



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ЗА МАШИНСТВО И ГРАЂЕВИНАРСТВО
У КРАЉЕВУ

Милан Б. Бижић

ИСТРАЖИВАЊЕ УТИЦАЈНИХ ПАРАМЕТАРА У
ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА НА СТАБИЛНОСТ
КРЕТАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА

Докторска дисертација

Краљево, 2015 година

ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА

<i>I. Аутор</i>	
Име и презиме:	Милан Бижић
Датум и место рођења:	02.03.1981. године, Бихаћ (Плитвичка Језера)
Садашње запослење:	Асистент, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу
<i>II. Докторска дисертација</i>	
Наслов	Истраживање утицајних параметара у интеракцији точак-шина на стабилност кретања железничких возила
Број страница	241
Број слика	282
Број библиографских података	107
Установа и место где је рад израђен	Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК)	Железничко машинство и Испитивање конструкција УДК 629.4; УДК 620.1; УДК 621.317
Ментор	др Драган Петровић, ванредни професор
<i>III. Оцена и одбрана</i>	
Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације	122/6, 13.03.2013. године
Комисија за оцену подобности теме и кандидата	<ol style="list-style-type: none">др Миломир Гашић, редовни професор Факултет за машинство и грађевинарство у Краљевудр Душан Стаменковић, редовни професор Машински факултет у Нишудр Зоран Ђиновић, научни саветник Integrated Microsystems Austria GmbH, Институт за хемију, технологију и металургију – ИХТМ, Београддр Зденка Поповић, ванредни професор Грађевински факултет у Београдудр Драган Петровић, ванредни професор Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву
Комисија за оцену и одбрану докторске дисертације	<ol style="list-style-type: none">др Миломир Гашић, редовни професор, Председник, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљевудр Душан Стаменковић, редовни професор, Члан, Машински факултет у Нишудр Зденка Поповић, ванредни професор, Члан, Грађевински факултет у Београдудр Милош Томић, виши научни сарадник, Члан, Електротехнички факултет у Београдудр Драган Петровић, ванредни професор, Ментор, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву
Датум одбране дисертације	

ПРЕДГОВОР

Ова докторска дисертација урађена је на Катедри за конструкције и пројектовање у машиноградњи Факултета за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу. Настала је као резултат петогодишњег рада и стручног усавршавања у Центру за железничка возила, из области железничког машинства и испитивања конструкција. Овом приликом изражавам неизмерну и дубоку захвалност свима који су ми помогли у досадашњем раду и током израде дисертације.

Највећу захвалност изражавам ментору, проф. др Драгану Петровићу, који ме је на најбољи начин увео у проблеме железничког машинства и испитивања конструкција, и који ми је пружао несебичну моралну и стручну подршку током наше дугогодишње сарадње, а посебно током израде овог рада.

Велику захвалност изражавам др Милошу Томићу и др Зорану Ђиновићу који су ми пружили огромну помоћ у делу који се односи на реализацију експерименталних истраживања у оквиру дисертације.

Посебну захвалност изражавам проф. др Миломиру Гашићу на подршци у досадашњем научном раду, као и проф. др Душану Стаменковићу и проф. др Зденки Поповић, чији су ми савети и предлози били од велике користи при изради и дефинисању завршне верзије овог рада.

Захвалност изражавам члановима Катедре за конструкције и пројектовање у машиноградњи, члановима и сарадницима Центра за железничка возила, колегама са Факултета за машинство и грађевинарство у Краљеву, као и свима осталима који су ми на било који начин помогли у досадашњем раду и изради дисертације.

На крају, али не и на последњем месту, захваљујем се својој породици која ми је пружала огромну подршку и помоћ и која је имала стрпљења и разумевања за мој рад током свих протеклих година.

Краљево, децембар 2014.

Милан Бижић

ИСТРАЖИВАЊЕ УТИЦАЈНИХ ПАРАМЕТАРА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА НА СТАБИЛНОСТ КРЕТАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА

Резиме: У овом раду извршено је истраживање утицајних параметара у интеракцији точак-шина на динамичко понашање односно на стабилност кретања железничких возила. Идентификовани су утицајни параметри и анализирани су главни проблеми кретања железничких возила на правцу и у кривини. Као кључни утицајни параметри и показатељи квалитета динамичког понашања и стабилности кретања железничких возила, идентификовани су бочна сила Y и вертикална сила Q у интеракцији точак-шина, односно њихов однос Y/Q . Сходно томе, тежиште истраживања стављено је на развој јединствене методе за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа. Поред одређивања сила у поступку сертификације и испитивања стабилности кретања железничких возила, које је дефинисано релевантним међународним стандардима UIC 518 и EN 14363, развијена метода омогућава и експериментално одређивање положаја тачке контакта између точка и шине. На основу формираног нумеричког модела точка, дефинисани су начини решавања кључних проблема при развоју мерних осовинских склопова који се односе на одређивање оптималних локација, распореда, броја и начина повезивања мерних трака, као и развој алгоритма инверзне идентификације. На основу резултата тестирања помоћу нумеричког модела точка, констатована је изузетно висока тачност развијене методе и алгоритма инверзне идентификације који је заснован на методи слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти (Blind signal separation BSS using independent component analysis ICA). Одступања параметара у интеракцији точак-шина добијених помоћу развијеног алгоритма од стварно задатих параметара у моделу крећу се у границама до 2 %, док се грешка која потиче од несавршености самог алгоритма налази у границама до 0,5 %. У циљу верификације развијене методе и алгоритма инверзне идентификације, извршена су и експериментална испитивања на реалном објекту. Коришћен је мерни осовински склоп мерног система МЕРОСА и специјална пробница М10.09 производње ОСС (Оптички сензорски системи, Београд, Србија). Идентификован је однос сигнал-шум, као главни утицајни параметар на тачност експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина и положаја тачке контакта, применом развијене методе. Развијена метода омогућава мерење вертикалне силе Q , бочне силе Y , као и односа Y/Q , са грешкама које се налазе у границама до 10 %, док се грешка мерења положаја тачке контакта налази у границама до 15 %. При контакту на венцу точка и већим вредностима коефицијента Y/Q односно Y силе, ове грешке мерења се смањују, што је изузетно значајно за поузданост и квалитет експерименталних испитивања сигурности против исклизнућа железничких возила према поменутиим стандардима. Експериментална истраживања потврђују да је развијена метода применљива у развоју мерних осовинских склопова, при чему омогућава веома поуздано одређивање параметара у интеракцији точак-шина, са тачношћу која се креће у рангу најсавременијих светских решења.

Кључне речи: Интеракција точак-шина; динамичко понашање; стабилност кретања; мерење сила; мерни осовински склоп; сигурност против исклизнућа; железничка возила.

RESEARCH OF INFLUENTIAL PARAMETERS IN WHEEL-RAIL INTERACTION ON RUNNING STABILITY OF RAILWAY VEHICLES

Abstract: This paper deals with the research of influential parameters in wheel-rail interaction on the dynamic behaviour or running stability of railway vehicles. The influential parameters and main problems of running of railway vehicles on the tangent and curved track are identified and analysed. As a key influential parameters and indicators of the quality of the dynamic behavior and stability of movement of railway vehicles, lateral force Y and vertical forces Q in wheel-rail interaction, or their ratio Y/Q , are identified. Consequently, the focus of the research is placed on developing of unique method for experimental determination of the forces in the wheel-rail interaction by using instrumented wheelset. In addition to determining forces in the process of certification and testing of running stability of railway vehicles which is defined by the relevant international standards UIC 518 and EN 14363, developed method enables experimental determination of the contact point position between wheel and rail. Based on the formed numerical model of the wheel, the ways of solving of key problems in development of instrumented wheelsets are defined. They are related to the determination of optimal locations, layout, number and connection of strain gauges, as well as the development of the inverse identification algorithm. Based on the results of testing using a numerical model of the wheel, the high accuracy of the developed method and inverse identification algorithm which is based on the method of blind signal separation (BSS) using independent component analysis (ICA), is founded. Deviations between the wheel-rail interaction parameters obtained using the developed algorithm and really placed parameters in the numerical model are in range of 2 %, while the measurement error that stems from the imperfections of the algorithm lies in the range of 0.5 %. In order to validate the developed method and inverse identification algorithm, the experimental tests on the real object are also performed. The instrumented wheelset of measuring system MEROSA and special test stand M10.09 production OSS (Optical sensor systems, Belgrade, Serbia) are used. Signal-to-noise ratio is identified as the main parameter influencing the accuracy of experimental determination of the wheel-rail interaction forces and contact point position using the developed method. The developed method enables measurement of vertical force Q , lateral forces Y , as well as the ratio Y/Q , with an errors that are in the range of 10 %, while the error of measurement of contact point position is in the range of 15 %. At the flange contact and the higher values of ratio Y/Q or Y force, these measurement errors are reduced, which is extremely important for reliability and quality of assessment of safety against derailment according to the standards mentioned. Experimental tests confirm that developed method is very applicable in the development of instrumented wheelsets and enables highly accurate determination of parameters in the wheel-rail interaction, with measurement accuracy that is in the range of the most contemporary world solutions.

Keywords: Wheel-rail interaction; dynamic behavior; running stability; forces measurement; instrumented wheelset; safety against derailment; railway vehicles.

САДРЖАЈ

НАСЛОВНА СТРАНА.....	I
ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА.....	II
ПРЕДГОВОР.....	III
РЕЗИМЕ.....	IV
АВСТРАСТ.....	V
СПИСАК ОЗНАКА ПО РЕДОСЛЕДУ ПОЈАВЉИВАЊА.....	XI
1. УВОД.....	1
1.1. ПРЕДМЕТ ИСТРАЖИВАЊА И ЦИЉЕВИ ДИСЕРТАЦИЈЕ.....	2
1.2. СТРУКТУРА ДИСЕРТАЦИЈЕ.....	4
2. ГЕОМЕТРИЈА КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА.....	7
2.1. ПАРАМЕТРИ КОЈИ ОДРЕЂУЈУ ГЕОМЕТРИЈУ КОЛОСЕКА.....	7
2.1.1. Основни појмови о конструкцији железничке пруге.....	7
2.1.2. Основни појмови о крутости и пригушењу колосека.....	9
2.1.3. Параметри који одређују номиналну геометрију колосека.....	10
2.1.4. Параметри који одређују стварну геометрију колосека.....	12
2.1.5. Профил шине.....	13
2.2. ПАРАМЕТРИ ГЕОМЕТРИЈЕ ОСОВИНСКОГ СКЛОПА.....	14
2.2.1. Профил точка.....	16
2.3. ПАРАМЕТРИ ГЕОМЕТРИЈЕ КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА.....	17
2.4. ТИПОВИ КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА.....	19
2.4.1. Контакт преко површине котрљања.....	19
2.4.2. Контакт преко венца.....	20
2.5. ФУНКЦИЈЕ ГЕОМЕТРИЈЕ КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА.....	21
2.5.1. Контактне функције.....	22
2.5.2. Коничност.....	22
2.5.3. Еквивалентна коничност.....	25
3. ТЕОРИЈА КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА.....	28
3.1. НОРМАЛНИ КОНТАКТНИ ПРОБЛЕМ.....	28
3.2. ПСЕУДОКЛИЗАЊЕ И ВЕЛИЧИНЕ У КОНТАКТНОЈ ПОВРШИНИ.....	30
3.3. ТАНГЕНЦИЈАЛНИ КОНТАКТНИ ПРОБЛЕМ.....	32
3.3.1. Картерова теорија.....	32
3.3.2. Теорија Џонсона и Вермујлена.....	34
3.3.3. Теорија трака Холинга, Хеинса и Олертона.....	34

3.3.4. Проширена теорија трака.....	35
3.3.5. Калкерова линеарна теорија.....	35
3.3.6. Калкерова нелинеарна тачна нумеричка теорија.....	36
3.3.7. Калкерова емпиријска теорија.....	37
3.3.8. Приближна нелинеарна теорија (хеуристички нелинеарни модел).....	37
3.3.9. Калкерова поједностављена теорија и компјутерски програми.....	38
3.4. АСПЕКТИ ПРИМЕНЕ ТЕОРИЈЕ КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА У АНАЛИЗАМА ДИНАМИЧКОГ ПОНАШАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА.....	38
4. СТАБИЛНОСТ КРЕТАЊА И ИСКЛИЗНУЋЕ ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА	41
4.1. КРЕТАЊЕ ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА НА ПРАВЦУ.....	41
4.1.1. Вијугање осовинског склопа.....	42
4.1.2. Клингелова формула.....	44
4.2. СТАБИЛНОСТ КРЕТАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА НА ПРАВЦУ.....	45
4.2.1. Стабилност кретања у случају линеарних динамичких модела.....	45
4.2.2. Стабилност кретања у случају нелинеарних динамичких модела.....	48
4.2.3. Утицајни параметри на бочну динамичку стабилност.....	50
4.3. КРЕТАЊЕ ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА У КРИВИНИ.....	51
4.3.1. Фазе проласка кроз кривину.....	51
4.3.2. Пролазак кроз кружну кривину.....	52
4.3.2.1. Бочно убрзање у равни колосека.....	52
4.3.2.2. Равнотежна брзина и равнотежно надвишење.....	53
4.3.2.3. Недостатак и вишак надвишења.....	54
4.3.2.4. Убрзање у равни пода и коефицијент нагињања.....	54
4.3.2.5. Однос убрзања у равни пода и убрзања у равни колосека.....	56
4.3.2.6. Непоништено бочно убрзање.....	56
4.3.2.7. Брзина проласка кроз кривину.....	58
4.3.3. Пролазак кроз прелазну кривину.....	58
4.3.4. Основни аспекти кретања осовинског склопа у кривини.....	59
4.3.5. Под-радијално закретање и силе у интеракцији точак-шина при кретању у кривини.....	61
4.4. СТАБИЛНОСТ КРЕТАЊА И ИСКЛИЗНУЋЕ ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА У КРИВИНИ.....	63
4.4.1. Вертикалне и бочне силе у интеракцији точак-шина.....	63
4.4.2. Граничне вредности вертикалне и бочне силе у интеракцији точак-шина према међународним стандардима.....	65
4.4.3. Механизам настанка исклизнућа пењањем венца точка на главу шине – Надалова једначина.....	66
4.4.4. Граничне вредности односа бочне и вертикалне силе Y/Q у интеракцији точак-шина према међународним стандардима.....	68
4.4.5. Вајнстокова једначина.....	68
4.4.6. Најчешћи узроци исклизнућа железничких возила у кривинама.....	70
4.5. СИЛЕ У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА И ИСКЛИЗНУЋА УЗРОКОВАНА ОШТЕЋЕЊИМА И ОТКАЗИМА ЕЛЕМЕНАТА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА И КОЛОСЕКА.....	71
4.5.1. Исклизнућа узрокована оштећењима и отказима елемената колосека.....	71

4.5.2. Исклизнућа узрокована оштећењима и отказима витаљних елемената железничких возила.....	73
4.5.3. Редукција сила у интеракцији точак-шина.....	75
4.6. ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА И СИСТЕМАТИЗАЦИЈА РЕЗУЛТАТА ИСТРАЖИВАЊА УТИЦАЈНИХ ПАРАМЕТАРА НА СТАБИЛНОСТ КРЕТАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА.....	76
5. МЕТОДЕ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ОДРЕЂИВАЊА СИЛА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА.....	78
5.1. МЕТОДЕ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ОДРЕЂИВАЊА СИЛА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА СА СТРАНЕ КОЛОСЕКА.....	78
5.1.1. Мерење сила у интеракцији точак-шина преко шине.....	79
5.2. МЕТОДЕ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ОДРЕЂИВАЊА СИЛА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА СА СТРАНЕ ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА.....	80
5.2.1. Експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина преко осовине мерног осовинског склопа.....	81
5.2.2. Експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина преко точка мерног осовинског склопа.....	82
5.2.2.1. Експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом точкова са паоцима.....	82
5.2.2.2. Експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом класичних моноблок точкова.....	83
5.3. ПРЕГЛЕД СТАЊА У ОБЛАСТИ САВРЕМЕНИХ РЕШЕЊА МЕРНИХ ОСОВИНСКИХ СКЛОПОВА.....	84
5.4. СИСТЕМАТИЗАЦИЈА РЕЗУЛТАТА ИСТРАЖИВАЊА МЕТОДА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ОДРЕЂИВАЊА СИЛА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА.....	88
6. РАЗВОЈ МЕТОДЕ ЗА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ОДРЕЂИВАЊЕ СИЛА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА ПРИМЕНОМ МЕРНОГ ОСОВИНСКОГ СКЛОПА.....	90
6.1. ФОРМУЛАЦИЈА И НАЧИН РЕШАВАЊА ПРОБЛЕМА.....	90
6.1.1. Формулација проблема.....	90
6.1.2. Начин решавања проблема.....	92
6.2. ИЗБОР СТАНДАРДНОГ ОСОВИНСКОГ СКЛОПА.....	95
6.3. ФОРМИРАЊЕ МОДЕЛА И МЕТОДОЛОГИЈА ПРОРАЧУНА ТОЧКА.....	98
6.4. РЕЗУЛТАТИ ПРОРАЧУНА ТОЧКА.....	101
6.5. НАПОНСКО-ДЕФОРМАЦИОНА АНАЛИЗА ДИСКА ТОЧКА.....	106
6.5.1. Промена еквивалентних напона и деформација на унутрашњој страни диска точка у пресеку А-А који пролази кроз тачку контакта.....	111
6.5.2. Промена еквивалентних напона и деформација на спољашњој страни диска точка у пресеку А-А који пролази кроз тачку контакта.....	113
6.6. ОДРЕЂИВАЊЕ ОПТИМАЛНИХ ЛОКАЦИЈА МЕРНИХ ТРАКА.....	116
6.6.1. Анализа осетљивости диска точка на вертикалну силу Q	116
6.6.2. Анализа осетљивости диска точка на бочну силу Y	117
6.6.3. Анализа утицаја положаја тачке контакта на деформације диска точка.....	117

6.6.4. Анализа мешања утицаја вертикалне силе Q , бочне силе Y и промене положаја тачке контакта u_{tk}	120
6.6.5. Анализа потребног броја независних мерних сигнала.....	123
6.6.6. Избор оптималних радијалних растојања.....	123
6.7. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА И ВЕРИФИКАЦИЈА МОДЕЛА ТОЧКА.....	126
6.8. УТИЦАЈ ЦЕНТРИФУГАЛНОГ УБРЗАЊА УСЛЕД ОБРТАЊА НА ДЕФОРМАЦИЈЕ ДИСКА ТОЧКА.....	129
6.9. УТИЦАЈ ТЕМПЕРАТУРЕ ОКОЛИНЕ И ТЕМПЕРАТУРЕ УСЛЕД КОЧЕЊА НА ДЕФОРМАЦИЈЕ ДИСКА ТОЧКА.....	131
6.10. ОДРЕЂИВАЊЕ ОПТИМАЛНОГ РАСПОРЕДА, БРОЈА И НАЧИНА ПОВЕЗИВАЊА МЕРНИХ ТРАКА.....	132
6.10.1. Принцип рада мерне траке и Витстоновог моста.....	132
6.10.2. Анализа сигнала са мерних мостова при мерењу параметара у интеракцији точак-шина.....	135
6.10.3. Анализа различитих варијантних решења распореда, броја и начина повезивања мерних трака.....	136
6.10.3.1. Једна мерна трака повезана у четвртину моста.....	137
6.10.3.2. 2 мерне траке распоређене под углом од 180° и повезане у полу-мост.....	138
6.10.3.3. 4 мерне траке распоређене под угловима од 90° и повезане у пун мост.....	139
6.10.3.4. 8 мерних трака распоређених под угловима од 45° и повезаних у пун мост.....	139
6.10.3.5. 12 мерних трака распоређених под угловима од 30° и повезаних у пун мост.....	140
6.10.3.6. 16 мерних трака распоређених под угловима од $22,5^\circ$ и повезаних у пун мост.....	140
6.10.4. Избор оптималног распореда и броја мерних трака.....	141
6.10.5. Избор оптималног начина повезивања мерних трака.....	143
6.11. РАЗВОЈ АЛГОРИТМА ИНВЕРЗНЕ ИДЕНТИФИКАЦИЈЕ ПРИМЕНОМ МЕТОДЕ СЛЕПОГ ИЗДВАЈАЊА СИГНАЛА ПОМОЋУ АНАЛИЗЕ НЕЗАВИСНИХ КОМПОНЕНТИ.....	147
6.11.1. Метода слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти.....	147
6.11.2. Развој алгоритма инверзне идентификације вертикалне силе Q , бочне силе Y и положаја тачке контакта u_{tk} на основу помешаних сигнала са мерних мостова.....	149
6.11.2.1. Коначна формулација процеса мешања и раздвајања сигнала.....	153
6.11.2.2. Калибрација система и одређивање матрице раздвајања сигнала.....	155
6.12. ВЕРИФИКАЦИЈА РАЗВИЈЕНОГ АЛГОРИТМА ИНВЕРЗНЕ ИДЕНТИФИКАЦИЈЕ ПОМОЋУ НУМЕРИЧКОГ МОДЕЛА ТОЧКА.....	156
6.12.1. Одређивање матрице раздвајања W	156
6.12.2. Први тест случај.....	157
6.12.3. Други тест случај.....	158
6.12.4. Закључна разматрања.....	159
6.13. МЕТОДОЛОГИЈА РАЗДВАЈАЊА СИГНАЛА.....	159

6.13.1. Анализа раздвајања сигнала помоћу једне оптимизоване матрице раздвајања W_0	161
6.13.2. Анализа раздвајања сигнала помоћу осам појединачних матрица раздвајања $W_{1\div 8}$	163
7. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА И ВЕРИФИКАЦИЈА РАЗВИЈЕНЕ МЕТОДЕ НА РЕАЛНОМ ОБЈЕКТУ	166
7.1. МЕРНИ ОСОВИНСКИ СКЛОП.....	166
7.1.1. Мерење угаоног положаја мерног осовинског склопа.....	168
7.2. ПРОБНИЦА.....	170
7.2.1. Носећа конструкција.....	172
7.2.2. Задавање и регистровање бочне силе.....	173
7.2.3. Задавање и регистровање вертикалне силе.....	173
7.2.4. Погон обртног кретања.....	174
7.3. СТАТИЧКА ИСПИТИВАЊА.....	175
7.3.1. Случајеви оптерећења при статичким испитивањима.....	175
7.3.2. Снимљени сигнали са мерних мостова и резултати статичких испитивања.....	176
7.3.3. Анализа резултата статичких испитивања и однос сигнал-шум.....	187
7.3.4. Анализа резултата статичких испитивања и варијације излазних сигнала са мерних мостова.....	188
7.4. КАЛИБРАЦИЈА И ОДРЕЂИВАЊЕ ПОЈЕДИНАЧНИХ МАТРИЦА РАЗДВАЈАЊА СИГНАЛА.....	192
7.4.1. Случајеви оптерећења при калибрацији.....	192
7.4.2. Снимљени сигнали са мерних мостова.....	193
7.4.3. Одређивање угаоних положаја точка УП1÷УП8 при којима мерне траке пролазе изнад тачке контакта.....	195
7.4.4. Одређивање појединачних матрица раздвајања сигнала $W_{1\div 8}$	196
7.5. ТЕСТИРАЊЕ И ВЕРИФИКАЦИЈА РАЗВИЈЕНЕ МЕТОДЕ И АЛГОРИТМА ИНВЕРЗНЕ ИДЕНТИФИКАЦИЈЕ НА РЕАЛНОМ ОБЈЕКТУ – МЕРНОМ ОСОВИНСКОМ СКЛОПУ.....	199
7.5.1. Резултати за први тест случај.....	200
7.5.2. Резултати за други тест случај.....	205
7.5.3. Анализа добијених резултата.....	210
7.6. АНАЛИЗА МЕРНЕ НЕСИГУРНОСТИ И ГРЕШКЕ МЕРЕЊА.....	210
7.6.1. Анализа мерне несигурности.....	211
7.6.2. Анализа грешке мерења за први тест случај.....	219
7.6.3. Анализа грешке мерења за други тест случај.....	224
7.7. КОНАЧНА ПРОЦЕНА ГРЕШКЕ МЕРЕЊА.....	227
8. ЗАКЉУЧАК И ПРАВЦИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА	230
8.1. ПРАВЦИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА.....	234
9. ЛИТЕРАТУРА	236

СПИСАК ОЗНАКА ПО РЕДОСЛЕДУ ПОЈАВЉИВАЊА

- Y – бочна сила у интеракцији точак-шина
 Q – вертикална сила у интеракцији точак-шина
 Y/Q – однос бочне и вертикалне силе у интеракцији точак-шина
 H – бочна сила у висини лежишта осовинског склопа
 G_k – ширина колосека
 D_k – надвишење спољашње шине у кривини
 φ_k – угао надвишења спољашње шине у кривини у односу на референтну хоризонталну раван
 $2b_0$ – растојање између номиналних полупречника котрљања точкова осовинског склопа
 R_k – полупречник кружне кривине
 r_0 – полупречник точка (номинални полупречник котрљања)
 $2b_a$ – унутрашње растојање између точкова осовинског склопа
 $2b_v$ – спољашње растојање између венца точкова осовинског склопа
 $2b_l$ – растојање између кућишта лежишта осовинског склопа
 h_v – висина венца точка
 t_v – дебљина венца точка
 Δb – бочни зазор осовинског склопа у колосеку
 Δu – бочно померање средишта осовинског склопа у односу на средњу линију колосека
 r_l – полупречник котрљања у тачки контакта левог точка и шине
 r_d – полупречник котрљања у тачки контакта десног точка и шине
 γ_l – угао контакта у тачки контакта левог точка и шине
 γ_d – угао контакта у тачки контакта десног точка и шине
 φ – угао закретања осовинског склопа око уздужне осе колосека
 Δz_t – подизање или спуштање точка при бочном померању Δu (контактна функција)
 Δr_t – промена полупречника котрљања точка при бочном померању Δu (контактна функција)
 γ_t – угао контакта између точка и шине у функцији бочног померања Δu (контактна функција)
 f, g, h – функције које зависе од параметара геометрије интеракције точак-шина
 Δr_d – промена полупречника котрљања на десном точку
 Δr_l – промена полупречника котрљања на левом точку
 Δr – разлика између полупречника котрљања десног и левог точка
 γ – коничност точкова
 λ_e – еквивалентна коничност

- N – нормална сила у контактної површини између точка и шине
 a_e, b_e – полуосе елипсе контактне површине између точка и шине
 E – модул еластичности
 ν_P – Поасонов коефицијент
 A, B – функције полупречника кривине точка
 $r_{\xi t}$ – полупречник кривине точка у подужном правцу
 $r_{\eta t}$ – полупречник кривине точка у попречном правцу
 $r_{\xi s}$ – полупречник кривине шине у подужном правцу
 $r_{\eta s}$ – полупречник кривине шине у попречном правцу
 m, n – константе које се одређују из Херцових таблица
 θ – функција која се одређује на основу функција A и B
 A_e – површина елипсе - контактне површине између точка и шине
 σ_ζ – контактни притисак - нормални напон у контактної површини између точка и шине
 r – полупречник котрљања точка
 ω – угаона брзина точка
 v – брзина напредовања точка
 v_ξ – брзина подужног псеудоклизања
 v_η – брзина попречног псеудоклизања
 ω_{pk} – угаона брзина ротационог псеудоклизања
 F_ξ – подужна тангенцијална сила псеудоклизања
 F_η – попречна тангенцијална сила псеудоклизања
 M_ζ – момент ротационог псеудоклизања
 U_ξ – редуковано подужно псеудоклизање
 U_η – редуковано попречно псеудоклизање
 ϕ – редуковано ротационо псеудоклизање
 U – укупно редуковано транслаторно псеудоклизање
 μ – коефицијент трења између точка и шине
 $\kappa_{11}, \kappa_{12}, \kappa_{22}, \kappa_{33}$ – коефицијенти псеудоклизања
 $C_{11}, C_{22}, C_{23}, C_{33}$ – Калкерови коефицијенти
 G – модул смицања
 τ – тангенцијални напон у контактної површини између точка и шине
 c_1, c_2 – коефицијенти нормализације
 $U_{\xi n}$ – нормализовано редуковано подужно псеудоклизање
 $U_{\eta m}$ – нормализовано редуковано попречно псеудоклизање
 ϕ_n – нормализовано редуковано ротационо псеудоклизање
 N_l – вертикална компонента нормалне силе у интеракцији левог точка и шине
 N_d – вертикална компонента нормалне силе у интеракцији десног точка и шине
 Q_0 – статичко оптерећење точка
 Y_{Nl} – бочна компонента нормалне силе у интеракцији левог точка и шине
 Y_{Nd} – бочна компонента нормалне силе у интеракцији десног точка и шине
 ΣY_N – резултујућа бочна сила
 κ – коефицијент разлике контактних углова
 L_w – таласна дужина осциловања средишта маса осовинског склопа при вијугању

$2a$	– растојање између осовина у обртном постољу
y	– бочно померање осовинског склопа
ψ	– угао вијугавог кретања осовинског склопа (угао налетања точка на шину)
m_{os}	– маса осовинског склопа
J	– момент инерције осовинског склопа за вијугаво кретање
\mathbf{N}	– матрица нормалних сила у контакту точак-шина
\mathbf{F}_b	– матрица тангенцијалних сила у контакту точак-шина
\mathbf{F}_{eo}	– матрица сила у елементима огибљења (опругама и пригушивачима)
c_x, c_y	– крутости између осовинског склопа и рама обртног постоља
β_x, β_y	– пригушења између осовинског склопа и рама обртног постоља
λ_j	– комплексно-коњуговани корени или решења карактеристичне једначине
v_{kr}	– критична брзина при којој кретање постаје нестабилно
$v_{kr,nelin}$	– нелинеарна критична брзина при којој кретање постаје нестабилно
g	– убрзање земљине теже
a_c	– хоризонтално убрзање које потиче од дејства центрифугалне силе при проласку кроз кривину
a_r	– резултујуће убрзање при проласку кроз кривину
a_y	– убрзање које делује паралелно са равни колосека
a_z	– убрзање које делује нормално на раван колосека
ϕ_r	– угао резултујућег вектора убрзања
$D_{k,rav}$	– равнотежно надвишење спољашње шине у кривини
v_{rav}	– равнотежна брзина проласка кроз кривину
$D_{k,m}$	– недостатак надвишења спољашње шине у кривини
$D_{k,vn}$	– вишак надвишења спољашње шине у кривини
η	– угао нагињања сандука возила услед еластичности огибљења
s	– коефицијент нагињања
a_{ys}	– убрзање које делује паралелно са равни колосека и обухвата утицај нагињања сандука возила услед еластичности огибљења
a_{zs}	– убрзање које делује нормално на раван колосека и обухвата утицај нагињања сандука возила услед еластичности огибљења
$a_{y,doz}$	– дозвољена вредност непоништеног бочног убрзања
v_{doz}	– дозвољена брзина проласка кроз кривину
\dot{a}_y	– бочни трзај у равни колосека
s_{pk}	– положај осовинског склопа у прелазној кривини
L_{pk}	– дужина прелазне кривине
$F_{\eta l}$	– бочна тангенцијална сила на левом (водећем) точку
$F_{\eta lv}$	– бочна тангенцијална сила на венцу левог (водећег) точка
Q_l	– вертикална сила у интеракцији левог точка и шине
Q_d	– вертикална сила у интеракцији десног точка и шине
Y_l	– бочна сила у интеракцији левог точка и шине
Y_d	– бочна сила у интеракцији десног точка и шине
S	– резултујућа бочна сила у интеракцији точак-шина
v_{gr}	– максимална дозвољена радна брзина возила
Q_{kst}	– квази-статичка вертикална сила у интеракцији точак-шина
Y_{kst}	– квази-статичка бочна сила у интеракцији точак-шина

- K – коефицијент у Прудомовом (Prud'homme) критеријуму који зависи од типа железничког возила
- β – угао венца точка
- $\Sigma(Y/Q)$ – однос бочне и вертикалне силе у интеракцији точак-шина за осовински склоп
- $(Y/Q)_{doz}$ – гранични однос бочне и вертикалне силе у интеракцији точак-шина
- X – подужна сила у интеракцији точак-шина
- y_{ik} – положај тачке контакта између точка и шине (хоризонтална координата)
- h – хабање профила точка
- T – температурно поље точка
- ε_j – деформација точка на месту j
- S_m – сигнал са мерног моста
- P_0 – осовинско оптерећење
- d_g – пречник главчине точка
- R_{eh} – граница течења
- R_m – затезна чврстоћа
- A_5 – процентуално издужење
- σ_e – еквивалентни напон
- ε_e – еквивалентна деформација
- ρ – радијално растојање од средишта точка
- S_{mQ}, S_{mY} – сигнали са мерних мостова за мерење вертикалне и бочне силе у интеракцији точак-шина
- k_Q, k_Y – коефицијенти зависности између задатих сила Q и Y и регистрованих сигнала са мерних мостова
- k_{QQ} – коефицијент зависности између силе Q и сигнала са мерног моста за мерење силе Q
- k_{QY} – коефицијент зависности између силе Y и сигнала са мерног моста за мерење силе Q
- k_{YQ} – коефицијент зависности између силе Q и сигнала са мерног моста за мерење силе Y
- k_{YY} – коефицијент зависности између силе Y и сигнала са мерног моста за мерење силе Y
- R – номинална отпорност мерне траке
- k – фактор мерне траке
- ε_z – деформација диска точка у вертикалном правцу
- σ_z – нормални напон диска точка у вертикалном правцу
- ε_{rad} – радијалне деформације точка
- ΔR – промена отпорности мерне траке
- U_E – електрични напон напајања мерног моста
- U_A – мерени излазни електрични напон мерног моста
- U_A/U_E – сигнал са мерног моста
- t_p – време између прелазака мерних трака изнад тачке контакта
- t_{rv} – време које протекне између две суседне репрезентативне вредности мерног сигнала
- s_{rv} – пређени пут између две суседне репрезентативне вредности мерног сигнала
- f – фреквенца преласка мерних трака изнад тачке контакта између точка и шине

- ω_o – угаона брзина обртања точка
 n_o – број обртаја точка
 t_o – време трајања једног обртаја
 s_o – пређени пут у току једног обртаја
 $n_{mt,t}$ – број мерних трака на једном точку
 $n_{mt,mos}$ – број мерних трака на једном осовинском склопу
 \mathbf{x} – вектор колона излазних помешаних сигнала
 \mathbf{A} – матрица мешања сигнала
 \mathbf{u} – вектор колона изворних улазних сигнала
 \mathbf{W} – матрица раздвајања сигнала
 $\tilde{\mathbf{u}}$ – вектор колона издвојених изворних улазних сигнала
 $S_Q(t), S_Y(t), S_{ytk}(t), S_{Q+Y}(t)$ – помешани сигнали са мерних мостова
 M – момент од сила Q и Y у односу на номиналну тачку контакта
 \tilde{M} – момент од сила Q и Y у односу на номиналну тачку контакта добијен на излазу из алгоритма инверзне идентификације
 \tilde{Q} – вертикална сила у интеракцији точак-шина добијена на излазу из алгоритма инверзне идентификације
 \tilde{Y} – бочна сила у интеракцији точак-шина добијена на излазу из алгоритма инверзне идентификације
 z_{tk} – вертикална координата тачке контакта између точка и шине
 \mathbf{s} – вектор колона излазних помешаних сигнала са мерних мостова
 \mathbf{p} – вектор колона изворних улазних сигнала параметара у интеракцији точак-шина који се мере
 $\tilde{\mathbf{p}}$ – вектор колона изворних улазних сигнала параметара у интеракцији точак-шина добијених на излазу из алгоритма инверзне идентификације
 \mathbf{P} – матрица вредности параметара у интеракцији точак-шина задатих током калибрације
 \mathbf{S} – матрица вредности сигнала са мерних мостова снимљених током калибрације
 \tilde{y}_{tk} – хоризонтална координата тачке контакта добијена на излазу из алгоритма инверзне идентификације
 \mathbf{W}_o – оптимизирана матрица раздвајања сигнала
 $\mathbf{W}_{1\div 8}$ – појединачне матрице раздвајања сигнала у угаоним положајима точка УП1÷УП8
 C_o – број узорака од почетка мерења
 M_{Q1} – сигнал са мерног моста за мерење Q силе, на радијалном растојању $\rho=360$ mm, на спољашњој страни диска точка 1
 M_{Q+Y1} – сигнал са мерног моста за мерење положаја тачке контакта y_{tk} , на радијалном растојању $\rho=262$ mm, на спољашњој страни диска точка 1
 M_{M1} – сигнал са мерног моста за мерење положаја тачке контакта y_{tk} , на радијалном растојању $\rho=262$ mm, на унутрашњој страни диска точка 1
 M_{Y1} – сигнал са мерног моста за мерење Y силе, на радијалном растојању $\rho=168$ mm, на унутрашњој страни диска точка 1
 T_1 – температура на точку 1
 M_{Q2} – сигнал са мерног моста за мерење Q силе, на радијалном растојању $\rho=360$ mm,

- на спољашњој страни диска точка 2
- M_{Q+Y2} – сигнал са мерног моста за мерење положаја тачке контакта u_{tk} , на радијалном растојању $\rho=262$ mm, на спољашњој страни диска точка 2
- M_{M2} – сигнал са мерног моста за мерење положаја тачке контакта u_{tk} , на радијалном растојању $\rho=262$ mm, на унутрашњој страни диска точка 2
- M_{Y2} – сигнал са мерног моста за мерење Y силе, на радијалном растојању $\rho=168$ mm, на унутрашњој страни диска точка 2
- T_2 – температура на точку 2
- A_R – радијално убрзање осовине
- A_T – тангенцијално убрзање осовине
- B_N – напон батерије
- Φ_O – параметар угаоног положаја мерног осовинског склопа
- Y_P – задата бочна сила на пробници
- Q_P – задата вертикална сила на пробници
- G_{os} – тежина мерног осовинског склопа
- $P_1 \div P_8$** – матрице вредности параметара у интеракцији точак-шина задатих током калибрације у угаоним положајима точка УП1 ÷ УП8
- $S_1 \div S_8$** – матрице вредности сигнала са мерних мостова снимљених током калибрације у угаоним положајима точка УП1 ÷ УП8
- $\bar{M}_Q, \bar{M}_Y, \bar{M}_M, \bar{M}_{Q+Y}$ – средње вредности сигнала са мерних мостова
- \bar{Q}, \bar{Y} – средње вредности сигнала сила у интеракцији точак-шина
- N_t – број тачака (узорака) за које се одређује средња вредност
- $\sigma_{M_Q}, \sigma_{M_Y}, \sigma_{M_M}, \sigma_{M_{Q+Y}}$ – стандардне девијације сигнала са мерних мостова
- σ_Q, σ_Y – стандардне девијације сигнала сила у интеракцији точак-шина
- ΔQ – релативна грешка мерења вертикалне силе
- ΔY – релативна грешка мерења бочне силе
- $\Delta(Y/Q)$ – релативна грешка мерења односа бочне и вертикалне силе
- $\Delta \bar{Q}$ – средња вредност релативне грешке мерења вертикалне силе
- $\Delta \bar{Y}$ – средња вредност релативне грешке мерења бочне силе
- $\Delta(Y / \bar{Q})$ – средња вредност релативне грешке мерења односа бочне и вертикалне силе
- $\sigma_{\Delta Q}$ – стандардна девијација релативне грешке мерења вертикалне силе
- $\sigma_{\Delta Y}$ – стандардна девијација релативне грешке мерења бочне силе
- $\sigma_{\Delta(Y/Q)}$ – стандардна девијација релативне грешке мерења односа бочне и вертикалне силе
- Δu_{tk} – релативна грешка мерења положаја тачке контакта
- \bar{y}_{tk} – средња вредност положаја тачке контакта добијених инверзном идентификацијом

1. УВОД

Железница представља један од најсложенијих техничко-технолошких система намењен масовном транспорту путника и роба. Њен развој тече узлазном линијом почевши од развоја парне машине у 19 веку, када се појавила и прва парна локомотива. У тадашње време, ова саобраћајна револуција омогућила је рапидан напредак привреде у читавом свету, а степен технолошког развоја и квалитет живота човечанства подигнут је на далеко виши ниво. Од тада до данас, паралелно са развојем науке и технике, текао је и развој конструкција железничких возила и колосека. Са једне стране, он базира на стеченим искуствима и уоченим грешкама из прошлости, а са друге стране на имплементирању иновација проистеклих из константног пораста научних достигнућа и степена техничко-технолошког развоја. Захваљујући томе, железница данас представља један од видова транспорта без кога се не може замислити савремени начин живота. У развијеним земљама интензивно се користе пруге за возове великих брзина које железницу чине још конкурентнијом у односу на остале видове транспорта.

Међутим, железница се и даље суочава са два најзначајнија проблема – проблемом комфора и проблемом безбедности односно сигурности. Ова два проблема су у великој мери међусобно спрегнута и не могу се разматрати одвојено. Проблем комфора у првом реду подразумева смањење вибрација, буке и других нежељених утицаја који настају услед интеракције возило-колосек. Ово је нарочито значајно код путничког саобраћаја, имајући у виду да висок ниво вибрација и буке путовање чини веома заморним и има изузетно негативан утицај на здравље путника. Проблем комфора је веома значајан и код појединих типова теретних железничких возила за превоз специфичних врста терета које захтевају посебне услове током транспорта. Проблем безбедности представља кључни проблем на железници. Његов најзначајнији аспект односи се на повећање стабилности кретања односно смањење ризика од исклизнућа са колосека. Искуства из праксе показују да исклизнуће само једног осовинског склопа може довести до исклизнућа читавог воза. Због драстичних последица, веома често праћених људским жртвама и огромном материјалном штетом, након сваке нове железничке несреће, проблем исклизнућа постајао је све актуелнији и појачавали су се захтеви за истраживањима у циљу повећања безбедности.

Основу за развој усмерен у правцу смањења ризика од исклизнућа и повећања комфора чине истраживања везана за интеракцију осовински склоп-колосек односно точак-шина. Услед својстава еластичности материјала, интеракција између точка и шине остварује се преко веома мале контактне површине чија величина износи $1,5\div 5\text{ cm}^2$. На месту додира јављају се изузетно велике силе акције и реакције које су, као и величина и облик контактне површине, током кретања променљиве и зависе од великог броја

утицајних параметара. Ове силе имају кључни утицај на динамичко понашање железничких возила. Вибрације, бука и други нежељени ефекти који утичу на комфор при кретању возила су последица дејства ових сила. Силе у интеракцији точак-шина су главни утицајни параметри на стабилност кретања железничких возила. У одређеним ситуацијама током кретања, оне могу достићи граничне вредности при којима долази до пењања венца точка на главу шине што за последицу има исклизнуће. Поред тога, од интензитета ових сила зависи степен хабања додирних површина точка и шине. Оне изазивају и топлотне ефекте на месту додира, буку, као и замор елемената колосека и возила. Због свега тога, изналажење начина за што поузданије теоријско и експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина представља један од кључних задатака у истраживањима динамичког понашања железничких возила [1–8].

1.1. ПРЕДМЕТ ИСТРАЖИВАЊА И ЦИЉЕВИ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Проблем поузданог одређивања утицајних параметара на комфор и безбедност односно стабилност кретања, у првом реду сила у интеракцији точак-шина, постаје још актуелнији ако се има у виду да су правци развоја развијених светских железница усмерени ка повећању брзине кретања и осовинског оптерећења. Главни циљ овакве стратегије је да у перспективи доведе до повећања конкурентности железнице у односу на остале видове транспорта. Међутим, повећање брзине и осовинског оптерећења доводи до увећавања већ изузетно сложених проблема комфора и безбедности. Кључни проблем је што се повећава ризик од исклизнућа као најнепожељније појаве на железници. Управо због тога постоји велики број ригорозних међународних стандарда које мора задовољити свако ново-пројектовано или модификовано железничко возило. Међу најзначајније спадају они стандарди који се односе на оцењивање квалитета динамичког понашања железничких возила. То су стандарди међународне железничке уније UIC 518, или Европског комитета за стандардизацију EN 14363 [9, 10]. Вредности параметара динамичког понашања испитиваног железничког возила добијене аналитичким поступцима, нумеричким симулацијама или експерименталним испитивањима морају задовољити одредбе дефинисане у датим стандардима. У супротном, испитивано железничко возило не може добити дозволу за улазак у редован железнички саобраћај.

Поменути стандардима дефинисани су кључни параметри на основу којих се врши оцена квалитета динамичког понашања железничких возила, и то су:

- бочне силе Y у интеракцији точка и шина,
- вертикалне силе Q у интеракцији точка и шина,
- односи бочних и вертикалних сила у интеракцији точка и шина Y/Q ,
- бочне силе H у висини лежишта осовинског склопа,
- убрзања рама обртног постоља,
- убрзања сандука возила,
- убрзања осовинског склопа.

Квантитативне вредности поменутих параметара који служе за оцену квалитета динамичког понашања железничких возила су током кретања променљиве и на њих истовремено утиче велики број параметара. На једној страни, ту су параметри возила

који су везани за карактеристике и геометрију конструкционих целина и елемената возила. На другој страни, ту су параметри колосека који су везани за карактеристике и геометрију његових конструкционих елемената. Параметри возила и колосека су међусобно спрегнути, што условљава да се при анализама динамичког понашања железничких возила не могу разматрати одвојено.

Најзначајнији утицај на динамичко понашање железничких возила имају спрегнути параметри контакта између точка и шине који, услед веома сложених геометрија њихових профила, имају својства нелинеарности. Због тога је поуздано аналитичко одређивање параметара динамичког понашања железничких возила веома сложено. Уз одређена поједностављења и апроксимације, могу се добити одређени резултати који могу бити од користи при анализи појединих феномена, али који нису довољно поуздани за оцену квалитета динамичког понашања железничких возила. Са развојем рачунарске технике почели су да се примењују и специјализовани софтверски пакети и модули за симулацију динамичког понашања железничких возила. Неки од најпознатијих су ADAMS, SIMPACK, VAMPIRE, GENYSYS, NUCARS, и други. Нумеричким решавањем дефинисаних модела, они омогућавају да се анализира динамичко понашање железничких возила у одређеним условима експлоатације, што је веома корисно јер се избегавају веома скупа експериментална испитивања. Међутим, резултати симулација су такође базирани на одређеним апроксимацијама тако да постоји проблем верификације постављених модела и добијених нумеричких вредности. Због свега тога, најпоузданији начин за одређивање параметара који служе за оцену квалитета динамичког понашања железничких возила, а нарочито сила у интеракцији точак-шина, представља њихово експериментално испитивање односно мерење.

Мерење сила у интеракцији точак-шина, у циљу оцене квалитета динамичког понашања железничких возила према поменутиим стандардима, представља изузетно сложен технички проблем. Оно базира на примени мерних осовинских склопова опремљених сензорима (најчешће мерним тракама), који се постављају на испитивано железничко возило и врше мерења сила у интеракцији точак-шина. Због немогућности постављања мерних трака на само место контакта, оне се најчешће постављају на тачкове мерног осовинског склопа. Током кретања, точак је изложен различитим оптерећењима која изазивају његове деформације и која су стохастичког карактера. Мерне траке региструју те деформације, а на основу снимљених сигнала се индиректно, по одређеном алгоритму, одређују квантитативне вредности сила Y и Q у интеракцији точак-шина и њиховог односа Y/Q . Међутим, деформације које региструју мерне траке представљају неке резултујуће деформације које настају као последица дејства неке резултујуће силе у контакту точак-шина и разних других утицаја, док је циљ одређивање појединачних компоненти односно сила Y и Q . Дакле, кључни проблем је како на основу помешаних излазних сигнала са мерних трака односно мерних мостова што тачније одредити појединачне вредности сила Y и Q у интеракцији точак-шина. Поред тога, постоје и проблеми избора оптималних локација мерних трака, као и њиховог броја, распореда и начина повезивања. Од успешности решавања свих ових проблема зависи тачност мерења која представља императив при развоју сваког мерног осовинског склопа. Решавањем ових проблема бавили су се многи истраживачи током дугог низа година. Веома је значајна чињеница да данас не постоји

универзална метода за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа. Постоји више различитих приступа и метода при чему сваки од њих има одређене предности и недостатке у односу на остале. Важно је нагласити да савремена решења мерних осовинских склопова, поред мерења сила Y и Q , омогућавају и мерење положаја тачке контакта између точка и шине. Њихова тачност је на веома високом нивоу, при чему се грешка мерења креће у границама мањим од 10%.

На основу наведеног, може се констатовати да је проблем истраживања параметара у интеракцији точак-шина, а начочито изналажења метода за што поузданије експериментално одређивање сила Y и Q , изузетно актуелан како у научној, тако и у стручној јавности. Управо та чињеница представља један од главних мотива за формулисање теме и садржаја ове докторске дисертације.

Задатак ове докторске дисертације је истраживање утицајних параметара у интеракцији точак-шина на динамичко понашање, односно на стабилност кретања железничких возила. Основни циљ првог дела дисертације је идентификација и анализа кључних утицајних параметара, посебно оних у интеракцији точак-шина, на динамичко понашање односно на стабилност кретања железничких возила. То треба да буде полазна основа за развој јединствене методе за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа, што је циљ другог дела дисертације. Крајњи циљ је стварање основе за поуздано испитивање динамичког понашања железничких возила, што треба да омогући даља истраживања у циљу повећања комфора и безбедности, повећања брзине кретања и осовинског оптерећења, смањења хабања и замора елемената возила и колосека, итд.

1.2. СТРУКТУРА ДИСЕРТАЦИЈЕ

У складу са дефинисаним насловом и циљевима дисертације, спроведена истраживања презентована су кроз девет поглавља.

У првом поглављу дефинисан је предмет истраживања и изложени су циљеви дисертације. Посебан акценат стављен је на формулацију и значај проблема који се решава у оквиру дисертације. Дефинисана је структура дисертације са краћим напоменама о спроведеним истраживањима у оквиру сваког поглавља.

У другом поглављу анализирана је геометрија контакта точак-шина. Дефинисани су параметри којима је одређена геометрија колосека и осовинског склопа, као и кључни параметри њиховог међусобног контакта. Посебан акценат стављен је на увођење и анализу еквивалентне коничности као функције која служи за описивање и карактеризацију нелинеарне геометрије контакта точак-шина.

У трећем поглављу обрађена је теорија контакта точак-шина. Анализиране су методологије за одређивање облика и величине контактне површине између точка и шине, нормалног и тангенцијалног напона, њихове расподеле у контактної површини, као и сила које у њој владају. Разматран је феномен псеудоклизања који има кључни утицај на карактер тангенцијалне силе у контактної површини. Акценат је стављен на преглед развоја теорија за решавање тангенцијалног контактног проблема, са посебним

освртом на њихове предности и недостатке, као и примену у анализама динамичког понашања железничких возила.

У четвртом поглављу обрађени су проблеми стабилности кретања и исклизнућа железничких возила. Анализирано је вијугање осовинских склопова као највећи проблем са аспекта комфора и стабилности при кретању на правцу, и утицаји центрифугалне силе и закретања осовинских склопова као највећих проблема са аспекта ризика од пењања венца точка на главу шине и исклизнућа при кретању у кривини. Посебан акценат стављен је на анализу механизма настанка исклизнућа и кључне утицајне параметре – бочну силу Y и вертикалну силу Q у интеракцији точак-шина, као и на њихов однос Y/Q , који представља главни показатељ стабилности кретања железничких возила у кривинама.

У петом поглављу анализирани су методе експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина са стране колосека и са стране железничких возила. Акцент је стављен на принцип реализације и предности и недостатке појединих техничких решења мерних система у оквиру датих метода. Посебна пажња посвећена је прегледу стања у области савремених решења мерних осовинских склопова, са посебним освртом на њихову тачност мерења, конструкцију, локације, распоред, број и начин повезивања мерних трака, начин калибрације, начин инверзне идентификације, итд.

У шестом поглављу развијена је јединствена метода за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа. Поред експерименталног одређивања бочне силе Y и вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина у складу са релевантним међународним стандардима UIC 518 и EN 14363, развијена метода омогућава и одређивање положаја тачке контакта између точка и шине. Развој методе заснован је на нумеричком моделу точка и резултатима прорачуна применом методе коначних елемената. Формирани модел је верификован експерименталним испитивањима на реалном објекту односно точку. У оквиру развијене методе дефинисани су начини решавања кључних проблема при развоју мерних осовинских склопова високе тачности. Ти проблеми односе се пре свега на одређивање оптималних локација, распореда, броја и начина повезивања мерних трака у мерне мостове, као и на развој алгорита за инверзну идентификацију параметара који се мере. У овој фази истраживања, развијена метода и алгорита инверзне идентификације тестирану су и верификовани помоћу нумеричког модела точка.

У седмом поглављу извршена су експериментална испитивања са циљем верификације развијене методе и алгорита инверзне идентификације на реалном објекту – мерном осовинском склопу. За испитивања су коришћени мерни осовински склоп мерног система МЕРОСА и специјална пробница М10.09 производње ОСС (Оптички сензорски системи, Београд, Србија). У првој фази, реализована су статичка испитивања са циљем потврђивања линеарности система. У другој фази, у складу са претходно развијеним алгоритмом, извршена је калибрација мерног система и одређивање појединачних матрица раздвајања помешаних сигнала са мерних мостова, у динамичким условима, при обртању мерног осовинског склопа. Извршено је тестирање раздвајања помешаних сигнала и одређивања непознатих параметара у интеракцији точак-шина за два тест случаја у којима су на пробници задавана оптерећења која приближно одговарају оптерећењима точка за празан односно

натоварен 4-осовински теретни вагон. Након тога, извршена је анализа добијених резултата и статистичка анализа грешака мерења, чиме је потврђена чињеница да развијена метода омогућава постизање тачности мерења параметара у интеракцији точак-шина која се креће у рангу најсавременијих светских решења.

У осмом поглављу, на основу свеобухватне анализе резултата истраживања у оквиру дисертације, формулисани су закључци и дефинисани су правци даљих истраживања.

На крају дисертације, у деветом поглављу, дат је попис коришћене литературе по редоследу појављивања.

2. ГЕОМЕТРИЈА КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА

Кретање железничких возила базира на котрљању осовинског склопа по колосеку, при чему су њихове номиналне геометрије веома прецизно дефинисане. У пракси је немогуће постићи да те геометрије буду у потпуности задовољене – увек постоје одређена одступања, нарочито код колосека чија геометрија, у функцији од пређеног пута, у већој или мањој мери одступа од номиналне. Ова одступања узрокују сталну промену геометријских међузависности између точкова и шина која се одиграва унутар одређених граница и која изазива сталну промену параметара динамичког понашања железничких возила. Циљ истраживања у оквиру овог поглавља је детаљна анализа поменутих феномена, као и идентификација кључних утицајних параметара геометрије контакта точак-шина на динамичко понашање железничких возила.

2.1. ПАРАМЕТРИ КОЈИ ОДРЕЂУЈУ ГЕОМЕТРИЈУ КОЛОСЕКА

Веома је важно уочити разлику између номиналне геометрије и стварне геометрије, односно геометрије колосека у експлоатацији. Номинална геометрија колосека дефинише се главним пројектом железничке пруге, у складу са важећом законском и техничком регулативом. При томе, у стандардима су дефинисане дозвољене толеранције које се контролишу током пријема грађевинских радова. То значи да већ на самом почетку експлоатације, геометрија ново-изграђеног колосека у одређеној мери одступа од номиналне геометрије.

Током експлоатације, долази до деградације и пропадања геометрије колосека, при чему најзначајнији утицај имају интензивне динамичке силе које се јављају у интеракцији између точкова и шина током кретања железничких возила. Дозвољена одступања геометрије колосека у експлоатацији у односу на номиналну геометрију такође су дефинисана стандардима. Сходно усвојеној стратегији одржавања и захтевима техничке регулативе, управљач железничке инфраструктуре врши поправке геометрије колосека, у циљу несметаног и безбедног одвијања железничког саобраћаја.

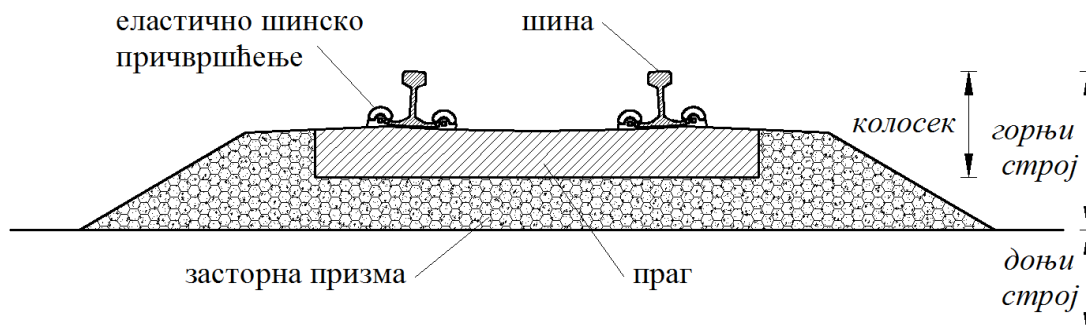
2.1.1. Основни појмови о конструкцији железничке пруге

Најзначајнији елементи конструкције железничке пруге су доњи строј и горњи строј. Конструкција доњег строја прихвата сва оптерећења од конструкције горњег строја и преноси их на темељно тло. Конструкцију доњег строја чини земљани труп (насип, усек, засек), тунел, галерија, мост, вијадукт, пропуст, итд.

Конструкција горњег строја железничке пруге састоји се од колосека и застора. Застор може бити призма од туцаника, или вишеслојна чврста подлога (бетонска или

асфалтна). Колосек на чврстој подлози има веома постојану геометрију и његово одржавање током експлоатације своди се на фину вертикалну и хоризонталну регулацију на основу капацитета шинског причвршћења. Са друге стране, код колосека у застору од туцаника долази до неминовне деградације и пропадања геометрије током експлоатације. Имајући у виду да је конструкција колосека у застору од туцаника далеко заступљенија и да има својства непостојаности геометрије кроз време, у наставку је детаљније анализирана.

Конструкција колосека који је положен у засторној призми од туцаника састоји се од две шине које су помоћу еластичног шинског причвршћења повезане са системом попречних прагова (слика 2.1).



Слика 2.1. Шематски приказ попречног пресека колосека у застору од туцаника

Шине су основни елементи конструкције колосека. Њихова улога је да обезбеде кретање и вођење возила, као и да оптерећења која настају у интеракцији са точковима прихвате и пренесу на засторну призму преко система еластичног шинског причвршћења и система попречно постављених прагова. Поред тога, шине прихватају подужне силе од температурних промена и преносе их на прагове и засторну призму, а код електрифицираних пруга имају улогу проводника сигналних и повратних струја. Морају испуњавати веома строге захтеве у погледу тачности геометрије попречног пресека, равности у подужном правцу, тврдоће и затезне чврстоће, жилавости, отпорности на хабање, динамичке издржљивости, заварљивости, итд. Због оваквих захтева, савремене шине се углавном израђују од високо квалитетних карбон-манганских и карбон-хром-манганских челика. Поступак њихове производње је веома сложен и подлеже изузетно строгим контролама које су прописане међународним стандардима. На железници се данас углавном користе шине са главом које је током друге половине 19 века увео Енглески инжењер Вињол (Charles Blacker Vignoles). Вињолове шине масе 46 kg/m и већих маса по дужном метру, за примену на конвенционалним пругама и пругама за возове великих брзина, дефинисане су међународним стандардом EN 13674-1 [11]. Веома је важно нагласити да геометрија шине има значајан утицај на квалитет динамичког понашања железничких возила.

Еластично шинско причвршћење служи за повезивање шина са праговима или вишеслојном чврстом колосечном подлогом. Захтеви које треба да испуни су: преузимање динамичког оптерећења, одржавање пројектоване ширине колосека, једноставна вертикална и хоризонтална регулација шина у колосеку, спречавање подужног померања шина по ослонцима, спречавање заокретања шина у односу на ослонце, просторна еластичност ослањања шина, електрична изолованост шина у

односу на ослонце, примена на различитим конструкцијама доњег строја, минималан број делова, једноставност облика, брза уградња, лако одржавање, итд. У зависности од врсте и материјала прагова, у пракси постоје различита конструктивна решења еластичног шинског причвршћења.

Главни задатак прагова је да прихвате и пренесу оптерећења са шина на засторну призму, и да при томе обезбеде постојаност геометрије колосека. Они омогућавају реализацију шинског причвршћења уградњом котве у тело прага и одговарајућим обликом горње површи прага у зони испод и поред ножице шине. На једноставан начин, омогућавају одржавање прописане ширине колосека, пружају отпор бочном померању колосека и прихватају подужне силе, уз спречавање подужног померања шина. Због економских и еколошких предности, као и велике бочне и подужне стабилности, у савремене колосеке са континуално завареним шинама уграђују се углавном једноделни префабриковани прагови од претходно армираног бетона. Ипак, и даље су у употреби и дрвени прагови, нарочито у условима када је неопходно обезбедити значајнију еластичност колосечне подлоге (нпр. колосек на челичном мосту без застора од туцаника).

Застор од туцаника преноси оптерећења од возила која прима преко шина и прагова, на планум доњег строја пруге. Његова улога је да спречава померања колосека, да одржава правилан положај колосека по смеру и висини (уз могућност брзог и једноставног дотеривања колосека у правилан положај након деградације), као и да брзо и ефикасно евакуише воду из конструкције колосека. Да би застор испунио наведене задатке, потребно је да засторма призма има одговарајући облик и димензије и да буде израђена од дробљеног материјала, чији је квалитет дефинисан стандардима.

2.1.2. Основни појмови о крутости и пригушењу колосека

Сваки колосек поседује одређена својства крутости и пригушења, како у вертикалном тако и у бочном правцу. Ова својства имају значајан утицај на динамичко понашање железничких возила, нарочито на комфор и сигурност кретања. Код колосека веће крутости јављају се интензивније силе у интеракцији точак-шина, а колосек са већим пригушењем има значајно боља својства смањења вибрација. Крутост колосека је веома важан утицајни параметар на век трајања колосека и железничких возила, и на тај начин индиректно утиче на укупне трошкове на железници. Из тих разлога, у егзактним анализама динамичког понашања железничких возила, морају се узети у обзир и карактеристике крутости и пригушења датог колосека по коме се креће анализирано возило.

Код теоријских анализа, динамички модел колосека спреже се са динамичким моделом возила који се потом заједно анализирају као један модел. У модел колосека укључују се понашања свих саставних елемената конструкције колосека, као и њихова међудејства. Постоји велики број веома једноставних модела којима се обухватају само базни феномени везани за динамичко понашање колосека, а постоје и веома сложени модели који омогућавају (након решавања система диференцијалних једначина) веома репрезентативно описивање динамичког понашања колосека.

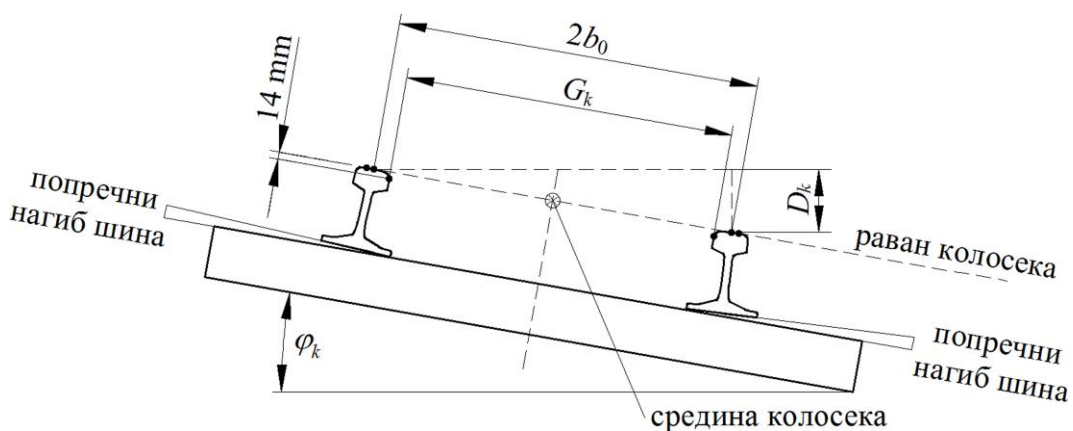
Основни проблем састоји се у чињеници да су крутост и пригушење (као и геометрија) променљиви дуж трасе железничке пруге. Карактери тих промена су стохастички и

због великог броја утицајних параметара, њихово тачно аналитичко описивање је практично немогуће. Из тог разлога, најбољи и најпоузданији начин за одређивање ових својстава колосека, као и динамичког понашања железничких возила, је експериментално испитивање односно мерење. За таква испитивања користе се специјално опремљена железничка возила која омогућавају задавање оптерећења и регистровање непознатих својстава испитиваног колосека.

2.1.3. Параметри који одређују номиналну геометрију колосека

Номинална геометрија колосека одређена је параметрима попречног профила и параметрима трасе железничке пруге. Попречни профил се добија нормалном пројекцијом колосека на вертикалну раван која је нормална на његову уздужну осу. У параметре попречног профила спадају: ширина колосека, попречни нагиб шине, и надвишење спољашње шине у кривини.

Ширина колосека G_k мери се 14 mm испод равни колосека добијене спајањем крајњих горњих тачака леве и десне шине (слика 2.2). У већем делу Европе користи се тзв. нормални колосек чија номинална ширина износи 1435 mm. Он се користи и у САД, Канади, Мексику, Кини, итд. Колосеци чија је ширина мања од 1435 mm називају се уски колосеци и користе се углавном у Јапану, Јужној Америци, Африци и Аустралији. Колосеци чија је ширина већа од 1435 mm називају се широки колосеци. Карактеристични су за Русију и Финску (1524 mm), Ирску (1600 mm), делове Шпаније и Португал (1668 mm), итд.



Слика 2.2. Попречни профил колосека

Шине се најчешће постављају на прагове под одређеним попречним нагибом према средини колосека (слика 2.2). На тај начин се постиже равномерније налегање са површином котрљања тачка која се такође израђује под одређеним нагибом. Циљ је боље преношење оптерећења на прагове и призму, као и равномерније хабање додирних површина тачка и шине. Номинални попречни нагиб шина најчешће износи 1:20 или 1:40, а постоји и нагиб 1:30 који се ређе користи.

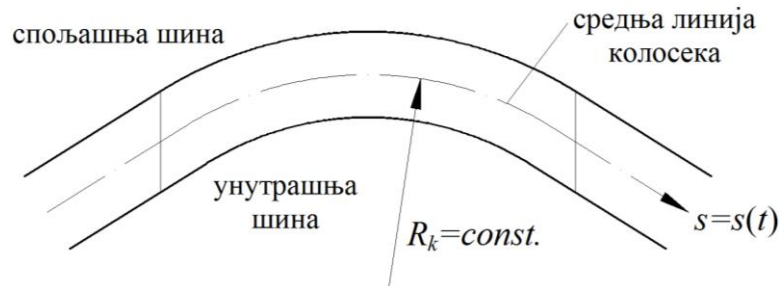
Надвишење спољашње шине у кривини изводи се због смањења ефекта центрифугалне силе (слика 2.2). Између надвишења D_k , угла надвишења у односу на референтну хоризонталну раван φ_k , и растојања између номиналних полупречника котрљања тачкова осовинског склопа $2b_0$, постоји следећа математичка веза:

$$\sin \varphi_k = \frac{D_k}{2b_0} \quad (2.1)$$

Кривине се изводе са константним полупречницима и зато се називају кружне кривине. У њима надвишење има константну вредност, што условљава да их је немогуће директно спојити са правим деоницама. Због тога се између правих деоница и кружних кривина постављају прелазне кривине. Њихово надвишење мења се од нуле до вредности надвишења у кружној кривини на уласку, и обрнуто на изласку из кривине.

Траса колосека представља тродимензионалну уздужну осу колосека са карактеристичним особинама пружања, скретања, дизања и спуштања у простору. У параметре трасе спадају: полупречник кружне кривине, дужина и облик прелазне кривине, нагиб нивелете, и полупречник вертикалне кривине.

Полупречник кружне кривине R_k , као и њено надвишење, има константну вредност (слика 2.3). Једна од основних тежњи при градњи колосека је да се избегавају кривине малих полупречника у којима се јављају многи неповољни ефекти при проласку железничких возила. Посебно су значајне повећане силе у интеракцији точак-шина које узрокују повећан ризик од настанка исклизнућа пењањем венца точка на главу шине, интензивно хабање профила точкава и шина, итд.



Слика 2.3. Полупречник кружне кривине

Прелазне кривине могу имати линеарну и нелинеарну промену закривљености. Математичка зависност промене закривљености дуж прелазне кривине иста је као и законист промене надвишења дуж рампе за надвишење. У употреби су следећи облици прелазних кривина са линеарном променом закривљености: проста кубна парабола, поправљена кубна парабола и клотоида. Поред тога, у употреби су и следећи облици са нелинеарном променом закривљености: Блосова крива, косинусоида, Шранова крива и синусоида (Клајнова крива). Полупречник прелазне кривине мења се континуално између правца и кружне кривине, при чему промене надвишења и полупречника имају исту почетну и крајњу позицију.

Нагиб нивелете је ограничен пре свега због проблема вуче и кочења. Савладавање успона представља напор за вучна возила када долази до њиховог појачаног хабања и велике потрошње енергије. Са друге стране, кретање на паду нивелете изискује интензиван рад кочног система када долази до његовог појачаног хабања.

Вертикалним кривинама спајају се крајеви колосека при преласку са једног нагиба нивелете на други. При преласку точкава железничких возила преко ових спојева јављају се интензивна вертикална убрзања и силе у интеракцији точак-шина, што

веома неповољно утиче на параметре динамичког понашања железничких возила. То су разлози због којих се полупречник вертикалне кривине ограничава и мора се налазити унутар задатих вредности прописаних стандардима.

2.1.4. Параметри који одређују стварну геометрију колосека

Након одређеног периода експлоатације, под дејством различитих утицаја, долази до деградације и пропадања номиналне геометрије колосека. Термин "геометрија колосека" увек подразумева стварну геометрију или геометрију колосека у експлоатацији, која у већој или мањој мери одступа од номиналне геометрије. Утврђивање стварне геометрије је изузетно значајно за процену стања колосека и за анализе динамичког понашања железничких возила. Сагласно међународним стандардима EN 13848, стварна геометрија се утврђује мерењима одступања од номиналне геометрије колосека [12–16]. Таква мерења врше се помоћу специјално опремљених железничких возила при чему се мере параметри из табеле 2.1.

Табела 2.1. Параметри за утврђивање стварне геометрије колосека

Параметар	Напомена
Одступања у подужном правцу у вертикалној равни	Средња вредност вертикалних одступања леве и десне шине.
Одступања у попречном правцу у хоризонталној равни	Средња вредност бочних одступања леве и десне шине.
Одступања ширине колосека	Одступања од номиналне ширине колосека.
Одступања надвишења	Одступања од номиналног надвишења спољашње шине у кривини.
Витоперност колосека	Разлика у надвишењима између два попречна пресека колосека подељена са растојањем између њих.

Што су наведена одступања већа, квалитет динамичког понашања железничких возила је лошији и ризик од исклизнућа расте. Због тога се стање колосека мора периодично пратити како би се омогућило правовремено реаговање у случају прекорачења дозвољених вредности одступања од номиналне геометрије. Већина железница колосеке класификује управо у зависности од дозвољених одступања од номиналне геометрије. Према међународним стандардима UIC 518 и EN 14363, са аспекта критеријума одржавања и прихватљивости за испитивање железничких возила, постоје три класе квалитета колосека, приказане у табели 2.2 [9, 10].

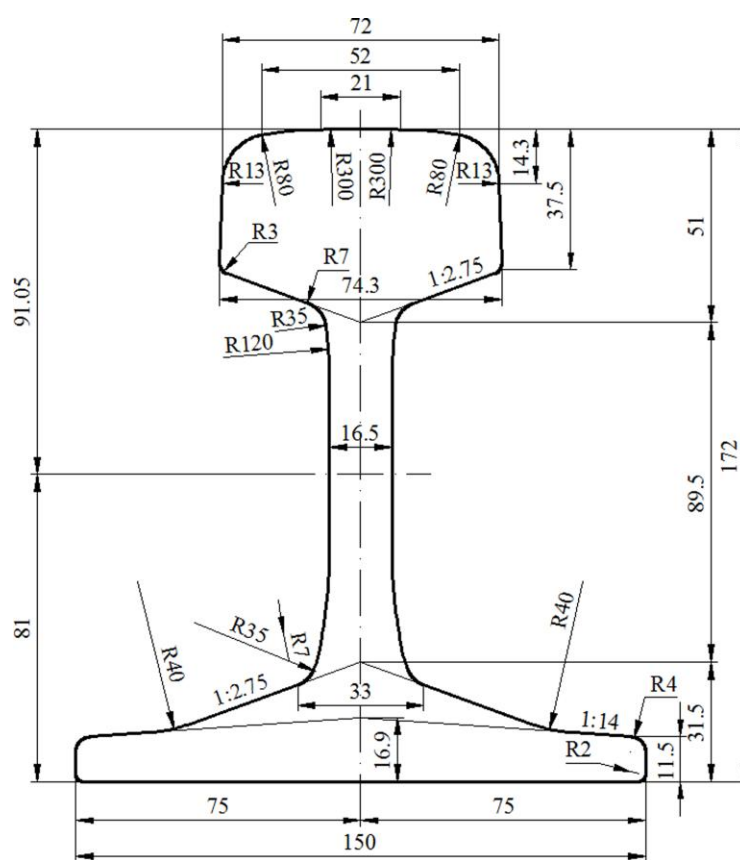
Табела 2.2. Класе квалитета колосека

Ознака класе	Напомена
QN1	Класа квалитета која захтева надзор стања колосека или одржавање у оквиру регуларно планираних мера одржавања.
QN2	Класа квалитета која захтева краткорочне мере одржавања колосека.
QN3	Класа квалитета карактеристична за поједине деонице чији квалитет одступа од уобичајеног, али је ипак прихватљив са становишта одржавања. При њеном прекорачењу дата деоница се искључује из анализа квалитета динамичког понашања железничких возила.

Снимањем помоћу мерних железничких возила добија се сигнал поменутих одступања најчешће као функција растојања (пређеног пута) од неке стационарне тачке. Поред оцене стања колосека, снимљени сигнали користе се и као улазни подаци у програмским пакетима за симулацију динамичког понашања железничких возила.

2.1.5. Профил шине

Профил шине има изузетно значајан утицај на динамичко понашање железничких возила. Тип шине одређен је масом шине у kg по дужном метру. На већини железничких линија у Европи данас се користи шина типа 60E1 (стара ознака UIC 60) чији је номинални профил приказан на слици 2.4. Поред тога, у зависности од интензитета саобраћаја, осовинског притиска и максималне брзине кретања, користе се и шине типа 54E1, 49E1, итд.

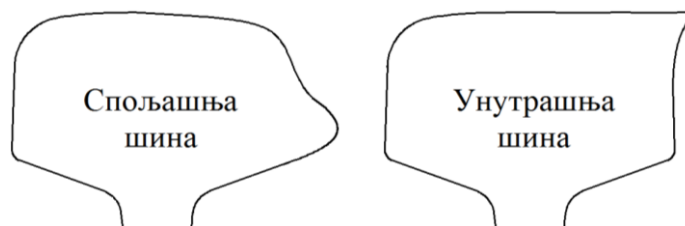


Слика 2.4. Номинални профил шине типа 60E1

Током експлоатације, услед веома интензивне интеракције са точковима железничких возила, шина се хаба при чему долази до формирања профила који у већем или мањем степену одступа од номиналног. Хабање шине може бити униформно и неуниформно.

Униформно хабање подразумева да се шина хаба целокупном својом дужином, док неуниформно подразумева да се шина хаба само на дискретним местима где се појављују оштећења већег или мањег обима. Највећи обим униформног хабања шина јавља се у кривинама где су присутне највеће вредности сила у интеракција точак-шина. Тада долази до хабања ивице главе спољашње шине и хабања газеће површине унутрашње шине (слика 2.5). Хабање ивице главе шине доводи до повећања ширине

колосека, а хабање газеће површине може довести до појаве замора материјала и пукотина или љуштења делића материјала са газеће површине шине.



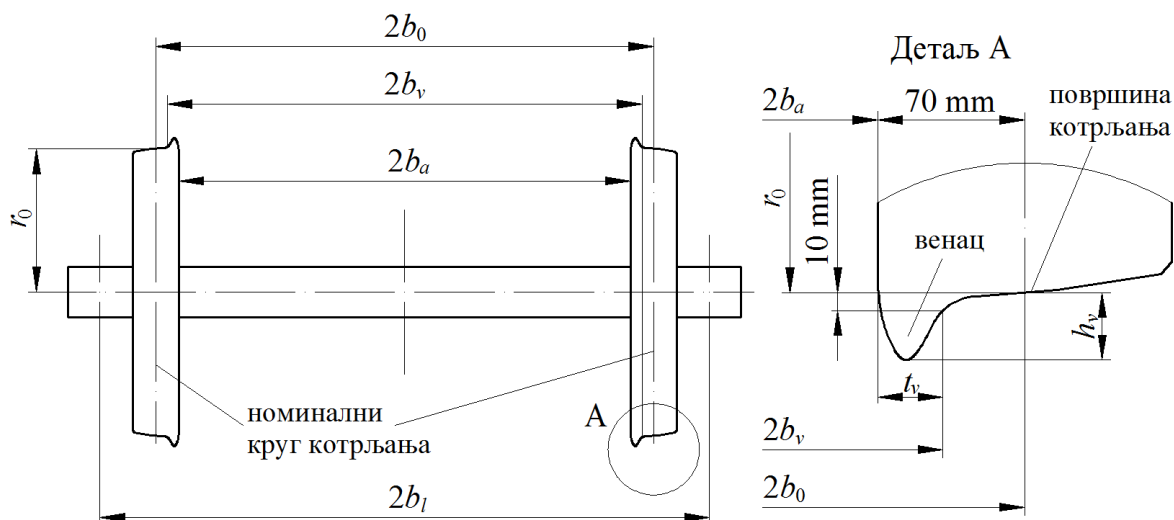
Слика 2.5. Шематски приказ униформног хабања спољашње и унутрашње шине у кривинама

Услед различитих утицаја, код неуниформног хабања долази до појаве ситних оштећења или набора на површини главе шине, што изазива веома непријатне вибрације и буку при преласку точкова железничких возила.

2.2. ПАРАМЕТРИ ГЕОМЕТРИЈЕ ОСОВИНСКОГ СКЛОПА

Осовински склопови су најодговорнији елементи железничких возила. Сваки осовински склоп састоји се од два точка која су специјалним поступком навучена на осовину и заједно са њом чине чврст пресован спој. Са спољашње стране точкова, на рукавцима осовине налазе се кућишта лежишта осовинског склопа са елементима улежиштења. Преко њих се на осовински склоп ослања конструкција обртног постоља или доњег постоља, у зависности од типа железничког возила. Због чврстог споја, осовина и оба точка у сваком тренутку обрћу се истом угаоном брзином.

При анализи геометрије, важно је разликовати номиналну геометрију и стварну геометрију или геометрију осовинског склопа у експлоатацији. Номинална геометрија произашла је из дугогодишњих знања и искустава на железници, и дефинисана је међународним стандардима које морају поштовати сви произвођачи осовинских склопова. Главни параметри геометрије типичног конструктивног решења осовинског склопа приказани су на слици 2.6 и дати су у табели 2.3.



Слика 2.6. Параметри геометрије осовинског склопа

Табела 2.3. Параметри геометрије осовинског склопа

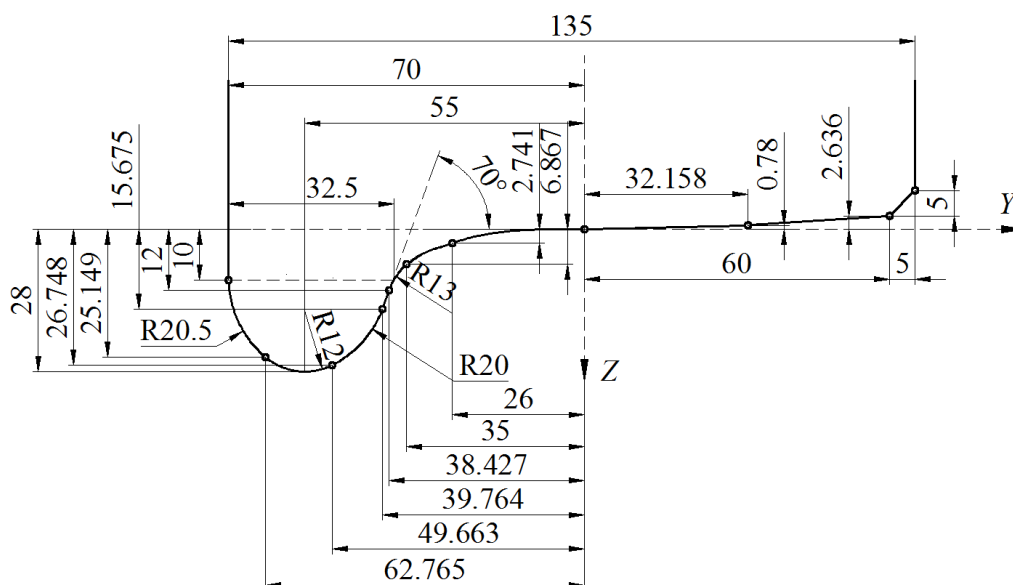
Параметар	Ознака	Напомена
полупречник точка (номинални полупречник котрљања)	r_0	- мери се 70 mm од унутрашње стране точка, - зависи од степена похабаности точка, - за нормални колосек $r_0=300\div 600$ mm.
растојање између номиналних полупречника котрљања	$2b_0$	- мери се 70 mm од унутрашње стране оба точка, - за нормални колосек $2b_0=1500$ mm.
унутрашње растојање између точкова	$2b_a$	- за нормални колосек $2b_a=1360$ mm.
спољашње растојање између венаца точкова	$2b_v$	- мери се 10 mm испод номиналних полупречника котрљања левог и десног точка, - зависи од степена похабаности точкова.
растојање између кућишта лежишта	$2b_l$	- за нормални колосек $2b_l=2000$ mm.
висина венца	h_v	- мери се по вертикали од номиналног полупречника котрљања до најудаљеније тачке на венцу, - зависи од степена похабаности точка, - за непохабан точак $h_v=28$ mm.
дебљина венца	t_v	- мери се по хоризонтали 10 mm испод номиналног полупречника котрљања до унутрашње стране точка, - зависи од степена похабаности точка, - за непохабан точак $t_v=32,5$ mm.

Делови точка који се налазе у контакту са шином су површина котрљања и венац. Венац је увек окренут ка средини осовинског склопа, односно налази се са унутрашње стране точка. Он повремено долази у додир са ивицом главе шине и на тај начин усмерава или води осовински склоп током кретања. Површина котрљања је најчешће конусна тако да полупречник точка опада идући од венца ка спољашњој страни точка.

Осовински склоп спада у неогибљене масе (маса стандардног осовинског склопа износи 1200÷1500 kg) и изложен је веома интензивним статичким, динамичким и термичким оптерећењима која настају услед интеракције са шином или при кочењу. Услед тога долази до хабања тако да након одређеног периода експлоатације стварна геометрија осовинског склопа (нарочито точка) у већој или мањој мери одступа од номиналне геометрије. Највећи степен хабања присутан је на површини котрљања и венцу при чему се номинални полупречник точка смањује. Када степен хабања точкова достигне одређену граничну вредност, такав осовински склоп мора се избацити из даље употребе. Најчешће се са осовина скидају похабани точкови, на специјалним машинама врши се навлачење нових точкова, након чега се осовински склоп поново враћа у експлоатацију. Стање и геометрија осовинских склопова се периодично контролишу како би се правовремено реаговало у случају појаве дефеката или прекорачења дозвољених вредности одступања од номиналне геометрије. Дозвољене вредности хабања осовинских склопова и точкова дефинисане су стандардима.

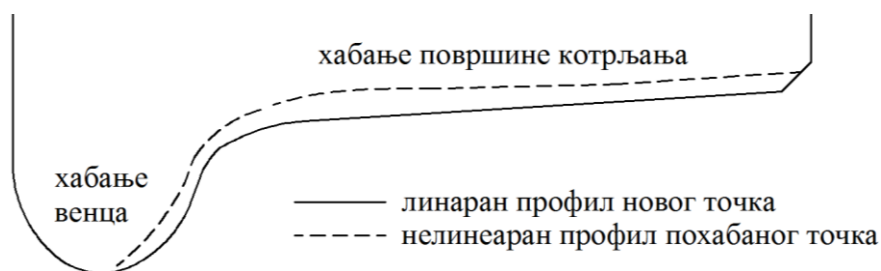
2.2.1. Профил точка

Профил точка има велики утицај на квалитет динамичког понашања железничких возила. У пракси се примењују различити облици профила точкава који се израђују под одређеним нагибом (конусом), чиме се омогућава закретање осовинског склопа и пролазак возила кроз кривине. Изглед профила точка који носи ознаку UIC-ERRI односно S1002 приказан је на слици 2.7. Овај профил дефинисан је међународним стандардом UIC 510-2 [17].



Слика 2.7. Профил точка UIC-ERRI S1002

У анализама динамичког понашања железничких возила изузетно је значајно разликовати профил новог (непохабаног) точка од профила похабаног точка. Уколико нови точак има линеаран облик профила (у облику равног конуса), током експлоатације долази до његовог хабања и постепеног преласка у похабан нелинеаран облик. Овај процес шематски је приказан на слици 2.8 и назива се униформно хабање точка. Истраживања су показала да након пређених 100÷200 хиљада километара, независно од облика почетног профила новог точка, профил похабаног точка увек поприма сличан карактеристичан облик [5]. Из тог разлога, усвојено је да се нови точкови не израђују са линеарним, већ са нелинеарним профилима који су прилагођени хабању. Тиме се постиже значајно смањење хабања током експлоатације точка и смањује се његов негативан утицај на квалитет динамичког понашања железничких возила. Нелинеарни профил новог точка прилагођен хабању приказан је на слици 2.7.



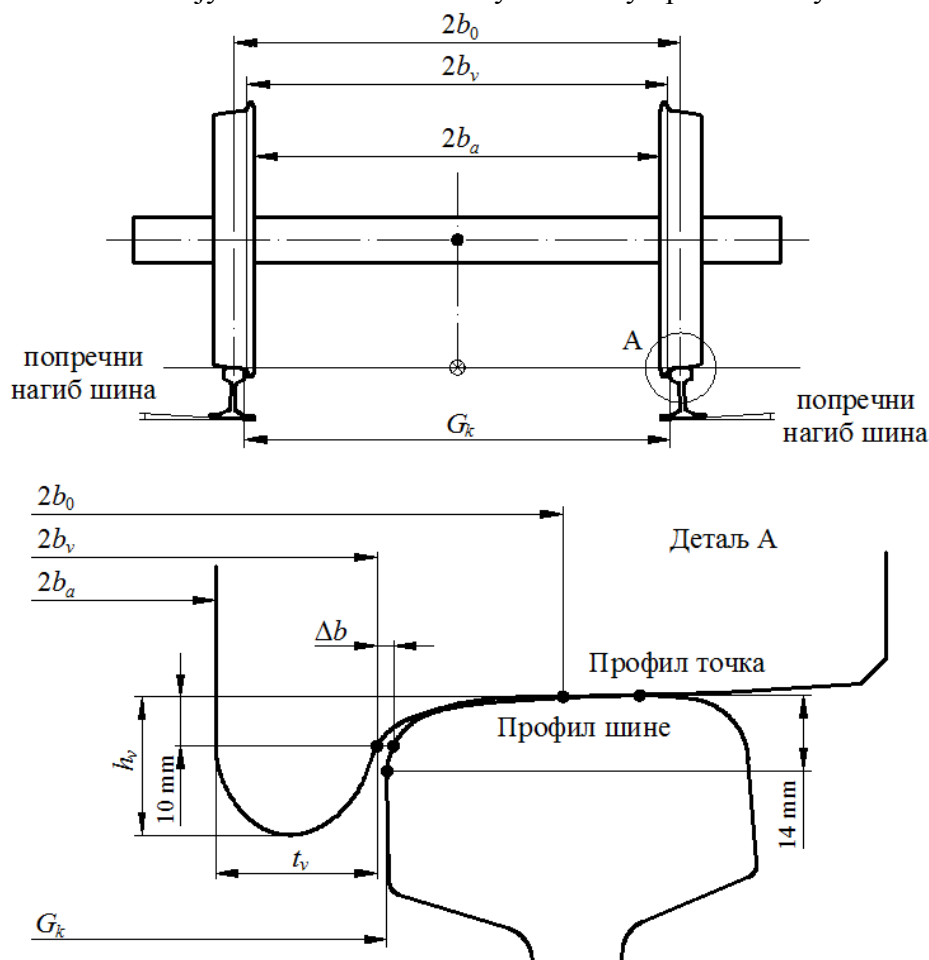
Слика 2.8. Шематски приказ униформног хабања профила точка

Поред униформног хабања профила по ободу целог точка, постоји и неуниформно хабање точка. Оно настаје услед различитих утицаја и подразумева дискретна оштећења као што су: равна места, удубљења, набори или љуштења материјала на површини котрљања, оштећења на венцу, ексцентрицитет точкава, итд.

2.3. ПАРАМЕТРИ ГЕОМЕТРИЈЕ КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА

Осовински склоп се током кретања по колосеку стално бочно помера унутар одређених граница које су одређене контактима венаца точкава са главама шина. Од тог бочног померања зависи геометрија контакта профила точкава и шина, и тај процес игра кључну улогу у динамичком понашању железничких возила.

Анализом параметара који одређују геометрију колосека и осовинског склопа, као и профила точка и шине, створени су услови за анализу параметара геометрије њиховог међусобног контакта. Параметри геометрије контакта точак-шина су: профил точка, профил шине, као и оне геометријске величине које дефинишу њихов узајамни положај. Те геометријске величине су: ширина колосека, попречни нагиб шина, унутрашње растојање између точкава, спољашње растојање између венаца точкава и бочни зазор осовинског склопа у колосеку. Параметри геометрије контакта точак-шина при централном положају осовинског склопа у колосеку приказани су на слици 2.9.



Слика 2.9. Параметри геометрије контакта точак-шина (централни положај осовинског склопа у колосеку)

Ширина колосека G_k је један од главних утицајних параметара на геометријске релације између профила точка и профила шине. Као последица хабања она се повећава, што директно утиче на границе бочног померања осовинског склопа у колосеку.

Попречни нагиб шина има утицаја на геометријске релације између профила точка и профила шине само у случају колосека са новим шинама које су постављене тачно под одређеним попречним нагибом (нпр. 1:20) у односу на референтну хоризонталну раван, и које имају непохабане профиле. На другој страни, ако су шине у експлоатацији дужи временски период, њихов профил је деградиран под утицајем хабања тако да се за динамичке анализе тачан облик профила одређује мерењима у односу на усвојени систем референције, чиме се обухвата и попречни нагиб.

Унутрашње растојање између точкова $2b_a$ (који су круто спојени са осовином) директно утиче на положај профила точка у односу на профил шине. Овај параметар је мање подложен променама услед хабања, међутим могућа су одступања услед појаве ексцентрицитета или сличних оштећења точка.

Спољашње растојање између венаца точкова $2b_v$ такође значајно утиче на положај профила точка у односу на профил шине. Ово растојање може се израчунати на основу вредности унутрашњег растојања између точкова $2b_a$ и дебљине венаца левог и десног точка t_{vl} и t_{vd} :

$$2b_v = 2b_a + t_{vl} + t_{vd} \quad (2.2)$$

Уколико су дебљине венаца левог и десног точка идентичне онда је:

$$2b_v = 2b_a + 2t_v \quad (2.3)$$

За осовинске склопове намењене нормалном колосеку и непохабане профиле точкова и шина, спољашње растојање између венаца точкова износи 1425 mm. При хабању точка, дебљина венца се смањује па је код похабаних осовинских склопова ово растојање мање у односу на номинално.

Параметар који такође има значајан утицај на геометријске релације између профила точка и профила шине је бочни зазор осовинског склопа у колосеку Δb . Када се осовински склоп налази у централном положају, између точка и шине постоји одређени бочни зазор Δb који се мери 10 mm испод номиналног полупречника котрљања (слика 2.9). У оквирима тог зазора, осовински склоп се из централног положаја може бочно померати на леву и десну страну све док венац точка не дође у контакт са главом шине. Величина укупног бочног зазора осовинског склопа у колосеку зависи од ширине колосека и спољашњег растојања између венаца точкова. Током хабања профила точка и шина, вредност бочног зазора осовинског склопа у колосеку се повећава.

За прецизне анализе геометрије контакта точак-шина и динамичког понашања железничких возила веома је важно утврдити стварне вредности свих поменутих параметара. Већ је речено да се стварна геометрија колосека утврђује мерењима помоћу специјално опремљених мерних железничких возила. Стварне вредности појединих параметара геометрије осовинског склопа такође се одређују мерењима.

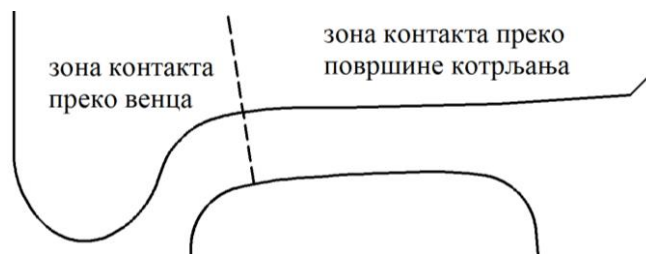
Стварни облици профила точка и шине одређују се помоћу специјалних профиломера који на основу регистрованих података омогућавају веома лаку реконструкцију снимљеног профила на рачунару.

На основу претходних разматрања може се уочити да геометрија контакта точак-шина има нелинеаран карактер и зависи од више утицајних параметара који су променљиви током кретања. Њено аналитичко описивање представља веома сложен проблем који базира на увођењу једне или више функција којима се обједињавају утицаји свих наведених параметара.

2.4. ТИПОВИ КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА

Променљиви параметри геометрије који дефинишу положај профила точка у односу на профил шине условљавају да током кретања место додира између ових профила стално мења свој положај. У литератури и научним радовима веома често се среће термин "тачка контакта" између точка и шине. Међутим, због еластичних својстава материјала, контакт између точка и шине остварује се преко контактне површине која најчешће има облик елисе чија величина износи $1,5 \div 5 \text{ cm}^2$. У даљим разматрањима, термин тачка контакта односи се на контактну површину и тачку која се налази у њеном средишту.

Положај тачке контакта у сваком тренутку током кретања зависи од облика профила точка и шине, као и њиховог међусобног положаја. Постоје два општа типа контакта точак-шина: контакт преко површине котрљања и контакт преко венца (слика 2.10).



Слика 2.10. Општи типови контакта точак-шина

2.4.1. Контакт преко површине котрљања

Контакт преко површине котрљања карактеристичан је за кретање осовинског склопа на правцима или кроз кривине већих полупречника. Његова основна одлика је да се увек реализује у једној тачки, независно од облика профила точка и шине (слика 2.11). Код профила точка и шине прилагођених хабању, тачка контакта се, у зависности од релативног бочног померања, континуално помера дуж профила точка и шине. Код профила точка и шине који нису прилагођени хабању, тачка контакта се не мора континуално померати дуж профила точка, већ може нагло скакати са једног места на друго.

Контакт преко површине котрљања спада у неконформне контакте који подразумевају значајнију разлику између полупречника заобљења додирних површина точка и шине. То узрокује да се додир точак-шина реализује преко мале контактне површине у којој

се јављају изузетно велика оптерећења и контактна напрезања. Ово је посебно карактеристично за тачкове са линеарним профилима у комбинацији са новим шинама.



Слика 2.11. Контакт преко површине котрљања – једна тачка контакта

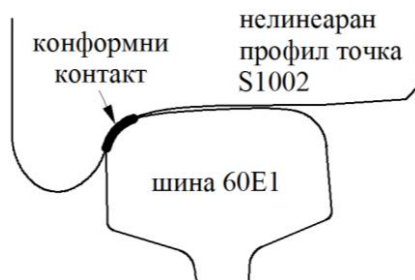
2.4.2. Контакт преко венца

Контакт преко венца карактеристичан је за кретање осовинског склопа кроз кривине мањих полупречника. Могућ је и у другим ситуацијама када постоје велика одступања од номиналне геометрије колосека. За разлику од контакта преко површине котрљања, код контакта преко венца могуће су следеће ситуације: контакт у једној тачки, контакт у две тачке, и конформни контакт. Код профила тачка и шине прилагођених хабању, контакт преко венца реализује се у једној тачки која се, у зависности од релативног бочног померања, континуално помера дуж профила тачка и шине (слика 2.12 лево). Код профила тачка или шине који нису прилагођени хабању, контакт преко венца може се реализовати и у две тачке, при чему се оне не морају померати континуално дуж профила тачка и шине, већ могу нагло скакати са једног места на друго (слика 2.12 десно).



Слика 2.12. Контакт преко венца – једна и две тачке контакта

Поред претходна два случаја, постоји и конформни контакт који се јавља када су полупречници заобљења додирних површина између тачка и шине једнаки или веома слични. Тада се додир тачка-шина реализује преко веће контактне површине, као што је приказано на слици 2.13.

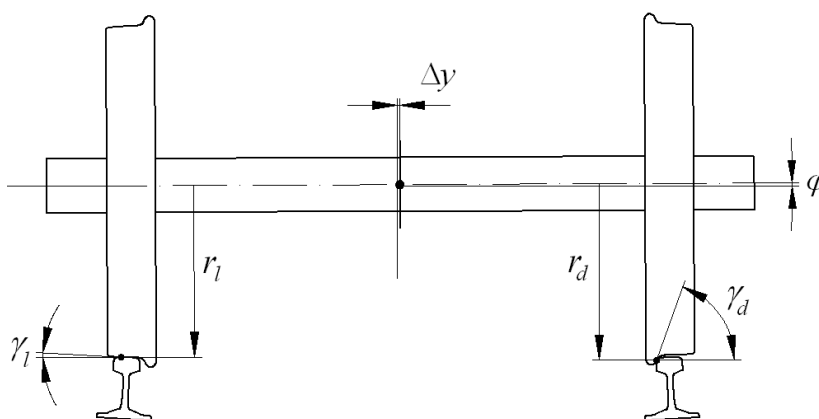


Слика 2.13. Конформни контакт између тачка и шине

Конформни контакт се обично јавља у зони прелазног заобљења између површине котрљања и венца, а посебно је карактеристичан за профиле точкова и шина који су прилагођени хабању.

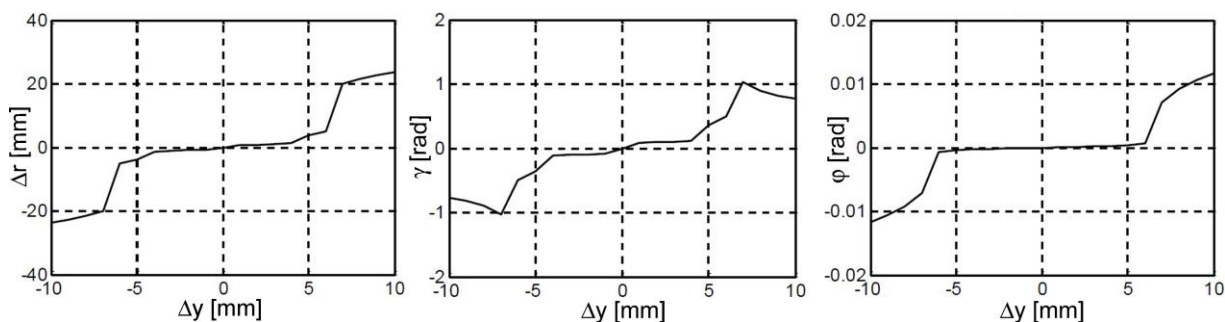
2.5. ФУНКЦИЈЕ ГЕОМЕТРИЈЕ КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА

Током кретања, при бочном померању средишта осовинског склопа у односу на средњу линију колосека за неку вредност Δy , мењају се узајамни положаји профила точкова и шина. При томе, мењају се и следеће геометријске величине у контактима левог и десног точка и шине: положаји тачака контакта, полупречници котрљања у тачкама контакта r_l и r_d , углови контакта у тачкама контакта γ_l и γ_d , и угао закретања осовинског склопа око уздужне осе колосека φ (слика 2.14). Мењају се и полупречници површина преко којих се додирују профили точкова и шина у тачкама контакта, што узрокује промену величине и облика контактних површина. Промене ових геометријских величина зависе од параметара геометрије контакта точак-шина, а изражавају се у функцији величине бочног померања средишта осовинског склопа у односу на средњу линију колосека Δy .



Слика 2.14. Геометријске величине у контакту точак-шина које се мењају при бочном померању осовинског склопа у колосеку

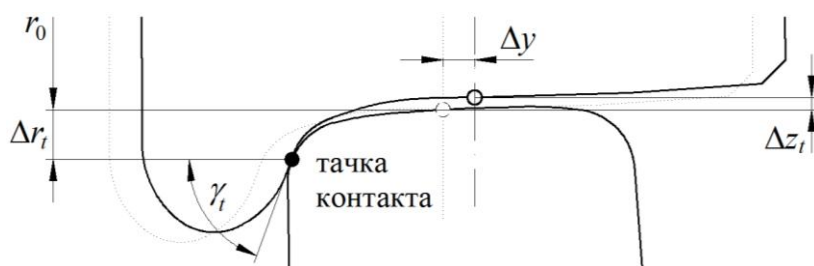
Дијаграми промене поменутих геометријских величина у функцији бочног померања осовинског склопа Δy , за нормалну ширину колосека и комбинацију профила точка S1002 и шине 60E1, са попречним нагибом 1:40, приказани су на слици 2.15.



Слика 2.15. Промена полупречника котрљања (лево), контактнег угла (средина) и угла закретања осовинског склопа око уздужне осе колосека (десно), у функцији бочног померања осовинског склопа (S1002, 60E1, 1:40) [5]

2.5.1. Контактне функције

Пошто се у пракси сусрећу разне комбинације профила точкава и шина, ради једноставније анализе и описивања геометрије њиховог контакта, уведене су функције геометрије контакта точак-шина или контактне функције. При њиховом дефинисању разматра се контакт једног точка и шине, при чему је осовински склоп односно точак у неком временском тренутку бочно померен у односу на шину за неку вредност Δy (слика 2.16). При датом бочном померању, долази до подизања точка за вредност Δz_t , пораста полупречника котрљања за вредност Δr_t , и промене угла контакта γ_t . Промене ових величина у функцији бочног померања точка Δy , називају се функције геометрије контакта точак-шина или контактне функције.



Слика 2.16. Функције геометрије контакта точак-шина

Контактне функције дефинисане су изразима:

$$\Delta r_t = f(\Delta y) \quad (2.4)$$

$$\Delta z_t = g(\Delta y) \quad (2.5)$$

$$\gamma_t = h(\Delta y) \quad (2.6)$$

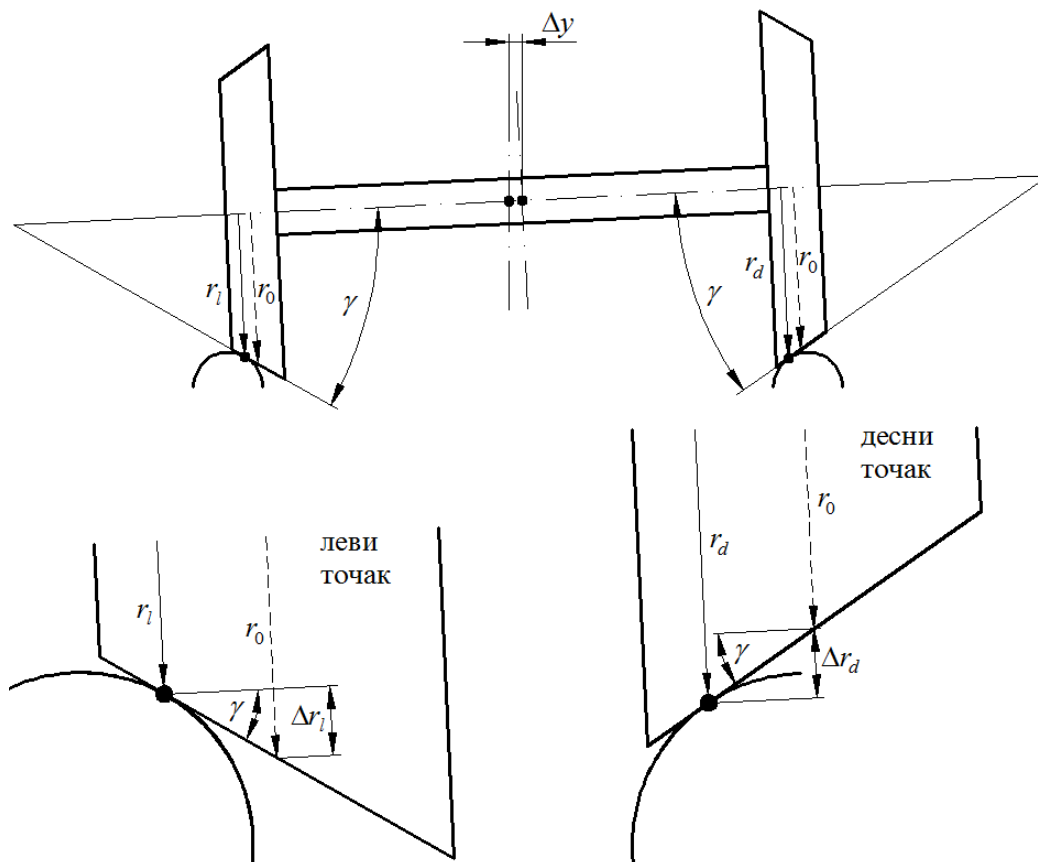
У претходним изразима, f , g и h су функције које зависе од параметара геометрије контакта точак-шина, а посебно од облика профила точкава и шине. Пошто су облици профила точка и шине нелинеарни, уведене функције геометрије имају нелинеаран карактер. Ако се тачка контакта континуално помера дуж профила точка и шине, контактне функције су непрекидне, а ако нагло скаче са једног места на друго, контактне функције имају прекиде.

Практичне анализе и карактеризација геометрије контакта точак-шина помоћу уведене три нелинеарне контактне функције су изузетно сложени. Због тога је уведена једна функција помоћу које се на релативно једноставан начин описује геометрија контакта точак-шина за различите комбинације профила точкава и шина и различите параметре геометрије. Та функција назива се коничност (за точкове са линеарним облицима профила), односно еквивалентна коничност (за точкове са нелинеарним облицима профила).

2.5.2. Коничност

На самом почетку развоја железнице, точкови железничких возила имали су линеарне профиле, најчешће са конусом 1:20, што је одговарало попречном нагибу шина који је такође износио 1:20. За дефинисање функције геометрије таквог контакта користи се

поједностављен модел који базира на претпоставкама да точкови имају идентичне линеарне профиле који се котрљају по шинама са кружним профилима, при чему не долази до контакта венаца точкова са главама шина (слика 2.17) [7].



Слика 2.17. Геометрија контакта точак-шина – линеаран профил точка и кружни профил шине

Када се осовински склоп налази у централном положају, полупречници котрљања на десном и левом точку су једнаки:

$$r_d = r_l = r \quad (2.7)$$

Ако се средиште осовинског склопа бочно помери за вредност Δy , промениће се полупречници котрљања на десном и левом точку за вредности Δr_d и Δr_l . Укупна разлика између полупречника котрљања на оба точка је:

$$\Delta r = \Delta r_d + \Delta r_l \quad (2.8)$$

Пошто профили точкова имају линеаран облик и једнаке коничности γ , промене полупречника котрљања на левом и десном точку биће једнаке:

$$\Delta r_d = \Delta r_l = \frac{\Delta r}{2} \quad (2.9)$$

Полупречници котрљања десног и левог точка су:

$$r_d = r_0 + \Delta r_d \quad (2.10)$$

$$r_l = r_0 - \Delta r_l \quad (2.11)$$

Заменом израза (2.9) у претходне изразе добија се:

$$r_l = r_0 - \frac{\Delta r}{2} \quad (2.12)$$

$$r_d = r_0 + \frac{\Delta r}{2} \quad (2.13)$$

Дакле, разлика између полупречника котрљања на десном и левом точку је:

$$\Delta r = r_d - r_l \quad (2.14)$$

На другој страни, са слике 2.17 може се уочити следећа релација:

$$\tan \gamma = \frac{\Delta r_d}{\Delta y} = \frac{\Delta r_l}{\Delta y} \quad (2.15)$$

Заменом израза (2.9) у претходни израз добија се:

$$\tan \gamma = \frac{\Delta r}{2} \frac{1}{\Delta y} \quad (2.16)$$

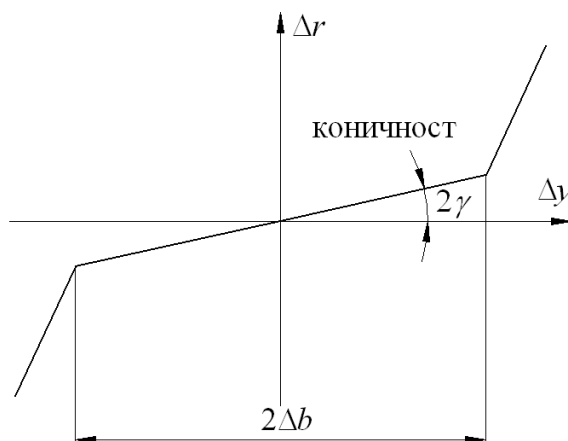
За мале вредности угла γ (карактеристично за линеарни профил точка 1:20) важи релација $\tan \gamma \approx \gamma$, па се може писати:

$$\gamma = \frac{\Delta r}{2 \cdot \Delta y} \quad (2.17)$$

Претходна функција успоставља везу између бочног померања средишта осовинског склопа Δy , коничности точкова γ и разлике између полупречника котрљања точкова Δr . При томе је:

$$\Delta r = 2 \cdot \Delta y \cdot \gamma \quad (2.18)$$

Код точкова са линеарним профилима, Δr је линеарна функција и омогућава описивање геометрије контакта точак-шина за било које бочно померање осовинског склопа у колосеку. Дијаграм промене функције Δr за точкове са би-линеарним профилима приказан је на слици 2.18.

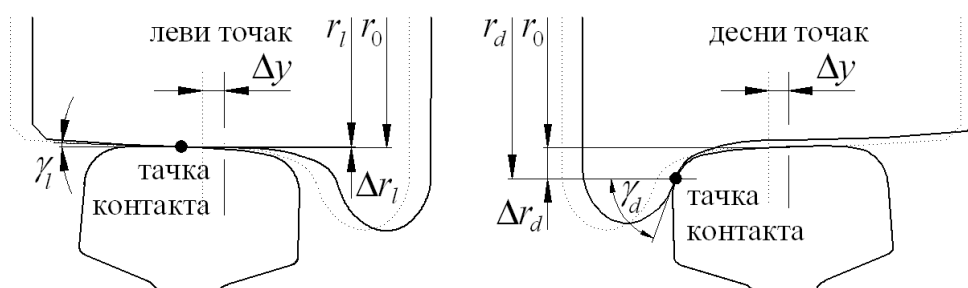


Слика 2.18. Промена полупречника котрљања у функцији бочног померања осовинског склопа са точковима са би-линеарним профилима

Као што се може уочити са слике 2.18, при контакту венца точка са главом шине односно при наглум преласку са једног нагиба профила на други, долази до нагле промене полупречника котрљања, што се манифестује ударима који имају изузетно негативан утицај на квалитет динамичког понашања железничких возила.

2.5.3. Еквивалентна коничност

За разлику од тачкова са линеарним профилима, у пракси се најчешће сусрећу тачкови са нелинеарним профилима који су похабани или од почетка експлоатације прилагођени хабању. Код оваквих тачкова, за било коју вредност бочног померања осовинског склопа Δy , промене полупречника котрљања десног и левог тачка неће бити једнаке као у случају тачкова са линеарним профилима (слика 2.19).



Слика 2.19. Геометрија контакта тачак-шина – нелинеарни профили тачка и шине

У овом случају, разлика између полупречника котрљања на десном и левом тачку је:

$$\Delta r = r_d - r_l \quad (2.19)$$

При томе су:

$$r_d = r_0 + \Delta r_d \quad (2.20)$$

$$r_l = r_0 - \Delta r_l \quad (2.21)$$

Међутим, Δr је у овом случају нелинеарна функција тако да се појављује проблем описивања карактеристика геометрије контакта тачак-шина код тачкова са нелинеарним профилима. Решење проблема базира на претходној анализи коничности тачкова са линеарним профилима. На основу једначине (2.17) уведена је еквивалентна коничност која се дефинише изразом:

$$\lambda_e = \frac{\Delta r}{2 \cdot \Delta y} \quad (2.22)$$

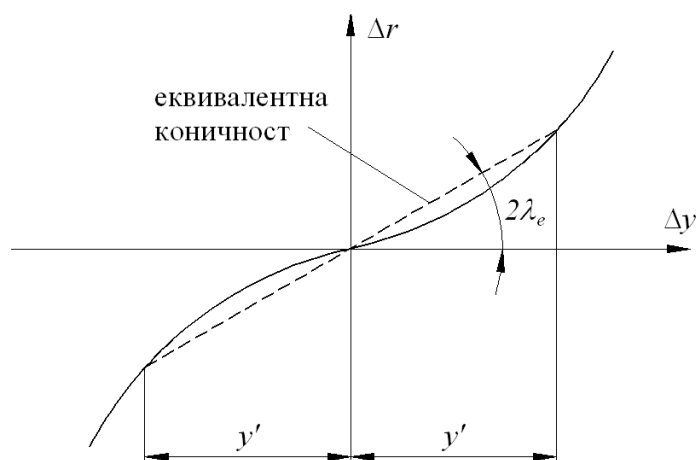
Заменом израза (2.19–2.21) у претходни израз добија се:

$$\lambda_e = \frac{r_d - r_l}{2 \cdot \Delta y} \quad (2.23)$$

$$\lambda_e = \frac{\Delta r_d - \Delta r_l}{2 \cdot \Delta y} \quad (2.24)$$

Еквивалентна коничност λ_e код тачкова са нелинеарним профилима има исти смисао као коничност γ код тачкова са линеарним профилима. Она представља линеаризацију

нелинеарне промене полупречника котрљања точкова при одређеном бочном померању осовинског склопа $\Delta y = \pm y'$ (слика 2.20). Према томе, еквивалентна коничност за точкове са линеарним профилима једнака је коничности ($\lambda_e = \gamma$).



Слика 2.20. Промена полупречника котрљања у функцији бочног померања осовинског склопа са точковима са нелинеарним профилима

Као што се може уочити са слике 2.20, код точкова са похабаним нелинеарним профилима нема наглих промена полупречника котрљања и удара при контактима венаца точкова са главама шина.

Главни утицајни параметри на еквивалентну коничност су: облик профила точка, облик профила шине, релативно бочно померање осовинског склопа Δy , ширина колосека G_k , растојање између точкова $2b_a$, дебљина венца точка t_v , и попречни нагиб шина [5]. Уколико је ширина колосека G_k мања од номиналне (1435 mm), долази до смањења бочног зазора осовинског склопа у колосеку Δb , што узрокује померање тачке контакта ка венцу точка и повећање еквивалентне коничности. Исти ефекат имају и веће растојање између точкова $2b_a$ од номиналног (1360 mm), као и већа дебљина венца точка t_v од номиналне (32,5 mm). Такође, мањи попречни нагиб шина и похабани профили точкова и шина за последицу имају веће вредности еквивалентне коничности.

Стална промена разлике у полупречницима котрљања десног и левог точка доводи до појаве вијугања осовинског склопа при кретању на правцима или у кривинама већих полупречника. При вијугању, средиште маса осовинског склопа стално осцилује око централног положаја у колосеку, са одређеном амплитудом која се креће у границама $\Delta y = (\pm 3) \div (\pm 4)$ mm. Клингелова једначина показује да таласна дужина, односно интензитет осцилација вијугања осовинског склопа, директно зависи од еквивалентне коничности точкова. Многобројна истраживања показују да појава вијугања осовинских склопова представља један од најзначајнијих утицајних параметара на комфор и стабилност кретања железничких возила. Због свега тога, поуздано одређивање еквивалентне коничности игра веома значајну улогу у анализама динамичког понашања железничких возила. Имајући у виду нелинеарност профила точка и шине, као и стохастички карактер великог броја утицајних параметара, то представља веома сложен задатак. У зависности од бочног померања осовинског склопа у колосеку, за одређивање еквивалентне коничности користе се три начина [5].

Најједноставнији начин подразумева одређивање еквивалентне коничности према једначинама (2.22–2.24), за једну амплитуду бочног померања, најчешће максималну (нпр. $\Delta u_0 = \pm 4 \text{ mm}$). Овакав приступ не обухвата нелинеарности промене полупречника котрљања које се дешавају унутар ранга максималне амплитуде која је узета у обзир.

Нешто компликованији начин подразумева одређивање еквивалентне коничности према једначинама (2.22–2.24), али за одређени број дискретних вредности амплитуда бочног померања (нпр. $\Delta u = \pm 1, \pm 2, \pm 3, \text{ и } \pm 4 \text{ mm}$). У односу на претходни, овај приступ даје знатно тачније резултате и далеко поузданију слику промене полупречника котрљања. Што је број дискретних вредности амплитуда бочног померања већи, нелинеарности промене полупречника котрљања унутар ранга максималне амплитуде се боље репрезентују.

Најкомпликованији начин је одређивање еквивалентне коничности према методи која је дефинисана стандардима UIC 519 и EN 15302 [18, 19]. Према овој методи, одређује се односно мери таласна дужина кинематичких осцилација вијугања посматраног осовинског склопа на посматраном колосеку, при амплитуди бочног померања од $\Delta u = \pm 3 \text{ mm}$. Након одређивања те таласне дужине, еквивалентна коничност израчунава се на основу Клингелове формуле. Ово практично значи да се еквивалентна коничност осовинског склопа са нелинеарним профилима точкова дефинише и одређује као коничност слободног осовинског склопа са линеарним профилима точкова, при чему је за одређено бочно померање Δu таласна дужина њихових кинематичких осцилација вијугања идентична. Оваквим приступом су, унутар граница дате амплитуде бочног померања, узете у обзир нелинеарности промене полупречника котрљања.

Сва три наведена начина дају једну вредност еквивалентне коничности у зависности од дате вредности амплитуде бочног померања осовинског склопа у односу на средњу линију колосека. Дате методе представљају само покушај да се на што једноставнији начин опише и окарактерише изузетно сложена геометрија контакта точак-шина, која представља полазну основу за све анализе динамичког понашања железничких возила.

3. ТЕОРИЈА КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА

У контактної површини између точка и шине током кретања јављају се веома интензивне силе акције и реакције које имају кључни утицај на динамичко понашање железничких возила и колосека. Ове силе играју кључну улогу у ослањању, вођењу, вучи и кочењу железничких возила током кретања по колосеку [20]. Имајући у виду да се проблем контакта точак-шина своди на проблем котрљања једног нелинеарног профила по другом, које се одвија под утицајем великог броја параметара, његово решавање и одређивање сила у интеракцији точак-шина представља један од најсложенијих задатака у анализама динамичког понашања железничких возила.

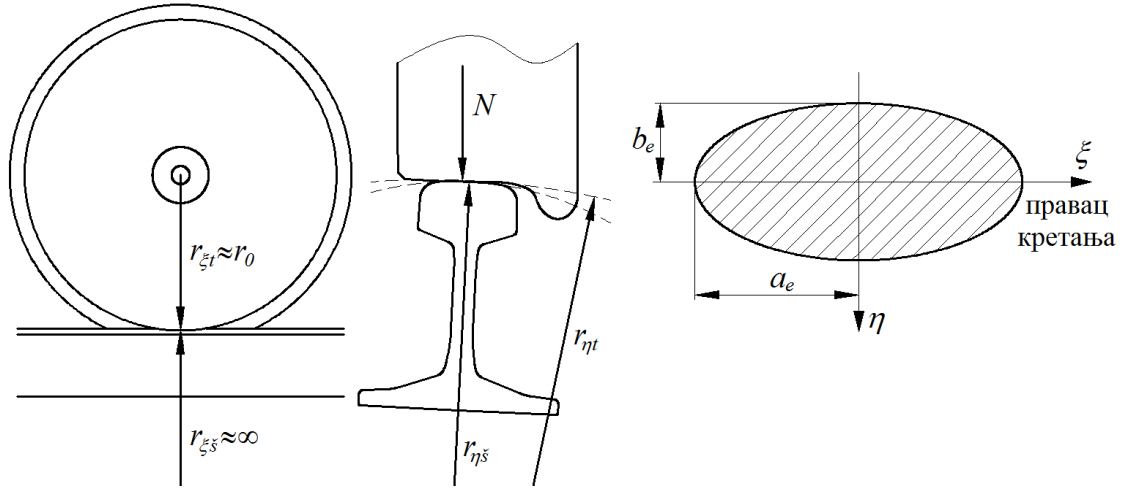
У основи, решавање проблема контакта точак-шина своди се на решавање нормалног и тангенцијалног контактних проблема. У оквиру нормалног контактних проблема анализирају се и одређују нормалне силе у контакту точак-шина, облик и величина контактне површине, нормални напон (контактни притисак), и његова расподела у контактної површини. У оквиру тангенцијалног контактних проблема анализирају се и одређују тангенцијалне силе и напони који се, услед присуства трења и микроклизања, генеришу у контактної површини између точка и шине. Овим међусобно спрегнутим проблемима бавили се многи истраживачи и данас постоји више различитих методологија за њихово решавање. Једноставније методе заснивају се на претпоставкама под којима се нормални и тангенцијални контактних проблем решавају потпуно одвојено. То за последицу има знатно простије и брже израчунавање, али са већом грешком. Са друге стране, сложеније методе базирају на спрегнутом или итеративном решавању датих проблема. Као последица тога, одликује их већа тачност, али и много компликованије израчунавање које захтева знатно дуже рачунарско време.

Циљ истраживања у оквиру овог поглавља је анализа теорије контакта точак-шина и преглед методологија за решавање нормалног и тангенцијалног контактних проблема, са посебним освртом на аналитичко и нумеричко одређивање сила у интеракцији точак-шина.

3.1. НОРМАЛНИ КОНТАКТНИ ПРОБЛЕМ

Решавање нормалног контактних проблема између точка и шине најчешће базира на Херцовой (Hertz) статичкој теорији контакта еластичних тела [21, 22]. Херцова теорија се на контакт точка и шине може применити под следећим претпоставкама: померања и деформације су мале величине; зона контакта је мала у поређењу са димензијама точка и шине, односно мала је у односу на полупречник котрљања точка; област у близини контактне површине је описана константном кривом; површине контакта

точка и шине су глатке, а хрпавост се занемарује; постоје само еластичне деформације; материјал точка и шине је хомоген и изотропан [5]. Према Херцовој теорији, контактна површина између точка и шине притиснутих нормалном силом N има облик елипсе са полуосом a_e у правцу кретања и полуосом b_e у попречном или бочном правцу (слика 3.1).



Слика 3.1. Контактна површина између точка и шине према Херцовој теорији

Полуосе елипсе израчунавају се из следећих израза:

$$a_e = m \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{N(1-\nu_p^2)}{E(A+B)}} \quad (3.1)$$

$$b_e = n \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{N(1-\nu_p^2)}{E(A+B)}} \quad (3.2)$$

У претходним изразима, E је модул еластичности, ν_p Поасонов коефицијент, N нормална сила, а A и B су функције које зависе од полупречника кривине точка у подужном правцу (полупречника котрљања) $r_{\xi t}$, полупречника кривине точка у попречном правцу $r_{\eta t}$, полупречника кривине шине у подужном правцу $r_{\xi s}$, и полупречника кривине шине у попречном правцу $r_{\eta s}$:

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_{\eta s}} - \frac{1}{r_{\eta t}} \right) \quad (3.3)$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_{\xi s}} + \frac{1}{r_{\xi t}} \right) \approx \frac{1}{2r_{\xi t}} \approx \frac{1}{2r_0} \quad (3.4)$$

Поред тога, m и n су константе које се одређују из таблица, а на основу вредности функције [5]:

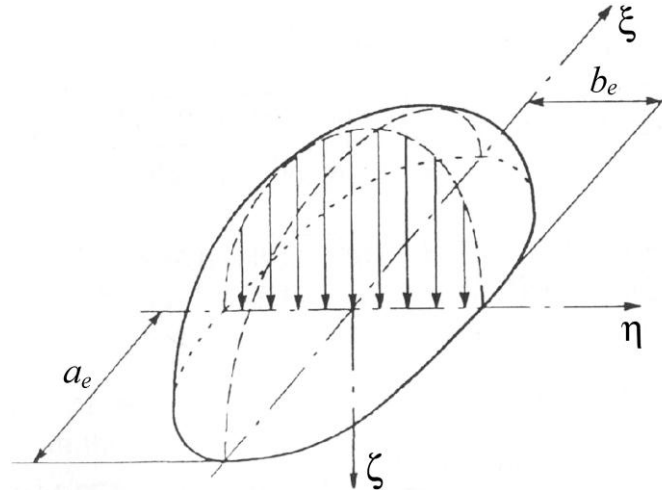
$$\theta = \arccos \left(\frac{A-B}{A+B} \right) \quad (3.5)$$

Површина елипсе или контактне површине између точка и шине је:

$$A_e = \pi \cdot a_e \cdot b_e \quad (3.6)$$

Расподела контактнoг притиска односно нормалног напона у контактнoј површини има облик полу-елипсоида (слика 3.2), и дефинисана је изразом:

$$\sigma_{\zeta}(\xi, \eta) = \frac{3}{2} \cdot \frac{N}{A_e} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\xi}{a_e}\right)^2 - \left(\frac{\eta}{b_e}\right)^2} \quad (3.7)$$



Слика 3.2. Расподела контактнoг притиска (нормалног напона) у контактнoј површини према Херцовој теорији [5]

Херцовом контактном теоријом могу се решавати само случајеви неконформног контакта између точка и шине. Код конформног контакта, контактна површина има знатно сложенији облик, а њена величина зависи од низа додатних утицајних параметара. Овакви проблеми решавају се применом нелинеарне теорије контакта и веома сложених нумеричких метода.

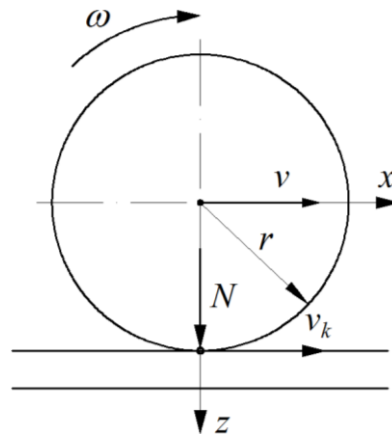
Важно је нагласити да се у стварности карактеристике контакта точак-шина значајно разликују од претпоставки под којима је примењена Херцова контактна теорија. Такође, нормална сила у контакту точка и шине се стално мења током кретања, при чему утицајни параметри геометрије колосека њено тачно одређивање чине веома сложеним. Упркос томе, Херцова контактна теорија се веома широко користи и на њој базира већина савремених софтверских пакета за симулацију динамичког понашања железничких возила.

3.2. ПСЕУДОКЛИЗАЊЕ И ВЕЛИЧИНЕ У КОНТАКТНОЈ ПОВРШИНИ

Услед еластичности материјала, током котрљања по шини постоји веома мала разлика између обимне брзине точка и транслаторне брзине или брзине напредовања точка (слика 3.3). Овај феномен назива се микроклизање или псеудоклизање, а његов значајан утицај на динамичко понашање железничких возила први је открио Картер (Carter) [23, 24].

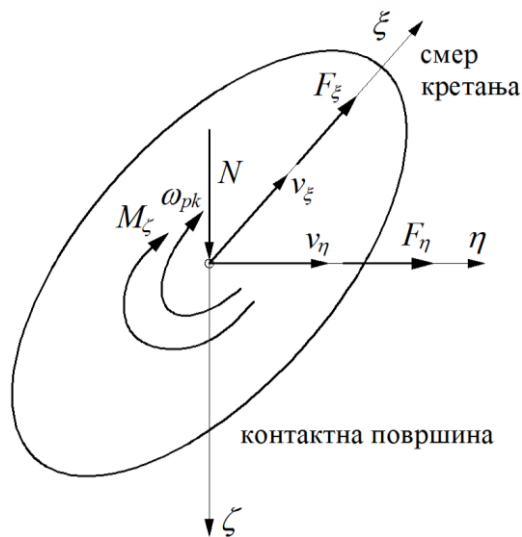
Брзина псеудоклизања представља разлику између обимне брзине точка полупречника r који се обрће угаоном брзином ω , и брзине напредовања точка v :

$$v_k = r \cdot \omega - v \quad (3.8)$$



Слика 3.3. Кретање точка по шини и брзина псеудоклизања

У пракси је, услед великог броја утицајних параметара, идеално кретање осовинског склопа изузетно ретко, нарочито при проласку кроз кривине, када је тешко остварити радијално закретање осовинског склопа. Осовински склоп при проласку кроз кривине најчешће заузима под-радијални положај при чему спољашњи точкак под одређеним углом напада (налеће) на спољашњу шину. То значи да не постоји само псеудоклизање у правцу кретања као на слици 3.3, већ постоји неко резултујуће псеудоклизање које може имати произвољан правац и које поред транслаторне садржи и обртну или ротациону компоненту. Ове две компоненте узрокују појаву тангенцијалне силе и момента у контактної површини између точка и шине. Величине у контактної површини приказане су на слици 3.4.



- N – нормална сила
- v_{ξ} – брзина подужног псеудоклизања
- v_{η} – брзина попречног псеудоклизања
- ω_{pk} – угаона брзина ротационог псеудоклизања
- F_{ξ} – подужна тангенцијална сила псеудоклизања
- F_{η} – попречна тангенцијална сила псеудоклизања
- M_{ζ} – момент ротационог псеудоклизања

Слика 3.4. Величине у контактної површини између точка и шине

За одређивање датих тангенцијалних сила и момента, меродавна су редукована псеудоклизања која се добијају када се брзине подужног и попречног, као и угаона брзина ротационог псеудоклизања, сведу (редукују) на брзину напредовања точка v :

$$v_{\xi} = \frac{v_{\xi}}{v} \quad (3.9)$$

$$v_{\eta} = \frac{v_{\eta}}{v} \quad (3.10)$$

$$\phi = \frac{\omega_{pk}}{\nu} \quad (3.11)$$

Укупно транслаторно редуковано псеудоклизање је:

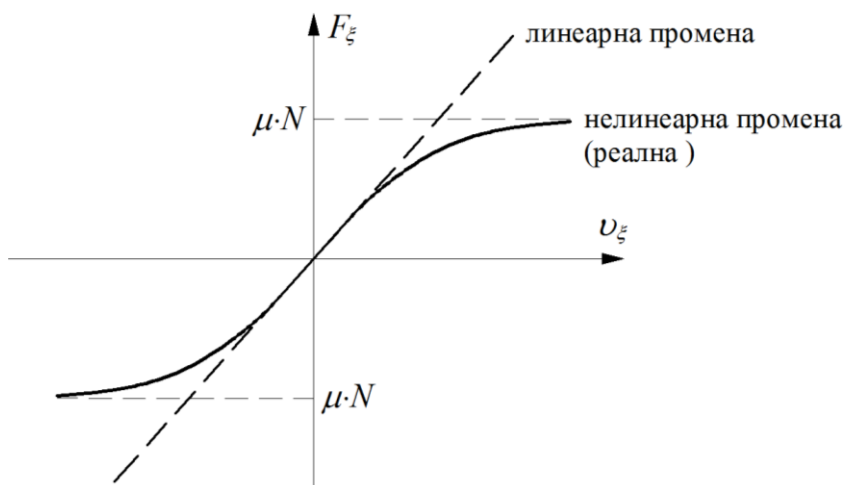
$$\nu = \sqrt{\nu_{\xi}^2 + \nu_{\eta}^2} \quad (3.12)$$

Компоненте редукованих псеудоклизања играју кључну улогу у свим методологијама које се баве решавањем тангенцијалног контактеног проблема.

3.3. ТАНГЕНЦИЈАЛНИ КОНТАКТНИ ПРОБЛЕМ

За решавање тангенцијалног контактеног проблема до сада је развијено више различитих методологија односно теорија као што су: поједностављена теорија, тачна теорија, динамичка теорија, квази-статичка теорија, тродимензионална теорија, дводимензионална теорија, итд. Један од најзначајнијих прегледа тих теорија направио је Калкер (Kalker) у својим истраживањима [25, 26].

Кључни проблеми у решавању тангенцијалног контактеног проблема су постојање псеудоклизања између точка и шине, као и нелинеаран карактер промене тангенцијалне силе који је приказан на слици 3.5. Због тога, егзактно израчунавање тангенцијалних сила у контакту точак-шина мора бити засновано на нелинеарној теорији. Међутим, при мањим вредностима редукованог псеудоклизања, промена тангенцијалне силе има скоро линеаран карактер, па се за њено израчунавање (под таквом претпоставком) може применити и линеарна теорија. Ова чињеница имала је огроман утицај на развој теорија за решавање тангенцијалног контактеног проблема.

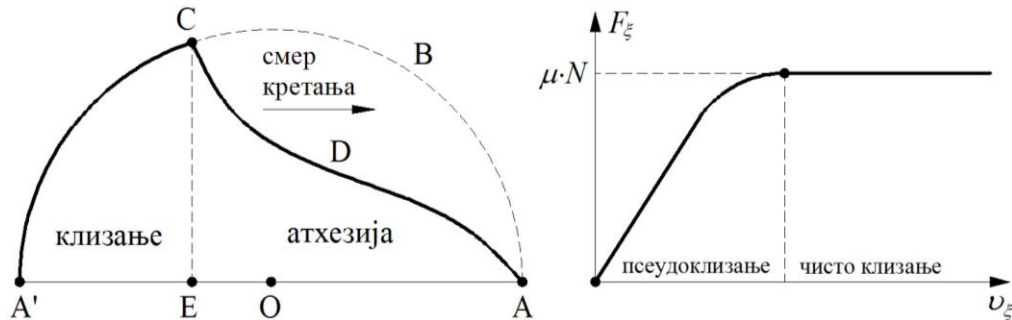


Слика 3.5. Промена тангенцијалне силе у функцији редукованог псеудоклизања [5]

3.3.1. Картерова теорија

Картер (Carter) је 1926. године развио теорију за решавање проблема котрљања са трењем и применио је у решавању тангенцијалног контактеног проблема [23, 24]. Ова теорија је изузетно значајна по томе што успоставља аналитичку везу између подужног псеудоклизања и тангенцијалне силе. Точак је посматран као цилиндар, а шина као

танка плоча, при чему је уведена претпоставка да је полупречник точка много већи у поређењу са димензијама контактне површине. На тај начин, проблем је решаван под претпоставком полупростора, при чему у контактної површини поред нормалног напона постоји тангенцијални напон у подужном правцу. Расподела тангенцијалног напона и промена тангенцијалне силе у контактної површини према Картеровој теорији, приказани су на слици 3.6.



Слика 3.6. Расподела тангенцијалног напона и промена тангенцијалне силе у контактної површини, према Картеровој теорији [2]

Према Картеровој теорији, у контактної површини између точка и шине постоје две области – област атхезије (пријањања) и област клизања. Линија А'ЕОА на слици 3.6 представља контактну површину током кретања точка по шини у подужном правцу. У тачки А посматрани делић материјала точка долази у контакт са шином, а у тачки А' престаје његов контакт са шином. Крива АВСА' дефинише расподелу граничне вредности тангенцијалног напона у пресеку контактне површине. Крива АДСА' дефинише стварну расподелу тангенцијалног напона у пресеку контактне површине, односно у области атхезије (пријањања) и области клизања.

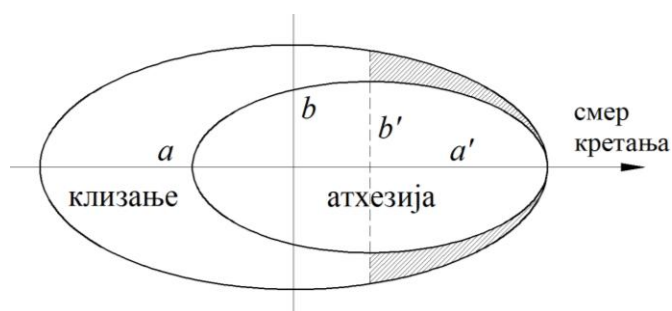
У области атхезије (област испод криве АДС) постоји потпуно пријањање и нема међусобног померања делића материјала точка и шине. При томе, вредност тангенцијалне силе је мања од граничне вредности одређене силом Кулоновог трења, при којој настаје потпуно клизање точка по шини, односно важи $F_{\xi} < \mu N$. Аналогно, тангенцијални напон је мањи од граничног напона одређеног кривом АВСА'. У области клизања (област испод криве А'С) постоји међусобно померање делића материјала точка и шине. При томе, вредност тангенцијалне силе достиже граничну вредност, односно важи $F_{\xi} = \mu N$, а тангенцијални напони су једнаки граничним.

У случају наступања потпуног клизања точка по шини, тангенцијална сила у читавој контактної површини достиже граничну вредност при којој су тангенцијални напони једнаки граничним тангенцијалним напонима (линија АВСА'). Овакво стање најчешће се јавља код вуче или кочења железничких возила или у случајевима блокирања точкова из неких других разлога.

Основни недостатак Картерове теорије је што не узима у обзир постојање попречног и ротационог псеудоклизања, због чега је њена примена у анализама динамичког понашања железничких возила веома ограничена. Упркос томе, ова теорија има огроман значај у истраживању феномена везаних за контакт точак-шина и представља основу за развој свих напреднијих теорија за решавање тангенцијалног контактног проблема.

3.3.2. Теорија Џонсона и Вермујлена

Џонсон (Johnson) је 1958. године проширио Картерову теорију на случај контакта две сфере које се котрљају једна по другој, при чему је поред подужног у обзир узео и попречно псеудоклизање [27]. Након тога, заједно са Вермујленом (Vermeulen), 1964. године дефинисао је теорију којом се успоставља аналитичка веза између псеудоклизања у подужном и попречном правцу и одговарајућих тангенцијалних сила [28]. При томе је претпостављено да између тачка и шине постоји само транслаторно псеудоклизање, док је ротационо псеудоклизање занемарено. Према овој теорији, у контактної површини постоје две области – област клизања и област атхезије, при чему област атхезије има облик елипсе која додирује елипсу контактне површине у њеној водећој тачки (слика 3.7).



Слика 3.7. Области у контактної површини према теорији Џонсона и Вермујлена [25]

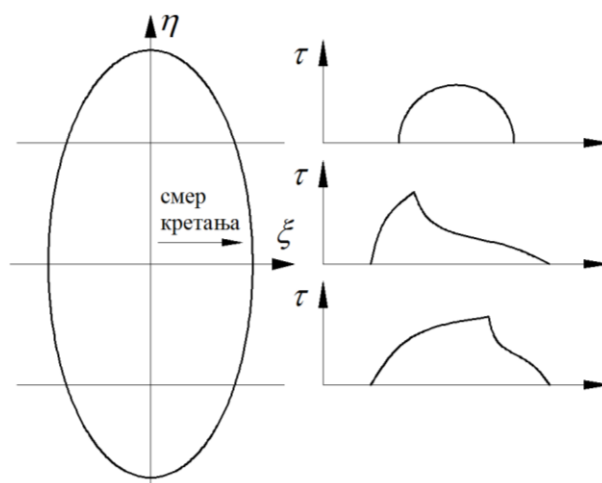
Експериментална истраживања показала су да је грешка у израчунавању резултујуће тангенцијалне силе према теорији Џонсона и Вермујлена мања од 25 %, што је последица претпоставке да област атхезије има облик елипсе.

Теорија Џонсона и Вермујлена ограничена је на случајеве у којима постоји само подужно и попречно псеудоклизање, док је ротационо псеудоклизање једнако нули. То је главни недостатак због кога ова теорија има ограничену примену у анализама динамичког понашања железничких возила.

3.3.3. Теорија трака Холинга, Хеинса и Олертон

Холинг (Halling), Хеинс (Haines) и Олертон (Ollerton) су 1963. године развили апроксимативну теорију за решавање тангенцијалног контактне проблема у случају елипсасте контактне површине и чистог подужног псеудоклизања [29, 30]. Према овој теорији, област контакта подељена је на одређени број трака које су паралелне са правцем кретања. Свака трака анализира се помоћу Картерове теорије, при чему се међусобна интеракција између трака занемарује (слика 3.8).

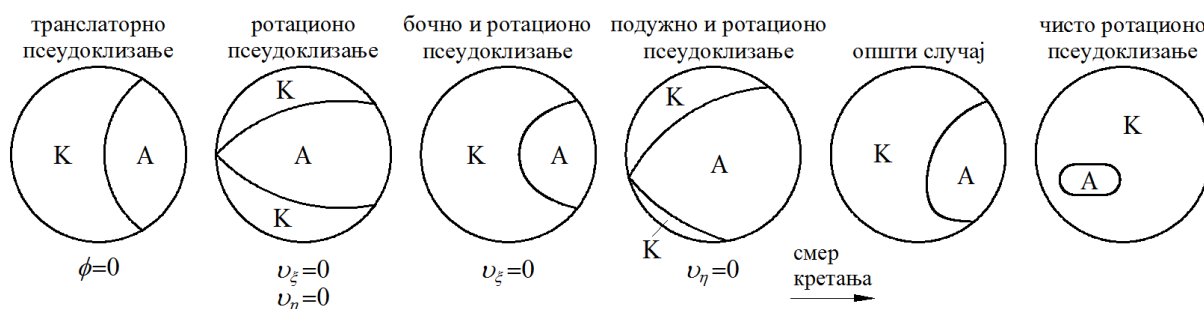
Исправност теорије Холинга, Хеинса и Олертон потврђена је експерименталним испитивањима применом методе фотоеластичности. Резултати испитивања су показали да је облик области атхезије веома близак облику који је претпостављен теоријом. Основни недостатак ове теорије је ограниченост на случај чистог подужног псеудоклизања, због чега је њена примена у анализама динамичког понашања железничких возила веома ретка.



Слика 3.8. Контактна површина према теорији трака Холинга, Хејнса и Олертонa [25]

3.3.4. Проширена теорија трака

Калкер (Kalker) је 1967. године проширио теорију трака Холинга, Хејнса и Олертонa при чему је поред подужног у обзир узео и попречно, али и мало ротационо псеудоклизање [31]. Области атхезије и клизања према овој теорији приказане су на слици 3.9.



Слика 3.9. Области у контактної површини према проширеној теорији трака [25]

Основни недостатак проширене теорије трака је ограниченост на случајеве са малим вредностима ротационог псеудоклизања и на случајеве када је дужа полуоса елипсе контактне површине оријентисана у попречном правцу у односу на правац кретања. То су разлози због којих се ова теорија, упркос томе што омогућава релативно тачно одређивање облика и величине области атхезије и клизања, веома ретко користи у анализама динамичког понашања железничких возила.

3.3.5. Калкерова линеарна теорија

Калкер (Kalker) је 1967. године развио линеарну теорију котрљања два еластична тела при условима сувог трења [32]. Ова теорија заснована је на претпоставци Де-Патера (DePater) да је, при веома малим вредностима редукованих псеудоклизања, област клизања у контактної површини толико мала да се њен утицај може у потпуности занемарити [33]. Последица ове претпоставке је да у целој контактної површини постоји стање атхезије. Истраживања показују да Калкерова линеарна теорија даје задовољавајуће резултате уколико је испуњен следећи услов [5]:

$$|\nu| + |\phi / 1000| \leq 0,002 \quad (3.13)$$

Према Калкеровој линеарној теорији, подужна и попречна тангенцијална сила, и момент псеудоклизања одређују се из следећих израза:

$$F_{\xi} = -\kappa_{33} \cdot \nu_{\xi} \quad (3.14)$$

$$F_{\eta} = -\kappa_{11} \cdot \nu_{\eta} - \kappa_{12} \cdot \phi \quad (3.15)$$

$$M_{\zeta} = \kappa_{12} \cdot \nu_{\eta} - \kappa_{22} \cdot \phi \quad (3.16)$$

Претходни изрази показују да, према Калкеру, подужна тангенцијална сила не зависи од редукованог попречног и ротационог псеудоклизања, док попречна тангенцијална сила и момент не зависе од редукованог подужног псеудоклизања. Коефицијенти псеудоклизања κ_{11} , κ_{12} , κ_{22} , и κ_{33} одређују се на основу вредности полуоса елипсе контактне површине a и b , одређених на основу Херцове контактне теорије и Калкерових коефицијената C_{11} , C_{22} , C_{23} и C_{33} :

$$\kappa_{11} = (a \cdot b) \cdot G \cdot C_{22} \quad (3.17)$$

$$\kappa_{12} = (a \cdot b)^{3/2} \cdot G \cdot C_{23} \quad (3.18)$$

$$\kappa_{22} = (a / b)^2 \cdot G \cdot C_{33} \quad (3.19)$$

$$\kappa_{33} = (a \cdot b) \cdot G \cdot C_{11} \quad (3.20)$$

Коефицијенти C_{11} , C_{22} , C_{23} и C_{33} одређују се из Калкерове табеле на основу вредности Поасоновог коефицијента ν_p и односа полуоса елипсе контактне површине a и b [2].

Веома је значајно нагласити да Калкерови коефицијенти подразумевају постојање сувог трења између точка и шине, при коме је коефицијент трења $\mu \approx 0,6$ [5]. Међутим, искуства из праксе показују да између точка и шине не мора стално владати суво трење односно услови при којима је формулисана Калкерова линеарна теорија. На одређеним деоницама колосека, услед присуства разних нечистоћа као што су уље, блато, прашина, влага, снег, лед, итд., долази до смањења коефицијента трења односно до смањења вредности граничне тангенцијалне силе при којој наступа потпуно клизање точка по шини. Имајући у виду стохастичност промене коефицијента трења, овај утицај је веома комплексан за аналитичко описивање, па се најчешће обухвата тако што се коефицијенти псеудоклизања у Калкеровој линеарној теорији коригују одређеним корекционим факторима.

Упркос значајним апроксимацијама под којима је дефинисана, Калкерова линеарна теорија има веома широку примену у динамици железничких возила, нарочито када се ради о анализама бочне динамичке стабилности при кретању на правцу.

3.3.6. Калкерова нелинеарна тачна нумеричка теорија

Све претходно разматране теорије имају одређена ограничења због којих не омогућавају комплетно решење тангенцијалног контактнег проблема. Из тог разлога, Калкер је развио нелинеарну тачну теорију која базира на нумеричком решавању проблема применом рачунара [25, 26]. Ова теорија базира на услову да стварни укупни

тангенцијални напон у контактної површини мора задовољавати Кулонову неједначину $\tau \leq \mu \cdot \sigma$.

На основу Калкерове нелинерне теорије прво је 1967. године настао компјутерски програм CONTACT који омогућава универзално нумеричко решавање свих типова полу-просторних контактних проблема. Затим је 1978. године настао компјутерски програм DUVOROL који је заснован на претпоставци једнаких константи еластичности тела која се налазе у контакту [34]. Резултати експерименталних истраживања спроведених на Британским железницама потврдили су да, у условима када нема нечистоћа и прљавштина на додирним површинама точкава и шине, програм DUVOROL даје изузетно поуздане резултате у решавању тангенцијалног контактног проблема.

Основни недостатак компјутерских програма CONTACT и DUVOROL је изузетно дуго рачунарско време, због чега ови програми нису погодни за коришћење у анализама динамичког понашања железничких возила.

3.3.7. Калкерова емпиријска теорија

Калкер је развио и емпијску теорију којом се успоставља веза између подужног и попречног псеудоклизања и укупне таненцијалне силе у контактної површини између точка и шине [35]. Нешто једноставнији емпиријски израз, мање тачности у односу на Калкеров, дефинисали су Џонсон и Вермујлен [28].

У емпиријској теорији, при решавању тангенцијалног контактног проблема користи се укупно нормализовано редуковано псеудоклизање v_n . Оно се одређује на основу компоненти редукованих псеудоклизања v_ξ и v_η , полуоса елипсе контактне површине a и b , модула смицања G , коефицијента трења између точка и шине μ , нормалне силе N и коефицијената нормализације c_1 и c_2 . Коефицијенти нормализације читавају се из таблица на основу односа полуоса елипсе контактне површине a и b , комбинованог Поасоновог коефицијента за материјале точка и шине v , и елиптичких интеграла дефинисаних у теорији Џонсона и Вермујлена [2].

Калкерова емпиријска теорија даје веома добре резултате за све ексцентричности елипсе контактне површине и може се користити у решавању контактних проблема када материјали точка и шине имају различите константе еластичности. Због занемаривања ротационог псеудоклизања ова теорија има врло ограничену примену анализама динамичког понашања железничких возила.

3.3.8. Приближна нелинеарна теорија (хеуристички нелинеарни модел)

Даља истраживања у области теорије контакта точак-шина показала су да је за добијање тачнијих резултата потребно формирати знатно сложеније моделе [36]. У том смислу, Шен (Shen), Хедрик (Hedrick) и Елкинс (Elkins) су формулисали приближну нелинеарну теорију која базира на хеуристичком нелинеарном моделу [37]. Теорија се заснива на прорачуну тангенцијалних сила применом Калкерове линеарне теорије, а затим на одређивању њихових граничних вредности применом теорије Џонсона и Вермујлена, при чему се занемарује редуковано ротационо псеудоклизање.

Улазни подаци у модел су однос полуоса елипсе контактне површине a и b и нормализована редукована псеудоклизања $v_{\xi n}$, $v_{\eta n}$ и ϕ_n . Однос полуоса елипсе контактне површине је функција полупречника кривина еластичних тела која се налазе у контакту и прорачунава се на основу Херцове контактне теорије, а нормализована псеудоклизања су функције нормалне силе у контактної површини између точка и шине.

Истраживања показују да хеуристички нелинеарни модел тачно описује нелинеарне релације у контакту између точка и шине када су два од три псеудоклизања једнака нули [2]. Упркос томе што занемарује утицај редукованог ротационог псеудоклизања на тангенцијалне силе у контакту точак-шина, приближна нелинеарна теорија се често користи у анализама динамичког понашања железничких возила.

3.3.9. Калкерова поједностављена теорија и компјутерски програми

Основна мотивација за развој Калкерове поједностављене теорије било је веома дуго рачунарско време потребно за нумеричко решавање тангенцијалног контактне проблема применом тачне нумеричке теорије. Калкер је због тога дефинисао поједностављену теорију на основу које је настало неколико компјутерских програма за одређивање тангенцијалних сила и момента у контакту точак-шина. Најпознатији међу њима су SIMROL, ROLCON, и FASTSIM [38, 39].

Оригинална верзију програма SIMROL написао је сам Калкер у програмском језику ALGOL-60, а касније га је Гори (Goree) превео на програмски језик FORTRAN-IV [40]. Програм ROLCON је 1978. године написао Ноте (Knothe) са сарадницима у програмском језику FORTRAN-IV [41]. Његова брзина израчунавања је пет пута већа у односу на програм SIMROL. Програм FASTSIM написао је такође Калкер 1980. године. Он је значајан по томе што је изузетно једноставан, а брзина израчунавања му је 25 пута већа у односу на програм SIMROL.

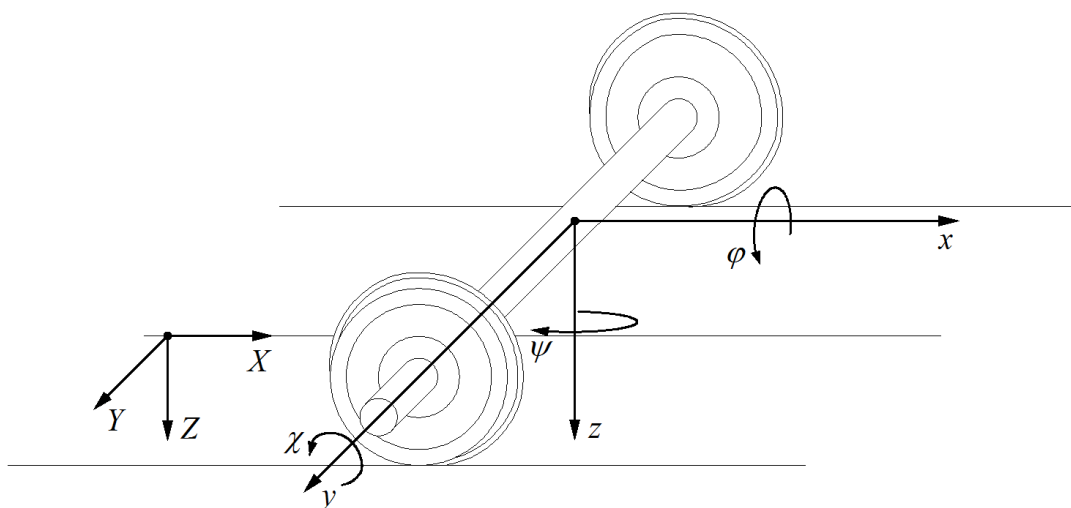
Основна предност Калкерове поједностављене теорије састоји се у томе што омогућава довољно тачно описивање и решавање тангенцијалног контактне проблема, при чему је време компјутерских израчунавања знатно краће у односу на тачну нумеричку теорију. Због тога ова теорија има далеко највећу примену у моделирању контакта точак-шина и анализама динамичког понашања железничких возила.

3.4. АСПЕКТИ ПРИМЕНЕ ТЕОРИЈЕ КОНТАКТА ТОЧАК-ШИНА У АНАЛИЗАМА ДИНАМИЧКОГ ПОНАШАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА

Истраживања показују да на стање у контактної површини односно на силе у интеракцији точак-шина током кретања железничких возила по колосеку утиче велики број параметара. Поред геометрије профила додирних површина, изузетно значајан утицај има коефицијент трења између точка и шине, односно карактеристике атхезије и клизања. Значајан утицај имају и карактеристике материјала точка и шине, храпавости додирних површина, хабања, као и присуство воде, уља, прљавштине, прашине, блата, снега, леда и других спољашњих фактора. Сви ови утицајни

параметри током кретања по колосеку имају стохастички карактер који није могуће егзактно описати аналитичким поступцима. Због тога, теорија контакта точак-шина базира на великом броју апроксимација које омогућавају приближну аналитичку формулацију и нумеричко решавање проблема помоћу неке од приказаних методологија.

Са друге стране, решавање контактних проблема и одређивање сила у интеракцији точак-шина помоћу свих разматраних методологија базира на претходном познавању редукованих псеудоклизања у контактної површини. Имајући у виду нелинеарност геометрије контакта точак-шина и стохастичност промене параметара који одређују геометрију колосека, тачно одређивање редукованих псеудоклизања у контактима точкова осовинског склопа са шинама и њихове промене током кретања по колосеку је веома сложено. У аналитичким моделима, осовински склоп се најчешће посматра као круто тело са шест генерализаних координата (степенности слободне) – три транслације у правцима координатних оса x , y и z координатног система везаног за средиште масе, и три ротације ψ , φ и χ око датих координатних оса (слика 3.10). Формирање аналитичких израза за одређивање редукованог подужног, попречног и ротационог псеудоклизања у оваквим аналитичким моделима засновано је на великом броју претпоставки и апроксимација без којих није могуће математичко описивање и решавање проблема.



Слика 3.10. Карактеристичне генерализане координате осовинског склопа у анализама динамичког понашања железничких возила

Већина анализа динамичког понашања железничких возила заснива се на нумеричком прорачуну редукованих псеудоклизања на основу формулисаних аналитичких модела и снимљених података о геометрији колосека, након чега се применом теорије контакта решавају нормални и тангенцијални контактни проблеми и израчунавају силе у интеракцији точак-шина. Управо на овом приступу базира већина савремених софтверских пакета за симулацију динамичког понашања железничких возила као што су ADAMS, SIMPACK, VAMPIRE, GENYSYS, NUCARS, и други. Они омогућавају да се, за одређене услове експлоатације, још у фази развоја нових или модификације постојећих, анализира динамичко понашање железничких возила, чиме се избегавају изузетно скупа експериментална испитивања прототипова.

Симулације су изузетно корисне у анализама појединих феномена, нарочито при квази-статичким условима кретања. Међутим, због великог броја поједностављења и апроксимација, њихови резултати нису довољно поуздани за извођење коначне оцене о квалитету динамичког понашања железничких возила. На основу тога, може се закључити да је најбољи и најпоузданији начин за одређивање параметара динамичког понашања железничких возила, а нарочито оних кључних – сила у интеракцији точак-шина, експериментално испитивање у експлоатационим условима. Ову чињеницу потврђују и релевантни међународни стандарди међународне железничке уније UIC 518 и Европског комитета за стандардизацију EN 14363, који за оцену квалитета динамичког понашања у процесу сертификације железничких возила, као обавезна намећу експериментална испитивања, док примену симулација дозвољавају само у појединим случајевима када је експериментално потврђена валидност развијених модела [9, 10].

4. СТАБИЛНОСТ КРЕТАЊА И ИСКЛИЗНУЋЕ ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА

У анализама динамичког понашања железничких возила најзначајније место заузимају две групе проблема: проблеми кретања на правцу и проблеми кретања у кривини. При кретању на правцу, услед вијугања осовинских склопова узрокованог коничношћу точкава, јављају се веома интензивне осцилације и бочне силе у интеракцији точак-шина које имају веома негативан утицај на комфор, изазивају хабање и оштећења елемената возила и колосека, а при одређеним брзинама могу довести и до нестабилности кретања. При кретању у кривини, услед дејства центрифугалне силе и ефеката закретања осовинског склопа, долази до снажног притиска венца точка на главу спољашње шине, чиме се обезбеђује вођење возила. Међутим, у одређеним условима силе у интеракцији точак-шина могу достићи такве вредности при којима такође долази до веома интензивног хабања и оштећења елемената возила и колосека, а често и до пењања венца точка на главу спољашње шине.

Поменути проблеми директно утичу на смањење поузданости и повећање трошкова одржавања железничких возила и колосека, а многобројна искуства из праксе показују да узрокују и исклизнућа која су веома често праћена огромном материјалном штетом и људским жртвама. То су разлози због којих се ове две групе проблема налазе у самом тежишту разматрања при развоју и пројектовању сваког железничког возила и колосека, са главним циљевима постизања што већег нивоа комфора и стабилности кретања. Управо ту се долази до једног од кључних проблема динамике железничких возила који се састоји у чињеници да су захтеви у погледу квалитета динамичког понашања железничких возила при кретању на правцу и у кривини међусобно контрадикторни. Избор параметара возила и колосека који позитивно утичу на карактеристике кретања на правцу негативно утиче на карактеристике кретања у кривини, и обрнуто. Савремени приступ у развоју и пројектовању железничких возила подразумева тражење оптималног компромиса између датих контрадикторних захтева.

Циљ истраживања у оквиру овог поглавља је детаљнија анализа проблема кретања на правцу и у кривини, као и кључних утицајних параметара на стабилност кретања железничких возила, са посебним акцентом на силе у интеракцији точак-шина.

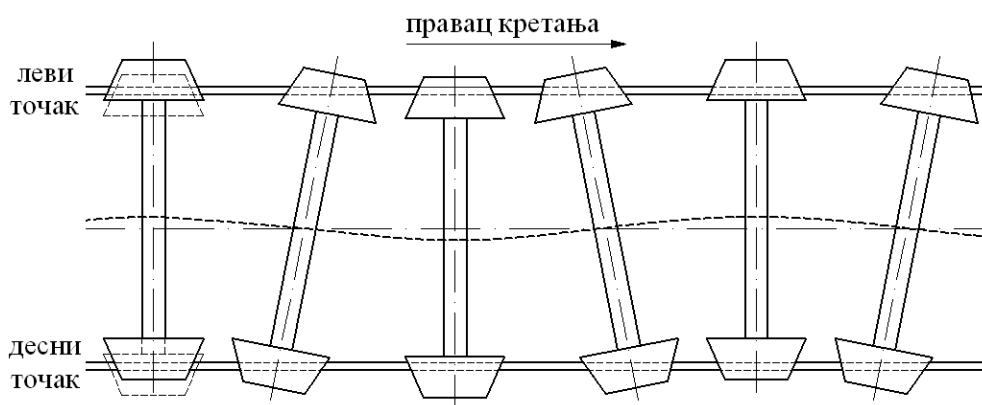
4.1. КРЕТАЊЕ ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА НА ПРАВЦУ

Кључни проблем везан за кретање железничких возила на правцу је вијугање осовинских склопова. Оно се јавља као последица коничности профила точкава која је неопходна због омогућавања закретања осовинског склопа и проласка железничких

возила кроз кривине. При вијугању настају осцилације које имају изузетно негативан утицај на мирноћу хода железничких возила и комфор путника или терета. При брзинама кретања већим од неке критичне брзине, осцилације вијугања постају изузетно интензивне и доводе до удара венаца точкова о главе шина, при чему настају изузетно велике бочне силе. То доводи до великих оштећења елемената железничких возила и колосека, а веома често и до губитка стабилности кретања и исклизнућа са драстичним последицама.

4.1.1. Вијугање осовинског склопа

При неком бочном померању осовинског склопа у односу на централни положај у колосеку, због коничности профила долази до промене полупречника котрљања десног и левог точка. На једном точку полупречник котрљања је већи, а на другом мањи од номиналног полупречника котрљања. Пошто су круто спојени са осовином, точкови се стално обрћу истом угаоном брзином, због чега точак са већим полупречником котрљања прелази већи пут у односу на точак са мањим полупречником котрљања. На тај начин настаје кључна динамичка појава при кретању железничких возила на правцу – вијугање осовинских склопова. Услед утицаја гравитационе крутости, осовински склоп има тенденцију да се током вијугања стално враћа у централни положај. При томе, осовински склоп из позиције у коју је бочно померен прелази у централни положај и наставља своје бочно померање у супротну страну. Током кретања, овај процес се периодично понавља, као што је приказано на слици 4.1.

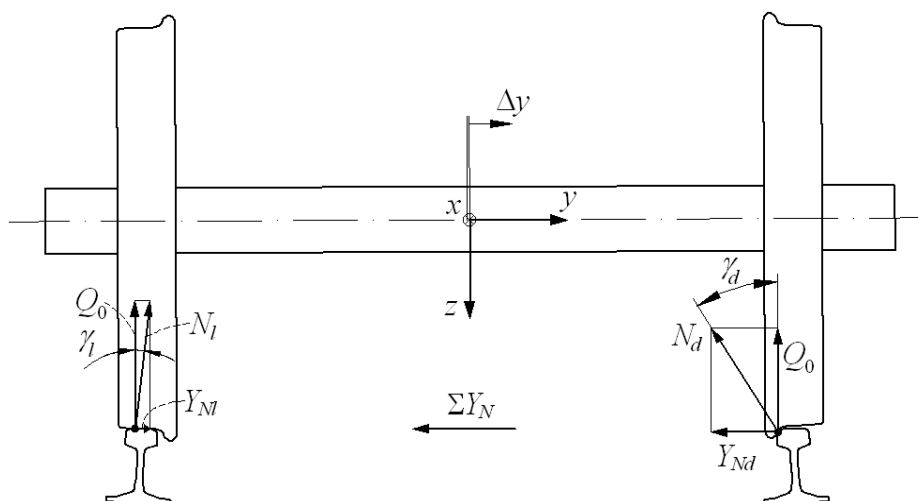


Слика 4.1. Вијугање осовинског склопа

При разматрањима ефекта гравитационе крутости, полази се од модела осовинског склопа који је бочно померен у односу на централни положај за позитивну вредност Δu , као што је приказано на слици 4.2 [4, 5]. Бочно померање Δu и углови контакта левог и десног точка и шине γ_l и γ_d су мале величине, па се може узети да су вертикалне компоненте нормалних сила у интеракцији точкова и шина N_l и N_d приближно једнаке статичком оптерећењу Q_0 :

$$N_l \approx \frac{Q_0}{\cos \gamma_l} \quad (4.1)$$

$$N_d \approx \frac{Q_0}{\cos \gamma_d} \quad (4.2)$$



Слика 4.2. Ефекат гравитационе кривости – резултујућа бочна сила у интеракцији точак-шина, која тежи да бочно померени осовински склоп врати у централни положај

Бочне компоненте нормалних сила могу се одредити из следећих израза:

$$Y_{Nl} = N_l \sin \gamma_l \quad (4.3)$$

$$Y_{Nd} = N_d \sin \gamma_d \quad (4.4)$$

Комбиновањем претходних израза добијају се следећи изрази за бочне компоненте нормалних сила у интеракцији левог и десног точка и шине:

$$Y_{Nl} = Q_0 \tan \gamma_l \quad (4.5)$$

$$Y_{Nd} = Q_0 \tan \gamma_d \quad (4.6)$$

Резултујућа бочна сила једнака је разлици претходно добијених сила:

$$\Sigma Y_N \approx Y_{Nl} - Y_{Nd} \quad (4.7)$$

$$\Sigma Y_N \approx -Q_0 (\tan \gamma_d - \tan \gamma_l) \quad (4.8)$$

Из израза (4.8) уочава се да је кључни утицајни параметар на вредност резултујуће бочне силе у интеракцији точкава и шине, разлика углова контакта на левом и десном точку. Она се изражава преко коефицијента разлике контактних углова, према следећем изразу:

$$\kappa = \frac{\tan \gamma_d - \tan \gamma_l}{2\Delta y} \quad (4.9)$$

Заменом претходног израза у једначину (4.8) добија се:

$$\Sigma Y_N \approx -2Q_0 \cdot \kappa \cdot \Delta y \quad (4.10)$$

Као што се уочава из претходног израза, резултујућа бочна сила ΣY_N увек делује у супротном смеру у односу на смер бочног померања Δy . Услед дејства гравитационог оптерећења $2Q_0$, бочно померени осовински склоп при вијугању стално има тенденцију да сам себе врати у централни положај. Овај ефекат назива се гравитациона кривост и представља веома важан параметар при анализама динамике кретања железничких возила на правцу.

4.1.2. Клингелова формула

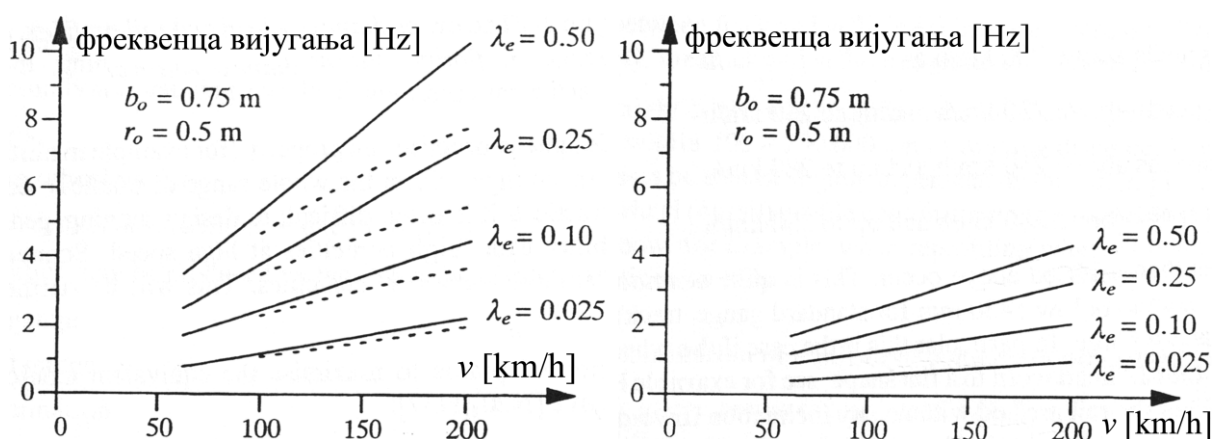
Кинематику вијугања осовинских склопова први је анализирао Клингел (Klingel) који је 1883. године дефинисао једначину вијугавог кретања слободног осовинског склопа познату под називом Клингелова формула [42]. При извођењу формуле разматрано је кретање једног слободног неогибљеног осовинског склопа на правом делу колосека, неком константном малом брзином. Уведене су претпоставке да током кретања између точкава и шина нема клизања и занемарен је утицај масе осовинског склопа, односно утицај сила инерције. Поред тога, претпостављено је да точкови имају линеарне профиле без венаца и да се обрћу истом угаоном брзином.

Анализом оваквог модела Клингел је дошао до аналитичког израза који успоставља везу између таласне дужине осциловања средишта маса осовинског склопа при вијугању L_w , коничности точкава γ , номиналног полупречника котрљања r_0 , и растојања између номиналних полупречника котрљања $2b_0$:

$$L_w = 2\pi \sqrt{\frac{b_0 r_0}{\gamma}} \quad (4.11)$$

Клингелова формула показује да повећање коничности точкава γ (или еквивалентне коничности λ_e) доводи до смањења таласне дужине L_w , односно до повећања фреквенце осцилација вијугања, што има изузетно негативан утицај на квалитет динамичког понашања железничких возила при кретању на правцу и у кривинама већих полупречника. Из Клингелове формуле може се уочити да веће вредности номиналног полупречника котрљања r_0 (карактеристично за точкове већих пречника) и растојања између њих $2b_0$ (карактеристично за широке колосеке) доводе до повећања таласне дужине L_w , односно до смањења фреквенце осцилација вијугања осовинског склопа.

Дијаграм промене фреквенце вијугања у функцији од брзине кретања и еквивалентне коничности точкава за слободан осовински склоп приказан је на слици 4.3 (лево).



Слика 4.3. Дијаграм промене фреквенце вијугања у функцији од брзине кретања и еквивалентне коничности за слободан (лево) и круто вођен осовински склоп (десно) [5]

Клингелова формула се веома лако може проширити и на случај два осовинска склопа у обртном постољу са крутим вођењем, при чему је:

$$L_w = 2\pi \sqrt{\frac{b_0 r_0}{\gamma}} \sqrt{1 + \left(\frac{a}{b_0}\right)^2} \quad (4.12)$$

Код већине конструкционих решења обртних постоља, растојање између осовина $2a$ је веће од растојања између номиналних полупречника котрљања $2b_0$, па је таласна дужина вијугања круто вођеног осовинског склопа већа, а фреквенца осцилација мања у односу на слободан осовински склоп. Дијаграм промене фреквенце вијугања у функцији од брзине кретања и еквивалентне коничности точкова за круто вођен осовински склоп приказан је на слици 4.3 (десно).

Због утицаја масе односно сила инерције осовинског склопа које при већим брзинама кретања доводе до појаве клизања између точкова и шина, фреквенца вијугања у пракси је нешто мања од фреквенце одређене Клингеловом формулом. Такође, ни вођење осовинског склопа никада није апсолутно круто. Из тих разлога, стварна фреквенца вијугања налази се између фреквенце вијугања слободног и фреквенце вијугања апсолутно круто вођеног осовинског склопа [5].

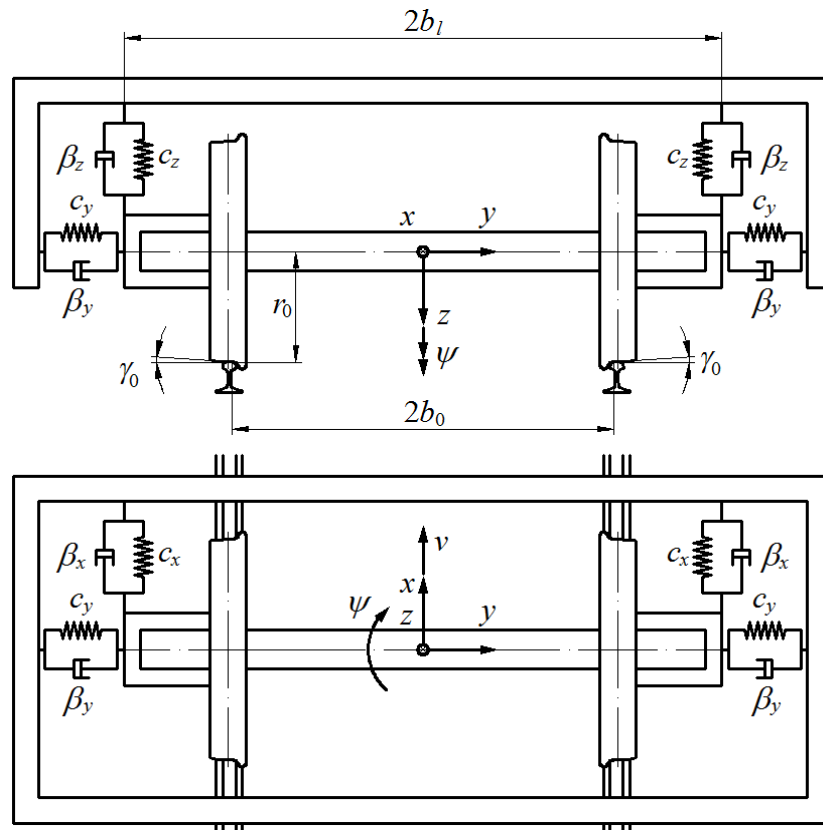
Упркос значајним апроксимацијама под којима је изведена, Клингелова формула даје веома добре резултате и омогућава одређивање таласне дужине вијугања која је веома блиска стварној таласној дужини. Њен значај се огледа у томе што омогућава веома једноставан аналитички опис и идентификацију кључних утицајних параметара на вијугање осовинских склопова. Ова формула је изузетно важна, али не и довољна за егзактне анализе стабилности кретања железничких возила на правцу. Њоме се не узимају у обзир псеудоклизања и параметри који имају одлучујући утицај на динамичко понашање железничких возила – силе у интеракцији точак-шина.

4.2. СТАБИЛНОСТ КРЕТАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА НА ПРАВЦУ

Егзактна анализа стабилности кретања на правцу или бочне динамичке стабилности захтева моделирање читавог железничког возила, а у неким случајевима и читавог воза. Међутим, већина кључних појава и феномена везаних за бочну динамичку стабилност железничких возила обично се анализира помоћу модела само једног огибљеног осовинског склопа. Један од најчешће коришћених модела приказан је на слици 4.4. Разматрани осовински склоп је огибљен у крутом раму везаном за покретни координатни систем који се креће дуж средње линије колосека, и има само две генерализане координате – бочно померање u и угао вијугаваог кретања ψ . Поред тога, најчешће се уводе претпоставке да је брзина кретања константна, да је колосек апсолутно крут, идеално раван и прав, и да нема никаквих неправилности [5]. При анализама бочне динамичке стабилности, у зависности од додатних претпоставки, дати модел може се разматрати као линеаран или нелинеаран.

4.2.1. Стабилност кретања у случају линеарних динамичких модела

Модел осовинског склопа разматра се као линеаран под претпоставком да се силе у интеракцији точак-шина и силе у елементима огибљења мењају по линеарном закону.



Слика 4.4. Типичан модел осовинског склопа који се користи у анализама бочне динамичке стабилности железничких возила при кретању на правцу [5]

За дати линеарни модел дефинишу се две диференцијалне једначине кретања које у матричном запису имају следећи облик [5]:

$$\begin{bmatrix} m_{os} & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\psi} \end{Bmatrix} = \mathbf{N} + \mathbf{F}_v + \mathbf{F}_{e0} \quad (4.13)$$

У претходном изразу су:

m_{os} – маса осовинског склопа,

J – момент инерције осовинског склопа за осу z ,

\mathbf{N} – матрица нормалних сила у контакту точак-шина,

\mathbf{F}_v – матрица тангенцијалних сила у контакту точак-шина,

\mathbf{F}_{e0} – матрица сила у елементима огибљења (опругама и пригушивачима).

За решавање претходних диференцијалних једначина неопходно је познавати нормалне и тангенцијалне силе у интеракцији точак-шина, као и силе у елементима огибљења. Обично се претпоставља да су нормалне силе на левом и десном точку једнаке, и оне у правцу y осе имају компоненту која је дефинисана једначином (4.10). На тај начин, у матричну диференцијалну једначину (4.13) као параметри улазе: бочно померање осовинског склопа y , вертикално статичко оптерећење Q_0 и коефицијент разлике контактних углова κ .

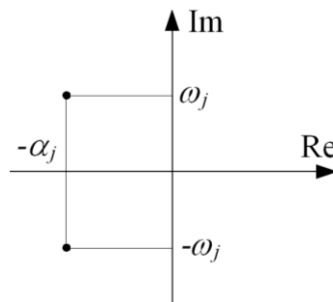
У складу са претпоставком линеарног модела, тангенцијалне силе у интеракцији левог и десног точка и шине најчешће се одређују применом Калкерове линеарне теорије контакта и једначина (3.14)–(3.16). За примену ових једначина потребно је претходно

познавање редукованих псеудоклизања, чије одређивање такође мора бити засновано на линеаризацији нелинеарних једначина.

Силе у елементима огибљења одређују се на основу познатих релација у којима фигуришу крутости (c_x, c_y) и коефицијенти пригушења (β_x, β_y) између осовинског склопа и крутог рама.

Након уношења аналитичких израза за силе на десној страни израза (4.13), добија се матрична диференцијална једначина чијом се анализом може извести закључак о стабилности кретања разматраног система. Претпостављањем одређеног облика решења и његовом заменом у диференцијалну једначину, добија се карактеристична једначина која се решава под претпоставком да је детерминанта члана који се налази уз дато решење једнака нули. Свака генералисана координата, односно свака диференцијална једначина кретања, даје по пар комплексно-коњугованих корена или решења карактеристичне једначине који су симетрични у односу на реалну осу у комплексној равни (слика 4.5) и који имају следећи облик [5]:

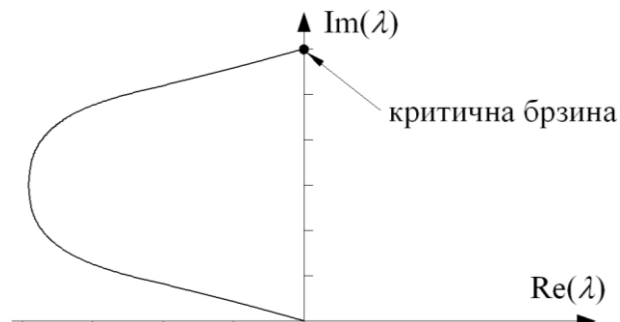
$$\lambda_j = -\alpha_j \pm i\omega_j \quad (4.14)$$



Слика 4.5. Комплексно-коњуговани корени у комплексној равни [5]

Комплексно-коњуговани корени су значајни зато што се на основу њих може извести закључак о стабилности кретања разматраног система. Уколико сви корени имају негативан реални део, односно ако се налазе на левој половини комплексне равни, разматрани систем је стабилан, а ако бар један корен има позитиван реални део, систем је нестабилан.

У анализама стабилности кретања разматраног модела осовинског склопа најчешће се у комплексној равни формира крива промене вредности корена (енглески назив root locus) која се добија варирањем вредности брзине v и нумеричким решавањем карактеристичне једначине. Пример једне такве криве приказан је на слици 4.6.



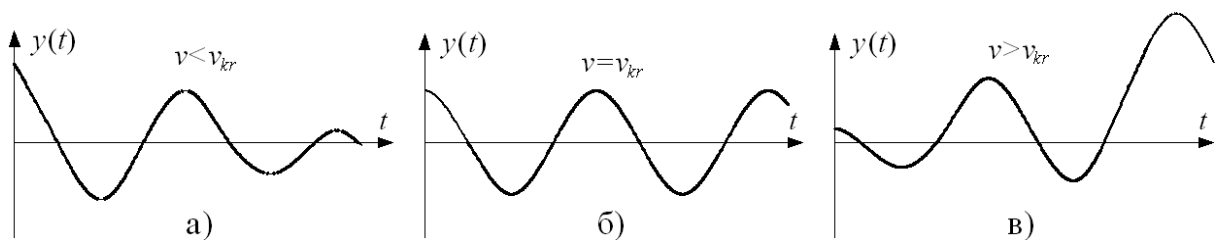
Слика 4.6. Крива промене вредности корена карактеристичне једначине добијена варирањем брзине кретања

Брзина v при којој крива пресеца имагинарну осу и прелази на десну половину комплексне равни је критична брзина v_{kr} и при тој брзини кретање посматраног осовинског склопа постаје нестабилно (слика 4.6).

При свим брзинама мањим од критичне брзине ($v < v_{kr}$), осцилације вијугања изазваног неким поремећајем (бочним померањем) се пригушују и после одређеног времена потпуно исчезавају, односно кретање је стабилно (слика 4.7 а).

При брзини која је једнака критичној брзини ($v = v_{kr}$), вијугање изазвано неким поремећајем се манифестује у виду непригушених хармонијских осцилација, односно кретање је на граници нестабилности (слика 4.7 б).

При свим брзинама кретања већим од критичне брзине ($v > v_{kr}$), сваки поремећај изазива осцилације вијугања са порастом амплитуде до бесконачности, односно кретање је нестабилно (слика 4.7 в).



Слика 4.7. Вијугање осовинског склопа при брзинама кретања мањим, једнаким или већим од критичне брзине

Изузетно је значајно нагласити да код линеарних модела интензитет осцилација вијугања не зависи од величине поремећаја, односно од почетног бочног померања осовинског склопа. Резултати линеарних модела показују да се одговарајућим избором конструкционих параметара железничких возила вијугање може спречити до одређене критичне брзине. Након прекорачења те брзине, и најмањи поремећај доводи до појаве вијугања са бесконачним порастом амплитуде, чиме кретање постаје нестабилно. Пошто се ради о већим брзинама кретања, као последица тога јављају се изузетно интензивне динамичке бочне силе у интеракцији точкова и шина које изазивају појачано хабање и оштећења елемената возила и колосека, и које у најгорем случају могу довести до исклизнућа са драстичним последицама.

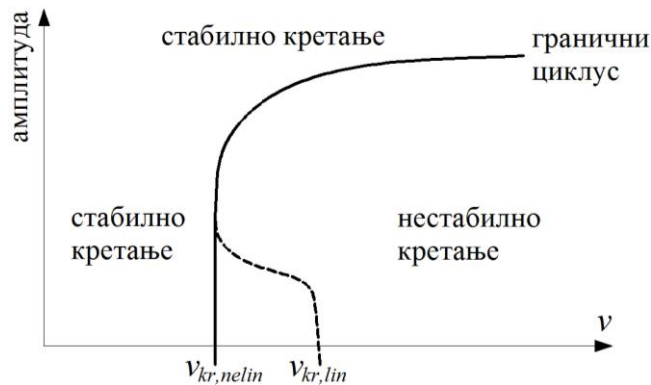
Имајући у виду да је стратегија развоја железнице оријентисана ка повећању брзине кретања, могућност тачне анализе бочне динамичке стабилности и одређивања критичне брзине у фази развоја и пројектовања савремених железничких возила има огроман значај. У том смислу, линеарни модели дају веома значајне резултате на пољу идентификације и анализе кључних феномена и утицајних параметара на бочну динамичку стабилност. Међутим, они дају велике и нереалне вредности критичне брзине, због чега нису погодни за квантитативне анализе стабилности кретања железничких возила на правцу [5].

4.2.2. Стабилност кретања у случају нелинеарних динамичких модела

Нереални резултати које даје претходно разматрани линеарни модел потичу од линеаризације неколико изузетно значајних параметара који у стварности имају

нелинеаран карактер. У првом реду, то је коничност тачкова која је у стварности строго нелинеарна функција. Нелинеарне су и тангенцијалне силе у интеракцији тачкашина, као и силе у елементима огибљења. Узимање ових нелинеарности у обзир значајно компликује анализе бочне динамичке стабилности. Међутим, нелинеарни модели дају далеко тачније и поузданије резултате у односу на линеарне.

Код нелинеарних модела (као и код линеарних), кретање се сматра стабилним ако се осцилације вијугања изазване неким поремећајем (бочним померањем) пригушују, односно ако опадају и после неког времена потпуно исчезавају. Међутим, код нестабилног кретања амплитуда вијугања не расте до бесконачности као у случају линеарних модела. Уместо тога, код нелинеарних модела уводе се осцилације са константном амплитудом, односно гранични циклуси [5]. Најмања могућа брзина при којој се достиже гранични циклус назива се нелинеарна критична брзина $v_{kr,nelin}$. У практичним анализама бочне динамичке стабилности на основу нелинеарних модела, формирају се дијаграми амплитуда граничних циклуса вијугања у функцији од брзине кретања железничких возила. Типичан изглед једног таквог дијаграма приказан је на слици 4.8.



Слика 4.8. Типичан дијаграм амплитуде граничног циклуса вијугања у функцији од брзине кретања возила [5]

При свим брзинама мањим од нелинеарне критичне брзине ($v < v_{kr,nelin}$), осцилације вијугања изазваног неким поремећајем се пригушују и после одређеног времена потпуно исчезавају, независно од величине тог поремећаја, што значи да је кретање стабилно (слика 4.8).

При брзинама кретања које се налазе у интервалу између нелинеарне критичне брзине и критичне брзине одређене линеарним моделима ($v_{kr,nelin} < v < v_{kr,lin}$), стабилност кретања зависи од почетних вредности поремећаја, односно од почетних бочних померања. Ако почетно бочно померање има вредност која се налази испод испрекидане линије (слика 4.8), осцилације вијугања се пригушују и после одређеног времена потпуно исчезавају, односно кретање је стабилно. У свим осталим случајевима, при довољно великим поремећајима, амплитуда осцилација вијугања достиже гранични циклус [5].

При свим брзинама већим од линеарне критичне брзине ($v > v_{kr,lin}$), осцилације вијугања изазваног неким поремећајем достижу гранични циклус, независно од величине тог поремећаја, односно кретање је нестабилно (слика 4.8).

Резултати нелинеарних модела указују на изузетно значајну чињеницу да избор конструкционих параметара и пројектовање железничких возила увек треба базирати

на нелинеарној критичној брзини. Једино ако је максимална радна брзина пројектованог железничког возила мања од ове брзине, постоји сигурност да током експлоатације у читавом дијапазону брзина кретања неће доћи до појаве вијугања које може довести до нестабилности кретања односно до исклизнућа.

4.2.3. Утицајни параметри на бочну динамичку стабилност

Најзначајнији утицајни параметар на критичну брзину односно на бочну динамичку стабилност при кретању железничких возила на правцу је коничност, односно еквивалентна коничност тачкова. Као што је показано Клингеловом једначином, она директно утиче на интензитет осцилација вијугања осовинских склопова које може довести до нестабилности кретања и исклизнућа на правцима и у кривинама већих полупречника. Веће вредности еквивалентне коничности омогућавају лакши пролазак кроз кривине, али са друге стране резултирају повећањем фреквенце вијугања и мањим критичним брзинама при кретању на правцу. Због свих наведених проблема, међународним стандардима UIC 518 и EN 14363 дефинисане су максималне дозвољене вредности еквивалентне коничности у зависности од максималне радне брзине кретања [9, 10]. Ове вредности приказане су у табели 4.1.

Табела 4.1. Максималне дозвољене вредности еквивалентне коничности у зависности од максималне радне брзине кретања железничких возила [9, 10]

Еквивалентна коничност λ_e	$\leq 0,50$	$\leq 0,40$	$\leq 0,35$	$\leq 0,30$	$\leq 0,25$	$\leq 0,15$
Брзина кретања v [km/h]	< 140	$140 \div 200$	$200 \div 230$	$230 \div 250$	$250 \div 280$	$280 \div 350$

Веома је значајно нагласити да поред већих, значајан утицај на стабилност кретања железничких возила могу имати и екстремно мале вредности еквивалентне коничности. Оне се најчешће појављују код широких колосека и у случајевима похабаних венаца тачкова који узрокују велики бочни зазор између венца тачка и главе шине. Иако минималне дозвољене вредности еквивалентне коничности нису дефинисане стандардима, постоје препоруке за пројектовање железничких возила и обртних постоља које подразумевају да еквивалентна коничност мора задовољити услов $\lambda_e \geq 0,1 \div 0,2$ [5].

У веома значајне утицајне параметре на бочну динамичку стабилност спадају и маса и огибљење осовинског склопа. Уколико је маса осовинског склопа већа, инерцијалне силе при вијугању имају веће вредности, а критична брзина се смањује. Сувише мекано огибљење осовинског склопа може проузроковати нестабилност и при веома малим брзинама, док је неогибљен осовински склоп нестабилан при било којој брзини кретања. Круће бочно и подужно огибљење осовинског склопа доводи до смањења фреквенце вијугања, чиме се може постићи да кретање буде стабилно и при изузетно великим брзинама.

Пошто се у пракси најчешће појављују проблеми бочне динамичке стабилности железничких возила са обртним постољима, детаљније анализе утицајних параметара и

извођење поузданијих закључака о њиховој стабилности кретања базирају на знатно сложенијим моделима у односу на разматрани модел једног осовинског склопа [3, 43]. Управо на таквим истраживањима базирају савремене конструкције железничких возила и обртних постоља, које имају оптималне карактеристике хоризонталног огибљења осовинских склопова. На тај начин се омогућава постизање великих брзина кретања на правцима без ризика од нестабилности, али истовремено се постижу и добре карактеристике проласка кроз кривине. Значајно је напоменути да су савремена обртна постоља опремљена специјалним пригушивачима вијугања који су засновани на фриксионом или вискозном трењу и постављају се између рама обртног постоља и осовинских склопова, као и између рама обртног постоља и сандука.

4.3. КРЕТАЊЕ ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА У КРИВИНИ

Кључни проблеми везани за кретање железничких возила у кривини потичу од утицаја центрифугалне силе и закретања осовинских склопова. У општем случају, центрифугална сила се јавља код сваког криволинијског кретања и узрокована је инерцијом тела које се креће. Правац њеног вектора пролази кроз центар кривине и у сваком тренутку током кретања нормалан је на правац вектора брзине, а њен смер је оријентисан супротно од центра кривине. То значи да током кретања железничког возила у кривини, центрифугална сила тежи да га избаци у супротну страну од центра кривине, чиме се ствара бочни притисак венца водећег точка на главу спољашње шине. Веома снажан бочни притисак настаје и услед дејства интензивних тангенцијалних сила које потичу од псеудоклизања при закретању осовинских склопова током кретања кроз кривину. При томе, могућност вијугања осовинских склопова је ограничена али се појављује други веома значајан проблем – ризик од пењања венца точка на главу шине. При одређеним условима, однос бочне силе која тежи да венац точка попне на главу шине и вертикалне силе која се томе супроставља може прекорачити граничне вредности. Тада се венац пење на главу шине и долази до исклизнућа које је веома често праћено огромном материјалном штетом и људским жртвама.

4.3.1. Фазе проласка кроз кривину

Пролазак железничког возила кроз кривину састоји се из три фазе. Прва фаза је фаза уласка у кривину односно кретање прелазном кривином, при чему надвишење расте од нуле до константне вредности у кружној кривини. Параметри динамичког понашања возила при томе имају претежно динамички карактер. Друга фаза је фаза проласка кроз кривину односно кретање кружном кривином, при чему надвишење и полупречник имају константне вредности. Параметри динамичког понашања у том случају имају претежно квази-статички карактер. Последња, трећа фаза је фаза изласка из кривине односно кретање прелазном кривином, при чему надвишење опада од константне вредности у кружној кривини до нуле. Параметри динамичког понашања возила при томе такође имају претежно динамички карактер.

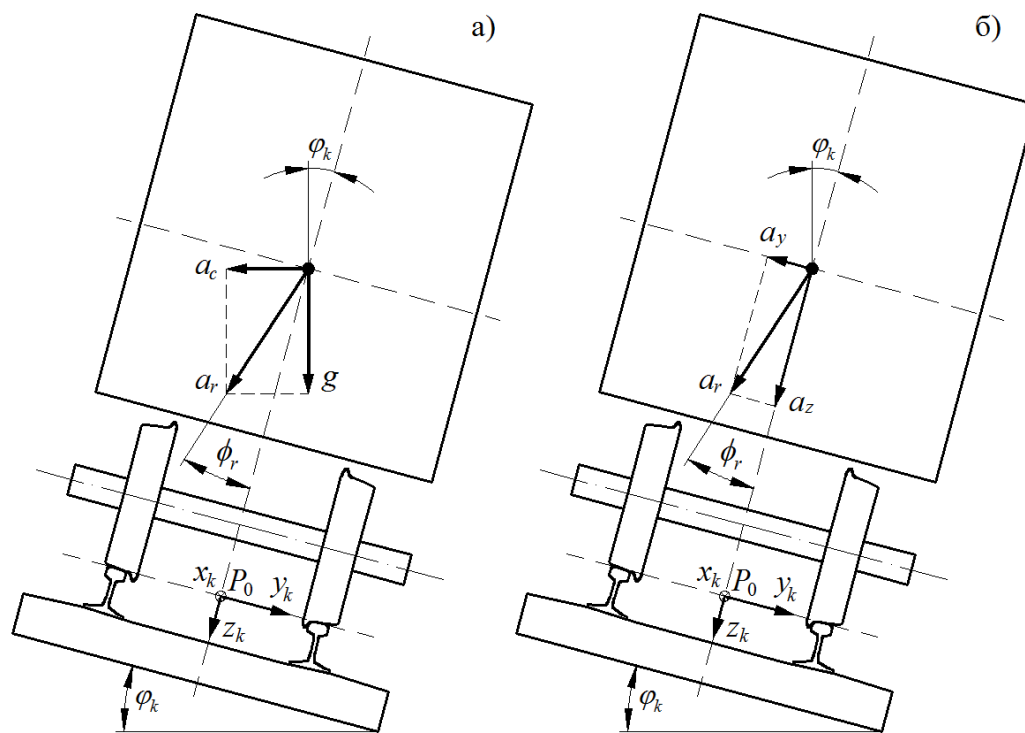
Изузетно је значајна чињеница да највећи утицај на динамичко понашање железничких возила има кретање кроз прелазне кривине. Тада услед промене правца кретања долази

до скоковитих промена вредности појединих параметара динамичког понашања као што су нпр. бочна убрзања или бочне силе у интеракцији точак-шина. Током кретања у кружној кривини, вредности параметара динамичког понашања се стабилизују и до поновног наилаaska на излазну прелазну кривину веома мало се мењају. Због тога се услови кретања у кружној кривини могу сматрати приближно квази-статичким.

4.3.2. Пролазак кроз кружну кривину

4.3.2.1. Бочно убрзање у равни колосека

Под претпоставком да су услови кретања квази-статички, на железничко возило при проласку кроз кружну кривину делују константне вредности вертикалног убрзања g (које потиче од дејства силе гравитације) и хоризонталног убрзања a_c (које потиче од дејства центрифугалне силе). Ова убрзања делују у средишту маса возила, као што је приказано на слици 4.9 а.



Слика 4.9. Убрзања која делују на возило при проласку кроз кружну кривину

Убрзање услед дејства центрифугалне силе одређује се као количник квадрата брзине кретања v и полупречника кривине R_k :

$$a_c = \frac{v^2}{R_k} \quad (4.15)$$

Резултујући вектор убрзања који делује у средишту маса једнак је векторском збиру наведених убрзања:

$$\vec{a}_r = \vec{a}_c + \vec{g} \quad (4.16)$$

Интензитет резултујућег вектора убрзања је:

$$a_r = \sqrt{\frac{v^4}{R_k^2} + g^2} \quad (4.17)$$

При проласку кроз кривину од значаја је одређивање убрзања које делује у равни која је паралелна са равни колосека. То убрзање се обично назива бочно убрзање и оно спада у параметре динамичког понашања железничких возила који имају велики утицај на комфор. Резултујући вектор убрзања a_r може се разложити на две компоненте: убрзање a_y које делује паралелно са равни колосека и убрзање a_z које делује нормално на раван колосека (слика 4.9 б). Ова убрзања могу се одредити као:

$$a_y = \frac{v^2}{R_k} \cos \varphi_k - g \sin \varphi_k \quad (4.18)$$

$$a_z = \frac{v^2}{R_k} \sin \varphi_k + g \cos \varphi_k \quad (4.19)$$

Заменом израза (2.1) у изразе (4.18) и (4.19) добија се:

$$a_y = \frac{v^2}{R_k} \cos \varphi_k - g \frac{D_k}{2b_0} \quad (4.20)$$

$$a_z = \frac{v^2}{R_k} \frac{D_k}{2b_0} + g \cos \varphi_k \quad (4.21)$$

Пошто су готово увек испуњени услови $v^2 / R_k < 0,3g$ и $\varphi_k < 7^\circ$, добијају се следеће приближне једначине за убрзања [5]:

$$a_y \approx \frac{v^2}{R_k} - g \frac{D_k}{2b_0} \quad (4.22)$$

$$a_z \approx g \quad (4.23)$$

Угао ϕ_r може се одредити из израза:

$$\phi_r = \arctan \frac{a_y}{a_z} \quad (4.24)$$

Претходни изрази показују да су најзначајнији утицајни параметри на бочно убрзање у равни колосека: брзина кретања возила v , полупречник кривине R_k и надвишење спољашње шине D_k . Пошто се брзина у изразу (4.22) појављује са квадратом, може се закључити да она представља кључни утицајни параметар на вредност бочног убрзања при кретању железничких возила у кривини.

4.3.2.2. Равнотежна брзина и равнотежно надвишење

Ако је при кретању железничког возила кроз кружну кривину вредност бочног убрзања једнака нули ($a_y=0$), тада постоји равнотежно надвишење. Оно се добија из израза (4.22) као:

$$D_{k,rav} \approx \frac{2b_0}{g} \cdot \frac{v^2}{R_k} \quad (4.25)$$

Након уношења стандардних вредности растојања између номиналних полупречника котрљања $2b_0=1500$ mm и гравитационог убрзања g , и након додатних сређивања у циљу трансформације јединица, добија се:

$$D_{k,rav} \approx 11,8 \frac{(v_{[km/h]})^2}{R_{k[m]}} \text{ [mm]} \quad (4.26)$$

Брзина кретања у кружној кривини при којој је вредност бочног убрзања једнака нули назива се равнотежна брзина и може се одредити из израза (4.22) као:

$$v_{rav} \approx \sqrt{\frac{R_k \cdot g \cdot D_k}{2b_0}} \quad (4.27)$$

Дати изрази служе као основа за формирање таблица са вредностима равнотежног надвишења за различите полупречнике кривине и различите брзине кретања.

4.3.2.3. Недостатак и вишак надвишења

У пракси је изузетно редак случај да железничко возило пролази кроз кривину равнотежном брзином. При кретању возила брзином која је већа од равнотежне, бочно убрзање је веће од нуле ($a_y > 0$) и тада постоји недостатак надвишења. Насупрот томе, при кретању возила брзином која је мања од равнотежне, бочно убрзање је мање од нуле ($a_y < 0$) и тада постоји вишак надвишења.

Недостатак надвишења $D_{k,mn}$ може се дефинисати као разлика између равнотежног надвишења $D_{k,rav}$ и стварног надвишења D_k :

$$D_{k,mn} = D_{k,rav} - D_k \quad (4.28)$$

Ако се у овај израз замени једначина (4.26) добија се:

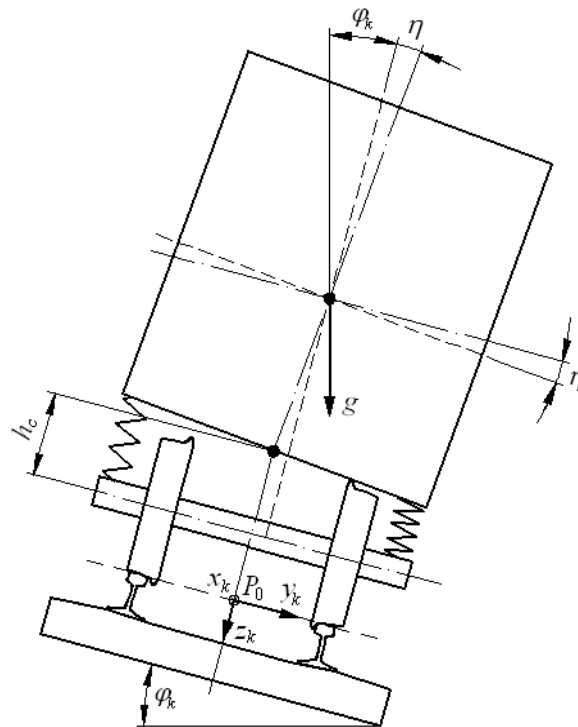
$$D_{k,mn} = 11,8 \frac{(v_{[km/h]})^2}{R_{k[m]}} - D_k \text{ [mm]} \quad (4.29)$$

Уколико се прорачуном добије негативна вредност за недостатак надвишења, тада је стварно надвишење веће од равнотежног, односно ради се о вишку надвишења. Практично, између вишка и недостатка надвишења постоји следећа релација:

$$D_{k,mn} = -D_{k,mn} \quad (4.30)$$

4.3.2.4. Убрзање у равни пода и коефицијент нагињања

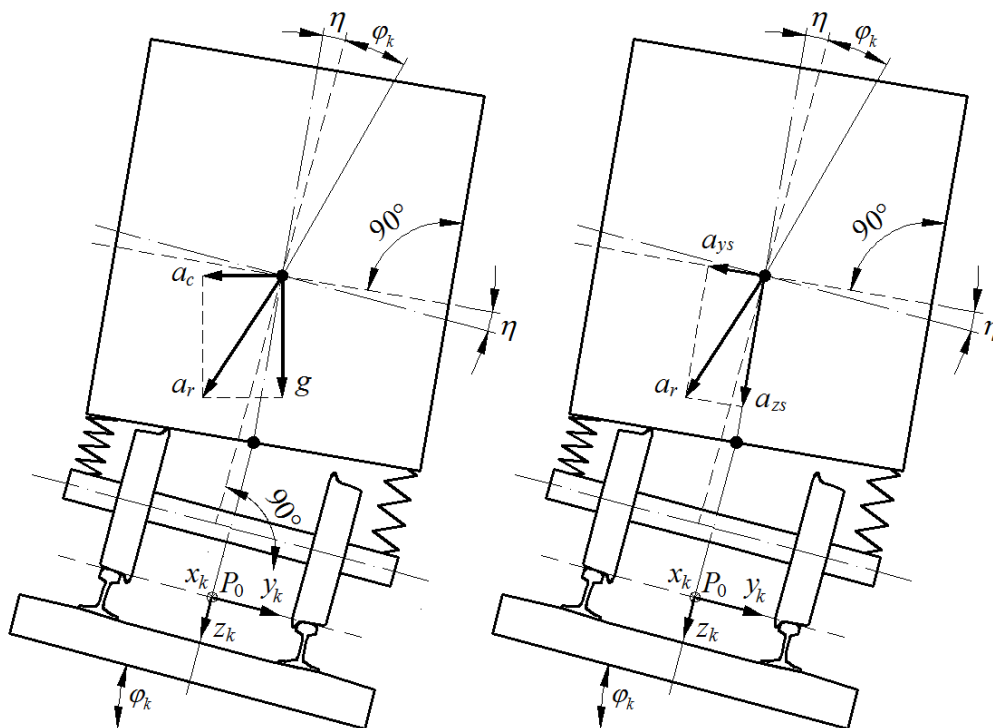
При проласку кроз кривину, раван пода железничког возила није паралелна са равни колосека (као на слици 4.9), већ се возило услед еластичности огибљења додатно нагиње за одређени угао η (слика 4.10). Еластичност огибљења може довести до ваљања или њихања сандука око подужне осе, што веома неповољно утиче на комфор. Еластичност огибљења утиче на померања сандука у односу на суседне објекте поред колосека, као и на релативна померања између појединих конструкционих целина возила. Поред тога, еластичност огибљења има значајан утицај на расподелу сила у контакту тачкова са спољашњом и унутрашњом шином.



Слика 4.10. Сандук у положају равнотеже на колосеку са надвишењем

Могућност нагињања сандука дефинише се коефицијентом нагињања који се одређује у условима када возило стоји на колосеку са надвишењем. Коефицијент нагињања дефинише се као однос угла додатног нагињања сандука η и угла надвишења шине φ_k :

$$s = \frac{\eta}{\varphi_k} \quad (4.31)$$



Слика 4.11. Убрзања која делују у равни пода и нормално на раван пода сандука железничког возила при проласку кроз кружну кривину

На основу слике 4.11 и израза (4.18) и (4.19), добијају се изрази за убрзања која делују у равни пода и нормално на раван пода сандука железничког возила, а којима се обухвата и утицај додатног нагињања сандука:

$$a_{ys} = \frac{v^2}{R_k} \cos(\varphi_k + \eta) - g \sin(\varphi_k + \eta) \quad (4.32)$$

$$a_{zs} = \frac{v^2}{R_k} \sin(\varphi_k + \eta) + g \cos(\varphi_k + \eta) \quad (4.33)$$

Уколико су испуњени услови $v^2 / R_k < 0,3g$ и $0 \leq (\varphi_k + \eta) \leq 12^\circ$, изрази (4.32) и (4.33) добијају следећи облик [5]:

$$a_{ys} \approx \frac{v^2}{R_k} - g \sin(\varphi_k + \eta) \quad (4.34)$$

$$a_{zs} \approx g \quad (4.35)$$

Претходни изрази показују да поред брзине кретања v , полупречника кривине R_k и угла надвишења спољашње шине φ_k , на бочно убрзање у равни пода сандука железничког возила при проласку кроз кривину утиче и угао нагињања η .

4.3.2.5. Однос убрзања у равни пода и убрзања у равни колосека

Однос између бочног убрзања у равни пода a_{ys} и бочног убрзања у равни колосека a_y има велики значај у анализама динамичког понашања железничких возила при кретању у кривини. На основу претходних разматрања, он се може дефинисати као:

$$\frac{a_{ys}}{a_y} \approx \frac{\frac{v^2}{R_k} - g \sin(\varphi_k + \eta)}{\frac{v^2}{R_k} - g \sin \varphi_k} \quad (4.36)$$

Сређивањем претходног израза, након неколико корака добија се релација која при квазистатичким условима проласка кроз кривину успоставља везу између бочног убрзања у равни пода, бочног убрзања у равни колосека, и коефицијента нагињања [5]:

$$\frac{a_{ys}}{a_y} \approx 1 + s \quad (4.37)$$

Израз (4.37) показује да већи коефицијент нагињања (еластичније огибљење) доводи до већег убрзања у равни пода. Због тога се у савремена обртна постоља, посебно она намењена путничким железничким возилима, уграђују специјални стабилизатори (анти-рол барови) који имају задатак смањења њихања сандука током кретања.

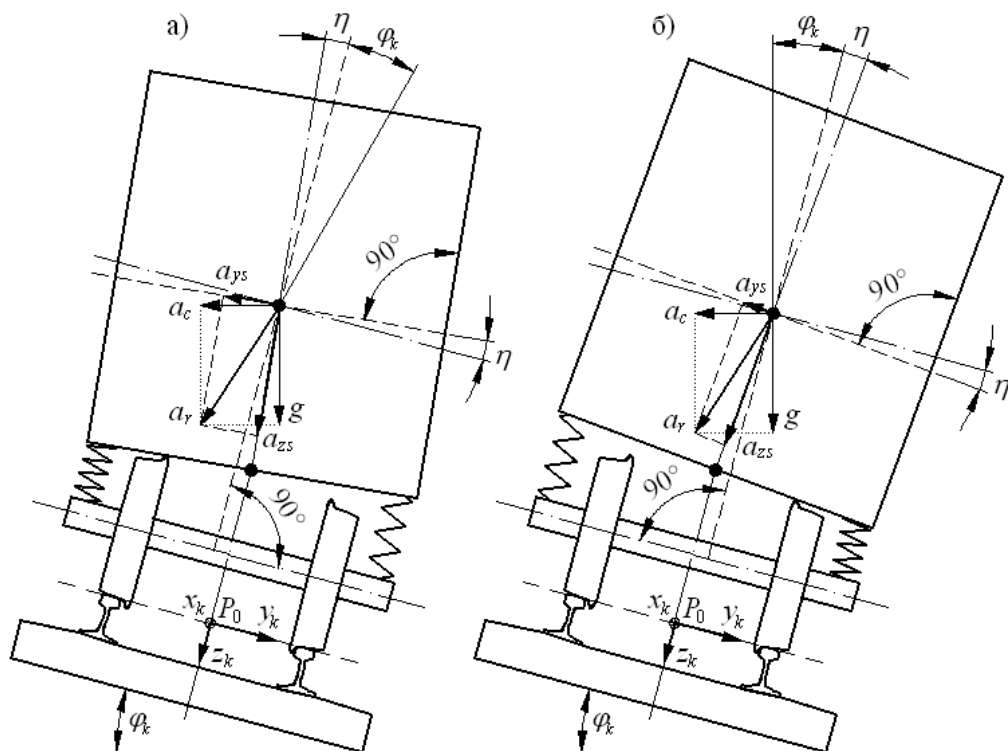
4.3.2.6. Непоништено бочно убрзање

Веома значајан проблем у експлоатацији представља недостатак надвишења, односно случај када железничко возило пролази кроз кривину брзином која је већа од равнотежне. Вредност надвишења тада није довољна за потпуно неутралисање ефекта

центрифугалне силе, односно постоји непоништено бочно убрзање. Истраживања показују да оно има изузетно негативан утицај на комфор, нарочито када се ради о железничким возилима великих брзина. Овај изузетно сложен проблем је делимично решен развојем специјалних система за закретање сандука током проласка кроз кривине. Железничка возила опремљена таквим системима имају знатно мања бочна убрзања у равни пода, чиме се омогућава пролазак кроз кривине брзинама које су и до 35 % веће у односу на конвенционална железничка возила [5].

Системи закретања сандука могу се поделити на пасивне и активне. Код система пасивног закретања, сандук се при проласку кроз кривину закреће под утицајем центрифугалне силе, на принципу физичког клатна. Примери примене таквих система налазе се у Шпанији (Talgo Pendular), Канади и Сједињеним Америчким Државама (UAC TurboTrain) и Јапану (JNR 381 series). Далеко више се користе системи активног закретања код којих се сандук закреће под дејством специјалних електричних, хидрауличних или пнеуматских компонената. Примери примене налазе се у Италији (Pendolino), Шведској (X 2000), Енглеској (British Rail Class 390), итд.

При проласку кроз кривину, код железничког возила које није опремљено системом закретања сандука, угао нагињања сандука услед еластичности огибљења η је позитиван (слика 4.12 а). Тада у изразу (4.37) коефицијент нагињања s има позитивну вредност, па је убрзање у равни пода веће од убрзања у равни колосека ($a_{ys} > a_y$), што је изузетно неповољно са аспекта комфора.



Слика 4.12. Убрзања при проласку кроз кривину железничког возила без система закретања сандука (а) и са системом закретања сандука (б)

Са друге стране, ако је возило опремљено системом активног или пасивног закретања, при проласку кроз кривину угао нагињања сандука услед еластичности огибљења η биће негативан (слика 4.12 б). Тада коефицијент нагињања s у изразу (4.37) има

негативну вредност, па је убрзање у равни пода мање од убрзања у равни колосека ($a_{ys} < a_y$). На тај начин се омогућава пролазак кроз кривине знатно већим брзинама, при чему утицај центрифугалне силе на здравље путника остаје у прописаним границама.

Значајно је нагласити да системи закретања сандука, иако омогућавају смањење бочног убрзања у равни пода, немају утицаја на силе у интеракцији точак-шина, односно на ризик од исклизнућа железничких возила при проласку кроз кривине.

4.3.2.7. Брзина проласка кроз кривину

Вредности непоништеног бочног убрзања, као и недостатка и вишка надвишења су веома прецизно дефинисане и строго ограничене међународним стандардима. Ограничавање непоништеног бочног убрзања односно недостатка надвишења нарочито је значајно за путничка железничка возила великих брзина код којих постоји тенденција што бржег проласка кроз кривине, када се јављају изузетно неповољни утицаји на комфор и повећан ризик од исклизнућа. Ограничавање вишка надвишења значајно је за теретна железничка возила која се спорије крећу у кривинама, када постоји ризик од померања терета или претурања возила.

Препоручене и дозвољене вредности недостатка надвишења за конвенционална железничка возила дефинисане су међународним стандардом EN 13803-1 [44]. Код путничких железничких возила која нису опремљена системима за закретање сандука, под одређеним условима, дозвољене су вредности недостатка надвишења и до 180 mm. Дозвољене вредности недостатка надвишења за савремена железничка возила великих брзина су далеко веће у односу на конвенционална железничка возила, и дефинисане су међународним TSI нормама [45].

У пракси се најчешће полази од дозвољене вредности непоништеног бочног убрзања $a_{y, doz}$ за коју се, у зависности од надвишења D_k и полупречника кривине R_k , одређује максимална дозвољена брзина проласка кроз дату кривину v_{doz} . На основу израза (4.22), максимална дозвољена брзина проласка кроз кривину је:

$$v_{doz} = \sqrt{R_k \left(a_{y, doz} + g \frac{D_k}{2b_0} \right)} \quad (4.38)$$

4.3.3. Пролазак кроз прелазну кривину

У тренутку преласка из праве деонице у кривину или обрнуто, долази до промене убрзања односно до бочног трзаја који се веома неповољно манифестује на комфор. Код прелазних кривина са линеарном променом полупречника и надвишења, бочни трзај у равни колосека одређује се из следећег израза [5]:

$$\dot{a}_y \approx \frac{d}{dt} \left[v^2 \left(\frac{s_{pk}}{L_{pk} R_k} \right) - \frac{g}{2b_0} \left(\frac{s_{pk}}{L_{pk}} D_k \right) \right] \quad (4.39)$$

Претходни израз показује да вредност трзаја у прелазној кривини зависи од: брзине кретања железничког возила v , положаја датог осовинског склопа у прелазној кривини s_{pk} , дужине прелазне кривине L_{pk} , полупречника кружне кривине R_k , растојања између

номиналних полупречника котрљања $2b_0$ и надвишења спољашње шине у кружној кривини D_k . Због тога се при градњи колосека тежи да, поред што већих полупречника кружних кривина, прелазне кривине буду што дуже, како би се полупречник и надвишење што спорије мењали, односно како би вредности трзаја при уласку и изласку из кружне кривине биле што мање. Када се ради о проласку кроз прелазну кривину, поред промене убрзања односно трзаја, као важан утицајни параметар на динамичко понашање железничких возила веома често се анализира и промена надвишења односно недостатка или вишка надвишења.

Због веома негативног утицаја на квалитет динамичког понашања железничких возила, вредности трзаја и других наведених величина су ограничене међународним стандардом EN 13803-1 [44].

4.3.4. Основни аспекти кретања осовинског склопа у кривини

Услед коничности точкова, бочно померање осовинског склопа у односу на централни положај доводи до промене полупречника котрљања на левом и десном точку. На точку где се тачка контакта помера ка венцу, полупречник котрљања је већи од номиналног, а на супротном точку полупречник котрљања је мањи од номиналног. Пошто су точкови чврсто спојени са осовином, у сваком тренутку њихова угаона брзина је идентична, што узрокује да точак са већим полупречником котрљања прелази дужи пут од точка са мањим полупречником котрљања. При томе, бочно померање осовинског склопа има ону вредност која омогућава да разлика између полупречника котрљања буде еквивалентна разлици пређених путева левог и десног точка. Овакав концепт проласка осовинског склопа кроз кривине постоји практично од самог настанка железнице. Његови негативни ефекти испољавају се при кретању на правцу, када услед коничности точкова долази од вијугања осовинских склопова.

Прве конкретне резултате у теоријским истраживањима кретања осовинског склопа у кривини дао је Немачки професор Реднбахер (Ferdinand Redtenbacher) [46]. Са циљем успостављања геометријских релација између појединих величина односно параметара осовинског склопа и колосека, он је анализирао идеално кретање слободног осовинског склопа у кривини (слика 4.13). То подразумева да осовински склоп има точкове без венаца са линеарним профилима и да важе идентичне претпоставке под којима је изведена Клингелова формула.

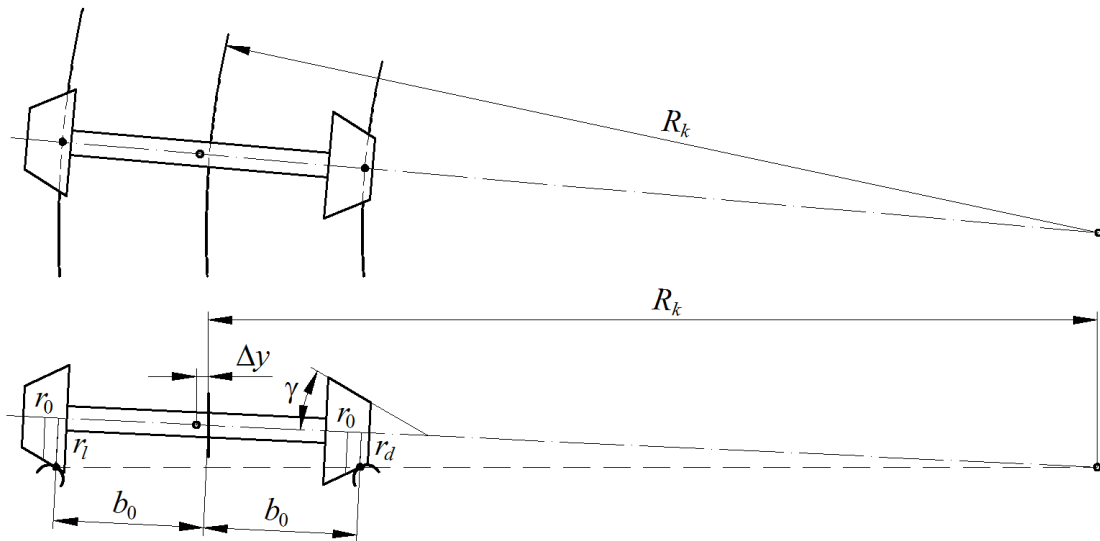
Под датим претпоставкама, осовински склоп се радијално закрепље у односу на полупречник кривине, при чему његова оса симетрије увек пролази кроз центар кривине. Са слике 4.13 може се уочити да између полупречника котрљања левог и десног точка r_l и r_d , полу-растојања између тачака контакта b_0 и полупречника кривине R_k постоји следећа математичка веза:

$$\frac{r_l}{r_d} = \frac{R_k + b_0}{R_k - b_0} \quad (4.40)$$

На основу претходних разматрања, полупречници котрљања левог и десног точка су:

$$r_l = r_0 + \frac{\Delta r}{2} \quad (4.41)$$

$$r_d = r_0 - \frac{\Delta r}{2} \quad (4.42)$$



Слика 4.13. Радијално закретање слободног осовинског склопа са точковима са линеарним профилима кроз кривину (Реднбахер)

Након замене израза (4.41) и (4.42) у израз (4.40) и сређивања, добија се израз за укупну разлику полупречника котрљања на левом и десном (спољашњем и унутрашњем) точку која је потребна за радијално закретање датог осовинског склопа у кривини полупречника R_k :

$$\Delta r = \frac{2r_0 \cdot b_0}{R_k} \quad (4.43)$$

Заменом израза (2.17) у претходни израз, добија се израз за потребно бочно померање датог осовинског склопа са линеарним профилима точкова:

$$\Delta y = \frac{r_0 \cdot b_0}{R_k \cdot \gamma} \quad (4.44)$$

Аналогно, заменом израза (2.22) у израз (4.43), добија се израз за потребно бочно померање осовинског склопа са нелинеарним профилима точкова:

$$\Delta y = \frac{r_0 \cdot b_0}{R_k \cdot \lambda_e} \quad (4.45)$$

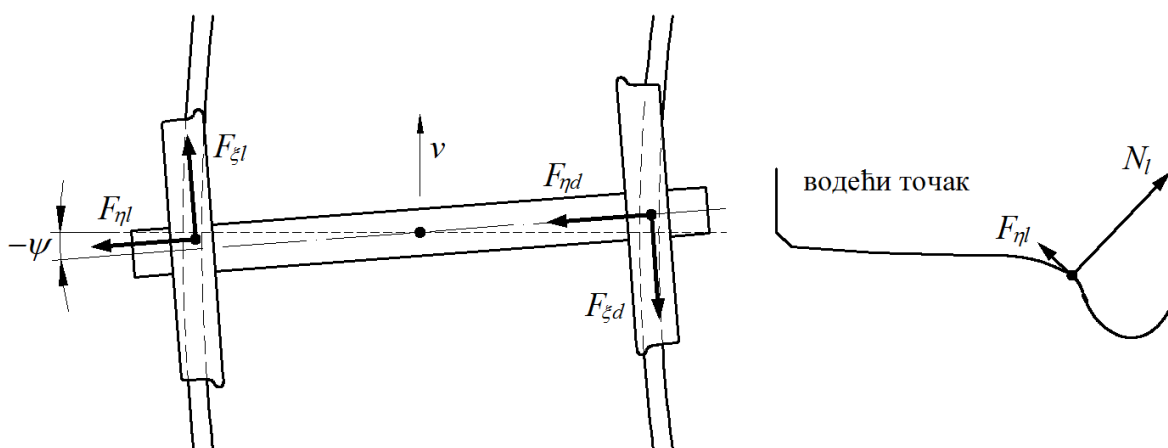
Претходни израз показује да су при већим вредностима еквивалентне коничности потребне мање вредности бочног померања како би се реализовало радијално закретање осовинског склопа при проласку кроз кривину. То значи да већа еквивалентна коничност позитивно утиче на способност проласка осовинског склопа кроз кривине.

Истраживања показују да се при кретању слободног осовинског склопа са нелинеарним профилима точкова по колосеку нормалне ширине са сувим и чистим шинама, остварује разлика у полупречницима котрљања која омогућава радијално закретање у кривинама полупречника $140 \div 200$ m, при чему не долази до контакта

венца точка са главом шине [5]. Међутим, у пракси осовински склопови нису слободни већ се налазе у обртним постољима, због чега углавном постоји под-радијално закретање, док је идеално радијално закретање веома ретко.

4.3.5. Под-радијално закретање и силе у интеракцији точак-шина при кретању у кривини

Код под-радијалног закретања осовинског склопа, водећи точак под одређеним углом налаже на главу спољашње шине (слика 4.14). Разлика у полупречницима котрљања левог и десног точка није довољна за идеално радијално закретање, тако да се јављају псеудоклизања и тангенцијалне силе у контакту левог и десног точка са шинама. Посебно је значајна бочна тангенцијална сила $F_{\eta l}$ на водећем точку која тежи да подигне точак на главу шине, што представља велику опасност за стабилност кретања и безбедност железничког саобраћаја.



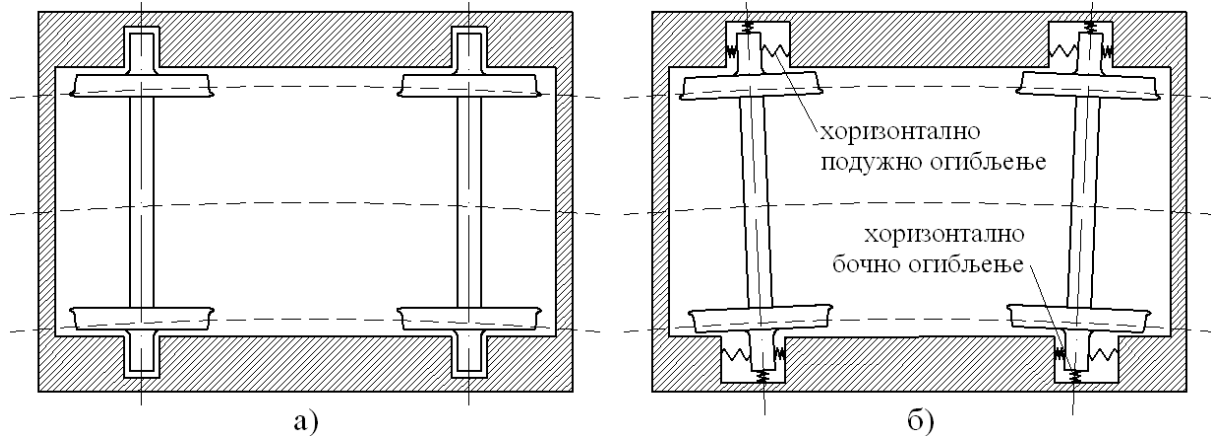
Слика 4.14. Под-радијално закретање осовинског склопа и силе у интеракцији точак-шина

За анализе динамичког понашања железничких возила веома је значајна чињеница да се у случају возила са обртним постољима највећа бочна тангенцијална сила појављује на спољашњем водећем точку предњег или водећег обртног постоља.

Најзначајнији утицај на вредности бочних тангенцијалних сила у интеракцији точак-шина има конструктивно решење вођења обртних постоља. Код обртних постоља са крутим вођењем која имају само вертикално примарно огибљење, осовински склопови имају веома малу могућност закретања у односу на рам обртног постоља (слика 4.15 а). Сва релативна померања у хоризонталном правцу између осовинских склопова и рама обртног постоља ограничена су у оквиру веома малих зазора између конструкционих елемената. Као резултат тога, при проласку кроз кривине јављају се велике вредности углова налетања точка на шину и велике тангенцијалне силе у интеракцији точак-шина. Значајно је нагласити да ова обртна постоља имају веома добре карактеристике стабилности кретања на правцима.

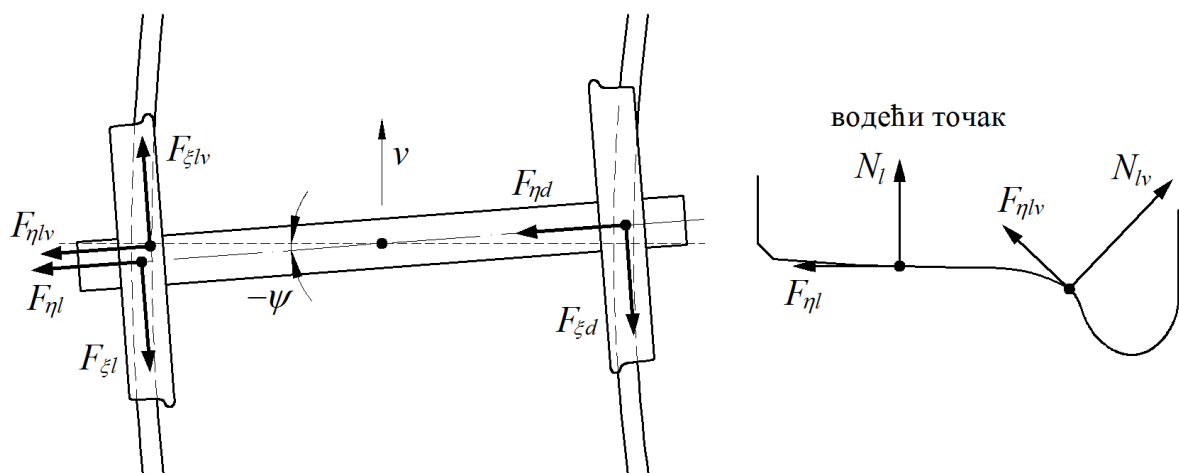
Код обртних постоља са меким вођењем, захваљујући елементима бочног и подужног хоризонталног огибљења, осовински склопови имају значајну могућност закретања у односу на рам обртног постоља (слика 4.15 б). Ова обртна постоља одликују се мањим

угловима налетања точка на шину и знатно мањим тангенцијалним силама у интеракцији точак-шина у односу на обртна постоља са крутим вођењем. Међутим, обртна постоља са меким вођењем су неповољнија са аспекта стабилности кретања на правцима, када због еластичнијег огибљења осовинских склопова нестабилност наступа при знатно мањим критичним брзинама.



Слика 4.15. Шематски приказ обртних постоља са крутим и меким вођењем

Уколико се профили точка и шине недовољно подударају, при проласку кроз кривине са веома малим радијусима на спољашњем водећем точку могућ је контакт у две тачке – једне на венцу и друге на површини котрљања (слика 4.16). Тада се на водећем точку појављују две тангенцијалне силе $F_{\eta l}$ и $F_{\eta lv}$ које делују у исту страну и имају тенденцију да венац точка подигну на главу шине.



Слика 4.16. Под-радијално закретање осовинског склопа и силе у интеракцији точак-шина у случају контакта у две тачке

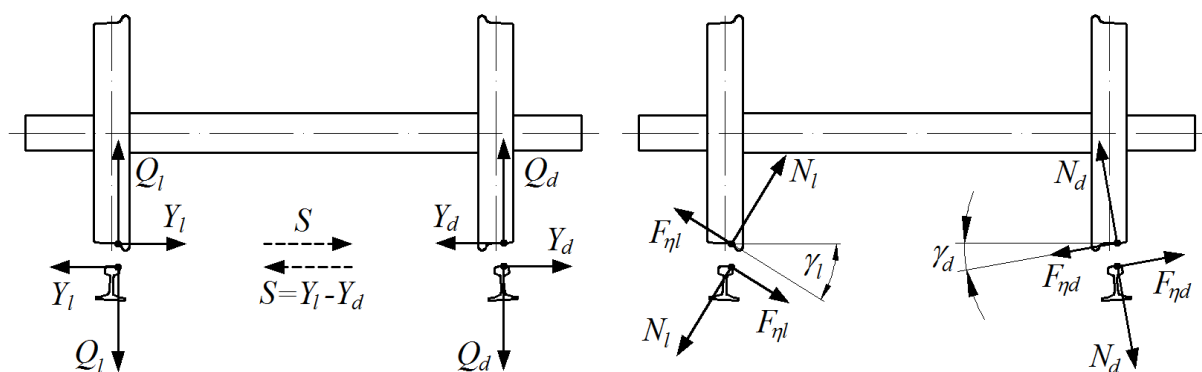
Веома је значајно нагласити да су бочне тангенцијалне силе псеудоклизања код под-радијалног закретања осовинског склопа усмерене у исту страну као и претходно разматрана центрифугална сила која тежи да возило одбаци од центра кривине. Дакле, при проласку железничких возила кроз кривине, бочни притисак венца точка на главу спољашње шине (који представља велики ризик по стабилност кретања и безбедност железничког саобраћаја) потиче од ефеката центрифугалног убрзања и ефеката псеудоклизања који настаје услед под-радијалног закретања осовинских склопова.

4.4. СТАБИЛНОСТ КРЕТАЊА И ИСКЛИЗНУЋЕ ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА У КРИВИНИ

Претходна разматрања показују да је при кретању кроз кривине стално присутан ризик од пењања венца водећег точка на главу спољашње шине, односно од исклизнућа железничког возила са колосека. Кључни показатељи тог ризика, односно кључни утицајни параметри од којих зависи стабилност кретања железничких возила у кривинама су силе у интеракцији точак-шина. Њихово егзактно познавање омогућава да се, на основу резултата истраживања механизма настанка исклизнућа, донесу веома поуздани закључци о стабилности кретања железничких возила у кривинама.

4.4.1. Вертикалне и бочне силе у интеракцији точак-шина

У практичним анализама стабилности кретања железничких возила, најчешће се користе вертикалне силе Q и бочне силе Y које се изводе из стварних сила у интеракцији точак-шина – нормалних сила N и бочних тангенцијалних сила F_{η} (слика 4.17).



Слика 4.17. Вертикалне силе Q и бочне силе Y изведене из нормалних сила N и бочних тангенцијалних сила F_{η} у интеракцији точак-шина

Бочна сила Y делује паралелно са равни колосека, а вертикална сила Q делује нормално на раван колосека, тако да се вредности ових сила добијају пројекцијама стварних сила на поменуте равни. У складу са тиме, вертикалне и бочне силе у интеракцији левог и десног точка и шине су:

$$Q_l = N_l \cos \gamma_l + F_{\eta l} \sin \gamma_l \quad (4.46)$$

$$Y_l = N_l \sin \gamma_l - F_{\eta l} \cos \gamma_l \quad (4.47)$$

$$Q_d = N_d \cos \gamma_d - F_{\eta d} \sin \gamma_d \quad (4.48)$$

$$Y_d = N_d \sin \gamma_d + F_{\eta d} \cos \gamma_d \quad (4.49)$$

Резултујућа бочна сила S у интеракцији точак-шина је:

$$S = Y_l - Y_d \quad (4.50)$$

Укупна вертикална сила Q у интеракцији точак-шина током кретања је променљива и састоји се од статичке, квазистатичке, динамичке и додатне компоненте [5].

Статичка компонента је стално присутна током кретања и она практично представља статичко оптерећење Q_0 у које улазе сопствена тежина железничког возила и тежина терета. При њеном одређивању претпоставља се да је укупна тежина возила и терета равномерно расподељена на све тачкове.

Квази-статичка компонента вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина појављује се само при проласку железничких возила кроз кривине, у случајевима када се брзина кретања разликује од равнотежне брзине. При томе, величина непоништеног бочног убрзања и висина средишта маса возила диктирају прерасподелу укупног вертикалног оптерећења између тачкова осовинских склопова. Истраживања показују да типичне вредности квази-статичких сила износе до 40 % од вредности вертикалног статичког оптерећења тачка Q_0 .

Динамичка компонента вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина је у већој или мањој мери стално присутна током кретања железничких возила. Настаје услед многобројних поремећајних дејстава која потичу од неправилности и оштећења колосека, неправилности и оштећења осовинских склопова, нестабилности кретања, вуче, кочења, итд. Истраживањима је установљено да неправилности и оштећења колосека и осовинских склопова могу изазвати динамичке силе које су и до три пута веће у односу на статичко оптерећење Q_0 . Међу најзначајније спадају: спојеви између шина, набори на шинама, дискретна оштећења шина, промене крутости колосека, равна места и набори на површини котрљања који настају при проклизавању или блокирању тачкова током вуче или кочења, итд. Варијације вертикалне силе у интеракцији точак-шина могу настати и при вучи или кочењу железничких возила, када се могу појавити динамичке силе интензитета до 20 % од вредности статичког оптерећења Q_0 . Кључни утицајни параметри на интензитет динамичке компоненте вертикалне силе су величине неравнина односно поремећаја, крутост колосека, брзина кретања и неогибљене масе односно масе осовинског склопа.

Додатна компонента вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина најчешће потиче од неравномерне расподеле оптерећења и асиметрије односно грешака у монтажи и подешавању појединих елемената конструкције железничких возила (најчешће елемената огибљења). Ове грешке могу довести до појаве додатних вертикалних сила у интеракцији точак-шина чији интензитет се креће у границама до 10 % од вредности статичког вертикалног оптерећења Q_0 .

Укупна резултујућа бочна сила S у интеракцији точак-шина током кретања је такође променљива и састоји се од квазистатичке, динамичке и додатне компоненте.

Квази-статичка компонента појављује се при проласку железничких возила кроз кривине и зависи од непоништеног бочног убрзања и расподеле сила између осовинских склопова у обртном постољу.

Динамичка и додатна компонента укупне резултујуће бочне силе S у интеракцији точак-шина, као и у случају вертикалне силе Q , настају услед великог броја поремећаја који потичу од неправилности и оштећења колосека, неправилности и оштећења осовинских склопова, нестабилности кретања, генерисаних унутрашњих кретања у самом железничком возилу, грешака у подешавању појединих елемената конструкције железничких возила (нарочито систему огибљења), итд.

4.4.2. Граничне вредности вертикалне и бочне силе у интеракцији точак-шина према међународним стандардима

У међународним стандардима UIC 518 и EN 14363, дефинисана су ограничења односно максималне дозвољене вредности вертикалне и бочне силе у интеракцији точак-шина које морају бити задовољене при оцени квалитета динамичког понашања железничких возила [9, 10]. При томе, за упоређивање са дефинисаним граничним вредностима нису меродавне апсолутне максималне вредности вертикалне или бочне силе, већ се након одговарајуће статистичке обраде у обзир узима 99,85 перцентила сигнала који се филтрира ниско-пропусним филтером са фреквенцом одсецања од 20 Hz. На тај начин, велики број краткотрајних динамичких појава односно велики део динамичких сила у интеракцији точак-шина остаје "невидљив" у сигналу меродавном за процену квалитета динамичког понашања железничког возила. У општем случају, максимална дозвољена вредност вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина једнака је статичком оптерећењу увећаном за 90 kN:

$$Q_{20\text{Hz}, 99,85\%} \leq 90 + Q_0 \text{ [kN]} \quad (4.51)$$

У пракси, максималне дозвољене вредности вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина зависе од максималне брзине кретања железничких возила (табела 4.2).

Табела 4.2. Максималне дозвољене вредности вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина у зависности од максималне брзине кретања железничких возила [9, 10]

Максимална дозвољена радна брзина возила	Дозвољена вредност вертикалне силе у интеракцији точак-шина
$v_{gr} \leq 100 \text{ km/h}$	$Q_{20\text{Hz}, 99,85\%} \leq 210 \text{ kN}$ (за $112,5 \text{ kN} < Q_0 \leq 125 \text{ kN}$)
$v_{gr} \leq 160 \text{ km/h}$	$Q_{20\text{Hz}, 99,85\%} \leq 200 \text{ kN}$
$160 \text{ km/h} < v_{gr} \leq 200 \text{ km/h}$	$Q_{20\text{Hz}, 99,85\%} \leq 190 \text{ kN}$
$200 \text{ km/h} < v_{gr} \leq 250 \text{ km/h}$	$Q_{20\text{Hz}, 99,85\%} \leq 180 \text{ kN}$
$250 \text{ km/h} < v_{gr} \leq 300 \text{ km/h}$	$Q_{20\text{Hz}, 99,85\%} \leq 170 \text{ kN}$
$v_{gr} > 300 \text{ km/h}$	$Q_{20\text{Hz}, 99,85\%} \leq 160 \text{ kN}$

Максималне дозвољене вредности квази-статичке вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина су:

$$Q_{kst} \leq 145 \text{ [kN]} \quad (\text{за } Q_0 \leq 112,5 \text{ kN}) \quad (4.52)$$

$$Q_{kst} \leq 155 \text{ [kN]} \quad (\text{за } 112,5 \text{ kN} < Q_0 \leq 125 \text{ kN}) \quad (4.53)$$

Веома је значајно нагласити да максимална дозвољена вредност динамичке бочне силе Y у интеракцији точак-шина није дефинисана стандардима. Дефинисана је само максимална дозвољена вредност квази-статичке бочне силе Y која износи 60 kN:

$$Y_{kst} \leq 60 \text{ [kN]} \quad (4.54)$$

За упоређивање са овом граничном вредношћу релевантне су средње вредности сигнала бочне силе Y који су снимљени при проласку возила кроз кружне кривине.

Као мера сигурности најчешће се користи резултујућа бочна сила S чија се максимална дозвољена вредност одређује помоћу Прудомовог (Prud'homme) критеријума [47]:

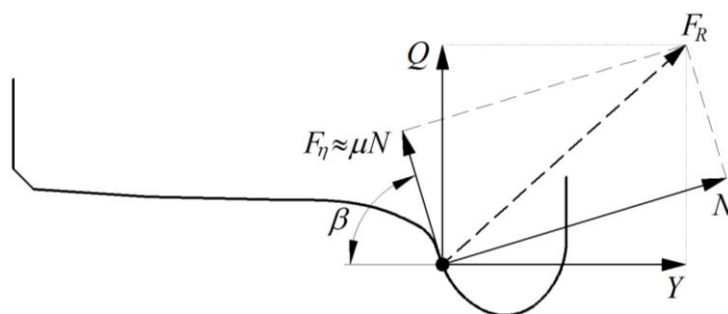
$$S_{20\text{Hz}, 2\text{m, средње, }99,85\%} \leq K \left(10 + \frac{2Q_0}{3} \right) [\text{kN}] \quad (4.55)$$

У претходном изразу, K је коефицијент који има различите вредности за различите типове железничких возила. Према датим стандардима UIC 518 и EN 14363, са граничном вредношћу дефинисаном изразом (4.55) упоређује се израчуната покретна средња вредност резултујуће бочне силе S на дистанци од 2 m пређеног пута.

4.4.3. Механизам настанка исклизнућа пењањем венца точка на главу шине – Надалова једначина

Кључни утицајни параметар који доводи до пењања венца точка на главу шине и исклизнућа железничких возила је бочна сила у интеракцији точак-шина. Истраживања показују да пењање венца точка на главу шине наступа искључиво у случајевима када бочна сила достигне неку критичну вредност која се одржава током одређеног времена. Тачније, да би се венац точка попео на главу шине потребно је да у контактної површини, током одређеног довољно дугог временског периода односно пређеног пута точка, делује нека приближно константна критична бочна сила. У експлоатацији железничких возила, таква сила најчешће се јавља при проласку кроз кружне кривине када владају приближно квази-статички услови кретања. Изузетно је значајно нагласити да динамичке силе, иако могу имати далеко веће вредности од квази-статичких, због веома кратког трајања не могу довести до пењања венца точка на главу шине. Изучавање механизма настанка исклизнућа пењањем венца точка на главу шине и оцена стабилности кретања железничких возила у кривинама, директно су повезани са односом бочне и вертикалне силе у интеракцији точак-шина Y/Q . За одређивање граничних вредности односа Y/Q најчешће се користи Надалова једначина.

Као што је приказано у претходним разматрањима, услед под-радијалног закретања осовинског склопа и постојања одређеног угла налетања точка на спољашњу шину, појављује се бочна тангенцијална сила F_η која тежи да подигне венац точка на главу шине (слика 4.18). У општем случају, ова сила једнака је производу нормалне силе N која делује у контактної површини и коефицијента трења μ између точка и шине. Према томе, ако је венац точка снажније притиснут на главу шине (већа нормална сила N) или ако је већи коефицијент трења μ , већа је и тангенцијална сила F_η која тежи да подне венац точка на главу шине.



Слика 4.18. Силе у почетној фази пењања венца точка на главу шине [48]

Надал (Nadal) је при анализи овог проблема претпоставио да угао налетања точка на шину има прилично велике вредности ($\psi \geq 0,5^\circ$), због чега је угао контакта γ приближно једнак углу венца точка β , а тангенцијална сила F_η делује скоро вертикално [48]. Према Надалу, венац точка почиње да се пење на главу шине ако је вертикална компонента нормалне силе N и тангенцијалне силе F_η једнака или већа од оптерећења точка Q (слика 4.18).

На основу слике 4.18 и претходних разматрања која обухватају слику 4.17 и изразе (4.46)–(4.49), бочна и вертикална компонента нормалне силе N и тангенцијалне силе F_η у интеракцији точак-шина су:

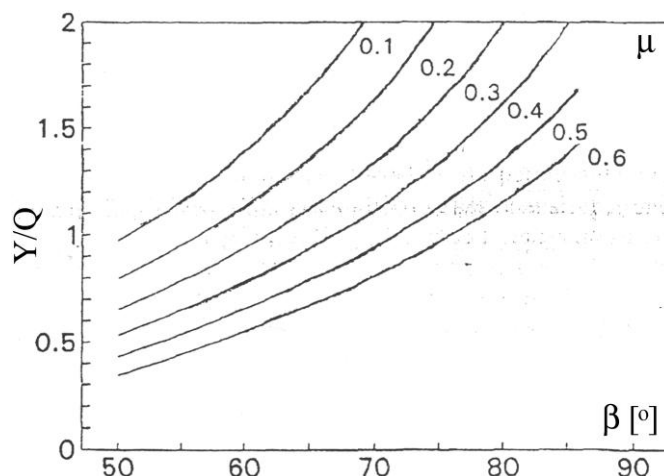
$$Y = N \sin \beta - \mu N \cos \beta \quad (4.56)$$

$$Q = N \cos \beta + \mu N \sin \beta \quad (4.57)$$

На основу претходних израза може се одредити однос бочне и вертикалне силе Y/Q , при коме започиње процес пењања венца точка на главу шине:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \tan \beta} \quad (4.58)$$

Ова једначина назива се Надалова једначина и омогућава да се на основу познатог коефицијента трења μ и угла венца точка β , одреди критичан однос бочне и вертикалне силе Y/Q , при коме започиње процес пењања венца точка на главу шине. Једначина показује да при мањим вредностима угла венца точка β и већим вредностима коефицијента трења μ , расте ризик од појаве исклизнућа. Упоредни дијаграм граничних односа Y/Q одређених на основу Надалове једначине, за различите углове венца точка β и различите коефицијенте трења μ , приказан је на слици 4.19.



Слика 4.19. Гранични односи Y/Q за различите углове венца точка β и различите коефицијенте трења μ одређени према Надаловој једначини [5]

У већини практичних анализа, на основу Надалове једначине, гранични однос бочне силе Y и вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина дефинише се на следећи начин:

$$\frac{Y}{Q} \leq \left(\frac{Y}{Q} \right)_{\text{doz}} = A \quad \begin{array}{l} A = 0,8 \text{ за } \beta = 60^\circ \text{ и } \mu = 0,35 \\ A = 1,2 \text{ за } \beta = 70^\circ \text{ и } \mu = 0,35 \end{array} \quad (4.59)$$

Уколико се у експлоатацији железничких возила на неком од осовинских склопова појави однос Y/Q који је већи од одговарајућег граничног односа, и ако тај однос траје током довољно дугог временског периода односно пређеног пута точка, неминовно ће доћи до исклизнућа.

4.4.4. Граничне вредности односа бочне и вертикалне силе Y/Q у интеракцији точак-шина према међународним стандардима

Међународни стандарди UIC 518 и EN 14363 дефинишу гранични однос Y/Q који морају задовољити сва испитивана железничка возила, уколико се испитивања врше на нормалном колосеку [9, 10]:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{20\text{Hz}, 2\text{m}, \text{средње}, 99,85\%} \leq \left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{doz}} = 0,8, \text{ за кривине полупречника } R_k \geq 250 \text{ m} \quad (4.60)$$

Уколико се испитивања врше на извитопереном колосеку, гранични однос Y/Q је:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{20\text{Hz}, 2\text{m}, \text{средње}, 99,85\%} \leq \left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{doz}} = 1,2 \quad (4.61)$$

Претходни изрази показују да меродавно растојање или пређени пут потребан да се венац точка попне на главу шине износи 2 m, при чему интензитет бочне силе Y у првом случају треба да износи најмање $0,8 Q$, а у другом случају најмање $1,2 Q$.

Надалова једначина даје веома поуздане резултате у случајевима под-радијалног закретања осовинског склопа и при већим вредностима угла налетања точка на спољашњу шину. Међутим, испитивања су показала да при јако малим вредностима угла налетања точка на шину, Надалова једначина не даје довољно поуздане резултате. У таквим случајевима, гранични односи Y/Q имају знатно веће вредности, односно потребна је знатно већа бочна сила Y како би се венац точка попео на главу шине. То је последица чињенице да Надалова једначина као меродавне у механизму настанка исклизнућа узима у обзир само силе у интеракцији водећег спољашњег точка и шине, док се силе у интеракцији другог унутрашњег точка и шине занемарују.

4.4.5. Вајнстокова једначина

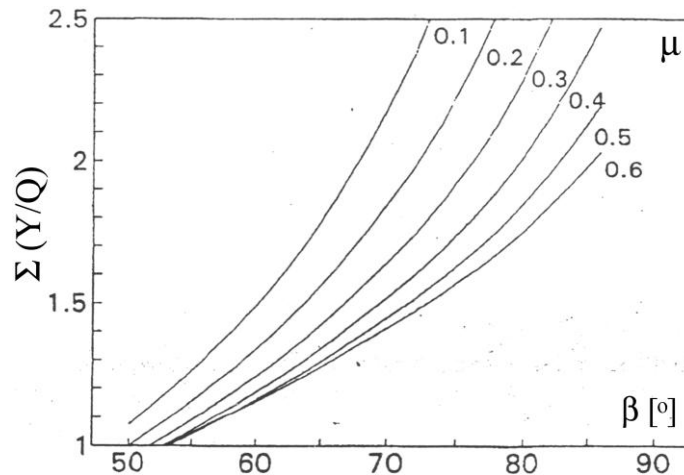
Вајнсток (Weinstock) је 1984. године предложио алтернативу за Надалову једначину, при чему његова једначина у механизам настанка исклизнућа укључује, поред водећег спољашњег, и други унутрашњи точак осовинског склопа. Према Вајнстоку, гранични однос $\Sigma(Y/Q)$ за осовински склоп једнак је збиру граничног односа Y/Q за водећи спољашњи точак одређеног према Надаловој једначини, и коефицијента трења између точка и шине μ [49]:

$$\left(\Sigma \frac{Y}{Q}\right)_{\text{Вајнсток}} = \left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{Надал}} + \mu \quad (4.62)$$

Заменом израза (4.53) у претходни израз, добија се Вајнстокова једначина за осовински склоп:

$$\Sigma \frac{Y}{Q} = \frac{\tan \beta (1 + \mu^2)}{1 + \mu \tan \beta} \quad (4.63)$$

Упоредни дијаграм граничних односа $\Sigma(Y/Q)$ одређених на основу Вајнстокове једначине, за различите углове венца точка β и различите коефицијенте трења μ , приказан је на слици 4.20.



Слика 4.20. Гранични односи $\Sigma(Y/Q)$ за различите углове венца точка β и различите коефицијенте трења μ одређени према Вајнстоковој једначини [5]

На основу Вајнстокове једначине, гранични однос $\Sigma(Y/Q)$ за осовински склоп, при коме започиње пењање венца точка на главу шине, може се дефинисати на следећи начин:

$$\Sigma \frac{Y}{Q} \leq \left(\frac{Y}{Q} \right)_{\text{доз}} = A + \mu \quad \begin{array}{l} A = 0,8 \text{ за } \beta = 60^\circ \text{ и } \mu = 0,35 \\ A = 1,2 \text{ за } \beta = 70^\circ \text{ и } \mu = 0,35 \end{array} \quad (4.64)$$

Истраживања показују да у случају под-радијалног закретања осовинског склопа, Вајнстокова једначина не даје значајнија унапређења у односу на Надалову једначину. Тачка контакта на унутрашњем точку се тада налази на површини котрљања, па угао контакта између точка и шине има јако мале вредности ($\gamma \approx 0$). У складу са тиме, на основу једначина (4.48) и (4.49) добија се да је однос Y/Q за унутрашњи точак једнак коефицијенту трења μ , односно $Y/Q = \mu$. У том случају, на спољашњем водећем точку дозвољен је однос $Y/Q = A$ (који дефинише Надалова једначина), без уласка у ризик од прекорачења граничне вредности дефинисане изразом (4.64).

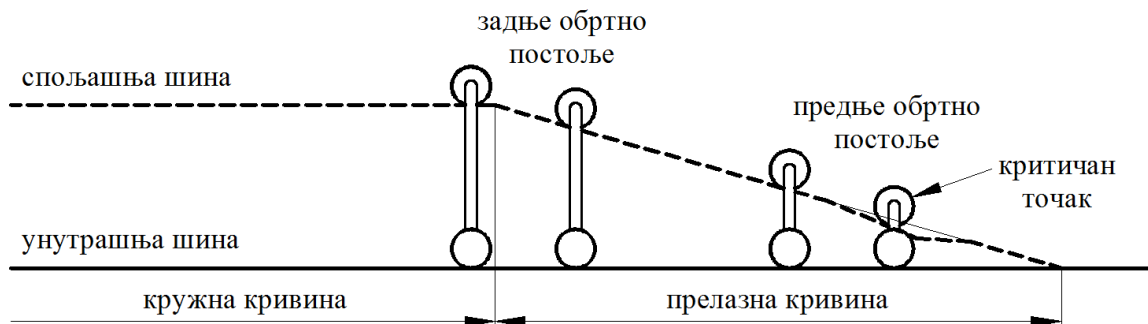
У случају над-радијалног закретања осовинског склопа које је у пракси веома ретко, мења се правац тангенцијалне силе F_n у интеракцији унутрашњег точка и шине. Пошто је и тада угао контакта унутрашњег точка и шине веома мали ($\gamma \approx 0$), на основу једначина (4.48) и (4.49) добија се да је $Y/Q = -\mu$. У том случају, на спољашњем водећем точку дозвољен је однос $Y/Q = A + 2\mu$, без уласка у ризик од прекорачења граничне вредности дефинисане изразом (4.64).

4.4.6. Најчешћи узроци исклизућа железничких возила у кривинама

Претходна разматрања показују да су кључни утицајни параметри на стабилност кретања и ризик од исклизућа железничких возила у кривинама – бочна сила Y и вертикална сила Q у интеракцији точак-шина. Уколико њихов однос Y/Q прекорачи граничну вредност, долази до пењања венца точка на главу шине након чега наступа исклизуће. Велике вредности бочне силе Y јављају се у кривинама веома малих полупречника, код железничких возила са обртним постољима са крутим вођењем, када је способност закретања осовинских склопова значајно смањена. Међутим, многобројна искуства из праксе показују да највећи број прекорачења граничне вредности $(Y/Q)_{doz}$ и исклизућа није повезан са огромним бочним силама Y , већ са малим вредностима вертикалних сила Q .

До смањења вертикалне силе Q на спољашњем водећем точку најчешће долази при кретању у прелазним кривинама или кривинама која имају својства витоперности. У том смислу, највећи ризик од пењања венца точка на главу шине и исклизућа присутан је код лакших железничких возила која имају велику торзиону крутост.

Посебно су критичне празне вагон-цистерне при изласцима из кривина. Резервоар има велику торзиону крутост око подужне осе, а пошто је празан, крутост вертикалног огибљења је изузетно велика (далеко већа у односу на крутост при пуном резервоару). При кретању такве вагон-цистерне на изласку из прелазне кривине и наиласку водећег точка предњег обртног постоља на део колосека са својствима витоперности или неким другим неправилностима, растерећење точка у вертикалном правцу може бити толико да дође до пењања његовог венца на главу шине и исклизућа (слика 4.21).



Слика 4.21. Смањење вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина при кретању у прелазној кривини са својствима витоперности колосека [5]

Смањење вертикалне силе Q може бити повезано и са неравномерном расподелом терета који се налази на железничком возилу на све токове, грешкама у конструкцији рама обртног постоља или доњег постоља, грешкама у систему огибљења, грешкама у квачењу и великим подужним силама, итд.

Статистичком анализом најчешћих узрока и практичним истраживањима механизма настанка исклизућа железничких возила највише се бавила организација ORE (Office de Recherches et d'Essais), која је касније променила назив у ERRI (European Rail Research Institute). Као резултат тога, настале су препоруке ERRI B55 RP8 у којима се дефинишу начини за оцену квалитета колосека и железничких возила са аспекта ризика од исклизућа [50].

4.5. СИЛЕ У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА И ИСКЛИЗНУЋА УЗРОКОВАНА ОШТЕЋЕЊИМА И ОТКАЗИМА ЕЛЕМЕНАТА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА И КОЛОСЕКА

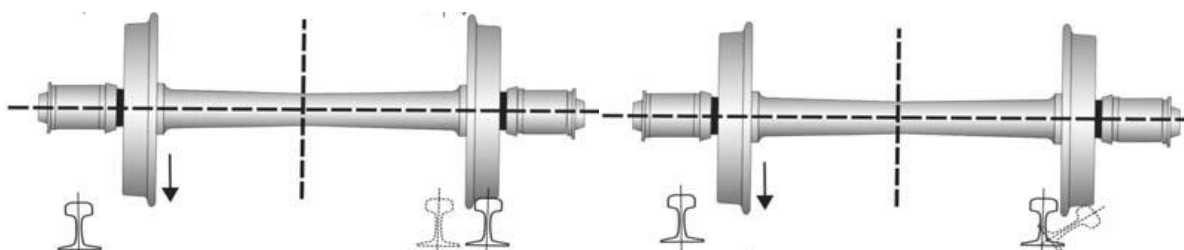
Резултати анализа проблема стабилности кретања и исклизнућа услед прекорачења критичне брзине на правцу и пењања венца точка на главу шине услед прекорачења граничног односа бочне и вертикалне силе у интеракцији точак-шина у кривини, представљају фундаменталну основу за избор конструкционих параметара у фази развоја и пројектовања сваког железничког возила и колосека. Имајући у виду да су ови феномени релативно поуздано истражени, експериментална испитивања и практична искуства потврђују да модерна железничка возила углавном имају потребан ниво сигурности против оваквих исклизнућа.

Међутим, многобројна искуства из праксе показују да највећи број исклизнућа настаје услед физичких оштећења, ломова и отказа виталних конструкционих елемената железничких возила и колосека [4, 51]. Најзначајнији утицајни параметри од којих зависи интензитет њиховог оптерећења и замора су силе у интеракцији точак-шина. Упркос изузетно ригорозним процедурама надзора и контроле таквих елемената, оваква исклизнућа није могуће у потпуности спречити. Велики број исклизнућа и железничких несрећа које су се десиле у последњим деценијама, које су имале драстичне последице, узрокован је управо отказом неког од виталних елемената железничких возила или колосека. Оваква исклизнућа данас представљају један од највећих проблема безбедности на светским железницама, који се додатно појачава са трендовима повећавања брзине кретања и осовинског оптерећења. У наставку су анализирани само основни аспекти таквих исклизнућа, са посебним акцентом на утицај сила у интеракцији точак-шина чије се истраживање налази у средишту овог рада.

4.5.1. Исклизнућа узрокована оштећењима и отказима елемената колосека

Међу најчешће узроке исклизнућа која настају услед оштећења и отказа виталних елемената колосека спадају: повећање ширине колосека, диференцијална слегања застора од туцаника, померања колосека, оштећења прагова и елемената еластичног шинског причвршћења, као и механичка оштећења и ломови шине.

Повећање ширине колосека настаје као последица утицаја великих бочних сила у интеракцији точак-шина које доводе до бочног померања шине у односу на прагове, великих бочних угиба шине и нагињања или превртања шине (слика 4.22).

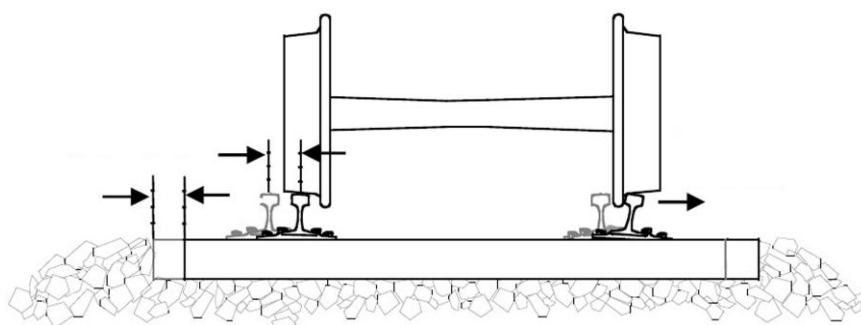


Слика 4.22. Исклизнућа узрокована повећањем ширине колосека [51]

Као последица повећане ширине колосека, уколико је прекорачена одговарајућа гранична вредност, исклизнуће наступа пропадањем унутрашњег точка у простор

између прагова. Као што је већ поменуто у другом поглављу рада, до повећања ширине колосека може доћи и услед појачаног хабања шина, нарочито у кривинама где се јављају интензивне бочне силе у интеракцији точак-шина.

Диференцијална слегања застора од туцаника и померања колосека настају услед дејства великих вертикалних и бочних сила у интеракцији точак-шина. Диференцијална слегања праћена су повећањем вертикалних неравнина колосека и поремећеном геометријом контакта точак-шина. Посебно је значајан проблем померања колосека које настаје услед огромних бочних сила у интеракцији точак-шина, а понекад и услед дилатације која је посебно изражена код колосека са завареним шинама у току топлих летњих месеци. Тада долази до кумулативног померања колосека заједно са праговима, шинама и елементима еластичног шинског причвршћења, у односу на призму (слика 4.23). Као и у претходном случају, код диференцијалних слегања застора од туцаника и померања колосека, исклизнућа углавном наступају пропадањем точка у простор између прагова. Отпорност колосека против померања може се повећати употребом специјалних капа које се постављају на бочне стране прагова, или постављањем дрвених или бетонских граничника који спречавају бочно померање прагова у односу на призму.

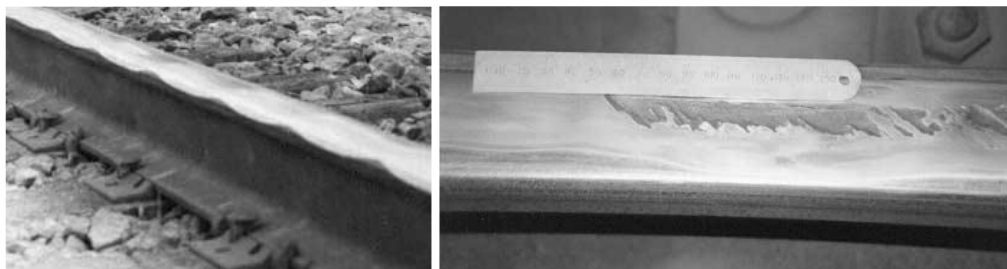


Слика 4.23. Исклизнућа узрокована диференцијалним слегањем застора од туцаника и померањем колосека [4]

До повећања ширине колосека и померања колосека углавном долази у кривинама малих полупречника, када се при проласку веома тешких железничких возила са slabим својствима закретања осовинских склопова јављају велике вредности углова налетања точка на спољашњу шину и огромне бочне силе у интеракцији точак-шина. Оваква оштећења колосека могу се појавити и на правцима, као последица огромних бочних сила које потичу од осцилација вијугања осовинских склопова.

Оштећења прагова и елемената шинског причвршћења настају као последица огромних оптерећења која потичу од сила у интеракцији точак-шина. Најчешће се јављају ломови прагова и елемената шинског причвршћења након којих долази до одређеног степена нарушавања пројектоване геометрије колосека који, ако је довољно велики, такође може изазвати исклизнуће.

Механичка оштећења и ломови шине подједнако су карактеристични за правце и кривине, а настају услед великог броја утицајних параметара. У највећем броју случајева, механичка оштећења шине не доводе до исклизнућа већ до краткотрајних удара праћених великим вредностима вертикалних сила у интеракцији точак-шина које имају изузетно негативан утицај на комфор. Међу најчешћа механичка оштећења шине спадају набори и љуштења газеће површине главе шине (слика 4.24).



Слика 4.24. Оштећења газеће површине шине [52]

Искуства из праксе показују да на местима механичких оштећења шине, у комбинацији са разним другим утицајима, може доћи до губитка својстава правилног вођења осовинских склопова и исклизнућа. Такође, многобројна практична искуства показују да на местима механичких оштећења шина која немају значајнијег утицаја на динамичко понашање железничких возила, после одређеног времена експлоатације и дејства интензивних вертикалних сила у интеракцији точак-шина, може наступити крти лом шине који неминовно доводи до исклизнућа (слика 4.25). Иако постоје веома ригорозне инспекције стања елемената колосека, ломове шина није могуће предвидети и они представљају један од највећих проблема безбедности на железници.



Слика 4.25. Крти лом шине (NetworkRail, Енглеска)

4.5.2. Исклизнућа узрокована оштећењима и отказима виталних елемената железничких возила

Међу најчешће узроке исклизнућа која настају услед оштећења и отказа виталних елемената железничких возила спадају оштећења и откази точка, осовине, лежаја и елемената система огибљења.

Најчешћа механичка оштећења точка су равна места и удубљења или пукотине на површини котрљања (слика 4.26).



Слика 4.26. Оштећења површине котрљања точка [53], (Railway Technical Web Pages)

Она настају као последица различитих утицајних параметара, а током кретања манифестују се у виду удара праћених великим вредностима вертикалних сила у интеракцији точак-шина. Услед тога веома често долази до лома точка, а понекад и шине, што неминовно доводи до исклизућа.

Међу најчешће узроке исклизућа железничких возила спадају заморни ломови точка и осовине. На точку или осовини који наизглед немају никаквих механичких оштећења прво се појављује веома мала иницијална напрстина реда величине микрометра, која након одређеног периода експлоатације и интензивних сила у интеракцији точак-шина доводи до кртог лома и исклизућа (слике 4.27 и 4.28).



Слика 4.27. Исклизуће узроковано ломом точка (Француска, 2010. године)



Слика 4.28. Исклизуће узроковано ломом осовине (Канада, 2004. године) [54]

Практична искуства потврђују чињеницу да се, упркос веома строгим захтевима у погледу динамичке чврстоће осовинских склопова који имају изузетно велики степен сигурности, и упркос прописаним периодичним ултразвучним контролама стања точкава и осовина, оваква исклизућа не могу у потпуности спречити. Једини начин решења овог проблема је детекција иницијалне напрстине у самом зачећу, што захтева развој система за континуирано (on-line) праћење стања осовинских склопова у експлоатацији.

Веома чест узрочник исклизућа је и отказ лежаја, нарочито код теретних железничких возила која се користе у екстремним условима експлоатације. Тада велике силе у интеракцији точак-шина у комбинацији са разним утицајним параметрима (нарочито неравномерном расподелом терета на све точкове) изазивају брже или спорије

загревање неисправног лежаја, чији отказ доводи до отказа осовинског склопа, након чега наступа исклизнуће железничког возила са колосека (слика 4.29).



Слика 4.29. Исклизнуће узроковано отказом лежаја (Србија, 1995. године)

И у овом случају пракса потврђује да се, упркос прописаним периодичним контролама стања лежаја и надзору температуре лежаја помоћу стационарних мерних станица, оваква исклизнућа не могу у потпуности спречити. И овде се као једини начин у циљу повећања безбедности намеће примена система за континуирано (on-line) праћење стања, односно температуре лежаја у експлоатацији.

Интензивне вертикалне силе у интеракцији точак-шина веома често доводе и до ломова и отказа елемената система огибљења. Услед таквих отказа, у великом броју случајева долази до губитка стабилности кретања и исклизнућа железничких возила са колосека (слика 4.30).



Слика 4.30. Исклизнућа узрокована отказом елемената система огибљења (Србија)

Као и у претходним случајевима, оваква исклизнућа се не могу у потпуности спречити, изузев применом мерних система за стално праћење стања елемената система огибљења, који би омогућили детектовање њиховог отказа и правовремено заустављање воза пре губитка стабилности кретања и исклизнућа.

4.5.3. Редуција сила у интеракцији точак-шина

Силе у интеракцији точак-шина играју најзначајнију улогу у свим разматраним исклизнућима која су узрокована оштећењима и отказима елемената железничких возила и колосека. Од пресудног значаја за безбедност на железници је да ове силе

имају што мање вредности, како би витални елементи железничких возила и колосека били изложени што мањим оптерећењима. Најбољи начин за редукцију сила у интеракцији точак-шина је оптимално пројектовање система огибљења железничких возила. Резултати многобројних истраживања показују да се избором одговарајућих елемената система огибљења и њихових оптималних карактеристика може постићи значајно смањење динамичких компоненти сила у интеракцији точак-шина [55, 56]. На тај начин се постижу изузетно значајни ефекти као што су смањење хабања, замора и механичких оштећења елемената железничких возила и колосека, што за крајњу последицу има мањи ризик од њиховог отказа и исклизнућа железничких возила са колосека.

4.6. ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА И СИСТЕМАТИЗАЦИЈА РЕЗУЛТАТА ИСТРАЖИВАЊА УТИЦАЈНИХ ПАРАМЕТАРА НА СТАБИЛНОСТ КРЕТАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА

На основу досадашњих разматрања може се закључити да на квалитет динамичког понашања односно на стабилност кретања железничких возила утиче велики број различитих, међусобно спрегнутих утицајних параметара. Генерално, они се могу сврстати у следеће четири групе: параметри колосека, параметри возила, параметри интеракције возило-колосек односно точак-шина и параметри експлоатације.

Параметри колосека могу се класификовати на следећи начин:

- параметри конструкције пруге (врста и стање конструкције доњег строја, тип и материјал застора, тип и материјал прагова, врста еластичног шинског причвршћења, тип шина, начин спајања крајева шина, итд.),
- карактеристике крутости и пригушења колосека,
- параметри који одређују геометрију колосека (профил шина, ширина колосека, попречни нагиб шина, надвишење спољашње шине у кривини, полупречник кружне кривине, дужина и облик прелазне кривине, нагиб нивелете, полупречник вертикалне кривине, итд.),
- механичка оштећења и дефекти елемената колосека (нарочито газеће површине шине).

Параметри возила могу се класификовати на следећи начин:

- осовинско оптерећење (укупна бруто маса железничког возила подељена са бројем осовина),
- параметри конструкције трчећег склопа (начин вођења обртних постоља, карактеристике крутости и пригушења подужног и бочног огибљења, карактеристике крутости и пригушења примарног и секундарног вертикалног огибљења, растојања између осовина у обртном постољу, растојања између сворњака обртних постоља, масе и моменти инерције елемената обртног постоља, пречници точкова, профил точкова, итд.),
- параметри конструкције доњег постоља (маса, чврстоћа, савојна крутост, торзиона крутост, природне учестаности, итд.),
- параметри конструкције сандука (маса, чврстоћа, савојна крутост, торзиона крутост, природне учестаности, итд.),
- механичка оштећења и дефекти елемената возила.

Параметри интеракције возило-колосек односно точак-шина могу се класификовати на следећи начин:

- еквивалентна коничност (обједињује утицај профила точка, профила шине и параметара који дефинишу њихов узајамни положај као што су ширина колосека, попречни нагиб шина, унутрашње растојање између точкова, спољашње растојање између венаца точкова и бочни зазор осовинског склопа у колосеку.),
- силе у интеракцији точак-шина (бочна сила Y , вертикална сила Q , као и њихов однос Y/Q).

Параметри експлоатације могу се класификовати на следећи начин:

- брзина кретања,
- врста терета који се превози (код теретних вагона),
- равномерност расподеле терета на точкове,
- позиција вагона у возу,
- временски и радни услови (спољашња температура, влажност ваздуха, ветар, снег, лед, прашина, нечистоће, итд.).

Утицај највећег броја наведених параметара на динамичко понашање железничких возила манифестује се променом вредности сила у интеракцији точак-шина. Ове силе нису значајне само за процену ризика од исклизућа пењањем венца точка на главу шине у кривинама, већ се на основу њихових вредности могу извести веома поуздани закључци о квалитету динамичког понашања и стабилности кретања железничких возила на целокупној траси посматраног колосека. На основу вредности сила у интеракцији точак-шина могу се извести одговарајући закључци и о стању колосека. Правилном анализом промена вредности сила у интеракцији точак-шина на одређеној деоници колосека, може се детектовати највећи број параметара који негативно утичу на стабилност кретања и потенцијално могу изазвати исклизуће железничких возила.

Дакле, на основу свих претходних разматрања може се извести закључак да су силе у интеракцији точак-шина кључни утицајни параметри и показатељи стабилности кретања железничких возила. Имајући у виду велики број различитих параметара и нелинеарности од којих зависе, аналитичко и нумеричко одређивање вредности сила у интеракцији точак-шина представља изузетно сложен проблем који није могуће решити без великог броја апроксимација. Као последица тога, добијене вредности значајно одступају од стварних, и нису довољно поуздане за извођење коначних закључака о квалитету динамичког понашања и степену стабилности кретања испитиваних железничких возила.

Најпоузданији и најбољи начин за одређивање сила у интеракцији точак-шина је експериментално испитивање у експлоатационим условима, које у одређеним случајевима међународни стандарди прописују као обавезно у поступку сертификације ново-пројектованих или модификованих железничких возила. Имајући у виду да је ове силе немогуће измерити на самом месту њихове егзистенције, експерименталне методе углавном базирају на индиректном мерењу деформација оних структура које трпе највећа оптерећења услед њиховог дејства. При томе се јавља низ различитих проблема од чијег решавања зависе осетљивост и тачност мерења, чија максимизација представља најзначајнији задатак при развоју мерних система за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина.

5. МЕТОДЕ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ОДРЕЂИВАЊА СИЛА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА

Упркос томе што у одређеним поступцима сертификације железничких возила прописују континуално експериментално испитивање сила у интеракцији точак-шина применом мерних осовинских склопова, међународни стандарди UIC 518 и EN 14363 не дефинишу начин реализације и тачност мерних система. Због тога су поједине железнице и испитни центри који се баве експерименталним испитивањима железничких возила кроз прошлост развијали сопствене методе које су се у великој мери разликовале. Као резултат тога данас постоји велики број различитих метода и техничких решења мерних система за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина. Међутим, приступ на коме базирају готово све методе је идентичан и произилази из чињенице да је ове силе немогуће мерити директно на месту њихове егзистенције, односно у контактної површини између точка и шине. Уместо тога, полази се од чињенице да оне током кретања изазивају одређене деформације структура у својој непосредној близини – конструкционих елемената колосека и железничких возила. Мерењем деформација тих структура, уз претходну идентификацију утицаја односно калибрацију, индиректним путем се одређују силе у интеракцији точак-шина. Генерално, све методе експерименталног одређивања односно мерења сила у интеракцији точак-шина могу се поделити на методе мерења са стране колосека и методе мерења са стране возила.

5.1. МЕТОДЕ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ОДРЕЂИВАЊА СИЛА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА СА СТРАНЕ КОЛОСЕКА

Експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина са стране колосека базира на постављању стационарних мерних станица на одређеним локацијама дуж трасе железничке колосека (слика 5.1). Стационарне мерне станице опремљене су сензорима постављеним на конструкционе елементе колосека (најчешће шине), који током проласка воза региструју силе у интеракцији точак-шина. Поред тога, стационарне мерне станице могу бити опремљене и системима за детекцију оштећења на точковима, мерење расподеле оптерећења по точковима, мерење температуре и детекцију оштећења лежаја, мерење буке, итд.

Основна предност метода експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина са стране колосека састоји се у томе што се мерење може извршити за сваки осовински склоп било којег воза који пролази кроз стационарну мерну станицу. Са друге стране, њихов главни недостатак је што не омогућавају континуално мерење

током кретања железничких возила дуж одређених деоница или читаве трасе колосека. Мерење се реализује само у дискретним тачкама, односно на оним местима дуж трасе за која се сматра да су критична са аспекта квалитета динамичког понашања железничких возила (веома оштре кривине, места на којима постоји велика витоперност колосека, итд).

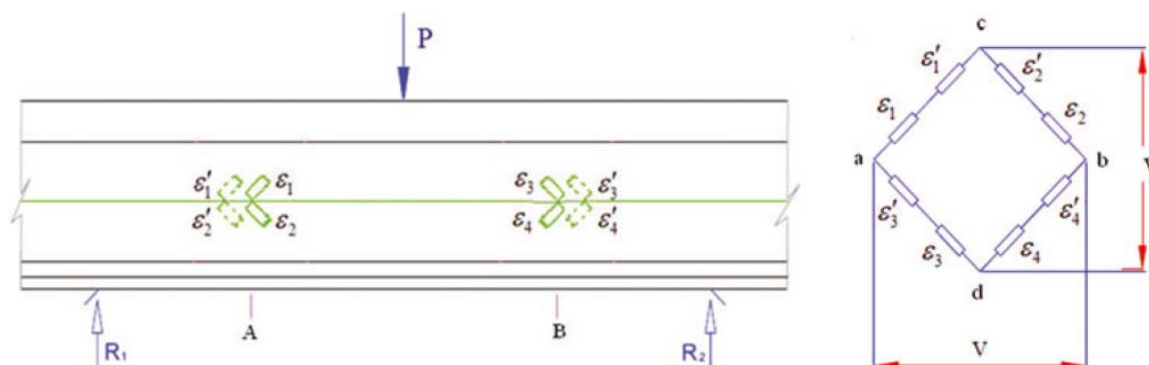


Слика 5.1. Стационарна мерна станица (извор: Predikto)

Имајући у виду да међународни стандарди захтевају континуално мерење, примена метода са стране колосека углавном је ограничена на област надзора и праћења стања железничких возила која се већ налазе у експлоатацији, односно на област истраживања појединих феномена везаних за динамичко понашање железничких возила на одређеним местима дуж трасе колосека.

5.1.1. Мерење сила у интеракцији точак-шина преко шине

Прве кораке у развоју експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина са стране колосека направио је институт ORE (Office de Recherches et d'Essais), каснији ERRI (European Rail Research Institute). ORE је 1970. године објавио извештај у коме су идентификовани кључни проблеми експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина, и у коме су дате опште смернице и упутства за њихово решавање [57]. Од тада је развијен велики број различитих техничких решења мерних система која данас углавном базирају на мерењу деформација шине помоћу мерних трака повезаних у одговарајуће конфигурације Витстонових (мерних) мостова (слика 5.2) [58–61].



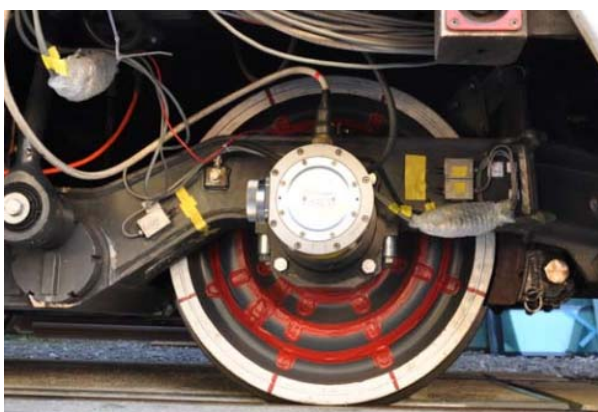
Слика 5.2. Мерење сила у интеракцији точак-шина применом мерних трака залепљених на шини [60]

Одређивање најповољнијих положаја за постављање мерних трака најчешће базира на анализи деформационо-напонских стања шине применом методе коначних елемената (МКЕ). При томе, кључни проблем је проналажење локација са највећом осетљивошћу на параметре који се мере, као и најмањим степеном мешања утицаја датих параметара у укупним деформацијама односно сигнаlima са мерних мостова. Калибрација мерног система може бити заснована на резултатима МКЕ прорачуна или се може обављати помоћу посебно пројектованих уређаја и опреме у реалним условима. Главни циљ калибрације је формирање сета калибрационих дијаграма који показују зависности између задатих параметара у интеракцији точак-шина и сигнала са мерних мостова. Већина савремених мерних система, поред одређивања сила, омогућава и експериментално одређивање положаја тачке контакта између точка и шине.

Основни циљ при развоју мерних система за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина са стране колосека је постизање што веће осетљивости и тачности мерења. Главни проблеми везани су за проналажење оптималних локација, распореда, броја и начина повезивања мерних трака у мерне мостове, као и за решавање начина калибрације и развој алгорита инверзне идентификације.

5.2. МЕТОДЕ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ОДРЕЂИВАЊА СИЛА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА СА СТРАНЕ ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА

Експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина са стране железничких возила углавном базира на примени мерних или инструментализованих осовинских склопова (слика 5.3). Мерни осовински склоп опремљен је одговарајућим сензорима који током кретања мере његове деформације, на основу којих се, по одређеном алгоритму, индиректно одређују вредности сила у интеракцији точак-шина које те деформације изазивају. Поред мерних система за мерење сила, мерни осовински склопови могу бити опремљени и уређајима за мерење убрзања, буке, итд.



Слика 5.3. Мерни осовински склоп (извор: Prose)

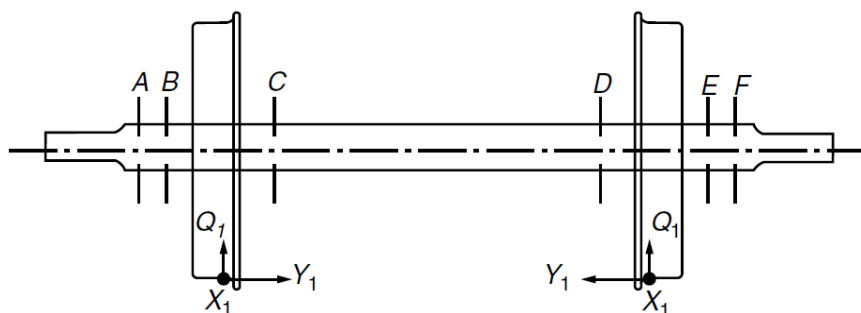
Главна и кључна предност метода експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина са стране возила је што омогућавају континуално мерење дуж одређених деоница или читаве трасе колосека. Међутим, њихов главни недостатак је у томе што је мерни систем везан само за један осовински склоп. Пошто се конструкције стандардних осовинских склопова за различите типове железничких возила могу

значајно разликовати, мерни осовински склоп мора бити прилагођен конкретном типу трчећег склопа железничког возила које се испитује. То доводи до изузетно великих трошкова развоја и производње оваквих мерних система.

Упркос томе, због огромног значаја који има тачно одређивање сила у интеракцији точак-шина, међународни стандарди UIC 518 и EN 14363 налажу експериментална испитивања применом мерних осовинских склопова у поступку сертификације ново-пројектованих или модификованих железничких возила, и то путничких за брзине преко 160 km/h, и теретних за брзине преко 120 km/h. У случају значајнијег повећања осовинског оптерећења или недостатка надвишења, стандарди такође налажу експериментална испитивања применом мерних осовинских склопова. Пошто стандарди не дефинишу начин реализације и потребну тачност мерног система, данас постоји велики број различитих техничких решења мерних осовинских склопова. Генерално, сва техничка решења базирају на два приступа која подразумевају експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина преко осовине и преко точка мерног осовинског склопа.

5.2.1. Експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина преко осовине мерног осовинског склопа

Изведена решења експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина преко осовине мерног осовинског склопа први пут су се појавила почетком седамдесетих година 20. века. Њихова главна карактеристика је мерење момената савијања и увијања у одређеним пресецима осовине [62–65]. Типичан пример мерног осовинског склопа који базира на мерењу момената савијања и увијања у шест различитих пресека осовине приказан је на слици 5.4.



Слика 5.4. Мерни осовински склоп заснован на мерењу момената савијања и увијања у шест различитих пресека осовине [65]

Мерењем момената савијања у четири пресека осовине могуће је одредити приближне вредности вертикалних и бочних сила у интеракцији точак-шина Q_1 , Q_2 , Y_1 и Y_2 које те моменте изазивају. Мерењем момената увијања у додатна два пресека осовине могуће је одредити и две подужне силе у интеракцији точак-шина X_1 и X_2 . Моменти се мере помоћу мерних трака повезаних у одговарајуће конфигурације мерних мостова. Код мерних осовинских склопова старије производње, сигнали се преносе помоћу клизних контактора на осовини, а код новијих решења бежично – помоћу радио везе.

Предности оваквих решења мерних осовинских склопова састоје се у релативно једноставном извођењу мерног система, као и у могућности замене похабаних или

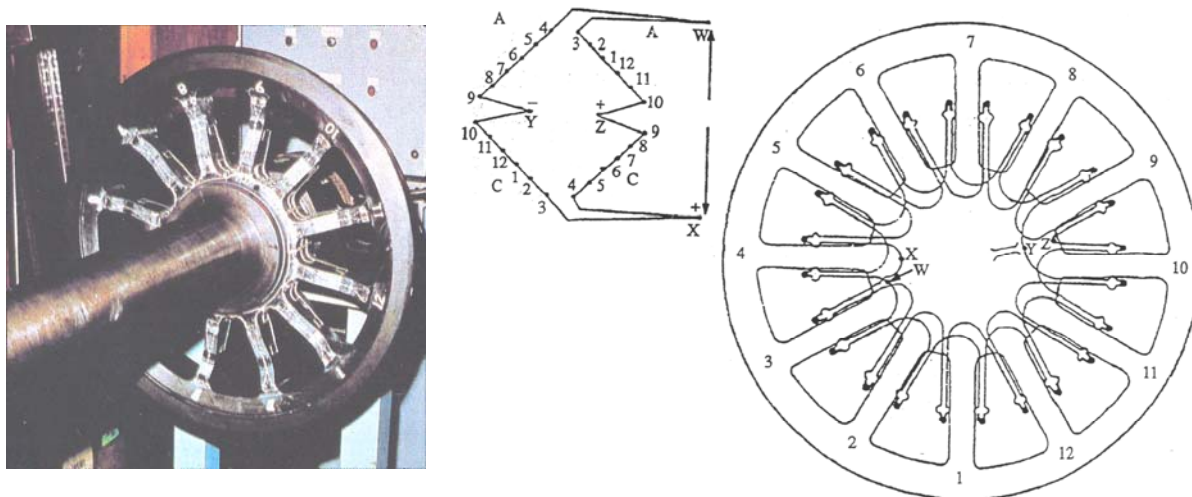
оштећених точкова на осовини. Међутим, много су значајнији њихови недостаци који се пре свега огледају у постојању прилично велике грешке мерења која настаје при промени положаја тачке контакта између точка и шине. Овакви мерни осовински склопови су дуго коришћени на Немачким железницама, али су их услед наведених недостатака заменила савременија решења.

5.2.2. Експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина преко точка мерног осовинског склопа

Прва изведена решења експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина преко точка мерног осовинског склопа појавила су се током педесетих година 20. века. Тада се појављује позната метода чији су аутори Олсон (Olson) и Џонсон (Johnsson), која се бави мерењем сила у интеракцији точак-шина применом мерних трака залепљених на телу точка [66]. У општем случају, сви мерни осовински склопови за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина преко точка могу бити засновани на примени точкова са паоцима и класичних моноблок точкова.

5.2.2.1. Експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом точкова са паоцима

Највећи допринос у области развоја мерних осовинских склопова који базирају на точковима са паоцима дале су Британске железнице током седамдесетих и осамдесетих година 20. века [67–69]. Овакви мерни осовински склопови базирају на мерењу деформација помоћу мерних трака постављених на одређеним осетљивим местима паока (слика 5.5). Мерне траке се на одговарајући начин повезују у мерне мостове, са циљем добијања што веће осетљивости и тачности мерења, као и раздвајања утицаја бочне силе Y и вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина.



Слика 5.5. Мерни осовински склоп заснован на точковима са паоцима [68]

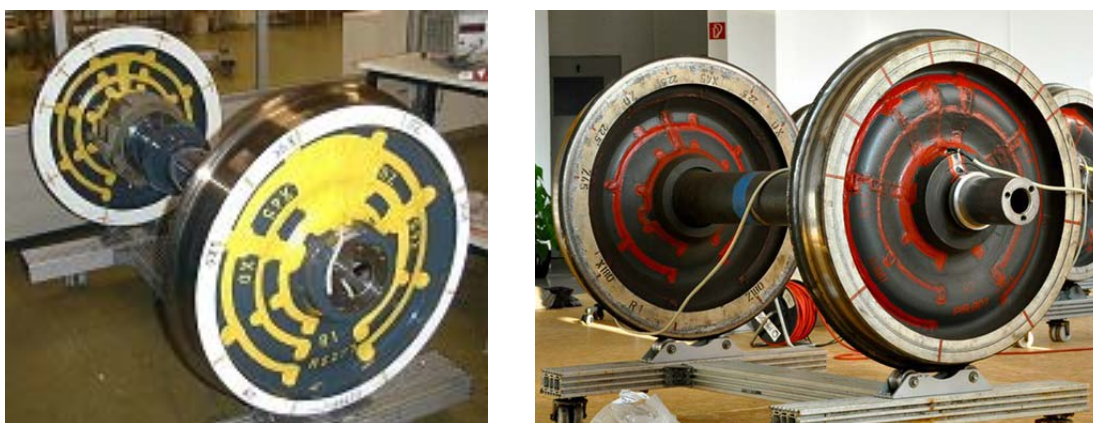
Као и у случају мерења преко осовине, пренос сигнала са мерног осовинског склопа реализује се преко клизних контактних прстенова или бежичним путем преко радио везе. Интелигентним дизајном паока, као и избором локација, броја, распореда и начина повезивања мерних трака, могуће је добијање сигнала који су приближно пропорционални силама у интеракцији точак-шина.

Предност мерних осовинских склопова заснованих на точковима са паоцима је боља осетљивост на дејство вертикалне силе Q због веће еластичности точка у вертикалном правцу. Поред тога, овакви мерни осовински склопови омогућавају постизање високе тачности мерења. Главни и кључни недостатак је веома сложена и скупа израда паока која захтева изузетно високу прецизност машинске обраде. Овакви мерни осовински склопови дуго су коришћени у Великој Британији и Швајцарској, а због поменутих недостатака њихова употреба је данас веома ограничена.

5.2.2.2. Експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом класичних моноблок точкова

Након појаве методе Олсона и Џонсона и првих мерних осовинских склопова заснованих на класичним моноблок точковима, развој оваквих техничких решења текао је узлазном путањом, са сталним повећањем осетљивости и тачности мерења [70–72]. Током осамдесетих година 20. века у овој области направљен је значајан искорак и на овим просторима, када је проф. Реља Јовановић са сарадницима развио мерни осовински склоп заснован на примени мерних трака залепљених на класичне моноблок точкове [73].

Код савремених решења оваквих мерних осовинских склопова, мерне траке могу бити постављене са спољашње и унутрашње стране диска точка, на различитим радијалним растојањима (слика 5.6). У циљу повећања осетљивости на дејство вертикалне силе, веома често се у телу точка, на одређеним радијалним растојањима, буше кружни отвори у које се постављају мерне траке, док се мерне траке за мерење утицаја бочне силе постављају на тело точка. Мерне траке се повезују у одређене конфигурације мерних мостова, при чему се начин повезивања бира тако да се добије што већа осетљивост и тачност мерења. Пренос сигнала са мерног осовинског склопа реализује се најчешће бежичним путем помоћу телеметрије.



Слика 5.6. Савремени мерни осовински склопови засновани на класичним моноблок точковима (извори: TrioTRAIN, Prose)

Један од највећих проблема при развоју оваквих мерних осовинских склопова је проналажење локација за постављање мерних трака које обезбеђују високу осетљивост и тачност мерења. Одређивање оваквих локација је изузетно комплексно и захтева системски и свеобухватан приступ у оквиру кога се мора узети у обзир и начин инверзне идентификације непознатих параметара у интеракцији точак-шина.

Кључна предност мерних осовинских склопова заснованих на класичним моноблок точковима је што се за њихову израду користе стандардни осовински склопови, без накнадне машинске обраде. Поред тога, велика предност лежи у могућности остваривања изузетно високе тачности мерења. Главни недостак је веома скупа и сложена израда која захтева учешће експерата из више различитих области технике.

Мерни осовински склопови засновани на стандардним моноблок точковима се данас највише користе за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина, нарочито у земљама са веома развијеним железницама као што су Француска, Немачка, Велика Британија, Италија, САД, Шведска, Јапан, Кина, итд.

5.3. ПРЕГЛЕД СТАЊА У ОБЛАСТИ САВРЕМЕНИХ РЕШЕЊА МЕРНИХ ОСОВИНСКИХ СКЛОПОВА

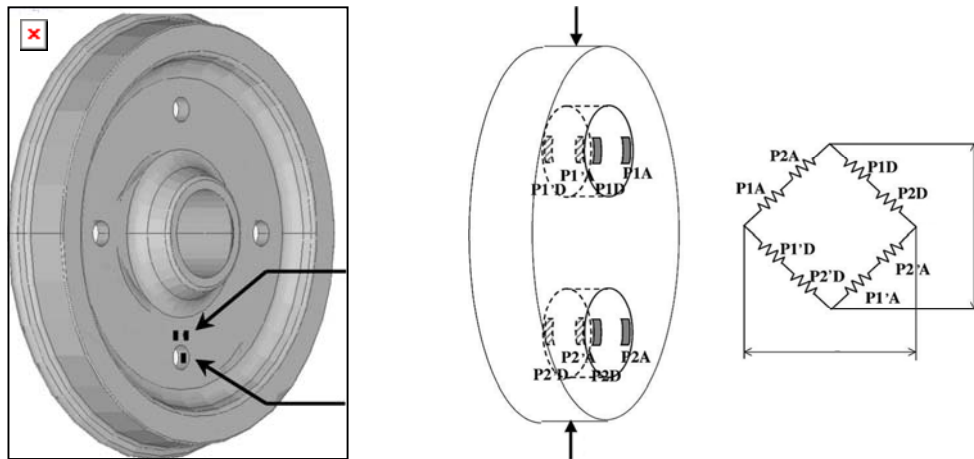
Веома студиозним и детаљним претраживањем доступне литературе и интернета проналази се веома мали број публикација које се баве решавањем кључних проблема у појединим фазама развоја мерног осовинског склопа, као што су: одређивање оптималних локација за постављање мерних трака; одређивање оптималног распореда, броја и начина повезивања мерних трака; решавање начина калибрације; и развој алгорита инверзне идентификације. На веб сајтовима и у каталозима познатих произвођача мерних осовинских склопова дати су само генерални подаци о изгледу и техничким карактеристикама, без улажења у више детаља везаних за развој и начин функционисања самог мерног система.

У наставку је дат преглед одређеног броја научних и стручних радова објављених у току последњих година, који се баве проблематиком развоја мерних осовинских склопова, или су у њима мерни осовински склопови коришћени у одређеним истраживањима из области динамике железничких возила. Основни циљ оваквог прегледа је да се из више углова сагледају разне конструкције и техничка решења савремених мерних осовинских склопова, са посебним освртом на претходно поменуте кључне проблеме и тачност мерења. Резултати прегледа савремених светских решења и трендова треба да послуже као подлога за развој јединствене методе за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа, што је главни задатак овог рада.

У раду [74], Отер (Otter) и сарадници баве се проблемом повећања тачности мерног осовинског склопа заснованог на мерним тракама, намењеног за мерење вертикалне, бочне и подужне силе у интеракцији точак-шина, као и положаја тачке контакта. Одређивање положаја за постављање мерних трака и калибрација мерног система базирају на прорачуну тачке применом методе коначних елемената. На основу тога, формиран је посебан математички апарат за инверзно израчунавање непознатих сила и положаја тачке контакта. Аутори наводе да би се грешка мерења развијене методе налазила у границама од $2\div 4$ %. При томе, треба имати у виду веома значајну чињеницу да се калибрација мерног система и тестирање тачности не врше на реалном објекту већ су засновани на прорачуну тачке применом методе коначних елемената.

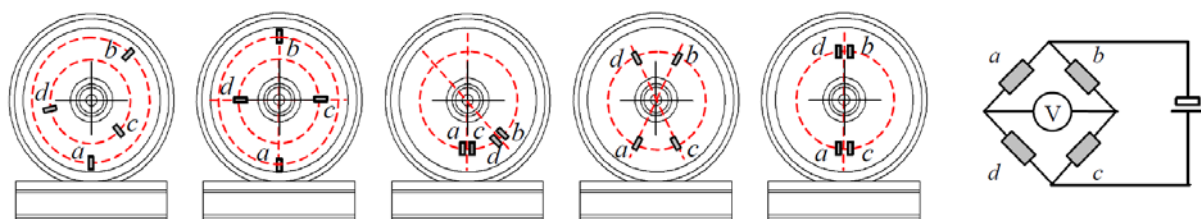
У раду [75], Канехара (Kanehara) и Фуџиока (Fujioka) баве се проблемом одређивања положаја тачке контакта између тачке и шине. Циљ њиховог истраживања је

унапређење постојеће методе за мерење сила у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа са класичним моноблок точковима (слика 5.7 лево). У раду је прво извршена деформационо-напонска анализа точка применом методе коначних елемената у програмском пакету NASTRAN, са циљем идентификације појединачних утицаја вертикалне, бочне и подужне силе, у зависности од промене положаја тачке контакта. Резултати прорачуна и изабране локације за постављање мерних трака верификоване су и статичким испитивањима на реалном објекту. Након тога, аутори су развили модификацију постојеће методе која омогућава одређивање положаја тачке контакта између точка и шине. Положаји мерних трака и начин њиховог повезивања у мерне мостове приказани су на слици 5.7 десно. Најзначајнији недостаци предложеног решења огледају се у потреби за бушењем отвора на телу точка, као и чињеницама да се сигнали прикупљају у само две тачке за један обртај точка, и да је калибрација реализована у статичким условима. Аутори наводе да је развијени мерни систем тестиран у условима експлоатације, али не наводе колика је његова тачност.



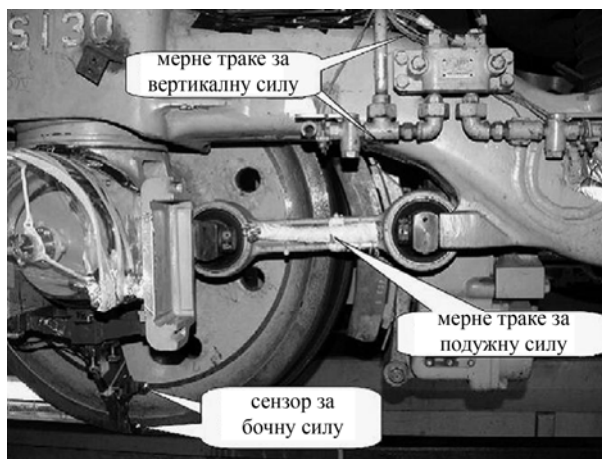
Слика 5.7. Положаји мерних трака мерног осовинског склопа за мерење бочне и вертикалне силе (лево) и положаја тачке контакта (десно), у раду [75]

У раду [76], Брођато (Broggiato) и Кошоти (Cosciotti) баве се развојем теоријске методе за мерење сила у интеракцији точак-шина и проблемом оптимизације начина повезивања мерних трака у мерне мостове. Основни циљ оптимизације у раду је побољшање квалитета излазног мерног сигнала са аспекта минимизације утицаја температуре и сила инерције, као и максимизације односа сигнал-шум. Развој мерног система заснован је на прорачуну деформационо-напонских стања точка применом методе коначних елемената у програмском пакету ANSYS, и изради посебног алгорита у програмском пакету MATLAB. Предложена метода омогућава одређивање бочне и вертикалне силе, као и положаја тачке контакта између точка и шине. У раду су анализирани различите конфигурације распореда мерних трака које су приказане на слици 5.8. Калибрација мерног система заснива се на резултатима МКЕ прорачуна, што је значајан недостатак предложене методе. У раду су дати теоријски изрази за одређивање грешке мерења, али није дата процена колико би та грешка износила у реалним условима, што је од кључне важности за оцену квалитета предложене методе. Аутори у закључку рада напомињу да је за даљи развој методе од огромног значаја спровођење експерименталних испитивања на реалном објекту.



Слика 5.8. Различите конфигурације распореда мерних трака анализирани у раду [76]

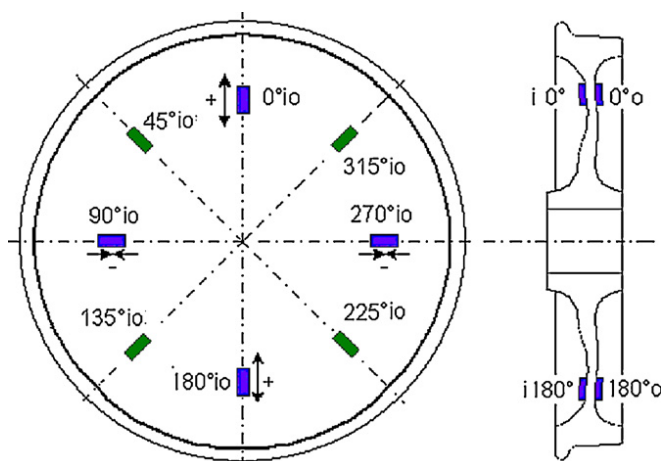
У раду [77], Матсумото (Matsumoto) и сарадници су представили алтернативну методу за мерење сила у интеракцији точак-шина. Предложена метода није заснована на конвенционалном приступу који подразумева примену мерних осовинских склопова, већ алтернативним решењима и примени бесконтактних сензора за мерење деформација тела точка (слика 5.9). Применом ових сензора мере се бочне деформације тела точка у односу на непокретно кућиште лежишта осовинског склопа на које је сензор постављен. На основу претходно успостављене везе са деформацијама точка у бочном правцу, индиректним поступком одређују се вредности бочне силе у интеракцији точак-шина које те деформације изазивају. Мерење вертикалних и подужних сила у интеракцији точак-шина реализује се на сличан начин, али применом мерних трака постављених на елементе система огибљења (слика 5.9). Предложена метода не омогућава компензацију грешке услед промене положаја тачке контакта између точка и шине. Самим тим, њена тачност је дискутабилна. У том смислу, аутори наводе да је метода превасходно намењена мониторингу стања железничких возила.



Слика 5.9. Алтернативна метода за мерење сила у интеракцији точак-шина предложена од стране аутора у раду [77]

У радовима [78] и [79], Нилсен (Nielsen), Галерс (Gullers) и остали баве се истраживањем динамичких високо-фреквентних компоненти вертикалне силе у интеракцији точак-шина. За валидацију развијених аналитичких модела у раду је коришћен мерни осовински склоп произведен од стране специјализоване Шведске консултантске куће "Interfleet Technology". Овај мерни осовински склоп опремљен је мерним тракама које су залепљене са обе стране точка, при чему сваки точак садржи три мерна моста која обезбеђују три независна мерна сигнала. Два мерна моста која су састављена од по 8 мерних трака (слика 5.10) осетљива су само на дејство вертикалне

силе Q , док је трећи мерни мост састављен од 12 мерних трака осетљив само на дејство бочне силе Y . Мешање утицаја вертикалне и бочне силе у сигнаlima са мерних мостова елиминисано је кроз одабир локација мерних трака, а калибрација система се реализује статичким путем. На тај начин се добијају мерни сигнали који су пропорционални вредностима сила у интеракцији точак-шина. Аутори у раду не наводе на који начин је извршена оптимизација положаја постављања мерних трака и колика је тачност коришћеног мерног осовинског склопа. Такође, нема података о томе да ли дати мерни осовински склоп омогућава одређивање положаја тачке контакта између тачка и шине.



Слика 5.10. Распоред мерних трака за мерење вертикалне силе Q на тачковима мерног осовинског склопа коришћеног у радовима [78] и [79]

У раду [80], Магел (Magel) и сарадници баве се мерењем односа бочне и вертикалне силе у интеракцији точак-шина. При томе, користе мерни осовински склоп заснован на класичним моноблок тачковима на којима су мерне траке постављене са спољашње и унутрашње стране (слика 5.11).

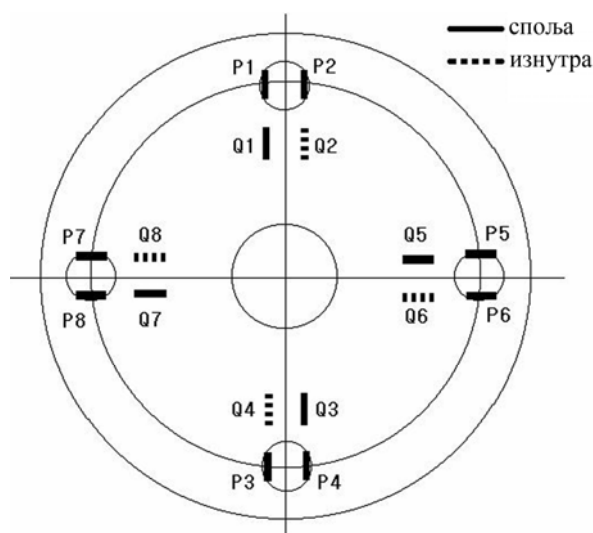


Слика 5.11. Мерни осовински склоп коришћен у раду [80]

Дати мерни осовински склоп омогућава и мерење момента на тачковима односно подужне силе, као и положаја тачке контакта. Сваки точак има 11 канала за прикупљање података: 4 за бочну силу, 2 за вертикалну силу, 4 за положај тачке контакта и један за момент. Подаци се прикупљају фреквенцом од 500 Hz, а затим се филтрирају аналогним и дигиталним филтерима. Сигнали са мерног осовинског склопа

преносе се преко клизног прстена, што представља значајан недостатак овог решења. Аутори не наводе како је извршена оптимизација положаја постављања мерних трака и колика је тачност коришћеног мерног осовинског склопа.

У раду [81], Хам (Ham) и коаутори баве се развојем система за мерење односа бочне и вертикалне силе Y/Q применом мерног осовинског склопа са класичним моноблок точковима. Распоред мерних трака залепљених са обе стране точка приказан је на слици 5.12. Мерне траке са ознаком P служе за мерење вертикалне силе и смештају се у претходно избушене отворе, а мерне траке са ознаком Q служе за мерење бочне силе. Недостаци предложеног решења леже у томе што се калибрација изводи у статичким условима и што мерни систем не омогућава мерење положаја тачке контакта између точка и шине. Аутори у раду не наводе како је извршен одабир локација на које су постављене мерне траке, а у закључку наводе да тачност предложеног решења није задовољавајућа и да је потребно повећати број мерних места по обиму точка на осам, уместо постојећих четири. Такође, у закључку се наводи да треба развити нову пробницу која би омогућила знатно ефикаснију калибрацију мерног система.



Слика 5.12. Положаји мерних трака за мерење бочне и вертикалне силе на мерном осовинском склопу у раду [81]

5.4. СИСТЕМАТИЗАЦИЈА РЕЗУЛТАТА ИСТРАЖИВАЊА МЕТОДА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ОДРЕЂИВАЊА СИЛА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА

На основу претходних анализа може се извести закључак да не постоји универзална метода и техничко решење за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина. Свака метода и свако техничко решење имају одређене предности и недостатке, због чега могу бити предмет похвала и критика. Методе мерења са стране колосека се углавном користе у области надзора и праћења стања железничких возила, као и у области истраживања појединих феномена везаних за динамичко понашање железничких возила. Методе мерења са стране возила превасходно се користе за испитивања квалитета динамичког понашања и стабилности кретања железничких возила у процесу сертификације, за који је од пресудног значаја што тачније

одређивање бочне и вертикалне силе у интеракцији точак-шина. Међутим, изузев констатације да је у процесу сертификације у одређеним случајевима обавезна примена мерног осовинског склопа, важећим међународним стандардима није дефинисано техничко решење мерног система и потребна тачност мерења.

Веома мали број истраживача у свету бави се проблематиком експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина. Још мањи је број држава и институција које имају развијена и произведена конкретна техничка решења мерних осовинских склопова. Највећи број доступних публикација садржи истраживања теоријског карактера која су везана углавном за генералне проблеме мерења, као и за повећање тачности мерних осовинских склопова. У веома малом броју истраживања, развијена метода мерења или мерни систем тестирани су на реалном објекту односно прототипу мерног осовинског склопа. Све ово потврђује чињеницу да експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа представља веома софистицирану технологију чији развој захтева изузетно специјализована мултидисциплинарна знања из неколико области технике [4].

На основу анализе доступних постојећих решења мерних осовинских склопова може се закључити да не постоји универзално техничко решење које се може окарактерисати као најбоље. Постоје значајне разлике у приступу када се ради о положајима на којима су постављене мерне траке, њиховом распореду, броју, начину повезивања, преносу сигнала, начину калибрације, алгоритму инверзне идентификације, итд. Може се констатовати да сваки произвођач има своје техничко решење мерног осовинског склопа које се у већој или мањој мери разликује од других, и које има одређене предности и недостатке.

Савремени мерни осовински склопови засновани су на стандардним осовинским склоповима са класичним моноблок точковима на које се као сензорски елементи постављају мерне траке. При томе се избегава било каква додатна машинска обрада точкова, бушење отвора, итд. Мерне траке могу бити постављене са унутрашње и спољашње стране точка на одређеним локацијама односно радијалним растојањима од средишта точка. Одређивање најпогоднијих радијалних растојања углавном базира на прорачуну деформација точка применом методе коначних елемената, што је један од кључних проблема које треба решити у току развоја мерног осовинског склопа. Изузетно је значајно решавање проблема распореда, броја и начина повезивања мерних трака, начина калибрације, развоја алгоритма инверзне идентификације, преноса сигнала, итд. Основни циљ при решавању свих ових проблема је постизање што веће тачности мерења.

Савремени мерни осовински склопови, поред одређивања бочне силе Y и вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина и њиховог односа Y/Q , омогућавају и одређивање промене положаја тачке контакта између точка и шине током кретања, што има огроман значај у динамици железничких возила. Грешка мерења код савремених светских решења мерних осовинских склопова креће се у границама до 10 % [4, 5].

6. РАЗВОЈ МЕТОДЕ ЗА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ОДРЕЂИВАЊЕ СИЛА У ИНТЕРАКЦИЈИ ТОЧАК-ШИНА ПРИМЕНОМ МЕРНОГ ОСОВИНСКОГ СКЛОПА

Предмет истраживања у оквиру овог поглавља односи се на развој јединствене методе за експериментално одређивање бочне силе Y и вертикалне силе Q у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа. Метода треба да омогући и експериментално одређивање положаја тачке контакта између точка и шине током кретања испитиваних железничких возила. Основни циљ при развоју методе је да омогући постизање високе тачности мерења сила у интеракцији точак-шина, која треба да буде на нивоу најсавременијих светских решења, што представља кључни показатељ квалитета сваког мерног осовинског склопа. Развијена метода треба да буде универзална и применљива у развоју нових мерних осовинских склопова који базирају на различитим типовима стандардних осовинских склопова. У оквиру методе треба дефинисати оптималан начин решавања кључних проблема при развоју мерних осовинских склопова, намењених пре свега за примену у испитивањима железничких возила у поступку сертификације према међународним стандардима UIC 518 и EN 14363. Такође, уз одређене модификације и подешавања мерног система, метода треба да буде применљива и код постојећих мерних осовинских склопова, са циљем значајног повећања њихове тачности. Развијену методу треба експериментално тестирати и верификовати на реалном објекту односно мерном осовинском склопу.

6.1. ФОРМУЛАЦИЈА И НАЧИН РЕШАВАЊА ПРОБЛЕМА

6.1.1. Формулација проблема

На самом почетку развоја методе за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина полази се од познатог проблема да је ове силе немогуће мерити директно у контактної површини између точка и шине. Због тога се усваја концепт индиректног мерења на коме почивају готово све постојеће методе, а који се састоји у индиректном одређивању сила у интеракцији точак-шина на основу мерења деформација структура које се налазе у непосредној близини контактне површине. У том смислу, за објекат истраживања у овом раду изабран је точак као елемент железничких возила који трпи највећа оптерећења услед дејства поменутих сила.

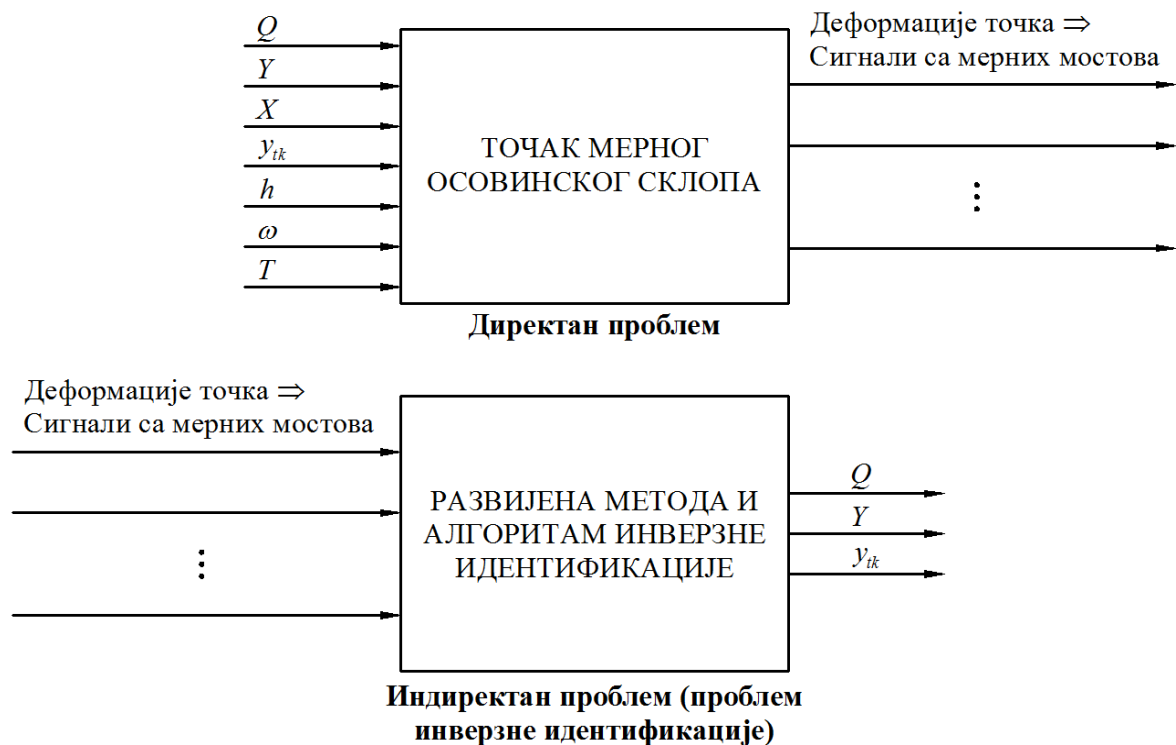
Постављањем одређеног броја мерних трака и њиховим повезивањем у мерне мостове омогућава се мерење деформација точка у реалном времену током кретања. На основу вредности тих деформација односно сигнала са мерних мостова индиректно се, по

одређеном алгоритму, одређују вредности сила у интеракцији точак-шина. Управо ту лежи кључни проблем који је присутан код развоја сваке методе засноване на концепту индиректног мерења. Он потиче од чињенице да деформације точка не настају само као последица деловања бочне и вертикалне силе које се мере, већ на њих истовремено утичу и разни други утицајни параметри. Узимање у обзир и правилно сагледавање утицаја ових параметара је кључни предуслов за развој квалитетне методе за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина и постизање високе тачности мерења.

У оквиру овог рада претпостављено је да на деформације точка током кретања утичу следећи параметри: вертикална сила Q , бочна сила Y и подужна сила X у интеракцији точак-шина, положај тачке контакта између точка и шине y_{tk} , хабање профила точка h , угаона брзина обртања точка ω и температурно поље точка T . На основу тога, зависност деформације точка на месту j од наведених утицајних параметара математички се може изразити на следећи начин:

$$\varepsilon_j = f(Q, Y, X, y_{tk}, h, \omega, T) \quad (6.1)$$

Дакле, треба развити такву методу која ће омогућити да се на основу вредности деформација точка односно сигнала са мерних мостова који настају као последица истовременог дејства различитих утицајних параметара, индиректно одређују појединачне вредности бочне силе Y , вертикалне силе Q и положаја тачке контакта y_{tk} између точка и шине. Овај проблем припада групи проблема тзв. инверзне идентификације који се веома често сусрећу у науци и техници [82]. Његово решавање је у овом случају веома сложено и може се шематски представити помоћу блок дијаграма на слици 6.1.



Слика 6.1. Шематски приказ проблема инверзне идентификације који се решава у овом раду

Због велике крутости точка, деформације које се региструју мерним тракама имају изузетно мале вредности, нарочито при дејству вертикалне силе Q . Ту се јавља још један веома значајан проблем који се састоји у томе како добити што веће вредности сигнала са мерних мостова, чиме се повећава однос сигнал-шум и омогућава квалитетније мерење. Имајући у виду да су деформације променљиве дуж тела точка, од пресудног значаја је одређивање таквих локација односно радијалних растојања у којима владају максималне деформације, односно у којима је точак најосетљивији на дејство параметара који се мере. Постављањем мерних трака на та радијална растојања обезбеђује се већа осетљивост мерног система, односно добијају се веће вредности излазних сигнала са мерних мостова на основу којих се одређују непознати параметри у интеракцији точак-шина. Уколико се мерне траке поставе на радијална растојања која су недовољно осетљива на дејство параметара који се мере, добиће се веома мале вредности излазних сигнала са мерних мостова, које ће услед утицаја шума изазивати значајне проблеме у процесу инверзне идентификације и узроковати велику грешку мерења.

Изузетно значајан проблем који треба решити при развоју методе за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина је и одређивање оптималног распореда, броја и начина повезивања мерних трака, такође са циљем добијања што већих вредности излазних сигнала са мерних мостова, или са циљем компензовања утицаја појединих параметара из израза (6.1).

Дакле, у оквиру дате методе треба на јединствен и интерактиван начин решити проблеме одређивања оптималних локација, распореда, броја и начина повезивања мерних трака на точковима мерног осовинског склопа, као и проблем развоја алгорита инверзне идентификације, са главним циљем постизања високе тачности мерења непознатих параметара у интеракцији точак-шина.

6.1.2. Начин решавања проблема

На самом почетку решавања формулисаних проблема потребно је формирати модел точка полазног или стандардног осовинског склопа који представља платформу за израду мерног осовинског склопа. Кључни задатак модела је да омогући што тачније одређивање напонско-деформационог стања точка при дејству задатих параметара дефинисаних изразом (6.1). Тиме се омогућава идентификација начина утицаја датих параметра на деформације точка односно на сигнале са мерних мостова, што је од пресудног значаја за квалитетно решавање проблема и постизање високе тачности мерења. Дати модел треба да омогући тачну идентификацију оптималних локација за постављање мерних трака на точку, али и да послужи као основа за одређивање њиховог оптималног распореда, броја и начина повезивања у мерне мостове. Такође, модел треба да омогући и тестирање и верификацију развијеног алгорита инверзне идентификације. Према томе, у овом раду је решавање кључних проблема експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина засновано на моделу, чиме се омогућава значајно смањење трошкова развоја мерног осовинског склопа. Због сложености геометрије, у точку влада веома сложено напонско-деформационо стање које није могуће егзактно описати и идентификовати постојећим аналитичким поступцима и методама прорачуна. Због тога, модел точка и идентификација његовог

напонско-деформационог стања у овом раду базирају на примени методе коначних елемената (МКЕ).

Од свих наведених утицајних параметара на деформације точка дефинисаних изразом (6.1), у овом раду занемарује се само утицај подужне силе X у интеракцији точак-шина. Разлози за то леже у чињеницама да се мерни осовински склопови развијају углавном за експериментална испитивања вучених железничких возила код којих подужна сила нема значајније вредности, и да се мерење ове силе не захтева у процесу сертификације према важећим међународним стандардима. Поред тога, узето је у обзир да, услед велике увојне крутости точка, деформације које настају као последица подужне силе узроковане кочењем или закретањем осовинског склопа у кривинама имају изузетно мале вредности.

Значајно је нагласити да међународни стандарди UIC 518 и EN 14363 не захтевају експериментално одређивање положаја тачке контакта y_{tk} у поступку сертификације железничких возила. Међутим, извесно је да овај параметар има одређеног утицаја на деформације точка и мора се узети у обзир уколико се жели постићи висока тачност експерименталног одређивања вертикалне и бочне силе у интеракцији точак-шина. Такође, могућност поузданог мерења положаја тачке контакта y_{tk} између точка и шине има огроман значај у истраживањима динамичког понашања железничких возила.

Утицај хабања профила точка h манифестује се кроз промену профила точка током одређеног периода експлоатације мерног осовинског склопа. У овом раду, утицај хабања биће узет у обзир преко математичког модела профила точка који ће се увести у развијени алгоритам инверзне идентификације.

Утицаји угаоне брзине обртања точка ω и температурног поља точка T на вредности сигнала са мерних мостова ће се компензовати односно неутралисати кроз оптимизацију распореда, броја и начина повезивања мерних трака у мерне мостове.

На тај начин, сигнал са мерног моста постављеног на неком радијалном растојању на точку постаје следећа функција:

$$S_m = f(Q, Y, y_{tk}) \quad (6.2)$$

Дакле, на основу сигнала са мерних мостова треба одређивати три непозната параметра – вертикалну силу Q , бочну силу Y и положај тачке контакта y_{tk} .

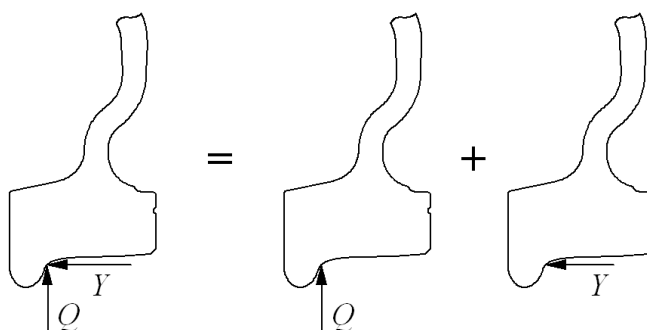
Имајући у виду да свака мерна трака региструје релативну деформацију ε на месту на коме је залепљена, као и чињеницу да се точак налази у зони еластичности, према Хуковом закону важиће линеарна веза између напона односно силе у интеракцији точак-шина и регистроване деформације. Исто важи и за мерни односно Витстонов мост који се састоји од више мерних трака. Пошто је зависност између регистроване деформације сваке појединачне мерне траке и задате силе линеарна, то је и зависност између сигнала са мерног моста и задате силе у интеракцији точак-шина такође линеарна. На основу тога, у изразу (6.2), зависност мерног сигнала S_m од силе Q и од силе Y је линеарна. Међутим, кључни проблем потиче од чињенице да је, због сложеног нелинеарног облика профила точка, зависност мерног сигнала S_m од положаја тачке контакта y_{tk} нелинеарна. У оквиру овог рада, ова нелинеарна зависност превешће се у линеарну увођењем момента M од сила Q и Y у односу на номиналну

тачку контакта на точку. Тај момент у ствари представља нелинеарну функцију вертикалне силе Q , бочне силе Y и координате положаја тачке контакта y_{tk} .

У почетној фази истраживања, за формирање модела и напонско-деформациону анализу точка од пресудног значаја је да линеарна веза између задате силе и деформације точка омогућава да се, за произвољно изабран положај тачке контакта, укупна деформација точка може изразити као збир компоненти деформација изазваних појединачним дејством силе Q и силе Y у интеракцији точак-шина. Ово се математички може дефинисати на следећи начин:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_t(Q, Y) = \varepsilon_t(Q, 0) + \varepsilon_t(0, Y) \quad (6.3)$$

Оваква зависност омогућава да се, на основу формираног модела, напони и деформације точка анализирају при појединачном дејству сила Q и Y у различитим тачкама контакта између точка и шине (слика 6.2).



Слика 6.2. Последица линеарне везе између деформација точка и сила Q и Y

Примарни циљ напонско-деформационе анализе је одређивање локација са највећом осетљивошћу на појединачна дејства параметара који се мере (вертикалне силе Q , бочне силе Y и положаја тачке контакта y_{tk}), али на којима нема мешања њиховог утицаја у вредностима деформација точка односно излазних сигнала са мерних мостова. Постављањем мерних трака на радијална растојања са високом осетљивошћу и без мешања утицаја омогућава се успостављање веома једноставне математичке зависности између излазног мерног сигнала и непознате силе која га изазива. Та зависност се утврђује калибрацијом мерног система. У оваквом случају, алгоритам инверзне идентификације се поједностављује и подразумева да се на основу вредности једног мерног сигнала са радијалног растојања које је најосетљивије на дејство дате силе, одреди вредност те силе.

Међутим, уколико за дату геометрију точка не постоје такве локације, односно уколико је излазни сигнал добијен са мерног моста постављеног на радијалном растојању са највећом осетљивошћу на одређени параметар, помешан услед утицаја и других параметара који се мере, решавање проблема се значајно компликује. Веома је значајно нагласити да уколико се овај проблем не идентификује, мерење ће бити реализовано са великом грешком. Један од начина његовог решавања, у циљу постизања високе тачности мерења, је компензација или неутралисање утицаја мешања одговарајућим начином повезивања мерних трака у мерне мостове. При томе, треба имати у виду веома значајну чињеницу да мешање никада не може потпуно да се неутралише. Други приступ подразумева примену неке од метода које омогућавају

одређивање појединачних утицаја параметара који се мере на основу вредности помешаних излазних сигнала са мерних мостова. У том случају, бирају се радијална растојања са највећом осетљивошћу, без обзира на степен мешања утицаја параметара који се мере.

Дакле, начин решавања свих ових проблема зависи од резултата напонско-деформационе анализе добијених на основу формираног модела конкретног типа точка стандардног осовинског склопа, који је узет као платформа за израду мерног осовинског склопа. Добијене резултате напонско-деформационе анализе односно дати модел точка потребно је верификовати експерименталним испитивањима на реалном објекту, односно точку изабраног осовинског склопа.

6.2. ИЗБОР СТАНДАРДНОГ ОСОВИНСКОГ СКЛОПА

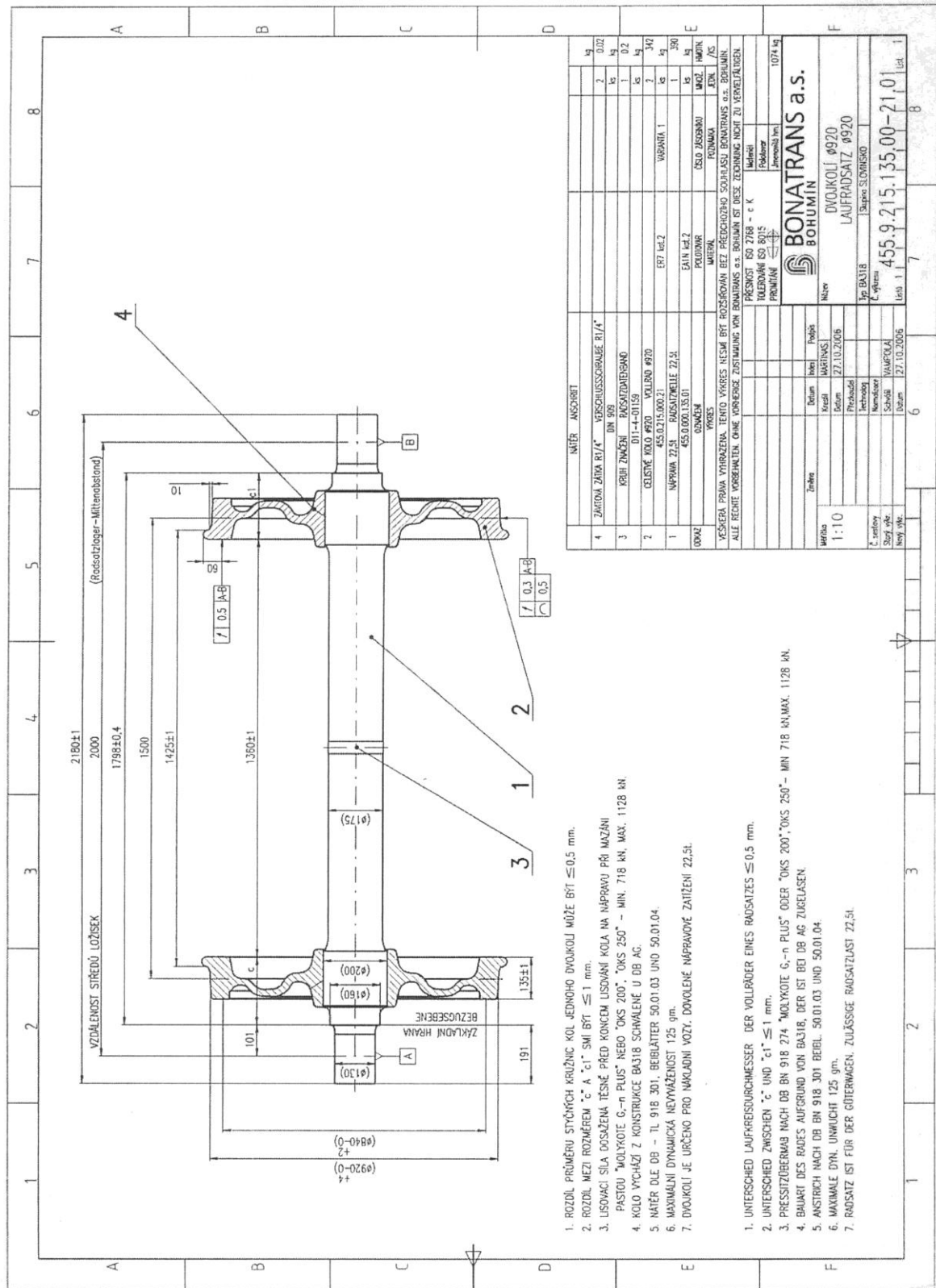
При одабиру платформе за израду мерног осовинског склопа, главни циљ је да се изабере стандардни осовински склоп неког од реномираних произвођача. Изабрани осовински склоп треба да има могућност уградње у што већи број различитих типова обртних постоља путничких и теретних железничких возила.

Као платформа за развој мерног осовинског склопа односно методе за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина, у овом раду изабран је стандардни осовински склоп производње BONATRANS GROUP, Чешка, намењен за теретна железничка возила и нормалну ширину колосека. Разлози за овакав избор леже у чињеницама да је ова фабрика један од највећих светских произвођача железничких точкова и осовинских склопова који се користе у преко 65 држава на 5 континената [83]. Њени осовински склопови се уграђују у трчеће склопове најпознатијих светских произвођача железничких возила као што су BOMBARDIER, ALSTOM, SIEMENS, GENERAL ELECTRIC, итд.

Основне техничке карактеристике и параметри геометрије изабраног осовинског склопа дати су у табели 6.1, и приказани су на сликама 6.3 и 6.4.

Табела 6.1. Основне техничке карактеристике и параметри геометрије изабраног осовинског склопа

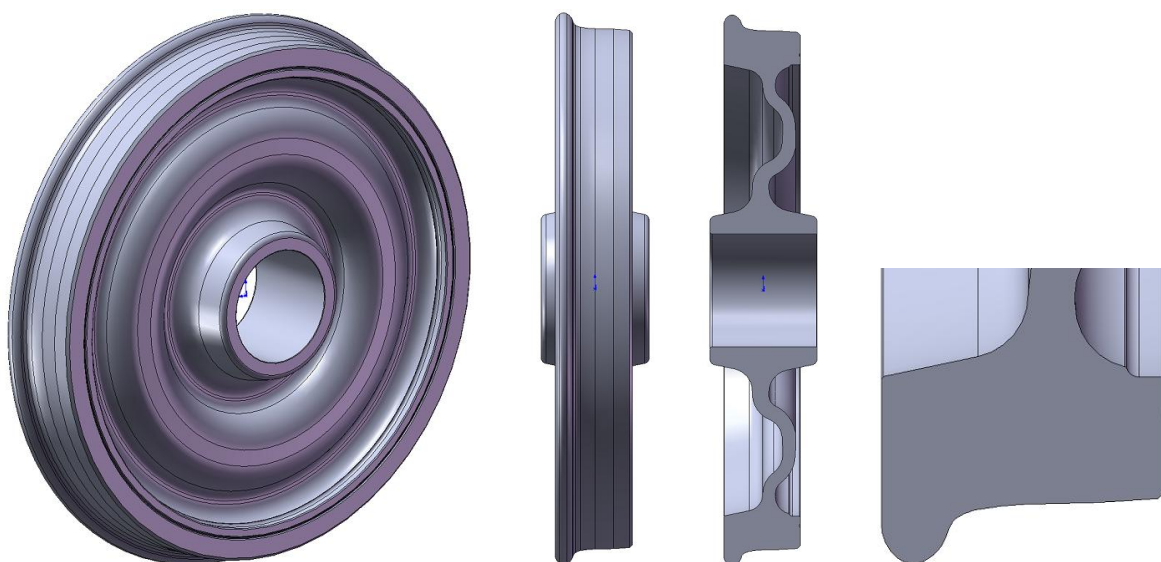
Техничка карактеристика / Параметар геометрије	Вредност
Осовинско оптерећење	$P_0 = 225 \text{ kN}$
Номинални пречник котрљања точка	$d_0 = 2r_0 = 920 \text{ mm}$
Растојање између номиналних полупречника котрљања	$2b_0 = 1500 \text{ mm}$
Унутрашње растојање између точкова	$2b_a = 1360 \text{ mm}$
Спољашње растојање између венаца точкова	$2b_v = 1425 \text{ mm}$
Растојање између кућишта лежишта	$2b_l = 2000 \text{ mm}$
Висина венца	$h_v = 28 \text{ mm}$
Дебљина венца	$t_v = 32,5 \text{ mm}$
Пречник главчине точка	$d_g = 200 \text{ mm}$
Профил точка	S1002
Материјал точка	ER7, EN 13262



Слика 6.3. Технички цртеж изабраног осовинског склопа (извор: BONATRANS GROUP)

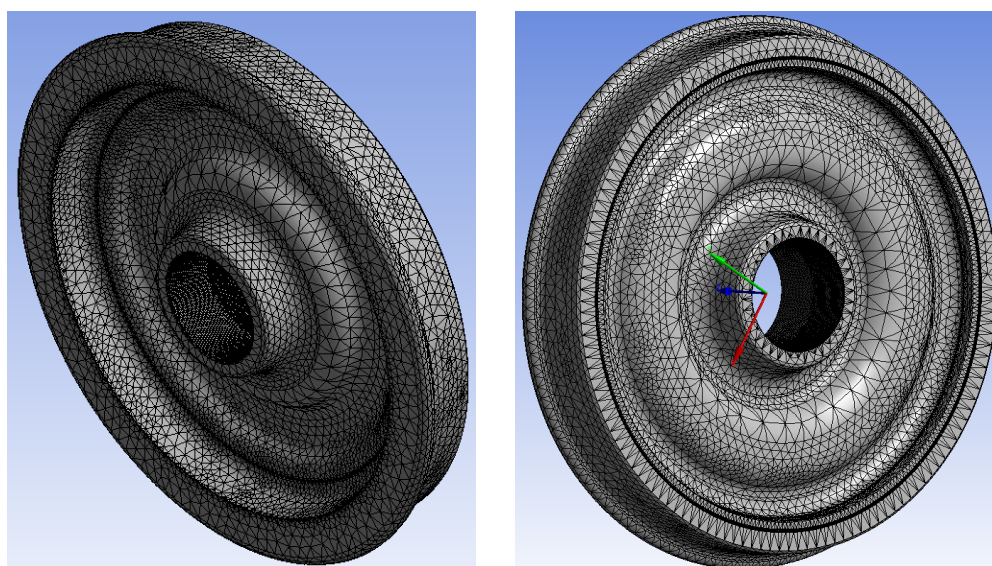
6.3. ФОРМИРАЊЕ МОДЕЛА И МЕТОДОЛОГИЈА ПРОРАЧУНА ТОЧКА

Први корак у циљу развоја модела који треба да омогући напонско-деформациону анализу је формирање тродимензионалне геометрије точка према техничкој документацији фабрике BONATRANS GROUP. У првој фази, нацртан је пресек точка у дводимензионалном окружењу применом софтверског пакета AutoCAD. У другој фази, нацртани пресек увежен је у софтверски пакет SolidWorks где је формирана тродимензионална геометрија точка која је приказана на слици 6.5.



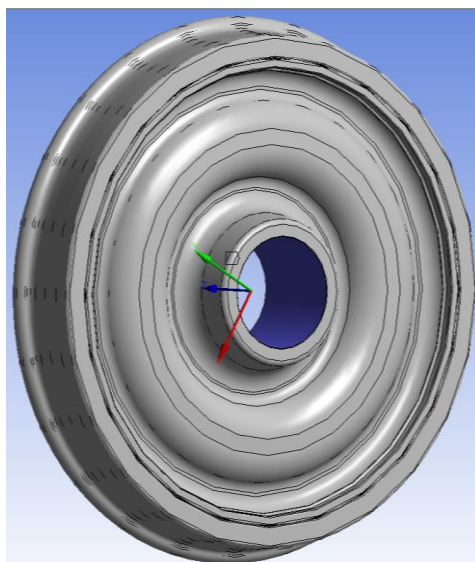
Слика 6.5. Тродимензионална геометрија точка

Формирана тродимензионална геометрија увежена је у софтверски пакет ANSYS где је извршено формирање модела точка применом методе коначних елемената. Дискретизован модел точка формиран је применом коначних елемената типа тетраедра и састоји се од 194516 коначних елемената и 323535 чворова (слика 6.6). Дата дискретизација извршена је помоћу модула за аутоматско генерисање мреже коначних елемената који је саставни део софтверског пакета.



Слика 6.6. Дискретизован модел точка (194516 коначних елемената и 323535 чворова)

У реалним условима, точак је пресованим спојем чврсто повезан са осовином, а осовински склоп преко система огибљења има еластичну везу са обртним постољем, односно сандуком железничког возила [84]. Међутим, при формирању модела у овом раду усвојен је веома једноставан концепт који подразумева да се на месту споја главчине точка са осовином налази непокретан ослонац, као што је приказано на слици 6.7. Тиме се у формираном моделу задата оптерећења односно силе у интеракцији точак-шина у целости уносе у точак који нема могућност никаквог додатног померања на месту споја са осовином. На тај начин се омогућава добијање веома поузданих релација између задатих сила и деформација точка, што је од кључног значаја за тачну анализу његове осетљивости. Уколико би се моделом обухватили и други елементи као што су осовина, кућиште лежишта осовинског склопа, итд., дошло би до додатних померања точка узрокованих еластичношћу ових елемената, због чега постоји значајан ризик да анализа осетљивости точка односно успостављање веза између задатих сила и деформација не буду довољно поуздани.



Слика 6.7. Непокретни ослонац на месту везе главчине точка са осовином

Хемијски састав и механичке карактеристике материјала точка са датом ознаком ER7 дефинисане су у међународном стандарду EN 13262 [85]. Максималне дозвољене процентуалне вредности различитих хемијских елемената у датом материјалу точка дате су у табели 6.2.

Табела 6.2. Максималне дозвољене процентуалне вредности различитих хемијских елемената у материјалу точка са ознаком ER7 [85]

Максимални садржај хемијског елемента [%]									
C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
0,52	0,40	0,80	0,020	0,015	0,30	0,30	0,08	0,30	0,06

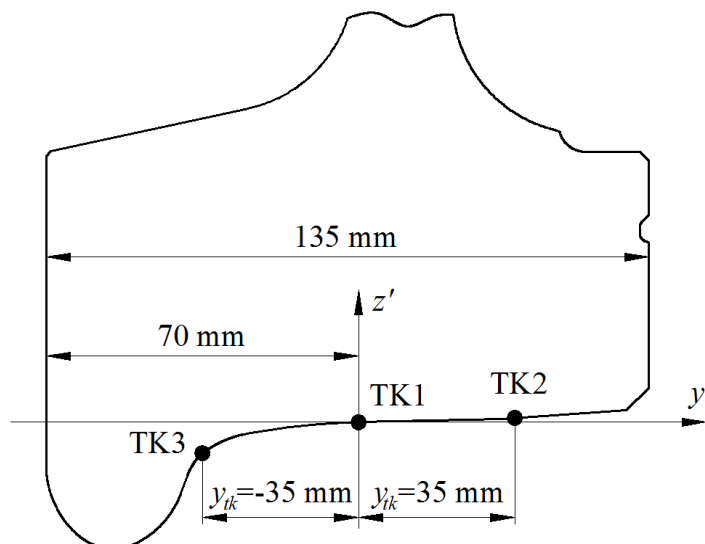
За дати материјал точка ER7, у стандарду EN 13262 дефинисане су и механичке карактеристике које морају задовољавати обруч (бандаж) и диск точка. Ове карактеристике приказане су у табели 6.3.

Табела 6.3. Потребне механичке карактеристике материјала бандажа и диска точка са ознаком ER7 [85]

Потребне механичке карактеристике				
Бандаж			Диск	
Граница течења R_{eh} [N/mm ²]	Затезна чврстоћа R_m [N/mm ²]	Издужење A_5 [%]	Редукција затезне чврстоће R_m [N/mm ²]	Издужење A_5 [%]
≥520	820÷940	≥14	≥110 ^a	≥16
^a – Редукција затезне чврстоће у односу на затезну чврстоћу бандажа истог точка				

Имајући у виду да се у оквиру овог рада анализирају напони и деформације точка који се налази у зони еластичности, у програмски пакет ANSYS унете су следеће вредности параметара материјала точка: $R_{eh}=520$ N/mm² и $R_m=820$ N/mm².

За прорачун точка изабрана су три различита положаја тачке контакта између точка и шине, као што је приказано на слици 6.8. Положај ТК1 подразумева контакт преко номиналног полупречника котрљања, ТК2 представља крајњи десни положај точка у односу на шину, а ТК3 крајњи леви положај када се контакт реализује преко венца точка. На овај начин, обухваћена су сва три карактеристична случаја положаја тачке контакта између точка и шине. Увођење додатних положаја довело би до значајног повећања обима прорачуна и напонско-деформационе анализе, при чему не би имало већег утицаја на коначне резултате који треба да послуже као основа за решавање кључних проблема у овом раду.

**Слика 6.8.** Положаји тачке контакта узети у обзир при прорачуну точка

Веома је значајно нагласити да се у формираном моделу точка, силе у датим положајима не задају директно преко чворова коначних елемената већ преко одговарајућих површина, чија величина приближно одговара величини контактне површине између точка и шине. Овакав приступ изабран је из разлога што обезбеђује уношење оптерећења у точак на начин који приближно одговара реалним условима контакта између точка и шине. Уколико би се у обзир узела и шина, па се преко ње уносила оптерећења у точак, формирање модела оваквог контактеног проблема и

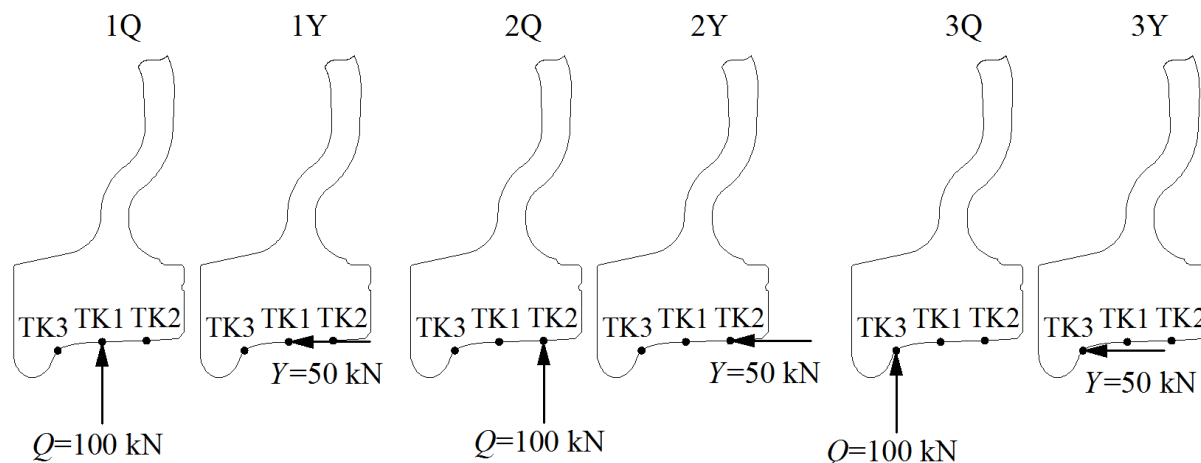
прорачун точка били би знатно сложенији [86]. Међутим, имајући у виду основне циљеве модела који се формира у овом раду, такав приступ био би потпуно непотребан и не би имао утицаја на квалитет решавања кључних проблема у овом раду.

Имајући у виду да се осетљивост точка анализира при појединачним утицајима сила у интеракцији точак-шина, за прорачун напона и деформација точка изабрано је шест случајева оптерећења за које су вредности параметара у интеракцији точак-шина дате у табели 6.4.

Табела 6.4. Вредности параметара у интеракцији точак-шина за случајеве оптерећења узете при прорачуну точка

Случај оптерећења	Вертикална сила	Бочна сила	Положај тачке контакта	
1Q	$Q=100 \text{ kN}$	$Y=0$	TK1	$y_{tk}=0$
1Y	$Q=0$	$Y=50 \text{ kN}$	TK1	$y_{tk}=0$
2Q	$Q=100 \text{ kN}$	$Y=0$	TK2	$y_{tk}=3,5 \text{ cm}$
2Y	$Q=0$	$Y=50 \text{ kN}$	TK2	$y_{tk}=3,5 \text{ cm}$
3Q	$Q=100 \text{ kN}$	$Y=0$	TK3	$y_{tk}=-3,5 \text{ cm}$
3Y	$Q=0$	$Y=50 \text{ kN}$	TK3	$y_{tk}=-3,5 \text{ cm}$

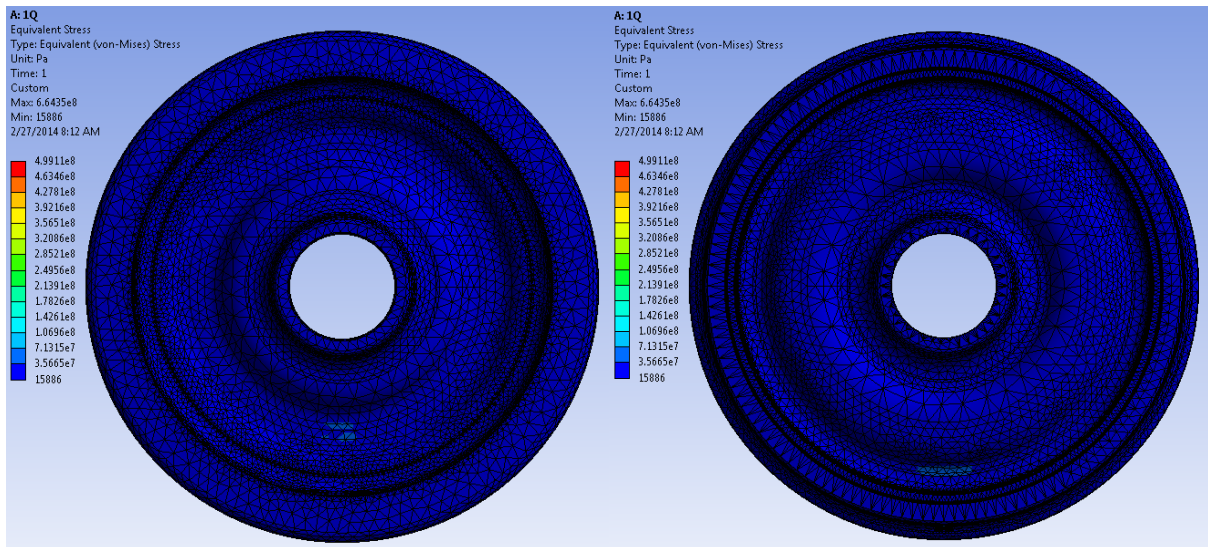
Вредности вертикалне и бочне силе $Q=100 \text{ kN}$ и $Y=50 \text{ kN}$ узете су због тога што приближно одговарају типичним вредностима вертикалне и бочне силе које се јављају у реалним условима експлоатације точка. Дати случајеви оптерећења при којима је извршен прорачун точка графички су приказани на слици 6.9.



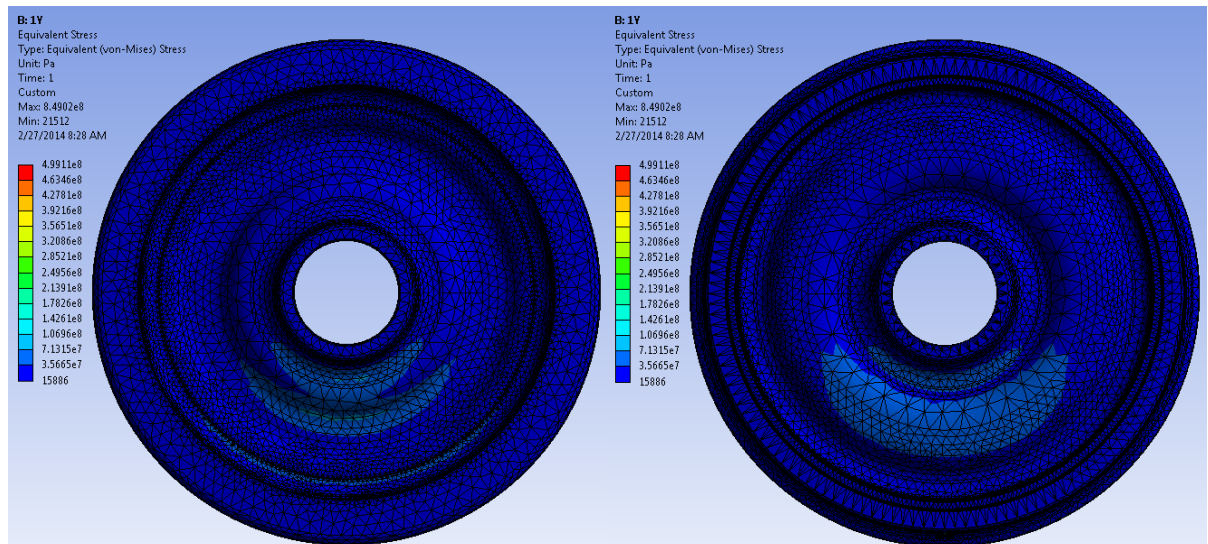
Слика 6.9. Графички приказ случајева оптерећења узетих при прорачуну точка

6.4. РЕЗУЛТАТИ ПРОРАЧУНА ТОЧКА

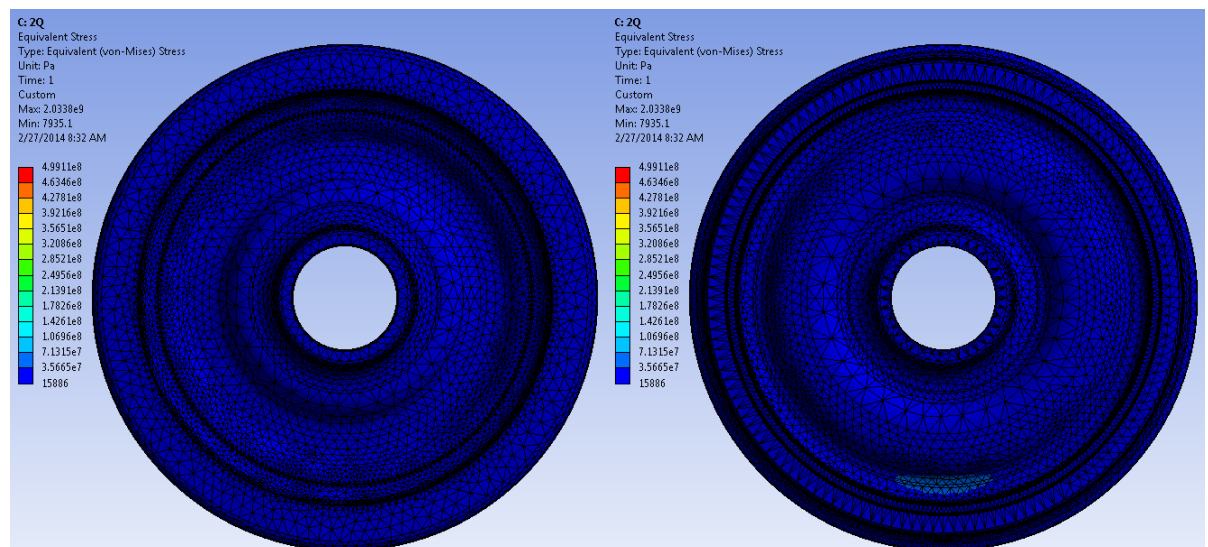
На основу формираног модела точка и дефинисаних случајева оптерећења, извршен је прорачун напона и деформација точка у софтверском пакету ANSYS. Због ограничености простора, на сликама 6.10–6.21 у наставку рада приказани су само резултати прорачуна еквивалентних напона σ_e и еквивалентних деформација ε_e , за датих шест случајева оптерећења точка.



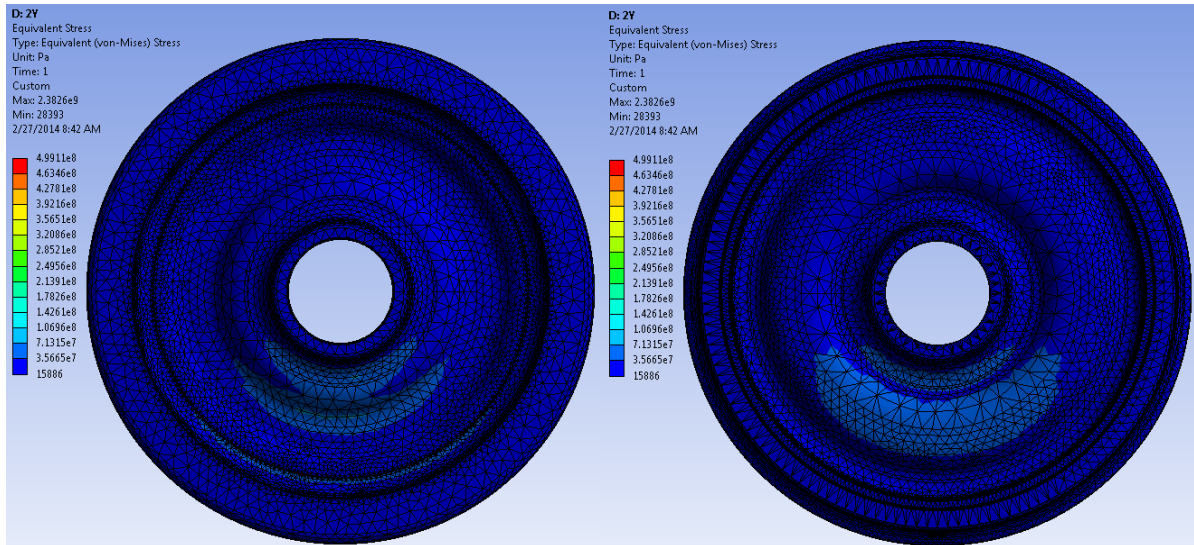
Слика 6.10. Еквивалентни напон точка σ_e за случај оптерећења 1Q



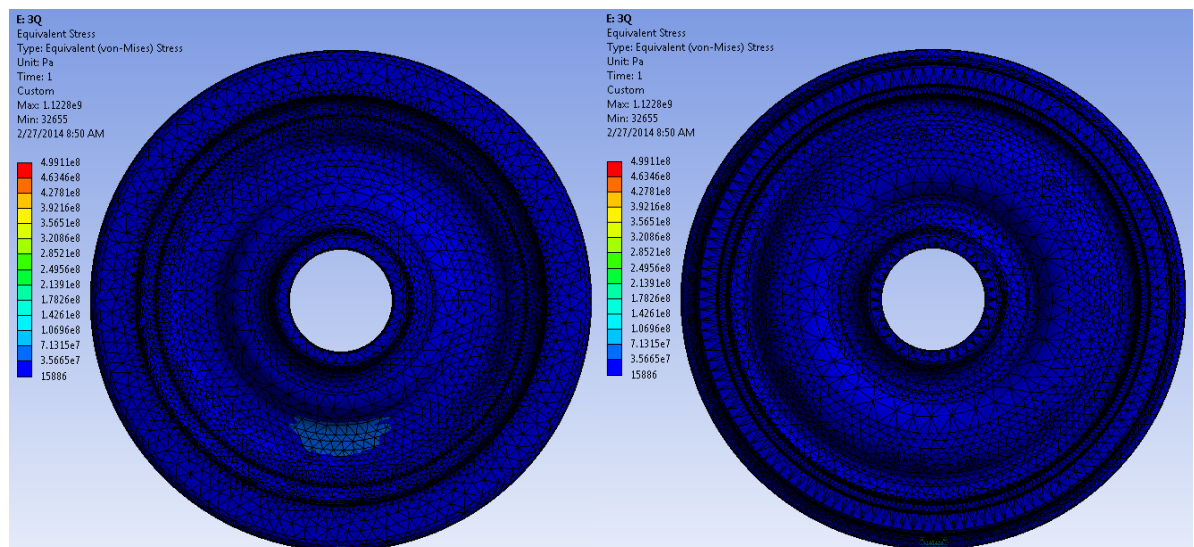
Слика 6.11. Еквивалентни напон точка σ_e за случај оптерећења 1Y



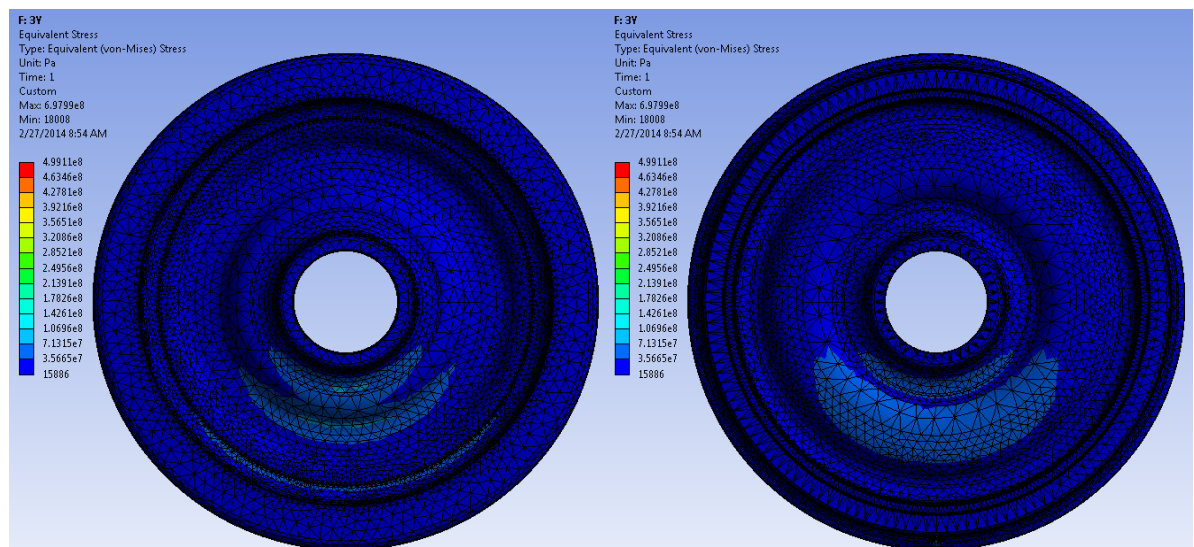
Слика 6.12. Еквивалентни напон точка σ_e за случај оптерећења 2Q



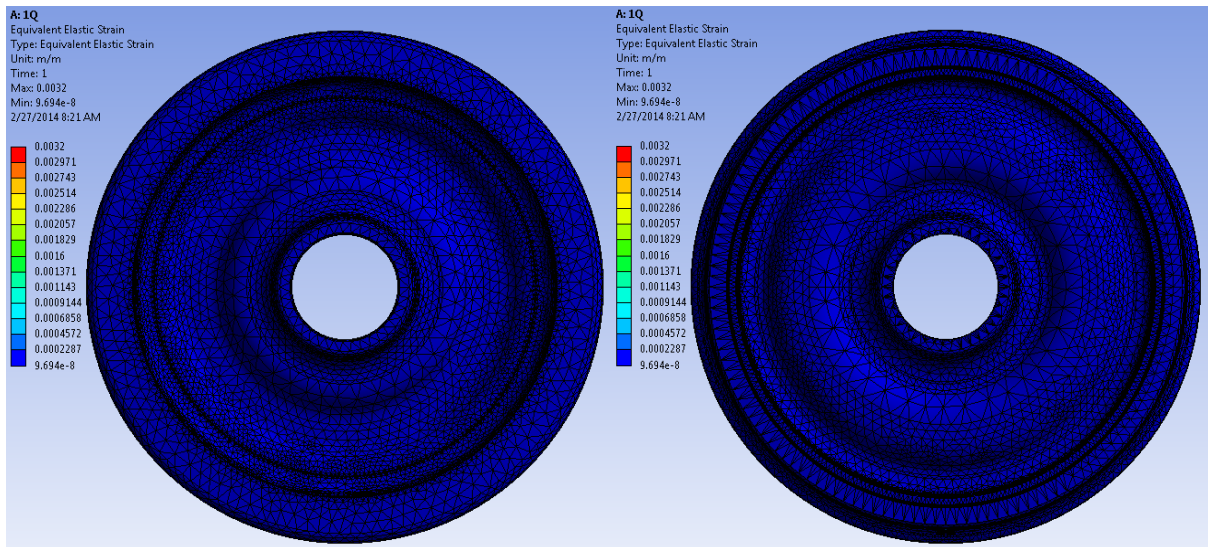
Слика 6.13. Еквивалентни напон точка σ_e за случај оптерећења 2Y



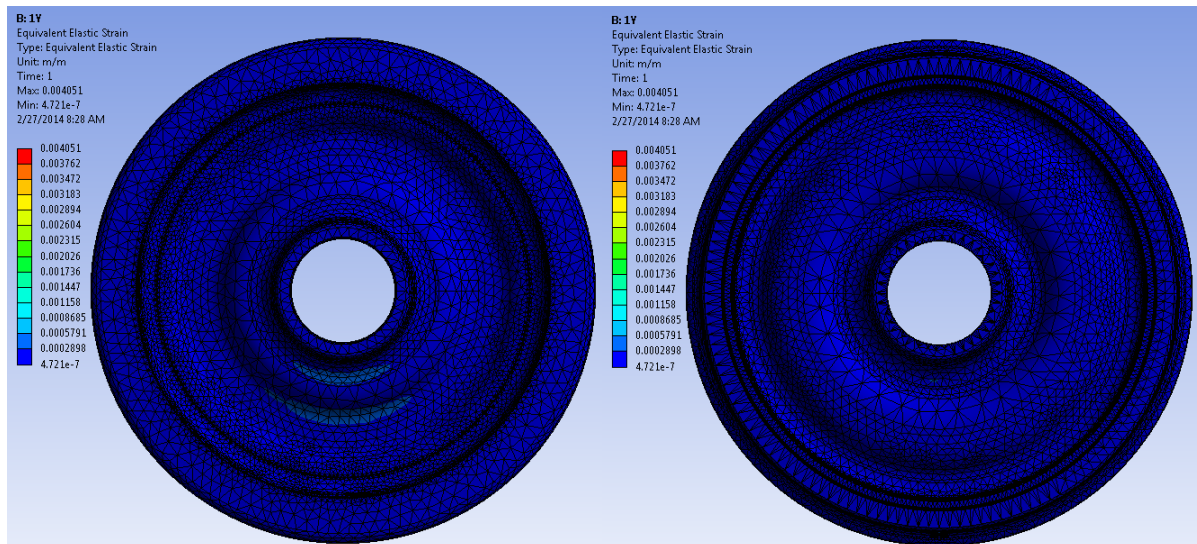
Слика 6.14. Еквивалентни напон точка σ_e за случај оптерећења 3Q



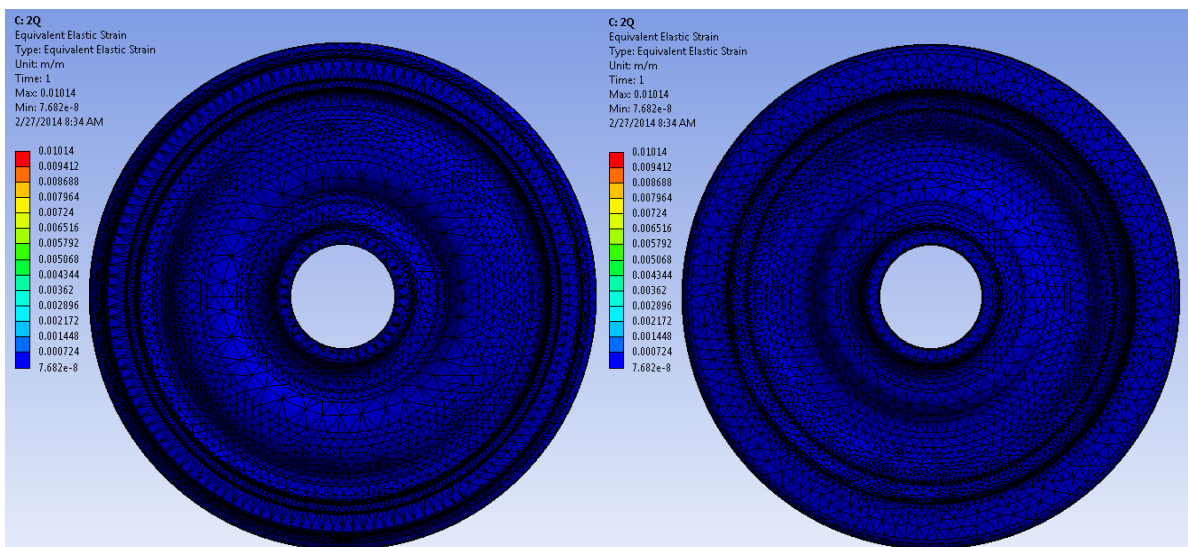
Слика 6.15. Еквивалентни напон точка σ_e за случај оптерећења 3Y



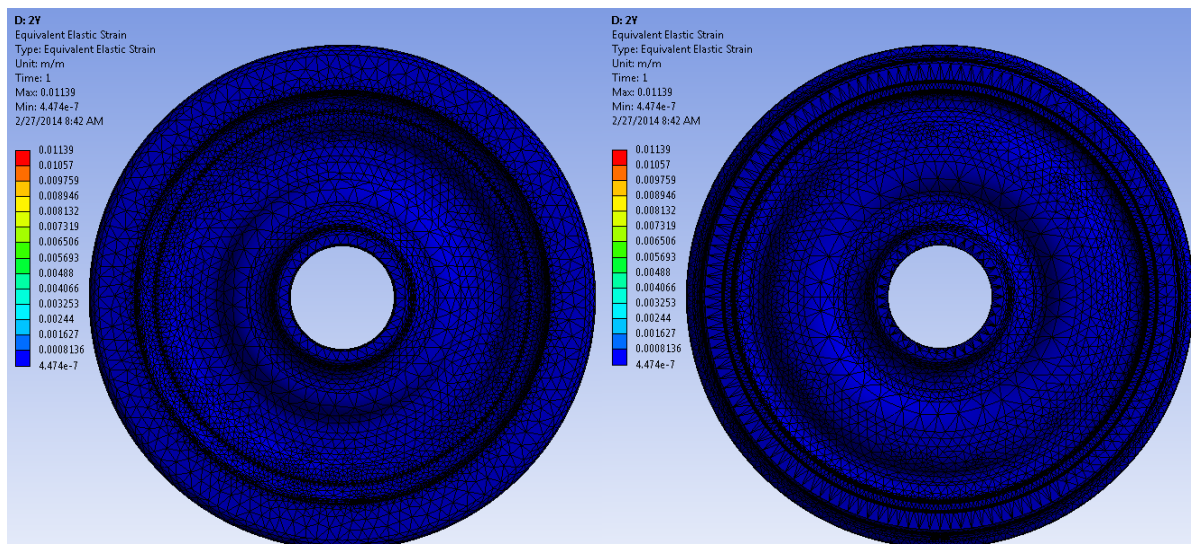
Слика 6.16. Еквивалентна деформација точка ϵ_e за случај оптерећења 1Q



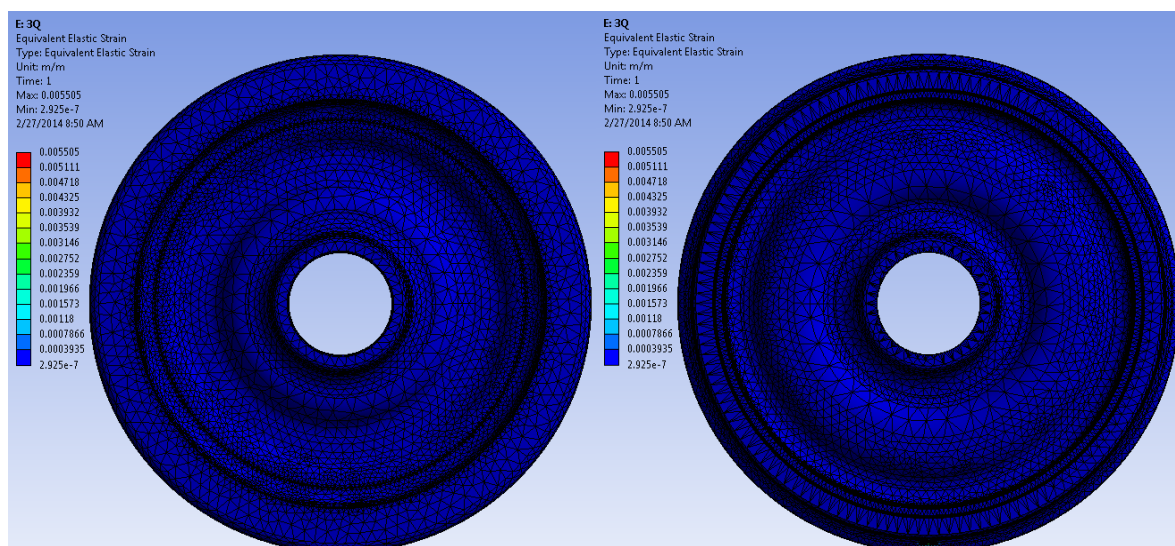
Слика 6.17. Еквивалентна деформација точка ϵ_e за случај оптерећења 1Y



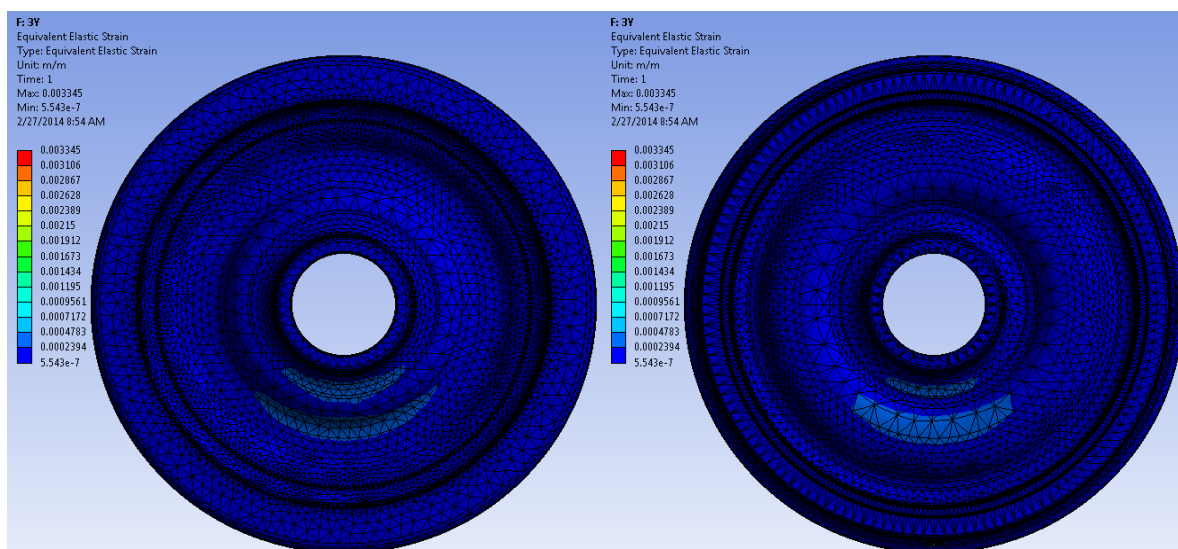
Слика 6.18. Еквивалентна деформација точка ϵ_e за случај оптерећења 2Q



Слика 6.19. Еквивалентна деформација точка ϵ_e за случај оптерећења 2Y



Слика 6.20. Еквивалентна деформација точка ϵ_e за случај оптерећења 3Q



Слика 6.21. Еквивалентна деформација точка ϵ_e за случај оптерећења 3Y

На основу резултата прорачуна може се закључити да точак има велики степен сигурности при свим задатим случајевима оптерећења и њиховим комбинацијама.

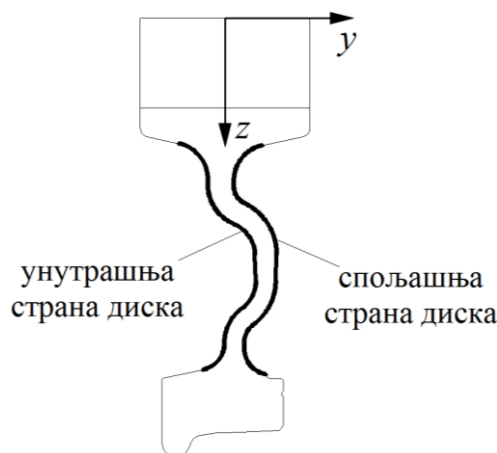
Добијени резултати показују да је најосетљивији део точка диск, на коме се јављају највећи напони и деформације при дејству сила у интеракцији точак-шина. Такође, добијени резултати показују да су напони и деформације диска знатно израженији при дејству бочне силе Y у односу на вертикалну силу Q .

У овој фази истраживања може се констатовати да је, због највеће осетљивости и релативно повољне геометрије, диск точка најпогоднији за постављање мерних трака за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина. Због тога су даља истраживања усмерена на напонско-деформациону анализу диска точка.

6.5. НАПОНСКО-ДЕФОРМАЦИОНА АНАЛИЗА ДИСКА ТОЧКА

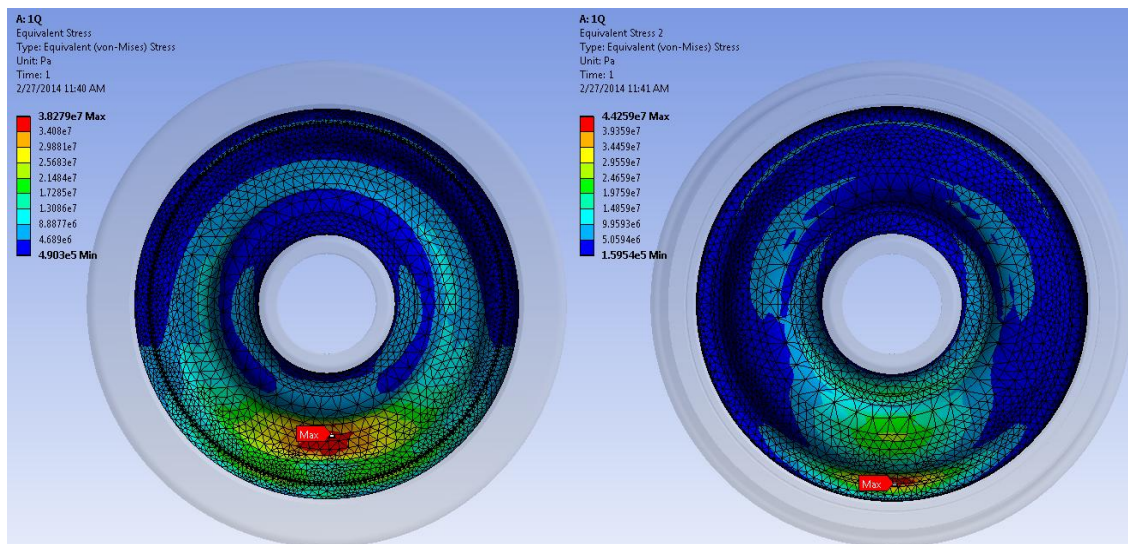
Резултати напонско-деформационе анализе диска точка имају пресудан утицај на начин решавања кључних проблема експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина. Основни задатак напонско-деформационе анализе је да омогући што тачнију идентификацију осетљивости диска на појединачна дејства вертикалне силе Q и бочне силе Y , као и на промену положаја тачке контакта y_{tk} .

Основу за примену методологије напонско-деформационе анализе која је развијена у оквиру овог рада представљају резултати прорачуна напона и деформација на површинама са унутрашње и спољашње стране диска точка (слика 6.22). То су површине на које се, на одређеним радијалним растојањима ρ од средишта точка, постављају мерне траке.

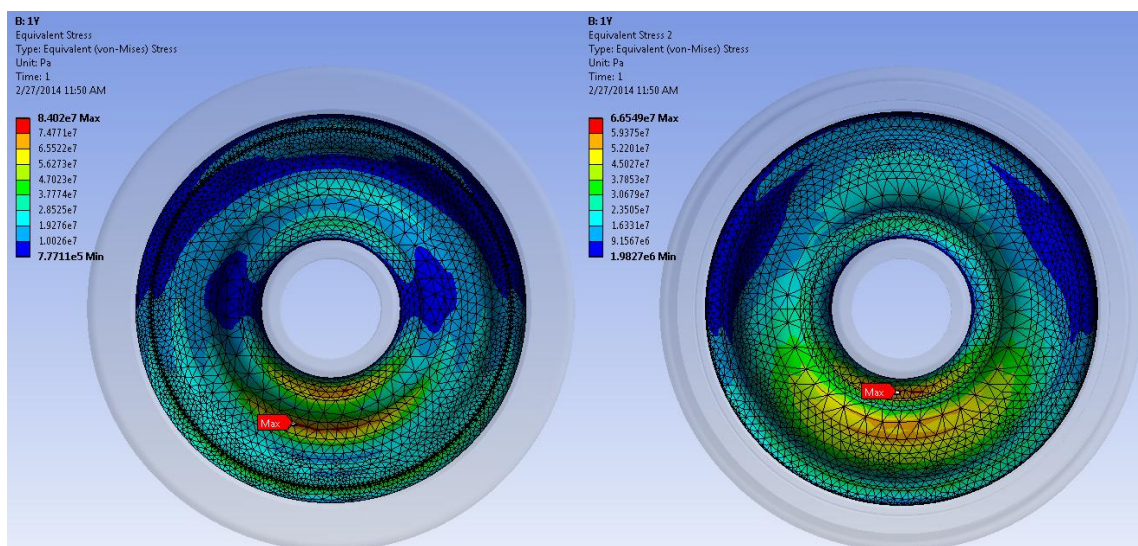


Слика 6.22. Унутрашња и спољашња страна диска точка

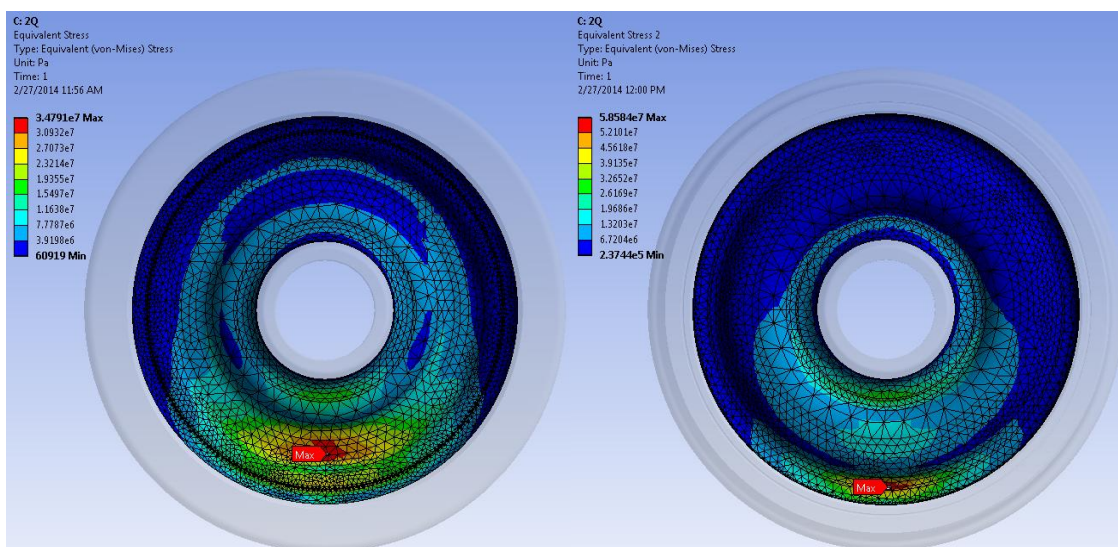
Резултати прорачуна еквивалентних напона σ_e и еквивалентних деформација ε_e на унутрашњој и спољашњој страни диска точка, за датих шест случајева оптерећења, приказани су на сликама 6.23–6.34.



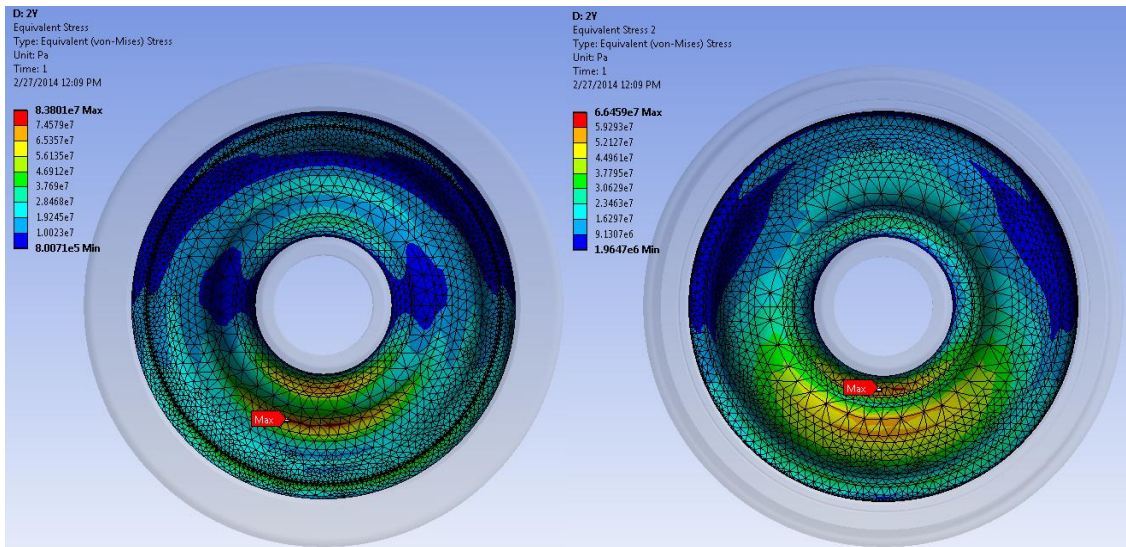
Слика 6.23. Напон σ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 1Q)



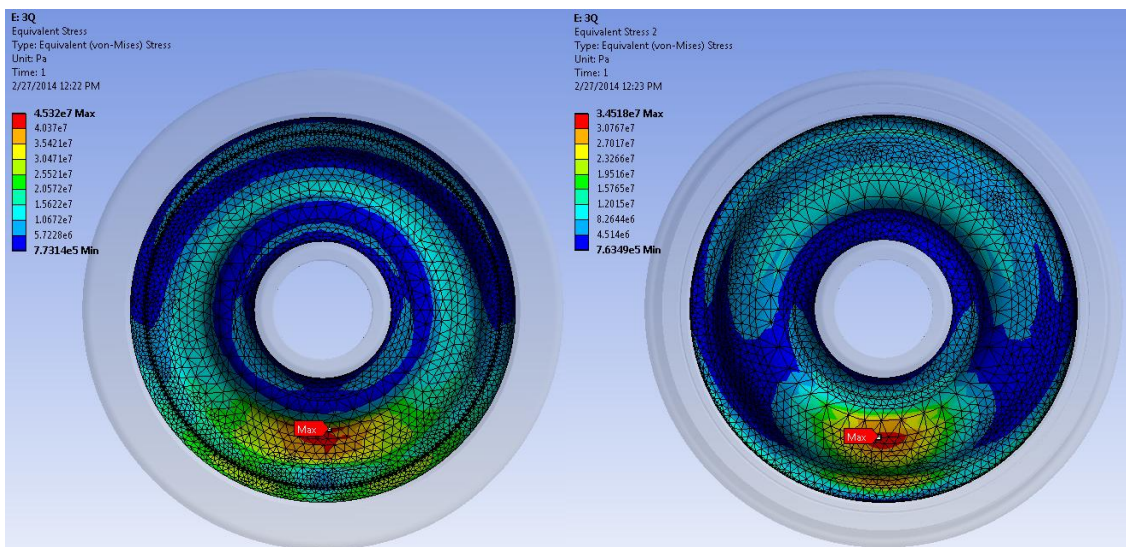
Слика 6.24. Напон σ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 1Y)



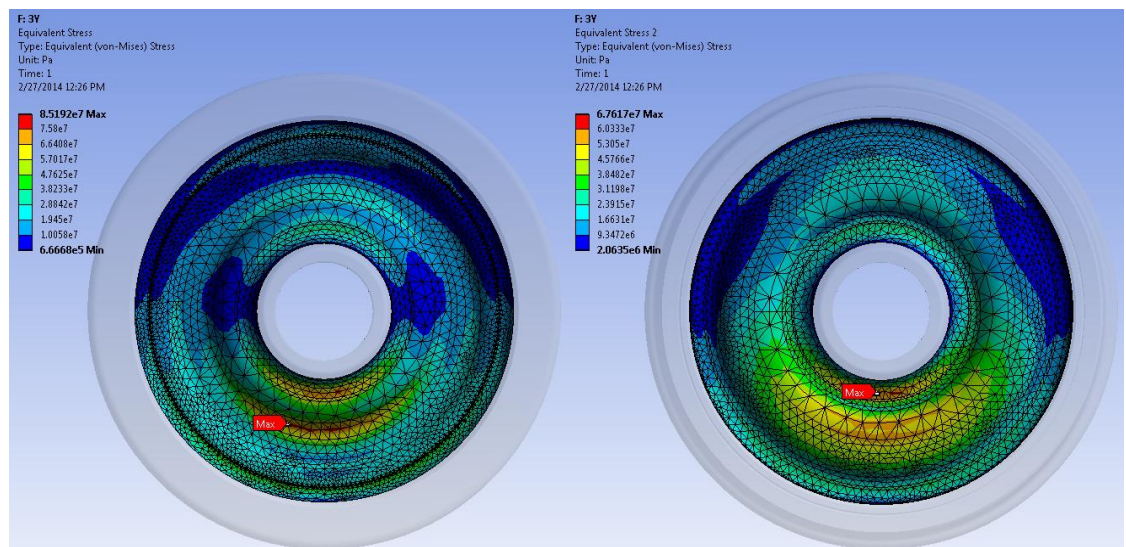
Слика 6.25. Напон σ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 2Q)



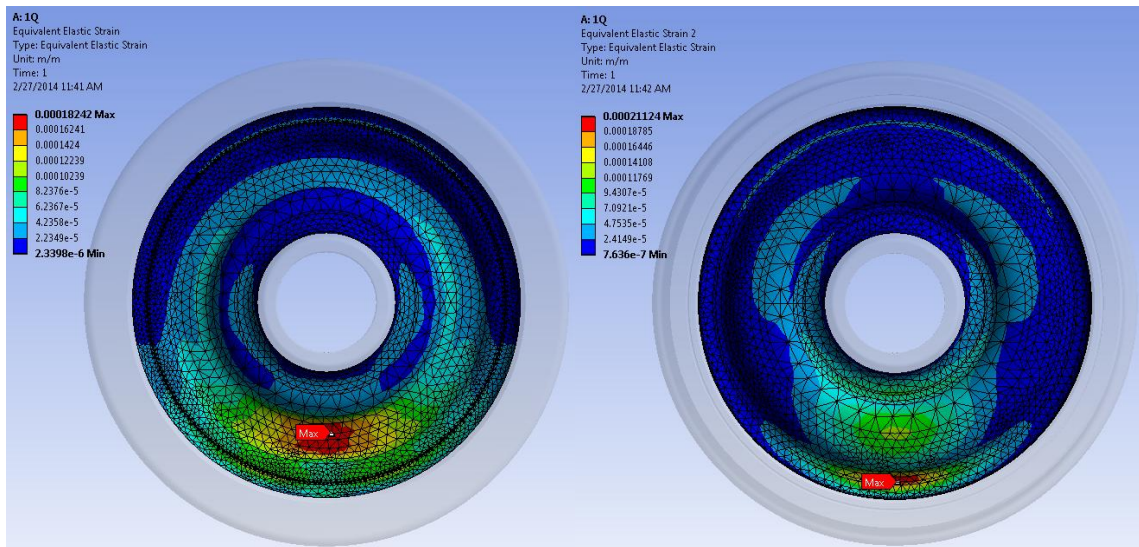
Слика 6.26. Напон σ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 2Y)



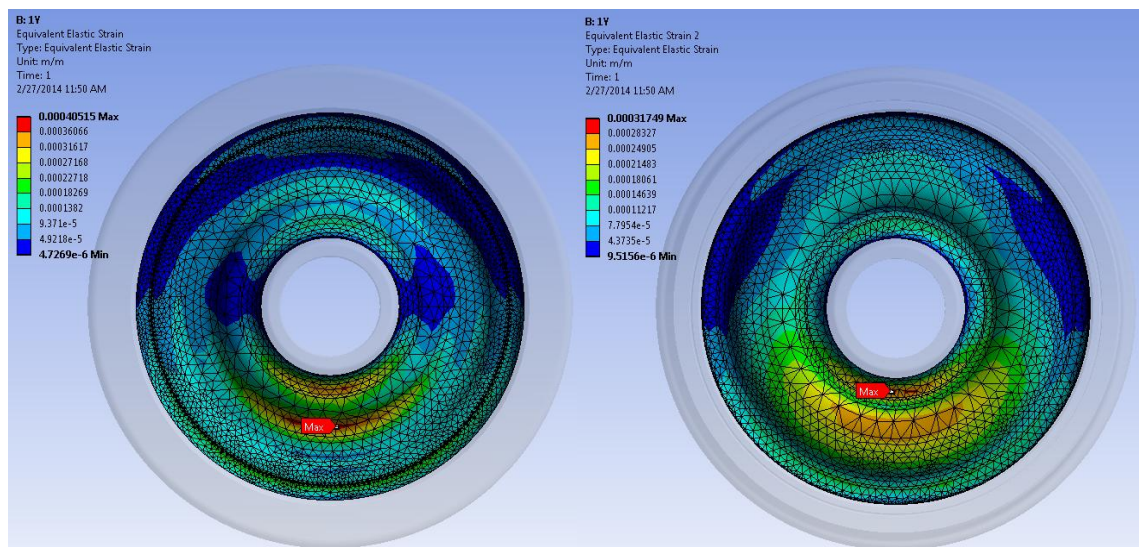
Слика 6.27. Напон σ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 3Q)



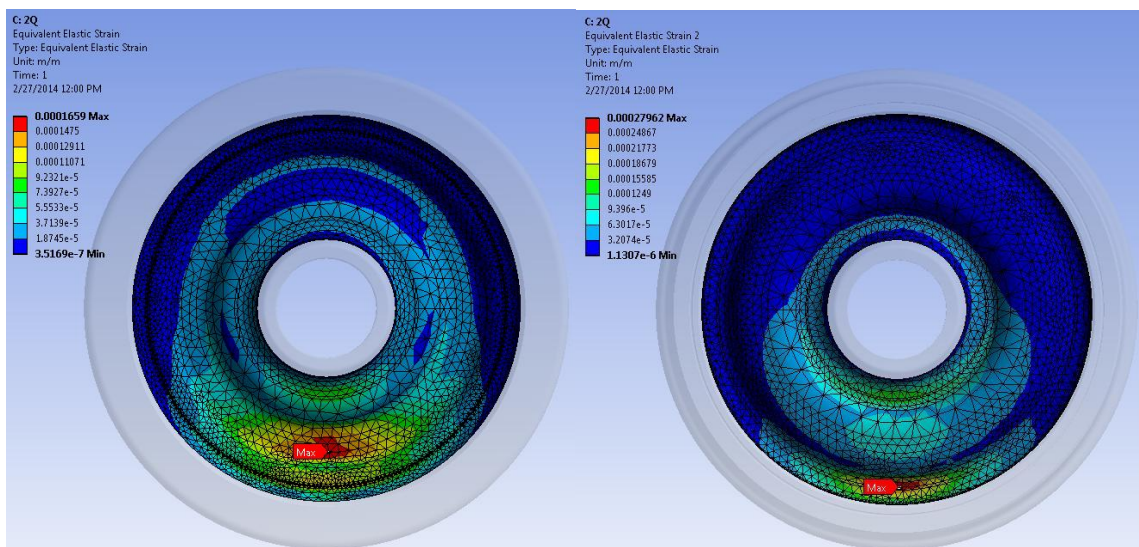
Слика 6.28. Напон σ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 3Y)



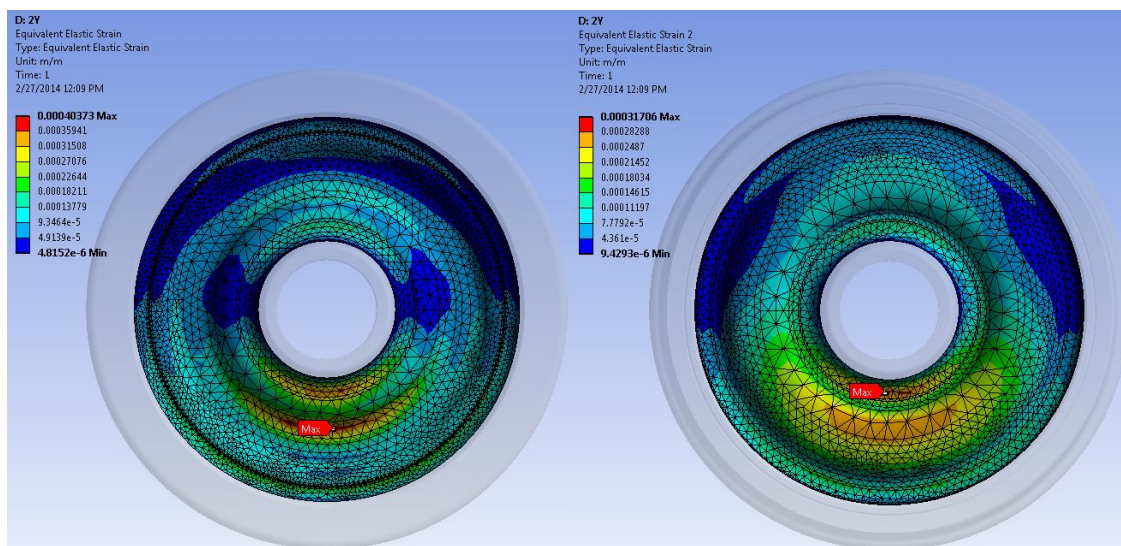
Слика 6.29. Деформација ϵ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 1Q)



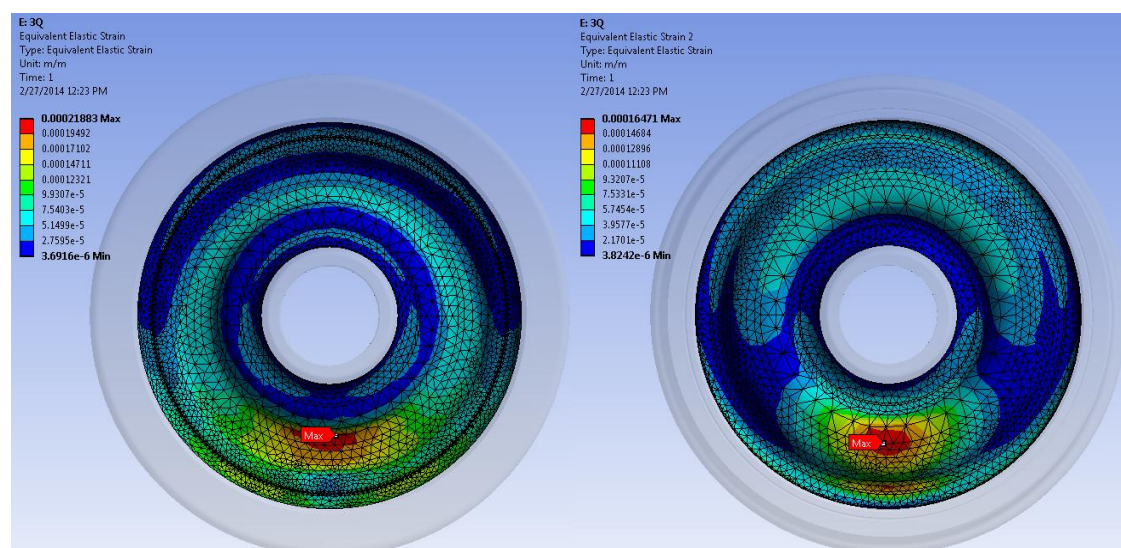
Слика 6.30. Деформација ϵ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 1Y)



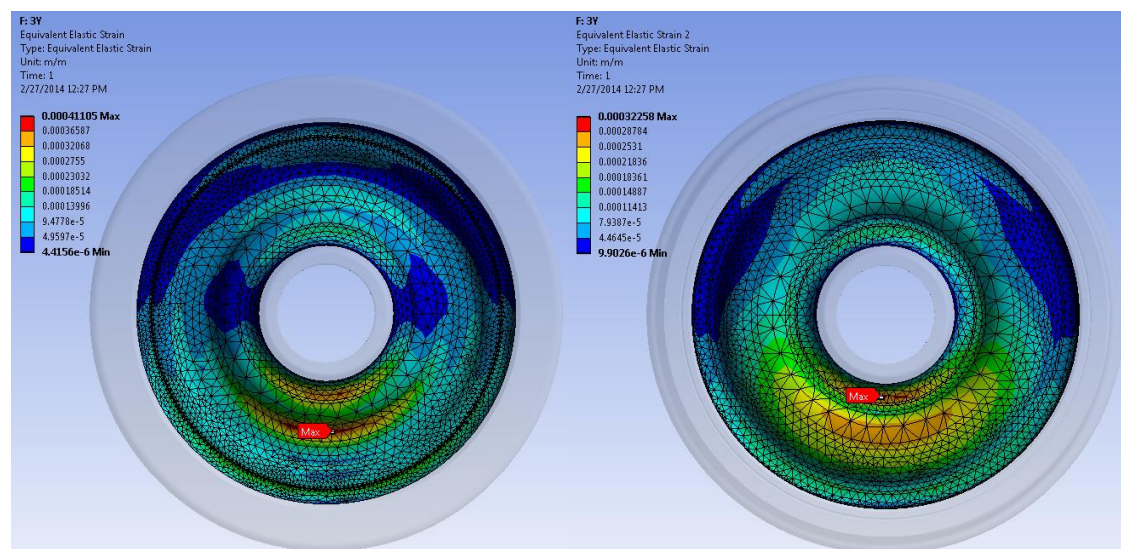
Слика 6.31. Деформација ϵ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 2Q)



Слика 6.32. Деформација ϵ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 2Y)

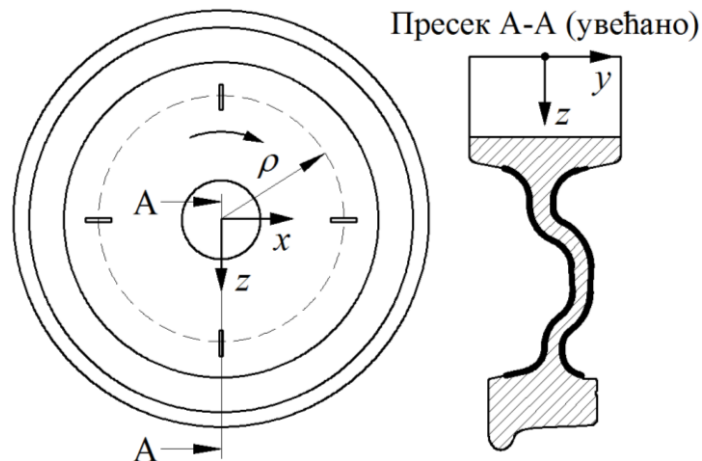


Слика 6.33. Деформација ϵ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 3Q)



Слика 6.34. Деформација ϵ_e на унутрашњој и спољашњој страни диска (случај опт. 3Y)

На основу претходно изложених резултата прорачуна добијених помоћу софтверског пакета ANSYS, у оквиру друге фазе напонско-деформационе анализе формирани су дијаграми промене еквивалентних напона σ_e и еквивалентних деформација ε_e на унутрашњој и спољашњој страни диска точка. За формирање датих дијаграма и анализу осетљивости диска изабран је пресек А-А чија равна садржи осу осовине и пролази кроз тачку контакта између точка и шине (слика 6.35). Овакав приступ заснован је на приказаним резултатима прорачуна који показују да се управо у том пресеку, независно од промене положаја тачке контакта, појављују максимални напони и деформације диска точка при дејству сила у интеракцији точак-шина.



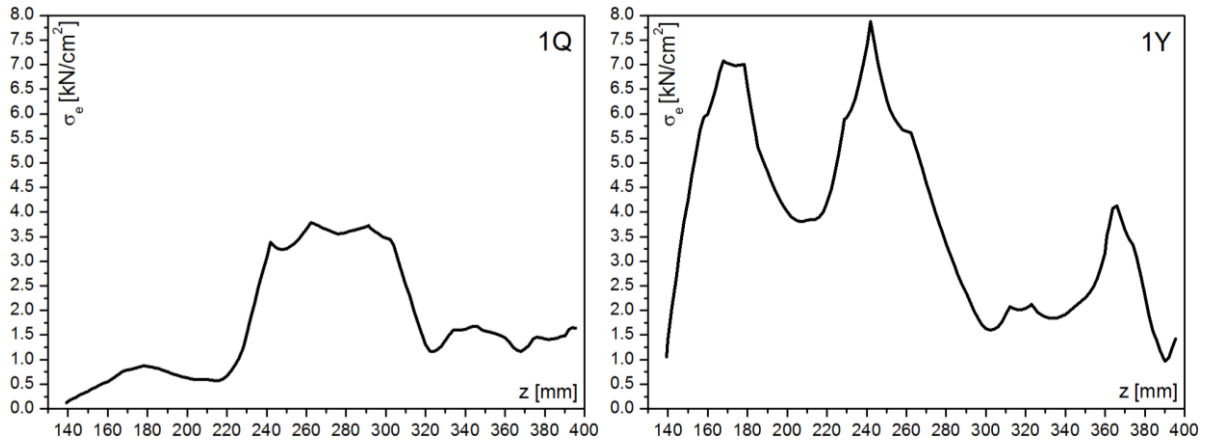
Слика 6.35. Пресек изнад тачке контакта у коме се анализира расподела напона и деформација на унутрашњој и спољашњој страни диска точка

У тренутку проласка изнад положаја тачке контакта односно кроз пресек А-А, свака мерна трака постављена на неком радијалном растојању ρ од средишта точка биће изложена далеко највећој деформацији, у односу на све остале угаоне положаје у току обртања точка. Та деформација има највећи утицај на сигнал са мерног моста који има максималне вредности у тренуцима пролазака мерних трака кроз дати пресек. Пошто је циљ да се у алгоритам инверзне идентификације уведу што веће вредности излазних сигнала са мерних мостова, као најпогодније намећу се управо максималне вредности у тренуцима прелазка мерних трака изнад положаја тачке контакта. На основу свега тога може се закључити да је за одређивање оптималних радијалних растојања мерних трака од пресудног значаја анализа напона и деформација диска точка у пресеку А-А изнад положаја тачке контакта између точка и шине. У датом пресеку А-А, промена напона и деформација на унутрашњој и спољашњој страни диска анализирана је у функцији координате z , при чему се координатни почетак налази у средишту точка. На тај начин формирани су дијаграми промене еквивалентних напона σ_e и еквивалентних деформација ε_e на унутрашњој и спољашњој страни диска точка који су приказани у наставку рада.

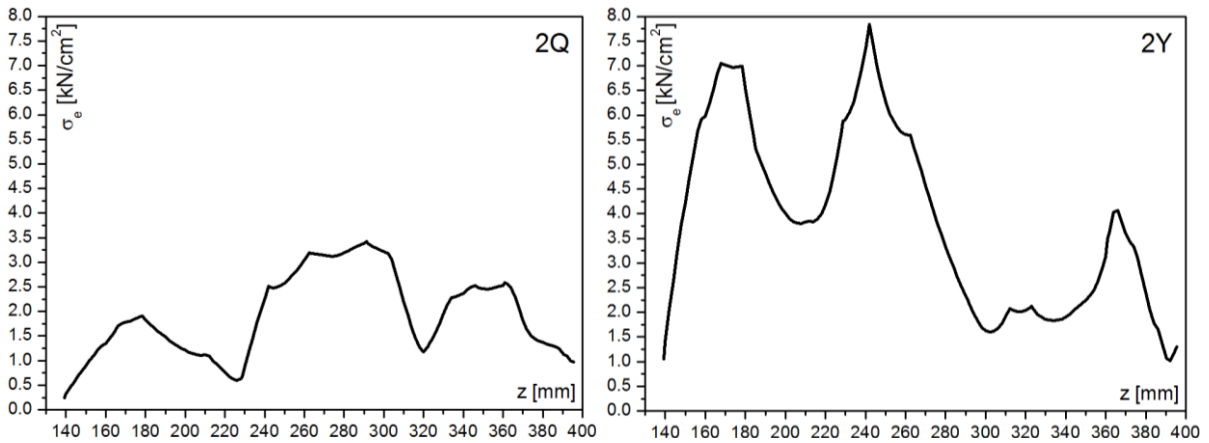
6.5.1. Промена еквивалентних напона и деформација на унутрашњој страни диска точка у пресеку А-А који пролази кроз тачку контакта

Дијаграми промене еквивалентних напона σ_e и еквивалентних деформација ε_e на унутрашњој страни диска точка, у функцији координате z , у пресеку А-А који пролази

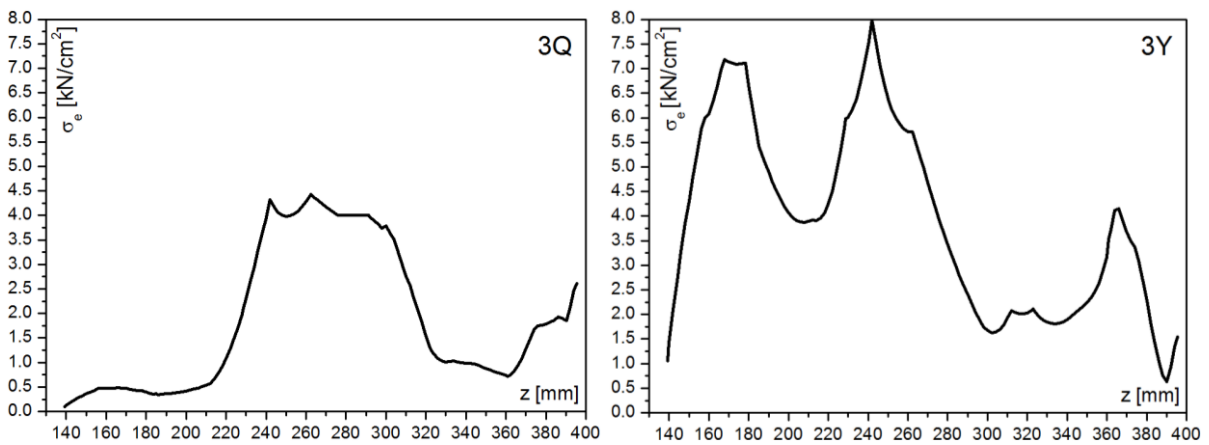
кроз тачку контакта између точка и шине, за датих шест случајева оптерећења, приказани су на сликама 6.36–6.41.



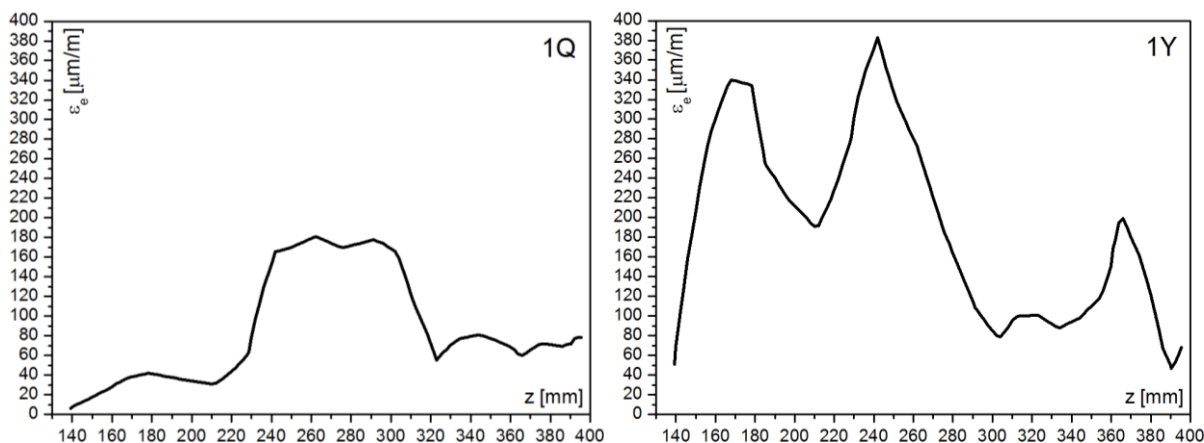
Слика 6.36. Дијаграми промене еквивалентног напона σ_e на унутрашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 1Q и 1Y



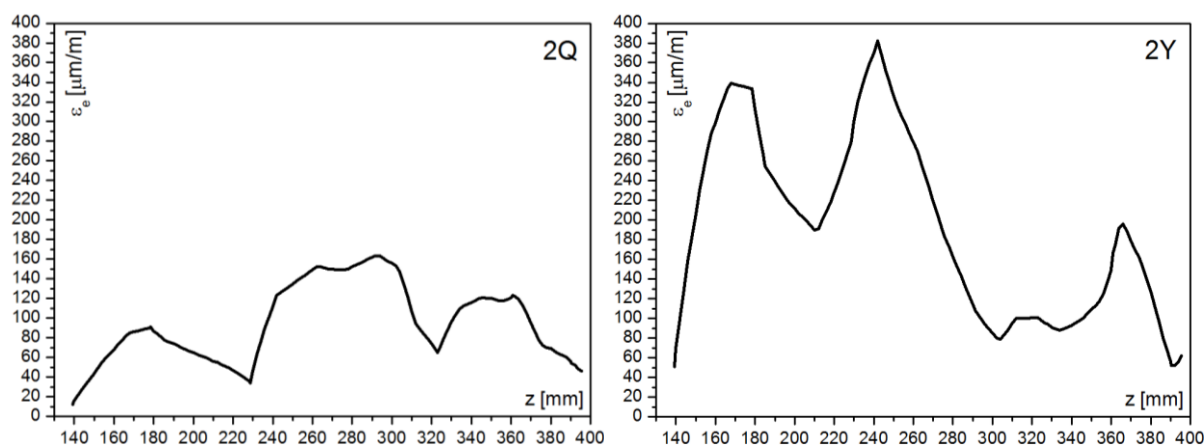
Слика 6.37. Дијаграми промене еквивалентног напона σ_e на унутрашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 2Q и 2Y



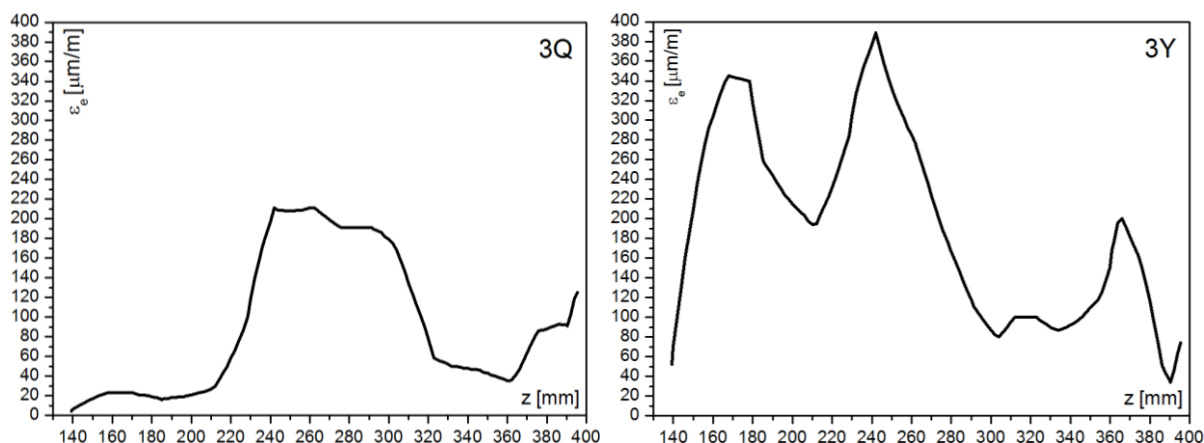
Слика 6.38. Дијаграми промене еквивалентног напона σ_e на унутрашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 3Q и 3Y



Слика 6.39. Дијаграми промене еквивалентне деформације ε_e на унутрашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 1Q и 1Y



Слика 6.40. Дијаграми промене еквивалентне деформације ε_e на унутрашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 2Q и 2Y

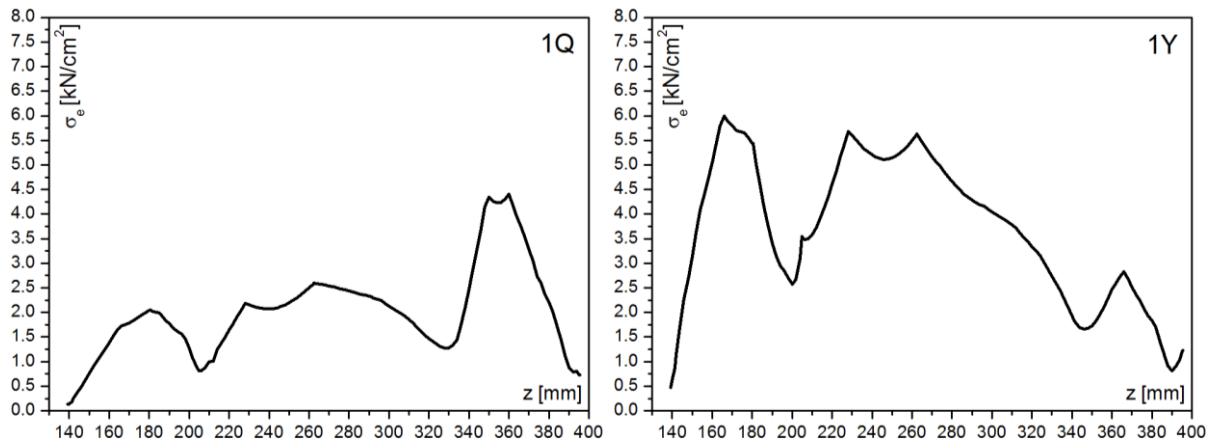


Слика 6.41. Дијаграми промене еквивалентне деформације ε_e на унутрашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 3Q и 3Y

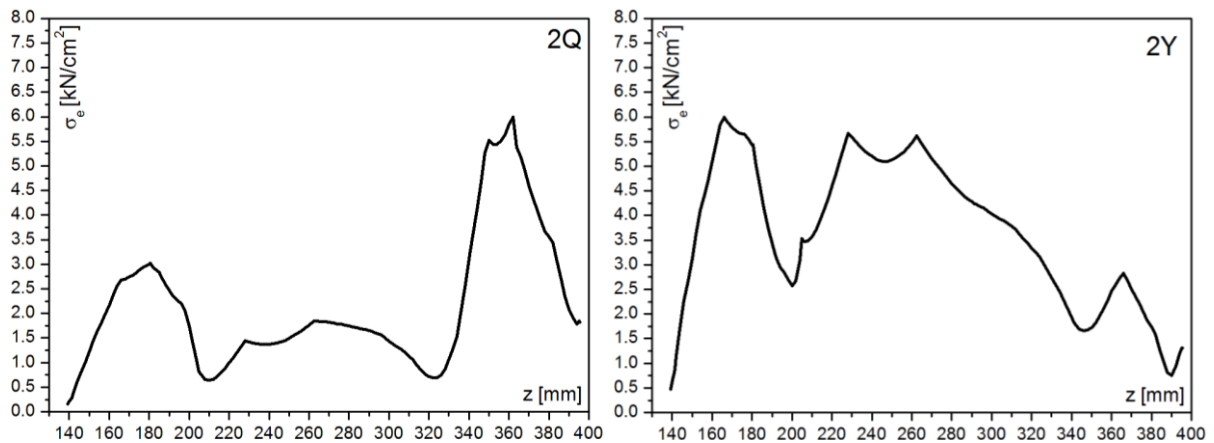
6.5.2. Промена еквивалентних напона и деформација на спољашњој страни диска точка у пресеку А-А који пролази кроз тачку контакта

Дијаграми промене еквивалентних напона σ_e и еквивалентних деформација ε_e на спољашњој страни диска точка, у функцији координате z , у пресеку А-А који пролази

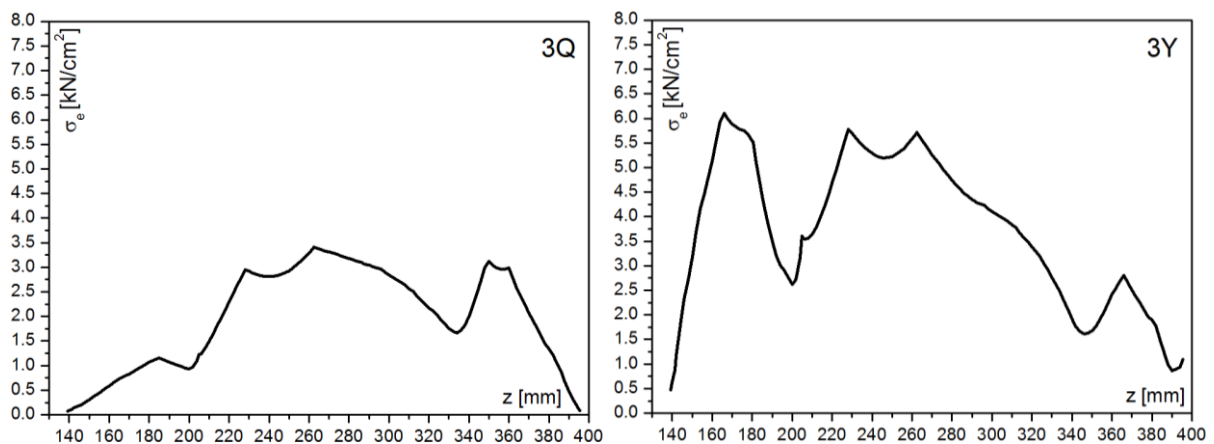
кроз тачку контакта између точка и шине, за датих шест случајева оптерећења, приказани су на сликама 6.42–6.47.



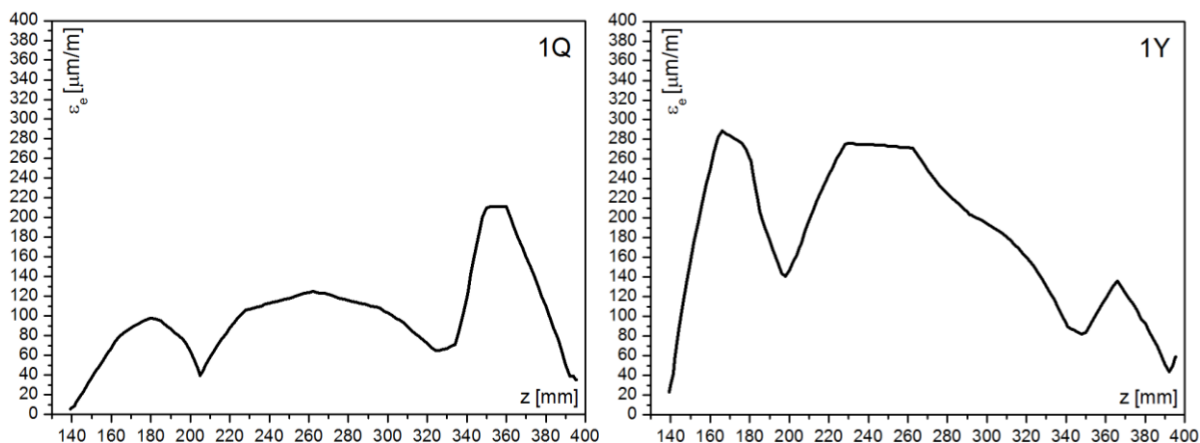
Слика 6.42. Дијаграми промене еквивалентног напона σ_e на спољашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 1Q и 1Y



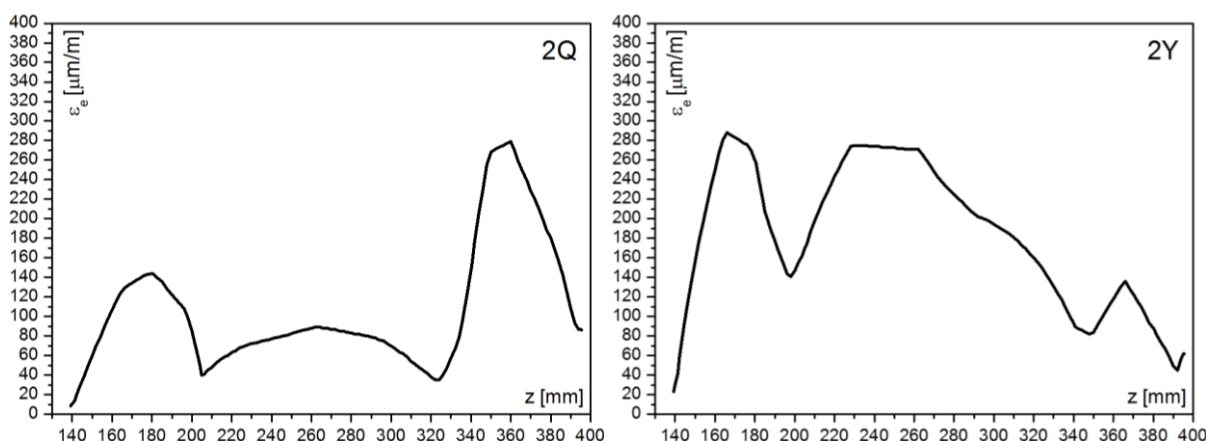
Слика 6.43. Дијаграми промене еквивалентног напона σ_e на спољашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 2Q и 2Y



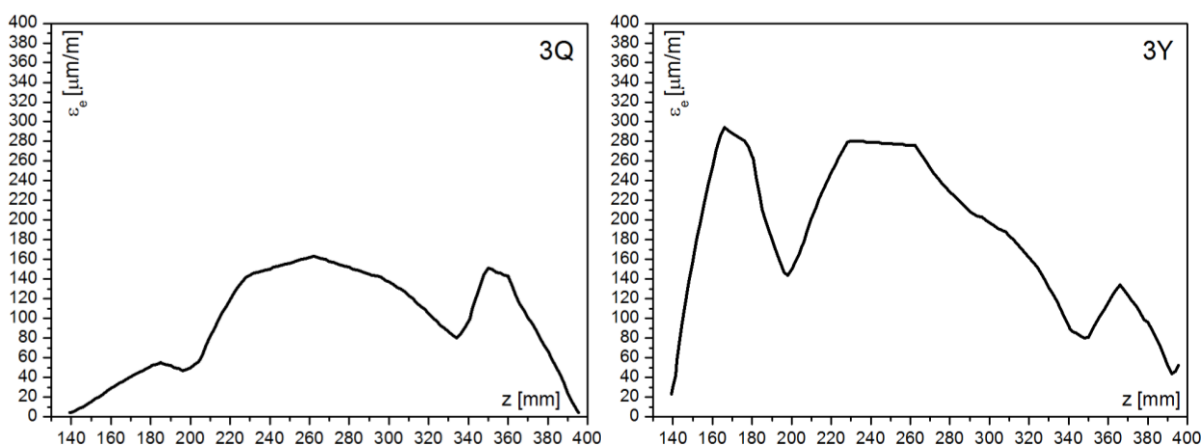
Слика 6.44. Дијаграми промене еквивалентног напона σ_e на спољашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 3Q и 3Y



Слика 6.45. Дијаграми промене еквивалентне деформације ε_e на спољашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 1Q и 1Y



Слика 6.46. Дијаграми промене еквивалентне деформације ε_e на спољашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 2Q и 2Y



Слика 6.47. Дијаграми промене еквивалентне деформације ε_e на спољашњој страни диска точка за случајеве оптерећења 3Q и 3Y

Анализом претходних дијаграма потврђена је чињеница да између промене еквивалентног напона σ_e и промене еквивалентне деформације ε_e постоји одређена зависност која се може успоставити помоћу Хуковог закона. Због тога, као и због чињенице да мерне траке мере релативне деформације, пажња у даљим

истраживањима везаним за одређивање оптималних локација за постављање мерних трака посвећена је искључиво анализи еквивалентних деформација ε_e .

6.6. ОДРЕЂИВАЊЕ ОПТИМАЛНИХ ЛОКАЦИЈА МЕРНИХ ТРАКА

У овом раду примењен је јединствен приступ који омогућава веома поуздану идентификацију оптималних локација односно радијалних растојања за постављање мерних трака на точку мерног осовинског склопа. Примењени приступ састоји се из неколико фаза. У првој фази, на основу претходно формираних дијаграма промене еквивалентне деформације ε_e анализира се осетљивост на унутрашњој и спољашњој страни диска, при појединачном дејству вертикалне силе Q и бочне силе Y , у датим тачкама контакта. На овај начин се идентификују радијална растојања која су најосетљивија на утицај датих параметара.

У другој фази, анализира се утицај промене положаја тачке контакта на деформације на унутрашњој и спољашњој страни диска точка. За детаљнију анализу овог утицаја, формирају се упоредни дијаграми промене еквивалентне деформације ε_e на унутрашњој и спољашњој страни диска при дејству истог оптерећења, али у различитим тачкама контакта. На овај начин идентификују се радијална растојања која су најосетљивија на промену положаја тачке контакта између точка и шине.

У трећој фази, анализира се мешање утицаја параметара који се мере – вертикалне силе Q , бочне силе Y и положаја тачке контакта y_{ik} , у укупној деформацији диска точка која настаје као последица истовременог дејства наведених параметара. У ту сврху, формирају се упоредни дијаграми промене еквивалентне деформације ε_e на унутрашњој и спољашњој страни диска точка, за свих шест случајева оптерећења. На овај начин могуће је веома егзактно анализирати и идентификовати степен мешања утицаја параметара који се мере у функцији од радијалних растојања, односно координате z од средишта точка. Резултати ове анализе имају кључни утицај на начин решавања проблема инверзне идентификације који треба да се дефинише у овој фази истраживања.

У четвртој фази, на основу формираног модела и резултата напонско-деформационе анализе точка, одређује се потребан број независних мерних сигнала за тачну идентификацију понашања система, односно тачно одређивање вертикалне силе Q , бочне силе Y и положаја тачке контакта y_{ik} .

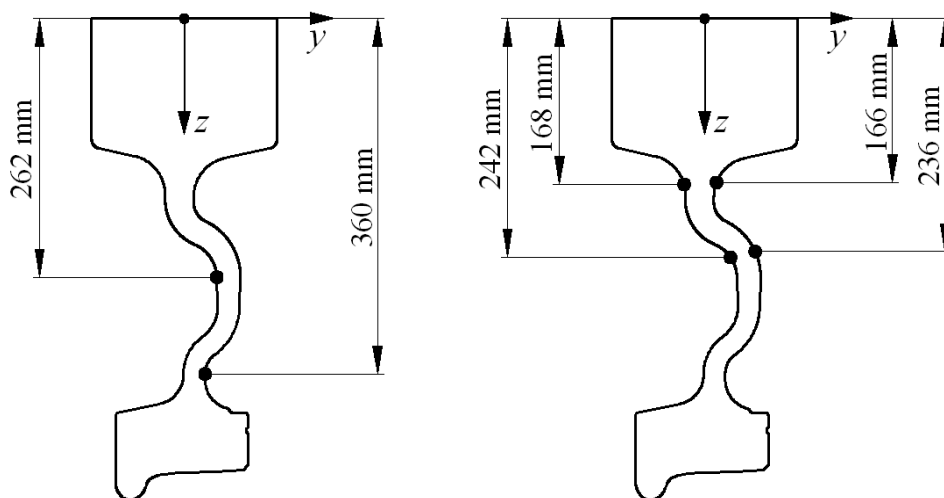
У зависности од изабраног начина решавања проблема инверзне идентификације и потребног броја независних мерних сигнала, у последњој петој фази врши се избор оптималних радијалних растојања за постављање мерних трака на унутрашњој и спољашњој страни диска точка.

6.6.1. Анализа осетљивости диска точка на вертикалну силу Q

Осетљивост на вертикалну силу Q на унутрашњој страни диска точка анализирана је на основу дијаграма промене еквивалентне деформације ε_e приказаних на сликама 6.39–6.41 лево, а на спољашњој страни диска на основу дијаграма приказаних на сликама

6.45–6.47 лево. Са датих дијаграма може се уочити да је за сва три случаја оптерећења ($1Q$, $2Q$ и $3Q$), највећа осетљивост диска на вертикалну силу Q присутна на радијалним растојањима $\rho=262$ mm на унутрашњој, и $\rho=360$ mm на спољашњој страни диска точка.

На основу тога, у овој фази истраживања може се закључити да су ова радијална растојања најпогоднија за постављање мерних трака мерног моста за мерење вертикалне силе Q . При томе се поставља изузетно значајно питање да ли на излазни сигнал са овог мерног моста утичу и преостала два параметра – бочна сила Y и положај тачке контакта y_{ik} , односно да ли на датим радијалним растојањима постоји мешање утицаја параметара који се мере. Радијална растојања на диску точка са највећом осетљивошћу на вертикалну силу Q приказана су на слици 6.48 лево.



Слика 6.48. Радијална растојања на диску точка са највећом осетљивошћу на вертикалну силу Q (лево) и бочну силу Y (десно)

6.6.2. Анализа осетљивости диска точка на бочну силу Y

Осетљивост на бочну силу Y на унутрашњој страни диска точка анализирана је на основу дијаграма промене еквивалентне деформације ε_e приказаних на сликама 6.39–6.41 десно, а на спољашњој страни диска на основу дијаграма приказаних на сликама 6.45–6.47 десно. Са датих дијаграма може се уочити да је за сва три случаја оптерећења ($1Y$, $2Y$ и $3Y$), највећа осетљивост диска на бочну силу Y присутна на радијалним растојањима $\rho=168$ mm и $\rho=242$ mm на унутрашњој страни, и $\rho=166$ mm и $\rho=236$ mm на спољашњој страни диска точка.

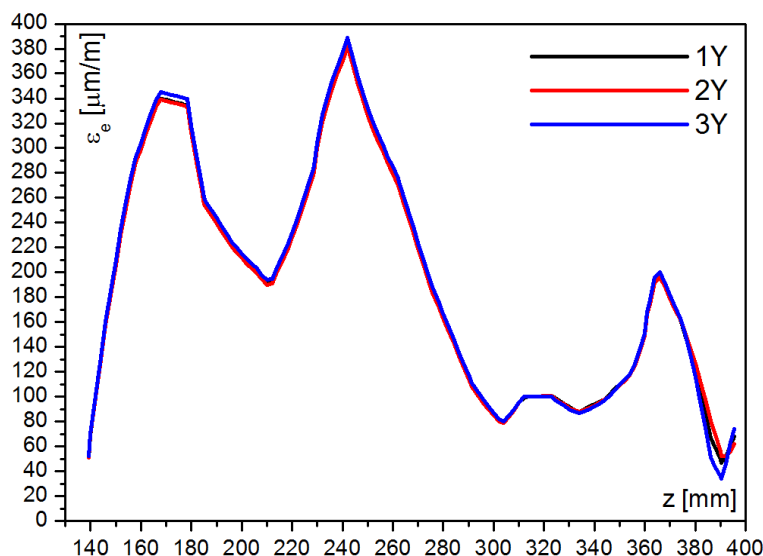
На основу тога може се закључити да су ова радијална растојања најпогоднија за постављање мерних трака мерног моста за мерење бочне силе Y . Као и у претходном случају, поставља се питање да ли на излазни сигнал са овог мерног моста утичу вертикална сила Q и положај тачке контакта y_{ik} . Радијална растојања на диску точка са највећом осетљивошћу на бочну силу Y приказана су на слици 6.48 десно.

6.6.3. Анализа утицаја положаја тачке контакта на деформације диска точка

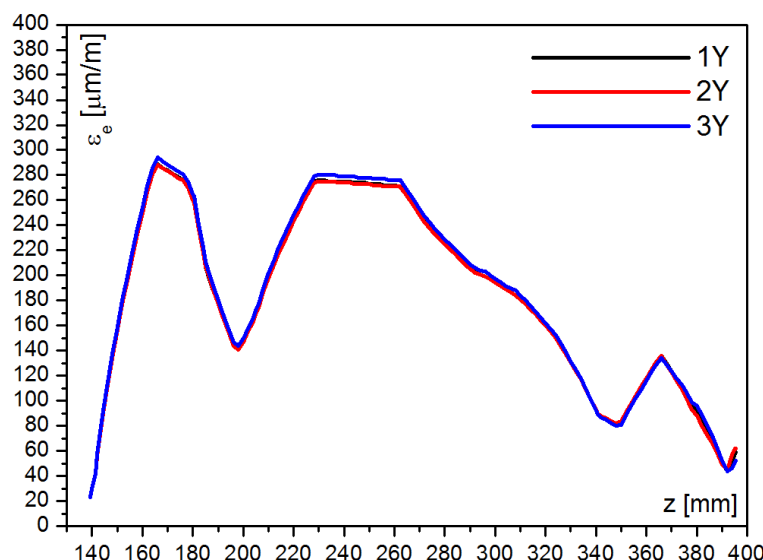
У циљу детаљније анализе утицаја промене положаја тачке контакта формирани су упоредни дијаграми промене еквивалентне деформације ε_e на унутрашњој и

спољашњој страни диска за случајеве оптерећења 1Y, 2Y и 3Y, као и за случајеве оптерећења 1Q, 2Q и 3Q. Ови дијаграми приказани су на сликама 6.49–6.52.

Са упоредних дијаграма приказаних на сликама 6.49 и 6.50 може се уочити изузетно значајна чињеница да су деформације на унутрашњој и спољашњој страни диска тачка, при промени положаја тачке контакта у којој делује бочна сила Y, готово идентичне. Анализама је утврђено да се разлике између вредности деформација за три анализирана положаја тачке контакта крећу у границама до 2 %. Из тог разлога, утицај промене положаја тачке контакта на деформације диска тачка изазване дејством бочне силе Y може се занемарити, што је и учињено у овом раду.



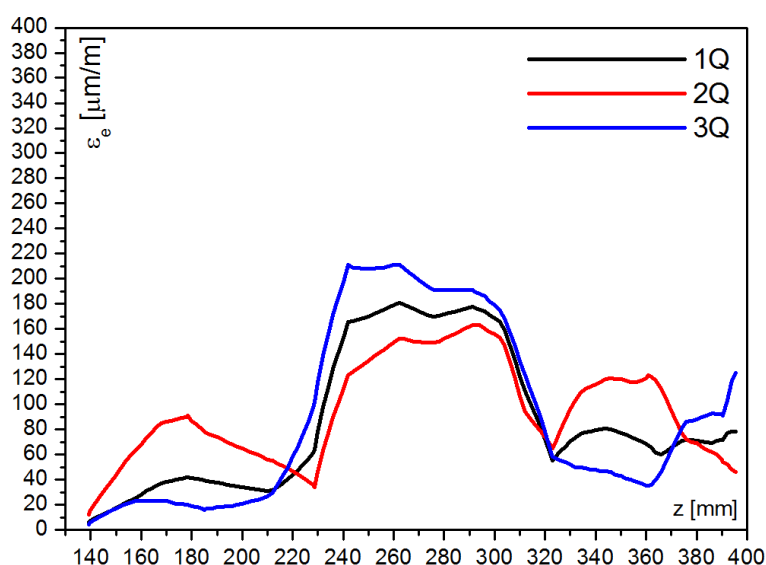
Слика 6.49. Упоредни дијаграм промене еквивалентне деформације ε_e на унутрашњој страни диска тачка за случајеве оптерећења 1Y, 2Y, и 3Y



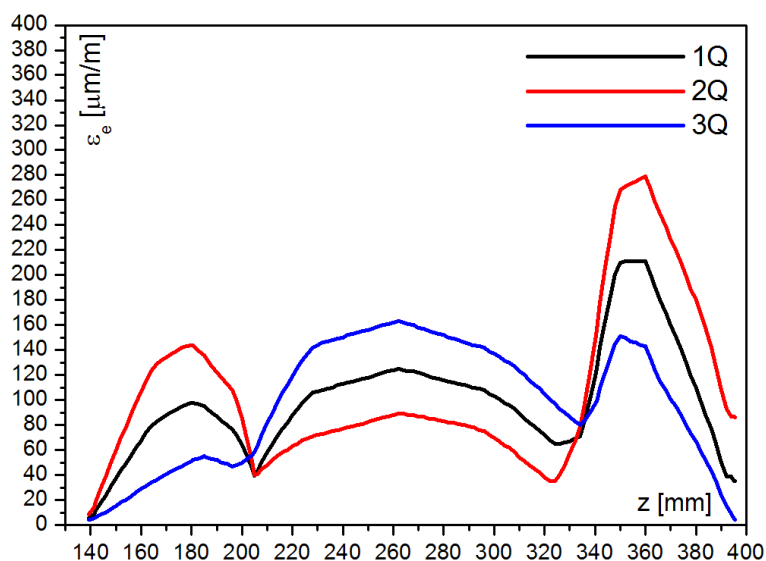
Слика 6.50. Упоредни дијаграм промене еквивалентне деформације ε_e на спољашњој страни диска тачка за случајеве оптерећења 1Y, 2Y, и 3Y

Насупрот томе, са упоредних дијаграма приказаних на сликама 6.51 и 6.52 може се уочити да се деформације на унутрашњој и спољашњој страни диска тачка генерално значајно разликују за различите положаје тачке контакта у којима делује вертикална

сила Q истог интензитета. Анализом дијаграма уочава се да постоји неколико радијалних растојања на којима је утицај промене положаја тачке контакта при дејству вертикалне силе Q веома мали. Та радијална растојања су $\rho=218$ mm, $\rho=320$ mm и $\rho=373$ mm на унутрашњој страни диска, и $\rho=203$ mm и $\rho=335$ mm на спољашњој страни диска тачка. Уколико би се на ова радијална растојања поставиле мерне траке, промена положаја тачке контакта између тачка и шине не би значајније утицала на промену излазног сигнала са мерног моста. На основу тога, може се закључити да су ова радијална растојања најпогоднија за постављање мерних трака за мерење вертикалне силе Q , уколико је циљ при развоју мерног система да се компензује грешка услед промене положаја тачке контакта. Међутим, у случају избора оваквог концепта појављују се два веома значајна проблема која се односе на релативно малу осетљивост диска у датим радијалним растојањима на дејство вертикалне силе Q , као и на евентуално мешање са утицајем бочне силе Y .

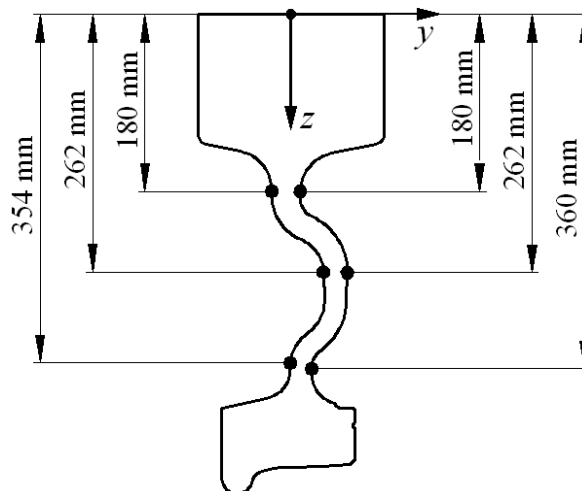


Слика 6.51. Упоредни дијаграм промене еквивалентне деформације ε_e на унутрашњој страни диска тачка за случајеве оптерећења 1Q, 2Q, и 3Q



Слика 6.52. Упоредни дијаграм промене еквивалентне деформације ε_e на спољашњој страни диска тачка за случајеве оптерећења 1Q, 2Q, и 3Q

Пошто је циљ методе која се развија у оквиру овог рада и мерење положаја тачке контакта између точка и шине, од посебног значаја је проналажење оних радијалних растојања на којима се деформације диска точка највише мењају при промени положаја тачке контакта. Са упоредних дијаграма приказаних на сликама 6.51 и 6.52 може се уочити да постоји више таквих радијалних растојања. На унутрашњој страни диска то су $\rho=180$ mm, $\rho=262$ mm и $\rho=354$ mm, а на спољашњој страни $\rho=180$ mm, $\rho=262$ mm и $\rho=360$ mm. Уколико би се на ова радијална растојања поставиле мерне траке, промена положаја тачке контакта између точка и шине значајно би утицала на промену вредности излазног сигнала са мерног моста. Дакле, ова радијална растојања су најпогоднија за постављање мерних трака које улазе у састав мерног моста за мерење положаја тачке контакта. Значајно је напоменути да су од уочених шест, три радијална растојања ($\rho=262$ mm на унутрашњој, као и $\rho=262$ mm и $\rho=360$ mm на спољашњој страни диска) у корелацији са радијалним растојањима на којима је присутна највећа осетљивост на дејство вертикалне силе Q . Пошто се положај тачке контакта одређује на основу деформација диска точка које настају под утицајем вертикалне силе Q , поставља се питање да ли на датим радијалним растојањима постоји мешање са утицајем бочне силе Y . Радијална растојања са највећом осетљивошћу на промену положаја тачке контакта y_{tk} приказана су на слици 6.53.



Слика 6.53. Радијална растојања на диску точка са највећом осетљивошћу на промену положаја тачке контакта y_{tk} између точка и шине

6.6.4. Анализа мешања утицаја вертикалне силе Q , бочне силе Y и промене положаја тачке контакта y_{tk}

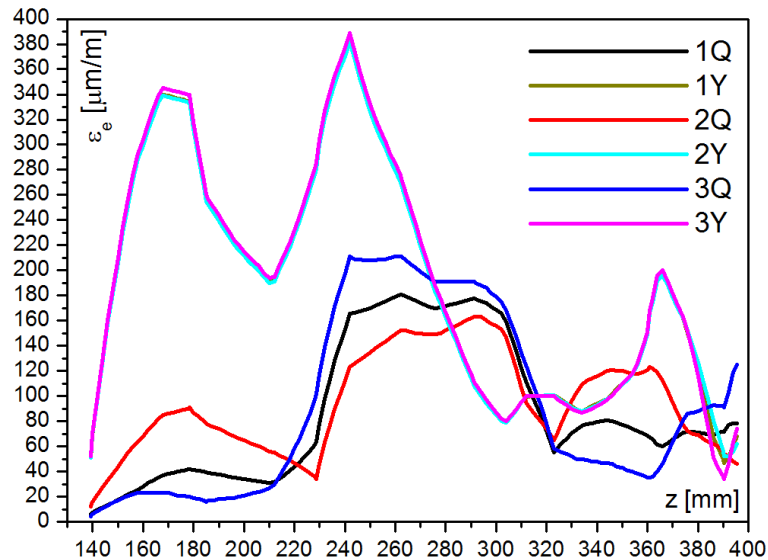
У циљу анализе степена мешања утицаја параметара који се мере, формиран су упоредни дијаграми промене еквивалентне деформације ε_e на унутрашњој и спољашњој страни диска точка, за свих шест случајева оптерећења. Ови упоредни дијаграми приказани су на сликама 6.54 и 6.55.

Основни циљ при развоју мерног система сваког мерног осовинског склопа је проналажење локација односно радијалних растојања на диску точка са високом осетљивошћу и без мешања утицаја вертикалне и бочне силе у излазним сигнаlima са мерних мостова. Тиме се омогућава успостављање веома једноставних релација између

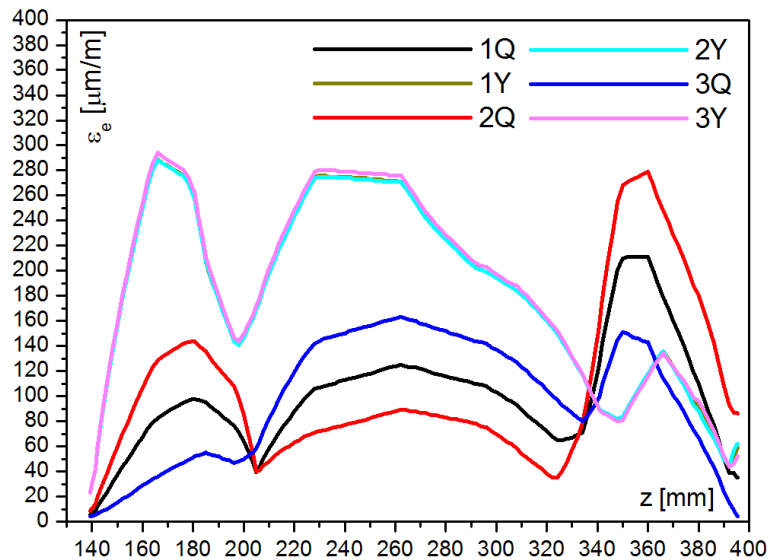
излазних сигнала са мерних мостова и непознатих сила у интеракцији точак-шина које се тим мостовима мере. Имајући у виду да је веза између мерног сигнала и силе линеарна, зависности између сигнала са мерних мостова и сила у интеракцији точак-шина у овом случају могу се представити на следећи начин:

$$S_{mQ} = k_Q \cdot Q \quad (6.4)$$

$$S_{mY} = k_Y \cdot Y \quad (6.5)$$



Слика 6.54. Упоредни дијаграм промене еквивалентне деформације ε_e на унутрашњој страни диска точка за свих шест случајева оптерећења



Слика 6.55. Упоредни дијаграм промене еквивалентне деформације ε_e на спољашњој страни диска точка за свих шест случајева оптерећења

Коефицијенти зависности између задатих сила Q и Y и регистрованих сигнала са мерних мостова за њихово мерење k_Q и k_Y , одређују се калибрацијом мерног система. У овом случају, алгоритам инверзне идентификације своди се на израчунавање непознатих сила у интеракцији точак-шина на основу вредности сигнала са мерних мостова:

$$Q = \frac{S_{mQ}}{k_Q} \quad (6.6)$$

$$Y = \frac{S_{mY}}{k_Y} \quad (6.7)$$

Међутим, анализом датих упоредних дијаграма уочава се веома значајна чињеница да на свим радијалним растојањима са унутрашње и спољашње стране диска точка постоји одређено мешање утицаја параметра који се мере, при чему је степен мешања променљив у функцији од координате z . Добијени резултати показују да за анализирани тип и геометрију точка не постоје радијална растојања која су осетљива на дејство вертикалне силе Q , док су истовремено неосетљива на дејство бочне силе Y , и обрнуто. Такође, резултати показују да на претходно одређеним радијалним растојањима са највећом осетљивошћу постоји велики степен мешања утицаја у укупним деформацијама које настају као последица истовременог дејства параметара који се мере. На основу тога, може се извести закључак да је немогуће успоставити претходно описане једноставне релације између излазних сигнала са мерних мостова и сила у интеракцији точак-шина које се тим мостовима мере.

Уколико се мерни систем развија само за мерење вертикалне силе Q и бочне силе Y , при чему је утицај промене положаја тачке контакта компензован, и уколико постоји мешање параметара који се мере, проблем инверзне идентификације се компликује. Независно од положаја тачке контакта u_{ik} , зависности између помешаних сигнала са мерних мостова и сила у интеракцији точак-шина Q и Y дефинисане су следећим линеарним комбинацијама:

$$S_{mQ} = k_{QQ} \cdot Q + k_{QY} \cdot Y \quad (6.8)$$

$$S_{mY} = k_{YQ} \cdot Q + k_{YY} \cdot Y \quad (6.9)$$

где је:

k_{QQ} – коефицијент зависности између силе Q и сигнала мерног моста за мерење силе Q

k_{QY} – коефицијент зависности између силе Y и сигнала мерног моста за мерење силе Q

k_{YQ} – коефицијент зависности између силе Q и сигнала мерног моста за мерење силе Y

k_{YY} – коефицијент зависности између силе Y и сигнала мерног моста за мерење силе Y

Ови коефицијенти линеарне зависности између задатих сила и сигнала са мерних мостова играју кључну улогу у претходним изразима (6.8) и (6.9), и они практично репрезентују осетљивости мерних мостова на дејства сила Q и Y . Њихове вредности су константне и одређују се калибрацијом мерног система. Дакле, у овом случају алгоритам инверзне идентификације своди се на решавање система од две једначине са две непознате – вертикалне силе Q и бочне силе Y .

Уколико се поред сила Q и Y чији су утицаји помешани, мерни систем развија и за мерење положаја тачке контакта u_{ik} , што је случај у овом раду, услед нелинеарности која потиче од нелинеарног облика профила точка, решавање проблема инверзне идентификације се значајно компликује. У том случају, вредности помешаних излазних сигнала није могуће представити као линеарне комбинације појединачних утицаја параметара који се мере, па се морају тражити нека друга алтернативна решења у развоју алгоритма инверзне идентификације.

Формирање модела и напонско-деформациона анализа точка имају изузетан значај који се огледа у могућности идентификације и свеобухватне анализе свих ових проблема, још у фази развоја мерног система мерног осовинског склопа. Уколико проблем мешања није адекватно идентификован, не може се очекивати висока тачност мерења развијеног мерног система.

Један од могућих приступа у решавању проблема мешања је његово неутралисање односно компензовање кроз одговарајући начин повезивања мерних трака у мерне мостове. Тиме се омогућава успостављање једноставних веза између сигнала са мерних мостова и сила у интеракцији точак-шина дефинисаних изразима (6.4) и (6.5). Овај приступ омогућава постизање задовољавајуће тачности мерења, при чему треба имати у виду веома значајну чињеницу да се мешање на овај начин никада не може потпуно неутралисати.

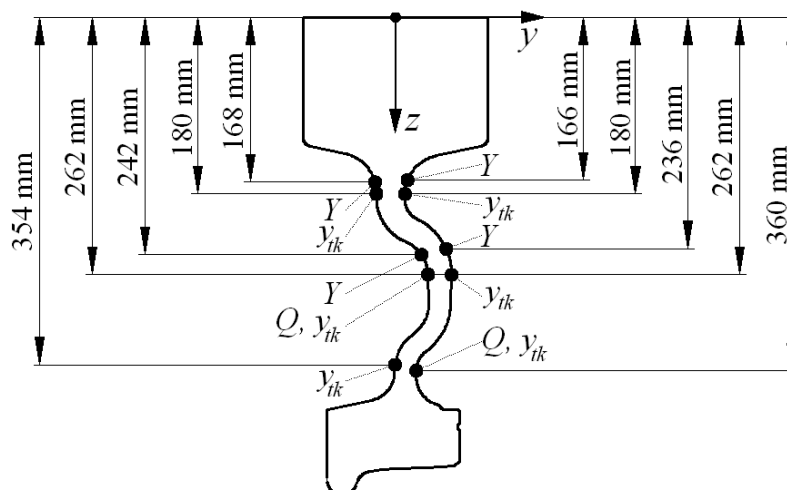
У циљу постизања високе тачности мерења, у овом раду примењен је приступ који подразумева одређивање појединачних утицаја параметара који се мере на основу помешаних излазних сигнала са мерних мостова. Најпогоднија метода за решавање овог проблема је метода слепог издвајања сигнала (Blind Signal Separation) помоћу анализе независних компоненти (Independent Component Analysis). Пошто за примену наведене методе није важно колики је степен мешања, а имајући у виду циљ да се добију што веће вредности излазних сигнала са мерних мостова, најповољније је да се коначан избор оптималних радијалних растојања за постављање мерних трака изврши према критеријуму максималне осетљивости диска на дејство параметара који се мере.

6.6.5. Анализа потребног броја независних мерних сигнала

Да би се одредио потребан број независних мерних сигнала за мерење вертикалне силе Q , бочне силе Y и положаја тачке контакта y_{tk} , потребно је анализирати колики број параметара утиче на деформације диска точка. На основу формираног модела и претходних разматрања може се уочити изузетно значајна чињеница да помешане деформације на унутрашњој и спољашњој страни диска точка зависе од бочне силе Y независно од положаја тачке контакта, као и од тога да ли вертикална сила Q делује у зони површине котрљања око номиналне тачке контакта (околина тачке контакта ТК1), зони површине котрљања ближе спољашњој страни точка (околина тачке контакта ТК2), или у зони венца точка (околина тачке контакта ТК3). Сходно томе, да би се инверзном идентификацијом тачно и прецизно одредиле вредности сила Q и Y , као и положај тачке контакта y_{tk} у којој делују, потребна су минимално четири независна мерна сигнала односно мерна моста. На овај начин, обезбеђује се висока тачност мерења положаја тачке контакта између точка и шине.

6.6.6. Избор оптималних радијалних растојања

У последњој фази потребно је извршити избор четири оптимална радијална растојања за постављање мерних трака на унутрашњој и спољашњој страни диска точка. Претходни резултати показују да постоји више радијалних растојања која су погодна за постављање мерних трака које улазе у састав мерних мостова за мерење сваког од три непозната параметра. Та радијална растојања приказана су на слици 6.56.



Слика 6.56. Радијална растојања на диску точка са највећом осетљивошћу на утицај параметара који се мере

Из групе ових радијалних растојања, имајући у виду усвојени начин решавања проблема инверзне идентификације, оптимална су она радијална растојања на којима диск точка има максималну осетљивост, односно највеће деформације при дејству параметара који се мере. Упоредни преглед вредности еквивалентних деформација ε_e на датим радијалним растојањима са највећом осетљивошћу дат је у табели 6.5.

Табела 6.5. Упоредни преглед вредности еквивалентних деформација ε_e на радијалним растојањима са највећом осетљивошћу на утицај параметара који се мере

Параметар	Радијално растојање ρ [mm]	Страна диска	Еквивалентна деформација ε_e [$\mu\text{m}/\text{m}$]		
			Тачка контакта		
			ТК1	ТК2	ТК3
Вертикална сила Q	262	унутрашња	181	152	211
	360	спољашња	211	279	143
Бочна сила Y	166	спољашња	289	288	294
	168	унутрашња	340	339	345
	236	спољашња	275	275	280
	242	унутрашња	383	382	389
Положај тачке контакта y_{tk}	180	унутрашња	87	41	19
	180	спољашња	144	98	51
	262	унутрашња	181	152	211
	262	спољашња	125	89	163
	354	унутрашња	118	74	40
	360	спољашња	211	279	143

Из табеле 6.5 може се уочити да се највеће деформације при дејству вертикалне силе Q јављају на радијалном растојању $\rho=360$ mm на спољашњој страни диска точка. На основу тога, ово радијално растојање је оптимално за постављање мерних трака које улазе у састав мерног моста за мерење вертикалне силе Q .

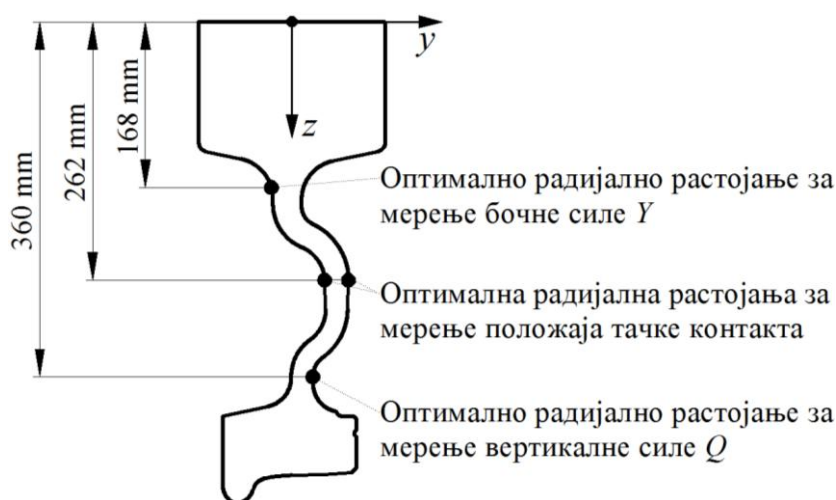
Поред тога, може се уочити да се највеће деформације при дејству бочне силе Y јављају на радијалним растојањима $\rho=168$ mm и $\rho=242$ mm на унутрашњој страни

диска точка. Пошто су вредности деформација приближно исте, коначан избор биће извршен након избора оптималних радијалних растојања за мерење положаја тачке контакта.

При избору оптималног радијалног растојања за мерење положаја тачке контакта, радијално растојање $\rho=360$ mm на спољашњој страни диска је искључено зато што је оно већ изабрано за мерење вертикалне силе Q . Уочава се да међу преосталим радијалним растојањима највећу осетљивост на промену положаја тачке контакта имају растојања $\rho=262$ mm на унутрашњој и спољашњој страни диска точка. Ова два радијална растојања су оптимална за постављање мерних трака које улазе у састав мерних мостова за мерење положаја тачке контакта u_{tk} .

Може се уочити да се на унутрашњој страни диска точка, оптимално радијално растојање за мерење положаја тачке контакта $\rho=262$ mm налази веома близу радијалног растојања $\rho=242$ mm, погодног за мерење бочне силе Y . Због проблема постављања мерних трака на овако блиским растојањима, за мерење бочне силе Y овом случају оптимално је радијално растојање $\rho=168$ mm.

Оптимална радијална растојања за постављање мерних трака које улазе у састав мерних мостова за мерење сила Q и Y , као и положаја тачке контакта u_{tk} између точка и шине, приказана су на слици 6.57.



Слика 6.57. Оптимална радијална растојања за мерење вертикалне силе Q , бочне силе Y и положаја тачке контакта u_{tk}

Веома је значајно напоменути да су наведена радијална растојања оптимална за наведени тип и геометрију анализираног точка. Применом претходно изложене методологије формирања модела, напонско-деформационе анализе, као и анализе резултата по датим фазама, могуће је идентификовати кључне проблеме, усвојити начин решавања проблема инверзне идентификације и одредити оптимална радијална растојања за било који тип и геометрију точка полазног осовинског склопа.

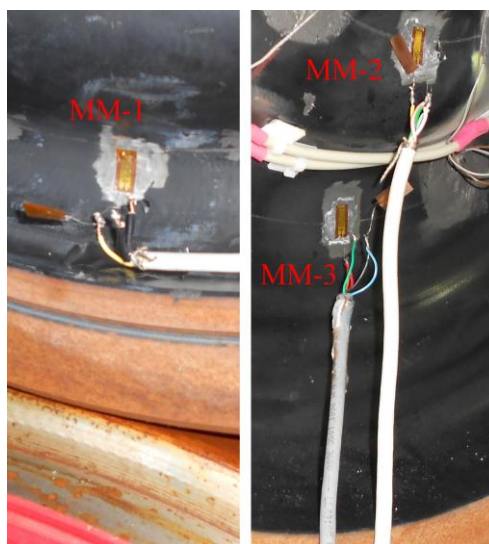
Пре уласка у решавање проблема оптималног распореда, броја и начина повезивања мерних трака, извршена је експериментална верификација формираног модела точка и нумеричка анализа утицаја центрифугалног убрзања услед обртања, температуре околине и температуре услед кочења на деформације диска точка.

6.7. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА И ВЕРИФИКАЦИЈА МОДЕЛА ТОЧКА

Експериментална испитивања у овој фази истраживања реализована су у Лабораторији за испитивање железничких возила и машинских конструкција Центра за железничка возила Факултета за машинство и грађевинарство у Краљеву.

Испитивања су реализована на реалном објекту односно точку стандардног осовинског склопа производње BONATRANS GROUP, Чешка, чија су геометрија и техничке карактеристике у потпуној сагласности са претходно формираним моделом точка.

У циљу верификације модела точка, изабрана су три мерна места која се налазе на три од четири претходно одређена оптимална радијална растојања за мерење непознатих параметара у интеракцији точак-шина. На сваком мерном месту, експериментално испитивање реализовано је помоћу једног независног полу-моста. Мерно место ММ-1 налази се на спољашњој страни диска точка на радијалном растојању $\rho=360$ mm, за мерење вертикалне силе Q (слика 6.58 лево). Мерна места ММ-2 и ММ-3 налазе се на унутрашњој страни диска на радијалним растојањима $\rho=168$ mm и $\rho=262$ mm, за мерење бочне силе Y и положаја тачке контакта y_{tk} (слика 6.58 десно).



Слика 6.58. Мерно место ММ-1 на спољашњој страни (лево) и мерна места ММ-2 и ММ-3 на унутрашњој страни диска точка (десно)

На сва три мерна места, мерне траке су залепљене у идентичној вертикалној равни која садржи осу симетрије точка и пролази кроз тачку контакта између точка и шине. На тај начин омогућено је да се нумерички и експериментални резултати могу упоређивати.

Свака од три залепљене мерне траке повезана је у независну полу-мосну конфигурацију са додатном мерном траком која служи за компензацију утицаја температуре. Коришћене су идентичне мерне траке производње НВМ (Hottinger Baldwin Messtechnik) чија номинална отпорност износи $R=120$ Ω , а фактор траке $k=2,05$.

Испитивања су реализована на специјалној пробници која омогућава задавање вертикалне и бочне силе у контакту испитиваног точка и имитације главе шине, као и

промену положаја тачке контакта. Силе су задаване помоћу ручно управљаних хидрауличких цилиндара и очитаване на посебним алфа-нумеричким дисплејима који су повезани са претварачима сила.

За аквизицију података коришћен је осмо-канални мерно-аквизициони уређај типа QuantumX MX840A производње НВМ. Детаљи са експерименталних испитивања точка спроведених у овој фази истраживања приказани су на слици 6.59.



Слика 6.59. Детаљи са експерименталних испитивања точка у циљу верификације нумеричког модела

Формираним мерним системима мерене су деформације диска точка у вертикалном правцу ε_z , које су упоређиване са истим таквим деформацијама добијеним помоћу модела точка, односно нумеричког прорачуна применом методе коначних елемената. Значајно је нагласити да су на датим радијалним растојањима ове деформације готово идентичне еквивалентним деформацијама ε_e . Деформације ε_z мерене су за три различита положаја тачке контакта између точка и шине, идентична положајима који су узети у обзир при нумеричком прорачуну точка (слика 6.60).



Слика 6.60. Положаји тачке контакта при експерименталним испитивањима точка

Резултати експерименталних испитивања деформација ε_z и нормалних напона σ_z за различите случајеве оптерећења, као и њихово поређење са резултатима нумеричког прорачуна добијеним на основу формираног модела точка, приказани су у табели 6.6.

Табела 6.6. Резултати експерименталних испитивања деформација ε_z и нормалних напона σ_z и њихово поређење са резултатима нумеричког прорачуна точка

Случај оптерећења		Извор	Релативна деформација ε_z [$\mu\text{m}/\text{m}$]			Нормални напон σ_z [kN/cm^2]		
			Мерно место			Мерно место		
			ММ-1	ММ-2	ММ-3	ММ-1	ММ-2	ММ-3
1	$Q=40$ kN $Y=0$ TK1	Експер. 1	-82	10	-64	-1,72	0,21	-1,34
		Експер. 2	-82	10	-65	-1,72	0,21	-1,37
		Експер. 3	-83	9	-65	-1,74	0,19	-1,37
		Експер. 4	-85	9	-65	-1,79	0,19	-1,37
		МКЕ	-85	12	-73	-1,79	0,25	-1,53
2	$Q=60$ kN $Y=0$ TK1	Експер. 1	-122	13	-94	-2,56	0,27	-1,97
		Експер. 2	-123	14	-95	-2,58	0,29	-2,00
		Експер. 3	-123	14	-94	-2,58	0,29	-1,97
		Експер. 4	-123	14	-95	-2,58	0,29	-2,00
		МКЕ	-127	18	-109	-2,67	0,38	-2,29
3	$Q=40$ kN $Y=0$ TK2	Експер. 1	-103	24	-58	-2,16	0,50	-1,22
		Експер. 2	-101	23	-58	-2,12	0,48	-1,22
		Експер. 3	-103	23	-59	-2,16	0,48	-1,24
		Експер. 4	-101	23	-57	-2,12	0,48	-1,20
		МКЕ	-114	31	-61	-2,39	0,65	-1,28
4	$Q=60$ kN $Y=0$ TK2	Експер. 1	-147	33	-85	-3,09	0,69	-1,79
		Експер. 2	-146	33	-85	-3,07	0,69	-1,79
		Експер. 3	-147	34	-86	-3,09	0,71	-1,81
		Експер. 4	-149	35	-86	3,13	0,74	-1,81
		МКЕ	-171	47	-92	-3,59	0,99	-1,93
5	$Q=0$ $Y=15$ kN TK3	Експер. 1	-47	-101	-76	-0,99	-2,12	-1,60
		Експер. 2	-47	-100	-76	-0,99	-2,10	-1,60
		Експер. 3	-46	-100	-75	-0,97	-2,10	-1,58
		Експер. 4	-47	-102	-75	-0,99	-2,14	-1,58
		МКЕ	-36	-100	-79	-0,76	-2,10	-1,66
6	$Q=0$ $Y=35$ kN TK3	Експер. 1	-102	-233	-160	-2,14	-4,89	-3,36
		Експер. 2	-101	-235	-163	-2,12	-4,94	-3,42
		Експер. 3	-100	-234	-162	-2,10	-4,91	-3,40
		Експер. 4	-100	-231	-163	-2,10	-4,85	-3,42
		МКЕ	-84	-232	-185	-1,76	-4,87	-3,89
7	$Q=40$ kN $Y=20$ kN TK3	Експер. 1	-100	-141	-162	-2,10	-2,96	-3,40
		Експер. 2	-110	-139	-162	-2,31	-2,92	-3,40
		Експер. 3	-109	-141	-163	-2,29	-2,96	-3,42
		Експер. 4	-109	-142	-163	-2,29	-2,98	-3,42
		МКЕ	-103	-140	-190	-2,16	-2,94	-3,99
8	$Q=60$ kN $Y=40$ kN TK3	Експер. 1	-192	-261	-296	-4,03	-5,48	-6,22
		Експер. 2	-196	-263	-298	-4,12	-5,52	-6,26
		Експер. 3	-200	-284	-302	-4,20	-5,96	-6,34
		Експер. 4	-203	-295	-308	-4,26	-6,20	-6,47
		МКЕ	-179	-277	-338	-3,76	-5,82	-7,10

У оквиру експерименталних испитивања задавано је осам различитих случајева оптерећења, при чему је експеримент за сваки случај оптерећења понављан по четири пута. Из табеле 6.6 може се уочити да је поновљивост резултата мерења на веома високом нивоу и да су резултати експерименталних испитивања веома слични резултатима нумеричког прорачуна применом методом коначних елемената.

Одступања између нумеричких и експерименталних резултата су у неким случајевима веома мала, док у неким случајевима имају значајне вредности. Уочава се тенденција да веће вредности одступања одговарају мањим вредностима деформација и напона. Генерално, на основу упоредне анализе резултата из табеле 6.6 може се закључити да се одступања између нумеричких и експерименталних резултата крећу у границама од 10÷15 %. При томе, треба имати у виду одређене разлике између формираног модела точка и услова под којима је извршено експериментално испитивање реалног објекта. Те разлике се пре свега односе на начин уношења оптерећења и начин ослањања испитиваног точка односно осовинског склопа на пробници. Поред тога, одступања могу бити и последица многих других утицајних параметара као што су грешке у лепљењу мерних трака, грешке у подешавању положаја тачке контакта на пробници, грешке у задавању оптерећења на пробници, грешке нумеричког прорачуна применом методе коначних елемената, итд.

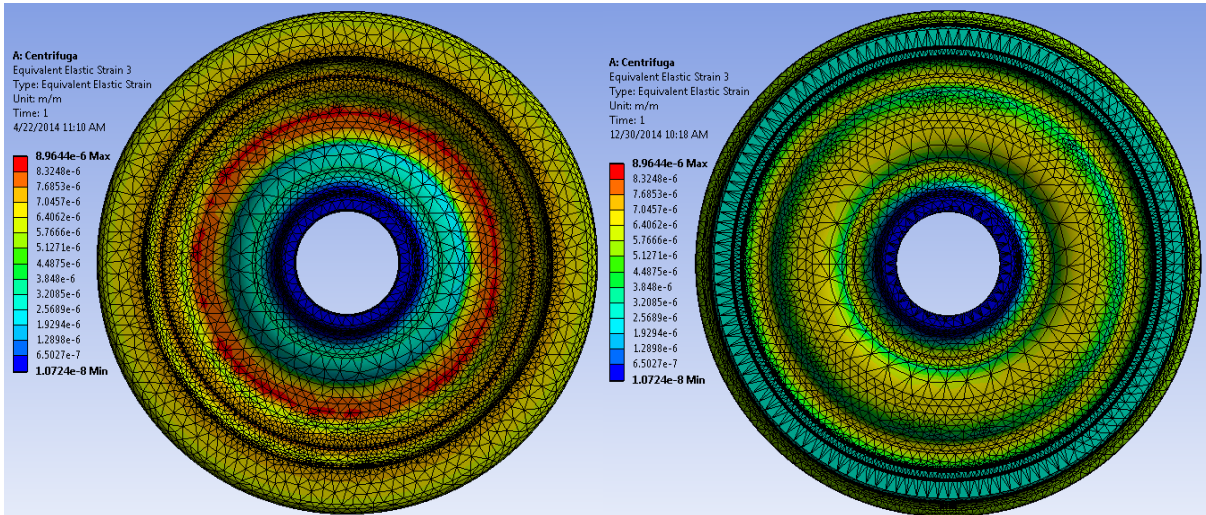
На основу резултата спроведених експерименталних испитивања може се потврдити валидност формираног модела точка, чиме се верификују и претходно одређена оптимална радијална растојања за постављање мерних трака. Формирани модел точка користи се у даљим анализама утицаја центрифугалног убрзања услед обртања, температуре околине и температуре услед кочења на деформације диска точка, као и у решавању проблема и развоју алгорита инверзне идентификације.

6.8. УТИЦАЈ ЦЕНТРИФУГАЛНОГ УБРЗАЊА УСЛЕД ОБРТАЊА НА ДЕФОРМАЦИЈЕ ДИСКА ТОЧКА

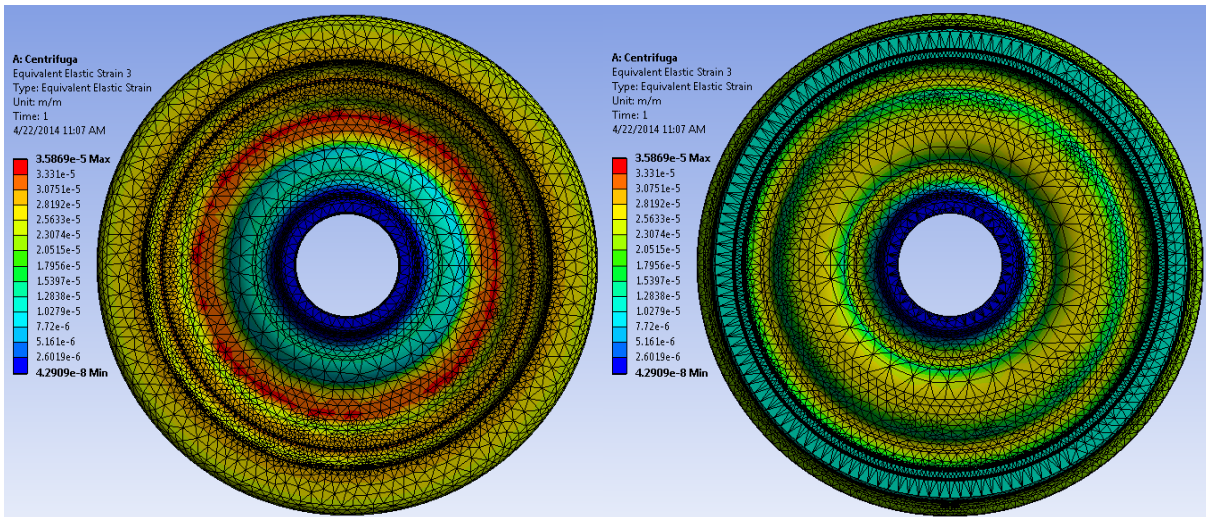
Истраживање утицаја центрифугалног убрзања услед обртања на деформације диска точка засновано је на коришћењу претходно формираног нумеричког модела точка.

На основу резултата прорачуна добијених помоћу софтверског пакета ANSYS, анализирани су еквивалентне деформације диска точка на претходно одређеним оптималним радијалним растојањима, за три различите вредности угаоне брзине обртања точка. У првом случају, брзина обртања точка је $\omega_{01}=30,19 \text{ rad/s}$, што одговара брзини кретања $v_1=50 \text{ km/h}$. У другом случају, брзина обртања точка је $\omega_{02}=60,39 \text{ rad/s}$ односно $v_2=100 \text{ km/h}$, а у трећем случају $\omega_{03}=90,58 \text{ rad/s}$ односно $v_3=150 \text{ km/h}$. При анализи датих деформација, занемарен је утицај гравитационог убрзања услед дејства силе Земљине теже.

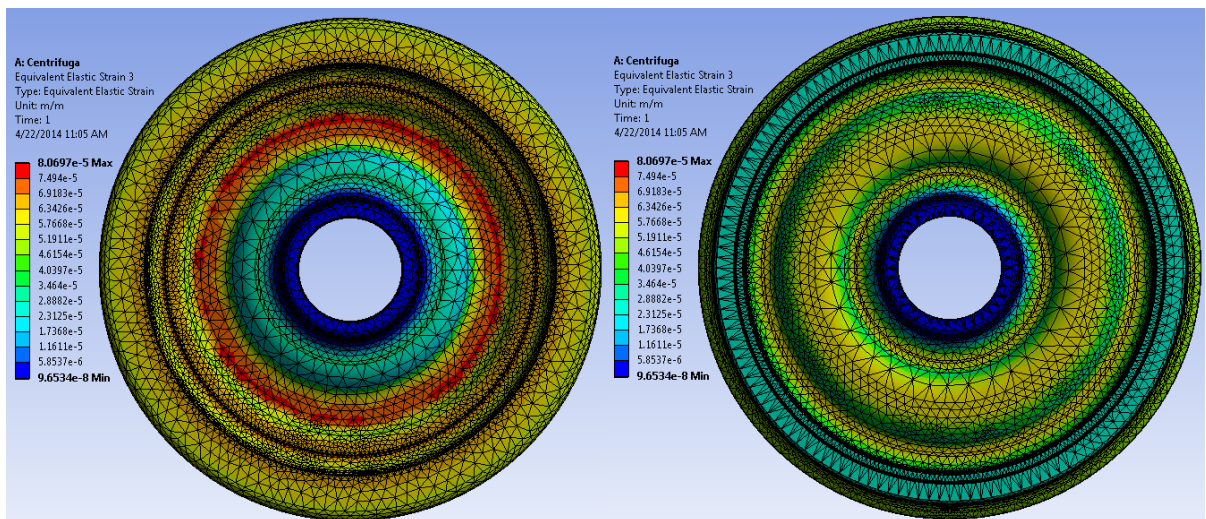
Резултати прорачуна еквивалентних деформација ε_e за дате случајеве оптерећења приказани су на сликама 6.61–6.63.



Слика 6.61. Еквивалентна деформација ε_e на унутрашњој и спољашњој страни точка при константној брзини обртања $\omega_{01}=30,19 \text{ rad/s}$ ($v_1=50 \text{ km/h}$)



Слика 6.62. Еквивалентна деформација ε_e на унутрашњој и спољашњој страни точка при константној брзини обртања $\omega_{02}=60,39 \text{ rad/s}$ ($v_2=100 \text{ km/h}$)



Слика 6.63. Еквивалентна деформација ε_e на унутрашњој и спољашњој страни точка при константној брзини обртања $\omega_{03}=90,58 \text{ rad/s}$ ($v_3=150 \text{ km/h}$)

На основу резултата прорачуна може се закључити да центрифугално убрзање услед обртања има значајан утицај на деформације диска точка, нарочито при већим брзинама обртања. У циљу детаљније анализе тог утицаја, очитане су вредности радијалних деформација ε_{rad} на датим радијалним растојањима. Теоријски посматрано, ове деформације су идентичне у свим тачкама које леже на одређеној кружности чији је полупречник дефинисан произвољним радијалним растојањем од средишта точка. На основу анализе резултата прорачуна потврђена је ова тенденција, при чему радијалне деформације на датим радијалним растојањима нису потпуно идентичне већ се разликују у веома малом обиму. Ове разлике настају као последица грешака нумеричких израчунавања применом методе коначних елемената. Вредности радијалних деформација ε_{rad} на оптималним радијалним растојањима за мерење непознатих параметара у интеракцији точак-шина приказане су у табели 6.7.

Табела 6.7. Вредности радијалних деформација ε_{rad} изазване утицајем центрифугалног убрзања услед обртања точка

Случај оптерећења		Радијална деформација ε_{rad} [$\mu\text{m}/\text{m}$]			
		Радијално растојање и страна диска			
		$\rho=360$ mm спољашња	$\rho=168$ mm унутрашња	$\rho=262$ mm унутрашња	$\rho=262$ mm спољашња
1	$\omega_{o1}=30,19$ rad/s $n_{o1}=4,81$ o/s $v_1=50$ km/h	5	-3	7	-6
2	$\omega_{o2}=60,39$ rad/s $n_{o2}=9,62$ o/s $v_2=100$ km/h	20	-11	28	-24
3	$\omega_{o3}=90,58$ rad/s $n_{o3}=14,42$ o/s $v_3=150$ km/h	45	-26	63	-54

Из табеле 6.7 може се уочити да вредности радијалних деформација експоненцијално расту са порастом брзине обртања точка. Највећи утицај центрифугалног убрзања услед обртања присутан је на радијалном растојању за мерење положаја тачке контакта $\rho=262$ mm на унутрашњој страни диска точка.

Добијени резултати показују да центрифугално убрзање услед обртања има значајан утицај на деформације диска точка. У циљу добијања високе тачности мерења непознатих параметара у интеракцији точак-шина, у укупним сигналимa са мерних мостова овај утицај мора се компензовати односно неутралисати одговарајућим начином повезивања мерних трака постављених на датим радијалним растојањима.

6.9. УТИЦАЈ ТЕМПЕРАТУРЕ ОКОЛИНЕ И ТЕМПЕРАТУРЕ УСЛЕД КОЧЕЊА НА ДЕФОРМАЦИЈЕ ДИСКА ТОЧКА

При анализи утицаја температуре околине на деформације диска точка, треба имати у виду познату чињеницу из отпорности материјала да се тела шире и повећавају своју запремину при повећању температуре, односно скупљају и смањују своју запремину

при смањењу температуре. Калибрација мерног осовинског склопа врши се у лабораторијским условима, најчешће при собној температури која је приближно константна у току трајања калибрације. Међутим, мерни осовински склоп намењен је за експериментална испитивања која се реализују на отвореном простору у различитим временским условима и температурама околине које најчешће нису константне у току испитивања, већ се мењају у зависности од дела дана у коме се испитивање обавља. Уколико је калибрација мерног система реализована у лабораторији при константној температури од 22°C, а експериментална испитивања се обављају у веома топлим летњим или веома хладним зимским месецима, утицај температуре околине је веома значајан и може довести до велике грешке мерења. Теоријски гледано, пошто се точак равномерно шири и скупља при повећању или смањењу температуре, све мерне траке које се налазе на једнаким радијалним растојањима од средишта точка регистроваће исте деформације услед промене температуре. Као и у претходном случају, ова чињеница омогућава да се у укупним сигнаlima са мерних мостова овај утицај може компензовати кроз одговарајући начин повезивања мерних трака.

Егзактна анализа утицаја температуре која настаје услед трења при кочењу папучама може се спровести на основу резултата термичког прорачуна точка. При том прорачуну у обзир се узима неколико случајева оптерећења којима се обухватају све критичне ситуације које се могу појавити у експлоатацији. Резултати истраживања показују да температура услед кочења папучама (нарочито на дугим падовима) има одређеног утицаја на деформације и напоне диска точка [87]. Сходно томе, ако се мерни осовински склоп кочи током експерименталних испитивања на колосеку, доћи ће до пораста температуре бандажа и диска точка, што ће изазвати одређене додатне деформације мерних трака које могу имати утицаја на тачност мерења. Пошто се точак кочи истовремено са две папуче постављене симетрично у односу на вертикалну осу, може се сматрати да је његова површина котрљања по читавом обиму подједнако загрејана. У том случају ће, као и код утицаја температуре околине, све мерне траке на једном радијалном растојању бити изложене идентичним деформацијама услед промене температуре. То омогућава да се у укупним сигнаlima са мерних мостова овај утицај може компензовати одговарајућим начином повезивања мерних трака.

6.10. ОДРЕЂИВАЊЕ ОПТИМАЛНОГ РАСПОРЕДА, БРОЈА И НАЧИНА ПОВЕЗИВАЊА МЕРНИХ ТРАКА

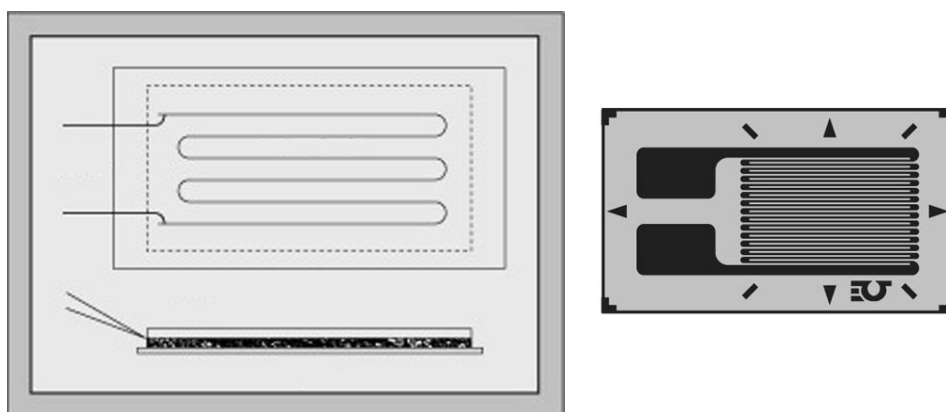
Основу за решавање проблема експерименталног одређивања непознатих параметара у интеракцији точак-шина и одређивање оптималног распореда, броја и начина повезивања мерних трака на точку мерног осовинског склопа, са циљем постизања високе тачности мерења, представља познавање принципа рада мерне траке и Витстоновог моста.

6.10.1. Принцип рада мерне траке и Витстоновог моста

Мерне траке у данашњем облику је 1936. године пронашао, а 1942. патентирао амерички инжењер Едвард Сајмонс (Edvard Simons) [88]. Од тада до данас, мерне траке су један од најчешће коришћених претварача у експерименталним испитивањима

конструкција [88–92]. Њихова примарна намена је мерење деформација, али се индиректно могу користити и за мерење напона, сила, момената, као и осталих величина које се могу довести у везу са деформацијама.

Принцип рада мерне траке заснива се на тензо-отпорном ефекту, односно на промени електричне отпорности жице при њеном оптерећењу. Генерално, свака мерна трака састоји се из две плjosнате изолаторске траке између којих је постављена танка проводна жица која је вишеструко савијена са циљем повећања дужине (слика 6.64).



Слика 6.64. Конструкција и изглед мерне траке (извор: OMEGA ENGINEERING)

Мерна трака се лепи на површину објекта који се испитује, тако да при деформацијама тог објекта долази до њеног деформисања и промене електричне отпорности. У општем случају, између промене електричне отпорности мерне траке и мерене деформације објекта постоји следећа математичка веза:

$$\frac{\Delta R}{R} = k\varepsilon \quad (6.10)$$

где је:

ε – мерена деформација објекта

R – номинална отпорност мерне траке

ΔR – промена отпорности мерне траке

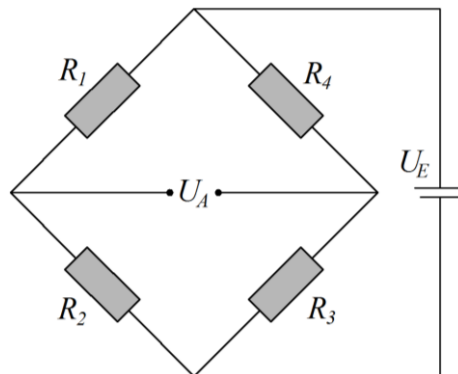
k – фактор мерне траке ("k" фактор)

Фактор k представља основну карактеристику мерне траке која зависи од материјала проводне жице. Сматра се да је овај фактор константан при нормалним условима мерења и деформацијама које се сусрећу код испитивања машинских конструкција [90]. Његова вредност дефинисана је од стране произвођача на сваком паковању мерних трака и обично се креће око 2.

Имајући у виду да су вредности деформација ε које се мере при испитивањима машинских конструкција веома мале, може се закључити да ће и промена отпорности ΔR бити веома мала величина. Управо из тог разлога у праски се не врше директна мерења отпорности, већ се за њено мерење користе Витстонови мерни мостови.

Витстонов мост дефинише се као електрично коло намењено тачном и прецизном мерењу електричне отпорности. Састоји се од четири отпорника (у овом случају отпорници су мерне траке номиналних отпорности R_i , $i=1\div 4$) који су повезани тако да

чине правоугаоник, напајања и мерног инструмента (слика 6.65). Електрични напон напајања U_E доводи се у једну дијагоналу моста, док се мерним инструментом мери излазни електрични напон U_A који настаје између крајева друге дијагонале моста.



Слика 6.65. Витстонов мост

Излазни електрични напон Витстоновог моста U_A може се израчунати према следећем изразу [88–90]:

$$U_A = U_E \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_3)(R_2 + R_4)} \quad (6.11)$$

Уколико је мост састављен од четири мерне траке идентичних отпорности и налази се у равнотежи, промена отпорности сваке мерне траке ΔR_i ($i=1\div 4$) доводи до појаве неуравнотежености моста, при чему се излазни напон U_A може одредити према следећем изразу [88–90]:

$$U_A = U_E \frac{\frac{\Delta R_1}{R} + \frac{\Delta R_3}{R} - \frac{\Delta R_2}{R} - \frac{\Delta R_4}{R}}{4} \quad (6.12)$$

Заменом израза (6.10) у претходни израз (6.12), успоставља се веза између деформација регистрованих сваком од четири мерне траке ε_i ($i=1\div 4$) и излазног напона Витстоновог моста U_A :

$$U_A = U_E \frac{k(\varepsilon_1 + \varepsilon_3 - \varepsilon_2 - \varepsilon_4)}{4} \quad (6.13)$$

Комбиновањем активних мерних трака залепљених на испитивани објекат, пасивних мерних трака које нису залепљене на испитивани објекат и отпорника који представљају интегрални део мерног инструмента, у општем случају, могуће је реализовати три врсте конфигурација Витстоновог моста:

- пун мост (у чији састав улазе четири мерне траке),
- полу-мост (у чији састав улазе две мерне траке),
- четвртина моста (у чији састав улази само једна мерна трака).

Имајући у виду да је излазни напон Витстоновог моста U_A пропорционалан напону напајања U_E , утицај промена отпорности односно деформација мерних трака на излазни напон моста најчешће се описује преко односа U_A/U_E који представља бездимензионалну величину, и сходно изразу (6.13) може се одредити као:

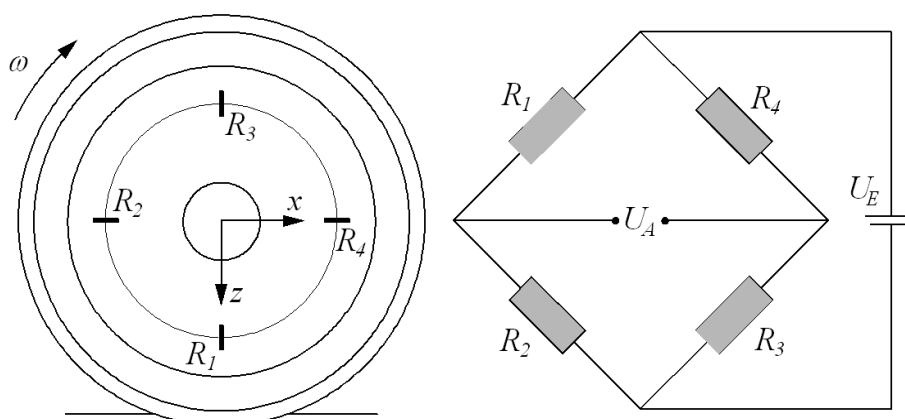
$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{k}{4} (\varepsilon_1 + \varepsilon_3 - \varepsilon_2 - \varepsilon_4) \quad (6.14)$$

Пошто је при напону напајања од неколико V излазни напон најчешће реда величине неколико mV, онда се однос U_A/U_E односно сигнал са мерног моста обично изражава у јединицама mV/V.

6.10.2. Анализа сигнала са мерних мостова при мерењу параметара у интеракцији точак-шина

При експерименталном одређивању непознатих параметара у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа, за мерење су релевантне само оне дискретне вредности помешаних сигнала са мерних мостова које се појављују у тренуцима када свака од мерних трака пролази изнад тачке контакта између точка и шине (пресек А-А на слици 6.35).

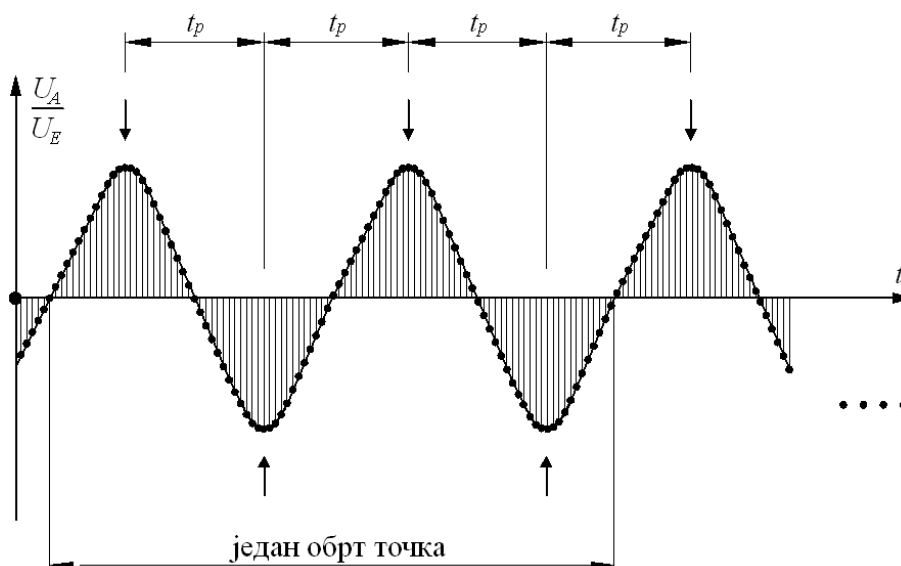
У циљу детаљније анализе сигнала, разматран је случај који подразумева да се на сваком оптималном радијалном растојању на точку налази по један пун мерни мост који је формиран повезивањем четири мерне траке, међусобно распоређене под угловима од 90° (слика 6.66).



Слика 6.66. Пун мерни мост формиран повезивањем четири мерне траке распоређене под међусобним угловима од 90°

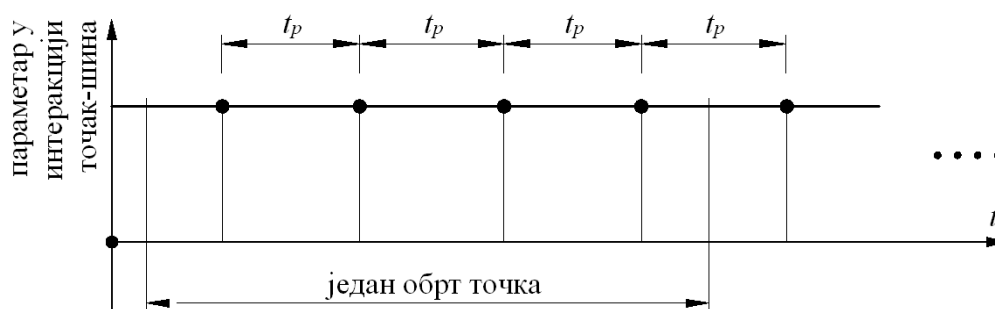
При обртању точка, са сваког мерног моста добија се мерни сигнал који се мења у функцији од промене параметара у интеракцији точак-шина, брзине кретања и угаоног положаја точка. Максималне вредности мерних сигнала појављују се у тренуцима када мерне траке пролазе изнад тачке контакта, односно четири пута у току једног обртаја точка (слика 6.67). Интензитет максималних вредности зависи од интензитета сила у интеракцији точак-шина и положаја тачке контакта, а време између њиховог појављивања t_p зависи од брзине кретања испитиваног железничког возила.

Према томе, када се на датим оптималним радијалним растојањима налазе по четири мерне траке, дискретне вредности мерних сигнала меродавне за одређивање непознатих параметара у интеракцији точак-шина добијају се на сваких пређених $1/4$ обима точка. Све остале вредности мерних сигнала, у периодима када се мерне траке не налазе изнад тачке контакта, немају значаја за мерење непознатих параметара.



Слика 6.67. Изглед мерних сигнала који се добијају са мерних мостова у току једног обртаја точка и дискретне вредности меродавне за одређивање непознатих параметара у интеракцији точак-шина

Дакле, у алгоритам инверзне идентификације, у току једног обртаја точка, уведе се по четири максималне дискретне вредности сваког од мерних сигнала који настају као последица мешања утицаја параметара који се мере. Решавањем проблема инверзне идентификације и одређивањем појединачних утицаја на основу вредности помешаних сигнала, добијају се сигнали параметара који се мере – вертикалне силе Q , бочне силе Y и положаја тачке контакта y_k (слика 6.68). Ови сигнали представљају дискретне вредности чији се интензитет током времена односно кретања по колосеку мења, при чему време t_p које протекне између њиховог појављивања зависи од брзине кретања испитиваног железничког возила.



Слика 6.68. Изглед сигнала параметара у интеракцији точак-шина добијених на излазу из алгоритма инверзне идентификације

6.10.3. Анализа различитих варијантних решења распореда, броја и начина повезивања мерних трака

У складу са претходним разматрањима, у наставку рада анализиране су различите варијанте распореда, броја и начина повезивања мерних трака које треба да доведу до дефинисања оптималног решења. За свако решење одређене су следеће карактеристике које су изузетно значајне за анализу његове прихватљивости као и квалитета мерења:

- време које протекне између две суседне репрезентативне вредности мерног сигнала (t_{rv}),
- пређени пут између две суседне репрезентативне вредности мерног сигнала (s_{rv}),
- фреквенца преласка мерних трака изнад тачке контакта између точка и шине (f).

Посебна пажња посвећена је анализи да ли дато решење омогућава компензацију утицаја центрифугалног убрзања услед обртања точка, као и утицаја температуре околине и температуре услед кочења.

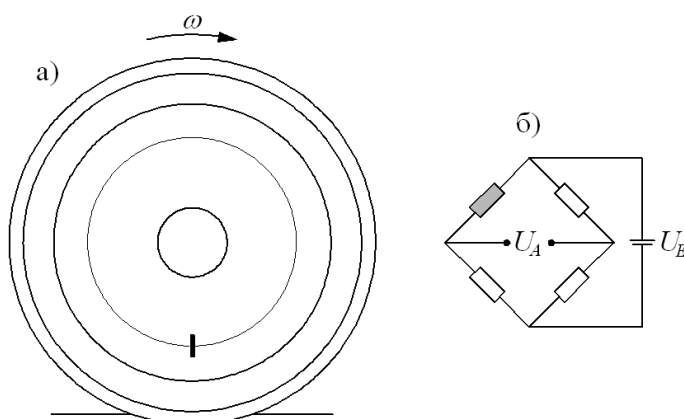
Сва варијантна решења анализирана су за три различите брзине кретања точка које износе 50, 100 и 150 km/h. Основни параметри везани за кретање точка наведеним брзинама дати су у табели 6.8.

Табела 6.8. Параметри кретања точка брзинама 50, 100 и 150 km/h

Параметар везан за кретање точка		Брзина кретања v [km/h]		
		50	100	150
Угаона брзина обртања точка	ω_o [rad/s]	30,19	60,39	90,58
Број обртаја у једној секунди	n_o [o/s]	4,81	9,62	14,42
Време трајања једног обртаја	t_o [s]	0,21	0,10	0,07
Пређени пут у току једног обртаја	s_o [m]	2,89	2,89	2,89

6.10.3.1. Једна мерна трака повезана у четвртину моста

Уколико се на одређеном радијалном растојању налази само једна мерна трака (слика 6.69 а) која је повезана у четвртину мерног моста (слика 6.69 б), у току једног обртаја точка добија се само једна репрезентативна дискретна вредност мерног сигнала меродавна за одређивање непознатих параметара у интеракцији точак-шина. Основне карактеристике решења са једном мерном траком дате су у табели 6.9.



Слика 6.69. Мерење са једном мерном траком повезаном у 1/4 моста

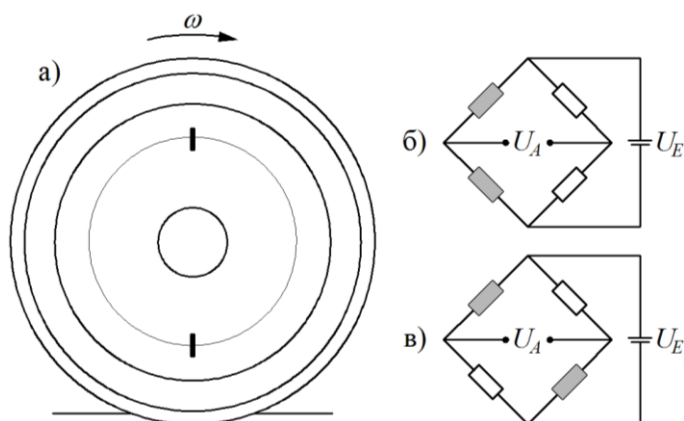
Табела 6.9. Карактеристике решења са једном мерном траком

Карактеристика	Брзина кретања v [km/h]		
	50	100	150
t_{rv} [ms]	210	100	70
s_{rv} [m]	2,89	2,89	2,89
f [Hz]	4,76	10	14,28

Из табеле 6.9. може се уочити да, независно од брзине кретања v , пређени пут између две суседне репрезентативне дискретне вредности мерног сигнала s_{rv} износи 2,89 m. Имајући у виду да међународни стандарди захтевају мерење сила у интеракцији точак-шина и односа Y/Q на 2 m пређеног пута, може се закључити да је решење са једном мерном траком неприхватљиво. Поред тога, решење са четвртином моста не омогућава потребну компензацију утицаја центрифугалног убрзања услед обртања точка и утицаја температуре околине и температуре услед кочења.

6.10.3.2. 2 мерне траке распоређене под углом од 180° и повезане у полу-мост

Уколико се на одређеном радијалном растојању налазе 2 мерне траке распоређене под углом од 180° (слика 6.70 а) које су повезане у полу-мост (слика 6.70 б, в), у току једног обртаја точка добијају се 2 репрезентативне дискретне вредности мерног сигнала меродавне за одређивање непознатих параметара у интеракцији точак-шина. Основне карактеристике решења са 2 мерне траке дате су у табели 6.10.



Слика 6.70. Мерење са 2 мерне траке распоређене под углом од 180° и повезане у 1/2 моста

Табела 6.10. Карактеристике решења са 2 мерне траке

Параметар	Брзина кретања v [km/h]		
	50	100	150
t_{rv} [ms]	105	50	35
s_{rv} [m]	1,445	1,445	1,445
f [Hz]	9,52	20	28,57

Из табеле 6.10. може се уочити да код овог решења пређени пут између две суседне репрезентативне вредности мерног сигнала износи 1,445 m, односно двоструко је мањи у односу на решење са једном мерном траком. Са оваквим решењем, дискретне вредности сигнала меродавне за одређивање параметара у интеракцији точак-шина добијале би се на сваких 1,445 m пређеног пута, што је такође недовољно са аспекта поузданости мерења. Решење са 2 мерне траке повезане у полу-мостну конфигурацију омогућава компензацију утицаја центрифугалног убрзања и температуре, под условом да су траке повезане у суседне гране мерног моста (слика 6.70 б). Уколико су мерне траке повезане у супротне гране моста (слика 6.70 в), поменути утицаји се дуплирају.

6.10.3.3. 4 мерне траке распоређене под угловима од 90° и повезане у пун мост

Уколико се на одређеном радијалном растојању налазе 4 мерне траке распоређене под угловима од 90° које су повезане у пун мост (слика 6.66), у току једног обртаја точка добијају се 4 репрезентативне дискретне вредности мерног сигнала. Основне карактеристике решења са 4 мерне траке дате су у табели 6.11.

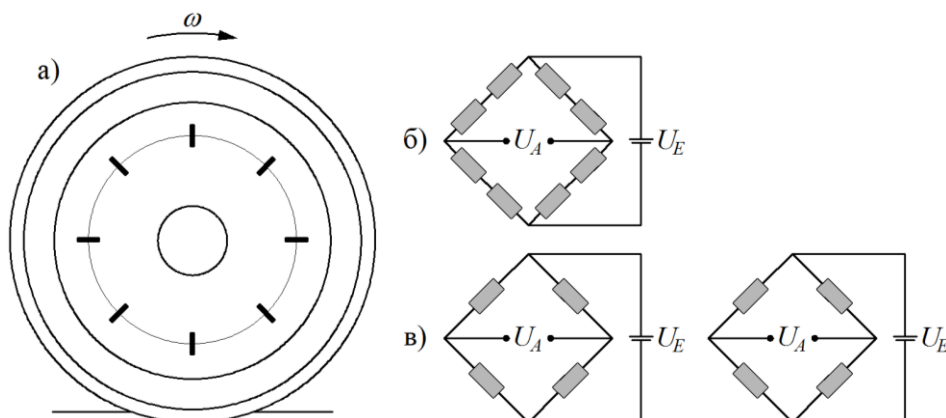
Табела 6.11. Карактеристике решења са 4 мерне траке

Параметар	Брзина кретања v [km/h]		
	50	100	150
t_{rv} [ms]	52,5	25	17,5
s_{rv} [m]	0,7225	0,7225	0,7225
f [Hz]	19,05	40	57,14

Из табеле 6.11. може се уочити да код овог решења пређени пут између две суседне репрезентативне вредности мерног сигнала износи 0,7225 m. Са оваквим решењем распореда и броја мерних трака, дискретне вредности сигнала меродавне за одређивање параметара у интеракцији точак-шина добијале би се приближно на сваких 0,7 m пређеног пута, што је на граници прихватљивости са аспекта поузданости и квалитета мерења. Решење са 4 мерне траке повезане у пун мост омогућава компензацију утицаја центрифугалног убрзања и температуре.

6.10.3.4. 8 мерних трака распоређених под угловима од 45° и повезаних у пун мост

Уколико се на одређеном радијалном растојању налази 8 мерних трака распоређених под угловима од 45° (слика 6.71 а) које су повезане у један или два пуна моста (слика 6.71 б, в), у току једног обртаја точка добија се 8 репрезентативних дискретних вредности мерног сигнала. Основне карактеристике решења са 8 мерних трака дате су у табели 6.12.



Слика 6.71. Мерење са 8 мерних трака распоређених под угловима од 45° и повезаних у један пун мост или два независна пуна моста

Са оваквим решењем распореда и броја мерних трака, дискретне вредности мерног сигнала меродавне за одређивање параметара у интеракцији точак-шина добијале би се приближно на сваких 36 cm пређеног пута, што обезбеђује двоструко већу поузданост мерења у односу на решење са 4 мерне траке. Мерне траке могу бити повезане у један

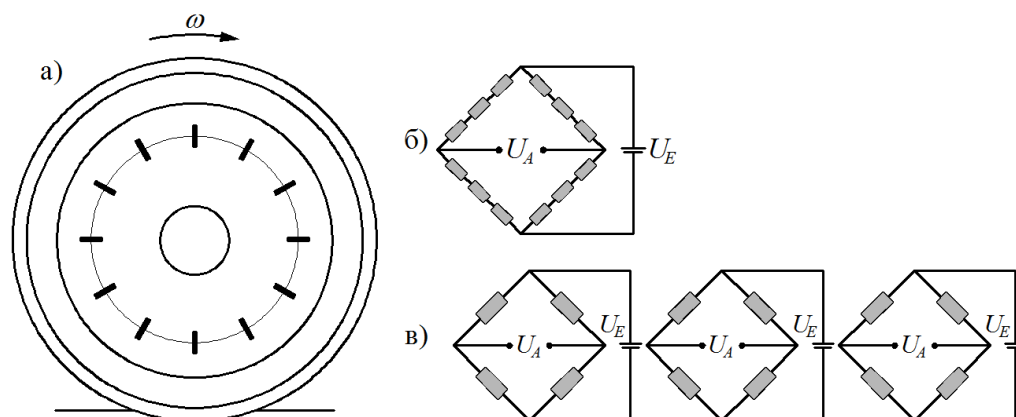
пун мост (слика 6.71 б), или два независна пуна моста (слика 6.71 в), при чему оба начина омогућавају компензацију утицаја центрифугалног убрзања и температуре.

Табела 6.12. Карактеристике решења са 8 мерних трака

Параметар	Брзина кретања v [km/h]		
	50	100	150
t_{rv} [ms]	26,25	12,5	8,75
s_{rv} [m]	0,36125	0,36125	0,36125
f [Hz]	38,09	80	114,28

6.10.3.5. 12 мерних трака распоређених под угловима од 30° и повезаних у пун мост

Уколико се на одређеном радијалном растојању налази 12 мерних трака распоређених под угловима од 30° (слика 6.72 а), које су повезане у један или три пуна моста (слика 6.72 б, в), у току једног обртаја точка добија се 12 репрезентативних дискретних вредности мерног сигнала. Основне карактеристике решења са 12 мерних трака дате су у табели 6.13.



Слика 6.72. Мерење са 12 мерних трака распоређених под угловима од 30° и повезаних у један пун мост или три независна пуна моста

Табела 6.13. Карактеристике решења са 12 мерних трака

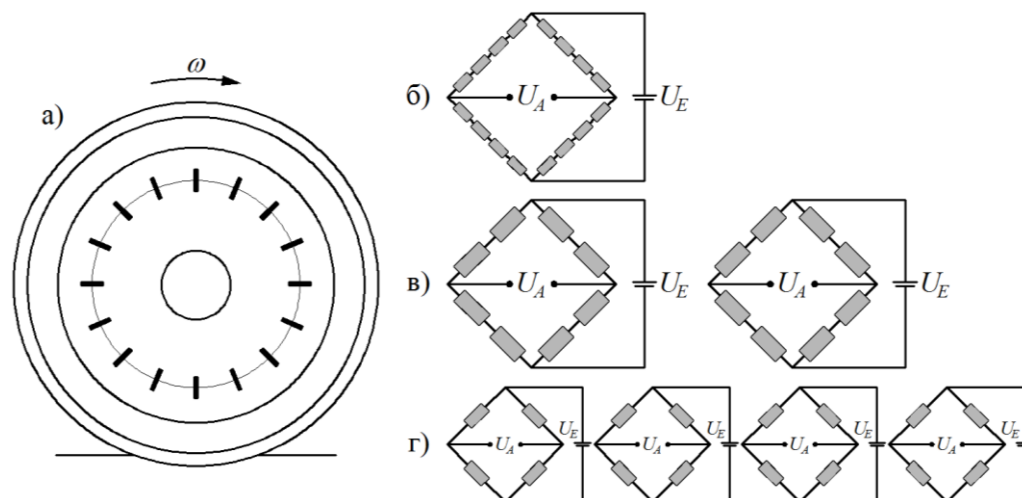
Параметар	Брзина кретања v [km/h]		
	50	100	150
t_{rv} [ms]	17,5	8,33	5,83
s_{rv} [m]	0,24083	0,24083	0,24083
f [Hz]	57,14	120,05	171,53

Са оваквим решењем распореда и броја мерних трака, дискретне вредности мерног сигнала меродавне за одређивање параметара у интеракцији точак-шина добијале би се приближно на сваких 24 cm пређеног пута. Мерне траке могу бити повезане у један пун мост (слика 6.72 б), или три независна пуна моста (слика 6.72 в), при чему оба начина омогућавају компензацију утицаја центрифугалног убрзања и температуре.

6.10.3.6. 16 мерних трака распоређених под угловима од $22,5^\circ$ и повезаних у пун мост

Уколико се на одређеном радијалном растојању налази 16 мерних трака распоређених под угловима од $22,5^\circ$ (слика 6.73 а), које су повезане у један, два или четири пуна

моста (слика 6.73 б, в, г), у току једног обртаја точка добија се 16 репрезентативних дискретних вредности мерног сигнала. Основне карактеристике решења са 16 мерних трака дате су у табели 6.14.



Слика 6.73. Мерење са 16 мерних трака распоређених под угловима од $22,5^\circ$ и повезаних у један пун мост, два независна пуна моста или четири независна пуна моста

Табела 6.14. Карактеристике решења са 16 мерних трака

Параметар	Брзина кретања v [km/h]		
	50	100	150
t_{rv} [ms]	13,125	6,25	4,375
s_{rv} [m]	0,180625	0,180625	0,180625
f [Hz]	76,19	160	228,57

Са оваквим решењем распореда и броја мерних трака, дискретне вредности мерног сигнала меродавне за одређивање параметара у интеракцији точак-шина добијале би се приближно на сваких 18 cm пређеног пута. Мерне траке могу бити повезане у један пун мост (слика 6.73 б), два независна пуна моста (слика 6.73 в), или четири независна пуна моста (слика 6.73 г), при чему сва три начина повезивања омогућавају компензацију утицаја центрифугалног убрзања и температуре.

6.10.4. Избор оптималног распореда и броја мерних трака

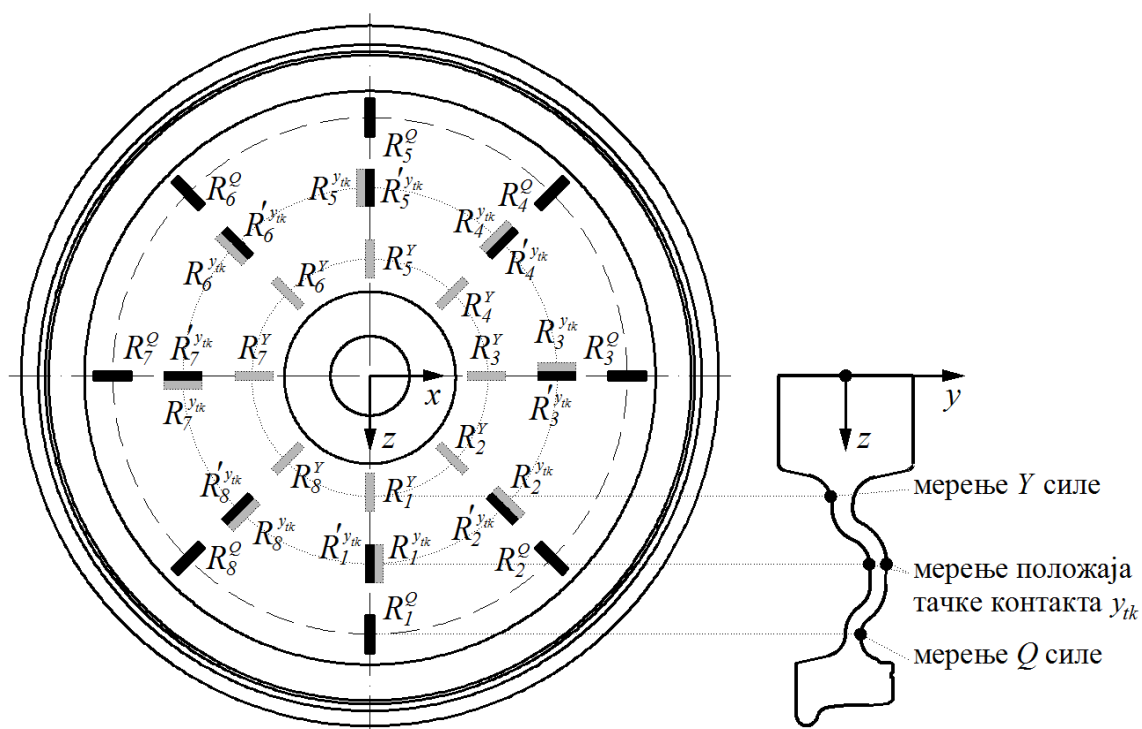
При избору оптималног распореда и броја мерних трака мора се водити рачуна о задовољавању неколико критеријума који су међусобно контрадикторни. Пре свега, мора се водити рачуна о критеријуму поузданости мерења, при чему треба узети у обзир да међународни стандарди прописују одређивање сила у интеракцији точак-шина на 2 m пређеног пута. Дакле, први критеријум који се мора узети у обзир је пређени пут између две суседне репрезентативне дискретне вредности мерног сигнала s_{rv} , меродавне за одређивање непознатих параметара у интеракцији точак-шина. Ако би се избор распореда и броја мерних трака вршио према овом критеријуму, онда би оптимално решење подразумевало велики број мерних трака. Међутим, таква решења су неприхватљива са аспекта могућности техничке реализације мерног система и

његове цене коштања. Дакле, при избору оптималног решења морају се узети у обзир и критеријуми броја мерних трака на једном точку $n_{mt,t}$ и броја мерних трака на мерном осовинском склопу $n_{mt, mos}$. У циљу избора оптималног решења, формирана је табела 6.15 која даје упоредни преглед вредности претходно дефинисаних параметара релевантних за избор оптималног распореда и броја мерних трака.

Табела 6.15. Упоредни преглед параметара релевантних за избор оптималног решења

Критеријум	Број мерних трака на једном радијалном растојању					
	1	2	4	8	12	16
s_{rv}	289 cm	144 cm	72 cm	36 cm	24 cm	18 cm
$n_{mt,t}$	4	8	16	32	48	64
$n_{mt, mos}$	8	16	32	64	96	128

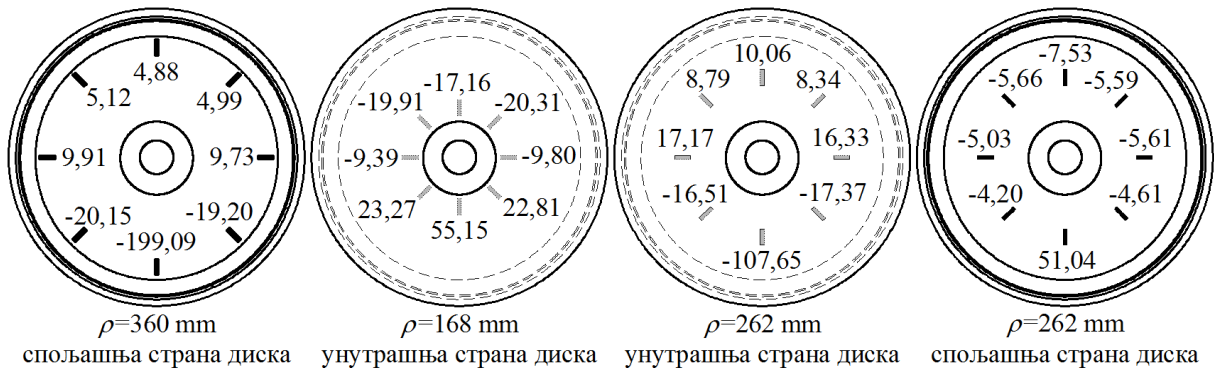
Из табеле 6.15 може се уочити да је према критеријуму пређеног пута између две суседне репрезентативне вредности мерног сигнала, најповољније решење са 16 мерних трака. Међутим, то значи да би један точак био опремљен са 64, а један мерни осовински склоп са 128 мерних трака. Поред велике цене израде, овакво решење било би изузетно тешко за техничку реализацију због присуства великог броја мерних трака, каблова и друге опреме на веома ограниченом простору. Нешто мањи, али слични проблеми постоје и код решења са 12 мерних трака које такође није повољно. На другој страни, решења са једном и две мерне траке нису прихватљива са аспекта поузданости мерења, а решење са 4 мерне траке се налази на самој граници прихватљивости. На основу свега тога може се закључити да је оптимално решење са 8 мерних трака које обезбеђује довољну поузданост мерења, а при томе је прихватљиво са аспекта техничке реализације и цене коштања мерног система. Дакле, коначно одређен оптималан распоред и број мерних трака на точку приказан је на слици 6.74.



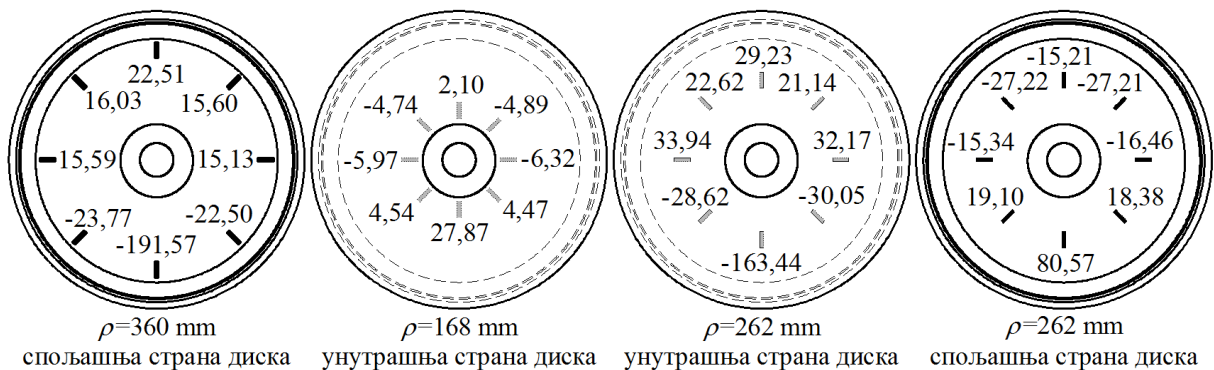
Слика 6.74. Коначно одређен оптималан распоред и број мерних трака на точку

6.10.5. Избор оптималног начина повезивања мерних трака

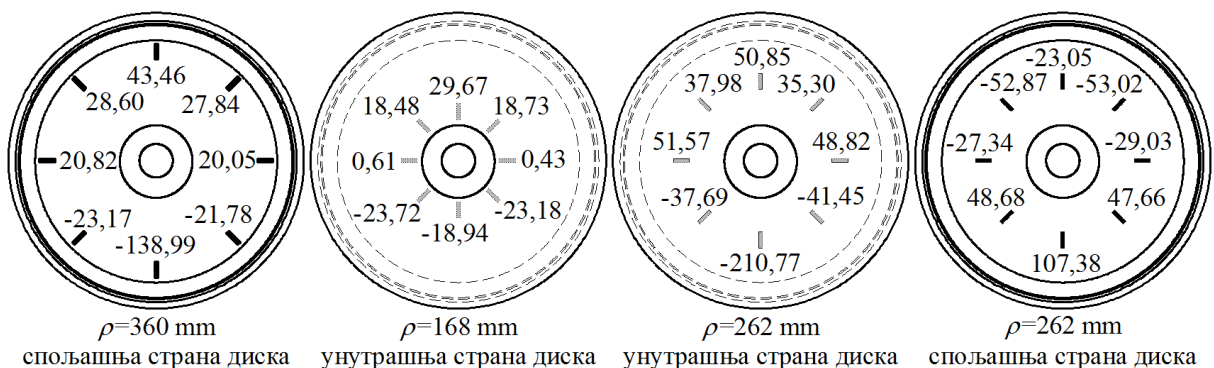
Основни циљ при избору оптималног начина повезивања мерних трака распоређених према слици 6.74 је добијање што већих вредности сигнала са мерних мостова у тренутку прелазака трака изнад тачке контакта. У циљу дефинисања оптималног начина повезивања, анализирани су деформације на местима мерних трака, добијене на основу формираног модела точка и прорачуна применом методе коначних елемената. За поједине карактеристичне случајеве оптерећења, вредности тих деформација на оптималним радијалним растојањима приказане су на сликама 6.75–6.80.



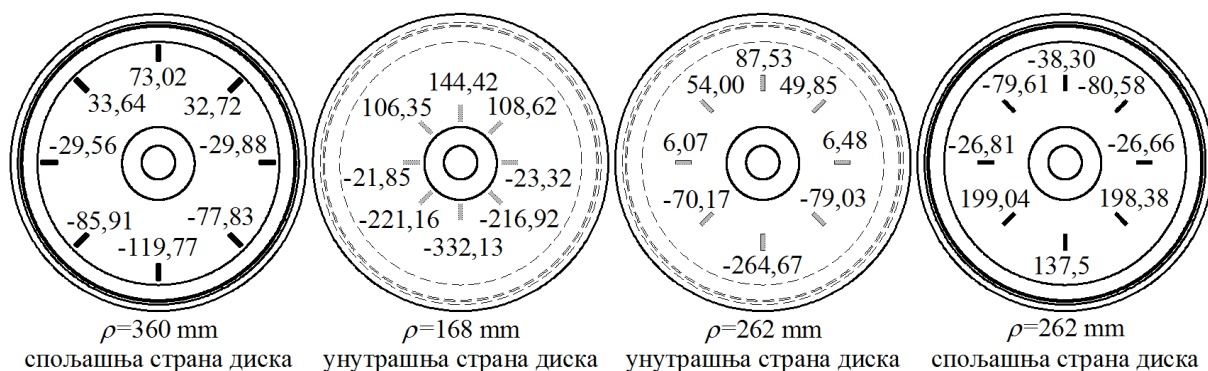
Слика 6.75. Деформације на местима мерних трака за $Q=70$ kN, $Y=0$, и ТК2



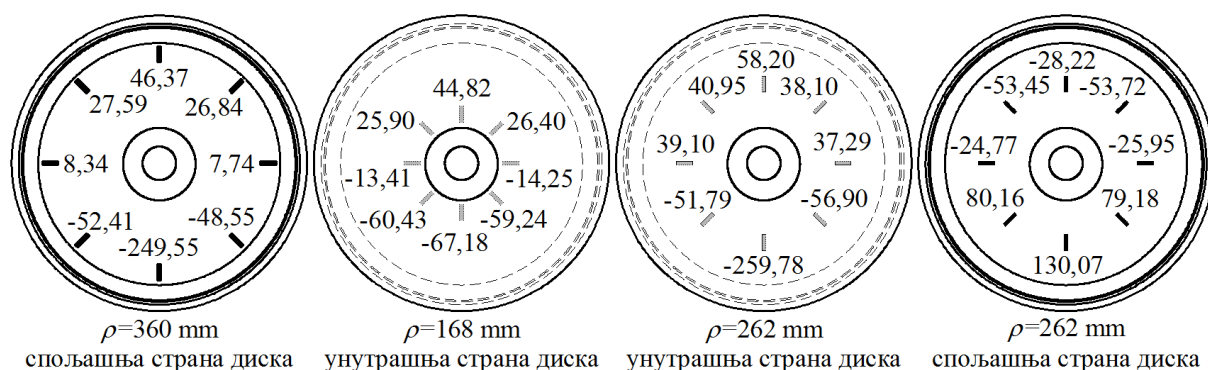
Слика 6.76. Деформације на местима мерних трака за $Q=90$ kN, $Y=0$, и ТК1



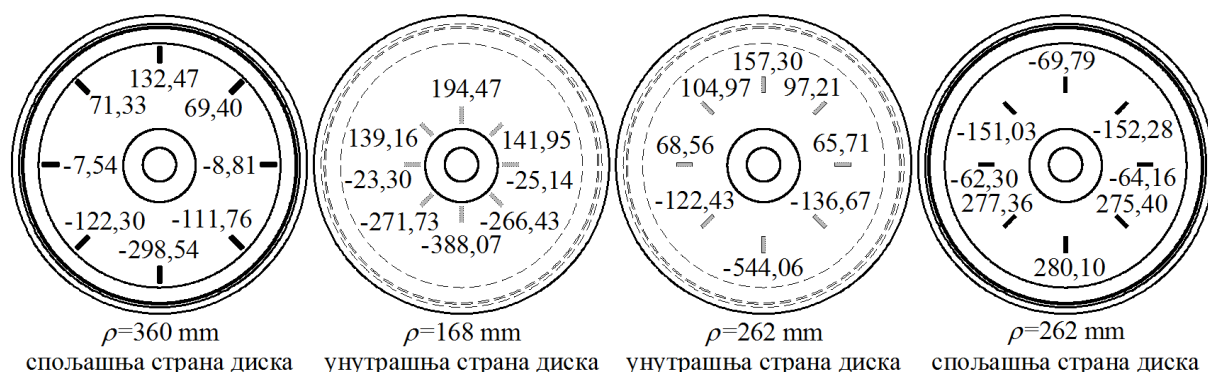
Слика 6.77. Деформације на местима мерних трака за $Q=100$ kN, $Y=0$, и ТК3



Слика 6.78. Деформације на местима мерних трака за $Q=0$, $Y=50$ kN, и ТК3



Слика 6.79. Деформације на местима мерних трака за $Q=100$ kN, $Y=15$ kN, и ТК1

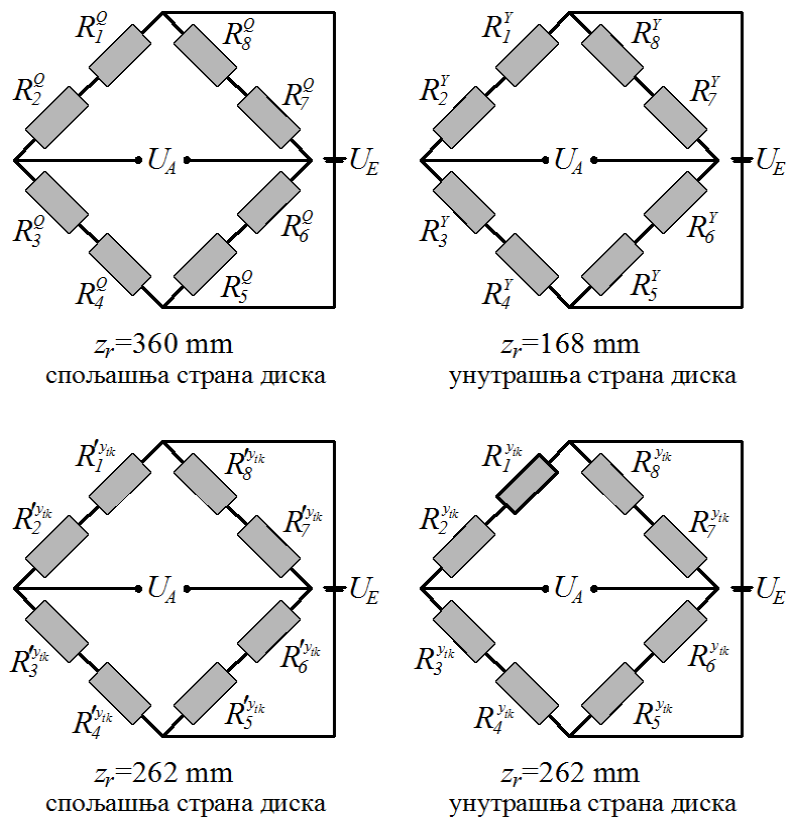


Слика 6.80. Деформације на местима мерних трака за $Q=120$ kN, $Y=55$ kN, и ТК3

Анализом излазних сигнала са мерних мостова U_A/U_E , на основу вредности деформација са слика 6.75–6.80, закључено је да је најповољније решење да свих осам мерних трака на једном радијалном растојању буду повезане у један пун мерни мост. При томе, највеће вредности излазних сигнала U_A/U_E за различите комбинације оптерећења добијају се када су по две суседне мерне траке на датом радијалном растојању повезане редно, у истој грани мерног моста. Овакво решење обезбеђује да, у случају константних вредности сила у интеракцији точак-шина, дати мерни мост при преласцима мерних трака изнад тачке контакта показује идентичне дискретне вредности мерног сигнала.

Редно повезивање више мерних трака у истој грани моста је веома често и користи се код великог броја тензометријских мерних претварача код којих је потребна висока осетљивост мерног система [90, 93]. Дефинисани оптимални начин повезивања мерних

трака распоређених на четири оптимална радијална растојања према слици 6.74, приказан је на слици 6.81.



Слика 6.81. Оптимални начин повезивања мерних трака на четири оптимална радијална растојања

Веома је значајно нагласити да дефинисани начин повезивања мерних трака омогућава компензацију утицаја центрифугалног убрзања услед обртања точка, као и утицаја температуре околине и температуре услед кочења.

У општем случају, излазни сигнали са мерних мостова приказаних на слици 6.81 могу се одредити на основу следећег израза:

$$\left(\frac{U_A}{U_E}\right) = \frac{k}{4}(\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_3 - \varepsilon_4 + \varepsilon_5 + \varepsilon_6 - \varepsilon_7 - \varepsilon_8) \quad (6.15)$$

Дискретне вредности сигнала са мерних мостова у тренуцима прелазака сваке од осам мерних трака изнад тачке контакта, одређене на основу претходног израза, за случајеве оптерећења и деформације приказане на сликама 6.75–6.80, приказане су у табели 6.16.

Из табеле 6.16 може се уочити да се апсолутне вредности излазних сигнала са мерних мостова $|U_A/U_E|$ у одређеној мери разликују при различитим угаоним положајима точка УП1÷УП8. Код идеалног мерног система, ове апсолутне вредности требале би да буду идентичне за свих осам пролазака мерних трака изнад тачке контакта. Ове разлике настају као последица одређених несавршености и грешака у прорачуну точка применом методе коначних елемената. Веома је значајно нагласити да се код реалног објекта, као последица многобројних утицајних параметара, очекују далеко веће варијације излазних сигнала са мерних мостова.

Табела 6.16. Вредности сигнала са мерних мостова у тренуцима прелазака мерних трака изнад тачке контакта, за случајеве оптерећења и деформације са слика 6.75–6.80

Случај оптерећења	Радијално растојање – мерни мост	Излазни сигнал U_A/U_E [mV/V]							
		Угаони положај точка							
		УП1	УП2	УП3	УП4	УП5	УП6	УП7	УП8
$Q=70$ kN $Y=0$ ТК2	$\rho=360$ mm, спољашња страна диска, мерење Q	-109	110	109	-110	-109	110	109	-110
	$\rho=168$ mm, унутрашња страна диска, мерење Y	29	-29	-29	29	29	-29	-29	29
	$\rho=262$ mm, унутрашња страна диска, мерење u_{ik}	-67	67	67	-67	-67	67	67	-67
	$\rho=262$ mm, спољашња страна диска, мерење u_{ik}	28	-28	-28	28	28	-28	-28	28
$Q=90$ kN $Y=0$ ТК1	$\rho=360$ mm, спољашња страна диска, мерење Q	-102	103	102	-103	-102	103	102	-103
	$\rho=168$ mm, унутрашња страна диска, мерење Y	22	-22	-22	22	22	-22	-22	22
	$\rho=262$ mm, унутрашња страна диска, мерење u_{ik}	-103	103	103	-103	-103	103	103	-103
	$\rho=262$ mm, спољашња страна диска, мерење u_{ik}	49	-50	-49	50	49	-50	-49	50
$Q=100$ kN $Y=0$ ТК3	$\rho=360$ mm, спољашња страна диска, мерење Q	-69	71	69	-71	-69	71	69	-71
	$\rho=168$ mm, унутрашња страна диска, мерење Y	5	-5	-5	5	5	-5	-5	5
	$\rho=262$ mm, унутрашња страна диска, мерење u_{ik}	-134	133	134	-133	-134	133	134	-133
	$\rho=262$ mm, спољашња страна диска, мерење u_{ik}	72	-73	-72	73	72	-73	-72	73
$Q=0$ $Y=50$ kN ТК3	$\rho=360$ mm, спољашња страна диска, мерење Q	11	-2	-11	2	11	-2	-11	2
	$\rho=168$ mm, унутрашња страна диска, мерење Y	-72	74	72	-74	-72	74	72	-74
	$\rho=262$ mm, унутрашња страна диска, мерење u_{ik}	-100	95	100	-95	-100	95	100	-95
	$\rho=262$ mm, спољашња страна диска, мерење u_{ik}	78	-78	-78	78	78	-78	-78	78
$Q=100$ kN $Y=15$ kN ТК1	$\rho=360$ mm, спољашња страна диска, мерење Q	-110	115	110	-115	-110	115	110	-115
	$\rho=168$ mm, унутрашња страна диска, мерење Y	3	-2	-3	2	3	-2	-3	2
	$\rho=262$ mm, унутрашња страна диска, мерење u_{ik}	-144	141	144	-141	-144	141	144	-141
	$\rho=262$ mm, спољашња страна диска, мерење u_{ik}	78	-79	-78	79	78	-79	-78	79
$Q=120$ kN $Y=55$ kN ТК3	$\rho=360$ mm, спољашња страна диска, мерење Q	-70	83	70	-83	-70	83	70	-83
	$\rho=168$ mm, унутрашња страна диска, мерење Y	-73	76	73	-76	-73	76	73	-76
	$\rho=262$ mm, унутрашња страна диска, мерење u_{ik}	-270	264	270	-264	-270	264	270	-264
	$\rho=262$ mm, спољашња страна диска, мерење u_{ik}	172	-173	-172	173	172	-173	-172	173

6.11. РАЗВОЈ АЛГОРИТМА ИНВЕРЗНЕ ИДЕНТИФИКАЦИЈЕ ПРИМЕНОМ МЕТОДЕ СЛЕПОГ ИЗДВАЈАЊА СИГНАЛА ПОМОЋУ АНАЛИЗЕ НЕЗАВИСНИХ КОМПОНЕНТИ

У овој фази развоја методе за експериментално одређивање параметара у интеракцији точак-шина (вертикалне силе Q , бочне силе Y и положаја тачке контакта y_{tk}) потребно је развити алгоритам за издвајање појединачних утицаја, односно одређивање појединачних вредности датих параметара на основу помешаних излазних сигнала са мерних мостова. За решавање проблема изабрана је метода слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти (Blind signal separation BSS using independent component analysis ICA). Избор ове методе базира на разматрањима из поглавља 6.6, где су формулисани и анализирани проблеми мешања утицаја параметара који се мере.

Имајући у виду да је настала релативно скоро, метода слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти до сада је веома ретко коришћена у решавању проблема експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина. Веома студиозним и детаљним претраживањем доступних публикација, пронађено је свега неколико радова који се баве таквом применом ове методе.

У радовима [58] и [94], ова метода примењена је на решавање проблема експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина преко инструментализованих шина. У оба рада, развијени алгоритми инверзне идентификације верификовани су на реалном објекту и дају веома добре резултате.

У радовима [95] и [96] истих аутора, дата метода примењена је у развоју алгоритма за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина помоћу мерног осовинског склопа. У раду се не наводи да ли алгоритам омогућава и експериментално одређивање положаја тачке контакта између тачка и шине током кретања испитиваног железничког возила. Међутим, развијени алгоритам није имплементиран на реални објекат већ је његова валидност тестирана помоћу модела осовинског склопа и резултата добијених прорачуном применом методе коначних елемената.

Наведени радови послужили су као идеја за примену методе слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти у решавању проблема развоја алгоритма инверзне идентификације непознатих параметара у интеракцији точак-шина у овом раду.

6.11.1. Метода слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти

При формулацији проблема слепог издвајања сигнала обично се узима пример просторије у којој се налази више људи који говоре истовремено, и више извора других звукова. Уколико слушаца покушава да чује шта говори одређени човек који се налази у просторији, појављује се проблем зато што је његов глас неразговетан услед мешања са великим бројем других гласова и звукова. За слушаоца је од посебног значаја да из такве мешавине гласова и звукова издвоји само глас односно говор оног човека (или више њих) који га занима (Cocktail party problem). Уколико се у посматраној просторији налазе сензори односно микрофони, проблем је како из снимљених помешаних сигнала гласова и других звукова издвојити одређене изворне сигнале,

односно гласове одређених људи. При томе, о изворним сигналимa не морају се имати никакве ближе информације, а сам систем у коме долази до мешања посматра се као црна кутија, односно не анализира се како долази до мешања сигнала у систему. На тај начин, формулисан је проблем слепог издвајања сигнала (Blind signal separation – BSS).

Један од почетних приступа у решавању проблема слепог издвајања сигнала био је заснован на примени вештачких неуронских мрежа и смањења редунданције сигнала [97, 98]. Овај приступ је довео до настанка методе која се назива анализа независних компоненти (Independent component analysis – ICA), и која се данас највише користи за решавање проблема слепог издвајања сигнала [99]. Од свог појављивања почетком деведесетих година 20. века, ова метода је изузетно актуелна и данас се веома интензивно и успешно користи у анализама сигнала у медицини, акустици, обради слике, скалирању димензија, кодирању, анализама текста, итд.

Основни модел методе слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти заснива се на претпоставци да постоји n независних улазних сигнала $u_1(t), u_2(t), \dots, u_n(t)$, који се снимају са n сензора, при чему се добија n излазних сигнала $x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$, који представљају мешавине датих улазних сигнала [99–102]. Основни услов за примену методе је да сензори буду просторно раздвојени тако да сваки од њих снима различиту мешавину сигнала. Поред тога, снимљене мешавине излазних сигнала треба да представљају линеарне комбинације изворних сигнала који треба да буду статистички међусобно независни и да имају негаусовску расподелу. У општем случају, процес мешања сигнала може се математички представити на следећи начин:

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{A} \cdot \mathbf{u}(t) \quad (6.16)$$

где су:

$\mathbf{x}(t)$ – вектор колона излазних помешаних сигнала (реда $n \times 1$) са n сензора

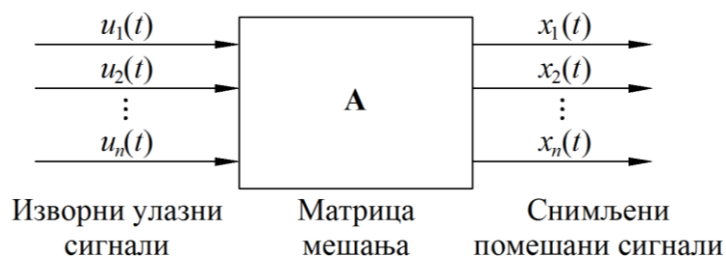
\mathbf{A} – непозната квадратна матрица мешања (реда $n \times n$)

$\mathbf{u}(t)$ – вектор колона изворних улазних сигнала (реда $n \times 1$) са n извора

У развијеној форми процес мешања је:

$$\begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdot & \cdot & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdot & \cdot & a_{2n} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdot & \cdot & a_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_1(t) \\ u_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ u_n(t) \end{Bmatrix} \quad (6.17)$$

Процес мешања може се шематски представити помоћу блок дијаграма на слици 6.82.



Слика 6.82. Блок дијаграм мешања сигнала

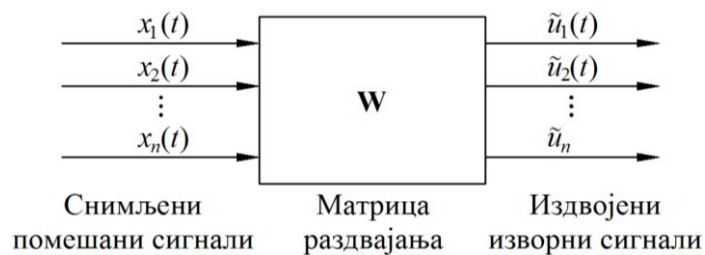
Циљ методе слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти је да се одреде изворни сигнали $u_i(t)$, на основу излазних помешаних сигнала $x_i(t)$. При томе се прво одређује матрица раздвајања \mathbf{W} као инверзна матрица матрице мешања \mathbf{A} :

$$\mathbf{W} = \mathbf{A}^{-1} \quad (6.18)$$

На основу тога, могуће је раздвајање помешаних и добијање изворних улазних сигнала према следећем изразу:

$$\tilde{\mathbf{u}}(t) = \mathbf{W} \cdot \mathbf{x}(t) \quad (6.19)$$

Процес раздвајања сигнала представљен је помоћу блок дијаграма на слици 6.83.



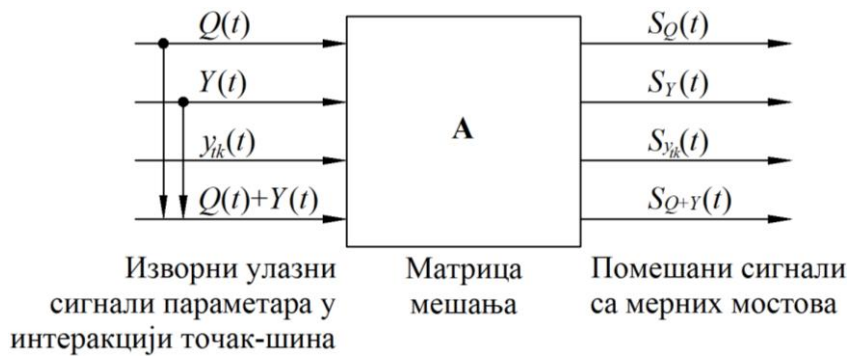
Слика 6.83. Блок дијаграм раздвајања сигнала

Издвојени изворни сигнали $\tilde{u}_i(t)$ могу се у одређеној мери разликовати од стварних изворних улазних сигнала $u_i(t)$, што превасходно зависи од квалитета електронских компонента мерног система и односа сигнал-шум.

Поред представљеног, постоје и разни други модели мешања изворних улазних сигнала који могу бити и нелинеарног типа. За њихово решавање постоје одговарајући алгоритми слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти као што су: Infomax, FastICA, CuBICA, JADE, TDSEP, итд. Међутим, такви алгоритми нису од значаја за проблем који се решава у овом раду тако да овде нису анализирани.

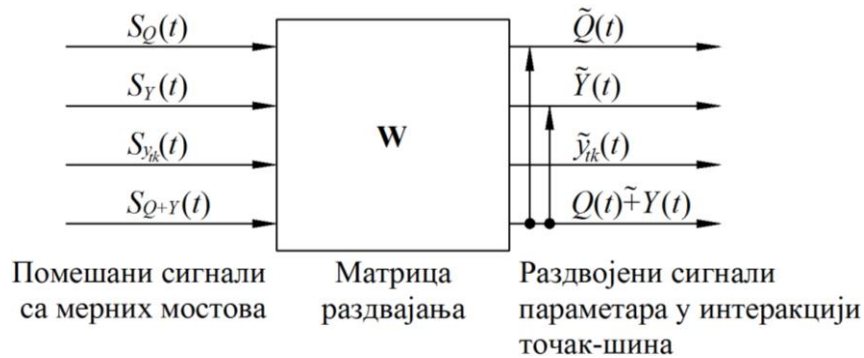
6.11.2. Развој алгоритма инверзне идентификације вертикалне силе Q , бочне силе Y и положаја тачке контакта u_{tk} на основу помешаних сигнала са мерних мостова

Као резултат претходних разматрања везаних за одређивање оптималних радијалних растојања, оптималног распореда, броја и начина повезивања мерних трака, као и потребног броја независних мерних сигнала, добијено је да су за тачно мерење три непозната параметра – вертикалне силе Q , бочне силе Y и положаја тачке контакта u_{tk} , потребна четири независна мерна сигнала, односно мерна моста. Имајући у виду да је услов примене методе слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти да број сензора (у овом случају мерних мостова) буде једнак броју улазних изворних сигнала који се мере, уведен је и четврти – фиктивни параметар који представља збир вертикалне и бочне силе $Q+Y$. Пошто су излазни сигнали са мерних мостова линеарно зависни од сила Q и Y , биће линеарно зависни и од њихове линеарне комбинације $Q+Y$. На тај начин се не нарушавају потребни услови за примену наведене методе, а омогућава се функционисање математичког апарата. Сходно томе, процес мешања може се шематски представити помоћу блок дијаграма на слици 6.84.



Слика 6.84. Блок дијаграм мешања сигнала параметара који се мере на точку мерног осовинског склопа

На основу методе слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти потребно је развити алгоритам који на основу помешаних сигнала са мерних мостова и матрице раздвајања треба да омогући одређивање изворних улазних сигнала, односно непознатих параметара у интеракцији точак-шина који се мере. Овај процес раздвајања сигнала шематски је представљен помоћу блок дијаграма на слици 6.85.



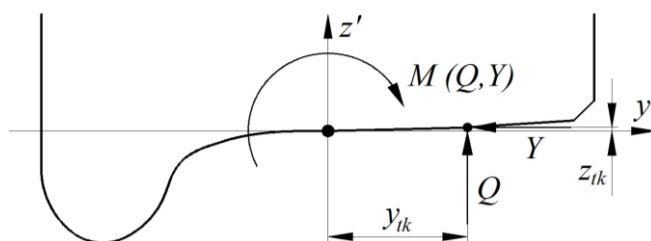
Слика 6.85. Блок дијаграм раздвајања сигнала параметара који се мере на точку мерног осовинског склопа

Основни услов за примену методе слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти је да помешани сигнали са мерних мостова $S_Q(t)$, $S_Y(t)$, $S_{y_{tk}}(t)$ и $S_{Q+Y}(t)$ представљају линеарне комбинације изворних улазних сигнала параметара који се мере $Q(t)$, $Y(t)$, $y_{tk}(t)$ и $Q(t)+Y(t)$. Већ је констатовано да су везе између деформација точка односно сигнала са мерних мостова и сила у интеракцији точак-шина линеарног типа, будући да се точак налази у зони еластичности где важи Хуков закон. Међутим, услов линеарности није испуњен када се ради о параметру y_{tk} зато што у моделу постоји нелинеарност која потиче од нелинеарне геометрије профила точка. Дакле, промена деформација точка односно сигнала са мерних мостова у функцији од промене положаја тачке контакта y_{tk} је нелинеарног типа.

Проблем нелинеарности модела решен је увођењем момента M од сила Q и Y у односу на номиналну тачку контакта, као трећег параметра у интеракцији точак-шина (слика 6.86). За одређивање момента M усвојена је конвенција која подразумева да је момент позитиван у смеру казаљке на часовнику, а негативан у супротном смеру.

Према слици 6.86, уведени момент M дефинисан је изразом:

$$M = -Q \cdot y_{tk} - Y \cdot z_{tk} \quad (6.20)$$



Слика 6.86. Момент M од сила Q и Y у односу на номиналну тачку контакта, на основу кога се одређује положај тачке контакта y_{tk} између точка и шине

Пошто уведени момент, као и вертикална и бочна сила у интеракцији точак-шина, представља параметар оптерећења точка, његова веза са деформацијама точка односно сигнаlima са мерних мостова је такође линеарног типа. Сходно томе, помешани сигнали са мерних мостова у општем случају могу се изразити на следећи начин:

$$S_m = f(Q, Y, M) = f(Q, 0, 0) + f(0, Y, 0) + f(0, 0, M) \quad (6.21)$$

На тај начин се омогућава да разматрани модел функционише као линеаран, при чему треба имати у виду веома значајну чињеницу да као изворни улазни сигнал и сигнал добијен издвајањем из мешавина више не фигурише хоризонтална координата положаја тачке контакта y_{tk} , већ момент M .

Након раздвајања сигнала и одређивања момента \tilde{M} и сила \tilde{Q} и \tilde{Y} на излазу из алгорита инверзне идентификације, поставља се питање како на основу једначине (6.20) одредити непознату хоризонталну координату положаја тачке контакта y_{tk} , када у једначини фигурише и друга непозната величина z_{tk} . Решавање проблема заснива се на чињеници да између хоризонталне и вертикалне координате тачке контакта y_{tk} и z_{tk} постоји једнозначна нелинеарна веза која зависи од геометрије профила точка. Код нових непохабаних точкова, геометрија профила дефинисана је одговарајућим стандардима, а код похабаних точкова геометрија се може одредити снимањем помоћу специјалних профиломера. Дакле, вертикална координата положаја тачке контакта z_{tk} може се изразити као нелинеарна функција хоризонталне координате y_{tk} :

$$z_{tk} = f(y_{tk}) \quad (6.22)$$

Увођењем овог односа у израз (6.20), добија се момент M као нелинеарна функција вертикалне силе Q , бочне силе Y и хоризонталне координате тачке контакта y_{tk} :

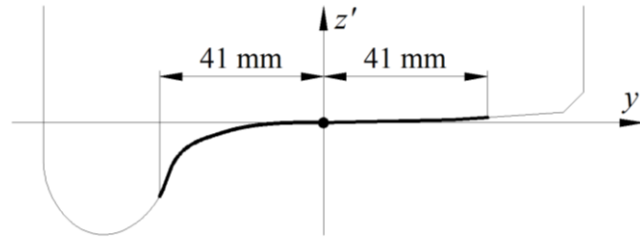
$$M = f(Q, Y, y_{tk}) \quad (6.23)$$

Из ове функције односно једначине са једном непознатом, могуће је одређивање хоризонталне координате тачке контакта y_{tk} .

У циљу одређивања функције (6.23), прво је одређена математичка зависност координата y_{tk} и z_{tk} , односно функција (6.22) за профил анализираниог точка UIC-ERRI S1002. Као меродаван за анализу обухваћен је само онај део профила точка по коме се помера тачка контакта током кретања осовинског склопа по колосеку (слика 6.87).

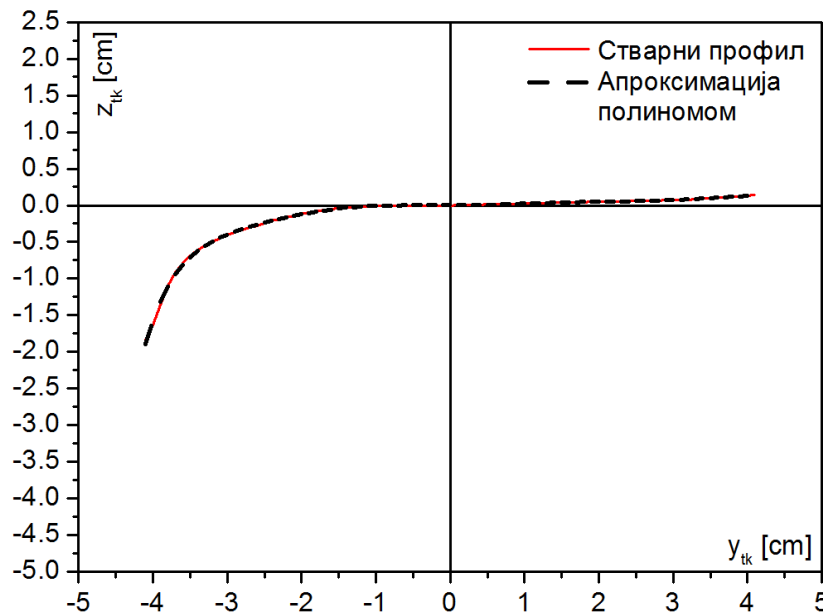
Применом методе најмањих квадрата у софтверском пакету ORIGIN, утврђено је да најбољу, готово идеалну аналитичку дескрипцију зависности координата y_{tk} и z_{tk} на датом делу профила точка даје полином деветог степена, који има следећи облик:

$$z_{tk} = 0,00221 + 0,00443 y_{tk} + 0,01305 y_{tk}^2 + 0,01106 y_{tk}^3 - 0,00874 y_{tk}^4 - 1,91369 \cdot 10^{-4} y_{tk}^5 + 9,20203 \cdot 10^{-4} y_{tk}^6 - 5,61175 \cdot 10^{-5} y_{tk}^7 - 3,7586 \cdot 10^{-5} y_{tk}^8 + 4,72959 \cdot 10^{-6} y_{tk}^9 \quad (6.24)$$



Слика 6.87. Део профила точка UIC-ERRI S1002 меродаван за одређивање параметара у интеракцији точак-шина

На слици 6.88 дат је упоредни приказ дела стварног профила точка UIC-ERRI S1002 и његове апроксимације датим полиномом деветог степена, на основу кога се може констатовати велики степен подударности.



Слика 6.88. Упоредни приказ дела стварног профила точка UIC-ERRI S1002 и његове апроксимације полиномом деветог степена

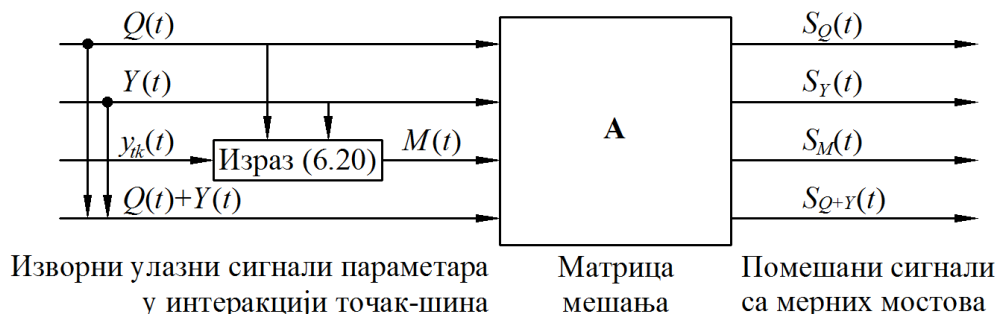
Заменом израза (6.24) у израз (6.20), и додатним сређивањем добија се математичка релација из које се, на основу сигнала вертикалне силе \tilde{Q} , бочне силе \tilde{Y} , и момента \tilde{M} , одређује координата положаја тачке контакта y_{tk} :

$$\begin{aligned} \tilde{M} + 0,00221 \cdot \tilde{Y} + (\tilde{Q} + 0,00443 \cdot \tilde{Y}) \cdot \tilde{y}_{tk} + 0,01305 \cdot \tilde{Y} \cdot \tilde{y}_{tk}^2 + 0,01106 \cdot \tilde{Y} \cdot \tilde{y}_{tk}^3 - \\ - 0,00874 \cdot \tilde{Y} \cdot \tilde{y}_{tk}^4 - 1,91369 \cdot 10^{-4} \cdot \tilde{Y} \cdot \tilde{y}_{tk}^5 + 9,20203 \cdot 10^{-4} \cdot \tilde{Y} \cdot \tilde{y}_{tk}^6 - \\ - 5,61175 \cdot 10^{-5} \cdot \tilde{Y} \cdot \tilde{y}_{tk}^7 - 3,7586 \cdot 10^{-5} \cdot \tilde{Y} \cdot \tilde{y}_{tk}^8 + 4,72959 \cdot 10^{-6} \cdot \tilde{Y} \cdot \tilde{y}_{tk}^9 = 0 \end{aligned} \quad (6.25)$$

Имајући у виду да се профил точка мерног осовинског склопа може мењати под утицајем хабања, веома је значајно да се у току експлоатације периодично снима стварни профил, на основу чега треба вршити корекцију коефицијената полинома (6.24), односно једначине (6.25).

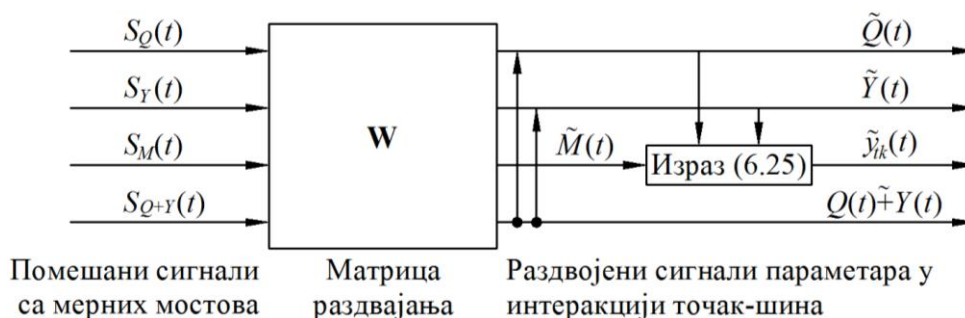
6.11.2.1. Коначна формулација процеса мешања и раздвајања сигнала

На основу претходних разматрања, процеси мешања и раздвајања сигнала у линеаризованом моделу након увођења момента M могу се шематски представити помоћу блок дијаграма на сликама 6.89 и 6.90.



Слика 6.89. Блок дијаграм мешања сигнала у линеаризованом моделу након увођења момента M

Дакле, методом слепог издвајања сигнала применом анализе независних компоненти треба на основу снимљених помешаних сигнала и матрице раздвајања доћи до изворних улазних сигнала односно до три непозната параметра која се мере – вертикалне силе Q , бочне силе Y и момента M . Након тога, на основу ових сигнала треба израчунати положај тачке контакта y_{ik} . Овај процес шематски је приказан помоћу блок дијаграма на слици 6.90.



Слика 6.90. Блок дијаграм раздвајања сигнала у линеаризованом моделу након увођења момента M

Процес мешања приказан на слици 6.89 може се дефинисати на следећи начин:

$$\mathbf{s}(t) = \mathbf{A} \cdot \mathbf{p}(t) \tag{6.26}$$

где су:

$\mathbf{s}(t)$ – вектор колона излазних помешаних сигнала са четири мерна моста (реда 4×1), који има следећи облик:

$$\mathbf{s}(t) = \begin{Bmatrix} S_Q(t) \\ S_Y(t) \\ S_M(t) \\ S_{Q+Y}(t) \end{Bmatrix} \tag{6.27}$$

\mathbf{A} – непозната квадратна матрица мешања (реда 4×4), која има следећи облик:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \quad (6.28)$$

$\mathbf{p}(t)$ – вектор колона изворних улазних сигнала непознатих параметара у интеракцији точак-шина који се мере (реда 4×1), који има следећи облик:

$$\mathbf{p}(t) = \begin{Bmatrix} Q(t) \\ Y(t) \\ M(t) \\ Q(t) + Y(t) \end{Bmatrix} \quad (6.29)$$

У развијеној форми процес мешања је:

$$\begin{Bmatrix} S_Q(t) \\ S_Y(t) \\ S_M(t) \\ S_{Q+Y}(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} Q(t) \\ Y(t) \\ M(t) \\ Q(t) + Y(t) \end{Bmatrix} \quad (6.30)$$

Процес раздвајања помешаних сигнала и одређивања непознатих параметара у интеракцији точак-шина који се мере, приказан помоћу блок дијаграма на слици 6.90, може се дефинисати на следећи начин:

$$\tilde{\mathbf{p}}(t) = \mathbf{W} \cdot \mathbf{s}(t) \quad (6.31)$$

где су:

$\tilde{\mathbf{p}}(t)$ – вектор колона изворних улазних сигнала параметара у интеракцији точак-шина одређених на основу датог алгоритма инверзне идентификације, који има следећи облик:

$$\tilde{\mathbf{p}}(t) = \begin{Bmatrix} \tilde{Q}(t) \\ \tilde{Y}(t) \\ \tilde{M}(t) \\ Q(t) + Y(t) \end{Bmatrix} \quad (6.32)$$

\mathbf{W} – непозната квадратна матрица раздвајања (реда 4×4), која представља инверзну матрицу матрице мешања $\mathbf{W} = \mathbf{A}^{-1}$, односно:

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}^{-1} \quad (6.33)$$

$\mathbf{s}(t)$ – вектор колона излазних помешаних сигнала са четири мерна моста (реда 4×1), који има облик дефинисан изразом (6.27)

6.11.2.2. Калибрација система и одређивање матрице раздвајања сигнала

Један од најважнијих проблема у развоју алгоритма инверзне идентификације везан је за одређивање непознате матрице раздвајања \mathbf{W} . Тај проблем решава се калибрацијом система односно задавањем познатих вредности параметара у интеракцији точак-шина који се мере, и снимањем сигнала са мерних мостова за те параметре.

Калибрација се веома често реализује помоћу нумеричког модела точка и резултата прорачуна применом методе коначних елемената. Имајући у виду да на сигнале са мерних мостова који се добијају са реалног објекта односно точка мерног осовинског склопа, поред задатих параметара у интеракцији точак-шина, могу утицати и многи други параметри различитог порекла, овакав начин калибрисања је релативно непоуздан и може довести до велике грешке мерења.

У овом раду изабрана је далеко поузданија – експериментална калибрација реалног објекта односно мерног осовинског склопа, која подразумева задавање познатих оптерећења на специјалној пробници и снимање излазних сигнала са мерних мостова за та оптерећења. На тај начин, неутралише се могући утицај великог броја других нежељених параметара на тачност мерења.

На основу резултата калибрације система, непозната матрица раздвајања \mathbf{W} одређује се према следећем изразу:

$$\mathbf{W} = \mathbf{P} \cdot \mathbf{S}^{-1} \quad (6.34)$$

где су:

\mathbf{P} – матрица вредности параметара у интеракцији точак-шина задатих на пробници током калибрације (или у моделу при калибрацији применом МКЕ прорачуна),

\mathbf{S} – матрица вредности сигнала са мерних мостова снимљених при дејству задатих параметара у интеракцији точак-шина на пробници (или израчунатих при калибрацији применом МКЕ прорачуна).

За формирање квадратних матрица \mathbf{P} и \mathbf{S} потребна су четири различита мерења која треба да обухвате репрезентативне случајеве оптерећења точка. На основу тога, матрица \mathbf{P} има следећи облик:

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} Q_1 & Q_2 & Q_3 & Q_4 \\ Y_1 & Y_2 & Y_3 & Y_4 \\ M_1 & M_2 & M_3 & M_4 \\ Q_1 + Y_1 & Q_2 + Y_2 & Q_3 + Y_3 & Q_4 + Y_4 \end{bmatrix} \quad (6.35)$$

За овако дефинисану матрицу \mathbf{P} добија се следећа матрица \mathbf{S} :

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} S_{Q1} & S_{Q2} & S_{Q3} & S_{Q4} \\ S_{Y1} & S_{Y2} & S_{Y3} & S_{Y4} \\ S_{M1} & S_{M2} & S_{M3} & S_{M4} \\ S_{Q1+Y1} & S_{Q2+Y2} & S_{Q3+Y3} & S_{Q4+Y4} \end{bmatrix} \quad (6.36)$$

Дакле, при калибрисању система се у првом мерењу задају познате вредности вертикалне силе Q_1 , бочне силе Y_1 и момента M_1 , за које се сниме вредности излазних

сигнала са мерних мостова S_{Q1} , S_{Y1} , S_{M1} и S_{Q1+Y1} . У другом мерењу задају се вредности Q_2 , Y_2 и M_2 , за које се сниме вредности S_{Q2} , S_{Y2} , S_{M2} и S_{Q2+Y2} . У трећем мерењу задају се вредности Q_3 , Y_3 и M_3 , за које се сниме вредности S_{Q3} , S_{Y3} , S_{M3} и S_{Q3+Y3} . На крају, у четвртном мерењу задају се вредности Q_4 , Y_4 и M_4 , за које се сниме вредности S_{Q4} , S_{Y4} , S_{M4} и S_{Q4+Y4} .

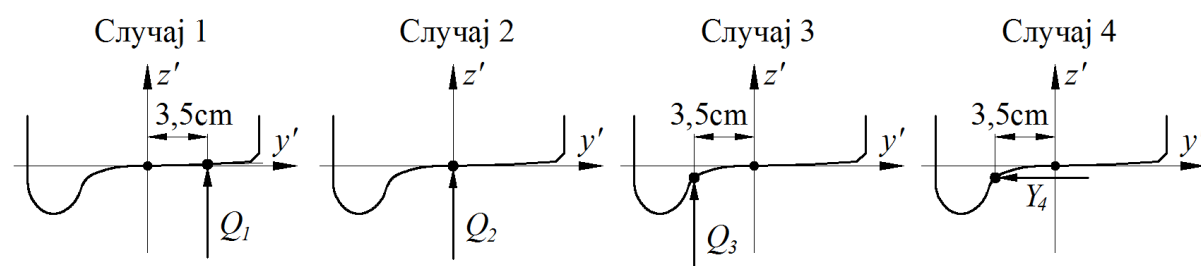
На овај начин, формирају се матрице **P** и **S** које омогућавају одређивање матрице раздвајања **W**, која је константна и не мења се током времена. Након одређивања матрице раздвајања **W**, омогућено је раздвајање помешаних сигнала са мерних мостова и одређивање појединачних сигнала непознатих параметара у интеракцији точак-шина у функцији од времена, према алгоритму приказаном на слици 6.90.

Пре почетка реализације експерименталних испитивања и имплементације развијене методе за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина и положаја тачке контакта на реални објекат односно мерни осовински склоп, извршено је тестирање и верификација развијеног алгоритма инверзне идентификације помоћу нумеричког модела точка.

6.12. ВЕРИФИКАЦИЈА РАЗВИЈЕНОГ АЛГОРИТМА ИНВЕРЗНЕ ИДЕНТИФИКАЦИЈЕ ПОМОЋУ НУМЕРИЧКОГ МОДЕЛА ТОЧКА

6.12.1. Одређивање матрице раздвајања **W**

У оквиру тестирања и верификације развијеног алгоритма инверзне идентификације помоћу модела точка, за одређивање непознате матрице раздвајања **W** у обзир су узета четири репрезентативна случаја оптерећења која подразумевају различите интензитета вертикалне силе Q у тачкама контакта ТК1, ТК2 и ТК3, као и бочну силу Y одређеног интензитета у тачки контакта ТК3. Ови случајеви оптерећења приказани су на слици 6.91, а вредности параметара у интеракцији точак-шина дате су у табели 6.17.



Слика 6.91. Репрезентативни случајеви оптерећења за одређивање матрице раздвајања **W** помоћу модела точка и резултата прорачуна применом методе коначних елемената

Табела 6.17. Вредности параметара у интеракцији точак-шина за репрезентативне случајеве оптерећења са слике 6.91

Случај оптерећења	y_{ik} [cm]	Q [kN]	Y [kN]	M [kNcm]	$Q+Y$ [kN]
1	3,5	70	0	-245	70
2	0	90	0	0	90
3	-3,5	100	0	350	100
4	-3,5	0	50	34,386	50

На основу тога, матрица \mathbf{P} има следећи облик:

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} 70 & 90 & 100 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 50 \\ -245 & 0 & 350 & 34,386 \\ 70 & 90 & 100 & 50 \end{bmatrix} \quad (6.37)$$

За овако дефинисану матрицу вредности параметара у интеракцији точак-шина \mathbf{P} , на основу модела точка и резултата нумеричког прорачуна применом методе коначних елемената, као и израза (6.15), добијена је следећа матрица вредности сигнала са мерних мостова \mathbf{S} , у јединицама [mV/V] (табела 6.16):

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} -109 & -102 & -69 & 11 \\ 29 & 22 & 5 & -72 \\ -67 & -103 & -134 & -100 \\ 28 & 49 & 72 & 78 \end{bmatrix} \quad (6.38)$$

На основу израза (6.34), израчунавањем у софтверском пакету Wolfram Mathematica, добијена је следећа матрица раздвајања \mathbf{W} :

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} 0,125151 & 1,39701 & -0,241613 & 0,962141 \\ -0,340098 & -1,20407 & -0,311099 & -0,821302 \\ 9,49901 & 11,2188 & -6,43835 & 1,20277 \\ -0,214947 & 0,192948 & -0,552712 & 0,140839 \end{bmatrix} \quad (6.39)$$

У циљу тестирања и верификације развијеног алгоритма инверзне идентификације, изабрана су два карактеристична случаја оптерећења за које су одређене матрице помешаних сигнала са мерних мостова (у јединицама [mV/V]), на основу којих треба одредити изворне улазне сигнале непознатих параметара у интеракцији точак-шина.

6.12.2. Први тест случај

У оквиру првог тест случаја, у моделу точка истовремено су задате вертикална сила $Q=100$ kN и бочна сила $Y=15$ kN у тачки контакта ТК1 ($y_{tk}=0$), при чему је на основу резултата нумеричког прорачуна и израза (6.15) одређена матрица колона вредности излазних помешаних сигнала са мерних мостова, у јединицама [mV/V] (табела 6.16):

$$\mathbf{s} = \begin{Bmatrix} -110 \\ 3 \\ -144 \\ 78 \end{Bmatrix} \quad (6.40)$$

Израчунавањем на основу израза (6.31), добија се следећа матрица колона изворних улазних сигнала параметара у интеракцији точак-шина:

$$\tilde{\mathbf{p}} = \begin{Bmatrix} \tilde{Q} \\ \tilde{Y} \\ \tilde{M} \\ Q \tilde{+} Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 100,3 \\ 14,5 \\ 9,7 \\ 114,8 \end{Bmatrix} \quad (6.41)$$

Уврштавањем вредности из израза (6.41) у једначину (6.25) и њеним нумеричким решавањем, добија се вредност хоризонталне координате тачке контакта $\tilde{y}_{tk} = -0,097$ cm. Тиме је заокружен процес инверзне идентификације непознатих параметара у интеракцији точак-шина. Упоредна анализа стварно задатих вредности параметара у интеракцији точак-шина и вредности добијених инверзном идентификацијом дата је у табели 6.18.

Табела 6.18. Упоредна анализа стварно задатих вредности параметара у интеракцији точак-шина и вредности добијених инверзном идентификацијом за први тест случај

Параметар	Стварно задато у моделу	Добијено инверзном идентификацијом	Одступање
Вертикална сила Q	100 kN	100,3 kN	0,3 %
Бочна сила Y	15 kN	14,5 kN	3,3 %
Пол. тачке контакта y_{tk}	0	-0,097 cm	0,97 mm

На основу табеле 6.18, може се констатовати веома велики степен тачности развијеног алгоритма инверзне идентификације. Нешто веће одступање вредности бочне силе Y је последица занемаривања њеног утицаја на деформације диска тачка са променом положаја тачке контакта у којој делује. Међутим, значајније вредности бочне силе Y не могу се током кретања железничких возила ни очекивати у тачкама контакта ТК1 и ТК2, за разлику од тачке контакта ТК3 на венцу тачка.

6.12.3. Други тест случај

У другом тест случају, истовремено су задате вертикална сила $Q=120$ kN и бочна сила $Y=55$ kN у тачки контакта ТК3 ($y_{tk}=-3,5$ cm), при чему је одређена следећа матрица колона вредности излазних помешаних сигнала са мерних мостова, у јединицама [mV/V] (табела 6.16):

$$\mathbf{s} = \begin{Bmatrix} -70 \\ -73 \\ -270 \\ 172 \end{Bmatrix} \quad (6.42)$$

Израчунавањем на основу израза (6.31), добијена је следећа матрица колона изворних улазних сигнала параметара у интеракцији точак-шина:

$$\tilde{\mathbf{p}} = \begin{Bmatrix} \tilde{Q} \\ \tilde{Y} \\ \tilde{M} \\ Q \mp Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 119,9 \\ 54,4 \\ 461,3 \\ 174,4 \end{Bmatrix} \quad (6.43)$$

Увођењем вредности из израза (6.43) у једначину (6.25) и њеним нумеричким решавањем, добија се вредност хоризонталне координате тачке контакта $\tilde{y}_{tk} = -3,52$ cm. Упоредна анализа стварно задатих вредности параметара у интеракцији точак-шина и вредности добијених инверзном идентификацијом дата је у табели 6.19.

Табела 6.19. Упоредна анализа стварно задатих вредности параметара у интеракцији точак-шина и вредности добијених инверзном идентификацијом за други тест случај

Параметар	Стварно задато у моделу	Добијено инверзном идентификацијом	Одступање
Вертикална сила Q	120 kN	119,9 kN	0,08 %
Бочна сила Y	55 kN	54,4 kN	1,09 %
Пол. тачке контакта y_{tk}	-3,5 cm	-3,52 cm	0,2 mm

На основу табеле 6.19 може се такође констатовати изузетно велики степен тачности развијеног алгоритма инверзне идентификације. Уочава се да је у овом случају одступање вредности бочне силе Y знатно мање зато што се ради о контакту у тачки ТКЗ у којој је извршена калибрација на утицај ове силе.

6.12.4. Закључна разматрања

Поред претходна два, развијени алгоритам инверзне идентификације тестиран је и за низ других различитих случајева оптерећења, при чему добијени резултати такође потврђују његову изузетно високу тачност. На основу резултата тестирања може се констатовати да се одступања параметара у интеракцији точак-шина добијених помоћу развијеног алгоритма инверзне идентификације од стварно задатих параметара у моделу точка, крећу у границама до 2 %. При томе, треба имати у виду да у ову грешку, поред грешке услед математичких израчунавања у самом алгоритму, улази и грешка која настаје при нумеричким израчунавањима применом методе коначних елемената. Код реалног објекта може се очекивати знатно већа грешка мерења која зависи од многобројних утицајних параметара везаних за начин реализације и квалитет мерног система. Изузетно је значајно нагласити да у коначно процењеној грешки мерења мерног осовинског склопа грешка која потиче од несавршености развијеног алгоритма инверзне идентификације неће бити већа од 0,5 %.

На основу добијених резултата може се закључити да се развијени алгоритам инверзне идентификације може веома успешно применити у експерименталном одређивању сила у интеракцији точак-шина и положаја тачке контакта применом мерног осовинског склопа.

6.13. МЕТОДОЛОГИЈА РАЗДВАЈАЊА СИГНАЛА

На основу резултата нумеричког прорачуна деформација точка применом методе коначних елемената може се уочити да при преласцима мерних трака изнад тачке контакта долази до одређених варијација излазних сигнала са мерних мостова. Као што је већ речено, те варијације су последица разних несавршености и грешака везаних за прорачун применом методе коначних елемената. Пошто је у пракси број утицајних параметара и степен њиховог утицаја на дате варијације далеко већи, код реалног објекта – мерног осовинског склопа могу се очекивати далеко значајније варијације излазних сигнала са мерних мостова, који ће имати различите вредности за сваки од осам угаоних положаја. На основу тога, поставља се изузетно значајно питање како у датим угаоним положајима практично реализовати раздвајање сигнала.

Из претходних разматрања везаних за верификацију развијеног алгоритма инверзне идентификације може се уочити да је матрица раздвајања дефинисана изразом (6.39) формирана на основу излазних сигнала са мерних мостова за угаони положај УП1 (табела 6.16). Матрице колоне излазних помешаних сигнала у првом и другом тест случају дефинисане изразима (6.40) и (6.42) такође су формиране за угаони положај УП1 (табела 6.16). Као што је претходно закључено, развијени алгоритам у овом случају има изузетно висок степен тачности.

Међутим, поставља се питање степена тачности за остале угаоне положаје УП2÷УП8, при употреби дате матрице раздвајања (6.39). У циљу детаљније анализе, на основу матрице раздвајања (6.39) и помешаних сигнала са мерних мостова, израчунате су вредности непознатих параметара у интеракцији точак-шина за случајеве оптерећења приказане на сликама 6.79 и 6.80 (последња два случаја оптерећења у табели 6.16). Добијени резултати приказани су у табелама 6.20. и 6.21.

Табела 6.20. Вредности параметара у интеракцији точак-шина за случај оптерећења на слици 6.79 (претпоследњи у табели 6.16), добијене на основу матрице раздвајања (6.39)

УП	Параметар у интеракцији точак-шина								
	Вертикална сила			Бочна сила			Положај тачке контакта		
	Q [kN]	\tilde{Q} [kN]	Одст. [%]	Y [kN]	\tilde{Y} [kN]	Одст. [%]	y_{ik} [cm]	\tilde{y}_{ik} [cm]	Одст. [mm]
УП1	100	100,3	0,3	15	14,5	3,3	0	-0,097	-0,97
УП2		-98,5	1,5		-15,7	4,7		0,68	6,8
УП3		-100,3	0,3		-14,5	3,3		-0,097	-0,97
УП4		98,5	1,5		15,7	4,7		0,68	6,8
УП5		100,3	0,3		14,5	3,3		-0,097	-0,97
УП6		-98,5	1,5		-15,7	4,7		0,68	6,8
УП7		-100,3	0,3		-14,5	3,3		-0,097	-0,97
УП8		98,5	1,5		15,7	4,7		0,68	6,8

Табела 6.21. Вредности параметара у интеракцији точак-шина за случај оптерећења на слици 6.80 (последњи у табели 6.16), добијене на основу матрице раздвајања (6.39)

УП	Параметар у интеракцији точак-шина								
	Вертикална сила			Бочна сила			Положај тачке контакта		
	Q [kN]	\tilde{Q} [kN]	Одст. [%]	Y [kN]	\tilde{Y} [kN]	Одст. [%]	y_{ik} [cm]	\tilde{y}_{ik} [cm]	Одст. [mm]
УП1	120	119,9	0,08	55	54,4	0,9	-3,5	-3,52	-0,2
УП2		-113,7	5,25		-59,8	8,7		-2,25	12,5
УП3		-119,9	0,08		-54,4	0,9		-3,52	-0,2
УП4		113,7	5,25		59,8	8,7		-2,25	12,5
УП5		119,9	0,08		54,4	0,9		-3,52	-0,2
УП6		-113,7	5,25		-59,8	8,7		-2,25	12,5
УП7		-119,9	0,08		-54,4	0,9		-3,52	-0,2
УП8		113,7	5,25		59,8	8,7		-2,25	12,5

На основу резултата из табела 6.20 и 6.21 може се уочити да се при преласку сваке друге мерне траке јавља значајнија грешка у раздвајању сигнала и издвајању појединачних вредности непознатих параметара у интеракцији точак-шина. Та грешка се у овом случају појављује код парних угаоних положаја мерних трака зато што је матрица раздвајања (6.39) формирана на основу излазних сигнала са мерних мостова за непарни угаони положај УП1.

Код првог случаја оптерећења, разматрана грешка износи 1,5 % за Q силу и 4,7 % за Y силу, док је положај тачке контакта "промашен" за 6,8 mm (табела 6.20). За други случај оптерећења грешка је 5,25 % за Q силу и 8,7 % за Y силу, док је положај тачке контакта "промашен" чак за 12,5 mm (табела 6.21).

Уколико би се уместо матрице (6.39) користила матрица раздвајања формирана на основу вредности излазних сигнала са мерних мостова за било који парни угаони положај, добиле би се сличне вредности грешака у раздвајању сигнала, али за непарне угаоне положаје.

При развоју методе за експериментално одређивање параметара у интеракцији точак-шина у овом раду, анализирана су два начина решавања претходно идентификованог проблема раздвајања сигнала. Први начин подразумева да се помешани сигнали са мерних мостова раздвајају помоћу једне оптимизоване матрице раздвајања W_0 , чији се коефицијенти одређују оптимизацијом коефицијената матрица раздвајања за свих осам угаоних положаја точка УП1÷УП8. Други начин подразумева да се помешани сигнали раздвајају помоћу осам независних појединачних матрица раздвајања $W_1÷W_8$, за сваки од осам угаоних положаја посебно.

6.13.1. Анализа раздвајања сигнала помоћу једне оптимизоване матрице раздвајања W_0

Коефицијенти оптимизоване матрице раздвајања W_0 добијају се тако што се у матрицу вредности сигнала са мерних мостова S уврсте средње вредности сигнала за свих осам угаоних положаја точка. Оне се добијају сабирањем апсолутних вредности сигнала за сваки од осам угаоних положаја и дељењем са бројем угаоних положаја. Након тога, за добијене вредности узимају се знакови у матрици S_0 који су аналогни угаоном положају УП1. У складу са тиме, добија се следећа матрица S_0 у јединицама [mV/V] (табела 6.16):

$$S_0 = \begin{bmatrix} -109,5 & -102,5 & -70 & 6,5 \\ 29 & 22 & 5 & -73 \\ -67 & -103 & -133,5 & -97,5 \\ 28 & 49,5 & 72,5 & 78 \end{bmatrix} \quad (6.44)$$

На основу израза (6.34), добијена је следећа оптимизована матрица раздвајања W_0 :

$$W_0 = \begin{bmatrix} 0,106744 & 1,49638 & 0,0209469 & 1,41775 \\ -0,322998 & -1,26658 & -0,495349 & -1,13664 \\ 9,15989 & 11,7969 & -3,61836 & 6,19526 \\ -0,216254 & 0,229797 & -0,474402 & 0,281111 \end{bmatrix} \quad (6.45)$$

На основу оптимизоване матрице раздвајања (6.45) и помешаних сигнала са мерних мостова, израчунате су вредности параметара у интеракцији точак-шина за случајеве оптерећења приказане на сликама 6.79 и 6.80 (последња два случаја оптерећења у табели 6.16). Добијени резултати приказани су у табелама 6.22. и 6.23.

Табела 6.22. Вредности параметара у интеракцији точак-шина за случај оптерећења на слици 6.79 (претпоследњи у табели 6.16), добијене на основу матрице раздвајања \mathbf{W}_0

УП	Параметар у интеракцији точак-шина								
	Вертикална сила			Бочна сила			Положај тачке контакта		
	Q [kN]	\tilde{Q} [kN]	Одст. [%]	Y [kN]	\tilde{Y} [kN]	Одст. [%]	y_{tk} [cm]	\tilde{y}_{tk} [cm]	Одст. [mm]
УП1	100	100,3	0,3	15	14,4	4,0	0	-0,32	-3,2
УП2		-99,8	0,2		-14,7	2,0		0,3	3,0
УП3		-100,3	0,3		-14,4	4,0		-0,32	-3,2
УП4		99,8	0,2		14,7	2,0		0,3	3,0
УП5		100,3	0,3		14,4	4,0		-0,32	-3,2
УП6		-99,8	0,2		-14,7	2,0		0,3	3,0
УП7		-100,3	0,3		-14,4	4,0		-0,32	-3,2
УП8		99,8	0,2		14,7	2,0		0,3	3,0

Табела 6.23. Вредности параметара у интеракцији точак-шина за случај оптерећења на слици 6.80 (последњи у табели 6.16), добијене на основу матрице раздвајања \mathbf{W}_0

УП	Параметар у интеракцији точак-шина								
	Вертикална сила			Бочна сила			Положај тачке контакта		
	Q [kN]	\tilde{Q} [kN]	Одст. [%]	Y [kN]	\tilde{Y} [kN]	Одст. [%]	y_{tk} [cm]	\tilde{y}_{tk} [cm]	Одст. [mm]
УП1	120	121,5	1,25	55	53,3	3,1	-3,5	-3,88	-3,8
УП2		-117,2	2,3		-57,2	4,0		-2,97	5,3
УП3		-121,5	1,25		-53,3	3,1		-3,88	-3,8
УП4		117,2	2,3		57,2	4,0		-2,97	5,3
УП5		121,5	1,25		53,3	3,1		-3,88	-3,8
УП6		-117,2	2,3		-57,2	4,0		-2,97	5,3
УП7		-121,5	1,25		-53,3	3,1		-3,88	-3,8
УП8		117,2	2,3		57,2	4,0		-2,97	5,3

У случају примене оптимизоване матрице раздвајања \mathbf{W}_0 , код првог случаја оптерећења највећа грешка износи 0,3 % за Q силу и 4,0 % за Y силу, као и -3,2 mm за положај тачке контакта (табела 6.22). За други случај оптерећења, највећа грешка износи 2,3 % за Q силу и 4,0 % за Y силу, као и 5,3 mm за положај тачке контакта (табела 6.23). Веома је значајно напоменути да се у случају примене оптимизоване матрице раздвајања у одређеним угаоним положајима тачка добијају негативне вредности сила у интеракцији точак-шина. У случају примене овакве методологије раздвајања сигнала, дате негативне вредности у одговарајућем софтверу морају се помножити са -1.

На основу претходних анализа заснованих на моделу тачка и резултатима прорачуна применом методе коначних елемената, може се закључити да се применом

оптимизоване матрице раздвајања \mathbf{W}_0 добијају релативно тачни резултати сила у интеракцији точак-шина, при чему су одступања положаја тачке контакта нешто већа. Међутим, добијени резултати показују да значајније варијације излазних сигнала са мерних мостова, које се могу очекивати код реалног објекта, могу довести до далеко већих грешака мерења сила, а нарочито положаја тачке контакта.

6.13.2. Анализа раздвајања сигнала помоћу осам појединачних матрица раздвајања $\mathbf{W}_1 \div \mathbf{W}_8$

На основу табеле 6.16, матрице вредности сигнала са мерних мостова за угаоне положаје точка УП1÷УП8, у јединицама [mV/V], су:

$$\mathbf{S}_1 = \mathbf{S}_5 = \begin{bmatrix} -109 & -102 & -69 & 11 \\ 29 & 22 & 5 & -72 \\ -67 & -103 & -134 & -100 \\ 28 & 49 & 72 & 78 \end{bmatrix} \quad (6.46)$$

$$\mathbf{S}_2 = \mathbf{S}_6 = \begin{bmatrix} 110 & 103 & 71 & -2 \\ -29 & -22 & -5 & 74 \\ 67 & 103 & 133 & 95 \\ -28 & -50 & -73 & -78 \end{bmatrix} \quad (6.47)$$

$$\mathbf{S}_3 = \mathbf{S}_7 = \begin{bmatrix} 109 & 102 & 69 & -11 \\ -29 & -22 & -5 & 72 \\ 67 & 103 & 134 & 100 \\ -28 & -49 & -72 & -78 \end{bmatrix} \quad (6.48)$$

$$\mathbf{S}_4 = \mathbf{S}_8 = \begin{bmatrix} -110 & -103 & -71 & 2 \\ 29 & 22 & 5 & -74 \\ -67 & -103 & -133 & -95 \\ 28 & 50 & 73 & 78 \end{bmatrix} \quad (6.49)$$

На основу израза (6.34), израчунавањем у софтверском пакету Wolfram Mathematica добијене су следеће појединачне матрице раздвајања сигнала:

$$\mathbf{W}_1 = \mathbf{W}_5 = \begin{bmatrix} 0,125151 & 1,39701 & -0,241613 & 0,962141 \\ -0,340098 & -1,20407 & -0,311099 & -0,821302 \\ 9,49901 & 11,2188 & -6,43835 & 1,20277 \\ -0,214947 & 0,192948 & -0,552712 & 0,140839 \end{bmatrix} \quad (6.50)$$

$$\mathbf{W}_2 = \mathbf{W}_6 = \begin{bmatrix} -0,086631 & -1,68777 & -0,431282 & -2,12428 \\ -0,305031 & 1,39211 & 0,779086 & 1,62076 \\ -8,81357 & -13,4033 & -0,798463 & -13,9033 \\ 0,2184 & -0,295668 & 0,347805 & -0,503523 \end{bmatrix} \quad (6.51)$$

$$\mathbf{W}_3 = \mathbf{W}_7 = \begin{bmatrix} -0,125151 & -1,39701 & 0,241613 & -0,962141 \\ 0,340098 & 1,20407 & 0,311099 & 0,821302 \\ -9,49901 & -11,2188 & 6,43835 & -1,20277 \\ 0,214947 & -0,192948 & 0,552712 & -0,140839 \end{bmatrix} \quad (6.52)$$

$$\mathbf{W}_4 = \mathbf{W}_8 = \begin{bmatrix} 0,086631 & 1,68777 & 0,431282 & 2,12428 \\ 0,305031 & -1,39211 & -0,779086 & -1,62076 \\ 8,81357 & 13,4033 & 0,798463 & 13,9033 \\ -0,2184 & 0,295668 & -0,347805 & 0,503523 \end{bmatrix} \quad (6.53)$$

На основу ових матрица раздвајања и помешаних сигнала са мерних мостова, израчунате су вредности параметара у интеракцији точак-шина за случајеве оптерећења приказане на сликама 6.79 и 6.80 (последња два случаја оптерећења у табели 6.16). Добијени резултати приказани су у табелама 6.24. и 6.25.

Табела 6.24. Вредности параметара у интеракцији точак-шина за случај оптерећења на слици 6.79 (претпоследњи у табели 6.16), добијене на основу матрица раздвајања $\mathbf{W}_1 \div \mathbf{W}_8$

УП	Параметар у интеракцији точак-шина								
	Вертикална сила			Бочна сила			Положај тачке контакта		
	Q [kN]	\tilde{Q} [kN]	Одст. [%]	Y [kN]	\tilde{Y} [kN]	Одст. [%]	y_{tk} [cm]	\tilde{y}_{tk} [cm]	Одст. [mm]
УП1	100	100,3	0,3	15	14,5	3,3	0	-0,097	-0,97
УП2		100,4	0,4		14,1	6,0		0,009	0,09
УП3		100,3	0,3		14,5	3,3		-0,097	-0,97
УП4		100,4	0,4		14,1	6,0		0,009	0,09
УП5		100,3	0,3		14,5	3,3		-0,097	-0,97
УП6		100,4	0,4		14,1	6,0		0,009	0,09
УП7		100,3	0,3		14,5	3,3		-0,097	-0,97
УП8		100,4	0,4		14,1	6,0		0,009	0,09

Табела 6.25. Вредности параметара у интеракцији точак-шина за случај оптерећења на слици 6.80 (последњи у табели 6.16), добијене на основу матрица раздвајања $\mathbf{W}_1 \div \mathbf{W}_8$

УП	Параметар у интеракцији точак-шина								
	Вертикална сила			Бочна сила			Положај тачке контакта		
	Q [kN]	\tilde{Q} [kN]	Одст. [%]	Y [kN]	\tilde{Y} [kN]	Одст. [%]	y_{tk} [cm]	\tilde{y}_{tk} [cm]	Одст. [mm]
УП1	120	120,0	0	55	54,4	1,09	-3,5	-3,52	-0,2
УП2		118,2	1,5		56,4	2,5		-3,45	0,5
УП3		120,0	0		54,4	1,09		-3,52	-0,2
УП4		118,2	1,5		56,4	2,5		-3,45	0,5
УП5		120,0	0		54,4	1,09		-3,52	-0,2
УП6		118,2	1,5		56,4	2,5		-3,45	0,5
УП7		120,0	0		54,4	1,09		-3,52	-0,2
УП8		118,2	1,5		56,4	2,5		-3,45	0,5

У случају примене појединачних матрица раздвајања $W_1 \div W_8$, највећа грешка за први случај оптерећења износи 0,4 % за Q силу и 6 % за Y силу, као и -0,97 mm за положај тачке контакта (табела 6.24). Највећа грешка за други случај оптерећења износи 1,5 % за Q силу и 2,5 % за Y силу, као и 0,5 mm за положај тачке контакта (табела 6.25).

На основу претходно извршених анализа, може се закључити да методологија раздвајања сигнала помоћу појединачних матрица раздвајања даје најтачније резултате. Основни проблем код практичне примене ове методологије на реалном објекту – мерном осовинском склопу је потреба за мерењем и егзактним познавањем угаоног положаја тачка током обртања, како би се множење помешаних сигнала са мерних мостова са појединачним матрицама раздвајања $W_1 \div W_8$ реализовало у тачно одређеним временским тренуцима који одговарају преласцима мерних трака изнад тачке контакта.

Дефинисањем и усвајањем овакве методологије раздвајања сигнала, створени су услови за реализацију експерименталних испитивања са циљем верификације развијене методе и алгоритма инверзне идентификације на реалном објекту – мерном осовинском склопу.

7. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА И ВЕРИФИКАЦИЈА РАЗВИЈЕНЕ МЕТОДЕ НА РЕАЛНОМ ОБЈЕКТУ

Експериментална испитивања у циљу верификације развијене методе и алгоритма инверзне идентификације непознатих параметара у интеракцији точак-шина извршена су на реалном објекту – мерном осовинском склопу. Испитивања су реализована у Лабораторији за испитивање железничких возила и машинских конструкција Центра за железничка возила, на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву. За испитивања је коришћена специјална пробница која омогућава калибрацију мерних осовинских склопова, односно задавање познатих параметара у интеракцији точак-шина у лабораторијским условима.

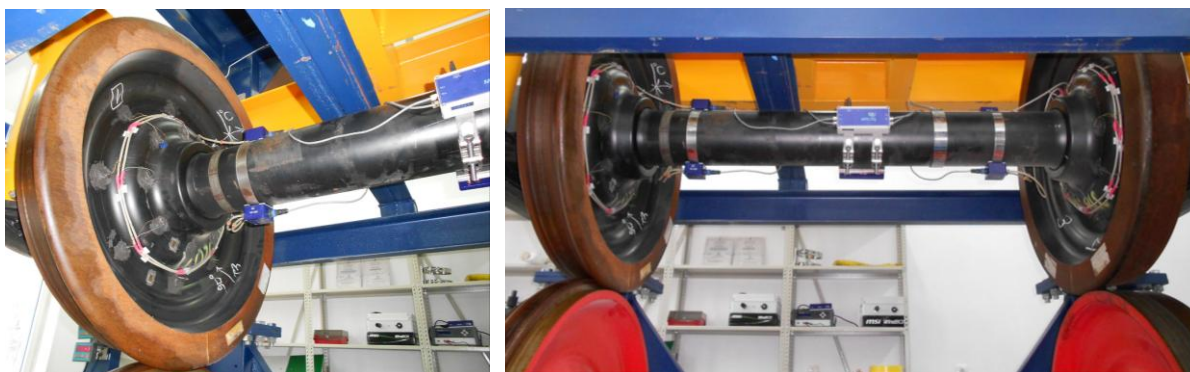
Коришћена опрема развијена је и набављена у периоду 2008÷2011. године, у оквиру реализације међународног ФП-7 (7th Framework Programme) пројекта "SeRViCe" (Strengthening Railway Vehicles Centre of Faculty of Mechanical Engineering Kraljevo), финансираног од стране Европске Комисије и ресорног Министарства Владе Републике Србије [103].

Пре уласка у детаљан опис спроведених експерименталних испитивања и анализу добијених резултата, дате су основне техничке карактеристике коришћене опреме – мерног осовинског склопа и пробнице.

7.1. МЕРНИ ОСОВИНСКИ СКЛОП

За експериментална испитивања и верификацију развијене методе и алгоритма инверзне идентификације непознатих параметара у интеракцији точак-шина, у оквиру овог рада коришћен је мерни систем типа МЕРОСА, производње ОСС (Оптички сензорски системи, Београд, Србија). Мерни осовински склоп овог система базира на стандардном осовинском склопу намењеном за теретна железничка возила и нормалну ширину колосека, производње BONATRANS GROUP, Чешка (слика 7.1). Све његове техничке карактеристике у потпуности су идентичне техничким карактеристикама анализираног осовинског склопа из претходног поглавља овог рада. Радијална растојања на којима су постављене мерне траке, као и њихов распоред, број и начин повезивања такође су у потпуној сагласности са детаљима из претходног поглавља.

У наставку су дати само најосновнији технички подаци о мерном систему МЕРОСА, имајући у виду да сам развој електронског дела мерног система мерног осовинског склопа за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина, није тема истраживања у овом раду. Далеко већи број детаља налази се у техничкој документацији и упутствима произвођача [104, 105].



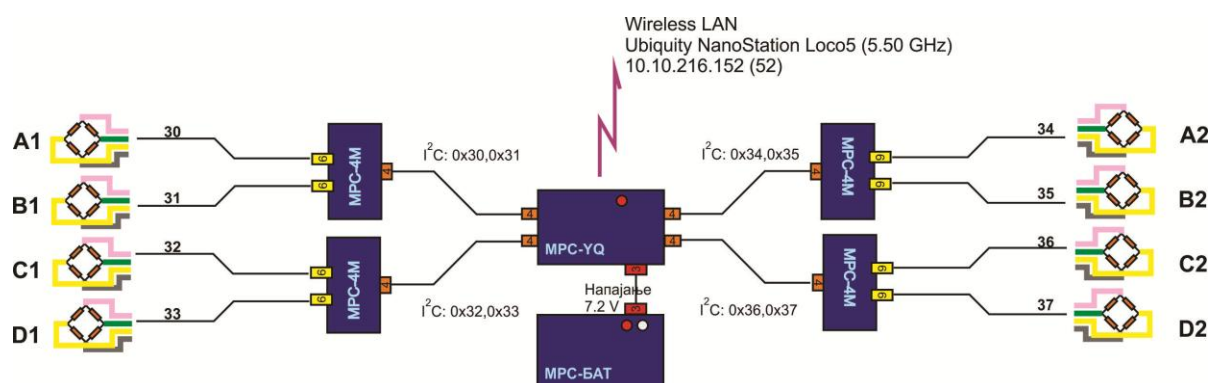
Слика 7.1. Мерни осовински склоп мерног система МЕРОСА коришћен у експерименталним испитивањима

Основне компоненте мерног система МЕРОСА међусобно су повезане у бежичну етернет мрежу која им омогућава међусобну комуникацију. Те компоненте су:

- мерни осовински склоп(ови) опремљен(и) мерним тракама које су постављене на оба точка,
- електронско-рачунарска јединица за пријем и складиштење мерних сигнала током експерименталних испитивања (смешта се у кутију мерног вагона током испитивања на колосеку),
- рачунарски модул за обраду и приказивање резултата експерименталних испитивања (може се налазити и ван мерног вагона током испитивања на колосеку).

На мерном осовинском склопу мерног система МЕРОСА налазе се следећи електронски модули (слика 7.2):

- 8 пуних мерних мостова са по 8 мерних трака (А1, В1, С1, D1, А2, В2, С2 и D2),
- 4 модула за побуђивање и аквизицију сигнала са мерних мостова (MPC-4M),
- модул за остваривање бежичне радио везе са електронско-рачунарском јединицом за пријем и складиштење мерних сигнала (MPC-YQ),
- батеријски модул за напајање (MPC-БАТ).



Слика 7.2. Блок шема дела мерног система МЕРОСА који се налази на мерном осовинском склопу [104, 105]

Мерни сигнали са точкава мерног осовинског склопа визуелно се приказују у посебном софтверском пакету у коме се за свако појединачно мерење снимају излазне

датотеке у оригиналном "mrs" формату. У истом софтверском пакету постоји и одговарајући модул за конверзију снимљених датотека у "csv" формат (Coma Separated Values), који се може веома лако учитавати у друге програме за обраду сигнала односно података са мерења. Подаци који се добијају у снимљеним датотекама груписани су у 15 колона, као што је приказано у примеру у табели 7.1. Значење сваке од колона из табеле 7.1 приказано је у табели 7.2.

Табела 7.1. Пример изгледа података у излазним датотекама мерног система МЕРОСА

C_o	M_{Q1}	M_{Q+Y1}	M_{M1}	M_{Y1}	T_1	M_{Q2}	M_{Q+Y2}	M_{M2}	M_{Y2}	T_2	A_R	A_T	B_N	Φ_O
22947	2200	2021	1476	2930	6145	2283	2092	1684	3317	6146	1870	1785	374	43
22948	2200	2022	1476	2930	6145	2283	2092	1685	3317	6146	1870	1785	374	43
22949	2200	2022	1476	2930	6145	2282	2092	1685	3317	6146	1870	1785	374	43

Табела 7.2. Значење колона из табеле 7.1

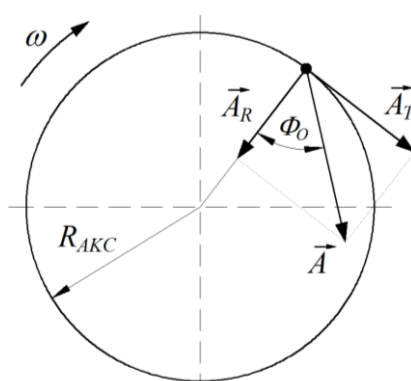
Колона	Ознака	Опис
1	C_o	број узорака од почетка мерења (или време t , ако се C_o подели са фреквенцом узорковања)
2	M_{Q1}	сигнал са мерног моста за мерење Q силе, на радијалном растојању $\rho=360$ mm, на спољашњој страни диска точка 1
3	M_{Q+Y1}	сигнал са мерног моста за мерење положаја тачке контакта u_{tk} , на радијалном растојању $\rho=262$ mm, на спољашњој страни диска точка 1
4	M_{M1}	сигнал са мерног моста за мерење положаја тачке контакта u_{tk} , на радијалном растојању $\rho=262$ mm, на унутрашњој страни диска точка 1
5	M_{Y1}	сигнал са мерног моста за мерење Y силе, на радијалном растојању $\rho=168$ mm, на унутрашњој страни диска точка 1
6	T_1	температура на точку 1
7	M_{Q2}	сигнал са мерног моста за мерење Q силе, на радијалном растојању $\rho=360$ mm, на спољашњој страни диска точка 2
8	M_{Q+Y2}	сигнал са мерног моста за мерење положаја тачке контакта u_{tk} , на радијалном растојању $\rho=262$ mm, на спољашњој страни диска точка 2
9	M_{M2}	сигнал са мерног моста за мерење положаја тачке контакта u_{tk} , на радијалном растојању $\rho=262$ mm, на унутрашњој страни диска точка 2
10	M_{Y2}	сигнал са мерног моста за мерење Y силе, на радијалном растојању $\rho=168$ mm, на унутрашњој страни диска точка 2
11	T_2	температура на точку 2
12	A_R	радијално убрзање осовине
13	A_T	тангенцијално убрзање осовине
14	B_N	напон батерије
15	Φ_O	параметар угаоног положаја осовине мерног осовинског склопа

7.1.1. Мерење угаоног положаја мерног осовинског склопа

Методологија раздвајања сигнала применом појединачних матрица раздвајања дефинисана на самом крају претходног поглавља, захтева мерење и тачно познавање угаоног положаја осовине односно точка током обртања мерног осовинског склопа. На

тај начин, могуће је у снимљеним сигнаlima са мерних мостова тачно идентификовати оне угаоне положаје односно временске тренутке у којима мерне траке пролазе изнад тачке контакта између точка и шине. У тим угаоним положајима, помешани сигнали многе се са појединачним матрицама раздвајања $W_1 \div W_8$ које се одређују калибрацијом на пробници за сваки точак засебно. Када се ових осам угаоних положаја једном идентификује, њихове вредности важе за сва остала мерења, и није их потребно поново одређивати за дати мерни осовински склоп.

Код мерног осовинског склопа мерног система МЕРОСА, за мерење и одређивање угаоног положаја осовине Φ_0 користе се два дво-осна акцелерометра. Један акцелерометар користи се за бројеве обртаја осовине $n_0 < 5$ o/s, а други за бројеве обртаја осовине $n_0 > 5$ o/s. Акцелерометар региструје два синусоидална сигнала радијалног и тангенцијалног убрзања мерног осовинског склопа A_R и A_T (слика 7.3).

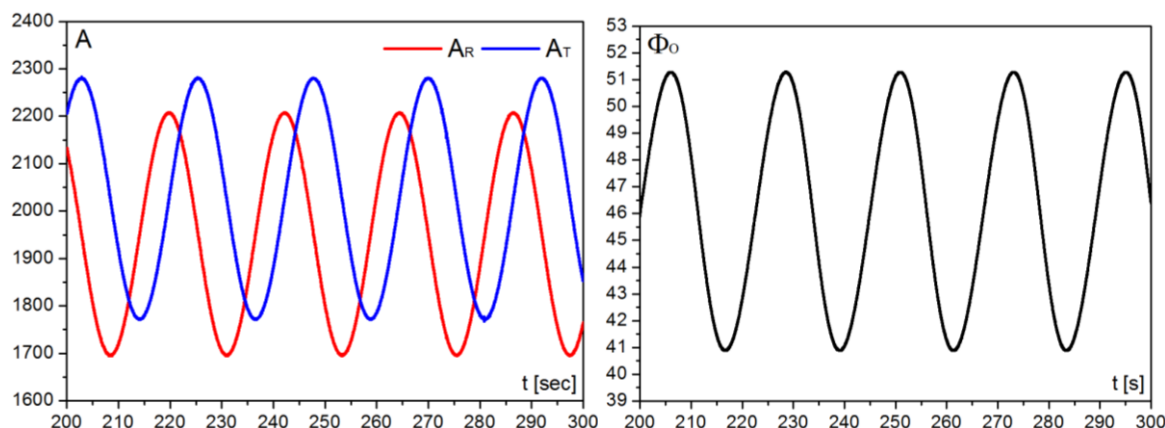


Слика 7.3. Принцип одређивања угаоног положаја осовине Φ_0

Угаони положај осовине мерног осовинског склопа Φ_0 у сваком тренутку током обртања одређује се из функције инверзног тангенса, на основу количника сигнала тангенцијалног и радијалног убрзања добијених са акцелерометара (слика 7.3):

$$\Phi_0 = \arctan \frac{A_T}{A_R} \quad (7.1)$$

Једносмерна компонента сигнала са акцелерометара линеарно је пропорционална угаоној брзини обртања мерног осовинског склопа ω . Изгледи сигнала са акцелерометара и параметра Φ_0 приказани су на слици 7.4.

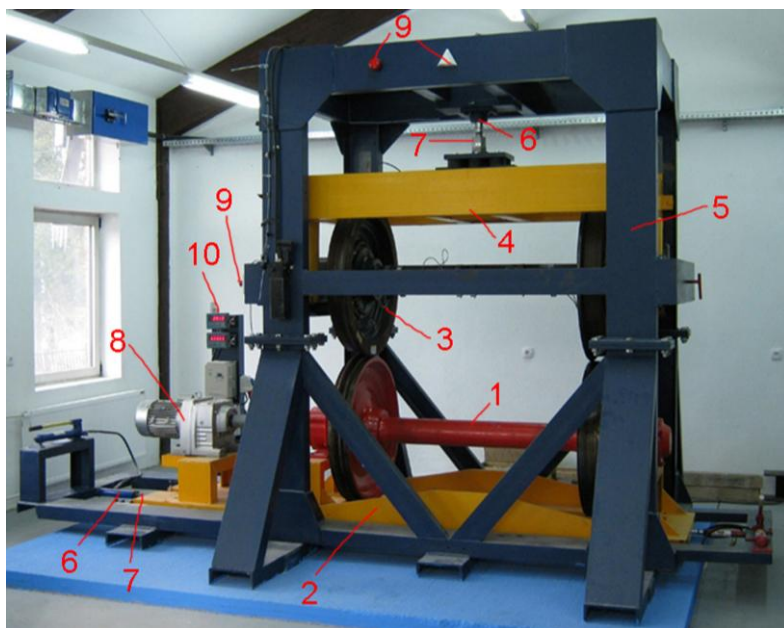


Слика 7.4. Изгледи сигнала тангенцијалног и радијалног убрзања A_T и A_R добијених са дво-осних акцелерометара на осовини, и параметра угаоног положаја Φ_0

7.2. ПРОБНИЦА

Експериментална испитивања реализована су на специјалној пробници типа М10.09 за испитивање и калибрацију мерних осовинских склопова, производње ОСС (Оптички сензорски системи, Београд, Србија). Пробница је намењена за испитивање и калибрацију мерних осовинских склопова носивости 22,5 t за нормалну ширину колосека 1435 mm, у статичком и динамичком режиму. Омогућава потпуно независно задавање сила Q и Y , као и промену положаја тачке контакта. Основни делови пробнице су (слика 7.5) [106, 107]:

- 1 – доњи осовински склоп (офарбан црвеном бојом),
- 2 – хоризонтално покретни носач доњег осовинског склопа (офарбан жутом бојом),
- 3 – горњи осовински склоп (осовински склоп који се испитује – калибрише),
- 4 – вертикално покретни носач горњег осовинског склопа (офарбан жутом бојом),
- 5 – носећа конструкција (офарбана плавом бојом),
- 6 – хидраулички системи за задавање вертикалне и бочне силе,
- 7 – претварачи за регистровање задатих вредности вертикалне и бочне силе,
- 8 – погонски електромотор са редуктором и карданском спојницом,
- 9 – сигурносни системи,
- 10 – управљачки модул.



Слика 7.5. Пробница М10.09

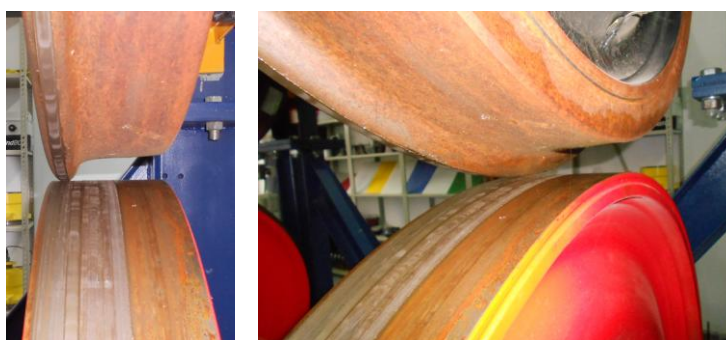
Пробница је пројектована тако да се прво испитује – калибрише један точак мерног осовинског склопа, а затим други. Гледајући слику 7.5, профил левог точка доњег осовинског склопа обрађен је тако да имитира главу шине и служи за уношење оптерећења у испитивани точак, док је профил десног точка потпуно раван. На тај начин се на левој страни између доњег и горњег осовинског склопа који се испитује остварује имитација контакта точак-шина која је приказана на слици 7.6.

На десној страни, контакт између доњег и горњег осовинског склопа остварује се преко најистуреније тачке венца точка (слика 7.7). На тај начин избегава се проблем осцилација које би, при контакту преко површине котрљања, настале услед разлике у

полупречницима котрљања на левом и десном точку. Поред тога, овакво решење обезбеђује минималне отпоре трења, нарочито при задавању бочне силе, чиме се постиже већа тачност резултата испитивања левог точка који се калибрише.

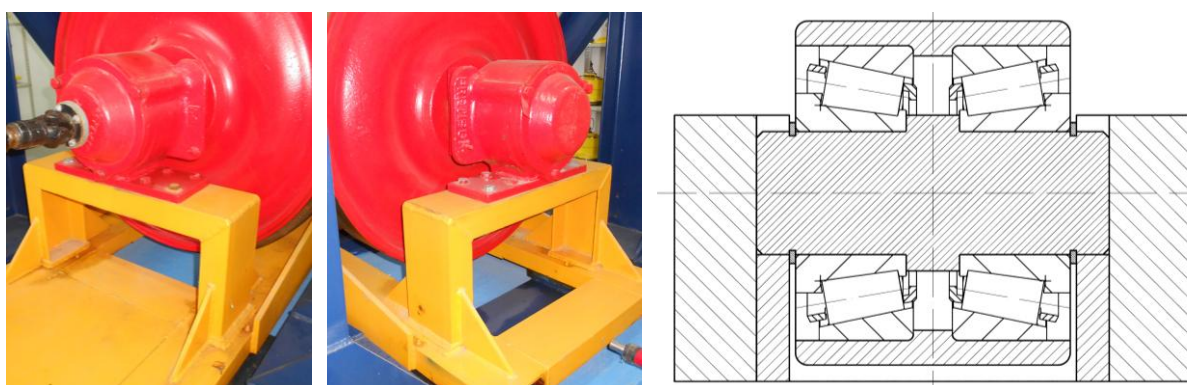


Слика 7.6. Имитација контакта точак-шина на пробници (лева страна)



Слика 7.7. Контакт точкава доњег и горњег осовинског склопа на десној страни

Доњи осовински склоп ослања се на хоризонтално покретни носач који се преко посебно пројектованог система лежајева може праволинијски померати лево-десно дуж носеће структуре пробнице (слика 7.8). Горњи – испитивани осовински склоп везан је за вертикално покретни носач који се може праволинијски померати горе-доле у вођицама односно вертикалним стубовима носеће конструкције пробнице (слика 7.9).



Слика 7.8. Начин ослањања доњег осовинског склопа (лево) и попречни пресек лежаја за померање хоризонтално покретног носача доњег осовинског склопа (десно)

На овај начин реализују се два независна кретања – хоризонтално померање доњег осовинског склопа чији леви точак имитира шину, и вертикално померање горњег осовинског склопа чији се леви точак испитује или калибрише. Дејством хидрауличног цилиндра на хоризонтално покретни носач, он се помера заједно са доњим осовинским

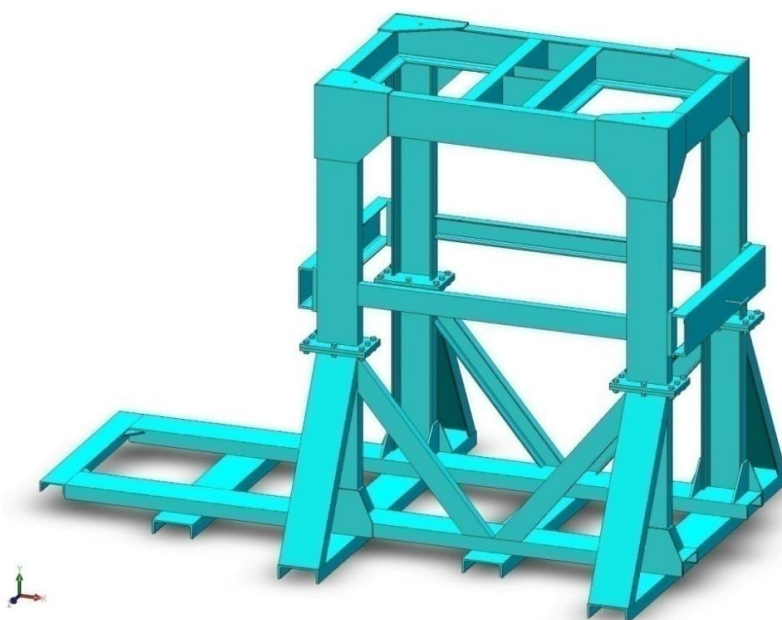
склопом, при чему се у контакту точак-имитација главе шине генерише бочна сила Y . Дејством хидрауличног цилиндра на вертикално покретни носач, он се помера наниже, при чему долази до притиска горњег на доњи осовински склоп и генерисања вертикалне силе Q у поменутом контакту.



Слика 7.9. Начин ослањања горњег осовинског склопа (лево) и детаљ вођења вертикално покретног носача горњег осовинског склопа (десно)

7.2.1. Носећа конструкција

Носећа конструкција пробнице састављена је од челичних UNP профила који су повезани завртањским и завареним везама (слика 7.10). Њену основу чини постоље које лежи у хоризонталној равни и служи за ослањање на бетонску подлогу или постамент. Постоље служи као ослонац хидрауличног цилиндра за задавање бочне силе и хоризонтално покретног носача доњег осовинског склопа.



Слика 7.10. Модел носеће конструкције пробнице

На постоље су заварена четири вертикална носећа стуба која су међусобно у горњем и средњем делу повезана хоризонталним елементима, чиме се формира просторни рам. У горњем делу, овај рам служи као ослонац хидрауличног цилиндра за задавање вертикалне силе, при чему носећи стубови служе као вођице за кретање вертикално

покретног носача горњег осовинског склопа. Читав систем је додатно укрућен одговарајућим ребрима и косницима чиме се обезбеђује потребна крутост и очување пројектоване геометрије при максималним оптерећењима.

7.2.2. Задавање и регистровање бочне силе

За задавање бочне силе користи се хидраулички цилиндар којим се управља помоћу ручне пумпе (слика 7.11). Овај систем омогућава задавање бочне силе интензитета до 100 kN. Регистровање вредности задате бочне силе врши се помоћу мерног претварача силе марке FLINTEC који је постављен између клипа хидрауличког цилиндра и хоризонтално покретног носача доњег осовинског склопа (слика 7.11).



Слика 7.11. Системи за задавање и регистровање бочне силе Y_p на пробници

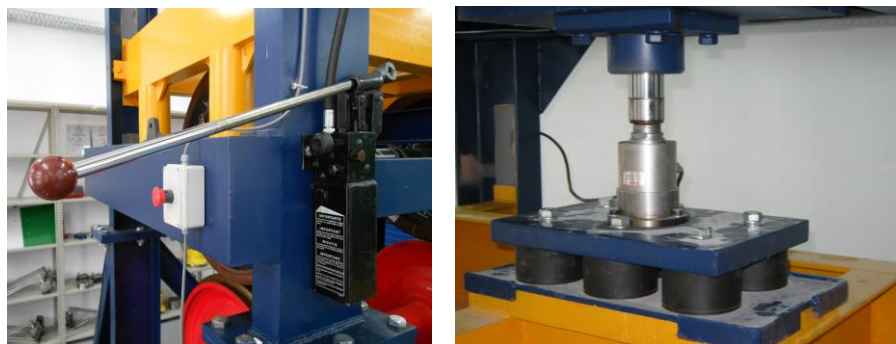
Изузетно је значајно нагласити да у општем случају треба правити разлику између задате бочне силе коју региструје мерни претварач Y_p и стварне бочне силе Y која је генерисана у контакту испитиваног точка и имитације главе шине. Услед одређених губитака који потичу од савлађивања отпора трења у систему лежајева (слика 7.8 десно) и отпора трења у контакту на десној страни мерног осовинског склопа (слика 7.7), стварна бочна сила Y је нешто мања од задате бочне силе Y_p . Одговарајућим пробама установљено је да су поменути губици занемарљиво мали, тако да се може узети да је бочна сила Y у контакту точак-имитација главе шине приближно једнака задатој бочној сили на пробници Y_p .

7.2.3. Задавање и регистровање вертикалне силе

За задавање вертикалне силе користи се хидраулички цилиндар којим се такође управља помоћу ручне пумпе (слика 7.12). Овај систем омогућава задавање вертикалне силе интензитета до 225 kN. Регистровање вредности задате вертикалне силе врши се помоћу мерног претварача силе марке FLINTEC, који је постављен између клипа хидрауличког цилиндра и вертикално покретног носача горњег – испитиваног осовинског склопа (слика 7.12). За смањење високофреквентних осцилација и спречавање преоптерећења система користи се специјални гумено-метални амортизер који се поставља између претварача вертикалне силе и вертикално покретног носача горњег осовинског склопа (слика 7.12).

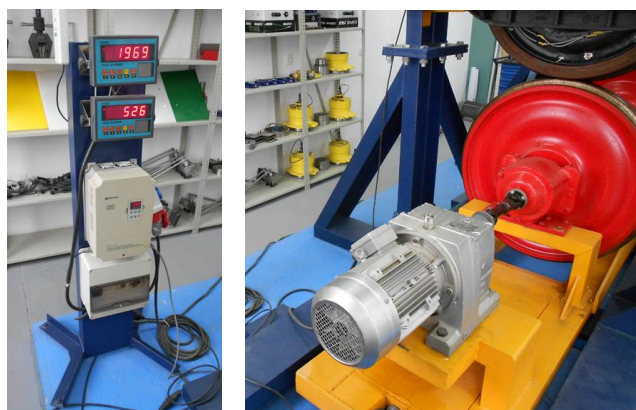
Значајно је уочити да се задата вертикална сила на пробници Q_p расподељује на два точка испитиваног мерног осовинског склопа. Услед одређених губитака који потичу од савлађивања отпора у систему вођења (слика 7.9 десно), као и услед несиметрије

изазване начином ослањања на десној страни мерног осовинског склопа (слика 7.7), неминовно је да се генерисана сила Q у контакту точак-имитација главе шине у одређеној мери разликује од половине задате вертикалне силе на пробници коју региструје мерни претварач $Q_P/2$. Ова разлика може потицати и од несавршености ослањања горњег осовинског склопа у вертикално покретном носачу, несавршености ослањања доњег осовинског склопа, несавршености и грешака у геометрији конструкције, итд. Испитивањима је установљено да су поменути губици занемарљиво мали, као и да се задата вертикална сила Q_P равномерно расподељује на оба точка испитиваног мерног осовинског склопа, при чему се разлике крећу у границама до 3 %.



Слика 7.12. Системи за задавање и регистровање вертикалне силе Q_P на пробници

Вредности задате хоризонталне и вертикалне силе Y_P и Q_P које се добијају са претварача сила приказују се на два дигитална алфа-нумеричка дисплеја која се налазе на управљачком модулу (слика 7.13 лево). Те вредности се бежичним путем преносе у рачунар, где се визуелно приказују у одговарајућем софтверу и где се чувају у посебним датотекама.



Слика 7.13. Управљачки модул и алфа-нумерички дисплеји за приказивање вредности задате вертикалне и бочне силе (лево), и погон обртног кретања (десно)

7.2.4. Погон обртног кретања

Обртно кретање испитиваног осовинског склопа остварује се посредно преко доњег осовинског склопа који се покреће преко електромотора са редуктором и карданског вратила (слика 7.13 десно). Снага погонског електромотора износи 7,5 kW, а брзина обртања регулише се помоћу фреквентног регулатора који се налази на управљачком модулу (слика 7.13 лево). При испитивањима мерних осовинских склопова у динамичком режиму, максималан број обртаја износи 5 o/s.

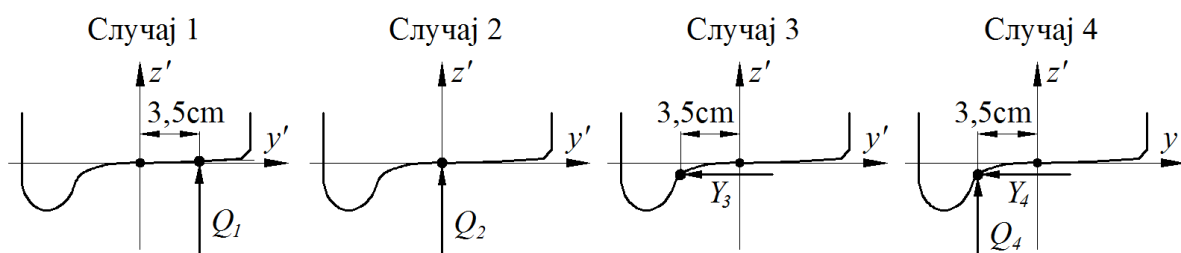
7.3. СТАТИЧКА ИСПИТИВАЊА

У првој фази експерименталних испитивања са циљем верификације развијене методе на реалном објекту, извршена су статичка испитивања точка мерног осовинског склопа. Имајући у виду да развијени алгоритам инверзне идентификације захтева и претпоставља линеаран систем, као и чињеницу да се стварно понашање многих реалних објеката у инжењерској пракси често разликује од очекиваног или претпостављеног, статичка испитивања у првом реду треба да потврде линеарност система. Основни задатак при реализацији статичких испитивања је идентификација и формирање дијаграма зависности сила у интеракцији точак-шина и сигнала са мерних мостова, за дате положаје тачке контакта ТК1, ТК2 и ТК3, као и дате угаоне положаје точка УП1÷УП8. На тај начин, резултати статичких испитивања треба да покажу колики је степен варијација излазних сигнала са мерних мостова за датих осам угаоних положаја точка УП1÷УП8. Сходно томе, статичка испитивања реализована су за сваки од осам угаоних положаја точка УП1÷УП8, у три различите тачке контакта ТК1, ТК2 и ТК3. Регистровани су сигнали са мерних мостова при постепеном повећавању задатих сила у интеракцији точак-шина од нуле до одређене вредности.

Пошто се ради о тестирању и верификацији развијене методе и алгоритма инверзне идентификације, у оквиру овог рада испитиван је само један точак мерног осовинског склопа, при чему би поступак за други точак био практично идентичан.

7.3.1. Случајеви оптерећења при статичким испитивањима

Имајући у виду претходно дефинисане циљеве, као и одређена ограничења у задавању репрезентативних случајева оптерећења на пробници, за реализацију статичких испитивања изабрани су случајеви оптерећења приказани на слици 7.14. Вредности параметара у интеракцији точак-шина дате су у табели 7.3.



Слика 7.14. Случајеви оптерећења за реализацију статичких испитивања

Табела 7.3. Вредности параметара у интеракцији точак-шина за случајеве оптерећења са слике 7.14

Случај оптерећења	Тачка контакта	Q сила	Y сила	Начин задавања оптерећења
1	ТК2	0÷80 kN	0	постепено повећавање Q силе од 0÷80 kN
2	ТК1	0÷80 kN	0	постепено повећавање Q силе од 0÷80 kN
3	ТК3	0	0÷45 kN	постепено повећавање Y силе од 0÷45 kN
4	ТК3	0÷60 kN	45 kN	задата Y сила од 45 kN, постепено повећавање Q силе од 0÷60 kN

Детаљи са статичких испитивања мерног осовинског склопа која су реализована у периоду мај-јул 2014. године приказани су на слици 7.15.



Слика 7.15. Детаљи са статичких испитивања мерног осовинског склопа

7.3.2. Снимљени сигнали са мерних мостова и резултати статичких испитивања

У току статичких испитивања снимљени су сигнали са четири мерна моста M_Q , M_Y , M_M и M_{Q+Y} , за свих осам угаоних положаја точка УП1÷УП8, при датим случајевима оптерећења 1÷4.

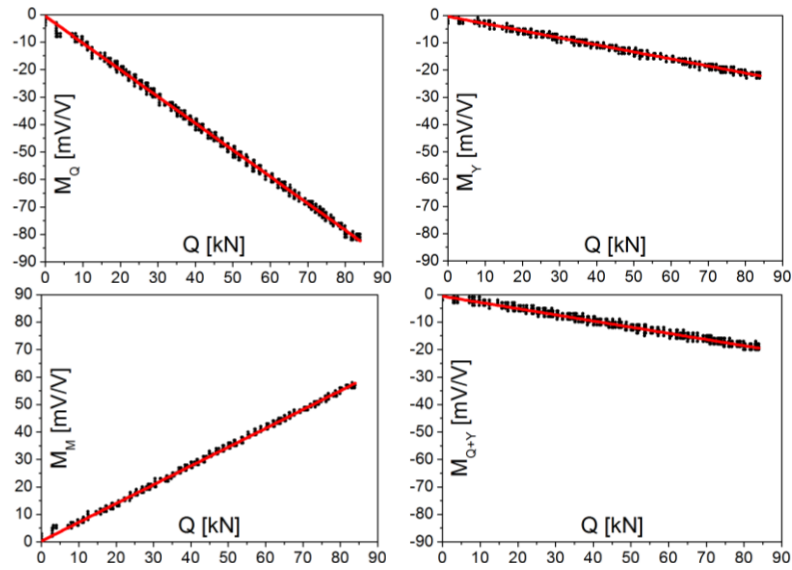
Подаци који се при испитивању или калибрисању датог мерног осовинског склопа мерног система МЕРОСА добијају у излазним датотекама груписани су у 17 колона, као што је приказано у примеру из табеле 7.4. Значење колона је идентично подацима из табеле 7.2, при чему у излазним датотекама са калибрације на пробници постоје две додатне колоне у којима се налазе вредности задате вертикалне и бочне силе које су регистроване помоћу претварача силе и очитане са алфа-нумеричких дисплеја Y_P и Q_P .

Табела 7.4. Пример изгледа података који се добијају у излазним датотекама са мерног осовинског склопа мерног система МЕРОСА током калибрације на пробници

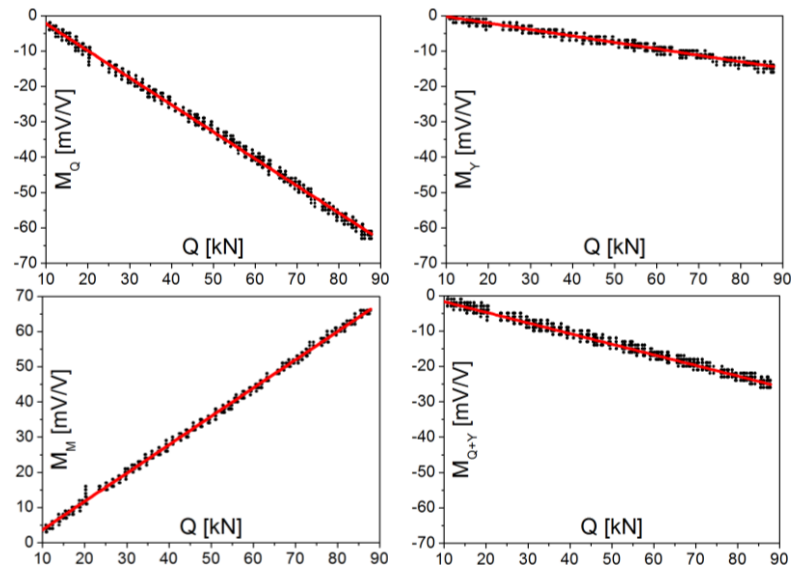
C_0	M_{Q1}	M_{Q+Y1}	M_{M1}	M_{Y1}	T_1	M_{Q2}	M_{Q+Y2}	M_{M2}	M_{Y2}	T_2	A_R	A_T	B_N	Y_P	Q_P	Φ_0
49244	2186	2003	1466	3020	6145	2310	2104	1683	3305	6146	2059	2257	323	4793	8046	47
49245	2186	2004	1466	3019	6145	2311	2104	1683	3306	6146	2058	2257	324	4793	8046	47
49246	2185	2004	1465	3019	6145	2311	2104	1683	3307	6146	2057	2257	323	4793	8046	47

Пошто се мерење за случај оптерећења 4 надовезује на мерење за случај оптерећења 3, при статичким испитивањима снимљене су укупно 24 датотеке које садрже податке о задатим оптерећењима на пробници и мерним сигнаlima са четири мерна моста на испитиваном точку.

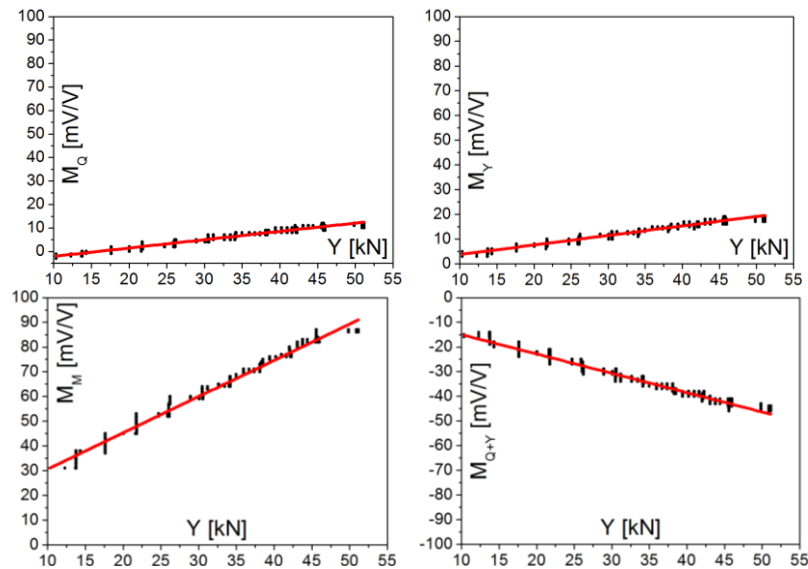
На основу снимљених датотека са статичких испитивања, у програмском пакету ORIGIN формирано је 128 дијаграма зависности сила у интеракцији точак-шина Q и Y , и сигнала са мерних мостова M_Q , M_Y , M_M и M_{Q+Y} , за свих осам угаоних положаја точка УП1÷УП8, при датим случајевима оптерећења 1÷4. Ти дијаграми приказани су на сликама 7.16–7.47.



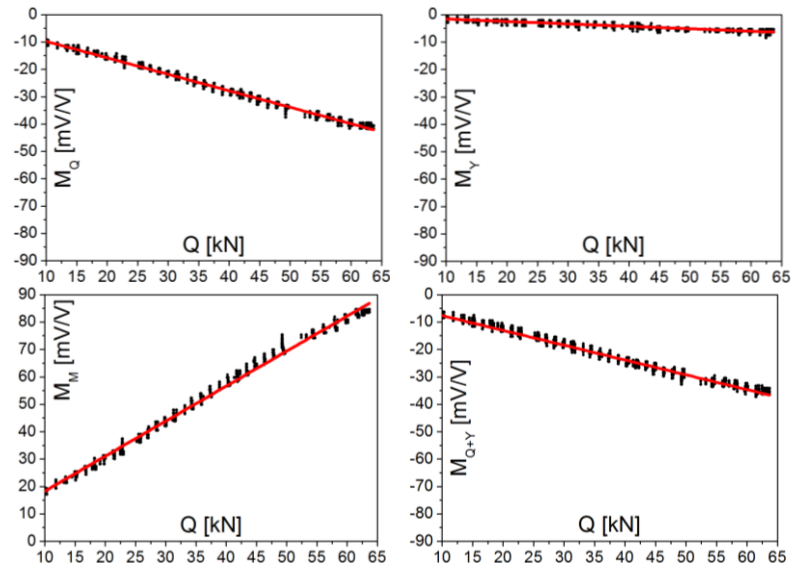
Слика 7.16. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК2, УП1)



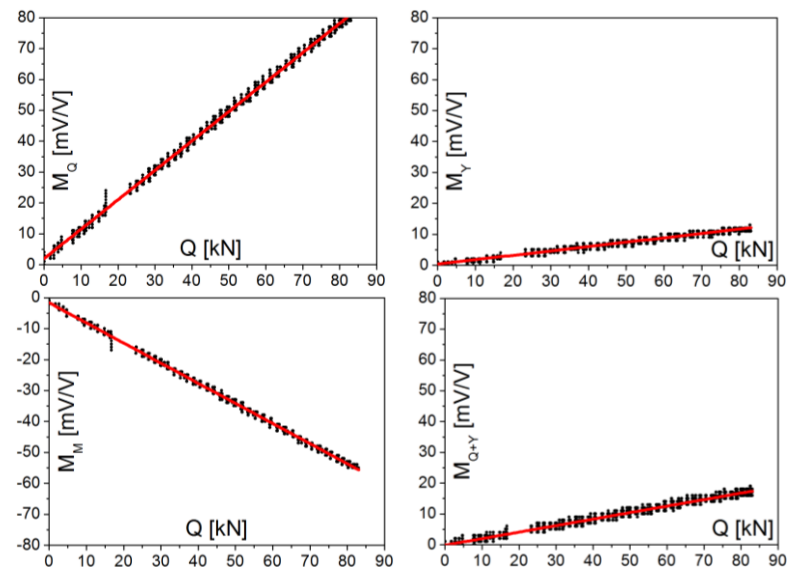
Слика 7.17. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК1, УП1)



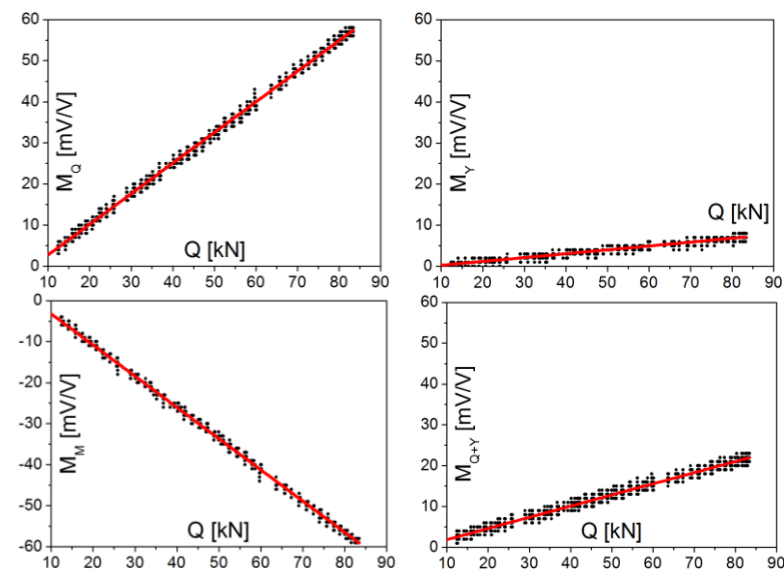
Слика 7.18. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Y силе (ТК3, УП1)



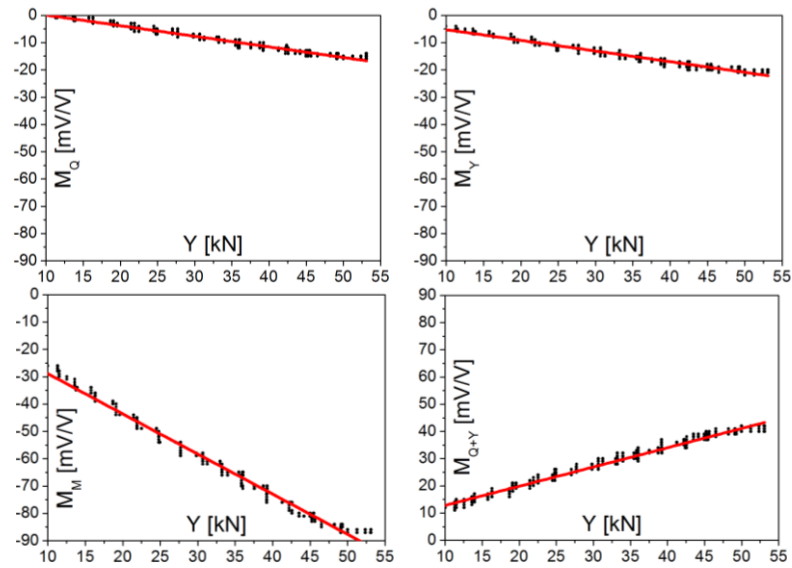
Слика 7.19. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК3, УП1)



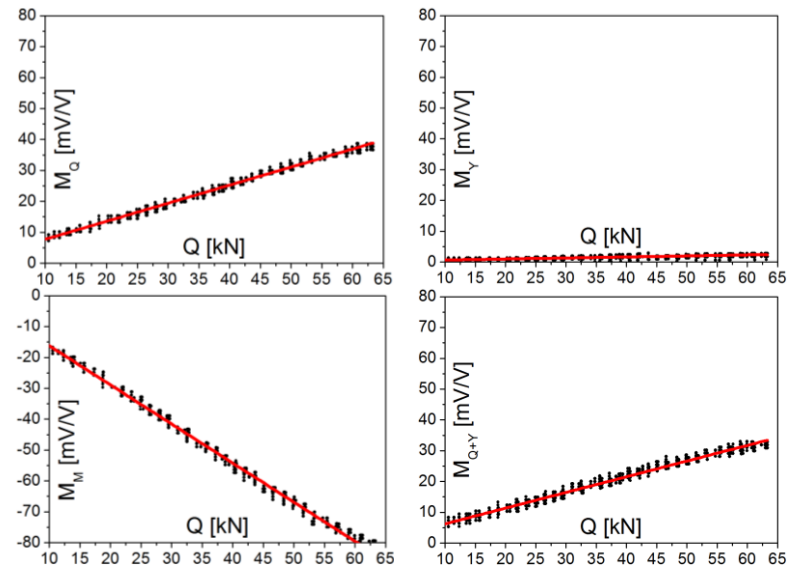
Слика 7.20. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК2, УП2)



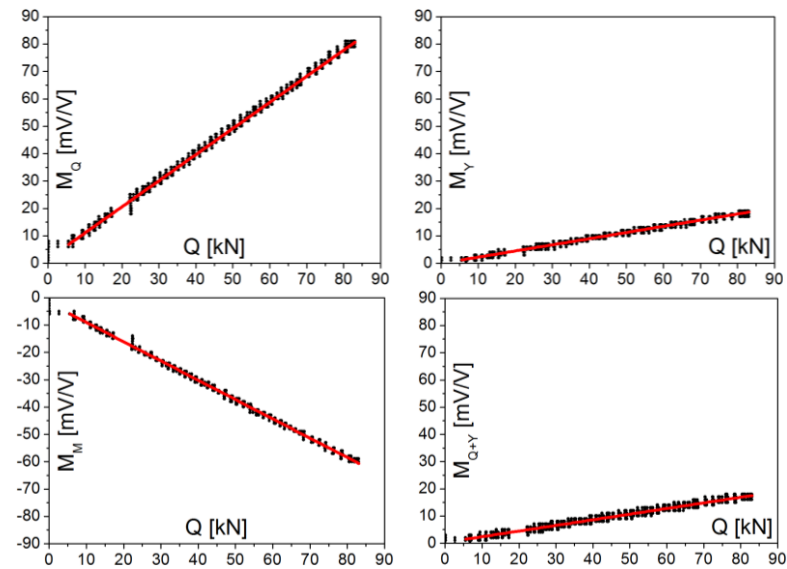
Слика 7.21. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК1, УП2)



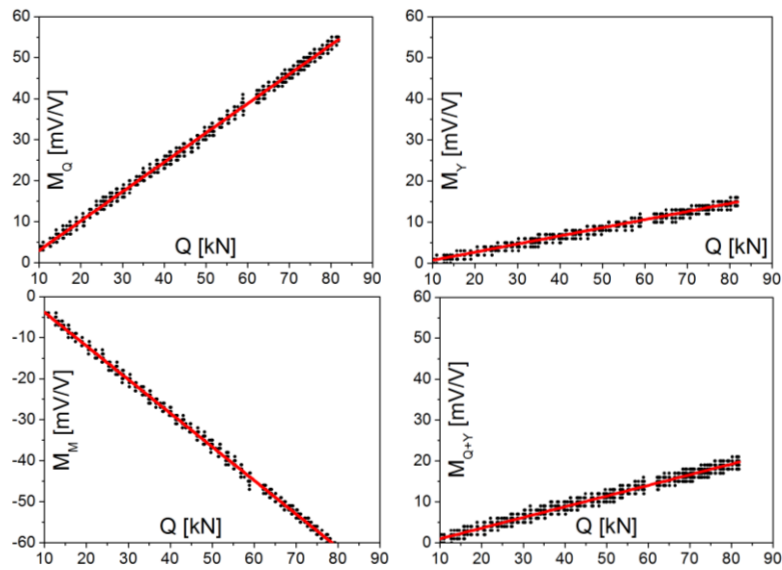
Слика 7.22. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Y силе (ТК3, УП2)



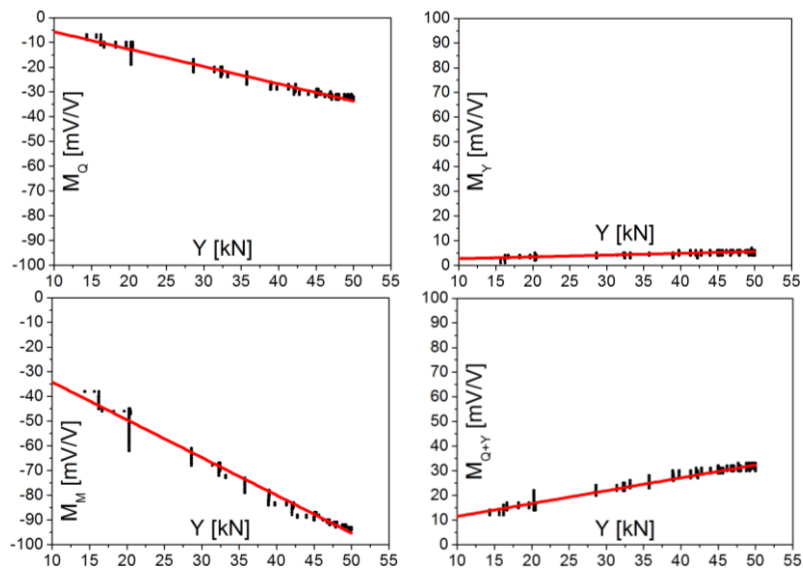
Слика 7.23. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК3, УП2)



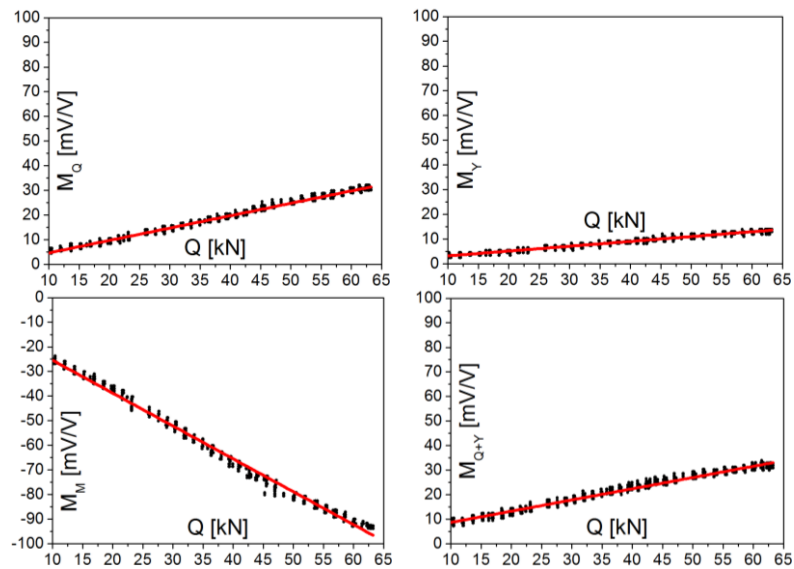
Слика 7.24. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК2, УП3)



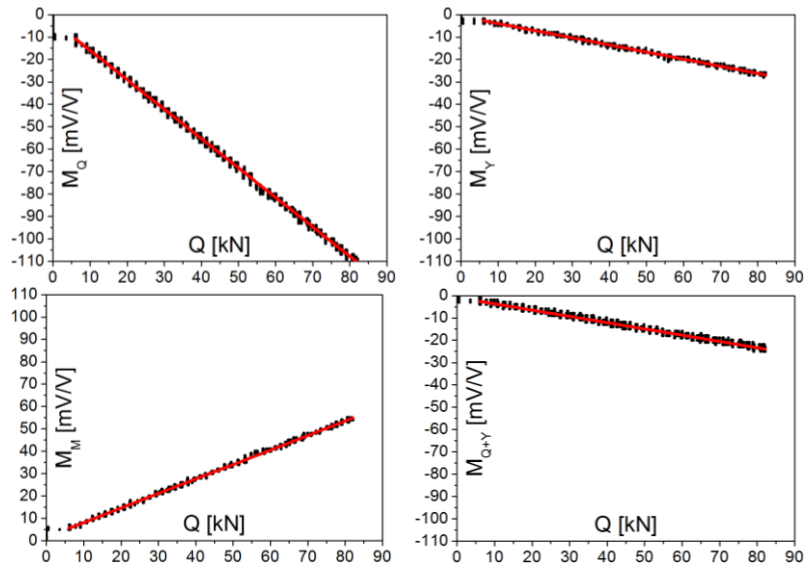
Слика 7.25. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК1, УП3)



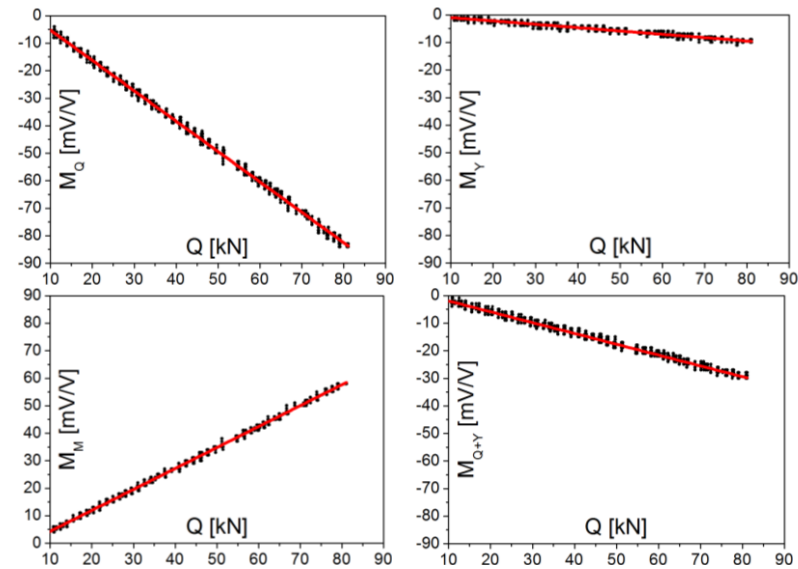
Слика 7.26. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Y силе (ТК3, УП3)



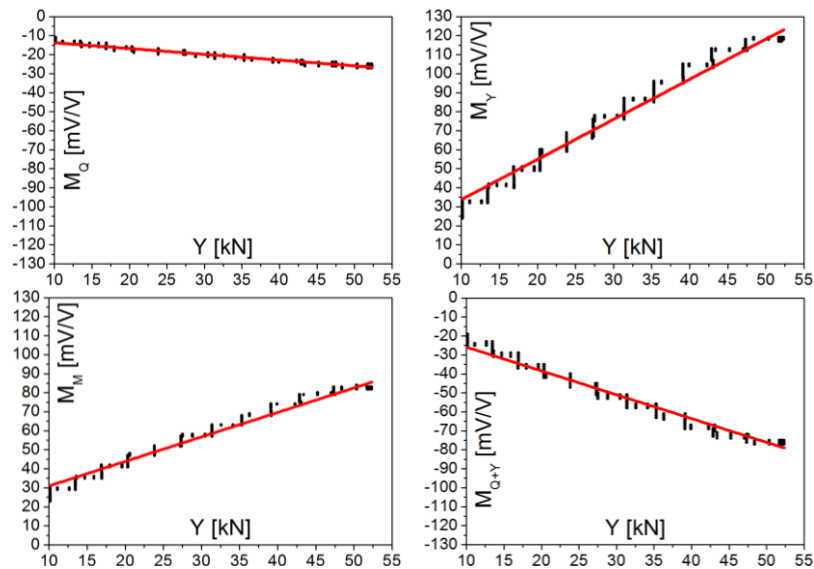
Слика 7.27. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК3, УП3)



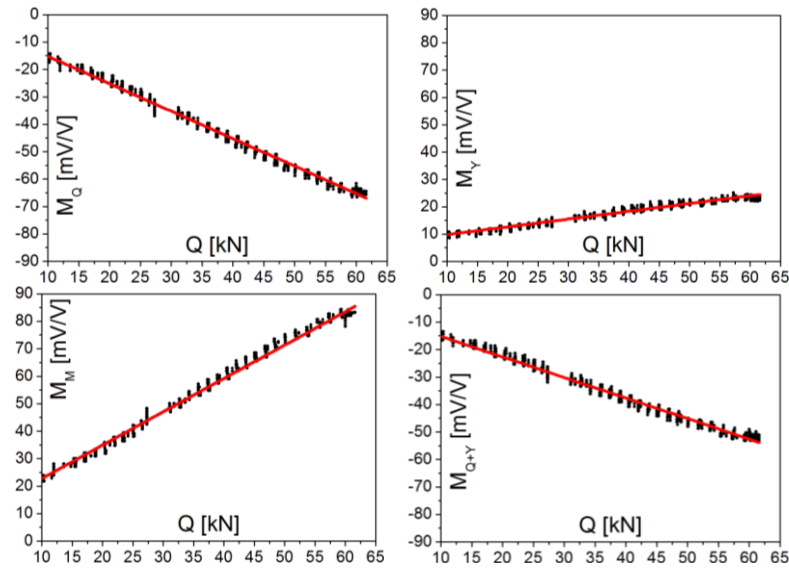
Слика 7.28. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК2, УП4)



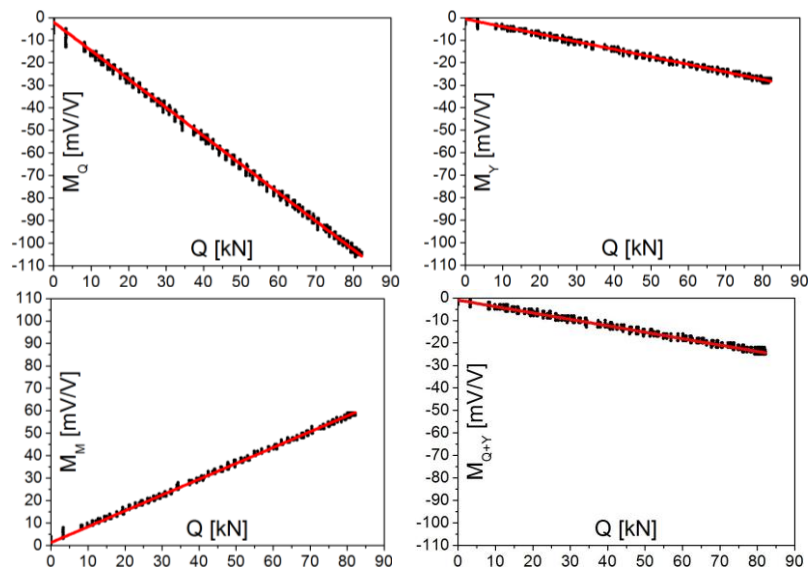
Слика 7.29. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК1, УП4)



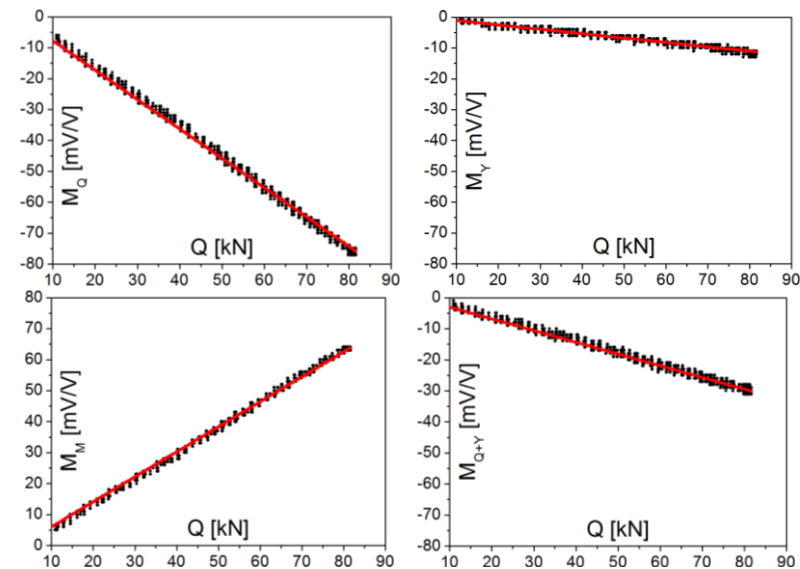
Слика 7.30. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Y силе (ТК3, УП4)



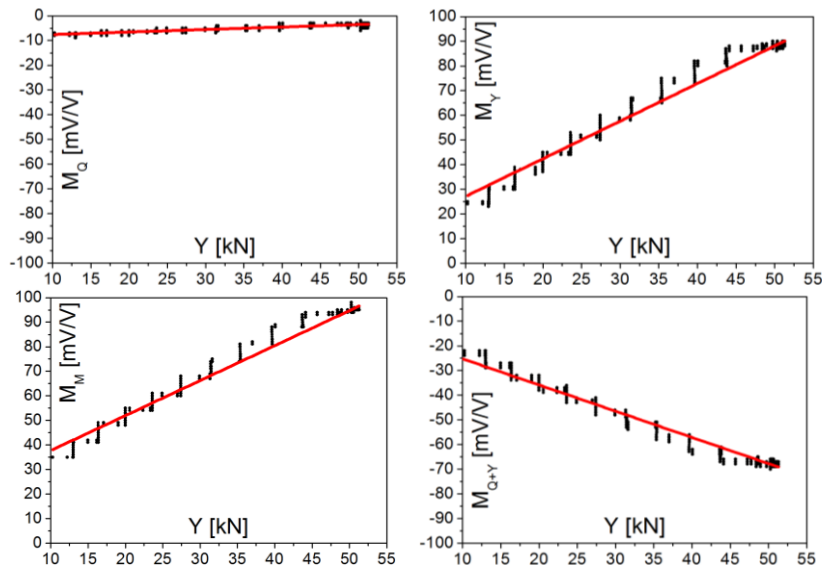
Слика 7.31. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК3, УП4)



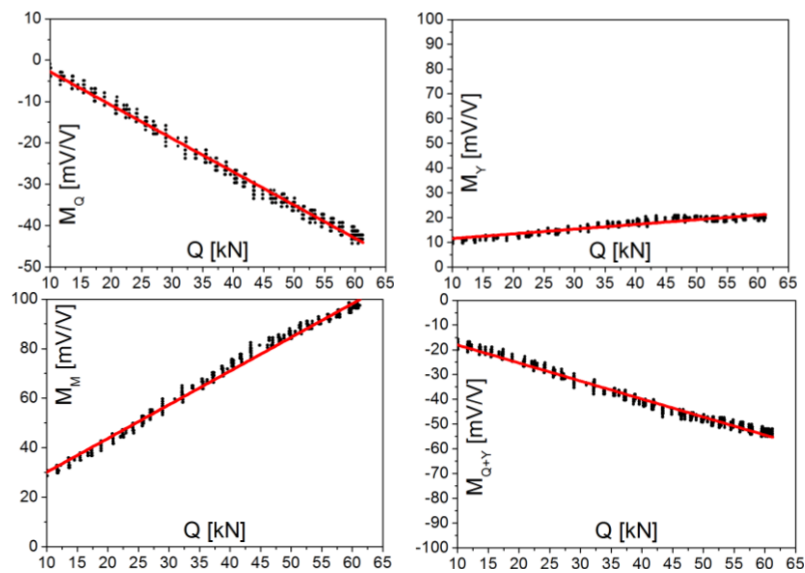
Слика 7.32. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК2, УП5)



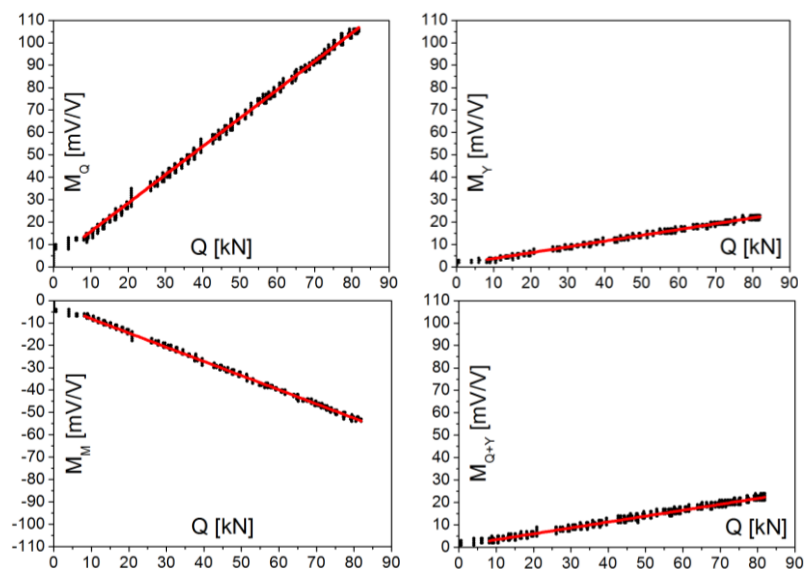
Слика 7.33. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК1, УП5)



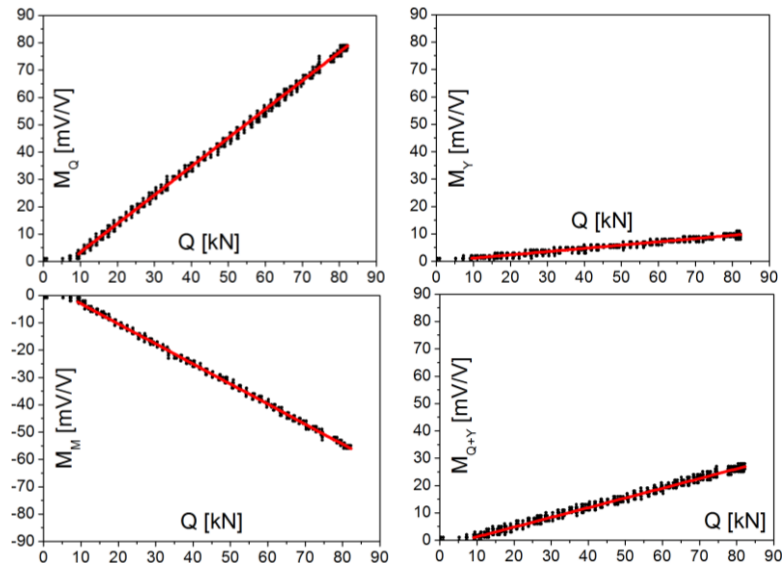
Слика 7.34. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Y силе (ТК3, УП5)



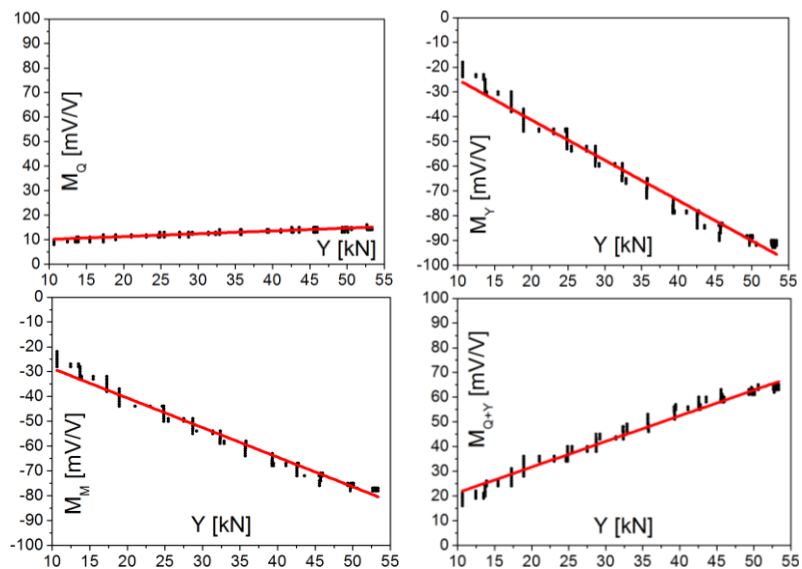
Слика 7.35. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК3, УП5)



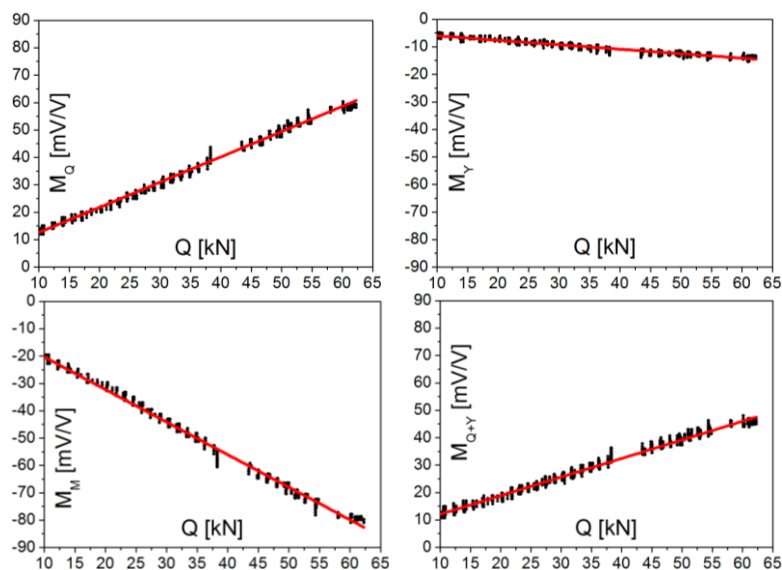
Слика 7.36. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК2, УП6)



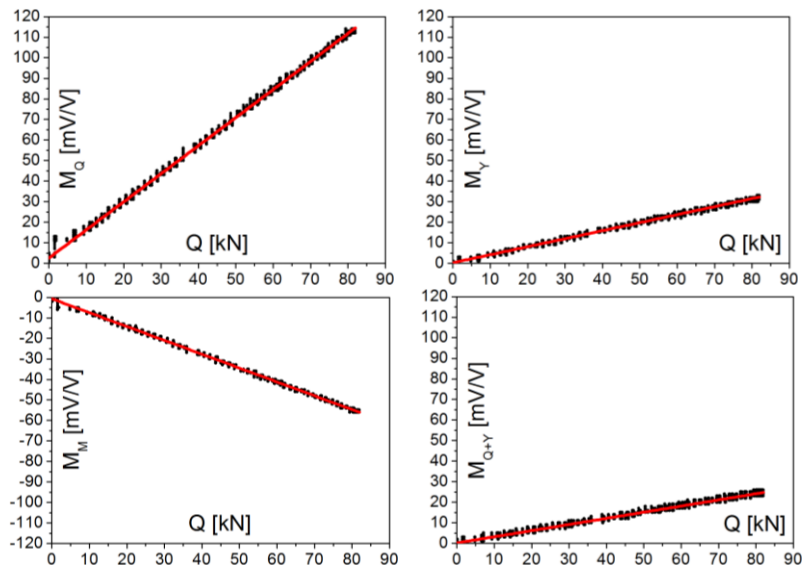
Слика 7.37. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК1, УП6)



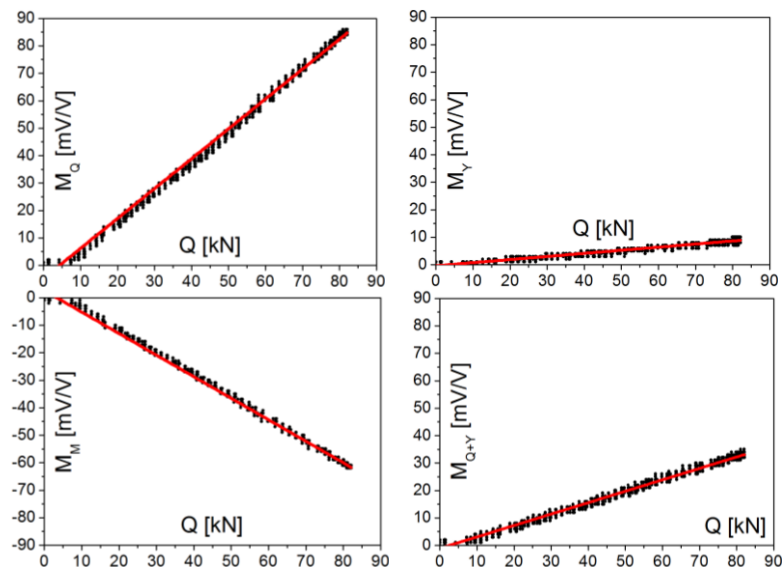
Слика 7.38. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Y силе (ТК3, УП6)



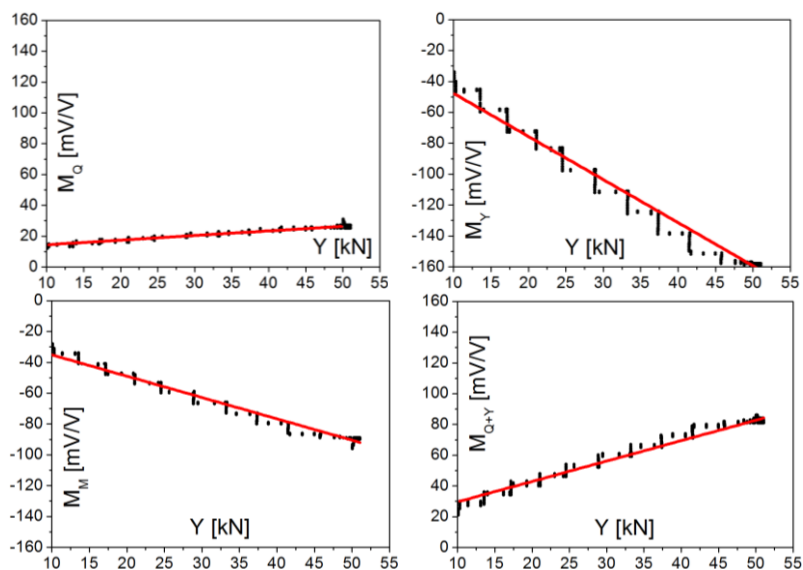
Слика 7.39. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК3, УП6)



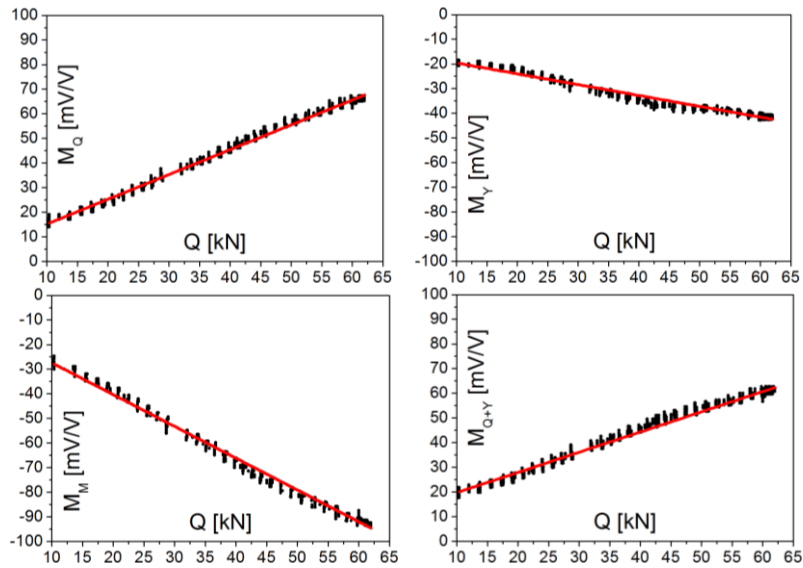
Слика 7.40. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК2, УП7)



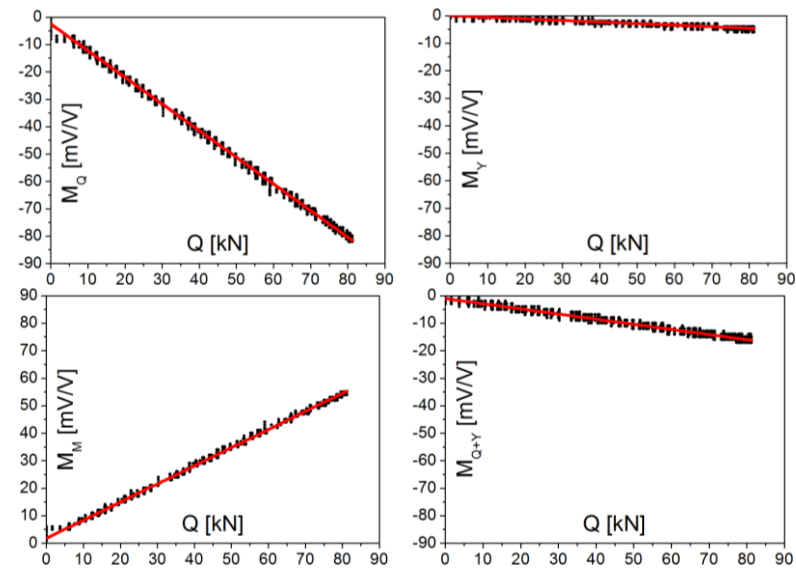
Слика 7.41. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК1, УП7)



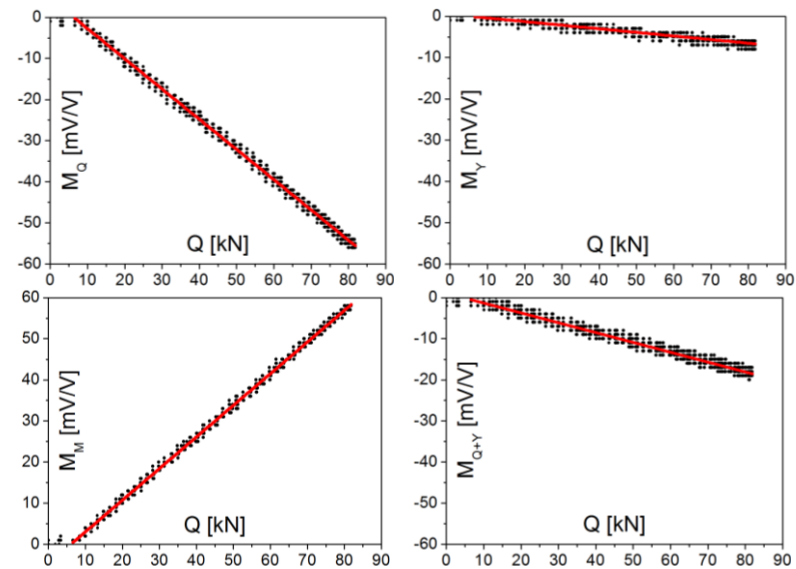
Слика 7.42. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Y силе (ТК3, УП7)



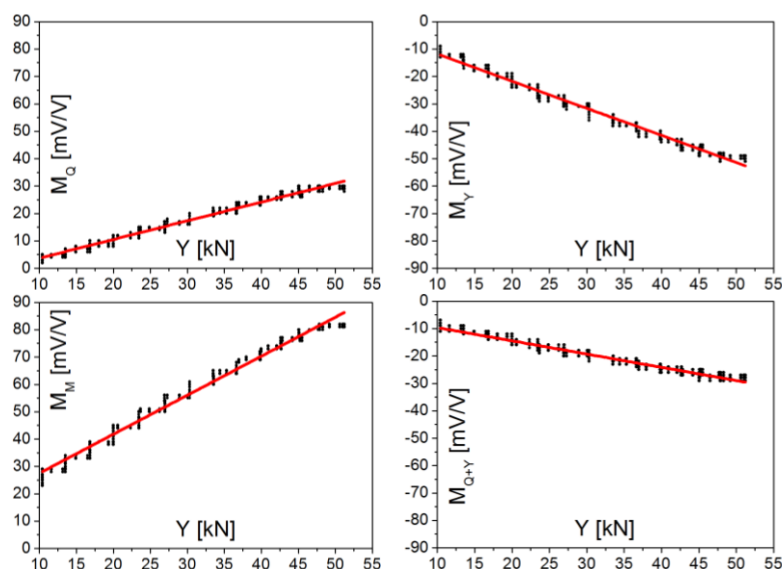
Слика 7.43. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК3, УП7)



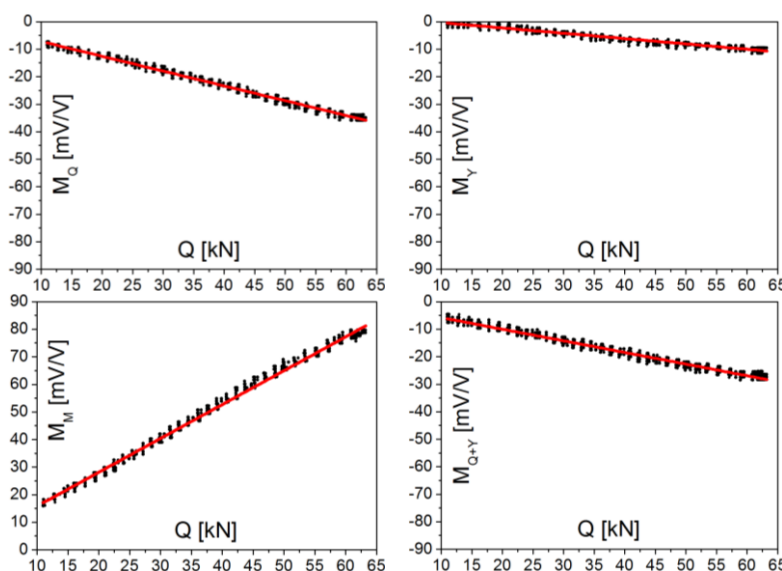
Слика 7.44. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК2, УП8)



Слика 7.45. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК1, УП8)



Слика 7.46. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Y силе (ТК3, УП8)



Слика 7.47. Дијаграми зависности сигнала са мерних мостова и Q силе (ТК3, УП8)

Значајно је нагласити да су дијаграми зависности између сигнала са мерних мостова и Q силе која делује у тачки контакта ТК3 формирани тако што су од укупних вредности снимљених мерних сигнала за четврти случај оптерећења одузете вредности сигнала за константну Y силу која се задаје у првој фази овог случаја оптерећења. Овакав приступ је неопходан због тога што задавање вертикалне силе Q у тачки контакта ТК3, при бочној сили $Y=0$, изазива клизање испитиваног точка по имитацији главе шине, чиме долази до промене положаја тачке контакта и нерепрезентативности мерења.

7.3.3. Анализа резултата статичких испитивања и однос сигнал-шум

Анализом дијаграма на сликама 7.16–7.47 може се уочити веома значајна чињеница да у свим случајевима постоји тренд линеарне зависности између сигнала са мерних мостова и сила у интеракцији точак-шина. На тај начин, и практично се потврђује претпостављена линеарност система која омогућава примену развијеног алгоритма

инверзне идентификације. Међутим, са дијаграма се може уочити да код датог мерног система постоји одређена мерна несигурност. Она се манифестује одређеним степеном расипања резултата мерења у односу на идеалну зависност између сигнала и сила, код које би се све дискретне вредности сигнала налазиле на једној правој линији. У овом случају, математичке зависности између сигнала са мерних мостова и сила у интеракцији точак-шина одређене су линеарним фитовањем резултата мерења (црвене линије на дијаграмима) у програмском пакету ORIGIN.

Наведена мерна несигурност потиче од шума у електронским компонентама мерног система – претварачима сила и мерним мостовима. Утицај расипања сигнала је нарочито изражен у оним случајевима када мерни мостови имају мању осетљивост на задата оптерећења, односно када однос сигнал-шум (Signal to Noise Ratio, SNR) има мање вредности. Управо максимизација односа сигнал-шум представља кључни проблем при развоју мерних система мерних осовинских склопова за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина.

Са једне стране, на повећање односа сигнал-шум може се утицати минимизацијом шума кроз избор квалитетних електронских компоненти мерног система – отпорника, диода, каблова, итд. При томе, важно је нагласити да се присуство шума у електронским колима мерног система никада не може потпуно неутралисати.

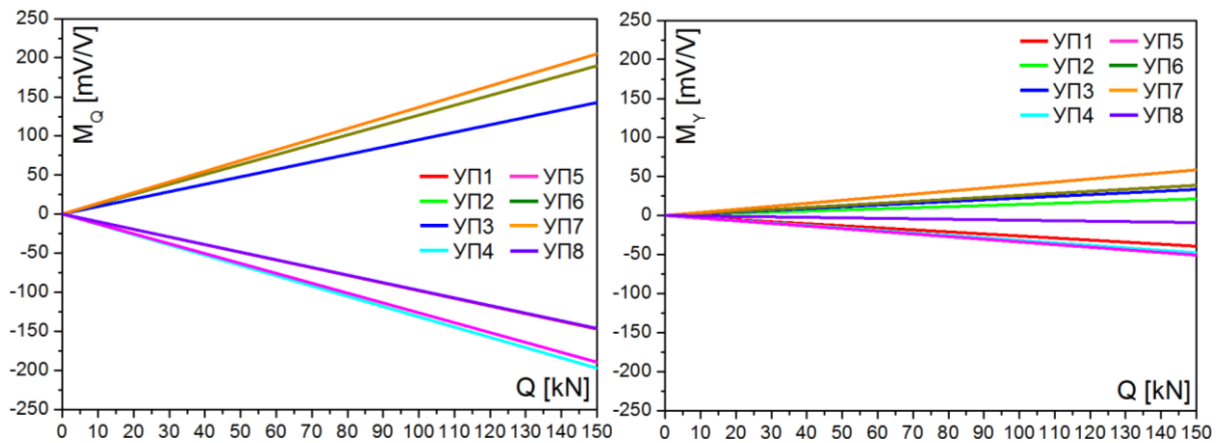
Са друге стране, на повећање односа сигнал-шум може се утицати максимизацијом корисних сигнала кроз проналажење оптималних решења везаних за локације мерних трака, распоред, број и начин повезивања, према методологији која је изложена у претходном поглављу овог рада.

При томе, треба имати у виду да је крутост точка изузетно велика, нарочито у вертикалном правцу, што за последицу има релативно мале вредности излазних сигнала са мерних мостова, чак и када су претходно поменути проблеми решени на оптималан начин. Управо ову веома важну чињеницу потврђују и добијени резултати статичких испитивања која су реализована у овој фази истраживања.

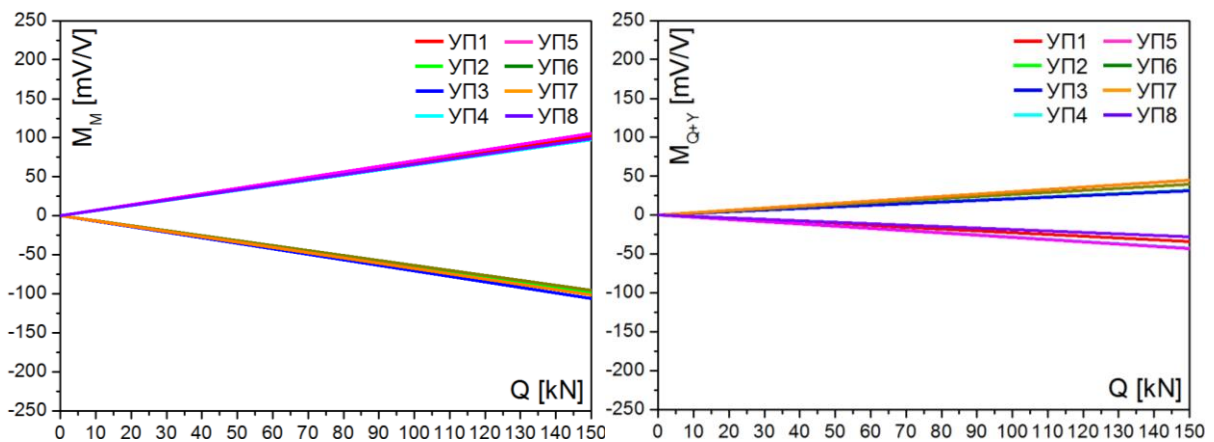
Већ је констатовано да развијени алгоритам инверзне идентификације омогућава постизање изузетно високе тачности раздвајања помешаних сигнала и одређивања сила у интеракцији точак-шина и положаја тачке контакта. На основу тога може се закључити да ће кључни утицај на тачност развијене методе и алгоритма инверзне идентификације, односно на тачност испитиваног мерног осовинског склопа, имати поменути однос сигнал-шум.

7.3.4. Анализа резултата статичких испитивања и варијације излазних сигнала са мерних мостова

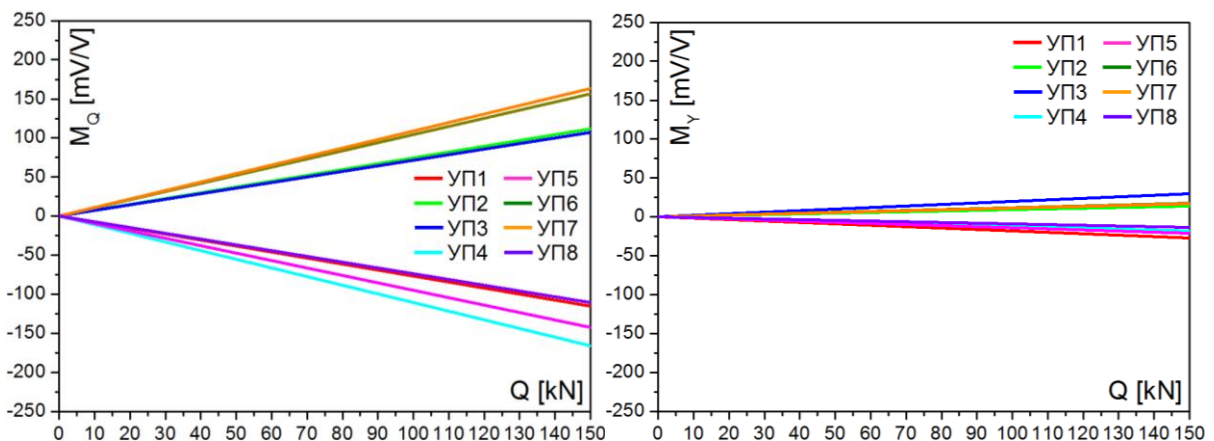
У циљу детаљније анализе степена варијација излазних помешаних сигнала са мерних мостова M_Q , M_Y , M_M и M_{Q+Y} у датим угаоним положајима точка УП1÷УП8, формирану су упоредни дијаграми зависности између мерних сигнала и сила, за тачке контакта ТК1, ТК2 и ТК3. При томе, у обзир нису узети дискретни сигнали са дијаграма на сликама 7.16–7.47, већ оптимизоване зависности између мерних сигнала и сила добијене претходно поменути линеарним фитовањем. Формирани упоредни дијаграми приказани су на сликама 7.48–7.55.



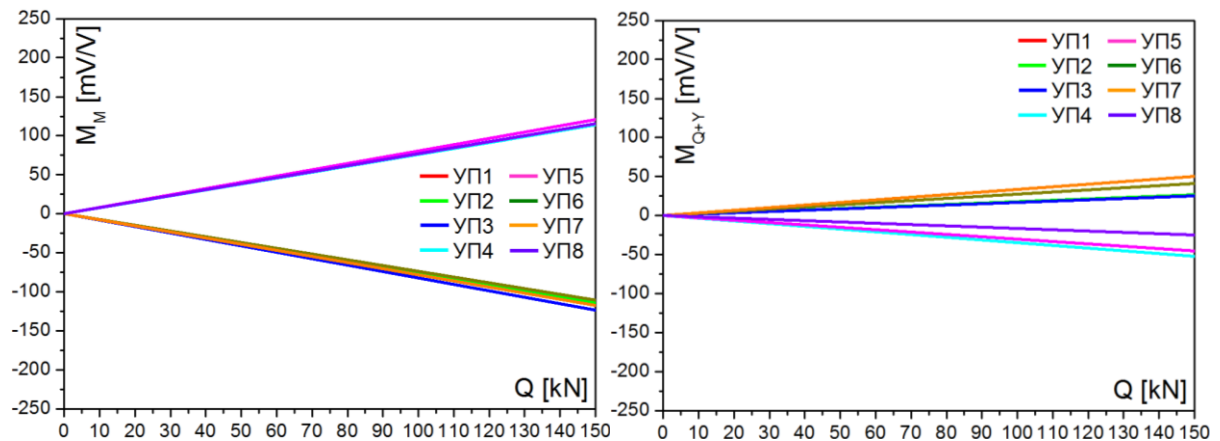
Слика 7.48. Упоредни дијаграми зависности сигнала са мерних мостова M_Q и M_Y , и Q силе која делује у тачки контакта ТК2, за угаоне положаје точка УП1÷УП8



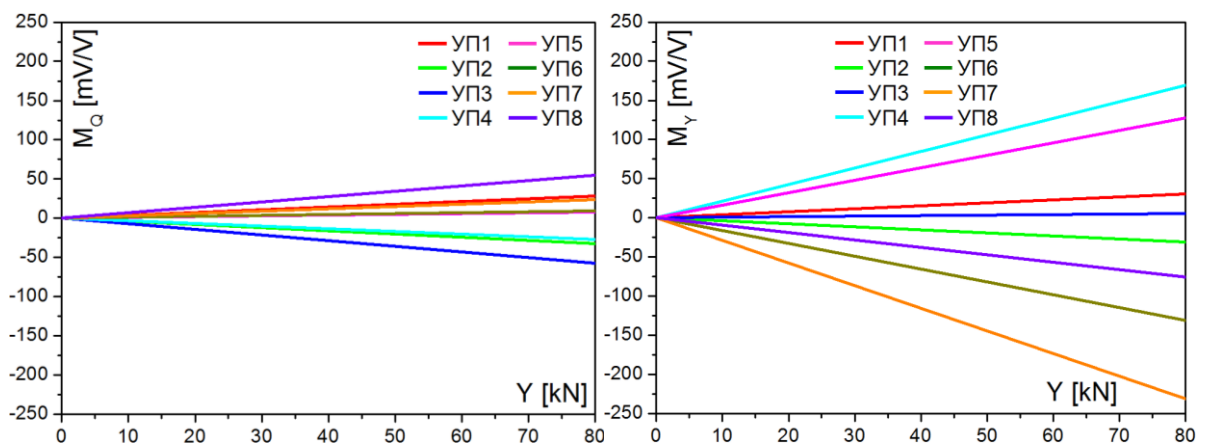
Слика 7.49. Упоредни дијаграми зависности сигнала са мерних мостова M_M и M_{Q+Y} , и Q силе која делује у тачки контакта ТК2, за угаоне положаје точка УП1÷УП8



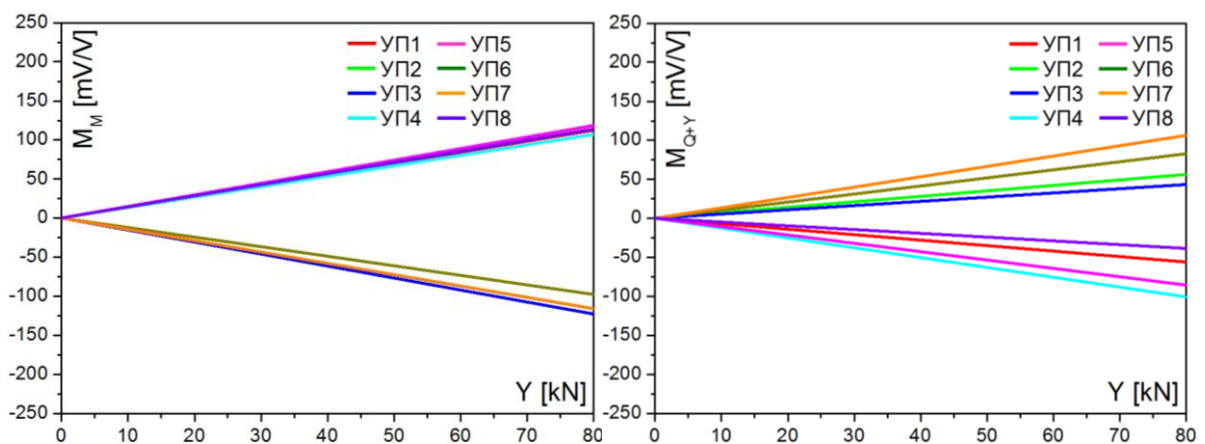
Слика 7.50. Упоредни дијаграми зависности сигнала са мерних мостова M_Q и M_Y , и Q силе која делује у тачки контакта ТК1, за угаоне положаје точка УП1÷УП8



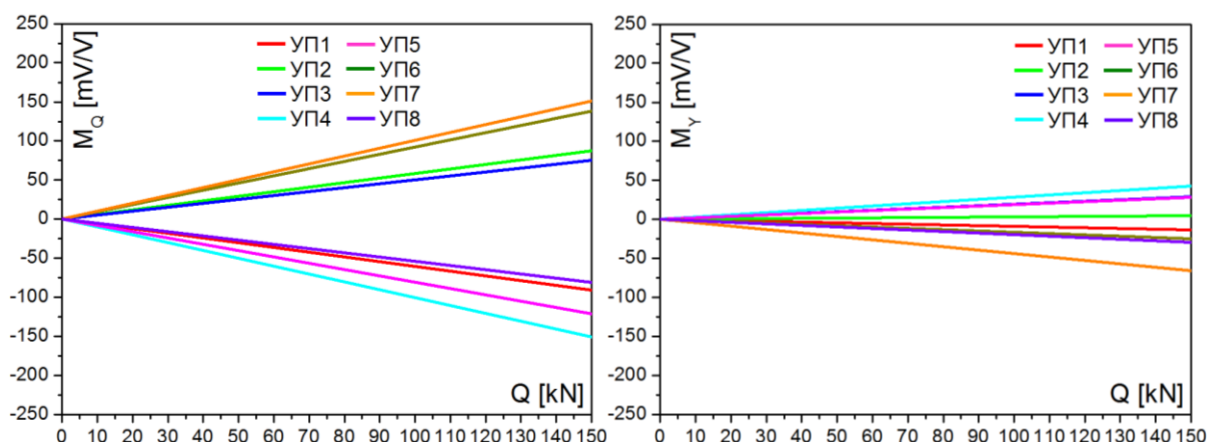
Слика 7.51. Упоредни дијаграми зависности сигнала са мерних мостова M_M и M_{Q+Y} , и Q силе која делује у тачки контакта ТК1, за угаоне положаје точка УП1÷УП8



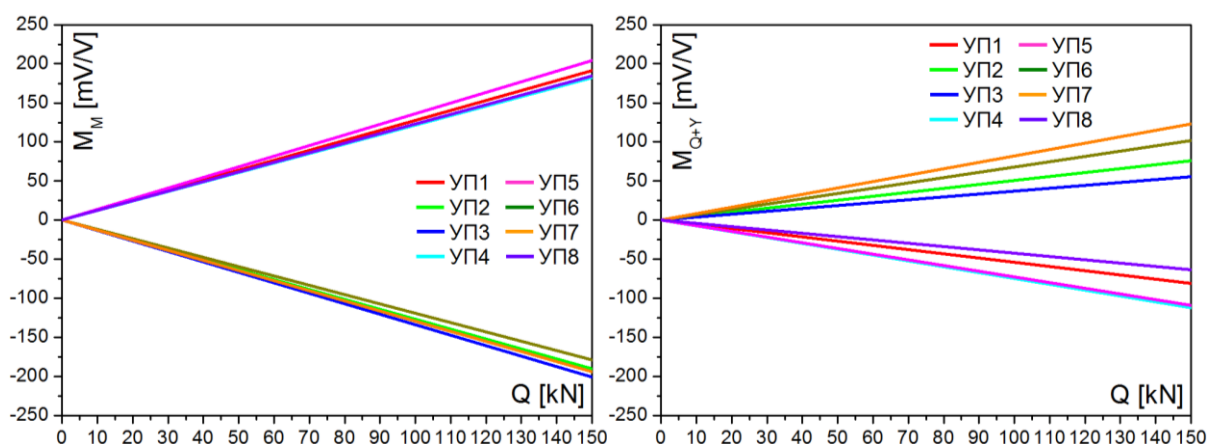
Слика 7.52. Упоредни дијаграми зависности сигнала са мерних мостова M_Q и M_Y , и Y силе која делује у тачки контакта ТК3, за угаоне положаје точка УП1÷УП8



Слика 7.53. Упоредни дијаграми зависности сигнала са мерних мостова M_M и M_{Q+Y} , и Y силе која делује у тачки контакта ТК3, за угаоне положаје точка УП1÷УП8



Слика 7.54. Упоредни дијаграми зависности сигнала са мерних мостова M_Q и M_Y , и Q силе која делује у тачки контакта ТКЗ, за угаоне положаје точка УП1÷УП8



Слика 7.55. Упоредни дијаграми зависности сигнала са мерних мостова M_M и M_{Q+Y} , и Q силе која делује у тачки контакта ТКЗ, за угаоне положаје точка УП1÷УП8

Са упоредних дијаграма приказаних на сликама 7.48–7.55 може се уочити да, у одређеном броју случајева, постоје значајне разлике у зависностима између сигнала са мерних мостова и сила у интеракцији тачак-шина, за дате угаоне положаје точка УП1÷УП8. Тиме се потврђује раније уведена претпоставка да ће, за исте услове оптерећења, при преласцима мерних трака изнад тачке контакта, у датим угаоним положајима УП1÷УП8 долазити до варијација излазних помешаних сигнала са мерних мостова.

Потребно је нагласити да би се код идеалног мерног система, при узимању у обзир апсолутних вредности сигнала, свих осам линија на претходним дијаграмима поклапало. Другачије речено, при преласцима мерних трака изнад тачке контакта, за исте услове оптерећења, добијале би се идентичне апсолутне вредности сигнала на сваком од мерних мостова.

У случају идеалног мерног система, за раздвајање помешаних сигнала у свих осам угаоних положаја била би довољна само једна матрица раздвајања. Уколико код анализираног реалног мерног система, резултати статичких испитивања и претходни дијаграми покажу да варијације излазних сигнала са мерних мостова нису већег обима, за њихово раздвајање може се користити оптимизирана матрица раздвајања.

Међутим, резултати добијени статичким испитивањима у оквиру овог рада указују на чињеницу да је за постизање високе тачности раздвајања помешаних сигнала и одређивање непознатих параметара у интеракцији точак-шина код анализираних мерног осовинског склопа мерног система МЕРОСА, потребно применити појединачне матрице раздвајања сигнала. Основни услов за овакав приступ је тачно и прецизно мерење угаоног положаја мерног осовинског склопа (точка) током обртања. На тај начин се омогућава да се помешани сигнали са мерних мостова множе појединачним матрицама раздвајања у тачно одређеним угаоним положајима точка који одговарају тренуцима када мерне траке пролазе изнад тачке контакта између точка и шине.

У циљу повећања тачности мерења, код постојећих мерних осовинских склопова треба размотрити модификацију мерног система и накнадну уградњу дво-осних акцелерометара која у већини случајева не представља значајнији технички проблем.

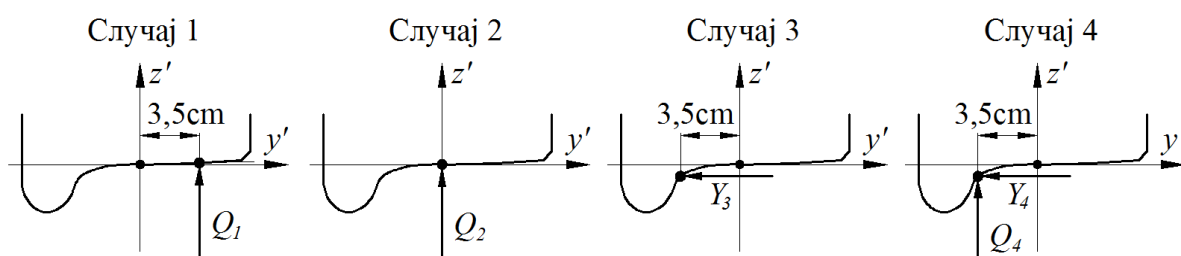
У складу са претходним анализама, у наставку је извршена калибрација датог мерног система на пробници, са циљем одређивања појединачних матрица раздвајања сигнала у датим угаоним положајима точка УП1÷УП8.

7.4. КАЛИБРАЦИЈА И ОДРЕЂИВАЊЕ ПОЈЕДИНАЧНИХ МАТРИЦА РАЗДВАЈАЊА СИГНАЛА

Пошто је систем линеаран (што је потврђено претходним статичким испитивањима), за формирање сваке матрице раздвајања сигнала $W_1 \div W_8$ потребна су и довољна четири карактеристична мерења у току калибрације. Током тих мерења, потребно је регистровати вредности задатих параметара у интеракцији точак-шина и сигнала са мерних мостова. Веома је значајно нагласити да се вредности сигнала добијене статичким испитивањима у одређеној мери разликују од вредности добијених при обртању односно у динамичком режиму. Те разлике се крећу у веома малим границама ($5 \div 10 \text{ mV/V}$) и настају као последица различитих утицаја, у првом реду несавршености геометрије точка доњег осовинског склопа обрађеног тако да имитира главу шине. У циљу обухватања тих утицаја и добијања што веће тачности мерења, као и упрошћења и скраћења читавог поступка, калибрација је реализована у динамичком режиму.

7.4.1. Случајеви оптерећења при калибрацији

У складу са дефинисаном методологијом одређивања појединачних матрица раздвајања $W_1 \div W_8$, за калибрацију су изабрани случајеви оптерећења приказани на слици 7.56. Вредности параметара у интеракцији точак-шина дате у табели 7.5.

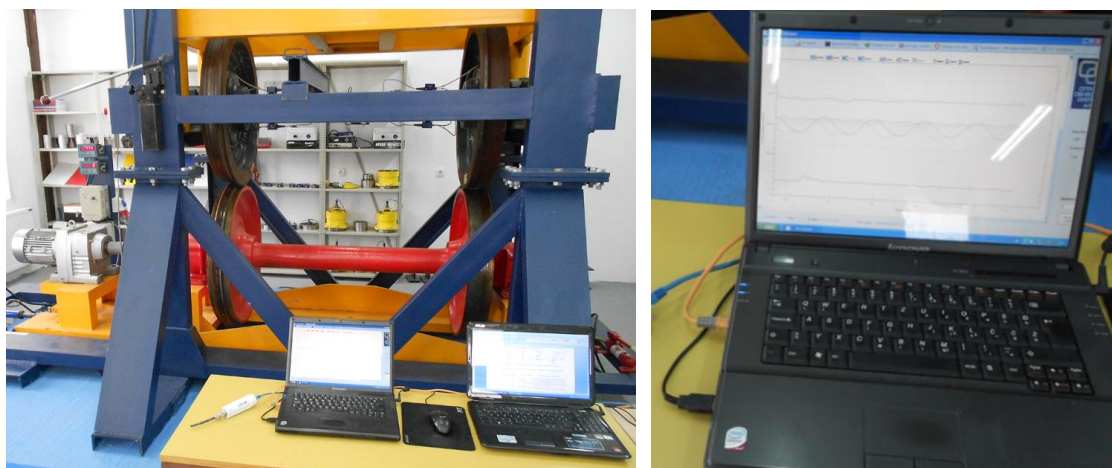


Слика 7.56. Случајеви оптерећења при калибрацији мерног осовинског склопа

Табела 7.5. Вредности параметара у интеракцији точак-шина за случајеве оптерећења са слике 7.56, задане у току калибрације мерног осовинског склопа

Случај оптерећења	Тачка контакта	Q сила	Y сила	Начин задавања оптерећења
1	ТК2 ($y_{tk}=3,5$ cm)	75 kN	0	- обртање при константној задатој сили $Q_1 \approx 75$ kN
2	ТК1 ($y_{tk}=0$)	85 kN	0	- обртање при константној задатој сили $Q_2 \approx 85$ kN
3	ТК3 ($y_{tk}=-3,5$ cm)	0	45 kN	- обртање при константној задатој сили $Y_3 \approx 45$ kN
4	ТК3 ($y_{tk}=-3,5$ cm)	70 kN	60 kN	- обртање при константним задатим силама $Q_4 \approx 70$ kN и $Y_4 \approx 60$ kN

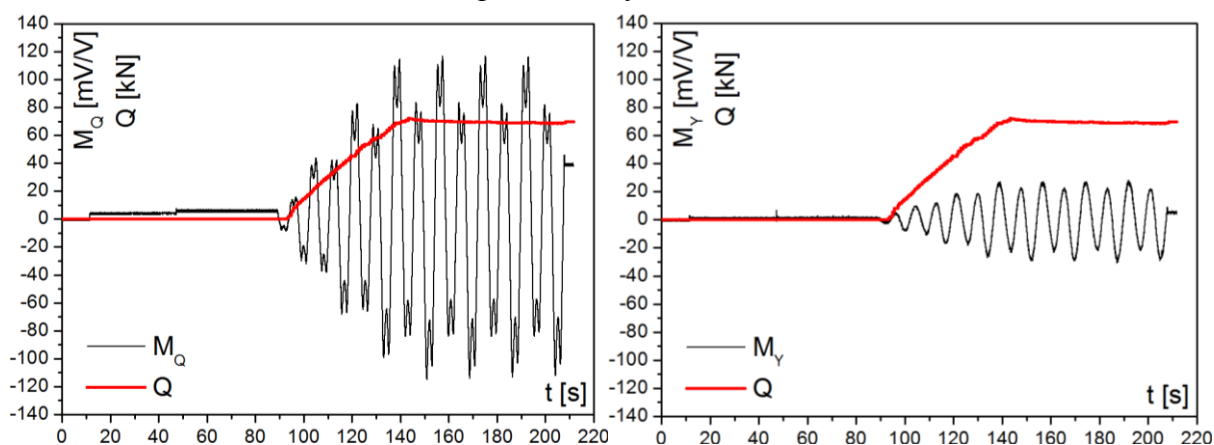
Детаљи са калибрације мерног осовинског склопа која је реализована током августа месеца 2014. године приказани су на слици 7.57.



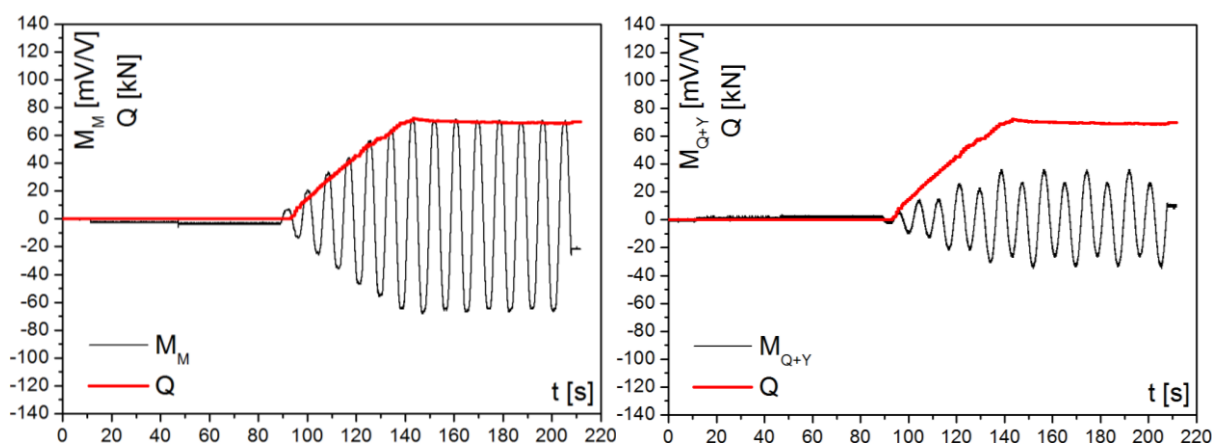
Слика 7.57. Детаљи са калибрације мерног осовинског склопа

7.4.2. Снимљени сигнали са мерних мостова

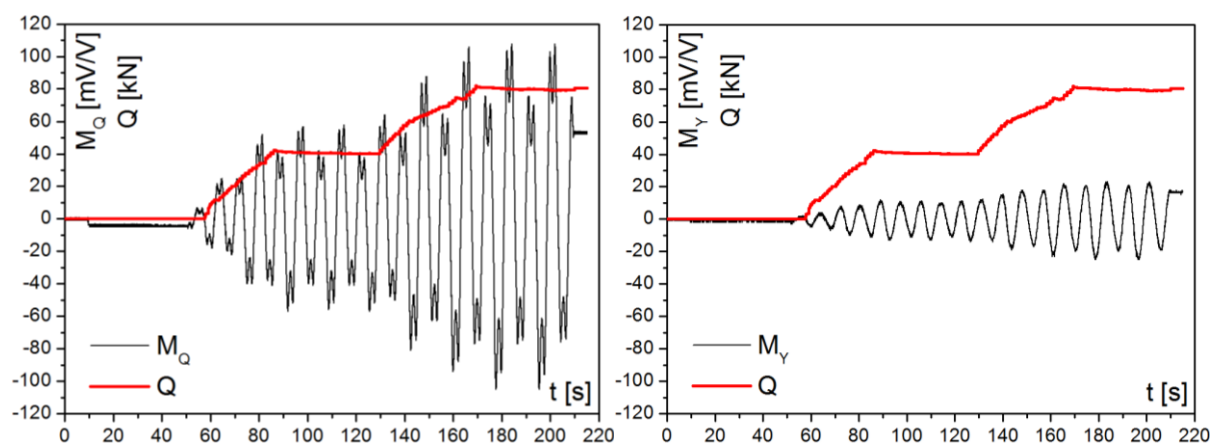
Као код статичких испитивања, за дате случајеве оптерећења у току калибрације снимљени су сигнали са четири мерна моста M_Q , M_Y , M_M и M_{Q+Y} , при обртању мерног осовинског склопа. Ови сигнали приказани су на сликама 7.58–7.63.



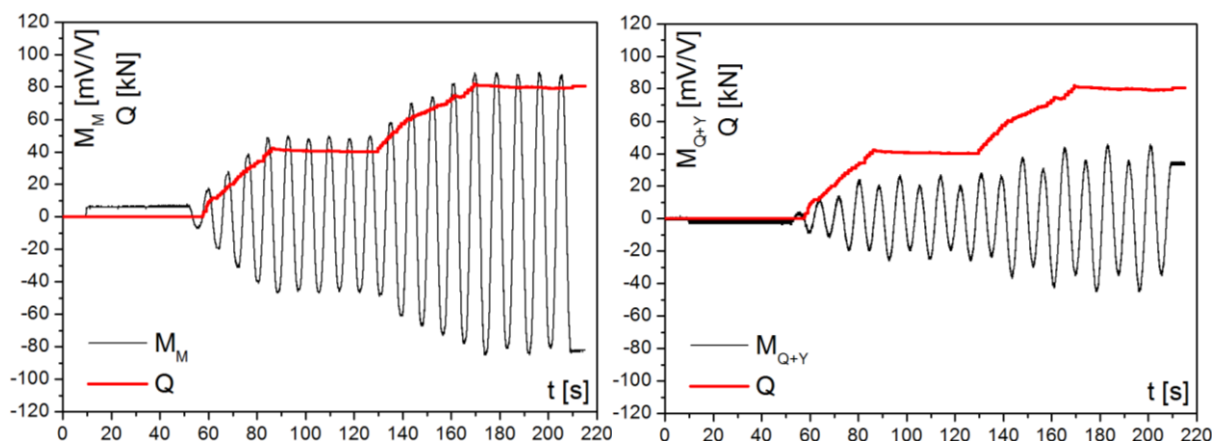
Слика 7.58. Сигнали са мерних мостова M_Q и M_Y за случај оптерећења 1



Слика 7.59. Сигнали са мерних мостова M_M и M_{Q+Y} за случај оптерећења 1

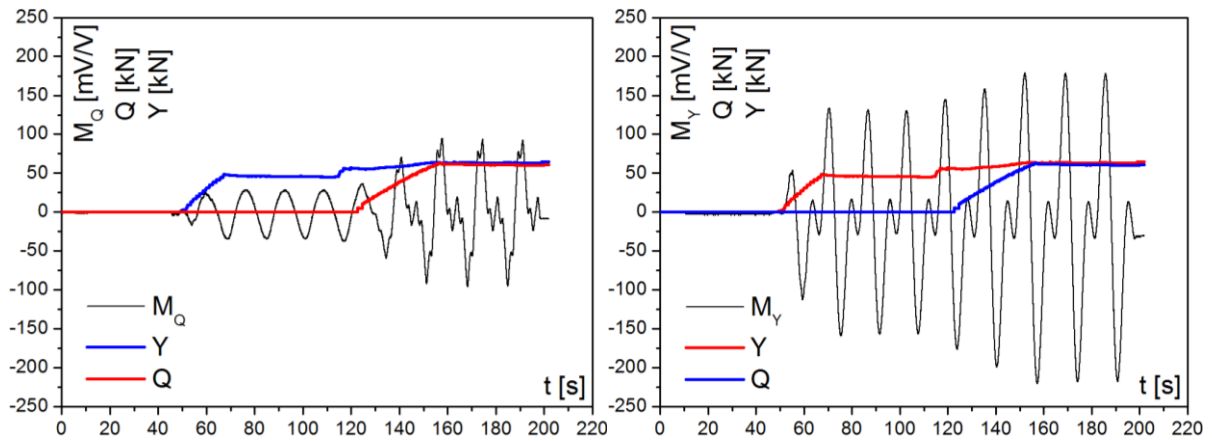


Слика 7.60. Сигнали са мерних мостова M_Q и M_Y за случај оптерећења 2

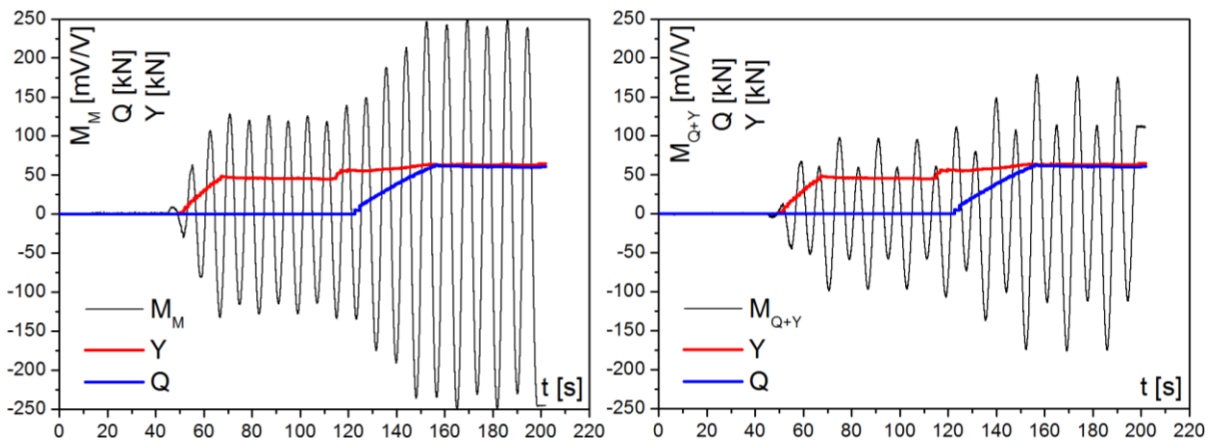


Слика 7.61. Сигнали са мерних мостова M_M и M_{Q+Y} за случај оптерећења 2

Веома је значајно нагласити да је током калибрације, пре почетка сваког мерења, вршено подизање горњег – испитиваног мерног осовинског склопа са доњег осовинског склопа. Након отпочињања мерења, прво је вршено спуштање горњег осовинског склопа на доњи, а затим је покретано обртање и задавана су оптерећења. На тај начин, обухваћен је утицај сопствене тежине испитиваног мерног осовинског склопа G_{os} на вредности сигнала са мерних мостова.



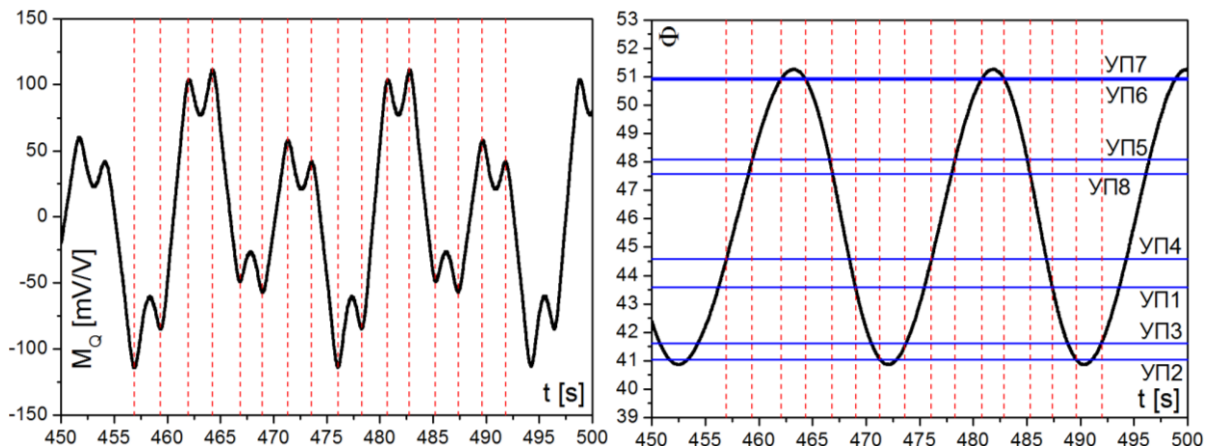
Слика 7.62. Сигнали са мерних мостова M_Q и M_Y за случајеве оптерећења 3 и 4



Слика 7.63. Сигнали са мерних мостова M_M и M_{Q+Y} за случај оптерећења 3 и 4

7.4.3. Одређивање угаоних положаја точка УП1÷УП8 при којима мерне траке пролазе изнад тачке контакта

Пре читавања и обраде података из претходно приказаних сигнала, одређени су угаони положаји УП1÷УП8 у којима мерне траке прелазе изнад тачке контакта између точка и шине. При томе, извршено је мерење на основу кога је анализиран сигнал са мерног моста M_Q при дејству Q силе у тачки контакта ТК1 (слика 7.64 лево).



Слика 7.64. Сигнал са мерног моста M_Q при дејству Q силе у тачки контакта ТК1 (лево) и одређивање угаоних положаја УП1÷УП8 (десно)

Максималне вредности сигнала са датог мерног моста M_Q одговарају тренуцима прелазака мерних трака изнад тачке контакта између точка и шине. Ови временски тренуци регистровани су са дијаграма мерног сигнала приказаног на слици 7.64 лево. Након тога, за те временске тренутке очитане су вредности угаоних положаја точка мерног осовинског склопа, као што је приказано на слици 7.64 десно. Тако одређене вредности угаоних положаја приказане су у табели 7.6.

Табела 7.6. Вредности угаоних положаја точка мерног осовинског склопа УП1÷УП8 у којима мерне траке пролазе изнад тачке контакта између точка и шине

Угаони положај	Φ_O [°]	Угаони положај	Φ_O [°]
УП1	43,61	УП5	48,10
УП2	41,02	УП6	50,91
УП3	41,52	УП7	50,94
УП4	44,52	УП8	47,69

Овако одређене вредности важе за сва остала мерења, независно од брзине обртања мерног осовинског склопа и задатих параметара у интеракцији точак-шина.

Даља обрада података из снимљених сигнала са калибрације заснована је на ручном читавању вредности задатих параметара у интеракцији точак-шина и сигнала са мерних мостова, за дате угаоне положаје УП1÷УП8. Након верификације развијене методе и алгоритма инверзне идентификације, може се развити наменски софтвер који треба да омогући знатно бржу и ефикаснију обраду података са циљем одређивања појединачних матрица раздвајања помешаних сигнала.

7.4.4. Одређивање појединачних матрица раздвајања сигнала W_1 ÷ W_8

На основу резултата калибрације, формиране су следеће матрице вредности задатих параметара у интеракцији точак-шина P_1 ÷ P_8 , за датих осам угаоних положаја точка УП1÷УП8:

$$P_1 = \begin{bmatrix} 77,83 & 87,83 & 68,53 & 0 \\ 4,45 & 1,98 & 63,04 & 46,2 \\ -272,83 & 0 & 283,21 & 31,77 \\ 82,28 & 89,81 & 131,57 & 46,2 \end{bmatrix} \quad (7.2)$$

$$P_2 = \begin{bmatrix} 77,79 & 88,03 & 69,39 & 0 \\ 4,28 & 1,73 & 63,52 & 46,2 \\ -272,68 & 0 & 286,55 & 31,77 \\ 82,07 & 89,76 & 132,91 & 46,2 \end{bmatrix} \quad (7.3)$$

$$P_3 = \begin{bmatrix} 76,88 & 88,03 & 69,39 & 0 \\ 4,59 & 1,73 & 63,52 & 46,2 \\ -269,52 & 0 & 286,55 & 31,77 \\ 81,47 & 89,76 & 132,91 & 46,2 \end{bmatrix} \quad (7.4)$$

$$\mathbf{P}_4 = \begin{bmatrix} 78,58 & 88,45 & 69,42 & 0 \\ 4,99 & 2,07 & 63,49 & 46,15 \\ -275,51 & 0 & 286,63 & 31,74 \\ 83,57 & 90,52 & 132,91 & 46,15 \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

$$\mathbf{P}_5 = \begin{bmatrix} 78,3 & 88,19 & 69,14 & 0 \\ 4,89 & 2,38 & 63,6 & 45,68 \\ -274,52 & 0 & 285,73 & 31,41 \\ 83,19 & 90,57 & 132,74 & 45,68 \end{bmatrix} \quad (7.6)$$

$$\mathbf{P}_6 = \begin{bmatrix} 78,24 & 88,09 & 68,96 & 0 \\ 5,4 & 2,43 & 63,48 & 46,67 \\ -274,36 & 0 & 285,02 & 32,1 \\ 83,64 & 90,52 & 132,44 & 46,67 \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

$$\mathbf{P}_7 = \begin{bmatrix} 78,08 & 87,78 & 68,67 & 0 \\ 5,07 & 2,46 & 63,1 & 45,61 \\ -273,77 & 0 & 283,74 & 31,37 \\ 83,15 & 90,24 & 131,77 & 45,61 \end{bmatrix} \quad (7.8)$$

$$\mathbf{P}_8 = \begin{bmatrix} 78,02 & 87,91 & 68,66 & 0 \\ 5,41 & 2,06 & 63,16 & 46,2 \\ -273,59 & 0 & 283,75 & 31,77 \\ 83,43 & 89,97 & 131,82 & 46,2 \end{bmatrix} \quad (7.9)$$

Поред тога, формиране су следеће матрице вредности сигнала са мерних мостова $\mathbf{S}_1 \div \mathbf{S}_8$ (у јединицама [mV/V]), за датих осам угаоних положаја точка УП1÷УП8:

$$\mathbf{S}_1 = \begin{bmatrix} -82 & -77 & -25 & 8 \\ -19 & -9 & 14 & 18 \\ 63 & 76 & 176 & 86 \\ -22 & 0 & -84 & -45 \end{bmatrix} \quad (7.10)$$

$$\mathbf{S}_2 = \begin{bmatrix} 84 & 75 & 19 & -12 \\ 12 & 18 & -29 & -24 \\ -62 & -73 & -178 & -94 \\ 22 & 0 & 90 & 44 \end{bmatrix} \quad (7.11)$$

$$\mathbf{S}_3 = \begin{bmatrix} 110 & 70 & -24 & -32 \\ -35 & -21 & 42 & -75 \\ -55 & -74 & -198 & -99 \\ 35 & 0 & 69 & 35 \end{bmatrix} \quad (7.12)$$

$$\mathbf{S}_4 = \begin{bmatrix} -130 & -105 & -95 & -31 \\ -35 & -17 & 160 & 120 \\ 59 & 72 & 178 & 85 \\ -28 & 0 & -139 & -90 \end{bmatrix} \quad (7.13)$$

$$\mathbf{S}_5 = \begin{bmatrix} -104 & -95 & -55 & -5 \\ -21 & -19 & 121 & 90 \\ 57 & -73 & 197 & 99 \\ -25 & 0 & -125 & -65 \end{bmatrix} \quad (7.14)$$

$$\mathbf{S}_6 = \begin{bmatrix} 111 & 104 & 78 & 19 \\ 22 & 18 & -130 & -125 \\ -60 & -72 & -178 & -90 \\ 27 & 0 & 128 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.15)$$

$$\mathbf{S}_7 = \begin{bmatrix} 117 & 108 & 94 & 28 \\ 23 & 19 & -213 & -152 \\ -60 & -71 & -181 & -84 \\ 30 & 0 & 146 & 78 \end{bmatrix} \quad (7.16)$$

$$\mathbf{S}_8 = \begin{bmatrix} -84 & -76 & -2 & 29 \\ -12 & -20 & -62 & -41 \\ 64 & 77 & 190 & 95 \\ -18 & 0 & -70 & -45 \end{bmatrix} \quad (7.17)$$

Коначно, израчунавањима према изразу (6.34), у софтверском пакету Wolfram Mathematica добијене су следеће матрице раздвајања $\mathbf{W}_1 \div \mathbf{W}_8$, за дате угаоне положаје точка мерног осовинског склопа УП1 ÷ УП8:

$$\mathbf{W}_1 = \begin{bmatrix} 0,6167 & -3,6930 & 1,3432 & 1,1994 \\ -0,4965 & 2,0064 & -0,2394 & -0,7699 \\ 20,1750 & -40,1507 & 15,6858 & 16,7976 \\ 0,1202 & -1,6866 & 1,1037 & 0,4294 \end{bmatrix} \quad (7.18)$$

$$\mathbf{W}_2 = \begin{bmatrix} -0,6017 & 5,1513 & -0,5538 & 1,4625 \\ 0,2923 & -2,0184 & -0,2211 & -0,4436 \\ -19,5244 & 57,5202 & -5,8762 & 14,2181 \\ -0,3094 & 3,1329 & -0,7749 & 1,0189 \end{bmatrix} \quad (7.19)$$

$$\mathbf{W}_3 = \begin{bmatrix} 0,6711 & 0,2181 & -0,6167 & -0,6634 \\ -0,2052 & -0,1057 & -0,1875 & 0,3757 \\ -1,8703 & 1,5316 & -2,2039 & -3,7541 \\ 0,4659 & 0,1124 & -0,8042 & -0,2878 \end{bmatrix} \quad (7.20)$$

$$W_4 = \begin{bmatrix} 0,0939 & -0,7027 & 1,1995 & 0,1635 \\ -0,1844 & 0,3673 & -0,1535 & -0,1045 \\ 8,0982 & -4,7149 & 10,6966 & 0,6738 \\ -0,0906 & -0,3354 & 1,0460 & 0,0591 \end{bmatrix} \quad (7.21)$$

$$W_5 = \begin{bmatrix} -0,2178 & -1,2151 & -0,6084 & -2,5923 \\ -0,2272 & 0,6747 & 0,0874 & 0,3820 \\ 8,1914 & -12,4094 & -7,4302 & -29,6123 \\ -0,4450 & -0,5405 & -0,5210 & -2,2103 \end{bmatrix} \quad (7.22)$$

$$W_6 = \begin{bmatrix} 0,1207 & 0,6557 & -0,8852 & -0,0998 \\ 0,1445 & -0,4045 & 0,07438 & 0,0997 \\ -11,1487 & 8,1722 & -14,0606 & -2,2326 \\ 0,2652 & 0,2511 & -0,8114 & -0,0002 \end{bmatrix} \quad (7.23)$$

$$W_7 = \begin{bmatrix} -0,0140 & 0,6041 & -1,0958 & 0,0021 \\ 0,2213 & -0,3730 & 0,2021 & -0,0038 \\ -9,3489 & 4,2335 & -13,0879 & -2,0866 \\ 0,2074 & 0,2312 & -0,8937 & -0,0017 \end{bmatrix} \quad (7.24)$$

$$W_8 = \begin{bmatrix} -0,4760 & 1,3490 & 1,0223 & 0,6223 \\ 0,0839 & -0,7082 & -0,0744 & -0,4844 \\ 7,3996 & 20,7302 & 12,6879 & 11,9607 \\ -0,3921 & 0,6408 & 0,9479 & 0,1378 \end{bmatrix} \quad (7.25)$$

Коефицијенти у претходно формираним матрицама раздвајања су константни и не мењају се током времена. Упркос томе, због утицаја одређених параметара који се манифестују на смањење тачности мерења након одређеног довољно дугог временског периода експлоатације мерног осовинског склопа, нарочито хабања профила точка, потребно је периодично вршити снимање реалног профила точка и евентуалне корекције коефицијената у једначинама (6.24) односно (6.25), као и ре-калибрацију мерног система и евентуалне корекције коефицијената у матрицама раздвајања.

Одређивањем матрица раздвајања створени су услови за тестирање и верификацију развијене методе и алгоритма инверзне идентификације параметара у интеракцији точак-шина на реалном објекту односно мерном осовинском склопу.

7.5. ТЕСТИРАЊЕ И ВЕРИФИКАЦИЈА РАЗВИЈЕНЕ МЕТОДЕ И АЛГОРИТМА ИНВЕРЗНЕ ИДЕНТИФИКАЦИЈЕ НА РЕАЛНОМ ОБЈЕКТУ – МЕРНОМ ОСОВИНСКОМ СКЛОПУ

Експериментална испитивања са циљем тестирања и верификације развијене методе и алгоритма инверзне идентификације на реалном објекту (мерном осовинском склопу мерног система МЕРОСА) реализована су у лабораторијским условима, у периоду септембар-новембар 2014. године. Тестирана је тачност раздвајања сигнала за више

различитих случајева и комбинација оптерећења, односно параметара у интеракцији точак-шина задаваних на пробници. Детаљи са ових испитивања приказани су на слици 7.65.



Слика 7.65. Детаљи са експерименталних испитивања са циљем тестирања и верификације развијене методе и алгорита инверзне идентификације

Због ограниченог простора, у оквиру овог рада приказани су резултати тестирања за два карактеристична случаја оптерећења точка мерног осовинског склопа. Код првог тест случаја, задата оптерећења на пробници приближно одговарају оптерећењима точка за празан вагон, а код другог тест случаја за натоварен вагон.

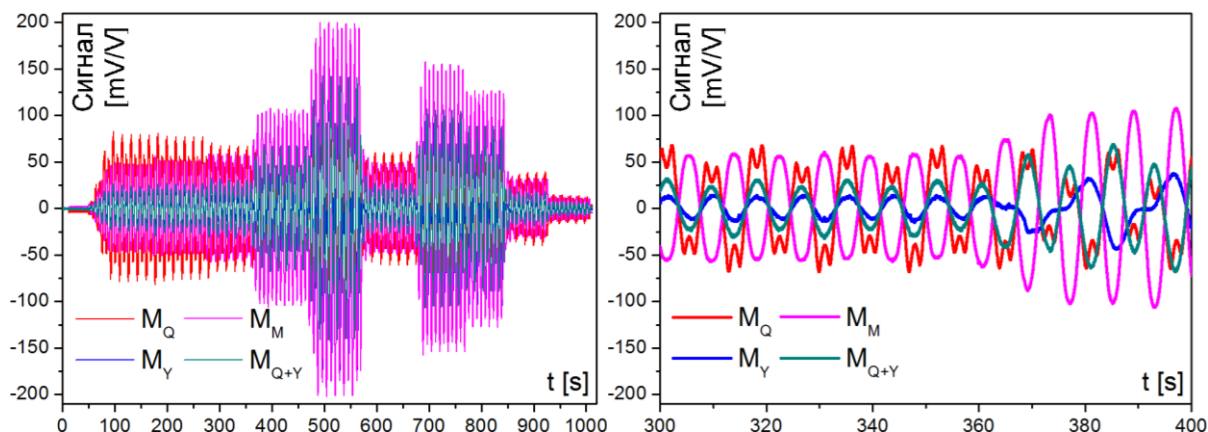
За претходно одређене угаоне положаје точка, помешани сигнали са мерних мостова очитавани су ручно и након тога множени са одговарајућим матрицама раздвајања у програмском пакету Wolfram Mathematica. Као што је већ речено, овај процес може се на релативно једноставан начин аутоматизовати применом наменског софтверског пакета који би извршавао све неопходне операције.

7.5.1. Резултати за први тест случај

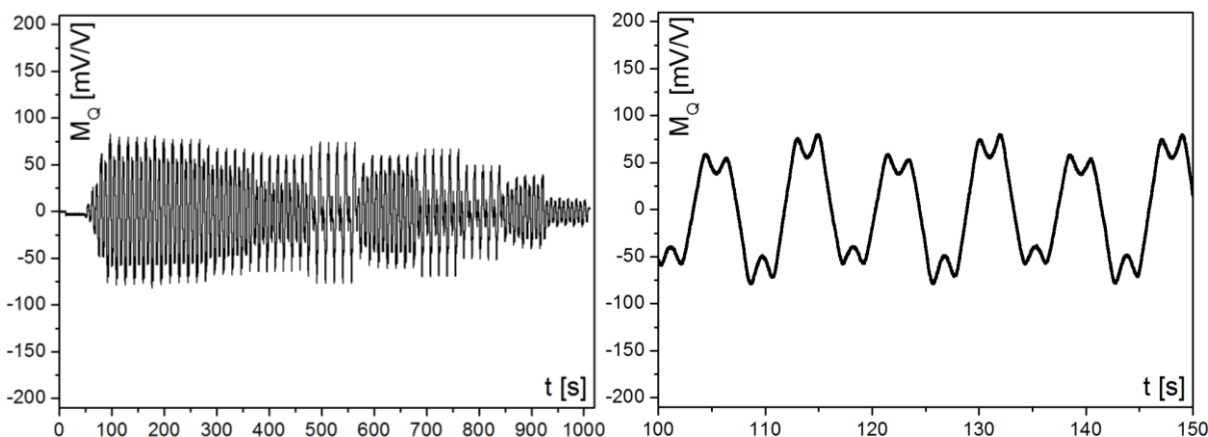
У првом тест случају, на мерни осовински склоп помоћу пробнице су задата оптерећења која приближно одговарају оптерећењима точка за празан 4-осовински теретни вагон. На самом почетку испитивања, као и код калибрације, горњи осовински склоп је подигнут са доњег, силе Q и Y су једнаке нули, а тачка контакта између испитиваног точка и имитације главе шине је ТК2, односно $y_{tk} \approx 3,5$ cm. При таквим почетним условима, испитивани горњи осовински склоп је спуштен на доњи, покренуто је обртање и прво је задата вертикална сила Q у контакту испитиваног точка и имитације главе шине од приближно 45 kN. Након тога, задавана је бочна сила Y у интензитету довољном да се тачка контакта помера ка венцу точка. При том померању, изабрано је неколико карактеристичних положаја тачке контакта у којима су прављене паузе у задавању Y силе, при чему су све мерне траке у датим угаоним положајима неколико пута прешле изнад положаја тачке контакта. Карактеристични положаји тачке контакта мењали су се према следећој секвенци: $y_{tk} \approx 3,5$ cm, $y_{tk} \approx 2$ cm, $y_{tk} \approx 0$, $y_{tk} \approx -2$ cm, $y_{tk} \approx -3,5$ cm, $y_{tk} \approx 0$, $y_{tk} \approx -3,5$ cm, $y_{tk} \approx 0$ и $y_{tk} \approx 0,5$ cm. Након достизања контакта венца испитиваног точка и имитације главе шине односно тачке контакта ТК3, Y сила је задата до интензитета од приближно 50 kN. После неколико обртаја, у веома кратком

временском интервалу, Y сила је смањена до нуле, чиме се осовински склоп вратио у централни положај у коме је $y_{tk} \approx 0$. У следећем кораку, Y сила је поново задата до интензитета од приближно 30 kN са контактом у тачки ТКЗ, после чега је поново нагло смањена до нуле. По повратку осовинског склопа у централни положај, у веома кратком временском интервалу и Q сила је смањена до нуле, након чега је мерење прекинуто.

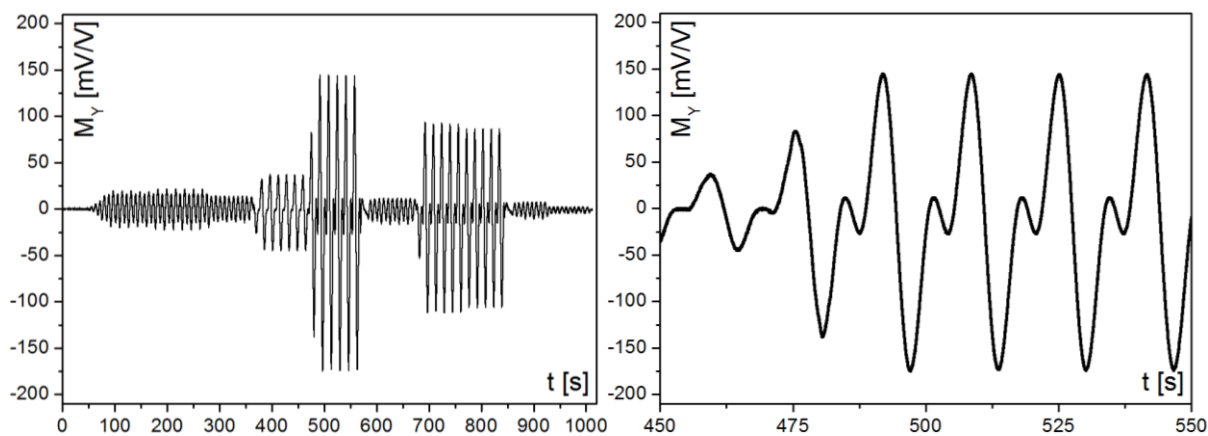
Сигнали са мерних мостова M_Q , M_Y , M_M и M_{Q+Y} , снимљени при испитивању у првом тест случају, приказани су на сликама 7.66–7.70.



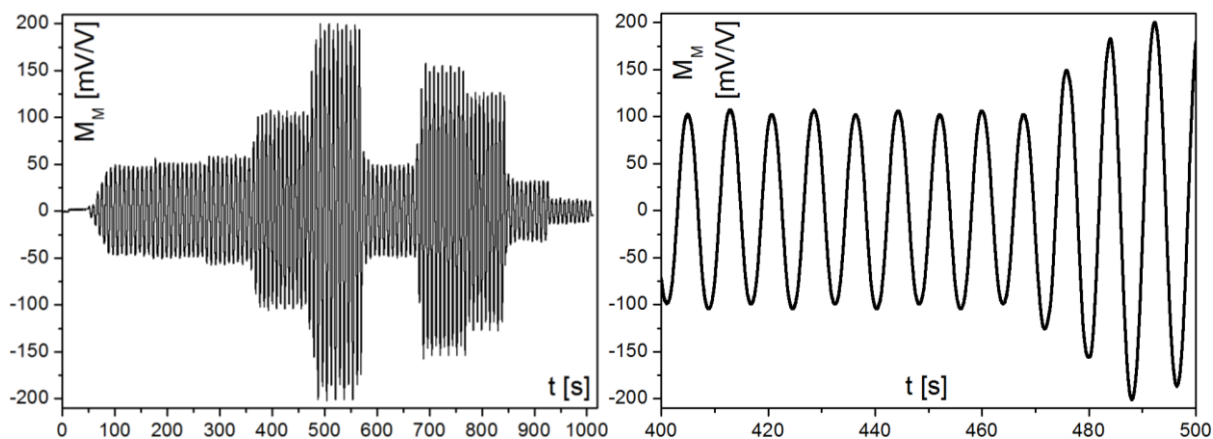
Слика 7.66. Сигнали са мерних мостова M_Q , M_Y , M_M и M_{Q+Y} (први тест случај)



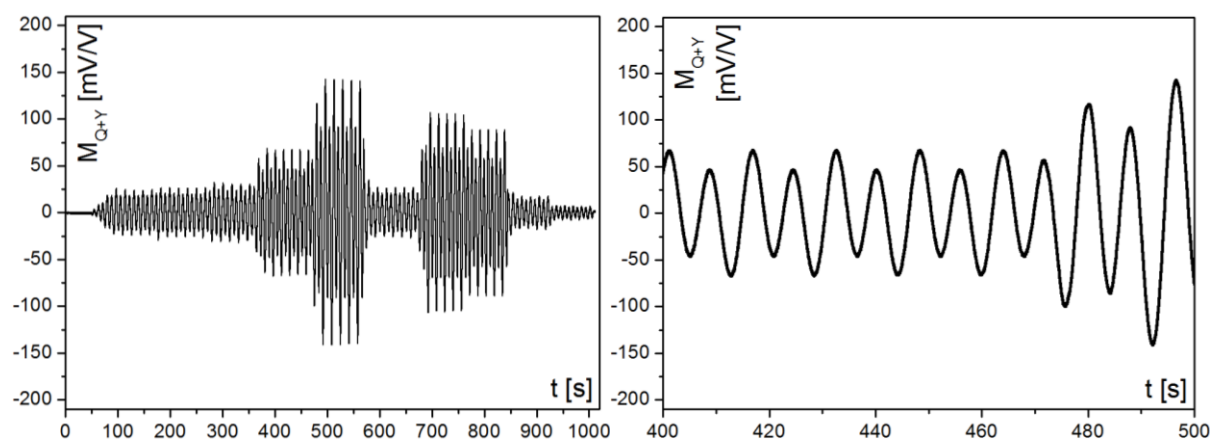
Слика 7.67. Сигнал са мерног моста M_Q (први тест случај)



Слика 7.68. Сигнал са мерног моста M_Y (први тест случај)



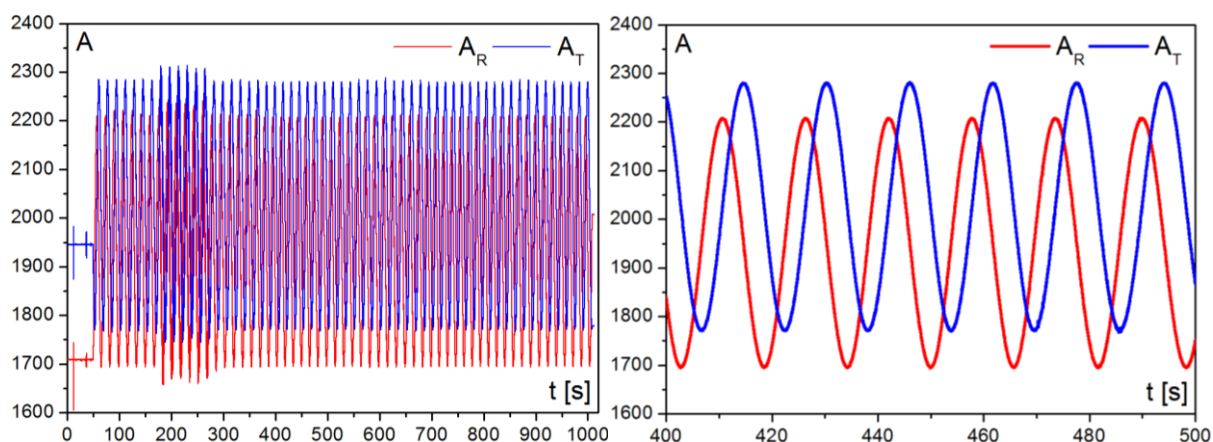
Слика 7.69. Сигнал са мерног моста M_M (први тест случај)



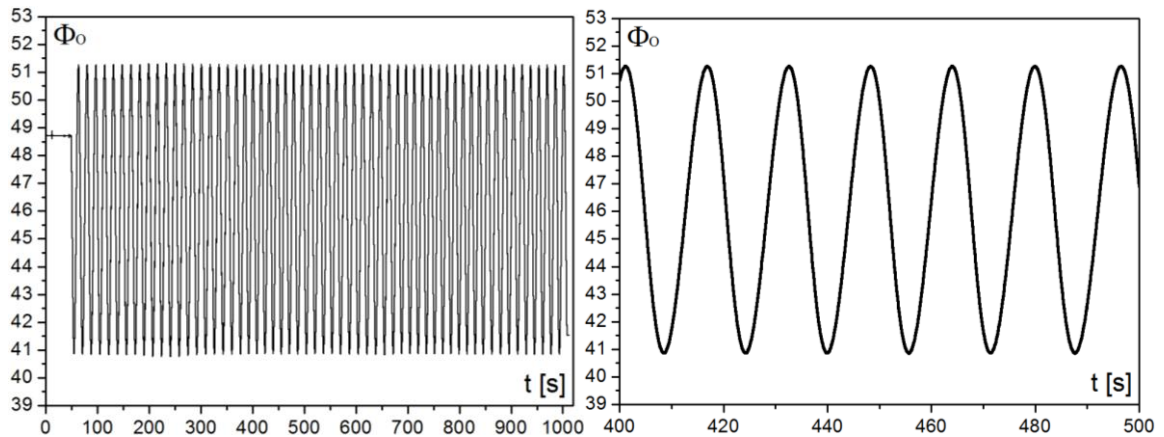
Слика 7.70. Сигнал са мерног моста M_{Q+Y} (први тест случај)

Сигнали промене радијалног и тангенцијалног убрзања осовине мерног осовинског склопа A_R и A_T , као и промене угаоног положаја Φ_0 , приказани су на сликама 7.71 и 7.72.

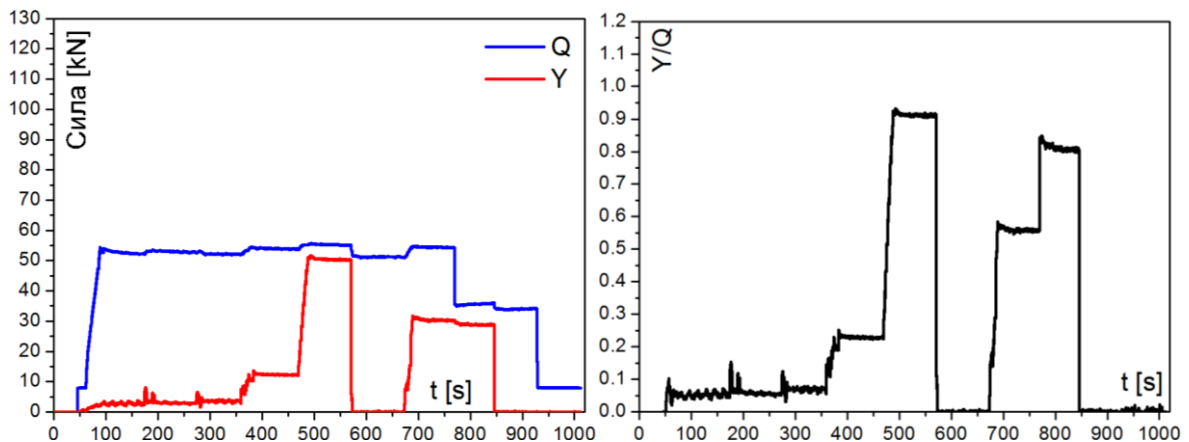
Сигнали задатих сила Q и Y у интеракцији точка и имитације главе шине, као и задатог односа Y/Q , приказани су на слици 7.73.



Слика 7.71. Сигнали радијалног A_R и тангенцијалног A_T убрзања осовине мерног осовинског склопа (први тест случај)

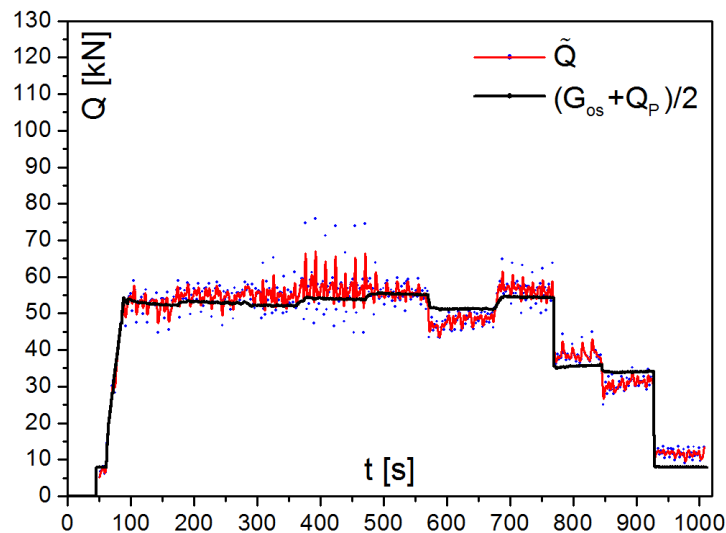


Слика 7.72. Сигнали угаоног положаја Φ_0 мерног осовинског склопа (први тест случај)

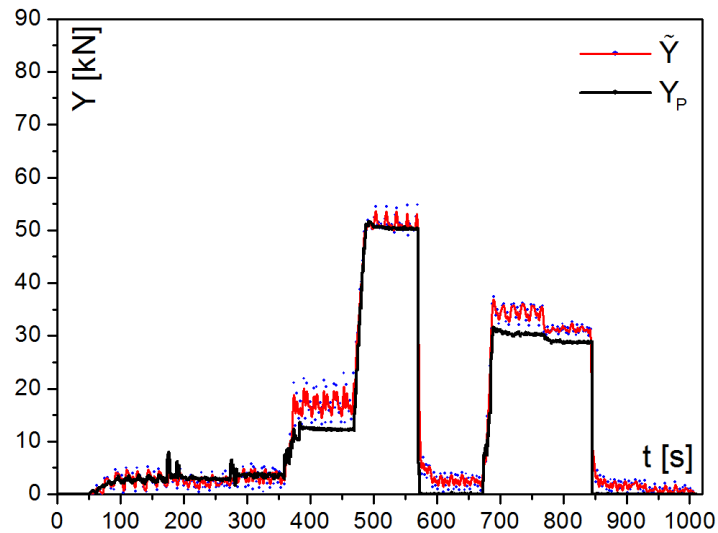


Слика 7.73. Сигнали задатих сила Q и Y у интеракцији точка и имитације главе шине, као и задатог односа Y/Q (први тест случај)

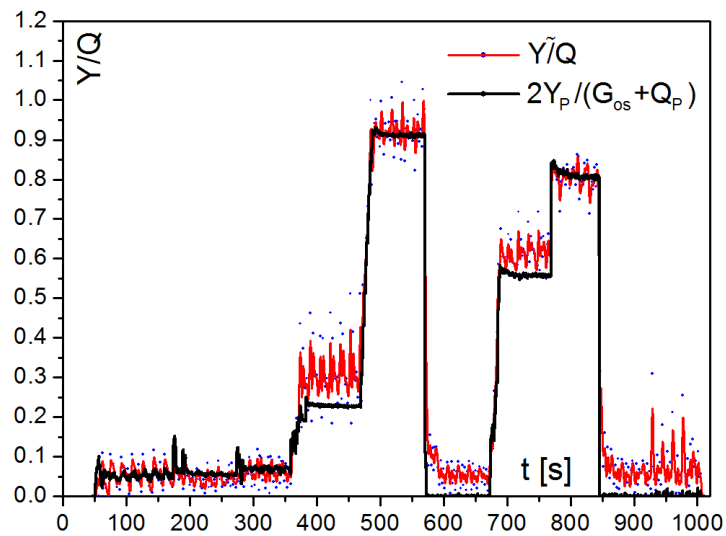
Практичном применом развијене методе и алгоритма инверзне идентификације, односно множењем снимљених помешаних сигнала са матрицама раздвајања (7.18–7.25), треба да се реконструишу вредности параметара у интеракцији точак-имитација главе шине које су задаване на пробници. Добијени резултати приказани су на упоредним дијаграмима на сликама 7.74–7.78.



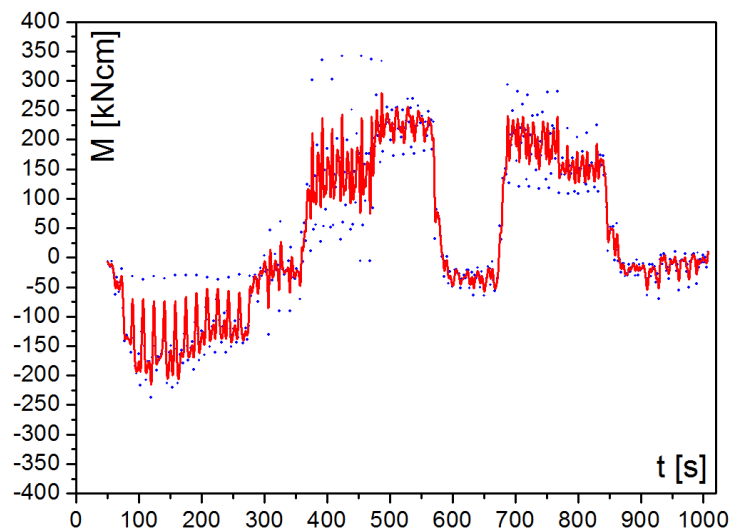
Слика 7.74. Упоредни дијаграми промене вертикалне силе Q задате на пробници и добијене инверзном идентификацијом (први тест случај)



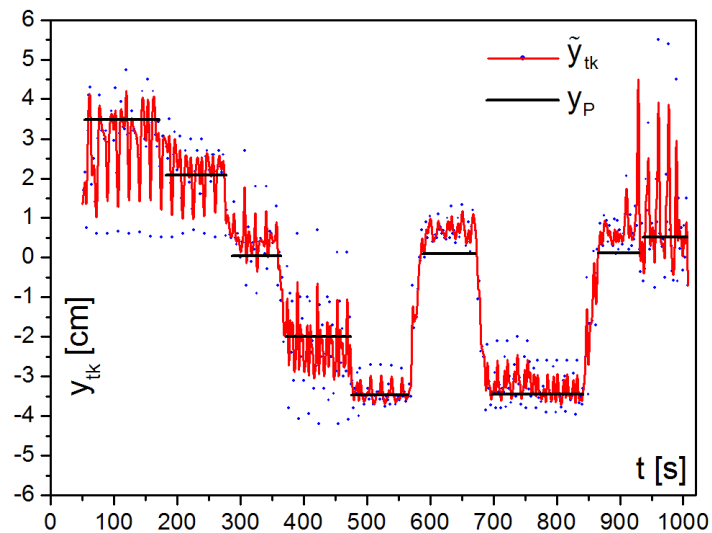
Слика 7.75. Упоредни дијаграми промене бочне силе Y задате на пробници и добијене инверзном идентификацијом (први тест случај)



Слика 7.76. Упоредни дијаграм промене односа Y/Q задатог на пробници и добијеног инверзном идентификацијом (први тест случај)



Слика 7.77. Дијаграм промене момента M добијеног инверзном идентификацијом (први тест случај)

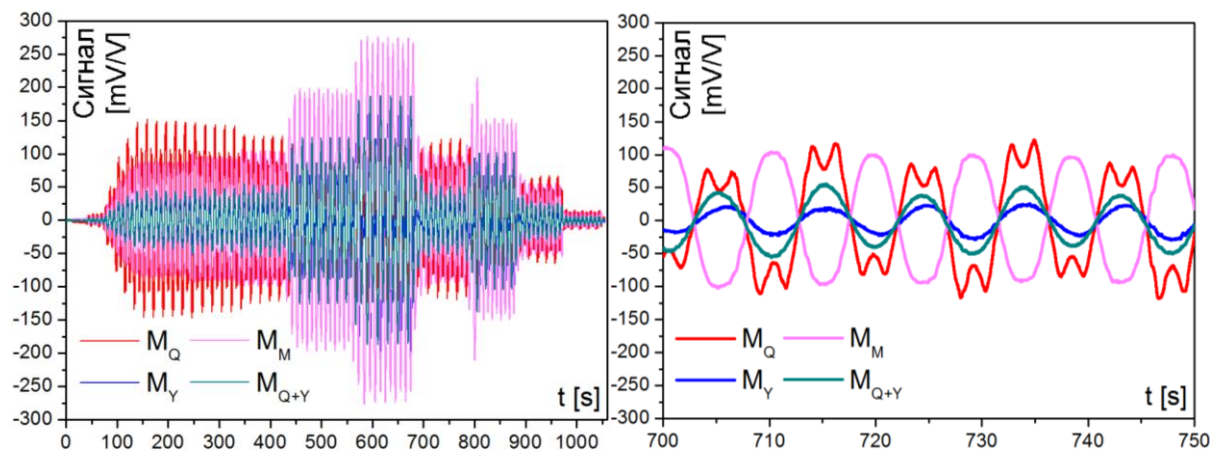


Слика 7.78. Упоредни дијаграм промене положаја тачке контакта y_{tk} задате на пробници и добијене инверзном идентификацијом (први тест случај)

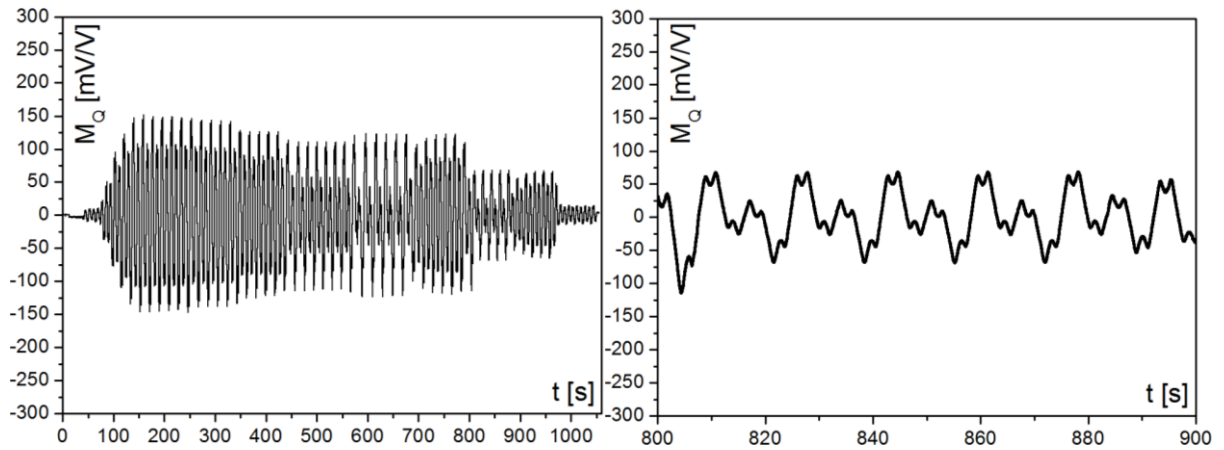
7.5.2. Резултати за други тест случај

У другом тест случају, на мерни осовински склоп помоћу пробнице су задата оптерећења која приближно одговарају оптерећењима тачка за натоварен 4-осовински теретни вагон. Начин извођења експеримента и задавања оптерећења је потпуно идентичан претходно описаном првом тест случају. Једина разлика састоји се у томе што је у другом тест случају задавана вертикална сила Q од приближно 95 kN, а бочна сила Y на венцу тачка од приближно 60 kN.

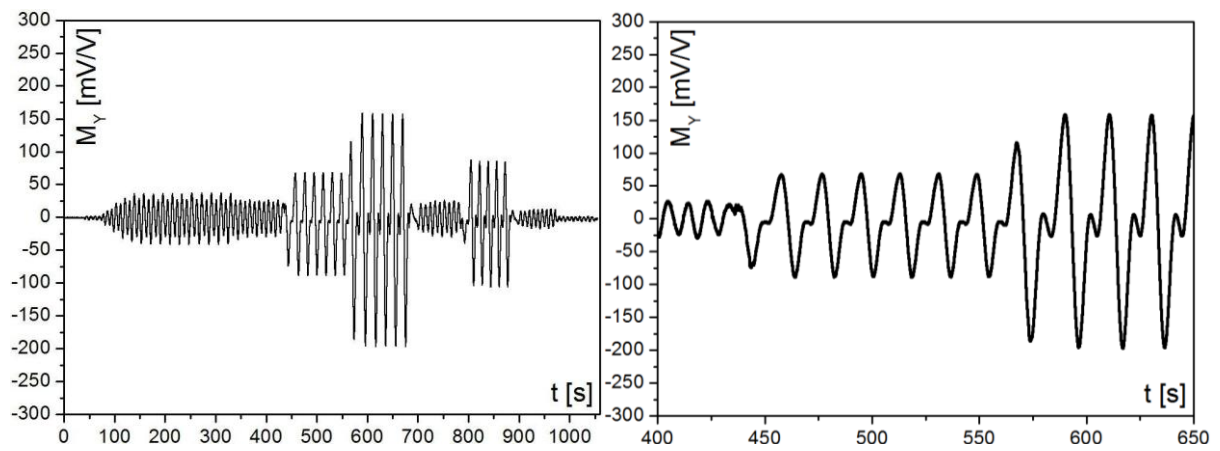
Сигнали са мерних мостова M_Q , M_Y , M_M и M_{Q+Y} , снимљени при испитивању у другом тест случају, приказани су на сликама 7.79–7.83.



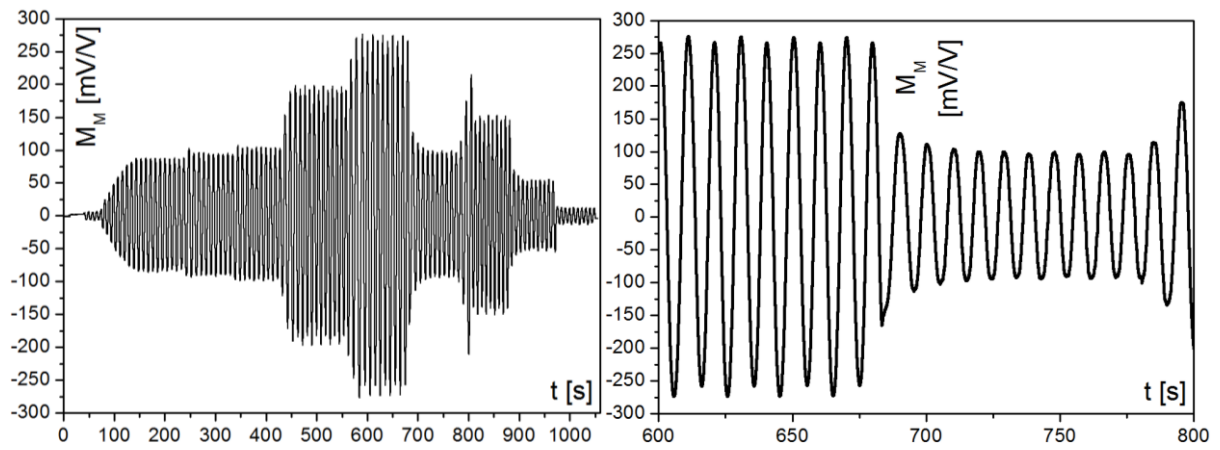
Слика 7.79. Сигнали са мерних мостова M_Q , M_Y , M_M и M_{Q+Y} (други тест случај)



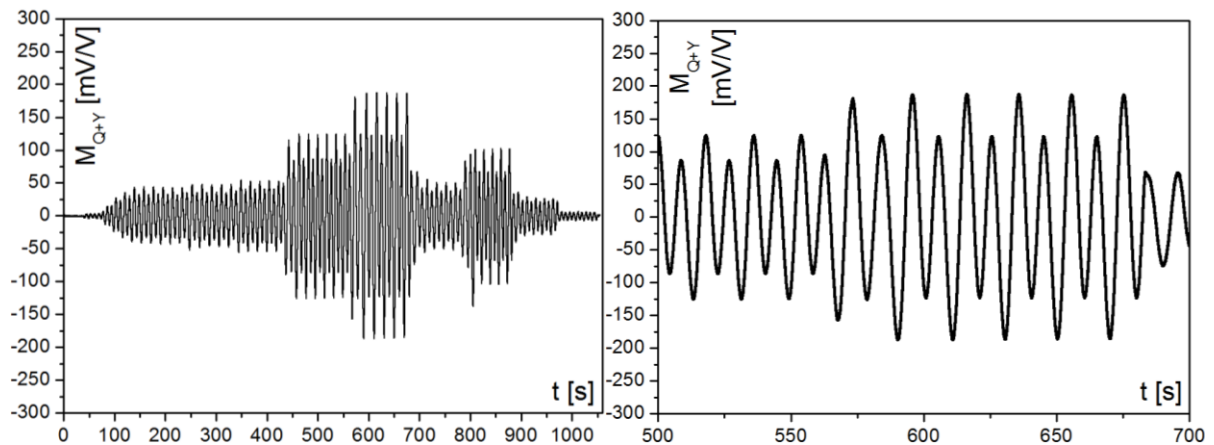
Слика 7.80. Сигнал са мерног моста M_Q (други тест случај)



Слика 7.81. Сигнал са мерног моста M_Y (други тест случај)

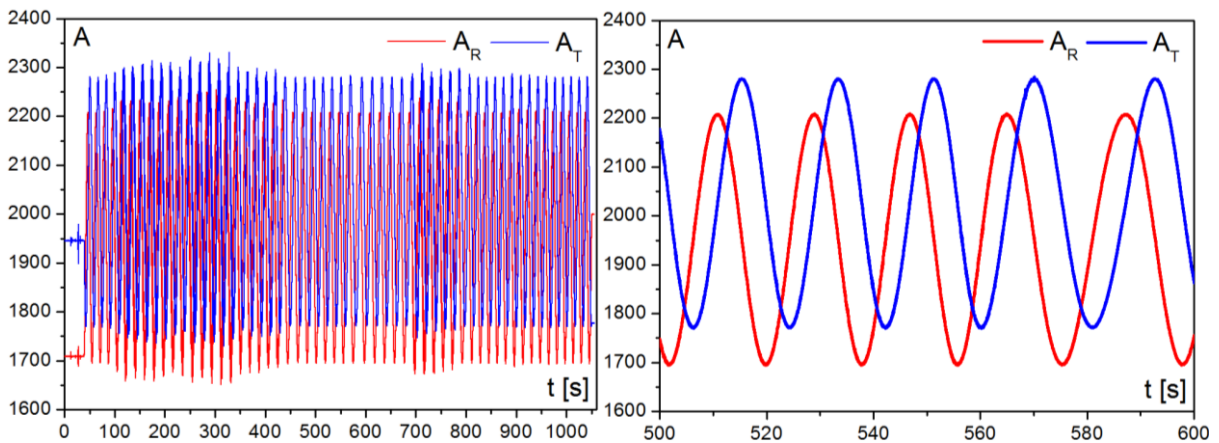


Слика 7.82. Сигнал са мерног моста M_M (други тест случај)

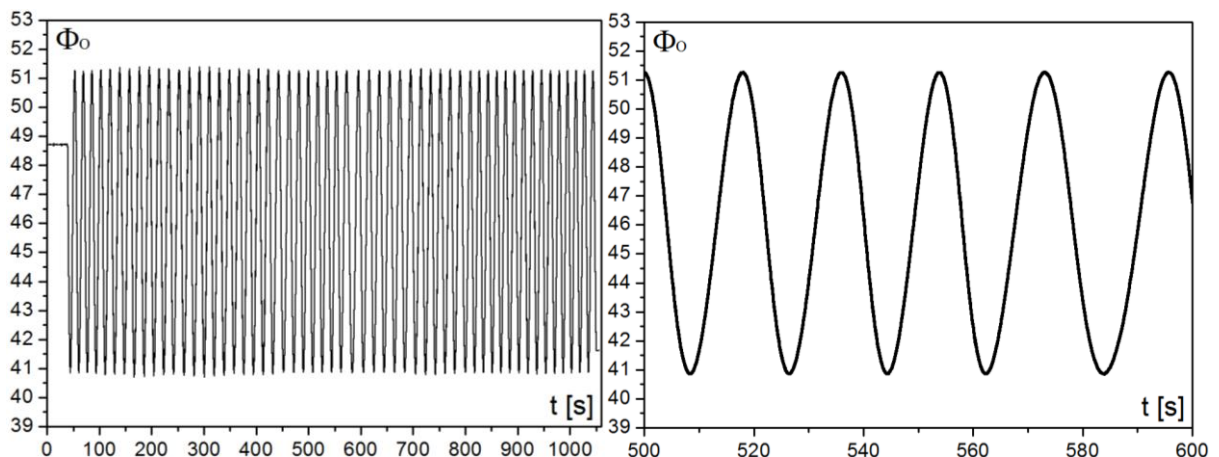


Слика 7.83. Сигнал са мерног моста M_{Q+Y} (други тест случај)

Сигнали промене радијалног и тангенцијалног убрзања осовине мерног осовинског склопа A_R и A_T , као и промене угаоног положаја Φ_O , приказани су на сликама 7.84 и 7.85.

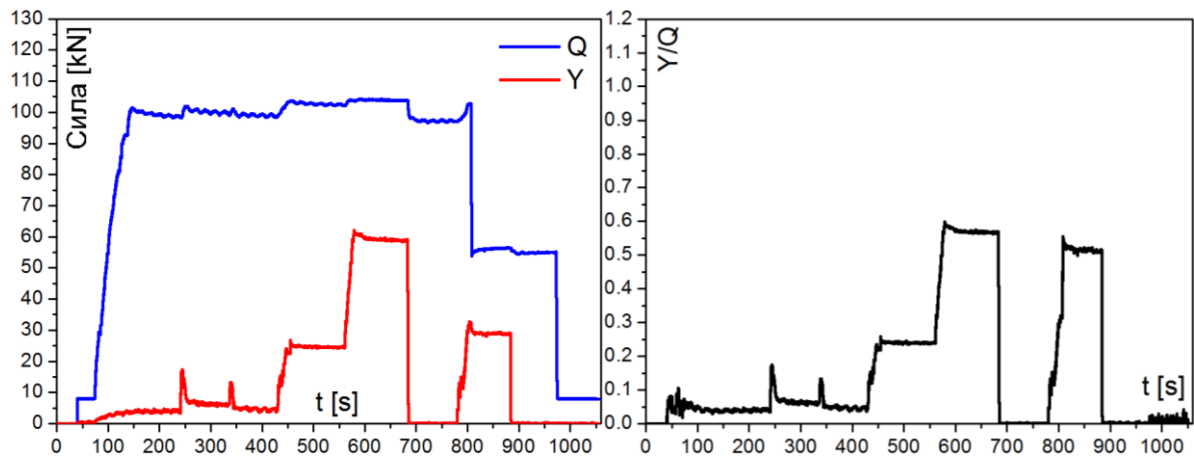


Слика 7.84. Сигнали радијалног A_R и тангенцијалног A_T убрзања осовине мерног осовинског склопа (други тест случај)



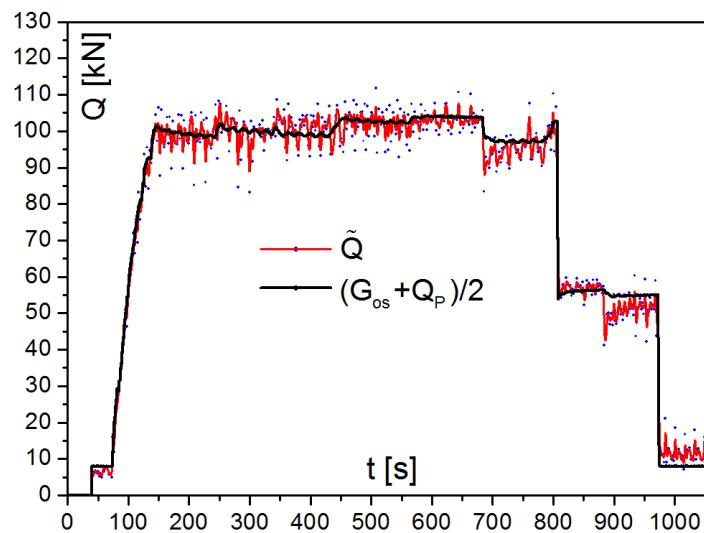
Слика 7.85. Сигнал угаоног положаја Φ_O мерног осовинског склопа (други тест случај)

Сигнали задатих сила Q и Y у интеракцији точка и имитације главе шине, као и задатог односа Y/Q , приказани су на слици 7.86.

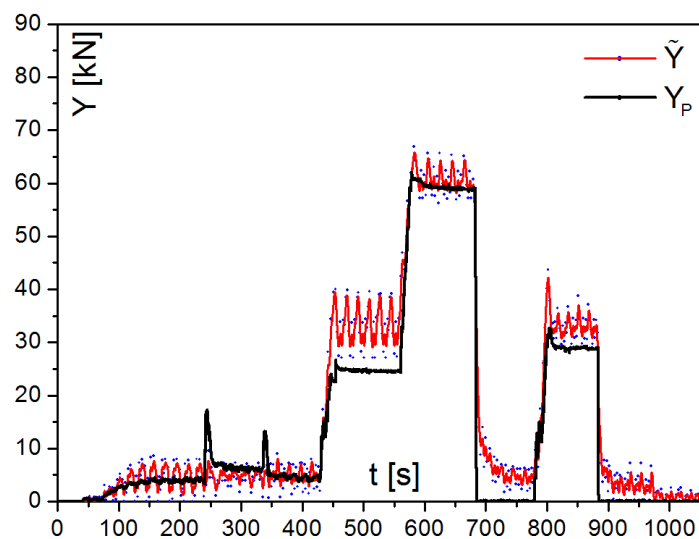


Слика 7.86. Сигнали задатих сила Q и Y у интеракцији точка и имитације главе шине, као и задатог односа Y/Q (други тест случај)

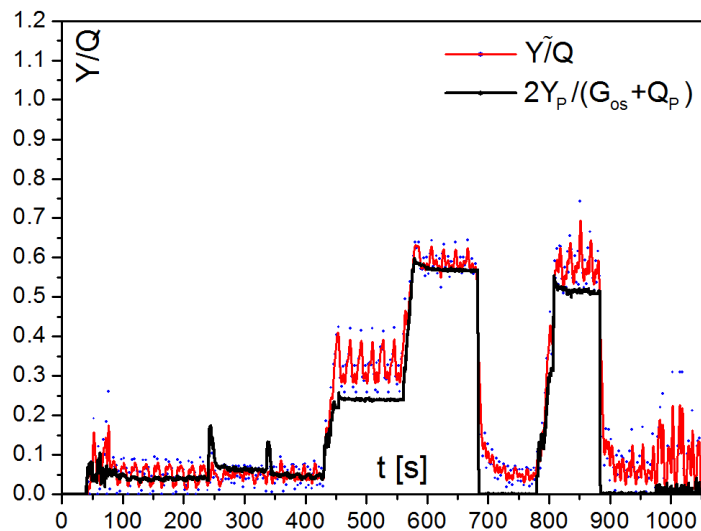
Резултати инверзне идентификације за други тест случај приказани су на упоредним дијаграмима на сликама 7.87–7.91.



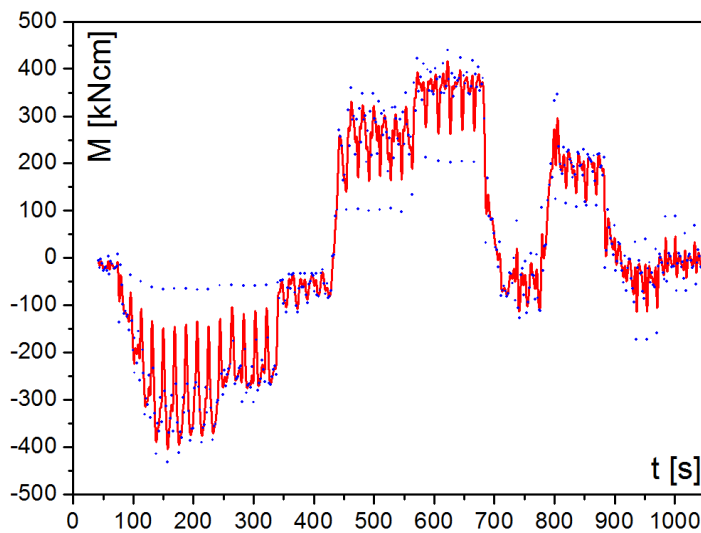
Слика 7.87. Упоредни дијаграми промене вертикалне силе Q задате на пробници и добијене инверзном идентификацијом (други тест случај)



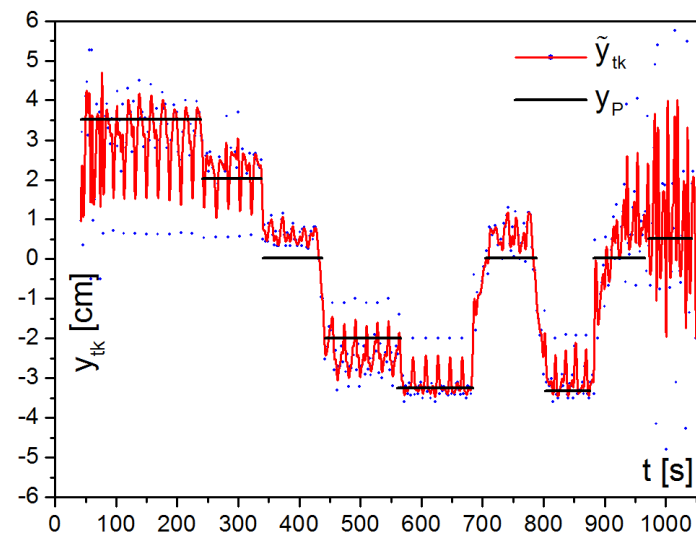
Слика 7.88. Упоредни дијаграми промене бочне силе Y задате на пробници и добијене инверзном идентификацијом (други тест случај)



Слика 7.89. Упоредни дијаграм промене односа Y/Q задатог на пробници и добијеног инверзном идентификацијом (други тест случај)



Слика 7.90. Дијаграм промене момента M добијеног инверзном идентификацијом (други тест случај)



Слика 7.91. Упоредни дијаграм промене положаја тачке контакта y_{tk} задате на пробници и добијене инверзном идентификацијом (други тест случај)

7.5.3. Анализа добијених резултата

Са дијаграма приказаних на сликама 7.74–7.78 и 7.87–7.91 може се констатовати веома висок степен поклапања вредности параметара у интеракцији точак-имитација главе шине задатих на пробници у првом и другом тест случају, и добијених инверзном идентификацијом. На основу анализе добијених резултата може се констатовати да развијена метода и алгоритам инверзне идентификације имају високу тачност.

Главни утицајни параметар на тачност добијених резултата је однос сигнал-шум који у првом реду зависи од осетљивости датих мерних мостова на точку на поједина задата оптерећења или њихове комбинације. Имајући у виду да та осетљивост варира у зависности од угаоног положаја точка, добијени резултати показују да је за угаоне положаје са мањим вредностима сигнала са мерних мостова односно већим односом сигнал-шум, карактеристичан већи степен расипања резултата параметара у интеракцији точак-шина добијених инверзном идентификацијом (плаве тачке на претходним дијаграмима).

Расипање је најизраженије у угаоним положајима УП1, УП2 и УП3, у којима мерни мост M_U има мању осетљивост на дејство Y силе, што се може уочити са упоредног дијаграма приказаног на слици 7.52, добијеног статичким испитивањима. Тиме се још једном указује на значај калибрације мерног система на пробници и потврђује чињеница да би калибрација заснована на нумеричком моделу и резултатима прорачуна точка применом методе коначних елемената била крајње непоуздана.

У угаоним положајима у којима је осетљивост мерних мостова на задата оптерећења већа, степен расипања резултата параметара у интеракцији точак-шина добијених инверзном идентификацијом је знатно мањи.

Управо због расипања услед утицаја шума у електронским компонентама мерног система, а ради лакше визуализације, добијени резултати непознатих параметара у интеракцији точак-шина приказани су и помоћу тзв. "B-splajn-a" (црвене линије на претходним дијаграмима).

7.6. АНАЛИЗА МЕРНЕ НЕСИГУРНОСТИ И ГРЕШКЕ МЕРЕЊА

Имајући у виду сложеност мерног система за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина, као и велики број различитих утицајних параметара, може се констатовати да је тачно одређивање грешке мерења практично немогуће. Не постоји таква методологија која омогућава апсолутно тачно одређивање сила у интеракцији точак-шина и положаја тачке контакта, са којом би било могуће упоредити резултате добијене помоћу методе која је развијена у овом раду.

У овом раду изабран је приступ који базира на статистичкој анализи која треба да доведе до што поузданије процене грешака мерења вертикалне силе Q , бочне силе Y , положаја тачке контакта y_{ik} , као и односа Y/Q . Сходно томе, у софтверском пакету ORIGIN одређена су процентуална одступања вредности параметара добијених на основу развијене методе и алгоритма инверзне идентификације од вредности реално

задатих параметара на пробници. Након тога, формиран су дијаграми статистичке расподеле израчунатих одступања и одређене су њихове средње вредности.

7.6.1. Анализа мерне несигурности

Пре почетка анализе грешке мерења, потребно је још једном нагласити да код датог мерног система постоји одређена мерна несигурност која потиче од шума у електронским компонентама – претварачима сила и мерним мостовима. Према томе, вредности задатих сила на пробници и мерних сигнала које се добијају са алфа-нумеричких дисплеја и мерних мостова нису једнозначне, већ се "расипају" унутар неког интервала, чија величина зависи од нивоа шума у електронским компонентама мерног система. Овај ефекат се путем калибрације и помешаних сигнала са мерних мостова уноси у алгоритам инверзне идентификације, и на тај начин доводи до одређеног расипања излазних резултата параметара у интеракцији точак-шина, односно до одређене грешке мерења.

У циљу детаљније анализе мерне несигурности, извршена су три мерења у статичком режиму без икаквих оптерећења, при чему су снимљени излазни сигнали са мерних мостова и сигнали са претварача сила, односно алфа-нумеричких дисплеја. Сва три мерења трајала су приближно 300 s, чиме је узоркован довољан број експерименталних података за валидну статистичку анализу.

На основу резултата мерења, формиран су дијаграми промена сигнала са мерних мостова M_Q , M_Y , M_M и M_{Q+Y} , и сила у интеракцији точак-имитација главе шине Q и Y , у функцији од времена. Поред тога, формиран су и дијаграми (хистограми) статистичке расподеле снимљених сигнала на којима су дате средње вредности и стандардне девијације.

Средње вредности снимљених сигнала одређене су из следећих израза:

$$\bar{M}_Q = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} M_{Qi}}{N_t} \quad (7.26)$$

$$\bar{M}_Y = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} M_{Yi}}{N_t} \quad (7.27)$$

$$\bar{M}_M = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} M_{Mi}}{N_t} \quad (7.28)$$

$$\bar{M}_{Q+Y} = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} M_{(Q+Y)i}}{N_t} \quad (7.29)$$

$$\bar{Q} = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} Q_i}{N_t} \quad (7.30)$$

$$\bar{Y} = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} Y_i}{N_t} \quad (7.31)$$

где је:

N_t – број тачака (узорака) за које се одређује дата средња вредност

Стандардне девијације, које показују ниво репрезентативности претходно одређених средњих вредности, одређене су према следећим изразима:

$$\sigma_{M_Q} = \sqrt{\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} (\Delta M_{Q_i} - \bar{M}_Q)^2} \quad (7.32)$$

$$\sigma_{M_Y} = \sqrt{\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} (\Delta M_{Y_i} - \bar{M}_Y)^2} \quad (7.33)$$

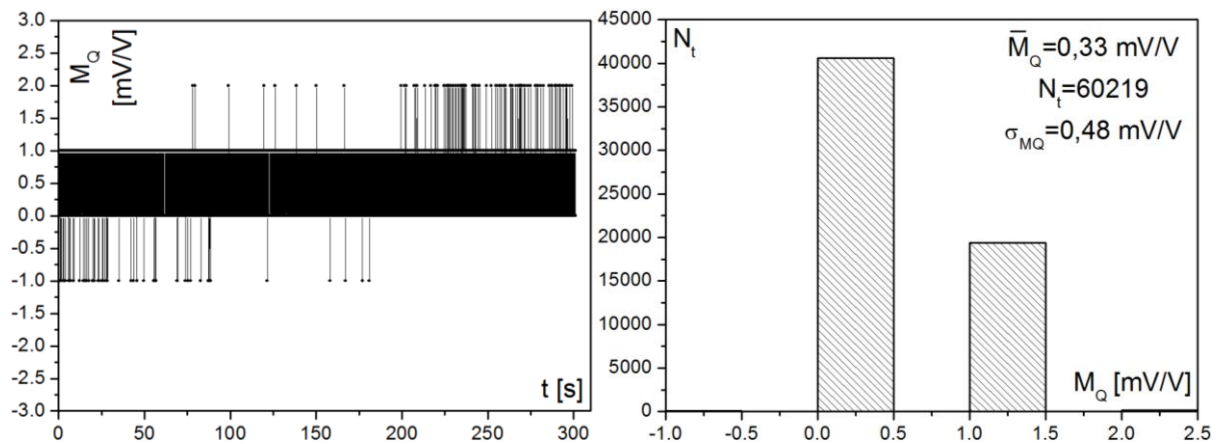
$$\sigma_{M_M} = \sqrt{\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} (\Delta M_{M_i} - \bar{M}_M)^2} \quad (7.34)$$

$$\sigma_{M_{Q+Y}} = \sqrt{\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} (\Delta M_{(Q+Y)_i} - \bar{M}_{Q+Y})^2} \quad (7.35)$$

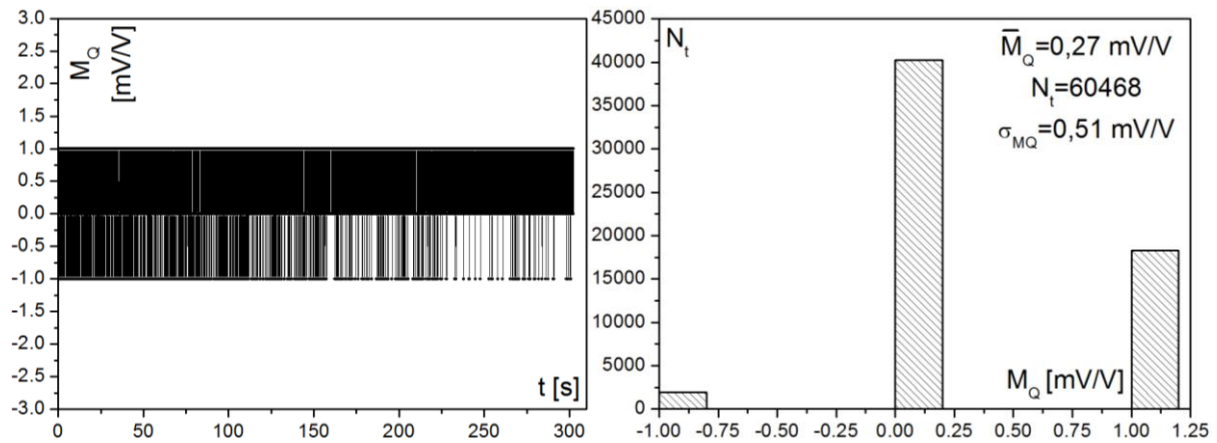
$$\sigma_Q = \sqrt{\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} (\Delta Q_i - \bar{Q})^2} \quad (7.36)$$

$$\sigma_Y = \sqrt{\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} (\Delta Y_i - \bar{Y})^2} \quad (7.37)$$

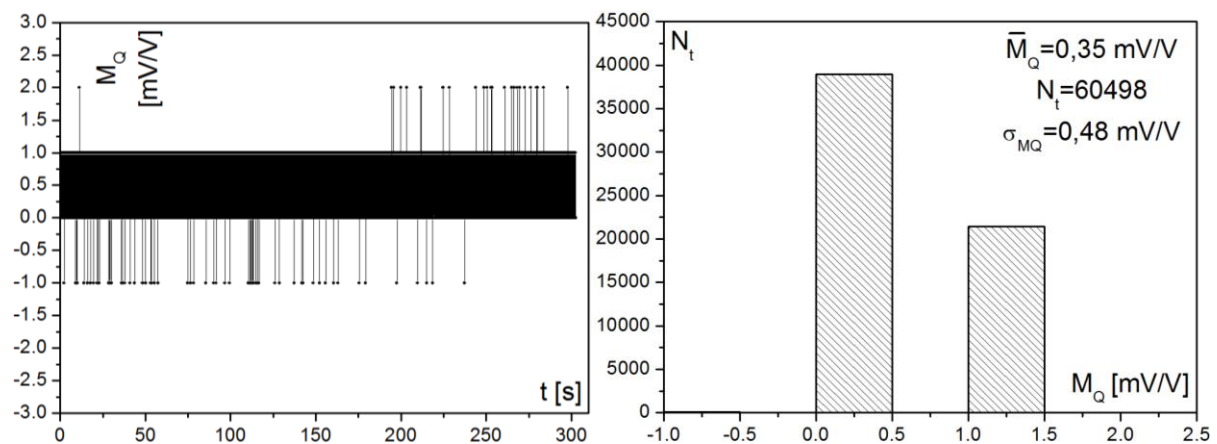
Дијаграми промена сигнала са мерних мостова M_Q , M_Y , M_M и M_{Q+Y} , промена сила у интеракцији тачак-имитација главе шине Q и Y , дијаграми (хистограми) њихове статистичке расподеле, као и израчунате вредности дефинисаних статистичких параметара, за сва три мерења, приказани су на сликама 7.92–7.109.



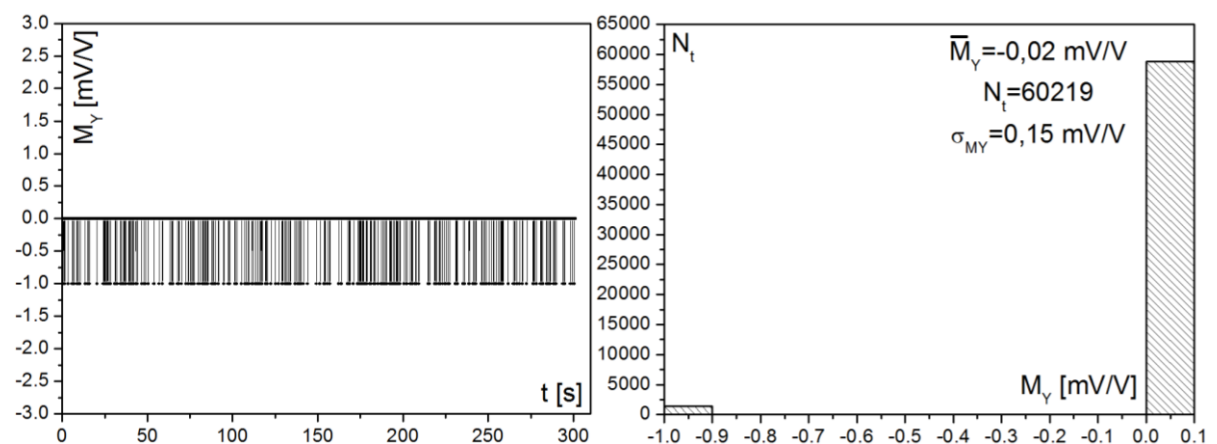
Слика 7.92. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_Q , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 1)



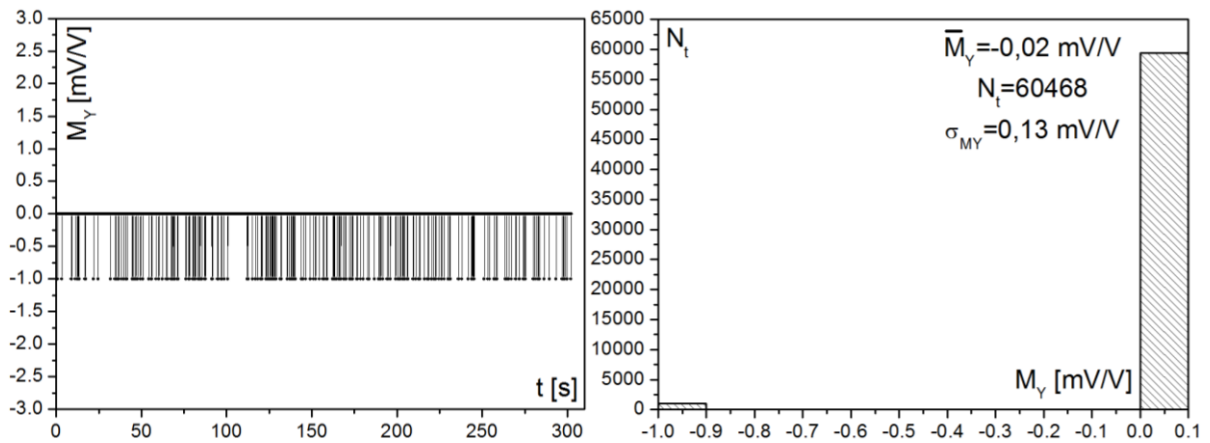
Слика 7.93. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_Q , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 2)



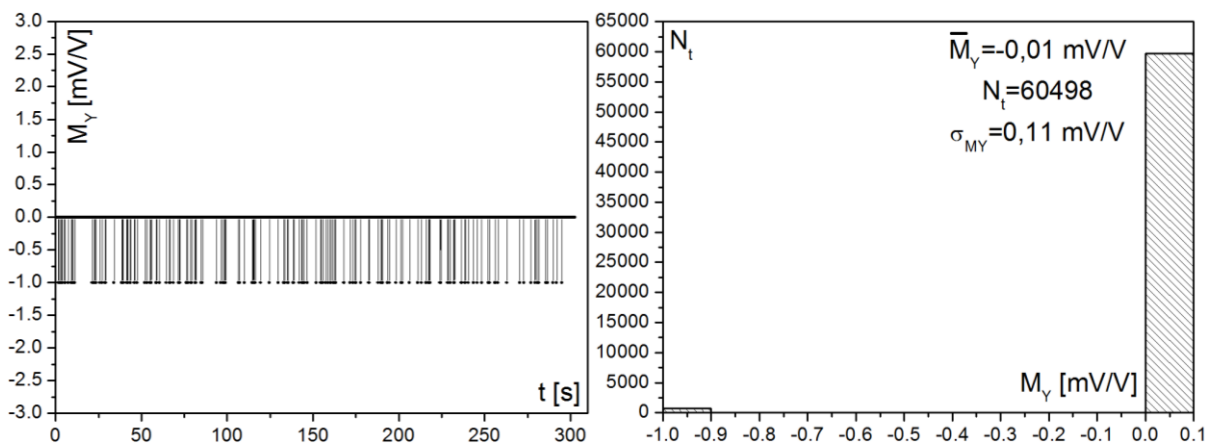
Слика 7.94. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_Q , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 3)



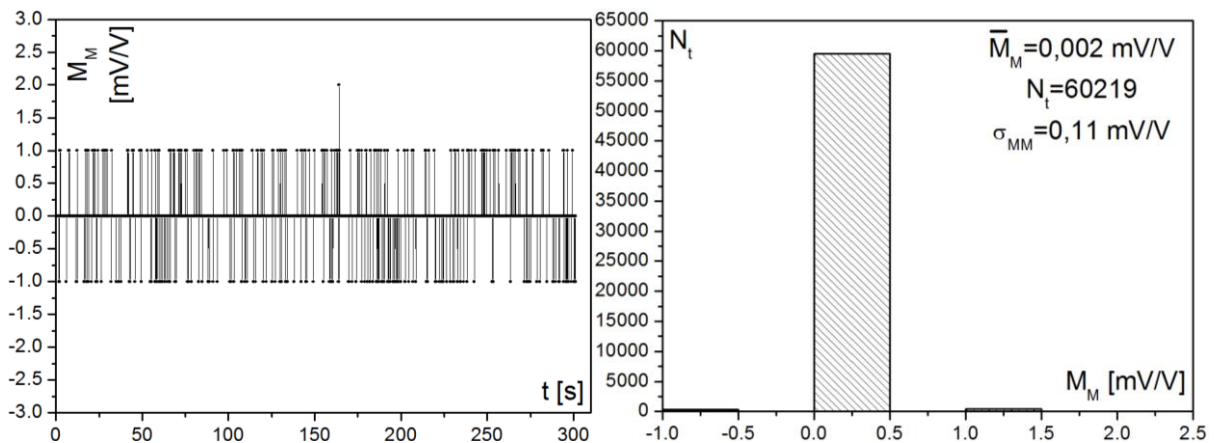
Слика 7.95. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_Y , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 1)



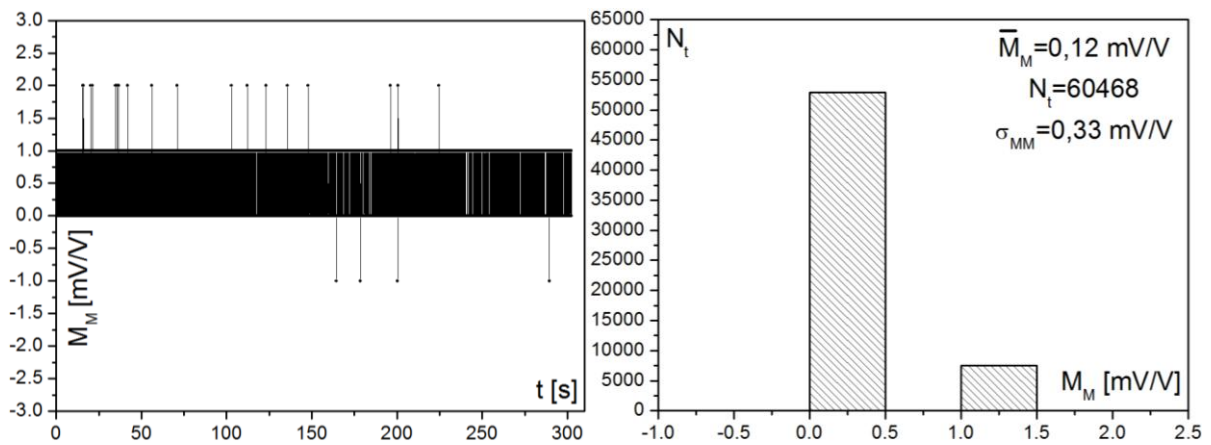
Слика 7.96. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_Y , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 2)



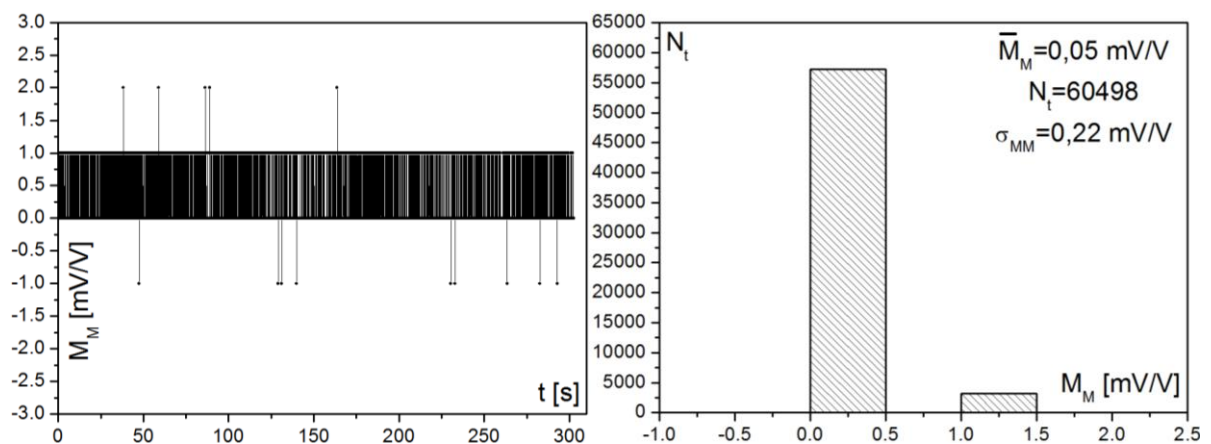
Слика 7.97. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_Y , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 3)



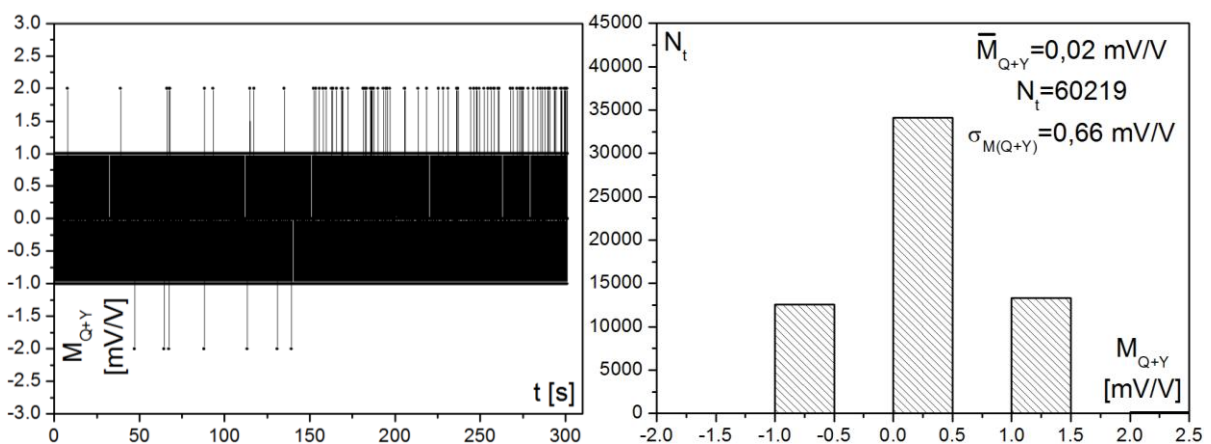
Слика 7.98. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_M , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 1)



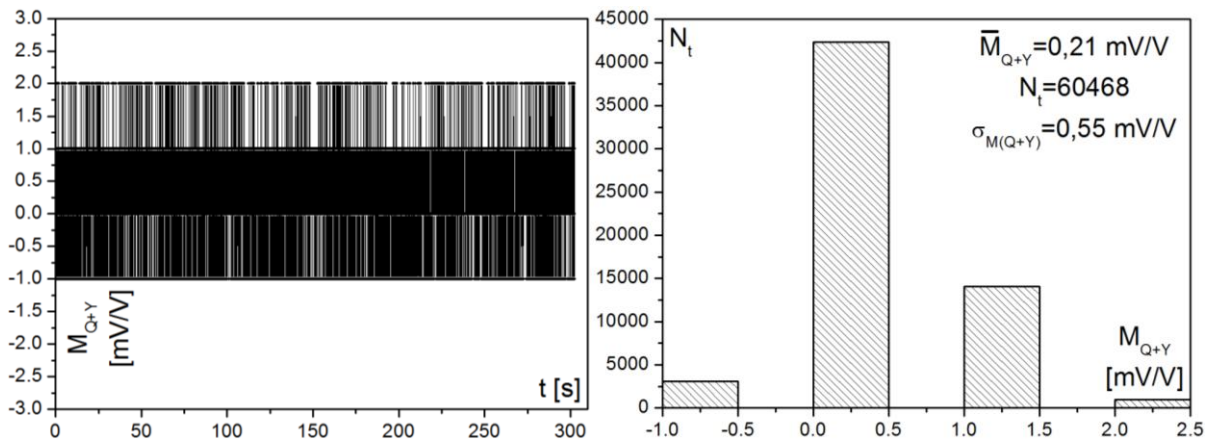
Слика 7.99. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_M , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 2)



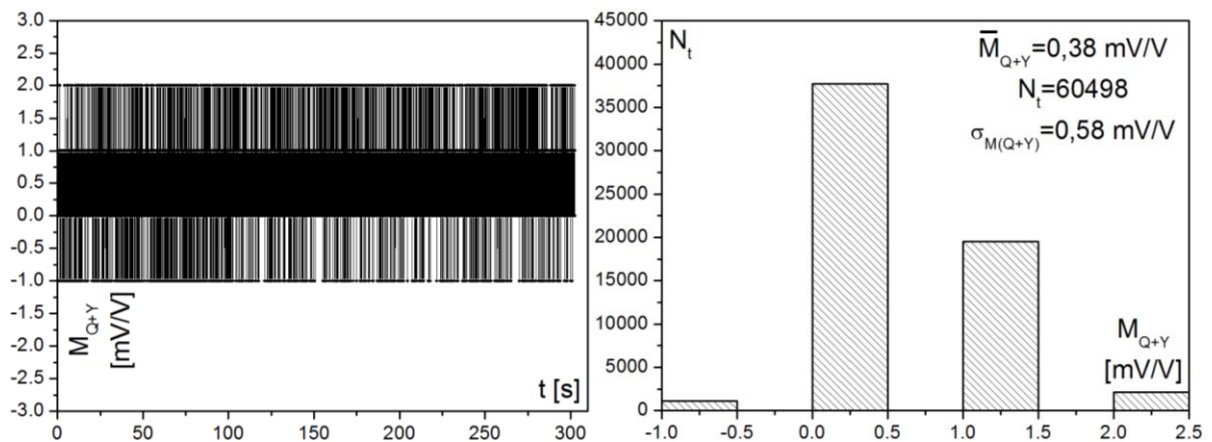
Слика 7.100. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_M , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 3)



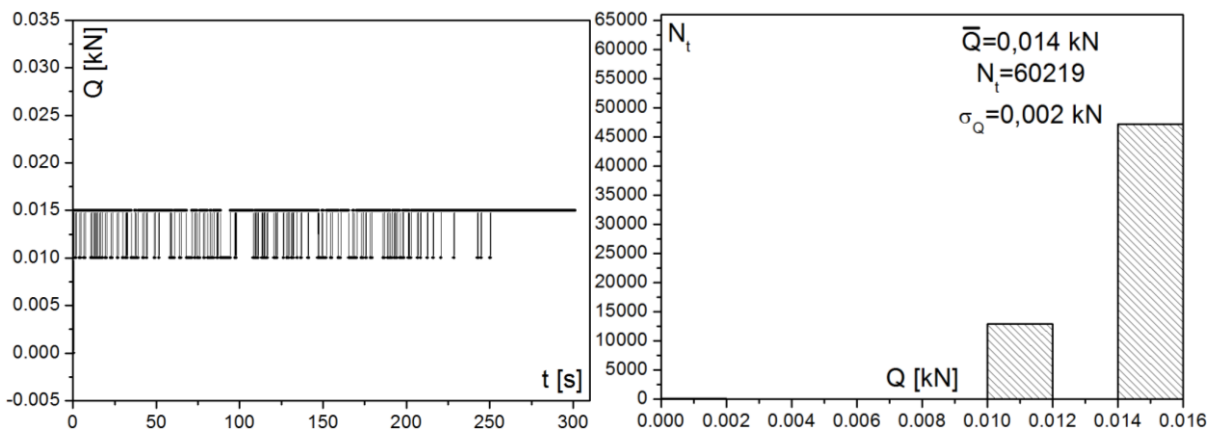
Слика 7.101. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_{Q+Y} , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 1)



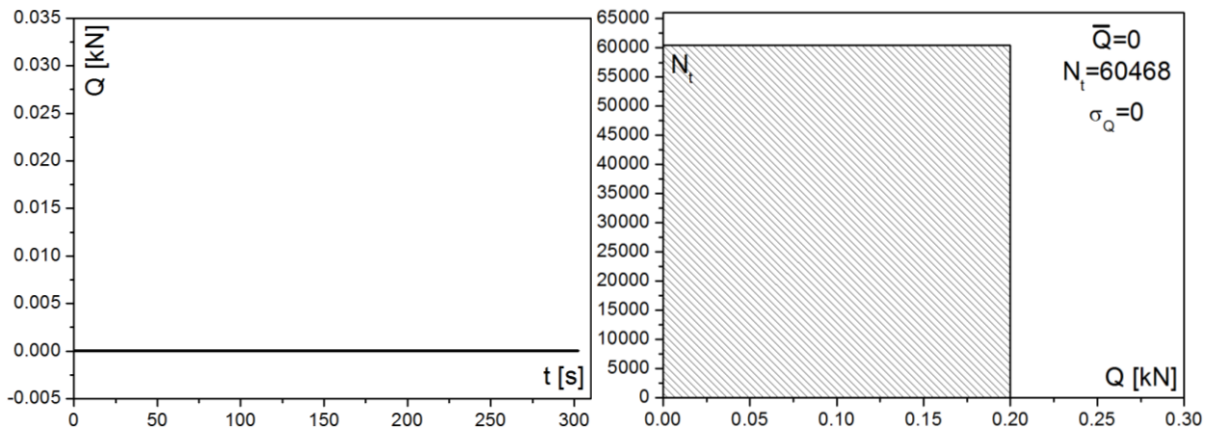
Слика 7.102. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_{Q+Y} , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 2)



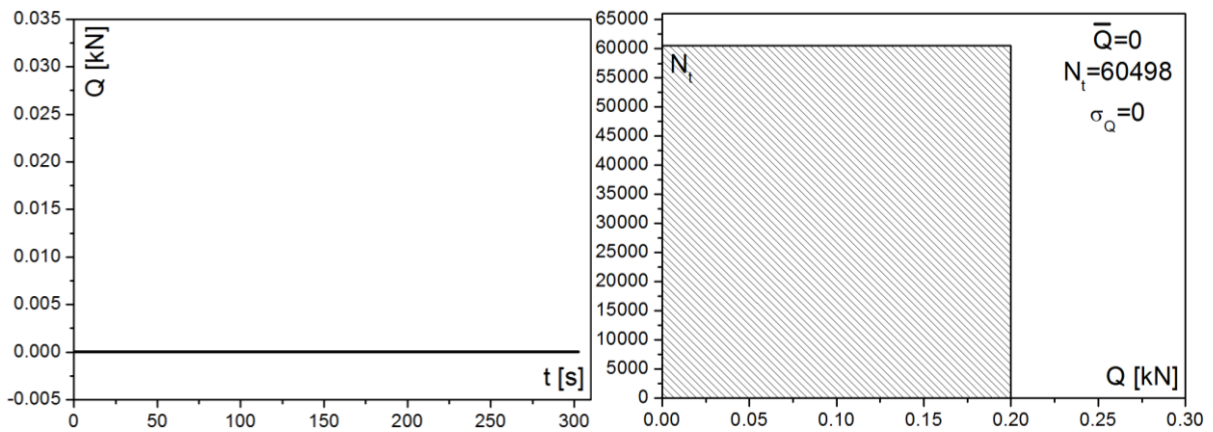
Слика 7.103. Дијаграм промене сигнала са мерног моста M_{Q+Y} , статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 3)



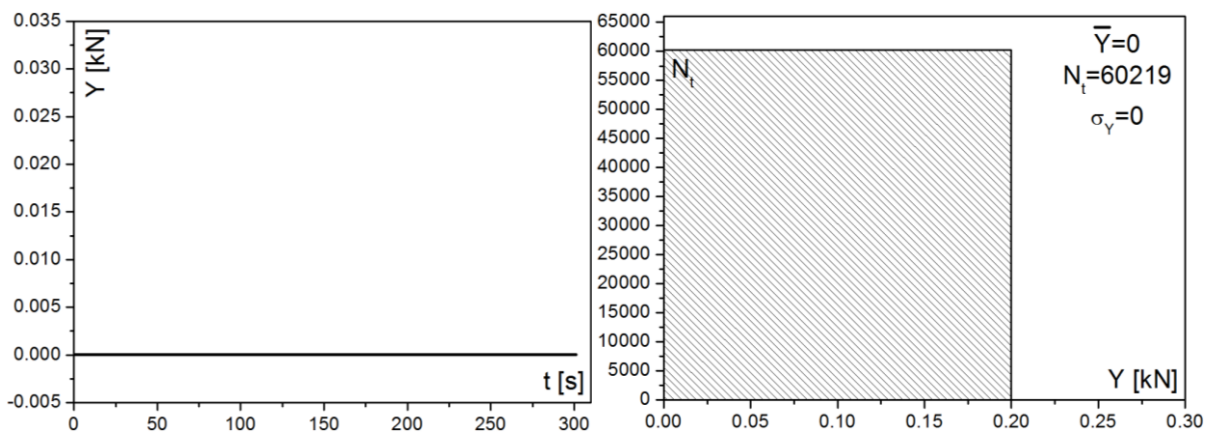
Слика 7.104. Дијаграм промене сигнала вертикалне силе Q у интеракцији точак-имитација главе шине, статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 1)



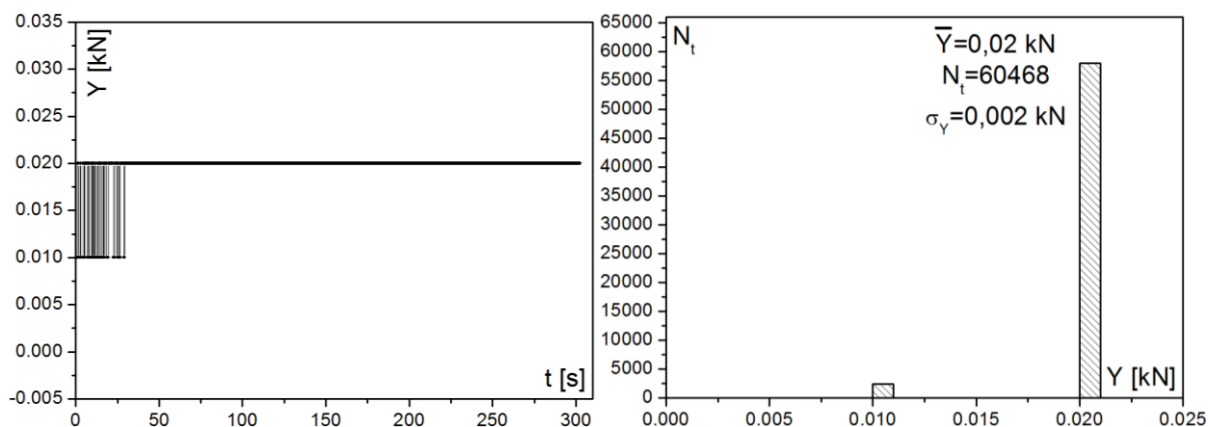
Слика 7.105. Дијаграм промене сигнала вертикалне силе Q у интеракцији точак-имитација главе шине, статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 2)



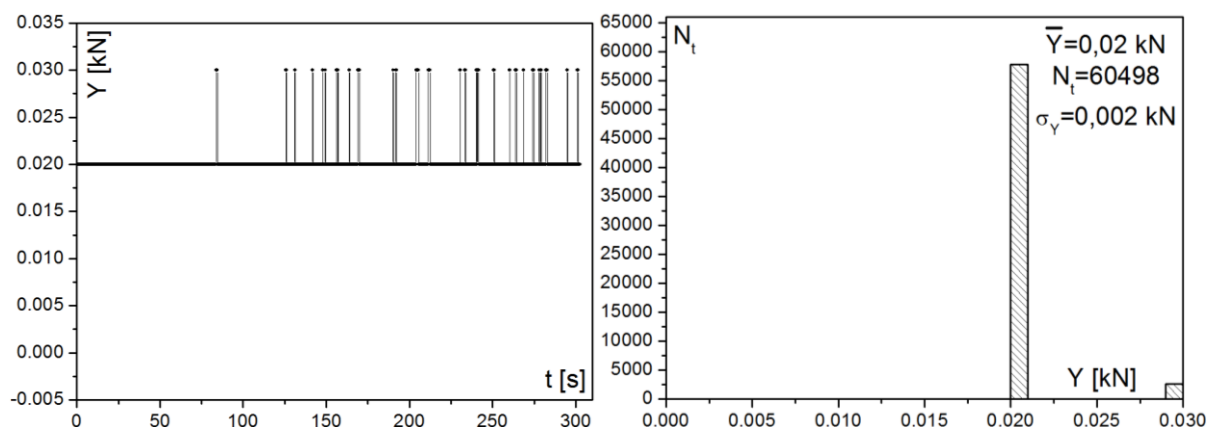
Слика 7.106. Дијаграм промене сигнала вертикалне силе Q у интеракцији точак-имитација главе шине, статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 3)



Слика 7.107. Дијаграм промене сигнала бочне силе Y у интеракцији точак-имитација главе шине, статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 1)



Слика 7.108. Дијаграм промене сигнала бочне силе Y у интеракцији точак-имитација главе шине, статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 2)



Слика 7.109. Дијаграм промене сигнала бочне силе Y у интеракцији точак-имитација главе шине, статистичка расподела, средња вредност и стандардна девијација (мерење 3)

Са претходних дијаграма уочава се релативно мали степен расипања регистрованих вредности сила у интеракцији точак-имитација главе шине. Регистроване вредности вертикалне силе Q расипају се у границама $0 \div 15$ N, а бочне силе Y у границама $0 \div 30$ N. На основу тога, може се констатовати да шум који потиче од претварача сила нема значајнијег утицаја на поменути мерну несигурност током калибрације мерног система на пробници.

Поред тога, може се констатовати да мерна несигурност настаје искључиво као последица шума у електронским компонентама везаним за рад мерних мостова. У том смислу, најзначајније расипање регистрованих вредности сигнала, које се креће у границама $-2 \div 2$ mV/V, присутно је на мерним мостовима M_Q и M_{Q+Y} . На мерним мостовима M_Y и M_M , расипање вредности сигнала је нешто мање и креће се у границама $0 \div -1$ mV/V, односно $-1 \div 2$ mV/V.

Уколико би се ниво шума у електронским компонентама везаним за рад мерних мостова смањило, смањили би се и поменути интервали расипања излазних сигнала. То би за последицу имало знатно мањи степен расипања резултата параметара у интеракцији точак-шина који се добијају на излазу из алгоритма инверзне

идентификације. Крајњи резултат огледао би се у већој тачности мерења непознатих параметара у интеракцији точак-шина.

При томе, још једном треба напоменути да је немогуће потпуно неутралисати шумове у електронским компонентама мерног система.

7.6.2. Анализа грешке мерења за први тест случај

Релативне грешке мерења параметара у интеракцији точак-имитација главе шине Q , Y и Y/Q , у овом раду одређене су на основу следећих израза:

$$\Delta Q = \left| \frac{\tilde{Q} - Q}{Q} \right| \cdot 100 \quad [\%] \quad (7.38)$$

$$\Delta Y = \left| \frac{\tilde{Y} - Y}{Y} \right| \cdot 100 \quad [\%] \quad (7.39)$$

$$\Delta(Y/Q) = \left| \frac{(Y \tilde{Q}) - (Y/Q)}{(Y/Q)} \right| \cdot 100 \quad [\%] \quad (7.40)$$

где су:

\tilde{Q} , \tilde{Y} , \tilde{Y}/\tilde{Q} – параметри добијени инверзном идентификацијом

Q , Y , Y/Q – параметри задати на пробници, који су дефинисани следећим изразима:

$$Q \approx \frac{G_{os} + Q_p}{2} \quad (7.41)$$

$$Y \approx Y_p \quad (7.42)$$

$$Y/Q \approx \frac{2Y_p}{G_{os} + Q_p} \quad (7.43)$$

На основу тога, формиран су дијаграми промена релативних грешака ΔQ , ΔY и $\Delta(Y/Q)$ у функцији од времена, као и дијаграми (хистограми) њихове статистичке расподеле у одређеном узорку.

Одређене су и средње вредности релативних грешака мерења $\Delta \bar{Q}$, $\Delta \bar{Y}$ и $\Delta(Y \bar{Q})$, према следећим изразима:

$$\Delta \bar{Q} = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} \Delta Q_i}{N_t} \quad (7.44)$$

$$\Delta \bar{Y} = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} \Delta Y_i}{N_t} \quad (7.45)$$

$$\Delta(Y \bar{Q}) = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} \Delta(Y/Q)_i}{N_t} \quad (7.46)$$

где је:

N_t – број тачака (узорака) за које се одређује дата средња вредност

Поред тога, одређене су и стандардне девијације $\sigma_{\Delta Q}$, $\sigma_{\Delta Y}$, и $\sigma_{\Delta(Y/Q)}$, које показују ниво репрезентативности претходно одређених средњих вредности, према изразима:

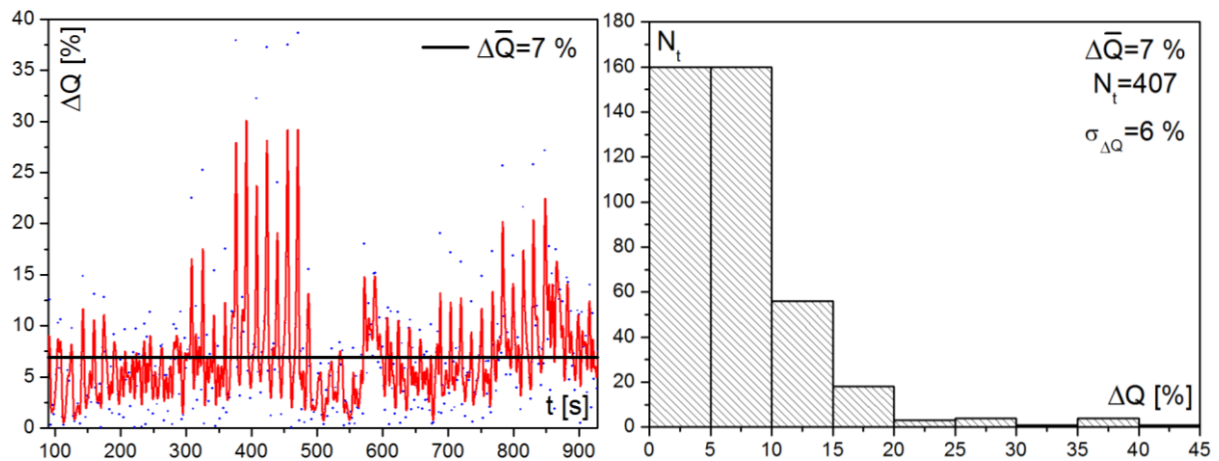
$$\sigma_{\Delta Q} = \sqrt{\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} (\Delta Q_i - \Delta \bar{Q})^2} \quad (7.47)$$

$$\sigma_{\Delta Y} = \sqrt{\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} (\Delta Y_i - \Delta \bar{Y})^2} \quad (7.48)$$

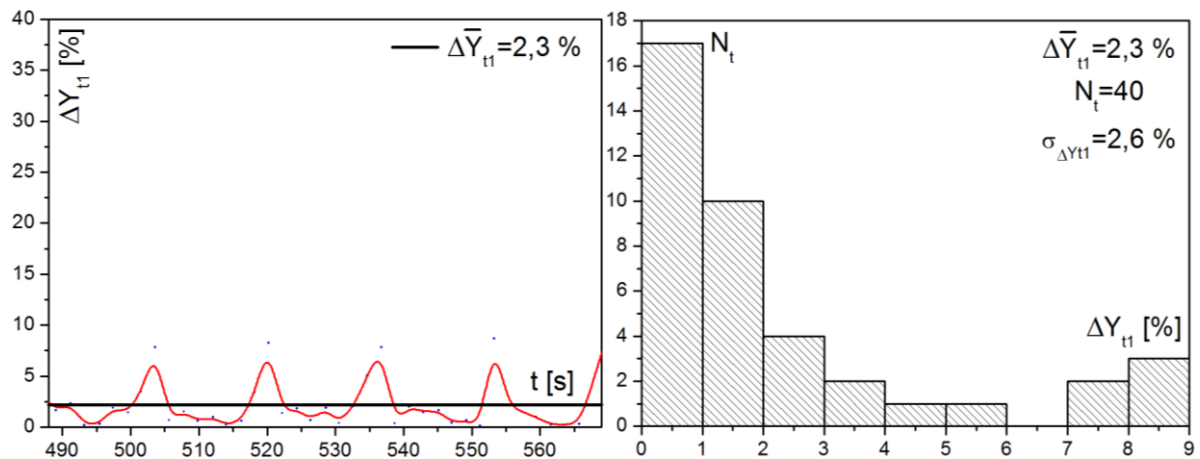
$$\sigma_{\Delta(Y/Q)} = \sqrt{\frac{1}{N_t} \sum_{i=1}^{N_t} [\Delta(Y/Q)_i - \Delta(Y \bar{Q})]^2} \quad (7.49)$$

Као меродавни за анализу релативних грешака мерења, изабрани су они временски интервали у којима задате силе Q и Y имају значајније вредности (слика 7.73). За Q силу то је интервал $t=90\div 928$ s, а за Y силу и однос и Y/Q интервали $t_1=488\div 569$ s и $t_2=689\div 843$ s.

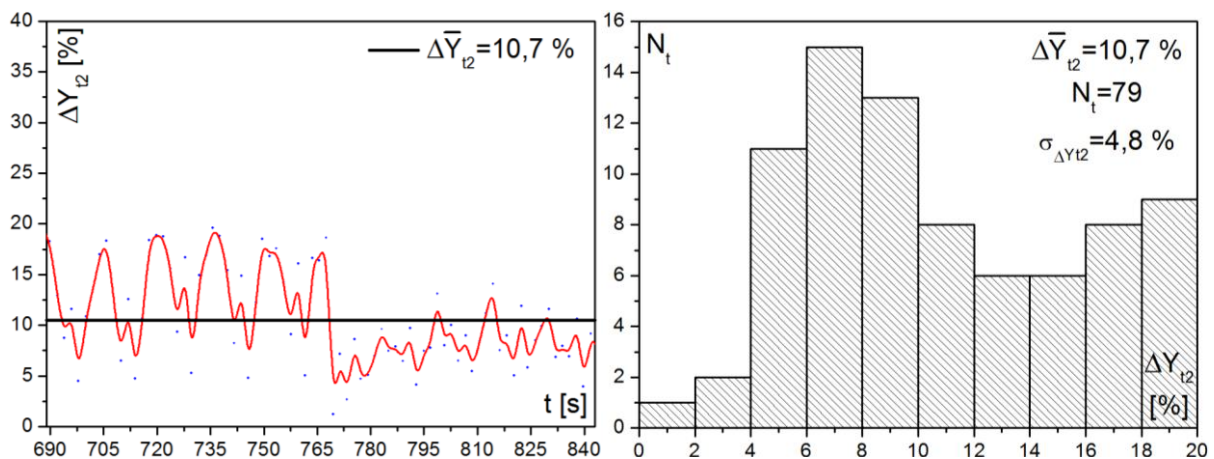
Дијаграми промена релативних грешака ΔQ , ΔY и $\Delta(Y/Q)$ у функцији од времена, дијаграми (хистограми) њихове статистичке расподеле, и израчунате вредности претходно дефинисаних статистичких параметара, за први тест случај, приказани су на сликама 7.110–7.114.



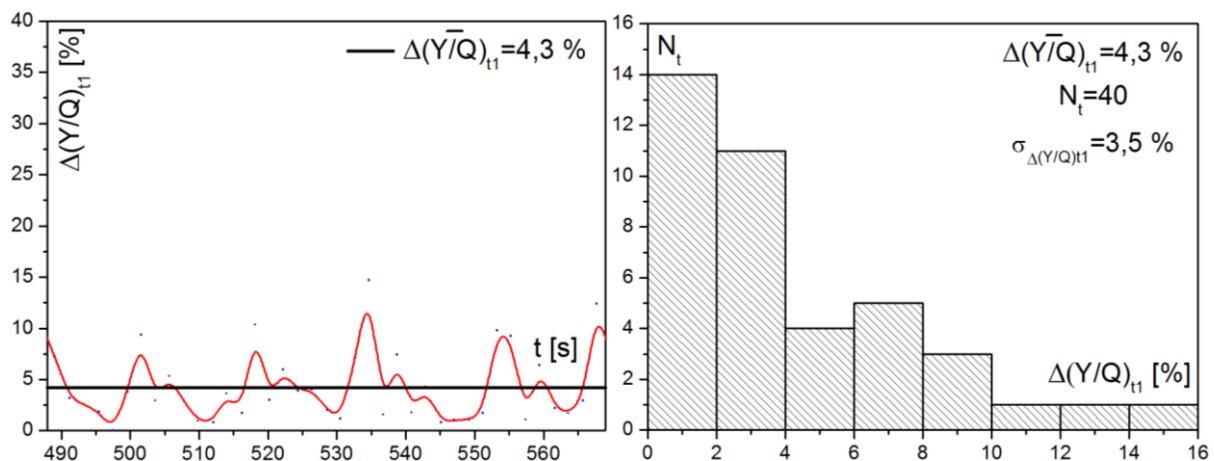
Слика 7.110. Дијаграм промене релативне грешке мерења вертикалне силе Q за први тест случај, њена статистичка расподела и средња вредност, ($t=90\div 928$ s)



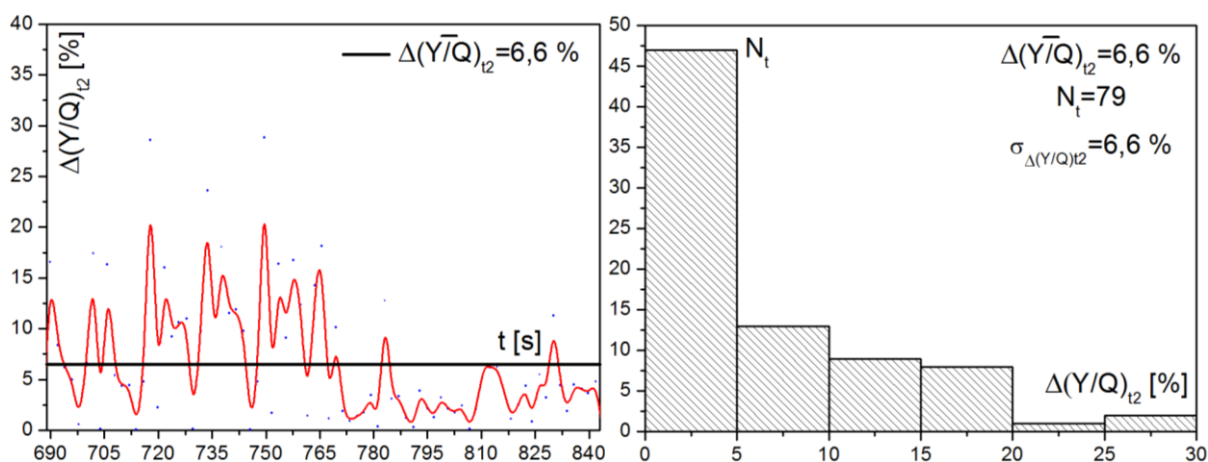
Слика 7.111. Дијаграм промене релативне грешке мерења бочне силе Y за први тест случај, њена статистичка расподела и средња вредност, ($t_1=488\div 569$ s)



Слика 7.112. Дијаграм промене релативне грешке мерења бочне силе Y за први тест случај, њена статистичка расподела и средња вредност, ($t_2=689\div 843$ s)



Слика 7.113. Дијаграм промене релативне грешке мерења односа Y/Q за први тест случај, њена статистичка расподела и средња вредност, ($t_1=488\div 569$ s)



Слика 7.114. Дијаграм промене релативне грешке мерења односа Y/Q за први тест случај, њена статистичка расподела и средња вредност, ($t_2=689\div 843$ s)

На основу добијених резултата, формирана је табела 7.7 која даје упоредни приказ средњих вредности релативних грешака мерења параметара Q , Y и Y/Q за први тест случај.

Табела 7.7. Упоредни приказ средњих вредности релативних грешака мерења параметара Q , Y и Y/Q за први тест случај

Параметар	Средња вредност релативне грешке мерења	Напомена
Q	7 %	У свим тачкама контакта дуж површине котрљања
Y_{t1}	2,3 %	Контакт на венцу точка (ТК3), при задатим параметрима $Q\approx 55$ kN, $Y\approx 51$ kN, $Y/Q\approx 0,93$
Y_{t2}	10,7 %	Контакт на венцу точка (ТК3), при задатим параметрима $Q\approx 54$ kN, $Y\approx 30$ kN, $Y/Q\approx 0,56$ и $Q\approx 36$ kN, $Y\approx 28$ kN, $Y/Q\approx 0,78$
$(Y/Q)_{t1}$	4,3 %	Контакт на венцу точка (ТК3), при задатим параметрима $Q\approx 55$ kN, $Y\approx 51$ kN, $Y/Q\approx 0,93$
$(Y/Q)_{t2}$	6,6 %	Контакт на венцу точка (ТК3), при задатим параметрима $Q\approx 54$ kN, $Y\approx 30$ kN, $Y/Q\approx 0,56$ и $Q\approx 36$ kN, $Y\approx 28$ kN, $Y/Q\approx 0,78$

У табели 7.8 приказане су релативне грешке мерења Δy_{tk} по секвенцама промене положаја тачке контакта y_{tk} на пробници, за први тест случај. При томе, из анализе су изузети временски интервали задавања вертикалне силе и њеног смањења до нуле, који немају значаја са практичног аспекта.

Релативна грешка мерења положаја тачке контакта Δy_{tk} одређује се из следећег израза:

$$\Delta y_{tk} = \left| \frac{\bar{y}_{tk} - y_{tk}}{y_{tk}} \right| \cdot 100 \quad [\%] \quad (7.50)$$

У претходном изразу, \bar{y}_{tk} представља средњу вредност положаја тачке контакта добијених инверзном идентификацијом, и одређује се из израза:

$$\bar{y}_{tk} = \frac{\sum_{i=1}^{N_t} \tilde{y}_{tk,i}}{N_t} \quad (7.51)$$

Табела 7.8. Релативне грешке мерења по секвенцама промене положаја тачке контакта y_{tk} за први тест случај

t [s]	y_{tk} [cm]	\bar{y}_{tk} [cm]	Δy_{tk}
90÷173	3,5	3,13	10,6 %
173÷271	2	2,18	9 %
271÷359	0	0,59	-
359÷468	-2	-2,08	4 %
468÷570	-3,5	-3,39	3,14 %
570÷673	0	0,45	-
673÷844	-3,5	-3,13	10,6 %
844÷928	0	0,52	-

На основу датих анализа може се констатовати да је код првог тест случаја, који подразумева оптерећења осовинског склопа за празан вагон, тачност мерења на изузетно високом нивоу.

Средња вредност релативне грешке мерења вертикалне силе Q износи 7 % а стандардна девијација 6 % (слика 7.110). У 78,6 % тачака анализираниог узорка, релативна грешка мерења вертикалне силе Q налази се у границама 0÷10 %. Тиме се потврђује исправност методологије одређивања оптималних радијалних растојања за мерење утицаја ове силе.

Средња вредност релативне грешке мерења бочне силе Y за временски интервал t_1 износи 2,3 % а стандардна девијација 2,6 % (слика 7.111). У свим тачкама анализираниог узорка, релативна грешка мерења бочне силе Y налази се у границама 0÷10 %. Средња вредност релативне грешке мерења бочне силе Y за временски интервал t_2 износи 10,7 % а стандардна девијација 4,8 % (слика 7.112). У 53,2 % тачака анализираниог узорка, релативна грешка мерења бочне силе Y налази се у границама 0÷10 %. Добијени резултати показују да се при већим вредностима бочне силе Y (временски интервал t_1) тачност мерења налази на високом нивоу, што је веома значајно имајући у виду да веће вредности ове силе и представљају ризик за стабилност кретања железничких возила.

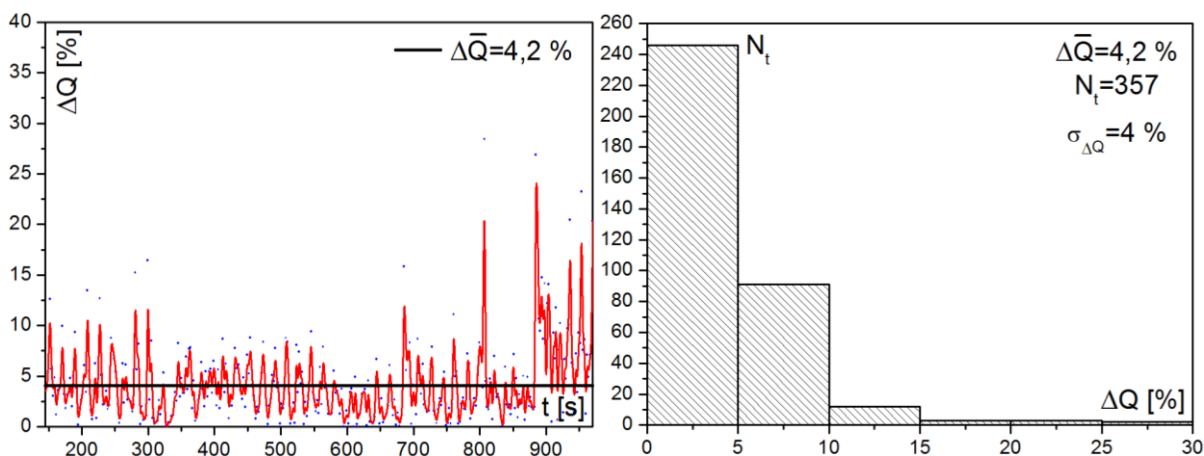
Средња вредност релативне грешке мерења односа Y/Q за временски интервал t_1 износи 4,3 % а стандардна девијација 3,5 % (слика 7.113). У 92,5 % тачака анализираниог узорка, релативна грешка мерења односа Y/Q налази се у границама 0÷10 %. Средња вредност релативне грешке мерења односа Y/Q за временски интервал t_2 износи 6,6 % а стандардна девијација такође 6,6 % (слика 7.114). У 75,9 % тачака анализираниог узорка, релативна грешка мерења односа Y/Q налази се у границама 0÷10 %. Као и у претходном случају, добијени резултати показују да се при већим вредностима односа Y/Q тачност мерења налази на високом нивоу, што је од огромног значаја за експериментална испитивања железничких возила са аспекта сигурности од исклизнућа према међународним стандардима UIC 518 и EN14363.

На основу анализе резултата из табеле 7.8, уочава се висока тачност мерења положаја тачке контакта y_{tk} . Средња вредност релативне грешке мерења овог параметра износи 7,5 %, при чему се ова релативна грешка креће у границама $0 \div 10,6$ %.

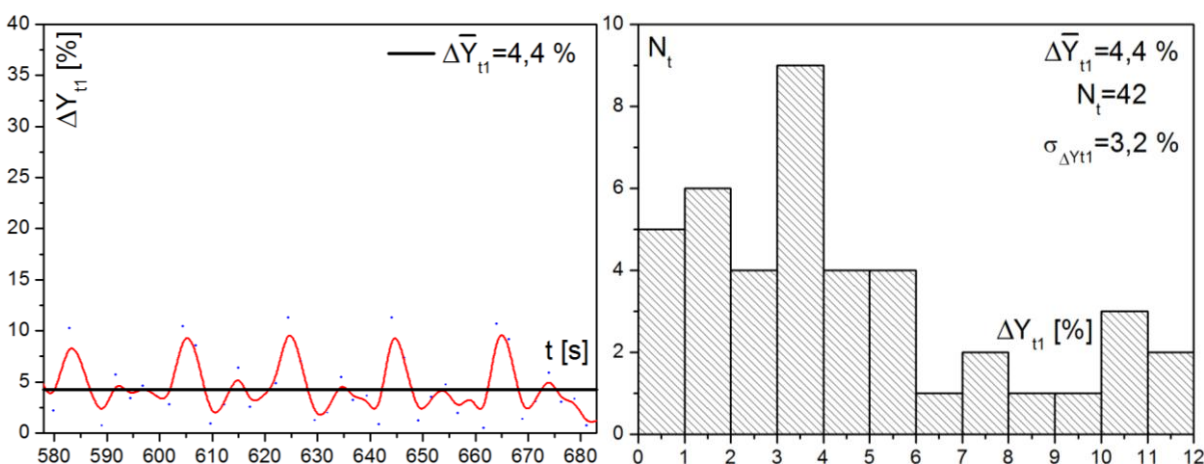
7.6.3. Анализа грешке мерења за други тест случај

Релативне грешке мерења параметара у интеракцији точак-имитација главе шине Q , Y , Y/Q , и y_{tk} за други тест случај одређене су на идентичан начин као у претходном првом тест случају. Као меродавни за анализу релативних грешака мерења, изабрани су они временски интервали у којима задате силе Q и Y имају значајније вредности (слика 7.86). За Q силу то је интервал $t=145 \div 970$ s, а за Y силу и однос и Y/Q интервали $t_1=578 \div 683$ s и $t_2=809 \div 882$ s.

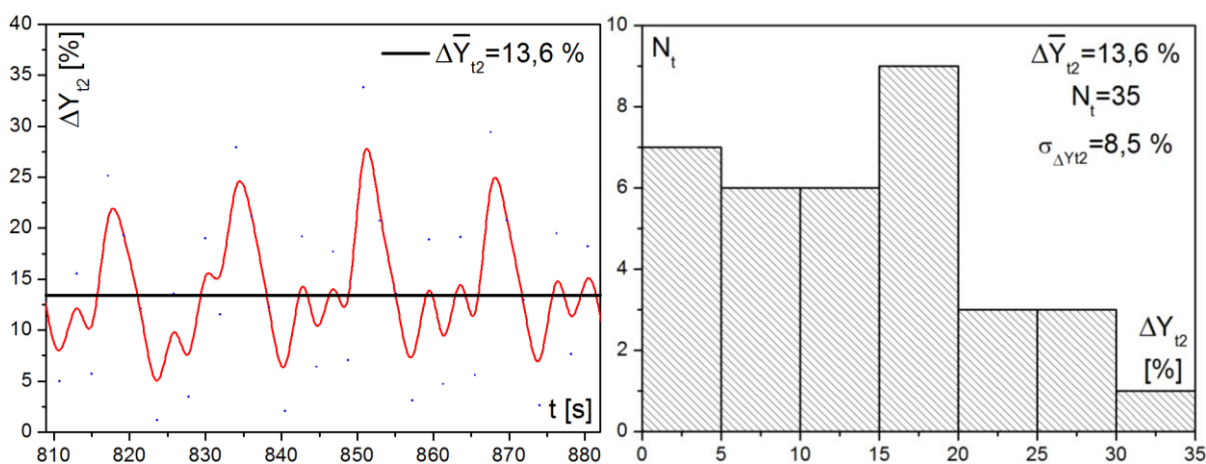
Дијаграми промена релативних грешака ΔQ , ΔY и $\Delta(Y/Q)$ у функцији од времена, дијаграми (хистограми) њихове статистичке расподеле, и израчунате вредности претходно дефинисаних статистичких параметара, за други тест случај, приказани су на сликама 7.115–7.119.



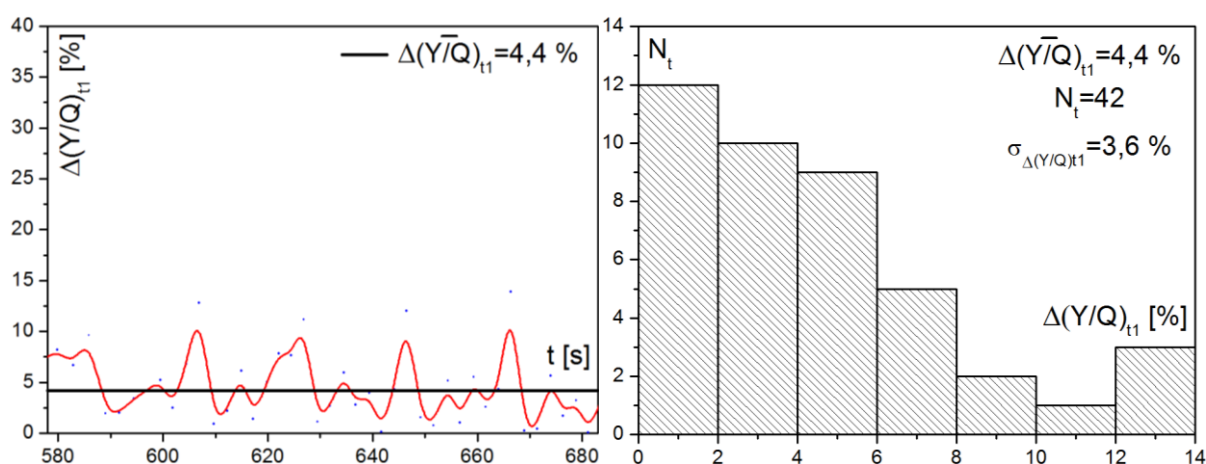
Слика 7.115. Дијаграм промене релативне грешке мерења вертикалне силе Q за други тест случај, њена статистичка расподела и средња вредност, ($t=145 \div 970$ s)



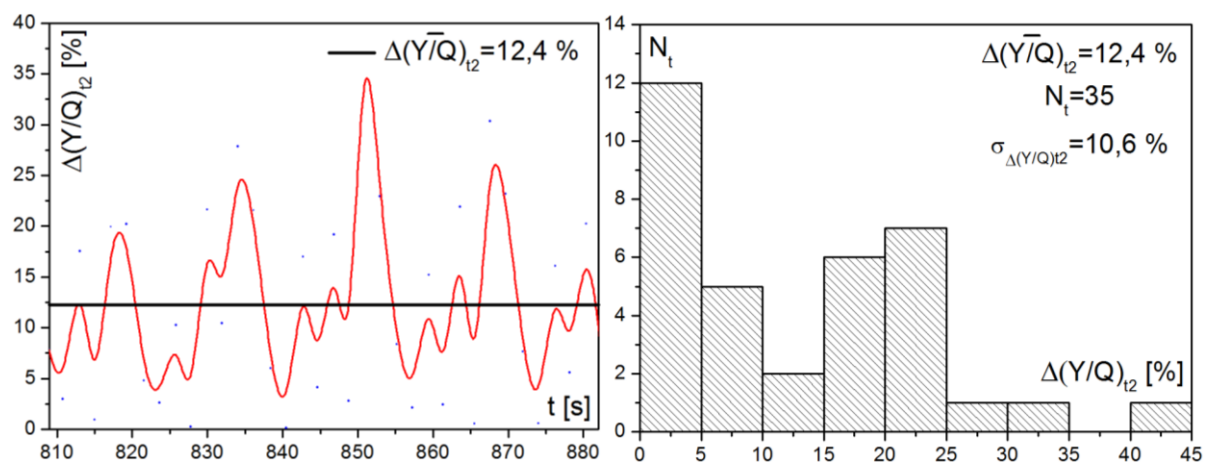
Слика 7.116. Дијаграм промене релативне грешке мерења бочне силе Y за други тест случај, њена статистичка расподела и средња вредност, ($t_1=578 \div 683$ s)



Слика 7.117. Дијаграм промене релативне грешке мерења бочне силе Y за други тест случај, њена статистичка расподела и средња вредност, ($t_2=809\div 882$ s)



Слика 7.118. Дијаграм промене релативне грешке мерења односа Y/Q за други тест случај, њена статистичка расподела и средња вредност, ($t_1=578\div 683$ s)



Слика 7.119. Дијаграм промене релативне грешке мерења односа Y/Q за други тест случај, њена статистичка расподела и средња вредност, ($t_2=809\div 882$ s)

На основу добијених резултата, формирана је табела 7.9 која даје упоредни приказ средњих вредности релативних грешака мерења параметара Q , Y и Y/Q за други тест случај.

Табела 7.9. Упоредни приказ средњих вредности релативних грешака мерења параметара Q , Y и Y/Q за други тест случај

Параметар	Средња вредност релативне грешке мерења	Напомена
Q	4,2 %	У свим тачкама контакта дуж површине котрљања
Y_{t1}	4,4 %	Контакт на венцу точка (ТК3), при задатим параметрима $Q \approx 104$ kN, $Y \approx 60$ kN, $Y/Q \approx 0,58$
Y_{t2}	13,6 %	Контакт на венцу точка (ТК3), при задатим параметрима $Q \approx 56$ kN, $Y \approx 30$ kN, $Y/Q \approx 0,54$
$(Y/Q)_{t1}$	4,4 %	Контакт на венцу точка (ТК3), при задатим параметрима $Q \approx 104$ kN, $Y \approx 60$ kN, $Y/Q \approx 0,58$
$(Y/Q)_{t2}$	12,4 %	Контакт на венцу точка (ТК3), при задатим параметрима $Q \approx 56$ kN, $Y \approx 30$ kN, $Y/Q \approx 0,54$

У табели 7.10 приказане су релативне грешке мерења Δy_{tk} по секвенцама промене положаја тачке контакта y_{tk} на пробници, за други тест случај. При томе, из анализе су изузети временски интервали задавања вертикалне силе и њеног смањења до нуле, који немају значаја са практичног аспекта.

Табела 7.10 Релативне грешке мерења по секвенцама промене положаја тачке контакта y_{tk} за други тест случај

t [s]	y_{tk} [cm]	\bar{y}_{tk} [cm]	Δy_{tk}
145÷238	3,5	3,13	10,6 %
238÷337	2	2,26	13 %
337÷430	0	0,59	-
430÷560	-2	-2,32	16 %
560÷684	-3,5	-3,16	9,7 %
684÷777	0	0,32	-
777÷883	-3,5	-2,89	17,4 %
883÷970	0	0,41	-

На основу датих анализа може се констатовати да се код другог тест случаја, који подразумева оптерећења осовинског склопа за натоварен вагон, тачност мерења такође налази на изузетно високом нивоу.

Средња вредност релативне грешке мерења вертикалне силе Q износи 4,2 % а стандардна девијација 4 % (слика 7.115). У 94 % тачака анализираниог узорка, релативна грешка мерења вертикалне силе Q налази се у границама 0÷10 %. Може се уочити да је у овом случају тачност мерења знатно већа у односу на први тест случај који подразумева оптерећења при празном вагону. Разлог томе лежи у чињеници да већа оптерећења изазивају веће вредности излазних сигнала са мерних мостова које доводе до повољнијег односа сигнал-шум, при чему алгоритам инверзне идентификације даје знатно тачније резултате.

Средња вредност релативне грешке мерења бочне силе Y за временски интервал t_1 износи 4,4 % а стандардна девијација 3,2 % (слика 7.116). У 88,1 % тачака анализираниог узорка, релативна грешка мерења бочне силе Y налази се у границама 0÷10 %. Средња вредност релативне грешке мерења бочне силе Y за временски интервал t_2 износи 13,6 % а стандардна девијација 8,5 % (слика 7.117). У 37,1 % тачака анализираниог узорка, релативна грешка мерења бочне силе Y налази се у границама 0÷10 %. Као и у првом тест случају, при већим вредностима бочне силе Y (временски интервал t_1) тачност мерења налази се на високом нивоу.

Средња вредност релативне грешке мерења односа Y/Q за временски интервал t_1 износи 4,4 % а стандардна девијација 3,6 % (слика 7.118). У 90,5 % тачака анализираниог узорка, релативна грешка мерења односа Y/Q налази се у границама 0÷10 %. Средња вредност релативне грешке мерења односа Y/Q за временски интервал t_2 износи 12,4 % а стандардна девијација 10,6 % (слика 7.119). У 48,6 % тачака анализираниог узорка, релативна грешка мерења односа Y/Q налази се у границама 0÷10 %. Веома је значајно нагласити да и у другом тест случају добијени резултати показују да се при већим вредностима односа Y/Q тачност мерења налази на изузетно високом нивоу.

На основу анализе резултата из табеле 7.10, и у другом тест случају уочава се висока тачност мерења положаја тачке контакта u_{tk} . Средња вредност релативне грешке мерења овог параметра у другом тест случају износи 13,3 %, при чему се ова релативна грешка креће у границама 0÷17,4 %.

Спроведене статистичке анализе мерне несигурности и релативних грешака мерења за први и други тест случај представљају основу за коначну квантитативну процену грешке мерења која се јавља при примени развијене методе и алгоритма инверзне идентификације, на датом мерном осовинском склопу мерног система МЕРОСА.

7.7. КОНАЧНА ПРОЦЕНА ГРЕШКЕ МЕРЕЊА

На основу резултата спроведених истраживања може се констатовати да укупна грешка мерења настаје суперпонирањем следећих грешака:

- грешке везане за мерни осовински склоп,
- грешке везане за пробницу,
- грешке везане за развијени алгоритам инверзне идентификације.

Грешке везане за мерни осовински склоп јављају се као последица многобројних утицајних параметара и несавршености. У првом реду ту су несавршености геометрије и материјала базног стандардног осовинског склопа од којег је израђен мерни осовински склоп. Реална геометрија осовинског склопа увек у одређеној мери одступа од идеалне геометрије, што не мора имати већег утицаја на понашање осовинског склопа и вагона у експлоатацији, међутим, може имати значајног утицаја на вредности сигнала са мерних мостова мерног осовинског склопа и тачност мерења параметара у интеракцији точак-шина. Исто важи и за материјал базног осовинског склопа који засигурно није идеално хомоген и изотропан, што такође може имати значајан утицај на тачност мерења. На тачност мерења утиче и чињеница да уграђене мерне траке

имају извесних одступања од фабрички декларисаних података везаних за номиналну отпорност и фактор траке. Поред тога, веома је тешко тачно и прецизно обележавање радијалних растојања и положаја за лепљење мерних трака, при чему увек постоје одређена одступања од задатих вредности. Одређена одступања јављају се и као последица несавршености које настају у процесу лепљења мерних трака. Увек постоји могућност да мерна трака буде залепљена са одређеним одступањем од обележене локације и задатог радијалног правца, као и да има недовољан степен пријањања за површину испитиваног објекта. Утицај наведених грешака везаних за мерни осовински склоп се у великој мери обухвата калибрацијом мерног система на пробници. Међутим, утицај шума који се јавља у електронским компонентама мерног система не може се у потпуности неутралисати, и он, у комбинацији са величином сигнала са мерних мостова, представља један од главних утицајних параметара на тачност мерења. У случајевима када сигнали са мерних мостова имају мање вредности, јавља се низак ниво односа сигнал-шум, што доводи до значајног расипања вредности помешаних сигнала са мерних мостова. Као последица тога, развијени алгоритам инверзне идентификације на излазу даје вредности параметара у интеракцији точак-шина које се такође значајно расипају, што доводи до веће грешке мерења.

При анализи грешака везаних за пробницу, најзначајније питање је колико веродостојно ослањање и задате силе у интеракцији точак-имитација главе шине на пробници, репрезентују реално ослањање у обртном постољу и силе у интеракцији точак-шина при кретању осовинског склопа на колосеку. Веома је значајно нагласити да сва одступања директно улазе у алгоритам инверзне идентификације кроз калибрацију, и директно утичу на тачност мерења датог мерног осовинског склопа. Са аспекта верификације развијене методе и алгоритма инверзне идентификације у оквиру овог рада, ова одступања немају утицаја зато што се и калибрација и снимање помешаних сигнала са мерних мостова врше у истим условима на пробници. Истраживања у оквиру овог рада показала су да одступања која настају као последица разних несавршености везаних за пробницу немају значајнијег утицаја на тачност мерења мерног осовинског склопа.

На крају, постоје и одређене грешке које настају као последица несавршености математичких операција и израчунавања у оквиру развијеног алгоритма инверзне идентификације. У претходном поглављу констатовано је да се грешка која потиче од несавршености развијеног алгоритма инверзне идентификације креће у границама мањим од 0,5 %.

Због великог броја утицајних параметара, тачно одређивање појединачних грешака и укупне грешке мерења је практично немогуће. Не постоји методологија која омогућава апсолутно тачно одређивање сила у интеракцији точак-шина и положаја тачке контакта, са којом би било могуће упоредити резултате добијене применом методе и алгоритма инверзне идентификације који су развијени у оквиру овог рада.

Важно је нагласити да се утицај највећег броја параметара обухвата калибрацијом мерног система на пробници, међутим, утицај одређеног броја параметара није могуће обухватити нити тачно квантификовати. Једини начин који преостаје је да се грешка мерења процени на основу добијених резултата одговарајућих тестирања на пробници и спроведених статистичких анализа, као што је учињено у овом раду.

На основу претходно спроведених статистичких анализа, може се са великом сигурношћу проценити да примена методе развијене у овом раду омогућава мерење вертикалне силе Q , бочне силе Y , као и односа Y/Q у интеракцији точак-шина, са грешкама које се налазе у границама мањим од 10 %. Поред тога, може се проценити да се грешка мерења положаја тачке контакта y_{tk} налази у границама мањим од 15 %. То значи да мерни систем омогућава релативно поуздану информацију о томе где се налази тачка контакта између точка и шине током кретања мерног осовинског склопа по колосеку. Важно је нагласити чињеницу да се при контакту на венцу точка, са значајнијим вредностима коефицијента Y/Q односно Y силе, претходно процењене грешке мерења смањују, што је изузетно значајно за поузданост експерименталних испитивања сигурности против исклизнућа железничких возила према међународним стандардима UIC 518 и EN 14363.

На основу свега тога, може се констатовати да јединствена метода која је развијена у овом раду омогућава добијање изузетно поузданих експерименталних резултата параметара у интеракцији точак-шина – вертикалне силе Q , бочне силе Y , односа Y/Q и положаја тачке контакта y_{tk} . Метода је универзална и применљива је у развоју нових мерних осовинских склопова који базирају на различитим типовима стандардних осовинских склопова. Уз одређене модификације и подешавања мерног система, метода је применљива и код постојећих мерних осовинских склопова, са циљем повећања њихове тачности.

Оптималним решавањем кључних проблема у развоју мерних осовинских склопова, метода омогућава постизање тачности мерења параметара у интеракцији точак-шина која се креће у рангу најсавременијих светских решења.

8. ЗАКЉУЧАК И ПРАВЦИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА

У првом делу ове дисертације извршена је идентификација и анализа утицајних параметара на динамичко понашање и стабилност кретања железничких возила. На основу спроведених истраживања може се закључити да на квалитет динамичког понашања односно стабилност кретања железничких возила утиче велики број различитих, међусобно спрегнутих утицајних параметара. Генерално, они се могу сврстати у следеће четири групе: параметри колосека, параметри возила, параметри интеракције возило-колосек односно точак-шина, и параметри експлоатације.

У параметре колосека спадају: параметри конструкције железничке пруге (врста и стање конструкције доњег строја, тип и материјал застора, тип и материјал прагова, врста и тип еластичног шинског причвршћења, тип шина, начин спајања крајева шина, итд.); карактеристике крутости и пригушења колосека; параметри који одређују геометрију колосека (профил шине, ширина колосека, попречни нагиб шина, надвишење спољашње шине у кривини, полупречник кружне кривине, дужина и облик прелазне кривине, нагиб нивелете, полупречник вертикалне кривине, итд.); и механичка оштећења и дефекти елемената колосека (нарочито газеће површине шине).

У параметре возила спадају: осовинско оптерећење; параметри конструкције трчећег склопа (начин вођења обртних постоља, карактеристике крутости и пригушења подужног и бочног огибљења, карактеристике крутости и пригушења примарног и секундарног вертикалног огибљења, растојања између осовина у обртном постољу, растојања између сворњака обртних постоља, масе и моменти инерције елемената обртног постоља, пречници точкова, профил точкова, итд.); параметри конструкције доњег постоља (маса, чврстоћа, савојна крутост, торзиона крутост, природне учестаности, итд.); параметри конструкције сандука (маса, чврстоћа, савојна крутост, торзиона крутост, природне учестаности, итд.); и механичка оштећења и дефекти елемената возила.

У параметре интеракције возило-колосек односно точак-шина спадају: еквивалентна коничност (обједињује утицај профила точка, профила шине и параметара који дефинишу њихов узајамни положај као што су ширина колосека, попречни нагиб шина, унутрашње растојање између точкова, спољашње растојање између венаца точкова и бочни зазор осовинског склопа у колосеку); и силе у интеракцији точак-шина (бочна сила Y , вертикална сила Q , као и њихов однос Y/Q).

У параметре експлоатације спадају: брзина кретања; врста терета који се превози (код теретних вагона); равномерност расподеле терета на точкове; позиција вагона у возу; временски и радни услови (спољашња температура, влажност ваздуха, ветар, снег, лед, прашина, нечистоће, итд.).

Кључни проблеми динамичког понашања железничких возила односе се на ризик од губитка стабилности кретања услед вијугања осовинских склопова на правцу и пењања венца точка на главу шине при кретању у кривини. Ова два, међусобно контрадикторна проблема, потичу од сложених геометрија осовинског склопа и колосека односно точка и шине, као и веома сложене геометрије њиховог међусобног контакта током кретања посматраног железничког возила по колосеку. За сада, те геометрије су неминовност и представљају резултат вековних знања и искустава стицаних на железници. Клингелова једначина показује да геометрија контакта точак-шина, односно функција еквивалентне коничности која је карактерише, има кључни утицај на интензитет осцилација вијугања осовинског склопа. Имајући у виду нелинеарност профила точкава и шина, као и стохастички карактер великог броја утицајних параметара, одређивање нелинеарне функције еквивалентне коничности је веома сложено. Тренутно важећа метода дефинисана је у међународним стандардима UIC 519 и EN 15302. Према њој, одређује се односно мери таласна дужина кинематичких осцилација вијугања посматраног осовинског склопа на посматраном колосеку, при амплитуди бочног померања од $\Delta y = \pm 3 \text{ mm}$. Након тога, еквивалентна коничност израчунава се на основу Клингелове формуле. Дакле, еквивалентна коничност осовинског склопа са нелинеарним профилима точкава дефинише се и одређује као коничност слободног осовинског склопа са линеарним профилима точкава, при чему је за одређено бочно померање Δy таласна дужина њихових кинематичких осцилација вијугања идентична. Оваквим приступом су, унутар граница дате амплитуде бочног померања, узете у обзир нелинеарности промене полупречника котрљања. На основу спроведених истраживања, може се закључити да овакав приступ представља само покушај да се на што једноставнији начин опишу и окарактеришу веома сложене геометријске релације између точка и шине. Даља истраживања на овом пољу треба усмерити на детаљније анализе утицаја нелинеарне геометрије контакта точак-шина на динамичко понашање железничких возила. У том смислу, посебно треба размотрити изналажење нових метода за тачнију и прецизнију карактеризацију геометрије контакта точак-шина.

Утицај највећег броја претходно наведених параметара на динамичко понашање железничких возила манифестује се променом вредности сила у интеракцији точак-шина. Ове силе нису значајне само за процену ризика од исклизнућа пењањем венца точка на главу шине у кривинама, већ се на основу њихових вредности могу извести веома поуздани закључци о квалитету динамичког понашања и стабилности кретања железничких возила на целокупној траси посматраног колосека. Дакле, силе у интеракцији точак-шина су кључни утицајни параметри и показатељи квалитета динамичког понашања и стабилности кретања железничких возила.

На стање у контактної површини односно на силе у интеракцији точак-шина током кретања железничких возила по колосеку утиче велики број параметара. Поред геометрије профила додирних површина, најзначајнији утицај има коефицијент трења између точка и шине, односно карактеристике адхезије и клизања. Значајан утицај имају карактеристике материјала точка и шине, храпавости додирних површина, хабања, као и присуство воде, уља, прљавштине, прашине, блата, снега, леда и других спољашњих фактора. Сви ови утицајни параметри током кретања по колосеку имају стохастички карактер који није могуће егзактно описати аналитичким поступцима.

Због тога, теорија контакта точак-шина базира на великом броју апроксимација које омогућавају само приближну аналитичку формулацију и нумеричко решавање проблема. Нумеричко решавање контактних проблема и одређивање сила у интеракцији точак-шина помоћу теорије контакта базира на претходном познавању редукованих псеудоклизања у контактаној површини. Имајући у виду нелинеарност геометрије контакта точак-шина и стохастички карактер промене параметара геометрије колосека, тачно одређивање редукованих псеудоклизања у контактима точкова осовинског склопа са шинама и њихове промене током кретања по колосеку, је веома сложено. Формирање аналитичких израза за одређивање редукованог подужног, попречног и ротационог псеудоклизања у аналитичким моделима засновано је на великом броју претпоставки и апроксимација без којих није могуће аналитичко описивање и решавање проблема. Већина анализа динамичког понашања железничких возила заснива се на нумеричком прорачуну редукованих псеудоклизања на основу аналитичких модела и снимљених података о геометрији колосека, након чега се применом теорије контакта решавају нормални и тангенцијални контактни проблеми и израчунавају силе у интеракцији точак-шина. Управо на овом приступу базира већина савремених софтверских пакета за симулацију динамичког понашања железничких возила као што су ADAMS, SIMPACK, VAMPIRE, GENSYS, NUCARS, и други. Они омогућавају да се, за одређене услове експлоатације, још у фази развоја новог или модификације постојећег, анализира динамичко понашање железничких возила, чиме се избегавају изузетно скупа експериментална испитивања прототипова. Поред тога, симулације су изузетно корисне у анализама појединих феномена, нарочито при квази-статичким условима кретања. Међутим, због великог броја поједностављења и апроксимација, њихови резултати нису довољно поуздани за доношење коначног закључка о квалитету динамичког понашања железничких возила.

На основу спроведених истраживања може се закључити да је експериментално испитивање односно мерење у експлоатационим условима најпоузданији и најбољи начин за одређивање параметара динамичког понашања железничких возила, нарочито оних најзначајнијих – сила у интеракцији точак-шина. То потврђују и релевантни међународни стандарди међународне железничке уније UIC 518 и Европског комитета за стандардизацију EN 14363 који у процесу оцене квалитета динамичког понашања односно сертификације железничких возила као обавезна намећу експериментална испитивања помоћу мерних осовинских склопова, док примену симулација дозвољавају само у појединим случајевима када је експериментално потврђена валидност развијених нумеричких модела. Значајно је нагласити да се, у случају анализе сила у интеракцији точак-шина, валидација нумеричких модела заснива искључиво на компарацији резултата добијених симулацијама са експерименталним резултатима добијеним испитивањима применом мерних осовинских склопова.

Генерално, не постоји универзална метода и техничко решење за експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина. Такође, не постоји универзално техничко решење мерног осовинског склопа које се може окарактерисати као најбоље. Свака метода и свако техничко решење, у зависности од своје намене и техничких карактеристика, имају одређене предности и недостатке у односу на остале.

Сходно наведеним резултатима истраживања и закључцима из првог дела рада, тежиште другог дела дисертације стављено је на развој јединствене методе за

експериментално одређивање сила у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа. Поред бочне силе Y и вертикалне силе Q , развијена метода омогућава и експериментално одређивање положаја тачке контакта између точка и шине током кретања испитиваних железничких возила. У оквиру методе дефинисани су оптимални начини решавања кључних проблема при развоју мерних осовинских склопова високе тачности, намењених пре свега за примену у испитивањима железничких возила у поступку сертификације према међународним стандардима UIC 518 и EN 14363. Ти проблеми односе се на одређивање оптималних локација (радијалних растојања), распореда, броја и начина повезивања мерних трака на точковима мерног осовинског склопа у мерне мостове, као и на развој алгорита за инверзну идентификацију параметара који се мере. Након идентификације проблема експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина применом мерног осовинског склопа и дефинисања начина његовог решавања, формиран је нумерички модел точка који игра кључну улогу у развоју дате методе. У овом раду, као платформа за мерни осовински склоп, изабран је стандардни осовински склоп производње BONATRANS GROUP, Чешка. На основу модела точка и резултата прорачуна добијених применом методе коначних елемената, извршено је решавање проблема одређивања оптималних локација односно радијалних растојања, као и оптималног распореда, броја и начина повезивања мерних трака у мерне мостове. У првом реду, анализиран је утицај параметара који се мере на деформације диска точка, са циљем максимизације излазних сигнала са мерних мостова. Поред тога, анализирани су и утицаји појединих других нежељених параметара на деформације диска точка, на основу чега је дефинисан начин њиховог компензовања у излазним сигнаlima са мерних мостова. Формирани модел је верификован експерименталним испитивањима на реалном објекту, односно точку поменутог базног осовинског склопа. Након решавања поменутих проблема, развијен је алгорита инверзне идентификације који се заснива на примени методе слепог издвајања сигнала помоћу анализе независних компоненти (Blind signal separation BSS using independent component analysis ICA). У овој фази истраживања, развијени алгорита је тестиран и верификован такође помоћу нумеричког модела точка и резултата прорачуна добијених применом методе коначних елемената. Одступања параметара у интеракцији точак-шина добијених помоћу развијеног алгорита инверзне идентификације од стварно задатих параметара у моделу точка крећу се у границама мањим од 2 %. У ову грешку, поред грешке услед математичких израчунавања у самом алгориту, улази и грешка која настаје при нумеричким израчунавањима применом методе коначних елемената.

Након тога, спроведена су експериментална испитивања у циљу верификације развијене методе и алгорита инверзне идентификације на реалном објекту – мерном осовинском склопу. Испитивања су реализована у Лабораторији за испитивање железничких возила и машинских конструкција Центра за железничка возила, на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву. За испитивања су коришћени мерни осовински склоп мерног система МЕРОСА и специјална пробница М10.09 производње ОСС (Оптички сензорски системи, Београд, Србија). У првој фази, реализована су статичка испитивања која су потврдила линеарност система, али и постојање одређене мерне несигурности узроковане шумом у електронским компонентама мерног система. Идентификован је однос сигнал-шум као главни утицајни параметар на тачност експерименталног одређивања сила у интеракцији

точак-шина и положаја тачке контакта применом развијене методе. У другој фази, у складу са претходно развијеним алгоритмом, извршена је калибрација мерног система и одређивање појединачних матрица раздвајања помешаних сигнала са мерних мостова на точку мерног осовинског склопа. Након тога, извршено је тестирање раздвајања помешаних сигнала и одређивања непознатих параметара у интеракцији точак-шина за два тест случаја у којима су на пробници задавана оптерећења која приближно одговарају оптерећењима точка за празан односно натоварен 4-осовински теретни вагон. На основу анализе добијених резултата и детаљне статистичке анализе грешака мерења, са великом сигурношћу је процењено да примена развијене методе омогућава мерење вертикалне силе Q , бочне силе Y као и односа Y/Q , са грешкама које се налазе у границама мањим од 10 %. Такође је процењено да се грешка мерења положаја тачке контакта налази у границама мањим од 15 %. Добијени резултати су показали да се при контакту на венцу точка, са значајнијим вредностима коефицијента Y/Q односно Y силе, процењене грешке мерења смањују, што је изузетно значајно за поузданост и квалитет експерименталних испитивања сигурности против исклизућа железничких возила према стандардима UIC 518 и EN 14363. На основу тога, констатовано је да развијена метода омогућава добијање изузетно поузданих експерименталних резултата параметара у интеракцији точак-шина – вертикалне силе Q , бочне силе Y , односа Y/Q и положаја тачке контакта y_{tk} . Та поузданост креће се у рангу најсавременијих светских решења.

Развијена метода је универзална и применљива у развоју нових мерних осовинских склопова који базирају на различитим типовима стандардних осовинских склопова, а уз одређене модификације и подешавања мерног система, применљива је и код постојећих мерних осовинских склопова, са циљем повећања њихове тачности.

На основу спроведених истраживања, може се закључити да предложеним оптималним начином решавања кључних проблема у развоју мерних осовинских склопова развијена метода омогућава постизање тачности мерења параметара у интеракцији точак-шина која се креће у рангу најсавременијих светских решења. У том смислу, она има огроман потенцијал за истраживања усмерена у правцу решавања кључних проблема на железници – повећања комфора и безбедности, повећања брзине кретања и осовинског оптерећења, смањења хабања и замора елемената возила и колосека, итд.

8.1. ПРАВЦИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА

Даља истраживања треба да буду усмерена у правцу тестирања и верификације развијене методе у реалним условима експлоатације мерног осовинског склопа на комерцијалном колосеку.

Поред тога, у даљим истраживањима треба анализирати могућности за додатна унапређења и повећање тачности развијене методе, нарочито када се ради о повећању односа сигнал-шум. Посебно треба истражити могућности за смањење утицаја шума у излазним сигнаlima са мерних мостова применом савременијих електронских компоненти, као и одговарајућих техника филтрирања.

У даљим истраживањима треба анализирати веома значајан аспект проблема експерименталног одређивања сила у интеракцији точак-шина у случају када се

контакт између точка и шине реализује у две тачке. Будућа истраживања треба да покажу да ли се, уз увођење додатних сензора односно мерних мостова и одређене модификације мерног система и алгоритма инверзне идентификације, развијена метода може успешно применити и у одређивању параметара у интеракцији точак-шина у случајевима када се контакт између точка и шине реализује у две тачке.

Такође, даља истраживања треба да буду усмерена у правцу унапређења и модификације развијене методе са циљем омогућавања мерења високо-фреквентних сила у интеракцији точак-шина. Иако немају већег значаја за оцену квалитета испитиваног железничког возила према поменутиим међународним стандардима UIC 518 и EN 14363, оваква мерења могу бити веома интересантна са аспекта детектовања различитих неправилности колосека. На тај начин би се омогућило да се развијена метода, поред намене која се односи на оцењивање квалитета железничких возила, може користити и за испитивање и оцењивање стања колосека, што има огроман значај са аспекта повећања комфора и безбедности.

Даља истраживања треба да буду усмерена и у правцу анализе оправданости примене неких других типова сензора који би омогућили једноставнију реализацију мерног система и већу тачност мерења. У том смислу, као најсврхисходнија идеја намеће се примена фибер-оптичких сензора који, као и мерне траке, омогућавају веома једноставна мерења механичких напрезања, а код којих се очекује знатно повољнији однос сигнал-шум.

9. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И., *Динамика вагона*, Издательство: Транспорт, Москва, 1978.
- [2] Garg V.K., Dukkipati R.V., *Dynamics of Railway Vehicle Systems*, Academic Press, Toronto, 1984.
- [3] Wickens A.H., *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics – Guidance and Stability*, Swets & Zeitlinger Publishers, Lisse, 2003.
- [4] Iwnicki S.D., *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2006.
- [5] Andersson E., Berg M., Stichel S., *Rail Vehicle Dynamics*, Railway Group KTH, Stockholm, 2007.
- [6] Shabana A.A., Zaaza K.E., Sugiyama H., *Railroad Vehicle Dynamics, a Computational Approach*, CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2008.
- [7] Shevtsov I.Y., *Wheel/Rail Interface Optimisation*, Delft, 2008.
- [8] Olofsson U., Lewis R., *Wheel–rail interface handbook*, CRC Press, Boca Raton, 2009.
- [9] UIC CODE 518 OR, *Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behavior – Safety – Track fatigue – Running behavior*, 4th edition, International Union of Railways – UIC, 2009.
- [10] EN 14363, *Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behavior and stationary tests*, European Committee for Standardization – CEN, 2005.
- [11] EN 13674-1, *Railway applications – Track – Rail – Part 1: Vignole railway rails 46 kg/m and above*, European Committee for Standardization – CEN, 2011.
- [12] EN 13848-1, *Railway applications – Track – Track geometry quality – Part 1: Characterization of track geometry*, European Committee for Standardization – CEN, 2003.
- [13] EN 13848-2, *Railway applications – Track – Track geometry quality – Part 2: Measuring systems – Track recording vehicles*, European Committee for Standardization – CEN, 2006.
- [14] EN 13848-3, *Railway applications – Track – Track geometry quality – Part 3: Measuring systems – Track construction and maintenance machines*, European Committee for Standardization – CEN, 2009.
- [15] EN 13848-4, *Railway applications – Track – Track geometry quality – Part 4: Measuring systems – Manual and lightweight devices*, European Committee for Standardization – CEN, 2010.
- [16] EN 13848-5, *Railway applications – Track – Track geometry quality – Part 5: Geometric quality levels*, European Committee for Standardization – CEN, 2008.

- [17] UIC CODE 510-2 OR, *Trailing stock: wheels and wheelsets. Condition concerning the use of wheels of various diameters*, 4th edition, International Union of Railways – UIC, 2004.
- [18] UIC CODE 519 OR, *Method for determining the equivalent conicity*, 1st edition, International Union of Railways – UIC, 2004.
- [19] EN 15302, *Railway applications – Method for determining the equivalent conicity*, European Committee for Standardization – CEN, 2011.
- [20] Bosso N., Spiriyagin M., Gugliotta A., Somà A., *Mechatronic Modeling of Real-Time Wheel-Rail Contact*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [21] Hertz H., *Über die Berührung fester elastischer Körper*, Journal für die reine und angewandte Mathematik, vol. 92, pp. 156-171, 1881.
- [22] Hertz H., *Gesammelte Werke*, Vol. 1, Leipzig, 1895.
- [23] Carter F.W., *Railway Electric Traction*, Arnold, London, 1922.
- [24] Carter F.W., *On the action of locomotive driving wheel*, Proceedings of the Royal Society, A, London, vol. 112, no. 760, pp. 151-157, 1926.
- [25] Kalker J.J., *Review of wheel-rail rolling contact theories, The general problem of rolling contact*, ASME, Applied Mechanics Division, vol. 40, pp. 77-92, 1980.
- [26] Kalker J.J., *Survey of wheel-rail rolling contact theory*, Vehicle System Dynamics, 8, pp. 317-358, 1979.
- [27] Johnson K.L., *The effect of a tangential force upon the rolling motion of an elastic sphere upon a plane*, Journal of Applied Mechanics, 25, pp. 339-346, 1958.
- [28] Johnson K.L., Vermeulen P.J., *Contact of non-spherical bodies transmitting tangential forces*, Journal of Applied Mechanics, 31, pp. 338-340, 1964.
- [29] Hailing J., *Microslip between a rolling element and its track arising from geometric conformity*, Journal of Mechanical Engineering Science, 6, pp. 64-73, 1964.
- [30] Haines D.J., Ollerton E., *Contact stress distributions on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 177, pp. 95-144, 1963.
- [31] Kalker J.J., *A strip theory for rolling with slip and spin*, Proceedings of the Koninklijke Nederlandse Akademie van Wetenschappen, Series B, 70, pp. 10-62, 1967.
- [32] Kalker J.J., *On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction*, PhD dissertation, Delft University of Technology, Delft, Netherlands, 1967.
- [33] DePater A.D., *On the reciprocal pressure between two bodies*, Proc. Symp. Rolling Contact Phen., pp. 29-75. Elsevier, Amsterdam, 1962.
- [34] Tjoeng A.S.K., Kalker J.J., *User's Manual for the Program DUVOROL in ALGOL-60 and FORTRAN for the Computation of Three-Dimensional Contact with Dry Friction*, Delft University of Technology, Delft, Netherlands, 1980.
- [35] Kalker J.J., *The tangential force transmitted by two elastic bodies rolling over each other with pure creepage*, Wear, 2, pp. 421-430, 1968.
- [36] White R.C., Limbert D.A., Hedrick J.K., Cooperrider N.K., *Guideway-Suspension Tradeoffs in Rail Vehicle Systems*, Report DOT-OS-50107, U.S. Department of Transportation, Washington, 1978.

- [37] Shen Z., Hedrick J., Elkins J., *A Comparison of Alternative Creep Force Models for Rail Vehicle Dynamic Analysis*, Proceeding of the 8th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Cambridge, Boston, pp. 591-605, 1983.
- [38] Kalker J.J., *A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact*, Internal Report, Department of Mathematics, Delft University of Technology, Delft, Netherlands, 1980.
- [39] Kalker J.J., *Three dimensional elastic bodies in rolling contact*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Netherlands, 1990.
- [40] Goree J.G., *User's Manual for Kalker's Exact Non-linear Creep Theory*, Report FRA/ORD-78/50, National Technical Information Service, Springfield, Virginia, 1978.
- [41] Knothe K., Moelle D., Steinborn H., *ROLCON, Ein Schnelles vielseitiges Digitprogramm zum rollenden Kontakt*, ILR Mitt. 55, TU, Berlin, 1978.
- [42] Klingel J., *Über den Lauf von Eisenbahnwagen auf gerader Bahn*, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Neue Folge 20, 113–123, Tafel XXI, 1883.
- [43] True H., *On the Theory of Nonlinear Dynamics and its Applications in Vehicle Systems Dynamics*, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Volume 31, Issue 5-6, pp. 393-421, 1999.
- [44] EN 13803-1, *Railway applications – Track – Track alignment design parameters – Track gauges 1435 mm and wider – Part 1: Plain line*, European Committee for Standardization – CEN, 2010.
- [45] Technical Specifications for Interoperability (TSI), *Infrastructure subsystem*, Draft, European Association for Railway Interoperability – AEIF, 2000.
- [46] Redtenbacher F.J., *Die Gesetze des Locomotiv-Baues*, Verlag von Friedrich Bassermann, Mannheim, pp. 22, 1855.
- [47] Prud'homme A., *La résistance de la voie aux efforts transversaux exercés par le matériel roulant*, RGCF (Revue Générale des Chemins de Fer), 1967.
- [48] Nadal M.J., *Locomotives a Vapeur*, Collection Encyclopedie Scientifique, Bibliotheque de Mecanique Applique et Genie, 186, Paris, France, 1908.
- [49] Weinstock H., *Wheel Climb Derailment Criteria for Evaluation of Rail Vehicle Safety*, Proceedings of the ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, LA, Paper No. 84-WA/RT-1, 1984.
- [50] ERRI B55 RP8, *Prevention of derailment of goods wagon on distorted track*, European Rail Research Institute – ERRI, 1983.
- [51] Blader F.B., *A Review of Literature and Methodologies in the Study of Derailments Caused by Excessive Forces at the Wheel/Rail Interface*, Association of American Railroads, Report R-717, 1990.
- [52] Grassie S.L., *Rail corrugation: characteristics, causes, and treatments*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol. 223, pp. 1-16, 2009.
- [53] Railway Investigation Report R07M0017, *Main-track Derailment, Canadian National Railway, Freight Train M-30711-02*, Transportation Safety Board of Canada, 2007.
- [54] Railway Investigation Report R04V0173, *Main-track Train Derailment, Canadian Pacific, Train No. 823 957*, Transportation Safety Board of Canada, 2004.
- [55] Dragan Petrović, Milan Bižić, *Improvement of suspension system of Fbd wagons for coal transportation*, Engineering Failure Analysis, Volume 25, pp. 89–96, 2012.

- [56] Dragan Petrović, Milan Bižić, Milomir Gašić, Mile Savković, Vladeta Gajić, *Increasing the Efficiency of Railway Transport by Improvement of Suspension of Freight Wagons*, Promet – Traffic&Transportation, Vol. 24, No. 6, pp. 487–493, 2012.
- [57] ORE B55/RP4, *Two axled wagons subjected to simultaneous stresses due to track distortion and to transverse components of the forces of the automatic coupler; Dynamic effects of track distortions*, Office de Recherches et d'Essais, Utrecht, Netherlands, 1970.
- [58] Milković D., Simić G., Jakovljević Ž., Tanasković J., Lučanin V., *Wayside system for wheel–rail contact forces measurements*, Measurement, 46, pp. 3308–3318, 2013.
- [59] Милковић Д., *Утицај параметара додира точак-шина на динамичко понашање шинских возила*, Докторска дисертација, Машински факултет Београд, 2012.
- [60] Askarinejad H., Dhanasekar M., Boyd P., Taylor R., *Field Measurement of Wheel–Rail Impact Force at Insulated Rail Joint*, Experimental Techniques, рад у штампи, 2012.
- [61] Askarinejad H., Dhanasekar M., *Determining Wheel–Rail Vertical Contact Force at Insulated Rail Joints*, Project No. R3.100, CRC for Rail Innovation, 2013.
- [62] Zeilhofer M., Sühsmuth G., Piwenzky G., *Ermittlung der Kräfte zwischen Rad und Schiene aus den Biegedehnungen der Radsatzwelle*, ZEV - Glasers Annalen, Vol. 96, Nr. 12, pp. 373-385, 1972.
- [63] Zuck H.H., *Determination of Wheel/Rail Forces by Means of Measuring Wheelsets on Deutsche Bundesbahn*, Proceedings of the International Conference on Wheel/Rail Load and Displacement Measurement Techniques, Transportation Systems Center, Cambridge, Massachusetts, pp. 7.1-7.22, 1981.
- [64] Bianchi C., Corazza, G.R., Malavasi, G., *Problemi della ricerca sperimentale sulle interazioni fra ruota e rotaia*, Ingegneria Ferroviaria, N. 8, 1986.
- [65] Berg H., Gößling G., Zück H., *Radsatzwelle und Radscheibe – die richtige Kombination zur Messung der Kräfte zwischen Rad und Schiene*, ZEV - Glasers Annalen, Vol. 120, Nr. 2, pp. 40-47, 1996.
- [66] Olson P.E., Johnsson S., *Seit enkräfte zwischen Rad und Schiene*, Glasers Annalen, pp. 153-161, 1959.
- [67] Pocklington A.R., Allen R.A., *Improved Data from Load-Measuring Wheels*, Railway engineering, Volume 2, Number 4, Institute of Mechanical Engineers, pp. 37-43, 1977.
- [68] Allen R.A., *A Superior Instrumented Wheelset*, Wheel/Rail Dynamics Society, 1980.
- [69] Pocklington A.R., *The B. R. Load Measuring Wheel*, Proceedings of the International Conference on Wheel/Rail Load and Displacement Measurement Techniques, Transportation Systems Center, Cambridge, Massachusetts, pp. 4.1-4.30, 1981.
- [70] Modransky J., Donnelly W.J., Novak S.P., Smith K.R., *Instrumented Locomotive Wheels for Continous Measurement of Vertical and Lateral Loads*, ASME, Paper no. 79-RT-8, 1979.
- [71] Swenson C.A., Smith K.R., *Development and Use of Instrumented Locomotive Wheelsets*, Proceedings of the International Conference on Wheel/Rail Load and Displacement Measurement Techniques, Transportation Systems Center, Cambridge, Massachusetts, pp. 5.1-5.10, 1981.

- [72] Boyd P., Kesler K., Yang T.L., *Measurement Techniques for Onboard Wheel/Rail Loads*, Proceedings of the International Conference on Wheel/Rail Load and Displacement Measurement Techniques, Transportation Systems Center, Cambridge, Massachusetts, pp. 1.1-1.36, 1981.
- [73] Jovanović R., *Naučno-istraživački projekat: Iznalaženje metoda određivanja sila u tački dodira vagonskog točka i šine pomoću tenzometara i računara*, ŽTO Sarajevo – Institut za saobraćaj Sarajevo – Zavod za kibernetiku saobraćaja Doboј, Doboј, 1985.
- [74] Otter D.E., El-Sibaie M.A., Higgins R.L., *A design for next generation load measuring wheel sets*, Proceedings of the 1991 IEEE/ASME Joint Railroad Conference, 21-23 May, St. Louis, Missouri, pp. 37-42, 1991.
- [75] Kanehara H., Fujioka T., *Measuring rail/wheel contact points of running railway vehicles*, Wear, 253, pp. 275-283, 2002.
- [76] Broggiato G.B., Cosciotti E., *Ottimizzazione numerica della disposizione di ponti estensimetrici sulle sale ferroviarie utilizzate nella misura delle forze di contatto ruota-rotaia*, XXXV Convegno Nazionale Aias, Ancona, 13-16 Settembre, 2006.
- [77] Matsumoto A., Sato Y., Ohno H., Tomeoka M., Matsumoto K., Kurihara J., Ogino T., Tanimoto M., Kishimoto Y., Sato Y., Nakai T., *A new measuring method of wheel–rail contact forces and related considerations*, Wear, Vol. 265, pp. 1518-1525, 2008.
- [78] Nielsen J.C.O., *High-frequency vertical wheel–rail contact forces – Validation of a prediction model by field testing*, Wear, 265, pp. 1465-1471, 2008.
- [79] Gullers P., Andersson L., Lunden R., *High-frequency vertical wheel–rail contact forces – Field measurements and influence of track irregularities*, Wear, 265, pp. 1472-1478, 2008.
- [80] Magel E., Tajaddini A., Trosino M., Kalousek J., *Traction, forces, wheel climb and damage in high-speed railway operations*, Wear, 265, pp. 1446-1451, 2008.
- [81] Young-Sam Ham, Dong-Hyong Lee, Seok-Jin Kwon, Won-Hee You, Taek-Yul Oh, *Continuous Measurement of Interaction Forces between Wheel and Rail*, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, Vol. 10, No. 1, pp. 35-39, 2009.
- [82] Uhl T., *The inverse identification problem and its technical application*, Archive of Applied Mechanics, Volume 77, Issue 5, pp. 325-337, 2007.
- [83] <http://www.bonatrans.cz/en/>
- [84] Петровић Д., Александров В., *Железничка возила – Основе*, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Краљево, 2013.
- [85] EN 13262:2004+A2, *Railway applications – Wheelsets and bogies – Wheels – Product requirements*, European Committee for Standardization – CEN, 2011.
- [86] Arslan M.A., Kayabas O., *3-D Rail–Wheel contact analysis using FEA*, Advances in Engineering Software, Volume 45, Issue 1, pp. 325–331, 2012.
- [87] Бечејац Љ., *Истраживање могућности предвиђања појаве термичког преоптерећења точка железничког возила коченог папучама на основу карактеристика воза и пруге*, Магистарски рад, Машински факултет Ниш, 2003.
- [88] Станковић Д., *Физичко-техничка мерења*, Научна књига, Београд, 1987.

- [89] Ракановић Р., *Испитивање машинских конструкција*, Машински факултет Краљево, Краљево, 1997.
- [90] Ракановић Р., Петровић Д., Шошкић З., Симовић Т., *Испитивање машинских конструкција*, Машински факултет Краљево, Краљево, 2006.
- [91] Window A.L., *Strain Gauge Technology*, Springer, Netherlands, 1992.
- [92] Hannah R.L., Reed S.E., *Strain Gage Users' Handbook*, Elsevier Science Publishers Ltd and Society for Experimental Mechanics, 1992.
- [93] Bizic M., Petrovic D., DjinoVIC Z., Tomic M., *Experimental Testing of Impact of Railway Wagons*, Experimental Techniques, рад у штампани, 2012.
- [94] Li Y., Lin J., Wang K., Liu J., Li J., *Study of Wheel-rail Force Decouple Based on Instrumented Rail*, Journal of Mechanical Engineering, 4, 2013.
- [95] Ren Y., Chen J., *Instrumented Wheelset Wheel/Rail Force Measurement by Blind Signal Separation*, International Conference on Transportation Engineering, pp. 2502-2507, 2009.
- [96] Ren Y., Chen J., Lin J., *A Blind Signal Separation Based Measurement of the Wheel/Rail Force of an Instrumented Wheelset*, Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 3, 2010.
- [97] Cichocki A., Karhunen J., Kasprzak W., Vigarío R., *Neural networks for blind separation with unknown number of sources*, Neurocomputing, 24, pp. 55-93, 1999.
- [98] Nadal J-P., Parga N., *Redundancy Reduction and Independent Component Analysis: Conditions on Cumulants and Adaptive Approaches*, Neural Computation, Vol. 9, No. 7, pp. 1421-1456, 1997.
- [99] Naik G.R., Kumar D.K., *An Overview of Independent Component Analysis and Its Applications*, Informatica, 35, pp. 63-81, 2011.
- [100] Hyvarinen A., Karhunen J., Oja E., *Independent Component Analysis*, Wiley Interscience, New York, 2001.
- [101] Epain N., Jin C., Schaik A., *Blind source separation using independent component analysis in the spherical harmonic domain*, Proc. of the 2nd International Symposium on Ambisonics and Spherical Acoustics, May 6-7, Paris, 2010.
- [102] Comon P., Jutten C., *Handbook of Blind Source Separation: Independent Component Analysis and Applications*, Elsevier Ltd, 2010.
- [103] Šoškić Z., Petrović D., Bogojević N., Rakanović R., *FP7 project SeRViCe – Support to Reinforcement of Railway Research Potential of Serbia*, Proceedings of the second international Railway Symposium IRS Turkey, Istanbul, pp 1147, 2008.
- [104] МЕРОСА, ОСС (Оптички сензорски системи), Београд, 2009.
- [105] МРС-518, ОСС (Оптички сензорски системи), Београд, 2014.
- [106] Упутство за употребу пробнице М10.90, ОСС (Оптички сензорски системи), Београд, 2009.
- [107] Milan Bizic, Milos Tomic, Zoran DjinoVIC, Dragan Petrovic, *Test stand for calibration of measurement railway wheelsets*, Proceedings of the 7th International Conference Research and Development of Mechanical Elements and Systems – IRMES, Zlatibor, Serbia, pp. 419-424, 2011.