



Универзитет „Св. Кирил и Методиј“ во Скопје

Машински факултет – Скопје



м-р Васко Чангоски, дипл. машински инженер

**Интегриран систем за независно управување и погонување
на четирите тркала за подобрување на динамиката и
удобноста кај патничките моторни возила**

***Integrated four-wheel independent steering (4WIS) and drive
(4WID) system for improving passenger vehicles dynamics and
comfort***

-докторска дисертација-

Ментор:

Проф. д-р Дарко Данев

Скопје, 2025 година

м-р Васко Чангоски

ИНТЕГРИРАН СИСТЕМ ЗА НЕЗАВИСНО УПРАВУВАЊЕ И ПОГОНУВАЊЕ НА ЧЕТИРИТЕ ТРКАЛА ЗА ПОДОБРУВАЊЕ НА ДИНАМИКАТА И УДОБНОСТА КАЈ ПАТНИЧКИТЕ МОТОРНИ ВОЗИЛА

Ментор:

Проф. д-р Дарко Данев
Машински факултет – Скопје

Членови на комисијата:

Проф. д-р Игор Ѓурков, УКИМ, Машински факултет Скопје, претседател

Проф. д-р Дарко Данев, УКИМ, Машински факултет Скопје, ментор

Вон. проф. д-р Васе Јанушевска, УКИМ, Машински факултет Скопје, член

Вон. проф. д-р Јована Јованова, *Delft University of Technology (TU Delft), Faculty of Mechanical engineering, maritime and transport technology*, член

Проф. д-р Виктор Гаврилоски, УКИМ, Машински факултет Скопје, член

АПСТРАКТ

Истражувањата во оваа докторска дисертација се фокусираат на развој на интегриран систем за независно управување и погонување на четирите тркала за подобрување на динамиката и удобноста кај патничките моторни возила со имплементација на повеќецелна и повеќепараметарска оптимизација. Истражувањето дефинира параметри, променливи и граници на доверба при различни услови на експлоатација на возилото со кои би се овозможил компромис помеѓу управливоста, стабилноста и удобноста на возилата и умерен премин од еден режим на движење во друг, но по ниедна цена да не се наруши безбедноста. Анализите се спроведени на автоматизирани возила кои се управувани од страна на возач и на автономни возила. Резултатите покажуваат дека предложениот концепт наоѓа баланс помеѓу управливоста, стабилноста и удобноста на возилото. Најистакнато подобрување на удобноста се случува кога возилото се наоѓа во автономен режим на движење. Предложениот концепт е креиран со помош на методот на управување со лизгачка површина и е анализиран со помош на симулациска околина во МАТЛАБ/Симулинк и верификуван со виртуелен модел на возило во косимулациска околина помеѓу АДАМС/Автомобил и МАТЛАБ/Симулинк. На крај изграден е скалиран модел на возило со помош на теоремата Бакингем-Пи кој е искористен за верификување на концептот. Скалираниот модел на возило покажува задоволителна споредливост со симулациските резултати во услови кога возилото е опремено со систем за управување на четирите тркала.

Клучни зборови:

Динамика на возилата, независно управување и погонување на четири тркала, управување со лизгачка површина, оптимизација, удобност кај возилата.

ABSTRACT

The research in this doctoral dissertation focuses on the development of an integrated system for independent four wheels steering and driving to improve dynamics and comfort in passenger vehicles through the implementation of multi-objective and multi-parameter optimization. The research defines parameters, variables, and confidence boundaries under different vehicle operating conditions that would allow a compromise between maneuverability, stability, and comfort, as well as a smooth transition from one driving mode to another, but under no circumstances at the expense of vehicle safety. The analyses are conducted on automated vehicles driven by a driver and on autonomous vehicles. The results show that the proposed concept achieves a balance between maneuverability, stability, and vehicle comfort. The most significant improvement in comfort occurs when the vehicle is in autonomous driving mode. The proposed concept is developed using the sliding mode control method, analyzed with the MATLAB/Simulink simulation, and verified with a virtual vehicle model in a co-simulation environment between ADAMS/Car and MATLAB/Simulink. Finally, a scaled vehicle model is built using the Buckingham-Pi theorem, which is used to verify the concept. The scaled vehicle model demonstrates satisfactory comparability with the simulation results under conditions when the vehicle is equipped with a four-wheel steering system.

Key words:

Vehicle dynamics, four-wheel independent steering and driving, sliding mode control, optimization, vehicle comfort.

Содржина

Список на слики.....	iv
Список на табели	xii
Номенклатура	xvi
1. Вовед	1
1.1. Предмет на истражувањето	2
1.2. Цели на истражувањето	2
1.3. Тек и методологија на истражувањето во докторската дисертација	3
1.4. Значење и придобивки од истражувањето	6
2. Преглед на достигнувања во областа.....	7
2.1. Историјат на системот за управување кај возилата	7
2.2. Активни системи за управување на предната и задната оска	11
2.3. Системи за управување преку сигнали и предлог редундантни системи	17
2.4. Методи на управување на системите за независно управување и погонување на четири тркала.....	21
2.5. Испитување на динамиката на возилата со помош на скалирани модели	23
2.6. Технички барања за испитување на динамиката и удобноста кај возилата.....	26
2.6.1. Регулатива <i>ECE-R79</i>	26
2.6.2. Стандард <i>ISO-2631</i>	29
2.6.3. Стандард <i>ISO-15037</i>	32
2.7. Дефинирање на истражувачки јаз	34
3. Развој на интегриран систем за независно управување и погонување на четирите тркала и негово тестирање во симулациска околина	36
3.1. Математички модели на возила.....	36
3.1.1. Линеарен модел – велосипед со управување на предната оска	36
3.1.2. Линеарен модел – велосипед со управување на двете оски	37
3.1.3. Рамнински модел на возило со управување на сите тркала.....	38
3.2. Анализа на референтните модели.....	41
3.2.1. Референтна аголна брзина на пливање.....	41
3.2.2. Референтен нелинеарен модел - велосипед со управување на задната оска	42
3.2.3. Споредба на референтните модели	42

3.3. Повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација за подобрување на удобноста, стабилноста и безбедноста на возилото	56
3.3.1. Анализа на интегрираниот систем за независно управување и погонување во услови кога возилото се наоѓа во автономен режим на движење	62
3.3.1.1. Следење на траекторија согласно стандардот ISO-3888.....	66
3.3.1.2. Следење на траекторија согласно регулативата ECE – R79	74
3.3.2. Анализа на интегрираниот систем за независно управување и погонување во услови кога возачот е одговорен за командување на возилото	81
3.3.2.1. Маневар - влегување во кривина согласно стандардот ISO – 7401 ..	81
3.3.2.2. Маневар - влегување во кривина според стандардот ISO – 7401 при влошени патни услови	87
3.3.2.3. Маневар - избегнување пречка на патот согласно стандардот ISO – 7401	91
3.3.2.4. Маневар - избегнување пречка на патот според стандардот ISO – 7401 при влошени патни услови.....	97
4. Косимулациско истражување на предложениот концепт со помош на виртуелен модел на возило.....	103
5. Употреба на скалиран модел на возило и експериментално испитување на системот за независно управување и погонување на четирите тркала	111
5.1. Предмет на испитувањето	112
5.2. Дефинирање на мерниот објект со помош на теоремата Бакинџем-Пи	113
5.3. Мерни големини и начин на нивното мерење.....	120
5.3.1. Мерни големини на скалираниот модел и верификување на употребата на теоремата Бакинџем – Пи.....	120
5.3.2. Мерни големини кои ќе бидат измерени при тестирањето.....	120
5.3.3. Мерни големини кои се изведени по мерењето	121
5.4. Опис на мерниот систем	122
5.4.1. Давач за мерење на забрзување и аголна брзина.....	123
5.4.2. Аквизиција на резултатите	126
5.5. Опис на испитната инсталација.....	127
5.5.1. Мерна инсталација за определување на инерцијалниот момент на СМВ со помош на бифиларен метод	127
5.5.2. Уред за тестирање на крутоста на пневматиците	135

5.5.3. Полигон за тестирање на скалираниот модел на возило	137
5.6. Споредба на СМВ со реално возило	139
5.7. Режи ми на испитување, обработка и анализа на резултатите	142
5.7.1. Спроведување на експериментот	143
5.7.2. Анализа на грешките при мерењето	158
6. Заклучоци и препораки за понатамошни истражувања	162
6.1. Препораки за подобрување и предлози за понатамошни истражувања	164
Користена литература	165
Прилог 1 - Градба на скалираниот модел	171
1. Креирање на CAD модел	171
2. Изработка на составните делови на физичкиот модел	172
2.1. Карактеристики на користените машини	173
2.2. Изработка на деловите на прототипното возило	173
2.3. Процес на склопување на реалниот модел	178

СПИСОК НА СЛИКИ

Слика бр. 1.1	Тек на докторската дисертација - дел 1	4
Слика бр. 1.2	Тек на докторската дисертација - дел 2	5
Слика бр. 2.1	Римска кочија со систем за управување со ротација на целата оска (Pfeffer et al., 2017).....	7
Слика бр. 2.2	Кочија на Ланкеншпрегер со Акерманов систем за управување (Pfeffer et al., 2017)	8
Слика бр. 2.3	Акерманов систем за управување и моментален пол на ротација (Pfeffer et al., 2017).....	8
Слика бр. 2.4	Систем за управување со хидраулично сервозасилување (Barton et al., 2018).....	9
Слика бр. 2.5	Систем за управување со електрично сервозасилување (Li et al., 2019)	10
Слика бр. 2.6	Систем за активно управување на предните тркала од BMW (Reif, 2014)	12
Слика бр. 2.7	Напречен пресек на вратилата од системот за управување и изглед на запчениците на <i>Harmonic drive</i> (Barton et al., 2018)	12
Слика бр. 2.8	Систем за динамично управување на Ауди (Audi Dynamic Steering) (Audi, 2008).....	13
Слика бр. 2.9	Принцип на функционирање на <i>Harmonic Drive</i> (Audi, 2008).....	13
Слика бр. 2.10	Систем за управување на задните тркала кај <i>Honda Prelude</i> (Harrer et al. 2017)	14
Слика бр. 2.11	Агол на завртување на задните тркала во однос на аголот на завртување на воланот (лево) и во однос на брзината на движење (десно) (Fijalkowski et al. 2010)	14
Слика бр. 2.12	Систем за управување на задните тркала од ZF, изведба на системот (горе), шематски приказ на системот со еден централен и два независни актуатори (долу) (Hägele, 2014)	15
Слика бр. 2.13	Систем за управување на задните тркала од Mercedes (Rau et al. 2022)	16
Слика бр. 2.14	Симулатор за возење во Универзитетот Цингхуа (Tsinghua University) (Li et al., 2020)	20
Слика бр. 2.15	Скалиран модел на Renault Megane 2016 (Hasnain, 2021).....	24
Слика бр. 2.16	Симулатор за скалирани возила во универзитетот во Пенсилванија (на англ.: The Pennsylvania State University Rolling Roadway Simulator) (Lapapong et al., 2009).....	24
Слика бр. 2.17	Електричен трактор со вграден систем за управување преку сигнали (Li et al., 2019).....	25
Слика бр. 2.18	Електрична голф количка со вграден систем за управување преку сигнали (Phetnok et al., 2014)	25

Слика бр. 2.19 Платформа за тестирање на систем за управување преку сигнали (Wang et al., 2013).....	26
Слика бр. 2.20 Единечна промена на коловозната лента согласно ECE-R79 каде маневарот е инициран автоматски (UN Regulation No. 79).....	29
Слика бр. 2.21 Единечна промена на коловозната лента согласно ECE-R79 каде маневарот е инициран од две команди на возачот (UN Regulation No. 79).....	29
Слика бр. 2.22 Позиции на мерење на изложеност на забрзување на човековото тело во различни позиции (Standard ISO-2631-1:1997).....	31
Слика бр. 3.1 Модел велосипед со управување на предната оска	36
Слика бр. 3.2 Модел велосипед со управување на задната оска	38
Слика бр. 3.3 Рамнински модел на возило со управување четири тркала каде тркалата се завртени во иста насока (лево) и во спротивна насока (десно) (Changoski et al., 2024).....	39
Слика бр. 3.4 Шематски приказ на методот на управување за тестирање на референтните модели на возила	44
Слика бр. 3.5 Шематски приказ на спроведената анализа за споредба на референтните модели.....	46
Слика бр. 3.6 Агли на завртување на тркалата –возило 2WS.....	47
Слика бр. 3.7 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS	47
Слика бр. 3.8 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS – SMC1.....	48
Слика бр. 3.9 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS – SMC2.....	48
Слика бр. 3.10 Напречно забрзување	48
Слика бр. 3.11 Аголна брзина на пливање	48
Слика бр. 3.12 Прв извод на напречното забрзување	48
Слика бр. 3.13 Агол на пролизгување во тежиштето	48
Слика бр. 3.14 Траекторија.....	48
Слика бр. 3.15 Агли на завртување на тркалата –возило 2WS	49
Слика бр. 3.16 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS	49
Слика бр. 3.17 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS – SMC1.....	49
Слика бр. 3.18 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS – SMC2.....	49
Слика бр. 3.19 Напречно забрзување	50
Слика бр. 3.20 Аголна брзина на пливање	50
Слика бр. 3.21 Прв извод на напречното	50
Слика бр. 3.22 Агол на пролизгување во тежиштето	50
Слика бр. 3.23 Траекторија.....	50
Слика бр. 3.24 Агли на завртување на тркалата –возило 2WS.....	51
Слика бр. 3.25 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS.....	51
Слика бр. 3.26 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS – SMC1.....	51
Слика бр. 3.27 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS – SMC2.....	51
Слика бр. 3.28 Напречно забрзување	52
Слика бр. 3.29 Аголна брзина на пливање	52

Слика бр. 3.30	Прв извод на напречното забрзување.....	52
Слика бр. 3.31	Агол на пролизгување во тежиштето.....	52
Слика бр. 3.32	Траекторија.....	52
Слика бр. 3.33	Агли на завртување на тркалата –возило 2WS	53
Слика бр. 3.34	Агли на завртување на тркалата –возило 4WS	53
Слика бр. 3.35	Агли на завртување на тркалата –возило 4WS – SMC1	53
Слика бр. 3.36	Агли на завртување на тркалата –возило 4WS – SMC2.....	53
Слика бр. 3.37	Напречно забрзување	54
Слика бр. 3.38	Аголна брзина на пливање	54
Слика бр. 3.39	Прв извод на напречното забрзување	54
Слика бр. 3.40	Агол на пролизгување во тежиштето	54
Слика бр. 3.41	Траекторија	54
Слика бр. 3.42	4WS модел велосипед со вграден систем за контрола на стабилноста на возилото.....	59
Слика бр. 3.43	Шематски приказ на спроведените симулации за оценка на придобивките од повеќепараметарската и повеќецелната оптимизација	60
Слика бр. 3.44	Шематски приказ на предложениот концепт, (а) во автономен режим на движење, (б) кога возилото е управувано од страна на возач.....	61
Слика бр. 3.45	Траекторија дефинирана во стандардот за двојна промена на коловозната лента	67
Слика бр. 3.46	Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото	68
Слика бр. 3.47	Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото	68
Слика бр. 3.48	Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото	68
Слика бр. 3.49	Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. возилото... ..	68
Слика бр. 3.50	Траекторија	68
Слика бр. 3.51	Подолжна брзина	68
Слика бр. 3.52	Подолжно забрзување	69
Слика бр. 3.53	Напречно забрзување	69
Слика бр. 3.54	Вкупно забрзување	69
Слика бр. 3.55	Аголна брзина на пливање.....	69
Слика бр. 3.56	Агол на пролизгување во тежиштето	70
Слика бр. 3.57	Прв извод на подолжното забрзување	70
Слика бр. 3.58	Прв извод на напречното забрзување	70
Слика бр. 3.59	Прв извод на вкупното забрзување	70
Слика бр. 3.60	Подолжни сили на предните тркала на 2WS возило	70
Слика бр. 3.61	Подолжни сили на предните тркала на 4WS возило	70
Слика бр. 3.62	Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото	71
Слика бр. 3.63	Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото	71

Слика бр. 3.64 Промена на коловозната лента дефинирана согласно регулативата ECE – R79.....	74
Слика бр. 3.65 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото.....	75
Слика бр. 3.66 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото	75
Слика бр. 3.67 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото.....	75
Слика бр. 3.68 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. возилото...	75
Слика бр. 3.69 Траекторија.....	75
Слика бр. 3.70 Подолжна брзина	75
Слика бр. 3.71 Подолжно забрзување.....	76
Слика бр. 3.72 Напречно забрзување	76
Слика бр. 3.73 Вкупно забрзување.....	76
Слика бр. 3.74 Агол на брзина на пливање	76
Слика бр. 3.75 Агол на пролизгување во тежиштето.....	77
Слика бр. 3.76 Прв извод на подолжното забрзување	77
Слика бр. 3.77 Прв извод на напречното забрзување.....	77
Слика бр. 3.78 Прв извод на вкупното забрзување	77
Слика бр. 3.79 Подолжни сили на предните тркала на 2WS возило.....	77
Слика бр. 3.80 Подолжни сили на предните тркала на 4WS возило	77
Слика бр. 3.81 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возило.....	77
Слика бр. 3.82 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возило – опт...	77
Слика бр. 3.83 (а) Траекторија на движење од маневарот спроведен согласно стандардот ISO 3888 и шрафирана меѓузона (б) Сооднос помеѓу аголот на завртување на предните и задните тркала во однос на аголната брзина на пливање	80
Слика бр. 3.84 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото.....	82
Слика бр. 3.85 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото.....	82
Слика бр. 3.86 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото	82
Слика бр. 3.87 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. возилото ...	82
Слика бр. 3.88 Траекторија.....	82
Слика бр. 3.89 Подолжна брзина.....	82
Слика бр. 3.90 Подолжно забрзување.....	83
Слика бр. 3.91 Напречно забрзување	83
Слика бр. 3.92 Вкупно забрзување	83
Слика бр. 3.93 Агол на брзина на пливање	83
Слика бр. 3.94 Агол на пролизгување во тежиштето	84
Слика бр. 3.95 Прв извод на подолжното забрзување	84
Слика бр. 3.96 Прв извод на напречното забрзување.....	84
Слика бр. 3.97 Прв извод на вкупното забрзување	84
Слика бр. 3.98 Подолжни сили на предните тркала на 2WS возилото.....	84
Слика бр. 3.99 Подолжни сили на предните тркала на 4WS возилото	84
Слика бр. 3.100 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото	84

Слика бр. 3.101 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото	84
Слика бр. 3.102 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото.....	87
Слика бр. 3.103 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото.....	87
Слика бр. 3.104 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото.....	87
Слика бр. 3.105 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. возилото.	87
Слика бр. 3.106 Траекторија.....	88
Слика бр. 3.107 Подолжна брзина	88
Слика бр. 3.108 Подолжно забрзување	88
Слика бр. 3.109 Напречно забрзување.....	88
Слика бр. 3.110 Вкупно забрзување	88
Слика бр. 3.111 Аголна брзина на пливање	88
Слика бр. 3.112 Агол на пролизгување во тежиштето	89
Слика бр. 3.113 Прв извод на подолжното забрзување.....	89
Слика бр. 3.114 Прв извод на напречното забрзување.....	89
Слика бр. 3.115 Прв извод на вкупното забрзување	89
Слика бр. 3.116 Подолжни сили на предните тркала на 2WS возилото	89
Слика бр. 3.117 Подолжни сили на предните тркала на 4WS возилото.....	89
Слика бр. 3.118 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото	89
Слика бр. 3.119 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото	89
Слика бр. 3.120 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото.....	92
Слика бр. 3.121 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото	92
Слика бр. 3.122 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото.....	92
Слика бр. 3.123 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. возилото .	92
Слика бр. 3.124 Траекторија.....	93
Слика бр. 3.125 Подолжна брзина	93
Слика бр. 3.126 Подолжно забрзување	93
Слика бр. 3.127 Напречно забрзување	93
Слика бр. 3.128 Вкупно забрзување.....	93
Слика бр. 3.129 Аголна брзина на пливање.....	93
Слика бр. 3.130 Агол на пролизгување во тежиштето	94
Слика бр. 3.131 Прв извод на подолжното забрзување.....	94
Слика бр. 3.132 Прв извод на напречното забрзување	94
Слика бр. 3.133 Прв извод на вкупното забрзување.....	94
Слика бр. 3.134 Подолжни сили на предните тркала на 2WS возилото	94
Слика бр. 3.135 Подолжни сили на предните тркала на 4WS возилото	94
Слика бр. 3.136 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото.....	94
Слика бр. 3.137 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото	94
Слика бр. 3.138 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото.....	97
Слика бр. 3.139 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото.....	97

Слика бр. 3.140	Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото.....	97
Слика бр. 3.141	Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. возилото..	97
Слика бр. 3.142	Траекторија	98
Слика бр. 3.143	Подолжна брзина	98
Слика бр. 3.144	Подолжно забрзување	98
Слика бр. 3.145	Напречно забрзување	98
Слика бр. 3.146	Вкупно забрзување.....	98
Слика бр. 3.147	Агол на пролизгување на пливање	98
Слика бр. 3.148	Агол на пролизгување во тежиштето	99
Слика бр. 3.149	Прв извод на подолжното забрзување	99
Слика бр. 3.150	Прв извод на напречното забрзување	99
Слика бр. 3.151	Прв извод на вкупното забрзување	99
Слика бр. 3.152	Подолжни сили на предните тркала на 2WS возилото	99
Слика бр. 3.153	Подолжни сили на предните тркала на 4WS возилото	99
Слика бр. 3.154	Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото	99
Слика бр. 3.155	Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото	99
Слика бр. 4.1 (а)	Изглед на виртуелен модел на возило и (б) систем потпирање интегриран со систем за независно управување на тркалата	104
Слика бр. 4.2	Шематски приказ на спроведената косимулација кога возилото се наоѓа во автономен режим на движење	105
Слика бр. 4.3	Шематски приказ на спроведената косимулација кога возачот е одговорен за управување со возилото	105
Слика бр. 4.4	Шематски приказ на спроведените косимулации.....	106
Слика бр. 4.5	Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото.....	107
Слика бр. 4.6	Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото.....	107
Слика бр. 4.7	Агли на завртување на тркалата	107
Слика бр. 4.8	Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. Возилото....	107
Слика бр. 4.9	Траекторија.....	107
Слика бр. 4.10	Подолжна брзина	107
Слика бр. 4.11	Подолжно забрзување.....	108
Слика бр. 4.12	Напречно забрзување	108
Слика бр. 4.13	Агол на пролизгување во тежиштето	108
Слика бр. 4.14	Агол на брзина на пливање	108
Слика бр. 4.15	Кочни моменти на предните тркала на 2WS возилото.....	108
Слика бр. 4.16	Кочни моменти сили на предните тркала на 4WS возилото	108
Слика бр. 4.17	Кочни моменти сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото	108
Слика бр. 4.18	Кочни моменти сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото.....	108
Слика бр. 4.19	Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото.....	109
Слика бр. 4.20	Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото	109

Слика бр. 4.21 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото.....	109
Слика бр. 4.22 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. Возилото	109
Слика бр. 4.23 Траекторија.....	109
Слика бр. 4.24 Подолжна брзина.....	109
Слика бр. 4.25 Подолжно забрзување.....	109
Слика бр. 4.26 Напречно забрзување.....	109
Слика бр. 4.27 Агол на пролизгување во тежиштето	110
Слика бр. 4.28 Аголна брзина на пливање	110
Слика бр. 4.29 Кочни моменти на предните тркала на 4WS возилото.....	110
Слика бр. 4.30 Кочни моменти сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото.....	110
Слика бр. 5.1 Изглед на возилото <i>Hyundai Ioniq 5 (Earnhardt Hyundai North Scottsdale, 2022)</i>	113
Слика бр. 5.2 CAD модел на скалираното возило	116
Слика бр. 5.3 Габаритни димензии на скалираното возило	117
Слика бр. 5.4 Шематски приказ на поставените компоненти	118
Слика бр. 5.5 Скалиран модел на возило.....	119
Слика бр. 5.6 шематски приказ на мерниот систем	122
Слика бр. 5.7 Шематски приказ на бифиларен метод за определување на материјалниот момент на инерција (Данев и др., 1999)	127
Слика бр. 5.8 Испитна инсталација за определување на материјалниот момент на инерција на дискот.....	129
Слика бр. 5.9 Расејување на резултатите од измерениот материјален момент на инерција на дискот.....	129
Слика бр. 5.10 Испитна инсталација за определување на материјален момент на инерција на системот диск-скалирано возило	131
Слика бр. 5.11 Мерење на вкупниот материјален момент на инерција на системот диск-скалирано возило.....	132
Слика бр. 5.12 Расејување на резултатите од измерениот материјален момент на инерција на системот диск-скалирано возило	133
Слика бр. 5.13 Мерење на крутоста на пневматиците	135
Слика бр. 5.14 Напречна сила на дејствување на пневматиците	136
Слика бр. 5.15 Полигон за тестирање на СМВ на паркингот на Машинскиот факултет во Скопје	137
Слика бр. 5.16 Полигон за тестирање на СМВ во новата зграда на Машинскиот факултет во Скопје	138
Слика бр. 5.17 Шематски приказ на спроведените експериментални испитувања	145
Слика бр. 5.18 Посакувана траекторија на движење на реално возило (лево) и на СМВ (десно).....	146
Слика бр. 5.19 Референтна аголна брзина на пливање.....	146
Слика бр. 5.20 Референтен агол на пливање	146

Слика бр. 5.21 Спроведување на маневарот двојна промена на коловозната лента	147
Слика бр. 5.22 Аголна брзина на пливање	147
Слика бр. 5.23 Агол на пливање.....	148
Слика бр. 5.24 Спроведување на експериментите во просториите на Машинскиот факултет	149
Слика бр. 5.25 Аголна брзина пливање – 4WIS возило	150
Слика бр. 5.26 Агол на пливање – 4WIS возило	150
Слика бр. 5.27 Аголна брзина пливање – 2WS возило.....	151
Слика бр. 5.28 Агол на пливање – 4WIS возило	151
Слика бр. 5.29 Агол на завртување на тркалата – споредба	152
Слика бр. 5.30 Аголна брзина на пливање – споредба.....	152
Слика бр. 5.31 Агол на пливање – споредба.....	152
Слика бр. 5.32 Напречно забрзување – споредба	153
Слика бр. 5.33 Подолжно забрзување – споредба.....	153
Слика бр. 5.34 Референтна аголна брзина на пливање	154
Слика бр. 5.35 Референтен агол на пливање	154
Слика бр. 5.36 Аголна брзина на пливање – 4WIS.....	154
Слика бр. 5.37 Агол на пливање – 4WIS	155
Слика бр. 5.38 Аголна брзина на пливање – 2WS	155
Слика бр. 5.39 Детал - аголна брзина на пливање – 2WS.....	155
Слика бр. 5.40 Агол на пливање – 2WS	155
Слика бр. 5.41 Агли на завртување на тркалата – споредба.....	156
Слика бр. 5.42 Аголна брзина на пливање – споредба	156
Слика бр. 5.43 Агол на пливање – споредба	157
Слика бр. 5.44 Напречно забрзување – споредба	157
Слика бр. 5.45 Подолжно забрзување – споредба	157
Слика бр. 1 CAD модел на возилото.....	172
Слика бр. 2 CAD модел на интегрираниот систем за потпирање и управување....	172
Слика бр. 3 Користени машини за изработка на деловите за прототипното возило: а) за ласерско сечење, б) за адитивно производство	173
Слика бр. 4 Експлодиран поглед на деловите на првата верзија од прототипното возило кои беа изработени, каде склопот за потпирање и управување е прикажен одделно	174
Слика бр. 5 Експлодиран поглед на деловите на втората верзија од прототипното возило кои беа изработени, каде склопот за потпирање и управување е прикажен одделно	174
Слика бр. 6 Пример на делови изработени со ласерско сечење на плексиглас со дебелина од 4 mm.....	177
Слика бр. 7 Пример на делови изработени со адитивно производство на PLA	178
Слика бр. 8 Составни делови на првиот прототип.....	178
Слика бр. 9 Составни делови на системот за потпирање.....	179

Слика бр. 10 Склоп на тркалото, носач и погонски електромотор	179
Слика бр. 11 Целосен склоп на интегрираниот систем за потпирање и управување на едно тркало	180
Слика бр. 12 Носечки структури.....	181
Слика бр. 13 Носачи за чекорните мотори за свртување на тркалата	182
Слика бр. 14 Поставеност на чекорните мотори	182
Слика бр. 15 Склоп на целото возило - прототип	183
Слика бр. 16 Составни делови на системот за потпирање од плексиглас (втора верзија на прототип)	184
Слика бр. 17 Комплетен систем за потпирање на едно тркало кај втора верзија на прототип.....	184

СПИСОК НА ТАБЕЛИ

Табела бр. 2.1 Категоризација на вредностите на забрзувањето согласно стандардот ISO 2631	31
Табела бр. 2.2 Опис на мерење на давачите и препорачани вкупна грешка според стандардот ISO 15037	33
Табела бр. 2.3 Преглед на литература, цели на подобрување и применети методи на управување	35
Табела бр. 3.1 Параметри на возилото искористено во симулациската анализа ..	46
Табела бр. 3.2 RMS вредности на најречното забрзување и неговите прв извод	48
Табела бр. 3.3 RMS вредности на најречното забрзување и неговите прв извод	50
Табела бр. 3.4 RMS вредности на најречното забрзување и неговите прв извод	52
Табела бр. 3.5 RMS вредности на најречното забрзување и неговите прв извод	54
Табела бр. 3.6 Параметри на возилото искористено во симулациската анализа...	62
Табела бр. 3.7 Дефинирање на регионите на функционирање на системот за независно управување на четирите тркала	64
Табела бр. 3.8 Димензии на табелата согласно стандардот ISO 3888-1.....	67
Табела бр. 3.9 RMS Вредности на најречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина	72
Табела бр. 3.10 RMS Вредности на должното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина.....	72
Табела бр. 3.11 RMS Вредности на вкупното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина.....	72
Табела бр. 3.12 RMS Вредности на првиот извод на најречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина.....	73
Табела бр. 3.13 RMS Вредности на првиот извод на должното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина.....	73

Табела бр. 3.31 RMS Вредносѝи на ѝрвиоѝ извод на ѝодолжноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	91
Табела бр. 3.32 RMS Вредносѝи на ѝрвиоѝ извод на вкуѝноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	91
Табела бр. 3.33 RMS Вредносѝи на најречноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	95
Табела бр. 3.34 RMS Вредносѝи на најречноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	95
Табела бр. 3.35 RMS Вредносѝи на вкуѝноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	96
Табела бр. 3.36 RMS Вредносѝи на ѝрвиоѝ извод на најречноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	96
Табела бр. 3.37 RMS Вредносѝи на ѝрвиоѝ извод на ѝодолжноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	96
Табела бр. 3.38 RMS Вредносѝи на ѝрвиоѝ извод на вкуѝноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	97
Табела бр. 3.39 RMS Вредносѝи на најречноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	100
Табела бр. 3.40 RMS Вредносѝи на ѝодолжноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	100
Табела бр. 3.41 RMS Вредносѝи на вкуѝноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	100
Табела бр. 3.42 RMS Вредносѝи на ѝрвиоѝ извод на најречноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	101
Табела бр. 3.43 RMS Вредносѝи на ѝрвиоѝ извод на ѝодолжноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	101
Табела бр. 3.44 RMS Вредносѝи на ѝрвиоѝ извод на вкуѝноѝо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои ѝредизвикувааѝи мачнина.....	101
Табела бр. 4.1 Влезни и излезни ѝолемини од вирѝуелноѝи модел на возило во АДАМС	105
Табела бр. 5.1 Дефинирање на ѝосакуваниѝе ѝарамеѝри на СМВ соѝласно доѝолниѝелниѝе П – ѝруѝи	116
Табела бр. 5.2 Вѝрадени електѝронски комѝоненѝи на скалираниоѝи модел	117
Табела бр. 5.3 Каракѝерисѝици на сензороѝ за забрзување (Analog Devices, 2009).	124

Табела бр. 5.4 Карактеристики на сензори за мерење на аголна брзина (InvenSense, 2010)	125
Табела бр. 5.5 Карактеристики на сензори за мерење на забрзување (AZ-Delivery Vertriebs GmbH, 2011)	125
Табела бр. 5.6 Карактеристики на сензори за аголна брзина (AZ-Delivery Vertriebs GmbH, 2011)	126
Табела бр. 5.7 Мерила употребени за мерење на материјалниот момент на инерција	128
Табела бр. 5.8 Резултати од мерењето на материјалниот момент на инерција на дискот	130
Табела бр. 5.9 Резултати од мерењето на материјалниот момент на инерција на системот диск-скалиран модел на возило	134
Табела бр. 5.10 Резултати од мерењето на крутоста на пневматичите	136
Табела бр. 5.11 Резултати од мерењето на брзината на движење на СМВ	138
Табела бр. 5.12 Споредба на реалното возило и СМВ	141
Табела бр. 5.13 RMS вредности на подолжно, напречно и вкупно забрзување	152
Табела бр. 5.14 RMS вредности на подолжно, напречно и вкупно забрзување	158
Табела бр. 5.15 Релативна и апсолутна грешка при спроведеното мерење	160
Табела бр. 1 Технологија на изработка на деловите во прва и втора верзија од прототипното возило	175
Табела бр. 2 Дебелина на флексибел користена за изработка на деловите со ласерско сечење	176
Табела бр. 3 Користени режими на обработка при ласерско сечење на флексибел	177
Табела бр. 4 Користени режими на обработка при адитивно производство на PLA	177

НОМЕНКЛАТУРА

a	- вкупно забрзување
a_x	- подолжно забрзување
a_y	- напречно забрзување
a_1	- растојание помеѓу жиците од мерната инсталација за бифиларен метод
b_p, b_z	- трага на предните и задните тркала
F_{nstat}	- статичката сила на оптоварување на тркалото
F_{ni}	- вертикалното оптоварување на тркало
F_t	- кочна сила на тркалото
F_t	- погонска сила на тркалото
F_x	- подолжна сила на возилото
F_y	- напречна сила на возилото
F_{yp}, F_{yz}	- напречна сила на предната и на задната оска соодветно
F_{ypv}, F_{ypn}	- напречна сила на предното внатрешно и надворешно тркало соодветно
F_{yzv}, F_{yzn}	- напречна сила на задното внатрешно и надворешно тркало соодветно
g	- земјино забрзување
I_z	- материјален момент на инерција на возилото
K_{si}	- коефициент на подолжната крутост на пневматикот
$K_{\delta p}, K_{\delta z}$	- коефициенти на напречна крутост на предните и задните пневматици соодветно
k_i	- коефициенти на пропорционалност за методот на управување со лизгачка површина
l	- меѓуоскино растојание
l_p, l_z	- растојание од тежиштето до предната и задната оска
l_1	- должина на жиците од мерната инсталација за бифиларен метод
M_z	- момент на пливање
m	- маса на возилото
r_d	- динамички полупречник на тркалање
s_i	- подолжно пролизгување на тркалото
T	- период на осцилирање според бифиларниот метод
T_k	- кочен момент
T_t	- погонски момент
V_x	- подолжна брзина
V_y	- напречна брзина
β_c	- агол на пролизгување во тежиштето
δ_p, δ_z	- агли на подведување на предната и задната оска соодветно
δ_{pv}, δ_{pn}	- агли на подведување на предното внатрешно и надворешно тркало соодветно
δ_{zv}, δ_{zn}	- агли на подведување на задното внатрешно и надворешно тркало соодветно

θ_{afs}	- корективен агол на завртување на тркалото дефиниран од страна на AFS контролерот
θ_p, θ_z	- агли на завртување на предното и задното тркало соодветно
θ_{pv}, θ_{pn}	- агли на завртување на предното внатрешно и надворешно тркало соодветно
θ_v	- агол на завртување дефиниран од страна на возачот
θ_{zv}, θ_{zn}	- агли на завртување на задното внатрешно и надворешно тркало соодветно
λ_{Di}	- коефициент за дефинирање на моделот на пневматик според Дагоф
λ_i	- коефициенти на пропорционалност за методот на управување со лизгачка површина
ΔM_z	- корективен момент на пливање
Π_i	- Пи група
ξ_i	- пропорционален коефициент за дефинирање на грешката
φ	- коефициентот на прилепување
φ_z	- агол на пливање
φ_{zref}	- референтен агол на пливање
ϕ_i	- коефициент кој ја дефинира дебелината на лизгачката површина
ω_{ti}	- аголна брзина на тркалото
ω_z	- аголна брзина на пливање
ω_{zref}	- референтна вредност на аголната брзина на пливање
$\omega_{zref\ max}$	- максимална референтна вредност на аголната брзина на пливање

1. ВОВЕД

Напредната технологија, заедно со желбата да се подобри безбедноста на возачите со елиминирање на управувачкото вратило на воланот како и придобивките при производството поврзани со поедноставеното позиционирање на воланот доведе до потреба од ревизија на традиционалниот пристап при проектирањето на системот за управување, а со тоа и на Регулацијата *ECE-R79 (UN Regulation No. 79)*. Регулацијата *ECE-R79* е сега изменета со цел за да се создаде можност да се земат предвид новите технологии и вградување на систем за управување преку сигнали (на англ.: *steer-by-wire*), кој во регулативата е дефиниран како целосно електричен систем за управување (на англ.: *Purely electric steering transmission*). Ваквата можност за имплементација на системот за управување преку сигнали дополнително наметнува уште 61 безбедносно барање (*Huang et al., 2020*) согласно стандардот *ISO 26262:2018 (Standard ISO 26262:2018)*.

Во моментот, Комитетот за друмски возила и мобилност во склоп на „Германскиот институт за стандардизација“ – *DIN*, работи на проект насловен „Друмски возила – безбедносни насоки за системи за управување преку сигнали“ (на англ.: *Road vehicles - Steer-by-wire Systems - System Safety Guidelines*) (*DIN Standards Committee Road Vehicles and Mobility, 2024*) од кој треба да произлезе нов стандард *ISO/AWI 19725*. Овој стандард ги опишува неопходните, но не и доволните безбедносни барања за употреба на системите за управување преку сигнали за сериска примена кај патничките и кај лесните товарни возила. Овој стандард не ја заменува целосната примена на стандардот *ISO 26262* и неговата имплементација. Стандардот *ISO/AWI 19725* ги дефинира барањата за системите за управување каде возачот е сè уште одговорен за управувањето на возилото. Стандардот е сè уште во изработка, а работната група има подготвено негова работна верзија (*Standard ISO/AWI 19725*).

Покрај безбедносните аспекти и придобивките при производство, во научната и истражувачката средина големо внимание се посветува и на методите на управување кои се одговорни за командување на завртувањето на управувачките тркала.

За подобрување на безбедноста и за процесот на одобрување на системите за управување преку сигнали, неопходно е да се вградат редундантни системи. Во (*Vishal et al., 2017*) е направена анализа на идните системи кај електричните возила кои би поседувале систем за управување со помош на сигнали. Тука е даден предлог за поставување на два пара мотори за управување на запчестата летва, два пара сензори за мерење на аголот на воланот и мерење на вртежниот момент кој го испорачува возачот. На тој начин би се овозможил редундантен систем кој би се активирал во случај на отказ на примарниот. Дополнително на тоа, во (*Mortazavizadeh et al., 2020*) и (*Huang et al., 2020*) се потенцира значењето на стандардот *ISO 26262* каде покрај физичките компоненти, даден е преглед и на различни контролни методи кои треба да помогнат да го запрат возилото безбедно во случај на отказ на системот.

Сето ова значи дека имплементацијата на системот за независно управување и погонување носи во себе одредени предизвици. Најголемата пречка што овој систем сè

уште не е масовно имплементиран во возилата претставуваат безбедносните препреки кои треба да бидат совладани. Токму поради тоа, во фокус на докторскиот труд покрај подобрувањето на динамиката и удобноста кај патничките возила во предвид е земена и безбедноста како примарен фактор кој не смее да биде нарушен во ниту еден момент. Тоа би значело дека во дадени услови, кога има опасност за нарушување на стабилноста, а со тоа и безбедноста на возилото, удобноста мора да биде од второстепено значење.

1.1. Предмет на истражувањето

Предмет на истражувањето во овој докторски труд е интегрираното управување на системот за независно управување и погонување на четири тркала кај патничките моторни возила и начините како да се подобри стабилноста, управливоста, но и удобноста со вградување на овој систем. Истражувањето треба дефинира параметри, променливи и граници на доверба при различни услови на експлоатација на возилото со кои би се овозможил компромис помеѓу управливоста, стабилноста и удобноста на возилата и умерен премин од еден режим на движење во друг, но по ниедна цена да не се наруши безбедноста.

Подобрувањето на управливоста и стабилноста на возилото може да доведе до нарушување на удобноста кај патниците. Со вградувањето на системот за независно управување и погонување на четири тркала се очекува да се постигне подобрување на управливоста и стабилноста, а со тоа и на безбедноста на возилото и притоа удобноста на патниците да остане во посакуваните граници. Овој пристап ќе овозможи оптимален начин на управување кај автоматизирани возила. Тоа може да биде искористено и за следење на однапред дефинирана патека како кај автономните и автономно управувани роботски возила. Покрај веродостојно следење на патеката системот треба да биде во можност да ја има во предвид динамиката и удобноста на возилото. Кога станува збор за патнички возила, системот треба да донесе одлука врз база на различни параметри со цел да се направи компромис меѓу динамиката и удобноста на возилото.

Со дефинирање на повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација ќе се овозможи подобрена удобност и управливост во нормални услови на експлоатација на возилото сè до оној момент кога ќе се јави опасност од нарушување на стабилноста на возилото. Тогаш, целите и параметрите на управувачкиот метод се менуваат и стабилноста и безбедноста на возилото се ставаат во преден план, а удобноста привремено се става во втор план.

1.2. Цели на истражувањето

Целта на докторската дисертација претставува развој на интегриран систем за независно управување и погонување на четирите тркала кој треба да биде способен да ја подобри безбедноста, динамиката и удобноста кај патничките моторни возила и да најде компромис помеѓу нив. Предложениот концепт треба да се подложи на повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација на однесувањето на возилото при

различни услови и во различни режими на движење и притоа да бидат запазени безбедноста и удобноста на возењето. Овој пристап треба да овозможи имплементација на системот за независно управување и погонување на четири тркала кај автоматизирани возила кои се управувани од страна на возачот, но и да биде наменет и применлив за автономните возила при следење на однапред дефинирана траекторија.

1.3. Тек и методологија на истражувањето во докторската дисертација

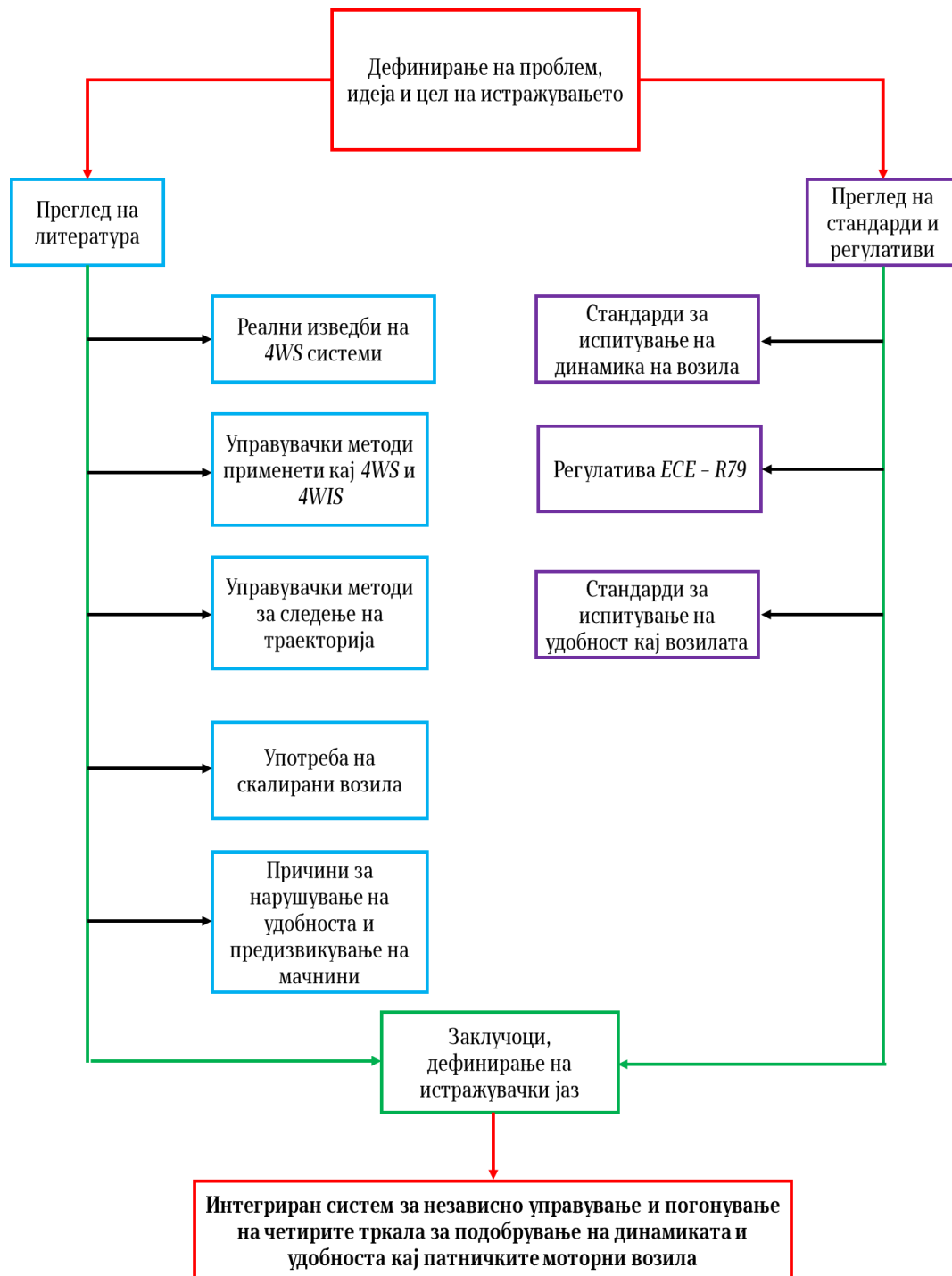
Во продолжение на слика бр. 1.1 и слика бр. 1.2, е даден текот на докторската дисертација. Докторскиот труд почнува со преглед на литературата поврзана со:

- системите за управување на четири тркала, како и на системите за независно управување на четири тркала,
- управувачки методи кои се употребуваат за командување на системот за управување и погонување на четири тркала и независно управување и погонување на четири тркала,
- управувачки методи кои се користат за следење на однапред дефинирана траекторија кај возилата и кај автономно управувани роботски возила,
- преглед на стандардите кои се поврзани со истражувањето на динамиката и удобноста на возилата,
- последните консолидирани верзии на регулативите на Обединетите Нации, а со посебен осврт на Регулацијата *ECE-R79* која се однесува на одредбите за одобрување на системите за управување кај возилата,
- методи за креирање на скалирани модели на возила и нивна примена во испитување на динамиката на возилата и можноста за следење на траекторија,
- методи за подобрување на удобноста и намалување на мачнината при движење кај возилата.

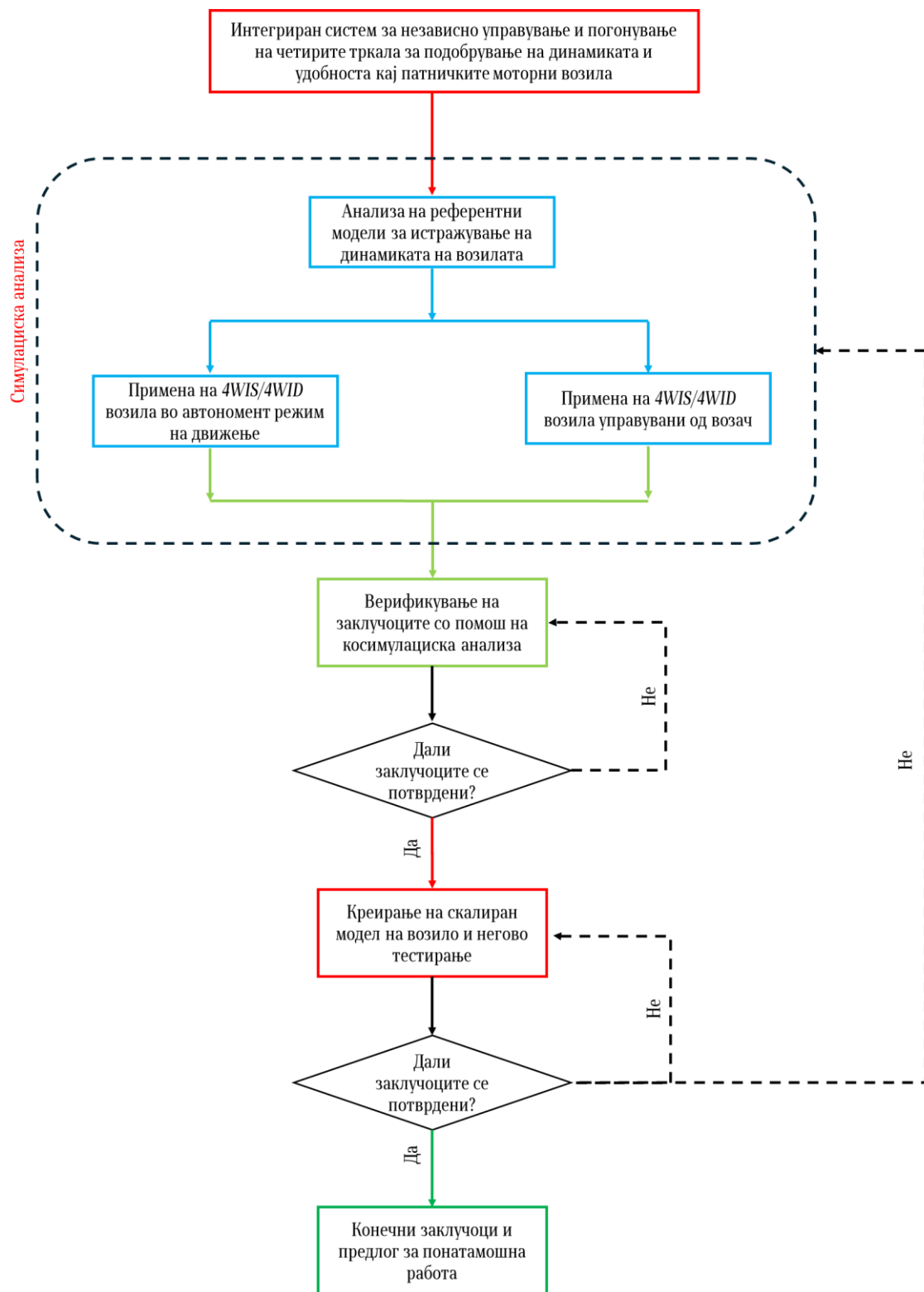
Прегледот на литература овозможи дефинирање на истражувачки јаз во стручната литература и во која насока овој докторски труд може да даде свој придонес. Тоа што е забележано во текот на истражувањето е дека најчесто во литературата се прави фокус на подобрување на само еден или два параметри од динамиката на возилото, што најчесто значи влошување на останатите. Исто така фокусот во истражувањата е поставен само на еден тип на возило (автономно или управувано од возач).

По дефинирање на областа на истражување и истражувачкиот јаз (на англ.: *research gap*), даден е предлог за начин на управување на возилата со независно управување и погонување на четири тркала кои треба да овозможи компромис помеѓу стабилноста, управливоста и удобноста на возилото, без притоа да биде нарушена безбедноста во ниту еден момент. Концептот е применлив за автоматизирано возило управувано од возач и за автономно возило. Ова е потврдено со помош на симулациска анализа во *Matlab/Simulink* и косимулациска анализа помеѓу *Matlab/Simulink* и *Adams/Car*. Следен чекор во развојот на докторскиот труд претставува експериментална потврда на донесените заклучоци со

помош на скалиран модел на возило креиран со помош на теоремата Бакингем – Пи и сумирање на целокупните заклучоци.



Слика бр. 1.1 Тек на докторската дисертација - дел 1



Слика бр. 1.2 Тек на докторската дисертација - дел 2

1.4. Значење и придобивки од истражувањето

Резултатите од истражувачкиот процес придонесуваат кон подобро разбирање на влијанието на системот за независно управување и погонување на четирите тркала врз динамиката и удобноста на возилото. Истражувањето дефинира сет на параметри, променливи и подрачја на управување каде возилото се прилагодува на моменталната ситуација на движење. Доколку возилото се наоѓа во стабилното подрачје на движење, удобноста преставува примарна цел. Подобрување на удобноста се добива со намалување на средните вредности на забрзувањето при маневрирање со возилото и дефинирање на максимални прагови на вредности на забрзувањето.

Истражувањето предлага еден интегриран систем и управувачка стратегија која овозможува негова примена во различни возила и во различни режими на движење. Со други зборови, креираниот систем е применлив и во ситуација кога возилото е управувано од страна на возач и кога возилото се наоѓа во автономен режим на движење кој следи однапред зададена траекторија.

Применетата повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација ќе овозможи поголема флексибилност кај возилата, избор на посакувани перформанси од страна на возачите и патниците, како и подобрена удобност на патниците кај идните автоматизирани и автономни возила, но во никој случај нема да дозволи нарушување на стабилноста и безбедноста на движењето на возилото.

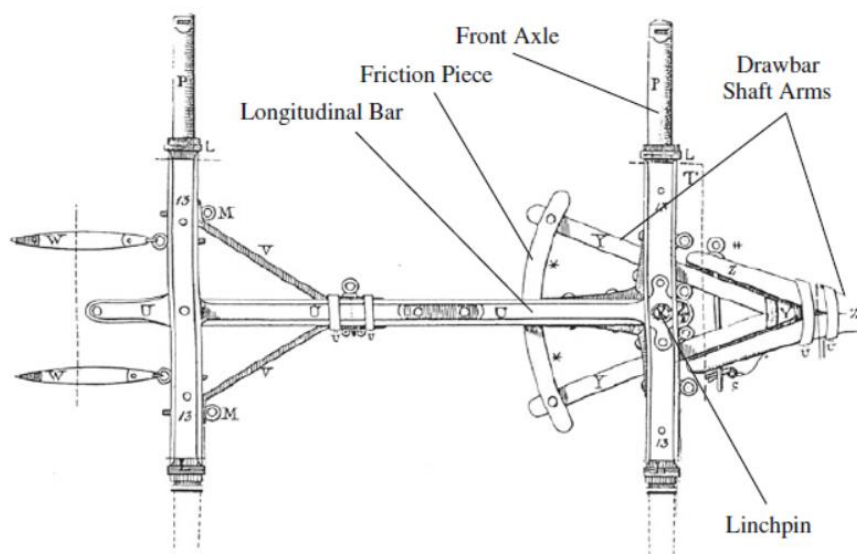
Сето ова треба да придонесе кон креирањето на подобар одржлив транспорт, развој на автономните возила и начинот на нивно управување, побезбеден сообраќај и зголемена удобност на патниците во автоматизираниите и автономните возила.

2. ПРЕГЛЕД НА ДОСТИГНУВАЊА ВО ОБЛАСТА

2.1. Историјат на системот за управување кај возилата

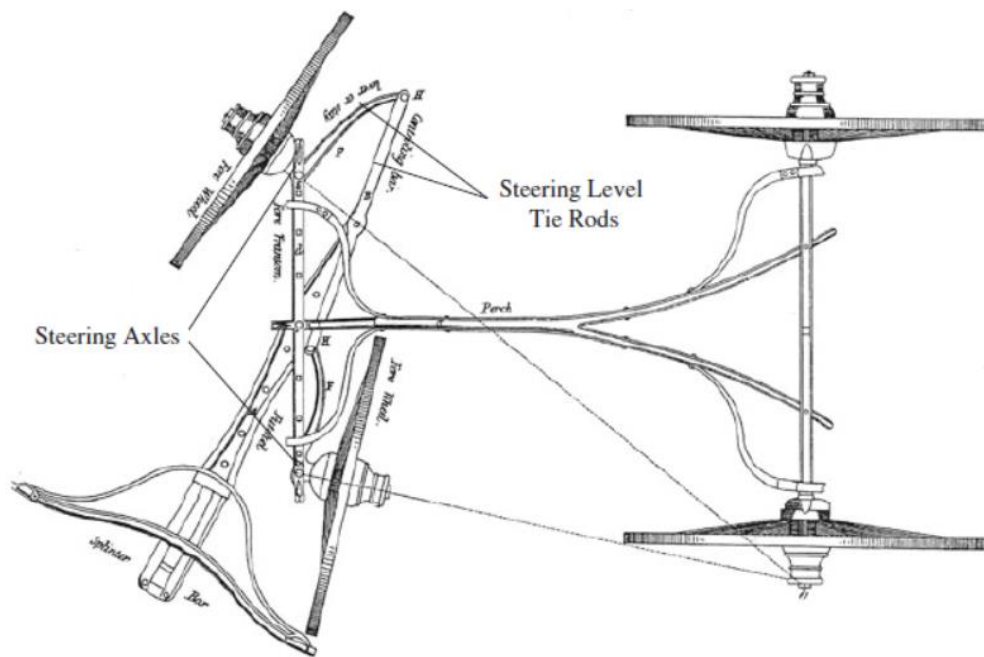
Системот за управување на возилата претставува еден од основните системи преку кој возачот ги изразува своите желби и намери во однос на насоката на движење на самото возило.

Историјата и изведбите на системите за управување е постара од моторните возила. Првите изведби на системите за управување датираат од античкиот период и служеле за насочување на кочиите со помош на ротација на целата оска (слика бр. 2.1). Всушност, овие варијанти се користат и денес кај влечените возила и приколките.



Слика бр. 2.1 Римска кочија со систем за управување со ротација на целата оска (Pfeffer et al., 2017)

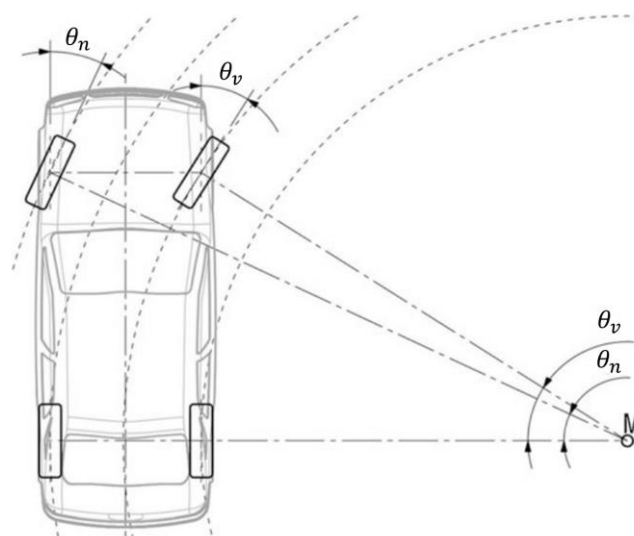
Следниот голем напредок се случува дури 2000 години подоцна кога благородниците од 19тиот век сакале кочи кои ќе им овозможат поголема удобност при патувањето. Па така, во 1818 година Џорџ Ланкеншпрегер (на англ.: *Georg Lankenspreger*) производител на кочи заедно со Рудолф Акерман (на англ.: *Rudolf Ackermann*) го патентираат својот систем за управување (патент број 3212 во Англија) познат како **Акерманов систем за управување** (слика бр. 2.2), кој до денес претставува најупотребуван систем за управување кај возилата.



Слика бр. 2.2 Кочија на Ланкеншпрегер со Акерманов систем за управување (Pfeffer et al., 2017)

Акермановиот систем за управување и неговата геометрија се базира на систем на водилки и зглобови, кои меѓусебно поврзани формираат управувачки трапез кој овозможува различни агли на завртување на внатрешното и надворешното тркало. На тој начин двете тркала се движат по кривини со различни радиуси и се остварува **моментален пол на ротација на возилото** (слика бр. 2.3).

Моменталниот пол на ротација на возилото се добива на тој начин што замислените нормали од тркалата се сечат во една точка, при тоа овозможувајќи помало напречно пролизгување и помало трошење на пневматиците што резултира со поголема стабилност на возилото.



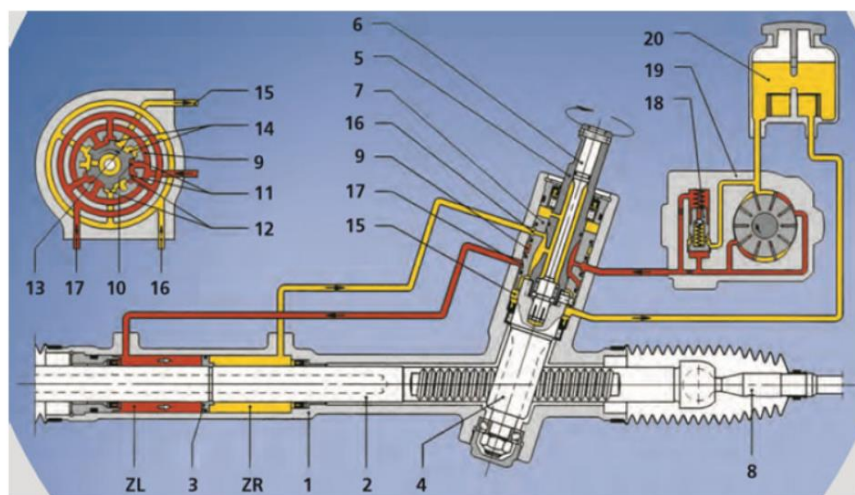
Слика бр. 2.3 Акерманов систем за управување и моментален пол на ротација (Pfeffer et al., 2017)

Со понатамошниот развој на возилата и нивното брзо распространување на пазарот, се наметнале барања за зголемена удобност и управливост со помал напор. Па така, првите рачки и команди за управување се заменуваат со управувачко тркало (воланот) и се воведуваат управувачки механизми и преносници кои ќе овозможат употреба на помала сила од страна на возачот за завртување на тркалата.

Најчесто употребувани механички преносници кај возилата претставуваат преносниците со запченик и запчеста летва, полжавести преносници и преносник со навојно вретено. При изведба на овие системи се внимава степенот на корисно дејство да биде поголем во директниот од, со цел да се намали заморот на возачот, додека степенот на корисно дејство во повратниот од да биде што е можно помал со цел возачот да не ги чувствува вибрациите и ударите од тркалата. Кај овие механички преносници завртувањето на тркала зависи исклучиво од силата и вртежниот момент кој возачот го доведува до воланот.

Со порастот на барањата за удобност при возењето, се појавила потребата од имплементирање на сервозасилувачи во системите за управување со цел да се намали напорот кој треба да биде вложен од страна на возачот. Први и едни од најчесто користените серво засилувачи претставуваат **хидрауличните сервозасилувачи**. Овие сервозасилувачи претставуваат надградба на веќе постоечкиот систем за управување, каде движењето на лостовите од системот за управување е помогнато од страна на хидрауличен систем.

Хидрауличниот систем користи хидрауличен цилиндар кој ја придвижува запчестата летва, а командата ја добива со помош на вентил поставен на самото управувачко вратило при негова ротација од страна на возачот (слика бр. 2.4).

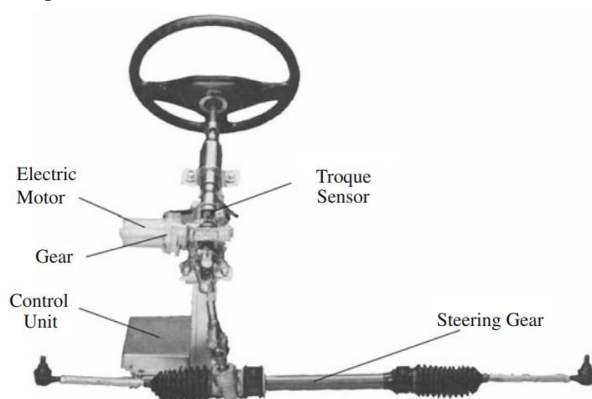


Слика бр. 2.4 Систем за управување со хидраулично сервозасилување (Barton et al., 2018)

Како надградбата на овој систем се воведува електро – хидрауличниот сервозасилувач, кој всушност е идентичен во градбата и начинот на функционирање во однос на претходно опишаниот хидрауличен систем, а единствената разлика е во тоа што погонот за овој систем не се добива од страна на моторот со внатрешно согорување, туку од посебен електромотор.

Потребата за константно напојување на системот со енергија, константниот преносен однос во текот на работата, како и загубите на моторот со внатрешно согорување се главните недостатоци на хидрауличниот сервозасилувач. Овие недостатоци надополнети со барањата за намалување на емисијата на штетни гасови и заштита на животната средина, довеле до имплементација на **електрично сервозасилување кај возилата.**

Електричното сервозасилување (слика бр. 2.5) функционира на тој начин што се вградува дополнителен електромотор со преносник кој помага во свртувањето на тркалата. Предностите на овој систем опфаќаат овозможување променлив преносен однос во текот на завртувањето на тркалата (мал преносен однос при маневрирање со возилото, а голем преносен однос при големи брзини), минимална потреба за сила од страна на возачот, мала бучава и сл.



Слика бр. 2.5 Систем за управување со електрично сервозасилување (*Li et al., 2019*)

Со воведувањето на електричното сервозасилување, се отвора можноста за автоматизација на системот за управување и воведување на можност за дополнителна контрола (корекција) на командите од возачот. Ова претставува и прв чекор кон развојот на системите за управување преку сигнали.

2.2. Активни системи за управување на предната и задната оска

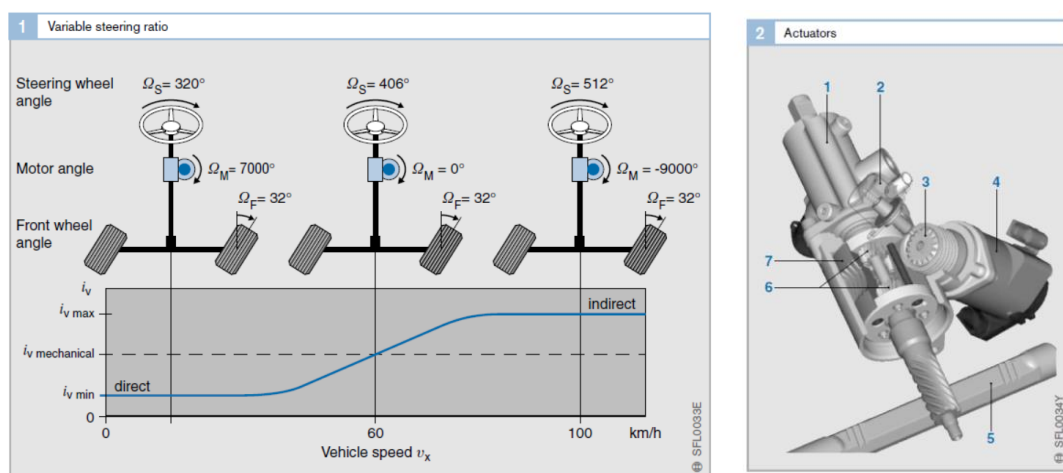
Активните системи за управување претставуваат понатамошна надградба на системите за управување со сервозасилување каде се прават обиди да се отстранат несаканите или несоодветните команди од страна на возачот кои може да доведат до дестабилизација на возилото и нарушување на неговата безбедност. Тоа се прави со помош на вградување на дополнителни мехатронички системи кои го одредуваат идеалниот или посакуваниот агол на завртување на управувачките тркала во однос на моменталната ситуација на движење на возилото. Врз база на моменталните параметри за оценка на стабилноста на возилото (аголната брзина на пливање, аголот на пролизгување во тежиштето и др.) или на застранување на возилото надвор од коловозната лента, овие системи со помош на електромотор и преносник прават корекција на аголот на завртување на управувачките тркала. Ова резултира со зголемена управливост, стабилност и безбедност на возилото, без притоа да се наруши чувството за управливост на возачот или да му се отежни управувањето со возилото.

Примери за имплементирани активни системи за управување на предните тркала се системот на *BMW* познат како систем за активно управување (на англ.: *Active Front Steering*) и системот на *AUDI* комерцијално познат како динамично управување (на англ.: *Dynamic Steering*).

Системот за активно управување на предните тркала се разликува во однос на стандардниот систем за управување во тоа што се поставува планетарен преносник на самото управувачко вратило (слика бр. 2.6). Поврзувањето на планетарниот преносник со електромоторот се прави со соодветен преносник кој во овој пример претставува запчест пар (полжав и полжавно тркало). Во зависност од брзината на движење, електромоторот прави ефективна промена на преносниот однос на системот за управување. Па така, при мали брзини на движење, електромоторот го потпомага завртувањето на предните тркала со што преносниот однос се намалува и управувањето е подиректно. Со зголемување на брзината на движење електромоторот „одзема“ од аголот на завртување на воланот, што управувањето го прави индиректно и спречува ненадејни команди од страна на возачот при големи брзини.

Електронската управувачка единица прави аквизиција на вредностите за аголната брзина на пливање и напречното забрзување со фреквенција од 100 Hz (Reif, 2014) од сензорите на возилото и ги споредува со посакуваните вредности. Потоа, во однос на разликата во вредностите се донесува одлука за корекција на аголот на завртување на тркалата во случај кога возилото има опасност од дестабилизација или застранување од лентата во која се движи.

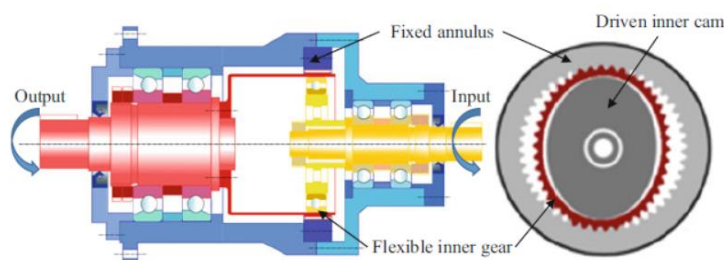
Во случај на отказ на системот, електромоторот се исклучува и механички се блокира, по што системот на управување функционира како класичен систем за управување, со константен преносен однос.



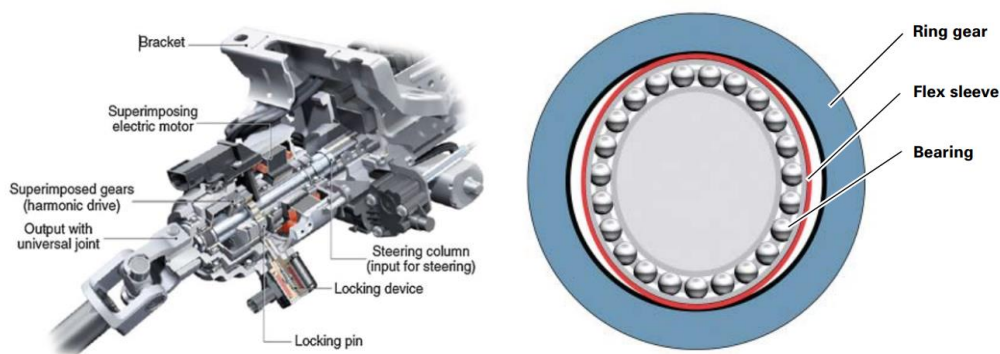
Слика бр. 2.6 Систем за активно управување на предните тркала од BMW (Reif, 2014)

AUDI Dynamic Steering (слика бр. 2.7 и бр. 2.8) исто така овозможува променлив преносен однос помеѓу воланот и управувачките тркала. Слично како и кај системот на BMW, корекција на командата од возачот се прави со помош на електромотор, но наместо планетарен преносник за промена на преносниот однос се употребува систем познат како *harmonic drive*.

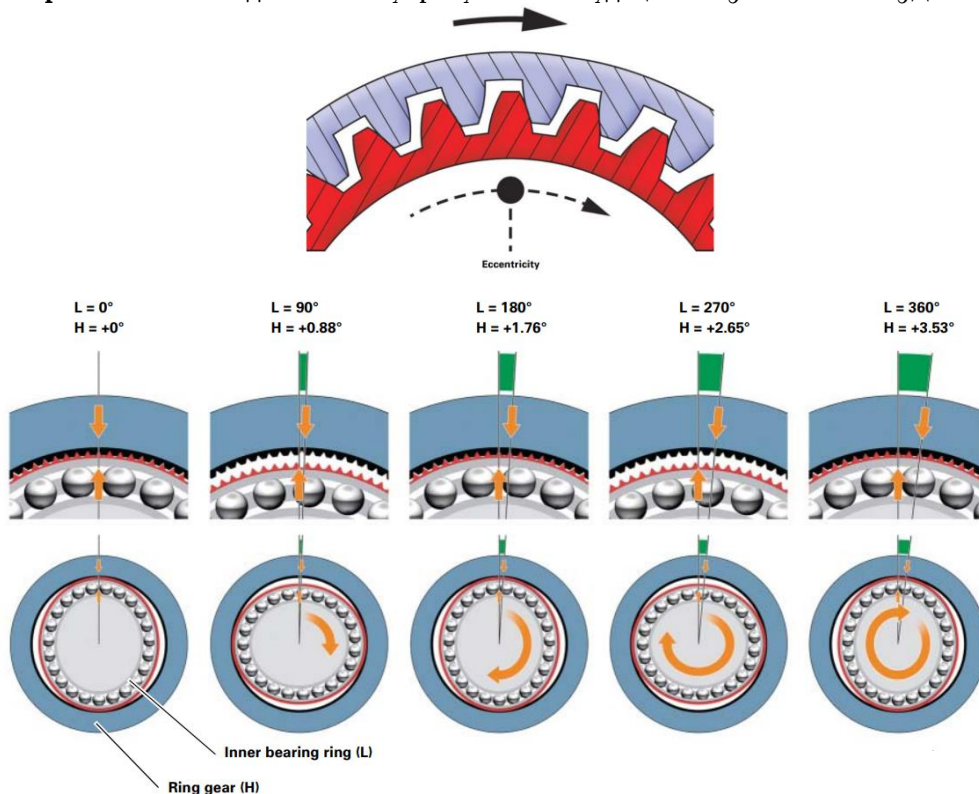
Системот се состои од управувачко вратило командувано од возачот и шупливо вратило погонувано од електромотор на чиј крај се наоѓа елиптично лежиште. Поврзувањето на овие две вратила се остварува со помош на надворешно назабен венец, кој има можност еластично да се деформира во текот на работата со помош на елиптичното лежиште. Ова деформација е клучна за работата на самиот систем. На надворешно назабениот венец се изработени 100 запци, додека на излезното вратило, чиј крај е во облик на орбитален, внатрешно назабен запченик има 102 запци. Токму еластичноста и деформацијата на ракавецот, елиптичниот облик на лежиштето и разликата на бројот на запци резултира преносниот однос (i) да достигне дури и до 50:1 (слика бр. 2.9).



Слика бр. 2.7 Напречен пресек на вратилата од системот за управување и изглед на запчениците на *Harmonic drive* (Barton et al., 2018)



Слика бр. 2.8 Систем за динамично управување на Ауди (Audi Dynamic Steering) (Audi, 2008)



Слика бр. 2.9 Принцип на функционирање на Harmonic Drive (Audi, 2008)

$$i = \frac{z_{fr}}{z_{iv} - z_{fr}} = \frac{100}{102 - 100} = 50 \quad (2.1)$$

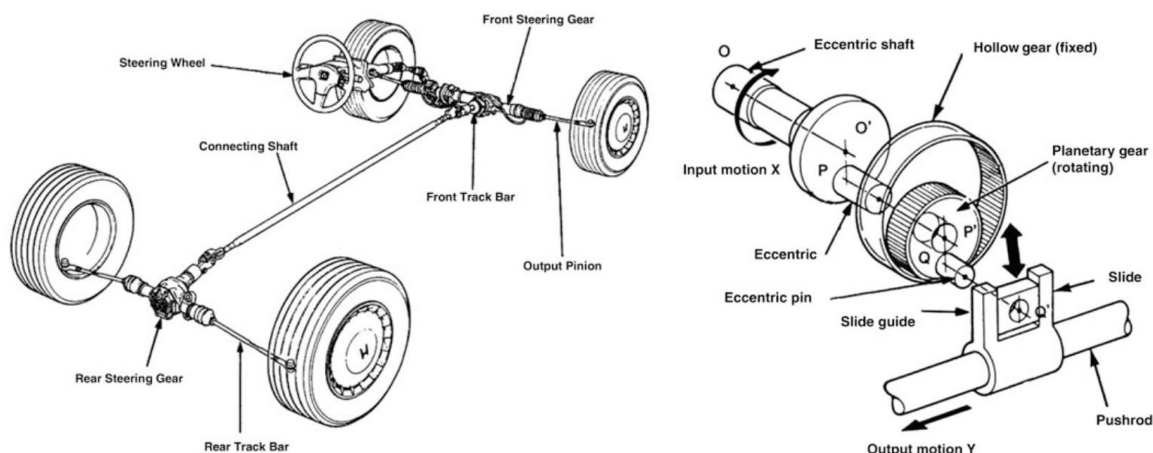
Со изразот (2.1) се добива дека преносниот однос (i) изнесува 50:1.

Со цел да се зголеми стабилноста на возилото, производителите во последните две децении, посериозно инвестираат во развојот на систем за управување на задните тркала. Ова го прават со цел да се овозможи подобрување на маневарските способности и управливоста на возилата, како и за подобрување на стабилноста.

Управувањето на задните тркала генерално може да се подели на пасивно и активно (Barton et al., 2018). Пасивното управување се извршува со промена на напречните сили кои дејствуваат на задните тркала во комбинација со системот за потпирање на

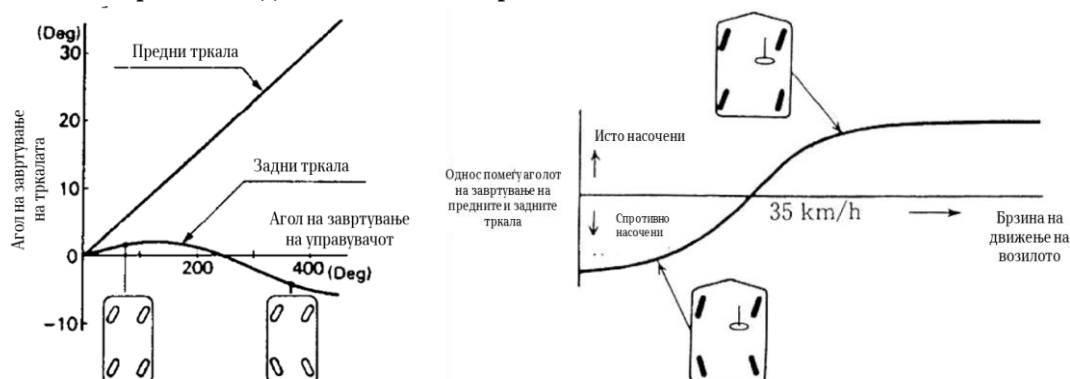
возилото. Кај активниот начин на управување на задните тркала се поставува извршен елемент (актуатор) кој е одговорен за завртување на тркалата.

Актуаторите може да бидат механички, хидраулични или електрични. Механичките системи за управување на задните тркала се меѓу првите изведби и се употребени кај возилото *Honda Prelude* (слика бр. 2.10), каде агли на завртување на задните тркала во однос на предните е претставен на слика бр. 2.11 (лево).



Слика бр. 2.10 Систем за управување на задните тркала кај *Honda Prelude* (Harrer et al. 2017)

Кај хидрауличните и електричните актуатори постои можност за имплементација на различни стратегии на управување на задните тркала. Основните стратегии за управување на задните тркала зависат од две големина: аголот на завртување на воланот и брзината на движење на возилото. Генералната идеја е задните тркала да се завртат противнасочно во однос на предните при мали брзини на движење на возилото, а при големи агли на завртување на воланот, што резултира во подобрени маневарски способности. Од друга страна при движење со зголемена брзина, задните тркала се завртуваат во иста насока со предните што овозможува поблаг премин на возилото од една во друга коловозна лента, што резултира со подобрена стабилност и удобност при поголеми брзини на движење (слика бр. 2.11).



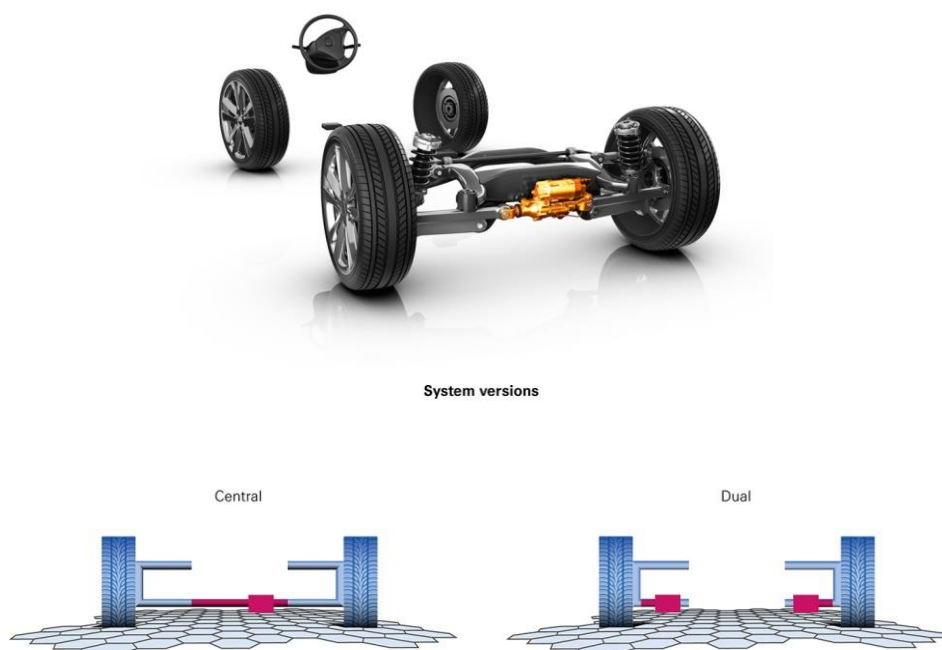
Слика бр. 2.11 Агол на завртување на задните тркала во однос на аголот на завртување на воланот (лево) и во однос на брзината на движење (десно) (Fijalkowski et al. 2010)

Во најсовремените изведби на системот за управување на задните тркала, најчесто е употребуван електромеханички начин на командување на тркалата, со тоа што може да

биде искористена варијанта со поставен еден електромеханички актуатор кој ги поврзува двете тркала на задната оска и оstarува механичка врска помеѓу нив. На тој начин аголот на завртување на двете тркалата е во директна зависност од кинематската релација на управувачкиот трапез (слика бр. 2.12 - горе). Од друга страна постојат изведби каде што се употребуваат два независни актуатори и нудат можност за независно командување на агли на двете тркала (слика бр. 2.12 - долу).

Воведувањето на електромеханички актуатор за командување на задната оска претставува приближување до концептот на развој на **систем за управување преку сигнали** (на англ.: *steer-by-wire*). Во суштина задната оска е командувана преку сигнали, но сè уште постои механичка врска помеѓу воланот и управувачките тркала на предната оска со што се задоволуваат безбедносните барања од регулативата *ECE-R79*. Изведбата на системите за управување на задната оска од компаниите *ZF* и *SCHAEFLER* се направени согласно стандардот *ISO 26262* од делот *ASIL D (Standard ISO 26262:2018)* и барањата се посложени доколку станува збор за два независни актуатори (*Hägele, 2014*).

Секако, двете изведби во себе содржат безбедносни мерки во случај на отказ на системот. Во (*Schaeffler, 2010*) е објаснето дека системот се забравува во случај на отказ во моменталниот или последниот агол на завртување на задните тркала. Тоа би значело дека во случај на отказ задните тркала би останале завртени. Со оглед на тоа што станува збор за мали агли (до 3°), управувањето на предните тркала е независно и тоа надолното со активација на останатите безбедносни системи, возилото ќе биде во можност да запре безбедно.

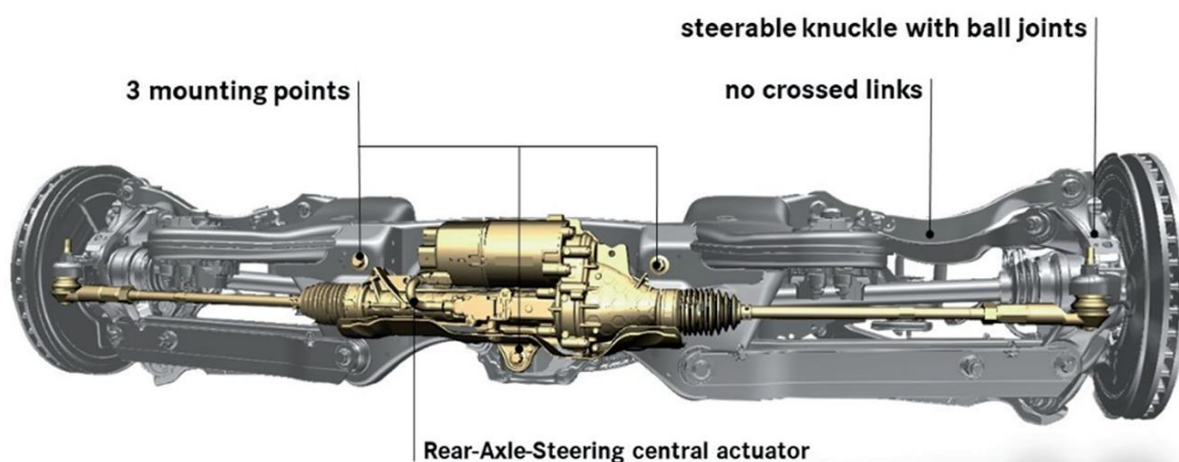


Слика бр. 2.12 Систем за управување на задните тркала од *ZF*, изведба на системот (горе), шематски приказ на системот со еден централен и два независни актуатори (долу) (*Hägele, 2014*)

Развојот и имплементацијата на системите за активно управување се базира најмногу на развојот на сензорската и електронската технологија. Всушност 80-90% од иновациите во автомобилската индустрија се базирани на развојот на електрониката и софтверските алатки и алгоритми (*Mallozzi et al, 2019*). Најновите достигнувања во делот

на електромоторите, сензорите, контролерите и чиповите се прикажани во (Husain et al. 2021).

Покрај претходно споменатите, кај брендот на *Mercedes* се употребува систем за управување на задната оска со можност за завртување на задните тркала до 10°. Ова во моментот претставува систем кој има можност да постигне најголеми агли на завртување на задната оска. Системот (слика бр. 2.13) се состои од електромеханички актуатор кој е одговорен за завртување на двете тркала. Тој работи координирано со системот за контрола на стабилност на возилото и активниот систем за потпирање, со тоа што е напоменато од страна на производителот дека во поглед на стабилноста и управливоста, најголема улога има координираното управување на системот за контрола на стабилноста на возилото и системот за управување на задната оска.



Слика бр. 2.13 Систем за управување на задните тркала од *Mercedes* (Rau et al. 2022)

2.3. Системи за управување преку сигнали и предлог редундантни системи

Командувањето на системот за управување преку сигнали (на англ.: *steer-by-wire*) претставува следен чекор во развојот на системите за управување кај возилата. Во последните децении многу истражувачи и инженери работат на изнаоѓање на надежно техничко решение кое ќе биде имплементирано во возилата. Моментално, најголемата пречка претставува потребата од редундантен систем во случај на отказ.

Системот за управување преку сигнали би овозможил повеќе предности како:

- намалување на масата на возилото,
- зголемување на конструктивниот простор,
- подобрување на управливоста и стабилноста на возилото,
- можност за послободно дизајнирање на возилото.

Од друга страна постојат пречки кои треба да се совладаат:

- зголемени технички барања согласно законските регулативи за одобрување,
- вградување на редундантен систем,
- овозможување на чувство на управливост на возачот.

Вградувањето на редундантен систем и законските регулативи се тесно поврзани помеѓу себе. Согласно прегледот на актуелната литературата, (Huang et al., 2019 - *Fault tolerant steer-by-wire systems: An overview*) предвидуваат два типа на редундантни системи: хардверски и аналитички.

Покрај хардверските системи, се предлага вградување на дополнителен механички систем, редундантни извршни мотори, редундантни актуатори за чувството на управливост на возачот, сензори, електронски управувачки единици и комуникациски протоколи.

Доколку постои механичка врска помеѓу воланот и управувачките тркала се предвидува нејзино активирање со помош на спојка во случај на отказ на системот за управување преку сигнали. Ова во суштина значи постоење на механички систем исто како кај стандардните системи за управување. Овој систем секако би ја зголемил надежноста и ќе се овозможи вградување на систем за управување преку сигнали, но нема да се овозможи ослободување на конструктивен простор.

Од друга страна, истите автори предлагаат непостоење на механичка врска и вградување на двојни или тројни редундантни системи. На тој начин при отказ на една од хардверските компоненти, ќе се активира резервната компонента. Ова е исто така важно и кај комуникациските протоколи поради фактот што непристигнување на информација до некој од извршните елементи или задоцнување во трансферот на податоци може да предизвика несакани последици.

Преминот од примарната на редундантната компонента, исто така треба да биде рамномерно и да не предизвика дестабилизација на возилото.

Во (Ghasemi et al. 2019), авторите предлагаат хаптичен модел (модел базиран на допир) за поврзување на командата на возачот со управувачките тркала кај автономни возила во случај кога возачот треба да го преземе управувањето на возилото. Сличен пристап може да биде искористен и при преминот од примарната на редундантната компонента кај системот за управување преку сигнали.

Тука се наметнува и прашањето, како би се детектирала грешка или неисправност на самиот систем?

Во претходно споменатиот аналитички редундантен метод се предлагаат две варијанти: следење на грешка врз база на информации добиени од сензорите на возилото и метод на проценка на настанатата грешка (Huang et al., 2019 - *Fault tolerant steer-by-wire systems: An overview*).

Првиот метод за следење на грешката се базира на споредба на информациите за моменталните параметри на возилото во однос на очекуваните вредности добиени од симулациски модел на возило. Доколку има отстапување во вредностите, се добива информација и претпоставка за настанатата грешка при што доаѓа до повторно конфигурирање на самиот алгоритам за да се прилагоди на новонастанатата состојба.

Најчесто применувани контролери за проценка и корекција на грешката се:

- модел на следење на непозната влезна команда (на англ.: *Unknown input observer*),
- модел на следење на целокупната состојба на возилото (на англ.: *Full state observer*),
- метод на управување со лизгачка површина, (на англ.: *Sliding mode controller*),
- Калманов филтер (на англ.: *Kalman filter*),
- метода на паритет во просторот, (на англ.: *Parity space model*),
- скриен Марков модел (на англ.: *Hidden Markov model*),
- метод на управување со предвидување на состојбата на моделот (на англ.: *Model Predictive Control - MPC*),
- фази логика (на англ.: *Fuzzy Logic*),
- машинско учење и сл.

Вториот метод на проценка на грешката претставува метод каде што претходно моделот се тестира на различни видови на грешки и врз база на моменталната состојба на возилото се прави проценка за настанатата грешка.

Аналитичкиот метод се користи со цел да се намали бројот на редундантни системи кои би биле потребни да се вградат во возилото и со тоа да се намали сложеноста на системот, неговите масени параметри и потребата за внесување на двојни механички и мехатронички компоненти.

Во (Mortazavizadeh et al. 2020) направена е анализа на развојот на системот за управување преку сигнали каде се сумирани моменталните достигнувања. Како решенија повторно се предлага редундантност изразена преку механички елементи и софтверски алгоритми. Како оптимално решение се предлагаат управувачките методи чии информации се добиени од сензорите на возилото. Од тука е даден предлог на 4 различни

конфигурации каде се дефинираат различни влезни и излезни променливи. За секој метод се прикажани предностите и недостатоците.

И покрај големиот напредокот во сензорската технологија, сè уште не е развиен сензор кој успешно би го измерил аголот на пролизгување во тежиштето кој е клучен за оценка на стабилноста на возилото, како и сензори кои би ги мереле аглите на подведување на тркалата. Поради тоа, се користат различни алгоритми за проценка на состојбата на возилото чии излезни сигнали кон соодветни извршни елементи би го стабилизирале возилото. Авторите во (Guo et al., 2018) прават поделбата на управувачките алгоритми на: алгоритми за машинско учење, алгоритми за следење на динамиката на возилото, алгоритми за оптимизација на однесување на возилото и Калманов филтер.

Според Huang et al. (2020) вградувањето на управувањето преку сигнали мора да исполни дури 61 безбедносно барање, согласно моменталниот стандард ISO 26262:2018 (Standard ISO 26262:2018).

Chahare et al. (2017) имаат направено анализа на идните системи кај електричните возила кои би поседувале систем за управување со помош на сигнали. Тука е даден предлог за поставување на два пара мотори за управување на запчестата летва, два пара сензори за мерење на аголот на воланот и мерење на вртежниот момент кој го испорачува возачот. На тој начин би се овозможило редундантен систем кој би се активирал во случај на отказ на примарниот.

Употреба на два мотори (примарен и секундарен) е предложен и во (Hwang et al., 2019) каде контролата се извршува со помош на метод на управување со помош на лизгачка површина во комбинација со контролер за следење на надворешните влијанија. Предложениот концепт е верификуван со помош на лабораториски експеримент и физичка изведба на системот.

Во литературата за контрола на системот за управување со сигнали се предложени и анализирани различни методи на управување, кои се верификувани со помош на софтверски алатки и експериментално. MPC контролерот е даден како можно решение во (Huang et al., 2019 - Shared control of highly automated vehicles using steer-by-wire systems) каде се користи за добивање на оптимална траекторија. Оптимирање на траекторијата на движење кај автономните возила за подобрување на стабилноста е презентирана и во (Changoski, et al., 2024, September) каде MPC контролерот е одговорен за командување на аглите на завртување на тркалата.

Li et al. (2020) ја анализираат употребата на MPC контролер кој прави баланс помеѓу желбата на возачот и динамиката на возилото. Резултатите се тестирани со помош на косимулација помеѓу MATLAB/Simulink и CarSim, а верификувани користејќи симулатор за возење (слика бр. 2.14).



Слика бр. 2.14 Симулатор за возење во Универзитетот Цингхуа (Tsinghua University) (Li et al., 2020)

Косимулација е употребена и во (Zhang et al., 2020), каде се применува управување со помош на лизгачка површина во комбинација со екстремно машинско учење (*extreme machine learning*).

Нов концепт на адаптивно управување со помош на лизгачка површина за подобрување на стабилноста на возилата со управување преку сигнали е употребен во (Zhang et al., 2020 - *Adaptive sliding mode-based lateral stability control of steer-by-wire vehicles with experimental validations*), и верификувано со косимулација помеѓу MatLab/Simulink и CarSim.

Адаптивно управување со помош на лизгачка површина во комбинација со Љапуновиот метод (на англ.: *Lyapunov method*) е предложено во (Sun et al., 2015) за систем за управување преку сигнали.

Во (Do et al., 2015) е предложена надградба на методот на управување со помош на лизгачка површина со можност за машинско учење каде се надминува проблемот со флукутации и осцилации во системот при преоден режим на возилото.

Авторите во (Huang et al., 2017) користат управување со помош на лизгачка површина за да ја подобри робусноста на системот, додека MPC контролер е употребен за да се подобри способноста за отпорност на грешки за системот за управување.

Како недостаток во истражувањата поврзани со управувачките стратегии за системот за управување преку сигнали се наведува фактот дека голем дел од нив не се фокусираат на реалната изведба на системот за управување, што е најголема пречка во негова законска имплементација (Yao et al., 2020).

Од друга страна Harrer и Pfeffer (2017) сметаат дека системот за управување преку сигнали **нема да биде стандарден и задолжителен кај идните возила**, затоа што системот за управување преку сигнали нема да понуди подобри перформанси од моменталните мехатронички системи за управување (Harrer et al., 2017). Авторите поголем акцент ставаат на развојот на системите за управување на сите тркала кои ќе овозможат подобра управливост и стабилност на возилото.

Покрај анализата на алгоритмите за контрола на системот за управување преку сигнали, неговата имплементација е доста важна со цел физички да го тестира одзивот на системот и неговата надежност. Виртуелните алатки се од огромна помош во верификација на функционалноста на алгоритмите, но не секогаш ја земаат во предвид несовршеноста на самите електронски компоненти.

Најсоодветно решение претставува тестирање на реално возило со цел да се овозможи добивање на најрелевантни резултати. Но, подготовката на самото возило и вградувањето на системот, како и негово адаптирање за конкретно испитување одзема многу време и ресурси.

Дополнително, цената на чинење на самото возило, на компонентите, како и потребата од полигон на кој би се тествирало возилото налагаат потреба од обемен буџет.

Со цел да се добие на време, но и да се заштедат финансиски ресурси голем дел од истражувачите анализираат скалирани модели на возила, или работат на платформи наменети исклучиво за тестирање (*Open Motors, 2023; Stoklosa, 2017*).

2.4. Методи на управување на системите за независно управување и погонување на четири тркала

Како најсовремена технологија која се доближува до теоретското идеално однесување на возилото претставува **системот за независно управување на 4 тркала**.

Овој систем всушност претставува комбинација на системите за управување на 4 тркала и системот за управување преку сигнали. Тој во себе инкорпорира четири независни актуатори кои се одговорни за завртување на секое од тркалата, при што не постои механичка врска помеѓу левото и десното тркало од иста оска. Кај системите за управување со запчеста летва, односно со управувачки трапез, аголот на вртење на едното тркало е во кинематска зависност со аголот на вртење на другото тркало. Тоа може да предизвика дополнително оптоварување на пневматиците и нивна деформација со цел да се постигне моментален пол на ротација, што неповолно влијае кон стабилноста и управливоста на возилото (*Changoski et al., 2023*). Дополнително, ако едно од тркалата е на граница на пролизгување, се остава простор за корекција направена преку останатите тркала и со тоа да се искористи нивниот целосен потенцијал. Покрај безбедносните аспекти и придобивките при производство, во научната и истражувачката средина големо внимание се посветува и на контролните методи кои се одговорни за командување на завртувањето на управувачките тркала. Сите претходно наведени придобивки наложуваат дел од истражувачите да ја анализираат можноста за вградување на овој систем и со цел да се искористат придобивките од него. Најупотребуваниите методи на управување кај системите за управување на четири тркала и системите за независно управување на четири тркала се:

- ПИД контролер - пропорционален, интегративен и деривативен контролер (на англ.: *PID controller*),
- метод на управување со лизгачка површина, (на англ.: *Sliding mode controller*),
- метод на управување со предвидување на состојбата (однесувањето) на моделот (на англ.: *Model Predictive Control - MPC*),
- линеарен квадратен контролер (на англ.: *Linear Quadratic Controller - LQR*),
- теорија на оптимално управување (на англ.: *Optimal control*),
- фази логика (на англ.: *Fuzzy Logic*),
- машинско учење и др.

Chen et al. (2021) предлагаат стратегија за независно управување на 4 тркала која се базира на минимално оптоварување на пневматиците. *Hang et al. (2021)* овозможуваат подобрена стабилност на возилото, имплементирајќи различни управувачки алгоритми и тестирајќи ги со помош на тест возило.

Покрај подобрена стабилност, овој систем за управување нуди и подобрена управливост (*Choi et al., 2008; Oksanen et al., 2013*). *Liu et al. (2020)* ја презентираат можноста за имплементација на управување со лизгачка површина во систем за независно управување на 4 тркала.

Конвенционалните ПИД контролери често се употребувани во симулации на реални и скалирани модели на возила и на самиот систем за управување (*Rasul et al., 2015; Lam et al., 2009; Zhao et al., 2009*). Предноста на ПИД контролерот се состои во поедноставениот математички апарат кој може да се искористи за брза контрола на извршните елементи при реални изведби. Дел од авторите предлагаат надоградба на ПИД контролерот во комбинација со фази логика (*Chen et al., 2019, July*) каде со помош на косимулација и експерименти се истражуваат перформансите на возило со независно управување на четири тркала при следење на траекторија. Со употребата на системот за независно управување на четири тркала возилото може да ја постигне теоретски посакуваната Акерманова геометрија.

Shuai et al. (2013) користат H^∞ контролер и линеарен квадратен контролер (на англ.: *Linear Quadratic Controller LQR*) за контрола на систем за независно управување на 4 тркала.

Yim (2013) прави споредба на систем за активно управување на предните тркала, систем за независно управување на предните тркала, систем за управување на 4 тркала и систем за независно управување на 4 тркала. Резултатите покажуваат дека системот за независно управување на 4 тркала нуди најголеми придобивки за перформансите на возилото, неговата стабилност и управливост.

Вградувањето на системот за независно управување на 4 тркала кај идните возила нема да биде единствен автоматизиран систем, односно во самото возило ќе бидат вградени голем дел од денешните системи за асистенција на возачот. *Nah et al. (2020)* предлагаат подобрување на стабилноста на возилото при координирана работа на систем за независно управување, кочење и погонување на 4 тркала, што со сигурност претставува

конечна цел во развојот на овие системи и најсовремена технологија (на англ.: *state-of-the-art*) што би се вградила кај возилата.

Примената на теоријата на оптимално управување може да се искористи за интегрирана работа на системот за независно управување и погонување на тркалата. Линеарниот квадратен регулатор (ЛКР) (Chen et al., 2019, August; Liu et al., 2021) и управувачкиот метод за предвидување на однесувањето на моделот (ПОМ) (на англ.: *Model Predictive Control - MPC*) (Zhang et al., 2022, *Fault-tolerant control of automated guided vehicle under centroid variation*) може да бидат искористени за контрола на возило со независно управување и погонување на четири тркала. Дел од авторите предлагаат употреба на метод на управување со лизгачка површина (УЛП) (на англ.: *Sliding Mode Control - SMC*) за систем за независно управување и погонување на четири тркала за подобрување на стабилноста и управливоста на возилото (Liang et al., 2020) и за подобро следење на траекторијата (Lei et al., 2022). Покрај интегрираната употреба на системот за независно управување и погонување на четири тркала, дел од авторите нудат можност за промена на режимите на управување (управување само на предна, управување само на задна и управување на четири тркала) во зависност од потребната ситуација при следење на однапред дефинирани посакувани големина (Chen et al., 2018). Покрај овие контролни методи, машинското учење исто така наоѓа примена во доменот на контролата на динамиката на возилата. Невронските мрежи може да се искористат за предвидување на аголот на завртување на воланот и управувачките тркала (Wu et al., 2019), а машинското учење во комбинација со УЛП контролер може да се искористи за следење на референтна траекторија и дефинирање на аглите на завртување на тркалата на системот за независно управување на четири тркала (Luo et al., 2017).

2.5. Испитување на динамиката на возилата со помош на скалирани модели

Експерименталните испитувања кои се спроведуваат кога мерниот објект претставува реално возило даваат веродостојни резултати во однос на однесувањето и перформансите на возилата. Од друга страна, за овие тестирања потребно е реално тест возило или повеќе возила и тест полигон што наметнува потреба од големи инвестиции и финансиски средства.

Во услови на ограничени буџетски средства може да се употребуваат и намалени скалирани модели на возила. Оваа практика не се применува само кај возилата, туку и во голем број на други инженерски дејности како градежништво, поморско инженерство, земјотресно инженерство и др.

За скалирање на возило или некој друг механички систем, една од најприменуваните теореми и методи на скалирање претставува **теоремата Бакингем Пи** (на англ.: *Buckingham-Pi*) која е детално објаснета во поглавјето 5.

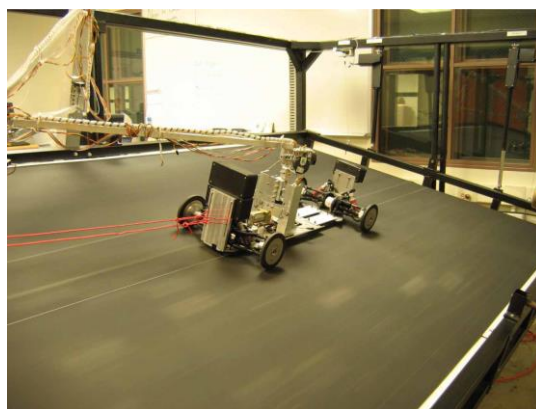
Со помош на теоремата Бакингем Пи, во својот магистерски труд *Hasnain (2021)* има изработено скалиран модел на возилото *Renault Megane* од 2016 година. Моделот е успешно скалиран, тестиран и верификуван дека одговара на реалниот модел на возило (слика бр. 2.15).



Слика бр. 2.15 Скалиран модел на *Renault Megane 2016* (*Hasnain, 2021*)

Употребата на теоремата Бакингем - Пи може да се искористи и во анализа на подолжната (*Verma et al., 2008*) и напречната динамика (*Hoblet et al., 2003*) на возилото. Во двете истражувања споредбата и верификувањето на резултатите се прави со помош на симулациска анализа.

Истражувањето на *Lapapong et al. (2009)* претставува прво истражување каде се прави верификација на скалираниот модел со помош на реално возило. Резултатите покажуваат дека скалираниот модел (слика бр. 2.16) е веродостоен за влезни големини со ниски и средни фреквенции, но при влезни големини со високи фреквенции поради деформација на пневматици и нивно доцнење во одзивот се појавува отстапување во резултатите. Тоа укажува на фактот дека изведениот модел не е целосно веродостоен при влезни големини со поголеми фреквенции, но постои можност за негово подобрување со промена на системот за потпирање и карактеристиките на пневматиците.



Слика бр. 2.16 Симулатор за скалирани возила во универзитетот во Пенсилванија (на англ.: *The Pennsylvania State University Rolling Roadway Simulator*) (*Lapapong et al., 2009*)

Murugesan (2009) во својот магистерски труд ја користи теоремата Бакинџем - Пи за развој на мал модел на возило, управуван со помош на *Arduino*, за потребите за истражување на хоризонталната динамика.

Модел на систем за управување преку сигнали со помош на електричен линеарен актуатор е имплементиран во електричен трактор (слика бр. 2.17), каде контролата се извршува со помош на *Arduino*. Пред изведбата, системот е тестиран и симулиран во *MATLAB/Simulink* (Li et al., 2019).



Слика бр. 2.17 Електричен трактор со вграден систем за управување преку сигнали (Li et al., 2019)

Arango et al. (2020) имплементираат целосен систем за **возење преку сигнали** (на англ.: *drive-by-wire*), вклучително и систем за управување преку сигнали каде контролата се прави со *Raspberry Pi*. Возилото е развиено на база на *TABBY EVO*, надоградено со системи за возење преку сигнали, надворешен дизајн и е овозможена целосна автономност. Систем за возење преку сигнали е имплементиран и во автономна *SAE Formula* (Kalinowski et al., 2014).

Употребата на *PID* контролер за систем за управување преку сигнали во електрична голф количка (слика бр. 2.18) е применет во (Phetnok et al., 2014). По дефинирање на системот, направена е негова оптимизација користејќи *MATLAB/Simulink*.



Слика бр. 2.18 Електрична голф количка со вграден систем за управување преку сигнали (Phetnok et al., 2014)

Симулатор и платформа за тестирање е презентирани во (Wang et al., 2013), каде се користи робустен метод на управување со помош на лизгачка површина за контрола на

системот. Предложениот контролер покажува задоволувачки резултати во однос на реакцијата на физичкиот систем (слика бр. 2.19).



Слика бр. 2.19 Платформа за тестирање на систем за управување преку сигнали (Wang et al., 2013)

Спроведено е истражување каде се дефинира посакуваниот отпор на системот за управување во зависност од полот на возачот, при различни возни сценарија (Anand et al., 2021). Анализата покажала различни реакции на испитаниците од каде е тешко да се извлече сигурен заклучок дали жените или мажите претпочитаат помал отпор на воланот. Потоа симулациите се спроведени со отпор избран соодветно од секој испитаник, каде дел од испитаниците претпочитале дискретно подесување на нивото на отпор, дел претпочитале избор во поголем дијапазон, додека некои не преферирале никаква можност за адаптирање.

Ова укажува на фактот дека покрај инженерски и правни потешкотии, постојат и доста социјални и етички дилеми кои треба да бидат решени.

2.6. Технички барања за испитување на динамиката и удобноста кај возилата

Техничките барања кај возилата, како и стандардните испитувања се исклучително важни со цел да се обезбеди конзистентност, повторливост, но и споредливост помеѓу тестирањата. На тој начин се овозможува пообјективна оценка на перформансите на возилото, неговата безбедност и удобност при возењето.

Во продолжение се претставени неколку технички барања кај возилата кои се искористени во докторската дисертација.

2.6.1. Регулатива ECE-R79

Вградувањето на системот за управување во возилата е регулирано согласно со Регулативата ECE-R79 (UN Regulation No. 79) на Обединетите нации, која се однесува на одредбите за одобрување на системите за управување кај возилата. Со последните измени на директивите и регулативите на Европската Унија, на сила е Регулативата 2019/2144 која се однесува на барањата за одобрување на тип на моторни возила и нивните приколки и

на системите, компонентите и одделните технички единици на тие возила, во поглед на нивната севкупна безбедност (*Regulation (EU) 2019/2144*). Регулацијата 2019/2144 во делот за одобрување на системот за управување во возилата се повикува на Регулацијата *ECE-R79 (UN Regulation No. 79)* на Обединетите нации.

Со последните ревизии на Регулацијата *ECE-R79* се овозможува имплементација на нови технологии во автоматизираниите возила и се дозволува отстранување на механичката врска помеѓу воланот и тркала. Претходното барање за постоење на механичка врска преставуваше најголема пречка во имплементацијата на системите за управување преку сигнали. Со воведување на поимот „*Purely electric steering transmission*“ односно целосно електричен начин на пренесување на управувачките команди се дефинира системот за управување преку сигнали (на англ.: *steer-by-wire*). На овој начин возачот сè уште мора да зададе команда преку воланот, но таа е прифатена од страна на соодветен сензор кој го мери аголот на завртување на воланот како и моментот кој е зададен од страна на возачот.

Како дополнително на Анекс 6 од регулативата, се бара од производителите да достават документација со која се декларираат перформансите на системот за управување преку сигнали, како и безбедносните механизми кои се имплементирани во случај на отказ на системот или на некоја до компонентите. Во Регулацијата е наведено дека Техничката служба за одобрување на возилата мора да спроведе аудит со кој се проверува дали безбедносните барања и механизми кои се декларирани од *OEM (Original Equipment Manufacturer)* навистина ја извршуваат својата функција или не.

Со новите измени во регулативата *ECE - R79* се дефинирани два тест маневри кои новите напредни системи за асистенција на возачот треба да ги исполнат (*UN Regulation No. 79*).

Напреден систем за асистенција на возачот одговорен за системот за управување (*Advanced Driver Assistance Steering System*) претставува надоградување на системот за управување што нуди асистенција на возачот во управувањето на возилото, но возачот сè уште останува одговорен за командување на возилото. Системот се состои од следните функции:

- функција за автоматско командување на системот за управување (*Automatically commanded steering function - ACSF*);
- функција за корективно управување (*Corrective Steering Function - CSF*);
- функција која автоматски детектира опасност за судир и извршување маневар за избегнување на пречката на (*Emergency Steering Function - ESF*);
- функција која овозможува управување на возилото од блиско растојание (*Remote Control Manoeuvring - RCM*).
- функција која презема целосна контрола на возилото за негово безбедно застанување и поставување на крајот од патот во случај кога возачот е онеспособен (*Risk Mitigation Function - RMF*).

Функција за автоматско командување на системот за управување претставува функција каде што управувањето на системот за управување може да биде резултат од

проценка на сигналите добиени од сензорите на возило во комбинација со пасивните системи. На тој начин се креира команда од електронската управувачка единица на возилото која треба да му асистира на возачот. Оваа функција може да се подели на повеќе категории.

ACSF од категорија *A* значи функција која работи со брзини не поголеми од 10 *km/h*. Оваа функција се користи за да му помогне на возачот, на негово барање, при мала брзина или при маневрирање при паркирање.

ACSF од категорија *B1* значи функција која му помага на возачот да го задржи возилото во избраната лента, со тоа што влијае на страничното движење на возилото.

ACSF од категорија *B2* значи функција која ја иницира/активира возачот и која го држи возилото во својата лента со влијание на страничното движење на возилото во подолг временски период без дополнителна команда/потврда на возачот.

ACSF од категорија *C* значи функција која е иницирана/активирана од страна на возачот и која може да изврши еден маневар во рамнината на патот (на пр. единечна промена на коловозната лента). Во овој случај возилото е управувано од страна на возачот.

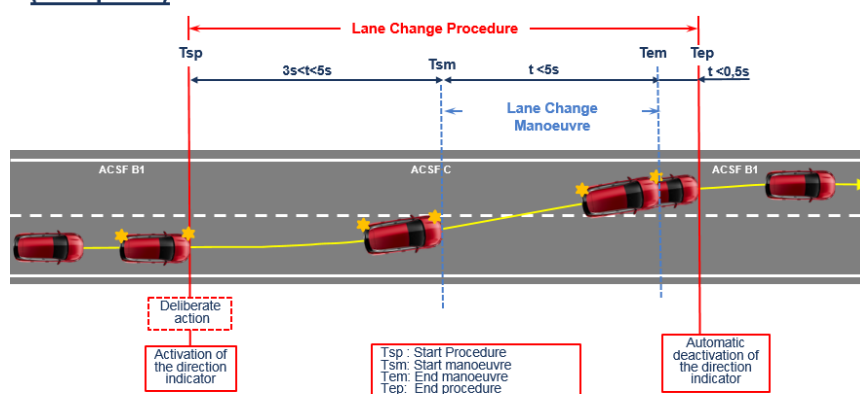
ACSF од категорија *D* значи функција која ја иницира/активира возачот и која може да укаже на можноста возилото да изврши еден маневар во рамнината на патот (на пр. единечна промена на коловозната лента), но таа функција се извршува само со потврда од возачот.

ACSF од категоријата *E* значи функција која ја иницира/активира возачот и која може континуирано да ја одредува можноста за спроведување на маневар (на пр. единечна промена на коловозната лента) и да ги изврши овие маневри подолги периоди без дополнителна команда/потврда на возачот.

Во регулативата се прикажани две слики (слика бр. 2.20 и бр. 2.21) каде се дефинирани маневарот единечна промена на коловозната лента според *ACSF* од категорија *C*. На слика бр. 2.20 е дефинирана промена на коловозната лента кога возачот дава команда преку рачката за активирање на трепкачите и возилото автоматски го започнува маневарот после 3-5 секунди.

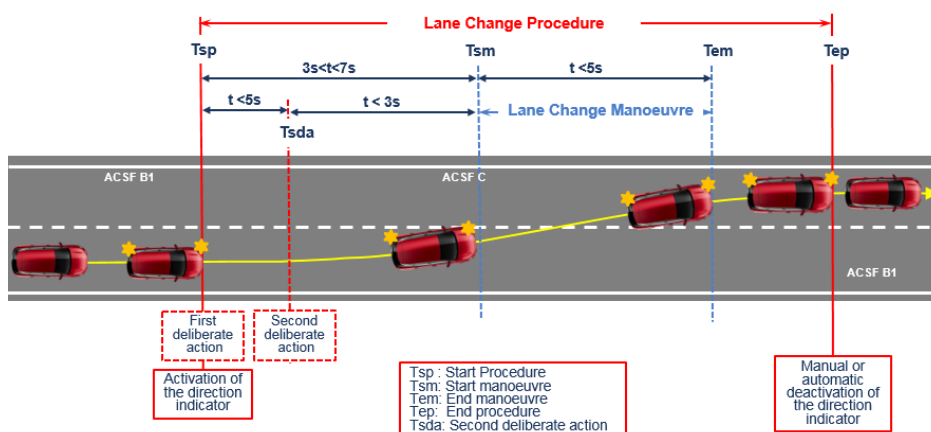
На слика бр. 2.21 е прикажана ситуација кога возачот после зададената команда задава уште една дополнителна команда која се наоѓа на самиот волан. Маневарот започнува 3-7 секунди за возилото по задавање на првата команда или максимум до 3 секунди по задавањето на втората команда.

ACSF C – Case where the lateral movement is initiated automatically (1 Step HMI)



Слика бр. 2.20 Единечна промена на коловозната лента согласно ECE-R79 каде маневарот е инициран автоматски (UN Regulation No. 79)

ACSF C – Case where the lateral movement is initiated by a second deliberate action by the driver (2 Step HMI)



Слика бр. 2.21 Единечна промена на коловозната лента согласно ECE-R79 каде маневарот е инициран од две команди на возачот (UN Regulation No. 79)

2.6.2. Стандард ISO-2631

Осцилациите со ниска фреквенција човекот ги прима издвоено, како посебни циклуси на промена, додека осцилациите со повисока фреквенција не се чувствуваат издвоено туку заедно, како вибрации. За да се даде оценка на вибрациите и влијанието врз удобноста на човекот се земаат предвид соодветните карактеристики на осцилациите: амплитуда, фреквенција забрзување и интензитет на промена на забрзувањето. **Многу е важно при проектирање на возилото да се внимава на природниот амбиент на човекот.** Амплитудите кои се помали од 35-40 mm ги прифаќа и ги отстранува амортизационата способност на човековиот организам и не предизвикуваат непријатно чувство при возење. Дополнително, ако се земе предвид дека просечниот чекор на човекот изнесува 0.75 m, а просечната брзина на движење изнесува 3.5 – 5 km/h, тогаш бројот на вертикалните осцилации се движи во границите од 67-120 во минута (Данев, 2000). Имајќи

го ова во предвид, возилата треба да го обезбедат природниот амбиент на човекот, со цел да не предизвикаат замор и мачнина при возењето. Иако перцепцијата и природното чувство при возење се разликуваат кај секоја индивидуа, мора да се направи одредена стандардизација со цел да се даде квантифицирана оценка на удобноста.

Стандардот *ISO 2631 (Standard ISO 2631-1:1997)* се однесува на механичките вибрации и удари како и проценка на човековата изложеност на вибрации на целото тело. Основната цел на првиот дел од стандардот *ISO 2631* е да ги дефинира методите на квантифицирање на вибрациите на целото тело во однос на:

- човековото здравје и удобност;
- веројатноста за перцепција на вибрации;
- честотата на појава на мачнина при возење.

Стандардот има за цел да ги опише вибрациите на целото тело предизвикани од различни побуди меѓу кои и од возилата. Треба да се напомене дека стандардот не ги дефинира максималните ограничувања на изложеност на вибрации. Сепак, методите на евалуација се дефинирани така што тие може да се користат како основа за дефинирање на горните граници на изложеност на вибрации.

Општите барања од стандардот *ISO 2631* ги дефинираат методите за мерење на периодични, случајни и минливи (преодни) вибрации на целото тело. Тука се изложени оние фактори кои влијаат на удобноста кај возилата и мачнините при движење. Стандардот ги дели фреквенциите на побудите во два опсега:

- 0,5 Hz до 80 Hz – опсег кој најмногу влијае на здравјето, удобноста и перцепцијата кај луѓето;
- 0,1 Hz до 0,5 Hz – опсег на фреквенции кои предизвикуваат мачнина при движење.

Стандардот опишува влијание на вибрациите на луѓето во две положби (седечка и стоечка) со акцентирање на различни делови од човековото тело како главата, торзото и површината при седење.

Квантифицирање на удобноста може да се направи по неколку препорачани методи кои се опишани во стандардот. Затоа што станува збор за симулации со ограничен временски интервал, во оваа докторска дисертација е употребен методот на пресметка на тежинска *RMS* вредност на забрзувањето. Тежинската *RMS* вредност на забрзувањето е изразена во m/s^2 за транслаторни забрзувања и во rad/s^2 за аголните забрзувања. Пресметката на тежинската *RMS* вредност се прави со помош на равенката (2.2) или со нејзин еквивалент во фреквентен домен.

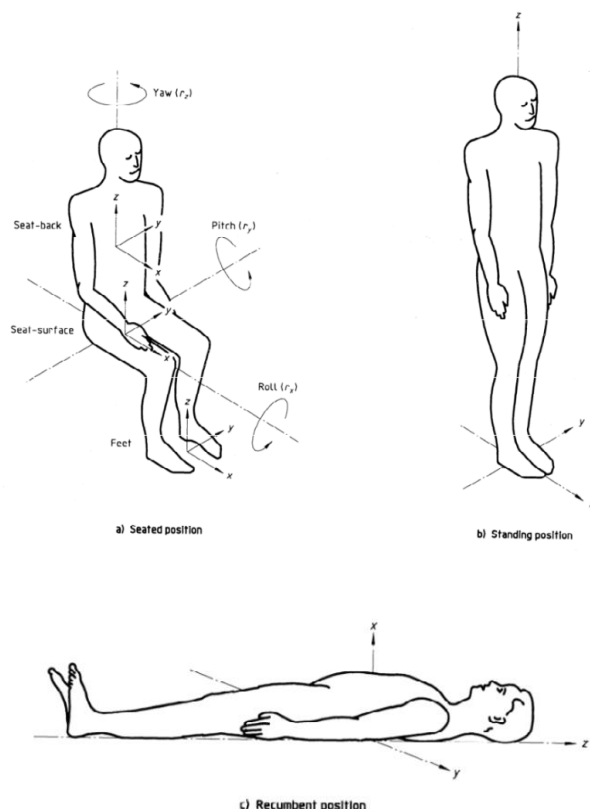
$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.2)$$

каде $a_w(t)$ претставува тежинско забрзување кое е исфилтрирано во соодветниот опсег на фреквенции, а T времетраење на мерењето.

Вкупната *RMS* вредност на забрзувањето во повеќе оски се пресметува со изразот (2.3).

$$a_v = (k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

каде a_{wx}, a_{wy}, a_{wz} претставуваат тежински вредности на RMS забрзувањето, а k_x, k_y, k_z претставуваат тежински коефициенти. За оценка на влијанието на вибрациите врз удобноста за патник или возач кој е во седечка позиција се усвојуваат следните тежински коефициенти: $k_x = k_y = k_z = 1$ согласно член 8.2 од стандардот (слика бр. 2.22).



Слика бр. 2.22 Позиции на мерење на изложеност на забрзување на човековото тело во различни позиции (Standard ISO-2631-1:1997)

Стандардот во неколку наврати напоменува дека удобноста претставува субјективно чувство и дека не може експлицитно да се дефинира што претставува удобно, помалку удобно или неудобно. Сепак стандардот наведува вредности преку кои може да се даде оценка дали некој систем е удобен или не. Тие граници се дадени во табела 2.1.

Табела бр. 2.1 Категоризација на вредностите на забрзувањето согласно стандардот ISO 2631

$a_v < 0.315 \text{ m/s}^2$	Удобно возење
$0.315 \text{ m/s}^2 < a_v < 0.63 \text{ m/s}^2$	Малку неудобно
$0.63 \text{ m/s}^2 < a_v < 1 \text{ m/s}^2$	Прилично неудобно
$1 \text{ m/s}^2 < a_v < 1.6 \text{ m/s}^2$	Неудобно
$1.6 \text{ m/s}^2 < a_v < 2.5 \text{ m/s}^2$	Многу неудобно
$2.5 \text{ m/s}^2 < a_v$	Екстремно неудобно

Покрај удобноста, стандардот се осврнува и на мачнина при возењето (кинетоза), иако стандардот повеќе се посветува на фреквенциите над 0.5 Hz , пониските фреквенции

исто така можат да бидат причина за несакани ефекти како што е кинетоза. Во стандардот се напоменува дека мачнина при возењето најмногу се јавуваат при осцилации во вертикалната насока во бродскиот транспорт, заедно со осцилациите од напречното навалување. Но, во стандардот е напоменато дека постојат истражувања кои тврдат дека мачнина при возењето може да се појави и со вибрации во другите насоки. Тоа го докажуваат и голем број на научни трудови кои ја истражуваат ова област. Анализа на болеста на движење (мачнина при движење) се дефинира во Анекс D, а честотата на појава на болест на движење се зголемува со времетраењето на изложеност на вибрации до неколку часа. Долгите периоди на изложеност (на пример неколку дена) може да доведат и до прилагодување на човекот на болеста на движење.

Дозата на изложеност на мачнина при движење е дефинирана согласно изразот (2.4):

$$MSDV = \left\{ \int_0^T [a_w(t)]^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.4)$$

Каде $a_w(t)$ претставува фреквентно-тежинско забрзување, а T вкупниот период на изложеност.

2.6.3. Стандард ISO-15037

Стандардот ISO-15037 (Standard ISO 15037-1:2019) се однесува на динамичките тест методи за возилата, а делот 1 на општите услови за патничките возила. Стандардот ги специфицира општите услови што важат кога динамичките перформансите на возилото се утврдуваат според ISO методите за тестирање.

Поточно, специфицирани се општите услови за:

- променливи на состојбата и влезни големини;
- мерна опрема и обработката на податоци;
- околината (тест патека и брзина на ветерот);
- подготовка на тест возилото (подесување и товарење);
- почетно возење; и
- извештаи од тестови (општи податоци и услови за тестирање)

Тоа што најрелевантно за оваа докторска дисертација претставуваат променливите на состојбата и влезните големини кои се предмет на интерес на возилото и нивниот опсег на мерење. Стандардот ги дефинира следните променливи на состојбата и влезните големини:

- агол на завртување на воланот;
- вртежен момент аплициран врз воланот;
- подолжна брзина;
- агол на пролизгување во тежиштето;
- напречната брзина;
- подолжно забрзување;
- напречно забрзување;
- аголна брзина на пливање;

- аголна брзина на напречно навалување на каросеријата;
- аголна брзина на галопирање;
- агол на напречно навалување на каросеријата;
- агол на галопирање.

Соодветно на овие променливи, потребно да се подготви соодветна мерна опрема која ќе биде во можност да го измери потребниот опсег на вредности со соодветна точност. Овие препораки се наведени во табела 2.2.

Табела бр. 2.2 Опсег на мерење на давачиите и препорачани вкупна грешка според стандардот ISO 15037

Мерна величина:	Опсег на мерење на давачот	Препорачана вкупна грешка
Агол на завртување на воланот	$-360^{\circ} \div 360^{\circ}$	$\pm 1^{\circ}$ за вредности под 50° $\pm 2^{\circ}$ за вредности над 50° и под 180° $\pm 4^{\circ}$ за вредности над 180°
Вртежен момент аплициран врз воланот	$-30 \text{ Nm} \div 30 \text{ Nm}$	$\pm 0.1 \text{ Nm}$ за вредности под 10 Nm $\pm 0.3 \text{ Nm}$ за вредности над 10 Nm
Подолжна брзина	$0 \text{ km/h} \div 180 \text{ km/h}$	$\pm 1 \text{ km/h}$ за вредности под 100 km/h $\pm 2 \text{ km/h}$ за вредности над 100 km/h
Напречна брзина	$-10 \text{ m/s} \div 10 \text{ m/s}$	$\pm 0.2 \text{ m/s}$
Агол на пролизгување во тежиштето	$-20^{\circ} \div 20^{\circ}$	$\pm 0.3^{\circ}$
Подолжно забрзување	$-15 \text{ m/s}^2 \div 15 \text{ m/s}^2$	$\pm 0.15 \text{ m/s}^2$
Напречно забрзување	$-15 \text{ m/s}^2 \div 15 \text{ m/s}^2$	$\pm 0.15 \text{ m/s}^2$
Аголна брзина на пливање	$-50^{\circ}/\text{s} \div 50^{\circ}/\text{s}$	$\pm 0.3^{\circ}/\text{s}$ за вредности под $20^{\circ}/\text{s}$ $\pm 1^{\circ}/\text{s}$ за вредности над $20^{\circ}/\text{s}$
Аголна брзина на напречно навалување на каросеријата	$-50^{\circ}/\text{s} \div 50^{\circ}/\text{s}$	$\pm 0.3^{\circ}/\text{s}$ за вредности под $20^{\circ}/\text{s}$ $\pm 1^{\circ}/\text{s}$ за вредности над $20^{\circ}/\text{s}$
Аголна брзина на галопирање	$-50^{\circ}/\text{s} \div 50^{\circ}/\text{s}$	$\pm 0.3^{\circ}/\text{s}$ за вредности под $20^{\circ}/\text{s}$ $\pm 1^{\circ}/\text{s}$ за вредности над $20^{\circ}/\text{s}$
Агол на напречно навалување на каросеријата	$-15^{\circ} \div 15^{\circ}$	$\pm 0.15^{\circ}$
Агол на галопирање	$-15^{\circ} \div 15^{\circ}$	$\pm 0.15^{\circ}$

2.7. Дефинирање на истражувачки јаз

Истражувачки јаз (на англ.: *research gap*) претставува дел од конкретна истражувачка област која е недоволно истражена. Со цел да се дефинира истражувачкиот јаз од областа на системите за независно управување и погонување на четири тркала, од прегледот на литературата во продолжение е претставена табела (табела бр. 2.3) во која се презентирани различни истражувања и кој елемент е цел на подобрување во соодветните истражувања. Дополнително, презентирано е кој тип режим на движење е опфатен (автономно или управувано од возач) и кој метод на управување е искористен во тие истражувања. Тоа што е забележано во текот на истражувањето и во прегледот на литература е дека најчесто во литературата се прави фокус на подобрување на само еден или два параметри од динамиката на возилото, што најчесто значи влошување на останатите. Исто така фокусот во истражувањата е поставен само на еден режим на движење, а не на два различни режими на движење.

Поради тоа, како цел и мотивација на истражувањето е поставен развој на интегриран систем за независно управување и погонување на четирите тркала кој треба да биде способен да ја подобри безбедноста, динамиката и удобноста кај патничките моторни возила и да најде компромис и да постави приоритети помеѓу нив. Предложениот концепт треба да овозможи повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација на однесувањето на возилото при различни услови и во различни режими на движење и притоа да бидат запазени безбедноста и удобноста при возењето. Овој пристап треба да овозможи имплементација на системот за независно управување и погонување на четири тркала кај автоматизирани возила кои се управувани од страна на возачот, но и да биде наменет и применлив за автономните возила при следење на однапред дефинирана траекторија.

Табела бр. 2.3 Преглед на литература, цели на подобрување и применети методи на управување

Научни трудови	Методи на управување	Што се подобрува?	Режим на движење
(Zhang et al., 2020)	<i>Adaptive SMC</i>	Стабилноста и управливоста	Управувано од возач
(Yim et al., 2021)	<i>Lagrange multiplier</i>		
(Liang et al., 2020)	<i>SMC</i>		
(Chen et al., 2019, August)	<i>LQR</i>		
(Mohajer et al., 2020)	<i>PID</i>	Удобноста	Автономно возило
(Luciani et al., 2020)	<i>MPC</i>		
(Mirbeygi Moghaddam et al., 2020)	<i>Fuzzy logic + MPC</i>		
(Jain et al., 2023)	<i>Optimal control</i>	Намалување на мачнината при возење	Автономно возило
(Zheng et al., 2024)	<i>Motion planing algorithm</i>		
(Lei et al., 2022)	<i>SMC</i>	Следење на траекторија	Автономно возило
(Yang et al., 2023)	<i>MPC</i>		
(Chen et al., 2020)	<i>LQR</i>		
(Liang et al., 2021)	<i>PID + SMC</i>	Следење на траекторија + стабилност	Автономно возило
(Lenssen et al., 2023)	<i>MPC</i>		
(Guo et al., 2020)	<i>MPC + Fuzzy logic + SMC + PID</i>		
(Shuai et al., 2013)	<i>LQR</i>		
(Rajesh et al., 2023)	Машинско учење	Следење на траекторија + удобност	Автономно возило
(Huang et al., 2024)	Машинско учење		

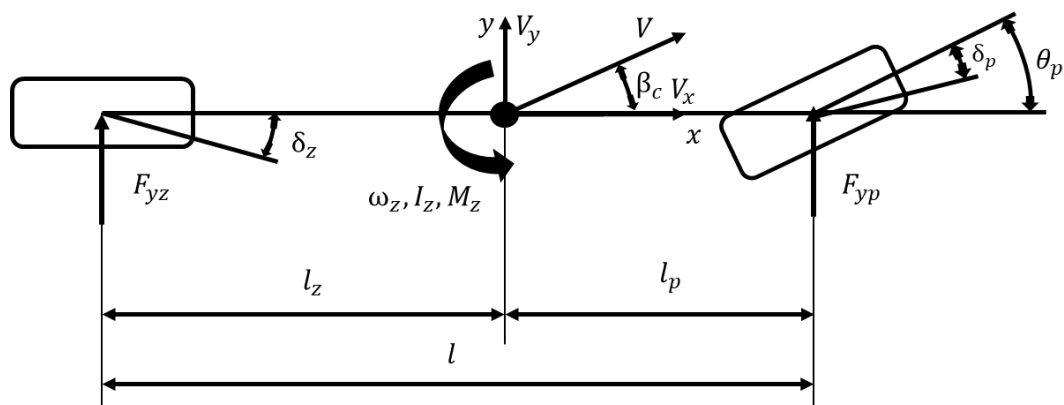
3. РАЗВОЈ НА ИНТЕГРИРАН СИСТЕМ ЗА НЕЗАВИСНО УПРАВУВАЊЕ И ПОГОНУВАЊЕ НА ЧЕТИРИТЕ ТРКАЛА И НЕГОВО ТЕСТИРАЊЕ ВО СИМУЛАЦИСКА ОКОЛИНА

3.1. Математички модели на возила

Покрај експериментално испитување, испитувањето на динамиката на возилата може да се изврши со помош на математички и виртуелни модели на возила. Математичките модели на возила претставуваат систем од диференцијални равенки преку кои се опишува однесувањето на возилата. Основните математички модели може да ја анализираат само вертикалната, само хоризонталната динамика на возилото или доколку станува збор за посложени математички модели може да се анализираат двете динамики заедно. Дел од овие математички модели кои се употребени во оваа докторка дисертација се претставени во продолжение.

3.1.1. Линеарен модел – велосипед со управување на предната оска

Моделот-велосипед претставува наједноставниот, но и најупотребуваниот математички модел за истражување на хоризонталната динамика. Моделот-велосипед (слика бр. 3.1) е математички модел со три степени на слобода (подолжна брзина V_x , напречна брзина V_y и аголна брзина на пивање ω_z) каде тркалата на предната оска се обединети во едно тркало и истиот метод е применет за задната оска. Вкупната маса на возилото е концентрирана во неговото тежиште, заедно со материјалниот момент на инерција. Во продолжение се претставени општите равенки (3.1) – (3.3) за движење на круто тело во рамнина кои се применети во моделот-велосипед.



Слика бр. 3.1 Модел велосипед со управување на предната оска

$$\Sigma F_x = m(\dot{V}_x - V_y \omega_z) \quad (3.1)$$

$$\Sigma F_y = m(\dot{V}_y + V_x \omega_z) \quad (3.2)$$

$$\Sigma M_z = I_z \dot{\omega}_z \quad (3.3)$$

Математичкиот модел може уште да се поедностави на тој начин што подолжната брзина на движење се усвојува да биде константна во рамки на симулираниот маневар и

со тоа моделот од три степени на слобода се намалува на математички модел со два степени на слобода.

Во зависност од математичкиот модел кој е употребен за опишување на однесувањето на пневматиците, моделот-велосипед може да биде линеарен или нелинеарен. Линеарниот модел на пневматици е дефиниран согласно равенките (3.4).

$$F_{yp} = K_{\delta p} \delta_p; \quad F_{yz} = K_{\delta z} \delta_z \quad (3.4)$$

каде δ_p, δ_z претставуваат аглите на подведување на предната и задната оска соодветно, а $K_{\delta p}, K_{\delta z}$ коефициенти на напречна крутост на пневматиците. Во случај ако возилото е со управување само на предната оска, тогаш аглите на подведување се дефинирани со равенките (3.5).

$$\delta_p = \theta_p - \frac{V_y + l_p \omega_z}{V_x}; \quad \delta_z = -\frac{V_y - l_z \omega_z}{V_x} \quad (3.5)$$

Со замена на изразите (3.4) и (3.5) во изразите (3.1) - (3.3) се добиваат двете диференцијални равенки (3.6) и (3.7) кои го опишуваат линеарниот модел-велосипед со управување само на предната оска и два степени на слобода:

$$\dot{V}_y = \left(\frac{-K_{\delta p} - K_{\delta z}}{m V_x} \right) V_y + \left(\frac{K_{\delta z} l_z - K_{\delta p} l_p}{m V_x} - V_x \right) \omega_z + \frac{K_{\delta p}}{m} \theta_p \quad (3.6)$$

$$\dot{\omega}_z = \left(\frac{K_{\delta z} l_z - K_{\delta p} l_p}{I_z V_x} \right) V_y + \left(\frac{-K_{\delta p} l_p^2 - K_{\delta z} l_z^2}{I_z V_x} \right) \omega_z + \frac{K_{\delta p} l_p}{I_z} \theta_p \quad (3.7)$$

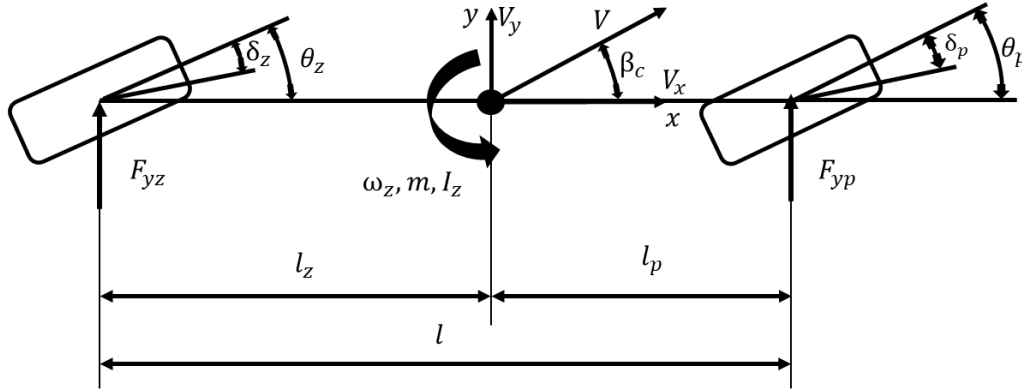
3.1.2. Линеарен модел - велосипед со управување на двете оски

Доколку сакаме да ја анализираме динамиката на возилата со управување на сите тркала, тоа може да се направи со употреба на модел-велосипед со управување на двете оски. Кај овој модел важат истите апроксимации како и за моделот-велосипед со управување на предната оска, освен што се воведува уште една влезна големина, а тоа е аголот на завртување на задните тркала.

Тоа ќе предизвика и различни агли на подведување на задната оска кои ќе зависат од аголот на завртување на тркалата. Аголот на подведување на задната оска во овој случај се пресметува со равенката (3.8).

$$\delta_z = \theta_z - \frac{V_y - l_z \omega_z}{V_x} \quad (3.8)$$

Со примена на истите принципи и претходно наведените изрази (3.1) – (3.8) може да се добијат двете диференцијални равенки (3.9) – (3.10) кои го опишуваат однесувањето на моделот-велосипед со управување на двете тркала (слика бр. 3.2).



Слика бр. 3.2 Модел велосипед со управување на задната оска

$$\dot{V}_y = \left(\frac{-K_{\delta p} - K_{\delta z}}{mV_x} \right) V_y + \left(\frac{K_{\delta z}l_z - K_{\delta p}l_p}{mV_x} - V_x \right) \omega_z + \frac{K_{\delta p}}{m} \theta_p + \frac{K_{\delta z}}{m} \theta_z \quad (3.9)$$

$$\dot{\omega}_z = \left(\frac{K_{\delta z}l_z - K_{\delta p}l_p}{I_zV_x} \right) V_y + \left(\frac{-K_{\delta p}l_p^2 - K_{\delta z}l_z^2}{I_zV_x} \right) \omega_z + \frac{K_{\delta p}l_p}{I_z} \theta_p - \frac{K_{\delta z}l_z}{I_z} \theta_z \quad (3.10)$$

Дополнително се воведуваат следните смени кои ќе бидат користени понатаму во докторскиот труд: $a_{11} = \frac{-K_{\delta p} - K_{\delta z}}{mV_x}$, $a_{12} = \frac{K_{\delta z}l_z - K_{\delta p}l_p}{mV_x} - V_x$, $a_{21} = \frac{K_{\delta z}l_z - K_{\delta p}l_p}{I_zV_x}$, $a_{22} = \frac{-K_{\delta p}l_p^2 - K_{\delta z}l_z^2}{I_zV_x}$, $b_{11} = \frac{K_{\delta p}}{m}$, $b_{12} = \frac{K_{\delta z}}{m}$, $b_{21} = \frac{K_{\delta p}l_p}{I_z}$, $b_{22} = -\frac{K_{\delta z}l_z}{I_z}$.

3.1.3. Рамнински модел на возило со управување на сите тркала

Со цел да се овозможи истражување на системот за независно управување и погонување на четири тркала, мора да се употреби посложен математички модел на возило како што е **рамнинскиот модел на возило** (слика бр. 3.3).

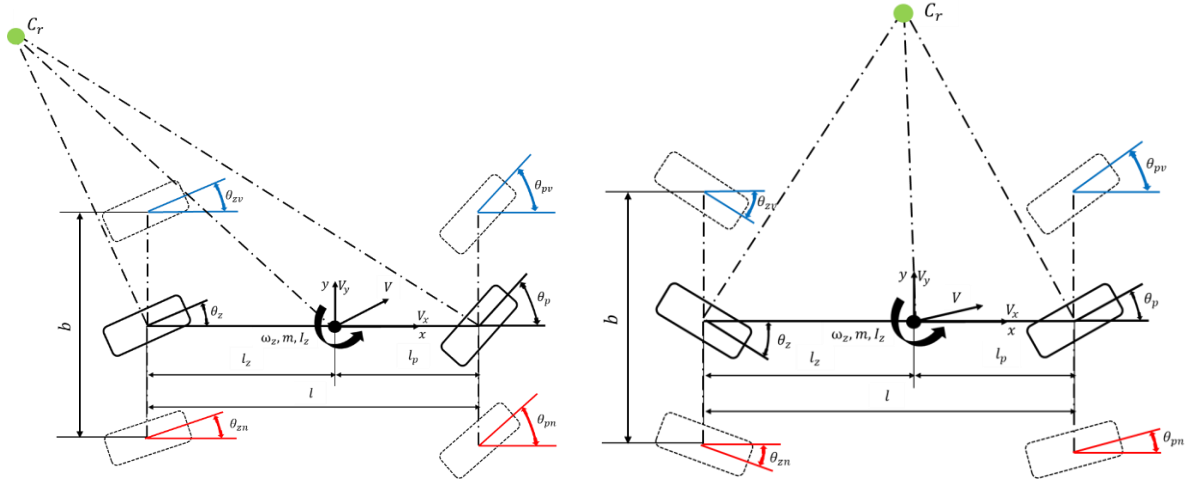
Рамнинскиот модел на возило претставува модел на возило со четири тркала, каде масата на возилото е концентрирана во неговото тежиште, заедно со материјалниот момент на инерција на возилото. Општата форма на равенките на системот е дефинирана со равенките (3.11) – (3.13).

$$m(\dot{V}_x - V_y\omega_z) = F_t - \Sigma R - F_{ypv} \sin(\theta_{pv}) - F_{ypn} \sin(\theta_{pn}) - F_{yzv} \sin(\theta_{zv}) - F_{yzn} \sin(\theta_{zn}) \quad (3.11)$$

$$m(\dot{V}_y + V_x\omega_z) = F_{ypv} \cos(\theta_{pv}) + F_{ypn} \cos(\theta_{pn}) + F_{yzv} \cos(\theta_{zv}) + F_{yzn} \cos(\theta_{zn}) \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned}
I_z \dot{\omega}_z = & F_{y_{pv}} \cos(\theta_{pv}) l_p + F_{y_{pn}} \cos(\theta_{pn}) l_p - F_{y_{zv}} \cos(\theta_{zv}) l_z + F_{y_{zn}} \cos(\theta_{zn}) l_z \\
& + F_{y_{pv}} \sin(\theta_{pv}) \frac{b}{2} - F_{y_{pn}} \sin(\theta_{pn}) \frac{b}{2} + F_{y_{zv}} \sin(\theta_{zv}) \frac{b}{2} \\
& - F_{y_{zn}} \sin(\theta_{zn}) \frac{b}{2}
\end{aligned} \tag{3.13}$$

каде b претставува трага на тркалата. Дополнително, при дефинирање на аглиите на подведување мора да се земе предвид и трагата на тркалата.



Слика бр. 3.3 Рамнински модел на возило со управување четири тркала каде тркалата се завртени во иста насока (лево) и во спротивна насока (десно) (Changoski et al., 2024)

Во овој случај аглиите на подведување на тркалата се дефинирани согласно равенките (3.14) и (3.15).

$$\delta_{pv} = \theta_{pv} - \frac{V_y + l_p \omega_z}{V_x - 0.5b\omega_z}; \quad \delta_{pn} = \theta_{pn} - \frac{V_y + l_p \omega_z}{V_x + 0.5b\omega_z} \tag{3.14}$$

$$\delta_{zv} = \theta_{zv} - \frac{V_y - l_z \omega_z}{V_x - 0.5b\omega_z}; \quad \delta_{zn} = \theta_{zn} - \frac{V_y - l_z \omega_z}{V_x + 0.5b\omega_z} \tag{3.15}$$

Од претставениот рамнински модел на возило (слика бр. 3.3) може да се заклучи дека има минимум пет влезни големини (четири агли на завртување на секое тркало и влечна сила). Тука се наметнува прашањето по која законитост треба да се командуваат управувачките тркала? Доколку станува збор за конвенционален систем за управување, тогаш аглиите на завртување на тркалата ќе зависат од аголот на завртување на воланот и геометријата на управувачкиот трапез од системот за управување. Истата аналогија ќе важи за управувањето на задната оска поради фактот дека во најголемиот број случаи постои управувачки трапез на системот за управување на задната оска. Во случај на активен систем за управување, аглиите на завртување на тркалата, покрај аголот на завртување од воланот, може да зависат и моменталните параметри на возилото како брзината на движење и аголната брзина на пливаче. Тоа зависи од управувачката метода што е применета. Ваква анализа е спроведена во претходно истражување и е презентирана во (Changoski et al., 2024).

Доколку системот за управување е преку сигнали, каде двете тркала на една оска се повторно поврзани помеѓу себе со управувачки трапез, тогаш истите заклучоци важат како во претходниот случај. Разлика се јавува доколку имаме систем за управување преку сигнали и независно управување на сите тркала. И покрај тоа што не постои физичка врска помеѓу тркалата, се наметнуваат три дилеми:

1. Дали треба да постојат некакви основни правила и законитости во управувањето на тркалата од една оска, односно дали тие тркала да бидат „виртуелно“ поврзани помеѓу себе?
2. Дали командата од воланот треба да биде перцепирана само како иницијална команда од возачот или аголот на завртување на предните тркала да зависи директно од неа?
3. Дали треба да има поставено одредени правила на управување или сооднос на аглите на завртување на предната и задната оска?

Во однос на првата дилема, најчестиот одговор е дека управувањето на тркалата е најдобро да се командуваат согласно Акермановата геометрија која нуди постигнување на моментален пол на ротација, намалено абење на пневматиците и намалено бочно пролизгување на возилото.

Во однос на второто прашање доколку аглите на завртување на предните тркала зависат директно од аголот на завртување на воланот, тогаш фактички станува збор за активен систем за управување на предната оска преку сигнали. Доколку, командата од воланот се користи како иницијална команда и дефинирањето на аглите на завртување на тркалата се препуштени само на контролерот, тогаш можно е да се добијат агли на завртување на тркалата кои отстапуваат од конвенционалниот начин на управување на тркалата. На пример, контролерите може да наложат аглите на завртување на задните тркала да бидат поголеми од аглите на завртување на предните тркала или аглите на завртување на тркалата на предната и задната оска да бидат спротивно насочени при поголеми брзини на движење. Двата наведени примери ќе предизвикаат неприродно чувство на возење кај возачот и патниците со што удобноста, но и стабилноста ќе бидат доведени во прашање.

Кога станува збор за третото прашање, дали треба да постои сооднос во завртувањето на предните и задните тркала, тоа пред сè се однесува на употребениот метод на управување и ограничувањето на аглите на завртување на задната оска.

Доколку се примени Акерманова стратегија на управување кај системот за независно управување на четири тркала, можни се две сценарија кои може да ги наметне методот на управување, а тоа се тркалата на двете оски да бидат исто или спротивно насочени во текот на маневрирањето со возилото.

Согласно тоа, аглите на завртување на тркалата на внатрешните и надворешните тркала се дефинирани согласно равенките (3.16) – (3.19).

$$\theta_{pv} = \text{atan}\left(\frac{\tan \theta_p}{1 - \frac{b}{2l}(\tan \theta_p - \tan \theta_z)}\right), \theta_{pn} = \text{atan}\left(\frac{\tan \theta_p}{1 + \frac{b}{2l}(\tan \theta_p - \tan \theta_z)}\right) \quad (3.16)$$

$$\theta_{zv} = \text{atan}\left(\frac{\tan \theta_z}{1 - \frac{b}{2l}(\tan \theta_p - \tan \theta_z)}\right), \theta_{zn} = \text{atan}\left(\frac{\tan \theta_z}{1 + \frac{b}{2l}(\tan \theta_p - \tan \theta_z)}\right) \quad (3.17)$$

$$\theta_{pv} = \text{atan}\left(\frac{\tan \theta_p}{1 - \frac{b}{2l}(\tan \theta_p + \tan \theta_z)}\right), \theta_{pn} = \text{atan}\left(\frac{\tan \theta_p}{1 + \frac{b}{2l}(\tan \theta_p + \tan \theta_z)}\right) \quad (3.18)$$

$$\theta_{zv} = \text{atan}\left(\frac{\tan \theta_z}{1 - \frac{b}{2l}(\tan \theta_p + \tan \theta_z)}\right), \theta_{zn} = \text{atan}\left(\frac{\tan \theta_z}{1 + \frac{b}{2l}(\tan \theta_p + \tan \theta_z)}\right) \quad (3.19)$$

каде θ_p , θ_z престапуваат аглите на завртување на предното и задното тркало соодветно на моделот-велосипед. Во овој случај аглите на завртување на тркалата зависат од методот на управување и контролерот, кој дефинира посакувани агли на завртување на предното и задното тркало врз база на референтот модел.

3.2. Анализа на референтните модели

При анализата на динамиката на возилата и нивните перформанси се поставува прашањето: кој референтен модел е најсоодветно да се употреби?

Во продолжение е направена анализа на референтните модели и симулации со цел да се провери нивното влијание врз динамиката на возилата.

3.2.1. Референтна аголна брзина на пливање

Во (Changoski et al., 2022) е предложено користење референтен модел велосипед со управување само на предната оска, додека во литературата често е употребуван израз за референтна аголна брзина на пливање определена според параметрите на возилото, брзината на движење и аголот на завртување на предните тркала. Изразот (3.20) е добиен при претпоставка дека возилото се наоѓа во стационарен режим на движење. (Dong et al., 2017).

$$\omega_{zref} = \frac{V_x}{l + \left(\frac{m(K_{\delta z}l_z - K_{\delta p}l_p)}{K_{\delta p}K_{\delta z}l}\right)V_x^2} \theta_p = \frac{V_x}{l + KV_x^2} \theta_p \quad (3.20)$$

Ако се земе предвид квалитетот на патната подлога и коефициентот на прилепување, тогаш потребно да се дефинира максималната можна вредност на аголната брзина на пливање (3.21).

$$\omega_{zref\ max} = \frac{\varphi g}{V_x} \quad (3.21)$$

3.2.2. Референтен нелинеарен модел - велосипед со управување на задната оска

Употребата на претходно дефинираниот референтен модел, како единствен референтен модел кај возило со управување на задната оска, може да доведе до несоодветни команди добиени од методот на управување за аглите на завртување на задната оска, што ќе резултира со непосакувани резултати. Соочувањето со овие недостатоци доведе до потреба да се бара алтернативно решение кое резултираше со предлог решение за примена на **референтен нелинеарен модел-велосипед со управување на двете оски и со активно управување на задната оска** (Changoski et al., 2022).

Стратегијата која е применета за овој модел-велосипед претставува линеарна стратегија изведена од линеарниот модел-велосипед која овозможува постигнување на вредност на аголот на пролизгување во тежиштето $\beta_c = 0$ во стационарен и во преоден режим на движење. Оваа стратегија овозможува брз одзив и смирување на системот и брз пораст на аголната брзина на пливање и нуди подобрена стабилност на возилото. Поради фактот што вака изведена стратегија на управување се користи во нелинеарен модел-велосипед, вредноста на аголот на пролизгување во тежиштето отстапува од идеално посакуваната вредност $\beta_c = 0$, но сепак аголот на пролизгување во тежиштето има релативно мали вредности кои се приближни до нула. Овие заклучоци се презентирани во (Changoski et al., 2022). Изразот (3.22) го опишува методот на управување на задните тркала.

$$\theta_z = -\frac{K_{\delta p}}{K_{\delta z}} \theta_p + \frac{mV_x^2 + K_{\delta p}l_p - K_{\delta z}l_z}{K_{\delta z}V_x} \omega_z \quad (3.22)$$

3.2.3. Споредба на референтните модели

Во следната анализа направена е споредба на рамнински модели на возила (согласно изразите 3.11 – 3.19) при употреба на различни референтни модели. Рамнинските модели на возила претставуваат нелинеарни модели каде е употребен нелинеарен модел на пневматик (3.23) и (3.2.4) според истражувачите Дагоф, Фанхер и Зегел.

Математичкиот модел на пневматиците е дефиниран согласно равенките:

$$F_{yi} = K_{\delta_i} \tan(\delta_i) \quad \text{за} \quad |F_{yi}| < 0.5\varphi F_{ni} \quad (3.23)$$

$$F_{yi} = \varphi F_{ni} \text{sign}(\delta_i) \left(1 - \frac{\varphi F_{ni}}{4K_{\delta_i} |\tan(\delta_i)|}\right) \quad \text{за} \quad |F_{yi}| > 0.5\varphi F_{ni} \quad (3.24)$$

каде F_{ni} претставува моменталното вертикалното оптоварување на секое тркало.

Моделот е така дефиниран што кога напречната сила во пневматикот има вредност помала од $0.5\varphi F_{ni}$ тогаш моделот има линеарни карактеристики, а за вредности над $0.5\varphi F_{ni}$ тогаш моделот станува изразито нелинеарен.

За првичните анализи на влијанието од изборот на референтен модел врз динамиката на возилото, избрани се поедноставни маневри каде што за рамнинските модели на возила подолжната погонска сила е константна, а нејзината вредност е одбрана (од првата диференцијална равенка 3.11) да биде $F_t \approx \Sigma R$, со цел возилото да се движи со константна, однапред дефинирана брзина на движење. На овој начин, всушност се прави анализа на влијанието од изборот на референтни модели врз динамиката на возило со систем за независно управување на четири тркала со помош на Акермановата геометрија. Во овие анализи не е вклучен системот за електронска стабилност на возилото.

За метод на управување во оваа анализа и во докторскиот труд е одбран методот на управувањето со лизгачка површина. Методот на управување со лизгачката површина е одбран поради тоа што нуди побрз одзив на контролерот во однос на теоријата на оптимално управување. Таа предност се користи за подобро стабилизирање на возилото и побрзо прилагодување на аглите на завртување на тркалата при новонастаната ситуација. Недостаток кај овој метод на управување претставува појавата на осцилации на излезот од контролерот, но во овој докторски труд тоа е ублажено со воведување на математичката функција „ $\tanh$ “.

Со сумирање на претходните констатации во изразот (3.25) се дефинирани влезните големини (u_i) согласно теоријата на управување со лизгачка површина.

$$u_i = -k_i \tanh\left(\frac{s_i}{\phi_i}\right) + u_{eq_i} \quad (3.25)$$

каде k_i претставува пропорционален коефициент, s_i претставува лизгачката површина, ϕ_i дебелина на лизгачката површина, а u_{eq_i} претставува иницијална влезна големина која се изведува од диференцијалите равенки на математичкиот модел на возило.

Лизгачката површина е дефинирана во изразот (3.26).

$$s = \dot{e} + \lambda_i e \quad (3.26)$$

каде „ e “ претставува грешката во системот (разлика помеѓу моменталната и посакуваната вредност), а λ_i претставува коефициент на пропорционалност на грешката. Кога системот се наоѓа во стационарна состојба, тогаш лизгачката површина има вредност $s=0$ и се добива изразот $\dot{e} = -\lambda_i e$. Доколку системот се наоѓа во преоден режим на движење, тогаш грешката во системот е различна од нула ($e \neq 0$) и дополнително системот се наоѓа надвор од дефинираната лизгачката површина ($s \neq 0$). Ако во преоден режим на движење, лизгачката површина ја изедначиме со грешката $s=e$ во системот, се добива изразот (3.27).

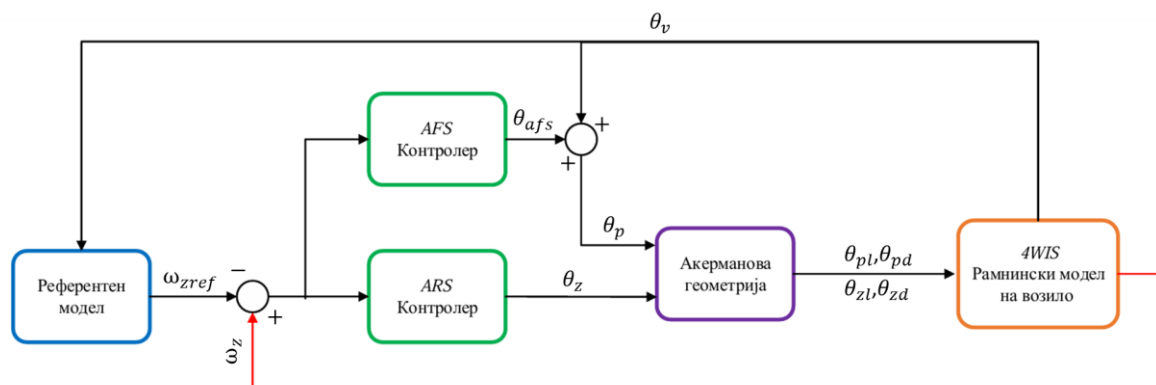
$$\dot{s} = -\lambda_i s \quad (3.27)$$

Со претходно претставените изрази се дефинира методот на управување со лизгачка површина.

Во спроведените анализи, управувањето со лизгачката површина е дефинирано со два контролери, од кои едниот е осмислен како систем за активно управување на предните тркала, а вториот е одговорен за командување на задните тркала.

Оттука како референтни големини се добиваат посакувани агли на завртување на предното и на задното тркало од моделот-велосипед. Потоа со употреба на равенките (3.16) – (3.19) се постигнува Акермановата геометрија, а со тоа и систем за независно управување на сите четири тркала. Командата од возачот е употребена за дефинирање на аголот на завртување на предните тркала и потоа на тој агол е направена корекција со помош на контролерот.

Шематски тоа е прикажано на сликата бр. 3.4.



Слика бр. 3.4 Шематски приказ на методот на управување за тестирање на референтните модели на возила

Управувачкиот алгоритам за агли на завртување на тркалата може да се дефинира со модификација на равенките (3.15) и (3.16) за линеарниот модел велосипед со управување на двете оски. Ова е воглавно направено поради фактот што во умерени услови на маневрирање со возилото пневматиците се наоѓаат во својот линеарен опсег на работа. Равенките се претставени во формат на модел на системот во просторот на состојбата (на англ.: *state-space model*) и го добиваат следниот облик (3.28) и (3.29):

$$\dot{V}_y = a_{11}V_y + a_{12}\omega_z + b_{11}(\theta_v + \theta_{afs}) + b_{12}\theta_z \quad (3.28)$$

$$\dot{\omega}_z = a_{21}V_y + a_{22}\omega_z + b_{21}(\theta_v + \theta_{afs}) + b_{22}\theta_z \quad (3.29)$$

Исто така, аголот на завртување на предното тркало претставува збир $\theta_p = \theta_v + \theta_{afs}$ на аголот на завртување на предното тркало зададен од страна на возачот (θ_v) и аголот дефиниран од страна на контролерот (θ_{afs}).

Со комбинирање на изразите (3.25)-(3.29), се добиваат изразите (3.30) и (3.31) во кои е претставен управувачкиот метод со лизгачка површина за командување на предното и задното тркало од моделот велосипед.

$$\theta_{afs} = \frac{1}{b_{21}} [-a_{21}V_y - a_{22}\omega_z - b_{21}\theta_v - b_{22}\theta_z + \dot{\omega}_{ref} - \lambda_{afs}(\omega_z - \omega_{ref})] - k_{afs} \tanh\left(\frac{s}{\phi_{afs}}\right) \quad (3.30)$$

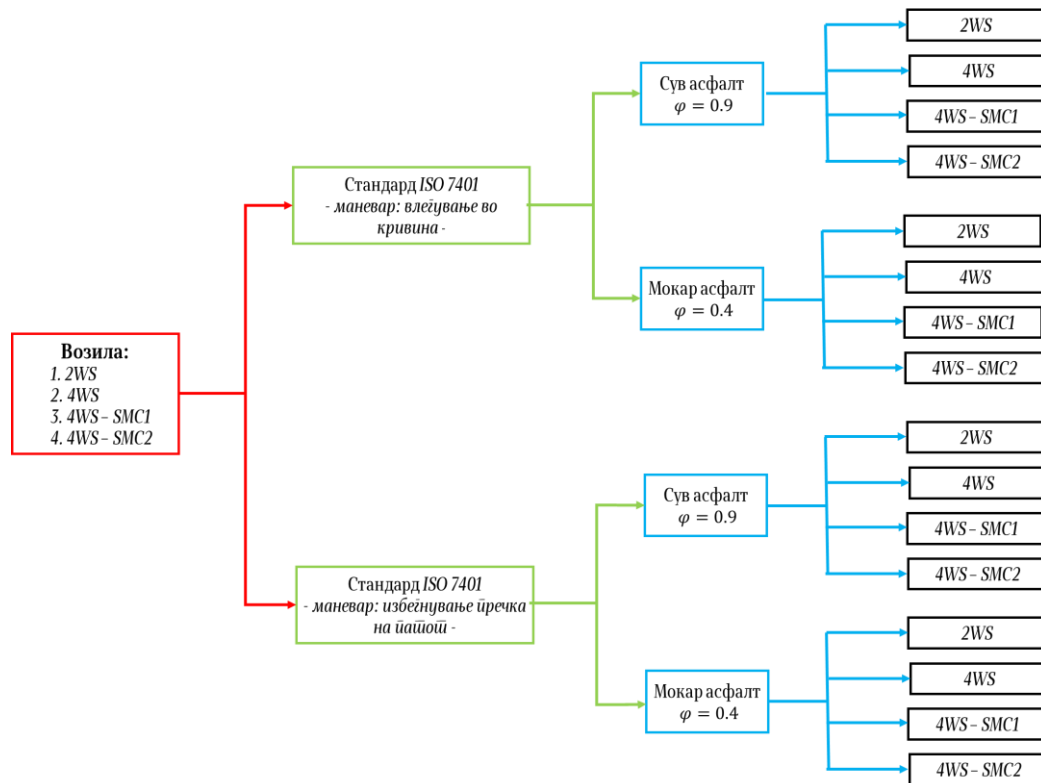
$$\theta_z = \frac{1}{b_{22}} [-a_{21}V_y - a_{22}\omega_z - b_{21}(\theta_v + \theta_{afs}) + \dot{\omega}_{ref} - \lambda_{ars}(\omega_z - \omega_{ref})] - k_{ars} \tanh\left(\frac{s}{\phi_{ars}}\right) \quad (3.31)$$

каде $\phi_{afs}, \phi_{ars} = 10$, $\lambda_{afs}, \lambda_{ars} = 3$ и $k_{afs}, k_{ars} = 0.087$. За попрецизно дефинирање на аглите на завртување на тркалата искористени се овие методи каде управувачките големини за двете тркала се поврзани помеѓу себе (на англ.: *coupled control laws*). Во литературата најчесто изразите се поедноставени и влијанието на едната управувачка големина во однос на другата е заменета со одреден коефициент за поедноставни и побрзи пресметки, како и за пократко потребно време за спроведување на симулациите и активација на актуаторите, доколку станува збор за експериментално истражување.

Со цел да се направи споредба на референтните модели и нивното влијание врз динамиката и удобноста на возилото во продолжение е претставена споредба на четири возила, а маневрите се спроведени согласно стандардот *ISO-7401*. Употребени се следните рамнински модели на четири тркала:

1. **2WS возило** – возило со управување само на предната оска,
2. **4WS возило** – возило со управување на двете оски со стратегија на управување на задната оска за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето,
3. **4WS – SMC1** - возило со управување на двете оски со метод на управување со помош на лизгачка површина кое користи референтна вредност на аголната брзина на пливање согласно изразот 3.20.
4. **4WS – SMC2** - возило со управување на двете оски со метод на управување со лизгачка површина кое користи референтна вредност (аголна брзина на пливање) добиена од нелинеарен модел велосипед со управување на двете оски со имплементирана стратегија на управување на задната оска за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето.

Идејата е да анализира влијанието на референтните модели врз методот на управување со лизгачка површина и однесувањето на возилата, претставени како рамнински модели на четири тркала (**4WS – SMC1** и **4WS – SMC2** возилата). Однесувањето на овие возила се споредува со **2WS** и **4WS** возилата. Спроведената анализа е претставена шематски на слика бр. 3.5. Со претходно наведените возила се спроведени маневрите влегување во кривина и избегнување пречка на патот при различни патни услови. Тоа резултира со спроведување на вкупно 16 симулации, а резултатите се претставени на тој начин што се прави директна споредба на четирите возила.



Слика бр. 3.5 Шематски приказ на спроведената анализа за споредба на референтните модели

Параметрите на возилото се претставени во табела бр. 3.1.

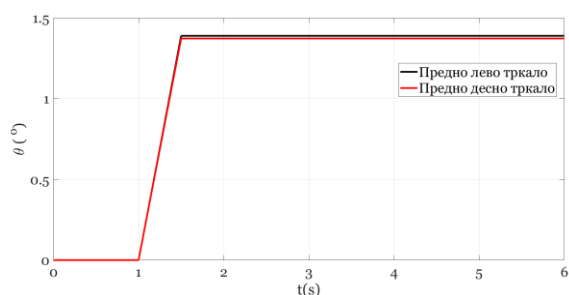
Табела бр. 3.1 Параметри на возилото искористено во симулациската анализа

Маса (m):	2150 kg
Распределба на масата по оски (предна/задна):	50/50 %
Меѓускино растојание (l):	3000 mm
Трага на предните тркала (b_p):	1635 mm
Трага на задните тркалата (b_z):	1635 mm
Динамички полупречник на тркалата (r_a):	358 mm
Коефициент на бочна крутост на пневматиците ($K_{\delta p}$, $K_{\delta z}$):	70000 N/rad

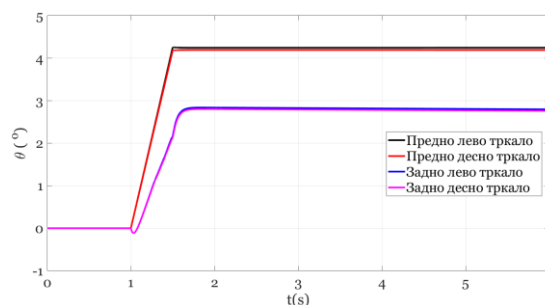
Првиот маневар кој е претставен е маневарот влегување во кривина спроведен согласно стандардот *ISO-7401* каде возилата се движат со 80 km/h и аглиите на завртување на тркалата се дефинирани така што возилата постигнуваат напречно забрзување од 4 m/s² во стационарна состојба. Дополнително, аплицирана е погонска сила $F_t = 300$ N, доволна за да ја одржи брзината на движење. Според тоа, однапред се дефинирани аглиите на завртување на предната оска на возилата, а управувачките методи се одговорни за командување на задните тркала. Во оваа анализа возилата се движат на сува патна подлога и асфалт со висок квалитет со коефициент на прилепување $\varphi = 0.9$.

Од дијаграмите за завртување на агли на тркалата (слика бр. 3.6 - слика бр. 3.9) може да се забележат две специфични карактеристики. Кај возилото 4WS – SMC1 брзиот раст на референтната аголна брзина налага брзо завртување на задните тркала во спротивна насока од предните. Ова пред сè се должи на фактот дека референтната аголна брзина на пливање зависи исклучиво од геометриските параметри на возилото и не ја зема предвид неговата инерција и време на одзив. Дополнително, наглиот пораст на агли на завртување на задната оска резултира со ненадеен пораст на напречното забрзување (слика бр. 3.10) и неговиот прв извод (слика бр. 3.12) што негативно влијае на удобноста на возилото. Ова барање од страна на контролерот исто така претставува проблем за актуаторите затоа што не би биле во можност да реагираат со таков интензитет и во кус временски интервал.

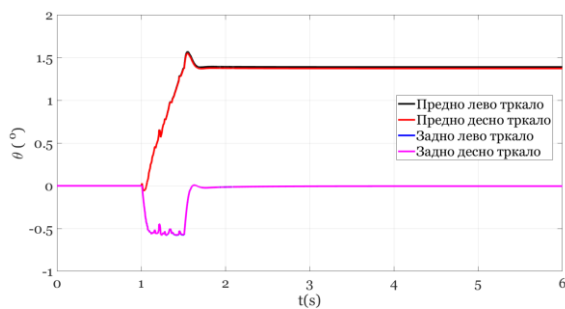
Од друга страна, употребата на моделот велосипед со управување на задната оска со стратегијата за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето како референтен модел, нуди порамномерно управување на задната оска, но и поголема корекција на агли на завртување на предната оска, односно на AFS системот. Тоа резултира со подобрена удобност, но и побавен одзив во однос на возилото 4WS – SMC1. Исто така, возилото 4WS – SMC2 поверодостојно ја следи референтната аголна брзина на пливање (слика бр. 3.11). Поголемите агли на завртување на задната оска на возилото 4WS и 4WS – SMC2 резултираат со позитивни вредности на аголот на пролизгување во тежиштето (слика бр. 3.13), што значи дека векторот на напречната брзина на пливање е насочен кон центарот на кривината. Интересен е феноменот дека вредностите на аголот на пролизгување на тежиштето на овие две возила е поголем во однос на останатите. Тоа е така бидејќи употребената стратегијата е линеарна и е применета на нелинеарен модел на возило, како и на поголемите агли на завртување на тркалата. Во однос на траекторијата (слика бр. 3.14), забележливо е дека возило 4WS – SMC2 прво го започнува маневарот. Ако се анализираат параметрите за оценка на удобноста во табела бр. 3.2, видно е дека 2WS возилото би било најудобно.



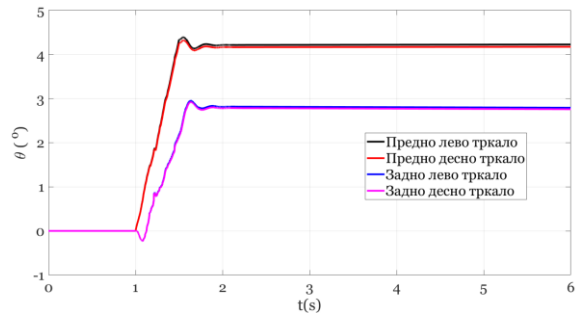
Слика бр. 3.6 Агли на завртување на тркалата
–возило 2WS



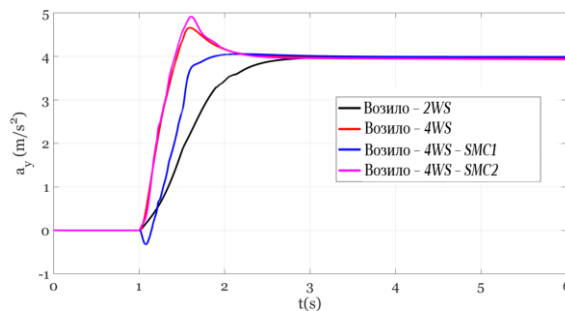
Слика бр. 3.7 Агли на завртување на тркалата
–возило 4WS



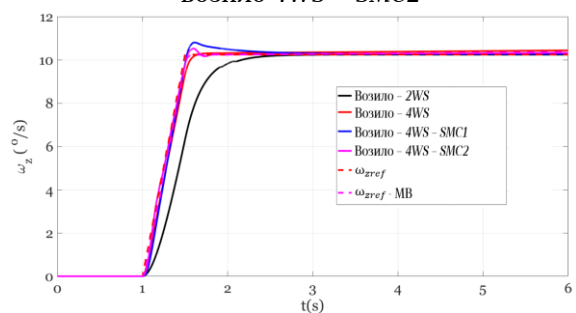
Слика бр. 3.8 Агли на завртување на тркалата – возило 4WS – SMC1



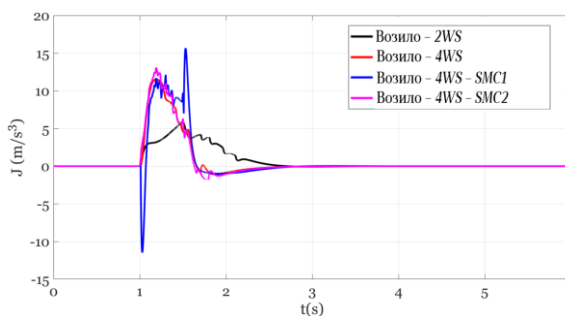
Слика бр. 3.9 Агли на завртување на тркалата – возило 4WS – SMC2



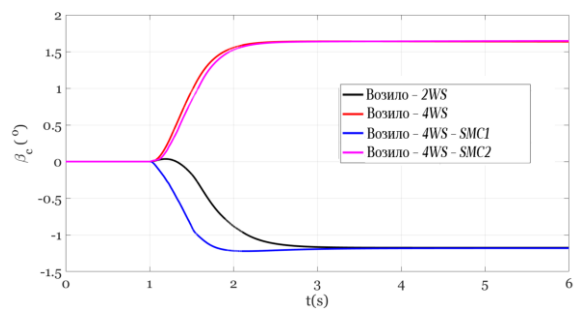
Слика бр. 3.10 Напречно забрзување



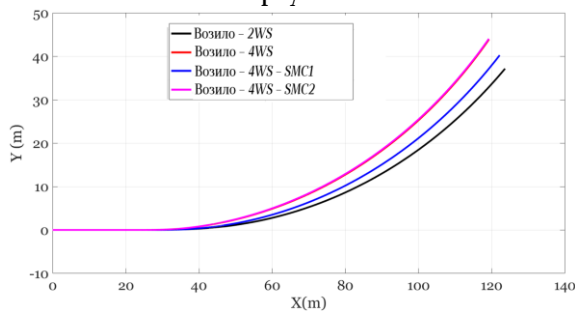
Слика бр. 3.11 Аголна брзина на пливање



Слика бр. 3.12 Прв извод на напречното забрзување



Слика бр. 3.13 Агол на пролизгување во тежиштето



Слика бр. 3.14 Траекторија

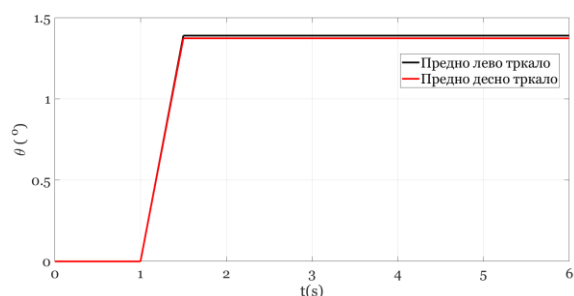
Табела бр. 3.2 RMS вредности на најречноио забрзување и неговиоо прв извод

Возило	$a_y (m/s^2)$	$J_y (m/s^3)$
Возило 2WS	3.333	1.499
Возило 4WS	3.587	2.655
Возило 4WS – SMC1	3.476	2.367
Возило 4WS – SMC2	3.583	2.895

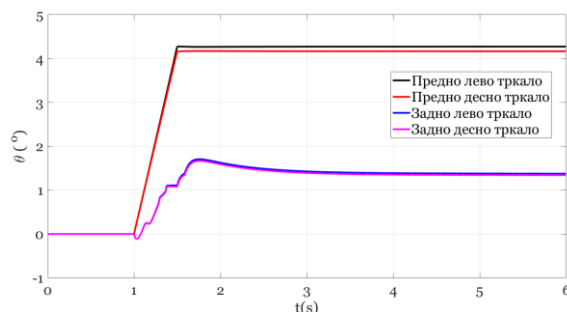
Користејќи ги истите влезни параметри од претходно, направена е уште една симулација каде возилата го извршуваат истиот маневар при влошени услови на патната подлога, односно при намален коефициент на прилепување на $\varphi = 0.4$ и возилата се на граница на пролизгување. Резултатите се прикажани од слика бр. 3.15 - слика бр. 3.23.

Заклучоците се слични со претходната анализа. Тоа што е поизразено е фактот дека за да го стабилизира возилото *4WS – SMC2*, *AFS* контролерот наметнува поголеми вредности на агли на завртување на тркалата на предната оска, а намалување на агли на задната оска (слика бр. 3.18). Исто така, возилото *4WS – SMC2* има најбрз одзив и му е потребно најмалку време за да ја постигне стационарната состојба заедно со возилото *4WS*, додека возилата *2WS* и *4WS – SMC1* се смируваат истовремено и после приближно 1 секунда во однос на претходно наведените (слика бр. 3.19 – слика бр. 3.21). Но ако се анализира дијаграмот за аголот на пролизгување во тежиштето (слика бр. 3.22) тогаш *2WS* и *4WS – SMC1* возилата имаат тенденција да се дестабилизираат поради континуираниот раст на мерната големина. Тоа укажува дека возачот или *VSC* систем мора да направат корекција за да се спречи дестабилизација на возилата.

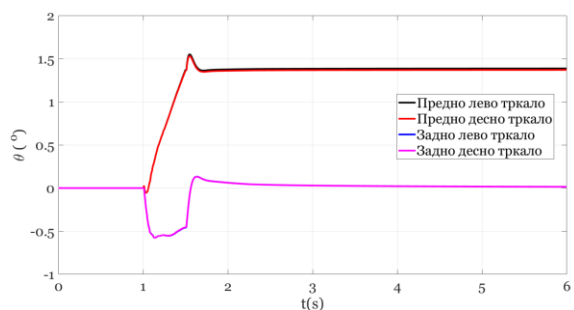
Во поглед на удобноста на табела бр. 3.3 може забележи дека најмали *RMS* вредности на напречното забрзување и неговиот прв извод има возилото со управување само на предната оска, додека со воведување на управување на задната оска удобноста кај сите возила се намалува. Најголеми *RMS* вредности на напречното забрзување и неговиот прв извод постигнува возилото *4WS – SMC1* поради брзиот пораст на агли на завртување на задната оска.



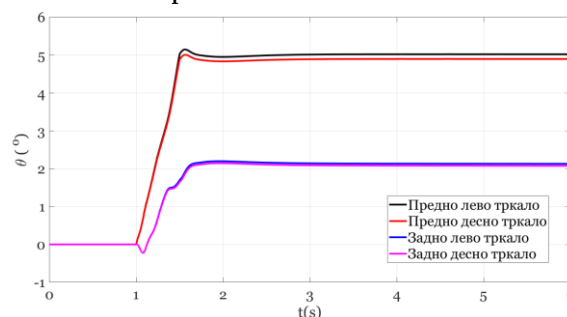
Слика бр. 3.15 Агли на завртување на тркалата –возило 2WS



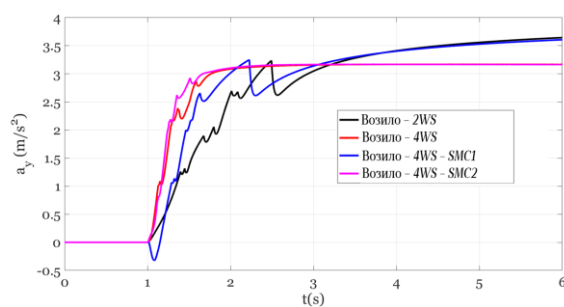
Слика бр. 3.16 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS



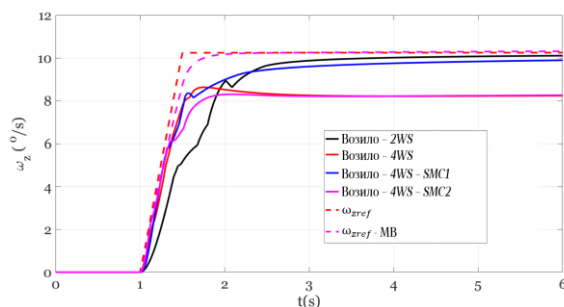
Слика бр. 3.17 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS – SMC1



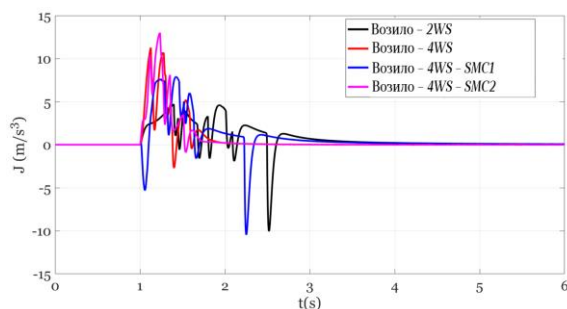
Слика бр. 3.18 Агли на завртување на тркалата –возило 4WS – SMC2



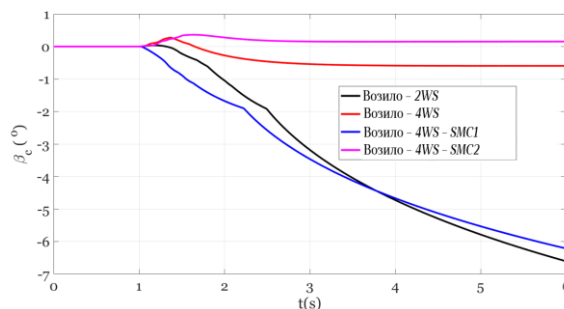
Слика бр. 3.19 Напречно забрзување



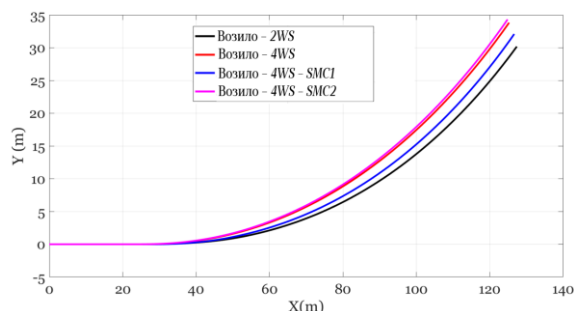
Слика бр. 3.20 Аголна брзина на пливање



Слика бр. 3.21 Прв извод на напречното



Слика бр. 3.22 Агол на пролизгување во тежиштето



Слика бр. 3.23 Траекторија

Табела бр. 3.3 RMS вредности на најпречното забрзување и неговиот прв извод

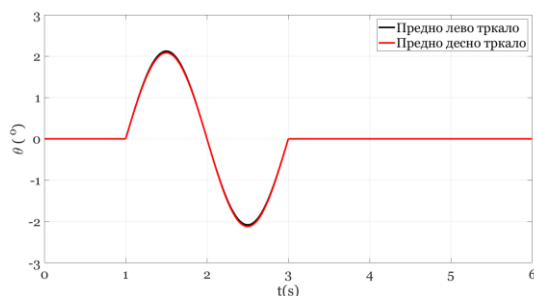
Возило	$a_y (m/s^2)$	$J_y (m/s^3)$
Возило 2WS	2.784	1.584
Возило 4WS	2.788	1.859
Возило 4WS - SMC1	2.85	2.021
Возило 4WS - SMC2	2.808	1.934

Втор маневар кој е спроведен согласно стандардот *ISO-7401* претставува маневарот избегнување пречка на патот (единечна промена на коловозната лента). За сите возила зададен е агол на завртување на предното тркало (од замислениот модел велосипед) со цел да се постигне напречно забрзување од $4 m/s^2$. Исто како и во претходниот маневар, брзината на движење на возилата изнесува $80 km/h$ и аплицирана е погонска сила $F_t = 300 N$, доволна за да ја одржи таа брзина на движење.

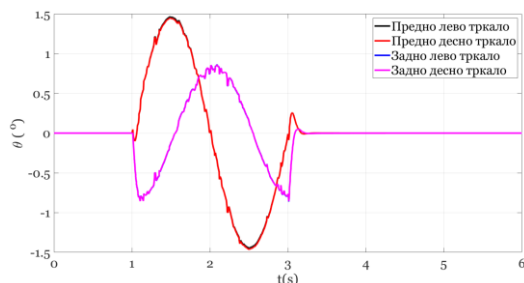
Од дијаграмите за аглиите на завртување на тркалата (слика бр. 3.24 – слика бр. 3.27) може да се забележи дека текот на аглиите на завртување на задните тркалата кај возилата 4WS и 4WS - SMC2 е рамномерен, додека кај возилото 4WS - SMC1 повторно поради брзиот раст на референтната аголна брзина на пливање контролерот наметнува веднаш големи

агли на завртување на задните тркала во спротивна насока. Како што е напоменато претходно, во пракса актуаторите би требало да бидат активирани веднаш и тоа ќе предизвика ненадеен пораст на напречното забрзување и неговиот прв извод, нарушувајќи ја удобноста на возилото.

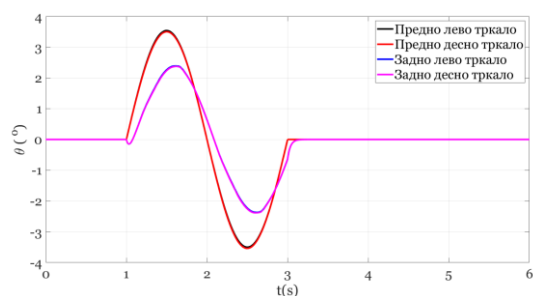
На сликите бр. 3.28 - бр. 3.29 може да се забележи дека возилото 4WS – SMC2 има најбрз одзив и пораст на вредностите на напречното забрзување, додека порастот на аголната брзина на пливање е најбрз кај 4WS – SMC1 поради референтната вредност. Но, ако се погледнат референтните вредности на аголната брзина на пливање може да се заклучи дека возилото 4WS – SMC2 поверодостојно ја следи промената на аголната брзина на пливање (слика бр. 3.29). Ова најмногу се должи на фактот дека кога ја користиме равенката (3.20) за дефинирање на аголната брзина на пливање се земаат предвид само аглите на завртување на предната оска. Од аспект на смирување на возилата, возилата 4WS и 4WS – SMC2 најбрзо постигнуваат стационарна состојба, а возилото 4WS – SMC1 се смирува бавно исто како 2WS возилото. Недостаток кај сите возила со управување на задната оска претставуваат големите вредности на првиот извод на напречното забрзување (слика бр. 3.30) што ја нарушува удобноста, но нивната предност се гледа на дијаграмот на траекторија каде на овие возила им е потребен помал простор во напречен правец за да ја избегнат пречката на патот (слика бр. 3.32). Аголот на пролизгување во тежиштето (слика бр. 3.31) кај сите возила е во посакуваните граници, но поради различните агли на завртување на задните тркала има разлика во знаците, а со тоа и на насоченоста на векторот на напречната брзина.



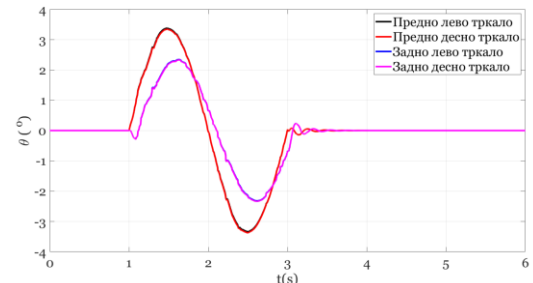
Слика бр. 3.24 Агли на завртување на тркалата – возило 2WS



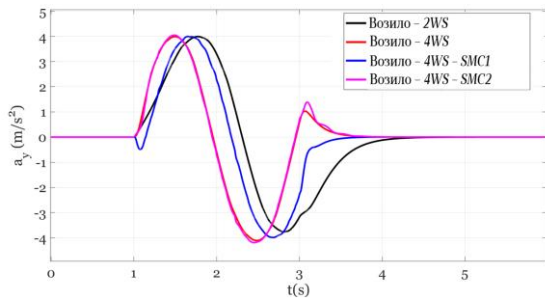
Слика бр. 3.26 Агли на завртување на тркалата – возило 4WS – SMC1



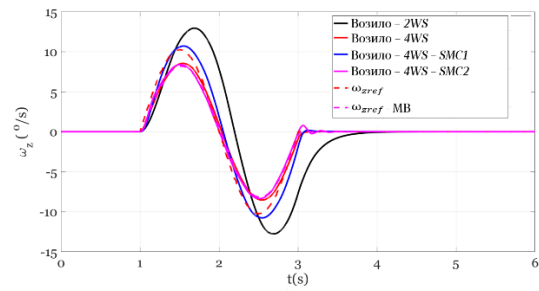
Слика бр. 3.25 Агли на завртување на тркалата – возило 4WS



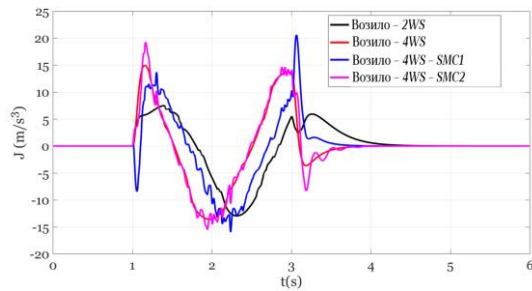
Слика бр. 3.27 Агли на завртување на тркалата – возило 4WS – SMC2



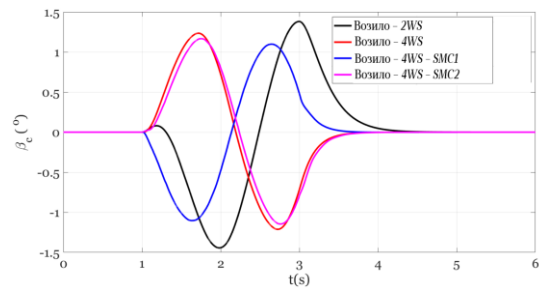
Слика бр. 3.28 Напречно забрзување



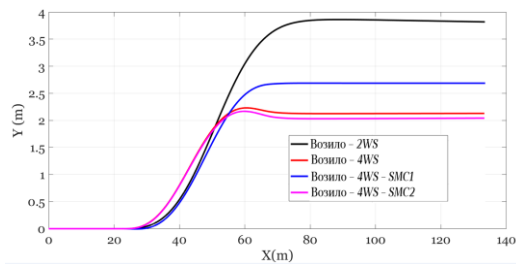
Слика бр. 3.29 Аголна брзина на пливање



Слика бр. 3.30 Прв извод на напречното забрзување



Слика бр. 3.31 Агол на пролизгување во тежиштето



Слика бр. 3.32 Траекторија

Ако се анализираат RMS вредностите (табела бр. 3.4), тие покажуваат дека најголеми вредности на напречното забрзување се постигнуваат кај возилото со управување на предната оска. Тоа е поради високите вредности на напречното забрзување во вториот дел од маневарот и нивното бавно смирување. Ова пролонгирана изложеност на високи вредности на напречното забрзување негативно влијае на удобноста на возилото.

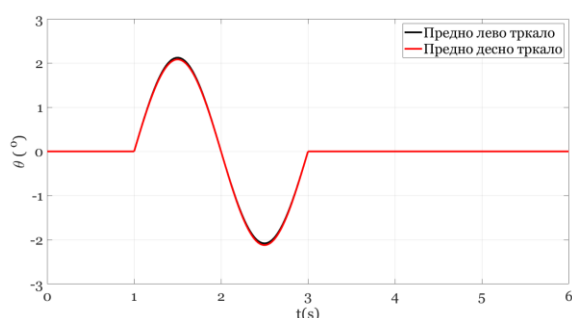
Од друга страна бавното смирување па резултира со помали вредности на првиот извод на напречното забрзување.

Табела бр. 3.4 RMS вредности на најпречното забрзување и неговиот прв извод

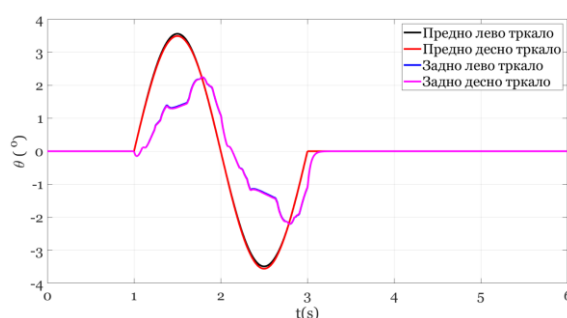
Возило	$a_y (m/s^2)$	$J_y (m/s^3)$
Возило 2WS	1.763	4.365
Возило 4WS	1.677	5.584
Возило 4WS - SMC - ω_{zref}	1.682	5.28
Возило 4WS - SMC - реф. MB	1.696	5.82

Истиот маневар со истите влезни команди е направен при влошени услови на патната подлога кога коефициентот на прилепување изнесува $\varphi=0.4$. Со анализа на дијаграмите на агли на завртување на тркалата (слика бр. 3.33 - слика бр. 3.41) може да се забележи дека AFS контролерот кај возилото 4WS – SMC2 е повторно поактивен, односно ги зголемува агли на завртување на предните тркала, што резултира ARS контролерот да ги намали агли на завртување на задните тркала. Исто како и во претходните анализи, брзиот раст на референтната аголна брзина на пливање налага ARS контролерот моментално да ги сврти тркалата во спротивна насока од предните (слика бр. 3.35). Возилата се на граница на пролизгување, каде се постигнуваат максималните вредности на напречното забрзување (слика бр. 3.37) и аголната брзина на пливање (слика бр. 3.38). Ако се анализираат претходните графици, но и графичите на првиот извод на напречното забрзување (слика бр. 3.39) и аголот на пролизгување во тежиштето (слика бр. 3.40) се забележува дека возилото со управување само на предната оска и 4WS – SMC1 возилото не го комплетираат маневарот.

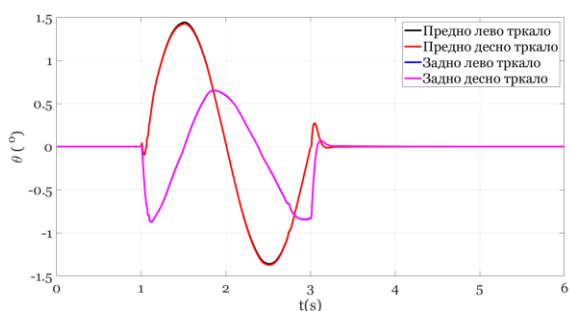
Тоа се потврдува на дијаграмот на траекторија (слика бр. 3.41). Тоа би значело дека кај двете возила, возачот или контролерите би требало да направат дополнителна корекција на агли на завртување на тркалата.



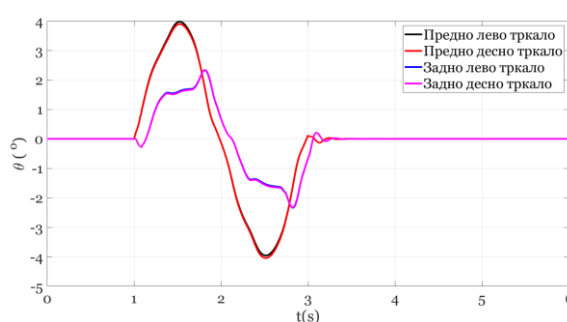
Слика бр. 3.33 Агли на завртување на тркалата – возило 2WS



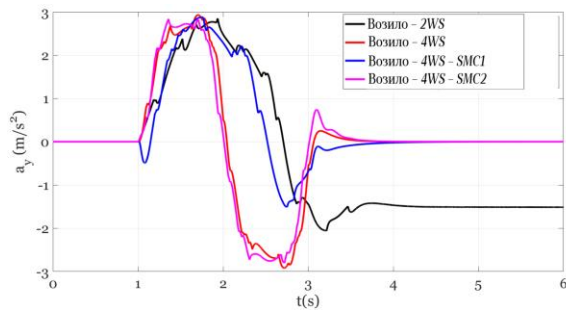
Слика бр. 3.34 Агли на завртување на тркалата – возило 4WS



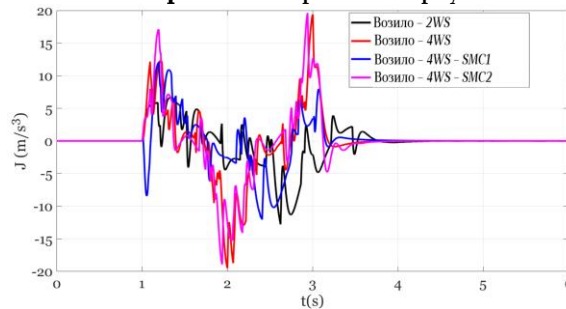
Слика бр. 3.35 Агли на завртување на тркалата – возило 4WS – SMC1



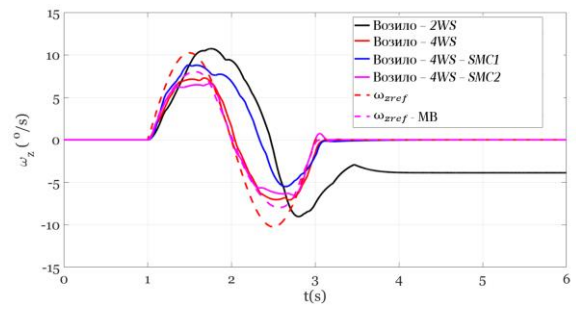
Слика бр. 3.36 Агли на завртување на тркалата – возило 4WS – SMC2



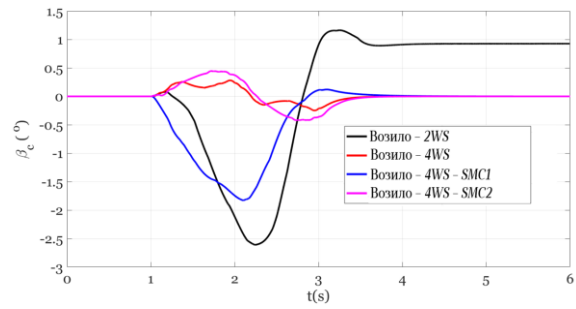
Слика бр. 3.37 Напречно забрзување



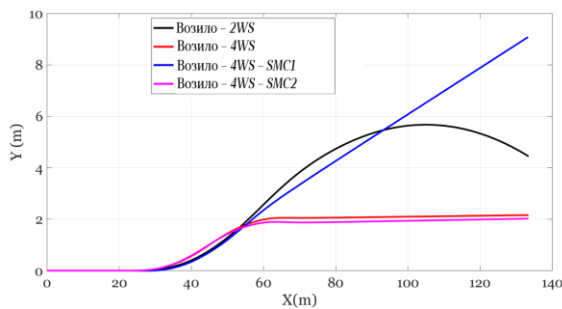
Слика бр. 3.39 Прв извод на напречното забрзување



Слика бр. 3.38 Аголна брзина на пливање



Слика бр. 3.40 Агол на пролизгување во тежиштето



Слика бр. 3.41 Траекторија

Со анализа на RMS вредностите од табелата бр. 3.5, може да се заклучи дека возилото 4WS - SMC2 има најмали RMS на напречното забрзување, што позитивно влијае на удобноста, додека кај истото возило вредностите на првиот извод на напречното забрзување се најголеми. Оттука може да се заклучи дека возилата кои имаат тенденција најдобро да го стабилизираат возилото генерираат повисоки вредности на првиот извод на напречното забрзување. Резултатите за 2WS и 4WS - SMC1 возилата се прецртани затоа што се дестабилизираат.

Табела бр. 3.5 RMS вредности на напречното забрзување и неговиот прв извод

Возило	$a_y (m/s^2)$	$J_y (m/s^3)$
Возило 2WS	1.548	2.88
Возило 4WS	1.301	4.498
Возило 4WS - SMC1	1.07	3.331
Возило 4WS - SMC2	1.128	4.632

По спроведените анализи може да се заклучи дека употребата на предложените референтни модели нуди подобрување на динамиката на возилата најмногу од аспект на стабилноста. Во анализите кога условите на патната подлога се добри, тогаш возилото со управување на две тркала има најмали вредности на напречното забрзување и неговиот прв извод, а со тоа и најдобра удобност. Единствено отстапување од овој заклучок има кај напречното забрзување во маневарот избегнување пречка на патот, поради долгото смирување на самото возило и пролонгираното влијание на напречното забрзување.

Кога условите на патот се влошени, стабилноста на возилото станува примарна и во тој случај возилата со управување на задните тркала покажуваат подобри резултати. Во овие анализи може и да се занемарат *RMS* вредностите за оценка на удобноста на возилата.

Како сумарни заклучоци може да се наведат следните:

- Без разлика на употребената стратегија, возилата со управување на четири тркала нудат подобрена стабилност, побрз одзив и пократко време потребно за постигнување на стационарната состојба,
- Имплементацијата на системот за управување на задната оска предизвикува нарушување на удобноста со пораст на вредностите на напречното забрзување и неговиот прв извод,
- Употребата на нелинеарен референтен модел велосипед со управување на задната оска предизвикува посмирено однесување на контролерите и поприроден тек на аглите на завртување на тркалата во однос на референтната аголна брзина на пливање дефинирана со изразот 3.20.

Овие анализи од кои се добиваат заклучоци за влијанието на референтните модели врз динамиката и удобноста на возилото претставуваат добра основа за понатамошна анализа на системот за независно управување на сите тркала.

Од спроведените анализи, може да се заклучи дека употребата на нелинеарен референтен модел-велосипед со управување на задната оска нуди поприродно однесување на возилата со управување на четири тркала, побрз одзив, како и изразито подобрена стабилност. Токму од тие причини, овој референтен модел е искористен во продолжение на докторската дисертација како референтен модел во повеќецелната и повеќепараметарската оптимизација и во косимулациската анализа.

Треба да се има предвид дека со дефинирање на аголната брзина на пливање како референтна големина пред сè се става акцент на стабилноста на возилото. Она што отскокнува е фактот дека со имплементацијата на систем на управување на задната оска доаѓа до нарушување на удобноста при возењето. Во продолжение е направена повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација која има за цел да ја земе во предвид и удобноста при движењето со цел да се подобрат перформансите на системот за управување на четири тркала.

3.3. Повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација за подобрување на удобноста, стабилноста и безбедноста на возилото

Во претходните анализи е демонстрирана придобивката од имплементацијата на нелинеарен референтен модел-велосипед со управување на задната оска, за независно управување на четири тркала со цел подобрување на стабилноста на возилото. Токму поради овие придобивки во ова поглавје и во косимулациската анализа, како референтен модел е искористен нелинеарениот референтен модел-велосипед со управување на двете оски, со стратегија за управување на задната оска за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето.

Целта истражувањето во оваа докторската дисертација е да се обедини анализата на стабилноста, удобноста и можноста за следење на траекторија на возилото, нешто што најчесто се прави одвоено во литературата.

Главната хипотеза на овој докторски труд е дека интегрираниот систем за независно управување и погонување на четири тркала ќе овозможи подобрување на динамиката и удобноста на патничките возила. Со цел да се докаже оваа хипотеза, искористена е следната методологија:

- дефинирање на рамнинските модели на возила,
- дефинирање на системите со кои се опремени возилата и погонската единица,
- избор на управувачките методи за активните системи на возилата,
- дефинирање на коефициентите на контролерот и нивното влијание кон стабилноста и удобноста на возилото,
- анализа на резултатите.

Прво, усвоени се шест нелинеарни рамнински модели на возила:

1. Возило со управување на две тркала – 2WS;
2. Возило со управување на четири тркала со стратегија за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето – 4WS;
3. Возило со независно управување на четири тркала каде управувачката стратегија е дефинирана со константни коефициенти – 4WIS;
4. Возило со независно управување и погонување на четири тркала каде управувачката стратегија е дефинирана со константни коефициенти – 4WIS/4WID;
5. Возило со независно управување на четири тркала каде управувачката стратегија е дефинирана со променливи коефициенти (оптимизирана) – 4WIS – опт.;
6. Возило со независно управување и погонување на четири тркала каде управувачката стратегија е дефинирана со променливи коефициенти (оптимизирана) – 4WIS/4WID – опт.

Со оглед дека од 2014 година системот за електронска контрола на стабилноста на возилото со селективно кочење на тркалата е задолжителен за сите возила во Европската

Унија, усвоено е дека сите возила кои се применети во оваа анализа го поседуваат овој систем.

Дополнително, усвоено е дека сите возила поседуваат погон на четири тркала со 50:50 распределба на вртежниот момент помеѓу предната и задната ооска, а единствено дополнителна корекција се прави кај возилата со независно погонување на четири тркала.

Пред да се спроведат анализите мора да се постават неколку правила и хипотези кои мора да бидат запазени од страна на контролерите:

1. При маневрирање со возилото, во ниту еден момент не смее да биде загрозувана неговата стабилност, а со тоа и безбедноста.
2. Во услови кога за возилото што се движи нема опасност за нарушување на стабилноста и безбедноста, целта на контролерот е да овозможи зголемување на удобноста на патниците и возачот.
3. Во сите останати преодни режими на движење контролерот треба да прави баланс помеѓу удобноста и безбедноста на возилото.

Тука треба да се дефинираат три подрачја (со свои граници) кои го опишуваат движењето на возило. Како референтна големина се усвојува аголната брзина на пливање која е индикатор за стабилноста на возилото. Во услови кога условите на патот се добри и коефициентот на прилепување има високи вредности поставени се следните подрачја:

1. Подрачје на удобност - $\omega_z < 2.86^\circ/s$
2. Преодно подрачје - $2.86^\circ/s < \omega_z < 4.3^\circ/s$
3. Подрачје на стабилност - $\omega_z > 4.3^\circ/s$

Во **првото подрачје** акцент е ставен на удобноста и сите параметри од управувачкиот метод се насочени кон подобрување на удобноста на патниците, односно намалување на забрзувањата во возилото.

Второто подрачје претставува преодно подрачје во кое параметрите од управувачкиот метод почнуваат да се менуваат со пораст на аголната брзина на пливање и да се адаптираат кон подобрување на стабилноста и безбедноста на возилото.

Третото подрачје е подрачје каде стабилноста и безбедноста на возилото се примарни и управувачкиот метод има за цел да спречи дестабилизација на возилото, а удобноста е ставена во втор план.

Вредностите на аголната брзина на пливање за конкретните подрачја се предложени во (Liang et al., 2020), но во овој докторски труд, подрачјето на стабилност почнува при помали вредности на аголната брзина на пливање, односно за вредности над $\omega_z = 4.3^\circ/s$. Тоа е направено со цел да се спречи доцна реакција на контролерите за стабилизирање на возилото доколку дојде до ненадеен пораст на аголната брзина на пливање.

Претходните цели и заклучоци налагаат измена во управувачкиот метод со цел да се земе предвид и удобноста на возилото.

За да се земе предвид системот за контрола на стабилноста на возилото со селективно кочење на тркалата и независно погонување на четири тркала, рамнинскиот модел на возило е проширен со воведување на променлива на состојбата V_x согласно равенките (3.32) – (3.34) и исто така е воведен нелинеарен модел на пневматик за

подолжната насока. Со тоа, претходно опишаниот модел на пневматик на Дароф, Фанхел и Зегел е проширен и дефиниран со равенките (3.32) – (3.35) (Li et al., 2019, *Integrated trajectory planning and control for obstacle avoidance manoeuvre using non-linear vehicle MP algorithm*).

$$\lambda_{Di} = \frac{\varphi F_{ni}(1 - s_i)}{2 \sqrt{K_{si}^2 s_i^2 + K_{\delta_i}^2 \tan^2(\delta_i)}} \quad (3.32)$$

$$f(\lambda_{Di}) = \begin{cases} |\lambda_{Di}|(2 - |\lambda_{Di}|) & (\lambda_{Di} < 1) \\ 1 & (\lambda_{Di} > 1) \end{cases} \quad (3.33)$$

$$F_{yi} = \frac{K_{\delta_i} \tan(\delta_i)}{1 - s_i} f(\lambda_{Di}) \quad (3.34)$$

$$F_{xi} = \frac{K_{si} s_i}{1 - s_i} f(\lambda_{Di}) \quad (3.35)$$

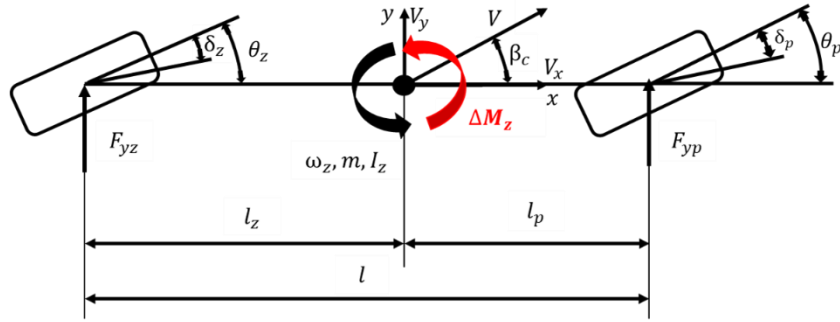
Каде s_i претставува подолжно пролизгување на тркалото, K_{si} претставува подолжната крутост на пневматикот, а λ_{Di} претставува коефициент преку кој се дефинира дали пневматикот ја достигнал границата на пролизгување.

Подолжното пролизгување на пневматикот се дефинира согласно равенките (3.36) и (3.37):

$$s_i = \frac{r_d \omega_{ti} - V_x}{r_d \omega_i} \quad \text{при забрзување со возилото} \quad (3.36)$$

$$s_i = \frac{r_d \omega_{ti} - V_x}{V_x} \quad \text{при кочење со возилото} \quad (3.37)$$

каде r_d претставува динамичкиот полупречник на тркалање на тркалото, а ω_{ti} аголната брзина на соодветното тркало. Со цел да се имплементира системот за контрола на стабилноста на возилото преку селективно кочење (VSC систем), направена е модификација на моделот велосипед (слика бр. 42) и равенката (3.3). Односно, додаден е корективен момент на пливање ΔM_z (3.38), кој е генериран од VSC системот и е одговорен за стабилизација на возилото. Со користење на методот на управување преку лизгачка површина и претходните изрази, изразот за корективниот момент е дефиниран со помош на равенките (3.39) и (3.40). Стабилизацијата на возилото се постигнува со генерирање на корективен момент на пливање преку кочење на тркалата од иста страна. Тоа се постигнува со помош на изразите опишани во (3.41). Доколку $\Delta M_z > 0$ потребно е да се аплицира кочен момент на левите тркала, а доколку $\Delta M_z < 0$ тогаш се аплицира кочен момент на десните тркала.



Слика бр. 3.42 4WS модел велосипед со вграден систем за контрола на стабилноста на возилото

$$I_z \dot{\omega}_z = F_{yp} l_p - F_{yz} l_z + \Delta M_z \quad (3.38)$$

$$\Delta M_z = -F_{yf} l_p + F_{yr} l_z - I_z \dot{\omega}_{ref} + I_z \lambda_{vsc} (\omega_z - \omega_{ref}) - k_{vsc} \tanh\left(\frac{s}{\phi_{vsc}}\right) \quad (3.39)$$

$$\Delta M_z = \frac{F_{xpl} b_p}{2} + \frac{F_{xzl} b_z}{2} - \frac{F_{xpd} b_p}{2} - \frac{F_{xzd} b_z}{2} \quad (3.40)$$

$$\begin{cases} \Delta M_z > 0 \rightarrow Tk = (F_{xpl} + F_{xzl}) r_d \\ \Delta M_z < 0 \rightarrow Tk = (F_{xpd} + F_{xzd}) r_d \end{cases} \quad (3.41)$$

каде $k_{vsc} = -3$, $\phi_{vsc} = 3$ и $\lambda_{vsc} = 3$, а b_p и b_z претставува трагата на предните и задните тркала соодветно.

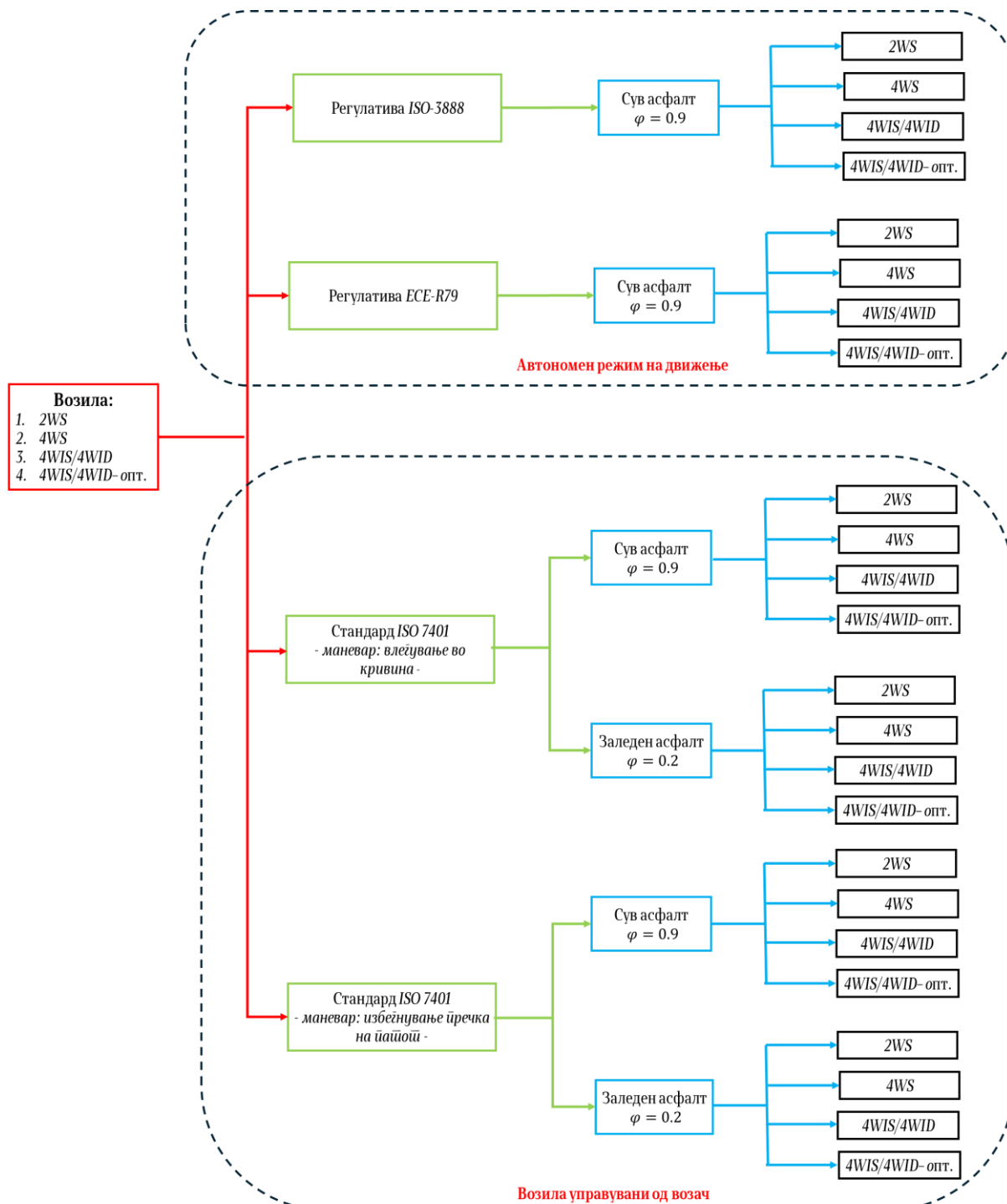
Во реална возна ситуација, но и во симулациска околина секогаш постои мала разлика (грешка) во моменталната вредност на одредена мерна големина и референтната големина. Со цел да се спречи постојано активирање на системот, а со тоа и нарушување на удобноста и стабилноста на системот, се користи методот на $\beta - \dot{\beta}$ рамнина, кој одредува системот да се активира само кога има опасност од дестабилизација на возилото. Методот е дефиниран согласно изразот (3.42).

$$|C_1 \beta + C_2 \dot{\beta}| \leq 0.8 \quad (3.42)$$

Вредностите на коефициентите $C_1 = 2.41$ и $C_2 = 9.615$ се зададени согласно препораката во (Jin et al., 2017), а потврдени во претходни истражувања (Changoski et al., 2022; Changoski et al., 2024).

На слика бр. 3.43 е даден шематски приказ на спроведените симулации во ова подзаглавие. Анализите се спроведени во ситуација кога возачот е одговорен за командувањето со возилото и кога возилото се наоѓа во автономен режим на движење. Во зависност од режимот на движење управувачкиот метод за контролерите за аголот на завртување на тркалата е прилагоден соодветно.

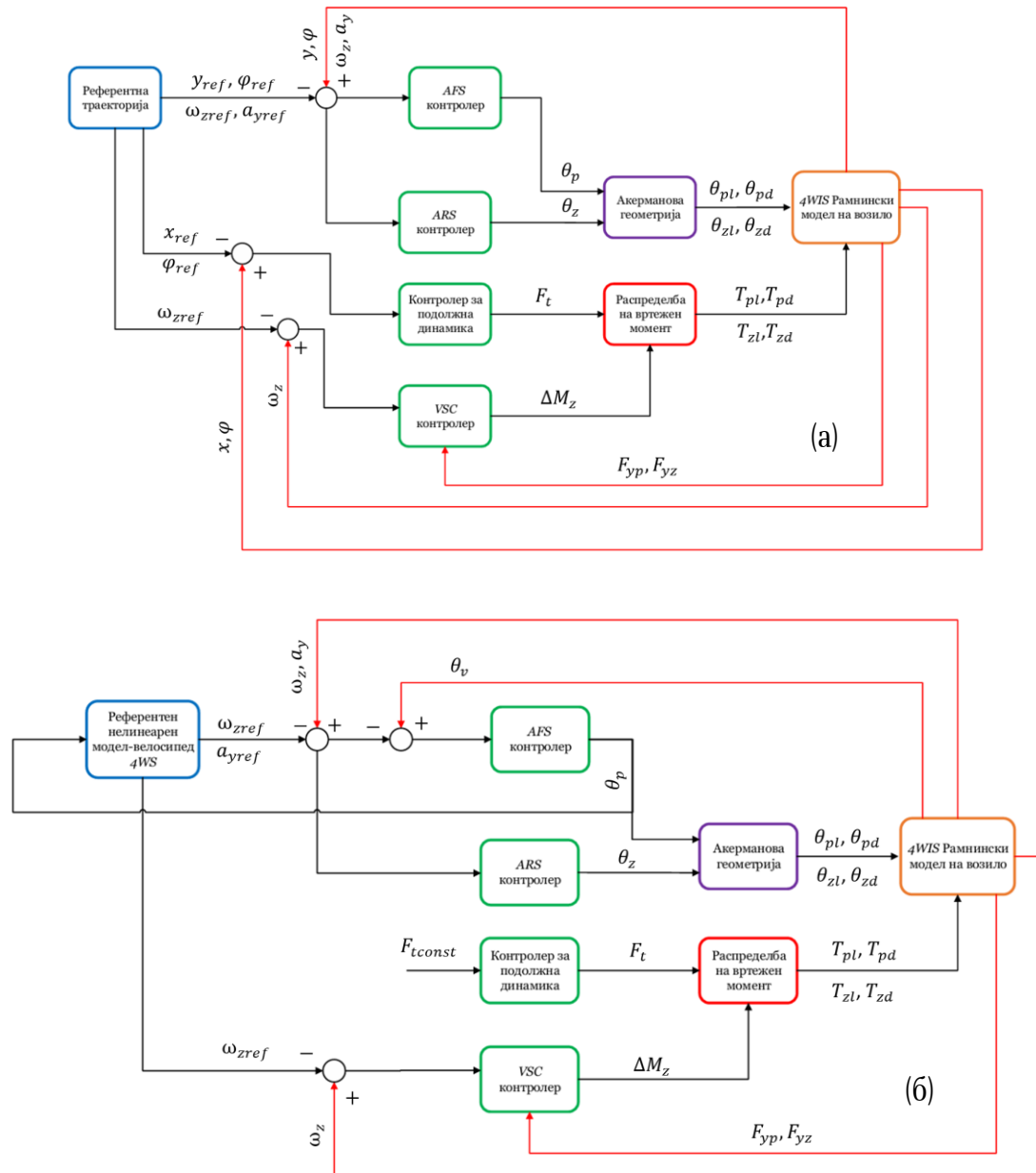
Во ситуација кога возилото се наоѓа во автономен режим на движење, анализите се спроведени согласно стандардот ISO-3888 и регулативата ECE-R79, а кога возилото е управувано од страна на возачот тога спроведени се маневри согласно стандардот ISO-7401 при различни услови на патот.



Слика бр. 3.43 Шематски приказ на спроведените симулации за оценка на придобивките од повеќепараметарската и повеќецелната оптимизација

На сликата бр. 3.44 е даден шематски приказ на предложениот концепт кога возилото се користи во автономен режим на движење (слика бр. 3.44 (а)) и кога возилото е управувано од страна на возач (слика бр. 3.44 (б)). Предложениот концепт се состои од контролери за командување на аглиите на тркалата, контролер за подолжната динамика и VSC контролер. Доколку возилото е автономно како референтен модел се користи самата

референтна траекторија која е одговорна за командување на аглите на предните и задните тркала, но и на погонската (влична) и кочната сила, со цел подобро следење на референтната траекторија. Во случај кога возилото е управувано од страна на возач, како референтен модел се користи нелинеарен модел-велосипед со управување на задната оска, со стратегија за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето. Во продолжение предложениот концепт е тестиран во симулациска околина и секој од контролерите е објаснет подетално.



Слика бр. 3.44 Шематски приказ на предложениот концепт, (а) во автономен режим на движење, (б) кога возилото е управувано од страна на возач

3.3.1. Анализа на интегрираниот систем за независно управување и погонување во услови кога возилото се наоѓа во автономен режим на движење

Во првата анализа, предложениот концепт е тестиран во услови кога возилото се наоѓа во автономен режим на движење. Параметрите на возилото кое е употребено во симулацијата се претставени во табелата бр. 3.6.

Табела бр. 3.6 Параметри на возило што искористено во симулациската анализа

Маса (m):	2150 kg
Распределба на масите по оски (предна/задна):	50/50 %
Меѓускино растојание (l):	3000 mm
Трага на предните тркала (b_p):	1635 mm
Трага на задните тркалата (b_z):	1635 mm
Динамички полупречник на тркалата (r_d):	358 mm
Коефициент на бочна крутост на пневматиците ($K_{\delta p}, K_{\delta z}$):	70000 N/rad
Коефициент на подолжна крутост на пневматиците (K_{sp}, K_{sz}):	85000 N/rad

Со развојот на напредните системи за асистенција на возачот и автономните возила, следењето на однапред дефинирана траекторија се наметнува како неизоставен дел од автоматизираниите возила. За разлика од претходната анализа за референтните модели каде возачот е одговорен за командувањето на возилото и се базираат на аголната брзина на пливање, во оваа анализа мора да биде применет поинаков пристап. Во овој случај траекторијата на возилото е однапред дефинирана, а со тоа и посакуваните агли на завртување на воланот. Дополнително, управувачките методи треба да се базираат на грешката, односно отстапувањето од посакувана траекторија. За контрола врз напречната динамика се користат две референтни големини од референтната траекторија, а тоа се напречното поместување y_{ref} и аголот на пливање на возилото φ_{ref} .

Вкупната грешка која се користи за командување на возилото e_{ty} е дефинирана како збир од отстапувањето од напречното поместување $e_1 = y - y_{ref}$ и отстапувањето на аголот на пливање $e_2 = \varphi_z - \varphi_{zref}$. Вкупната грешка е дефинирана со равенката (3.43).

$$e_{ty} = y - y_{ref} + \xi_{\varphi}(\varphi_z - \varphi_{zref}) \quad (3.43)$$

каде ξ_{φ} претставува тежински коефициент.

Референтниот агол на пливање е дефиниран согласно равенката (3.44) (Norouzi et al., 2020) базирани на изразите дадени во (Rajamani, 2006).

$$\varphi_{zref} = \text{atan} \frac{\dot{y}_{ref}}{\dot{x}_{ref}} \approx \frac{\dot{y}_{ref}}{\dot{x}_{ref}} \quad (3.44)$$

Следењето на однапред дефинирана траекторија бара воведување и на контролер кој ќе биде одговорен за подолжната динамика на возилото, односно аплицирање на влечна или кочна сила за поверодостојно следење на патеката. Претходни истражувања (Changoski et al., 2024) покажаа дека возилото може да следи однапред дефинирана траекторија и без контролер одговорен за подолжната динамика, но тоа предизвикува поголемо отстапување од посакуваната траекторија.

Со цел да се дефинира лизгачката површина на системот, потребно е да се најде првиот извод на грешката (3.45) од равенка (3.43).

$$\dot{e}_{ty} = V_x \varphi + V_y - \dot{y}_{ref} + \xi_\varphi (\omega_z - \omega_{zref}) \quad (3.45)$$

Аналогно, како во претходната анализа со комбинација на равенките (3.28) - (3.29) и (3.43) - (3.45), се добиваат изразите за управување на предната (3.46) и задната оска (3.47). За разлика од претходната анализа, тука аголот на завртување на предната оска зависи исклучиво од командата на контролерот затоа што дејството на возачот е отстрането.

$$\theta_p = \frac{1}{b_{11}} \left[a_{11} V_x \varphi + \dot{V}_y - a_{12} \omega_z - b_{12} \delta_{rp} - a_{11} \dot{y}_{ref} + a_{11} \xi_\varphi (\omega_z - \omega_{zref}) + a_{11} \lambda_{pt} (e_1 + \xi_\varphi e_2) \right] - k_{pt} \tanh \left(\frac{s_t}{\phi_{pt}} \right) \quad (3.46)$$

$$\theta_z = \frac{1}{b_{12}} \left[a_{11} V_x \varphi + \dot{V}_y - a_{12} \omega_z - b_{11} \delta_{fp} - a_{11} \dot{y}_{ref} + a_{11} \xi_\varphi (\omega_z - \omega_{zref}) + a_{11} \lambda_{zt} (e_1 + \xi_\varphi e_2) \right] - k_{zt} \tanh \left(\frac{s_t}{\phi_{zt}} \right) \quad (3.47)$$

Иако во овој случај е прикажана поврзаноста на управувачките методи за управување на предната и задната оска, тие изрази се поедноставени односно се употребени раздвоени закони на управување (на англ.: *decoupled control laws*). Оваа потреба се наметнува затоа што станува збор за посложен модел, со поголем број на контролери што го прави управувањето покомплицирано, побавно и резултира со можност за неправилни команди од страна на контролерите. Една од причините за тоа е и отсуството на арбитражна влезна големина како агол на завртување на предните тркала зададен од возачот. Поради тоа, конечната форма на изразите е поедноставена и аглите на завртување на предните и задните тркала се дефинирани со изразите (3.48) - (3.49).

$$\theta_p = k_{pt} \tanh \left(\frac{s_t}{\phi_{pt}} \right) - k_{ppe} e_{ty} \quad (3.48)$$

$$\theta_z = k_{zt} \tanh \left(\frac{s_t}{\phi_{zt}} \right) - k_{zpe} e_{ty} \quad (3.49)$$

каде $k_{pt} = 0.436$, $k_{zt} = 0.654$, $\phi_{pt} = \phi_{zt} = 10$, $k_{ppe} = k_{zpe} = 0.18$. Од коефициентите може да се забележи дека $k_{zt} > k_{pt}$. Ова е направено со цел да се овозможи возилото побрзо да постигне стационарна состојба. Ако аглите на завртување на предната и задната оска се идентични, тогаш смирувањето на возилото е проследено

со долготрајни осцилации и контролерите имаат потешкотии да го смират возилото. Претходните анализи се однесуваат за возила кои имаат константни параметри на контролерите и се искористени за 4WIS и 4WIS/4WID возилата.

За да се овозможи повеќецелна и повеќепараметарска оптимизација на возилото со независно управување и погонување на четири тркала, грешката и лизгачката површина е проширена со цел да се земат предвид стабилноста и удобноста на возилото. Овој метод е искористен кај 4WIS – опт. и 4WIS/4WID - опт. возилата

Доколку возилото се наоѓа во автономен режим на движење кој има за цел следење на однапред дефинирана траекторија, грешката од лизгачката површина од равенка (3.43) е проширена и го добива следниот облик (3.50):

$$e_{ty} = \xi_y(y - y_{ref}) + \xi_\varphi(\varphi_z - \varphi_{zref}) + \xi_\omega(\omega_z - \omega_{zref}) + \xi_a(a_y - a_{yref}) \quad (3.50)$$

каде ξ_y и ξ_a претставуваат тежински коефициенти кои се менуваат во зависност од регионот, а ξ_φ и ξ_ω е усвоено да бидат константни. Во подрачје 2, коефициентите ξ_y и ξ_a може да ја поседуваат било која вредност помеѓу двете гранични вредности наведени во следната табела. Тежинските коефициенти всушност ја покажуваат важноста во дадениот момент од референтната вредност. Коефициентите се дефинирани во табела бр. 3.7.

Табела бр. 3.7 Дефинирање на регионите на функционирање на системот за независно управување на четири тркала

Коефициент	Подрачје 1	Подрачје 2	Подрачје 3
k_{zt}	0.436	0.436 ÷ 0.654	0.654
ξ_y	0.5	0.5 ÷ 1	1
ξ_φ	6	6	6
ξ_ω	1	1	1
ξ_a	0.05	0.05 ÷ -0.05	-0.05

Коефициентот k_{zt} помага во дефинирање на соодносот на агли на завртување на предните и задните тркала. Вака поставените коефициенти ќе наложат еднакви или приближно еднакви агли на завртување на предните и задните тркала кога возилото се движи во подрачјето посветено на удобноста, а кога возилото се наоѓа во третото подрачје тогаш агли на завртување на предните и задните тркала ќе бидат различни со цел подобра стабилизација на возилото.

Од табелата може да се забележи дека во првото подрачје тежинскиот коефициент за напречното отстапување е намален, со што му се овозможува на возилото да отстапи од првобитно дефинираната траекторија, додека тежинскиот коефициент за напречното забрзување е максимален со што се става поголем акцент на удобноста. Со пораст на аголната брзина на пливање, коефициентите преминуваат од вредностите од првото подрачје кон третото подрачје каде тежинскиот коефициент за напречното поместување расте, а за напречното забрзување се намалува.

При истражувањето беше воочено дека доколку го намалиме коефициентот за напречното забрзување и коефициентот добие негативен предзнак, возилото скоро идеално ја следи референтната траекторија, додека со зголемување вредноста на коефициентот, удобноста на возилото расте.

Референтна вредност за напречното забрзување е усвоена да биде $a_{yref} = 0$ со цел возилото да се стреми да постигне помали вредности на напречното забрзување.

Како референтен модел за аголната брзина на пливање за возилата со независно управување на четирите тркала се употребува кинематски добиената аголна брзина на пливање од дефинираната траекторија.

За дефинирање на контролерот кој е одговорен за командување на подолжната динамика на возилото е употребен изразот (3.51). Контролерот е осмислен така што на излез генерира посакувана влечна или кочна сила за подобро следење на траекторијата. Како што е напоменато претходно возилата поседуваат погон на сите четири тркала со распределба на вртежниот момент во однос 50:50, во однос на предната и задната оска. Кај возилата со независно погонување на четири тркала (4WID) дополнителна распределба на погонските сили се прави пропорционално во однос на дооптоварувањето или растоварувањето на соодветните тркала.

$$F_{x_i} = \frac{T_t}{4} \cdot \frac{F_{n_i}}{F_{n_{stat}}} \quad (3.51)$$

Во изразот (3.51) F_{n_i} е моментална вертикална сила која го оптоварува тркалото, $F_{n_{stat}}$ претставува статичката сила на оптоварување на тркалото. Во продолжение е објаснет управувачкиот метод за подолжните сили на возилото.

Со примена на методот на управување со лизгачка површина и комбинација на равенките, добиен е изразот за посакуваната влечна, односно кочна сила. Во овие анализи за отпорите на движење, земени се предвид отпорот од воздухот и инерцијалната сила на возилото. Отпорот на тркалање е занемарен поради малите вредности.

За управувачка стратегија наменета за контрола на подолжната динамика, претходно дефинираната лизгачка површина е променета. Ако како претходно се усвои да се следат грешките во однос на напречното поместување и аголот на пливање, тогаш контролерот нема воопшто да реагира доколку возилото се движи праволиниски со пониска или поголема брзина од таа што е потребна. Односно, контролерот нема како да ја компензира грешката $x - x_{ref}$ која се остварува во подолжен правец. Поради ова, лизгачката површина за овој контролер е модифицирана за да се земе предвид ова отстапување. На овој начин и со овој предложен концепт, возилото поседува еден контролер кој е одговорен за контрола на подолжната динамика на возилото, со дефинирање на потребна влечна и кочна сила.

Имајќи ги предвид претходните заклучоци, вкупната грешка за контролерот одговорен за подолжната динамика претставува збир од $e_x = x - x_{ref}$ и $e_2 = \varphi - \varphi_{ref}$. Тоа е дефинирано со изразите (3.52) и (3.53).

$$e_{tx} = x - x_{ref} + \xi_{\varphi}(\varphi - \varphi_{ref}) \quad (3.52)$$

$$\dot{e}_{tx} = V_x - V_y\varphi - \dot{x}_{ref} + \xi_{\varphi}(w_z - \dot{\varphi}_{ref}) \quad (3.53)$$

Со комбинација на (3.1), (3.51), (3.52), (3.53) се добива конечната форма на изразот (3.54).

$$F_t = -\frac{m\omega_z V_x}{\varphi} + \frac{m\omega_z \dot{x}_{ref}}{\varphi} - \frac{m\omega_z}{\varphi} \xi(w_z - \dot{\varphi}_{ref}) - \frac{m\omega_z}{\varphi} \lambda_{xt}(e_x + \xi_{\varphi} e_z) + m\dot{V}_x + \Sigma R - k_x \tanh\left(\frac{s_x}{\phi_x}\right) \quad (3.54)$$

Поради појава на истиот проблем како кај контролерите одговорни за управувањето на тркалата, тука изразот мора да биде поедноставен. Ова пред сè се должи на фактот дека во именителот се наоѓа аголот на пливање, кој е еднаков на 0 во ситуација кога возилото се движи праволиниски и пресметката на погонската односно кочната сила нараснува до бесконечност. Од таа причина изразот е поедноставен и конечната форма на равенката е претставена во (3.55).

$$F_t = k_x \tanh\left(\frac{s_x}{\phi_x}\right) - k_{xe} e_{tx} \quad (3.55)$$

каде $k_x = 10$, $\phi_x = 3$ и $k_{xe} = 350$.

Во продолжение се претставени анализи согласно стандардот *ISO-3888* и регулативата *ECE-R79* каде е направена споредба на возило со управување само на предната оска (2WS), возило со управување на четири тркала со стратегија за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето (4WS), возило со независно управување и погонување на четири тркала со константни тежински коефициенти (4WIS/4WID) и возило со независно управување и погонување на четири тркала со променливи тежински коефициенти (4WIS/4WID – опт.).

Белешка: На дијаграмите не се преставени 4WIS и 4WIS – опт. возилата поради фактот дека во текот на истражувањето не постоеше значителна разлика при користење на возилата со константна погонска сила и независно погонување на четири тркала. Од таа причина за да не се дооптоварат дијаграмите и да бидат непрегледни, резултатите од овие две возила не се прикажани.

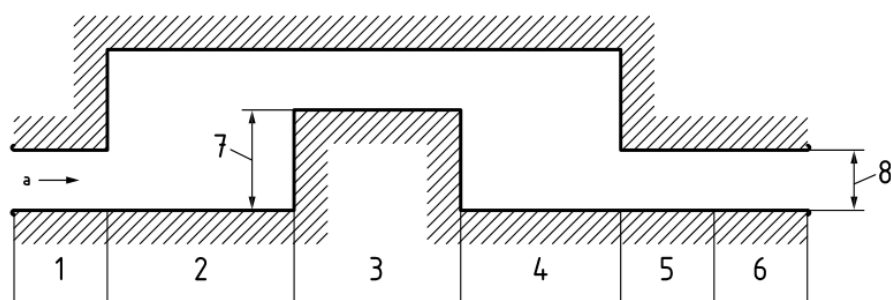
3.3.1.1. Следење на траекторија согласно стандардот *ISO-3888*

Стандардот *ISO 3888* или популарно наречен „ирвас тест“ преставува маневар на ненадејна двојна промена на коловозната лента каде идејата е да се тестира максималната брзина на движење со која возилото може да ја помине патеката без притоа да турне некој од поставените сообраќајни конуси. Стандардот подетално е објаснет во претходното поглавје, а за ова тестирање е усвоен првиот дел од стандардот *ISO 3888-1* за ненадејна двојна промена на коловозната лента. Патеката е дефинирана во самиот стандард и е

претставена на слика бр. 3.45, каде „а“ претставува насоката на движење на возилото, 7 отстапување на патеката, а B ширина на возилото.

Согласно стандардот, почетната брзина на движење е дефинирана да биде 80 km/h . Исто така во стандардот е дефинирано педалот за гас да биде одржан во иста позиција што е можно помирно. Во симулациите тоа е претставено на тој начин што е усвоена константна влечна сила која е доволна да ја одржи брзината на возилата на 80 km/h . При ова тестирање возачот е исклучен, односно возилата се наоѓаат во автономен режим на движење.

Референтната траекторија ја претставува средната линија на дефинираната патека, а AFS контролер е поставен и во 2WS и 4WS возилото со цел да се овозможи дефинирање на потребните агли на завртување на предните тркала на тие возила.



Слика бр. 3.45 Траекторија дефинирана во стандардот за двојна промена на коловозната лента

Димензиите на патеката се дадени во табелата бр. 3.8.

Табела бр. 3.8 Димензии на патеката согласно стандардот ISO 3888-1

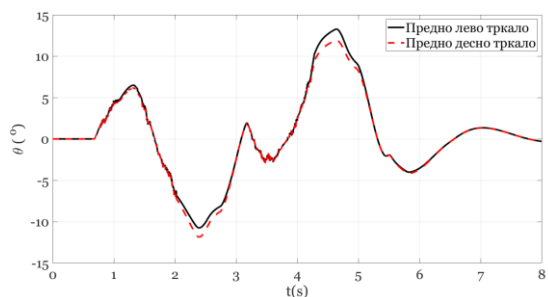
Дел од патот	Должина	Отстапување на патеката	Ширина
1	15 m	-	$1.1B+0.25$
2	30 m	-	-
3	25 m	3.5 m	$1.2B+0.25$
4	25 m	-	-
5	15 m	-	$1.3B+0.25$
6	15 m	-	$1.3B+0.25$

Во продолжение се претставени резултатите од спроведената симулација.

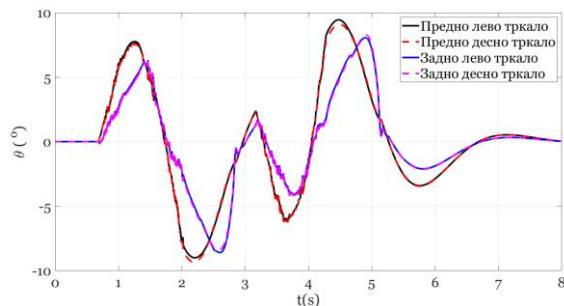
Од сликите бр. 3.46 – бр. 3.49 може да анализираат аглите на завртување на тркалата. Ако се анализираат аглите на завртување на тркалата на возилата со завртување на сите тркала, карактеристичен случај се јавува кај 4WS/4WID – опт. возилото (слика бр. 3.49). Кај 4WS и 4WS/4WID возилата аглите на завртување на предните и задните тркала се разликуваат. Додека кај 4WS возилото тоа зависи директно од применетата стратегија, кај 4WS/4WID возилото параметрите на контролерот се константни и се дефинирани така што стабилноста на возилото е примарна и бара различни агли на завртување на предните и задните тркала. Поради немање на опасност од дестабилизација на возилото 4WS/4WID

– опт. тоа се наоѓа во првото подрачје каде акцент се става на удобноста. Тоа резултира со ист агол на завртување на предните и задните тркала.

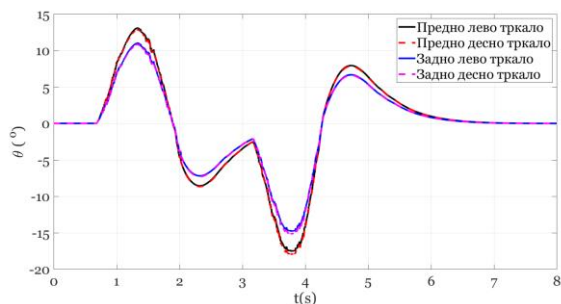
Ако се направи анализа на дијаграмот на траекторија (слика бр. 3.50), само возилата со независно управување на четири тркала успешно го комплетираат маневарот без да излезат надвор од границите на патот, додека 4WIS/4WID – опт. е поблиску до референтната посакувана траекторија. Освен 2WS возилото кое поизразито ја намалува брзината на движење, кај останатите возила тој пад на брзината (слика бр. 3.51) не е толку значителен. Од дијаграмите на забрзувања (слика бр. 3.52 - бр. 3.54), особено од дијаграмот на напречното забрзување може да се забележи дека 4WIS/4WID – опт. има најниски вредности, а поради тенденцијата да се подобри удобноста на возилото, тоа се смирува релативно побавно во однос на 4WIS/4WID возилото.



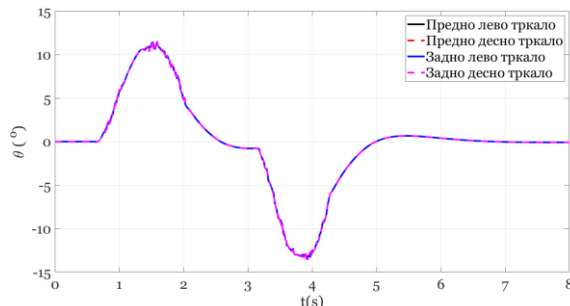
Слика бр. 3.46 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото



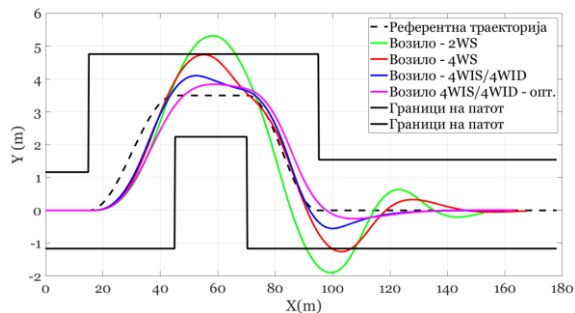
Слика бр. 3.47 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото



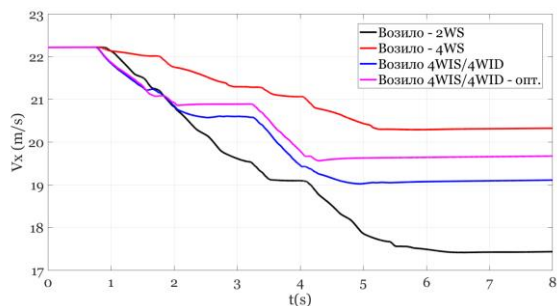
Слика бр. 3.48 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото



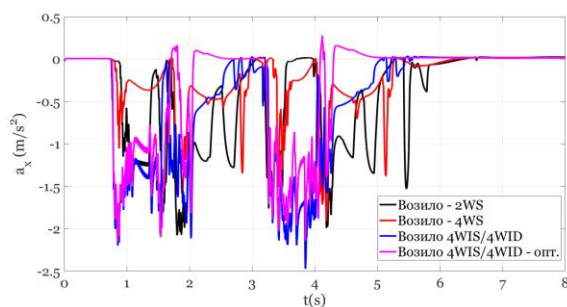
Слика бр. 3.49 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. возилото



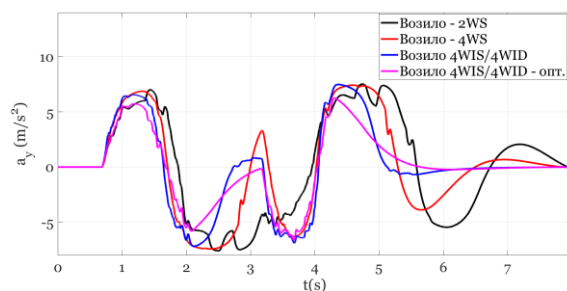
Слика бр. 3.50 Траекторија



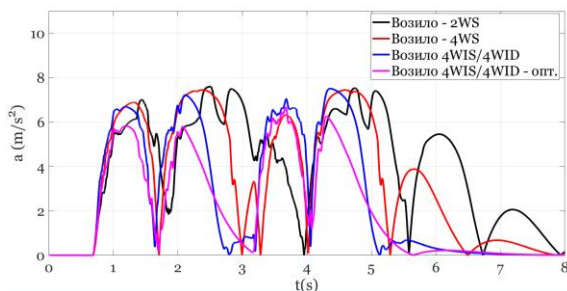
Слика бр. 3.51 Подолжна брзина



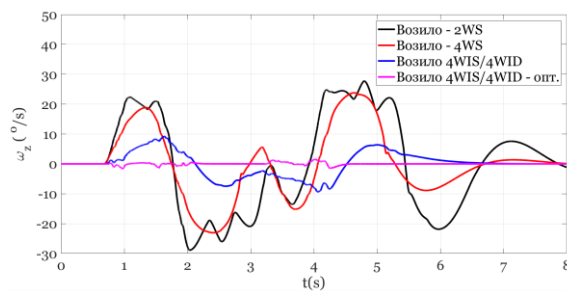
Слика бр. 3.52 Подолжно забрзување



Слика бр. 3.53 Напречно забрзување



Слика бр. 3.54 Вкупно забрзување

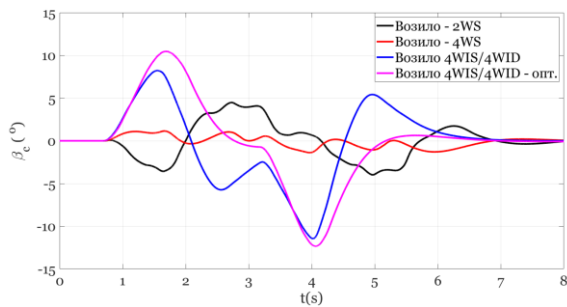


Слика бр. 3.55 Аголна брзина на пливање

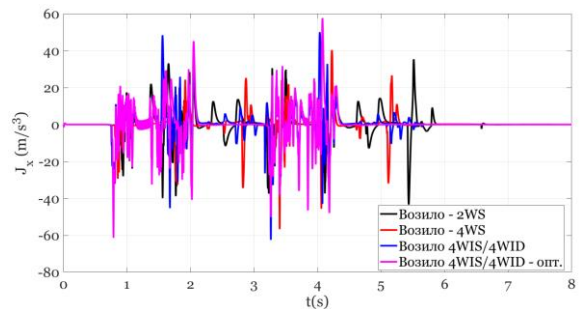
Најголеми разлики може да се забележат во дијаграмите за аголната брзина на пливање (слика бр. 3.55). 4WIS/4WID – опт. возилото демонстрира релативно ниски вредности на аголната брзина на пливање, вредности блиски до $0^\circ/\text{s}$ што е повољно од аспект на стабилноста на возилото, а е резултат на еднаквите агли на завртување на тркалата од предната и задната оска. Еднаквите агли на завртување на тркалата предизвикуваат возилото транслаторно да ги менува лентите. Во споредба со 2WS и 4WS возилата, треба да се напомене дека 4WIS/4WID возилото има скоро двојно помали вредности на аголната брзина на пливање. Од тука може да се изведе заклучок дека возилата со независно управување на четири тркала во комбинација со стратегија за управување со лизгачка површина ќе бидат постабилни во однос на 2WS и 4WS возилата, а 4WIS/4WID – опт. возилото би се движело транслаторно (како краба). Ова движење иницира вредност на аголната брзина на пливање од $0^\circ/\text{s}$, што од аспект на стабилност е погодно, но тоа ќе предизвика неприродно чувство на движење кај патниците. Тоа неприродно чувство ќе предизвика зголемување на мачнината при возење и намалување на удобноста и покрај тоа што табеларните вредностите за параметрите на удобноста во симулациите се најповолни. Со други зборови, пресметковно и од аспект на симулациски резултати, концептот покажува најдобри резултати, но нарушувањето на природното чувство на патниците може да предизвика зголемена доза на мачнина во текот на возењето.

Големи разлики се воочливи и кај аголот на пролизгување во тежиштето (слика бр. 3.56). 4WS возилото со стратегија за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето ја постигнува својата цел, односно аголот на пролизгување во тежиштето има релативно ниски вредности. Од друга страна возилата со независно управување на четири тркала, особено 4WIS/4WID – опт. имаат релативно високи вредности што резултира со

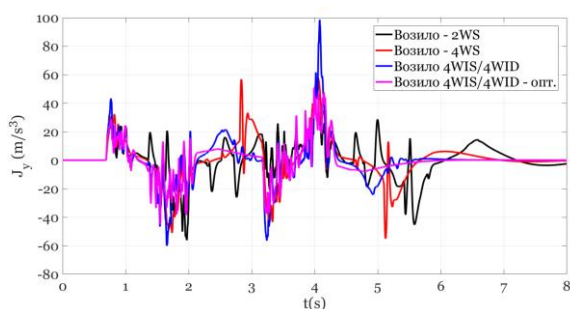
полоша перцепција на патниците за насоката и начинот на движење на возилата. Ова може да се протолкува како резултат на помалата разлика или немањето на разлика на аглите на завртување на предната и задната оска. Како што е напоменато претходно тоа ќе предизвика неприродно чувство за движење кај патниците и ќе предизвика почеста активација на VSC системот. Првите изводи на соодветните забрзувања (слика бр. 3.57 - бр. 3.59), се подетално анализирани во табеларниот приказ на резултатите од соодветните големини. Она што е карактеристично за сите возила е честата активација на VSC системот забрзувања (слика бр. 3.60 - бр. 3.63) затоа што станува збор за агресивен маневар.



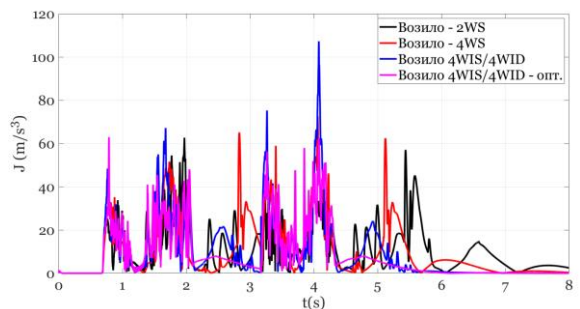
Слика бр. 3.56 Агол на пролизгување во тежиштето



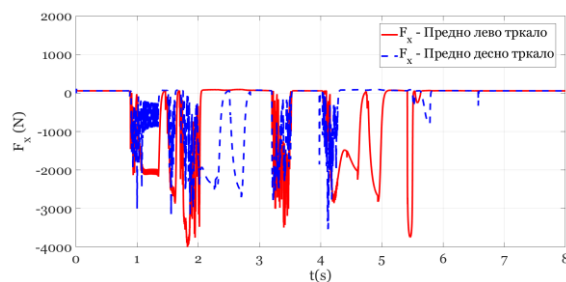
Слика бр. 3.57 Прв извод на подолжното забрзување



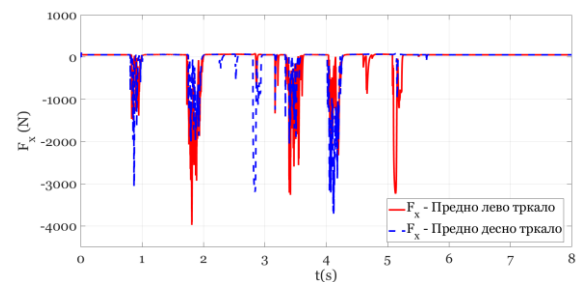
Слика бр. 3.58 Прв извод на напречното забрзување



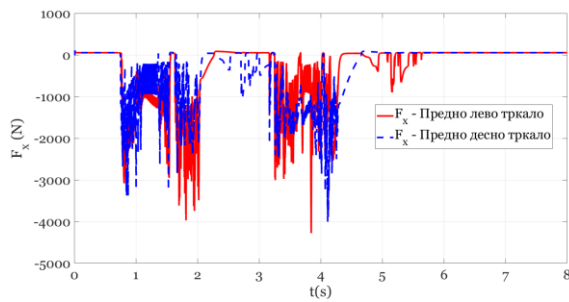
Слика бр. 3.59 Прв извод на вкупното забрзување



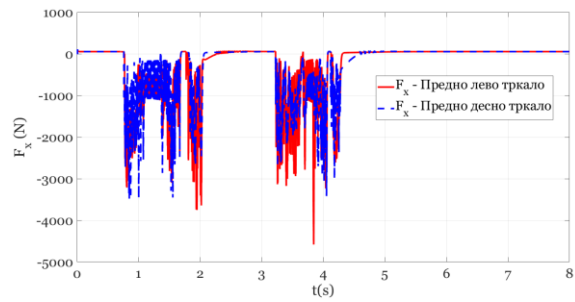
Слика бр. 3.60 Подолжни сили на предните тркала на 2WS возило



Слика бр. 3.61 Подолжни сили на предните тркала на 4WS возило



Слика бр. 3.62 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото



Слика бр. 3.63 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото

Во продолжение се претставени *RMS* вредностите за подолжното, напречното и вкупното забрзување, како и за нивните први изводи. Резултатите се поделени во неколку категории согласно стандардот *ISO 2631* и препораките во литературата:

1. *RMS* вредности во целиот дијапазон на фреквенции (0-80 Hz);
2. *RMS* вредности во рангот од 4-8 Hz;
3. *RMS* вредности во рангот од 0.5-80 Hz;
4. *RMS* вредности во рангот од 0.1-0.5 Hz;
5. *MSDV* вредности во целиот дијапазон на фреквенции (0-80 Hz);
6. *MSDV* вредности во рангот од 0.1-0.5 Hz.

Согласно стандардот *ISO 2631* фреквенциите во ранг од 0.5-80 Hz предизвикуваат неудобност на човекот, додека фреквенциите во ранг од 0.1-0.5 Hz предизвикуваат мачнина при возење. Човекот е најмногу чувствителен на фреквенции во ранг од 4-8 Hz, односно тие предизвикуваат најголема неудобност. Покрај препорачаните фреквенции, прикажани се и вкупните резултати во целиот дијапазон на фреквенции.

MSDV вредностите (подетално опишани во претходното поглавје) даваат вредност за средната изложеност на мачнина на човекот. Тука се прикажани резултатите за целиот дијапазон на фреквенции и за оние фреквенции кои најмногу предизвикуваат мачнина при возењето. Резултатите во табелите се добиени со користење на изразите (2.2) – (2.4). Дополнително, направен е процес на филтрирање на тој начин што е издвоен разгледуваниот опсег на фреквенции на резултатите, а резултатите од преостанатите фреквенции се отстранети.

Од табелите бр. 3.9 – бр. 3.11 може да се донесе заклучок дека 2WS возилото има највисоки вредности за напречното забрзување што укажува дека тоа возило би било најнеудобно и би предизвикало најмногу мачнина кај патниците. Единствен исклучок претставува рангот на фреквенции од 4-8 Hz. Во овој ранг на фреквенции најголеми вредности поседува 4WS возилото. Ова укажува дека возилото со оваа стратегија на управување ќе предизвика напречни забрзувања кои најмногу влијаат на нарушување на удобноста на возилото.

Ситуацијата е поразлична во однос на подолжното забрзување, но тоа пред сè се должи на почестата активација на VSC системот кај возилата со независно управување на четири тркала поради високите вредности на аголот на пролизгување во тежиштето.

Ако се анализираат вкупните резултати, поради повисоките вредности на напречното забрзување во однос на подолжното, заклучоците се идентични со анализата за напречно забрзување. Тука убедливо се гледа дека возилото со независно управување и погонување на четири тркала со имплементирана повеќецелна и повеќепараметарска оптимизација ќе понуди најдобра удобност.

Табела бр. 3.9 RMS Вредности на напречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a_y(m/s^2)$	$a_y(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	4.559	1.97	4.378	1.248	12.89	3.531
Возило 4WS	4.359	2.192	4.225	1.045	12.33	2.956
Возило 4WS/4WID	3.786	2.005	3.678	0.8669	10.71	2.452
Возило 4WS/4WID-опт.	3.014	1.523	2.91	0.764	8.524	2.161

Табела бр. 3.10 RMS Вредности на подолжното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a_x(m/s^2)$	$a_x(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.7355	0.2512	0.5607	0.3483	2.08	0.9851
Возило 4WS	0.422	0.1386	0.3231	0.1938	1.194	0.5481
Возило 4WS/4WID	0.8332	0.2769	0.635	0.4045	2.357	1.144
Возило 4WS/4WID-опт.	0.6803	0.27	0.574	0.2708	1.924	0.766

Табела бр. 3.11 RMS Вредности на вкупното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a(m/s^2)$	$a(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	4.618	1.986	4.414	1.296	13.057	3.666
Возило 4WS	4.379	2.196	4.237	1.063	12.388	3.006
Возило 4WS/4WID	3.877	2.024	3.732	0.957	10.966	2.706
Возило 4WS/4WID-опт.	3.090	1.547	2.966	0.811	8.738	2.293

Ако се направи анализа на првите изводи од соодветните забрзувања (табели бр. 3.12– 3.14), има поголема разноликост во резултатите. Првите изводи на напречното забрзување укажуваат на фактот дека во опсегот на фреквенции кои предизвикуваат мачнина (0.1–0.5 Hz) при возењето, 2WS возилото има највисоки вредности, 4WS во сите останати фреквенции. Тоа значи дека 2WS возилото би предизвикало најмногу мачнина, додека аглите на завртување на задните тркала кај 4WS предизвикуваат поостри промени

во напречното забрзување во целиот преостанат опсег на фреквенции како и во вкупниот опсег што ќе предизвика нарушување на удобноста на возилото. За разлика од нив 4WIS/4WID – опт. има најниски вредности во целиот опсег на фреквенции резултирајќи со подобрена удобност и намалена појава на мачнина при возењето.

Повторно поради почестата активација на VSC системот 4WIS/4WID – опт. возилото има високи вредности на J_x во целиот опсег на фреквенции, а особено во опсегот на фреквенции кои предизвикуваат мачнина при возењето. За разлика од тоа, 4WS има најмали вредности на J_x .

Различните резултати во првите изводи на напречното и подолжното забрзување предизвикуваат „шаренило“ во вкупната вредност на првиот извод на забрзувањата. Тоа што отскокнува е фактот дека 4WIS/4WID – опт. има најниски вредности на J во целиот опсег на фреквенциите резултирајќи со подобрена удобност и намалена мачнина при возењето. Сумарните резултати од двете физички големини укажува на фактот дека 4WIS/4WID – опт. ќе понуди најдобра удобност и помала појава на мачнина во однос на останатите возила. Но неговото транслаторно движење може да предизвика неприродно чувство за возење и тоа значително да ја наруши удобноста кај дел од патниците.

Табела бр. 3.12 RMS Вредности на првиот извод на напречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J_y(m/s^3)$	$J_y(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	13.41	6.137	12.7	2.185	37.92	6.18
Возило 4WS	15.31	8.438	14.79	2.11	43.31	5.967
Возило 4WIS/4WID	15.15	8.03	14.55	1.837	42.86	5.196
Возило 4WIS/4WID-опт.	11.2	5.769	10.42	1.453	31.68	4.109

Табела бр. 3.13 RMS Вредности на првиот извод на подолжното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J_x(m/s^3)$	$J_x(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	8.311	2.382	6.877	0.2781	23.51	0.7867
Возило 4WS	6.627	1.604	5.137	0.1604	18.74	0.4536
Возило 4WIS/4WID	8.454	1.82	6.308	0.3148	23.91	0.8903
Возило 4WIS/4WID-опт.	8.94	2.027	6.773	0.2856	25.29	0.8078

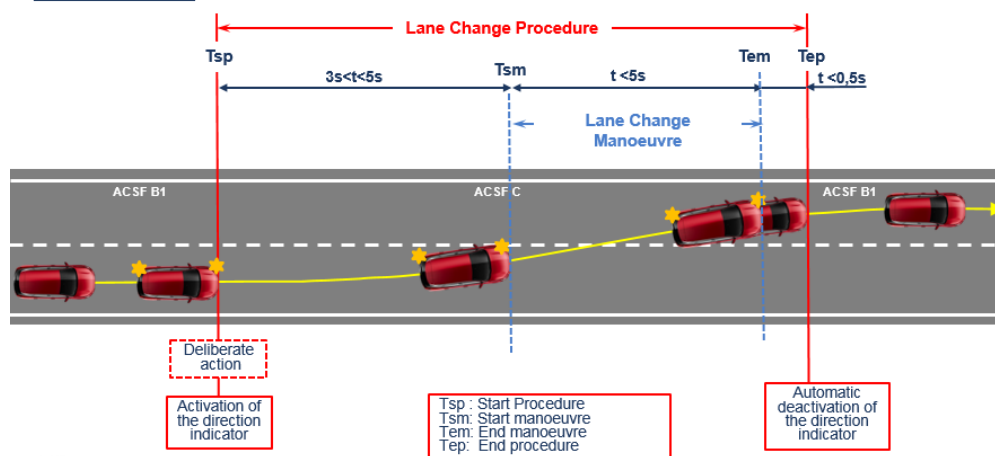
Табела бр. 3.14 RMS Вредности на првиот извод на вкупното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J(m/s^3)$	$J(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	15.777	6.583	14.442	2.203	44.617	6.230
Возило 4WS	16.683	8.589	15.657	2.116	47.191	5.984
Возило 4WS/4WID	17.349	8.234	15.859	1.864	49.078	5.272
Возило 4WS/4WID-опт.	14.331	6.115	12.428	1.481	40.536	4.188

3.3.1.2. Следење на траекторија согласно регулативата ECE – R79

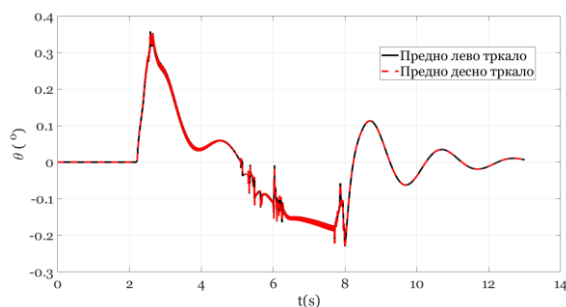
За разлика од претходната анализа каде фокусот на стандардот ISO 3888-1 е стабилноста на возилото, во оваа анализа акцент се става на мирна промена на коловозната лента со мали вредности на забрзувањата и неговите први изводи. Анализата е направена согласно регулативата ECE-R79 каде е дефинирана автоматска промена на коловозната лента само со задавање команда од страна на возачот. На следната слика е дадена шема на промената на коловозната лента и временскиот опсег во која таа треба да се случи. Почетната брзина на движење не е прецизирана во регулативата, а за оваа анализа е одбрано да биде 80 km/h која одговара на брзина при движење на магистрален пат. Врз база на тоа е дефинирана референтната траекторија (слика бр. 3.64). Дополнително, за 2WS и 4WS возилата е зададена константна погонска сила која обезбедува задржување на напречната брзина, а за возилата со независно управување и погонување на четири тркала е активен и контролерот кој е одговорен за следење на подолжното поместување на возилото и генерирање на влечна или кочна сила.

ACSF C – Case where the lateral movement is initiated automatically (1 Step HMI)

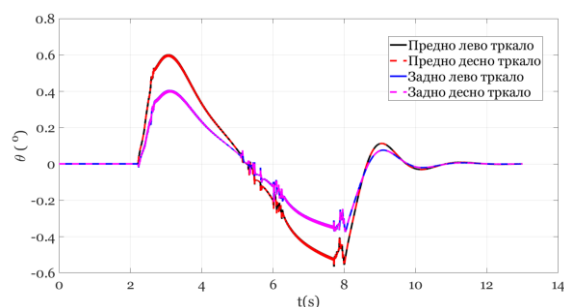


Слика бр. 3.64 Промена на коловозната лента дефинирана согласно регулативата ECE – R79

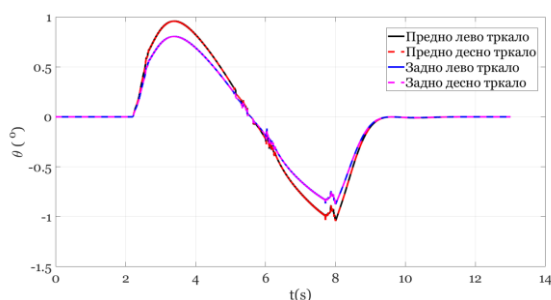
На сликите бр. 3.65 - бр. 3.68 се претставени агли на завртување на управувачките тркала. Тоа што е карактеристично е завртувањето на предните и задните тркала за ист агол и во иста насока кај *4WIS/4WID* – опт. што овозможува транслаторно движење на возилото во соседната лента. Траекториите на возилата може да се анализираат на слика бр. 3.69 каде сите возила скоро идеално ја следат однапред дефинираната траекторија. Најголемо отстапување има *4WIS/4WID* – опт. возилото, што е за очекување затоа што контролерот се обидува да најде посоодветна траекторија за да ја подобри удобноста на возилото.



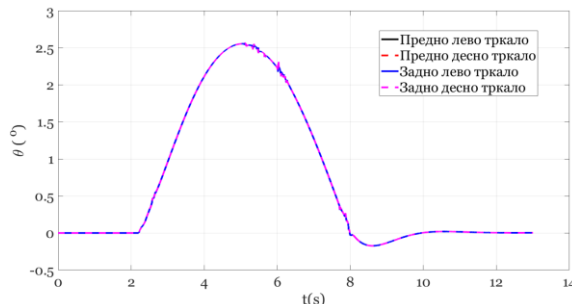
Слика бр. 3.65 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото



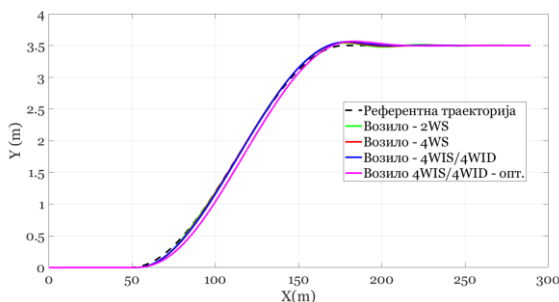
Слика бр. 3.66 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото



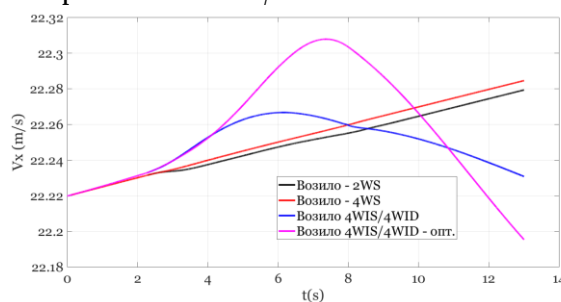
Слика бр. 3.67 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото



Слика бр. 3.68 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. возилото



Слика бр. 3.69 Траекторија

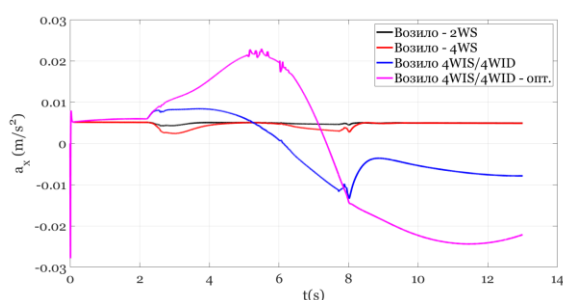


Слика бр. 3.70 Подолжна брзина

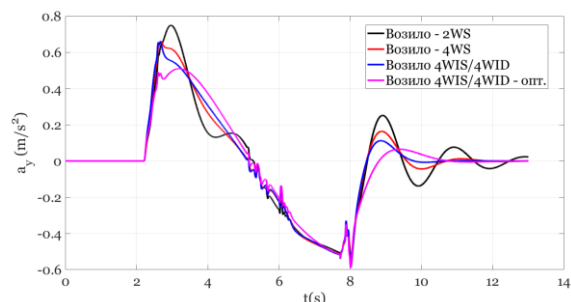
Од дијаграмот за подолжната брзина (слика бр. 3.70) може да се забележи дека возилата скоро идеално ја одржуваат дефинираната брзина, што резултира со минимални подолжни забрзувања (слика бр. 3.71). Пикот во подолжното забрзување на почетокот на дијаграмот претставува математички феномен од самиот софтвер во моментот кога започнува симулацијата. Во поглед на смирување на системот (слика бр. 3.72 и бр. 3.73) најбрзо се смирува *4WIS/4WID* возилото, а најбавно *2WS* возилото. Најголемата предност во користењето на *4WIS/4WID* – опт. возилото е фактот дека аголната на брзина на

пливање (слика бр. 3.74) има вредност блиска до нула поради начинот на командување на возилото, а најголемиот недостаток е забележлив во аголот на пролизгување во тежиштето (слика бр. 3.75). 4WIS/4WID – опт. поседува најголеми вредности на аголот на пролизгување во тежиштето, но што ќе предизвика неприродно чувство на возење кај патниците. Дополнително, еднаквите агли на завртување на предните и задните тркала нема да предизвикаат ротација на возилото околу неговата вертикална оска и возилото нема да може да комплетира маневар при движење во кружна траекторија. Тоа би значело дека вака формулираната стратегијата на управување е применлива само во случај кога е потребна промена на коловозната лента и потребно е нејзино прилагодување во општ случај на движење.

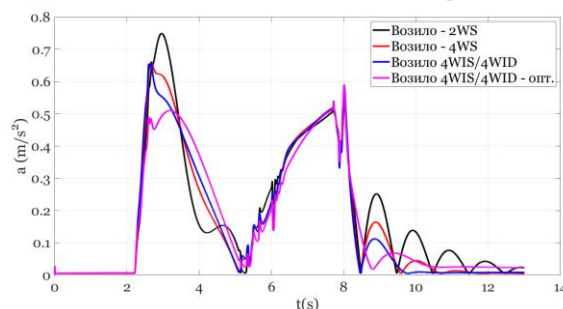
Истите заклучоци за забрзувањата на возилата, важат и за нивните први изводи (слика бр. 3.76 – бр. 3.78). Од дијаграмите (слика бр. 3.79– бр. 3.82) може да се забележат подолжните сили кај возилата каде кај 2WS и 4WS возилата се константни, а кај 4WIS/4WID и 4WIS/4WID – опт. се забележува различна влечна сила на левото и десното тркало и прилагодување на погонската сила во однос на моменталната ситуација на возилото. Пиковите на почетокот на дијаграмите се математички феномени од софтверот кои се занемарливи.



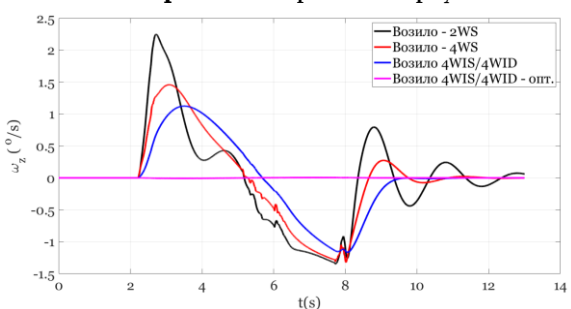
Слика бр. 3.71 Подолжно забрзување



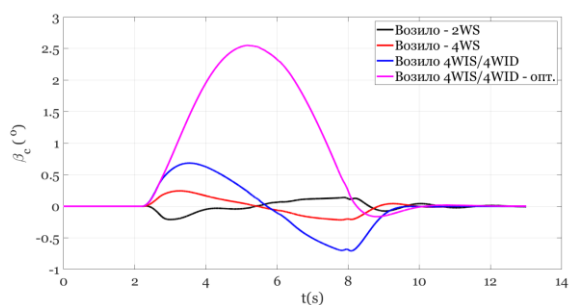
Слика бр. 3.72 Напречно забрзување



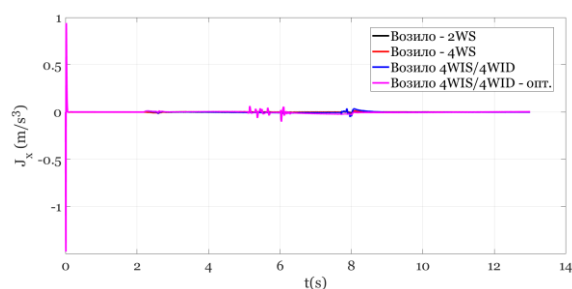
Слика бр. 3.73 Вкупно забрзување



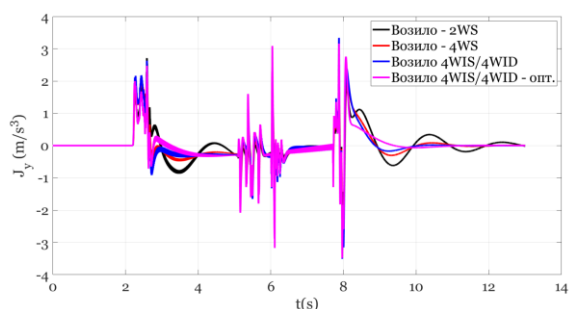
Слика бр. 3.74 Аголна брзина на пливање



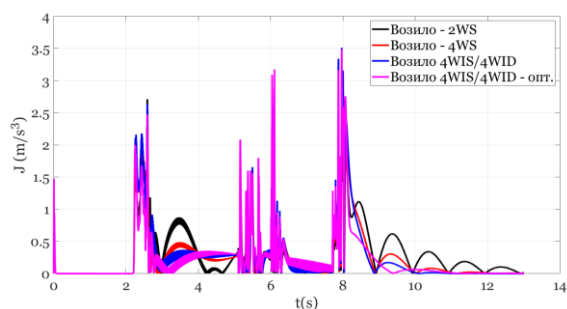
Слика бр. 3.75 Агол на пролизгување во тежиштето



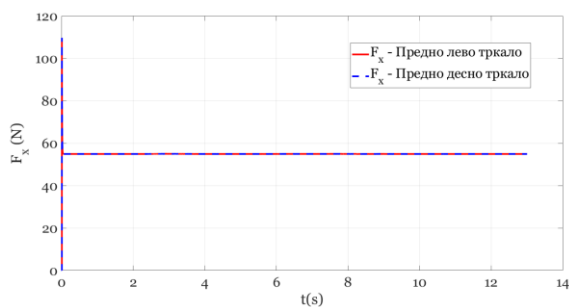
Слика бр. 3.76 Прв извод на подолжното забрзување



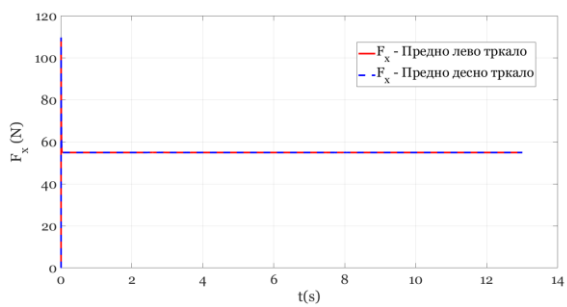
Слика бр. 3.77 Прв извод на напречното забрзување



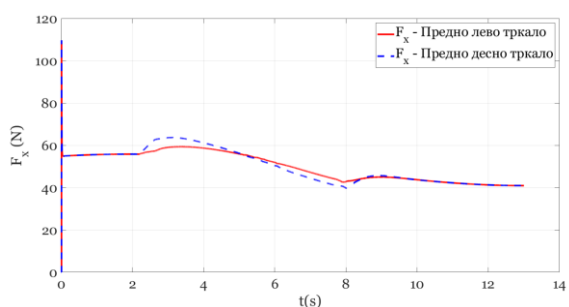
Слика бр. 3.78 Прв извод на вкупното забрзување



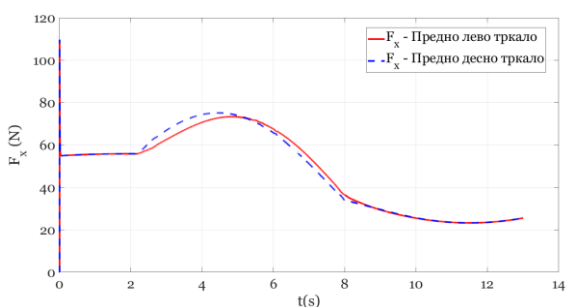
Слика бр. 3.79 Подолжни сили на предните тркала на 2WS возило



Слика бр. 3.80 Подолжни сили на предните тркала на 4WS возило



Слика бр. 3.81 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возило



Слика бр. 3.82 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возило – опт.

Од табелата бр. 3.15 за напречното и табелата бр. 3.17 за вкупното забрзување може да се забележи дека 4WIS/4WID – опт. возилото нуди најдобра удобност и најмало влијание на мачнина кај патниците. Единствен исклучок се забрзувањата во опсегот на фреквенции

од $0.1 \div 0.5 \text{ Hz}$ каде вкупните забрзувања се пониски кај 2WS возилото. За сите останати фреквенции 2WS покажува највисоки вредности што резултира со полоша удобност и појава на повеќе мачнина.

Во оваа анализа може да се занемарат вредностите за подолжното забрзување (табелата бр. 3.16) затоа што вредностите се премногу ниски и скоро занемарливи за сите возила.

Табела бр. 3.15 RMS Вредности на напречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a_y(m/s^2)$	$a_y(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.2707	0.08373	0.2311	0.1369	0.976	0.4934
Возило 4WS	0.2611	0.07246	0.2198	0.137	0.9415	0.4938
Возило 4WS/4WID	0.2574	0.06874	0.2153	0.137	0.9281	0.494
Возило 4WS/4WID-опт.	0.2492	0.05891	0.2056	0.1367	0.8985	0.4928

Табела бр. 3.16 RMS Вредности на подолжното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a_x(m/s^2)$	$a_x(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.004952	0.0004299	0.001446	0.002573	0.01786	0.009277
Возило 4WS	0.004623	0.0005038	0.001519	0.002335	0.01667	0.008419
Возило 4WS/4WID	0.00673	0.001024	0.004077	0.00442	0.02427	0.02427
Возило 4WS/4WID-опт.	0.01699	0.001873	0.009742	0.01092	0.06125	0.03936

Табела бр. 3.17 RMS Вредности на вкупното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a(m/s^2)$	$a(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.271	0.084	0.231	0.1369	0.976	0.493
Возило 4WS	0.261	0.072	0.220	0.1370	0.942	0.494
Возило 4WS/4WID	0.257	0.069	0.215	0.1371	0.928	0.495
Возило 4WS/4WID-опт.	0.250	0.059	0.206	0.1371	0.901	0.494

Во однос на првите изводи на напречното (табелата бр. 3.18) и вкупното забрзување (табелата бр. 3.20), 4WS/4WID – опт. возило поседува најниски вредности, додека при одредени фреквенции 4WS/4WID поседува највисоки вредности, а во останатите тоа важи за 2WS возилото. Во секој случај 4WS/4WID – опт. поседува најдобри карактеристики во поглед на удобноста и предизвикувањето на мачнина кај патниците.

Вредностите на првиот извод за подолжното забрзување може да се занемарат поради ниските вредности (табелата бр. 3.19).

Табела бр. 3.18 RMS Вредности на првиот извод на напречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J_y(m/s^3)$	$J_y(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.5203	0.2339	0.4845	0.1147	1.876	0.4137
Возило 4WS	0.4924	0.2154	0.4605	0.109	1.776	0.3931
Возило 4WS/4WID	0.5474	0.2248	0.5009	0.1068	1.974	0.385
Возило 4WS/4WID-опт.	0.4905	0.1632	0.4337	0.1019	1.769	0.3674

Табела бр. 3.19 RMS Вредности на првиот извод на подолжното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J_x(m/s^3)$	$J_x(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.04168	0.003594	0.02016	0.0006594	0.1503	0.002377
Возило 4WS	0.04173	0.003702	0.02025	0.0007041	0.1505	0.002539
Возило 4WS/4WID	0.4212	0.004277	0.02088	0.001921	0.1519	0.006925
Возило 4WS/4WID-опт.	0.04287	0.00419	0.02157	0.004443	0.1546	0.01602

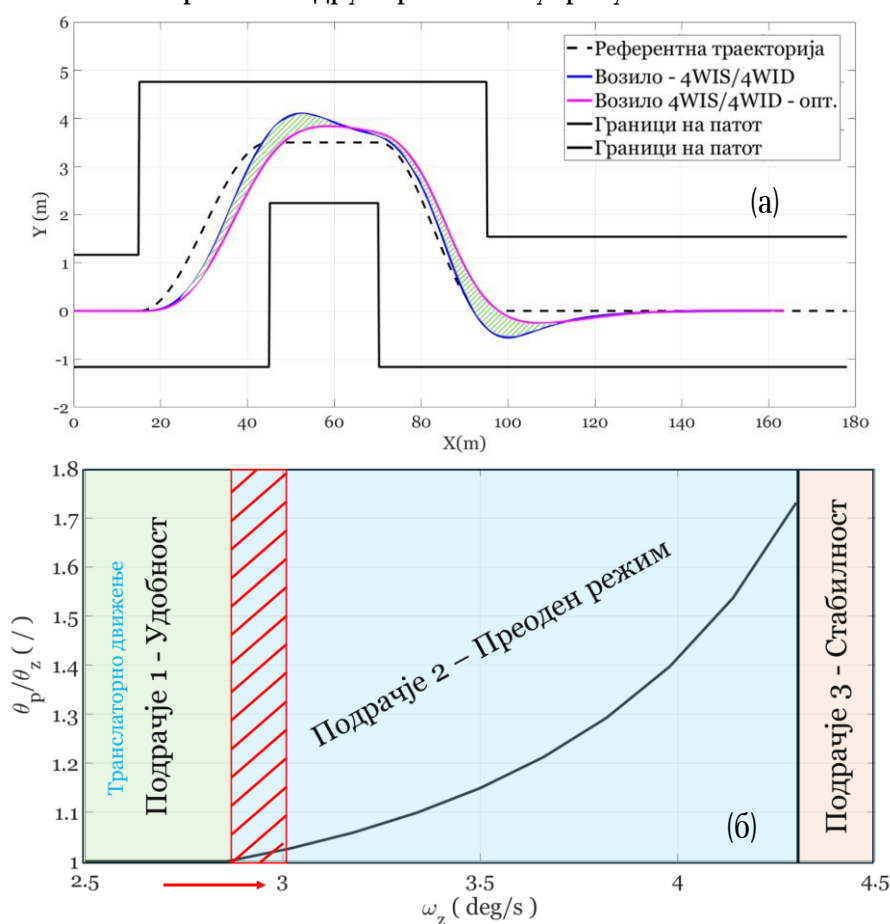
Табела бр. 3.20 RMS Вредности на првиот извод на вкупното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J(m/s^3)$	$J(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.522	0.234	0.485	0.115	1.882	0.414
Возило 4WS	0.494	0.215	0.461	0.109	1.782	0.393
Возило 4WS/4WID	0.691	0.225	0.501	0.107	1.980	0.385
Возило 4WS/4WID-опт.	0.492	0.163	0.434	0.102	1.776	0.368

Она што може да се сумира од спроведените заклучоци е следното:

1. Во ситуација кога маневрите се поблаги, предложениот концепт отстапува од референтната траекторија со цел да ја подобри удобноста на патниците.
2. Предложената повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација овозможува најдобро следење на зададената траекторија при поагресивни маневри, подобрување на удобноста на возилата и намалување на мачнината при возење. Ако се анализираат параметрите за удобност и мачнината при возење, повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација овозможува најдобра удобност и би предизвикала најмалку мачнина во однос на другите возила.

3. Она што е недостаток на концептот е фактот дека тој налага транслаторна промена на коловозната лента (движење како краба) со што се постигнува вредност на аголната брзина на пливање од $\omega_z \approx 0$ и тоа јавува високи вредности на аголот на пролизгување во тежиштето што би предизвикало неприродно чувство кај патниците. Тоа би значело дека иако аналитички вредностите на соодветните забрзувања и нивните први изводи се најмали, удобноста може да биде драстично нарушена поради неприродното чувство кое ќе се јави кај патниците. Ова може да биде анализирано дополнително во некои идни експериментални испитувања. Дополнително, високите вредности на аголот на пролизгување на тежиштето ќе наложат честа активација на VSC системот што е неповолно за удобноста и управливоста на возилото. Ова би ја наложило потребата за друг пристап во управувањето на VSC системот.



Слика бр. 3.83 (а) Траекторија на движење од маневарот спроведен согласно стандардот ISO 3888 и шрафирана меѓузона (б) Сооднос помеѓу аголот на завртување на предните и задните тркала во однос на аголната брзина на пливање

Она што може да се преложи како компромис е претставено на слика бр. 3.83. На слика бр. 3.83 (а) е претставена траекторијата на движење од маневарот ISO 3888 каде се претставени траекториите на 4WIS/4WID и 4WIS/4WID – опт. возилата. И покрај тоа што параметрите за оценка на удобноста и мачнината при возење се најмали кај 4WIS/4WID – опт. возилото, неговото транслаторно движење може да предизвика неприродно чувство

на движење кај патниците. На 4WIS/4WID возилото му е потребен пат со поголема ширина, но различните агли на завртување на тркалата овозможуваат начин на возење на кој луѓето се навикнати. Тоа би значело дека, за патниците кои се чувствуваат непријатно кога возилото се движи како краба, треба да се најде компромис помеѓу удобноста и стабилноста во шрафираната површина измеѓу двете криви.

Сето ова ќе наложи промена во управувачкиот метод, односно подрачјето на удобност треба да се помести „во десно“ (слика 3.83 (б)) на кај шрафираната површина каде е претставен соодносот помеѓу аголот на завртување на предните и задните тркала во однос на аголната брзина на пливање. Тоа подрачје може дополнително да се прилагодува, но секако треба да се спречи контролерот да постигне еднакви или приближно еднакви агли на завртување на предните и задните тркала.

3.3.2. Анализа на интегрираниот систем за независно управување и погонување во услови кога возачот е одговорен за командување на возилото

Претходните анализи ја покажаа предноста од користење на предложената стратегија и концепт во автономен режим на движење на возилото. Следните анализи се спроведени со цел да се провери управувачкиот алгоритам и системот за независно управување и погонување на четири тркала во ситуација кога возачот е одговорен за командување на возилото. Поради фактот дека сега не постои референтна траекторија на движење, грешката за дефинирање на лизгачката површина за 4WIS/4WID – опт. возилото е дефинирана согласно равенката (3.56). Сите останати параметри се идентични како со претходната анализа, а како референтен модел се користи нелинеарниот модел велосипед со управување на задната оска.

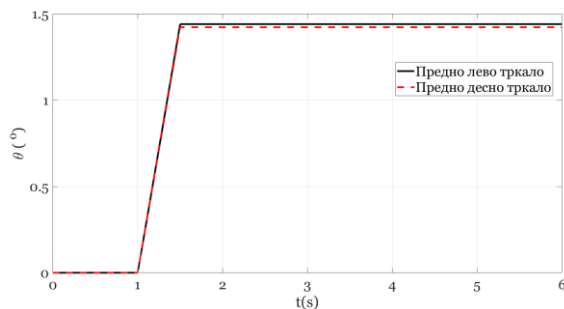
$$e_y = \xi_\omega(\omega_z - \omega_{zref}) + \xi_a(a_y - a_{yref}) \quad (3.56)$$

3.3.2.1. Маневар - влеѓување во кривина согласно стандардот ISO – 7401

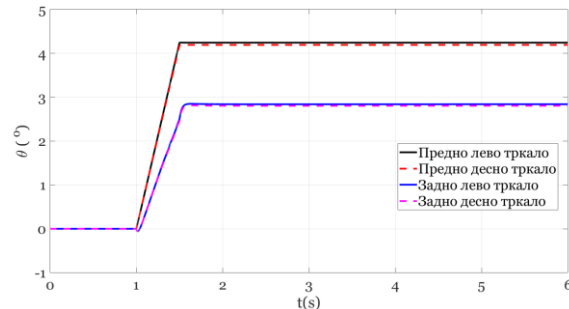
Првата анализа е направена согласно стандардот ISO – 7401. Аглите на завртување на предните тркала кај 2WS и 4WS возилата се зададени од страна на возачот, додека кај возилата со независно управување на четири тркала аглите на предните тркала се дефинирани како комбинација од командата на возачот и AFS контролерот. Аглите на завртување на тркалата се нагодени за да се постигне напречно забрзување од 4 m/s^2 во стационарен режим. Брзината на движење согласно стандардот е дефинирана да биде 80 km/h и подолжниот контролер во овој случај е исклучен.

Од дијаграмите (слика бр. 3.84 - слика бр. 3.87) може да се забележат аглите на завртување на тркалата. Може да се заклучи дека стратегијата за целосно анулирање на аголот на пролизгување на тежиштето побарува поголеми агли на завртување на предните тркала (слика бр. 3.85), додека кај останатите возила тие се помали. Тоа што е воочливо е

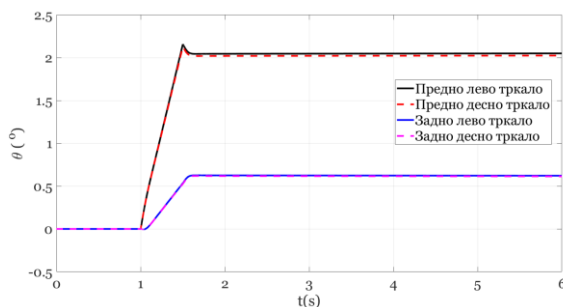
дека контролерот за завртување на задните тркала кај 4WIS/4WID – опт. возилото е поактивен (слика бр. 3.87) со цел за да се подобри удобноста на возилото. И покрај тоа што контролерот е поагресивен помеѓу првата и втората секунда поради релативно малите агли на завртување на тркалата, тоа нема да предизвика проблеми во динамиката на возилото. Од дијаграмот за траекторија (слика бр. 3.88) може да се забележи дека 4WS возилото има побрз одзив во однос на другите возила, а брзината на движење (слика бр. 3.89) се одржува релативно константна во текот на маневарот.



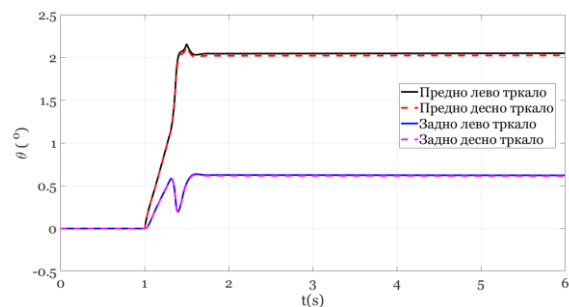
Слика бр. 3.84 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото



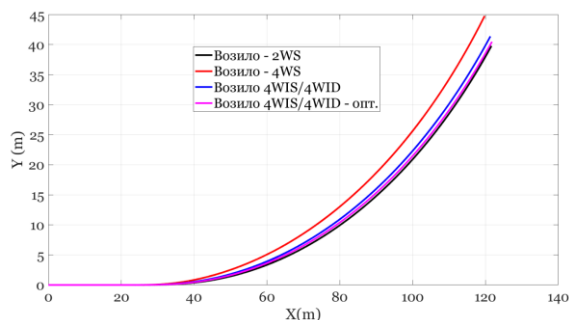
Слика бр. 3.85 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото



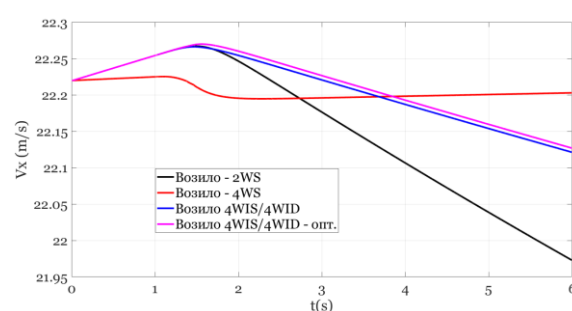
Слика бр. 3.86 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото



Слика бр. 3.87 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. возилото



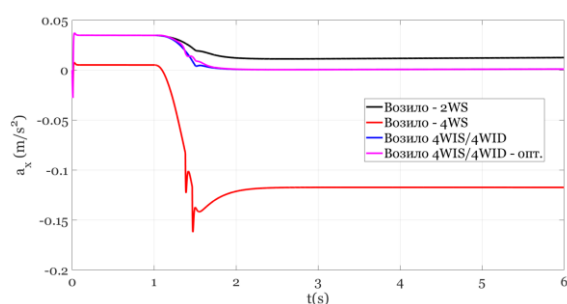
Слика бр. 3.88 Траекторија



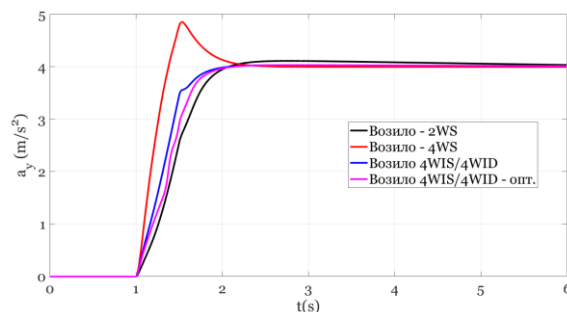
Слика бр. 3.89 Подолжна брзина

Ниските вредност на дијаграмот за подолжното забрзување (слика бр. 3.90) укажува дека возилата ја одржуваат брзината релативно константна, исклучок е 4WS возилото кое поради поголемите агли на завртување на тркалата и поостриот маневар, VSC системот се активира и поради центрифугалната сила возилото ќе почне да забавува.

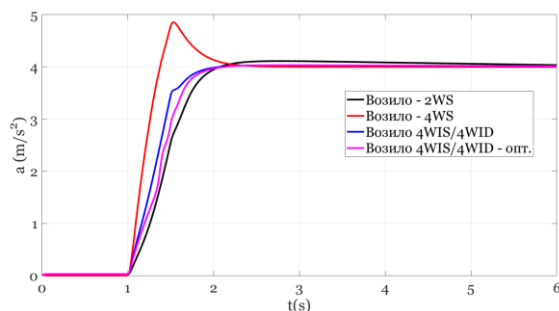
Дијаграмите за напречното (слика бр. 3.91) и вкупното забрзување (слика бр. 3.92) го потврдуваат фактот дека 4WS има најбрз одзив, но времето на смирување е подолго од возилата со независно управување и погонување на четири тркала и дополнително е придружено со релативно висок прескок. Тој прескок, може да влијае негативно врз стабилноста на возилото поради можноста за појава на дополнителен момент на пливање на возилото. Времето на одзив и на смирување исто така е забележливо на дијаграмот за аголната брзина на пливање (слика бр. 3.93), додека ако се анализира дијаграмот за аголот на пролизгување во тежиштето (слика бр. 3.94) може да се забележи дека 4WS возилото има најголеми вредности и покрај применетата стратегија за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето. Во овој случај возилата со независно управување и погонување ќе понудат најдобра перцепција на возачот за насоката на движење на неговото возило. Заклучоците за првите изводи на соодветните забрзувања (слика бр. 3.95 - слика бр. 3.97) се идентични со дијаграмите за забрзување. На дијаграмите за подолжните сили (слика бр. 3.98- слика бр. 3.101) може да се забележи дека погонската сила е константна кај 2WS и 4WS возилата, освен што имаме активација на VSC системот кај 4WS возилото. Кај 4WIS/4WID и 4WIS/4WID – опт. е очигледно независното погонување на тркалата и притоа во ниту еден момент системот на бара активација на VSC системот.



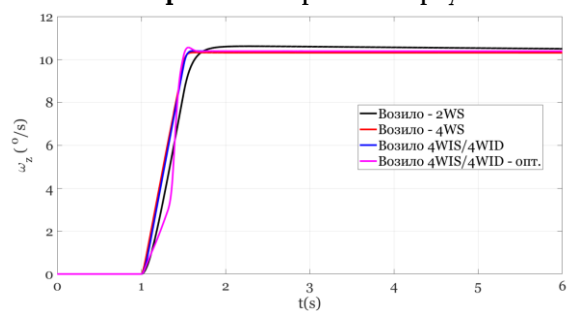
Слика бр. 3.90 Подолжно забрзување



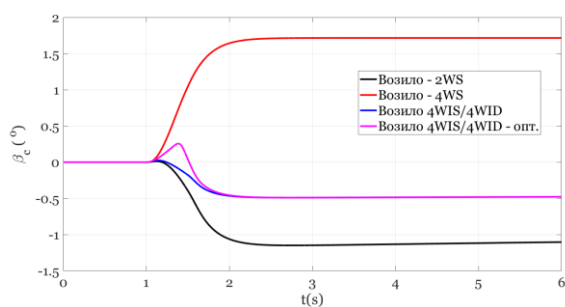
Слика бр. 3.91 Напречно забрзување



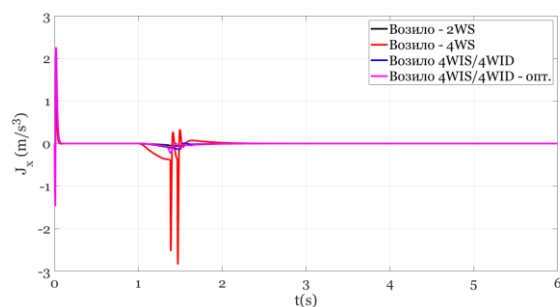
Слика бр. 3.92 Вкупно забрзување



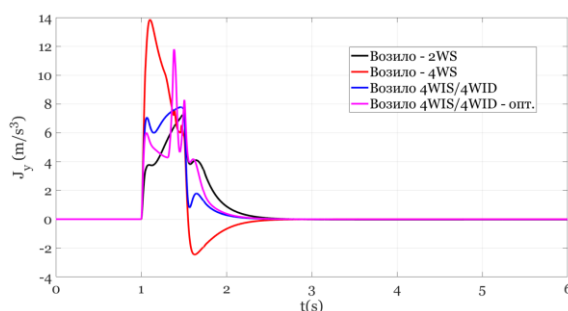
Слика бр. 3.93 Аголна брзина на пливање



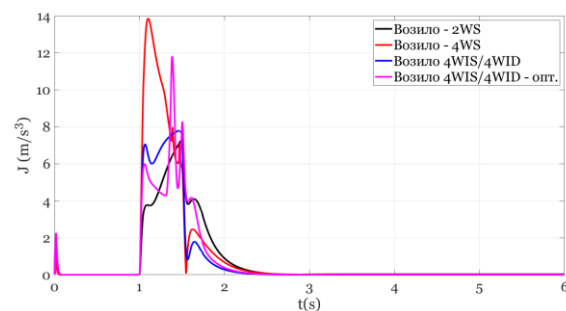
Слика бр. 3.94 Агол на пролизгување во тежиштето



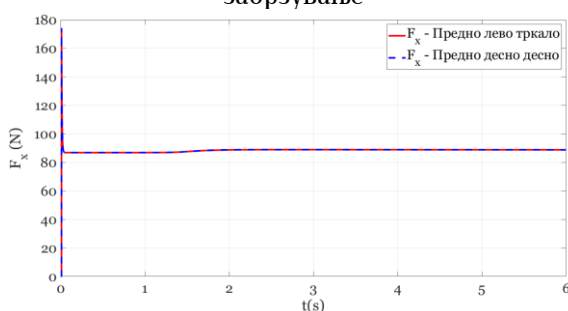
Слика бр. 3.95 Прв извод на подолжното забрзување



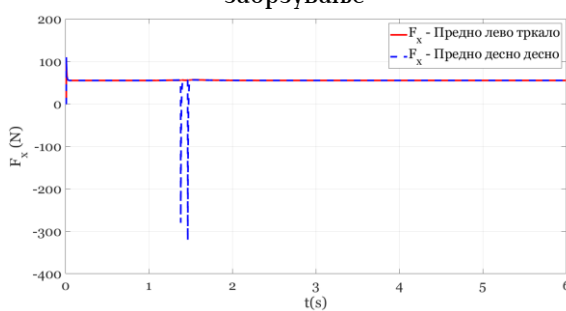
Слика бр. 3.96 Прв извод на напречното забрзување



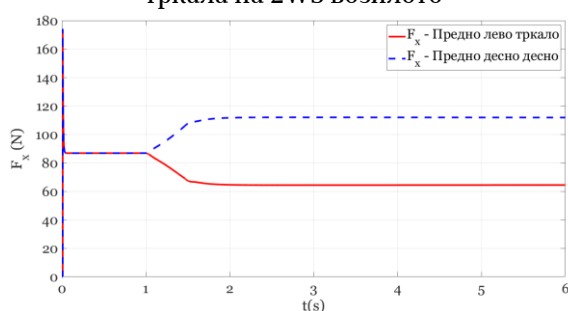
Слика бр. 3.97 Прв извод на вкупното забрзување



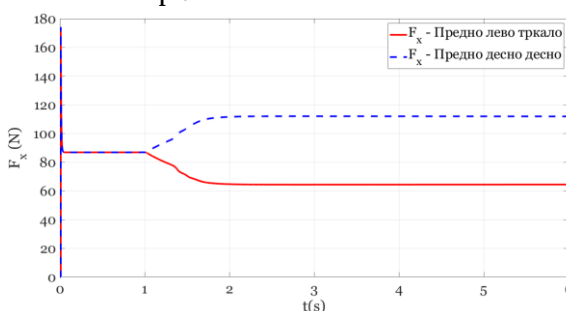
Слика бр. 3.98 Подолжни сили на предните тркала на 2WS возилото



Слика бр. 3.99 Подолжни сили на предните тркала на 4WS возилото



Слика бр. 3.100 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото



Слика бр. 3.101 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото

Од аспект на удобноста може да се заклучи дека 4WIS/4WID – опт. возилото нуди најдобра удобност и најмалку предизвикува мачнина во однос на другите возила. Единствен исклучок се вредностите во опсегот на фреквенциите од 4÷8 Hz кои се најниски кај 2WS возилото. За разлика од ова, кај 4WS возилото нуди најбрз одзив, но

удобноста на возилото е најлоша во однос на другите возила. Резултатите се презентирани во табелите бр. 3.21– бр. 3.23.

Табела бр. 3.21 RMS Вредности на најречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a_y(m/s^2)$	$a_y(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	3.49	0.3693	1.544	1.923	8.549	4.71
Возило 4WS	3.618	0.4789	1.634	2.003	8.863	4.905
Возило 4WIS/4WID	3.503	0.3874	1.544	1.936	8.581	4.743
Возило 4WIS/4WID– опт.	3.477	0.3756	1.533	1.919	8.517	4.699

Табела бр. 3.22 Вредности на должното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a_x(m/s^2)$	$a_x(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.01973	0.004628	0.01225	0.01052	0.04833	0.02577
Возило 4WS	0.1049	0.01477	0.04885	0.05746	0.2569	0.1407
Возило 4WIS/4WID	0.01623	0.005369	0.01342	0.007403	0.03975	0.01813
Возило 4WIS/4WID– опт.	0.01635	0.005314	0.01346	0.007537	0.04005	0.01846

Табела бр. 3.23 RMS Вредности на вкупното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a(m/s^2)$	$a(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	3.490	0.369	1.544	1.923	8.549	4.710
Возило 4WS	3.620	0.479	1.635	2.0038	8.867	4.907
Возило 4WIS/4WID	3.503	0.387	1.544	1.936	8.581	4.743
Возило 4WIS/4WID– опт.	3.477	0.376	1.533	1.919	8.517	4.699

Во однос на вредностите на првите изводи на соодветните забрзувања (табела бр. 3.24 – бр. 3.26), кај 2WS возилото тие вредности се најниски, пред сè поради константното завртување на аглите на завртување на тркалата. Единствен исклучок се вредностите во опсегот на фреквенции од 0.1 ÷ 0.5 Hz кои предизвикуваат мачнина при возењето. Во тој поглед, 4WIS/4WID – опт. нуди најдобри перформанси на возилото. Во овој случај повторно се потврдува констатацијата дека 4WS ќе понуди најлоша удобност во однос на другите возила.

Табела бр. 3.24 RMS Вредности на првиот извод на најпречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J_y(m/s^3)$	$J_y(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.77	0.7716	1.584	0.6618	4.335	1.621
Возило 4WS	2.907	1.568	2.77	0.7158	7.12	1.753
Возило 4WIS/4WID	2.034	0.9675	1.867	0.6637	4.983	1.626
Возило 4WIS/4WID- опт.	1.923	0.8567	1.739	0.6579	4.71	1.612

Табела бр. 3.25 RMS Вредности на првиот извод на подолжното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

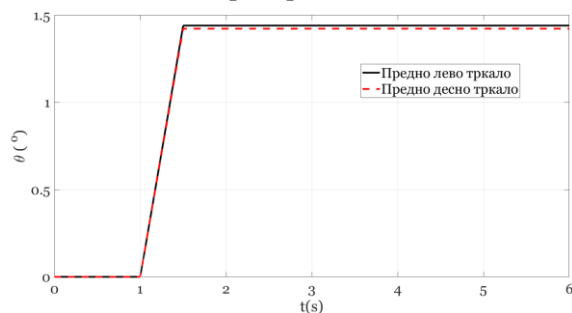
Возило	$J_x(m/s^3)$	$J_x(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.1153	0.0231	0.07498	0.005973	0.2824	0.01463
Возило 4WS	0.1711	0.0542	0.1215	0.02152	0.4191	0.0527
Возило 4WIS/4WID	0.1167	0.02497	0.07707	0.006667	0.2859	0.01633
Возило 4WIS/4WID- опт.	0.1169	0.02863	0.07708	0.006685	0.02458	0.01638

Табела бр. 3.26 RMS Вредности на првиот извод на вкупното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

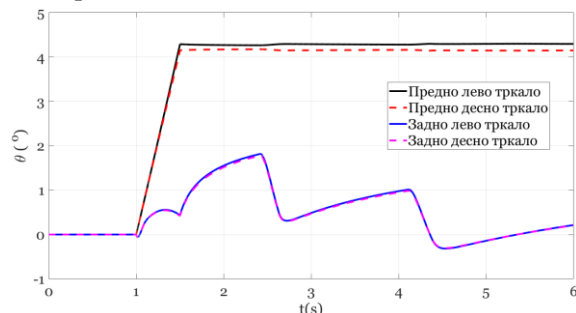
Возило	$J(m/s^3)$	$J(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.774	0.772	1.586	0.662	4.344	1.621
Возило 4WS	2.912	1.569	2.773	0.716	7.132	1.754
Возило 4WIS/4WID	2.037	0.968	1.869	0.664	4.991	1.626
Возило 4WIS/4WID- опт.	1.927	0.903	1.741	0.658	4.710	1.612

3.3.2.2. Маневар - влеѓување во кривина според стандардот ISO - 7401 при влошени патишни услови

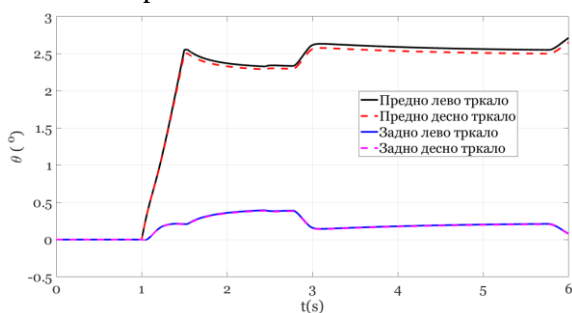
Со цел да се провери стабилноста на возилата, истиот маневар е повторен при влошени патни услови кога коефициентот на прилепување е намален на $\varphi = 0.2$. Агли на завртување на тркалата (слика бр. 3.102- слика бр. 3.105) кои се зададени од возачот се идентични како при претходната анализа, како и брзината на движење на возилата.



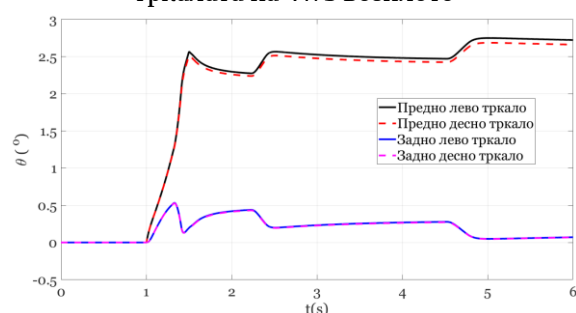
Слика бр. 3.102 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото



Слика бр. 3.103 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото

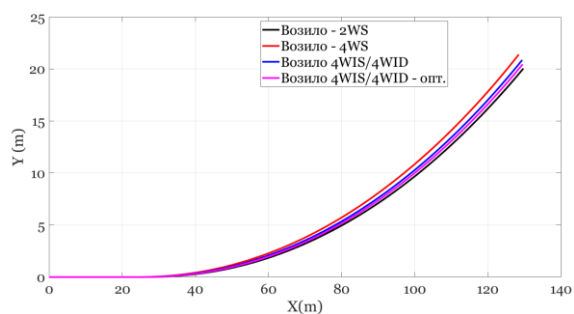


Слика бр. 3.104 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID возилото

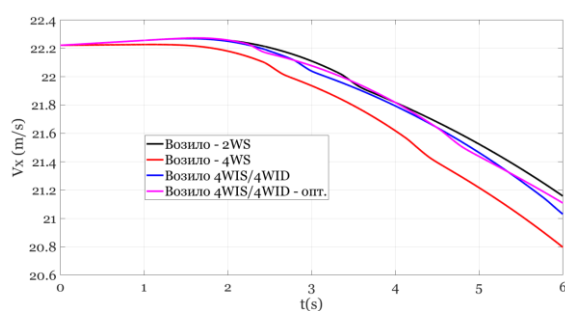


Слика бр. 3.105 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. возилото

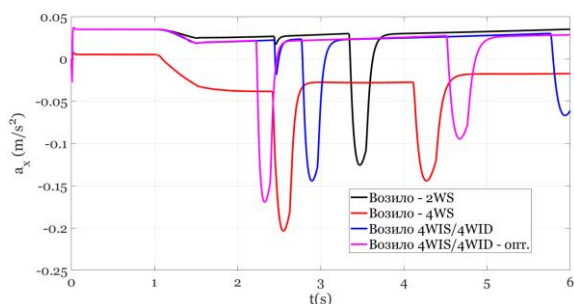
Влошените услови на движење налагаат различни агли на завртување на задните тркала како и различни корективни команди од AFS контролерот. Траекториите на возилата (слика бр. 3.106) во овој случај се скоро идентични, а брзината на движење (слика бр. 3.107) на возилата се намалува поради почестата активација на VSC системот. Тоа се потврдува и на дијаграмот на подолжното забрзување (слика бр. 3.108), додека кај напречното забрзување (слика бр. 3.109) воочливо е дека возилата се на граница на прилепување поради ниските вредности на напречното забрзување. Честите осцилации на овие дијаграми (слика бр. 3.108 – слика бр. 3.110) и на аголната брзина на пивање (слика бр. 3.111) се резултат на силите на кочење кои се обидуваат да ги стабилизираат возилата.



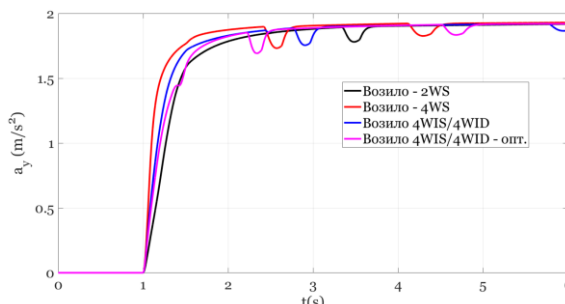
Слика бр. 3.106 Траекторија



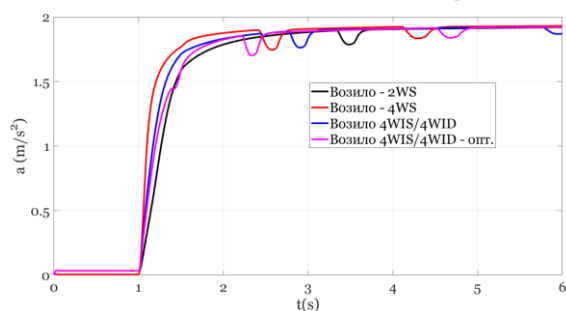
Слика бр. 3.107 Подолжна брзина



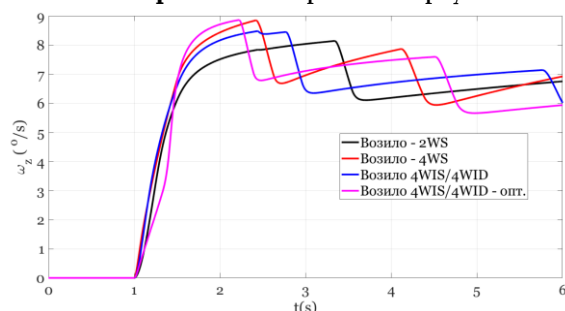
Слика бр. 3.108 Подолжно забрзување



Слика бр. 3.109 Напречно забрзување

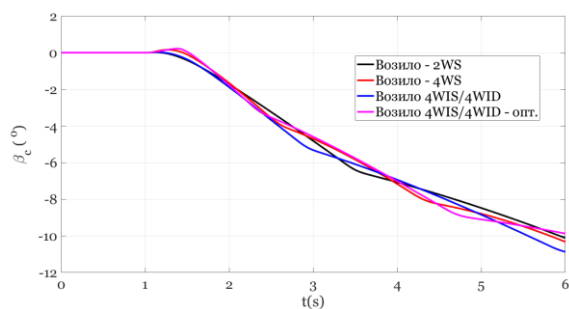


Слика бр. 3.110 Вкупно забрзување

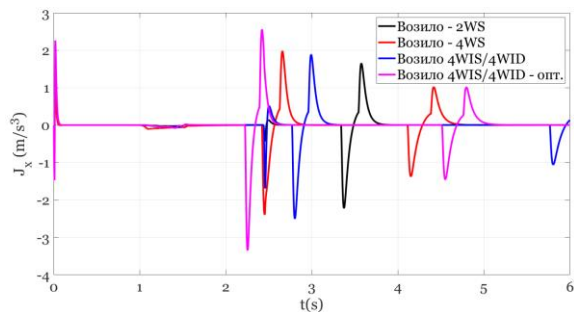


Слика бр. 3.111 Аголна брзина на пливање

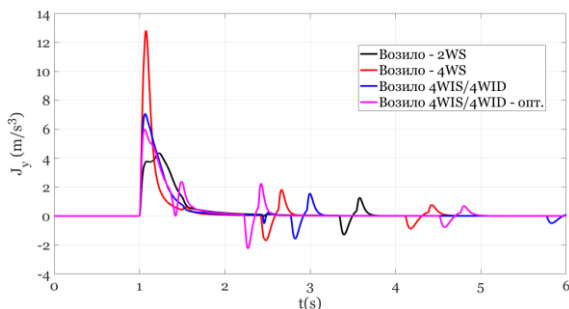
Она што е неповолно кај сите возила е тенденцијата на растење на аголот на пролизгување на тежиштето (слика бр. 3.112). Тоа укажува на фактот дека возачот мора да направи корекција на командата со намалување на аголот на завртување на воланот. Во оваа ситуација, контролерите се обидуваат да ги стабилизираат возилата, но затоа што маневарот е со неповратна врска, командата на возачот е таа што ги тера возилата во оваа насока на движење. Сите претходни коментари и заклучоци се потврдуваат на дијаграмите за првите изводи на соодветните забрзувања (слика бр. 3.113 – слика бр. 3.115) и подолжните сили на предните тркала (слика бр. 3.116 – слика бр. 3.119).



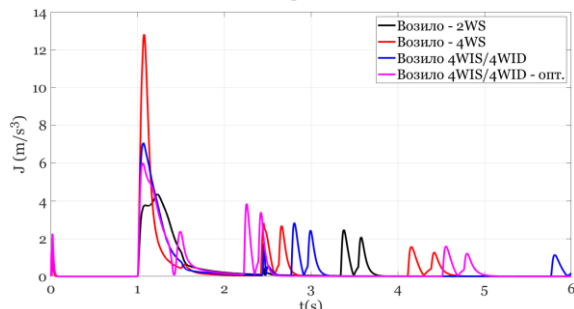
Слика бр. 3.112 Агол на пролизгување во тежиштето



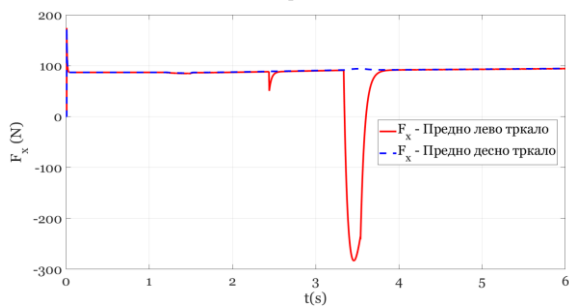
Слика бр. 3.113 Прв извод на подолжното забрзување



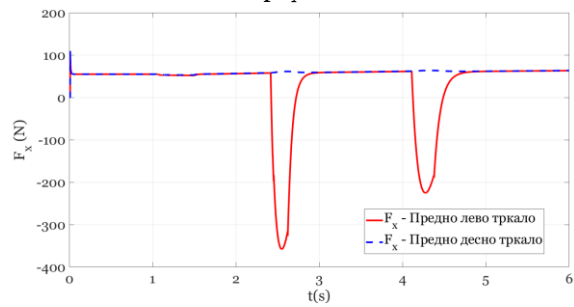
Слика бр. 3.114 Прв извод на напречното забрзување



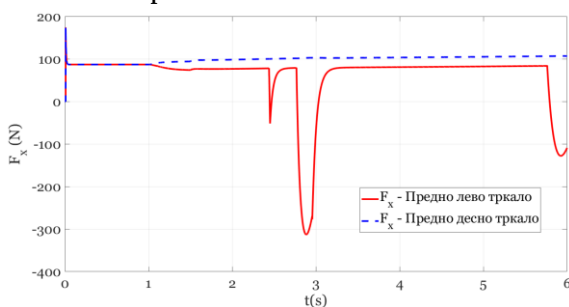
Слика бр. 3.115 Прв извод на вкупното забрзување



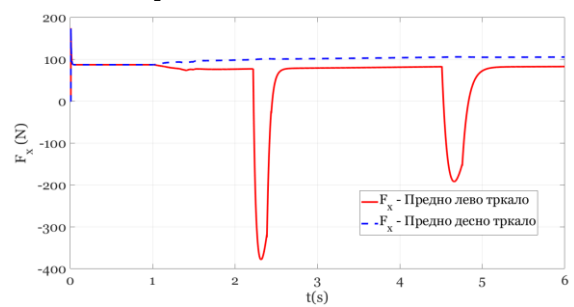
Слика бр. 3.116 Подолжни сили на предните тркала на 2WS возилото



Слика бр. 3.117 Подолжни сили на предните тркала на 4WS возилото



Слика бр. 3.118 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото



Слика бр. 3.119 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID - опт. возилото

И покрај тоа што во оваа возна ситуација удобноста е од второстепено значење, во продолжение на табелите бр. 3.27 – бр. 3.32 се прикажани вредностите за соодветните забрзувања и нивните први изводи.

Табела бр. 3.27 RMS Вредносѝи на најречнојо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои прѣдизвикуваат мачнина

Возило	$a_y(m/s^2)$	$a_y(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.643	0.1776	0.7158	0.9058	4.024	2.219
Возило 4WS	1.692	0.1987	0.7407	0.9368	4.145	2.295
Возило 4WIS/4WID	1.668	0.1876	0.7272	0.9232	4.086	2.261
Возило 4WIS/4WID- опт.	1.654	0.1792	0.7185	0.9142	4.052	2.239

Табела бр. 3.28 RMS Вредносѝи на подолжнојо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои прѣдизвикуваат мачнина

Возило	$a_x(m/s^2)$	$a_x(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.03595	0.01431	0.02753	0.01376	0.08806	0.03369
Возило 4WS	0.0505	0.01991	0.03885	0.02232	0.1237	0.05467
Возило 4WIS/4WID	0.03139	0.01598	0.03139	0.01129	0.08765	0.02764
Возило 4WIS/4WID- опт.	0.03928	0.01964	0.03616	0.00952	0.09623	0.02332

Табела бр. 3.29 RMS Вредносѝи на вкупнојо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои прѣдизвикуваат мачнина

Возило	$a(m/s^2)$	$a(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.643	0.178	0.716	0.9059	4.025	2.219
Возило 4WS	1.693	0.2	0.742	0.9371	4.147	2.296
Возило 4WIS/4WID	1.668	0.188	0.728	0.9233	4.087	2.261
Возило 4WIS/4WID- опт.	1.654	0.18	0.719	0.9142	4.053	2.239

Табела бр. 3.30 RMS Вредносѝи на првиој извод на најречнојо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои прѣдизвикуваат мачнина

Возило	$J_y(m/s^3)$	$J_y(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.9804	0.4857	0.9055	0.3056	2.402	0.7485
Возило 4WS	1.544	0.7433	1.467	0.3191	3.782	0.7816
Возило 4WIS/4WID	1.179	0.5902	1.108	0.3119	2.888	0.7641
Возило 4WIS/4WID- опт.	1.102	0.5277	1.025	0.307	2.7	0.752

Табела бр. 3.31 RMS Вредносѝи на првиот извод на должното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J_x(m/s^3)$	$J_x(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.2834	0.1186	0.2577	0.01351	0.6942	0.03309
Возило 4WS	0.3393	0.1559	0.3207	0.01912	0.8311	0.04685
Возило 4WS/4WID	0.3404	0.136	0.309	0.01561	0.8338	0.03824
Возило 4WS/4WID- опт.	0.4136	0.17	0.3824	0.01801	1.013	0.04413

Табела бр. 3.32 RMS Вредносѝи на првиот извод на вкупното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J(m/s^3)$	$J(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.021	0.5	0.941	0.306	2.5	0.749
Возило 4WS	1.581	0.759	1.502	0.320	3.872	0.783
Возило 4WS/4WID	1.227	0.606	1.150	0.312	3.006	0.765
Возило 4WS/4WID- опт.	1.177	0.554	1.094	0.308	2.884	0.753

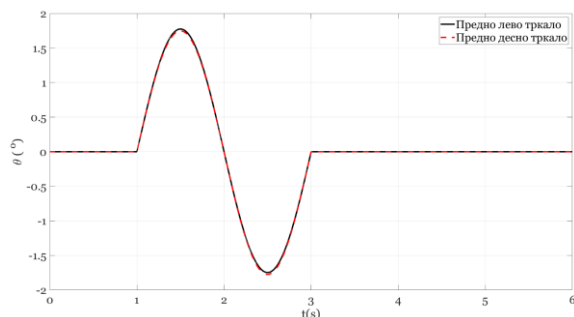
На крај, од целокупната анализа согласно стандардот ISO 7401 за маневарот влегување во кривина, може да се изведат следните заклучоци:

1. Во случај на влошени патни услови сите возила успеваат да ја одржат стабилноста на движење во овој маневар.
2. 4WS возилото и покрај тоа што нуди побрз одзив на возилото, удобноста на патниците има најлоши параметри и предизвикува најмногу мачнина при движењето.
3. Во ситуација кога возилата се движат на патна подлога со повисок коефициент на прилепување, повеќепараметарската и повеќецелната оптимизација нуди подобрување на удобноста кај 4WS /4WID- опт. возилото и намалување на мачнината при возење, а при влошени патни услови стабилноста на возилото не е нарушена.

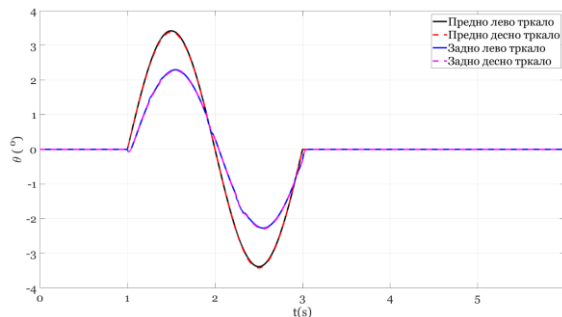
3.3.2.3. Маневар - избегнување пречка на патот согласно стандардот ISO – 7401

Покрај маневарот влегување во кривина, спроведен е и маневарот избегнување пречка на патот согласно стандардот ISO – 7401. Исто како и во претходниот маневар, возачот е одговорен за командувањето со возилото. Согласно стандардот возачот задава команда со една периода од синусна функција на воланот со фреквенција од 0.5 Hz, а брзината на возилата изнесува 80 km/h. Командата на воланот е зададена со цел возилата да постигнат напречно забрзување од $4 m/s^2$ во првиот прескок.

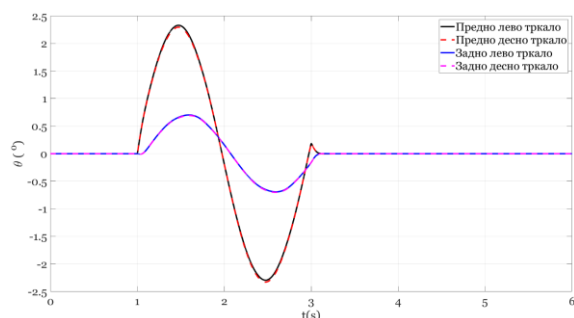
На дијаграмите (слика бр. 3.120 – слика бр. 3.123) се претставени агли на завртување на тркалата. Контролерите се најмногу активни кај 4WS/4WID – опт. возилата. Оваа констатација најмногу одговара на контролерот наменет на задните тркала, каде контролниот метод се обидува да ја подобри удобноста на возилото.



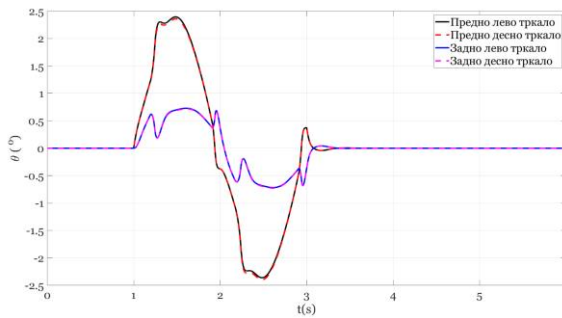
Слика бр. 3.120 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото



Слика бр. 3.121 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото



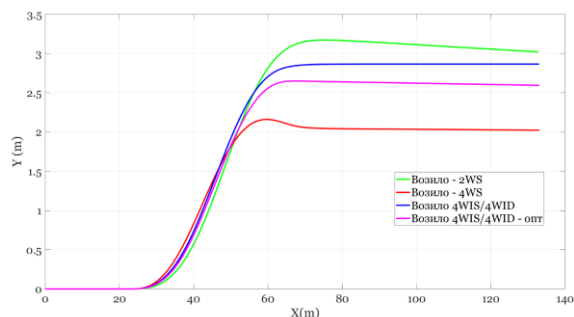
Слика бр. 3.122 Агли на завртување на тркалата на 4WS/4WID возилото



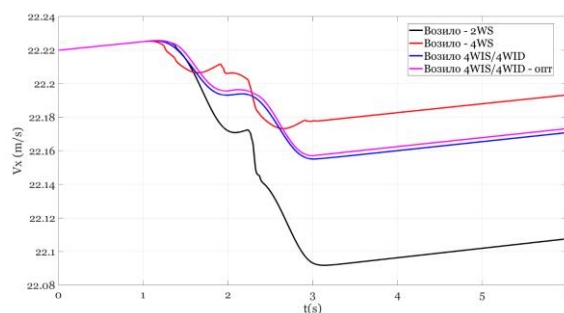
Слика бр. 3.123 Агли на завртување на тркалата на 4WS/4WID – опт. возилото

Од дијаграмот за траекторија (слика бр. 3.124) се гледа дека на 4WS возилото му е потребен пат со најмала ширина, додека на 2WS возилото најширок пат. Потребната ширина на патот за возилата со независно управување на четири тркала е измеѓу 2WS и 4WS возилата. Доколку овој маневар се спроведува на уредена патна подлога со дефинирана ширина на коловозните ленти од 3.5 m согласно практиките во ЕУ тогаш 4WS би требало да спроведе поостар маневар за да ја избегне пречката, што негативно ќе влијае на неговата удобност. Дијаграмот за подолжната брзина (слика бр. 3.125) на движење покажува дека возилата се движат со брзина која е речиси константна на 80 km/h. Тоа се потврдува и на дијаграмот за подолжното забрзување (слика бр. 3.126). Ако се направи анализа на дијаграмите за напречното (слика бр. 3.127) и вкупното забрзување (слика бр. 3.128), може да се забележи дека VSC системот се активира кај 2WS и 4WS возилата, а во однос на времето на одзив 4WS возилото поседува најбрз одзив, но пројавува и голем прескок при неговото смирување. За разлика од него 2WS возилото има најбавен одзив и му е потребно најдолго време за да се смири. Возилата со независно управување на четирите тркала имаат побавен одзив од 4WS возилото, но времето потребно за нивно смирување е најкратко и тие најмирно ја постигнуваат стационарната

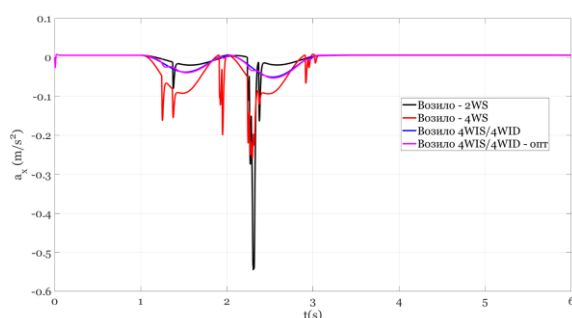
положба во однос на другите возила. Како предност на 4WS возилото претставуваат помалите вредности на аголната брзина на пливање (слика бр. 3.129).



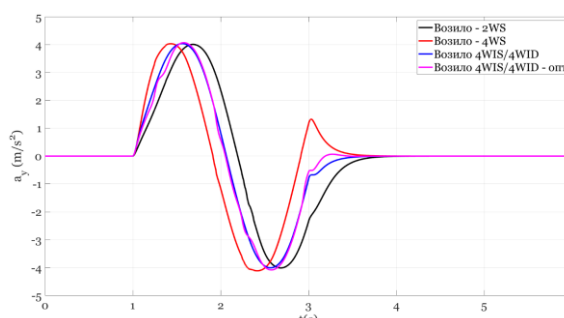
Слика бр. 3.124 Траекторија



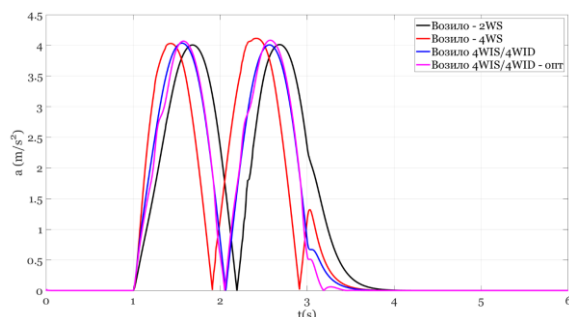
Слика бр. 3.125 Подолжна брзина



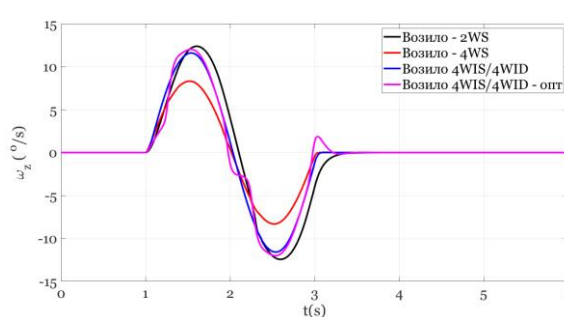
Слика бр. 3.126 Подолжно забрзување



Слика бр. 3.127 Напречно забрзување



Слика бр. 3.128 Вкупно забрзување

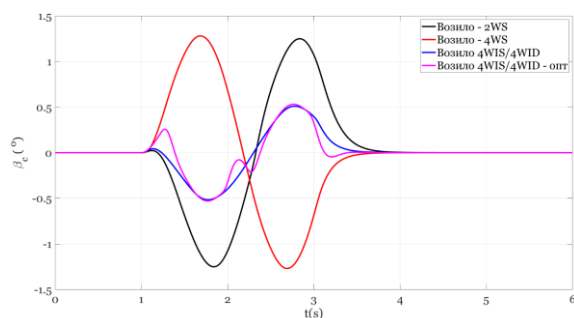


Слика бр. 3.129 Аголна брзина на пливање

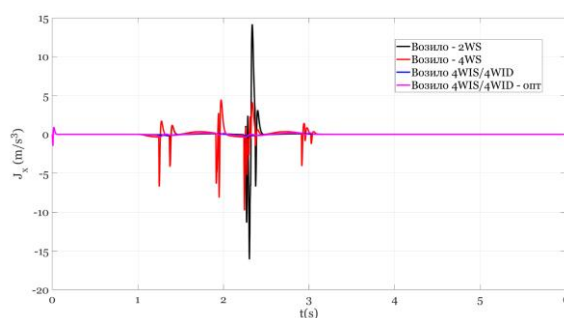
Од друга страна аголот на пролизгување на тежиштето (слика бр. 3.130) кај 2WS и 4WS возилата иницира активација на VSC системот. Слично како и при маневарот влегување во кривина, аголот на пролизгување во тежиштето е помал кај возилата со независно управување на четири тркала. Дијаграмите на првите изводи на соодветните забрзувања (слика бр. 3.131 - слика бр. 3.133) ги потврдуваат претходно донесените заклучоци во однос на активацијата на VSC системот и времетраењето на смирување на возилата.

И покрај тоа што сите четири возила успешно го комплетираат маневарот, мора да се потенцира дека 2WS и 4WS возилата во одреден момент имаат опасност од нарушување на нивната стабилност. Тоа може да се забележи на дијаграмите за подолжните сили на предните тркала (слика бр. 3.134 - слика бр. 3.137) каде воочлива е активацијата на VSC

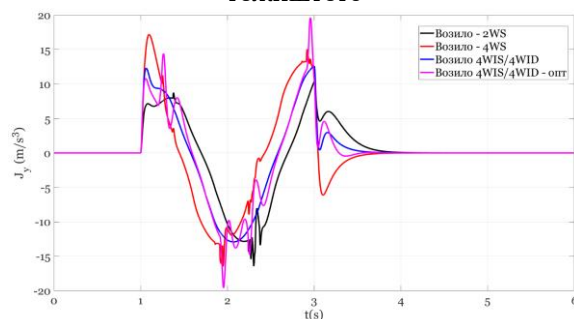
системот кај 2WS и 4WS возилата. За разлика од нив, возилата со независно управување и погонување на четири тркала помирно го комплетираат маневарот каде постои рамномерна распределба на погонска сила во текот на маневарот.



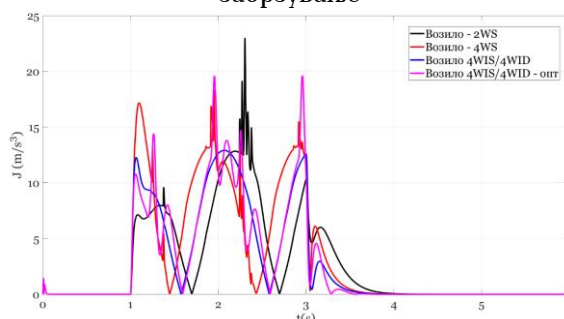
Слика бр. 3.130 Агол на пролизгување во тежиштето



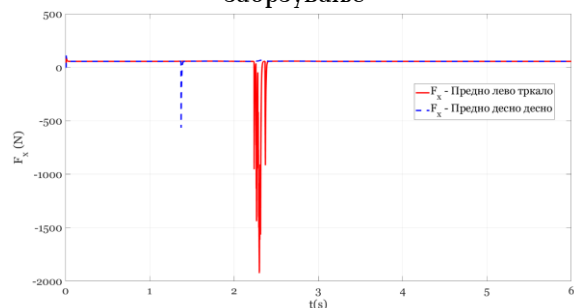
Слика бр. 3.131 Прв извод на подолжното забрзување



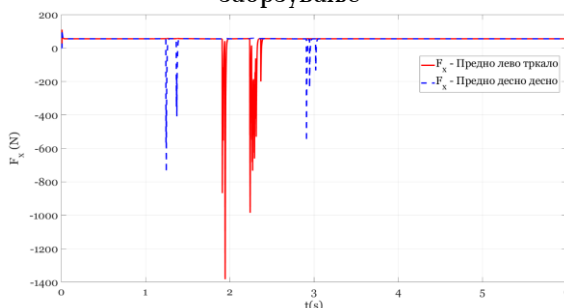
Слика бр. 3.132 Прв извод на напречното забрзување



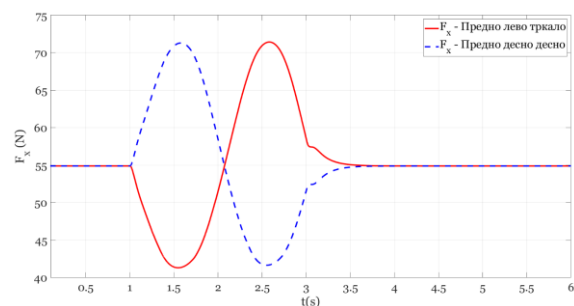
Слика бр. 3.133 Прв извод на вкупното забрзување



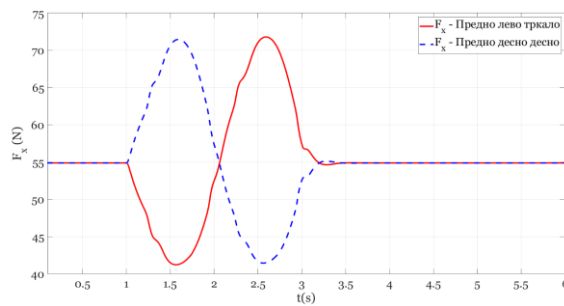
Слика бр. 3.134 Подолжни сили на предните тркала на 2WS возилото



Слика бр. 3.135 Подолжни сили на предните тркала на 4WS возилото



Слика бр. 3.136 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото



Слика бр. 3.137 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото

Во продолжение на табелите бр. 3.33 – 3.38 се претставени вредностите за подолжното, напречното и вкупното забрзување на возилата како и нивните први изводи. Од табелите за забрзувањата, може да се заклучи дека 2WS возилото поседува највисоки вредности на напречното и вкупното забрзување. Ова е пред сè поради подолгото време потребно возилото да се смири, што резултира на подолготрајна изложеност на забрзувања на патниците. Единствен исклучок е опсегот на фреквенции од 4÷8 Hz, тука тоа возило има најниски вредности. Од аспект на вкупното забрзување 4WIS/4WID – опт. возилото има најниски вредности во вкупниот опсег на фреквенции, но во опсегот на фреквенции кои имаат најголем удел за предизвикување на мачнина, тука тоа возило малку потфрла. Односно, 4WS возилото ќе има најниски вредности на забрзувањето во тој опсег и најниски вредности на MSDV што алудира дека тоа возило би предизвикало најмалку мачнина кај возачот и патниците.

Табела бр. 3.33 RMS Вредности на најпречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a_y(m/s^2)$	$a_y(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.727	0.85	1.665	0.4425	4.229	1.084
Возило 4WS	1.672	0.9072	1.632	0.3514	4.095	0.8608
Возило 4WIS/4WID	1.685	0.8556	1.631	0.4093	4.128	1.003
Возило 4WIS/4WID-опт.	1.67	0.8624	1.62	0.3936	4.092	0.9641

Табела бр. 3.34 RMS Вредности на најпречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a_x(m/s^2)$	$a_x(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.04217	0.01652	0.03803	0.006991	0.1033	0.01712
Возило 4WS	0.04421	0.01808	0.0389	0.01576	0.1083	0.0386
Возило 4WIS/4WID	0.01637	0.007881	0.01514	0.005484	0.0401	0.01343
Возило 4WIS/4WID-опт.	0.01702	0.008047	0.01568	0.00582	0.04169	0.01426

Табела бр. 3.35 RMS Вредносѝи на вкупнојо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a(m/s^2)$	$a(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.728	0.850	1.665	0.443	4.23	1.084
Возило 4WS	1.673	0.907	1.632	0.352	4.096	0.862
Возило 4WS/4WID	1.685	0.856	1.631	0.409	4.128	1.003
Возило 4WS/4WID-опт.	1.670	0.862	1.62	0.394	4.092	0.964

Ако се анализираат првите изводи на соодветните забрзувања, на прв поглед заклучоците се контрадикторни на заклучоците од соодветните забрзувања. На пример ако 4WS/4WID – опт. возилото не поседува најниски вредности на напречното и вкупното забрзување во опсегот на фреквенции од 0.1÷0.5 Hz, во однос на првите изводи на соодветните забрзувања ова возило во тој опсег на фреквенции има најниски вредности. Тоа алудира дека возилото би предизвикало помалку мачнина кај возачот и патниците. Она што е поочигледно е фактот дека возилата кои немаат управување на задната оска имаат пониски први изводи на напречното и вкупното забрзување, односно промените во овие големини ќе бидат поумерени.

Табела бр. 3.36 RMS Вредносѝи на првиот извод на напречнојо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J_y(m/s^3)$	$J_y(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	4.713	2.647	4.623	0.8311	11.54	2.036
Возило 4WS	5.807	3.405	5.719	0.815	14.22	1.996
Возило 4WS/4WID	4.992	2.848	4.905	0.8146	12.23	1.995
Возило 4WS/4WID-опт.	5.219	2.948	5.111	0.809	12.79	1.982

Табела бр. 3.37 RMS Вредносѝи на првиот извод на должнојо забрзување и средна дневна доза на изложеносѝи на вибрации кои предизвикуваат мачнина

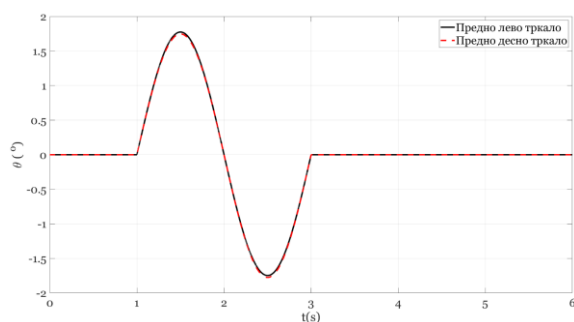
Возило	$J_x(m/s^3)$	$J_x(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.279	0.2341	0.9347	0.019	3.132	0.04653
Возило 4WS	0.7846	0.1551	0.5341	0.01938	1.922	0.04747
Возило 4WS/4WID	0.08751	0.0402	0.0685	0.00754	0.2144	0.01847
Возило 4WS/4WID-опт.	0.09466	0.04129	0.07557	0.007808	0.2319	0.01913

Табела бр. 3.38 RMS Вредности на првиот извод на вкупното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

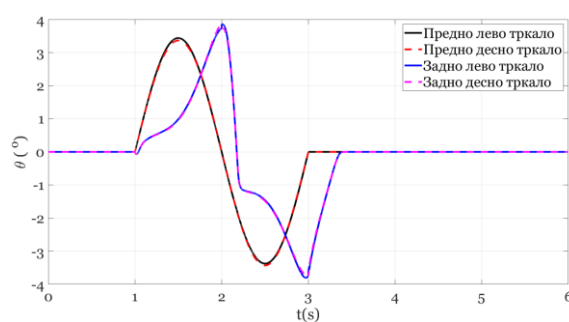
Возило	$J(m/s^3)$	$J(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	4.883	2.657	4.717	0.831	11.957	2.037
Возило 4WS	5.860	3.409	5.744	0.815	14.349	1.997
Возило 4WS/4WID	4.993	2.848	4.905	0.815	12.232	1.995
Возило 4WS/4WID-опт.	5.220	2.948	5.112	0.809	12.792	1.982

3.3.2.4. Маневар - избегнување пречка на патиот според стандардот ISO – 7401 при влошени патни услови

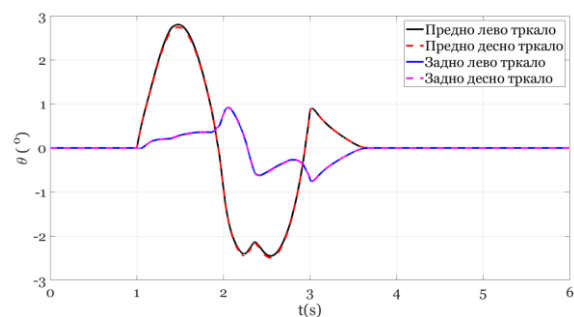
Со цел да се доистражи стабилноста на возилата при влошени патни услови, маневарот е повторен со истите команди од страна на возачот, но при коефициент на прилепување на патот од $\varphi=0.2$. Од дијаграмите за агли на завртување на тркалата (слика бр. 3.138 - слика бр. 3.141) очигледно е дека контролерите одговорни за командување на задните тркала реагираат поинтензивно со цел да ги стабилизираат возилата. Тоа е најочигледно кај 4WS возилото, каде во даден момент агли на завртување на тркалата се поголеми дури и од предните.



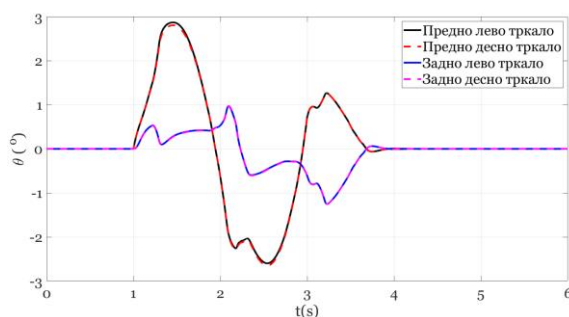
Слика бр. 3.138 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото



Слика бр. 3.139 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото

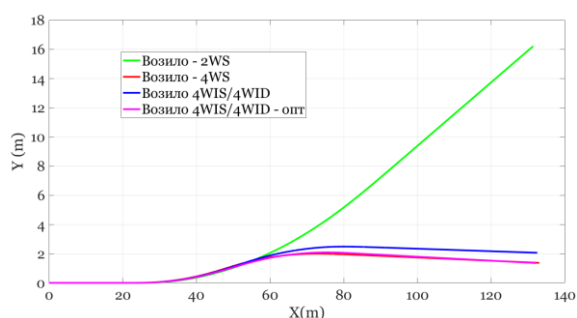


Слика бр. 3.140 Агли на завртување на тркалата на 4WS/4WID возилото

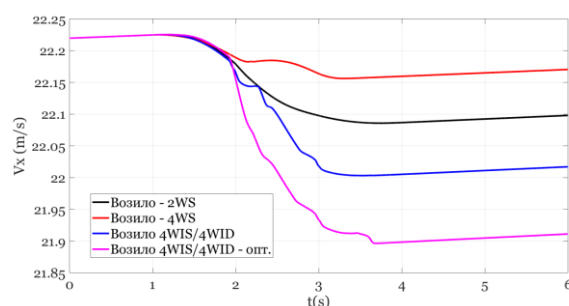


Слика бр. 3.141 Агли на завртување на тркалата на 4WS/4WID – опт. возилото

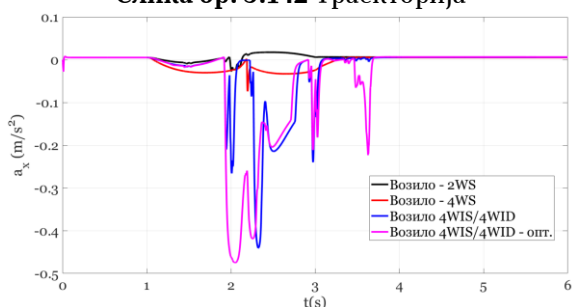
Од дијаграмот за траекторија (слика бр. 3.142) е очигледно дека 2WS возилото ја губи стабилноста, додека останатите успешно го комплетираат маневарот. Во овој случај кога 4WIS/4WID – опт. возилото има слична скоро идентична траекторија со 4WS возилото. Тоа е резултат на фактот дека 4WIS/4WID – опт. возилото користи референтен модел велосипед со управување на задната оска со стратегија за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето (слика бр. 3.148), а притоа во оваа ситуација удобноста е целосно занемарена. Останатите дијаграми (слика бр. 3.143 - слика бр. 3.155) ги потврдуваат претходните заклучоци. Треба да се напомене дека во оваа ситуација, 4WS возилото има помали вредности на аголот на пролизгување во тежиштето за разлика од претходната анализа каде што ситуацијата беше обратна.



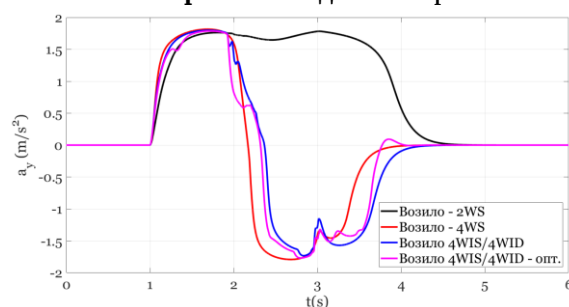
Слика бр. 3.142 Траекторија



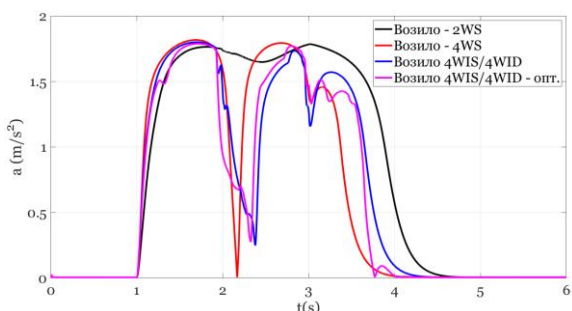
Слика бр. 3.143 Подолжна брзина



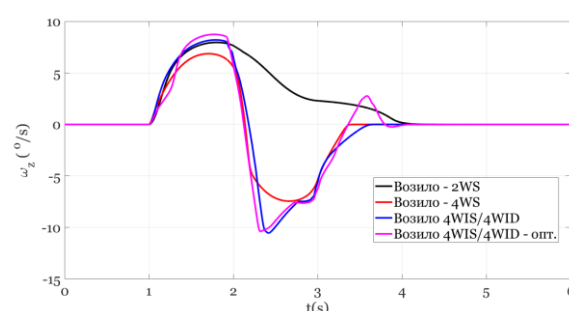
Слика бр. 3.144 Подолжно забрзување



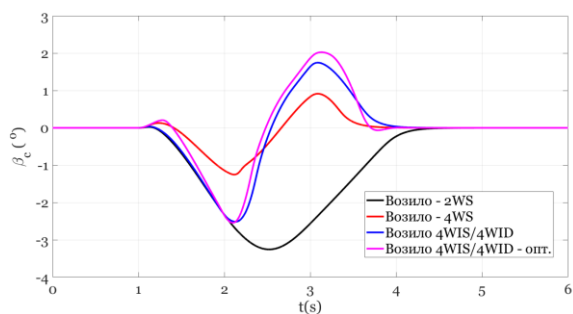
Слика бр. 3.145 Напречно забрзување



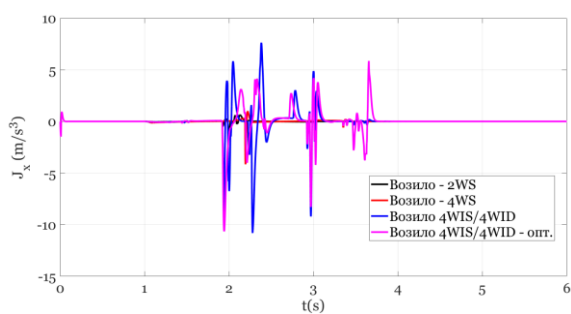
Слика бр. 3.146 Вкупно забрзување



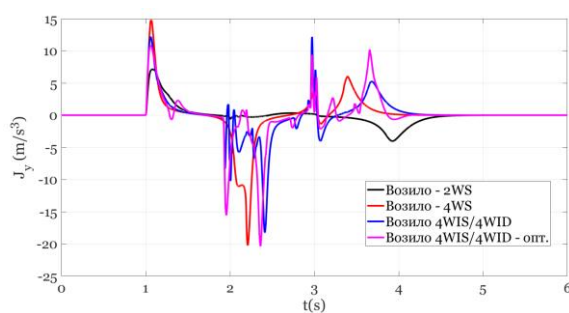
Слика бр. 3.147 Аголна брзина на пливање



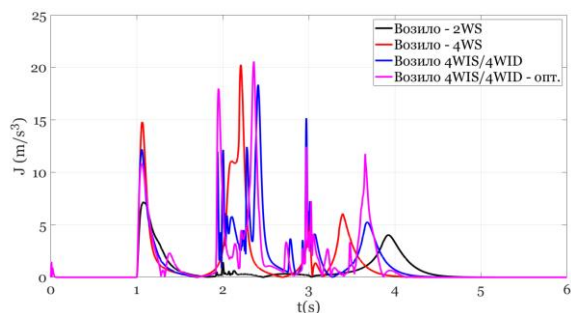
Слика бр. 3.148 Агол на пролизгување во тежиштето



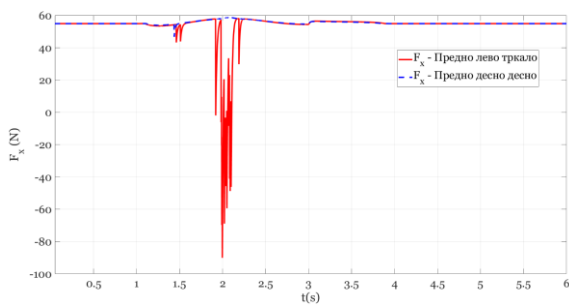
Слика бр. 3.149 Прв извод на подолжното забрзување



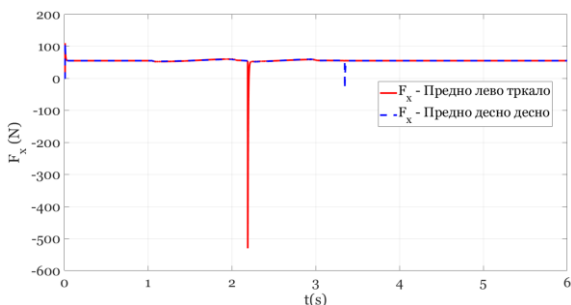
Слика бр. 3.150 Прв извод на напречното забрзување



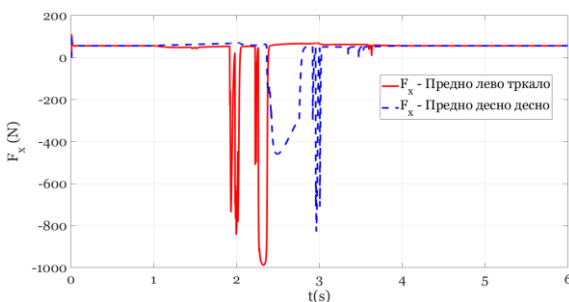
Слика бр. 3.151 Прв извод на вкупното забрзување



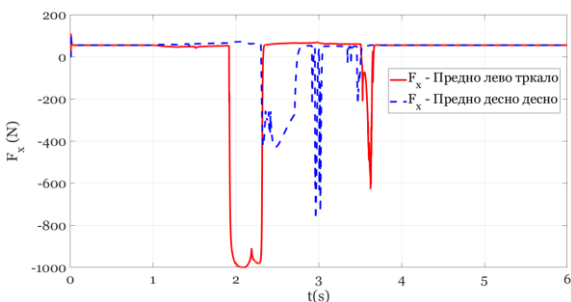
Слика бр. 3.152 Подолжни сили на предните тркала на 2WS возилото



Слика бр. 3.153 Подолжни сили на предните тркала на 4WS возилото



Слика бр. 3.154 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото



Слика бр. 3.155 Подолжни сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото

Во продолжение на табелите бр. 3.39 – бр. 3.44 се прикажани резултатите од *RMS* и *MSDV* вредностите на забрзувањата и нивните први изводи. Со оглед дека тука е нарушена

стабилноста на возилата, параметрите за удобноста се од второстепено значење. Тоа што треба да се напомене е дека стратегијата која е применета кај 4WIS/4WID – опт. возилото има најниски вредности на вкупното забрзување со што контролерите се обидуваат да ја намалат вредноста на забрзувањето во моментите кога возилото е делумно стабилизирано.

Резултатите за 2WS се прецртани затоа што стабилноста на тоа возило е нарушена.

Табела бр. 3.39 RMS Вредности на најречното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a_y(m/s^2)$	$a_y(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_y(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.125	0.2461	0.7834	0.6287	2.756	1.54
Возило 4WS	0.9891	0.4534	0.9443	0.2816	2.423	0.6899
Возило 4WIS/4WID	0.9693	0.4084	0.9149	0.3057	2.374	0.7488
Возило 4WIS/4WID-опт.	0.9425	0.4077	0.8932	0.2864	2.309	0.7016

Табела бр. 3.40 RMS Вредности на должното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a_x(m/s^2)$	$a_x(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a_x(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.008043	0.003103	0.006137	0.003191	0.0197	0.007816
Возило 4WS	0.01605	0.005356	0.01384	0.006865	0.03933	0.01682
Возило 4WIS/4WID	0.07581	0.03017	0.06846	0.02391	0.1857	0.05858
Возило 4WIS/4WID-опт.	0.1144	0.04976	0.1028	0.0403	0.2802	0.09872

Табела бр. 3.41 RMS Вредности на вкупното забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$a(m/s^2)$	$a(m/s^2)$ 4 – 8 Hz	$a(m/s^2)$ 0.5 – 80 Hz	$a(m/s^2)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.125	0.246	0.783	0.6287	2.756	1.540
Возило 4WS	0.989	0.453	0.944	0.2817	2.423	0.690
Возило 4WIS/4WID	0.972	0.410	0.917	0.3066	2.381	0.751
Возило 4WIS/4WID-опт.	0.949	0.411	0.899	0.2892	2.326	0.709

Табела бр. 3.42 RMS Вредносѝи на првиот извод на најпречниот забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J_y(m/s^3)$	$J_y(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_y(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.43	0.7141	1.359	0.3861	3.504	0.9456
Возило 4WS	3.194	1.657	3.109	0.4711	7.824	1.154
Возило 4WS/4WID	2.86	1.328	2.71	0.4561	7.004	1.117
Возило 4WS/4WID-опт.	3.163	1.466	3.034	0.4454	7.748	1.091

Табела бр. 3.43 RMS Вредносѝи на првиот извод на должниот забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J_x(m/s^3)$	$J_x(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J_x(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	0.1081	0.02399	0.07461	0.003011	0.2649	0.007377
Возило 4WS	0.1812	0.02457	0.1063	0.006879	0.4439	0.01685
Возило 4WS/4WID	1.303	0.3059	1.047	0.03414	3.191	0.08364
Возило 4WS/4WID-опт.	1.183	0.3657	1.009	0.05122	3.377	0.1255

Табела бр. 3.44 RMS Вредносѝи на првиот извод на вкупниот забрзување и средна дневна доза на изложеност на вибрации кои предизвикуваат мачнина

Возило	$J(m/s^3)$	$J(m/s^3)$ 4 – 8 Hz	$J(m/s^3)$ 0.5 – 80 Hz	$J(m/s^3)$ 0,1 – 0,5 Hz	MSDV	MSDV 0,1 – 0,5 Hz
Возило 2WS	1.434	0.715	1.361	0.386	3.514	0.946
Возило 4WS	3.199	1.657	3.111	0.471	7.837	1.154
Возило 4WS/4WID	3.143	1.363	2.905	0.457	7.697	1.120
Возило 4WS/4WID-опт.	3.377	1.511	3.197	0.448	8.452	1.098

Спроведените анализи на предложената повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација покажаа дека предложениот концепт функционира, односно обезбедува компромис помеѓу перформансите на возилото, безбедноста и удобноста.

Придобивките од концептот се повоочливи во автономен режим на движење на возилото каде 4WS /4WID-опт. возилото нуди зголемување на удобноста на возилото.

Во ситуација кога возачот е одговорен за командување на возилото, контролерите успеваат да направат корекција и подобрување на командата на возачот, но сепак тој е најмногу одговорен за управувањето со возилото.

Она што треба да се напомене во ситуација кога возилото е во режим на движење каде возачот е одговорен за управување со возилото, 2WS возилото има најниски вредности на забрзувањата и неговите први изводи што ќе понуди најдобра удобност при движењето. Но, мора да се потенцира кога условите на патот се одлични, тогаш 4WS

/4WID– опт. возилото има вредности најблиски до 2WS возилото. Тоа значи дека контролерите ја подобруваат удобноста во однос на другите возила.

Од друга страна во ситуација кога патните услови се влошени 2WS возилото се дестабилизира, а 4WIS/4WID– опт. се приближува до перформансите на 4WS и успешно ги комплетира маневрите. Тоа покажува дека предложената повеќепараметарска и повеќецелна оптимизација се прилагодува на дадената ситуација и во услови кога возилото е стабилно ја подобрува неговата удобност, но кога условите на патот се нарушени стабилноста и безбедноста стануваат приоритет и возилото успешно ги спроведува маневрите.

За верификација на претходните заклучоци спроведена е косимулациска анализа каде е употребен посложен виртуелен модел на возило со повеќе степени на слобода во програмата *ADAMS/Car*.

4. КОСИМУЛАЦИСКО ИСТРАЖУВАЊЕ НА ПРЕДЛОЖЕНИОТ КОНЦЕПТ СО ПОМОШ НА ВИРТУЕЛЕН МОДЕЛ НА ВОЗИЛО

Истражувањето на однесувањето на возилата на емпириски начин со употреба на реален модел на возило овозможува да се согледаат сите влијанија на возилото во реални услови, но за овие испитувања потребни се посебни услови и полигони каде што би може да се изведат тестирањата. Исто така, промената на параметрите на системите може да се оствари исклучиво со замена на целиот систем со друг соодветен систем. За овој вид на истражување потребни се големи финансиски средства и секако одземаат време. Поради тоа, со развојот на компјутерската техника сè повеќе се користи **виртуелното прототипирање** при истражувањето на однесувањето на возилата.

Под виртуелно прототипирање се подразбира градба на модел на возило или било каков систем во компјутерска околина. Овие методи и модели во себе содржат голем број на апроксимации со кои се занемаруваат одредени влијанија од страна на околината и влијанија помеѓу самите потсистеми, но овозможуваат генерирање на резултати со задоволителна точност за кратко време. Дополнително на тоа, можно е да се направи истражување со различни параметри на системите и на возилото на брз и едноставен начин без дополнителни трошоци.

Еден од компјутерските програми кој овозможува виртуелно прототипирање претставува и програмата АДАМС (на англ.: *ADAMS*). Софтверскиот пакет АДАМС претставува производ на компанијата *MSC SOFTWARE* и во себе инкорпорира различни потпрограми за виртуелно прототипирање и истражување на динамиката на системи составен од повеќе тела (на англ.: *Multi Body Dynamics*).

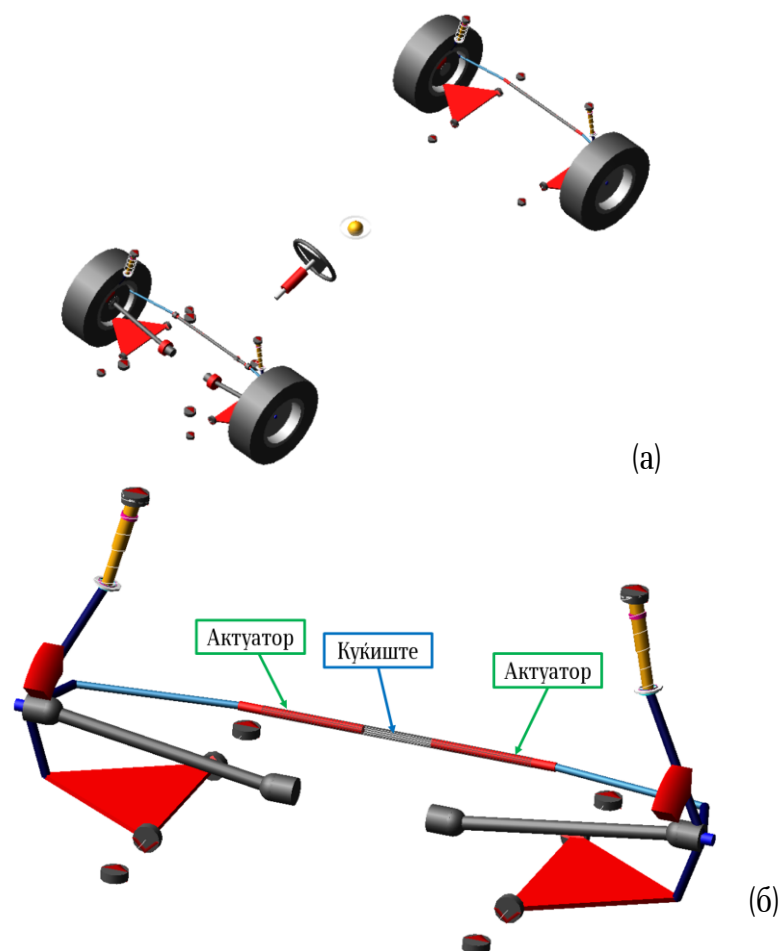
Потпрограмата искористена за целите на овој докторски труд е наречена АДАМС/АВТОМОБИЛ (на англ.: *ADAMS/CAR*). АДАМС/АВТОМОБИЛ во која е изграден виртуелен модел на возило кој ги поседува истите параметри кои се употребени во симулациите.

Виртуелниот модел на возило е употребен со цел да се потврдат претходно донесените заклучоци на виртуелни модели на возило кои се посложени и поблиски во реалноста во однос на поедноставените математички модели.

На сликата бр. 4.1 (а) е прикажан виртуелниот модел на возило кој е изграден во АДАМС. Димензиите и масените параметри на возилото се идентични со параметрите кои се искористени во претходното поглавје.

Косимулациската околина и начинот на разменување на податоци во автономен режим на движење и кога возачот е одговорен за возилото е претставен на сликите бр. 4.2 и 4.3. Возилото е опремено со три автоматизирани системи: систем за независно управување на четири тркала, систем за независно погонување на четири тркала и систем за кочење опремен со *VSC* систем. Системот за независно управување е имплементиран на тој начин што се вградени четири независни актуатори кои се одговорни за завртување на тркалата. Актуаторите од една оска се поставени во заедничко куќиште (слика бр. 4.1 (б)), но нивното командување е целосно независно. Нивното командување е изведено на тој начин што од програмата *MATLAB/Simulink* се добива информација за посакуваните агли

на завртување на тркалата ($\theta_{pl}, \theta_{pd}, \theta_{zl}, \theta_{zd}$) и потоа во АДАМС тој податок се претвора во линиско поместување на актуаторите.



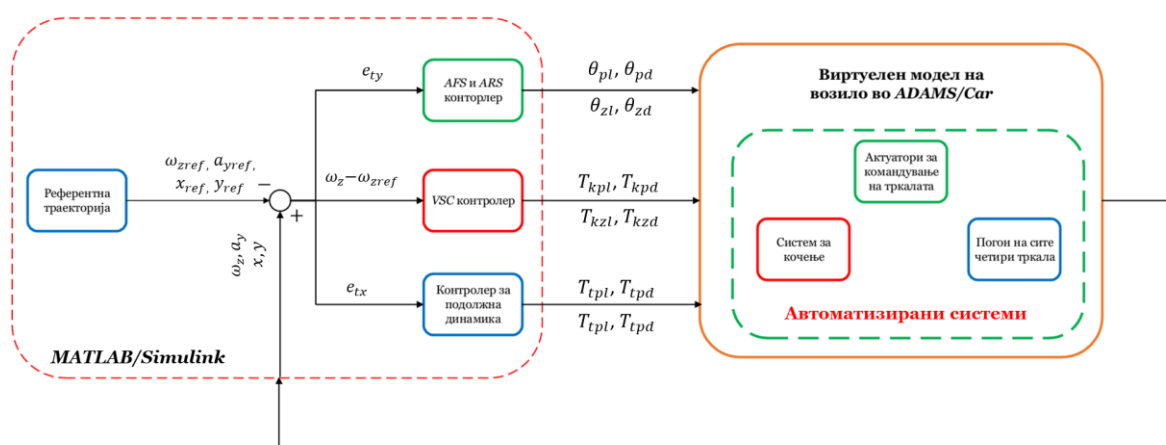
Слика бр. 4.1 (а) Изглед на виртуелен модел на возило и (б) систем потпирање интегриран со систем за независно управување на тркалата

Системот за независно погонување на четири тркала е изведен на тој начин што на секое од тркалата е поставен погонски вртежен момент. Вредностите на вртежните моменти ($T_{tpl}, T_{tpd}, T_{tzi}, T_{tzi}$) за секое тркало се добиваат од контролерот за подложна динамика од програмата *MATLAB/Simulink*.

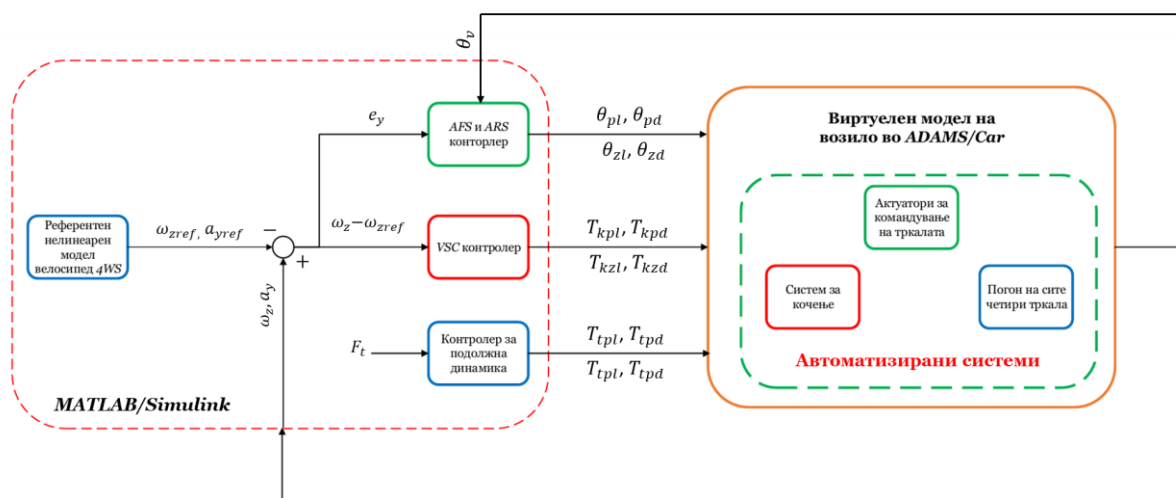
VSC системот функционира на сличен начин како системот за независно погонување на четири тркала, односно VSC системот од *MATLAB/Simulink* ги генерира посакуваните кочни моменти ($T_{kpl}, T_{kpd}, T_{kzi}, T_{kzi}$) и ги испраќа до системот за кочење во АДАМС. Претходно наведеното, укажува на фактот дека моделот во АДАМС има 12 влезни големини. Од друга страна, од моделот во АДАМС се дефинирани 10 излезни големини. Дел од нив се искористени за управувачките методи, а дел од нив се искористени за следење на однесувањето на возилото. Влезните и излезните големини се презентирани во табела бр. 4.1.

Табела бр. 4.1 Влезни и излезни големина од виртуелниот модел на возило во АДАМС

Влезни големина:	Излезни големина:
1-4 Агли на завртување на сите четири тркала ($\theta_{pl}, \theta_{pd}, \theta_{zl}, \theta_{zd}$)	1. Подолжно забрзување
5-8 Погонски моменти на сите четири тркала ($T_{tpl}, T_{tpd}, T_{tzl}, T_{tzd}$)	2. Напречно забрзување
9-12 Кочни моменти на сите четири тркала ($T_{kpl}, T_{kpd}, T_{kzl}, T_{kzd}$)	3. Подолжна брзина
	4. Напречна брзина
	5. Аголна брзина на пливање
	6. Агол на пролизгување во тежиштето
	7. Агол на завртување на управувачот
	8. Изминат пат во подолжна насока
	9. Изминат пат во напречна насока
	10. Агол на пливање

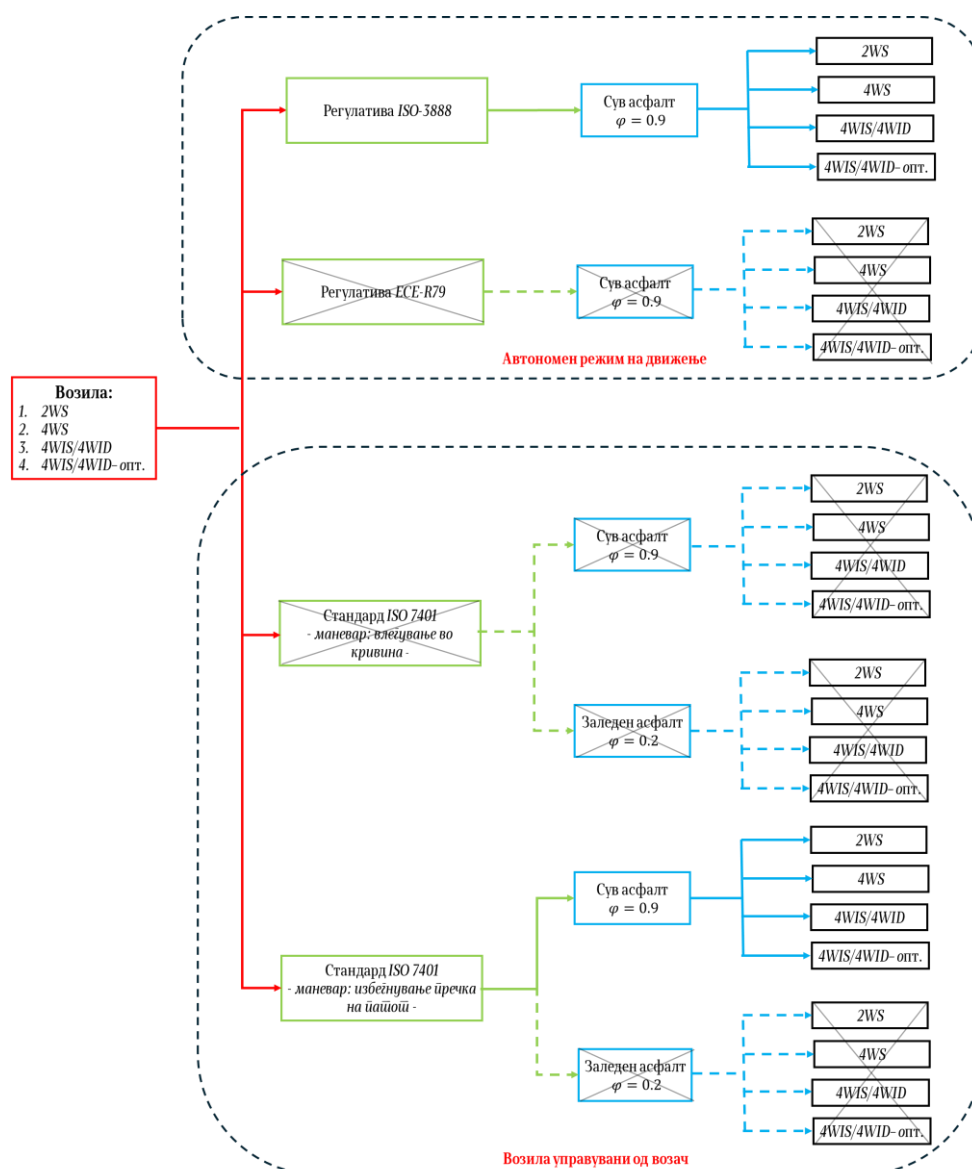


Слика бр. 4.2 Шематски приказ на спроведената косимулација кога возилото се наоѓа во автономен режим на движење



Слика бр. 4.3 Шематски приказ на спроведената косимулација кога возачот е одговорен за управување со возилото

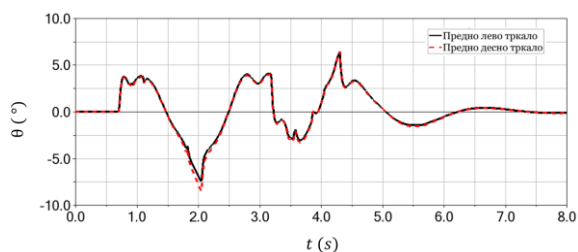
За да се потврди претходно претставениот концепт, усвоени се два маневри кои се спроведени во косимулациска околина, а тоа се маневрите согласно дефинираната патека во стандардот *ISO-3888* каде возилото се наоѓа во автономен режим на движење и *ISO-7401* каде возилото е управувано од возачот. Овие маневри се одбрани затоа што во овие маневри придобивките од повеќепараметарската и повеќецелната оптимизација се најизразени. Шематски тоа е илустрирано на слика 4.4.



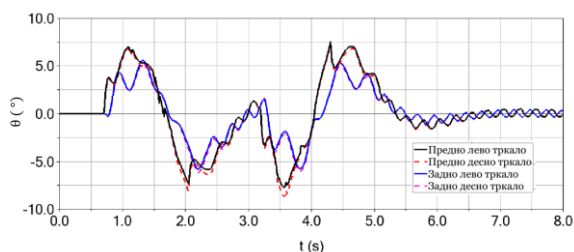
Слика бр. 4.4 Шематски приказ на спроведените косимулации

На следните дијаграми се претставени резултатите од косимулациите направени согласно маневарот *ISO-3888*, каде возилото се наоѓа во автономен режим на движење. Во оваа косимулација, искористени се истите влезни податоци и контролни методи кои се објаснети во подзаглавието 3.3.1.1. Во однос на аглиите на завртување на тркалата (слика бр. 4.5 – слика бр. 4.8) забележливо е дека кај 2WS и 4WS контролерите реагираат поинтензивно додека кај 4WS/4WID и 4WS/4WID – опт. текот на завртувањето на аглиите

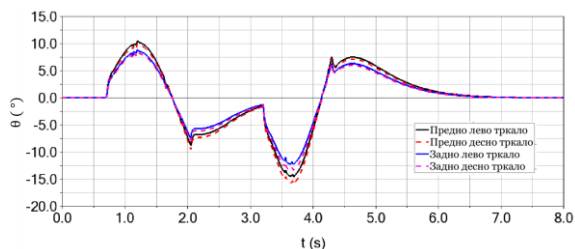
на тркалата е поблаг. Она што се потврдува на косимулациите е фактот дека 4WIS/4WID – опт. возилото демонстрира исти агли на завртување на предните и задните тркала во услови кога возилото е во стабилниот регион на движење. Тоа резултира со поверодостојно следење на зададената референтна траекторија (слика бр. 4.9) како и побрзо смирување на самото возило.



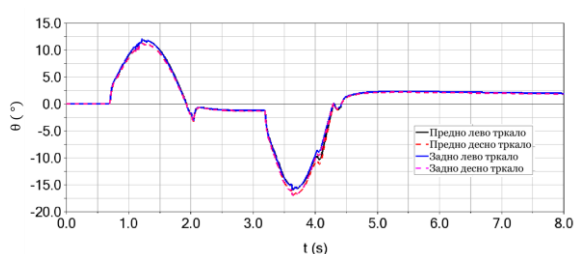
Слика бр. 4.5 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото



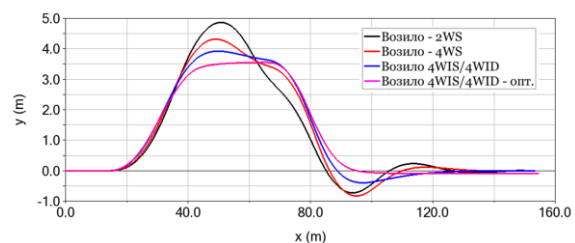
Слика бр. 4.6 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото



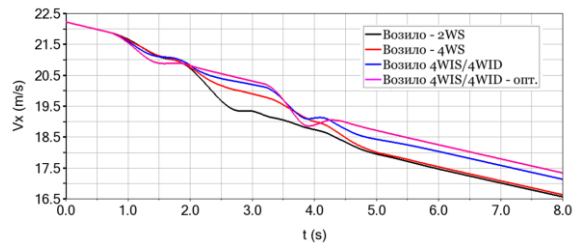
Слика бр. 4.7 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. Возилото



Слика бр. 4.8 Агли на завртување на тркалата на 4WIS/4WID – опт. Возилото



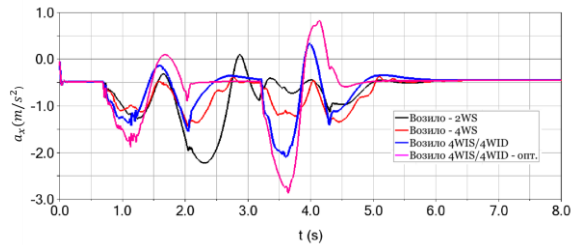
Слика бр. 4.9 Траекторија



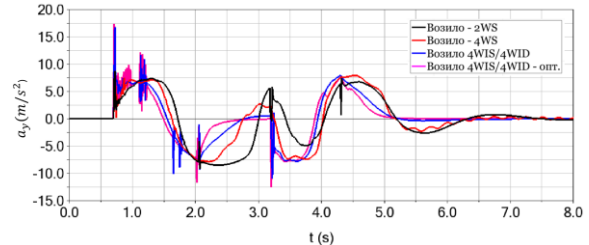
Слика бр. 4.10 Подолжна брзина

Додека подолжната брзина (слика бр. 4.10) на возилата е скоро идентична во текот на движењето, кај дијаграмите за подолжно (слика бр. 4.11) и напречно забрзување (слика бр. 4.10) може да се види дека возилата со независно управување и погонување на четири тркала побрзо се смируваат, притоа демонстрирајќи пониски амплитуди. Најголеми разлики може да се видат кај аголната брзина на пливање (слика бр. 4.12) и кај аголот на пролизгување во тежиштето (слика бр. 4.13). Тоа што е потврдено во однос на симулациите е фактот дека кај 4WIS/4WID – опт. возилото при постигнувајќи исти агли на завртување на предните и задните тркала, возилото постигнува вредности на аголната брзина на пливање кои се блиски до 0, односно возилото демонстрира транслаторно движење како краба. Тоа ќе резултира со изразито повисоки амплитуди на аголот на пролизгување во тежиштето, полоша перцепција на патниците за насоката на движење на возилото и нарушување на навиката која ја поседуваат патниците при возењето. Таа перцепција на патниците може да допринесе за нарушување на удобноста при движењето и појава на

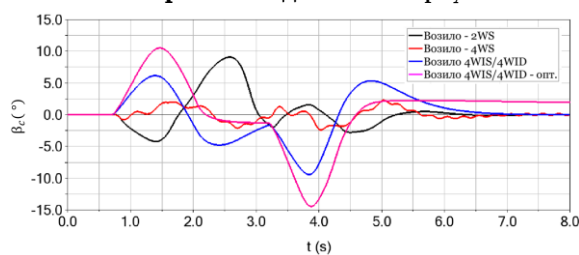
мачнина при возењето. Како и во претходното поглавје, тука се потврдува заклучокот дека најсоодветно е бара компромис во однесувањето на возилото и метода на управување помеѓу 4WIS/4WID и 4WIS/4WID – опт. возилата. Активацијата на VSC системот може да се види на сликите бр. 4.15 – бр. 4.18.



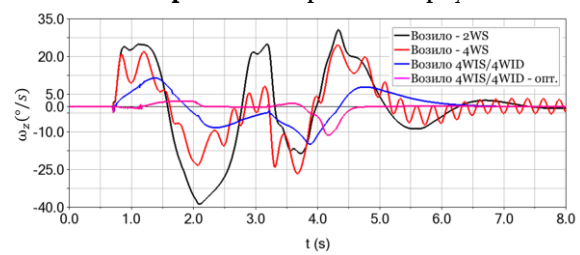
Слика бр. 4.11 Подолжно забрзување



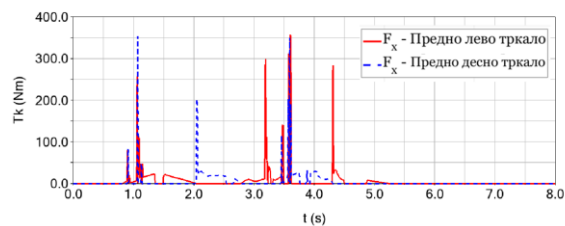
Слика бр. 4.12 Напречно забрзување



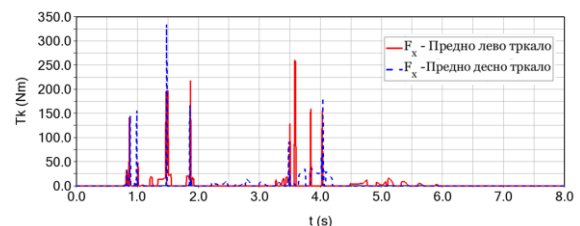
Слика бр. 4.13 Агол на пролизгување во тежиштето



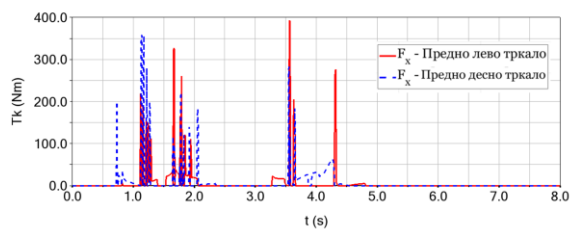
Слика бр. 4.14 Аголна брзина на пливаче



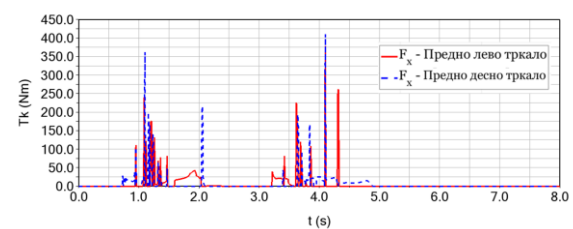
Слика бр. 4.15 Кочни моменти на предните тркала на 2WS возилото



Слика бр. 4.16 Кочни моменти сили на предните тркала на 4WS возилото



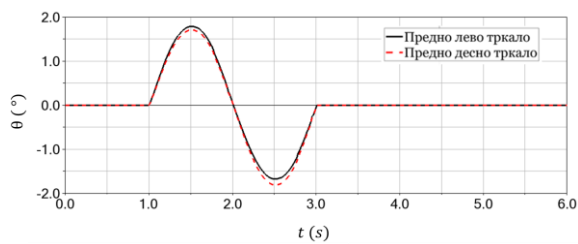
Слика бр. 4.17 Кочни моменти сили на предните тркала на 4WIS/4WID возилото



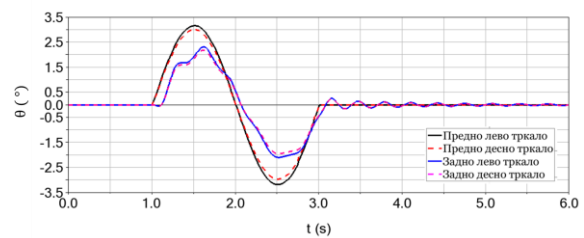
Слика бр. 4.18 Кочни моменти сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото

Освен во автономен режим на движење, косимулациска анализа е направена и во услови кога возачот е одговорен за командување со возилото согласно стандардот *ISO 7401* за маневарот избегнување пречка на патот. На следните дијаграми дадени вредностите на аглиите на завртување на тркалата кои се нагодени на такви вредности, сите четири возила да постигнат напречно забрзување од 4 m/s^2 во првиот прескок. Прикажаните резултати (слика бр. 4.19 – слика бр. 4.30) повторно ги потврдуваат заклучоците од спроведените

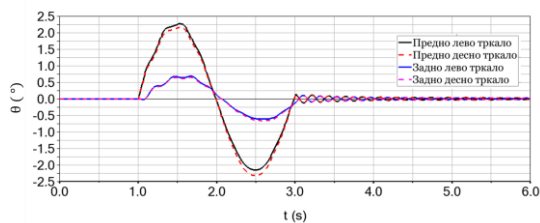
симулации. Возилата со независно управување на четири тркала нудат поголема удобност поради помалите вредности на напречното и подолжното забрзување, но и побрз одзив и побрзо смирување во однос на 2WS возилото. Во однос на времето на реакција, дефинитивно 4WS возилото има најбрза реакција, но тоа влијае негативно кон удобноста на самото возило. Со предложената стратегија возилата со независно управување на четири тркала претставуваат компромис помеѓу стабилноста, удобноста и управливоста на возилото и нивните перформанси се помеѓу 2WS и 4WS возилата. Резултатите за кочните моменти за 2WS и 4WS/4WID возилата не се прикажани затоа што VSC системот не се активира во текот на косимулациите.



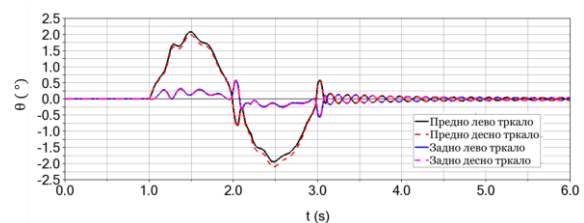
Слика бр. 4.19 Агли на завртување на тркалата на 2WS возилото



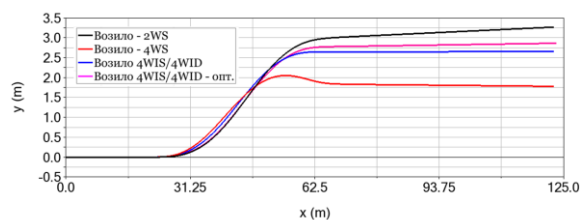
Слика бр. 4.20 Агли на завртување на тркалата на 4WS возилото



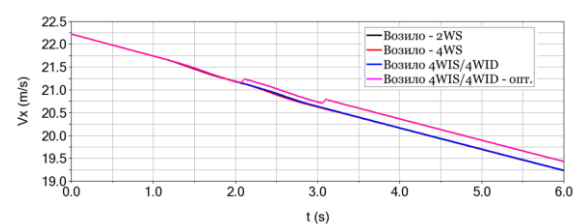
Слика бр. 4.21 Агли на завртување на тркалата на 4WS/4WID возилото



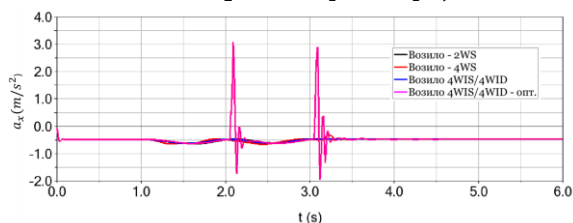
Слика бр. 4.22 Агли на завртување на тркалата на 4WS/4WID – опт. Возилото



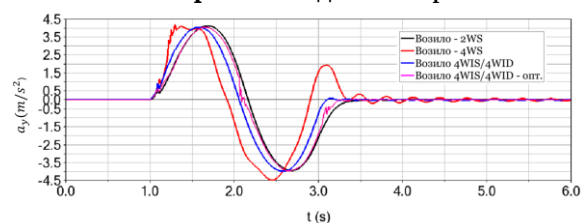
Слика бр. 4.23 Траекторија



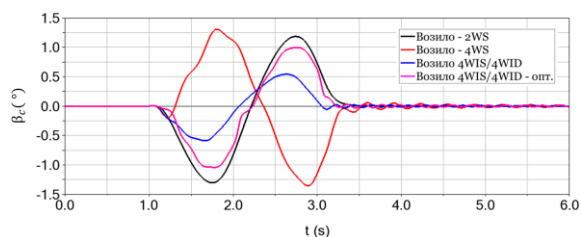
Слика бр. 4.24 Подолжна брзина



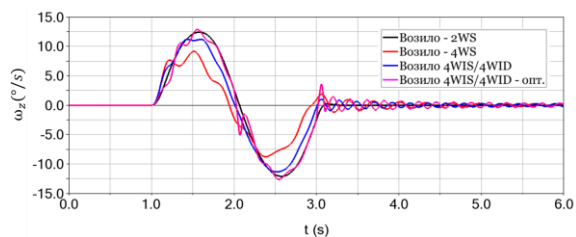
Слика бр. 4.25 Подолжно забрзување



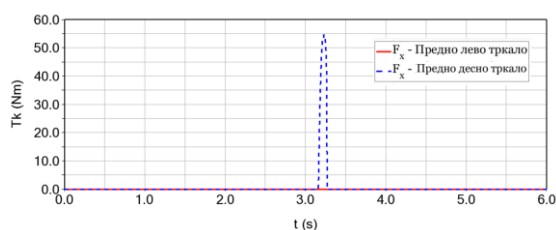
Слика бр. 4.26 Напречно забрзување



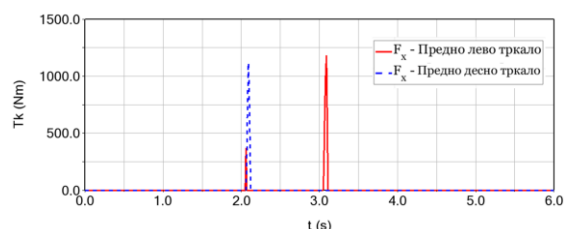
Слика бр. 4.27 Агол на пролизгување во тежиштето



Слика бр. 4.28 Аголна брзина на пливање



Слика бр. 4.29 Кочни моменти на предните тркала на 4WS возилото



Слика бр. 4.30 Кочни моменти сили на предните тркала на 4WIS/4WID – опт. возилото

Косимулациските истражувања ги потврдија заклучоците од претходното поглавје, односно дека предложената повеќе параметарска и повеќе целна оптимизација функционира на посложени виртуелни модели на возила со што се очекува дека би функционирала и на реално возило кое е управувано од возач, но и на автономните возила. Она што мора да се напомене е случајот кога предните и задните тркала на возилото се завртени во иста насока за еднакви агли. И покрај тоа што возилото поминува траекторија која е најблиска до референтната, најбрзо се смирува и параметрите на удобноста и мачнината на патот се најповолни, сепак високите вредности на аголот на пролизгување во тежиштето би предизвикале неприродно чувство за движење кај патниците. Тоа кај секоја индивидуа може различно да се одрази и да ја наруши удобноста и да предизвика мачнина при движењето. Поради тоа, како заклучок може да се изведе дека аглите на завртување на предните и задните тркала е пожелно да се блиски едни до други со што ќе се подобри удобноста, а притоа нема да дојде до нарушување на природното чувство на патниците и возачот при движењето со возилото.

За да се направи споредба помеѓу возилата со управување на предната оска и возилата со независно управување на четири тркала, направен е скалиран модел на возило на кој се спроведени соодветни експериментални истражувања.

5. УПОТРЕБА НА СКАЛИРАН МОДЕЛ НА ВОЗИЛО И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСПИТУВАЊЕ НА СИСТЕМОТ ЗА НЕЗАВИСНО УПРАВУВАЊЕ И ПОГОНУВАЊЕ НА ЧЕТИРИТЕ ТРКАЛА

Брзиот развојот на новите модели на возила се должи на развојот на новите материјали, микропроцесорската технологијата како и компјутерските алатки за виртуелно моделирање и прототипирање. Овој брз напредок не се среќава исклучиво само кај возилата туку и кај сите останати технички системи. Примената на софтверските решенија нуди намалување на потребниот број на експериментални испитувања кои треба да се спроведат како резултат на можноста за извршување на различни пресметки и анализи во виртуелна околина. Но, експерименталните мерења сè уште преставуваат неразделив дел од развојот на едно возило. Главната причина за тоа е што испитувањето е збир на постапки кои имаат објективен карактер и со кои се стигнува до информации за низа големини, перформанси и феномени кои се од значење во сите фази, од развојот, до крајот на користењето на производот (Ќосевски, 2019).

Доколку се спроведат правилно експерименталните испитувања, тие нудат информации и податоци за различни параметри на возилото кои можат да дадат објективна оценка за неговите перформанси. Тоа се должи пред сè на фактот дека при експерименталните испитувања се тестира реалниот модел со сите негови несовершености кои можат да бидат занемарени во компјутерската околина или едноставно софтверската алатка не нуди можност да ги земе нив предвид.

Иако возилото е дадено како пример на систем на кој може да се спроведат различни мерења, не треба да се заборави дека експерименталните мерења се составен дел од првите фази во развојот на возилата и дека експерименталните испитувања се спроведуваат и на различни поединечни делови или потсистеми.

Подобрувањето на перформансите на возилото и неговата безбедност допринесе за развој на концептот на управување преку сигнали. Се очекува со примената на овој систем кај возилата да се подобри нивната управливост, стабилност и безбедност преку постигнување на теоретски посакуваните агли на завртување на тркалата како и корекција на неправилните команди од страна на возачот. Најголем предизвик претставуваат дополнителните безбедносни мерки кои мора да бидат исполнети при вградувањето на овој систем. Тоа се должи на недостатокот на механичка врска помеѓу воланот и тркалата што може да предизвика губење на управливоста на возилото во случај на отказ на системот за управување.

И покрај тоа што постојат голем број на теоретски предложени концепти за имплементација и управување на овој систем, се поставуваат неколку прашања на кои треба да се даде одговор:

- што ќе се случи доколку настане отказ на некој од потсистемите?
колкава е надежноста на овој систем?
- дали вградувањето на овој систем навистина ќе ги подобри перформансите на возилото?

- кој стратегија на управување треба да се имплементира во системот за управување преку сигнали и др.?

Тука до израз треба да дојдат експерименталните испитувања на системот за управување преку сигнали и возилата во кои ќе биде имплементиран овој систем. Со реални тестирања ќе се овозможи добивање на поголем број и поверодостојни информации за перформансите на системот и одговор на претходно наведените прашања.

На дел од овие прашања направен е обид да се даде одговор во оваа докторска дисертација со спроведување на експериментални испитувања на скалиран модел на возило на кој има вградено систем за независно управување на четири тркала преку сигнали. Целта на експерименталните мерења е да се тестираат перформансите на возилото и да се добијат измерени мерни големини со чија помош ќе може да се процени дали со вградувањето на системот за независно управување на четири тркала ќе се оствари подобрена стабилност и управливост на возилото.

5.1. Предмет на испитувањето

Предмет на испитувањето преставува анализа на перформансите на скалираниот модел на возило (СМВ) со систем за независно управување на 4 тркала и проверка на неговата веродостојност во споредба со виртуелните симулации. Целта на испитувањето е да се провери во која мера СМВ може да се искористи за тестирање на перформансите на системот за независно управување на четири тркала, дали одзивот на СМВ е приближно ист со виртуелниот модел на возило во различни режими на движење и кои контролни алгоритми најмногу би придонеле за подобрување на стабилноста и управливоста на возилото.

Возилата кои се креирани во симулациска околина, како и контролните стратегии кои се вградени се делумно идеализирани. Но од друга страна, не е земено предвид потребното време за реакција на системот, доцнењето во испраќањето на сигналите кон актуаторите и добивањето на сигналите од сензорите. Возилата во *ADAMS/Car* се поблиску до реалните затоа што се со повеќе степени на слобода, но сепак направени се голем дел на претпоставки кои предизвикуваат отстапување на резултатите од реалноста.

Токму затоа, за потребите на оваа докторска дисертација направено експериментално испитување на скалиран модел на возило (СМВ) со независно управување на четири тркала. Целите на експерименталното испитување се реализирани на следниот начин:

1. Тестирање на скалирниот модел во различни режими на движење за оценка на неговата споредливост со виртуелните модели, со споредба на резултатите помеѓу виртуелното и експерименталното тестирање,
2. Анализа и тестирање на концептот *Hardware in the loop* кој е вграден на самиот скалиран модел.

3. Аквизиција на податоци од измерените мерни големини на скалираниот модел на возилото при негово тестирање за оценка на неговите перформанси,

Тестирањето на скалираниот модел во реални услови треба да даде одговор за перформансите кои ги поседува скалираниот модел на возило како и за неговите ограничувања. Ова примарно треба да покаже дали измерените мерни големини на скалираниот модел се совпаѓаат со симулациските резултати во сите режими на движење. На тој начин ќе се овозможи верификација на веродостојноста на скалираниот модел во однос на резултатите кои се добиени во симулациска околина. Доколку постои девијација во резултатите, треба да се даде одговор на следните прашања:

- зошто постои таа разлика во резултатите?
- дали таа разлика е поради грешка во виртуелниот модел или постои грешка при градбата на скалираниот модел?
- кои компоненти имаат најголемо влијание врз перформансите на скалираниот модел, дали се соодветно имплементирани и како може да се направи подобрување?
- кои параметри од контролните стратегии имаат најголемо влијание врз перформансите на скалираниот модел?
- на кој начин може да се овозможи подобрување на вградениот *Hardware in the loop*?

Најголем дел од одговорите кои се очекуваат да се добијат се поврзани помеѓу себе и поради тоа ќе биде направен обид да се одредат сите влијанија и феномени за да се добие појасна слика за перформансите на скалираното возило и влијанието на системот за независно управување на 4 тркала.

Мерните големини и процесот на мерење е објаснет во следните подзаглавија.

5.2. Дефинирање на мерниот објект со помош на теоремата Бакингем-Пи

Мерен објект на ова истражување и експериментално испитување претставува скалиран модел на возило со систем за независно управување и погонување на 4 тркала. Моделот е базиран на возилото *Hyundai Ioniq 5* (слика бр. 5.1) на кој компанијата *Hyundai* го има претставено својот концепт *e-Corner* за систем за независно управување на 4 тркала.



Слика бр. 5.1 Изглед на возилото *Hyundai Ioniq 5* (Earnhardt Hyundai North Scottsdale, 2022)

Параметрите на скалираниот модел на возило се добиени со помош **теоремата Бакинџем-Пи** (на англ.: *Buckingham-Pi*).

Теоремата Бакинџем - Пи декларира дека ако постои систем што може да се опише со M број на променливи и овие променливи содржат N примарни димензии, тогаш равенката што ги поврзува сите променливи ќе има $M-N$ бездимензионални групи (π - групи). На тој начин со користење на теоремата можно е да се опише однесувањето на динамички систем со помош на минимален број на бездимензионални π - групи. Овие групи не се единствени и може да варираат од систем до систем, но доколку се користат доследно, без разлика на бројот на комбинации на M променливи, скалираниот систем ќе остане веродостоен на оригиналниот. За потребите на спроведување на експерименталните испитувања беа усвоени три основни мерни единици (N):

- kg – маса;
- m – должина;
- m/s – брзина на движење.

Дополнително како основни променливи на возилото (M) се декларирани 8 параметри:

- m – масата на возилото,
- r_s – слободен полупречник на тркалото;
- l_p – растојание од тежиштето до предната оска,
- l – меѓуоскино растојание,
- V_x – подолжна брзина на возилото,
- $K_{\delta p}$ – напречна крутост на предните пневматици,
- $K_{\delta z}$ – напречна крутост на задните пневматици,
- I_z – материјален момент на инерција на возилото.

Од тука со користење на формулата $M - N = 8 - 3 = 5$ се добиваат 5 бездимензионални ПИ групи и тие се:

- $\Pi_1 = \frac{r_s}{l}$
- $\Pi_2 = \frac{l_p}{l}$
- $\Pi_3 = \frac{K_{\delta p} l}{m V_x^2}$
- $\Pi_4 = \frac{K_{\delta z} l}{m V_x^2}$
- $\Pi_5 = \frac{I_z}{m l^2}$

Почетен параметар кој е непроменлив преставува полупречникот на тркалото. Тоа е пред сè поради тркалата кои се вградени на скалираниот фактот и нивните димензии. Во моментот кога беше креиран скалираниот модел на возило, единствено овие тркала беа достапни за користење. Сите останати димензии се базирани на нив. Со искористувањето на овој податок во Π_1 групата, се добива посакуваното меѓуоскино растојание на скалираниот модел и потоа сите останати димензиони параметри. Останатите параметри кои се наведени во ПИ групите се одредени на следниот начин:

- бочната крутост на пневматиците ($K_{\delta p}, K_{\delta z}$) во P_3 и P_4 групите е експериментално измерена и декларирана.
- максималната брзината на движење V_x во P_3 и P_4 групите на скалираниот модел зависи од перформансите на погонските мотори кои се вградени во моделот и полупречникот на тркалата и е измерена во текот на експериментирањето.
- материјалниот момент на инерција I_z на скалираниот модел е исто така измерен. Овие постапки се подетално објаснети во наредните поглавја.

Возилото *Hyundai Ioniq 5* користи пневматици со димензии 235/55 R19 и поседува меѓуоскино растојание од 3000 mm со распределба на оптоварувањето по оски во однос 50/50. По пресметка на статичкиот полупречник на пневматикот $r_s = 370.6 \text{ mm}$ и замена на претходно наведените вредности во P - групите се добиваат вредностите за P_1 и P_2 групите (изрази 5.1 и 5.2).

$$P_1 = \frac{r_s}{l} = \frac{0.3706}{3} = 0.124 \quad (5.1)$$

$$P_2 = \frac{l_p}{l} = \frac{1.5}{3} = 0.5 \quad (5.2)$$

Согласно теоремата Бакингем-Пи вредностите на секоја P група за реалниот и скалираниот модел треба да се совпаѓаат. Како што е напоменато претходно, поради ограничувањата со пневматиците за скалираниот модел, одбрани се пневматици со $r_{smv} = 33 \text{ mm}$. Од тука со помош на изразите (5.1) и (5.2) се утврдени меѓуоскиното растојание (5.3) и растојанието од предната оска до тежиштето (5.4) на СМВ.

$$l_{smv} = \frac{r_{smv}}{P_1} = \frac{0.033}{0.124} = 0.2672 \text{ m} \quad (5.3)$$

$$l_{p_{smv}} = P_2 \cdot l_{SMV} = 0.5 \cdot 0.2672 = 0.1336 \text{ m} \quad (5.4)$$

Со цел да се дефинираат останатите димензиони параметри на скалираниот модел на возило, дефинирани се дополнителни P - групи. Дополнителните P - групи, заедно со параметрите на возилото *Hyundai Ioniq 5* и посакуваните параметри на скалираниот модел на возило, се претставени во табела бр. 5.1.

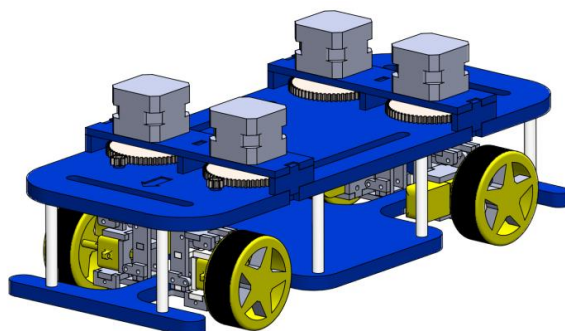
За дефинирање на вредностите P_3 , P_4 и P_5 потребно е да се бидат познати вредностите на напречната крутост на пневматиците, брзината на движење како и материјалниот момент на инерција на возилото. Освен брзината на движење, другите параметри на реалниот модел на возилото не се достапни и дополнително овие параметри на СМВ зависат од пневматиците кои се веќе одбрани и од погонските електромотори.

Табела бр. 5.1 Дефинирање на носакуваниите параметри на СМВ согласно дојолнишелниите Π – групи

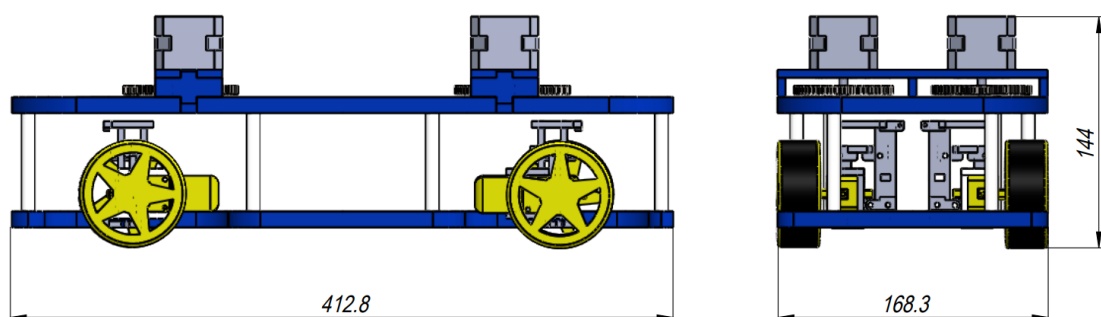
Физичка големина	Ознака	Π – групи	Hyundai Ioniq 5	Скалиран модел	Мерна величина
Меѓускино растојание	l	$\Pi_1 = \frac{r_s}{l}$	3	0.2672	m
Должина	L	$\Pi_6 = \frac{L}{l}$	4.635	0.4128	m
Ширина	B	$\Pi_7 = \frac{B}{l}$	1.890	0.1683	m
Висина	H	$\Pi_8 = \frac{H}{l}$	1.605	0.1429	m
Растојание од тежиште до задна оска	l_z	$\Pi_9 = \frac{l_z}{l}$	1.500	0.1336	m
Преден препуст	l_1	$\Pi_{10} = \frac{l_1}{l}$	0.845	0.753	m
Заден препуст	l_2	$\Pi_{11} = \frac{l_2}{l}$	0.79	0.704	m
Трага на предните тркала	b_p	$\Pi_{12} = \frac{b_p}{l}$	1.638	0.1459	m
Трага на задните тркала	b_z	$\Pi_{13} = \frac{b_z}{l}$	1.647	0.1467	m

Поради тоа донесена е одлука вредностите за напречната крутост на пневматиците, материјалниот момент на инерција и брзината на движење на СМВ да бидат измерени и потоа да се пресметаат вредностите на соодветните Π – групи. Тоа ќе значи дека соодветните вредности ќе мора да бидат модифицирани во симулациската околина со цел да се направи споредливост на симулациите со експериментот.

Врз база на претходно дефинираните габаритни димензии, креиран е CAD модел за да може скалираниот модел на возилото да биде изработен. Процесот на изградба на СМВ е детално е објаснет во Прилог 1. CAD моделот е претставен на слика бр. 5.2, додека габаритните димензии се претставени на слика бр. 5.3.



Слика бр. 5.2 CAD модел на скалираното возило

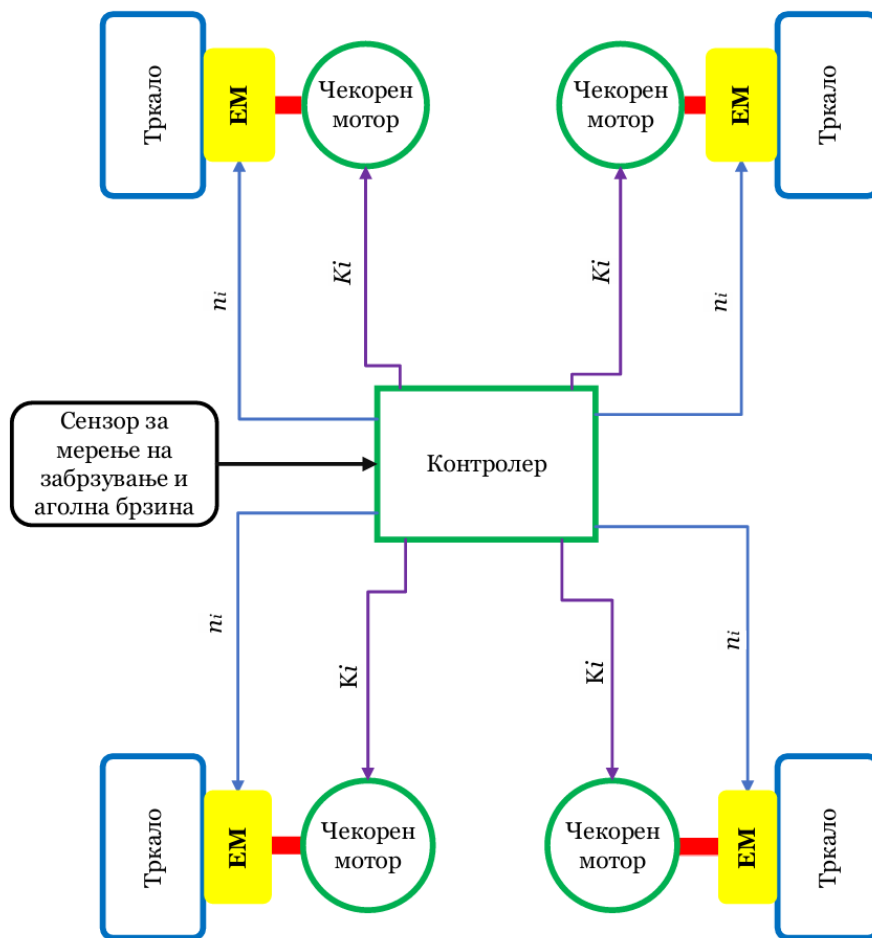


Слика бр. 5.3 Габаритни димензии на скалираното возило

За да се овозможи управување и контрола на скалираниот модел, на него се вградени четири електрични мотори за погонување на СМВ, четири чекорни мотори за завртување на тркалата, давач за мерење на забрзување и аголна брзина, *Arduino* контролер и соодветни драјвери за моторите. На тој начин е применет концептот на *Hardware in the loop* каде покрај претходно зададената команда на скалираниот модел на возило, контролерот ќе биде способен да направи корекција на таа команда. Компонентите кои се вградени во моделот се опишани во табела 5.2, каде е дефинирана нивната намена, позиција и поврзаност со останатите компоненти.

Табела бр. 5.2 Вградени електронски компоненти на скалираниот модел

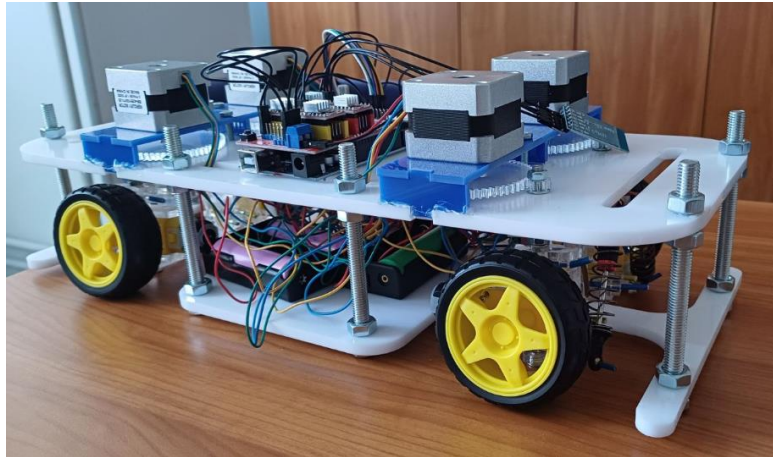
Ред. бр.	Компонента	Количина	Намена	Позиција
1	<i>Arduino Mega 2560</i>	1	Контролер	Централно на скалираниот модел
2	ТТ мотор	4	Погонски DC мотор	Поставени се на самите тркала
3	<i>SM-42BYG011-25</i>	4	Чекорни мотори, одговорни за вртење на тркалата	Над самите тркала
4	<i>CNC SHIELD V3</i>	1	Модул одговорен за управување на чекорните мотори	На самиот <i>Arduino</i> контролер
5	<i>A4988</i>	4	Драјвер одговорен за управување на чекорните мотори	На модулот <i>CNC SHIELD V3</i>
6	<i>L298N</i>	1	Драјвер одговорен за управување на погонските мотори	На средина помеѓу двете тркала од една оски
7	<i>GY-85 / GY-521</i>	1	Сензор за мерење на забрзување по три оски и аголна брзина на пливање по три оски	Централно на скалираниот модел



Слика бр. 5.4 Шематски приказ на поставените компоненти

На слика бр. 5.4 е даден шематски приказ на поставеноста на компонентите. *Arduino* контролерот е одговорен за контролата на извршните елементи и е поврзан со сензори од кои се добиваат податоци за измерените големини. Како извршни елементи за завртување на тркалата се употребуваат 4 независни чекорни мотори, додека како погонски мотори се користат 4 *DC TT* мотори. Нивната контрола се остварува со помош на *Arduino* контролерот каде се дефинира аголот на завртување на чекорните мотори, а со тоа и аголот на завртеност на тркалата и бројот на вртежи на погонските мотори со кој се регулира брзината на движење.

Во моделот е употребен давач кој може да измери 3 трансляторни и 3 аголни брзини. Командувањето е направено на тој начин што во самиот контролер однапред се дефинирани референтните вредности кои возилото треба да ги постигне. Контролата на извршните елементи и задавањето на командите се подетално објаснети во поглавјето за режимите на испитување. Изгледот на моделот е прикажан на слика бр. 5.5.



Слика бр. 5.5 Скалиран модел на возило

Поради фактот дека се употребени нискобуџетни сензори и актуатори треба да се земат превид и ограничувањата на овој модел. Едно од тие ограничувања претставува резолуцијата/прецизноста на чекорните мотори. При ротација од еден чекор тие може да се ротираат за 1.8° . Затоа со вградување на запчест пар се прави редукција на бројот на вртежи со што се воведува преносен однос од $i = 6$ и при еден чекор на чекорниот мотор, тркалото ќе биде ротирано за 0.3° . Тоа е најмалата корекција на аголот на завртување на тркалата што може да се примени. Доколку контролерот бара помали агли, системот тоа нема да може да го задоволи. Дополнително намалување на преносниот однос не е возможно поради конструктивни причини.

Втор ограничувачки фактор претставува крутоста на пневматиците, нивниот контакт со подлогата, но и релативно слабата врска помеѓу наплатката и пневматикот. Ова е потврдено при спроведените експерименти, а е објаснето во следните поглавја.

Дополнителен ограничувачки фактор претставува микропроцесорската моќност и способноста на контролерот да овозможи брз трансфер на податоци и реакцијата на системот.

5.3. Мерни големини и начин на нивното мерење

Мерните големини кои ќе бидат измерени или изведени во текот на експерименталното испитување се оние со чија помош ќе може да се даде оценка за стабилноста и управливоста на возилото, како и за неговите перформанси.

5.3.1. Мерни големини на скалираниот модел и верификување на употребата на теоремата Бакингем – Пи

Пред да започнат режимите на испитување каде СМВ ќе спроведува однапред дефинирани маневри прво мора да бидат направени неколку мерења за да се утврдат следните физички големини:

- масата (m) на скалираниот модел на возило (СМВ) и нејзина распределба по оски;
- материјален момент на инерција (I_z) на СМВ – одреден со помош на бифиларен метод;
- напречна крутост на пневматиците ($K_{\delta i}$) – физичката големина е потребна за споредба на СМВ со виртуелниот модел на возило.

5.3.2. Мерни големини кои ќе бидат измерени при тестирањето

При спроведување на испитувањето и маневрите со возилото, симултано ќе бидат мерени или пресметувани следните неопходни мерни големини за подобрување на неговата стабилност:

- (a_x) подолжно забрзување, (a_y) напречно забрзување – можат да бидат директно измерени од сензорот за мерење на забрзување;
- (ω_z) аголна брзина на пливање - може да биде директно измерена од сензорот за мерење на аголни брзини (жироскоп);

Мерни големини кои не се целосно неопходни, но помагаат за попрецизна анализа се:

- (n_t) бројот на вртежи на тркалата – која е пресметан врз база на подолжната брзина на движење;
- (V_x) подолжна брзина – измерена при тестирањето;
- (θ_i) агли на завртување на тркалата – може да бидат пресметани врз база на зададените команди од контролерот.

5.3.3. Мерни големини кои се изведени по мерењето

Во продолжение се прикажани мерните големини кои се посакувани да бидат изведени по спроведените мерења, со цел да се даде попрецизна слика за спроведеното мерење

- (V_y) напречна брзина – ќе биде пресметан со интегрирање на изразот (5.5).

$$\dot{V}_y = a_y - V_x \omega_z \quad (5.5)$$

каде a_y , V_x и ω_z се мерни големини добиени од сензорите.

- (β_c) агол на пролизгување во тежиштето – ќе биде пресметан со изразот (5.6) :

$$\beta_c = \arctg\left(\frac{V_y}{V_x}\right) \quad (5.6)$$

- (X) изминат подолжен пат, (Y) изминат напречен пат – изминатиот пат, односно траекторијата на движење претставува траекторија на самото тежиште на СМВ. Траекторијата е опишана со помош на равенките (5.7) – (5.9).

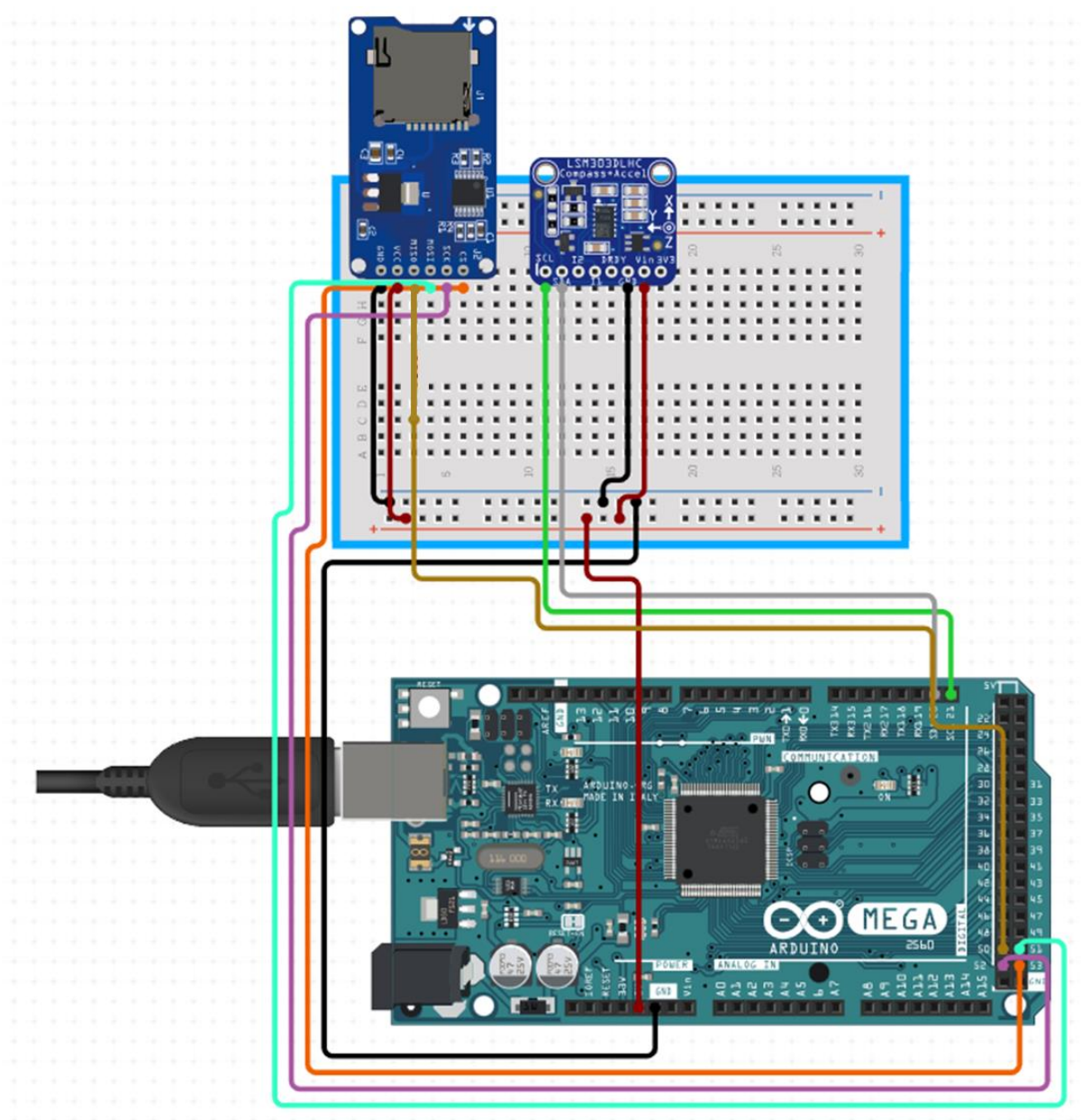
$$\varphi = \varphi_0 + \int \omega_z dt \quad (5.7)$$

$$X = \int (V_x \cos \varphi - V_y \sin \varphi) dt ; \quad (5.8)$$

$$Y = \int (V_x \sin \varphi + V_y \cos \varphi) dt ; \quad (5.9)$$

5.4. Опис на мерниот систем

Мерниот систем (слика бр. 5.6) се состои од давач за мерење на забрзување по три оски и аголна брзина по три оски и од уред за аквизиција на податоците. Двете компоненти се поврзани со Ардуино контролерот преку кој се извршува и вчитувањето и запишувањето на податоците. Во продолжение подетално се објаснети карактеристиките на самите компоненти.



Слика бр. 5.6 шематски приказ на мерниот систем

5.4.1. Давач за мерење на забрзување и аголна брзина

За мерење на претходно споменатите мерни големина се употребени два интегриран давачи за мерење на забрзување и аголни брзини. Прво е употребен давачот GY-85, но поради големиот опсег на мерење на аголната брзина на пливање и следствено на тоа појавата на големи осцилации и шумови, давачот е заменет со GY-521. Во продолжение се објаснети карактеристиките на двата давачи.

Давачот GY-85 9-AXIS MODULE се користи за мерење на линиско забрзување по три оски, мерење на аголна брзина околу три оски и мерење на магнетно поле околу три оски. Неговиот работен напон може да биде 3.3V или 5V. Поврзувањето со Ардуино контролерот се остварува со помош на I2C комуникациски протокол, а размената на податоци е дигитална.

Давачот за забрзување има опсег на мерење од $\pm 16g$ со резолуција од 13 бита. Прецизноста на мерењето на сензорот е 4 mg/LSB што овозможува можност за мерење на промените на системот при наклон помал од 1° . Деталните карактеристики на давачот се прикажани во табела бр. 5.3. Опсегот на мерење на сензорот може да биде во рангот $\pm 2g$, $\pm 4g$, $\pm 8g$ и $\pm 16g$.

LSB преставава најмал значаен бит (Least Significant Bit) односно последниот од бинарен број со најмал тежински фактор. Во испраќањето на податоци, овој број пристигнува прв.

За потребите на ова испитување опсегот на сензорот е одбран да биде $\pm 2g$ поради фактот дека забрзувања поголеми од $\pm 1g$ ќе резултира со дестабилизација и извртување на возилото.

Врз база на овој избор, се дефинира резолуцијата на сензорот да биде 10 битна, а типичната односно средната чувствителност изнесува 256 LSB/g . Со оглед дека станува збор за 10 битна резолуција тоа значи дека опсегот на податоци е 1024 бита. Следствено на тоа, опсегот од $\pm 2g$ се распределува подеднакво од 0 до 1023 бита што резултира со фактор на скалирање на резултатите од 3.9 mg/LSB . Тоа значи дека минималниот чекор во мерењето на резултатите од забрзувањето, односно најмалата измерена големина изнесува 3.9 mg .

Исто така важен податок кој треба да биде земен предвид е времето на мерење на податоците. Таа вредност може да биде дефинира во опсег од 6.25 до 3200 Hz. Одбраната фреквенција за аквизиција на податоците изнесува 10 Hz. Оваа фреквенција е одбрана со цел да не се оптовари процесорската моќ на контролерот, но е доволно прецизна за да се добијат задоволителни резултати.

Прецизноста на сензорот од аспект на линеаризација на податоците е дефинирана на $\pm 2\%$. Сите податоци во табелата се дефинирани за амбиентална температура од 25°C .

Табела бр. 5.3 Карактеристики на сензорот за забрзување (Analog Devices, 2009)

Parameter	Test Conditions	Min	Typ	Max	Unit
SENSOR INPUT	Each axis				
Measurement Range	User selectable		$\pm 2, \pm 4, \pm 8, \pm 16$		<i>g</i>
Nonlinearity	Percentage of full scale		± 0.5		%
Inter-Axis Alignment Error			± 0.1		Degrees
Cross-Axis Sensitivity ²			± 1		%
OUTPUT RESOLUTION	Each axis				
All <i>g</i> Ranges	10-bit resolution		10		Bits
± 2 <i>g</i> Range	Full resolution		10		Bits
± 4 <i>g</i> Range	Full resolution		11		Bits
± 8 <i>g</i> Range	Full resolution		12		Bits
± 16 <i>g</i> Range	Full resolution		13		Bits
SENSITIVITY	Each axis				
Sensitivity at <i>X</i> _{OUT} , <i>Y</i> _{OUT} , <i>Z</i> _{OUT}	± 2 <i>g</i> , 10-bit or full resolution	232	256	286	LSB/ <i>g</i>
Scale Factor at <i>X</i> _{OUT} , <i>Y</i> _{OUT} , <i>Z</i> _{OUT}	± 2 <i>g</i> , 10-bit or full resolution	3.5	3.9	4.3	mg/LSB
Sensitivity at <i>X</i> _{OUT} , <i>Y</i> _{OUT} , <i>Z</i> _{OUT}	± 4 <i>g</i> , 10-bit resolution	116	128	143	LSB/ <i>g</i>
Scale Factor at <i>X</i> _{OUT} , <i>Y</i> _{OUT} , <i>Z</i> _{OUT}	± 4 <i>g</i> , 10-bit resolution	7.0	7.8	8.6	mg/LSB
Sensitivity at <i>X</i> _{OUT} , <i>Y</i> _{OUT} , <i>Z</i> _{OUT}	± 8 <i>g</i> , 10-bit resolution	58	64	71	LSB/ <i>g</i>
Scale Factor at <i>X</i> _{OUT} , <i>Y</i> _{OUT} , <i>Z</i> _{OUT}	± 8 <i>g</i> , 10-bit resolution	14.0	15.6	17.2	mg/LSB
Sensitivity at <i>X</i> _{OUT} , <i>Y</i> _{OUT} , <i>Z</i> _{OUT}	± 16 <i>g</i> , 10-bit resolution	29	32	36	LSB/ <i>g</i>
Scale Factor at <i>X</i> _{OUT} , <i>Y</i> _{OUT} , <i>Z</i> _{OUT}	± 16 <i>g</i> , 10-bit resolution	28.1	31.2	34.3	mg/LSB
Sensitivity Change Due to Temperature			± 0.01		%/°C
0 <i>g</i> BIAS LEVEL	Each axis				
0 <i>g</i> Output for <i>X</i> _{OUT} , <i>Y</i> _{OUT}		-150	± 40	+150	mg
0 <i>g</i> Output for <i>Z</i> _{OUT}		-250	± 80	+250	mg
0 <i>g</i> Offset vs. Temperature for <i>x</i> -, <i>y</i> -Axes			± 0.8		mg/°C
0 <i>g</i> Offset vs. Temperature for <i>z</i> -Axis			± 4.5		mg/°C
NOISE PERFORMANCE					
Noise (<i>x</i> -, <i>y</i> -Axes)	Data rate = 100 Hz for ± 2 <i>g</i> , 10-bit or full resolution		<1.0		LSB rms
Noise (<i>z</i> -Axis)	Data rate = 100 Hz for ± 2 <i>g</i> , 10-bit or full resolution		<1.5		LSB rms
OUTPUT DATA RATE AND BANDWIDTH	User selectable				
Measurement Rate ³		6.25		3200	Hz

ITG-3205 модулот/чипот претставува MEMS давач за мерење на аголната брзина по 3 оски. ITG-3205 располага со три 16-битни аналого-дигитални конвертори (АД конвертори) за дигитализирање на излезните големини од жироскопот. Давачот се карактеризира со чувствителност од 14.375 LSB на %/s и опсег на мерење од ± 2000 %/s. Аналогно на претходните заклучоци, во овој давач минималниот чекор во мерењето на резултатите од забрзувањето, односно најмалата измерена големина изнесува 0.06 %/s.

Во самиот давач е вграден нископропусен филтер. Жироскопот може да биде прилагоден да прави аквизиција на податоци во опсегот од 3.9 Hz до 8000 Hz. Исто како и претходниот случај, за потребите на ова мерење одбрана е фреквенција од 10 Hz.

Прецизноста на сензорот од аспект на линеаризација на податоците е дефинирана на $\pm 2\%$. Сите податоци за давачот се прикажани во табела бр. 5.4 и се дефинирани за амбиентална температура од 25 °C.

Иако при мерењето целиот систем функционираше добро, при обработката на податоците беше воочено дека аголната брзина на пливање има чести промени и изразити шумови.

Пред сè тоа се должи на рангот на мерливи вредности, односно при спроведување на маневрите СМВ постигнуваше максимални вредности во рангот од ± 15 %/s, додека опсегот на мерење на сензорот е во границите ± 2000 %/s. Дел од резултатите се прикажани во следните поглавја.

Табела бр. 5.4 Карактеристики на сензорот за мерење на аголната брзина (InvenSense, 2010)

Parameter	Conditions	Min	Typical	Max	Unit	Note
GYRO SENSITIVITY						
Full-Scale Range	FS_SEL=3		±2000		°/s	4
Gyro ADC Word Length			16		Bits	3
Sensitivity Scale Factor	FS_SEL=3		14.375		LSB/(°/s)	3
Sensitivity Scale Factor Tolerance	25°C	-6		+6	%	1
Sensitivity Scale Factor Variation Over Temperature	0°C to 55°C		±10		%	2
Nonlinearity	Best fit straight line; 25°C		0.2		%	6
Cross-Axis Sensitivity			2		%	6
GYRO ZERO-RATE OUTPUT (ZRO)						
Initial ZRO Tolerance			±60		°/s	1
ZRO Variation Over Temperature	0°C to 55°C		±40		°/s	2
Power-Supply Sensitivity (1-10Hz)	Sine wave, 100mVpp; VDD=2.2V		0.2		°/s	5
Power-Supply Sensitivity (10 - 250Hz)	Sine wave, 100mVpp; VDD=2.2V		0.2		°/s	5
Power-Supply Sensitivity (250Hz - 100kHz)	Sine wave, 100mVpp; VDD=2.2V		4		°/s	5
Linear Acceleration Sensitivity	Static		0.1		°/s/g	6
GYRO NOISE PERFORMANCE	FS_SEL=3					
Total RMS noise	100Hz LPF (DLPFCFG=2)		0.7		°/s-rms	1
GYRO MECHANICAL FREQUENCIES						
X-Axis		30	33	36	kHz	1
Y-Axis		27	30	33	kHz	1
Z-Axis		24	27	30	kHz	1
Frequency Separation	Between any two axes	1.7			kHz	1

Поради тоа овој сензор е заменет со *GY-521* кои ги има приближно истите габаритни димензии и опсегот на мерење на забрзувањето е идентичен, но овој сензор нуди можност за регулирање на опсегот на мерење на аголните брзини.

Карактеристиките на сензорот и дефинирањето на опсегот на мерење на забрзувањата и аголните брзини се прикажани на табелите 5.5 и 5.6 соодветно. Давачот за аголната брзина е дефиниран со чувствителност од 131 *LSB* на $^{\circ}/s$ што одговара на опсег на мерење од $\pm 250^{\circ}/s$. Тоа значи дека најмалата измерена големина, а со тоа и чекорот на мерење изнесува $0.0076^{\circ}/s$.

Табела бр. 5.5 Карактеристики на сензорот за мерење на забрзување (AZ-Delivery Vertriebs GmbH, 2011)

PARAMETER	CONDITIONS	MIN	TYP	MAX	UNITS	NOTES
ACCELEROMETER SENSITIVITY						
Full-Scale Range	AFS_SEL=0		±2		<i>g</i>	
	AFS_SEL=1		±4		<i>g</i>	
	AFS_SEL=2		±8		<i>g</i>	
	AFS_SEL=3		±16		<i>g</i>	
ADC Word Length	Output in two's complement format		16		bits	
Sensitivity Scale Factor	AFS_SEL=0		16,384		LSB/ <i>g</i>	
	AFS_SEL=1		8,192		LSB/ <i>g</i>	
	AFS_SEL=2		4,096		LSB/ <i>g</i>	
	AFS_SEL=3		2,048		LSB/ <i>g</i>	
Initial Calibration Tolerance			±3		%	
Sensitivity Change vs. Temperature	AFS_SEL=0, -40°C to +85°C		±0.02		%/°C	
Nonlinearity	Best Fit Straight Line		0.5		%	
Cross-Axis Sensitivity			±2		%	
ZERO-G OUTPUT						
Initial Calibration Tolerance	X and Y axes		±50		<i>mg</i>	1
	Z axis		±80		<i>mg</i>	
Zero-G Level Change vs. Temperature	X and Y axes, 0°C to +70°C		±35			
	Z axis, 0°C to +70°C		±60		<i>mg</i>	

Табела бр. 5.6 Карактеристики на сензорот за аголна брзина (AZ-Delivery Vertriebs GmbH, 2011)

PARAMETER	CONDITIONS	MIN	TYP	MAX	UNITS	NOTES
GYROSCOPE SENSITIVITY						
Full-Scale Range	FS_SEL=0		±250		°/s	
	FS_SEL=1		±500		°/s	
	FS_SEL=2		±1000		°/s	
	FS_SEL=3		±2000		°/s	
Gyroscope ADC Word Length			16		bits	
Sensitivity Scale Factor	FS_SEL=0		131		LSB/(°/s)	
	FS_SEL=1		65.5		LSB/(°/s)	
	FS_SEL=2		32.8		LSB/(°/s)	
	FS_SEL=3		16.4		LSB/(°/s)	
Sensitivity Scale Factor Tolerance	25°C	-3		+3	%	
Sensitivity Scale Factor Variation Over Temperature			±2		%	
Nonlinearity	Best fit straight line; 25°C		0.2		%	
Cross-Axis Sensitivity			±2		%	
GYROSCOPE ZERO-RATE OUTPUT (ZRO)						
Initial ZRO Tolerance	25°C		±20		°/s	
ZRO Variation Over Temperature	-40°C to +85°C		±20		°/s	
Power-Supply Sensitivity (1-10Hz)	Sine wave, 100mVpp; VDD=2.5V		0.2		°/s	
Power-Supply Sensitivity (10 - 250Hz)	Sine wave, 100mVpp; VDD=2.5V		0.2		°/s	
Power-Supply Sensitivity (250Hz - 100kHz)	Sine wave, 100mVpp; VDD=2.5V		4		°/s	
Linear Acceleration Sensitivity	Static		0.1		°/s/g	

5.4.2. Аквизиција на резултатите

Резултатите од мерењето се зачувуваат на мемориска *SD* картичка која е поврзана со Ардуино контролерот. По секое спроведено мерење, резултатите се префрлаат во компјутер каде се прави нивна анализа и обработка. За оваа намена е употребен *SD Card Reading and Writing Module* кој има способност за трансфер од податоци со фреквенција од 40 kHz. Мемориската картичка исто така треба да биде во можност да го овозможи овој трансфер на податоци, но тука ограничувачки фактор претставува Ардуино контролерот кој е ограничен на фреквенција од 9.6 kHz во делот на пренос на податоци.

Поради фактот дека целта е отчитувањето на податоците од сензорите да се одвива со фреквенција од 10 Hz, Ардуино контролерот и модулот *SD Card Reading and Writing Module* ги задоволуваат потребите за ова експериментално испитување.

Мерните величини кои се одбрани да се сочувуваат на мемориската картичка се:

- a_x, a_y, a_z – трите забрзувања на СМВ,
- ω_z – аголна брзина на пливање,
- t – времето за кое е спроведен маневарот.

Дополнително, покрај претходно наведените податоци, мерните величини за a_x, a_y и ω_z се филтрираат со помош на филтер од прв ред внесен во самиот Ардуино контролер, со цел да се намалат шумовите кои се јавуваат при мерењето и се сочувуваат дополнително на самата мемориска картичка.

5.5. Опис на испитната инсталација

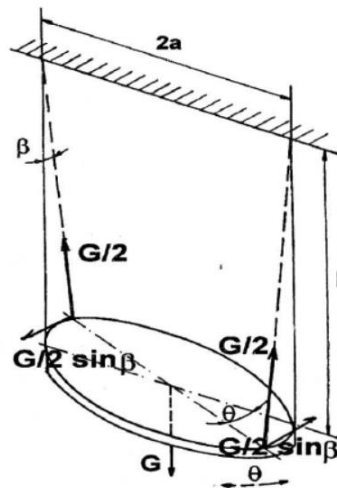
При експерименталното испитување е поставена испитна инсталација која ќе има за цел создавање на пореални услови на движење и можност за контрола на возилото. Испитната инсталација може да се подели на:

- мерна инсталација за определување на инерцијалниот момент на СМВ со помош на бифиларен метод;
- уред за тестирање на крутоста на пневматиците;
- полигон за движење на скалираното возило;

5.5.1. Мерна инсталација за определување на инерцијалниот момент на СМВ со помош на бифиларен метод

За да се определи материјалниот момент на инерција на СМВ употребен е бифиларен метод. Постапката се базира на Гаусовиот метод на осцилирање на маса околу тежишната оска (Данев и др., 1999). Дискот и скалираното возило се обесени со помош на две паралелни жици (слика бр. 5.7). Предметите се ротираат за агол θ (5° или 8°) и се оставаат да осцилираат. Во текот на осцилирањето се мери времето за кое се остварува определен број на осцилации (периодот на осцилирање T). За да се определи материјалниот момент на инерција, измерениот период на осцилации се заменува во изразот 5.10.

$$I = \frac{mga_1^2}{4\pi^2 l_1} T^2 \quad (5.10)$$



Слика бр. 5.7 Шематски приказ на бифиларен метод за определување на материјалниот момент на инерција (Данев и др., 1999)

Експериментот за определување на материјалниот момент на инерција на скларинаото возило е спроведено на тој начин што прво е направен експеримент за определување на моментот на инерција на дискот I_{disk} кој е прикачен за испитната инсталација.

Потоа, количката е монтирана на дискот и експериментот е повторен уште еднаш. На тој начин е определен вкупниот материјалниот момент на инерција I_{vkupno} на дискот и скалираното возило заедно.

Ако се земе во предвид дека материјалниот момент на инерција на еден систем може да се смета како збир на материјалните моменти на инерција од телата од кои тој систем е составен, откако се добиени вредностите за материјалните моменти на дискот и системот диск-скалирано возило, материјалниот момент на инерција на скалираното возило I_{smv} е определен со одземање на вкупниот материјален момент на инерција I_{vkupno} и материјалниот момент на инерција на дискот I_{disk} (5.11).

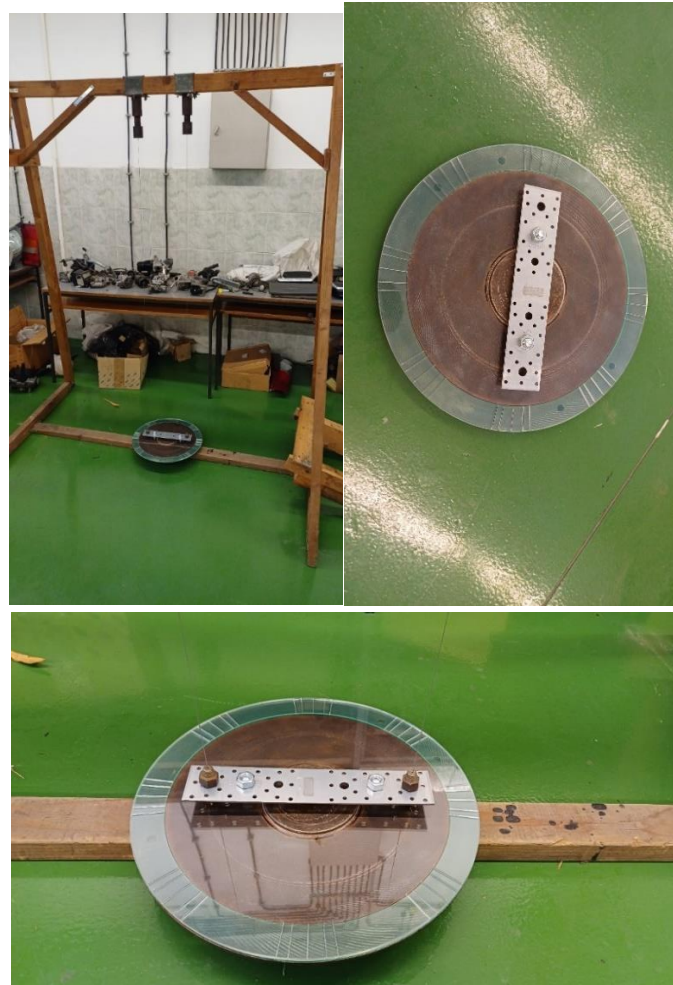
$$I_{smv} = I_{vkupno} - I_{disk} \quad (5.11)$$

За реализација на експерименталното испитување, покрај испитната инсталација се употребени и следните мерила: вага, стоперица, либела и метро. Мерилата се прикажани во табела бр. 5.7.

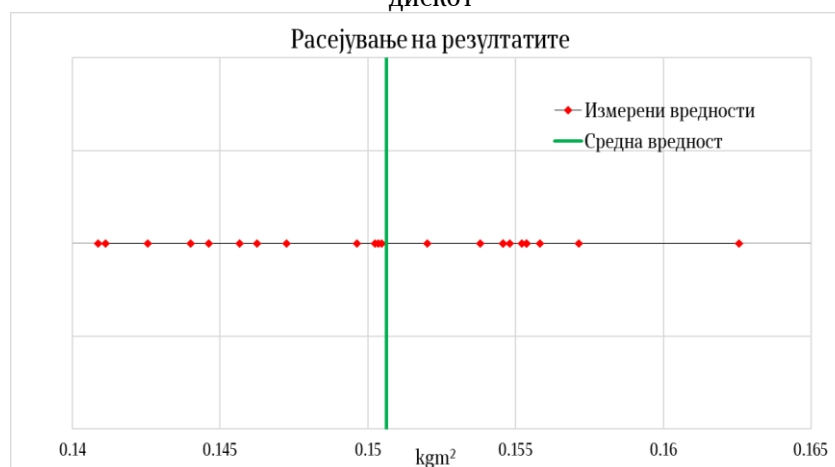
Табела бр. 5.7 Мерила употребени за мерење на материјалниот момент на инерција

Ред. бр.	Компонента (слика)	Компонента	Дата на баждарење / Сериски број
1		Либела	/
2		Вага	/
3		Метро/винкла	02.05.2024 / A4216
4		Стоперица	02.05.2024 / A2089

На слика бр. 5.8 е прикажана испитната инсталација и дискот на кој е спроведено првото мерење. Мерењето е повторено 23 пати со ротација на дискот за 5° и 8° во различни насоки за различен вкупен број на осцилации. Конкретно за ова мерење вкупниот број на осцилации варира од 3 до 7. Резултатите од мерењето се прикажани на табела бр. 5.5.2, а расејувањето на резултатите е прикажано на слика бр. 5.9.



Слика бр. 5.8 Испитна инсталација за определување на материјалниот момент на инерција на дискот



Слика бр. 5.9 Расејување на резултатите од измерениот материјален момент на инерција на дискот

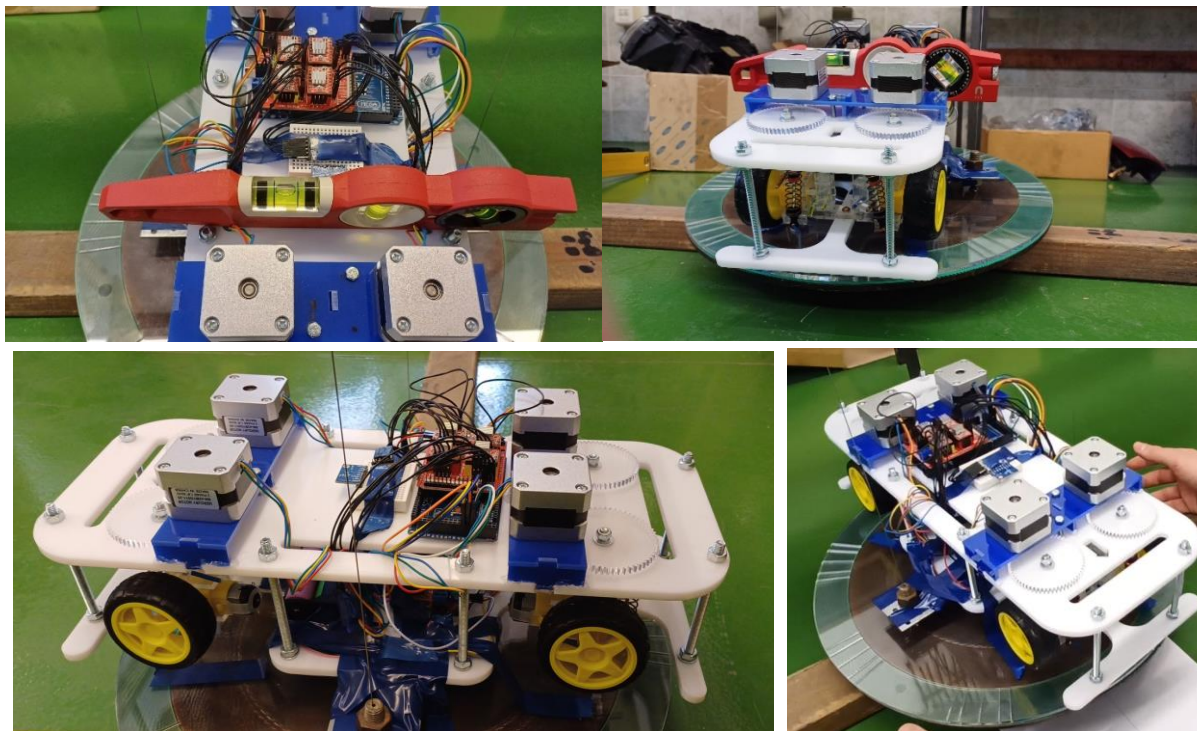
Табела бр. 5.8 Резултати од мерењето на материјалниот момент на инерција на дискови

Ред. број	Маса на делот m [kg]	Вкупно време на осцилирање t [s]	Вкупен број на осцилации [-]	Период на осцилации T [s]	Должина на жиците l [m]	Растојание на жиците a [m]	Момент на инерција I [kgm ²]	Отстапување од средна вредност $x - x_i$
1	9.1	8.31	3	2.770	1.5565	0.118	0.155369	0.00475
2	9.1	8	3	2.667	1.5565	0.118	0.143994	-0.00663
3	9.1	8.5	3	2.833	1.5565	0.118	0.162555	0.01193
4	9.1	8.22	3	2.740	1.5565	0.118	0.152022	0.00140
5	9.1	8.31	3	2.770	1.5565	0.118	0.155369	0.00475
6	9.1	8.09	3	2.697	1.5565	0.118	0.147252	-0.00337
7	9.1	7.96	3	2.653	1.5565	0.118	0.142557	-0.00806
8	9.1	10.69	4	2.673	1.5565	0.118	0.144624	-0.00600
9	9.1	10.55	4	2.638	1.5565	0.118	0.140861	-0.00976
10	9.1	10.56	4	2.640	1.5565	0.118	0.141128	-0.00949
11	9.1	11.06	4	2.765	1.5565	0.118	0.154809	0.00419
12	9.1	10.75	4	2.688	1.5565	0.118	0.146252	-0.00437
13	9.1	13.62	5	2.724	1.5565	0.118	0.150252	-0.00037
14	9.1	13.63	5	2.726	1.5565	0.118	0.150473	-0.00015
15	9.1	13.78	5	2.756	1.5565	0.118	0.153803	0.00318
16	9.1	13.41	5	2.682	1.5565	0.118	0.145654	-0.00497
17	9.1	13.87	5	2.774	1.5565	0.118	0.155818	0.00520
18	9.1	16.35	6	2.725	1.5565	0.118	0.150362	-0.00026
19	9.1	16.31	6	2.718	1.5565	0.118	0.149628	-0.00099
20	9.1	19.38	7	2.769	1.5565	0.118	0.155209	0.00459
21	9.1	19.5	7	2.786	1.5565	0.118	0.157137	0.00652
22	9.1	19.34	7	2.763	1.5565	0.118	0.154569	0.00395
23	9.1	19.34	7	2.763	1.5565	0.118	0.154569	0.00395

Спроведениот експеримент покажува дека вредностите на материјалниот момент на инерција од поединечните мерење се приближни до средната вредна вредност и не настанува големо расејување на резултатите. Средната вредност од спроведеното мерење за материјалниот момент на инерција на дискот изнесува $I_{disk} = 0.15062 \text{ kgm}^2$. Ако се земе предвид дека стандардната девијација s изнесува $s = 0.00574$ и е одбрано нивото на доверба на резултатите од 2σ тогаш може да одреди мерната неодреденост на резултатите $u_z = \frac{t}{\sqrt{n}} s$.

Односот $\frac{t}{\sqrt{n}} = 0.48$ е усвоен од предложената дистрибуција во (Ќосевски, 2019). 22 од 23 измерени вредности од резултатите припаѓа во нивото на доверба од 2σ . Од тука мерната неодреденост изнесува $u_z = 0.0027552$ или во проценти искажано, мерната неодреденост **изнесува 1.83%**.

Претходно опишаната постапка е повторена за определување на материјалниот момент на инерција на системот диск - скалиран модел на возило. На слика бр. 5.10 е прикажана испитната инсталација и поставеното скалирано возило. Мерењето е повторено 23 пати со ротација на дискот за 5° и 8° во различни насоки за различен вкупен број на осцилации. Конкретно за ова мерење вкупниот број на осцилации варира од 3 до 7 (слика бр. 5.11). Резултатите од мерењето се прикажани на табела бр. 5.9, а расејувањето на резултатите е прикажано на слика бр. 5.12.



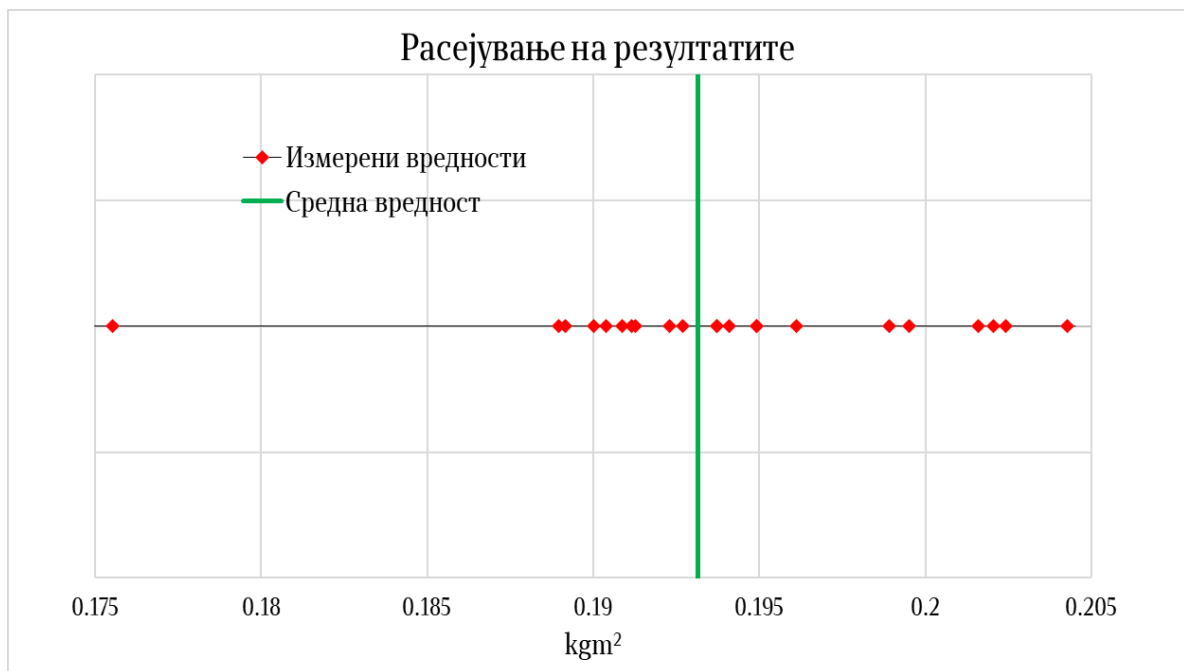
Слика бр. 5.10 Испитна инсталација за определување на материјален момент на инерција на системот диск-скалирано возило



Слика бр. 5.11 Мерење на вкупниот материјален момент на инерција на системот диск-скалирано возило

Од резултатите може да се заклучи дека расејувањето на резултатите е блиску до средната вредност. Средната вредност од спроведеното мерење за материјалниот момент на инерција на дискот изнесува $I_{\text{вкупно}} = 0.19316 \text{ kgm}^2$. Стандардната девијација s изнесува $s = 0.007346$ и во ниво на доверба на резултатите од 2σ спаѓаат 21 од 23 од измерените резултати. Од тука мерната неодреденост изнесува $u_z = 0.00352608$ или во проценти искажано, мерната неодреденост изнесува исто **1.83%**.

Од спроведеното мерење може да се заклучи дека материјалниот момент на скалираното возило изнесува $I_{sv} = 0.04254 \text{ kgm}^2$.



Слика бр. 5.12 Расејување на резултатите од измерениот материјален момент на инерција на системот диск-скалирано возило

Табела бр. 5.9 Резултати од мерењето на материјалниот момент на инерција на системот диск-скалиран модел на возило

Ред. број	Маса на делот m [kg]	Вкупно време на осцилирање t [s]	Вкупен број на осцилации [-]	Период на осцилации T [s]	Должина на жиците l [m]	Растојание на жиците a [m]	Момент на инерција I [kgm ²]	Отстапување од средна вредност $x-x_i$
1	11.95	8.03	3	2.677	1.5575	0.118	0.190389	-0.00277
2	11.95	8.28	3	2.760	1.5575	0.118	0.202429	0.00927
3	11.95	8	3	2.667	1.5575	0.118	0.188969	-0.00419
4	11.95	8.15	3	2.717	1.5575	0.118	0.196122	0.00296
5	11.95	8.07	3	2.690	1.5575	0.118	0.192291	-0.00087
6	11.95	7.68	3	2.560	1.5575	0.118	0.174154	-0.01901
7	11.95	8.1	3	2.700	1.5575	0.118	0.193723	0.00056
8	11.95	10.72	4	2.680	1.5575	0.118	0.190864	-0.00230
9	11.95	10.81	4	2.703	1.5575	0.118	0.194082	0.00092
10	11.95	10.28	4	2.570	1.5575	0.118	0.175517	-0.01765
11	11.95	11.09	4	2.773	1.5575	0.118	0.204266	0.01110
12	11.95	11.03	4	2.758	1.5575	0.118	0.202062	0.00890
13	11.95	13.34	5	2.668	1.5575	0.118	0.189158	-0.00400
14	11.95	13.41	5	2.682	1.5575	0.118	0.191149	-0.00201
15	11.95	13.37	5	2.674	1.5575	0.118	0.19001	-0.00315
16	11.95	13.68	5	2.736	1.5575	0.118	0.198923	0.00576
17	11.95	16.44	6	2.740	1.5575	0.118	0.199505	0.00634
18	11.95	16.25	6	2.708	1.5575	0.118	0.194921	0.00176
19	11.95	16.25	6	2.708	1.5575	0.118	0.194921	0.00176
20	11.95	18.85	7	2.693	1.5575	0.118	0.192699	-0.00046
21	11.95	18.78	7	2.683	1.5575	0.118	0.191271	-0.00189
22	11.95	19.28	7	2.754	1.5575	0.118	0.201591	0.00843
23	11.95	18.9	7	2.700	1.5575	0.118	0.193723	0.00056

5.5.2. Уред за тестирање на крутоста на пневматиците

Тестирањето на крутоста на пневматиците е направена со помош на мерна инсталација која се состои од кантар и подлога на која е исцртан агломер. Тркалото се поставува во центарот на агломерот и со помош на кантарот се доведува сила. Мерењето е спроведено на тој начин што за одредена вредност на силата која се доведува до тркалото се отчитува деформацијата на пневматикот. На тој начин се добива сооднос на тие две мерни величини и се дефинира крутоста на пневматиците. За конкретното тестирање се употребени три пневматичи со исти димензии и различна крутост. За нивно распознавање тие се означени со соодветни броеви (слика бр. 5.13).

Мерењето е направено се додека пневматикот не излезе од наплатката.



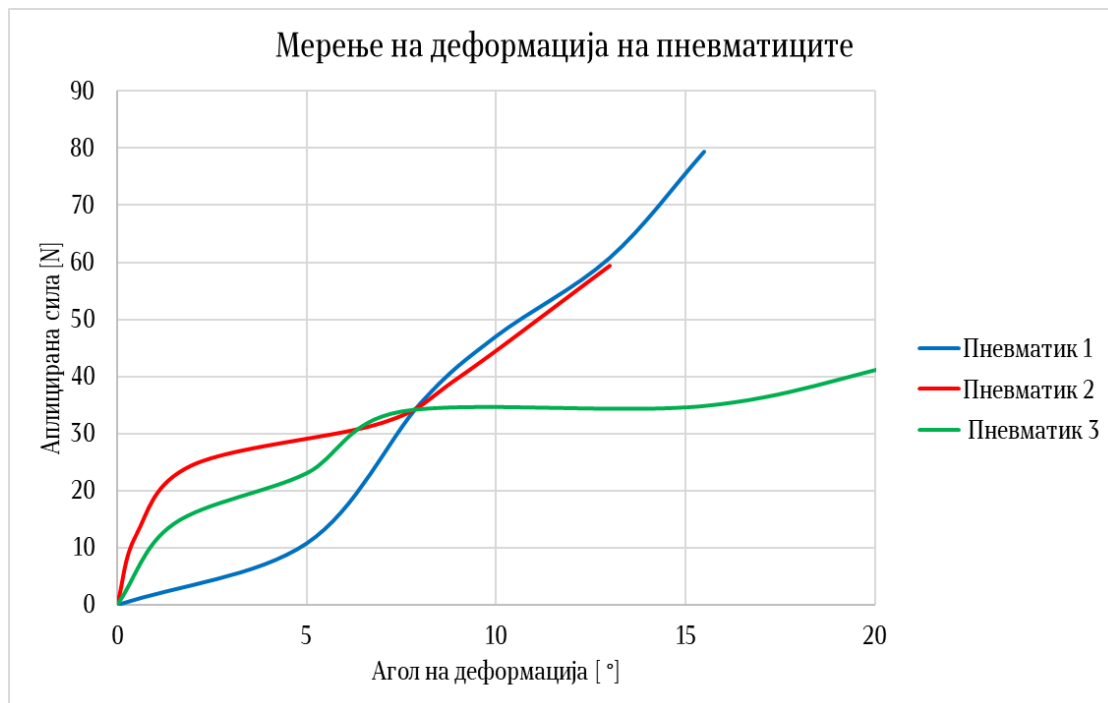
Слика бр. 5.13 Мерење на крутоста на пневматиците

Резултатите од мерењето може да се видат во табела бр. 5.10, каде може да се отчитаат вредностите за крутоста на пневматиците. Резултатите од мерењето се прикажани на слика бр. 5.14 каде може да се забележи дека најголеми разлики во крутоста на пневматиците е на почетокот до деформација од 7.5° . Пневматикот 2 и 3 покажуваат изразито нелинеарна прогресивна карактеристика, а тоа е особено видливо за пневматикот 2. Од друга страна, пневматикот 1 демонстрира дегресивна карактеристика. Сите пневматичи потоа покажуваат приближно линеарна карактеристика при поголеми деформации. Тестирањето на скалирантото возило е направено со различен сет на пневматичи и се добиени соодветни заклучоци.

Табела бр. 5.10 Резултати од мерењето на крутоста на пневматичките

Варијанта 1				Варијанта 2			
Ред. бр.	Сила [N]	Агол [°]	Кругост на пневматикот [N/rad]	Ред. бр.	Сила [N]	Агол [°]	Кругост на пневматикот [N/rad]
1	0	0	0	1	0	0	0
2	10.79	5	123.7	2	12.26	0.5	1405.89
3	35.32	8	253.1	3	24.53	2	702.95
4	47.09	10	269.9	4	31.88	7	261.09
5	60.82	13	268.2	5	39.73	9	253.06
6	79.46	15.5	293.9	6	59.35	13	261.71
Средна вредност			241.76	Средна вредност			576.94

Варијанта 3			
Ред. бр.	Сила [N]	Агол [°]	Кругост на пневматикот [N/rad]
1	0	0	0
2	14.22	1.5	543.61
3	23.05	5	264.31
4	33.84	7.5	258.68
5	34.83	15.5	128.80
6	42.67	21	116.49
Средна вредност			262.38

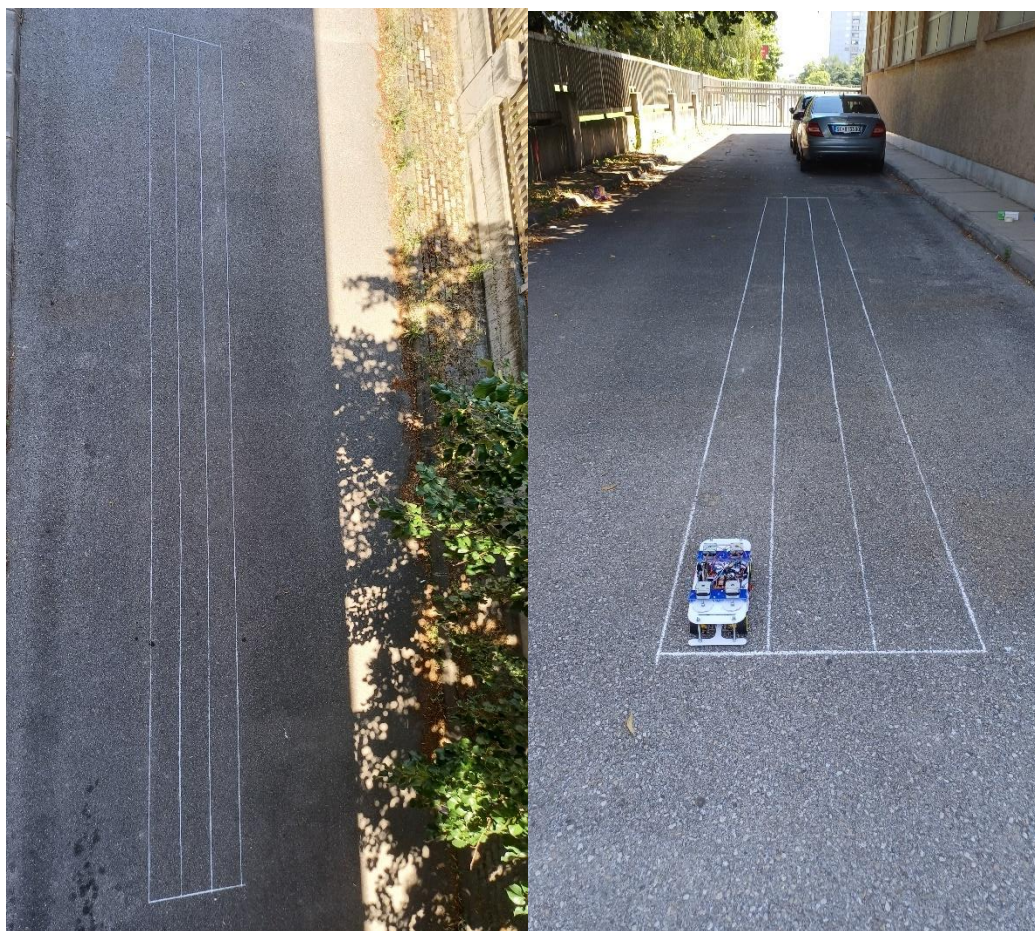


Слика бр. 5.14 Напречна сила на дејствување на пневматичките

5.5.3. Полигон за тестирање на скалираниот модел на возило

СМВ е тестиран на претходно дефиниран полигон во просториите на Машинскиот факултет во Скопје и на паркингот пред самиот факултет. Полигонот на паркингот на Машинскиот факултет во Скопје е претставен на слика бр. 5.15 со должина од 10 m и ширина од 0.935 m со три коловозни летни. Ширината на коловозната лента изнесува 0.3117 m и одговара на коловозна лента од 3.5 m. Ако се земе во предвид дека димензиите на пневматиците на СМВ и на целото СМВ се неколку пати намалени во однос на реалното возило и нерамнините на патот кои всушност се микронеармнини за реално возило, за СМВ претставуваат макронеармнини. Тоа е беше воочено и потврдено при експериментирањето и при анализата на резултатите каде има поголеми осцилациите во самите резултати и појава на шум.

Токму поради експериментите се повторени во просториите на Новата зграда од Машинскиот факултет во Скопје каде неармнините на патот се релативно помали (слика бр. 5.16). Димензиите на тој полигон се идентични со претходниот.



Слика бр. 5.15 Полигон за тестирање на СМВ на паркингот на Машинскиот факултет во Скопје



Слика бр. 5.16 Полигон за тестирање на СМВ во новата зграда на Машинскиот факултет во Скопје

За утврдување на брзината на движење на СМВ беше направен експеримент на полигонот претставен на слика бр. 5.15. Експериментот е направен на тој начин што возилото се движи една секунда и потоа застанува. Врз база на изминатиот пат е направена пресметка на брзината на движење. Експериментот е повторен со различен тип на пневматици и секое мерење е повторено три пати. За овој експеримент се одбрани најкрутите и најмеките пневматици, односно пневматиците со број 2 и 3 од слика бр. 5.13.

Резултатите од мерењето се претставени во табела бр. 5.11.

Табела бр. 5.11 Резултати од мерењето на брзината на движење на СМВ

Тип на пневматик	Број на мерење	Изминат пат	Брзина на движење	Средна вредност на брзината на движење
Пневматик 2	Мерење 1	0.925 m	0.925 m/s	0.924 m/s
Пневматик 2	Мерење 2	0.932 m	0.932 m/s	
Пневматик 2	Мерење 3	0.915 m	0.915 m/s	
Пневматик 3	Мерење 1	0.858 m	0.858 m/s	0.8563 m/s
Пневматик 3	Мерење 2	0.85 m	0.85 m/s	
Пневматик 3	Мерење 3	0.861 m	0.861 m/s	

Од спроведеното мерење може да се заклучи дека и покрај малите димензии на пневматиците, нивната крутост влијае на динамиката на возилото и на пролизгувањето на тркалата. Најкрутите пневматици овозможуваат поголема брзина на движење и тие се одбрани да бидат користени во понатамошното истражување, а средната брзина од 0.924 m/s е усвоена да биде брзина на движење на СМВ.

Уште една причина зошто се искористени најкрутите пневматици е поради нивниот контакт со самите наплатки. При експериментирањето утврдено е дека помеките пневматици многу полесно може да излезат надвор од наплатката, но и при маневрирање на возилото да бидат „завлечени“ од самата подлогата, а со тоа и да го дестабилизираат СМВ.

5.6. Споредба на СМВ со реално возило

По спроведените мерења, може да се дефинираат Π_3 , Π_4 и Π_5 групите. Со внесување на податоците од измерените вредности на СМВ и со замена на тие вредности во равенките (5.12) – (5.14) се добиваат вредностите за соодветните Π групи.

$$\Pi_3 = \frac{K_{\delta psmv} l_{smv}}{m_{smv} V_{xsmv}^2} = \frac{576.94 \cdot 0.2672}{2.85 \cdot 0.924^2} = 63.35 \quad (5.12)$$

$$\Pi_4 = \frac{K_{\delta zsmv} l_{smv}}{m_{smv} V_{xsmv}^2} = \frac{576.94 \cdot 0.2672}{2.85 \cdot 0.924^2} = 63.35 \quad (5.13)$$

$$\Pi_5 = \frac{I_{zsmv}}{m_{smv} l_{smv}^2} = \frac{0.04254}{2.85 \cdot 0.2672^2} = 0.209 \quad (5.14)$$

За да се овозможи споредливост со симулациите, соодветните вредности се заменети во Π групите за да се добиват вредностите за напречната крутост на пневматиците, брзината на движење и материјалниот момент на инерција на реалното возило. Со замена на вредностите во равенката (5.6.3) се добива вредноста за материјалниот момент на инерција кој изнесува $I_z = 4045.39 \text{ kgm}^2$. Во овој случај има две непознати во равенките (5.12) и (5.13). Поради тоа, воведена е нова Π група $\Pi_{14} = \frac{V_x t}{l}$, каде t преставува времето кое е идентично за реалното и СМВ. **Тоа значи времето можеме да се занемари во пресметката на Π групата.** Со замена на вредностите на СМВ во новата Π група се добива нејзината вредност (израз (5.15)).

$$\Pi_{14} = \frac{V_{xsmv} t}{l_{smv}} = \frac{0.924}{0.2672} = 3.458 \quad (5.15)$$

Од овој израз ја добиваме вредноста за брзината на движење на возилото која треба да биде воведена во симулациите $V_x = 10.37 \text{ m/s}$. Со дефинирање на брзината на движење на реалното возило, таа вредност се заменува во изразите (5.6.1) и (5.6.2) за да се добијат вредностите за напречната крутост на пневматиците $K_{\delta p}, K_{\delta z} = 4882264.5 \frac{\text{N}}{\text{rad}}$.

Тоа што е воочено при експериментирањето и при анализата на резултатите е дека овие параметри не соодветствуваат на реалната ситуација. Односно, со овие искористени параметри СМВ не се однесува соодветно и не е споредлив со резултатите од симулациите. Поради тоа, овие параметри беа коригирани на тој начин што Π_{14} групата е игнорирана, и искористени се Π_3 и Π_4 групите. Ако се искористи равенката 5.6.1, се добива соодносот прикажан во равенка (5.16). Од овој израз е дефиниран односот $\frac{K_{\delta p}}{V_x^2}$ кој мора да биде запазен. Со метод на проба, брзината на движење е усвоена да биде $V_x = 12 \text{ m/s}$ и потоа пресметано е напречната крутост на пневматиците да изнесува $K_{\delta p}, K_{\delta z} = 6537719 \frac{\text{N}}{\text{rad}}$. Во продолжение се искористени овие вредности во спроведување на експериментите и во симулациите.

$$\frac{K_{\delta p}}{V_x^2} = \frac{\Pi_4 m}{l} = 63.35 \cdot \frac{2150}{3} = 45400.8 \quad (5.16)$$

Од пресметаните вредности, треба да се напомене фактот дека напречната крутост на пневматиците искористена во овие симулации има неколку пати повисоки вредности од оние кои се среќаваат кај возилата. Но како што е напоменато претходно, ова е направено со цел да се овозможи споредливост на резултатите од експериментот и од симулациите. Дополнително, поради ограничената достапност на тркалата за СМВ, самата крутост на пневматиците е изразито голема.

Во табелата бр. 5.12 е дадена споредба на вредностите на реалното возило кое е искористено во симулациите, посакуваните вредности на СМВ согласно теоремата Бакингем Пи и добиените вредности по градбата на моделот. Оние параметри кои зависат повеќе од изборот на компонентите како што се брзината на движење, крутоста на пневматиците и др. се прикажани информативно, односно како што е објаснето претходно за нив не постоеше можност да се дефинираат посакувани вредности.

Генерално при градбата на моделот нема големи отстапувања помеѓу посакуваните и добиените вредности. Најголема разлика има кај задниот препуст.

Табела бр. 5.12 Сјоредба на реалнојо возило и СМВ

Физичка големина	Ознака	<i>Hyundai Ioniq 5</i>	СМВ (посакувани вредности)	СМВ (добиеени вредности)	Отстапување
Маса	m	2150 <i>kg</i>	/	2.85 <i>kg</i>	/
Должина	L	4.635 <i>m</i>	0.413 <i>m</i>	0.413 <i>m</i>	0 %
Ширина	B	1.890 <i>m</i>	0.168 <i>m</i>	0.168 <i>m</i>	0 %
Висина	H	1.605 <i>m</i>	0.143 <i>m</i>	0.149 <i>m</i>	+4.19%
Меѓускино растојание	l	3 <i>m</i>	0.2672 <i>m</i>	0.262 <i>m</i>	-1.98%
Растојание од тежиште до предната оска	l_p	1.5 <i>m</i>	0.1336 <i>m</i>	0.134 <i>m</i>	+0.29%
Растојание од тежиште до задната оска	l_z	1.5 <i>m</i>	0.1336 <i>m</i>	0.128 <i>m</i>	+4.38%
Преден препуст	l_1	0.845 <i>m</i>	0.0753 <i>m</i>	0.073 <i>m</i>	-3.15%
Заден препуст	l_2	0.79 <i>m</i>	0.0704 <i>m</i>	0.078 <i>m</i>	+10.79%
Трага на предните тркала	b_p	1.638 <i>m</i>	0.1459 <i>m</i>	0.142 <i>m</i>	- 2.75 %
Трага на задните тркала	b_z	1.647 <i>m</i>	0.1467 <i>m</i>	0.142 <i>m</i>	-3.31 %
Напечна крутост на предните тркала	$K_{\delta p}$	6537719 <i>N/rad</i>	/	576.94 <i>N/rad</i>	/
Напечна крутост на задните тркала	$K_{\delta z}$	6537719 <i>N/rad</i>	/	576.94 <i>N/rad</i>	/
Материјален момент на инерција	I_z	4045.39 <i>kgm</i> ²	/	0.04254 <i>kgm</i> ²	/

5.7. Режи́ми на испитување, обработка и анализа на резултатите

Во продолжение ќе бидат објаснети режимите на испитување според кои ќе бидат направени испитувањата, како и методологијата на обработка на резултатите. Методологијата на обработката на резултати е дефинирана на следниот начин.

1. Анализа на резултатите од мерењето

По добивањето на резултати е направена анализа на самите резултати. Од податоците се извадени дијаграми на измерените големини на аголната брзина на пливање, аголот на пливање, подолжното и напречното забрзување. Добиените вредности се филтрирани со цел да се отстранат високите фреквенции и шумови кои се јавуваат како резултат на чувствителноста на сензорот.

Сите маневри, мерењата се спроведени минимум 3 пати и во резултатите се прикажани дел од успешните маневри.

2. Дефинирање на влезните команди и спроведување на симулации во виртуелна околина

Со цел да се овозможи споредливост на резултатите, согласно теоремата Бакинџем-Пи дефинирани се соодветни влезни големини за виртуелниот модел. Доколку станува збор за маневарот избегнување пречка на патот тогаш аголот на завртување на тркалата е одреден така да сите возила завршат на иста траекторија. Ако станува збор за спроведување на маневарот двојна промена на коловозната лента тогаш е дефинирана референтна траекторија која виртуелните возила мора да ја следат.

3. Споредба на резултатите од мерењето со виртуелните симулации и оценка на перформансите на СМВ

По спроведените симулации, направена е споредба на физичките големини измерени од сензорот и на резултатите од симулацијата. Оваа споредба служи за да даде одговор дали и во која мера СМВ може да се користи за тестирање на перформансите на возило со независно управување на 4 тркала. Тука се мисли на параметри на стабилност и управливост на возилото како време на одзив, време на постигнување на стационарна состојба, успешно комплетирање на маневарот, помали вредности на напречното забрзување, аголната брзина на пливање и агол на пливање.

5.7.1. Спроведување на експериментот

Поради ограничувањата на СМВ воведени се одредени апроксимации во воведениот метод на управување и во начинот на управување. Најголемите ограничувања во поглед на предложениот концепт на управување се:

- недостатокот на сензори за следење на лентите, а со тоа и на напречното поместување,
- чекорот и минималниот агол на завртување на тркалата изнесува 0.3° .

Наведените апроксимации го ограничуваат прецизното управување и завртување на тркалата. Сензорите за лента не се воведени во СМВ за да не се предизвика преоптоварување на процесорската моќ на *Arduino* контролерот, а со тоа и зголемување на можноста за неправилна работа на контролерот.

Исто така, ако се анализираат резултатите од аглиите на завртување на тркалата во симулациските и косимулациските анализи може да се забележи дека при спроведените маневри аглиите на завртување на тркалата поседуваат релативно пониски вредности и следствено на тоа разликата помеѓу аглиите на завртување на тркалата на една оска е минимална и е помала од 0.3° . Тоа би значело дека кај СМВ не би можело да се постигне Акерманова геометрија при мали агли на завртување на тркалата. Од таа причина усвоено е аглиите на завртување на тркалата од една оска да бидат идентични. Исто така во изразот 3.3.1.8 за 4WIS/4WID – опт. возилото фигурира и напречното забрзување. Поради чувствителноста на сензорот и наглите промени на вредностите на забрзувањата, напречното забрзување е исто така исклучено од методот на управување.

Па така управувачкиот метод е поедноставен и грешката која контролерот се обидува да ја компензира е претставена со израз (5.17):

$$e_{ysmv} = \xi_{\varphi smv}(\varphi_{zsmv} - \varphi_{zref}) + \xi_{\omega smv}(\omega_{zsmv} - \omega_{zref}) \quad (5.17)$$

каде $\xi_{\varphi smv} = 0.32$ и $\xi_{\omega smv} = 1$.

Со користење на претходно наведената грешка и управувањето со помош на лизгачка површина се добиваат изразите (5.18) и (5.19).

$$\theta_{psmv} = k_{psmv} \tanh\left(\frac{s_{smv}}{\phi_{smv}}\right) - k_{pesmv} e_{ysmv} \quad (5.18)$$

$$\theta_{zsmv} = k_{zsmv} \tanh\left(\frac{s_{smv}}{\phi_{smv}}\right) - k_{zesmv} e_{ysmv} \quad (5.19)$$

каде $k_{psmv} = k_{zsmv} = 0$, $\phi_{smv} = 10$ и $k_{pesmv} = -0.6$ и $k_{zesmv} = -0.2$.

Ако подетално се анализираат коефициентите ќе се заклучи дека функцијата $\tanh$ е исклучена од управување. Ова е направено после повеќе тест проби, каде контролерот поради посложениот метод на управување доцни во одзивот и со тоа се добива неправилно управување со возилото. На слика бр. 5.7.1 е даден шематски приказ на спроведените експерименти. Притоа направени се одредени измени во методологијата во однос на спроведените симулации поради ограничувањата на скалираниот модел на возило.

Едно од тие ограничувања претставува отстранување на анализите каде СМВ е управуван од страна на возач или во овој случај од страна на оператор. Тоа е направено поради доцнењето во одзивот на актуаторите и брзината на пресметката на посакуваните агли на завртување на тркалата. На пример ако возачот/операторот задава променливи команди за кратко време тогаш актуаторите нема да бидат во можност верно да ги следат зададените команди.

Дополнително, дел од следните возила се отстранети од анализите: 4WS, 4WIS/4WID, 4WIS/4WID – опт.

Независното погонување на четири тркала (4WID) не е применет во конечните експерименти. Тоа е направено затоа што во почетната фаза од експерименталното испитување, имплементацијата на 4WID концептот предизвика неправилно однесување на СМВ. Во услови кога СМВ спроведува одреден маневар поради чувствителноста на сензорот за мерење на аголната брзина на пливање, контролерот налага поголема разлика во бројот на вртежи и вртежниот момент на погонските мотори. Кога таа разлика е премногу изразена, доаѓа до блокирање на еден од погонските мотори што резултира со ненадејно заструнување и забавување на СМВ. Пред сè, тоа е резултат дека погонските мотори бараат одреден минимален напон кој го регулира бројот на вртежи и вртежниот момент. Доколку контролерот бара помали вредности од декларираниот минимален напон, се случува блокада на погонскиот мотор. Ако се постави минимален праг на вредности кој контролерот не смее да го надмине, тогаш придобивките од имплементацијата на системот би биле минимални, поради малите разлики кои ќе се јават помеѓу левите и десните тркала, а дополнителното зголемување на контролниот алгоритам ќе предизвика зголемено задоцнување во одзивот на актуаторите.

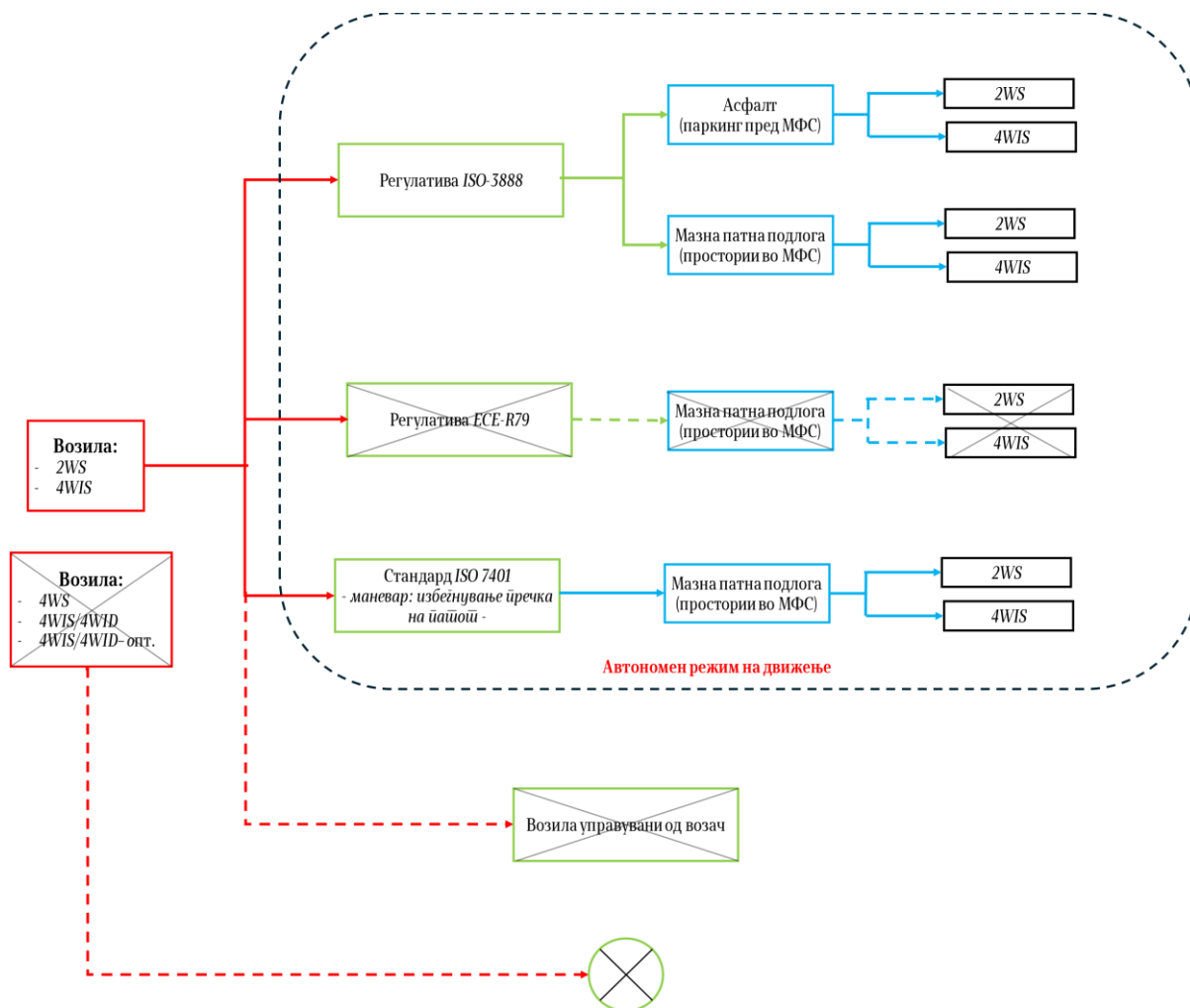
Од истите причини во управувањето се воведени константни коефициенти за да не се случи доцнење во одзивот на актуаторите и да се дооптовари пресметковната моќ на контролерот.

И на крај треба да се напоменат причините зошто 4WIS моделот е земен во предвид, а не 4WS:

- Применетиот метод на управување е поблизок до 4WIS возилото кое е употребувано во симулациските анализи;
- Доколку е применувана контролната стратегија на 4WS возилото за целосно анулирање на аголот на пролизгување во тежиштето, тогаш таа зависи од аголната брзина на пливање, а не од референтна вредност. Поради чувствителноста на сензорот и недостатокот на податок за следење на аголот на пливање во оваа контролна стратегија, тоа ќе резултира со

несоодветно управување на возилото и застранување од посакуваната траекторија на движење.

Поради претходно наведените недостатоци, во експерименталните истражувања употребени се само 2WS и 4WS методите на управување на возилата. Со цел да се тестира однесувањето на СМВ направени се тест маневри инспирирани од стандардите ISO-3888 и ISO-7401. Шематски тоа е претставено на слика бр. 5.17. Исто така е искористен различен пристап во дефинирањето на референтните модели за да се проверат перформансите на возилото. Овие пристапи се објаснети во понатамошниот текст.

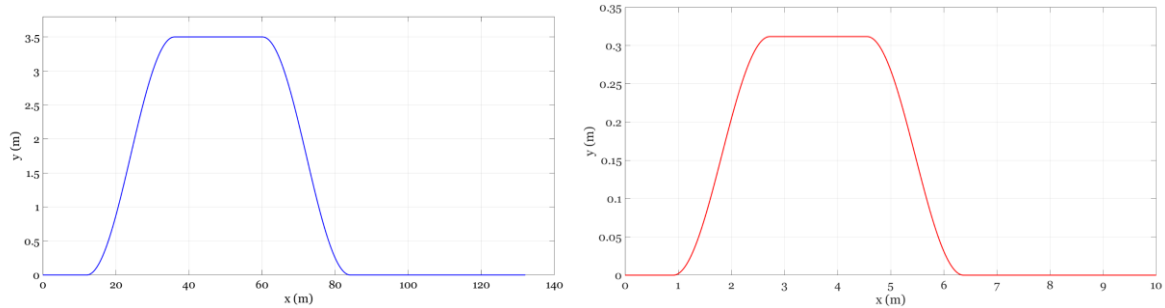


Слика бр. 5.17 Шематски приказ на спроведените експериментални испитувања

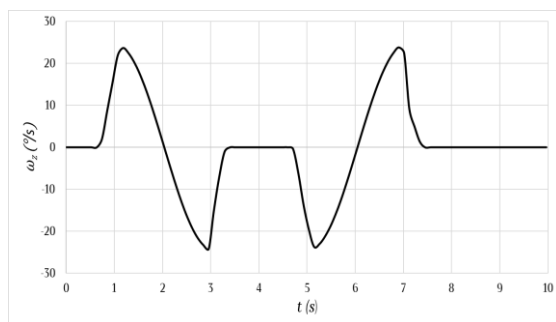
Првиот тест маневар е инспириран од стандардот ISO-3888. Маневарот не беше возможно да се спроведе идентично согласно стандардот од две причини. Првата причина претставува релативно побавниот одзив на чекорните мотори кои се одговорни за командување на тркалата и немањето можност возилото бргу да реагира затоа што станува збор за поагресивен маневар. Втората причина е брзината на движење, која како што е напоменато од претходно не соодветствува на брзина на движење од 80 km/h согласно стандардот. Маневарот е обмислен така да СМВ изврши двојна промена на коловозната лента за релативно кратко време. Прво е дефинирана референтна

траекторија (слика бр. 5.18) која СМВ треба да ја измине и врз база на таа траекторија, кинематски се дефинираат посакувана аголна брзина на пливање и посакуван агол на пливање (слично како во симулациите кои се спроведени во поглавје 3).

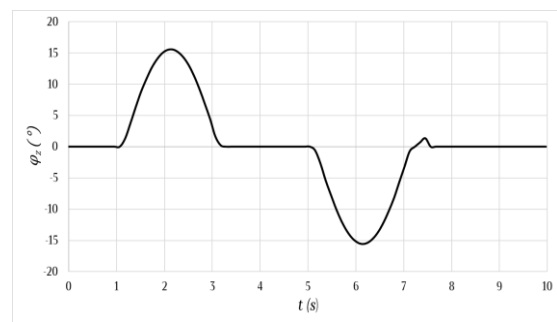
Овие референтни големини се зададени во контролерот и потоа возилото треба да го спроведе посакуваниот маневар (слика бр. 5.19 и слика бр. 5.20). Првите тестови се спроведени на полигонот на паркингот пред Машинскиот факултет (слика бр. 5.21), каде нерамнините се поизразени и СМВ е опремен со сензорот GY-85.



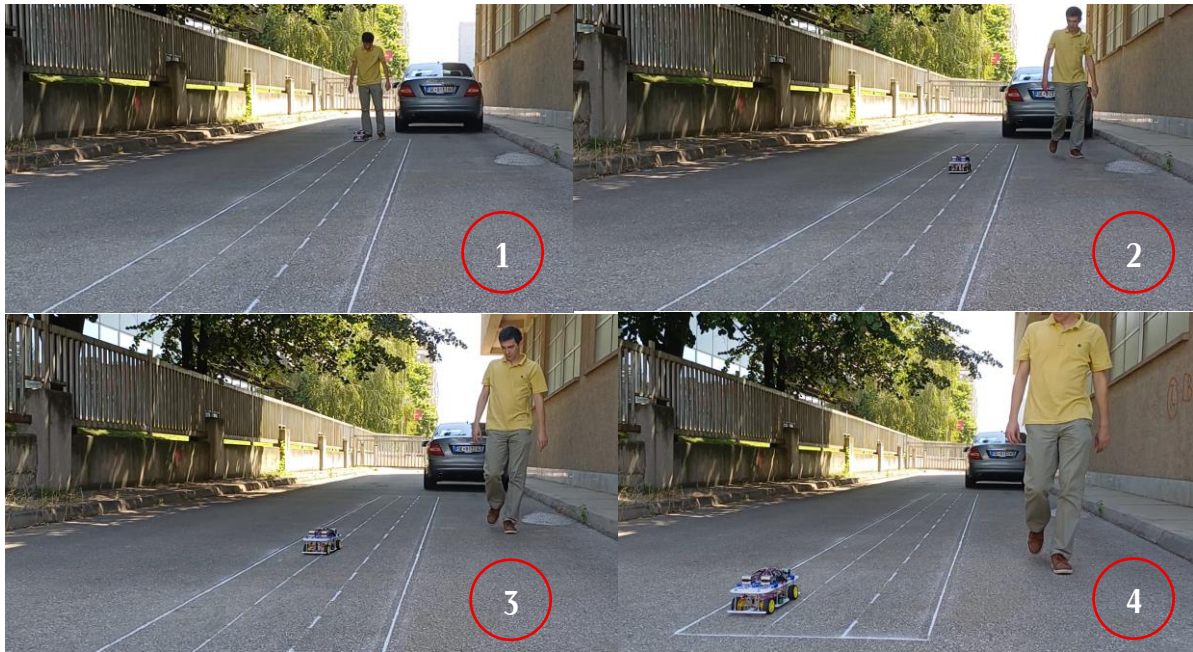
Слика бр. 5.18 Посакувана траекторија на движење на реално возило (лево) и на СМВ (десно)



Слика бр. 5.19 Референтна аголна брзина на пливање

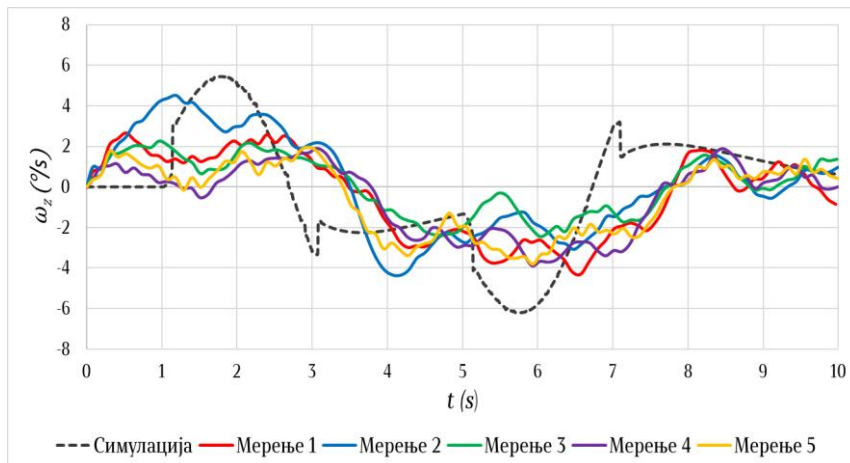


Слика бр. 5.20 Референтен агол на пливање

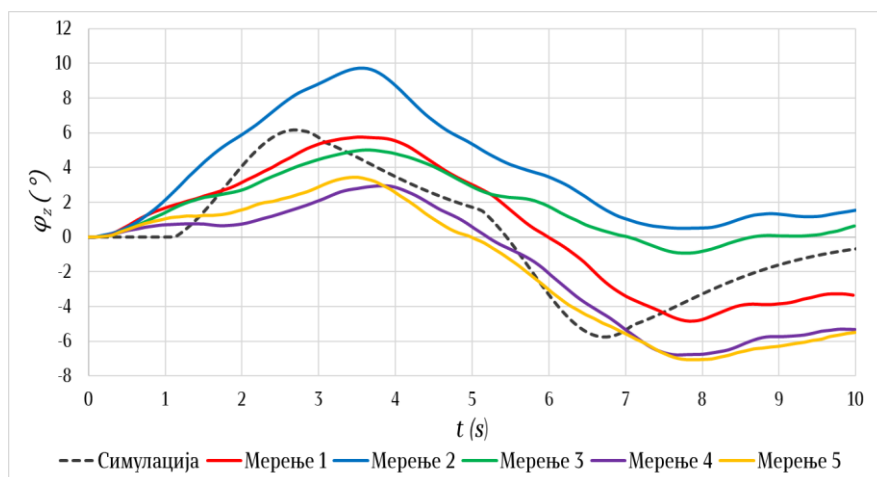


Слика бр. 5.21 Спроведување на маневарот двојна промена на коловозната лента

Во продолжение се претставени резултатите добиени спроведените мерења. Откако параметрите на контролерот беа дефинирани по повеќе проби, направени се повеќе тестови и од нив се прикажани пет на слика бр. 5.22 и бр. 5.23. Дополнително е спроведена симулација во *MATLAB/Simulink* на *4WIS/4WID* возилото каде е искористена референтна траекторија кој соодветствува на СМВ (слика бр. 5.18). Текот на кривите спроведено од мерењата приближно се поклопуваат што ја потврдува веродостојноста на СМВ. Ако се направи споредба на мерењата помеѓу себе, може да се заклучи дека мерењето 1 најблиску се совпаѓа со резултатите од симулацијата.



Слика бр. 5.22 Аголна брзина на пливаче

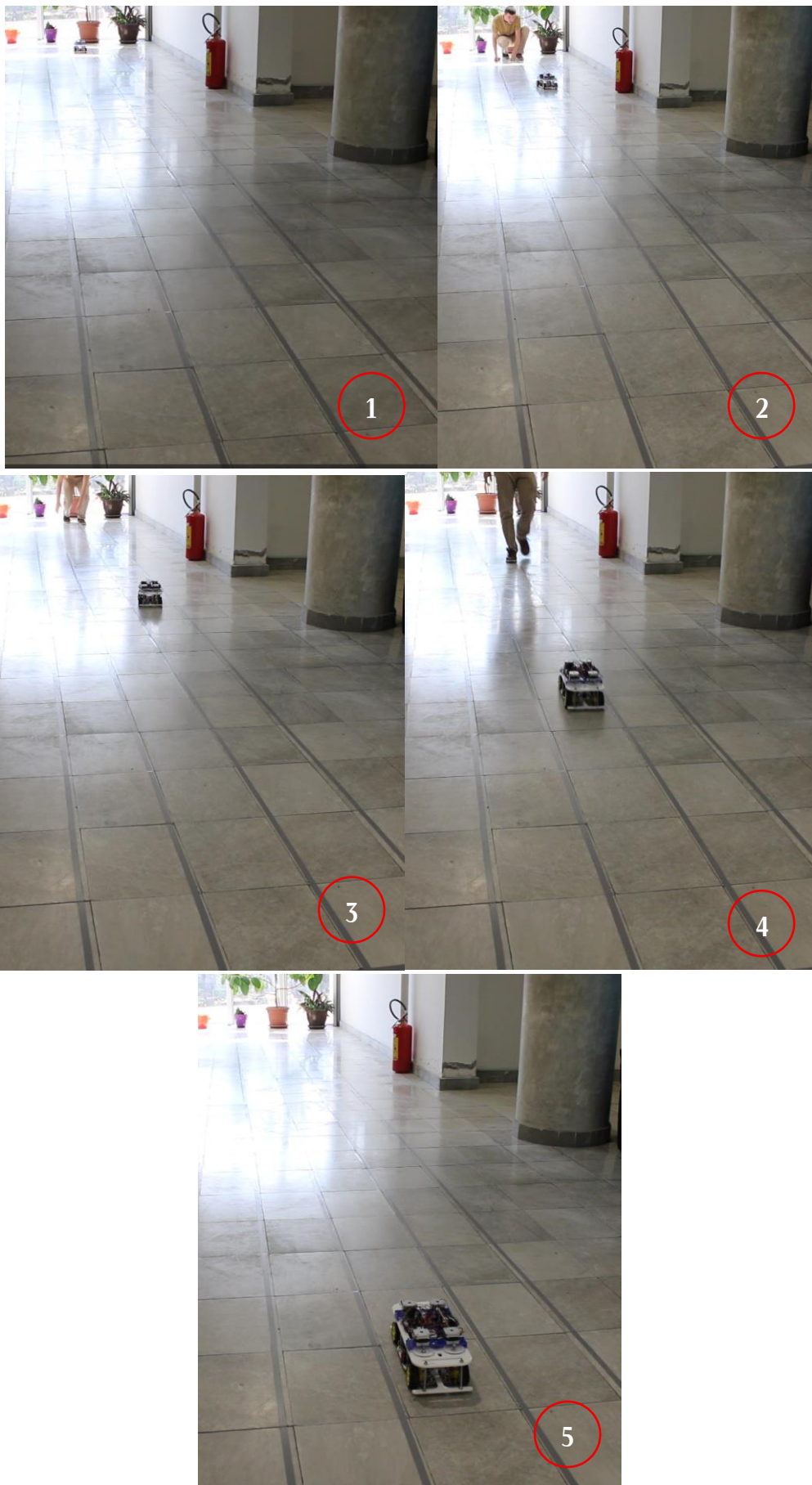


Слика бр. 5.23 Агол на пливање

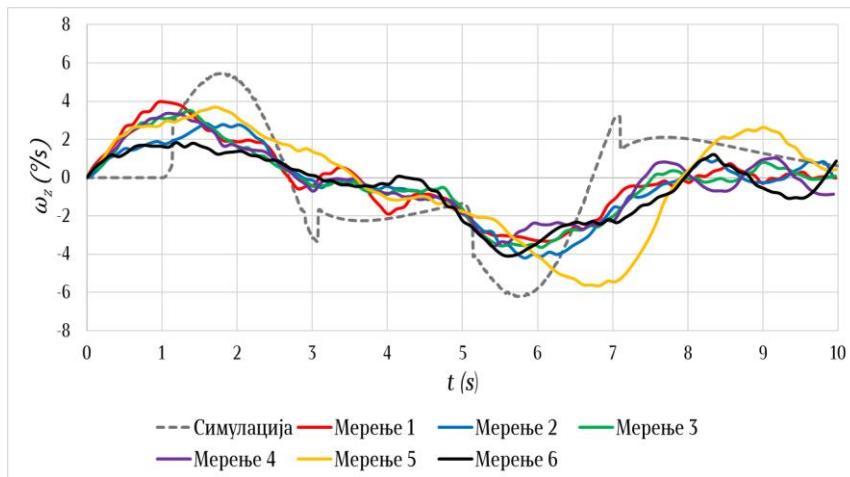
Тоа што очигледно се големите осцилации и шумови кои се јавуваат во сензорот, што е верификација на тврдењата од претходното поглавје. Ова претставува причината зошто сензорот беше променет, но и зошто е одбран полигон со помали нерамнини. Втора причина зошто е одбран полигонот во просториите на Машинскиот факултет со помали нерамнини е поради повторливоста на резултатите. Нерамнините од асфалтот кои се наоѓаат на паркингот претставуваат микронерамнини за реалните возила, но за СМВ претставуваат макронерамнини. Тоа предизвикува СМВ многу лесно да застрани доколку премине преку одредена нерамнина што ја нарушува повторливоста на резултатите.

Со претходно дефинираните референтни вредности повторени се маневрите во просторите на Машинскиот факултет. Направени се повеќе мерења, дел од поуспешните се претставени на сликите бр. 5.24 – 5.28. На сликите бр. 5.25 и бр. 5.26 се претставени вредностите за аголната брзина на пливање и аголот на пливање на 4WS возилото.

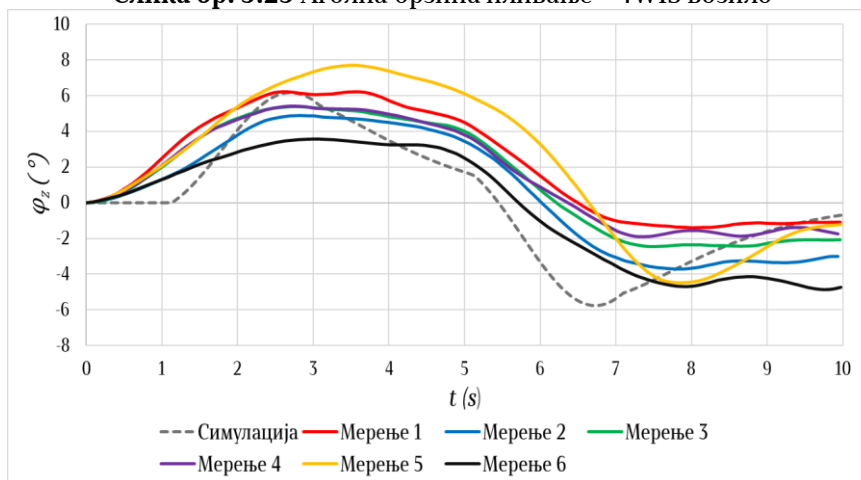
Ако се направи споредба на резултатите од мерењата во споредба со резултатите од симулациите може да се забележи дека текот на кривите е прилично сличен, а најголемите отстапки се јавуваат во задоцнетата реакција на СМВ во вториот дел од маневарот и во амплитудите. Истиот заклучок може да се донесе и за аголот на пливање на возилата. Од резултатите и од спроведените маневри издвоено е мерење бр. 1 кое е најблиску до вредностите од симулациите и во начинот на изведуваче на маневарот. Тоа мерење е искористено во споредба со 2WS возилото.



Слика бр. 5.24 Спроведување на експериментите во просториите на Машинскиот факултет



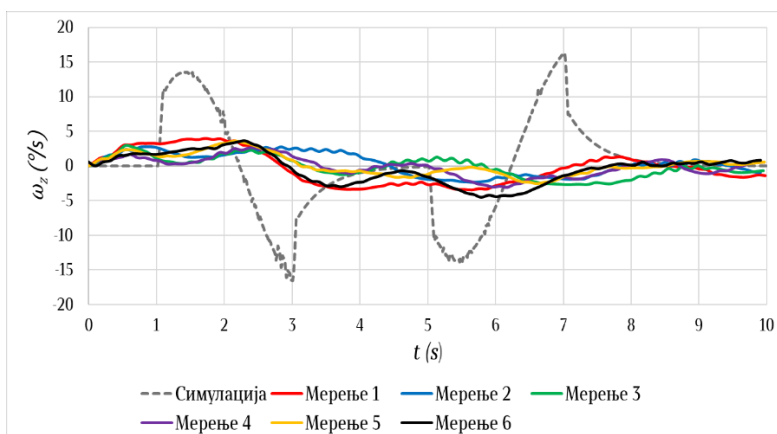
Слика бр. 5.25 Аголна брзина пливање – 4WIS возило



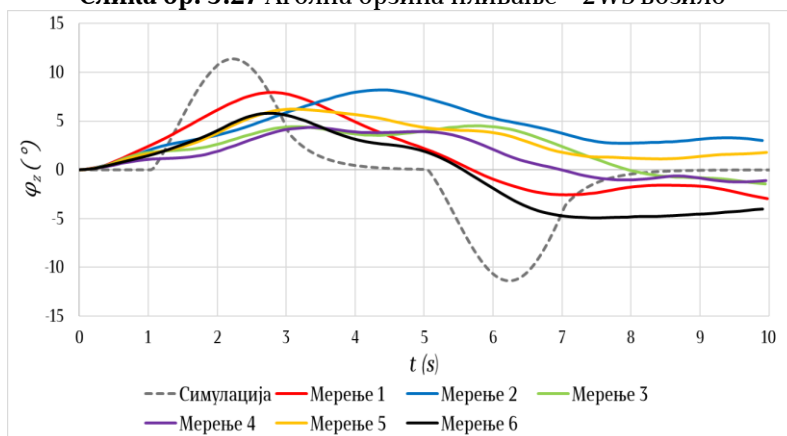
Слика бр. 5.26 Агол на пливање – 4WIS возило

Истиот маневар е потоа повторен за 2WS CMB. Резултатите од мерењата се претставени на сликите бр. 5.27 и бр. 5.28. Тоа што е драстично поразлично е бавниот пораст на аголната брзина на пливање и изразената разлика помеѓу амплитудите добиени во симулацијата и при мерењата. Од друга страна, отстапувањето во аголот на пливање е помал во однос на аголната брзина на пливање. За понатамошните споредби од овие мерења е издвоено мерењето бр. 1 чиј резултати во однос на аголот на пливање се најблиски до резултатите од симулацијата и возилото успешно го спроведува соодветниот маневар.

Она што може да се извлече како заклучок е дека CMB и неговото однесување покажуваат поточни и поблиски резултати во однос на симулациите и реалните возила во услови кога возилото има управување на четири тркала. Додека кога CMB има управување само на предната оска, тогаш отстапувањата се поголеми и не соодветствуваат на резултатите од симулациите.



Слика бр. 5.27 Аголна брзина на пливање – 2WS возило



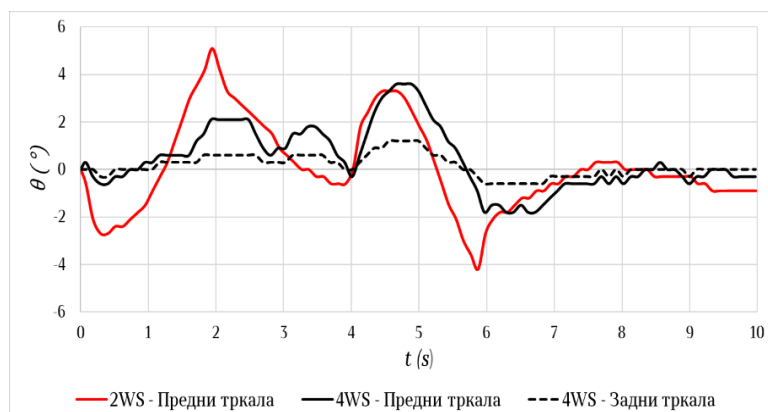
Слика бр. 5.28 Агол на пливање – 4WS возило

Во продолжение е претставена директна споредба на издвоените мерења помеѓу 2WS и 4WS возилата. На сликата бр. 5.29 се претставени аглите на завртување на СМВ, каде што може да се забележи дека контролерот реагира поинтензивно кај 2WS возилото. Ако са направи анализа на аголната брзина на пливање и аголот на пливање на сликите бр. 5.30 и бр. 5.31 се забележува побрза реакција на 4WS возилото, но и помали амплитуды. Ова особено е изразено кај аголот на пливање, преку кој може да се забележи дека 4WS возилото побрзо го комплетира маневарот, возилото застранува помалку, но и СМВ побрзо се смирува. Ова претставува и потврда на претходните заклучоци кои се добиени од симулациите и од косимулациите.

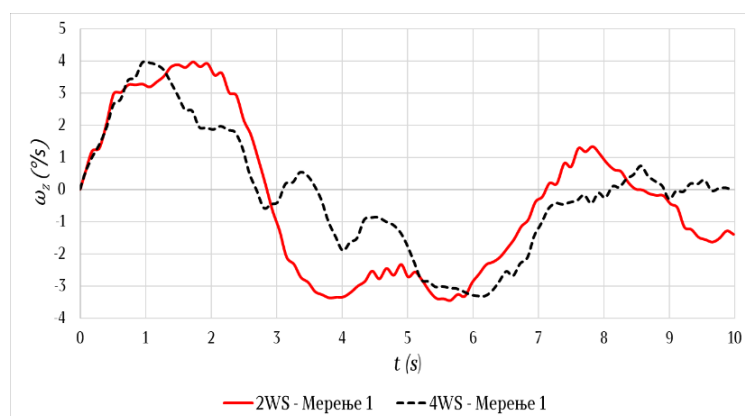
Покрај овие резултати на сликите бр. 5.32 и бр. 5.33 се претставени резултатите на напречното и подолжното забрзување. Вредностите на подолжното забрзување се приближно исти затоа што двете возила се движат со иста брзина на движење, додека кај напречното забрзување има помали вредности кај 4WS возилото, што би значело возило со подобра удобност. Тоа го потврдуваат и *RMS* вредностите на табела бр. 5.13.

Табела бр. 5.13 RMS вредности на подолжно, напречно и вкупно забрзување

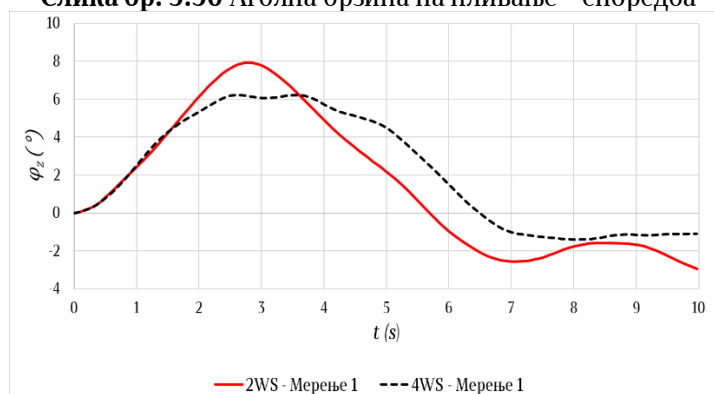
	2WS возило	4WS возило
RMS вредност на a_x	0.2678 m/s^2	0.2978 m/s^2
RMS вредност на a_y	0.3482 m/s^2	0.2549 m/s^2
RMS вредност на a	0.439 m/s^2	0.392 m/s^2



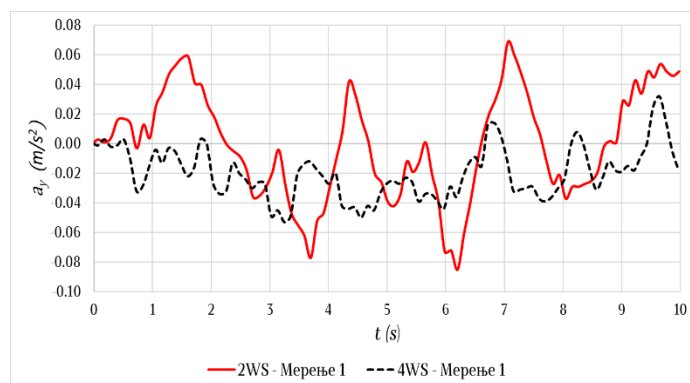
Слика бр. 5.29 Агол на завртување на тркалата – споредба



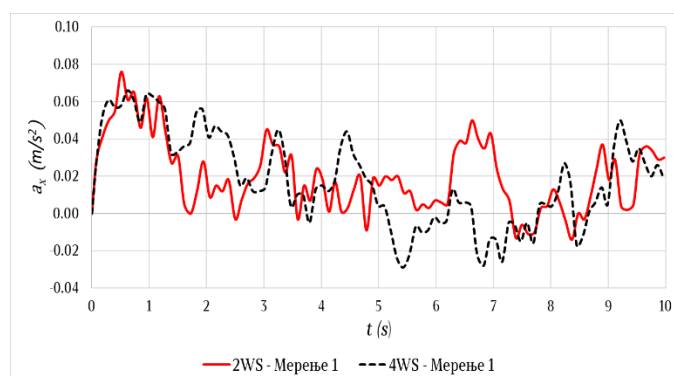
Слика бр. 5.30 Аголна брзина на пливање – споредба



Слика бр. 5.31 Агол на пливање – споредба

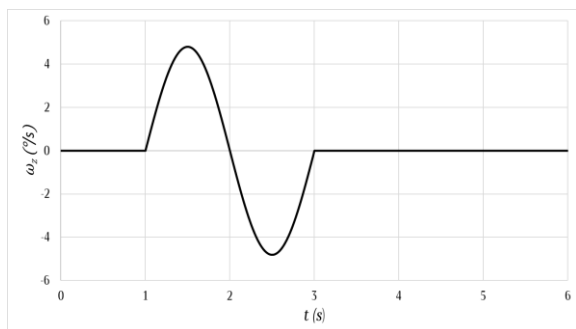


Слика бр. 5.32 Напречно забрзување – споредба

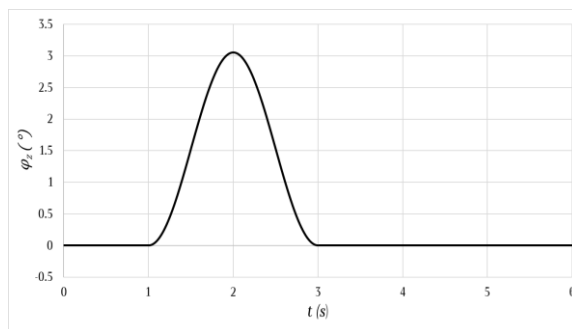


Слика бр. 5.33 Подолжно забрзување – споредба

Покрај експериментот кој е инспириран од стандардот *ISO 3888*, направен е уште еден експеримент инспириран од стандардот *ISO 7401*. Слично како и претходно поради ограничените можности на СМВ не е возможно да се спроведе маневарот идентично согласно стандардот. Првиот ограничувачки фактор е брзината на движење, која соодветствува на 40 km/h на реално возило, а не на 80 km/h како што се бара во стандардот. Второто ограничување е вредноста на напречното забрзување каде СМВ постигнува многу пониски вредности од 4 m/s^2 при спроведување на маневарот избегнување пречка на патот. Поради овие ограничувања, маневарот е обмислен така што СМВ и реалното возило да направат успешен маневар избегнување пречка на патот и возилата да завршат на иста траекторија. Притоа, според референтните вредности маневарот треба да почне во првата секунда и да заврши после третата секунда. За разлика од претходната анализа, тука референтните вредности (слика бр. 5.34 и слика бр. 5.35) се добиени со помош на изразот (3.20) и се искористени за двете возила.



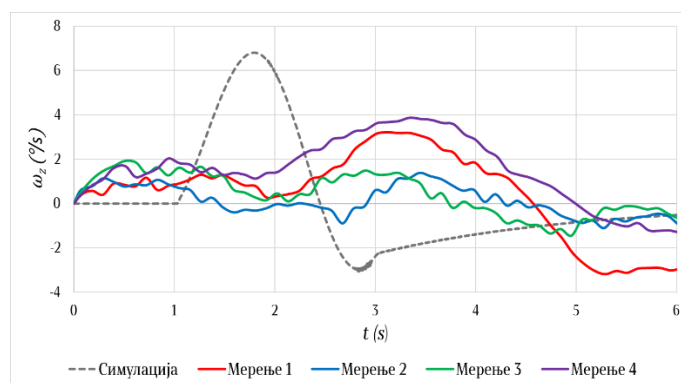
Слика бр. 5.34 Референтна аголна брзина на пливање



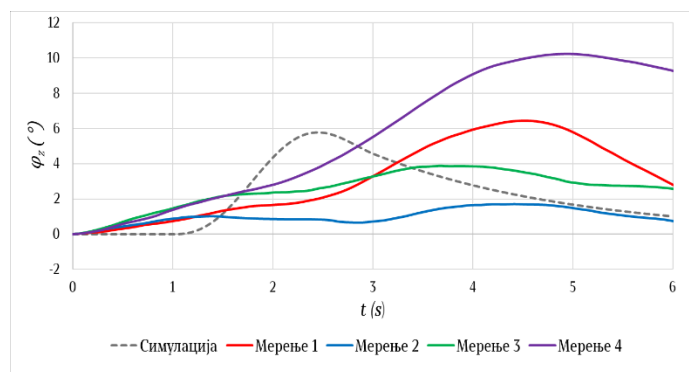
Слика бр. 5.35 Референтен агол на пливање

Истата аналогија е применета симулациите каде вредностите се нагодени така да двете возила го завршат маневарот на иста траекторија. На сликите бр. 5.36 и бр. 5.37 се прикажани резултатите од дел успешните мерења спроведени на 4WIS CMB. За разлика од претходните експерименти тука CMB има поголемо отстапување во однос на симулациите. Тоа може да се забележи на резултатите за аголната брзина на пливање и аголот на пливање каде CMB доцни во одзивот во однос на симулациите и поседува пониски амплитуди за аголната брзина на пливање. Текот на кривите на CMB и на симулираното возило е сличен, но доцнењето во одзивот е прилично евидентно.

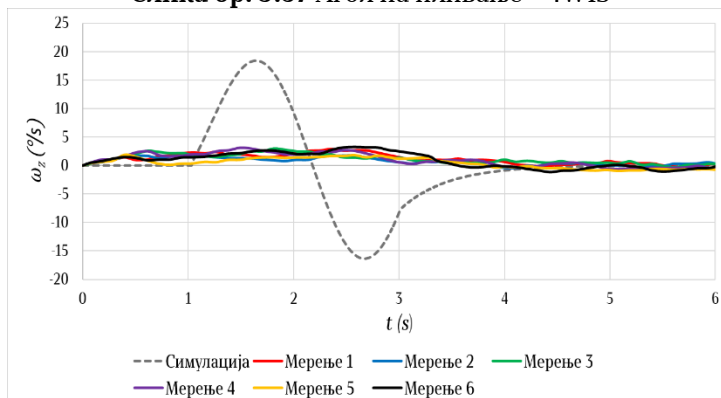
Разликите помеѓу измерените вредности и вредностите од симулацијата се подрастични кај 2WS возилото. Тоа е изразито кај аголната брзина на пливање (слика бр. 5.38) каде вредностите од симулацијата се неколку пати повисоки од измерените. Поради тоа направен е детаљ (слика бр. 5.39) каде вредностите од симулацијата се отстранети со цел појасно да видат резултатите од мерењето. Доцнењето во одзивот на системот е исто така видливо кај аголот на пливање (слика бр. 5.40), но и времето потребно CMB да се смири е прилично бавно.



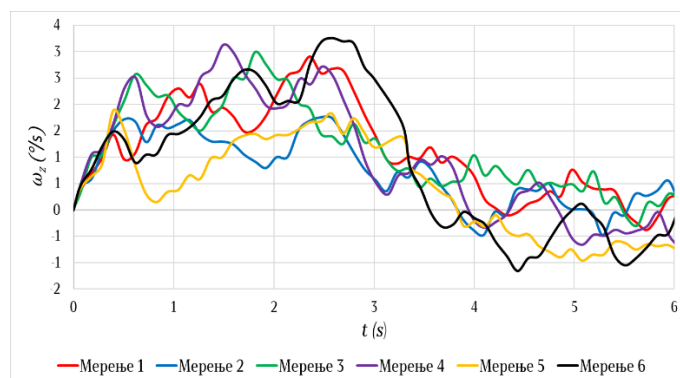
Слика бр. 5.36 Аголна брзина на пливање – 4WIS



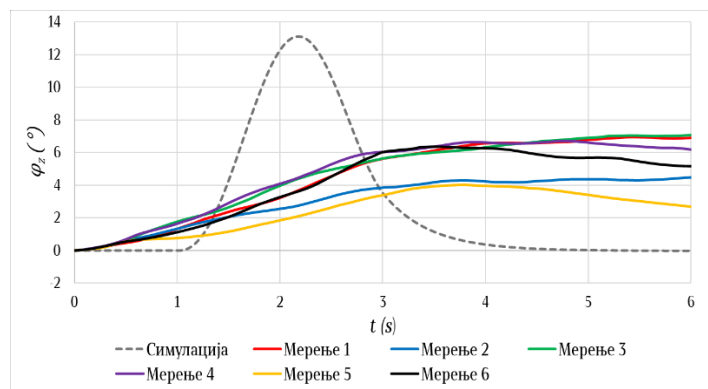
Слика бр. 5.37 Агол на пливање – 4WIS



Слика бр. 5.38 Аголна брзина на пливање – 2WS

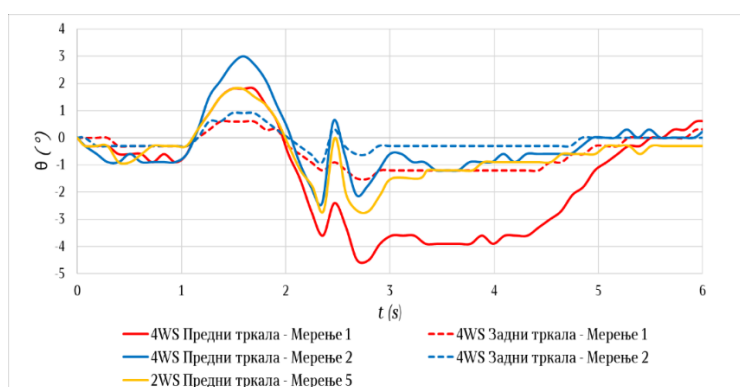


Слика бр. 5.39 Детаљ - аголна брзина на пливање – 2WS

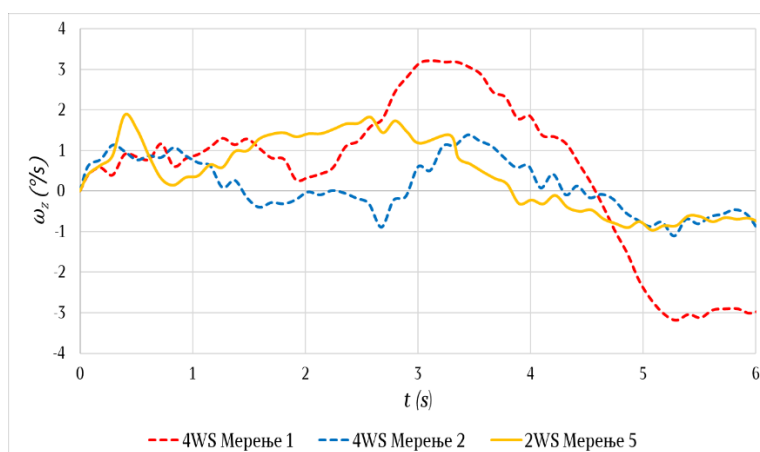


Слика бр. 5.40 Агол на пливање – 2WS

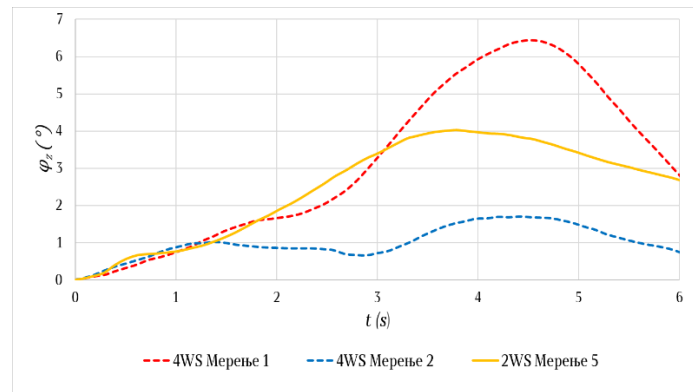
Со анализа на резултатите и однесувањето на возилата при експериментирањето, одбрани се мерење бр. 1 и бр. 2 од 4WS возилото и мерење бр. 5 од 2WS возилото за да се направи споредба помеѓу 4WS и 2WS возилото. Одбрани се две мерење за 4WS возилото со цел да се покаже различното однесување на возилото при комплетирање на истиот маневар во ситуација кога контролерот налага различни агли на завртување на тркалата. На слика бр. 5.41 се прикажани агли на завртување на тркалата. Тоа што може да се забележи дека при мерење бр. 1 контролерот налага поголеми агли на завртување на предните тркала во однос на 2WS возилото особено во вториот дел од маневарот. Тоа што е интересно се резултатите од мерењето бр. 2 кај 4WS возилото каде контролерот налага поголеми агли на завртување на тркалата во првиот дел од маневарот, но потоа завртувањето на тркалата е минимално и возилото скоро транслаторно преминува од едната во другата лента. Тоа може да се забележи и на вредностите на аголната брзина на пливање (слика бр. 5.42) каде вредностите се блиски до 0 и кај аголот на пливање (слика бр. 5.43) кој бавно расте и потоа се изедначува со посакуваната вредност од симулацијата. Исто така при мерење бр. 1 воочливо е дека возилото поинтензивно и побрзо реагира во обид да го доведе СМВ во стационарна положба.



Слика бр. 5.41 Агли на завртување на тркалата – споредба

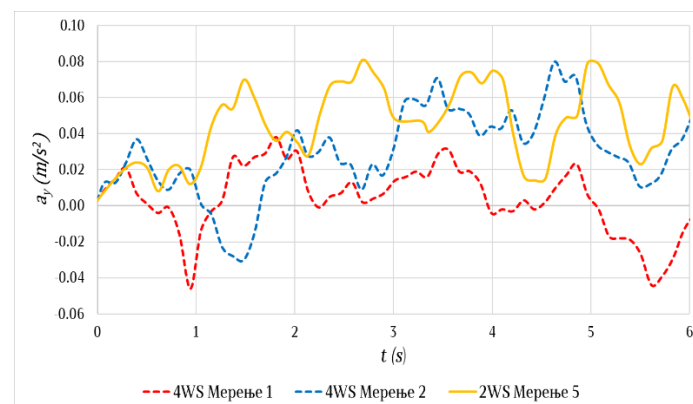


Слика бр. 5.42 Аголна брзина на пливање – споредба

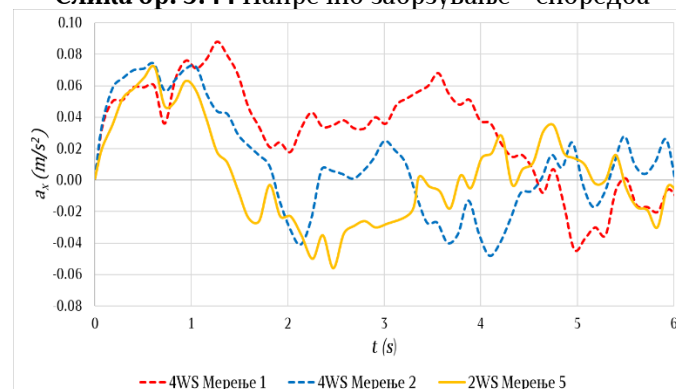


Слика бр. 5.43 Агол на пливање – споредба

На сликите бр. 5.44 и бр. 5.45 се претставени вредностите на напречното и подолжното забрзување. Она што е најјоочливо се ниските вредности на напречното забрзување при мерењето бр. 1 кај 4WS возилото, додека поради истата брзина на движење на возилата подолжното забрзување е приближно идентично. Тоа го потврдуваат и *RMS* вредностите (табела бр. 5.14). Она што може да се потврди со експериментот во однос на симулациите е дека доколку предните и задните тркала на возилата се завртнуваат во иста насока без нагли корекции на задните тркала може да се постигнат пониски вредности на забрзувањата, а со тоа да се подобри и удобноста при возењето.



Слика бр. 5.44 Напречно забрзување – споредба



Слика бр. 5.45 Подолжно забрзување – споредба

Табела бр. 5.14 RMS вредности на должното, најточното и вкупното забрзување

	2WS возило	4WS возило мерење 1	4WS возило мерење 2
RMS вредност на a_x	0.3002 m/s^2	0.432 m/s^2	0.3399 m/s^2
RMS вредност на a_y	0.492 m/s^2	0.1836 m/s^2	0.3664 m/s^2
RMS вредност на a	0.576 m/s^2	0.469 m/s^2	0.499 m/s^2

5.7.2. Анализа на грешките при мерењето

Анализата на грешките може да се подели на системски и аналитички.

Под системски грешки се подразбираат грешките од несовершеноста на мерните инструменти односно сензорите и контролниот уред. Аналитичките грешки претставуваат грешки кои настануваат со интегрирање на измерените вредности во обработката на резултатите и несовершеноста на математичкиот апарат.

Градењето на скалирани модели и димензионите анализи ја демонстрираат можноста за предвидување на однесувањето на реалните системи со грешка од 6 % (Singh et al., 2018). Поради тоа што нема реално возило со кое може да се споредат резултатите на скалираниот модел, тогаш споредбата се прави со резултатите добиени од симулациите. И покрај тоа што во самите модели постојат несовершености и апроксимации тие интензивно се користат за тестирање на динамиката на возилата. Токму поради претходно наведените причини, во оваа истражувачка работа споредбата на добиените резултати од мерењето ќе биде направена со резултатите добиени од симулациите во MATLAB/Simulink и ADAMS/Car. Во (Cerci, 2021) искористена е теоремата Бакингем-Пи за создавање на методологија за скалирање на пневматици. Во ова истражување се предлагаат три начина за пресметка на грешката. Првиот начин е со пресметка на релативната грешка f во израз (5.20), која се пресметува како разлика помеѓу вредностите добиени од симулациите x_{sim_i} и податоците добиени од мерењето x_{rel_i} .

$$f = \frac{x_{sim_i} - x_{rel_i}}{x_{rel_i}} \cdot 100 [\%] \quad (5.20)$$

Вториот начин претставува пресметка на средната квадрирана вредност на грешката за да се пресметка апсолутната грешка (израз (5.21)).

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_{sim_i} - x_{rel_i})^2} \quad (5.21)$$

Третиот начин претставува пресметка на средната стандардна девијација s . Тоа е претставено во изразот (5.22).

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_{sim_i} - \bar{x}_{rel_i})^2} \quad (5.22)$$

каде $\bar{x}_{rel_i}$ ја претставува средната вредност од мерењата. Во (Cerci, 2021), авторот ги добива следните вредности на грешката:

1. $f=8.5\%$
2. $RMSE=4\%$
3. $s=7.2\%$.

Од тука може да се заклучи дека начинот на дефинирање и одредување на процентот на грешка е доста комплексен и се наметнува прашањето која метода да биде искористена. Поради фактот дека реално возило не е достапно каде апсолутната грешка ќе биде определена во однос на него, авторот ја зема предвид средната грешка од сите три метода и усвојува таа дека е 6.6%. Во (Ekemube et al., 2023), Бакинџем-Пи теоремата е искористена за развој на модел за горивна потрошувачка на трактор при орање каде грешката е сведена на 0.26%. Во трудот авторите го користат методот за пресметка на средната квадратирана вредност на грешката за дефинирање на апсолутната грешка. Истражувачите во (Hasnain, 2021) декларираат дека прифатлива релативна грешка при изработката на скалираниот модел е во рангот од $\pm 10\%$. Ова пред се однесува на масите и димензиите на скалираното возило.

Дефинирањето на грешката во одредени случаи е подобро да биде изразена преку горна и долна граница на доверба во случаи каде измерената големина варира во поголем дијапазон во однос на апсолутните вредности. Па така, авторите во (Verma, 2008) ја користат средната квадратирана вредност за декларирање на релативната грешка на брзината на движење на возилото при различна отвореност на крилцето во всисната гранка.

Во ова истражување при споредба на резултатите ќе биде искористена средната квадратирана вредност за пресметка на грешката од добиените мерењата ($RMSE$).

Дополнителни грешки кои може да се јават во процесот на мерење е од самата несовершеност на сензорите. Така на пример кај сензорот за забрзување и сензорот за мерење на аголот на тркалата, грешката од линеаризацијата на резултатите е дефинирана на $\pm 2\%$. Затоа што станува збор за нискобуџетни сензори, овие податоци треба да се земат со резерва, односно грешката при мерењето може да биде и поголема.

Податоците од сензорот за мерење на забрзување, аголната брзина на пливаче и вредноста на аглиите на завртување на тркалата независно испраќаат податоци до Ардуино контролерот. При контрола на системот за управување на возилото, доста често во

научната литература се користи следниот израз 3.2.1 кој ја дефинира посакуваната односно референтната аголна брзина на пливање.

Ако податоците за моменталната брзина на движење и аголот на завртување на тркалата ги добиеме од давачите и ги замениме во изразот 3.2.1 ќе се забележи дека во броителот грешките се множат помеѓу себе, но од друга страна во именителот грешката од брзината на движење се квадрира. Од тука приближно би можеле да ја дефинираме сложената грешка. Ако се земе случај кога $K=0$ односно возилото е со неутрална управливост, тогаш ќе добиеме сложена грешка од $\pm 4.04\%$ при множење на грешките од брзината на движење и аголот на завртување на тркалото.

Во контролниот алгоритам за стабилност на возилото се следи разликата помеѓу измерената и референтната аголна брзина на пливање $\omega_z - \omega_{zref}$. Во овој случај се прави собирање или одземање на грешката во зависност од знаците на соодветните променливи. Ако се земе предвид грешката од $\pm 2\%$ за давачот за мерење на аголната брзина на пливање и сложената грешка од референтната аголна брзина на пливање од $\pm 4.04\%$, тогаш во екстреман случај кога знаците на грешките се различни вкупната грешка би била еднаква на $\pm 6.04\%$. Односно оваа грешка влијае врз командата која се испраќа до актуаторите за командување на аглиите на завртување на тркала.

При овие анализи, може да се дојде до заклучок дека при анализа на резултатите од мерењето на СВ, грешките можеме да ги поделиме на:

- грешката од измерените големина која поединечно се движи во рангот од $\pm 2\%$,
- грешката која може да влезе во сигналот за дефинирање на посакуваниот агол на завртување на тркалата и командата кон актуаторите. Оваа грешка се движи во границите од $\pm 6.04\%$,
- $RMSE$ – грешка помеѓу измерените и резултатите од симулациите и оваа грешка е препорачливо да биде под 10% .

Од сите наведени грешки при мерењето, за утврдување на веродостојноста на моделот најважна е $RMSE$ грешката, но на неа влијаат сите претходно наведени грешки при мерењето и командувањето на СМВ.

Со анализа на маневарот избегнување пречка на патот и пресметка на грешките согласно препораките од литературата добиени се следните резултати (табела бр. 5.15).

Табела бр. 5.15 Релативна и апсолутна грешка при сироведенојо мерење

	2WS возило	4WS возило мерење 1
f	17.78 °/s	6.22 °/s
$RMSE$	7.4 %	3.21 %
s	7.37 %	2.495 %

Тоа што може да се забележи при анализата на мерните неодредености е фактот $RMSE$ вредноста се наоѓа под препорачаните 10% , особено кај 4WS возилото. Тоа ја потврдува претходната констатација дека СМВ релативно добро се однесува кога возилото

се движи во режим каде што сите четири тркала се управувани. Она што претставува поголем проблем е максималната релативна грешка во даден момент која е изразито голема кај 2WS возилото. Од тука може да се заклучи дека СМВ може да биде користен и е веродостоен со задоволителна точност кога се користи во режим кога сите четири тркала се управувачки. Иако и таму релативната грешка изнесува $6.22\text{ }^\circ/\text{s}$ таа пред се појавува поради побавниот одзив на СМВ во однос на симулациите.

Останати елементи кои влијаат на грешките при мерењето:

- употреба на нискобуџетна електроника и нејзината мерна неодреденост,
- зјаевите кои се јавуваат помеѓу деловите, запчениците, како и зјаевите помеѓу тркалата и ел. моторите. Сите овие несовршености при изработката на моделот влијаат на неговата динамика. Особено, најголем проблем при повторливоста на резултатите. По повеќе проби и експерименти доаѓа до олабавување на споевите и зголемување на соодветните зјаеви што ја нарушуваат повторливоста во мерењето. Тоа значи дека СМВ мора да биде употребен исклучиво во лабораториски услови, при целосна наполнетост на батериите и не загреана електроника.
- изразито големата крутост на пневматиците која со соодветна адаптација во симулациите овозможува прифатлива споредливост на резултатите, таа крутост не соодветствува на напречна крутост на пневматиците за реално возило.
- употребата на референтни модели кои налагаат брзо управување со чекорните мотори. Поради ограничените перформанси на моторите и електрониката, како и поради инерцијата на компонентите СМВ појавува доцнење во одзивот, Експериментите покажаа дека за овој СМВ е најдобро да бидат искористени поблаги референтни модели или прво да се добијат резултати во симулациска околина и тие да претставуваат референтен модел за СМВ.

И покрај наведените недостатоци, сепак СМВ покажа дека може да биде искористен за тестирање на динамиката на возилата особено на возилата со управување на четири тркала. Спроведените експерименти покажаа поверодостојно однесување на возилото во однос на симулациите во услови кога СМВ има управување на четири тркала. Резултатите сè уште поблиски доколку како референтен модел се користи референтна аголна брзина од модел велосипед или од рамнински модел на возило. Доколку се користи референтна аголна брзина на пливање добиена со изразот 3.20 тогаш контролерот наметнува нагло завртување на тркалата што актуаторите и Ардуино контролерот не можат да го постигнат. Тоа предизвикува задоцнет одзив на возилото и отстапување од посакуваната траекторија на движење. Исто така, СМВ добро се однесува односно има резултати приближни до симулациските доколку станува збор за полаг маневар.

6. ЗАКЛУЧОЦИ И ПРЕПОРАКИ ЗА ПОНАТАМОШНИ ИСТРАЖУВАЊА

По спроведените анализи може да се заклучи дека предложената повеќепараметарската и повеќецелната оптимизација овозможува возилата со независно управување и погонување на четири тркала компромис помеѓу удобноста и управливоста на движење, без притоа да биде нарушена безбедноста и стабилноста на возилото. Анализите покажаа дека возилата со управување само на предната оска (2WS возилата) поседуваат подобри параметри на удобноста и предизвикуваат помалку мачнина кога се управувани од страна на возач. Тоа имплицира дека воведувањето на управување на задната оска, со одредени начини на управување, може лесно да предизвика неприродно чувство при патување со возилото и нарушување на удобноста. Неприродното чувство при возење може да се оствари доколку имаме ненадејно и нагло завртување на аглите на завртување на задните тркала, но и доколку имаме исти агли на завртување на тркалата на предната и задната оска со што возилото демонстрира транслаторно движење како краба. Во тој случај и покрај ниските измерени *RMS* и *MSDV* вредности на забрзувањата, кај патниците може да се зголеми чувството на мачнина при возење поради начин на движење на возилото на кој тие не се навикнати.

Повеќепараметарската и повеќецелната оптимизација овозможува патничките моторни возила со независно управување и погонување на четири тркала да ги намалат вредностите на подолжното и напречното забрзување и нивните први изводи, а со тоа да ја подобрат удобноста и да ја намалат мачнината при движењето. Како потврда на предложениот концепт е фактот дека возилото ја задржува својата стабилност и во услови кога патната подлога е со намален коефициент на триење, за разлика од 2WS возилото кое се извртува.

Најголемите придобивки од предложената повеќепараметарската и повеќецелната оптимизација се забележуваат во услови кога возилото се наоѓа во автономен режим на движење. Во ситуација кога се стабилни, возилата со независно управување и погонување на четири тркала налагаат завртување на предните и задните тркала за исти агли. Со тоа се намалува вредноста на аголната брзина на пливање, се подобрува удобноста и се намалува појавата на предизвикување на мачнина при движењето. Единствен недостаток претставуваат високите агли на пролизгување во тежиштето со што се намалува перцепцијата на патниците за насоката на движење на возилото и може да предизвика неприродно чувство при возењето. Треба да се потенцира дека поради недостатокот на агол на пливање на возилото, високите вредности на аголот на пролизгување во тежиштето не произлегуваат од еластичноста на пневматиците, туку од транслаторното движење кое го остварува возилото при промена на коловозните ленти. Доколку се воведат концептот на завртување на предните и задните тркала за ист агол и ако тој концепт е применлив за возила кои се управувани од страна на возач, тогаш начинот на управување и завртување на воланот би бил целосно поразличен од тоа што сме навикнати.

Анализите исто така покажаа дека во услови кога имаме нарушување на стабилноста на возилото, аглите на завртување на тркалата на предната и задната оска мора да бидат различни со цел да се овозможи ротација на возилото околу неговата

вертикална оска и негово стабилизирање. Во спротивно, возилото би зазело транслаторна траекторија и тоа ќе застранува се до моментот на негово целосно извртување.

Ако се сумираат предностите на предвидените автоматизирани системи вградени во возилата и нивното координирано дејство, како и избраните управувачки методи тие би биле:

- нивна примена и во автономните возила и во возилата кои се управувани од страна на возачот,
- подобрување на удобноста и намалување на мачнината кај патниците (особено во автономен режим на движење) во услови кога патната подлога има висок коефициент на прилепување.
- подобрување на стабилноста на возилото при влошени патни услови,
- намалување на вредностите на аголната брзина на пливање кога аглиите на завртување на предните и задните тркала се приближно исти,
- при движење на возилото на патна подлога со намален коефициент на прилепување *4WIS* возилото мора да поседува различни агли на завртување на предната и задната оска со цел да се овозможи ротација и стабилизација на возилото околу неговата вертикална оска. Во спротивно, контролерите ќе се „борат“ помеѓу себе за да го стабилизираат возилото. Тоа е применето во предложениот концепт и е докажано преку симулациите.

Покрај предностите секој систем има и свои недостатоци. Недостатоците кои беа воочени во текот на истражувањето се следните:

- аголот на пролизгување во тежиштето расте доколку аглиите на завртување на тркалата се идентични. Тоа резултира со намалување на перцепцијата за насоката на движење на патниците во возилото, создава неприродно чувство на возење, можност за зголемена дозна на мачнина, но и налага различен пристап во креирањето на методот на управување на *VSC* системот. Ако се користи методот на $\beta - \dot{\beta}$ рамнина, поради високите вредности на аголот на пролизгување во тежиштето *VSC* системот ќе биде поагресивен и ќе се активира почесто,
- имплементација на редундантни системи во случај на отказ на системот како двојни сензори, актуатори, електронски управувачки единици и сл.
- зголемена цена на чинење на возилото и системот.

И покрај ограничувањата на *СМВ*, сепак експерименталниот дел од истражувањето ја покажа предноста на системот со управување на четири тркала во однос на *2WS* возилото, особено во брзината на одзивот и неговото стабилизирање. *СМВ* кој беше направено според теоремата Бакинџем – Пи овозможува подобра споредливост на резултатите од експериментот и симулациите на *4WIS* возилата во однос на *2WS* возилата. Од тука може да се заклучи дека *СМВ* е посоодветно да биде искористен за потврдување на одредени концепти и методи на управување за *4WS* и *4WIS* возилата. Споредливоста е уште поточна доколку маневрите се помалку агресивни.

6.1. Препораки за подобрување и предлози за понатамошни истражувања

Согласно погорекажаното, истражувањето може да се прошири со тоа што би се вовел:

- посложен метод на управување со повеќе параметри за системот за независно погонување на четирите тркала,
- интеграција на системот со некој од останатите системи од возилото како активен систем за потпирање, напредните системи за асистенција на возач и др.
- различен метод на управување на VSC системот со цел подобро прилагодување на системот на големите вредности на аголот на пролизгување во тежиштето кога аглите на завртување на предните и задните тркала се скоро идентични,
- комбинирање на повеќе управувачки методи за системите за независно управување и погонување на четри тркала,
- анализа и имплементација на редундантни системи со цел зголемување на надежноста на возилата и безбедноста на системите за управување преку сигнали,
- реални тестирања каде ќе се анализира чувството на возење кај патниците и можноста за појава на мачнина во услови кога возилото се движи транслаторно како краба.

Во однос на експерименталното истражување и СМВ како подобрувања се предлагаат:

- создавање на поголем СМВ со пневматици кои би имале послични карактеристики на реалното возило,
- употреба на поцврсти материјали со цел да се анулираат зјаевите во системите,
- употреба на помоќни контролери, сензори и актуатори кои ќе овозможат побрз трансфер на податоци и попрецизно управување на компонентите,
- имплементација на чекорни мотори со помал чекор или DC мотори за завртување на тркалата.

Овој концепт освен во автономните и автоматизирани патнички возила, може да биде употребен и надвор од областа на моторните возила како во автономно управувани роботски возила. Без разлика на примената, системот би можел да биде прилагодлив на потребите на корисниците, возачите, патниците, па дури и за потребите за транспорт на различни предмети со помош на автономно управувани роботски возила.

КОРИСТЕНА ЛИТЕРАТУРА

- Данев, Д., Ќосевски М., (1999). Испитување на возила и машини: Прирачник, Машински факултет – Скопје.
- Данев, Д., (2000). Конструкција на моторните возила, Машински факултет – Скопје.
- Ќосевски М., (2019), Испитување на возила и машини, Интерна скрипта, Машински факултет – Скопје
- Analog Devices, (2009). ADXL345, <https://www.analog.com/media/en/technical-documentation/data-sheets/adxl345.pdf>
- Anand, S., Terken, J., & Hogema, J. (2011, November). Individual differences in preferred steering effort for steer-by-wire systems. In *Proceedings of the 3rd International Conference on Automotive User Interfaces and Interactive Vehicular Applications* (pp. 55-62).
- Arango, J. F., Bergasa, L. M., Revenga, P. A., Barea, R., López-Guillén, E., Gómez-Huélamo, C., ... & Gutiérrez, R. (2020). Drive-by-wire development process based on ros for an autonomous electric vehicle. *Sensors*, 20(21), 6121.)
- Audi. (2008). Dynamic Steering in the Audi A4'08. Self-study Programme 402.
- AZ-Delivery Vertriebs GmbH, (2011), <https://www.az-delivery.de/en/products/gy-521-kostenfreies-e-book>
- Barton, D. C., & Fieldhouse, J. D. (2018). *Automotive Chassis Engineering* (p. 337). Berlin: Springer.
- Cerci, C. (2021). *Simulation based tire sizing methodology according to the Pi-Buckingham Theorem* (Doctoral dissertation, Technische Hochschule Ingolstadt).
- Chahare, V., Mhaisne, I., & Dongre, D. (2017). An Overview on Future Electric Steering System: A Project Approach. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 4(7), 2152-2159.
- Changoski, V., Gjurov, I., & Janushevska, V. (2024). HANDLING AND STABILITY ANALYSIS OF AN AUTOMATED VEHICLE WITH INTEGRATED FOUR-WHEEL INDEPENDENT STEERING (4WIS).
- Changoski, V., Gjurov, I., & Jordanoska, V. (2022, December). Improving vehicle dynamics employing individual and coordinated sliding mode control in vehicle stability, active front wheel steering and active rear wheel steering systems in co-simulation environment. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 1271, No. 1, p. 012026). IOP Publishing.
- Changoski, V., Vasileva, A., Jakimovska, K., & Danev, D. (2024, September). Implementing Model Predictive Control (MPC) in Steer-by-Wire Systems for Future Automated Vehicles. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 1311, No. 1, p. 012024). IOP Publishing.
- Changoski, V., Gjurov, I., Danev, D., & Jordanoska, V. (2023). 665. VEHICLE HANDLING ENHANCEMENT EMPLOYING FOUR-WHEEL INDEPENDENT STEERING SYSTEM USING SLIDING MODE CONTROL. *MECHANICAL ENGINEERING-SCIENTIFIC JOURNAL*, 41(1), 59-71.
- Chen, H., Chen, S., Zhou, R., Huang, X., & Zhu, S. (2021). Research on four-wheel independent steering intelligent control strategy based on minimum load. *Concurrency and Computation: Practice and Experience*, 33(9), e6145.
- Chen, X., Bao, Q., & Zhang, B. (2019, July). Research on 4WIS electric vehicle path tracking control based on adaptive fuzzy PID algorithm. In *2019 chinese control conference (ccc)* (pp. 6753-6760). IEEE.
- Chen, X., Han, Y., & Hang, P. (2019, August). Researches on 4WIS-4WID stability with LQR coordinated 4WS and DYC. In *The IAVSD International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks* (pp. 1508-1516). Cham: Springer International Publishing.

- Chen, X., Luo, F., Hang, P., & Luo, J. (2018, October). Steering Mode Switch Control of Four-Wheel-Independent-Steering. In *Proceedings of the 19th Asia Pacific Automotive Engineering Conference & SAE-China Congress 2017: Selected Papers* (Vol. 486, p. 437). Springer.
- Chen, X., Peng, Y., Hang, P., & Tang, T. (2020, July). Path tracking control of four-wheel independent steering electric vehicles based on optimal control. In *2020 39th Chinese Control Conference (CCC)* (pp. 5436-5442). IEEE.
- Choi, M. W., Park, J. S., Lee, B. S., & Lee, M. H. (2008, October). The performance of independent wheels steering vehicle (4WS) applied Ackerman geometry. In *2008 international conference on control, automation and systems* (pp. 197-202). IEEE.
- DIN Standards Committee Road Vehicles and Mobility. (2024). <https://www.din.de/en/getting-involved/standards-committees/naaautomobil/projects/wdc-proj:din21:361194383>
- Do, M. T., Man, Z., Zhang, C., Wang, H., & Tay, F. S. (2013). Robust sliding mode-based learning control for steer-by-wire systems in modern vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 63(2), 580-590.
- Dong, Z., Zhu, X., Hu, S., Qi, Z. T., & Li, Z. (2017, November). Simulation research on rear active steering-based 4WIS electric vehicle steering control. In *2017 24th International Conference on Mechatronics and Machine Vision in Practice (M2VIP)* (pp. 1-6). IEEE.
- Earnhardt Hyundai North Scottsdale (2022), 2022 Hyundai IONIQ 5, <https://www.northscottsdalehyundai.com/clp-2022-hyundai-ioniq-5-scottsdale-az>
- Ekemube, R. A., & Atta, A. T. (2023). APPLICATION OF BUCKINGHAM PI THEOREM IN DEVELOPMENT OF TRACTOR FUEL CONSUMPTION MODEL FOR PLOUGHING OPERATION. *Journal of Agricultural Mechanization (AGRIMECH)*, 3.
- Fijalkowski, B. T. (2010). *Automotive mechatronics: operational and practical issues: volume I* (Vol. 47). Springer Science & Business Media.
- Ghasemi, A. H., Jayakumar, P., & Gillespie, R. B. (2019). Shared control architectures for vehicle steering. *Cognition, Technology & Work*, 21(4), 699-709.
- Guo, H., Cao, D., Chen, H., Lv, C., Wang, H., & Yang, S. (2018). Vehicle dynamic state estimation: State of the art schemes and perspectives. *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica*, 5(2), 418-431.
- Guo, L., Ge, P., Yue, M., & Li, J. (2020). Trajectory tracking algorithm in a hierarchical strategy for electric vehicle driven by four independent in-wheel motors. *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, 43(8), 807-818.
- Hägele, A. (2014, July). Active rear axle kinematics-improving driving dynamics, safety and comfort. In *5th International Munich Chassis Symposium 2014: chassis. tech plus* (pp. 411-419). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Hang, P., Xia, X., & Chen, X. (2021). Handling stability advancement with 4WS and DYC coordinated control: A gain-scheduled robust control approach. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 70(4), 3164-3174.
- Harrer, M., & Pfeffer, P. (Eds.). (2017). *Steering handbook* (Vol. 495). Cham, Switzerland: Springer International Publishing.
- Hasnain, S. G. (2021). *Design and construction of a dynamically scaled vehicle for emergency scenario algorithm development* (Doctoral dissertation, Technische Hochschule Ingolstadt).
- Hasnain, S. G. (2021). *Design and construction of a dynamically scaled vehicle for emergency scenario algorithm development* (Doctoral dissertation, Technische Hochschule Ingolstadt).

- Hoblet, P., O'Brien, R. T., & Piepmeier, J. A. (2003, March). Scale-model vehicle analysis for the design of a steering controller. In *Proceedings of the 35th Southeastern Symposium on System Theory*, 2003. (pp. 201-205). IEEE.)
- Huang, C., & Li, L. (2020). Architectural design and analysis of a steer-by-wire system in view of functional safety concept. *Reliability Engineering & System Safety*, 198, 106822.
- Huang, C., Chen, Z., Liu, Y., Xu, B., Ling, Z., Li, Z., ... & Yao, F. (2024). Autonomous Driving Comfort Prediction: Improve Comfort through Global Path Planning.
- Huang, C., Naghdy, F., & Du, H. (2017). Fault tolerant sliding mode predictive control for uncertain steer-by-wire system. *IEEE transactions on cybernetics*, 49(1), 261-272.
- Huang, C., Naghdy, F., Du, H., & Huang, H. (2019). Fault tolerant steer-by-wire systems: An overview. *Annual Reviews in Control*, 47, 98-111.
- Huang, C., Naghdy, F., Du, H., & Huang, H. (2019). Shared control of highly automated vehicles using steer-by-wire systems. *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica*, 6(2), 410-423.
- Husain, I., Ozpineci, B., Islam, M. S., Gurpinar, E., Su, G. J., Yu, W., ... & Sahu, R. (2021). Electric drive technology trends, challenges, and opportunities for future electric vehicles. *Proceedings of the IEEE*, 109(6), 1039-1059.
- Hwang, H., Choi, H., & Nam, K. (2019). Practical synchronous steering angle control of a dual-motor driving steer-by-wire system. *Ieee Access*, 7, 133100-133110.
- InvenSense, (2010). ITG-3205 Product Specification Revision 1.0, https://dl.btc.pl/kamami_wa/itg3205.pdf
- Jain, V., Kumar, S. S., Papaioannou, G., Happee, R., & Shyrokau, B. (2023). Optimal trajectory planning for mitigated motion sickness: Simulator study assessment. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 24(10), 10653-10664.
- Jin, L., Xie, X., Shen, C., Wang, F., Wang, F., Ji, S., ... & Xu, J. (2017). Study on electronic stability program control strategy based on the fuzzy logical and genetic optimization method. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(5), 1687814017699351.
- Kalinowski, J., Drage, T., & Bräunl, T. (2014). Drive-by-wire for an autonomous formula SAE car. *IFAC Proceedings Volumes*, 47(3), 8457-8462.
- Lam, T. L., Qian, H., & Xu, Y. (2009). Omnidirectional steering interface and control for a four-wheel independent steering vehicle. *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, 15(3), 329-338.
- Lapamong, S., Gupta, V., Callejas, E., & Brennan, S. (2009). Fidelity of using scaled vehicles for chassis dynamic studies. *Vehicle System Dynamics*, 47(11), 1401-1437.
- Lei, Y. L., Wen, G., Fu, Y., Li, X., Hou, B., & Geng, X. (2022). Trajectory-following of a 4WID-4WIS vehicle via feedforward-backstepping sliding-mode control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 236(2-3), 322-333.
- Lenssen, D., Bertipaglia, A., Santafe, F., & Shyrokau, B. (2023). *Combined path following and vehicle stability control using model predictive control* (No. 2023-01-0645). SAE Technical Paper.
- Li, B., Du, H., Li, W., & Zhang, B. (2019). Integrated trajectory planning and control for obstacle avoidance manoeuvre using non-linear vehicle MP algorithm. *IET Intelligent Transport Systems*, 13(2), 385-397.
- Li, R., Li, Y., Li, S. E., Zhang, C., Burdet, E., & Cheng, B. (2020). Indirect shared control for cooperative driving between driver and automation in steer-by-wire vehicles. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 22(12), 7826-7836.

- Li, T., Xie, B., & Wang, R. (2019, April). Design and experiments of electronic steer-by-wire system in electric tractor. In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* (Vol. 252, No. 3, p. 032108). IOP Publishing.
- Liang, Y., Li, Y., Yu, Y., & Zheng, L. (2020). Integrated lateral control for 4WID/4WIS vehicle in high-speed condition considering the magnitude of steering. *Vehicle System Dynamics*, 58(11), 1711-1735.
- Liang, Y., Li, Y., Zheng, L., Yu, Y., & Ren, Y. (2021). Yaw rate tracking-based path-following control for four-wheel independent driving and four-wheel independent steering autonomous vehicles considering the coordination with dynamics stability. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 235(1), 260-272.
- Liu, C., Sun, W., & Zhang, J. (2020). Adaptive sliding mode control for 4-wheel SBW system with Ackerman geometry. *ISA transactions*, 96, 103-115.
- Liu, Y., Zong, C., Zhang, D., Zheng, H., Han, X., & Sun, M. (2021). Fault-tolerant control approach based on constraint control allocation for 4WIS/4WID vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 235(8), 2281-2295.
- Luciani, S., Bonfitto, A., Amati, N., & Tonoli, A. (2020). Model predictive control for comfort optimization in assisted and driverless vehicles. *Advances in Mechanical Engineering*, 12(11), 1687814020974532.
- Luo, J., Hang, P., Luo, F., Wu, L., & Chen, X. (2017, July). Sliding mode-based learning control for a novel steering-by-wire system. In *2017 36th Chinese Control Conference (CCC)* (pp. 3627-3634). IEEE.
- Mallozzi, P., Pelliccione, P., Knauss, A., Berger, C., & Mohammadiha, N. (2019). Autonomous vehicles: state of the art, future trends, and challenges. *Automotive systems and software engineering: State of the art and future trends*, 347-367.
- Mirbeygi Moghaddam, A., Ghaffari, A., & Khodayari, A. (2020). Adaptive comfort-oriented vehicle lateral control with online controller adjustments according to driver behaviour and look-ahead dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 234(2), 272-287.
- Mohajer, N., Nahavandi, S., Abdi, H., & Najdovski, Z. (2020). Enhancing passenger comfort in autonomous vehicles through vehicle handling analysis and optimization. *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine*, 13(3), 156-173.
- Mortazavizadeh, S. A., Ghaderi, A., Ebrahimi, M., & Hajian, M. (2020). Recent developments in the vehicle steer-by-wire system. *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, 6(3), 1226-1235.
- Murugesan, T. (2019). EXPERIMENT SETUP DESIGN FOR NON-DIMENSIONAL VEHICLE DYNAMICS STUDIES.
- Nah, J., & Yim, S. (2020). Vehicle stability control with four-wheel independent braking, drive and steering on in-wheel motor-driven electric vehicles. *Electronics*, 9(11), 1934.
- Norouzi, A., Adibi-Asl, H., Kazemi, R., & Hafshejani, P. F. (2020). Adaptive sliding mode control of a four-wheel-steering autonomous vehicle with uncertainty using parallel orientation and position control. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 27(4), 499-518.
- Oksanen, T., & Linkolehto, R. (2013). Control of four wheel steering using independent actuators. *IFAC Proceedings Volumes*, 46(18), 159-163.
- Open Motors. (2023). TABBY EVO. <https://www.openmotors.co/product/tabbyevo/>
- Pfeffer, P., & Harrer, M. (2017). *Steering handbook*. Cham, Switzerland: Springer International Publishing.

- Phetnok, P., Lonklang, A., & Tantrairatn, S. (2019, April). Implementation of Steering-by-Wire Control System for Electric Golf Cart. In *2019 5th International Conference on Control, Automation and Robotics (ICCAR)* (pp. 373-376). IEEE
- Rajamani, R. (2006). *Vehicle dynamics and control*. Boston, MA: Springer US.
- Rajesh, N., Zheng, Y., & Shyrokau, B. (2023). Comfort-oriented motion planning for automated vehicles using deep reinforcement learning. *IEEE Open Journal of Intelligent Transportation Systems*, 4, 348-359.
- Rasul, M. H., Zamzuri, H., Mustafa, A. M. A., & Ariff, M. H. M. (2015, May). Development of 4WIS SBW in-wheel drive compact electric vehicle platform. In *2015 10th Asian Control Conference (ASCC)* (pp. 1-6). IEEE.
- Rau, M., Michalski, R., & Spangemacher, B. (2022, April). Innovative rear axle steering with large angles. In *12th International Munich Chassis Symposium 2021: chassis. tech plus* (pp. 275-291). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Regulation (EU) 2019/2144 <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32019R2144&qid=1707517950200>
- Reif, K. (2014). Brakes, brake control and driver assistance systems. Weisbaden, Germany, Springer Vieweg, 12-27.
- Schaeffler.(2010). Kolloquiumsbuch - Fahrwerksysteme 26.
- Shuai, Z., Zhang, H., Wang, J., Li, J., & Ouyang, M. (2013). Combined AFS and DYC control of four-wheel-independent-drive electric vehicles over CAN network with time-varying delays. *IEEE Transactions on vehicular technology*, 63(2), 591-602.
- Shuai, Z., Zhang, H., Wang, J., Li, J., & Ouyang, M. (2013). Combined AFS and DYC control of four-wheel-independent-drive electric vehicles over CAN network with time-varying delays. *IEEE Transactions on vehicular technology*, 63(2), 591-602.
- Singh, J., Singh, R., & Singh, H. (2018). Surface roughness prediction using Buckingham's Pi-theorem for SS-316L hip implant prepared as rapid investment casting. *Materials Today: Proceedings*, 5(9), 18080-18088.
- Standard ISO 15037-1:2019 <https://www.iso.org/standard/70164.html>
- Standard ISO 26262:2018 <https://www.iso.org/standard/68383.html>
- Standard ISO 2631-1:1997 <https://www.iso.org/standard/7612.html>
- Standard ISO/AWI 19725 (<https://www.iso.org/standard/85980.html#lifecycle>)
- Stoklosa, A. (2017) Pow! Renault Creates Twizy-Based Open-Source POM (It's a Car, Sort Of).<https://www.caranddriver.com/news/a15343632/pow-renault-creates-twizy-based-open-source-pom-its-a-car-sort-of/>
- Sun, Z., Zheng, J., Man, Z., & Wang, H. (2015). Robust control of a vehicle steer-by-wire system using adaptive sliding mode. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 63(4), 2251-2262.
- UN Regulation No. 79, <https://unece.org/transport/documents/2023/10/working-documents/un-regulation-no-79-revision-5>
- Verma, R., Del Vecchio, D., & Fathy, H. K. (2008). Development of a scaled vehicle with longitudinal dynamics of an HMMWV for an ITS testbed. *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, 13(1), 46-57.)
- Verma, R., Del Vecchio, D., & Fathy, H. K. (2008). Development of a scaled vehicle with longitudinal dynamics of an HMMWV for an ITS testbed. *IEEE/ASME transactions on mechatronics*, 13(1), 46-57.

- Vishal, C., Indira, M., & Duyaneshwar, D. (2017). An overview on future electric steering system: A project approach. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 7(4), 19.
- Wang, H., Kong, H., Man, Z., Cao, Z., & Shen, W. (2013). Sliding mode control for steer-by-wire systems with AC motors in road vehicles. *IEEE transactions on Industrial Electronics*, 61(3), 1596-1611.
- Wu, T., Luo, A., Huang, R., Cheng, H., & Zhao, Y. (2019, November). End-to-end driving model for steering control of autonomous vehicles with future spatiotemporal features. In *2019 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)* (pp. 950-955). IEEE.
- Yang, X., & Ni, J. (2023). A cloud-edge combined control system with MPC parameter optimization for path tracking of unmanned ground vehicle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 237(1), 48-60.
- Yao, Q., Tian, Y., Wang, Q., & Wang, S. (2020). Control strategies on path tracking for autonomous vehicle: State of the art and future challenges. *IEEE Access*, 8, 161211-161222.
- Yim, S. (2020). Comparison among active front, front independent, 4-wheel and 4-wheel independent steering systems for vehicle stability control. *Electronics*, 9(5), 798
- Yim, S. (2021). Integrated chassis control with four-wheel independent steering under constraint on front slip angles. *IEEE Access*, 9, 10338-10347.
- Zhang, J., Wang, H., Ma, M., Yu, M., Yazdani, A., & Chen, L. (2020). Active front steering-based electronic stability control for steer-by-wire vehicles via terminal sliding mode and extreme learning machine. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 69(12), 14713-14726.
- Zhang, J., Wang, H., Zheng, J., Cao, Z., Man, Z., Yu, M., & Chen, L. (2020). Adaptive sliding mode-based lateral stability control of steer-by-wire vehicles with experimental validations. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 69(9), 9589-9600.
- Zhang, J., Wang, H., Zheng, J., Cao, Z., Man, Z., Yu, M., & Chen, L. (2020). Adaptive sliding mode-based lateral stability control of steer-by-wire vehicles with experimental validations. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 69(9), 9589-9600.
- Zhang, Q., Liu, W., & Liu, P. (2022). Fault-tolerant control of automated guided vehicle under centroid variation. *IEEE Access*, 10, 68995-69009.
- Zhao, D., Sun, H., & Cui, W. (2010, August). Research on the platform design and control system for the wheel-side steering-driving coordination vehicle. In *2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation* (pp. 1276-1281). IEEE.
- Zheng, Y., Shyrokau, B., & Keviczky, T. (2023). Mitigating motion sickness with optimization-based motion planning. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, 9(1), 2553-2563.

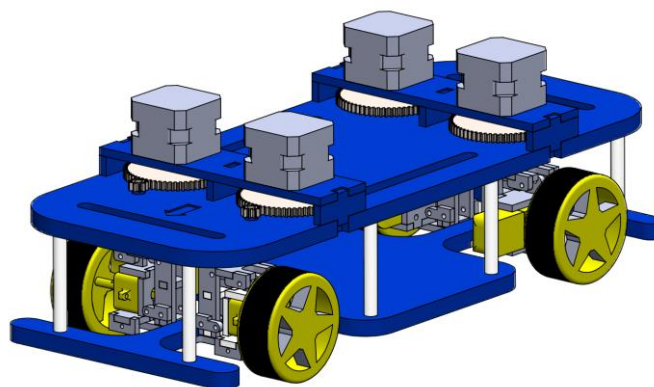
ПРИЛОГ 1 - ГРАДБА НА СКАЛИРАНИОТ МОДЕЛ

1. КРЕИРАЊЕ НА CAD МОДЕЛ

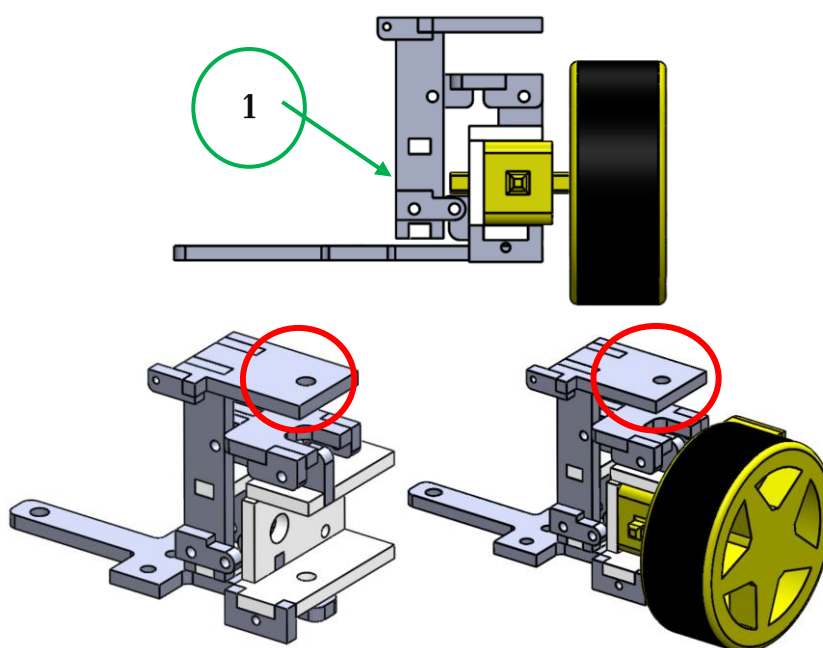
Согласно со теоремата Бакингем – Пи и добиените посакувани димензии на скалираното возило, направен е CAD модел на самото возило (слика 1). Првичниот CAD модел е составен од вкупно 74 дела содржани во неколку потсклопови. Најголем предизвик претставуваше моделирањето на интегрираниот систем за потпирање, кој воедно треба да ја има и улогата на систем за управување. Системот (слика 2) е така изведен што е направена помошна потконструкција (1) на која се поставуваат горната и долната водилка од системот за потпирање, како и пружината. Со цел да се оствари процесот на управување кај возило, целата потконструкција заедно со водилките, моторот и тркалото ротира околу отворот означен со црвена боја. На тоа место со помош на завртка се остварува поврзување на интегрираниот систем за потпирање и управување со горната носечка конструкција. Предноста на овој систем се големите агли кои може да се постигнат, но тоа одзема голем дел од расположливиот конструктивен простор. Прикажаниот систем на слика 2 претставува ревидираниот интегриран систем за потпирање и управување кој беше коригиран по фазата на прототипирање. Причините за корекција на системот се објаснети во понатамошниот текст.

Целта беше да се обезбеди агол на ротација на тркалата од 180° , но малите димензии на возилото го усложнија овој потсистем. Чекорните мотори кои се одговорни за независното управување на сите 4 тркала не се директно поврзани со системот за управување, туку ротацијата е обезбедена со помош на запчест пар со преносен однос $i = 6$. Овој преносен однос е одбран со цел да се овозможи попрецизно управување на тркалата. Еден чекор од чекорните мотори одговара на ротација на вратило од 1.8° . Овие вредности се релативно големи кога станува збор за прецизно управување кај возилата и поради тоа, со поставување на запчениците при поместување на моторот од 1 чекор, тркалото ќе се заврти за 0.3° , што претставува поприфатлива вредност. Дополнително се овозможува зголемување на вртежниот момент за 6 пати во однос на моментот од 0.23 Nm што чекорните мотори го генерираат. Малиот запченик е со дијаметар на поделбениот круг $d = 10 \text{ mm}$, а бројот на заби $z = 10$. Дополнително намалување на преносниот однос не е возможно пред сè поради ограничениот конструктивен простор и немањето на можност да се изработи запченик со помали димензии на расположливите машини.

По креирањето на CAD моделот, беше направена анализа на компонентите и начинот на нивно производство. Првичната замисла беше сите делови да бидат изработени на 3D принтер, но потоа беше донесена одлука дел од елементите да бидат изработени од плексиглас, со помош на ласерско сечење.



Слика бр. 1 CAD модел на возилото



Слика бр. 2 CAD модел на интегрираниот систем за потпирање и управување

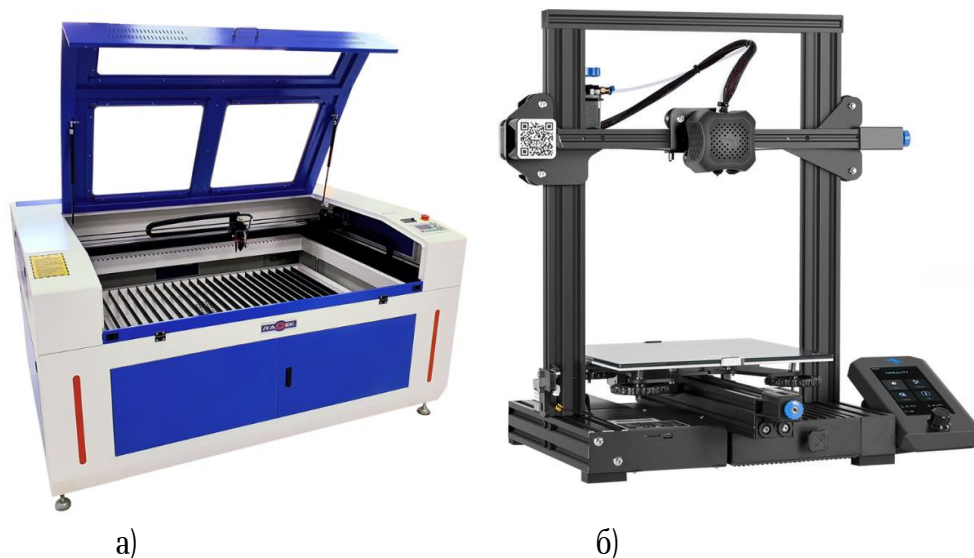
2. ИЗРАБОТКА НА СОСТАВНИТЕ ДЕЛОВИ НА ФИЗИЧКИОТ МОДЕЛ

За изработка на деловите се користеа технологиите на ласерско сечење и на адитивно производство на полимерен материјал. При изработката, изборот на машина зависеше од неколку параметри: геометриските карактеристики на делот, функцијата на делот во прототипното возило, времето потребно за изработка со одделните технологии. Целта беше да се оптимизира процесот на изработка, односно да се минимизира потрошувачката на материјал и времето на изработка, но да се обезбеди крутоста неопходна за делот да ја извршува соодветната функција во возилото. Истовремено, ограничувачки фактор при одлуката беше способноста на производната технологија да ја произведе моделирана геометрија на делот, бидејќи кај ласерското сечење има ограничување во однос на комплексноста што може да се изработи.

2.1. Карактеристики на користените машини

Машината за ласерска обработка е *RADEK* модел *RKS1390* опремена со CO_2 ласер со максимална моќност од 130 W за сечење и гравирање на дрво, акрил, форект, шпер, *MDF*, кожа, плексиглас, текстил, картон, и гравирање на алуминиум и други меки метали. Работната површина на машината е 1300 x 900 mm. Машината е прикажана на слика бр. 3.

Машината за адитивно производство на полимерен материјал е *Ender – 3 V2*, 3Д печатач кој ја користи технологијата на принтање со филамент и се користи за материјалите *PLA*, *ABS*, *PETG*, *TPU*. Машината се карактеризира со точност од ± 0.1 mm, дијаметар на филамент 1.75 mm, работна површина од 220 x 220 x 250 mm, и дебелина на слој на принтање од 0.1 до 0.4 mm. Максималната температура на загревање која може да се постигне на млазницата е 260°C, а на подлогата за печатење е 100°C. Визуелна репрезентација на машината е прикажана на слика бр. 2.1 б.

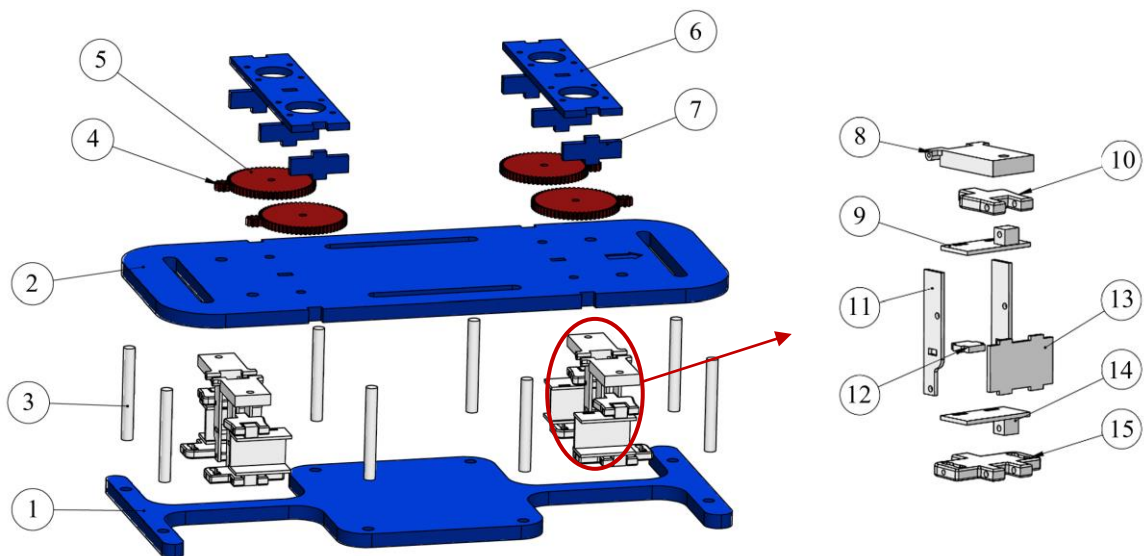


Слика бр. 3 Користени машини за изработка на деловите за прототипното возило: а) за ласерско сечење, б) за адитивно производство

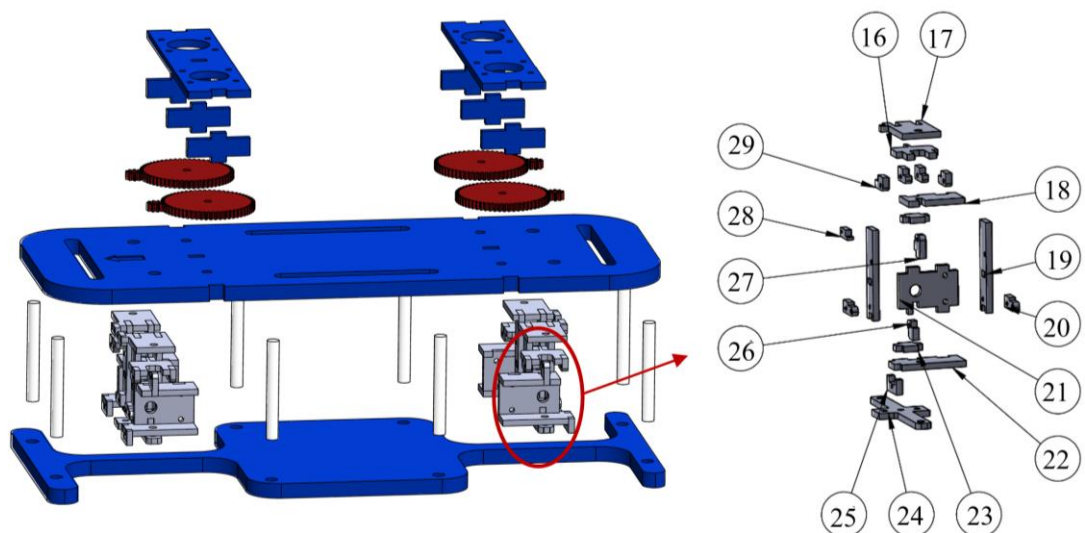
2.2. Изработка на деловите на прототипното возило

Развиени погледи на деловите од прототипното возило кои беа изработени се прикажани соодветно на слика бр. 4 и слика бр. 5, каде на слика бр. 4 е прикажан поглед од првата верзија на возилото, а на слика бр. 5 од втората верзија. На шемата не се прикажани моторите за погон и за управување на тркалата, како и амортизерите, со цел попрегледен приказ и јасни ознаки на елементите од возилото. На шематските прикази, секој дел кој треба да се изработи е означен со цифра. Во табела бр. 1 се нумерирани деловите и дефинирана е технологијата која беше користена за нивна обработка, како и бројот на парчиња од секој дел. Две верзии од прототипното возило беа изработени и тестирани, при што втората верзија на некои од деловите беа изработени со друга производна технологија, покажано во табела бр. 1. Боите користени на развиениот поглед

на слика бр. 4 ја означуваат технологијата на изработка на првата верзија на возилото: со сина и црвена боја се означени деловите кои беа изработени со ласерско сечење, а со бела боја се означени деловите кои беа добиени со адитивно производство. Во втората верзија од прототипното возило, сите делови освен потпорните структури означени со ознака 3 на слика бр. 4, беа изработени со ласерско сечење затоа што ласерското сечење резултира со попрецизни толеранции при склопувањето како и побрзо време на изработка.



Слика бр. 4 Експлодиран поглед на деловите на првата верзија од прототипното возило кои беа изработени, каде склопот за потпирање и управување е прикажен одделно



Слика бр. 5 Експлодиран поглед на деловите на втората верзија од прототипното возило кои беа изработени, каде склопот за потпирање и управување е прикажен одделно

Табела бр. 1 Технологија на изработка на деловите во прва и втора верзија од прототипното возило

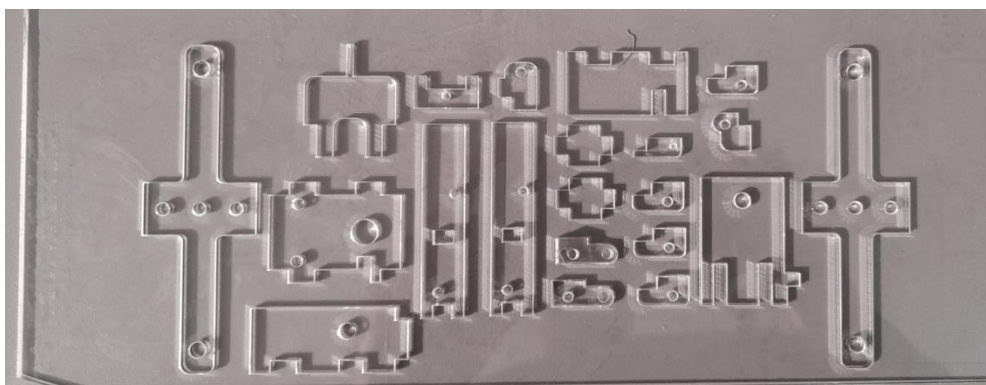
Ознака на делот според Error! Reference source not found.	Технологија на изработка - прва верзија	Промена на технологија на изработка - втора верзија	Број на парчиња
1	ласерско сечење	/	1
2	ласерско сечење	/	1
3	адитивно производство	готов дел (завртки M8x100)	8
4	адитивно производство	ласерско сечење	4
5	адитивно производство	ласерско сечење	4
6	ласерско сечење	/	2
7	ласерско сечење	/	6
8	адитивно производство	/	4
9	адитивно производство	/	4
10	адитивно производство	/	4
11	адитивно производство	/	4
12	адитивно производство	/	4
13	адитивно производство	/	4
14	адитивно производство	/	4
15	адитивно производство	/	4
16	/	ласерско сечење	4
17	/	ласерско сечење	4
18	/	ласерско сечење	4
19	/	ласерско сечење	8
20	/	ласерско сечење	8
21	/	ласерско сечење	4
22	/	ласерско сечење	4
23	/	ласерско сечење	8
24	/	ласерско сечење	2
25	/	ласерско сечење	4
26	/	ласерско сечење	4
27	/	ласерско сечење	4
28	/	ласерско сечење	4
29	/	ласерско сечење	16

Деловите на ласерско сечење беа изработени од плексиглас со дебелина од 4 или 6 mm, зависно од нивната функција во возилото. Error! Reference source not found.2 ги сума дебелините на плочестиот материјал од кои беа изработени парчињата со ласерско сечење, земајќи ја предвид само втората верзија од прототипното возило.

Табела бр. 2 Дебелина на плексиглас корисена за изработка на деловите со ласерско сечење

Ознака на делот според Error! Reference source not found.	Дебелина на плочест материјал за изработка на делот [mm]
1	6
2	6
4	4
5	4
6	4
7	4
16	4
17	4
18	4
19	4
20	4
21	4
22	4
23	4
24	4
25	4
26	4
27	4
28	4
29	4

На Error! Reference source not found. бр. 6 е покажан пример од деловите кои беа изработени со ласерско сечење на плексиглас со дебелина од 4 mm. За време на обработката машината е затворена за да се спречи оштетувањето на видот заради ласерското зрачење и обработката може да се следи само преку затемнето стакло со заштитен филтер на штетните бранови должини. Поради таа причина, слики за време на обработката не можат да бидат направени.



Слика бр. 6 Пример на делови изработени со ласерско сечење на плексиглас со дебелина од 4 mm

Табела бр. 3 Користени режими на обработка при ласерско сечење на плексиглас

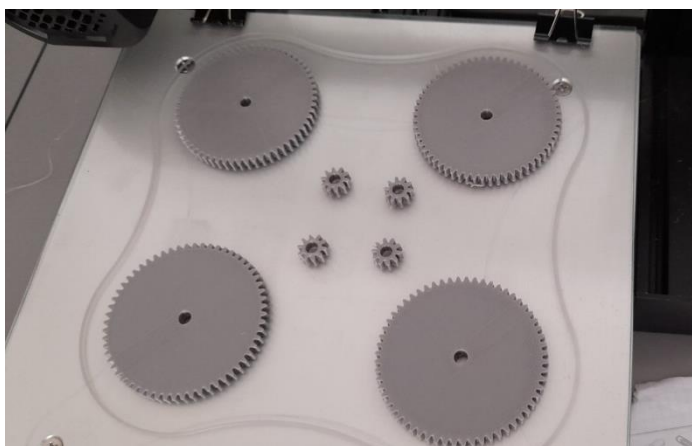
Режим на обработка	Вредност на режимот	
	За дебелина од 4 mm	За дебелина од 6 mm
Брзина на сечење [mm/s]	15	12
Моќност на ласер [W]	35	78
Растојание од млазница до површина на сечење [mm]	8	8

Во првата верзија од прототипното возило, деловите во склопот за потпирање и управување на тркалата беа изработени со адитивно производство заради комплексноста на геометријата која не можеше на биде добиена со останатите достапни производни технологии. Во втората верзија од возилото, овој склоп беше целосно преработен за да се овозможи сечење на ласер со што се оптимизира времетраењето на изработката. Деловите во склопот беа одново моделирани со поедноставување на нивната геометрија со цел да бидат изработени со ласерско сечење на плексиглас со дебелина од 4 mm. Деловите беа изработени од полимерен материјал *PLA* (*Polylactic acid*). Потпорни структури беа користени со цел оптимално 3Д принтање на комплексните површини од геометријата на делот.

Табела бр. 4 Користени режими на обработка при адитивно производство на PLA

Режим на обработка	Вредност
Дебелина на слој [mm]	0.2
Исполнување при принтање [%]	40
Брзина на принтање [mm/s]	50
Растојание од млазница до површина на принтање [mm]	0.1

Пример на делови добиени со адитивно производство на PLA е прикажана на слика бр. 7.



Слика бр. 7 Пример на делови изработени со адитивно производство на PLA

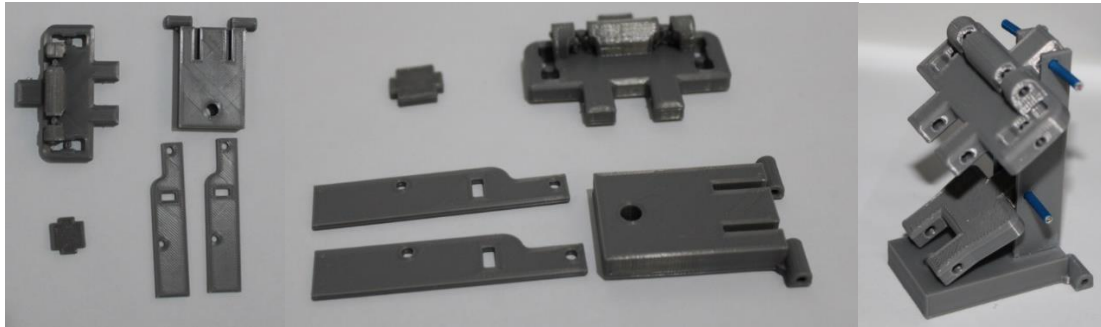
2.3. Процес на склопување на реалниот модел

По изработката на деловите, беше направено нивно склопување и монтажа. Првиот прототип беше изработен од 58 делови (10 од плексиглас и 48 со помош на 3D принтање), а при монтажата беше вклучени и 4 тркала, 4 погонски ТТ мотори, 4 чекорни мотори и 4 пружини. Приказ на употребените делови е даден на слика бр. 8.



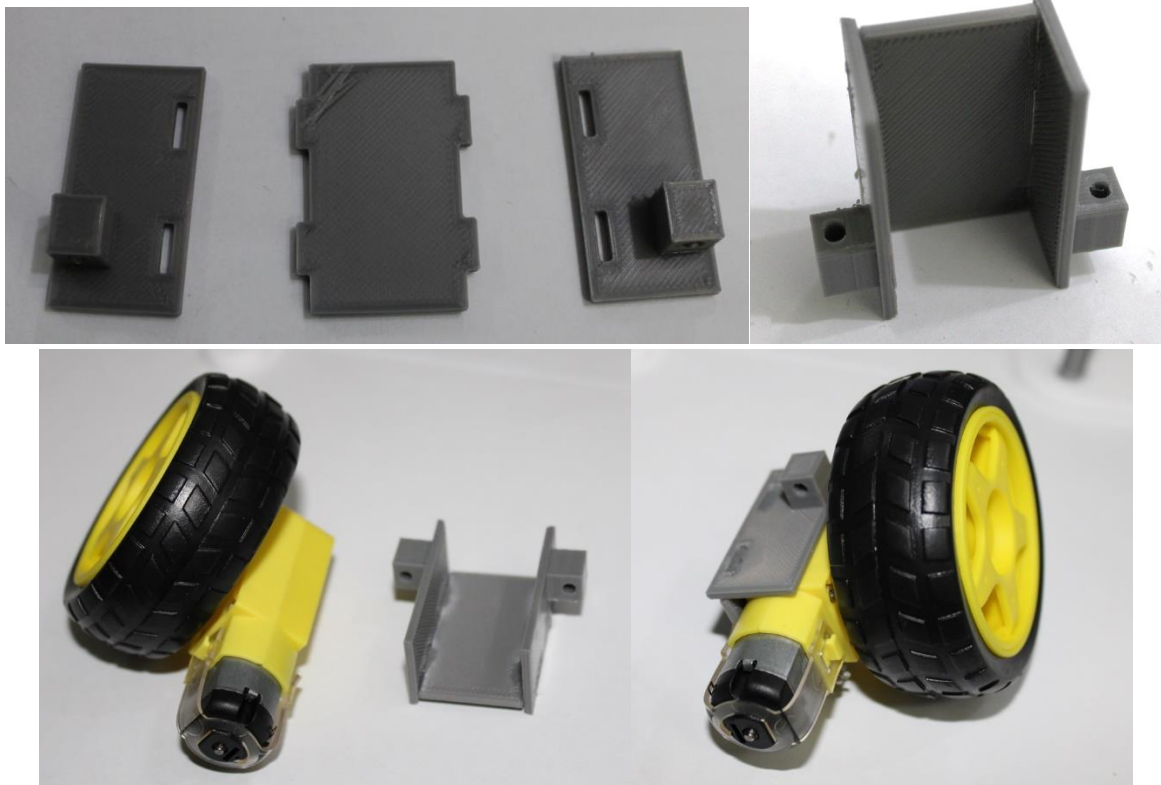
Слика бр. 8 Составни делови на првиот прототип

Составувањето на деловите кои се изработени со адитивно производство е направено со помош на моментално лепило. Првично беше составен системот за потпирање (слика бр. 9). Поврзувањето на горната и долната водилка од системот за потпирање со носечката структура е направено така да се овозможи ротација на двете водилки.

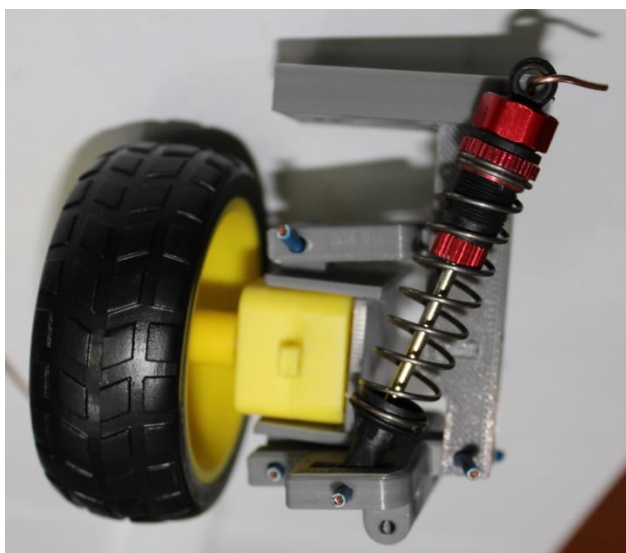


Слика бр. 9 Составни делови на системот за потпирање

Понатаму составени беа деловите кои го формираат носачот на тркалото и погонскиот електромотор. Деловите од носачот беа залепени меѓусебно, додека врската помеѓу носачот и моторот е направена со помош на течен лепак нанесен со процес на топење на цврст лепак (слика бр. 10).



Слика бр. 10 Склоп на тркалото, носач и погонски електромотор



Слика бр. 11 Целосен склоп на интегрираниот систем за потпирање и управување на едно тркало

На крај, пружината е поставена на помеѓу долната водилка и носечката структура, формирајќи го целосно системот за потпирање (слика бр. 11).

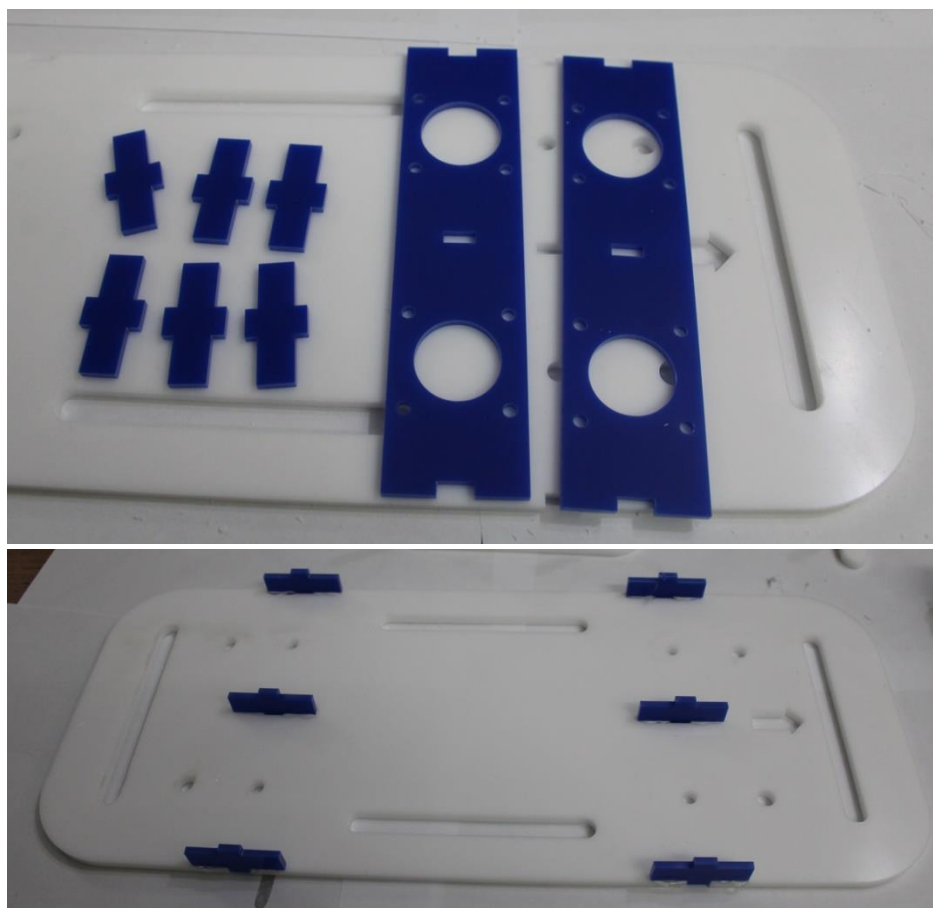
Понатаму, следеше процесот на поврзување на деловите изработени од плексиглас. 8 оскички беа поставени на долната носечка структура, но поради малите толеранции кои беа предвидени во процесот на производство, а уште повеќе поради крутоста, настана лом на дел од оските при процесот на монтажа. Поради тоа, потребно беше да се направи проширување на отворите на носечките структури и како замена за оските беа искористени завртки M8x100, со што се овозможи и висинско прилагодување на двете структури (слика бр. 2.12).

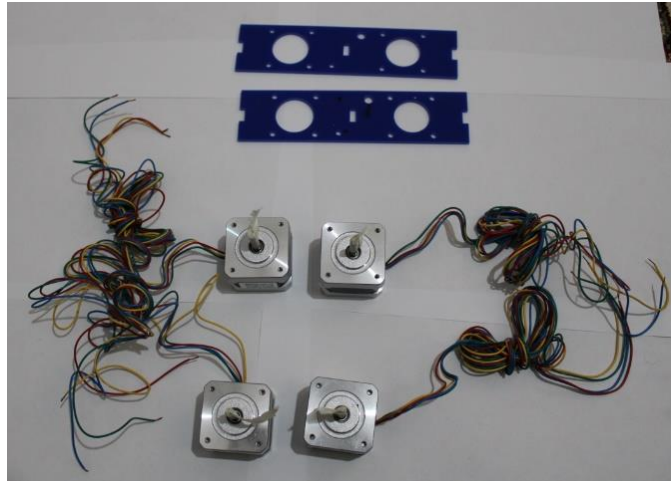




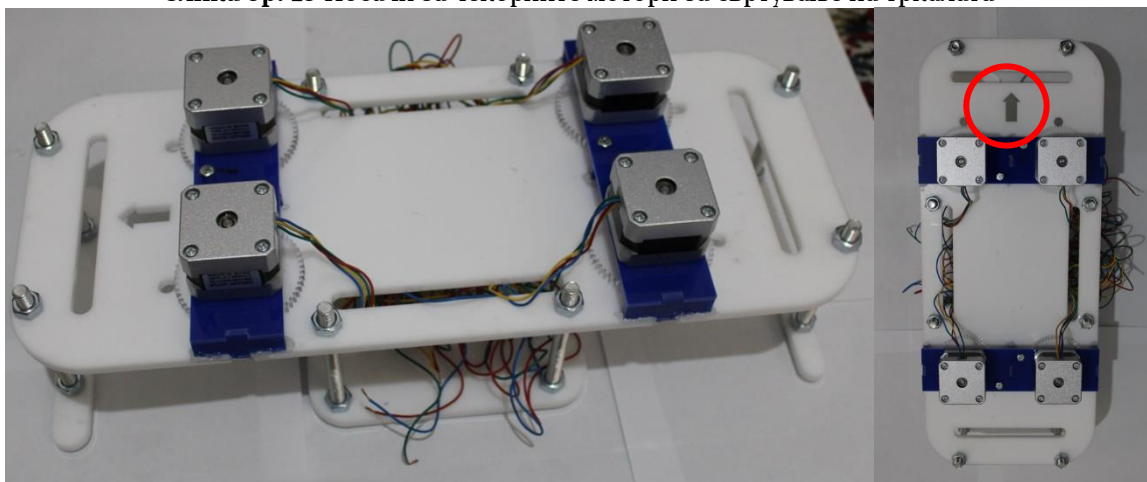
Слика бр. 12 Носечки структури

Во следниот чекор беа составени носачите кои треба да ги држат чекорните мотори (слика бр. 2.13). Покрај поврзувањето со помош на топол лепак, беа искористени и завртки со димензија M4x30 со цел дополнително зацврстување на структурата. На крај чекорните мотори беа поставени на нивните држачи (сините елементи) со помош на четири завртки M3 (слика бр. 2.14). Стрелката означена на слика 14 ја претставува насоката на движење на скалираниот модел на возило (предната страна на возилото).



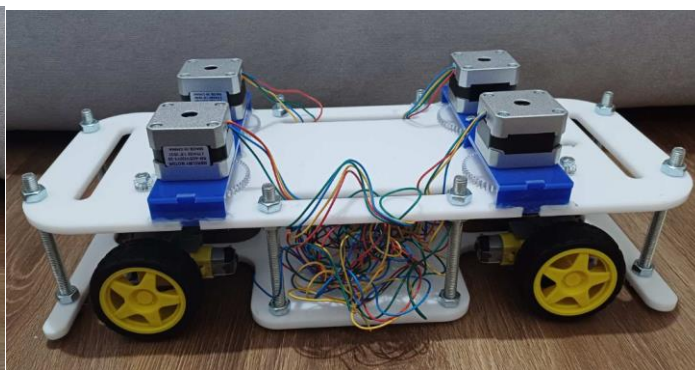
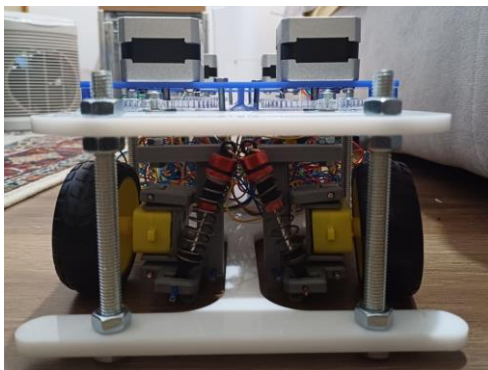
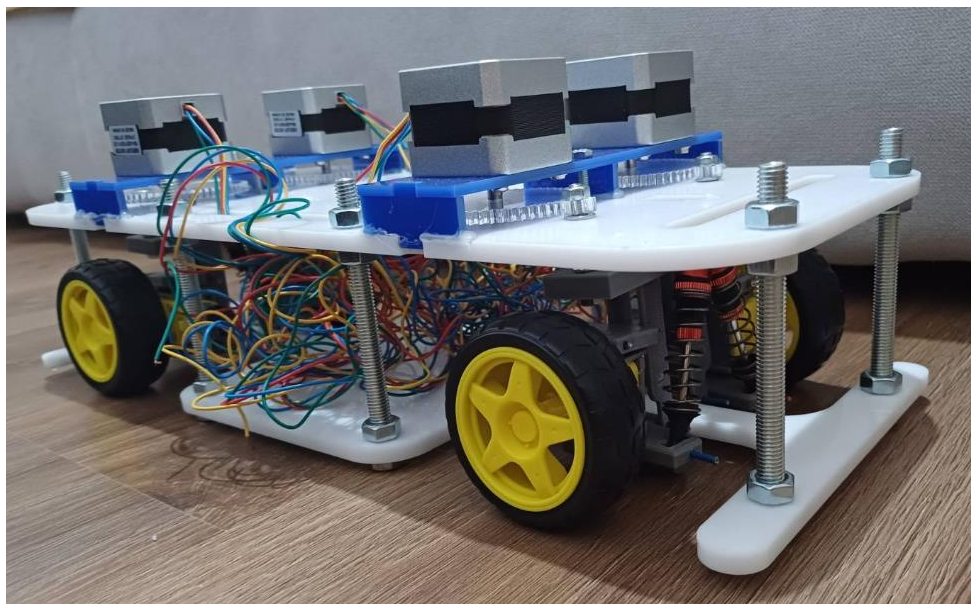


Слика бр. 13 Носачи за чекорните мотори за свртување на тркалата



Слика бр. 14 Поставеност на чекорните мотори

На крај поврзувањето на носечката конструкција со системот за потпирање и тркалата беше направена со помош на навртки M5x40. Притоа во поврзувањето на потсклоповите беа поставени и запчениците со чија помош се остварува управувањето на тркалата. Големите запченици се поврзани со чекорните мотори, додека малите запченици се поставени на самите завртки M5x40. Со тоа беше направен првиот прототип на скалираното возило (слика 15).



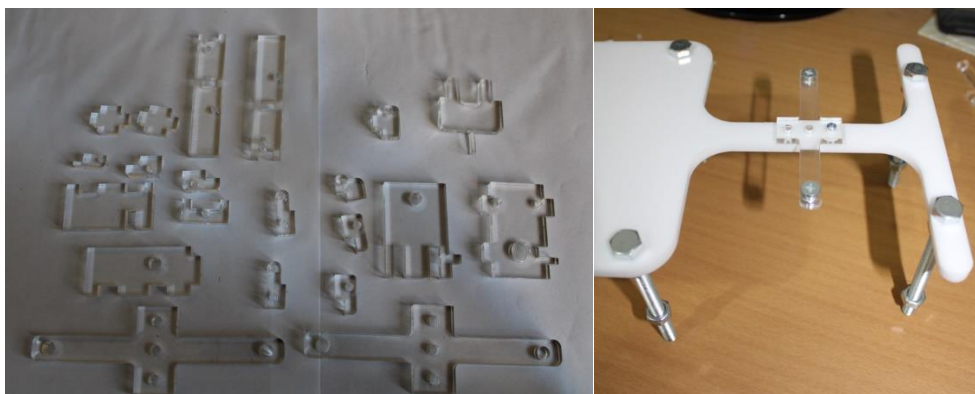
Слика бр. 15 Склоп на целото возило - прототип

При процесот на монтажа и тестирање на прототипот, беа забележани неколку пропусти во конструирањето како:

- деформација на системот на потпирање под дејство на пружините и искривување на носечката конструкција од системот за потпирање;
- поради недостаток на потконструкција на која ќе биде потпрен долниот дел од системот за потпирање и зјаевите при монтажа на деловите настануваше поместување на тркалата во напречен правец на возилото, што не е дозволено;
- изразита крутост на малиот запченик и поради неговите мали димензии беше настаната негова деформација во процесот на производство.

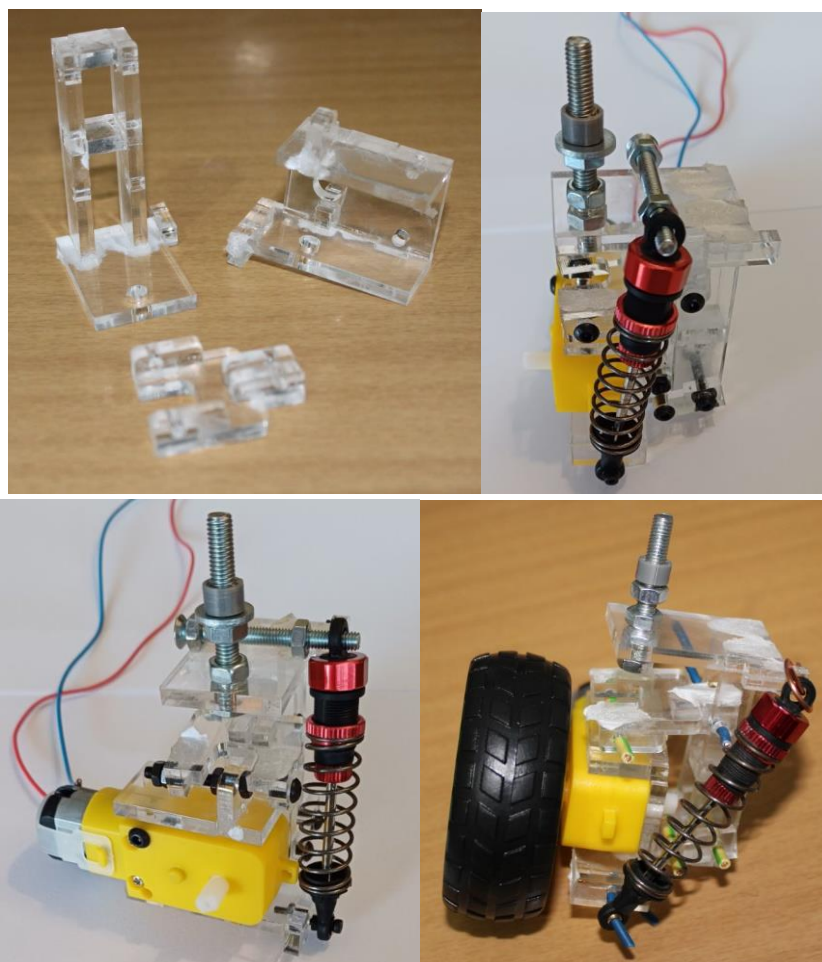
Тоа наметна потреба за преработка на некои од деловите, односно целосна преработка на системот за потпирање од плексиглас (процесот е опишан во претходната потточка) и изработка на запчениците од плексиглас. Дополнително, од долната страна на долната конструкција беше поставена дополнителна потконструкција која ќе овозможи поврзување на системот за потпирање и коаксијалност помеѓу местата на ротација на системот за потпирање и управување (слика бр. 16).

За да се намали масата на СМВ завртките M8x100 беа заменети со завртки M5x100, а подобрување на цврстината на системот за потпирање беа искористени M2 и M3 завртки со различни должини.



Слика бр. 16 Составни делови на системот за потпирање од плексиглас (втора верзија на прототип)

Новите елементи изработени од плексиглас, беа меѓусебно поврзани со моментален лепак, додека моторот со тркалото, за носачот беше поврзан монтажно. Конечниот изглед на системот на потпирање е прикажан на слика бр. 17.



Слика бр. 17 Комплетен систем за потпирање на едно тркало кај втора верзија на прототип