

ПРОБЛЕМИ КРЕТАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА СА ОСВРТОМ НА КОЧЕЊЕ И ЗНАЧАЈ ДОБРИВОЈА БОЖИЋА

Милан Бижић¹, Драган Петровић²

¹ Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Универзитет у Крагујевцу, Доситејева 19, 36000 Краљево, bizic.m@mfkv.kg.ac.rs

² Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Универзитет у Крагујевцу, Доситејева 19, 36000 Краљево, petrovic.d@mfkv.kg.ac.rs

Резиме: *Железничка возила спадају међу најсложеније техничке системе данашњице. Од настанка железнице, њихов развој је стално напредовао захваљујући акумулираним знањима и искуствима из прошлости, као и ретким појединцима – изумитељима који су на визионарски начин решавали поједине проблеме. Један од најбољих примера је развој система кочења железничких возила. Савремени системи кочења возова засновани су на изумима које је давних двадесетих година 20. века патентирао српски инжењер Добривоје Божић. Иако су данашњи системи кочења возова знатно савременији, они базирају на Божићевим принципима, што овог инжењера сврстава у ред највећих светских имена из области железнице. Садржај овог рада прилагођен је карактеру тематског скупа на коме се презентује, а који је везан за улогу и значај Добривоја Божића на пољу развоја система кочења возова. У првом делу рада анализирани су основни принципи и проблеми кретања железничких возила чије разумевање је за Божића представљало неминовност у решавању проблема кочења. У другом делу рада, дат је осврт на проблеме кочења железничких возила. Анализа је ограничена на непосредну реализацију кочења односно на анализу кочне силе између папуча (дискова) и осовинског склопа, као и адхезионе силе у контакту точак-шина. Решавање проблема оптималног управљања кочним силама, али не на нивоу једног точка или осовинског склопа, већ на нивоу читавог воза, био је један од главних изазова са којима се својевремено суочио Добривоје Божић. Овакав садржај има за циљ да широј читалачкој јавности приближи основне проблеме кретања и кочења железничких возила, односно да омогући боље разумевање неких проблема које је решавао Добривоје Божић, као и његових изума који су златним словима уписани у историју развоја железнице.*

Кључне речи: *Железничка возила, проблеми кретања, кочење, контакт точак-шина, Добривоје Божић.*

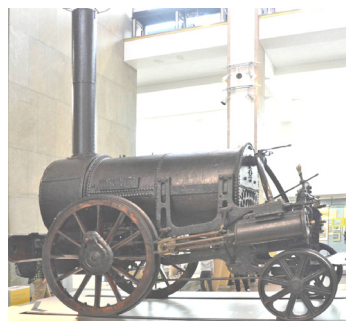
1. УВОД

Развој железнице интензивно започиње након појаве парне машине у 19 веку, када се појављују и прве парне локомотиве Ричарда Тревитика и Џорџа Стивенсона (слике 1 и 2). Након тога, у Енглеској долази до саобраћајне револуције која је омогућила рапидан напредак и развој привреде у читавом свету. Тиме су створени предуслови да се квалитет живота човечанства подигне

на виши, до тада незамислив ниво. Од преузимања овакве улоге почиње да тече перманентан развој железнице који је умногоме условљен развојем разних других области науке и технике. Са једне стране, развој се заснива на искуствима и знањима из прошлости, а са друге на перманентном увођењу иновација насталих развојем науке и технике. Ово је довело до тога да железница данас представља један од видова транспорта без кога се не може замислити савремени начин живота. У развијеним земљама света данас се интензивно граде и експлоатишу пруге за возове великих брзина. Уобичајена просечна брзина возова износи преко 200 km/h, при чему постоје сталне тежње за њеним повећањем (нарочито код путничких возова), тако да она на неким линијама износи и преко 300 km/h. У том смислу, веома је интересантан један пример из Кине. Наиме, Кинески брзи возови серије CRH380 (слика 3) током пробних испитивања постигли су фантастичну брзину од готово 420 km/h, а њихова максимална радна брзина износи 350 km/h. Они саобраћају на линији Пекинг-Шангај дужине 1318 km, чија изградња је коштала близу 35 милијарди долара. Отварањем ове железничке линије, трајање путовања између наведених градова сведено је на свега 5 h, што је апсолутно конкурентно ваздушном саобраћају. Кина данас располаже са близу 20000 km пруга за возове великих брзина, а планови Кинеске управе железница подразумевају развој технологије која ће омогућити да се радна брзина возова повећа на преко 500 km/h. Важно је нагласити да постоји мноштво сличних примера у развијеним земљама. Према томе, од првих локомотива које су се кретале скромним брзинама мањим од 50 km/h, сталним развојем се дошло до оваквих фантастичних резултата.



Слика 1. Тревитикова локомотива (1804.)



Слика 2. Стивенсонова локомотива (1829.)



Слика 3. Брзи возови серије CRH380 (2010.)

Упркос овако високом степену развоја, железница се и даље суочава са проблемима који постоје још од њеног настанка. У фокусу њиховог решавања налази се основни циљ који подразумева повећање конкурентности у односу на остале видове транспорта. Код путничког саобраћаја присутне су сталне тенденције за повећањем радне брзине кретања возова, уз истовремено задовољавање критеријума комфора и безбедности. Са друге стране, код теретног саобраћаја тенденције се односе на повећање носивости колосека и железничких возила – вагона, односно повећавање броја возила у возу, што имплицира развој врло квалитетних и робусних вучних возила. Уз све то, такође морају бити задовољени критеријуми безбедности и, у овом случају нешто блажи критеријуми комфора. Сви ови проблеми су у великој мери међусобно спрегнути и не могу се решавати одвојено. Проблем комфора у првом реду подразумева смањење вибрација, буке и других нежељених утицаја који настају услед интеракције возило-колосек односно точак-шина. Ово је посебно важно код путничких железничких возила имајући у виду да овакве појаве путовање чине веома заморним и имају изузетно негативан утицај на здравље путника. Проблем безбедности има више различитих аспеката међу којима је најзначајнији проблем исклизнућа железничких возила са колосека [1–4]. Из праксе је познато да исклизнуће само једног осовинског склопа може довести до исклизнућа великог дела композиције или читавог воза [5]. Овај проблем је стално актуелан и његов значај се додатно појачава након сваке железничке несреће са катастрофалним последицама у виду људских жртава и огромне материјалне штете. Поред захтева у погледу безбедности кретања возова, постоје и захтеви који се односе на њихово безбедно кочење односно заустављање. Значај ових проблема се додатно повећава када се имају у виду наведене тенденције за повећањем брзине кретања и осовинског оптерећења односно масе возова.

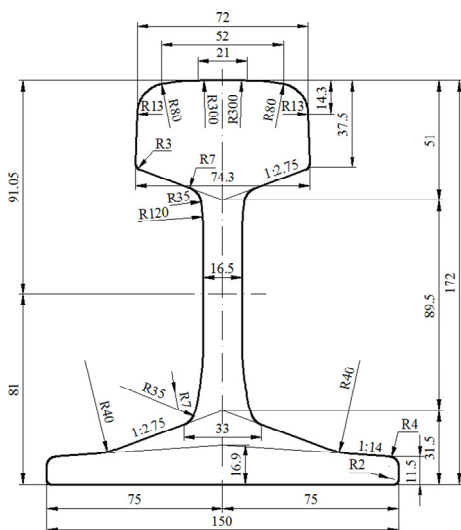
Овај рад бави се анализом управо ових основних проблема кретања железничких возила. Имајући у виду карактер научног тематског скупа на коме се презентује, а који је посвећен инжењеру Добривоју Божићу, посебна пажња у раду посвећена је проблемима кочења железничких возила. Наиме, савремени системи кочења возова засновани су на принципима Божићевих изума који су патентирани двадесетих година 20. века [6–9]. Божићево решење веома сложеног проблема и његови револуционарни изуми су у великој мери заслужни за постојање савремених железничких возила. Иако су њихови системи кочења знатно модернији, они ипак базирају на Божићевим принципима, чиме се овај српски инжењер сврстао раме уз раме са највећим светским именима из области железнице. У првом делу рада анализирани су основни принципи и проблеми кретања железничких возила. Посебна пажња посвећена је проблемима кретања на правцу и у кривинама. Разумевање ових проблема представља неминовност у процесу решавања проблема кочења. У другом делу рада су разматрани проблеми кочења железничких возила, при чему је акценат стављен на анализу непосредне реализације кочења односно на анализу кочне силе између папуча (дискова) и осовинског склопа, као и адхезионе силе у контакту точак-шина. Добривоје Божић се својевремено суочио са свим наведеним проблемима, а посебно са проблемом оптималног управљања наведеним силама, који је решио

на, до тада, незамислив начин. Он није решавао само проблем оптималног управљања кочним силама на нивоу једног точка или осовинског склопа, већ на нивоу комплетног, произвољно формираног воза. Грандиозан, а недовољно познат и наглашен значај изума овог српског инжењера представљао је главни мотив за настанак овог рада који има за циљ да пружи скроман допринос бољем разумевању проблема кретања железничких возила, а посебно проблема кочења и значаја Божићевих изума.

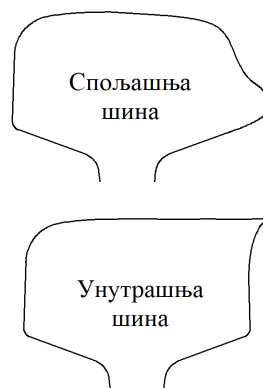
2. ОСНОВНИ ПРИНЦИПИ КРЕТАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА

Од свог настанка до данас, железнички саобраћај је заснован на кретању (котрљању) точка по шини, односно осовинског склопа по колосеку. Да би то кретање било несметано и сигурно, геометрије точка и шине односно осовинског склопа и колосека морају бити усклађене на одговарајући начин [10]. Наравно, у експлоатацији железничких возила увек постоје одређена одступања, посебно у случају колосека, чија геометрија готово увек у мањој или већој мери одступа од номиналне. Уз хабање додирних површина точка и шина, то доводи до перманентне и стохастичке промене параметара динамичког понашања железничких возила.

Када се ради о анализама геометрије колосека увек се полази од шине као његовог најважнијег елемента. Постоје различите варијанте профила шина, а тип шине одређен је масом шине у kg по дужном метру. На Европским железницама данас се углавном користи шина типа 60E1 (стара ознака UIC 60) чији је номинални профил приказан на слици 4.



Слика 4. Номинални профил шине типа 60E1

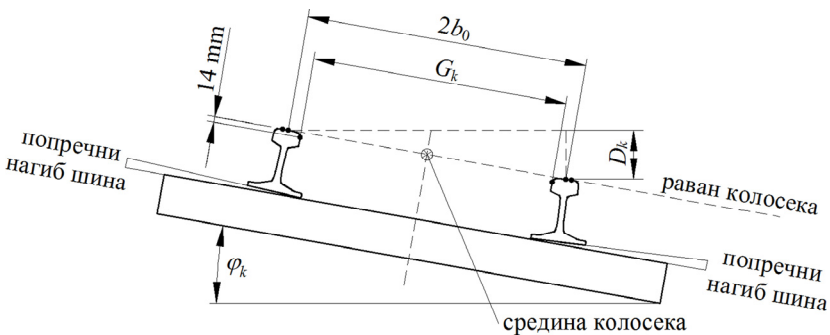


Слика 5. Униформно хабање шине у кривинама

Током експлоатације, услед интензивне интеракције са точковима железничких возила, шина се хаба, при чему долази до формирања профила који у већем или мањем обиму одступа од номиналног. Код униформног хабања, шина се

приближно равномерно хаба по целој својој дужини, при чему је највећи степен хабања присутан у кривинама. Типичан тренд хабања шина у кривинама приказан је на слици 5. Оваква хабања ивице главе и газеће површине доводе до поремећаја номиналне геометрије колосека и замора материјала, што може узроковати пукотине или љуштење делића материјала са шина. Поред тога, постоји и неуниформно хабање када се шине хабају само на дискретним местима где се појављују оштећења у виду пукотина или љуштења материјала која могу бити мањег или већег обима.

Номинална геометрија колосека одређена је параметрима попречног профила и параметрима трасе железничке пруге. У параметре попречног профила спадају: ширина колосека G_k , попречни нагиб шина, као и надвишење спољашње шине у кривини D_k (слика 6). У већем делу Европе данас се користи "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. Попречни нагиб шина изводи се због равномернијег налегања главе шине и површине котрљања точка. На тај начин се постиже боље преношење оптерећења на прагове и призму, као и равномерније хабање додирних површина точка и шине. Номинални попречни нагиб шина најчешће износи 1:20 или 1:40, а постоји и нагиб 1:30 који се данас ређе користи. Надвишење спољашње шине у кривини D_k изводи се због смањења ефекта центрифугалне силе. Важно је нагласити да се кривине изводе са константним полупречницима (кружне кривине) и у њима надвишење има константну вредност. Због немогућности њиховог директног спајања са правим деоницама, између њих се постављају прелазне кривине чије се надвишење мења постепено, од нуле до вредности надвишења у кружној кривини на уласку, и обрнуто на изласку из кружне кривине.



Слика 6. Попречни профил колосека

У параметре трасе спадају: полупречник кружне кривине, дужина и облик прелазне кривине, нагиб нивелете, и полупречник вертикалне кривине. Као што је већ речено, полупречник кружне кривине, као и њено надвишење, имају константне вредности. Једна од основних тенденција при данашњој изградњи

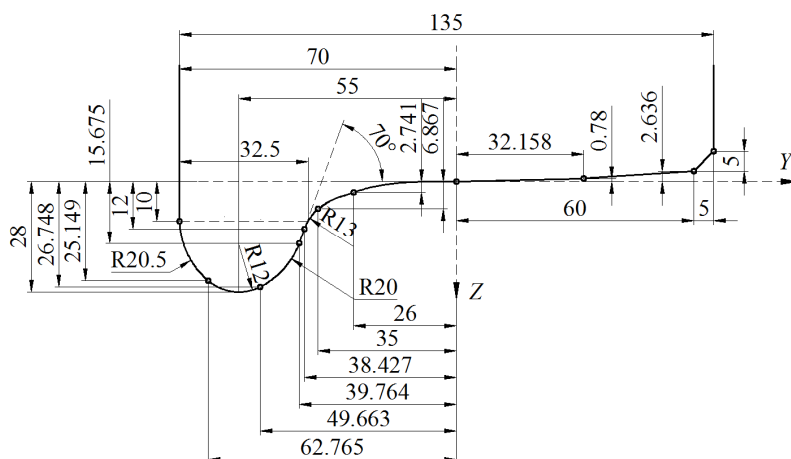
пруга је избегававање кривина малих полупречника у којима се јављају многи неповољни ефекти при проласку железничких возила.

Прелазне кривине могу имати линеарну и нелинеарну промену закривљености. 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 ограничен је због проблема вуче и кочења. Савладавање успона представља напор за вучна возила када долази до њиховог појачаног хабања и велике потрошње енергије. Кретање на паду изискује интензиван рад кочног система када долази до његовог појачаног хабања и многих других проблема.

Вертикалним кривинама спајају се крајеви колосека при преласку са једног нагиба нивелете на други.

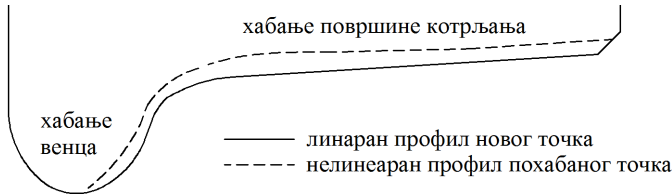
Након одређеног периода експлоатације, долази до деградације и пропадања номиналне геометрије колосека. Термин "геометрија колосека" увек подразумева стварну геометрију или геометрију колосека у експлоатацији, која у већој или мањој мери одступа од номиналне геометрије. Утврђивање стварне геометрије је изузетно значајно за процену стања колосека и за анализе динамичког понашања железничких возила. Сагласно међународним стандардима EN 13848, стварна геометрија колосека данас се утврђује мерењима одговарајућих одступања помоћу специјално опремљених железничких возила.

При анализама геометрије осовинског склопа полази се од обруча или бандажа точка као његовог најважнијег елемента. Данас се у пракси примењују различити облици профила точкава који се израђују под одређеним нагибом (конусом), чиме се омогућава закретање осовинског склопа и пролазак кроз кривине. Изглед профила точка дефинисаног међународним стандардима, који носи ознаку UIC-ERRI S1002, приказан је на слици 7.



Слика 7. Профил точка UIC-ERRI S1002

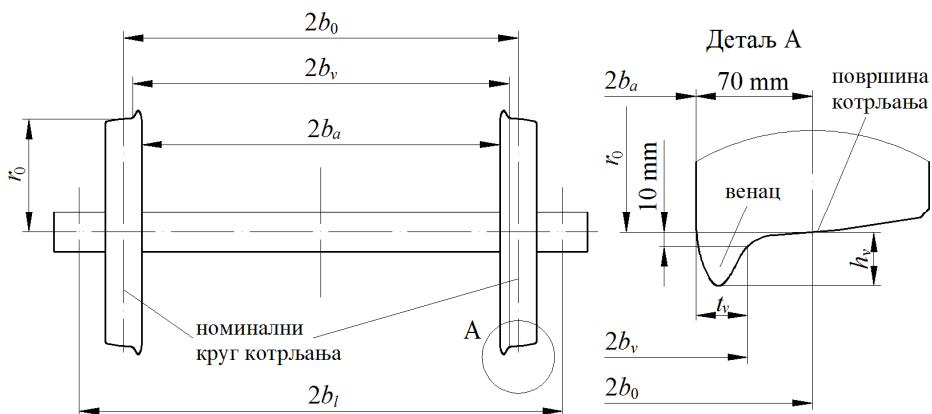
Уколико нови точак има линеаран профил, током експлоатације долази до његовог хабања и постепеног преласка у похабан - нелинеаран облик. Овај процес шематски је приказан на слици 8 и назива се униформно хабање точка.



Слика 8. Шематски приказ униформног хабања профила точка

Након пређених 100÷200 хиљада километара, независно од облика почетног профила новог точка, профил похабаног точка увек поприма сличан карактеристичан облик [4]. Због тога се данас нови точкови израђују са нелинеарним профилима који су прилагођени хабању (слика 7). Тиме се постиже значајно смањење хабања током експлоатације точка и смањује се његов негативан утицај на динамичко понашање железничких возила. Постоји и неуниформно хабање које подразумева дискретна оштећења као што су: равна места, удубљења, набори или љуштења материјала на површини котрљања, оштећења на венцу, ексцентрицитет точкова, итд.

Важно је разликовати номиналну геометрију и стварну геометрију односно геометрију осовинског склопа у експлоатацији. Номинална геометрија настала је као резултат дугогодишњих истраживања и искустава, а дефинисана је међународним стандардима које морају поштовати сви произвођачи осовинских склопова. Главни параметри геометрије типичног конструктивног решења осовинског склопа су: полупречник точка (номинални полупречник котрљања) r_0 , растојање између номиналних полупречника котрљања $2b_0$, унутрашње растојање између точкова $2b_a$, спољашње растојање између венца точкова $2b_v$, растојање између кућишта лежишта $2b_l$, висина венца h_v и дебелина венца t_v (слика 9).



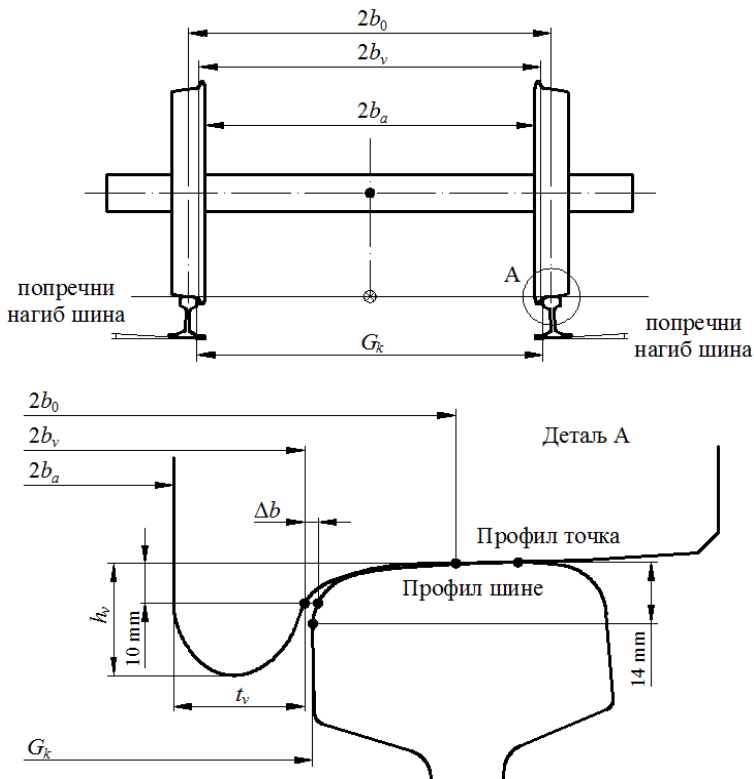
Слика 9. Параметри геометрије осовинског склопа

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 "води" осовински склоп током кретања. Површина котрљања искључиво конусна, тако да полупречник точка опада идући од венца ка спољашњој страни точка. Осовински склоп спада у неогибљене масе 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. Највећи степен хабања присутан је на површини котрљања и венцу, при чему се номинални полупречник точка смањује. Када степен хабања достигне одређену граничну вредност, такав осовински склоп мора се избацити из даље употребе. 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. Осовински склоп се током кретања стално бочно помера унутар одређених граница које су одређене контактима венаца точкова са главама шина. Од тог бочног померања зависи геометрија контакта профила точкова и шина, при чему управо тај процес игра кључну улогу у динамичком понашању железничких возила. Због тога је значајно анализирати параметре који одређују геометрију контакта точак-шина (слика 10). Ти параметри су: профил точка, профил шине и све геометријске величине које дефинишу њихов узајамни положај (ширина колосека, попречни нагиб шина, унутрашње растојање између точкова, спољашње растојање између венаца точкова и бочни зазор 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. Унутрашње растојање између точкова $2b_a$ 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. Оно зависи од вредности унутрашњег растојања између точкова $2b_a$ и дебљине венаца левог и десног точка. 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. 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 точкава. Током хабања профила точкава и шина, вредност бочног зазора осовинског склопа у колосеку се повећава. Геометрија контакта точак-шина има нелинеаран карактер и зависи од више утицајних параметара који се током кретања мењају на стохастички начин. Аналитичко описивање ове геометрије је веома сложено и заснива се на увођењу функција које обједињују утицај свих наведених параметара. Данас се за карактеризацију нелинеарне геометрије контакта точак-шина најчешће користи еквивалентна коничност која практично представља линеаризацију или апроксимацију нелинеарне промене полупречника котрљања точкава при одређеном бочном померању осовинског склопа у колосеку, а њено одређивање дефинисано је међународним стандардима.



Слика 10. Параметри геометрије 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. Због еластичних својстава материјала, контакт између точка и шине остварује се преко контактне површине која најчешће има облик елисе чија величина износи $1,5 \div 5\text{ cm}^2$. 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 11).



Слика 11. Општи типови контакта точак-шина

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 12).



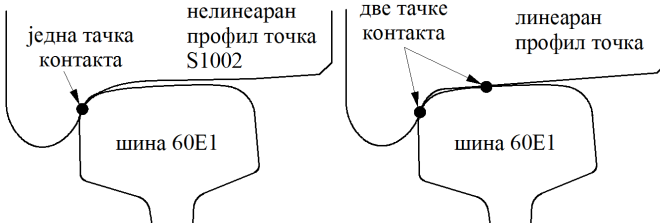
Слика 12. Контакт преко површине котрљања – једна тачка контакта

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. Овај контакт 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.

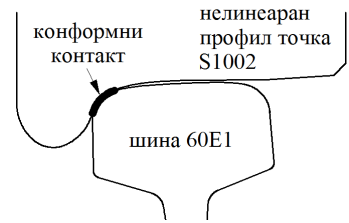
Контакт преко венца карактеристичан је за кретање осовинског склопа кроз кривине мањих полупречника. Могућ је и у ситуацијама када постоје велика одступања од номиналне геометрије колосека. Код овог контакта могуће су следеће ситуације: контакт у једној тачки, контакт у две тачке и конформни контакт. Код профила точка и шине прилагођених хабању, контакт преко венца реализује се у једној тачки која се, у зависности од релативног бочног померања, континуално помера дуж профила точка и шине (слика 13-лево).

Код профила точка 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 точка и шине, већ могу нагло скакати са једног места

на друго (слика 13-десно). Постоји и конформни контакт који се јавља када су полупречници заобљења додирних површина између точка и шине једнаки или веома слични. Тада се додир точак-шина реализује преко веће контактне површине, као што је приказано на слици 14.

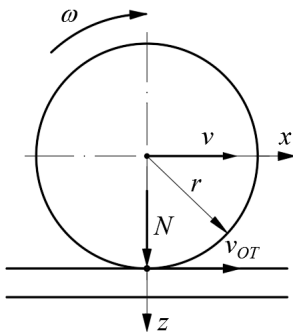


Слика 13. Контакт преко венца – једна и две тачке контакта



Слика 14. Конформни контакт преко венца

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. Ове силе играју кључну улогу у ослањању, вођењу, вучи и кочењу железничких возила током кретања по колосеку. Услед еластичности материјала, током котрљања по шини, постоји веома мала разлика између обимне брзине точка и транслаторне брзине или брзине напредовања точка (слика 15-лево).



N – нормална сила

v_{ξ} – брзина подужног псеудокл.

v_{η} – брзина попречног псеудокл.

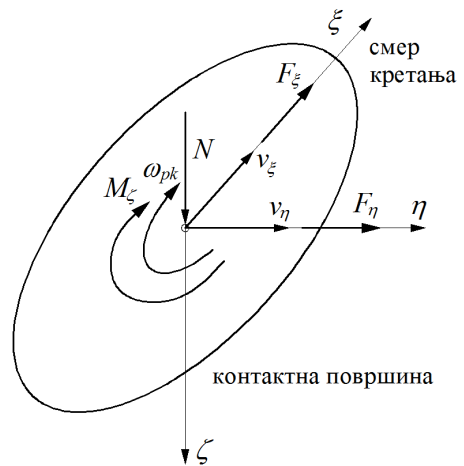
ω_{pk} – угаона брзина ротационог псеудокл.

F_{ξ} – подужна тангенцијална сила псеудокл.

F_{η} – попречна тангенцијална сила псеудокл.

M_{ζ} – момент ротационог псеудокл.

Слика 15. Величине у контактної површини између точка и шине



Овај феномен назива се микроклизање или псеудоклизање, а његов утицај на динамичко понашање железничких возила први је открио Картер (Carter) [11, 12]. Брзина псеудоклизања представља разлику између обимне брзине точка полупречника r који се обрће угаоном брзином ω , и брзине напредовања точка v :

$$v_{OT} = r \cdot \omega - v \quad (1)$$

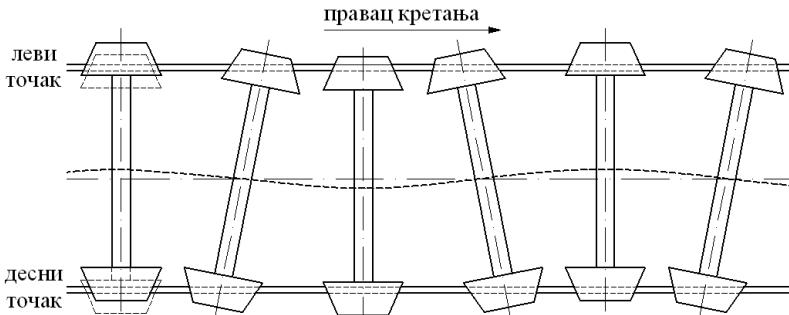
У пракси је готово немогуће остварити идеално кретање осовинског склопа, а нарочито идеално радијално закретање при проласку кроз кривине. Осовински склоп при проласку кроз кривине најчешће заузима под-радијални положај при чему спољашњи точак под одређеним углом "напада" (налеће) на спољашњу шину. То значи да у пракси не постоји само псеудоклизање у правцу кретања, већ постоји неко резултујуће псеудоклизање које може имати произвољан правац и које поред трансляторне садржи и обртну или ротациону компоненту. Ове две компоненте узрокују појаву тангенцијалне силе и момента у контактної површини. Величине у контактної површини између точка и шине приказане су на слици 15. Нормалне силе у контакту точак-шина, облик и величина контактне површине, нормални напон (контактни притисак) као и његова расподела у контактної површини се најчешће одређују помоћу Херцове теорије контакта која се данас веома широко користи код савремених софтверских пакета за симулацију динамичког понашања железничких возила. Кључне проблеме у одређивању тангенцијалних сила и напона изазива постојање псеудоклизања између точка и шине, као и нелинеаран карактер промене тангенцијалне силе. То су разлози због којих егзактно израчунавање тангенцијалних сила мора бити засновано на нелинеарној теорији. Међутим, при мањим вредностима псеудоклизања, промена тангенцијалне силе има скоро линеаран карактер, па се под таквом претпоставком за њено израчунавање може применити и линеарна теорија. Ова чињеница имала је огроман утицај на развој теорија за решавање овог проблема. Неке од њих су: Картерова теорија; Теорија Џонсона и Вермујлена; Теорија трака Холинга, Хеинса и Олертона; Проширена теорија трака; Калкерова линеарна теорија; Калкерова нелинеарна тачна нумеричка теорија; Калкерова емпиријска теорија; Приближна нелинеарна теорија (хеуристички нелинеарни модел); Калкерова поједностављена теорија и компјутерски програми (SIMROL, ROLCON и FASTSIM), итд.

3. ОСНОВНИ ПРОБЛЕМИ КРЕТАЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА

Међу проблемима кретања железничких возила најзначајније место заузимају две групе проблема – проблеми кретања на правцу и проблеми кретања у кривини.

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 кроз кривине. 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

вијугање осовинских склопова као кључна динамичка појава при кретању железничких возила на правцу. 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 16.



Слика 16. Вијугање осовинског склопа

Веома је значајно нагласити да, услед дејства гравитационог оптерећења, бочно померени осовински склоп при вијугању стално има тенденцију да сам себе врати у централни положај. Овај ефекат назива се гравитациона крутост и представља веома важан параметар при анализама динамике кретања железничких возила на правцу.

Кинематику вијугања осовинских склопова први је анализирао Клингел који је 1883. године дефинисао једначину вијугавог кретања слободног осовинског склопа познату под називом Клингелова формула [13]. 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 точкова 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 точкова γ , номиналног полупречника котрљања r_0 , и растојања између номиналних полупречника котрљања $2b_0$:

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

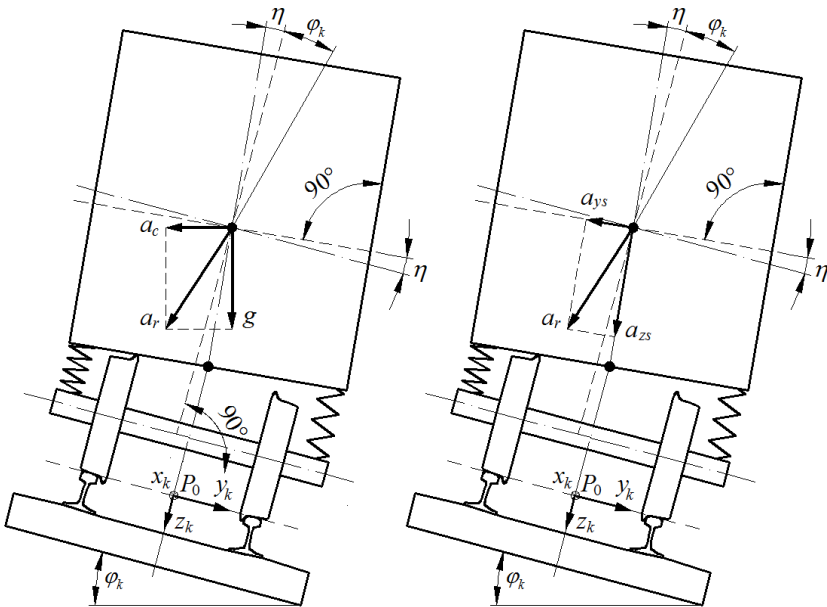
Клигелова формула показује да повећање коничности точкова γ (или еквивалентне коничности λ_e) доводи до смањења таласне дужине L_w , односно до повећања фреквенце осцилација вијугања, што има изузетно негативан утицај на динамичко понашање железничких возила при кретању на правцу и у кривинама већих полупречника. Из Клигелове 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. 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. При брзинама кретања већим од неке критичне брзине, осцилације вијугања могу постати изузетно интензивне и могу довести 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 катастрофалним последицама. Имајући у виду да је стратегија развоја 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 развијени су веома комплексни линеарни и нелинеарни динамички модели који омогућавају оптималан избор параметара конструкције трчећег строја железничких возила, чиме се омогућава постизање великих брзина кретања на правцима без ризика од нестабилности, али се истовремено постижу и добре карактеристике проласка кроз кривине.

Кључни проблеми везани за кретање железничких возила у кривини потичу од утицаја центрифугалне силе и закретања осовинских склопова. Током кретања 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. 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. Током кретања у кружној кривини, вредности параметара динамичког понашања се стабилизују и до поновног наилаaska на излазну прелазну кривину веома мало се мењају. Највећи утицај на бочно убрзање сандука у кружној кривини (које доминантно утиче на комфор) имају: брзина кретања v , полупречник кривине R_k , угао надвишења спољашње шине φ_k и угао нагињања возила η (слика 17).

Уколико је при кретању кроз кружну кривину вредност бочног убрзања једнака нули, тада постоји равнотежно надвишење. Међутим, то је у пракси веома редак случај при чему возови пролазе кроз кривине брзинама које су углавном веће од равнотежне. Тада се јавља изузетно значајан проблем у експлоатацији железничких возила који подразумева тзв. недостатак надвишења. Вредност надвишења (која је иначе ограничена прописима) тада није довољна за потпуно

неутралисање ефекта центрифугалне силе, односно постоји непоништено бочно убрзање које има изузетно негативан утицај на комфор, нарочито код возила великих брзина. Овај проблем је делимично решен развојем специјалних система за пасивно или активно 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 [4].



Слика 17. Убрзања која делују у равни пода и нормално на равни пода сандука железничког возила при проласку кроз кружну кривину

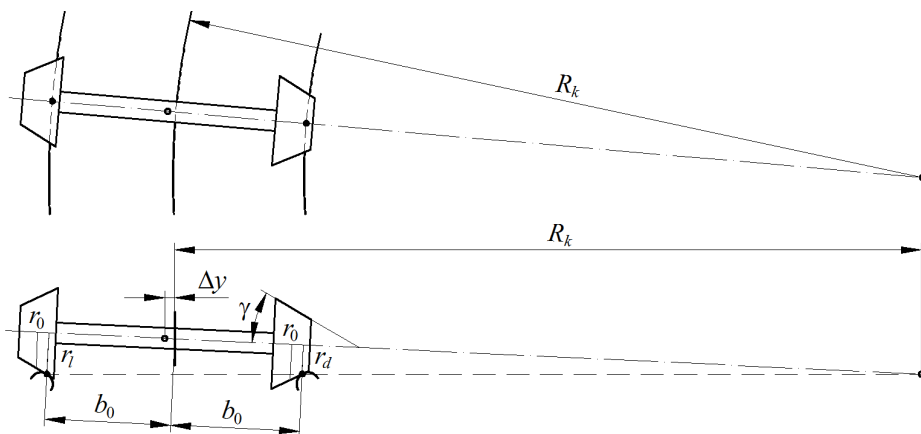
Највећи утицај на динамичко понашање железничких возила има кретање кроз прелазне кривине. Услед нагле промене правца кретања, тада долази до скоковитих промена вредности појединих параметара динамичког понашања (бочних убрзања или бочних сила у интеракцији точак-шина). При градњи колосека тежња је да, поред што већих полупречника кружних кривина, прелазне кривине буду што дуже, како би вредности трзаја при уласку и изласку из кружне кривине биле што мање.

Поред дејства центрифугалног убрзања, веома снажан бочни притисак венца точка на главу шине настаје и услед дејства тангенцијалних сила које потичу од псеудоклизања при закретању осовинских склопова током кретања кроз кривину. Наиме, услед коничности точкава, 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 Реднбахер [14]. Он је анализирао идеално кретање слободног осовинског склопа у кривини, што подразумева точкове без венца са линеарним профилима и идентичне претпоставке под којима је изведена Клингелова формула. Под датим претпоставкама, осовински склоп се радијално закреће у односу на полупречник кривине, при чему његова оса симетрије увек пролази кроз центар кривине (слика 18). На основу тога, Реднбахер је дошао до израза који успоставља везу између кључних параметара геометрије осовинског склопа (r_0 , b_0 и λ_e) и потребног бочног померања Δy које обезбеђује идеално радијално закретање у кривини полупречника R_k :

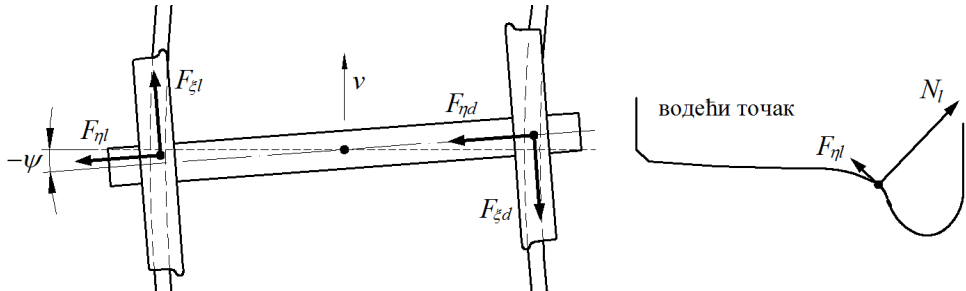
$$\Delta y = \frac{r_0 \cdot b_0}{R_k \cdot \lambda_e} \quad (3)$$



Слика 18. Радијално закретање слободног осовинског склопа са точковима са линеарним профилима у кривини (Реднбахер)

При већим вредностима еквивалентне коничности, потребне су мање вредности бочног померања како би се реализовало радијално закретање осовинског склопа у кривини. Дакле, 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 [4]. Међутим, у пракси осовински склопови нису слободни већ се налазе у обртним постољима, због чега углавном постоји под-радијално закретање при чему водећи точак под одређеним углом налеће на главу спољашње шине (слика 19).



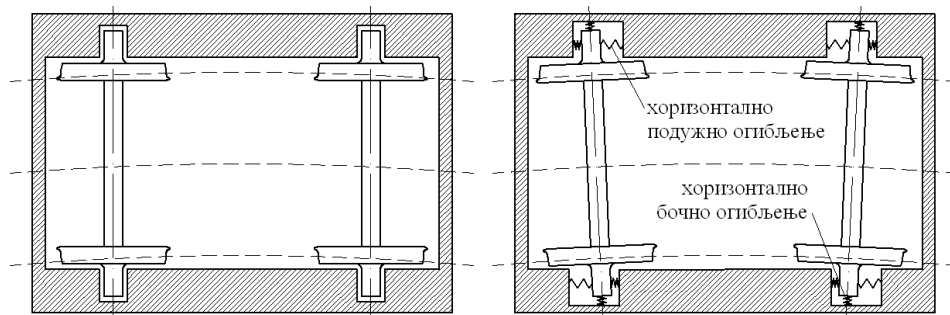
Слика 19. Под-радијално закретање осовинског склопа и силе у интеракцији точак-шина

Разлика у полупречницима котрљања левог и десног точка није довољна за идеално радијално закретање, тако да се јављају псевдоклизања и тангенцијалне силе у контакту левог и десног точка са шинама. Посебно је значајна бочна тангенцијална сила $F_{\eta l}$ која тежи да подигне водећи точак на главу шине, што представља велику опасност за безбедност железничког саобраћаја.

Веома је значајно нагласити 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 њене вредности 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 20-лево). 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 угла 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. На другој страни, 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 20-десно). 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, она су неповољнија са аспекта стабилности кретања на правцима, када због еластичнијег огибљења осовинских склопова нестабилност наступа при знатно мањим критичним брзинама.

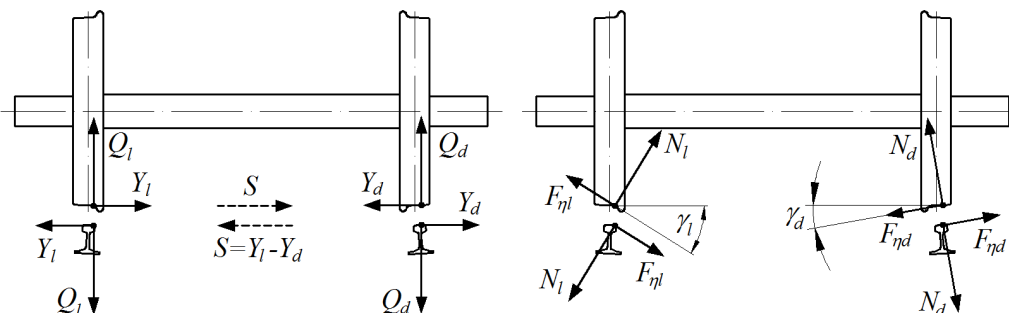
Дакле, при проласку кроз кривине, бочни притисак венца точка на главу спољашње шине потиче од ефеката центрифугалног убрзања и ефеката псевдоклизања услед под-радијалног закретања осовинских склопова. При томе, могућност вијугања је ограничена али се појављује други значајан проблем –

ризик од пењања венца точка на главу шине. При одређеним условима, однос бочне силе која тежи да венца точка попне на главу шине и вертикалне силе која се томе супроставља може прекорачити граничне вредности. Тада се венца пење на главу шине и долази до исклизућа, најчешће са катастрофалним последицама. Кључни показатељи ризика од исклизућа, односно кључни утицајни параметри од којих зависи стабилност кретања железничких возила у кривинама су силе у интеракцији точак-шина.



Слика 20. Шематски приказ обртних постоља са крутим и меким вођењем

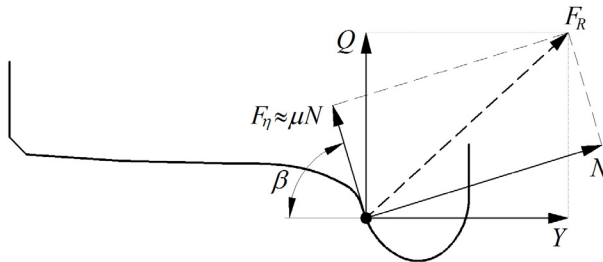
У практичним анализама стабилности кретања најчешће се користе вертикалне силе Q и бочне силе Y које се изводе из стварних сила у интеракцији точак-шина – нормалних сила N и бочних тангенцијалних сила F_{η} (слика 21).



Силе Y и Q су променљиве током кретања и састоје се од квазистатичке, динамичке и додатне компоненте, при чему сила Q има и статичку компоненту која потиче од сопствене тежине возила и тежине терета. Квази-статичке компоненте јављају се при проласку кроз кружне кривине, у случајевима када се брзина кретања разликује од равнотежне брзине. Динамичке компоненте су стално присутне током кретања и настају услед многобројних дејстава која потичу од неправилности и оштећења колосека и осовинских склопова, нестабилности кретања, вуче, кочења, итд. Међу најзначајније узроке појаве ових сила 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 точкова током вуче

или кочења, итд. Додатне компоненте најчешће потичу од неравномерне расподеле оптерећења и асиметрије односно грешака у монтажи и подешавању појединих елемената конструкције железничких возила.

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. 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 (слика 22).



Слика 22. Силе у почетној фази пењања венца точка на главу шине

Надал 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 [15]. У складу са тиме, он је дефинисао однос бочне и вертикалне силе Y/Q , при коме започиње процес пењања венца точка на главу шине:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \tan \beta} \quad (4)$$

Надалова једначина показује да при мањим вредностима угла венца точка β и већим вредностима коефицијента трења μ , расте ризик од исклизнућа. 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:

$$\frac{Y}{Q} \leq \left(\frac{Y}{Q} \right)_{\text{doz}} = A \quad \begin{array}{l} A = 0,8 \text{ за } \beta = 60^\circ \text{ и } \mu = 0,35 \\ A = 1,2 \text{ за } \beta = 70^\circ \text{ и } \mu = 0,35 \end{array} \quad (5)$$

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. Надалова једначина даје веома поуздане резултате у случајевима под-радијалног закретања осовинског склопа и при већим вредностима угла налетања точка на шину. Међутим, испитивања су показала да при јако малим вредностима угла налетања, 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.

Због тога је Вајнсток (Weinstock) 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 [16]:

$$\left(\Sigma \frac{Y}{Q}\right)_{\text{Вајнсток}} = \left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{Надал}} + \mu \quad (6)$$

Односно, Вајнстокова једначина за осовински склоп гласи:

$$\Sigma \frac{Y}{Q} = \frac{\tan \beta (1 + \mu^2)}{1 + \mu \tan \beta} \quad (7)$$

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:

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

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 $(Y/Q)_{\text{doz}}$ и исклизнућа 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 исклизнућа 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 исклизнућа. Смањење вертикалне силе Q може бити повезано и са неравномерном расподелом терета који се налази на железничком возилу на све тачкове, грешкама у конструкцији рама обртног постоља или доњег постоља, грешкама у систему огибљења, грешкама у квачењу и великим подужним силама, итд.

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, искуства из праксе показују да највећи број исклизнућа настаје услед физичких оштећења, ломова и отказа виталних конструкционих елемената железничких возила и колосека [17–19]. 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 [20, 21]. 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.

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. Са друге стране, најчешћи узроци исклизнућа која настају услед оштећења и отказа виталних елемената железничких возила су оштећења и откази точка, осовине, лежаја и елемената система огибљења. Уз несреће узроковане грешкама оператера и диспечера, оваква исклизнућа данас представљају један од највећих проблема безбедности на светским железницама, који се додатно појачава са трендовима повећавања брзине кретања и осовинског оптерећења.

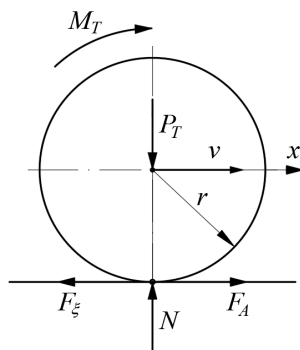
Поменути проблеми налазе се у средишту разматрања при развоју и пројектовању сваког железничког возила и колосека, са главним циљевима

постизања што већег нивоа комфора и стабилности кретања. Управо ту наступа један од кључних проблема динамике железничких возила који се састоји у чињеници да су захтеви у погледу квалитета динамичког понашања 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, при чему, због сложености свих ових проблема, водећу улогу имају експериментална испитивања [22–27].

4. ПРОБЛЕМИ КОЧЕЊА ЖЕЛЕЗНИЧКИХ ВОЗИЛА

Основни принцип који омогућава реализацију кретања железничких возила односно рад вучних возила заснива се на адхезији – пријањању точка на шину на месту њиховог додира (слика 23). Преко ове веома мале контактне површине преноси се вучна сила која има задатак да омогући покретање, убрзавање и одржавање брзине воза. Погонски точак вучног железничког возила делује на шину силом P_T која представља половину осовинског притиска, односно:

$$P_T = \frac{P_{os}}{2} \quad (9)$$



Слика 23. Величине на погонском точку вучног железничког возила

Као последица тога, појављује се реакција шине односно нормална сила N у контакту точак-шина. Вучни мотор делује на точак погонским обртним моментом M_T који изазива подужну тангенцијалну силу у контактної површини између точка и шине F_g . Између ових величина важи следећа релација:

$$M_T = F_g \cdot r \quad (10)$$

Услед дејства вертикалне силе P_T , у контактної површини између точка и шине настаје сила F_A која се назива адхезиона сила. При томе, коефицијент адхезије може се дефинисати као количник адхезионе силе и силе којом точак делује на шину:

$$\varphi = \frac{F_A}{P_T} \quad (11)$$

Сходно претходним разматрањима, а имајући у виду однос обимне брзине точка v_{OT} и подужне брзине точка v могу се дефинисати режими кретања точка у односу на шину који су приказани у табели 1.

Табела 1. Режији кретања точка у односу на шину

Режим		Однос брзина v_{OT} и v
1	мировање	$v_{OT} = v = 0$
2	котрљање без проклизавања	$v_{OT} = v$
3	котрљање са проклизавањем	$v_{OT} > v$ $v_{OT} = v \pm \Delta v$
4	клизање	$v_{OT} \gg v$
5	клизање блокираног точка	$v_{OT} = 0$ $v > 0$

За реализацију вучне силе на ободу погонског точка мора бити задовољен следећи услов:

$$F_{\xi} \leq F_A \quad (12)$$

Уколико је вучна сила прекомерна, односно уколико је тангенцијална сила F_{ξ} већа од адхезионе силе F_A , долази до појаве котрљања са проклизавањем (тзв. буксирања или "stick slip" ефекта), при чему је обимна брзина точка већа од подужне – транслаторне брзине (режим 3). Овај проблем се код савремених вучних возила решава уградњом специјаних противклизних уређаја који омогућавају аутоматско смањење погонског обртног момента и на тај спречавају проклизавање точкова по шинама.

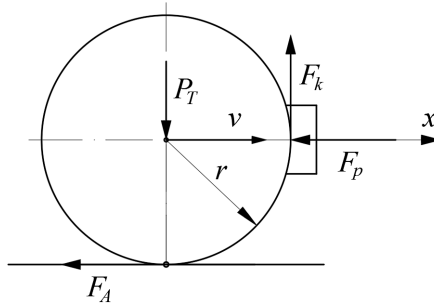
За разлику од датих проблема покретања и вуче, да би се железничко возило успорило односно зауставило, на њега морају деловати кочне силе које су супротног смера у односу на смер кретања. Кинетичка енергија железничког возила масе m_v које се креће брзином v је:

$$E_k = \frac{m_v \cdot v^2}{2} \quad (13)$$

Ова енергија се кочењем мора смањити или потпуно неутралисати, а имајући у виду да при већим брзинама кретања може бити изузетно велика, кочне силе морају бити такође великог интензитета. Оне се могу реализовати на неколико различитих начина, а најчешће примењивани начин подразумева кочење осовинског склопа помоћу кочних папуча и кочних дискова. Оба начина кочења такође су заснована на адхезији односно пријањању точка на шину. При кочењу

папучама, сила притиска кочне папуче на површину котрљања точка F_p изазива тангенцијалну кочну силу F_k која се јавља у додирној површини између папуче и точка (слика 24). Ова сила одређује се као производ силе F_p и коефицијента трења клизања папуче по точку μ_{pt} :

$$F_k = F_p \cdot \mu_{pt} \quad (14)$$



Слика 24. Величине на коченом точку – кочница са папучама

Са друге стране, као што је већ показано, сила адхезије између точка и шине зависи од силе којом точак притиска шину и коефицијента адхезије између точка и шине ($F_A = P_T \cdot \varphi$). Основни и најважнији проблем при пројектовању и експлоатацији кочница железничких возила састоји се у томе да кочна сила, и при најнеповољнијим условима, не прекорачи вредност адхезионе силе. Према томе, мора се обезбедити испуњеност следећег услова:

$$F_k \leq F_A \quad (15)$$

Односно:

$$F_p \cdot \mu_{pt} \leq P_T \cdot \varphi \quad (16)$$

При кочењу помоћу кочних дискова, сила притиска кочног уметка на површину диска F_p изазива тангенцијалну кочну силу F_k која се јавља у додирној површини између диска и уметка (слика 25). Ова сила одређује се као производ силе F_p и коефицијента трења клизања кочног уметка по диску μ_{kud} :

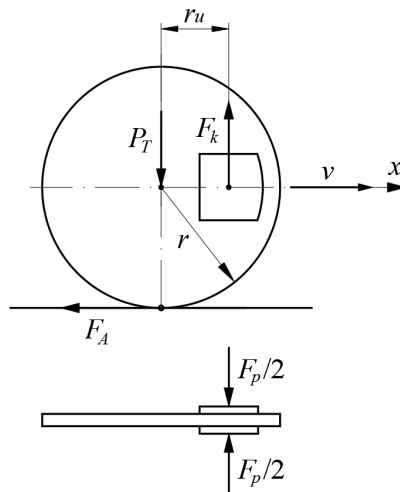
$$F_k = F_p \cdot \mu_{kud} \quad (17)$$

И у овом случају мора се обезбедити испуњеност услова (15), односно:

$$F_p \cdot \mu_{kud} \cdot r_u \leq P_T \cdot \varphi \cdot r \quad (18)$$

Уколико је кочна сила прекомерна односно уколико је тангенцијална сила F_k изазвана притиском кочне папуче на точак или кочног уметка на диск већа од

адхезионе силе F_A , долази до појаве блокирања точка односно до клизања блокираног точка по шини. При томе је обимна брзина једнака нули, а точка клиза неком транслаторном брзином по шинама (режим 5). Овакав режим је веома неповољан и у експлоатацији железничких возила изазива многе штетне ефекте у виду оштећења точкава и шина, као и уређаја кочног система. Поред тога, важно је нагласити да се при оваквом режиму зауставни пут знатно продужава.



Слика 25. Величине на коченом точку – диск кочница

Искуства из праксе и резултати досадашњих истраживања показују да се коефицијент адхезије φ значајно мења са променом адхезионих услова односно стања шина, а врло мало се мења са променом брзине кретања. Познато је да услед присуства снега и леда шине могу бити клизаве, на њима се веома често може налазити песак, прашина, блато, лишће, и сличне нежељене материје које значајно смањују коефицијент адхезије. При наиласку и евентуалном кочењу на таквим местима може доћи до кршења услова (16) и до појаве клизања блокираног точка по шинама када престаје да важи коефицијент адхезије и почиње да важи коефицијент трења клизања μ који има знатно ниже вредности. На тај начин може се значајно угрозити безбедност железничког саобраћаја. Са друге стране, сила којом точка притиска шину P_T зависи од тежине односно степена натоварености возила и може варирати у прилично широком дијапазону вредности од празног до максимално натовареног вагона.

Према томе, да би се испунио услов (16) односно (18), сила притиска кочне папуче на површину котрљања точка односно кочног уметка на диск F_p мора бити строго контролисана односно регулисана у функцији параметара φ и P_T . Имајући у виду да је промена адхезионих услова у потпуности стохастична, најчешће се кочни елементи пројектују за неку нижу вредност коефицијента адхезије која одговара изузетно неповољном стању шина, што је на страни сигурности и обезбеђује да у експлоатацији не дође до клизања блокираних точкава по шинама. Регулисање силе P_T мора се остварити, не нивоу једног

точка или осовинског склопа, већ на нивоу читавог, произвољно састављеног воза. Услов (16) односно (18) мора бити испуњен за сваки точак сваког железничког возила које улази у састав воза. Имајући у виду да у састав воза могу ући различити типови железничких возила која могу бити различито натоварена, од потпуно празних до потпуно натоварених, јасно је да ово регулисање представља изузетно сложен технички проблем. Током једног дужег периода у прошлости, управо овај проблем је спречавао даљи развој и експанзију железничког саобраћаја. До почетка 20. века техничко решење система кочења возова на светским железницама није било адекватно и јављали су се огромни проблеми у експлоатацији железничких возила. То је трајало све до појаве српског инжењера Добривоја Божића који је двадесетих година 20. века на, до тада, незамислив начин решио ове, као и многе друге проблеме кочења возова.

5. ЗАКЉУЧАК

Без железнице се не може замислити савремени начин живота и функционисање привредних система. Чињеница да се за релативно кратко време, од изузетно примитивних локомотива Тревитика и Стивенсона, перманентним развојем стигло до железничких возила која се крећу невероватним брзинама је фасцинантна. Кључну заслугу за железничка возила и железнице које данас има, човечанство дугује ретким појединцима – проналазачима или изумитељима. Они су током прошлости на визионарски начин решавали одређене проблеме, што је изнова и изнова омогућавало даљи развој железнице, све до нивоа који данас постоји. Један од таквих појединаца је и српски инжењер Добривоје Божић који је двадесетих година 20. века решио проблеме кочења железничких возила који су у том тренутку представљали непремостиву препреку за даљи развој железнице. Основни циљ овог рада био је да се широј читалачкој јавности приближе неки основни проблеми железничког машинства и један део изазова са којима се својевремено суочио Добривоје Божић, осмишљавајући своје вансеријске изуме.

Најважнији и једини могући закључак овог рада је да Добривоје Божић спада у ред највећих светских изумитеља из области железнице, који је на спектакуларан начин прославио српско железничко машинство и српску науку у светским оквирима.

РЕФЕРЕНЦЕ

- [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] Iwnicki S.D., Handbook of Railway Vehicle Dynamics, CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, 2006.
- [4] Andersson E., Berg M., Stichel S., Rail Vehicle Dynamics, Railway Group KTH, Stockholm, 2007.

- [5] Бижић М., Истраживање утицајних параметара у интеракцији точак-шина на стабилност кретања железничких возила, Докторска дисертација, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу, Краљево, 2015.
- [6] Švigel J., Коћнице на жељезничким возилима, Zavod za novinsko-izdavačku i propagandnu delatnost na JŽ, Beograd, 1962.
- [7] Vainhal V., Коћнице и коћење возова, ŽELNID, Beograd, 1991.
- [8] Petrović D., Bižić M., Problem of braking as condition for development of railway transport, Academic journal "Mechanics Transport Communications", Sofia, Bulgaria, vol. 14, iss. 3/3, pp. VI-1-VI-7, 2016.
- [9] Petrović D., Bižić M., Influence of Bozic brake on development of rail traffic, Proceedings of the XVII International Scientific-Expert Conference on Railways – "RAILCON 2016", pp. 237-240, Niš, Serbia, 2016.
- [10] Bižić M., Petrović D., Pančić I., Functions of wheel-rail contact geometry, IMK-14 – Research and development in heavy machinery, vol. 21, no. 3, pp. EN71-78, 2015.
- [11] Carter F.W., Railway Electric Traction, Arnold, London, 1922.
- [12] 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.
- [13] Klingel J., Uber den Lauf von Eisenbahnwagen auf gerader Bahn, Organ fur die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Neue Folge 20, 113–123, Tafel XXI, 1883.
- [14] Redtenbacher F.J., Die Gesetze des Locomotiv-Baues, Verlag von Friedrich Bassermann, Mannheim, pp. 22, 1855.
- [15] Nadal M.J., Locomotives a Vapeur, Collection Encyclopedie Scientifique, Bibliotheque de Mecanique Applique et Genie, 186, Paris, France, 1908.
- [16] 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.
- [17] Petrović D., Bižić M., Improvement of suspension system of Fbd wagons for coal transportation, Engineering Failure Analysis, vol. 25, pp. 89–96, 2012.
- [18] Petrović D., Bižić M., Gašić M., Savković M., Gajić V., Increasing the Efficiency of Railway Transport by Improvement of Suspension of Freight Wagons, Promet – Traffic&Transportation, vol. 24, no. 6, pp. 487–493, 2012.
- [19] Petrović D., Bižić M., Improvement of the suspension system of the wagons with laminated springs, Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering, vol. 10, no. 1, pp. 55-62, 2012.
- [20] Bižić M., Tomić M., Đinović Z., Petrović D., Detekcija neispravnosti ležajeva osovinskih sklopova жељезничких возила, Tehnika, br. 5, str. 702-710, 2016.
- [21] Bižić M., Petrović D., Tomić M., Đinović Z., Detection of overheating in axle-boxes of railway vehicles, Proceedings of the XV International Scientific-Expert Conference on Railways – "RAILCON 2012", pp. 145-148, Niš, Serbia, 2012.
- [22] Petrović D., Tomić M., Đinović Z., Bižić M., Measuring systems for testing the safety and security of railway vehicles, Academic journal "Mechanics Transport Communications", Sofia, Bulgaria, iss. 3, part 2, pp. VI-20-VI-28, 2011.
- [23] Petrovic D., Bizic M., Djelosevic M., Determination of dynamic sizes during the process of impact of railway wagons, Archive of Applied Mechanics, vol. 82, no. 2, 205-213, 2012.
- [24] Bizic M., Petrovic D., Djinovic Z., Tomic M., Experimental Testing of Impact of Railway Wagons, Experimental Techniques, vol. 39, iss. 3, pp. 69–78, 2015.
- [25] Rakanović R., Vesković M., Petrović D., Simović T., Bižić M., Akreditacija metodologija ispitivanja vagona saglasno evropskim standardima, IMK-14 – Istraživanje i razvoj, vol. 16, br. 2, str. 85-90, 2010.

- [26] Bižić M., Petrović D., Methodologies of experimental determination of wheel-rail contact forces, Proceedings of the XVI International Scientific-Expert Conference on Railways – "RAILCON 2014", pp. 157-160, Niš, Serbia, 2014.
- [27] Bižić M., Petrović D., Basic aspects of problem of continuous measurement of wheel-rail contact forces, Proceedings of the XVII International Scientific-Expert Conference on Railways – "RAILCON 2016", pp. 5-8, Niš, Serbia, 2016.