

OULUN YLIOPISTO
UNIVERSITY of OULU

KONETEKNIIKAN KOULUTUSOHJELMA

Rautatievaihteen risteyksen dynaamisen kuormituksen mallinnus

Markus Moilanen

Diplomityö, jonka aihe on hyväksytty
Oulun yliopiston Konetekniikan koulutusohjelmassa 19.10.2016

Ohjaaja: Prof. Mauri Haataja

TIIVISTELMÄ

Rautatievaihteen risteuksen dynaamisen kuormituksen mallinnus

Markus Moilanen

Oulun yliopisto, Konetekniikan koulutusohjelma

Diplomityö 2016, 75 s. + 29 s. liitteitä

Työn ohjaaja: Prof. Mauri Haataja

Tässä työssä tutkitaan rautatievaihteen risteuksen dynaamista kuormitusta tietokoneavusteisen suunnittelun ja simuloinnin keinoin. Tavoitteena on selvittää suomalaisesta raidelevydestä poikkeavalle raidelevydelle tarkoitettun pyöräkerran sekä pyörän valelaipan vaikutus risteuksen dynaamiseen kuormitukseen. Tutkimusongelma koskee yksinkertaisen vaihteen YV54-200-1:9 risteuksen ja pyöräkerran välistä vuorovaikutusta, kun käytetään venäläisen GOST-standardin mukaista pyöräprofiilia, josta tutkitaan myös valelaipan korkeus vaikutus.

Tutkimuksessa suoritettiin kirjallisuuskatsaus rautatievaihteiden tekniikkaan ja niiden rakenteeseen sekä junan ja radan välisen vuorovaikutuksen mallinnuksessa käytettyihin menetelmiin. Pyöräkerran ja vaihteen risteuksen vuorovaikutuksen simulointia varten vaihteen risteuksen geometria mallinnetaan tietokoneavusteista suunnittelua (CAD) käyttäen käänteisesti mittapiirustuksista 3D-malliksi, josta muodostetaan simulointia varten poikkileikkausprofiilit koko risteuksen matkalta. Poikkileikkausprofiileina määritelty risteysgeometriatieto vietiin jäykän kappaleen dynamiikan analysointiin perustuvaan simulointiohjelmaan (MBS), jolla muodostettiin pyöräkertaa ja rataa kuvaava dynaaminen malli. Simuloidussa tilanteessa ajettiin vastavaihteeseen.

Simulointituloksien perusteella pyöräprofiilien geometrialla on suuri vaikutus vaihteen risteuksen kärkeen kohdistuvassa dynaamisessa kuormituksessa. Venäläisen GOST-standardin mukaisella pyöräprofiililla siipikiskon korotus ei nosta pyöräkertaa riittävästi ylöspäin, jolloin pyörä kohtaa risteyskärjen liian aikaisin ja aiheuttaa korkean dynaamisen kuorman. Pyörään muodostunut matala valelaippa vähentää dynaamisen

kuorman suuruutta, mutta valelaipan korkeuden kasvu lisää dynaamista kuormaa. Pyöräkerta S1002-pyöräprofiilin mukaisilla pyörillä nousee siipikiskon korotusta ylöspäin, jolloin pyörä kohtaa risteyskärjen myöhemmässä vaiheessa ja iskuvoima on venäläistä pyörää maltillisempi.

Tehdyn työn perusteella risteyskärjen kuormituskestävyyttä voidaan kasvattaa ainakin kolmella tavalla: käyttämällä kiinteän risteyskärjen tilalla *jousiristeystä*, laajentamalla *pyörien kunnan valvontaa* pyöräprofileihin tai vaihtamalla tilalle *manganiteräksestä valmistettu risteys*. Tämä työn teon aikana pyöräprofiilien kunnan valvonta on jo otettu käyttöön yhtenä osana liikkuvan kaluston kunnan valvontaa.

Asiasanat: rautatiekalusto, rautatievaihte, 3D-mallinnus, simulointi

ABSTRACT

Simulation of dynamic load in a railway turnout crossing

Markus Moilanen

University of Oulu, Degree Program of Mechanical Engineering

Master's thesis 2016, 75 p. + 29 p. appendixes

Supervisor: Prof. Mauri Haataja

This paper investigates the dynamic load of a Finnish railway turnout crossing by means of computer-aided design and simulation. The aim is to determine both the effect on the dynamic load at a railway crossing caused by a wheelset which is designed for a different track gauge and also the effect of wheel with a false flange. The research problem concerns the interaction between a simple turnout of a type YV54-200-1:9 and its interaction with a wheelset with a S1002 wheel profile used, as well as the profile of the wheel according to the Russian GOST standard from which the effect of a false flange wheel depth is also examined.

The study was carried out as a literature review of railway turnouts and their construction, as well as the methods used in the modelling of the interaction between the train and the railway track. For the simulation of the interaction between the wheelset and the turnout crossing the geometry of the turnout crossing is modelled reversely from dimensional drawings to a 3D-model using the computer-aided design (CAD) and from the 3D-model a cross-sectional profiles of the entire turnout crossing is formed. The data of the crossing geometry defined by the cross-sectional profiles was exported to multi body simulation (MBS) software which was used to describe the dynamic model of the wheelset and the track. Simulation was performed in the facing move in the through route.

On the basis of the simulation results, the geometry of the wheel profiles has a major impact on the dynamic load in a turnout crossing nose. When using the wheel profile according to the Russian GOST standard, the increment in the profile of the wing rail

will not raise the wheelset upwards enough, leading the wheel facing the crossing nose prematurely and causing a high dynamic load. A low false flange formed on the wheel reduces the magnitude of the dynamic load, but the load increases together with the false flange depth. The wheelset with the wheels according to an S1002 profile will raise upwards along the increment in the wing rail so the wheel does not face the crossing nose too early, thus the impact force is lower compared to the Russian wheel.

On the basis of the work, the durability of the crossing nose to the dynamic load can be increased by at least three ways: by using a spring frog instead of a solid turnout crossing, increasing the wheel condition monitoring regarding the wheel profiles, or changing the material of a turnout crossing to manganese steel. During this work the wheel profile condition monitoring has already been added as part of the rolling stock condition monitoring.

Keywords: railway stock, railway turnout, 3D-modelling, simulation

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Liikenneviraston ratateknisessä yksikössä yhteistyönä Oulun yliopiston konetekniikan osaston kanssa. Työn tarkoitus oli tutkia junan epätasaisesti kuluneiden pyörien vaikutusta rautatievaihteen risteyksen dynaamiseen kuormitukseen tietokoneavusteisen suunnittelun ja monikappaledynamiikkaan perustuvan simuloinnin avulla. Työn ohjaajina ovat toimineet Prof. Mauri Haataja Oulun yliopistosta ja ratateknisen yksikön päällikkö Seppo Mäkitupa Liikennevirastosta.

Haluan kiittää työn ohjaajia sekä Perttu Niskasta Oulun yliopistosta työhön annettuun ohjaukseen. Lisäksi haluan kiittää seuraavia työhön osallistuneita tahoja: Lasse Varimoa (VR Track) vaurioituneiden vaihteiden esittelystä ja niiden kunnossapito-ongelmien kuvaamisesta, Vossloh Cogifer Finlandia vaihteen risteykseen tarvittavan tiedon toimittamisesta ja CSC – Tietotekniikan keskus Oy:tä simulointiohjelman lisenssistä ja siihen liittyvästä tuesta. Kiitos kuuluu myös muille, jotka ovat antaneet työhön arvokasta tietoa.

Lisäksi haluan esittää syvimmat kiitokseni vaimolleni Kaisalle kannustuksesta ja tuesta työn teon aikana. Iso kiitos kuuluu myös muulle perheelleni opintojeni aikana saadusta tuesta.

Helsinki, 23.11.2016



Markus Moilanen

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

ALKUSANAT

SISÄLLYSLUETTELO

MERKINNÄT JA LYHENTEET

1 JOHDANTO.....	11
2 RAUTATIEVAIhteET.....	12
2.1 Vaihteen pääosat, kulkusuunnat ja kätsisyys	12
2.2 Vaihdetyypit	14
2.3 Vaihteiden merkintä.....	17
2.4 Vaihteiden mitoitusperusteet.....	18
2.5 Vaihteen rakenne	20
2.5.1 Kiskot.....	20
2.5.2 Ratapölkyt	20
2.5.3 Kiinnitykset.....	21
2.5.4 Kielisovitukset.....	22
2.5.5 Risteykset	24
2.5.6 Vastakiskosovitukset	26
3 VAIhteEN RISTEYKSEN KUNNOSSAPITO.....	28
3.1 Vaihteiden teräsosissa esiintyvät vauriot	28
3.2 Kunnossapitotoimenpiteet.....	29
3.2.1 Peruskunnossapito	29
3.2.2 Erilliskunnossapito	30
3.3 Kunnossapitokustannukset.....	31
4 VAIhteESEEN KOHDISTUVA KUORMITUS.....	32
4.1.1 Pystysuuntainen pyörävoima	32
4.1.2 Poikittaissuuntainen pyörävoima	34
4.1.3 Pyöräkerrat ja –profiilit Suomen rataverkolla.....	35
5 KISKON JA PYÖRÄN VÄLINEN VUOROVAIKUTUS.....	37
5.1 Pyöräkerran ohjautuminen kiskoilla.....	37
5.2 Pyöräkerran poikittaisliike suoralla radalla.....	38
5.2.1 Liikkuvan kaluston stabiiteetti.....	41

5.2.2 Ekvivalenttinen kartiokkuus	42
5.3 Pyörän ja kiskon välinen kontakti	43
5.3.1 Hertzin jousivakio	45
5.3.2 1- ja 2-piste kontakti	46
6 VAIHTEEN RISTEYKSEN JA PYÖRÄKERRAN VÄLISEN VUOROVAIKUTUKSEN MALLINNUS.....	47
6.1 Risteyksen CAD-malli	47
6.1.1 Siipikisko.....	47
6.1.2 Risteyksen kärki	50
6.1.3 Risteyksen kokoonpano	51
6.1.4 Pintamalli ja poikkileikkausprofiilit	52
6.1.5 Vastakiskosovitus.....	53
6.2 Pyöräkerran ja radan simulointimalli	54
6.2.1 Rata	56
6.2.2 Kiskot	57
6.2.3 Kiskon ja pyörän kontakti.....	58
6.2.4 Pyöräprofiilit	58
6.2.5 Simulointimallin parametrit.....	60
6.3 Simulointitulokset.....	61
6.4 Johtopäätökset	63
7 RISTEYKSEN KUORMITUSKESTÄVYYDEN PARANTAMINEN.....	65
7.1 Jousiristeys	65
7.2 Pyörien kunnan valvonta	66
7.3 Mangaaniteräsristeys	68
8 YHTEENVETO	69
9 LÄHDELUETTELO	73
LIITTEET	
Liite 1: Mallinukseen käytetyt piirustukset	
Liite 2: Kuluvien risteyksien sijainnit	
Liite 3: Simulointitulokset	
Liite 4: Valokuvat kuluneista risteyksistä	
Liite 5: Simuloinnissa käytetyt pyöräprofiilit	

MERKINNÄT JA LYHENTEET

a, b	ellipsin puoliakselit
a_q	poikittaishiihtyvyys
D	raiteen kallistus
da_q/dt	nykäys
f	taajuus
k_l	kalustokerroin
k_H	Hertzin jousivakio
L	sinikäyrän aallonpituus
L_t	telikeskiöväli
P	kontaktitason normaalivoima
p_0	kontaktin pintapaineen maksimi
P_a	staattinen akselipaino
Q	vertikaalinen pyöräkuorma
Q_{centr}	keskeisvoima kaarteessa
Q_{dyn}	dynaaminen pyörävoima
Q_{stat}	junan staattinen pyöräpaino
Q_{tot}	kokonaispyöräpaino
Q_{wind}	poikittaistuulen aiheuttama pyöräpaino
r	pyörän vierintäsäde keskiasennossa
R	sinikäyrän säde kohdassa $y(x)$
R_k	kaarteen säde
R_{rp}	kiskoprofilin kaarevuussäde
R_w	pyörän säde
s	kulkuympyröiden välinen etäisyys
v	junan nopeus
$y(x)$	poikittainen siirtymä sinikäyrällä
y_0	sinikäyrän amplitudi
Y_{centr}	keskihakuvoiman komponentti kaarteessa
Y_{dyn}	dynaaminen voimakomponentti
Y_{flange}	laippakosketuksesta aiheutuva voimakomponentti

Y_{\max}	pyöräkerran poikittaissuuntainen kokonaisvoima
Y_{tot}	pyörän poikittainen kokonaisvoima
Y_{wind}	sivutuulen aiheuttama voimakomponentti
γ	pyörän kartiokkuus (kaltevuus)
ν	Poisson vakio

1 JOHDANTO

Tässä työssä tutkitaan tietokoneavusteisen suunnittelun ja jäykän kappaleen dynamiikkaan perustuvan simuloinnin keinoin epätasaisesti kuluneiden junan pyörien vaikutusta rautatievaihteen risteuksen dynaamiseen kuormitukseen. Tutkimuskohteena on yksinkertaisen vaihteen YV54-200-1:9 risteuksen ja itäisen yhdysliikenteen rautapellettijunan välinen vuorovaikutus. Tavoitteena on selvittää suomalaisesta poikkeavan venäläisen standardin mukaisen pyöräkerran raidelevyden ja pyöränprofiilin epätasaisen kuluman vaikutus YV54-200-1:9-vaihteen risteykseen. Erityisesti tarkastelun kohteena on pyöräprofiiliin muodostuvan ”valelaipan” vaikutus vaihteen risteuksen kärjen kuormitukseen ajettaessa vastavaihteeseen vaihteen suoraa raidetta myöten. Suomessa ei ole vielä tehty tutkimusta vaihteen risteuksen ja pyörän välisestä vuorovaikutuksesta, joten aihepiirin tutkimukselle on tarvetta.

Junan kulkudynamiikan mallinnuksesta on tehty Euroopassa useita tutkimuksia, joiden yksi tavoite on ollut saada tarkempi käsitys kiskojen ja vaihteiden kulumisen ennustettavuudesta (Kassa E et al. 2006, Kassa E & Nielsen J C O 2008, Wiest M et al. 2008, Wan C & Markine V L 2015). Tutkimuksissa on kehitetty entistä tarkempia simulointimalleja kiskojen ja pyöräprofiilien geometrian optimointiin suunnitteluvaiheessa arvioimalla pyörässä ja kiskossa tapahtuvaa kulumista. Monissa tutkimuksissa on käytetty kuitenkin raskaampaa 60 kg kiskoa 54 kg kiskon sijasta ja pyörien profiilina on käytetty eurooppalaista S1002-profiilia. Venäläisen GOST-standardin mukaisella pyöräprofiililla tehtyjä tutkimuksia vaihteen dynaamisesta kuormituksesta ei löytynyt. Itäinen kalusto liikkuu kuitenkin Suomen rataverkolla, joten sen käyttäytymisestä Suomen rataverkolla olisi hyvä olla perusteellista tietoa.

Tämän tutkimuksen tarve syntyi vaihteiden risteysien liiallisesta kulumisesta rataosuudella Kontiomäki - Vartius-raja. Risteyksissä esiintyvien plastisten muodonmuutoksien perusteella oletettiin, että niihin kohdistuu liian korkeaa kuormitusta erityisesti vertikaalisessa suunnassa. Kiinteän 1-kärkisen risteuksen kulkupinnan epäjatkuvuuskohdan vuoksi pystysuuntainen dynaaminen voima saattaa kasvaa liian suureksi kaluston ominaisuuksien vuoksi, mikä lyhentää risteuksen elinikää ja lisää kunnossapidon tarvetta.

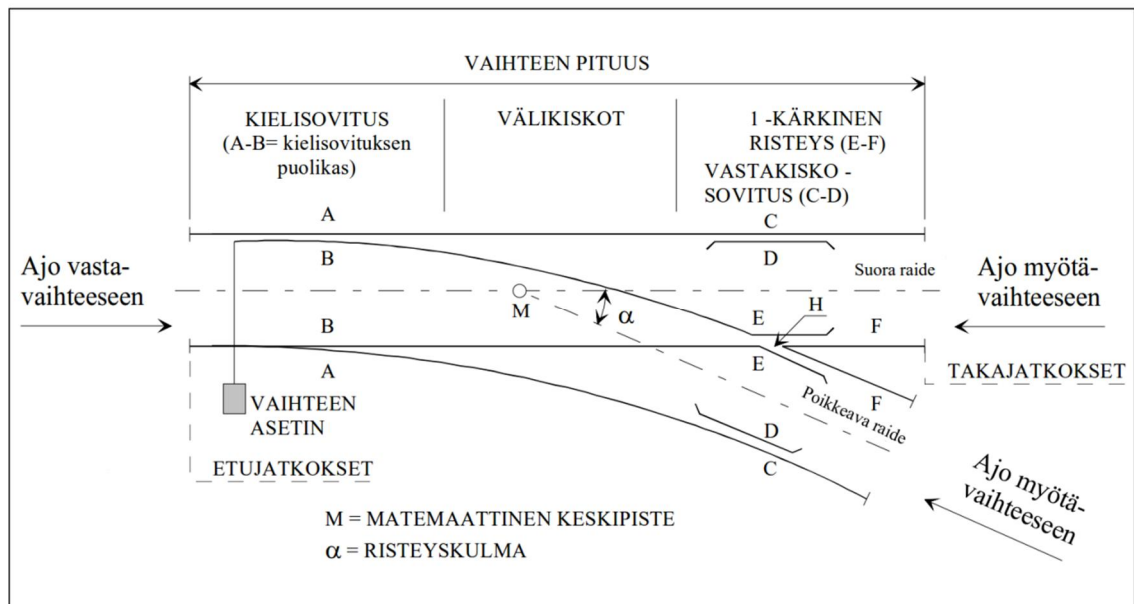
2 RAUTATIEVAIHTEET

Kun yhdeltä raiteelta halutaan jakaa junaliikennettä useammalle raiteelle, tarvitaan raiteiden liitoskohtaan rautatievaihde. Suomen rataverkolla oli v. 2015 5358 rautatievaihdetta ja 41 raideristeystä (Liikennevirasto 2016). Vaihde onkin olennainen osa rautatiejärjestelmää eikä ilman sitä voida rakentaa yhteiskunnan tarpeisiin vastaavaa rataverkkoa, joka tarjoaa riittävästi liikenneyhteyksiä ja joustavuutta liikennehäiriön sattuessa. Tässä luvussa kuvataan Suomessa käytettävät vaihteet ja niiden ominaisuuksia painottaen YV54-vaihteen ominaisuuksia.

2.1 Vaihteen pääosat, kulkusuunnat ja kätisyys

Vaihteet jaetaan lyhyisiin ja pitkiin vaihteisiin. Liikennevirasto (2012a) mukaan lyhyille vaihteille on ominaista, että niiden risteyssuhde on vähintään 1:9, poikkeavan raiteen kaarresäde on korkeintaan 300 m ja poikkeavan raiteen maksiminopeus on 40 km/h. Risteysuhteella tarkoitetaan suoran ja poikkeavan raiteen keskilinjan välisen kulman tangenttia. Pitkillä vaihteilla on puolestaan pienempi risteyssuhde (esim. 1:11,1) ja poikkeavan raiteen kaarresäde ja maksiminopeus ovat suuremmat. Tässä työssä tarkastelun alla oleva vaihde on lyhyt, jonka risteyssuhde on 1:9, poikkeavan raiteen kaarresäde 200 m ja maksiminopeus 35 km/h.

Rautatievaihde jaetaan pääosiin, jotka yhdessä muodostavat toiminnallisen vaihteen, ks. kuva 1. Yksinkertaisen vaihteen, joka on yleisin vaihdetyyppi rataverkolla, pääosat ovat vaihteen asetin, kielisovitus, välikiskot, 1-kärkinen risteys ja vastakiskosovitus. Vaihde alkaa etujatkoksesta ja päättyy takajatkokseen. Mikäli vaihteen kiskonkallistus poikkeaa raiteen kiskonkallituksesta, alkaa vaihteen jatkoksista etu- ja takajatkosalueet, joiden pituudella eriävät kiskonkallistukset tasataan. Jatkoksiin voidaan vielä asentaa liityntäkiskot, mikäli vaihteen kiskoprofiili poikkeaa raiteen kiskoprofiilista tai sovituskiskot siinä tapauksessa, että uusi vaihde asennetaan raiteeseen, jossa on kuluneet kiskot. (Liikennevirasto 2012a.)



Kuva 1. Vaihteen pääosat ja kulkusuunnat (mukailten Liikennevirasto 2012a).

Liikennevirasto (2012a) mukaisesti kuvassa 1 kirjaimin merkityt vaihteen rakenteelliset osat tarkoittavat seuraavaa:

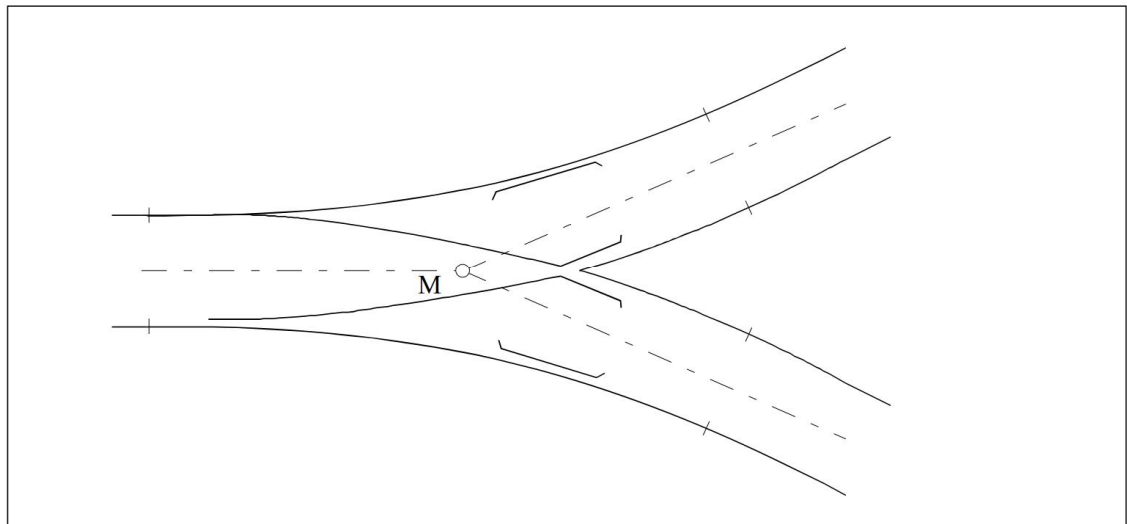
- A tarkoittaa tukikiskoja, jotka yhdessä kielen kanssa muodostavat kielisovituksen.
- B on kieli.
- C on vastakiskon tukikisko.
- D tarkoittaa vastakiskoja, jotka yhdessä tukikiskojen kanssa muodostavat vastakiskosovituksen.
- E:llä on merkitty siipikiskoja, jotka yhdessä kärkikiskojen kanssa muodostavat 1-kärkisen risteyksen.
- F kuvaa kärkikiskoja, jotka muodostuvat risteyksen kärkiosasta ja siihen hitsatuista jatkekiskoista.
- M on vaihteen risteyskulman α matemaattinen keskipiste, jossa suoran ja poikkeavan raiteen keskilinjat leikkaavat.
- H on risteyksen matemaattinen keskipiste.
- α on ilmoitettu yleensä risteysuhteena (esim. 1:9).

Risteyskulma ja vaihteen risteyksen kulma eivät ole aina yhtä suuret. Mikäli poikkeavan raiteen kaari päättyy ennen risteyksen kärkeä, ovat risteyskulma ja vaihteen risteyksen kulma yhtä suuret. Jos poikkeavan raiteen kaari päättyy vaihteen risteyksen jälkeen, määritetään risteyskulma risteyksen takajatkoksen kohdalle piirretyn tangentin ja suoran raiteen keskilinjän välisenä kulmana. Vaihteisiin liittyvät käsitteet ajo myötä- ja vastavaihteeseen sekä suora ja poikkeava raide, ks. kuva 1. Poikkeavan raiteen avulla

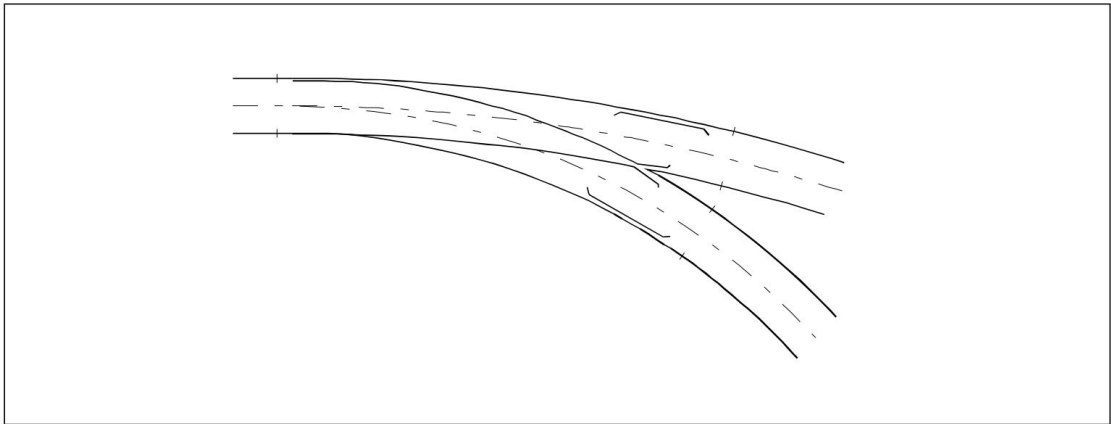
määritetään lisäksi vaihteen kätisyys eli kaartuuko poikkeava raide oikealle vai vasemmalle vastavaihteeseen päin katsottuna. (Liikennevirasto 2012a.)

2.2 Vaihdeyyt

Yksinkertainen vaihde (YV) muodostuu suorasta ja poikkeavasta raiteesta, ks. kuva 1. Se on yleisin vaihdeyyppi Suomen rataverkolla ja sitä pyritään käyttämään aina, kun se on akselipainon, raidenopeuden ja liikennöintiheyden puitteissa mahdollista (Nummelin M 2004). Muunnoksia yksinkertaisista vaihteista ovat tasapuoliset yksinkertaiset vaihteet (TYV), joissa molemmat raiteet poikkeavat vastakkaisiin suuntiin yhtä suurilla kaarresäteillä (kuva 2), sekä kaarrevaihteet (kuva 3), joissa molemmat raiteet tekevät joko sisäkaarteen tai ulkokaarteen ja raiteilla on erisuuret kaarresäteet (Liikennevirasto 2012a).

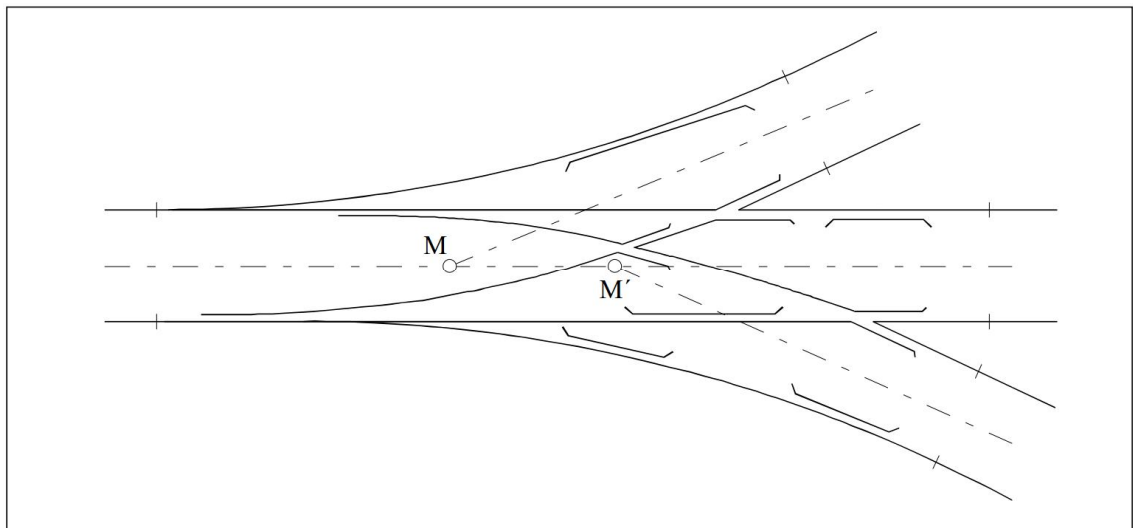


Kuva 2. Tasapuolinen yksinkertainen vaihde (Liikennevirasto 2012a).



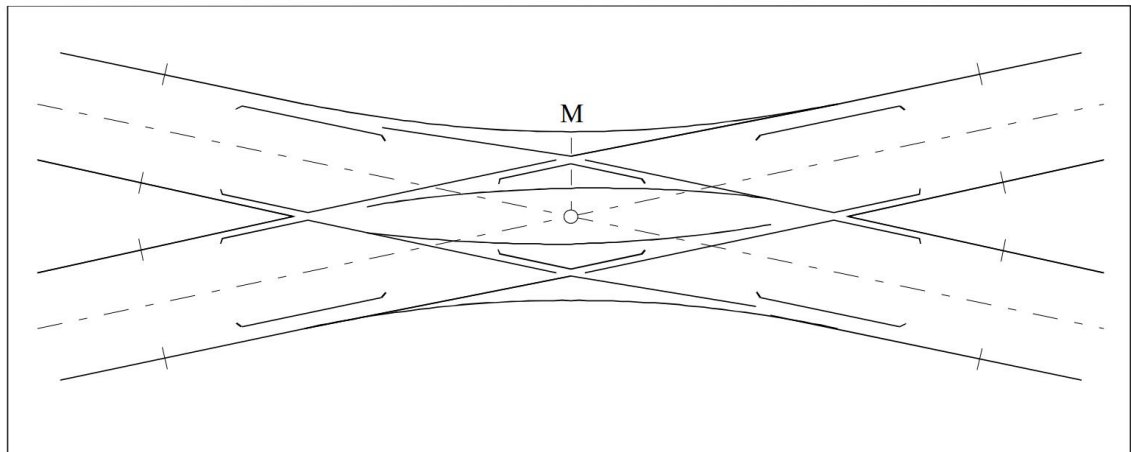
Kuva 3. Yksinkertainen sisäkaarrevaihde (Liikennevirasto 2012a).

Kaksoisvaihteessa (KV) poikkeavat raiteet lähtevät suoran raiteen molemmille puolille ja kätisyys määräytyy ensimmäisen poikkeavan raiteen mukaan, ks. kuva 4. Rakenteellisesti vaihteessa on kytketty kaksi yksinkertaista vaihdetta yhteen (Liikennevirasto 2012a). Vaihteen kätisyys määräytyy sen mukaan kummalle puolelle vaihdetta poikkeava raide alkaa ensin vastavaihteeseen päin katsottuna.



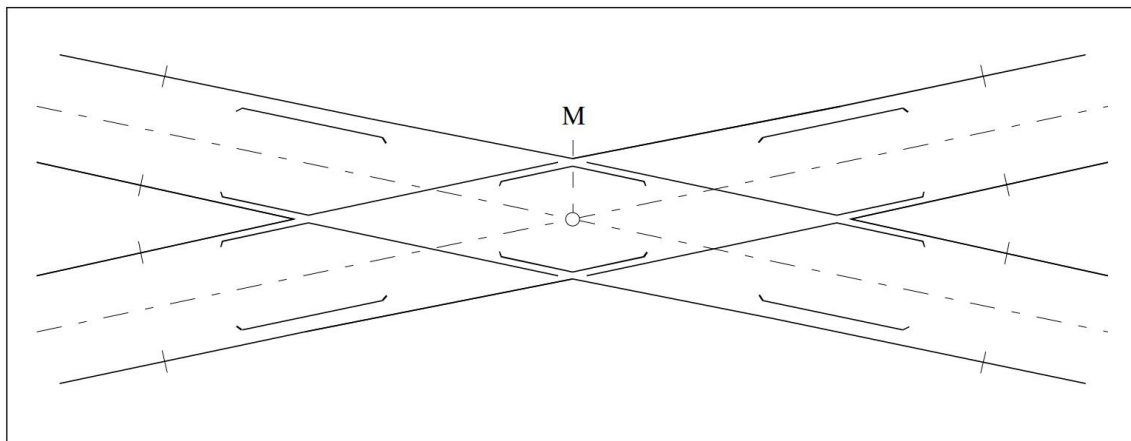
Kuva 4. Vasenkätinen kaksoisvaihde (Liikennevirasto 2012a).

Risteysvaihde muodostuu raideristeyksestä ja kielisovituksista. Yksipuolisessa risteysvaihteessa (YRV) on kaksi kielisovitusta ja kulkumahdollisuus saman puolen raiteelle vain toisella puolella risteystä. Kaksipuolisessa risteysvaihteessa (KRV) (kuva 5) on neljä kielisovitusta ja kulkumahdollisuus saman puolen raiteelle risteyskosen molemmilla puolilla. (Liikennevirasto 2012a.)

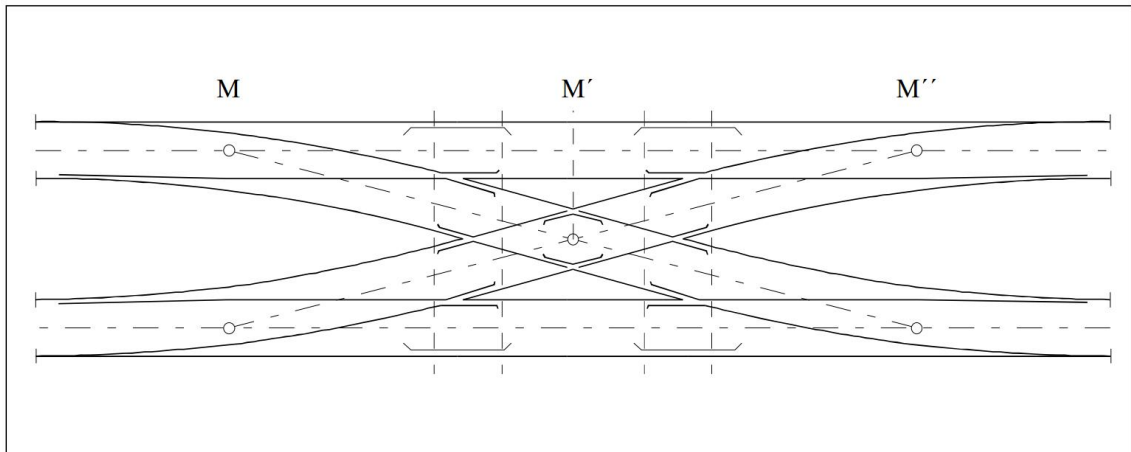


Kuva 5. Kaksipuolinen risteysvaihde (Liikennevirasto 2012a).

Raideristeykset (RR) lasketaan myös vaihteeksi, vaikka niissä ei ole liikkuvia osia, ks. kuva 6. Raideristeys muodostuu yksinkertaisesti kahdesta toisiaan leikkaavasta suorasta raiteesta. *Sovitettu raideristeys* (SRR) on puolestaan raideristeyksestä ja neljästä vaihteesta muodostuva yhdistelmä, joka yhdistää kaksi suoraan raidetta toisiinsa, ks. kuva 7. Yleisimmin esiintyvä SRR-tapaus on 4800 mm raidevälille sovitettu RR. (Liikennevirasto 2012a.)



Kuva 6. Raideristeys (Liikennevirasto 2012a).



Kuva 7. Sovitettu raideristeys (Liikennevirasto 2012a).

SRR on rakenteeltaan monimutkaisin vaihdetyyppi. Kuvasta 7 nähdään, että SRR sisältää mm. 6 kpl 1-kärkisiä risteyskiskoja, 2 kpl 2-kärkisiä risteyskiskoja, 14 kpl siipikiskoja ja 4 kpl vastakiskosovituksia.

2.3 Vaihteiden merkintä

Vaihteiden tyyppien esittämiseen käytetään aina merkintää, joka muodostuu kuudesta osasta. Merkintä kertoo nopeasti vaihteen tilaajalle ja käyttäjälle kyseessä olevan vaihteen tyyppin. Liikennevirasto (2012a) mukaisesti vaihteen YV54-200N-1:9-O merkinnässä:

1. YV tarkoittaa vaihteen tyyppiä, joka voi olla YV, TYV, SKV, UKV, KV, YRV, KRV, RR tai SRR.
2. 54 tarkoittaa lähimpään kokonaislukuun pyöristettyä kiskon painoa. Uudet hankittavat kiskoprofiilit ovat joko 54E1 tai 60E1.
3. 200 ilmoittaa poikkeavan raiteen kaarresäteen metreinä.
4. N-kirjain ilmaisee, että vaihteessa ei ole raidelevyyden levitystä. Jos kyseistä vaihdetyyppiä on käytössä raidelevyyden levityksellä ja ilman sitä, niin N-kirjaimella ilmaistaan, että levitystä ei ole. Tässä kohtaa voidaan käyttää myös kirjainta P-kirjain ilmaisemaan, että vaihteessa ei ole kiskon lepopinnan kallistusta, jos käytössä on sekä kallistetulla, että kallistamattomalla lepopinnalla olevia vaihteita.
5. 1:9 kertoo vaihteen risteysuhteen.
6. O-kirjain ilmaisee poikkeavan raiteen kätisyyden.

2.4 Vaihteiden mitoitusperusteet

Vaihteiden geometriseen mitoitukseen vaikuttavia tekijöitä ovat raideleveys, vaihteessa esiintyvä poikittaiskiihtyvyys ja nykäys, kaarregeometria, vaihteen ja pyöräkerran välinen vuorovaikutus sekä risteyssuhteet (Liikennevirasto 2012a). Vaihteille on määritetty yleiset mitoitusperusteet, joiden mukaan vaihteet mitoitetaan määrätuille staattisille akselipainoille junan nopeuden mukaan, ks. taulukko 1.

Taulukko 1. Vaihteiden mitoitus staattisille akselipainoille kiskonpainon ja junan nopeuden mukaan (Liikennevirasto 2012a).

60E1-vaihteet	
300 (+10 %) kN	$v \leq 100 \text{ km/h}$
250 (+10 %) kN	$100 \text{ km/h} < v \leq 120 \text{ km/h}$
220 (+10 %) kN	$v > 120 \text{ km/h}$
54E1-vaihteet	
250 (+10 %) kN	$v \leq 120 \text{ km/h}$
220 (+10 %) kN	$v > 120 \text{ km/h}$

Lisäksi vaihteet on mitoitettu niin, että niiden suurin sallittu ajonopeus on

- pitkän ja lyhyen 60E1-vaihteen suoralla raiteella 220 km/h (kiinteä risteys) tai 300 km/h (kääntyväkärkinen risteys),
- 54E1-vaihteen suoralla raiteella 160 km/h,
- lyhyen vaihteen poikkeavalla raiteella 40 km/h,
- pitkän vaihteen poikkeavalla raiteella 60 km/h (1:11,1- ja 1:14-vaihteet), 80 km/h (1:15,5- ja 1:18-vaihteet), 140 km/h (1:26-vaihteet), 160 km/h (1:28-vaihteet) ja
- raideristeyksissä 100 km/h.

Edellä mainituille maksiminopeuksien arvoille sallitaan kaikissa vaihteissa +10 % ylitys. Tärkeitä toiminnallisia vaatimuksia ovat vaihteen toiminta lämpötila-alueella -40...+50 °C sekä rakenteen suunnittelu niin, että siinä on mahdollisimman vähän lunta ja jäätä kerääviä kulmia ja onkaloita. (Liikennevirasto 2012a.)

Raideleveydet kaikissa uusissa asennettavissa vaiheissa ovat suoralla raiteella 1524 mm. Raideleveyttä levitetään poikkeavalla raiteella, kielisovituksissa sekä kaikissa kaarrevaihteissa kaarresäteen suuruudesta riippuen. Yhtälössä (1) on esitetty poikkeavan raiteen aiheuttama suurin sallittu junaan kohdistuva poikittaiskiihtyvyys, joka on ominaista käyräviivaisessa liikkeessä olevalle kappaleelle. Liikennevirasto (2012a.) mukaan poikittaiskiihtyvyyden arvo voidaan laskea kaavalla

$$a_q = \frac{v^2}{12,96R_k} - \frac{D}{163} \quad (1)$$

missä a_q on poikittaiskiihtyvyys, jonka suurin sallittu arvo on $0,65 \text{ m/s}^2$,
 v on junan nopeus [km/h],
 D on raiteen kallistus [mm] ja
 R_k on kaarteiden säde [m].

Yhtälöstä (1) voidaan todeta, että junaan kohdistuva poikittaiskiihtyvyys on mahdollista eliminoida kokonaan riittävällä raiteen kallistuksella, mutta kallistus eliminoisi poikittaiskiihtyvyyden vain tietyllä nopeudella. Vaihteiden poikkeavan raiteen kaaren peruselementtinä käytetään ympyräkaarta ja eri säteisien ympyräkaarien yhdistelmillä on tarkoitus mm. vähentää nykäyksen (yhtälö 2) suuruutta kielisovituksessa pitkissä vaihteissa (Liikennevirasto 2012a). Standardi vaihdetyypeissä poikkeavalla raiteella ei yleensä käytetä raiteen kallistusta tai siirtymäkaaria (Nummelin M 2004). Liikennevirasto (2012a) mukaan vaihteessa syntyvän nykäyksen arvo saadaan kaavalla

$$\frac{da_q}{dt} = \frac{a_q v}{L_t} \quad (2)$$

missä da_q/dt on nykäys [m/s^3], jonka suurin sallittu arvo on $1,1 \text{ m/s}^3$ ja
 L_t on telikeskiöväli [m], jolle käytetään mitoitusarvona 17 m.

Vaihteiden käyttöikä on pitkä, joten vaihteen risteysuhteen valinnalla on merkitystä erityisesti ratapihojen vaihdokojen toimintaan ja uusimiskustannuksiin, jos risteysuhtetta täytyy muuttaa (Liikennevirasto 2012a). Täytyy kuitenkin muistaa, että vaihteen käyttöikään vaikuttaa oleellisesti se kuinka paljon liikenne sitä kuormittaa,

minkä vuoksi vaihteiden elinkaari voi vaihdella huomattavasti. Muiden käyttökohteiden suunnittelussa suositellaan käytettäväksi vaihteissa yleisesti käytössä olevia risteysuhteita (Liikennevirasto 2012a).

2.5 Vaihteen rakenne

Tässä luvussa kuvataan vaihteen mekaaninen rakenne pääpainon ollessa 54E1-vaihteessa. Eri tyyppiset vaihteet ovat konstruktioiltaan hyvin paljon toistensa kaltaisia, joten kuvatut rakenteet esiintyvät monilta osin myös muissa vaihdetyypeissä käytetyissä ratkaisuissa.

2.5.1 Kiskot

Käytössä olevissa vaihteissa esiintyy erityyppisiä kiskoprofiileja, mutta uusia vaihteita asennettaessa käytetään joko 54E1- tai 60E1-kiskoprofiilia sekä niitä vastaavia kieli- ja täyskiskoprofiileja. Teräslaatuina käytetään yleisesti laatua R260, mutta tapauskohtaisesti voidaan harkita laatua R360HT, mikäli liikenteen aiheuttama kuormitus sitä edellyttää. Kiskonkallistusta 1:40 käytetään 60E1-vaihteessa koko vaihteen alueella. Kaikissa muissa vaihteissa ja ennen vuotta 1994 valmistetussa 60E1-vaihteessa kiskot ovat suorassa. (Liikennevirasto 2012a.)

2.5.2 Ratapölkkyt

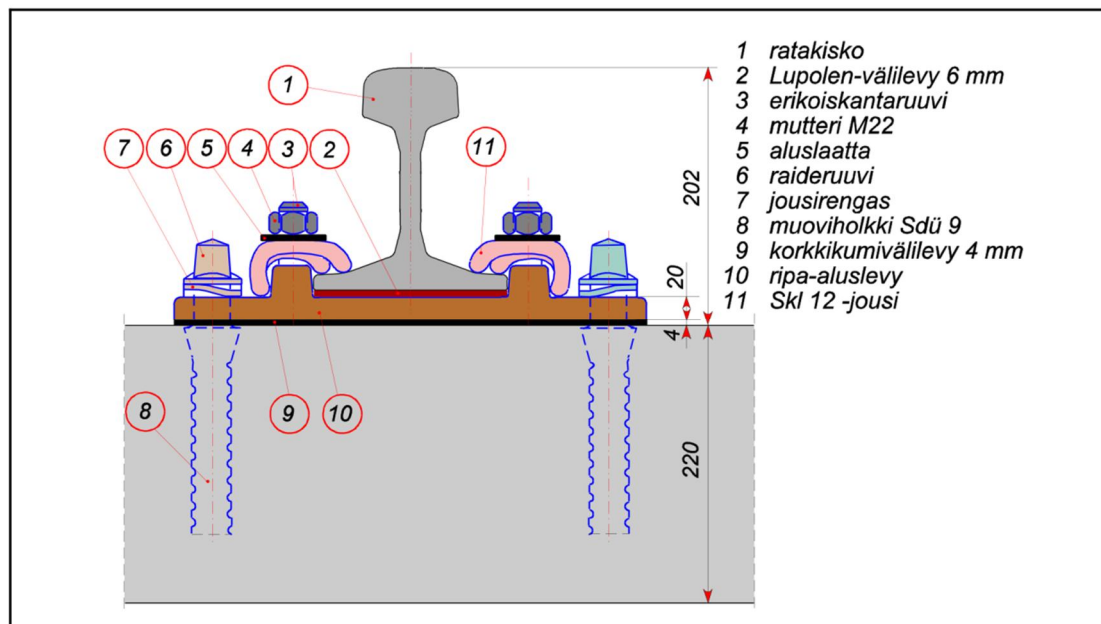
Ratapölkkyt ovat voivat olla joko puisia tai betonisia. Ratapölkky jakaa kiskoihin kohdistuvaa junan kuormaa tasaisesti kohti tukikerrosta ja edelleen radan alusrakenteelle. Liikennevirasto (2012a) mukaan ratapölkky toimii sille tarkoitettulla tavalla, kun se

- antaa kestävä alusta kiskon kiinnityksille ja jalalle,
- antaa riittävästi jäykkyyttä kiskoille raiteen poikittais- ja pituussuunnassa,
- suurentaa tukikerrokseen kohdistuvaa pinta-alaa,
- kestää mekaaniset rasitukset pitkällä aikajänteellä ja
- mahdollistaa riittävän sähköisen eristyksen sekä kiskojen välille, että kiskojen ja tukikerroksen välille.

Vaihteissa käytettävät vaihderatapölkkyt eivät eroa merkittävästi pää- ja sivuraiteella käytettävistä pölkkyistä. Huomioitavia eroja ovat kiskon kiinnityksessä käytettävien vaihdealuslevyjen mitoitus pölkkyjen porauksessa sekä betonivaihdepölkkyyn tuleva kaapelien läpivientiputkitus. (Liikennevirasto 2012a.)

2.5.3 Kiinnitykset

Kiskon ja ratapölkyn välinen kiinnitystapa riippuu kiskon ja ratapölkyn tyypistä, raiteeseen kohdistuvasta kuormituksesta ja junan kulkunopeudesta. Suomen rataverkolla on käytössä useita erilaisia kiinnitystyyppiejä, mutta kaikissa 60E1-vaihteissa käytetään Skl-jousta ja 54E1-vaihteissa Skl-jousta tai K-kiinnitystä. Kuvassa 8 on esitetty kiskon kiinnitys betonipölkkyyn käyttäen Skl-jousta, josta on kolme eri versiota: Skl 3, Skl 3w ja Skl 12. Skl-kiinnitystä käytetään kaikissa uusissa vaihteissa. Joissakin pitkissä 54E1-vaihteissa on käytössä vinokiilakiinnitys, mutta se pyritään vaihtamaan Skl-jouseen kunnossapidon yhteydessä. (Liikennevirasto 2012a.)

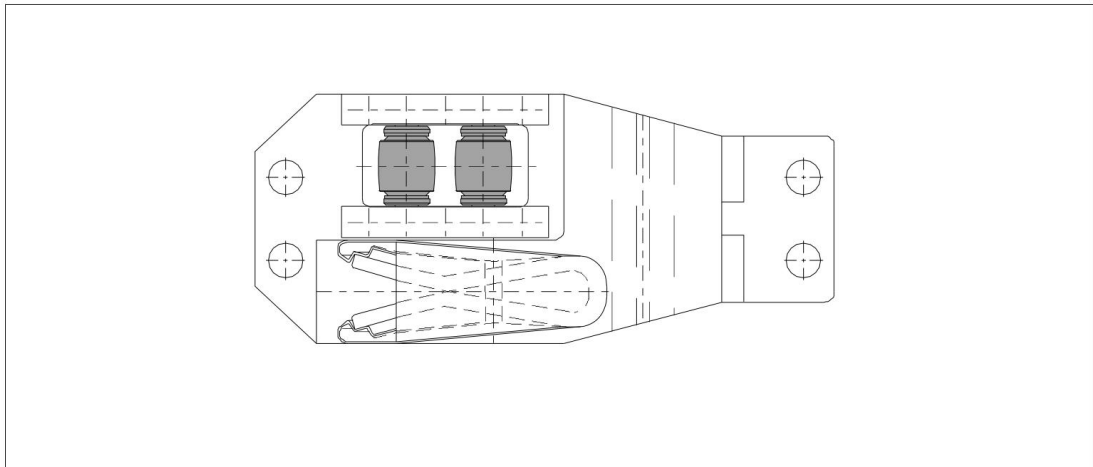


Kuva 8. Kiskon kiinnitys betonipölkkyyn Skl 12 -jousikiinnityksellä (Liikennevirasto 2002).

Kiskon kiinnitykseen käytettävän aluslevyn tyyppi riippuu käytettävästä kiskosta, kiskon kallistuksesta, kiinnityksen tyypistä ja sijainnista vaihdealueella. Aluslevyt on valmistettu teräksestä valssaamalla, takomalla tai valamalla. Mikäli kisko on pystysuorassa vaihteen alueella, käytetään erityisiä siirtymäaluslevyjä joiden matkalla

kiskonkallistus tasataan raiteen kiskonkallistusta vastaavaksi. 60E1- ja 54E1-vaihteiden kielisovituksien tukikiskojen sisäpuolella käytetään IBAV-kiinnityksiä ja vastakiskojen tukikiskojen sisäpuolella puolestaan IFAV- tai Skl 12-kiinnitystä. (Liikennevirasto 2012a.)

60E1- ja 54E1-vaihteiden kielisovituksissa käytetään yleensä rullalaakeri-vaihdealuslevyjä, joiden tehtävä on kohottaa kieliä ylöspäin n. 2 mm aluslevyjen kitkapinnalta ja vähentää kielien liikuttamiseen tarvittavaa kääntövoimaa. Kielet eivät saa kuitenkaan maata rullalaakerien päällä ollessaan kiinni, sillä laakerit eivät kestä junan aiheuttamaa kuormaa. (Liikennevirasto 2012a.)



Kuva 9. Vaihteessa käytettävä rullalaakerialuslevy (Liikennevirasto 2012a).

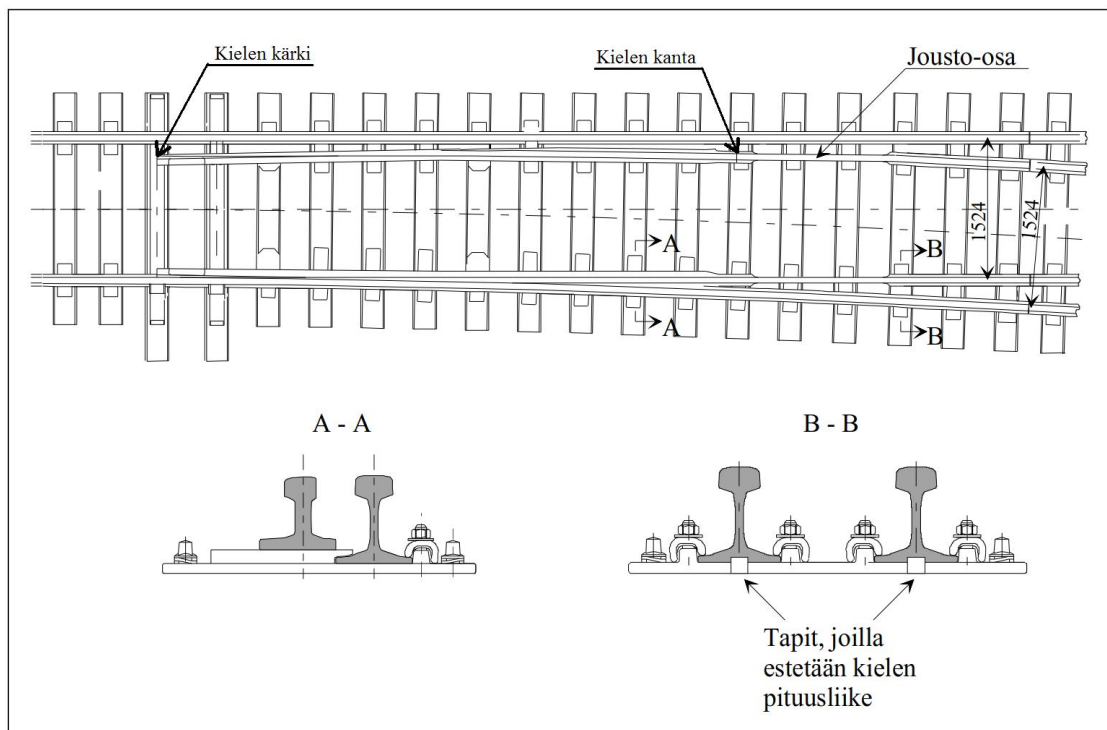
Vaihdealueella kiskon ja vaihdealuslevyn välissä on myös välilevy luukun ottamatta kielen liikkuvaa osaa. Välilevyn paksuus on 60E1-kiskolla 6 mm ja 54E1-kiskolla 4 mm. Lisäksi kaikissa betonipölkkyvaihteissa käytetään vaihdealuslevyn betonipölkyn välissä korkkikumivälilevyä, joka on paksuudeltaan 4 mm. (Liikennevirasto 2012a.)

2.5.4 Kielisovitukset

Vaihteessa juna ohjataan poikkeavalle raiteelle liikuttamalla kielikiskoa, joka muodostaa yhdessä tukikiskon kanssa kielisovituksen, ks. kuva 1. Kielen kärkiosasta kielen kantaan päin kieli tuetaan tukikiskoa vasten tukitönkillä, joiden tehtävä on pitää raideleveys oikeana kielen alueella. Kielen ollessa kiinni koneistettu kärkiosa nojaa tukikiskoon koko matkaltaan, joskin tukikiskon ja kielen välissä sallitaan 2...4 mm välitys

kielen lämpöliikkeen, lumivaran ja kääntölaitteen ominaisuuksien vuoksi. Kielen pituussuuntainen on estetty tapeilla, ks. kuva 10. (Liikennevirasto 2012a.)

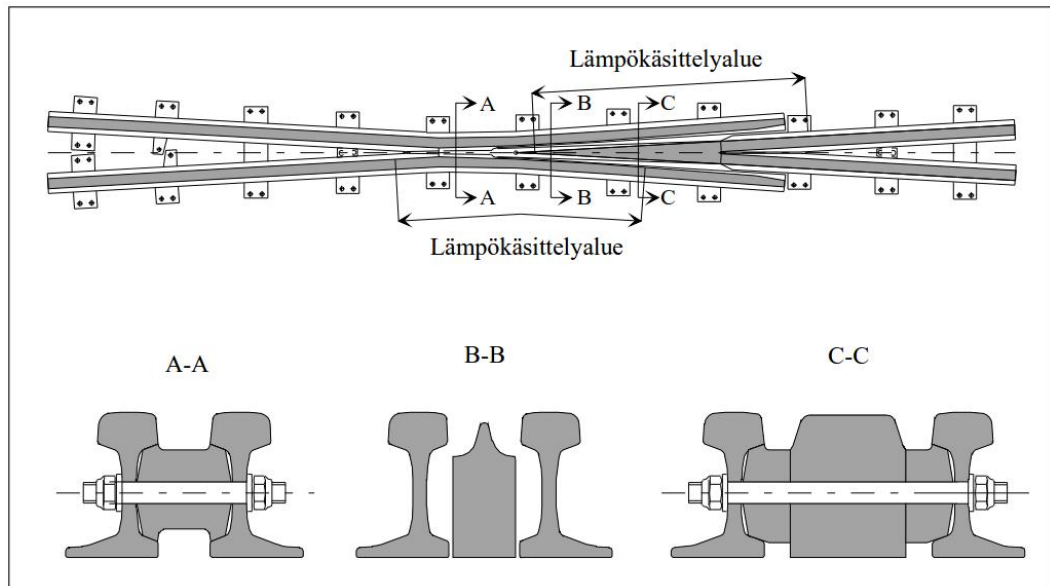
Suomessa on käytössä kolme kielirakennetta, jotka eroavat toisistaan kielten kannan joustavan tuennan osalta. 60E1-vaihteissa käytetään *joustokantaisia kieliä*, joissa kielen joustavan osan jalkaa on kavennettu tarvittavan kääntövoiman pienentämiseksi. Kielen liitetään välikiskoon hitsaamalla tai sidejatkoksilla. 54E1-vaihteissa sekä YV43-205-1:9- ja 1:9,514-vaihteissa käytetään *joustokiskokantaisia kieliä*. Niissä kielen kantaan on leimuhitsattu normaali ratakisko, jonka jalka on kavennettu hamaran levyiseksi tarvittavan jouston saavuttamiseksi, ks. kuva 10. Leimuhitsi vahvistetaan vielä varmistussidejatkoksilla. Vanhemmissa K30-vaihteissa ja joissakin K43-vaihteissa käytetään *nivelkantaista kieltä*, jossa tarvittava kielen liike saadaan aikaan kielen kantaan hitsatulla niveltapilla. Kieltä käännettäessä niveltappi pyörii kantalaatassa olevan holkin sisällä. (Liikennevirasto 2012a.)



Kuva 10. 54E1-vaihteen joustokiskokantainen kieli (mukaillen, Liikennevirasto 2012a).

2.5.5 Risteykset

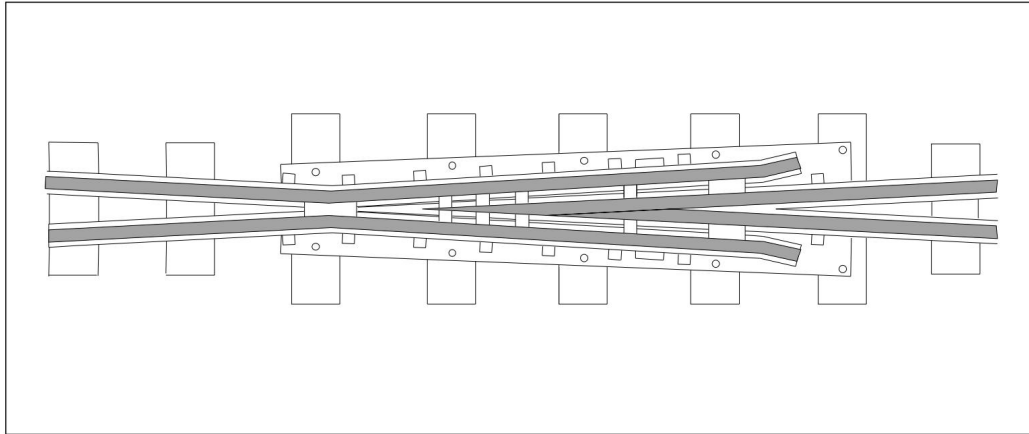
Vaihteissa käytettävät risteykset luokitellaan kiinteisiin 1- ja 2-kärkisiin risteyksiin sekä kääntyviin 1-kärkisiin risteyksiin. 1-kärkisiä risteyksiä (kuva 11) käytetään kaikissa vaihdetyypeissä ja 2-kärkisiä (kuva 12) puolestaan raideristeyksissä ja risteysvaihteissa.



Kuva 11. Vaihteen YV54-200/200N-1:9 1-kärkinen risteys, jossa taottu kärkiosa (Liikennevirasto 2012a).

Liikennevirasto (2012a) mukaan 1-kärkisiä kiinteitä risteyksiä valmistetaan

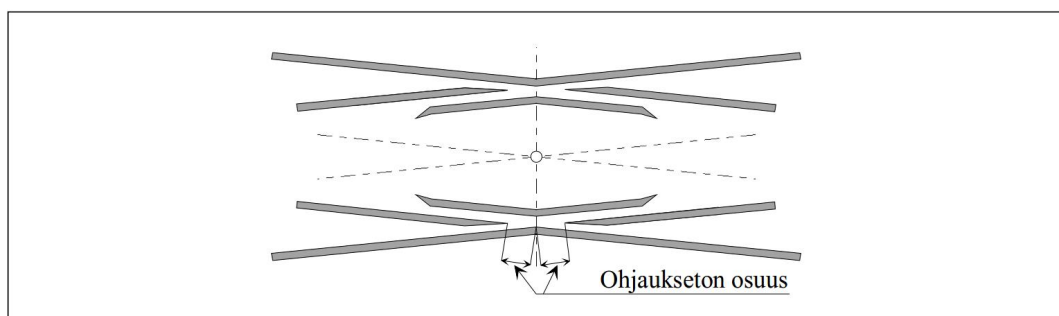
- takomalla risteyksen kärkiosa ja leimu- tai kaarijatkoshitsaamalla siihen jatkekiskot, ks. kuva 11. Siipikiskon kulkupinta korotetaan takomalla kiskon hamara, jolloin siipikisko kantaa pyörän risteyksen kärjen yli. Siipikisko ja kärkiosa lämpökäsitellään kestävyuden parantamiseksi. Taottuja risteyksiä käytetään osassa 54E1-risteyksiä. Tässä työssä tarkastelun alla oleva risteys on valmistettu taotulla kärkiosalla.
- Kiskosta tai täyskiskosta hitsaamalla, jolloin kärki- ja siipikiskot on yhdistetty yhtenäiselle risteyslevylle, ks. kuva 12. Kiskosta valmistettuja risteyksiä käytetään vanhemmissa K30- ja K43-risteyksissä. Osa 60E1- ja 54E1-risteyksistä on valmistettu täyskiskosta.
- Mangaaniteräksestä, jolloin risteyksen keskiosa on valettu yhdeksi kappaleeksi ja siihen on leimuhitsattu jatkekiskot, ks. kuva 14. Välimateriaalina hitsissä käytetään ruostumatonta terästä. Suurin osa 60E1-risteyksistä on mangaaniteräksisiä, mutta myös osa 54E1-risteyksistä.



Kuva 12. Vaihteen YV43-300-1:9,514 kiskosta valmistettu 1-kärkinen risteys (Liikennevirasto 2012a).

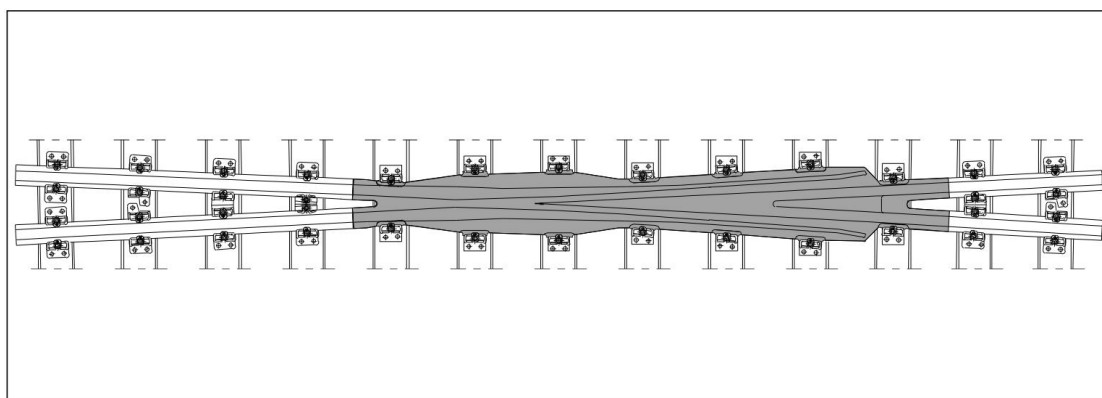
Kääntyviä 1-kärkisiä risteyskiskoja käytetään vaihteissa, joiden risteyskulma on 1:25 tai loivempi. Juna ohjataan poikkeavalle raiteelle kääntämällä risteyskiskon kärkeä siipikiskoa vasten. Kääntyvän kärjen etuja ovat jatkuva kulkupinta siipikiskolta risteyskärjelle ja mahdollisuus ajaa myös poikkeavalle raiteelle korkealla nopeudella (YV60-5000/2500-1:26, 140 km/h). (Liikennevirasto 2012a)

2-kärkiset risteyskiskot voidaan valmistaa joko taotusta kärkiosasta, täyskiskosta tai normaalikiskosta ja niiden kulumiskestävyyttä parannetaan lämpökäsittelyllä. 2-kärkisissä risteyskiskoissa esiintyy ohjaukseton osuus vastakkain asennettujen 1-kärkisten risteyskiskojen vuoksi, jolloin kisko katkeaa pyörän tarvitseman kulku-uran vuoksi (kuva 13). Pyörän ja kiskon välinen ohjautumisominaisuus menetetään hetkeksi, jonka aikana junan turvallinen kulku vaihteen risteyskiskon yli varmistetaan vastakiskon korotuksella. 1-kärkisissä risteyskiskoissa ei ole samanlaista ohjauksetonta osuutta, sillä vastakisko ohjaa pyörän kulkua risteyskiskon yli. (Liikennevirasto 2012a.)



Kuva 13. Kaksikärkisessä risteyskiskossa esiintyvä ohjaukseton osuus (Liikennevirasto 2012a).

Mangaaniteräkselle, josta myös käytetään nimitystä Hadfieldin teräs, on ominaista muokkauslujittuminen. Sen mikrorakenne on verraten melko pehmeää austeniittia, kuten korkean nikkelipitoisuuden austeniittisella ruostumattomalla teräksellä. Mangaanin ja hiilen korkean seospitoisuuden vuoksi (Mn 10-14 %, C 1-1.4 %) pintakerrokseen muodostuu kuitenkin kovaa martensiittia, kun siihen kohdistuu myötörajan ylittävä iskumainen rasitus, mitä nimitetään työstökarkenemiseksi. Hankaavassa myötörajan alittavassa kulutuksessa teräs kuluu samalla lailla kuin tavanomainen rakenneteräs. (Leinonen J 2006)

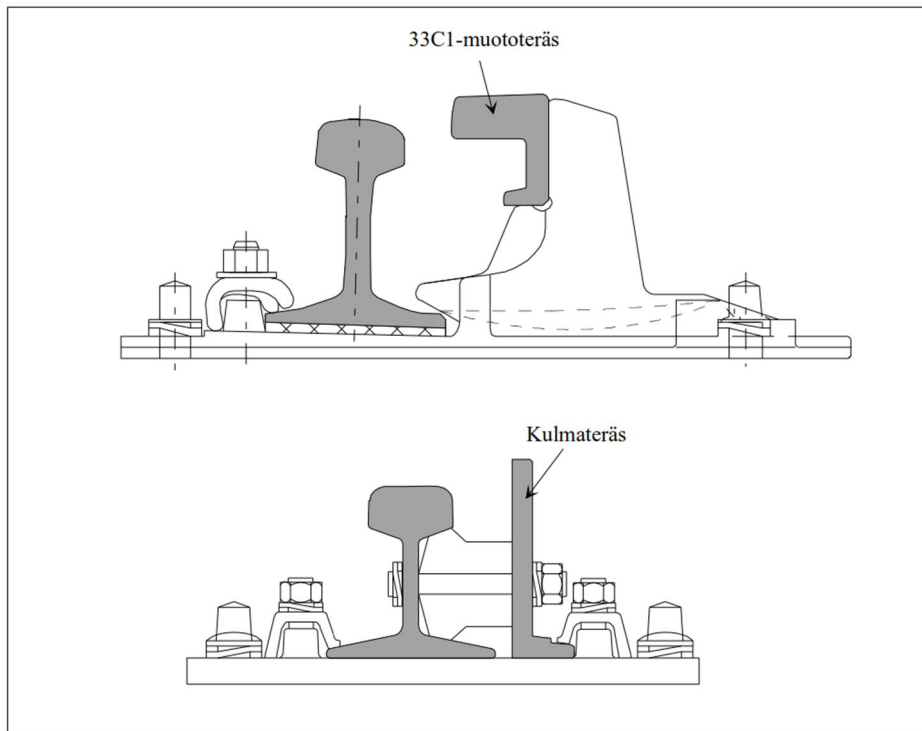


Kuva 14. Mangaaniteräksestä valmistettu 1-kärkinen risteys (Liikennevirasto 2012a).

2.5.6 Vastakiskosovitukset

Junan turvallinen kulku risteuksen kärjen ja siipikiskon välisen ohjauksettoman osuuden yli turvataan vastakiskolla. Pyöräkerran ja raiteen välinen ohjausvoima katoaa risteuksen kärjen ja siipikiskon välillä, jolloin vastakisko rajoittaa pyöräkerran poikittaista liikettä. Vastakiskon kulkureunan ja risteuksen kulkureunan välinen ohjausväli sekä vastakiskon sisäänajokulma ovat vastakiskonsovituksen toiminnalliset mitat (Liikennevirasto 2012a).

Kuvassa 15 on esitetty 60E1- ja 54E1-vaihteissa käytettävä vastakiskoprofiili 33C1, joka asennetaan myös K43-vaihteeseen vastakiskon uusinnan yhteydessä. Vastakiskon kiinnitykseen vaadittava tuki hitsataan joko tukikiskon aluslevyn jatkeelle tai tuki ja aluslevy on valettu yhdeksi kappaleeksi. K30-vaihteissa käytetään vastakiskona kulmaterästä. (Liikennevirasto 2012a.)



Kuva 15. Vastakiskosovituksessa käytettävät muoto- ja kulmateräkset (Liikennevirasto 2012a).

3 VAIHTEEN RISTEYKSEN KUNNOSSAPITO

Vaihteet ovat sujuvan liikennöinnin kannalta keskeisiä ratalaitteita ja niitä täytyy kunnossapitää niin, että niitä voidaan käyttää samoilla akselipainoilla ja nopeuksilla kuin niihin liittyvillä raiteilla (Liikennevirasto 2013). Vaihteiden kautta rataverkolla yhdistetään useampi raide yhteen, joten vaihdevaurion sattuessa liikenne kärsii kaikille vaihteen kautta kulkeville raiteille ja riittävän ison vaurion sattuessa pysähtyy kokonaan. Vaihteiden kunnossapitoon onkin tärkeä kiinnittää erityistä huomiota. Vaihteiden kunnossapitokustannukset muodostavat merkittävän osan rataverkon kunnossapitokustannuksista (Liikennevirasto 2013). Tässä luvussa tarkastellaan yksinkertaisen vaihteen risteyskärjen kunnossapitoon kuuluvia toimenpiteitä.

3.1 Vaihteiden teräsosissa esiintyvät vauriot

Vaihteiden risteyksien kunto rataosuudella *Kontiomäki - Vartius* käytiin tarkastamassa ennen työn aloittamista ja samalla haastateltiin kunnossapitäjää vaihteisiin liittyvistä ongelmista. Tarkastetut vaihteet on esitetty liitteessä 2 ja niistä otettiin valokuvia muistin tueksi sen hetkisestä kunnosta, ks. liite 4. Kyseisellä rataosuudella risteykset ovat normaalia kovemman rasituksen alaisena, koska siellä kulkee itäisen yhdysliikenteen kalustoa 225 kN akselipainolla, 1520 mm raidelevyvedelle tarkoitettulla pyöräkerralla ja pyöräprofiililla (Liikennevirasto 2015). Rataosuuden kiskot ja vaihteet ovat kevyempää 54E1-kiskoa raskaamman 60E1-kiskon sijasta.

Liitteen 4 kuvista nähdään, että risteyksien siipikiskoissa, risteyskärkien jatkekiskoissa ja risteyskärjen kärjessä esiintyy voimakasta plastista muodonmuutosta. Siipikiskoissa ja jatkekiskoissa tämä ilmenee purseen muodostumisena kiskon reunalla ja risteyskärjessä vastaavasti kärjen alkuosan kasaan painumisena. Pahimmillaan siipikisko on päässyt murtumaan kuormituksen alaisena, ks. kuva 16.



Kuva 16. Siipikiskon repeytyminen tammikuussa 2014 (Varimo L 2015).

3.2 Kunnossapitotoimenpiteet

Vaihteiden kunnossapito jaetaan *peruskunnossapitoon* ja *erilliskunnossapitoon*. *Peruskunnossapitoon* kuuluu mm. tarkastukset, geometrian kunnossapito ja teräsosien (kielisovitus, vastakiskosovitus, välikiskot, risteyksen kärki) hitsaus ja hionta. *Erilliskunnossapitoon* kuuluvia toimenpiteitä ovat vaihteen uusiminen, kierrätys ja routasuojaus. (Liikennevirasto 2013.)

3.2.1 Peruskunnossapito

Hitsausta käytetään vaihteen teräsosien kulumisen korjaamiseen, kun kuluminen on ylittänyt määritetyt raja-arvot. Päällehitsauksessa hitsataan lisää ainetta osan kuluneeseen kohtaan ja hiotaan korjattu kohta vaadittuihin kunnossapitotoleransseihin. Yleensä vaihteen kuluneen teräsosan päällehitsaaminen on kannattavinta, kun se on kulunut 3 - 4 mm syvyydeltä (Liikennevirasto 2013).

Risteyksen kärjessä kuluvia kohtia ovat kulkureuna ja kulkupinta. Kulkureunan kuluminen leventää siipikiskon ja kärjen väliin jäävää laippauraa, jonka nimellinen leveys vaihteessa YV54-200N-1:9 on 47 mm. Kyseisessä vaihteessa laippauran leveyden mittojen akuuttirajat ovat 41 mm ja 52 mm. Mikäli vaihteen akuuttiraja alittuu

tai ylittyy, niin vaihteessa liikennöinti on silloin keskeytettävä. Kyseisen vaihteen kunnossapitotoleranssi on +3 mm ja -2 mm, joiden rajoissa vaihteessa voidaan liikennöidä. Rajojen ylitys tai alitus tarkoittaa kunnossapitotoimenpiteitä, mutta ei vaadi vielä liikennöinnin keskeyttämistä. Risteyksen laippauran syvyyden akuutti alaraja on 38 mm kaikissa vaihteissa. Kaikki edellä mainitut mitat mitataan 150 mm etäisyydeltä risteyksen kärjestä. (Liikennevirasto 2013.)

Kun risteyksen laippauran leveys ylittää toleranssirajan, on laippauraa kavennettava hitsaamalla lisää ainetta joko siipikiskoon tai risteyksen kärkeen. Yleensä hitsatut osat vaativat useammin kunnossapitoa kuin uudet osat (Varimo L 2015).

Teräsristeyksiä kunnossapidetään perinteisillä mekaanisilla menetelmillä eli hitsaamalla ja hiomalla. Teräsristeyksellä tarkoitetaan pulteilla ja hitsaamalla kokoonpantua risteystä, joka on valmistettu tavanomaisesta teräslaadusta R260. Uudelle risteykselle suoritetaan muotoiluhionta 50 000 brt jälkeen, minkä jälkeen sen kuntoa seurataan tarkastuksilla ja kunnostetaan tarvittaessa. Mangaaniteräsristeyksessä vastaava muotoiluhionta suoritetaan 100 000 brt jälkeen. Teräsristeyksessä siipikiskoon ja kärkeen muodostuu ajan kuluessa pursetta, joka ohjeiden mukaan on poistettava hiomalla, kun purseen leveys ylittää 3 mm kiskon hamaran sivusta mitattuna. Vastakiskosovitusta ei kunnossapidetä mekaanisin menetelmin vaan lisäämällä vastakiskon pukin ja vastakiskon väliin sovitelevyjä vastakiskon kuluessa. Vastakiskon sivu saa olla kulunut enintään 10 mm. (Liikennevirasto 2013.)

3.2.2 Erilliskunnossapito

Mikäli vaihdetta ei pystytä enää pitämään vaadittujen geometrinen toleranssien rajoissa peruskunnossapitoon kuuluvilla toimenpiteillä tai kunnostaminen ei ole teknillistaloudellisesti kannattavaa vaihteen asennuspaikalla, täytyy vaihde vaihtaa uuteen. Vaihteen uusimisen yhteydessä uusitaan myös tukikerros. Vaihde poistetaan ensisijaisesti kielisovitus-, välikisko- ja risteyslementteinä, jotka yhdistämällä vaihde on myös asennettu paikalleen. (Liikennevirasto 2013)

3.3 Kunnossapitokustannukset

Kontiomäki - Vartius-raja -rataosuuden YV54-vaihteet on asennettu vuosina 2004 - 2005 ja ne on suunniteltu uusittaviksi vuonna 2017, joten niiden elinkaareksi tulee 12 - 13 vuotta (Hirvaskari A 2016). Vaihteiden elinkaarta voidaan pidentää myös osien vaihdolla. Esimerkiksi Arolan ja Ypykkävaaran vaihteiden risteyksien alle on vaihdettu betonipölkyt muodonmuutoksien vuoksi.

YV54-vaihteen risteyksen hionta- ja hitsauskustannuksista oli saatavilla vain kunnossapitäjän suunta-antavat arviot (taulukko 2), joten toteutuneet vuotuiset kustannukset jäivät epäselviksi. Käytännössä risteyksen hionnasta ja hitsauksesta muodostuvat työkustannukset nousevat kuitenkin merkittävästi korkeammiksi (Hirvaskari A 2016). Taulukosta 2 nähdään, että arvioidut kustannukset ovat osien vaihdosta sekä hionnasta ja hitsauksesta vuodelta 2015 yhteensä 4359 € ja kuluvalta vuodelta 6102 €. Jos tämä jaetaan rataosalle kuuluvien vaihteiden määrällä (24 kpl), ovat vaihdekohtaiset kustannukset kyseisten toimenpiteiden osalta vastaavasti 181,6 € ja 254,2 €. On siis hyvin epätodennäköistä, että kyseiset arviot vastaavat todellisuutta varsinkaan pääraiteella sijaitsevien vaihteiden osalta, joita liikenne kuormittaa eniten.

Taulukko 2. Kontiomäki - Vartius-raja -rataosuudella sijaitsevien vaihteiden kunnossapitokustannuksien arviot vuosina 2015 ja 2016 (Hirvaskari A 2016).

Vaihteiden kunnossapito, euroa	2015	2016
Tarkastukset ja kuntotutkimukset	39 230	54921
Talvikunnossapito	72647	101706
Tukeminen	21794	30512
Tukikerros	2906	4068
Osien vaihto	2906	4068
Eristysjatkosten kp.	1453	2034
Hionta ja hitsaus	1453	2034
Voitelu, puhdistus ja pesu	1453	2034
Muut työt	1453	2034

4 VAIHTEESEEN KOHDISTUVA KUORMITUS

Pyörän ja kiskon kontaktialueella vaikuttaa voimaresultantti, joka voidaan jakaa pysty-, poikittais- ja pituussuuntaisiin komponentteihin. Pysty- ja poikittaissuuntaiset voimakomponentit muodostuvat puolestaan staattisesta kuormasta, keskeiskiihtyvyyden aiheuttamasta kuormasta, tuulikuormasta ja dynaamisesta kuormasta. Kvasistaattisesta kuormasta puhuttaessa tarkoitetaan staattisen kuorman, tuulikuorman ja keskeiskiihtyvyyden aiheuttaman kuorman summaa. Pituussuuntainen voimakomponentti aiheutuu junan kiihdyttämisestä ja jarruttamisesta. Tässä työssä käsitellään pääasiassa radan pystysuuntaista kuormitusta ja jonkin verran poikittaissuuntaista. Pituussuuntainen kuormitus ei liity tämän työn tutkimusongelmaan oleellisena tekijänä, joten sitä ei käsitellä tässä työssä. Suomen rataverkolle on asennettu mittalaitteita seuraamaan liikkuvan kaluston rataa aiheuttamaa kuormitusta. Määritetyt raja-arvot ylittävälle kalustoyksikölle voidaan asettaa käyttörajoituksia, kuten sallitun ajonopeuden alentaminen tilapäisesti tai vakavassa tapauksessa kalustoyksikön välitön pysäyttäminen.

4.1.1 Pystysuuntainen pyörävoima

Pyörän ja kiskon kontaktikohdassa vaikuttava pystysuuntainen kokonaisvoima on esitetty yhtälössä (3) (Esveld C 2001). Statiikan tasapainoehdojen mukaan kirjoitettu neljän eri kuorman aiheuttama pystysuuntainen pyörävoima kaartein uloimmalla kiskolla voidaan kirjoittaa muotoon

$$Q_{tot} = Q_{stat} + Q_{wind} + Q_{centr} + Q_{dyn} \quad (3)$$

missä Q_{tot} on kokonaispyöräpaine [N],
 Q_{stat} on staattinen pyöräpaine [N],
 Q_{wind} on sivutuulen aiheuttama pyöräpaine [N],
 Q_{centr} on keskihakuvoiman pystysuuntainen komponentti [N] ja
 Q_{dyn} on pyörävoiman dynaaminen komponentti [N].

Q_{stat} , Q_{wind} , ja Q_{centr} -komponenttien summaa kutsutaan kvasistaattiseksi kuormaksi (Esveld C 2001). Staattinen akselipaino määritellään paikallaan olevasta kalustosta ja kvasistaattisuudella tarkoitetaan yleisesti prosessia tai voimaa, joka on ajasta riippuvainen, mutta muuttuu niin hitaasti, että massan hitaudesta aiheutuvaa dynaamista vaikutusta ei tarvitse ottaa huomioon (Haddad Y M 2000). Pyörävoiman dynaaminen komponentti on kaluston pyörän dynaaminen vaste tiettyyn herätteeseen, jonka aiheuttajia taajuuden mukaan ovat

- jousitettu massa (0 - 20 Hz),
- jousittamaton massa (20 - 125 Hz) ja
- hitsit, lovipyörät, kisko, epäjatkuvuuskohdat (0 - 2000 Hz). (Esveld C 2001)

Rataverkolla sallitut pystysuuntaiset kuormitukset jaetaan staattisen akselipainon, kvasistaattisen pyöräpainon, dynaamisen kuormituksen ja dynaamisen iskukuormituksen suhteen. Pystysuuntaisen kuormituksen rajoittama suurin nopeus tavarajunille määräytyy staattisen akselipainon mukaan. Kvasistaattisen pyöräpainon raja-arvot kaarteissa määräytyvät ratalinjalle rataluokkien mukaan (taulukko 3). (Liikennevirasto 2012b.)

Taulukko 3. Kvasistaattisen pyöräpainon raja-arvot (Liikennevirasto 2012b).

EN-rataluokka	Kvasistaattinen pyöräpaino, Q_{qst} [kN]
C ₂ , C ₃ , C ₄ , D ₂ , D ₃ , D ₄ , D _{4XL} ($m_a \leq 22,5$ t)	145
E ₄ ja E ₅ ($22,5$ t < $m_a \leq 25$ t)	155

Dynaaminen kuormasta puhuttaessa tarkoitetaan siis pyörän rataan kohdistama pystysuuntaista voimaa ja sen sallittu arvo määräytyy rataluokan suurimman nopeuden perusteella (taulukko 4) (Liikennevirasto 2012b). Dynaamisen kuormituksen osalta on erikseen määrätty raja-arvot dynaamiselle iskukuormitukselle, ks. taulukko 5. Iskukuormalla tarkoitetaan ajaltaan lyhytkestoista voimaa, joka on arvoltaan 2-3 -kertainen verrattuna staattiseen akselipainoon.

Taulukko 4. Dynaamisen pyöräkuorman raja-arvot (Liikennevirasto 2012b).

EN-rataluokka	Rataosan suurin nopeus v [km/h]	Dynaamisen voiman raja-arvot, Q_{max} [kN]
Kaikki	$v \leq 160$	200
Kaikki	$160 < v \leq 200$	190
Kaikki	$200 < v \leq 250$	180
E ₄ ja E ₅	$v \leq 100$	210

Taulukko 5. Dynaamisen iskukuorman raja-arvot (Mäkitupa S 2016).

Käyttö	Toimenpide	Voima Q_{imp} [kN]
Hälytys	Poistettava junasta; sn 50 poistamiseen asti	> 500
Hälytys	sn 50 heti ilmoituksen jälkeen, pyöräkerta korjataan ennen seuraavaa kuormausta	> 450
Varoitus	Ei nopeusrajoitusta, korjataan ennen seuraavaa kuormausta	> 350
Huomautus	Korjataan viimeistään seuraavalla varikkokäynnillä	> 300
Huomautus	Kunnossapitäjä voi ajoittaa korjauksen	> 250

4.1.2 Poikittaissuuntainen pyörävoima

Kiskon ja pyörän kartiomaisen profiilin vuoksi pyörästä kohdistuu kiskoon poikittaissuuntainen voima, jonka suuruudella on merkitystä erityisesti kaarteissa. Pyörän kiskoon kohdistama poikittaisvoima kaarteiden uloimmalla kiskolla voidaan kirjoittaa yhtälön (4) mukaiseen muotoon. Pystysuuntaisten voimien tapaan voidaan statiikan tasapainoehtojen mukaan poikittainen pyörävoima esittää muodossa

$$Y_{tot} = Y_{flange} + Y_{wind} + Y_{centr} + Y_{dyn} \quad (4)$$

missä Y_{tot} on pyörän poikittainen kokonaisvoima [N],
 Y_{flange} on laippakosketuksesta aiheutuva voimakomponentti [N],
 Y_{wind} on sivutuulen aiheuttama voimakomponentti [N],
 Y_{centr} on keskihakuvoiman poikittainen komponentti [N] ja
 Y_{dyn} on dynaaminen voimakomponentti [N]. (Esveld C 2001)

Yhtälössä (4) kuvattu poikittaissuuntainen pyörävoima on määritetty statiikan sääntöjen mukaan, minkä vuoksi sitä voidaan käyttää vain tilannetta havainnollistavaan tarkoitukseen. Todellinen poikittainen pyörävoima on riippuvainen myös yhteen kytketyistä akseleista, kaluston asennosta kaarteessa sekä pyörän ja kiskon välisistä kitkaolosuhteista (Esveld C 2001).

Kahden metrin matkalla, niin suoralla raiteella kuin kaarteessa, pyöräkerrasta saa kohdistua rataa korkeintaan yhtälössä (5) esitetty poikittaissuuntainen kokonaisvoima

$$Y_{max} = k_1 \left(10 + \frac{P_a}{3} \right) \quad (5)$$

missä Y_{max} on pyöräkerran poikittaissuuntainen voima enintään [N],

P_a on staattinen akselipaino [N] ja

k_1 on kalustokerroin. (Liikennevirasto 2012b)

4.1.3 Pyöräkerrat ja –profiilit Suomen rataverkolla

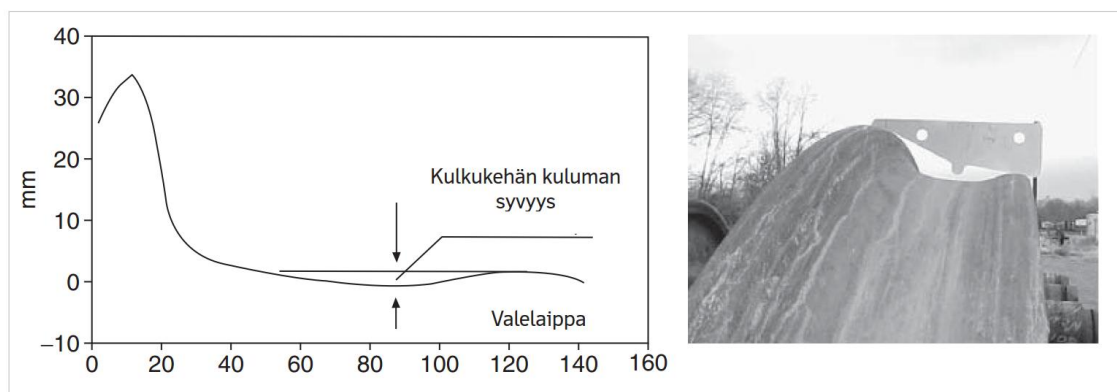
Suomen rataverkolla käytettävien pyöräkertojen ja –profiilien mitat on tarkasti määrätty. Rataverkon ja liikkuvan kaluston välistä yhteentoimivuutta ylläpidetään niin, että S1002-pyöräprofiili on mekaanisesti yhteensopivin käytössä olevien kiskoprofiilien kanssa. Rataverkon haltijan suostumuksella voidaan käyttää myös muita kalustotyypeittäin testattuja profiileja. (Liikennevirasto 2012b.)

Pyöräkerran mitoille on asetettu taulukossa 6 esitetyt vaatimukset. Itäisen yhdysliikenteen kalustolle on asetettu hieman eri mittavaatimukset pyöräkerran osalta, sillä Venäjällä käytetään Suomesta poikkeavaa raideleveyttä 1520 mm. Myös käytettävä pyöräprofiili eroaa eurooppalaisesta pyöräprofiilista.

Taulukko 6. Suomessa käytettävän pyöräkerran mitat. Suluissa olevat arvot ovat itäisen yhdysliikenteen kalustolle (Liikennevirasto 2012b).

Nimike	Pyörän halkaisija D [mm]	Nimellismitta [mm]	Alaraja [mm]	Yläraja [mm]
Laipan ulkopintojen etäisyys (S_R)	$D \geq 725$	1510	1487	1514
		(1506)	(1487)	-
	$725 > D \geq 400$	-	1506	1509
Laipan sisäpintojen etäisyys (A_R)	$D \geq 725$	1445 ± 1	1442	1448
		(1440 ± 1)	(1437)	(1443)
	$725 > D \geq 400$	1445 ± 1	1444	1446

Pyörän kulkukehän epätasainen kuluma saa olla enintään 2 mm, ks. kuva 17. Pyörän kuluessa epätasaisesti alkaa siihen muodostua ”valelaippa”. Suomen ja Venäjän välisen yhdysliikenteen kaluston pyörien kuntoa on seurattu käsin mittaamalla käyttäen erityistä mittatulkkia. Valelaipan korkeuden määrittämiselle ei ole kuitenkaan annettu selvää ohjetta, kuinka se pitäisi mitata kuluneesta pyörästä. Mittaustuloksen tarkkuuteen vaikuttaa mittajaan osaaminen sekä mittatulkin kunto. Lisäksi mittaustavat voivat olla erilaisia Suomessa ja Venäjällä, jolloin pyörän kunnosta voi olla erilainen näkemys.



Kuva 17. Kulkukehän epätasaisen kuluman sallittu syvyys (valelaipan korkeus) (Liikennevirasto 2012b).

5 KISKON JA PYÖRÄN VÄLINEN VUOROVAIKUTUS

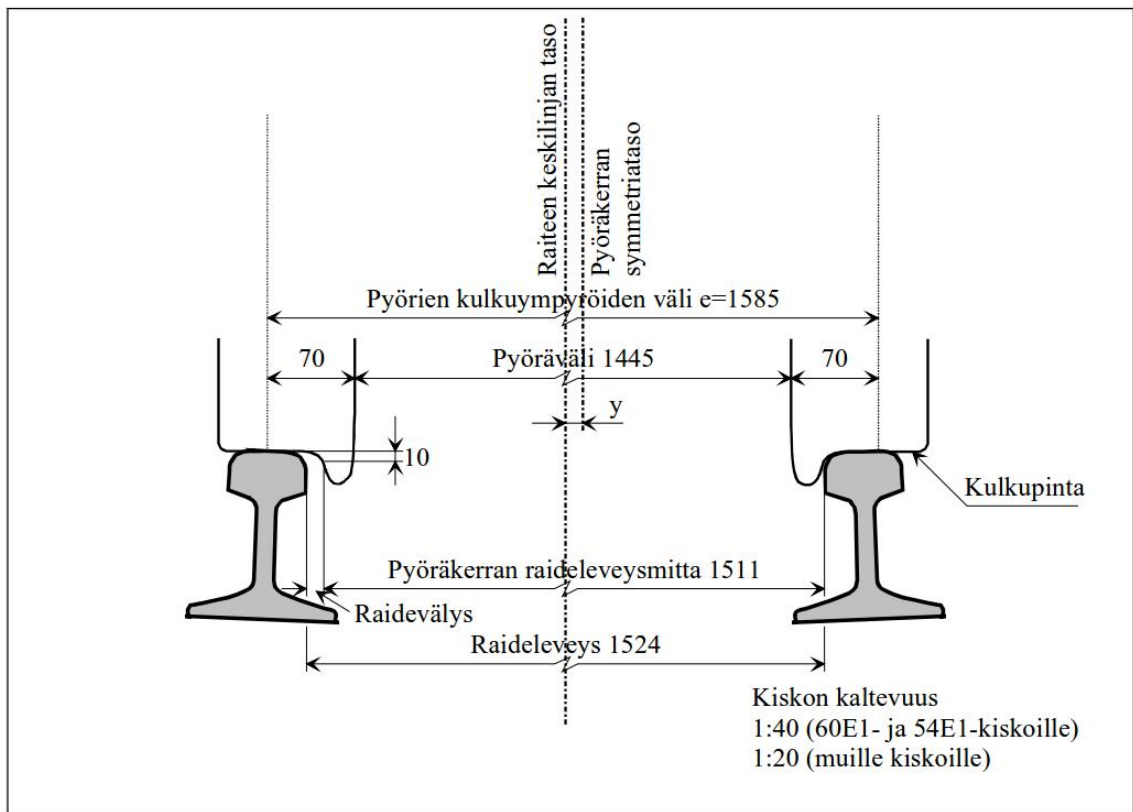
Junan vuorovaikutus radan kanssa tapahtuu pyörän ja kiskon välisen kontaktin välityksellä. Pyöränkerran, pyörän, raiteen ja kiskon geometria sekä niiden vaikutus kontaktialueella kehittyviin voimiin ja jännityksiin määrittävät sen kuinka hyvin erityyppiset raiteet ja junat sopivat keskenään yhteen mekaanisesti.

5.1 Pyöräkerran ohjautuminen kiskoilla

Liikkuva kalusto vuorovaikuttaa radan kanssa kartiomaisen pyörän ja kuperan kiskon muodostaman kontaktin välityksellä, jolloin kalustosta rataan kohdistuvat voimat keskittyvät noin peukalon pään kokoiselle alueelle. Kartiomaisen pyörän ja kuperan kiskon vuoksi junan ohjautuminen raiteella tapahtuu itsestään ilman, että kuljettaja voi vaikuttaa siihen. Yleensä kiskoilla liikkuva kalusto muodostuu runkoon toisiojousituksella tuetuista teleistä ja pyöräkerroista, jotka on ensiöjousituksella tuettu teleihin. Esveld C (2001: 17) kuvaa tiivistetysti, että pyörän ja kiskon välinen ohjaustoiminto saavutetaan täyttämällä kaksi ehtoa:

- Pyörän profiili on kartiomainen sylinterimäisen muodon sijaan, jolloin pyöräkertaan kohdistuu keskittävä voima pyörän poikittaissiirtymän seurauksena. Keskittävän voiman vaikutuksesta pyöräkerta asettuu paremmin raiteelle kaarteissa, jolloin pyörän liike on lähempänä puhdasta vierintää ja siten luistaen ja kuluen vähemmän.
- Pyörissä on laipat raiteen sisäpuolella suistumisen estämiseksi. Vaihteissa ja kaarteissa pyöräkerran poikittaissiirtymä voi kasvaa merkittävästi, jolloin keskittävän voiman vaikutus ei riitä takaamaan pyöräkerran pysymistä raiteella. Pyörän laippa turvaa pyöräkerran pysymisen raiteella myös kaarteissa ja vaihteissa, mutta kuluttaa kiskoa koskettaessaan sitä.

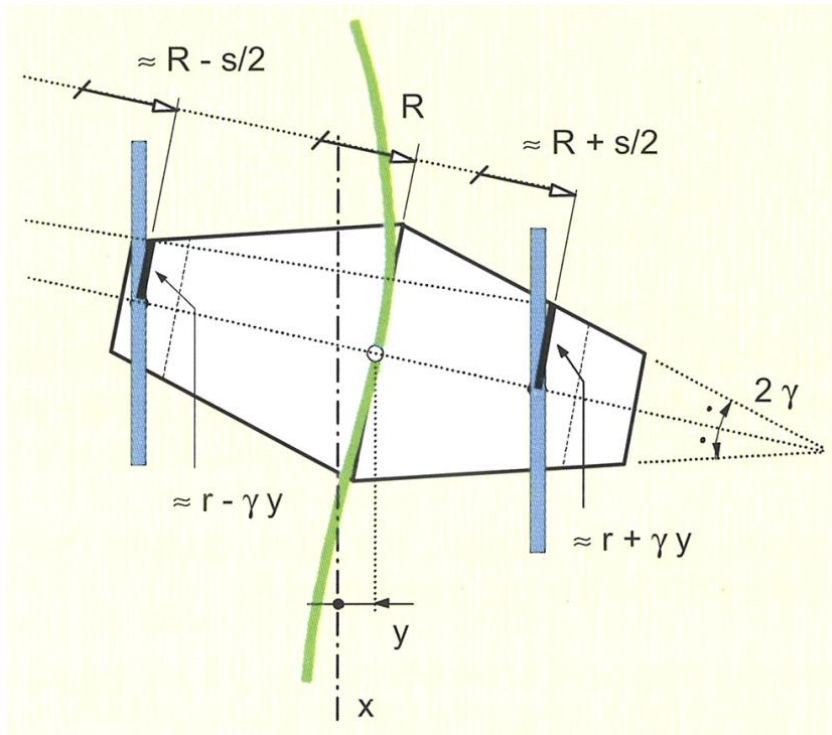
Kuvassa 18 on esitetty pyöräkerran ja raiteen mekaanisen yhteensopivuuden kannalta tärkeitä mittoja. Raideleveys mitataan 14 mm kiskon selän alapuolelta (kulkureunasta).



Kuva 18. Pyöräkerran sijoittuminen raiteeseen nähden (Liikennevirasto 2010).

5.2 Pyöräkerran poikittaisliike suoralla radalla

Pyörien kartiokkuuden vuoksi pyöräkerran keskipisteen poikittaissiirtymä muuttaa pyörien vierintäsädettä, jolloin suuremman vierintäsäteen omaava pyörä pyrkii kääntymään raiteen sisäpuolelle kasvattaen pienemmän vierintäsäteen pyörää ja vastavuoroisesti toisinpäin. Tästä vuorovaikutuksesta seuraa pyöräkerran keskipistelle sinimuotoinen ratakäyrä raiteen keskiviivaa pitkin eli harmoninen huojuntaliike. Esveld C (2001: 19) on esittänyt tiivistetysti jäljempänä kuvatun jaksottaisen liikkeen teorian, jonka on julkaissut Klingel vuonna 1883. Pyöräkerran liiketilan analysoimista varten pyöräkerta kuvataan kaksoiskartioksi, joka liikkuu ideaalisesti suoralla raiteella (kuva 19).



Kuva 19. Kaksoiskartion sijainti raiteella (Esveld C 2001).

Suoralla raiteella kulkevalle kaksoiskartiolle voidaan kirjoittaa yhtälössä (6) esitetty geometrinen yhteensopivuusehto

$$\frac{r + \gamma y}{r - \gamma y} = \frac{R + \frac{1}{2}s}{R - \frac{1}{2}s} \quad (6)$$

missä r on pyörän vierintäsäde keskiasennossa [m],
 R on sinikäyrän säde kohdassa $y(x)$ [m],
 s on kulkuympyröiden välinen etäisyys [m],
 $y(x)$ on poikittainen siirtymä sinikäyrällä [m] ja
 γ on pyörän kartiokkuus (kaltevuus).

Yhtälöstä (6) voidaan ratkaista yhtälössä (7) esitetty sinikäyrän kaarevuussäteen käänteisarvo eli kaarevuus

$$\frac{1}{R} = \frac{2\gamma}{rs} y \quad (7)$$

ja toisaalta kaarevuutta voidaan approksimoida yhtälön (8) mukaisesti derivoimalla kaksi kertaa poikittaisen siirtymän funktiota

$$\frac{1}{R} = \frac{d^2 y}{dx^2} \quad (8)$$

Poikittaiselle siirtymälle saadaan yhtälössä (9) esitetty differentiaaliyhtälö

$$y'' + \frac{2\gamma}{rs} y = 0 \quad (9)$$

ja yhtälössä (10) on alkuehdolla $y(0) = 0$ esitetty ratkaisu

$$y(x) = y_0 \sin(2\pi) \frac{x}{L} \quad (10)$$

missä y_0 on sinikäyrän amplitudi [m] ja
 L on sinikäyrän aallonpituus [m].

Poikittaisliikkeen aallonpituus riippuu yhtälön (11) mukaisesti pyörän vierintäsäteestä, kulkuympyröiden etäisyydestä ja kartiokkuudesta ja voidaan kirjoittaa muotoon

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{rs}{2\gamma}} \quad (11)$$

Yhtälön (12) mukaisesti poikittaisliikkeelle voidaan myös määrittää taajuus

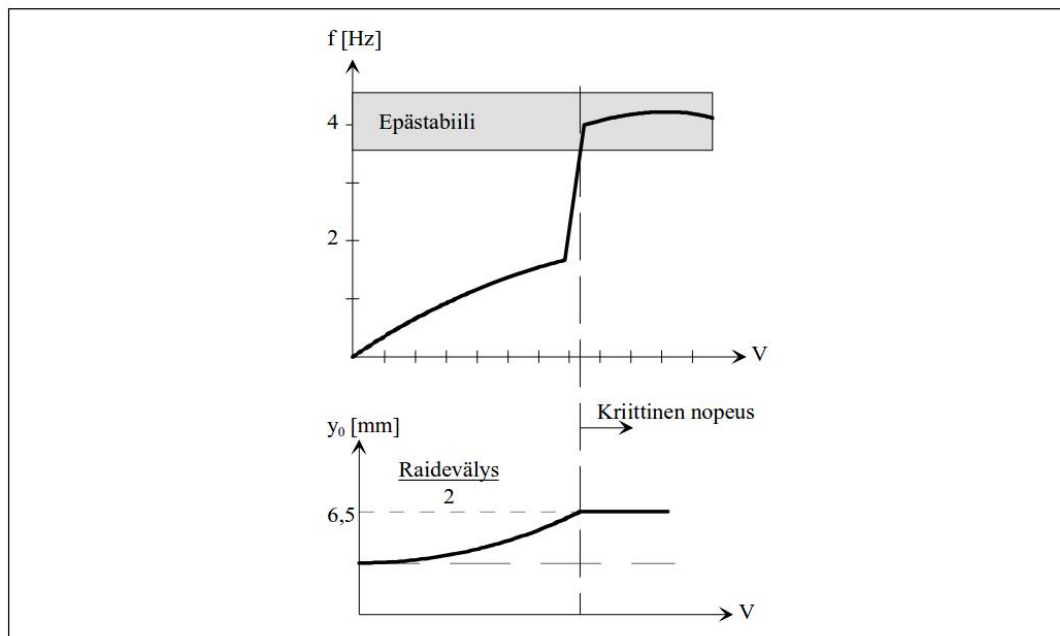
$$f = \frac{v}{L} \quad (12)$$

missä f on taajuus [Hz] ja
 v on junan nopeus [m/s].

5.2.1 Liikkuvan kaluston stabiliteetti

Edellä kuvattu pyöräkerran poikittaisliikkeen teoria on puhtaasti matemaattinen kuvaus, joten se ei ota huomioon yhteen kytkettyjen akseleiden, massavoimien ja adheesiovoimien vaikutusta. Todellisuudessa liikkuvan kaluston stabiliteettiin vaikuttavat kaluston asento raiteella, dynaaminen käyttäytyminen ja nopeus. Pyörän ja kiskon välillä on todellisuudessa aina hyvin pieni määrä luistoa, joka kasvaa junan nopeuden mukaan. Kun luisto kasvaa poikittaissuunnassa tarpeeksi, niin pyöräkerran poikittaisliike kasvaa raidevälyksen suuruiseksi ja pyörän laippa vastaa kiskoon. Tästä aiheutuu nopea poikittainen vaste pyöräkertaan ja sinimuotoinen poikittaisliike muuttuu teräväksi siksak-muotoiseksi liikkeeksi. (Esveld C 2001.)

Kuvassa 20 on esitetty kulkunopeuden vaikutus siniliikkeen amplitudiin ja taajuuteen. Kun kaluston nopeus saavuttaa tietyn kriittisen nopeuden arvon, niin siniliikkeen taajuus kasvaa jyrkästi ja kaluston kulku muuttuu epästabiiliksi. Siniliikkeen amplitudi saavuttaa tällöin puolet raidevälyksen arvosta.



Kuva 20. Kulkunopeuden vaikutus siniliikkeen amplitudiin ja taajuuteen (Liikennevirasto 2010).

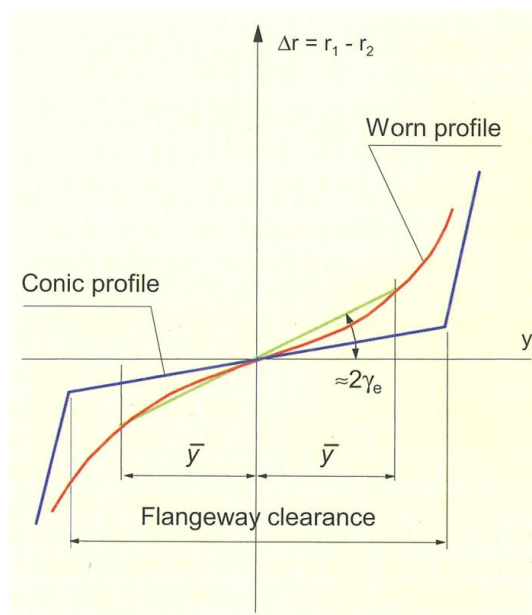
5.2.2 Ekvivalenttinen kartiokkuus

Todellinen kartiokkuus riippuu muistakin tekijöistä kuin ideaalisesta kartiollisen pyörän kartiokulmasta. Todellisuudessa kartiokkuuteen vaikuttaa pyörän ja kiskon kuluneisuus, radan geometrian laatu (raideleveys), kiskon kallistus sekä osaltaan vaikuttaa myös kiskon kiinnitykset ja pyöräkerran elastisuus (Esveld C 2001). Yhtälössä (13) on esitetty pyöräkerran todellisista mitoista määritetty ekvivalenttinen kartiokkuus

$$\gamma_e = \frac{1}{2} \frac{\Delta r}{y} = \frac{1}{2} \frac{r_1 - r_2}{y} \quad (13)$$

missä γ_e on ekvivalenttinen kartiokkuus ja r_1 ja r_2 ovat pyörien vierintäsäteet [m]. (Esveld C 2001).

Ekvivalenttinen kartiokkuus on epälineaarinen poikittaissiirtymän suhteen, koska se lasketaan todellisten pyörä- ja kiskoprofiilien muodostamasta vierintäsäteestä. Kuvassa 21 on esitetty pyöräprofiilin vaikutus ekvivalenttiseen kartiokkuuteen, Vertailun vuoksi kuvaan on määritetty myös kulunutta profiilia vastaava lineaarinen ekvivalenttinen kartiokkuus γ_e tietyllä poikittaissiirtymällä $y = \bar{y}$. (Esveld C 2001.)



Kuva 21. Ideaalisen kartion muotoisen ja kuluneen pyöräprofiilin vaikutus ekvivalenttiseen kartiokkuuteen (Esveld C 2001).

Ekvivalenttinen kartiokkuus on kaluston kulkuvakauteen vaikuttava ominaisuus, minkä vuoksi sille on määritetty uusien pyöräprofiilien tapauksessa tietyt suunnitteluraja-arvot, ks. taulukko 7. Käytännön tutkimukset ovat osoittaneet, että käytännössä pyöräprofiilin kuluminen vakautuu ekvivalenttisen kartiokkuuden arvoille 0,2 - 0,3, mutta turvallisen junan kulun kannalta ekvivalenttinen kartiokkuus täytyy pysyä välillä 0,1 - 0,4 (Esveld C 2001).

Taulukko 7. Ekvivalenttisen kartiokkuuden suunnitteluraja-arvot uudelle pyörälle nopeuden mukaan (Liikennevirasto 2012b).

Suurin nopeus [km/h]	Tehollisen kartiokkuuden raja-arvot	Tarkastelutilanteet (taulukko 21.4:2)
$S_n \leq 60$	-	-
$60 < S_n \leq 190$	0,30	1,2,3 ja 4
$190 < S_n$	0,25	1,2,3 ja 4

5.3 Pyörän ja kiskon välinen kontakti

Kahden kimmoisen kappaleen kontaktissa muodostuvalle jännitykselle antoi ensimmäisen kerran riittävän tarkan kuvauksen Heinrich Hertz julkaisemalla tutkimusartikkelin v. 1882. Hän tutki Newtonin interferenssijuovia kahden lasilinssin muodostamassa raossa ja häntä kiinnosti kuinka kahden linssin välisen kontaktipaineen aiheuttama kimmoinen muodonmuutos vaikuttaa interferenssijuoviin. Hertz tutki kontaktissa syntyvää muodonmuutosta staattisessa kuormituksessa, mutta myös kahden pallon välistä kvasistaattista iskeytymistä toisiinsa. (Johnson K L 2003.)

Meymand S et al. (2015) mukaan Hertzin kontaktiteoriassa tehdään seuraavat oletukset kontaktialueella:

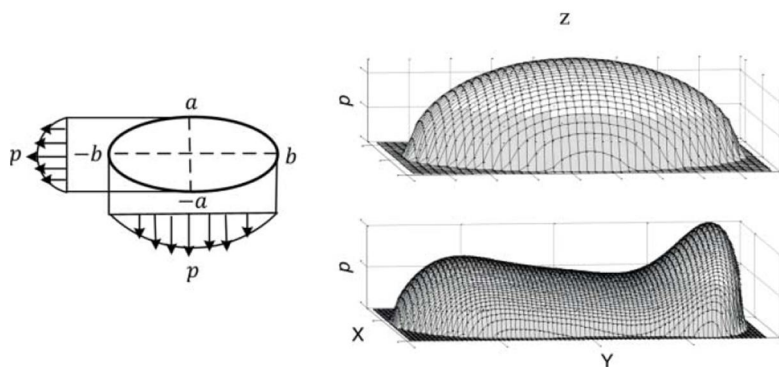
- pyörän ja kiskon materiaalit ovat elastisesti lineaarisia (ei plastista deformaatiota), homogeenisia ja ominaisuudet ovat isotrooppisia,
- puristumat ovat pieniä,
- kohtaavien pintojen kaarevuussäteet ovat paljon suuremmat kuin kontaktialueen mitat,
- kontaktipintojen kaarevuudet ovat vakiot kontaktialueen sisäpuolella ja
- kappaleiden pinnat ovat kitkattomia.

Hertzin mukaisessa kontaktissa oletetaan lisäksi olevan ellipsin muotoinen kontaktialue, jonka kontaktitason normaalivoima sijaitsee ellipsin keskipisteessä. Hertzin teorian mukainen kontaktialueen pintapaineen maksimi on esitetty yhtälössä (14) (Johnson K L 2003). Yhtälö on voimassa pistemäisen kuorman ja elliptisen kontaktialueen tapauksessa ja se voidaan kirjoittaa muotoon

$$p_0 = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (14)$$

missä p_0 on kontaktin pintapaineen maksimi [N/mm^2]
 a ja b ovat ellipsin puoliakselit [mm]
 P on kontaktitason normaalivoima [N].

Edellä mainituilla oletamuksilla Hertzin kontaktimalli antaa kuvan 22 mukaisen pintapainejakauman kontaktin alueella. Kuvassa on myös annettu vertailun vuoksi pintapainejakauma kontaktimallista, joka ei perustu Hertzin kontaktiin. Todellinen painejakauma voi olla tietyissä tilanteissa huomattavasti elliptisestä muodosta poikkeava, mikä vaikuttaa kontaktin normaalivoiman sijaintiin ja kontaktialueen pinta-alaan.



Kuva 22. Periaatekuva Hertzin teorian mukaisen kontaktialueen muodosta (vas.) sekä pintapainejakauma Hertzin kontaktin mukaan ja realistisemmän kontaktimallin mukaan (oik.) (mukaillen, Meymand S Z et al. 2015).

Hertzin kontaktiteorian rajoituksia ovat oletukset, että kohtaavien kappaleiden kontakti tapahtuu yhdessä pisteessä, kontaktialueen mitat ovat paljon pienemmät verrattuna kohtaavien pintojen kaarevuussäteisiin ja se, että edellisten

kaarevuussäteiden täytyy olla jatkuvia kontaktialueen rajoissa. Pyörän ja kiskon välisen vuorovaikutuksen simuloinnissa edellä mainitut rajoitukset aiheuttavat epätarkkuutta ja saattavat estää simulointiajon kokonaan, mikäli kontaktimallin asettamat vaatimukset eivät toteudu. Tällaisia tilanteita ovat esimerkiksi kuluneiden pyöräprofiilien ja kiskojen välinen kontakti, jossa pintojen kaarevuussäteet saattavat muuttua kontaktialueen rajoissa sekä tilanne, jossa pyörä on kontaktissa pyörän kulkupinnan ja laipan väliseltä alueelta. (Meymand S Z et al. 2015.)

5.3.1 Hertzin jousivakio

Dynaamisessa kiskon ja pyörän vuorovaikutuksen mallintamisessa kiskon ja pyörän välistä joustavuutta kuvataan Hertzin jousivakiolla, joka ottaa huomioon pyöränkuorman vaikutuksen jousivakion arvoon, ks. yhtälö 15. Esveld C (2001) mukaan yksinkertaistamalla kontaktitilannetta niin, että

- kontaktialue on muodoltaan ympyrä,
- pyöräprofiilin kaarevuussäde on ääretön ja
- pyörän säteellä on geometrinen keskiarvo,

saadaan jousivakion yhtälö yksinkertaistettua muotoon

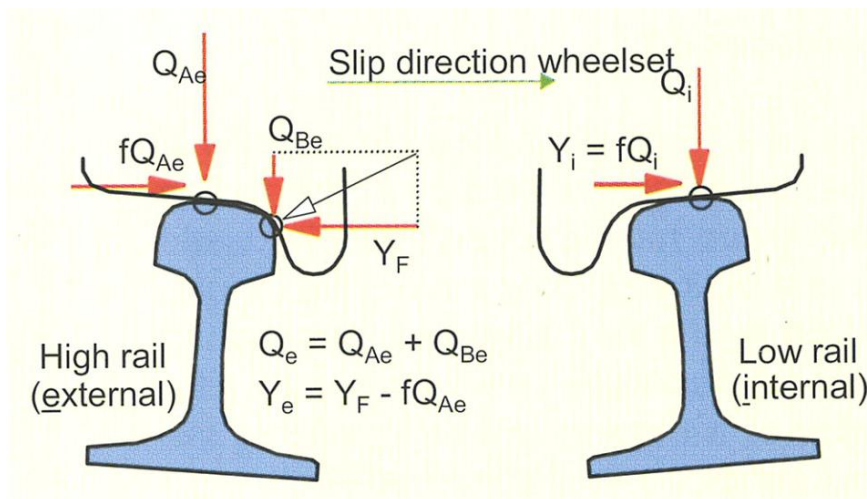
$$k_H = \sqrt[3]{\frac{3E^2 Q \sqrt{R_w R_r}}{2(1-\nu^2)^2}} \quad (15)$$

missä k_H on Hertzin jousivakio [N/m]
 R_w on pyörän säde [m]
 R_{rp} on kiskoprofiilin kaarevuussäde [m]
 ν on Poissonin vakio ja
 Q on vertikaalinen pyöräkuorma [N].

Yhtälöstä nähdään, että vertikaalisen pyörävoiman ja Hertzin jousivakion välinen riippuvuus on hyvin epälineaarinen. Muuttuva kiskoprofiili aiheuttaa pystysuuntaisen pyöräkuorman lisäksi huomattavaa vaihtelua jousivakion arvoon.

5.3.2 1- ja 2-piste kontakti

Pyöräkerran liikkuessa suoralla raiteella pyörän ja kiskon välissä on yleensä 1-piste kontakti. Mikäli pyörä on kulunut epätasaisesti, voi se vastata kiskoon kahdesta pisteestä myös suoralla raiteella. Normaalisti 2-piste kontakti syntyy pyöräkerran kulkiessa kaarteessa, jolloin pyöräkerralle ominainen pyörien kartiokkuudesta johtuva ohjautumistoiminto häiriintyy. Kaarteessa pyöräkerralla ei ole vapautta asettua kiskoilla kaarresäteen suuntaisesti, jolloin uloimmassa pyörässä tapahtuu laippakontakti. Pyörävoimien jakautuminen laippakontakti aikana kaarteessa on esitetty kuvassa 23. (Esveld C 2001.)



Kuva 23. Pyörävoimien jakaantuminen laippakontaktissa (Esveld C 2001).

6 VAIHTEEN RISTEYKSEN JA PYÖRÄKERRAN VÄLISEN VUOROVAIKUTUKSEN MALLINNUS

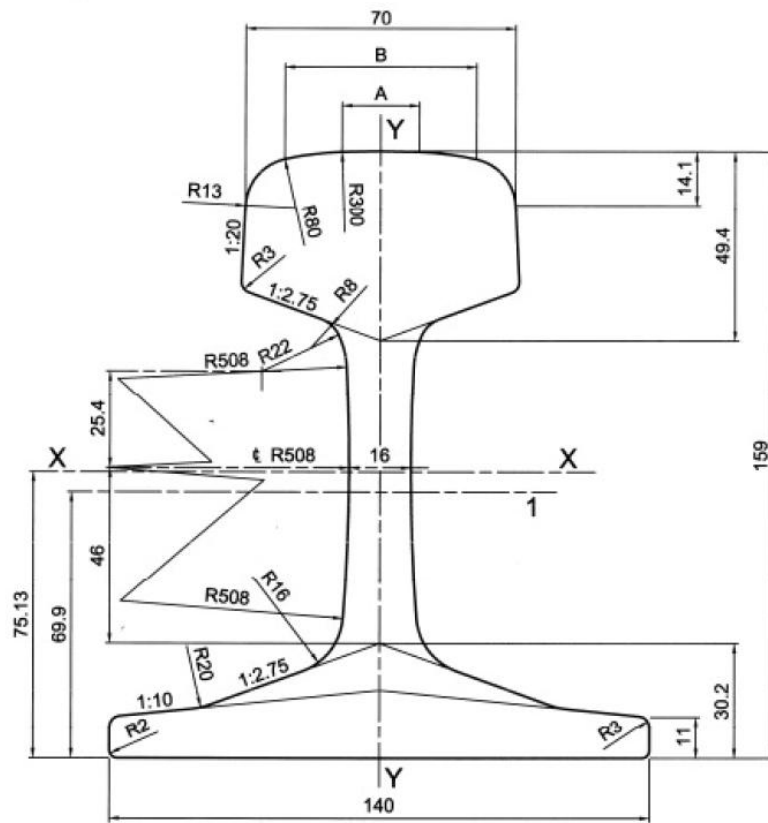
Tässä luvussa kuvataan vaihteen risteuksen geometrian sekä pyöräkerran ja risteuksen välisen vuorovaikutuksen mallintamiseen käytetyt menetelmät. Vaihteen YV54-200-1:9-risteyksen geometria on mallinnettu käänteisesti konepiirustuksista 3D-malliksi ja luotua geometriaa on käytetty monikappalesimulointiin perustuvalla ohjelmalla pyöräkerran ja risteuksen vuorovaikutuksen simulointiin.

6.1 Risteuksen CAD-malli

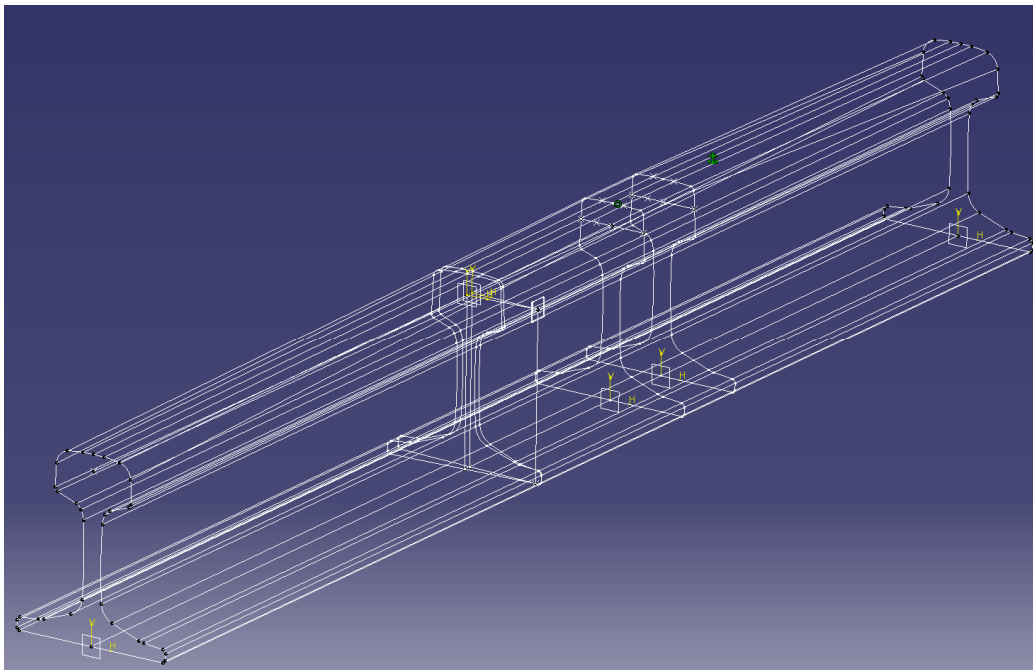
Risteuksen geometria mallinnettiin CATIA nimisellä CAD-järjestelmällä, joka on valmistanut ranskalainen Dassault Systemes. Sitä käytettiin tässä työssä sen vuoksi, että se oli työn tekijälle ennestään tuttu järjestelmä ja se oli heti saatavilla.

6.1.1 Siipikisko

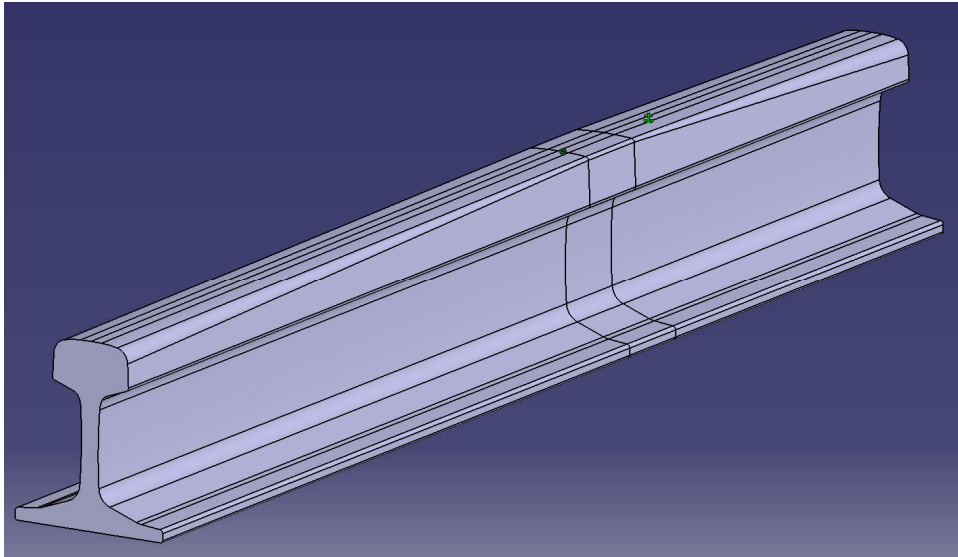
Vaihteen YV54-200-1:9 risteuksen geometrian 3D-mallin luominen aloitettiin mallintamalla suora siipikisko piirustuksen mukaan, ks. liite 1 (kuva 46). Suoran siipikiskon muodon määrittää kaksi eri poikkileikkausprofiilia, jotka ovat päädyissä kiskoprofiilin 54E1 mukainen poikkileikkaus (kuva 24) ja keskialueella piirustuksessa esitetty korotustaottu poikkileikkaus. Ensin mallinnettiin piirustusten mukaiset kiskoprofiili 54E1 ja korotustaottu poikkileikkausprofiili, jotka monistettiin kertaalleen ja asemoitiin piirustuksessa määritellyille etäisyyksille toisistaan. Poikkileikkausprofiilit yhdistettiin lineaarisilla käyrillä toisiinsa, jolloin saatiin siipikiskon ns. rautalankamalli, ks. kuva 25. Poikkileikkauksia yhdistävät käyrät määrittelevät kuinka rautalankamallista pursotettu tilavuusmallin pinta määräytyy, ks. kuva 26. Käyrät on yhdistetty poikkileikkauksissa pisteisiin, jotka puolestaan sijaitsevat kohdissa, joissa poikkileikkausprofiilin muodon paloittain määrittelevät käyrät päättyvät.



Kuva 24. Kiskoprofiili 54E1 (SFS-EN 13674–1:2003+A1:2007).

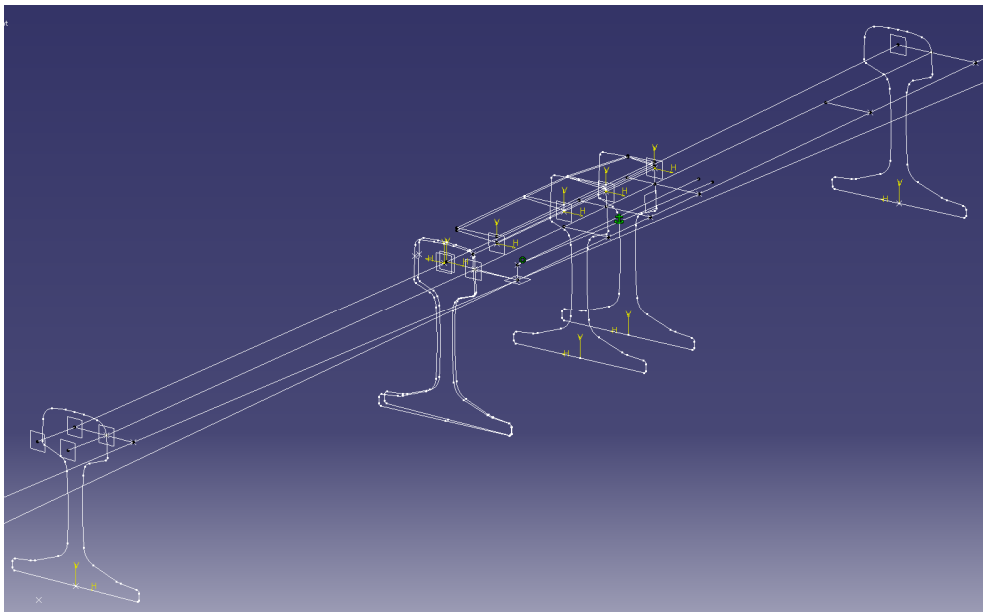


Kuva 25. Suoran siipikiskon rautalankamalli. Kuvassa näkyy myös siipikiskon taitokseen tarvittu suoran siipikiskon tilavuusmallista tehty poikkileikkausprofiili.



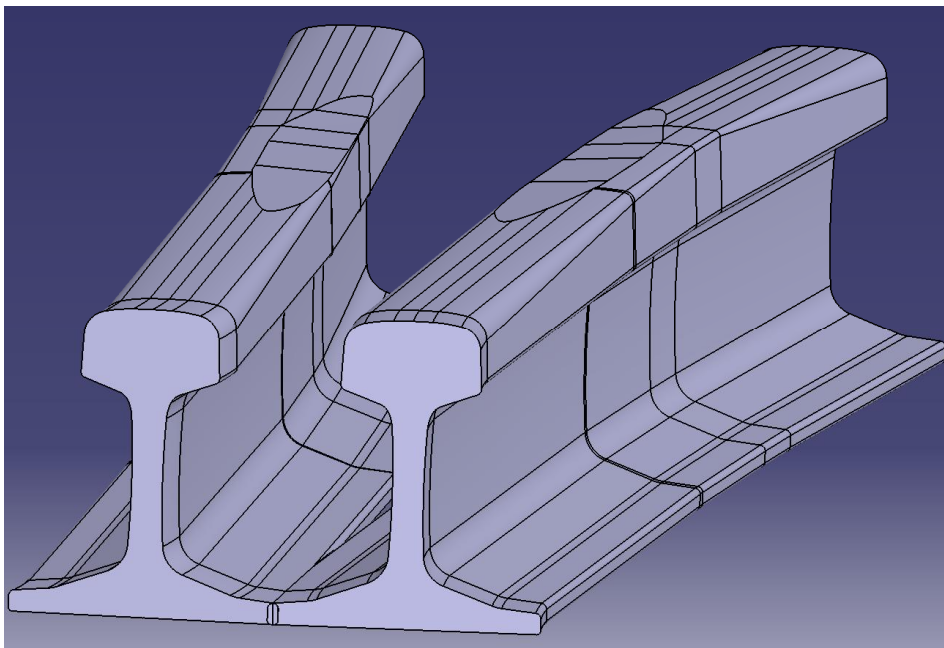
Kuva 26. Suoran siipikiskon tilavuusmalli.

Suora siipikisko ei itsessään sovi vielä käytettäväksi simuloinnissa vaan ensin täytyy tehdä siipikiskoon risteyssuhteen puolikkaan suuruinen taitos, ks. liite 1 (kuva 44). Jotta taitetun siipikiskon poikkileikkausprofiili pysyy samanlaisena kuin suoran siipikiskon piirustuksessa on määritelty, on suoran siipikiskon tilavuusmallista otettu uusi poikkileikkaus sopivassa kulmassa ja paikoitettu siipikiskon poikkileikkausprofiilit uudestaan risteyskeskeisen mittapiirustuksen mukaiseen geometriaan (kuva 27). Sen jälkeen tehtiin uusi rautalankamalli ja pursotettiin taivutetusta siipikiskosta tilavuusmalli.



Kuva 27. Taivutetun siipikiskon profiilit ennen pursotusta. Kuvasta jätetty pois profiileja yhdistävät ohjauskäyrät, jotka määrittävät tilavuusmallin pinnanmuodon.

Siipikiskoon mallinnetun taivutuksen jälkeen peilattiin taivutettu siipikisko risteyksen matemaattisen keskipisteen kautta kulkevan pystytason suhteen, ks. kuva 28. Siipikiskon kulkupinnan hionta muotoiltiin iteratiivisesti käyttäen hyväksi risteyksen mittapiirustuksessa esitettyjä mittoja niin, että 3D-mallin kulkupinta vastasi mitoiltaan piirustuksen mukaista kulkupintaa. Lisäksi siipikiskojen päihin tehtiin n. 1 cm mittaiset osat peruskiskoa, jotta globaalin koordinaatiston origo on helpompi määrittää lopussa kohdalleen. Koordinaatiston origon siirto vaaditaan, jotta saadaan myöhemmin risteyksen kokoonpanosta otettaviin poikkileikkauksiin oikeat koordinaatit.

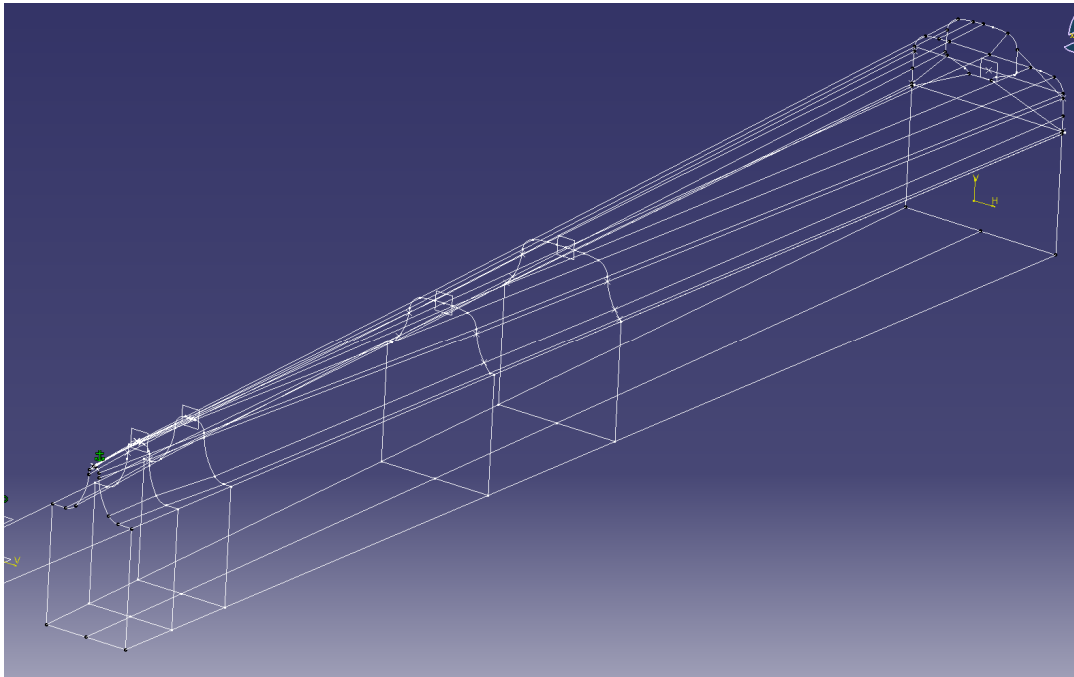


Kuva 28. Siipikiskojen valmis tilavuusmalli.

6.1.2 Risteyksen kärki

Risteyskärki mallinnettiin vastaavilla työvaiheilla kuin siipikisko. Ensin määriteltiin piirustusten mittojen mukaan poikkileikkausprofiilit kärkiosan matkalta kuudessa kohtaa ja yhdistettiin poikkileikkaukset toisiinsa, ks. kuva 29. Risteyskärjen kulkupinta on muotoiltu 135 mm matkalta kärjen alusta liitteen 1 (kuva 44) piirustuksen mukaisesti ja kärjen loppuosa jatkekiskoille asti liitteen 1 (kuva 45) mukaisesti. Rautalankamallin poikkileikkaukset on yhdistetty suorilla toisiinsa lukuun ottamatta kärjen alusta lukien 135 mm osaa, johon on sovitettu spline-käyrät kolmen ensimmäisen poikkileikkauksen välille. Tarkoituksena on eliminoida äkkinäiset pinnan muutokset kulkureunan ja kulkupinnan alueella, kun lopullinen tilavuusmalli pursotetaan. Yhtäkkiset kiskon

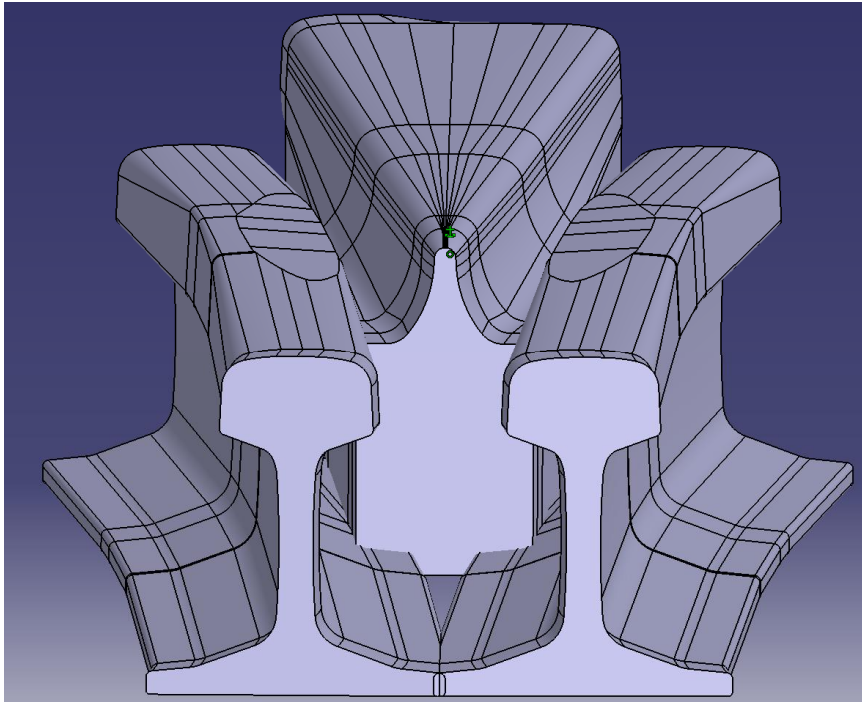
profiilin muutokset aiheuttavat epäjatkuvuuskohtia poikkileikkauskäyrien derivaattoihin simulointivaiheessa, jossa vaatimuksena on poikkileikkauskäyrien jatkuvuus toiseen derivaattaan asti. Spline-käyrien sovittaminen vastaa myös enemmän todellista kärjen muotoa, joka on muodoltaan jouheva eikä kulmikas.



Kuva 29. Risteyksen kärjen rautalankamalli.

6.1.3 Risteyksen kokoonpano

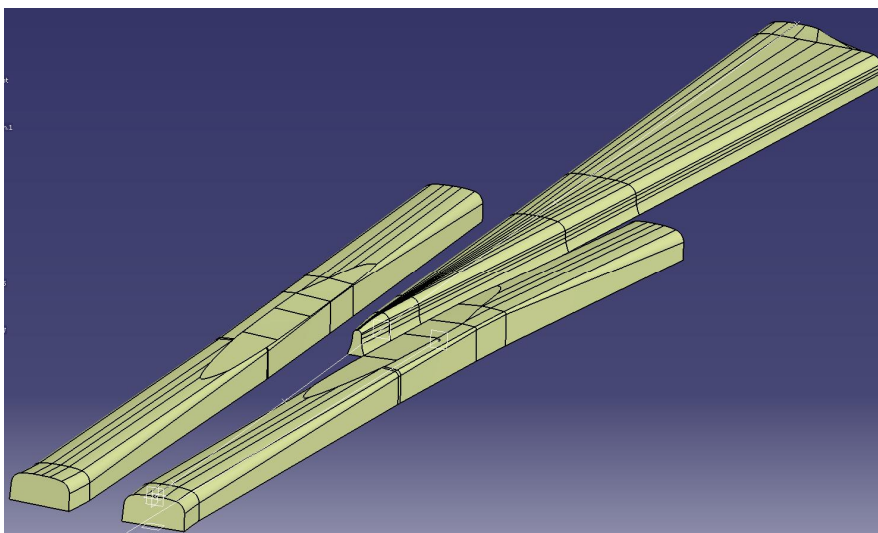
Siipikiskojen ja kärkiosan kokoonpano mitoitettiin liitteen 1 (kuva 42) ja (kuva 43) mukaisesti. Risteyškärki asetoitiin risteyksen matemaattisen keskipisteen suhteen siipikiskoihin nähden, minkä jälkeen kokoonpanon globaalin koordinaatiston nolllapiste siirrettiin vastavaihteeseen päin katsottuna siten, että koordinaatiston origo on oikean siipikiskon kulkupinnan keskikohdassa ja koordinaatiston x-akseli kulkee risteyškärjen jatkekiskon kulkupinnan keskikohdan kautta. Koordinaatistomuunnoksella saatiin risteyksestä tehtäville poikkileikkausprofiileille eksplisiittisesti oikeat arvot ja ne ovat oikeassa asemassa, kun kiskoprofiilien tiedot luetaan simulointia varten. Valmis risteyksen 3D-malli on esitetty kuvassa 30.



Kuva 30. 54E1-200-1:9-O vaihteen risteyksen tilavuusmalli.

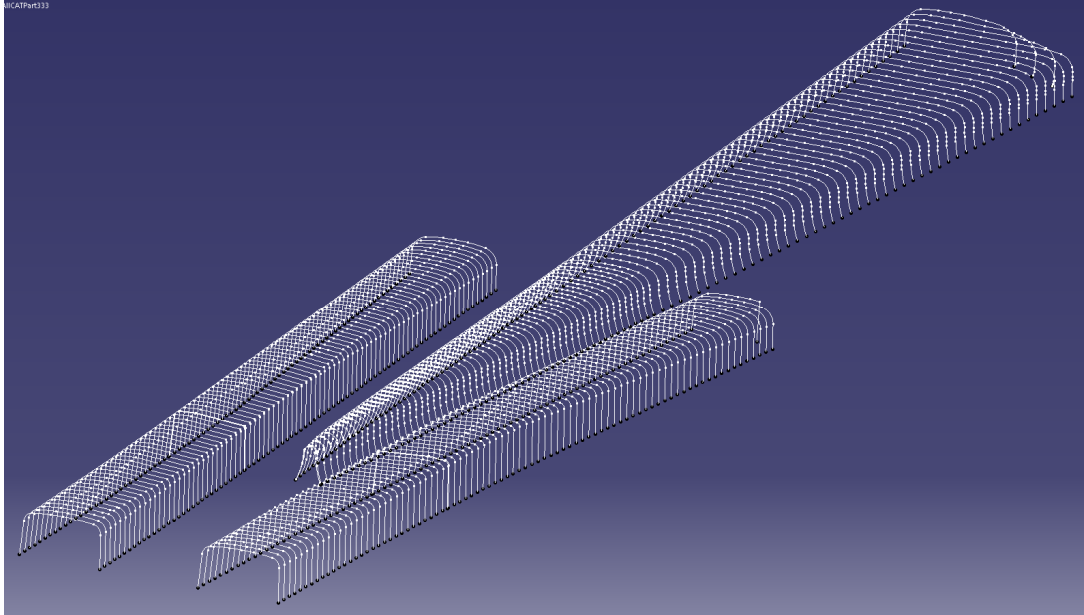
6.1.4 Pintamalli ja poikkileikkausprofiilit

Risteyksen poikkileikkauskäyriä varten tilavuusmalli täytyi ensin muuntaa pintamalliksi (kuva 31) ja poistaa ylimääräinen geometria, joka ei ole tarpeellinen simulointia varten. Risteyksestä otetiin vaakatasossa leikkaus 35 mm syvyydeltä z-akselin suunnassa siirretyn koordinaatiston origosta lukien. Pintamallista otetuilla poikkileikkauksilla saadaan kuvan 32 mukaiset poikkileikkauskäyrät koko risteyksen matkalta.



Kuva 31. 54E1-200-1:9-O vaihteen risteyksen pintamalli.

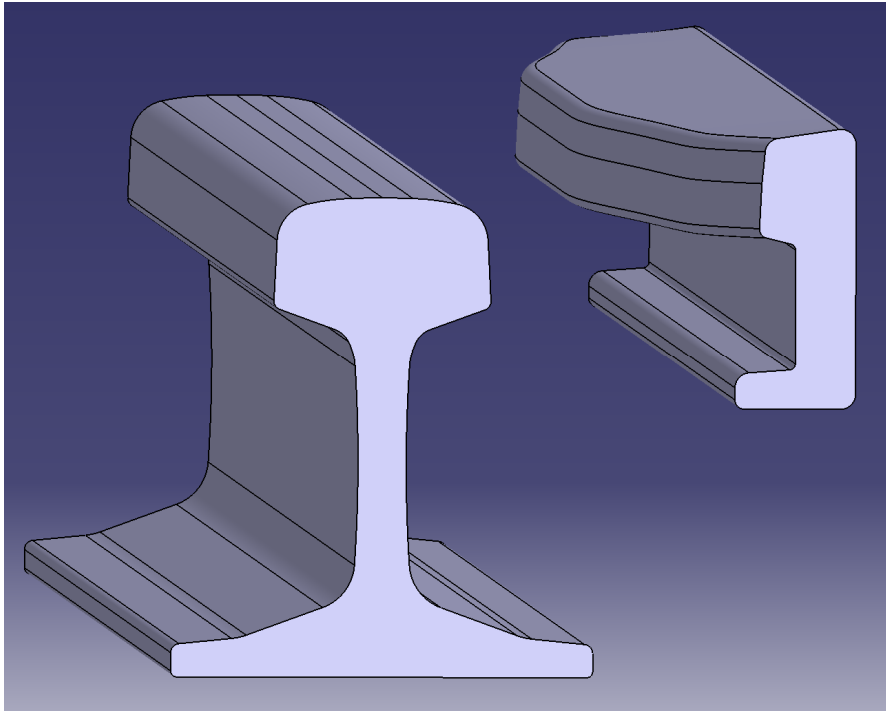
Risteyskärjen ja oikean siipikiskon poikkileikkauskäyrät ovat jatkuvia funktioita ja ne täytyy muuttaa pistekoordinaattimuotoisiksi käyriksi ennen kuin niitä voitiin käyttää hyväksi simulointiympäristössä. Poikkileikkauskäyrät muunnettiin eksplisiittiseen muotoon määrittämällä 1000 koordinaattipistettä jokaiselle poikkileikkauskäyrälle, jotka otettiin simulointiin mukaan.



Kuva 32. 54E1-200-1:9-O vaihteen risteyskärjen pintamallista muodostetut poikkileikkauskäyrät.

6.1.5 Vastakiskosovitus

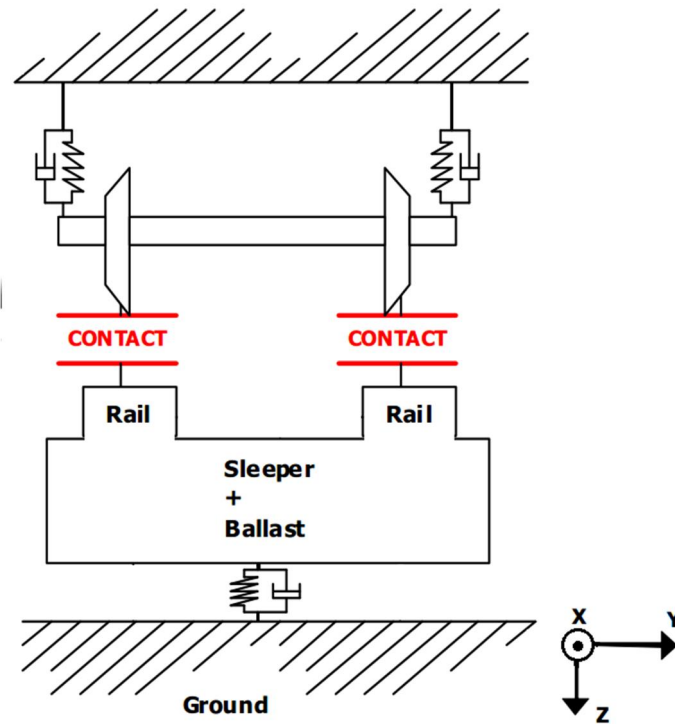
Vastakiskosovitukseen kuuluvat tukikisko ja vastakisko mallinnettiin liitteen 1 (kuva 47) ja (kuva 48) mukaisesti. Tukikiskon kiskoprofiili on 54E1 ja vastakiskon profiili 33C1, joka vastaa UIC33 kiskoprofiilia. Vastakiskon muoto määritellään kolmella eri muotoisella poikkileikkauksella, jotka ovat määrättyillä etäisyyksillä toisistaan. Poikkileikkaukset on yhdistetty suorilla toisiinsa. Vastakiskosovituksen mallinnuksen työvaiheet ovat samat kuin edellä on kuvattu risteyskärjen mallinnuksen vaiheet. Vastakiskosovituksen tilavuusmalli on esitetty kuvassa 33.



Kuva 33. Vastakiskosovituksen tilavuusmalli.

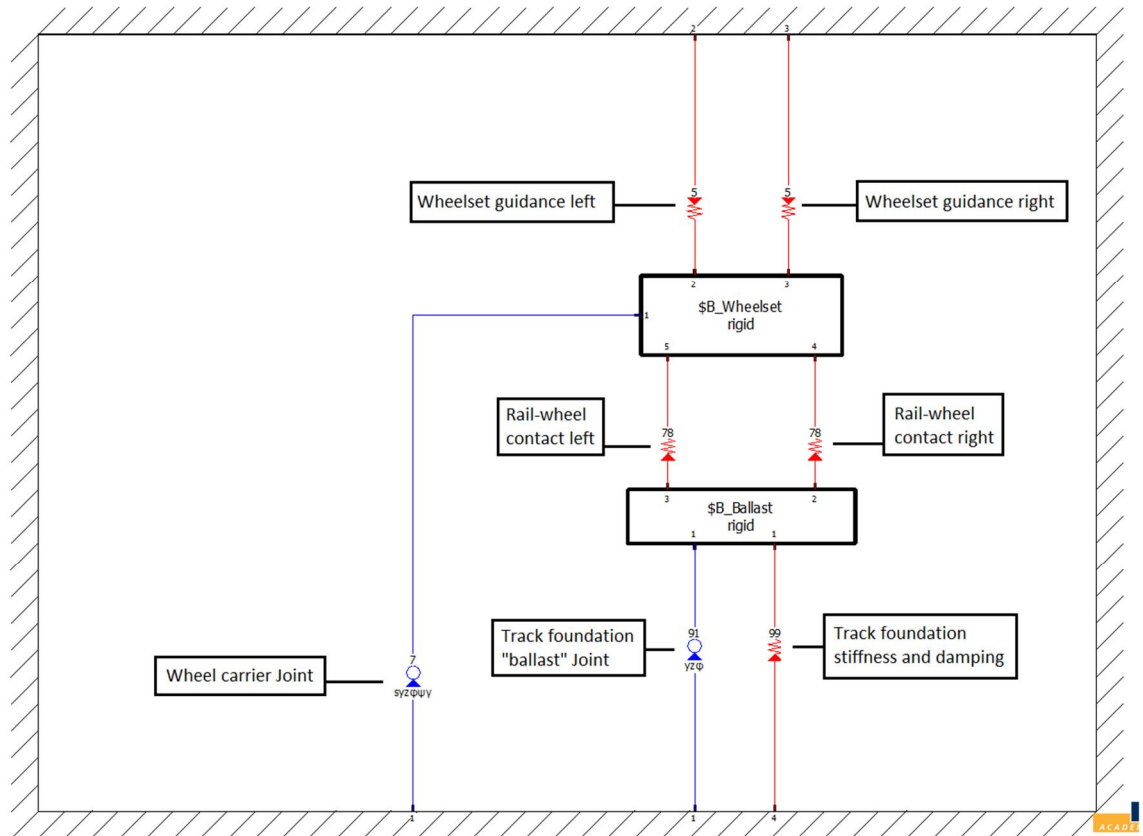
6.2 Pyöräkerran ja radan simulointimalli

Pyöräkerran ja radan välisen vuorovaikutuksen tarkasteluun käytettiin kuvan 34 mukaista simulointimallia, joka on yksinkertaistettu tapaus todellisesta kalustomallista. Simulointia varten arvioitiin kirjallisuuden perusteella välttämättömimmät komponentit, jotka tarvitaan pyöräkerran ja radan välisen vuorovaikutuksen mallintamiseen. Simulointimallissa pyöräkerta on yhdistetty yläpuolelta jousi-vaimennin elementeillä jäykkään tasoon ja alapuolelta kontaktielementeillä kiskoihin, jotka puolestaan ovat jäykästi kiinnitetty ratapölkkyyn ja ratapölkky kiinnitetty jousi-vaimennin elementillä alapuoleltaan jäykkään tasoon. Mallia voidaan vielä laajentaa kaluston osalta kokonaisen vaunun mallilla, jolloin mukaan tulisi telin ja vaunun rungon vaikutukset tuloksiin. Radan joustoa voitaisiin tarkentaa joustavalla FEM-mallilla, jolloin huomioon otettaisiin myös kiskojen ja niiden kiinnityksien vaikutus pyörävoimien kehittymiseen.



Kuva 34. Periaatekuva pyöräkerran ja radan simulointimallista. Kiskot on jäykästi yhdistetty ratapölkkyyn ja ratapölkky liikkuu pyöräkerran kanssa samassa tasossa eteenpäin (mukaillen, INNOTRACK 2009).

Kuvassa 35 on esitetty simulointimallin reitityskaavio, josta nähdään nivelien ja voimaelementtien kytkennät. Pyöräkerran siirtymät ja kiertymät sekä niiden derivaatat esitetään globaalin koordinaatiston suhteen. Pyöräkerta on nivelöity rataan ns. yleisellä raidenivelellä, joka sallii pyöräkerralle 6 vapausastetta eli translaatio- ja rotaatioliikkeen x-, y- ja z-akselien suhteen.



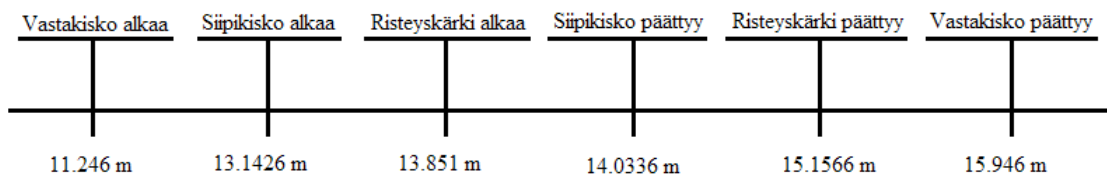
Kuva 35. Simulointimallin reitityskaavio. Punaiset viivat esittävät jousi-vaimennin elementtejä ja siniset viivat niveliä.

6.2.1 Rata

Radan joustavuutta kuvataan voimaelementillä, jonka jäykkyys ja vaimennus ovat lineaarisia. Voimaelementti tuottaa voimaa sille määritettyjen vaimennus- ja jäykkyysparametrien mukaan. Käytetyt parametrit on esitetty luvussa 6.2.4 taulukossa 9. Radan pystysuuntaiselle jäykkyydelle käytetään radan kokonaisjäykkyyttä kuvaavaa arvoa, joka ottaa huomioon suomalaisen raiteen betonipölkystä mitatun pystysuuntaisen ja välilevyn muodostaman yhdistetyn jäykkyyden (Loponen T R et al. 2016). Muille radan parametreille on valittu kirjallisuudesta saadut arvot, jotka ovat tyypillisiä eurooppalaisen standardin mukaiselle pääraiteelle sovellettavia arvoja (ERRI B 176/DT 290: B176/3 1993).

Ratapölkky on nivelöity rataan niin, että sille sallitaan translaatioliike y- ja z-suunnassa ja kallistuma x-akselin suhteen. Pölkyn oman massan sijasta käytetään ekvivalenttista massaa, joka kuvaa pölkyn, tukikerroksen ja kiskojen massaa. Kuvassa 36 on esitetty

simuloinnissa käytettyjen kiskoprofiilien asemat ratakoordinaatin (s) mukaan. Ratakoordinaatti (s) tarkoittaa pyöräkerran kulkemaa matkaa raiteella ja simulointitulokset on esitetty pyöräkerran kulkeman matkan mukaan. Simulointiajon kesto matkana mitattuna on kokonaisuudessaan (s) = 17 m, mutta tulokset on esitetty risteuksen osalla välillä (s) = 13 - 15.5 m, koska siihen tässä työssä halutaan kiinnittää huomiota. Sen matkan aikana siipikisko alkaa ja risteyskärki päättyy.



Kuva 36. Simuloinnissa käytettyjen kiskoprofiilien muutoskohdat ratakoordinaatin (s) mukaan.

6.2.2 Kiskot

Kiskot ovat ns. passiivisia mallinnuselementtejä, mikä tarkoittaa sitä, että ne toimivat geometrisena rajapintana pyörä-kisko kontaktin välissä, mutta eivät toimi laskentaa suorittavana osana. Ne sisältävät kiskojen geometrian mallintamiseen tarvittavan tiedon eli kiskoprofiilin, raidevälin ja kiskon kallistuksen. Kiskojen muuttuva poikkileikkaus luetaan simulointia varten omista tiedostoistaan, jotka sisältävät kiskon poikkileikkauskäyrän koordinaattipisteet. Edellisessä luvussa kuvatulla risteuksen geometriatiedon sisältävällä CAD-mallilla luotiin poikkileikkauskäyrät, joita käytetään hyväksi näissä kiskogeometrian sisältävissä tiedostoissa. Kiskojen muuttuvat poikkileikkaukset yhdistetään toisiinsa radan pituussuunnassa interpoloimalla Bezier-käyriä poikkileikkausprofiilien välille. Menetelmä varmistaa sujuvan siirtymän poikkileikkaukselta toiselle simuloinnin aikana.

6.2.3 Kiskon ja pyörän kontakti

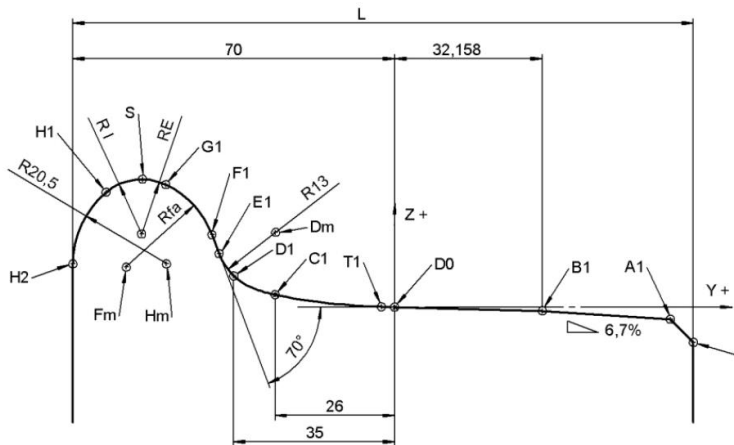
Kontaktialueen pinta-alan ja sijainnin määrittämisessä ei käytetä suoraan hyväksi Hertzin mukaista kontaktimallia vaan ns. ekvivalenttista kontaktimallia, joka on approksimoiva ja ei-iteratiivinen menetelmä nopeaan kontaktialueen parametrien määrittämiseen (Piotrowski J & KIK W 2008). Kyseisen menetelmän puute on kuitenkin epätarkkuus tilanteessa, jossa kontaktikohta sijaitsee laipan tyvessä (Vollebregt E et al. 2011). Ekvivalenttinen kontaktimalli käyttää kontaktin normaalivoiman määrittämiseen Hertzin mallia.

Simpack (2015) mukaisesti kiskon ja pyörän välinen kontaktitapahtuma voidaan jakaa kolmeen toisistaan erilliseen laskentavaiheeseen, jolloin

1. määritetään kontaktialueen sijainti, muoto ja koko. Jonka jälkeen määritetään erillisinä tapahtumina:
2. kontaktin normaalivoima sekä
3. kontaktin tangentiaalivoima ja -taivutus.

6.2.4 Pyöräprofiilit

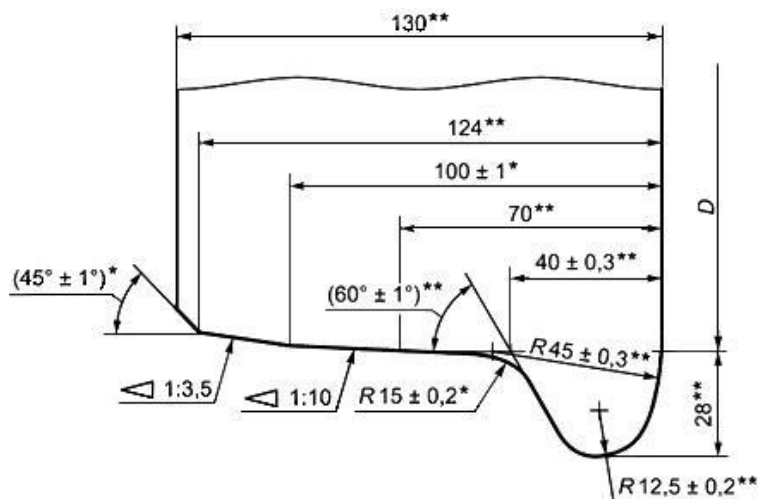
Simuloinnissa verrattiin keskenään eri pyöräprofiilien vaikutusta vaihteen risteyksen dynaamiseen kuormitukseen. Vertailtavia pyöräprofiileja olivat eurooppalainen S1002-pyöräprofiili (kuva 37) ja venäläisen GOST-normin mukainen pyöräprofiili (kuva 38), josta muokattiin CAD-ohjelmalla liitteessä 5 esitetyt keinotekoisesti kuluneet valelaipalliset pyörät. Todellisista kuluneista pyöräprofiileista ei ollut käytettävissä mittausdataa, joten kuluneet profiilit pyrittiin approksimoimaan niin, että valelaipan vaikutusta pystysuuntaiseen pyöräkuormaan voitaisiin arvioida. Taulukossa 8 on esitetty mallinnettujen kuluneiden profiilien valelaippojen syvyys.



Kuva 37. Eurooppalainen S1002-pyöräprofiili (SFS-EN 13715+A1 2011).

Taulukko 8. Mallinnettujen pyöräprofiilien kuvitellut valelaipan syvyydet kulkukehän kodalta mitattuna kuvan 17 mukaisesti.

Profiili	Valelaipan syvyys [mm]
GOST 1	1,3
GOST 2	1,6
GOST 3	3,6
GOST 4	4,6
GOST 6	5,6
GOST 7	7,6



Kuva 38. Venäläinen pyöräprofiili (GOST 10791 2011).

6.2.5 Simulointimallin parametrit

Simuloinnissa on käytetty 5000 Hz näytetaajuutta, joka valittiin iteroimalla simulaatiota niin monta kertaa, että näytetaajuuden nosto ei enää vaikuttanut systeemin dynaamiseen vasteeseen. Juna kulkee risteuksen läpi 60 km/h eli 16,66 m/s, mikä tarkoittaa risteyskärjen mitalla 1,45 m, että kärjen ylittämiseen kuluva aika on n. 0,087 s. Pyörän kulku risteuksen yli on ajassa mitattuna siis hyvin lyhyt, mikä asettaa omat haasteensa tapahtuman mallintamiselle. Akselipainona käytettiin 245 kN.

Taulukko 9. Simuloinnissa käytetyt rata- ja kalustoparametrit.

Elementti	Parametri	Arvo
Pyöräkerta	Massa	1230 kg
	Pyörän halkaisija	957 mm
	Pyörien kulkuympyröiden välinen etäisyys	1580 mm
	Hitausmomentti x-akseli suhteen	814 kgm ²
	Hitausmomentti y-akseli suhteen	100 kgm ²
	Hitausmomentti z-akseli suhteen	814 kgm ²
Pyöräkerta GOST profiililla	Laippojen välinen etäisyys	1440 mm
Pyöräkerta S1002 profiililla	Laippojen välinen etäisyys	1445 mm
Pyöräkerran jousitus	Jäykkyys x-suunnassa	0.2·10 ⁶ Ns/m
	Jäykkyys y-suunnassa	0.2·10 ⁶ Ns/m
	Jäykkyys z-suunnassa	0.55·10 ⁶ Ns/m
	Vaimennus x-, y- ja z-suunnassa	0.1327·10 ⁶ Ns/m
Ratapölkky	Massa	330 kg
	Hitausmomentti x-akseli suhteen	10 kgm ²
	Jäykkyys y-suunnassa	4·10 ⁷ N/m
	Jäykkyys z-suunnassa	50·10 ⁶ N/m
	Kiertojäykkyys x-akselin suhteen	8.4375·10 ⁷ Nm/rad
	Vaimennus y-suunnassa	9.8·10 ⁴ Ns/m
	Vaimennus z-suunnassa	1.88·10 ⁵ Ns/m
	Kiertovaimennus x-akselin suhteen	1.0575·10 ⁵ Nms/rad
Kiskot 54E1	Raideleveys	1524 mm
	Kiskojen kallistus	1:40
Normaalikontakti HERTZ	Normaalikontaktijäykkyys	5·10 ⁸ N/m

6.3 Simulointitulokset

Pyöräkerran ja vaihteen risteyksen väliset simulointitulokset on esitetty *liitteessä 3*. Tuloksissa on tarkasteltu pääasiassa oikean pyörän vuorovaikutusta vaihteen risteyksen kanssa, mutta myös vasemmasta pyörästä on otettu mukaan pysty- ja poikittaissuuntainen pyörävoima kuluneiden pyöräprofiilien osalta. S1002-pyöräprofiilille on valittu kuvaajiin musta väri ja kulumattomalle GOST-pyöräprofiilille punainen väri. Kuluneet GOST-pyöräprofiilit on merkitty muilla väreillä kuvaajiin.

Kuvista 50 ja 51 nähdään, että GOST-pyöräprofiililla dynaamisen pyöräkuorman maksimi on juuri risteyskärjen alkukohdassa. S1002-pyöräprofiililla dynaaminen pyöräkuorman maksimi on n. puolet venäläiseen verrattuna ja se esiintyy selvästi myöhemmässä kohdassa risteyskärjellä. Kuormituksen maksimikohtien sijaintien ero selittyy katsottaessa kuvaa 52. S1002-profiililla siipikisko kantaa pyörän pidemmälle risteyskärjellä, kun taas GOST-profiililla pyörä liikkuu n. 2,5 mm alaspäin siipikiskon korotustaonnasta huolimatta. GOST-profiilin kulkukehän jyrkemmän nousun vuoksi ja pyöräkerran laippavälin ollessa 1440 mm oikea pyörä kulkee sekä lähempänä raiteen keskilinjaa, että putoaa nopeammin alaspäin risteyksessä kuin oikea pyörä S1002-pyöräprofiililla ja laippavälillä 1445 mm, ks. kuva 54. Pyörän kontaktien lukumäärästä (kuva 53) nähdään selkeästi missä kohtaa pyörä irtaantuu siipikiskolta molemmilla profiileilla.

Pyöräkerran dynaaminen akselikuorma on esitetty kuvassa 55. Simulointimallin mukaan dynaamisella akselikuormalla esiintyy huomattavan suuri transientti venäläisellä pyöräprofiililla pysty- ja poikittaissuunnassa. Ensimmäisen ja toisen transientin ero pystysuunnassa on n. 10-kertainen ja dynaamisen akselikuorman maksimi on 5.3-kertainen staattiseen akselikuormaan verrattuna. Näin suuren transientin esiintyminen todellisuudessa voidaan kuitenkin kyseenalaistaa, sillä käytetty simulointimalli ei ota huomioon telin rakennetta eikä sen kiinnitystä vaunuun. Pyöräkerran tuenta jousivaimennin elementeillä yläpuolelta jäykkään tasoon vaikuttaa myös osaltaan tuloksiin, mutta vaikutuksen suuruutta on vaikea arvioida ilman vertailulaskemia. Pyöräkerran massa 1230 kg on kuitenkin huomattavan paljon pienempi kuin vaunun rungon ja hyötykuorman yhteenlaskettu massa ($\approx 90t$), joten vaunun approksimointi jäykäksi

tasoksi ei pitäisi vaikuttaa merkittävästi massa hitaudesta aiheutuviin voimiin. Myös ratamallista jää osa todellisen radan vaikutuksista pois, kuten kiskojen kiinnityksien vaikutus. Kuvassa 56 on esitetty pyöräkerran poikittaisliike koko simuloinnin aikana kulkemalta matkalta.

Oikean pyörän kontaktiin liittyviä suureita S1002- ja GOST-profiileilla on esitetty kuvissa 57 - 61. Erityisesti kuvista 59, 60 ja 61 voidaan tehdä mielenkiintoisena havaintona se, että GOST-profiililla kontaktialue on koko simuloinnin ajan merkittävästi pienempi kuin S1002-profiililla. Ennen siipikiskon alkamista GOST-profiilin kontaktialue on alle puolet S1002-profiilin kontaktialueesta ja sen vaihtelu on maltillista lukuun ottamatta siipikiskon viisteen alkamisen ja risteyskärjen päättymisen välistä aluetta ($13.6 < s < 14.0$). Kontaktin pintapaineen maksimi on yli kaksinkertainen GOST-profiililla, mikä selittää osaltaan kyseisen profiilin amplitudiltaan suurta voimatransienttia kuvassa 50. Suureen kontaktin pintapaineen maksimiin vaikuttaa pyörän siirtymä pystytasossa alaspäin, jolloin pyörä osuu likimain risteyskärjen päähän ja pyörän geometrinen tunkeuma risteyskärkeen kasvaa voimakkaasti.

GOST-profiiliin muodostuneen valelaipan vaikutus *risteyksen kärjen* kuormitukseen on esitetty kuvissa 62 - 65. Pysty- ja poikittaissuuntainen voima on esitetty kahdessa kuvaajassa, joista toisesta on jätetty pois kolme pyöräprofiilia paremman luettavuuden vuoksi. Pystysuuntaisesta voimakuvaajasta huomataan, että jo 1,3 mm syvä valelaippa pienentää risteyskärjellä esiintyvää suurinta voimatransienttia alle puoleen kulumattomaan pyöräprofiiliin verrattuna ja valelaipan syvyyden kasvaessa kyseinen transientti pienenee edelleen. Valelaipan syvyyden kasvaessa värähtely kuitenkin voimistuu ja risteyskärjen kuormitus kasvaa matkalla $s \approx 14.2 - 14.5$ m. Kuormituskohdan siirtyminen risteyskärjellä johtuu pääasiassa valelaipan kontaktista, joka syntyy valelaipan noustessa risteyskärjen päälle kärjen huipun oikealta puolelta. Valelaipan noustessa risteyskärjelle syntyy myös poikittaissuuntaista kuormitusta risteyskärkeen, mikä on luonteenomaista laippakontaktille.

Myös vasemman pyörän pysty- ja poikittaissuuntaisesta dynaamisesta pyörävoimasta muodostettiin kuvaajat GOST-profiileilla, ks. kuvat 66 - 69. Kahdessa kuvaajassa on oikean pyörän kuvaajien tavoin vähennetty esitettävien profiilien määrää. Tuloksien

mukaan myös vasen pyörä aiheuttaa kiskoon pysty- ja poikittaissuunnassa dynaamista kuormitusta, jonka kuvaaja vastaa muodoltaan oikean pyörän aiheuttamaa kuormaa. Tulos on johdonmukainen ottaen huomioon, että pyöräkerta ja ratapölkky ovat simulointimallissa jäykkiä kappaleita, jotka on tuettu lineaarisilla jousi-vaimennin elementeillä ylä- ja alapuoleltaan lukuun ottamatta pyöräkerran ja raiteen välistä epälineaarisesti muuttuvaa Hertzin jousivakiota. Vaimennus ei muutu pyöräkerran ja kiskon välisessä kontaktissa vaan se pidetään vakiona (Simpack 2015).

Kuvassa 70 on esitetty pyöräkerran tasapainoasema suoralla raiteella eri GOST-profiileilla. Mikäli pyörässä on valelaippa, niin pyörän kontaktialue sijaitsee kiskonselän ulkoreunalla. Tällöin pyörän laippa saattaa olla myös kontaktissa kiskon sisäsyrtjän kanssa ja syntyy kontakti kahdesta pisteestä. Tilanteeseen vaikuttaa myös tietysti kiskon kuluneisuus. Kuvasta 71 nähdään neljän eri GOST-pyöräprofiilin kontaktialueen pinta-ala risteyksen alueella. Pyörään syntyvä valelaippa pienentää kontaktin pinta-alaa, jolloin myös kiskoon kohdistuva jännitys kontaktialueella kasvaa.

6.4 Johtopäätökset

Simulointituloksien perusteella pyöräprofiilien geometrialla on suuri vaikutus vaihteen risteyksen kärkeen kohdistuvassa dynaamisessa kuormituksessa. Venäläisessä GOST-profiilissa oleva viiste jyrkkyydellä 1:3,5 pyörän uloimmalla sivulla aiheuttaa sen, että pyörä ei nouse niin paljon siipikiskon päälle kuin S1002-profiililla oleva pyörä. Venäläisen pyöräkerran kapeampi pyöräväli heikentää myös pyörän nousua siipikiskon päälle. Seurauksena on, että pyörä iskeytyy aikaisemmin risteyksen kärkeen kuin S1002-profiililla oleva Suomen raidevälille tarkoitettu pyöräkerta ja aiheuttaa korkean dynaamisen iskuvoiman risteyskärkeen.

Venäläiseen pyörään muodostunut valelaippa muuttaa tilannetta niin, että pystysuuntainen dynaaminen iskuvoima pienenee risteyksen kärjessä, mutta sen voimakkuus on samaa tasoa kuin S1002-profiilin pyörällä. Valelaipan syvyyden kasvaessa dynaamisen kuorman maksimin vaikutuskohta siirtyy risteyskärjellä. Lisäksi juuri risteyskärjen kohdalla ilmenee pysty- ja poikittaissuuntaista värähtelyä, mikä viittaa laippakontaktiin. Valelaipan syvyys vaikuttaa erityisesti siihen missä kohtaa

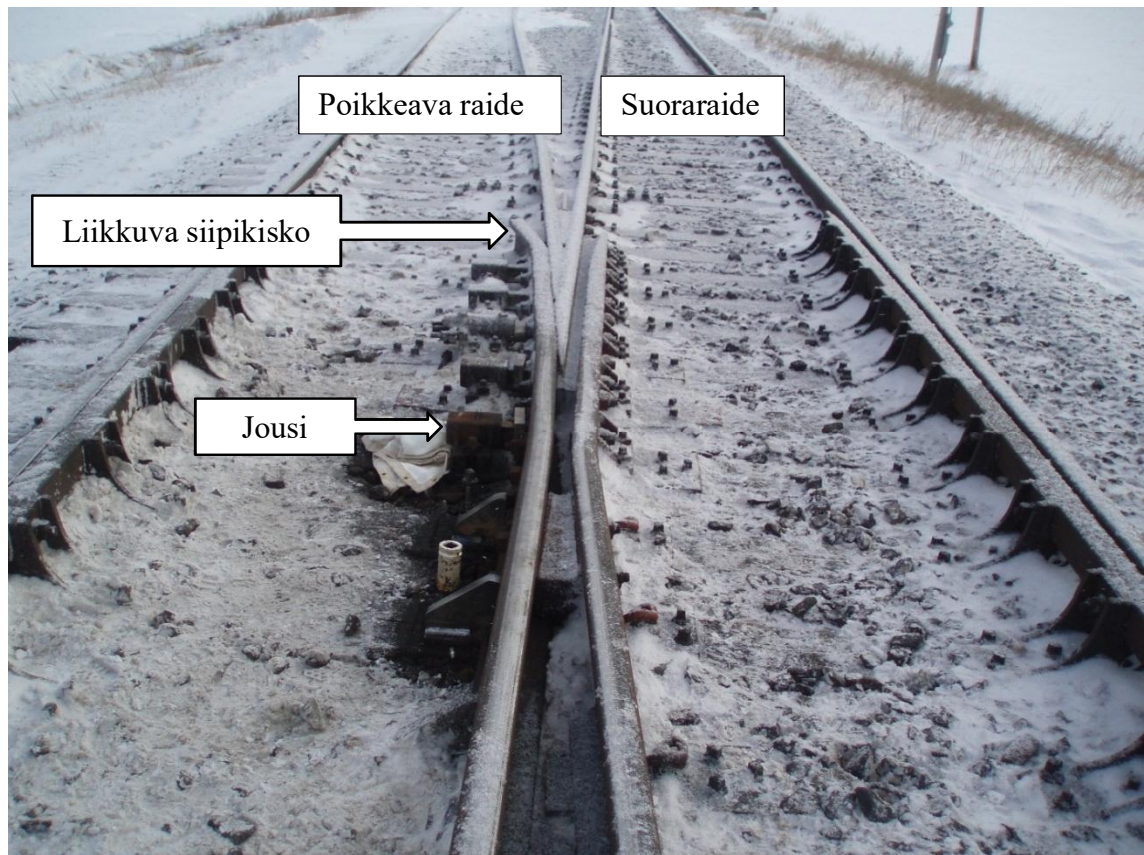
pyörä iskeytyy risteyskärkeen. Simuloinnin mukaan maltillisella valelaipalla venäläinen pyörä sopii parhaiten yhteen 54E1-vaihteen risteuksen kanssa ja dynaamiset iskukuormat ovat maltillisia. Valelaippa ei kuitenkaan paranna pyörän nousua siipikiskon päälle, joten käytännössä sopivan tasaisesti kulunut pyörä, jota ei ole kunnossapitosorvattu GOST-standardin mukaiseen profiiliin, on kenties paras kompromissi mekaanisen yhteen sopivuuden kannalta. Tasaisesti kuluneen pyörän vaikutus vaatisi kuitenkin jatkotutkimuksia erilaisilla pyöräprofiileilla, jotka on tämän työn jälkeen saatavissa todellisista pyöristä mitattuna raja-asemalle asennetulta mittalaitteelta.

7 RISTEYKSEN KUORMITUSKESTÄVYYDEN PARANTAMINEN

Simulointituloksien perusteella venäläinen pyöräprofiili sekä pyöräkerta ovat jo lähtökohtaisesti huonosti yhteensopivia suomalaisen raidelevyyden mukaisen risteuksen kanssa. Pyörään muodostunut valelaippa lisää risteuksen kärjellä tapahtuvaa värähtelyä, vaikka risteuksen kärjessä esiintyvä suurin iskuvoima pienenee. Tässä luvussa tarkastellaan keinoja, joilla olisi mahdollista saada vaihteiden risteyksien tarvitsevaa kunnossapitoa vähennettyä.

7.1 Jousiristeys

Yksinkertaisen vaihteen kiinteän risteuksen sijasta on mahdollista käyttää jousiristeystä, jossa poikkeavan raiteen siipikisko on jousilla puristettu kärkeä vasten, ks. kuva 39. Tästä saavutetaan se etu kiinteään risteykseen verrattuna, että suoralla raiteella kulkupinta on jatkuva risteuksen yli ja risteuksen kärkeen ei kohdistu verraten yhtä paljon dynaamista kuormaa. Junan kulkiessa poikkeavalle raiteelle jouset antavat myöten sen verran, että pyörän laippa pääsee kulkemaan siipikiskon ja kärjen välistä. Poikkeavaa raidetta voidaan liikennöidä molempiin suuntiin, mutta sitä käytettäessä kulkupinta katkeaa kuten kiinteässä risteyksessä. Jousiristeys sopiikin sen vuoksi kohteisiin, jossa poikkeavaa raidetta käytetään verraten vähän, tai suoralla raiteella liikkuu pääasiassa raskasta tavaraliikennettä, jonka dynaamista kuormaa kiinteä risteys ei kestä yhtä hyvin. Jousiristeysiä on käytössä mm. Pohjois-Amerikassa talvisissa olosuhteissa.



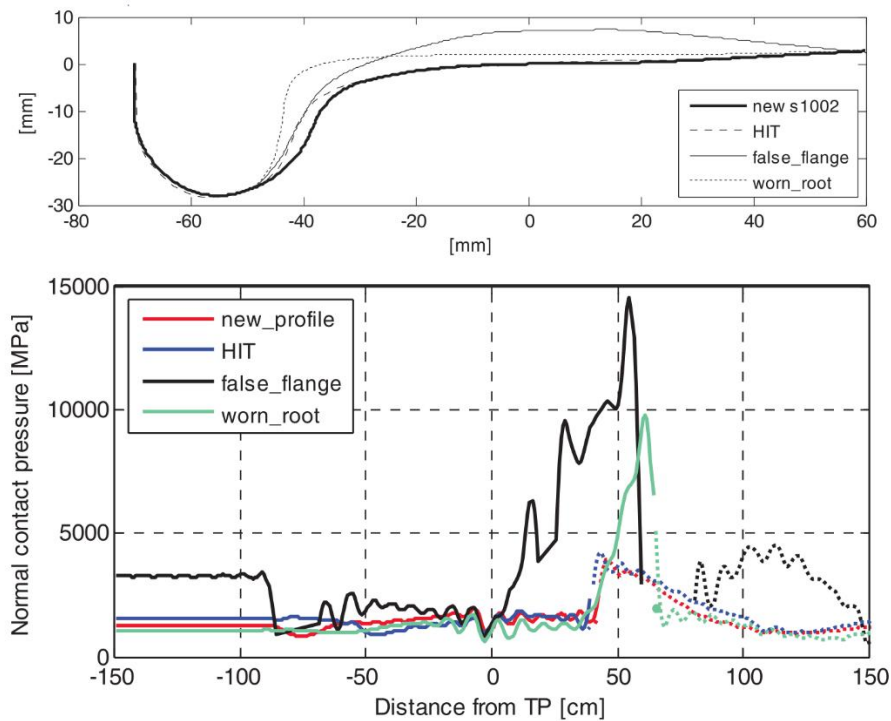
Kuva 39. Yksinkertaisen vaihteen jousiristeys. Poikkeavan raiteen siipikiskoja pitää paikallaan 5 kpl jousia, joista yksi on merkitty kuvaan (Lane K 2015).

7.2 Pyörien kunnan valvonta

Casanueva C et. Al. (2014) ovat tutkimuksessaan havainneet, että risteyskärki ja kielisovitus ovat merkittävimmät tekijät pyörän profiilin kulumisessa. Erityisen haitallinen tilanne syntyy, kun pyörän ja kiskon poikkileikkausprofiili ovat yhteneviä eli muodoltaan lähellä toisiaan. Tällöin kehittyy merkittäviä voima- ja nopeuseroja pyörän ja kiskon kontaktialueella johtaen pyörän voimakkaaseen kulumiseen. Edellä mainituilla perusteilla voidaan tehdä johtopäätös, että kulunut pyörä kuluttaa myös nopeammin risteyskärkeä ja vaihteen kieltä. Pyöräprofiilien kunnan valvonta on yksi keino tarkkailla rataverkolla liikkuvan kaluston pyöräprofiilien kuntoa erityisesti sallitun valelaipan syvyyden osalta. Pyörään muodostunut valelaippa ei ole ongelmallinen suoralla raiteella, mutta raiteen epäjatkuvuuskohdissa valelaippa vaikuttaa siihen kuinka jouhevasti pyörä siirtyy siipikiskolta risteuksen kärjelle sekä siihen, millä hetkellä pyörä kohtaa risteuksen kärjen. Tätä työtä tehtäessä Suomen rataverkolla onkin otettu käyttöön pyöräprofiilien mittalaite raja-asemalla, mikä parantaa huonokuntoisten

pyörien paikallistamista. Työn tekijän mielestä liikkuvan kaluston pyöräprofiilien kunnan valvonta on yksi tärkeimmistä keinoista puuttua erityisesti vaihteiden risteysiin kohdistuviin kuormituksiin.

Pyörään muodostuneen valelaipan epäedullinen vaikutus risteyskärjen kuormitukseen on huomattu myös muissa tutkimuksissa. Wan C & Markine V L (2015) ovat tutkineet risteysgeometrian parametrien vaikutusta pyörän siirtymävaiheeseen rautatieristeyskässä ja huomioineet myös valelaipan vaikutuksen siirtymävaiheeseen. Tutkimuksessa havaittiin, että risteyskärjen nousu pituussuunnassa sekä pyöräprofiili ovat merkittävimmät tekijät, jotka vaikuttavat risteyskärjen kuormitukseen. Kuvassa 39 on esitetty S1002-pyöräprofiilin valelaipan vaikutus risteyskässä kehittyvään kontaktipaineeseen, joka kasvaa valelaipan vaikutuksesta hyvin voimakkaasti.



Kuva 40. S1002-profiilin kuluman vaikutus normaalikontaktipaineeseen risteyskärjen siirtymävaiheessa (mukaillen, Wan C & Markine V L 2015).

7.3 Mangaaniteräsristeys

Wiest M et al. (2008) on havainnut tutkimuksessaan FE-analyysin avulla, että mangaaniteräksen muokkauslujittumisen päätyttyä vertikaalisen kontaktivoiman maksimi risteuksen kärjellä on alentunut n. 20 %. Korkealujuus ja rakenneteräksestä valmistetulla komposiittiteräsristeyksessä vastaavaa kontaktivoiman alenemista ei tapahdu risteystä kuormitettaessa ja kontaktivoima kärjellä on myös mangaaniristeystä korkeampi. Tutkimuksen mukaan yksi selittävä tekijä mangaaniristeuksen alhaisemmalle vertikaaliselle kontaktivoimalle on plastinen muodonmuutos, jonka vuoksi risteyskärki muovautuu kuormittavien pyörien muotojen kanssa paremmin yhteen.

Työn tekijän mielestä mangaaniteräsristeys voisi olla yksi vaihtoehto parantaa risteysten kuormituskestävyyttä ja siten vähentää tarvittavaa kunnossapitoa. Mangaaniteräksisiä risteyskärkiä on tällä hetkellä käytössä sekä 54E1- että 60E1-vaihteissa, mutta 54E1-vaihteissa käyttö on harvinaisempaa (Liikennevirasto 2012a). Suomessa käytössä olevat 60E1-vaihteet on mitoitettu vuodesta 2000 lähtien 300 kN akselipainolle ja erityisesti risteyskärkiä on vahvistettu, mutta suurin sallittu akselipaino on kuitenkin 250 kN (Nummelin M 2004). Vaihteiden mitoituksessa on kuitenkin käytetty staattista akselipainoa ja yhteensopivuus on optimoitu S1002-pyöräprofiilille ensisijaisesti, joten dynaaminen kuormitus risteyksessä voi olla venäläisen pyöräkerran kanssa suurempi, vaikka käytettäisiin 60E1-vaihdetta.

8 YHTEENVETO

Tässä työssä tutkittiin itäiseen yhdysliikenteeseen kuuluvan rautapellettijunan aiheuttamaa dynaamista kuormitusta suomalaisen YV54-200-1:9-vaihteen risteykseen. Tutkimukselle oli tarvetta, koska vaihteiden risteykset ovat vaatineet runsaasti kunnossapitoa rataosuudella Kontiomäki - Vartius-raja. Tavoitteena on selvittää suomalaisesta poikkeavan venäläisen standardin mukaisen pyöräkerran raidelevyden ja pyöränprofiilin suuremman sallitun kuluman vaikutus YV54-200-1:9-vaihteen risteykseen.

Yksinkertaisen vaihteen pääosat ovat kielisovitus, välikiskot, 1-kärkinen risteys, vastakiskosovitus ja vaihteen asetin. Vaihteen tyyppi voi olla *yksinkertainen vaihde*, jonka muunnoksia ovat *tasapuolinen vaihde* ja *kaarrevaihde*, *kaksoisvaihde*, *risteysvaihde*, joka voi olla yksi- tai kaksipuolinen ja *raideristeys*, jonka erikoistapaus on kahden suoran raiteen välissä oleva *sovitettu raideristeys*. Erilaiset vaihdetyypit ilmaisemiseen käytetään 6-osaista merkintätapaa, joka voi olla esimerkiksi YV54-200-1:9-O.

Vaihteen mekaaniseen rakenteeseen kuuluvat olennaiset osat ovat: *kiskot*, *ratapölkkyt*, *kiinnitykset*, *kielisovitus*, *vastakiskosovitus* ja *risteys*. Uusia vaihteita asennettaessa käytetään joko 54E1- tai 60E1-kiskoprofiileja sekä niitä vastaavia kielikiskoja ja täyskiskoja. Ratapölkkyt on valmistettu puusta tai betonista ja niiden tehtävä on jakaa kuormaa tasaisesti tukikerrokselle ja antaa kiskoille tukeva kiinnitysalusta. Kiskon ja ratapölkyn välissä käytettävään kiinnitystyyppiin vaikuttaa kisko, ratapölkky, raiteeseen kohdistuva kuorma ja junan nopeus. Kaikissa 60E1-vaihteissa käytetään Skl-jousta ja 54E1-vaihteissa Skl-jousta tai K-kiinnitystä, kun kiinnitys tehdään betonipölkkyyn. Kiskon ja ratapölkyn väliin tulevan aluslevyn tyyppi riippuu kiskosta, kiskon kallistuksesta, kiinnityksen tyypistä ja sijainnista vaihdealueella. 60E1- ja 54E1-vaihteiden kielisovituksissa käytetään kielien liikuttamiseen tarvittavan kääntövoiman vähentämiseksi rullalaakeri-vaihdealuslevyjä. Kaikissa betonipölkkyvaihteissa käytetään kiskon ja vaihdealuslevyn välissä lisäksi korkkikumista valmistettua välilevyä luukun ottamatta kielen liikkuvan osan aluetta.

Kielisovituksissa käytetään kolmea eri kielirakennetta, jotka eroavat toisistaan kielten kannan joustavan tuennan osalta. 60E1-vaihteissa käytetään *joustokantaisia kieliä*, 54E1-vaihteissa sekä YV43-205-1:9- ja 1:9,514-vaihteissa käytetään *joustokiskokantaisia kieliä* ja vanhemmissa K30-vaihteissa ja joissakin K43-vaihteissa käytetään *nivelkantaista kieltä*.

Vaihteiden risteykset ovat joko kiinteitä 1- ja 2-kärkisiä risteyskiä tai kääntyviä 1-kärkisiä risteyskiä. 1-kärkisiä kiinteitä risteyskiä valmistetaan kolmella eri tavalla: *takomalla* risteuksen kärkiosa ja leimu- tai kaarijatkoshitsaamalla siihen jatkekiskot, *kiskosta tai täyskiskosta hitsaamalla*, jolloin kärki- ja siipikiskot on yhdistetty yhtenäiselle risteyslevylle tai *mangaaniteräksestä valamalla* risteuksen keskiosa yhdeksi kappaleeksi ja siihen leimuhitsaamalla jatkekiskot. 2-kärkisille risteyksille on ominaista ohjaukseton osuus ja ne voidaan valmistaa joko taotusta kärkiosasta, täyskiskosta tai normaalikiskosta. Vastakiskosovituksen tarkoitus on ohjata junan kulkua kiinteissä 1- ja 2-kärkisissä risteyksissä risteuksen epäjatkuvuuskohdan yli.

Vaihteiden kunnossapito jaetaan *peruskunnossapitoon ja erilliskunnossapitoon*. *Peruskunnossapitoon* kuuluu mm. tarkastukset, geometrian kunnossapito ja teräsosien (kielisovitus, vastakiskosovitus, välikiskot, risteuksen kärki) hitsaus ja hionta. *Erilliskunnossapitoon* kuuluvia toimenpiteitä ovat vaihteen uusiminen, kierrätys ja routasuojaus. Kontiomäki - Vartius-rajaa rataosuuden YV54-vaihteet on asennettu vuosina 2004 - 2005 ja ne uusitaan vuonna 2017, joten niiden elinkaareksi tulee 12 - 13. YV54-vaihteen risteuksen hionta- ja hitsauskustannuksista oli saatavilla vain kunnossapitäjän suunta-antavat arviot, joten toteutuneet vuotuiset kustannukset jäivät epäselviksi.

Pyörän ja kiskon kontaktissa vaikuttaa voimaresultantti, joka voidaan jakaa *pysty-, poikittais- ja pituussuuntaisiin komponentteihin*. Pysty- ja poikittaissuuntaiset voimakomponentit muodostuvat staattisesta kuormasta, keskeiskiihtyvyyden aiheuttamasta kuormasta, tuulikuormasta ja dynaamisesta kuormasta. Rataan kohdistuvaa pystysuuntaista kuormitusta valvotaan rataverkolle asennetuilla mittalaitteilla. Poikittaissuuntaisella voimalla on merkitystä erityisesti kaarteissa, jossa pyöräkerran rataa kohdistamaa poikittaisvoiman suurinta arvoa on rajoitettu. Suomen

rataverkolla käytettävien pyöräkertojen ja –profiilien mitat on tarkasti määrätty, mutta rataverkon haltijan suostumuksella voidaan käyttää myös muita kalustotyypeittäin testattuja profiileja. Pyörän valelaipan syvyys saa olla enintään 2 mm.

Liikkuva kalusto vuorovaikuttaa radan kanssa kartiomaisen pyörän ja kuperan kiskon muodostaman kontaktin välityksellä, mistä johtuen junan ohjautuminen raiteella tapahtuu itsestään. Pyörien kartiokkuuden vuoksi pyöräkerran keskipisteen poikittaissiirtymä muuttaa pyörien vierintäsädettä, mistä seuraa pyöräkerran keskipisteelle sinimuotoinen ratakäyrä raiteen keskiviivaa pitkin. Pyöräkerran poikittaisliike ja pyörän kartiokkuus vaikuttavat liikkuvan kaluston stabiliteettiin. Junan nopeuden kasvaessa saavutetaan poikittaisliikkeen amplitudissa ja taajuudessa lopulta kriittinen piste, jolloin junan kulku muuttuu epästabiiliksi. Pyöräkerran todellisista mitoista määritetään ekvivalenttinen kartiokkuus, joka on kaluston kulkuvakauteen vaikuttava ominaisuus.

Pyörän ja kiskon välisen kontaktin kuvaukseen käytettiin tässä työssä Hertzin kontaktiteoriaan perustuvaa mallia, jossa oletetaan kontaktitason normaalivoiman sijaitsevan ellipsin muotoisen kontaktialueen keskipisteessä. Dynaamisessa kiskon ja pyörän vuorovaikutuksen mallintamisessa kiskon ja pyörän välistä joustavuutta kuvataan Hertzin jousivakiolla, jonka riippuvuus vertikaalisesta pyörävoimasta on epälineaarinen. Hertzin teoriaan perustuvaa kontaktimallia käytetään yleisesti junan ja radan välisen vuorovaikutuksen mallinnukseen, vaikka se ei täysin sovellu tilanteisiin, joissa pyörällä on useampi kontaktipiste.

Vaihteen YV54-200-1:9 risteuksen geometrian 3D-malli luotiin tietokoneavusteisella suunnitteluohjelmalla. Työssä mallinnettiin siipikiskot, risteyskärki ja vastakiskosovitus käänteisesti piirustuksista 3D-malliksi, josta tehtiin poikkileikkausprofiilit simulointia varten. Simulointimalli kuvattiin pyöräkerralla ja joustavalla ratapölkkyllä, jossa kiskot olivat jäykästi kiinni. Pyöräkerran ja kiskon välissä vaikuttaa Hertzin kontaktimalli ja muualla käytettiin lineaarisia jousi-vaimennin elementtejä. Simulointi ajettiin vastavaihteeseen suoraa raidetta myöten ja vertailtavia pyöräprofiileja olivat eurooppalainen S1002-pyöräprofiili ja venäläisen GOST-normin mukainen pyöräprofiili.

Pyöräprofiilien geometrialla on suuri vaikutus vaihteen risteuksen kärkeen kohdistuvassa dynaamisessa kuormituksessa. Venäläisessä GOST-profiilissa oleva viiste jyrkkyydellä 1:3,5 pyörän uloimmalla sivulla aiheuttaa sen, että pyörä ei nouse niin paljon siipiskiskon päälle kuin S1002-profiililla oleva pyörä. Venäläisen pyöräkerran kapeampi pyöräväli heikentää myös pyörän nousua siipiskiskon päälle. Venäläiseen pyörään muodostunut valelaippa pienentää pystysuuntaista dynaamista iskuvoimaa risteuksen kärjessä, mutta sen voimakkuus on samaa tasoa kuin S1002-profiilin pyörällä. Valelaipan syvyys vaikuttaa erityisesti siihen missä kohtaa pyörä iskeytyy risteyskärkeen. Vaikka valelaippa pienentää risteyskärjessä esiintyvää maksimikuormaa, ei se kuitenkaan paranna pyörän nousua siipiskiskon päälle, ellei pyörän kulkukehä ole kulunut tasaisesti.

Tehdyn työn perusteella risteuksen kuormituskestävyyttä voidaan kasvattaa ainakin kolmella tavalla: muuttamalla risteystyyppi *jousiristeukseksi*, lisäämällä *pyörien kunnan valvontaa* pyöräprofiilien osalta tai vaihtamalla tilalle *mangaaniteräksestä valmistettu risteys*. Kiinteään risteukseen verrattuna jousiristeuksen etu on katkeamaton kulkupinta liikennöitäessä suoraa raidetta myöten. Pyöräprofiilien kunnan valvonta onkin jo otettu käyttöön rataverkolla ja sitä tulisi hyödyntää tehokkaasti valelaipallisten pyörien valvonnassa. Valelaipan on todettu myös S1002-profiililla aiheuttavan merkittävää dynaamisen kuorman kasvua risteuksen kärjessä, mikäli valelaipan syvyys kasvaa liian suureksi. Mangaaniteräkselle ominainen muokkauslujittuminen parantaa risteuksen kestävyyttä ja vaikuttaa mekaaniseen yhteensopivuuteen sitä kuormittavan kaluston kanssa.

Vielä ei ole selvyttä siitä, kuinka 60E1-vaihteen risteys kuormittuu itäisen yhdysliikenteen kalusto vuorovaikutuksessa. Vaihteiden elinkaaren kannalta tärkeää olisi selvittää idän kaluston pyöräkerran, pyöräprofiilin, kulkunopeuden, akselipainon ja mahdollisten telivikojen vaikutus 60E1-vaihteen risteuksen dynaamiseen kuormaan. 60E1-risteyksellä on hieman poikkeavat mitat verrattuna 54E1-risteukseen, joten kaluston dynaaminen käyttäytyminen risteyksessä on myös oletettavasti poikkeavaa.

9 LÄHDELUETTELO

ERRI B 176/DT 290: B176/3 (1993) Benchmark Problem Results and Assessment. Vehicle Data for 1st Class AvMZ Coach with Fiat 0270 Bogies (Appendix 1). The Netherlands.

Esveld C (2001) Modern railway track. 2. Painos. Hollanti: Delf University of Technology.

GOST 10791-2011. Appendix B. Rim profiles and templates for verification.

Haddad Y M (2000) Mechanical behaviour of engineering materials. 1. Painos. Hollanti: Kluwer Academic Publishers.

Hirvaskari A (2016) Vaihteiden kunnossapitokustannuksia. Sähköpostitiedonanto. [18.11.2016]

INNOTRACK (2009) D1.3.6 The state of the art of the simulation of vehicle track interaction as a method for determining track degradation rates. Part 2 – High resolution models and the level of validation generally. Project no. TIP5-CT-2006-031415. http://cordis.europa.eu/result/rcn/47369_en.html. [23.11.2016].

Johnson K L (2003) Contact mechanics. 9. Painos. Cambridge University Press: UK

Kassa E & Nielsen J C O (2008) Dynamic interaction between train and railway turnout: full-scale field test and validation of simulation models. Vehicle System Dynamics 46: 521-534.

Kassa E, Andersson C & Nielsen J C O (2006) Simulation of dynamic interaction between train and railway turnout. Vehicle System Dynamics 44: 247-258.

Lane K (2015) Sähköposti tiedonanto. [26.4.2016]

Leinonen J (2006) Materiaalitekniikka I. Opintomoniste. Oulun yliopisto.

Liikennevirasto (2002) Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 11: Radan päällysrakenne. http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf7/radanpidon_tekniset_ohjeet_web.pdf. [23.2.2016].

Liikennevirasto (2010) Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 2: Radan geometria. Verkkojulkaisu pdf. http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf7/radanpidon_tekniset_ohjeet_web.pdf. [23.2.2016].

Liikennevirasto (2012a) Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 4: Vaihteet. Verkkojulkaisu pdf. http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf7/radanpidon_tekniset_ohjeet_web.pdf. [23.2.2016].

Liikennevirasto (2012b) Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 21: Liikkuva kalusto. http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf7/radanpidon_tekniset_ohjeet_web.pdf. [23.2.2016].

Liikennevirasto (2013) Ratatekniset ohjeet (RATO) osa 14: Vaihteiden tarkastus ja kunnossapito. Verkkojulkaisu pdf. http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf7/radanpidon_tekniset_ohjeet_web.pdf. [23.2.2016].

Liikennevirasto (2015) Rautateiden verkkoselostus 2017. Verkkojulkaisu pdf. http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf8/lv_2015-02_rautateiden_verkkoselostus_2017_web.pdf. [17.11.2016].

Liikennevirasto (2016) Suomen Rautatietilasto 2015. http://www.liikennevirasto.fi/tilastot/ratatilastot/suomen-rautatietilastot#.V_zw6-T7WUk. [11.10.2016].

Liikennevirasto (2016) Vaihdekäsikirja: Vaihteen huolto-ohjeet. http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf8/lo_2016-23_vaihdekasikirja_web.pdf. [4.11.2016].

Loponen T R, Salmenperä P & Nurmikolu A (2016) Liikkuvan kaluston ja raiteen välinen vuorovaikutus ja sen dynaaminen mallinnus. Verkkojulkaisu pdf. http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf8/lts_2016-14_liikkuvan_kaluston_web.pdf. [12.9.2016].

Meymand S Z, Keylin A & Ahmadian M (2015) A Survey of wheel-rail contact models for rail vehicles. *Vehicle System Dynamics* 54: 386–428.

Meymand S Z, Keylin A & Ahmadian M (2016) A survey of wheel-rail contact models for rail vehicles. *Vehicle system dynamics* 54: 386–428.

Nummelin M (2004) *Railway turnouts: Rautatievaihteet*. 1. Painos. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy.

Piotrowski J & Kik W (2008) A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-Hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations. *Vehicle System Dynamics* 46: 27–48.

SFS-EN 13674–1:2003+A1:2007: Kiskoliikenne. Rata. Kiskot. Osa 1: 46 kg/m ja enemmän painavat Vignole-kiskot. Suomen Standardisoimisliitto SFS ry: 45 s.

SFS-EN 13715 + A1 (2011) *Railway applications. Wheelsets and bogies. Wheels. Tread profile*. Suomen Standardisoimisliitto SFS ry: 30 s.

Simpack (2015) *Simpack Documentation*. Release 9.9.1. Dassault Systemes Deutschland GmbH: 4556 s.

Varimo L (2015) *VR Track Oy. Haastattelu*. Kajaani. [13.10.2015].

Vollebregt E, Weidemann C & Kienberger A (2011) Use of “CONTACT” in multi-body vehicle dynamics and profile wear simulation: initial results. 22nd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD2011). <http://www.kalkersoftware.org/downloads/vollebregt2011b-iavsd2011.pdf>. [9.11.2016]

Wan C & Markine V L (2015) Parametric study of wheel transitions at railway crossings. *Vehicle System Dynamics* 53: 1876-1901.

Wiest M, Daves W, Fischer F D & Ossberger H (2008) Deformation and damage of a crossing nose due to wheel passages. *Wear* 265: 1431-1438.

LIITTEET

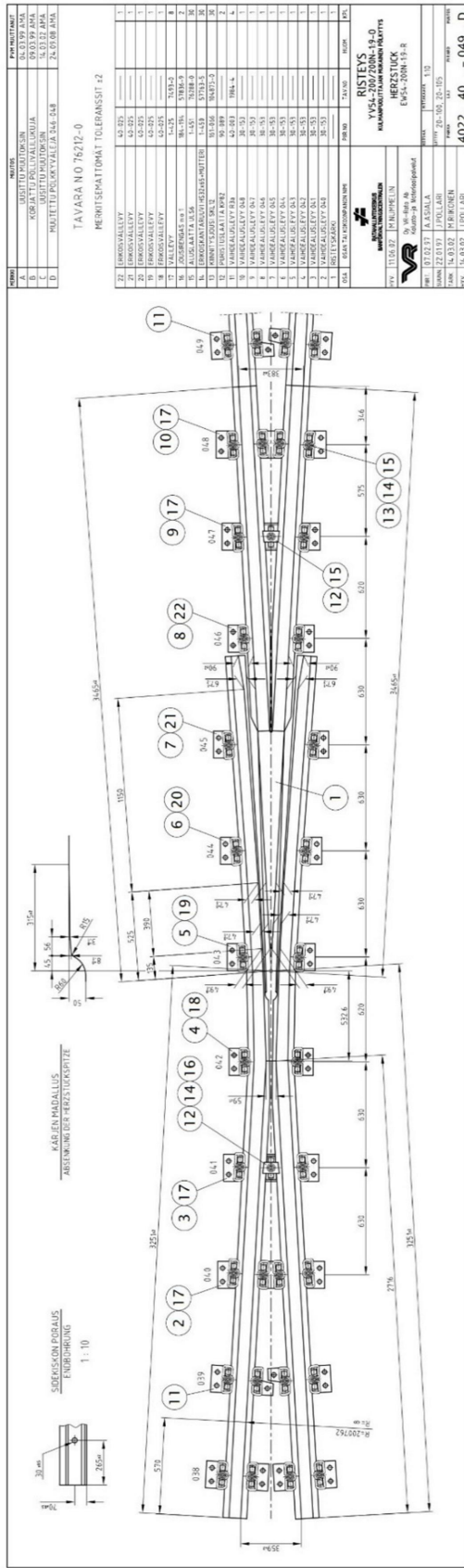
Liite 1: Mallinukseen käytetyt piirustukset

Liite 2: Kuluvien risteyksien sijainnit

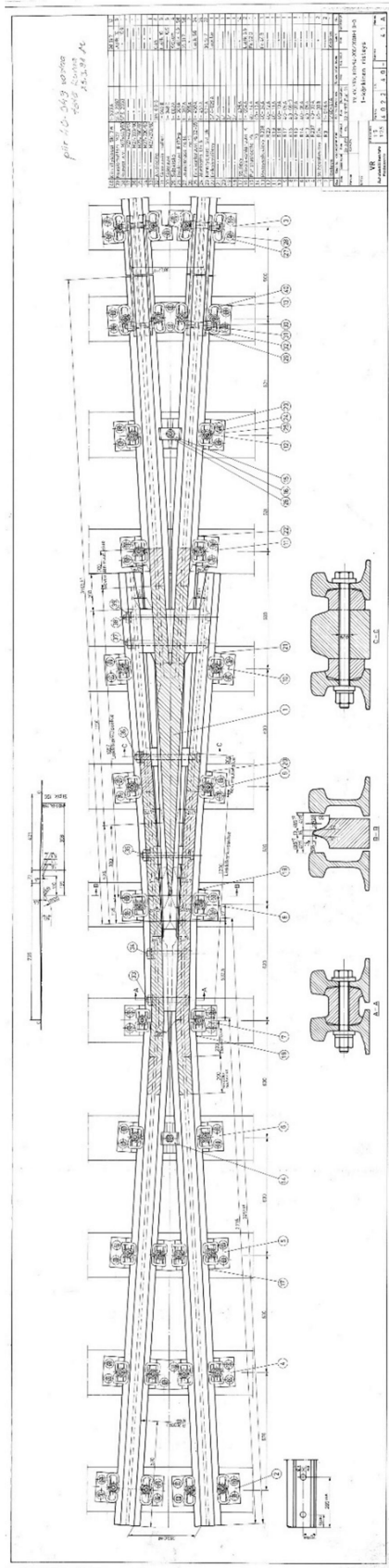
Liite 3: Simulointitulokset

Liite 4: Valokuvat kuluneista risteyksistä

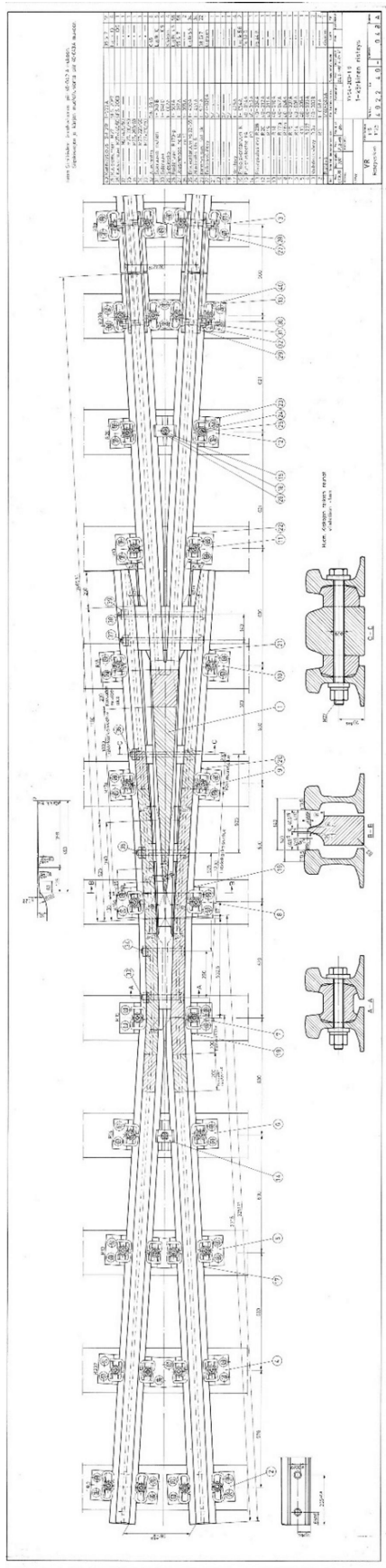
Liite 5: Simuloinnissa käytetyt pyöräprofiilit



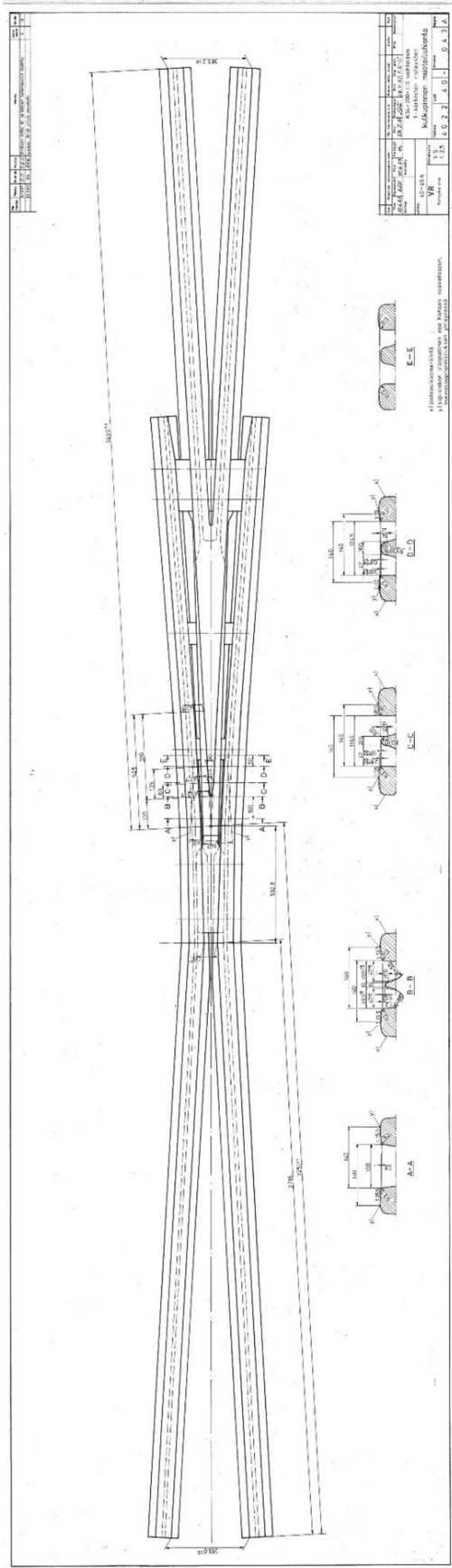
Kuva 41. Vaihteen YV54-200/200N-1:9-O risteuksen päämittapiirustus.



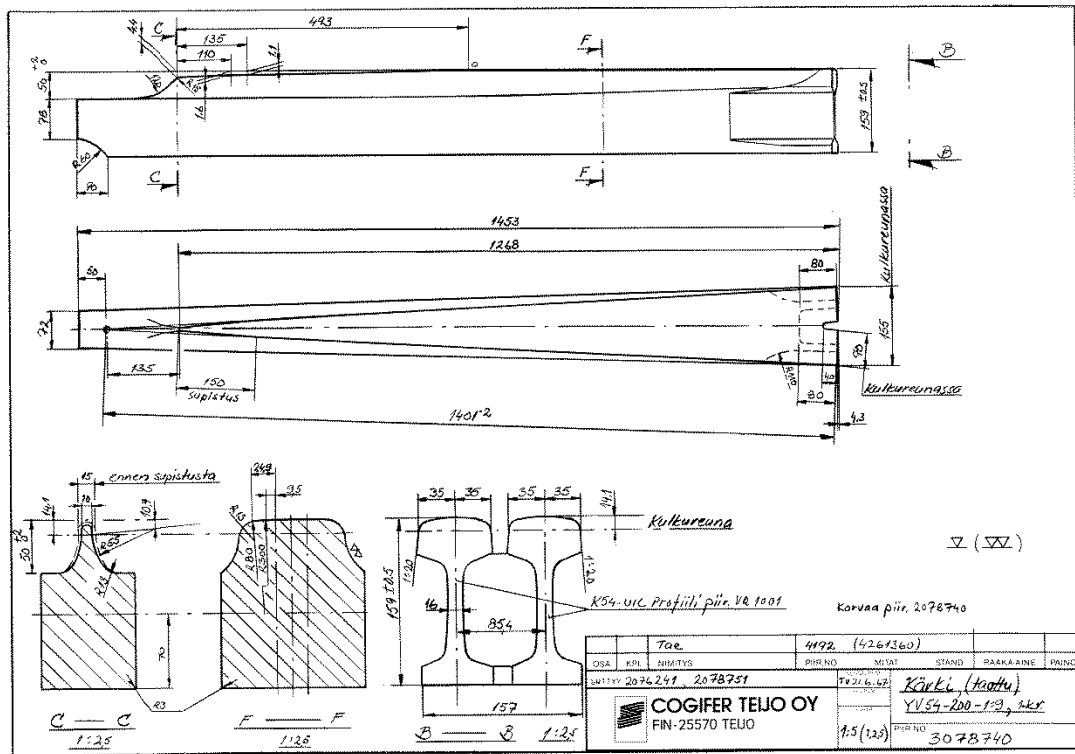
Kuva 42. YV54-200/200N-1:9-O -vaihteen 1-kärkinen risteys.



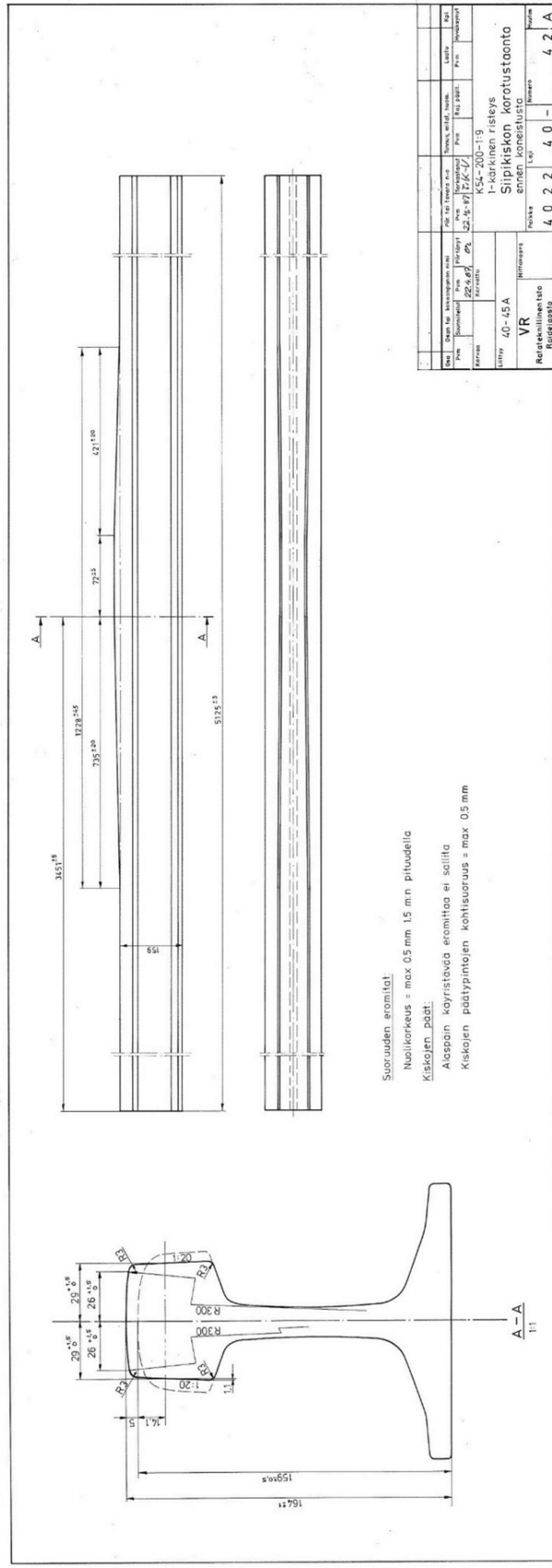
Kuva 43. YV54-200/200N-1:9-O -vaihteen 1-kärkinen risteys.



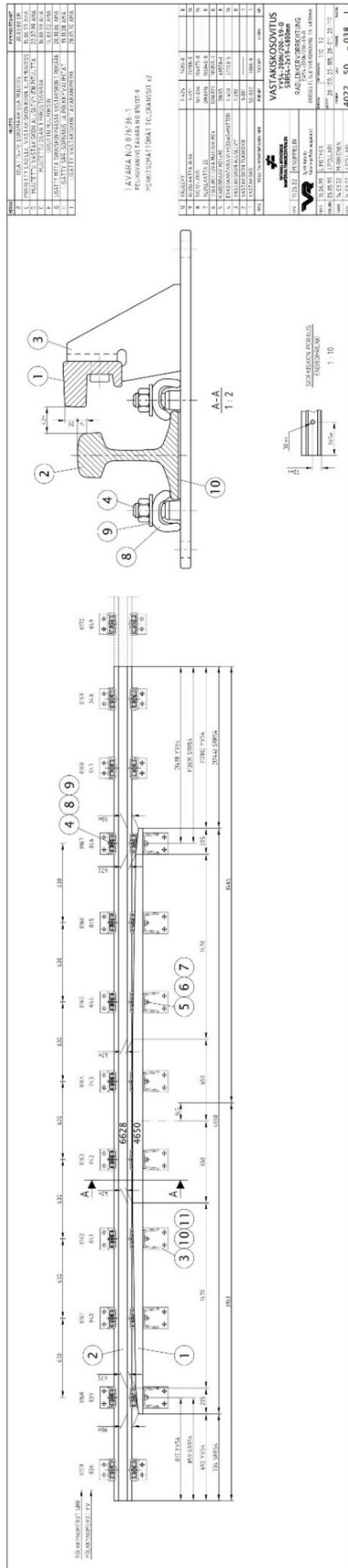
Kuva 44. K54-200-1:9 vaihteen 1-kärkisen risteyksen muotoiluhionta.



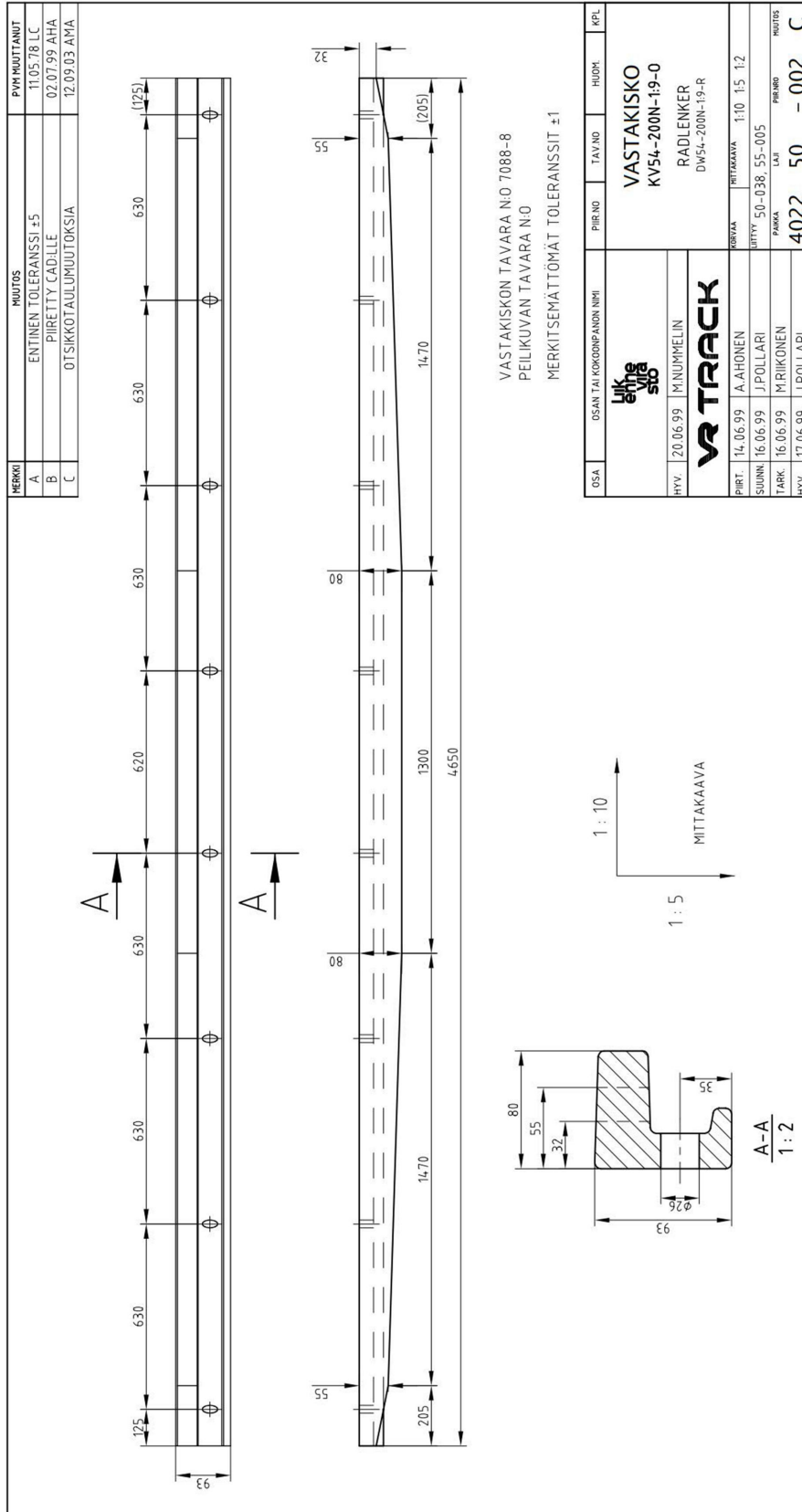
Kuva 45. YV54-200-1:9-vaihteen taottu risteyskäski.



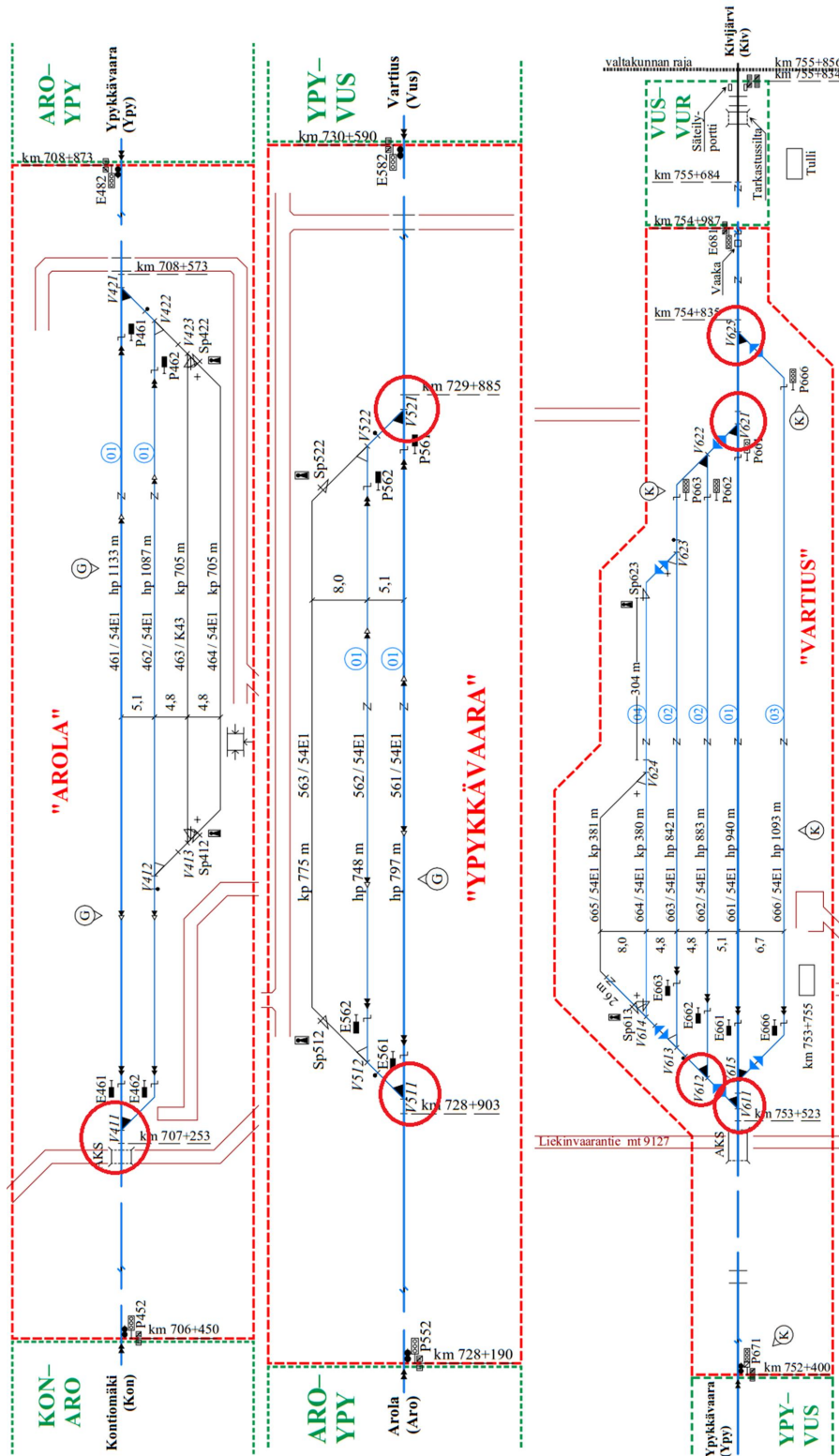
Kuva 46. K54-200-1:9 vaihteen 1-kärkisen risteyksen siipikiskon korotustaonta ennen koneistusta.



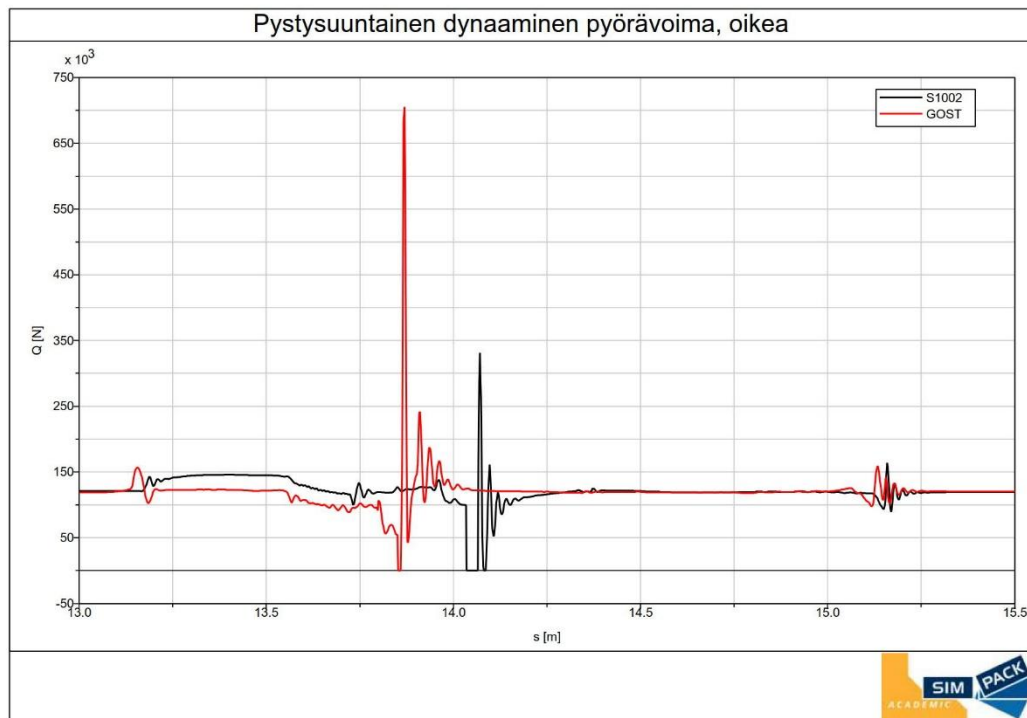
Kuva 47. YV54-200/200N-1:9-O vaihteen vastakiskosovitus.



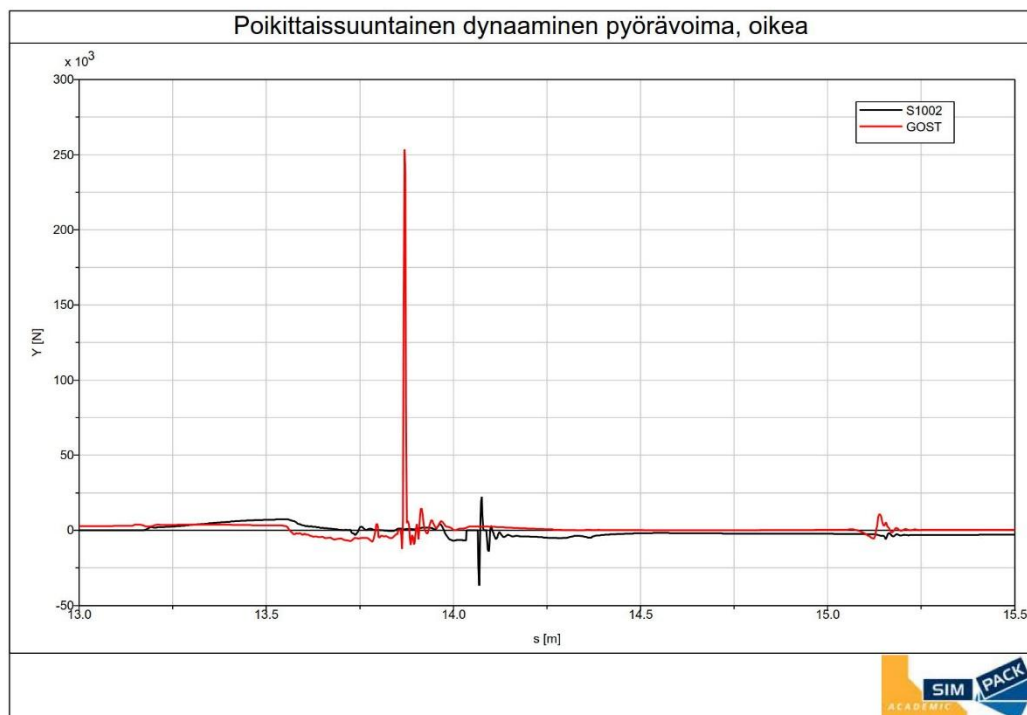
Kuva 48. KV54-200N-1:9-O vaihteen vastakisko.



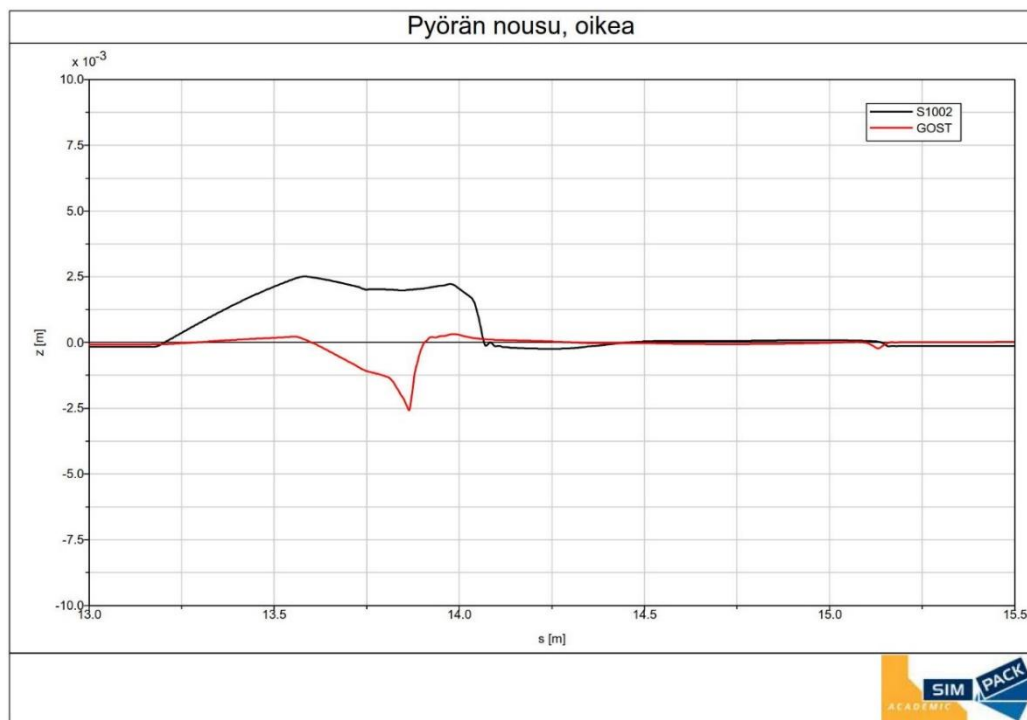
Kuva 49. Kontiomäki-Vartius rataosuudella vioituvien vaihteiden sijainnit



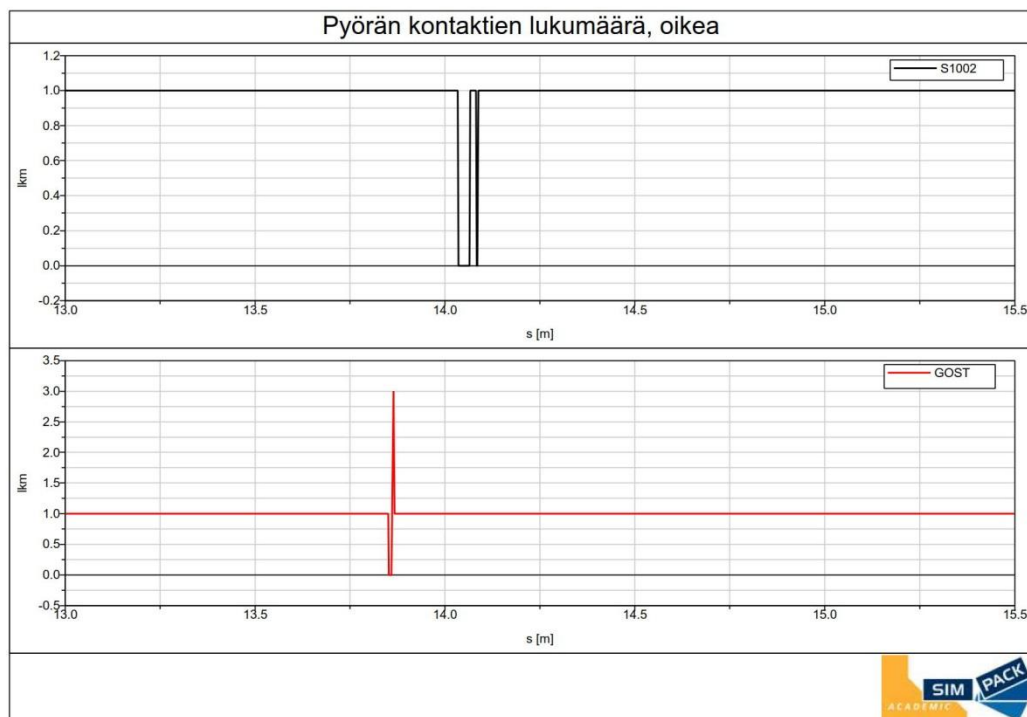
Kuva 50. Oikean pyörän pystysuuntainen dynaaminen pyörävoima.



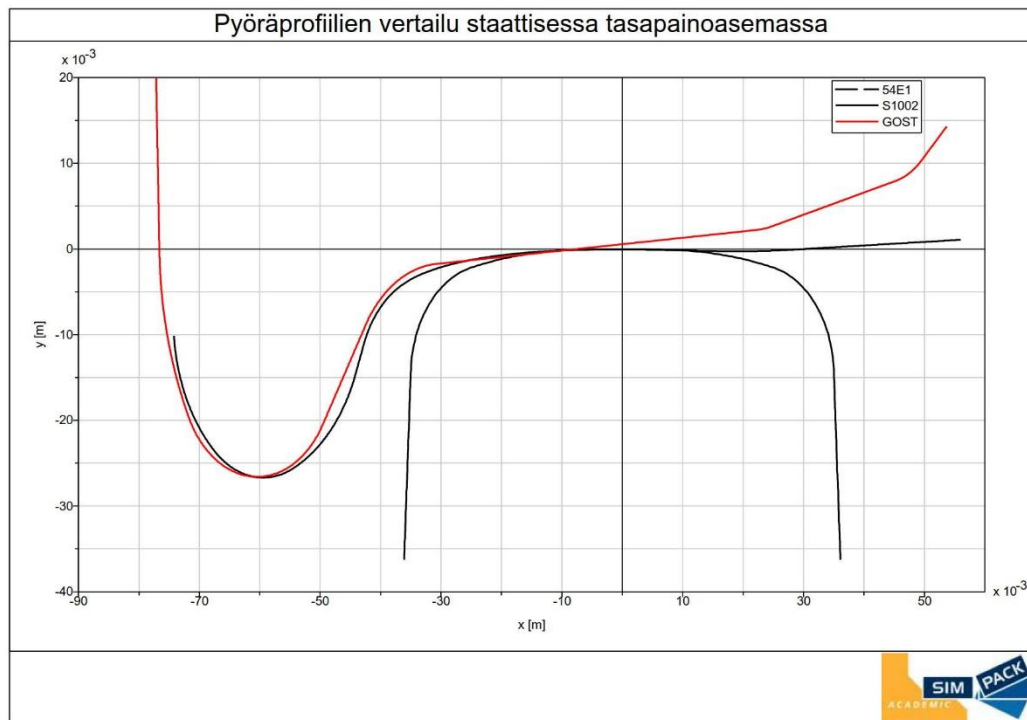
Kuva 51. Oikean pyörän poikittaissuuntainen dynaaminen pyörävoima.



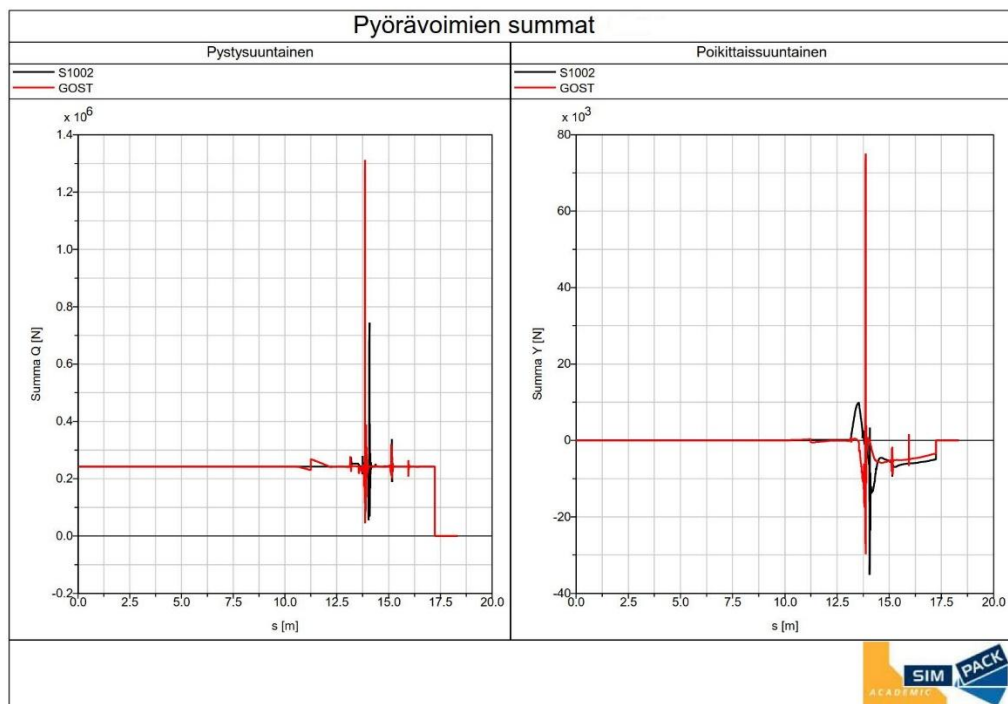
Kuva 52. Oikean pyörän nousu eli pyörän pystysuuntainen siirtymä



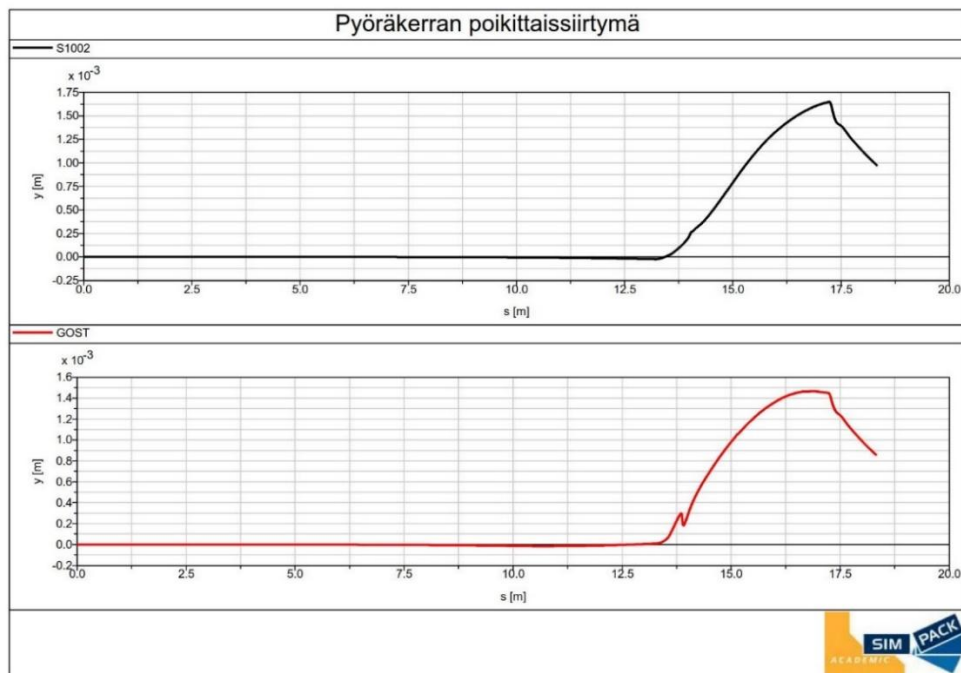
Kuva 53. Oikean pyörän kontaktien lukumäärä.



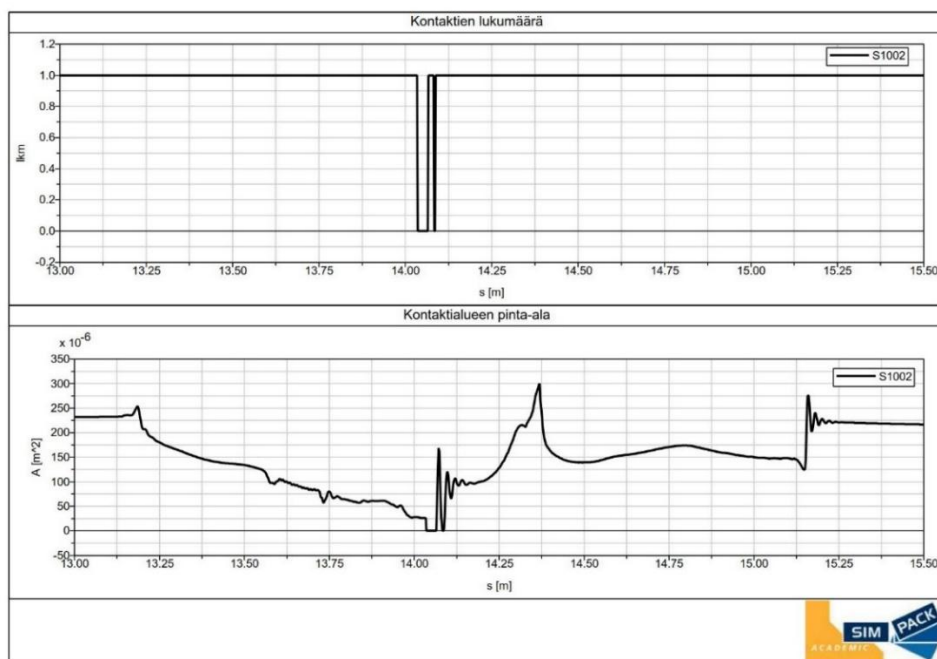
Kuva 54. S1002- ja GOST-pyöräprofiilien vertailu pyöräkerran tasapainoasemassa.



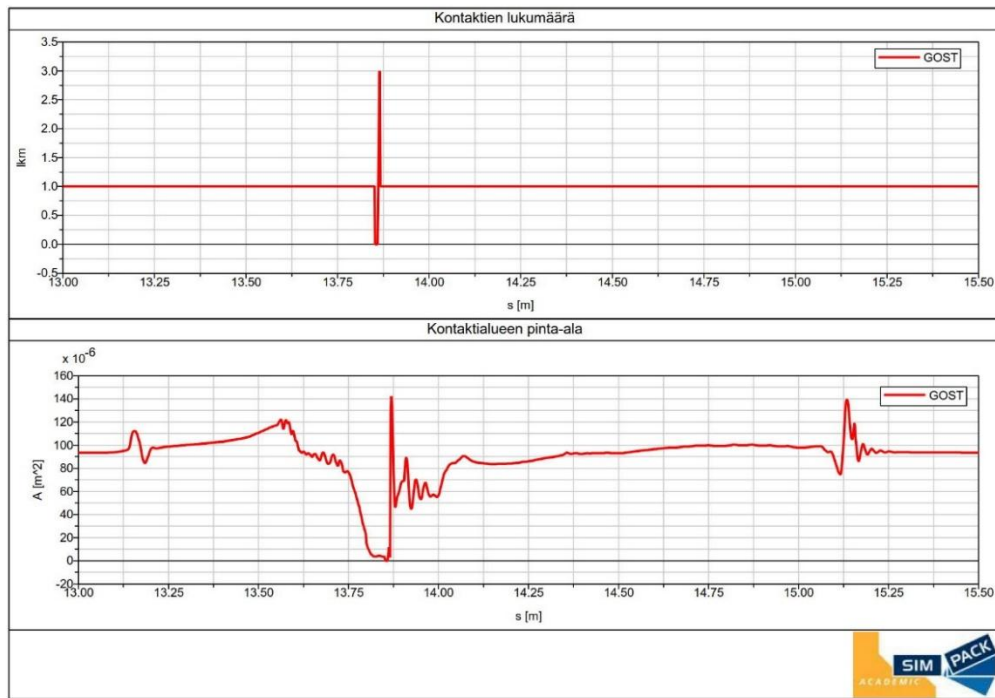
Kuva 55. Pyörävoimien summa eli dynaamisen akselikuorman pysty- ja poikittaissuuntaiset komponentit.



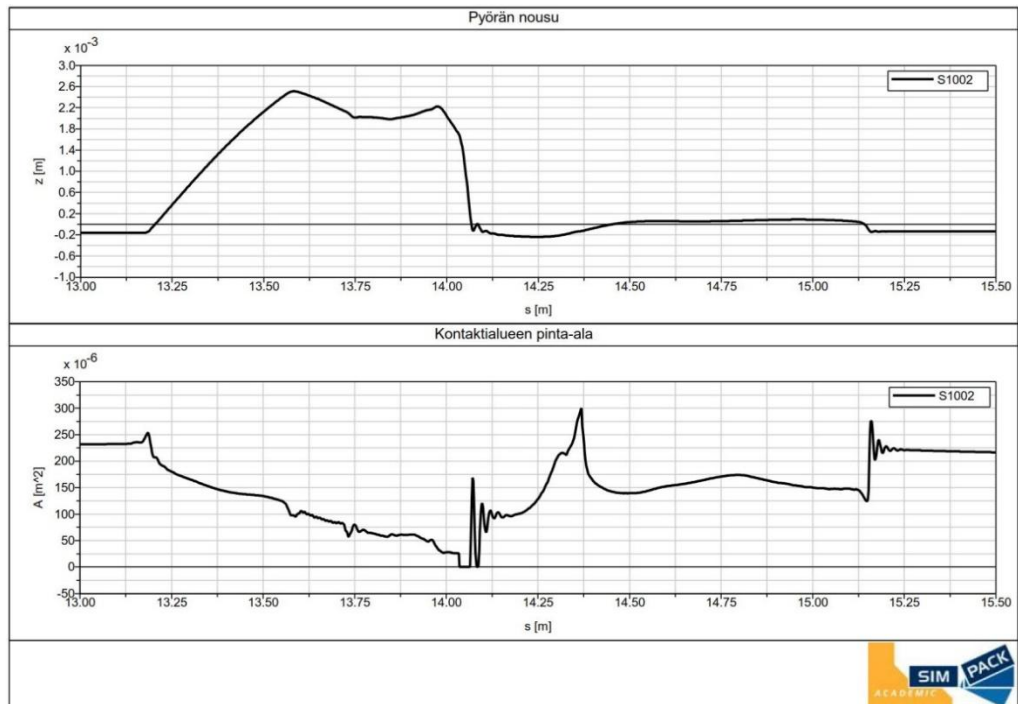
Kuva 56. Pyöräkerran poikittainen siirtymä. Kuvaajien muoto johtuu siitä, että pyöräkerta painopiste ei ehdi saavuttaa raiteen keskilinjaa simuloinnin aikana.



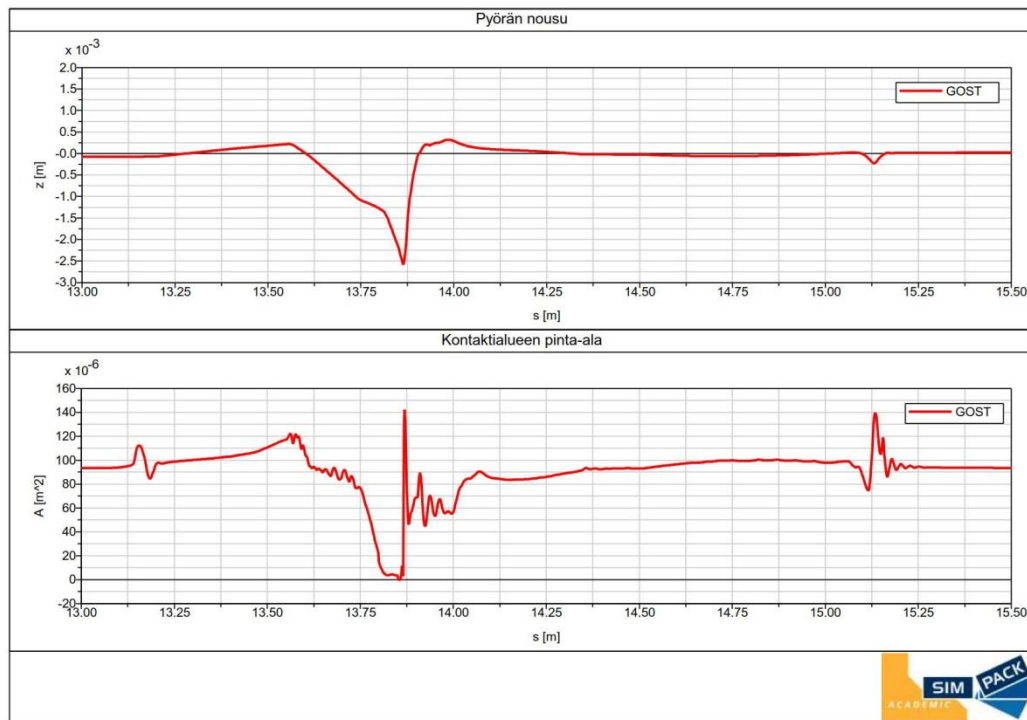
Kuva 57. Oikean pyörän kontaktialueen pinta-ala ja kontaktien lukumäärä S1002-pyöräprofiililla.



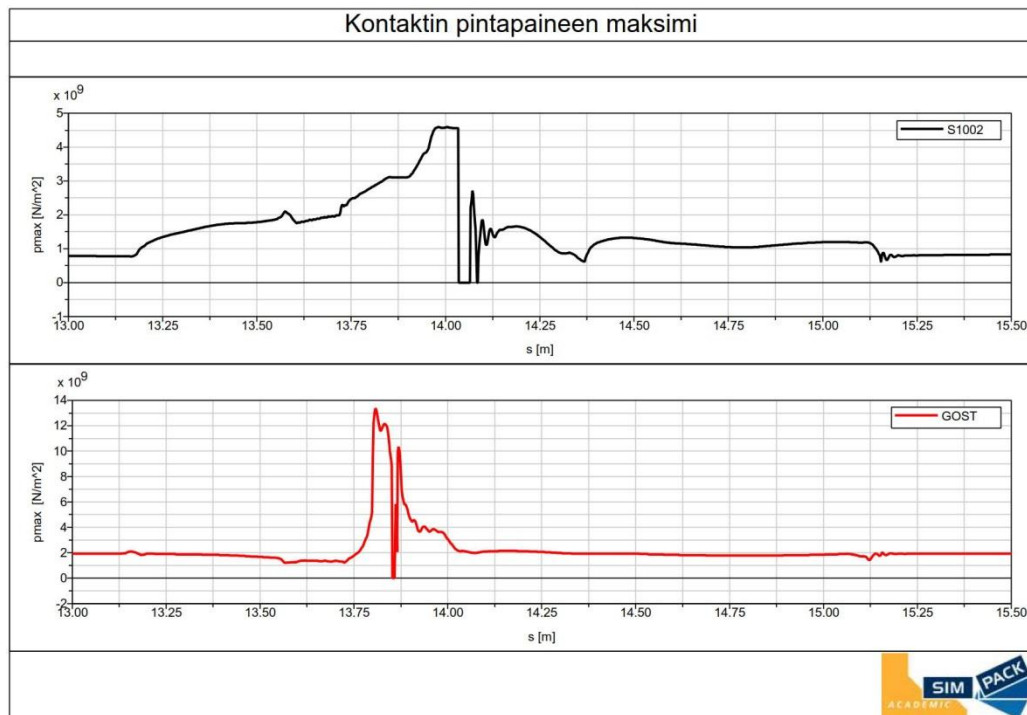
Kuva 58. Oikean pyörän kontaktialueen pinta-ala ja kontaktien lukumäärä GOST-pyöräprofiililla.



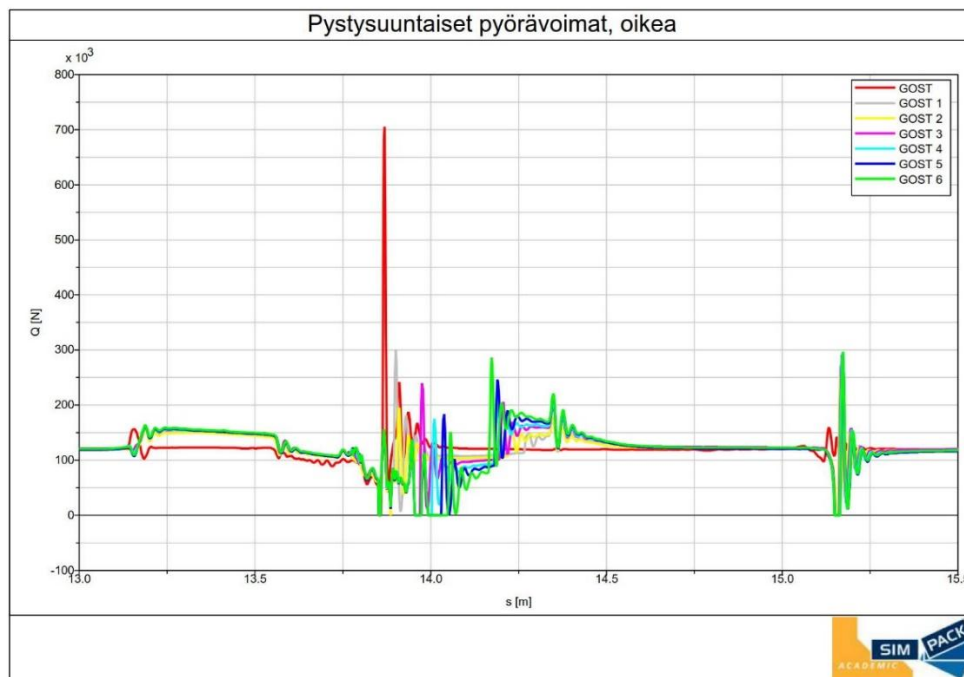
Kuva 59. Oikean pyörän nousu ja kontaktialueen pinta-ala S1002-pyöräprofiililla.



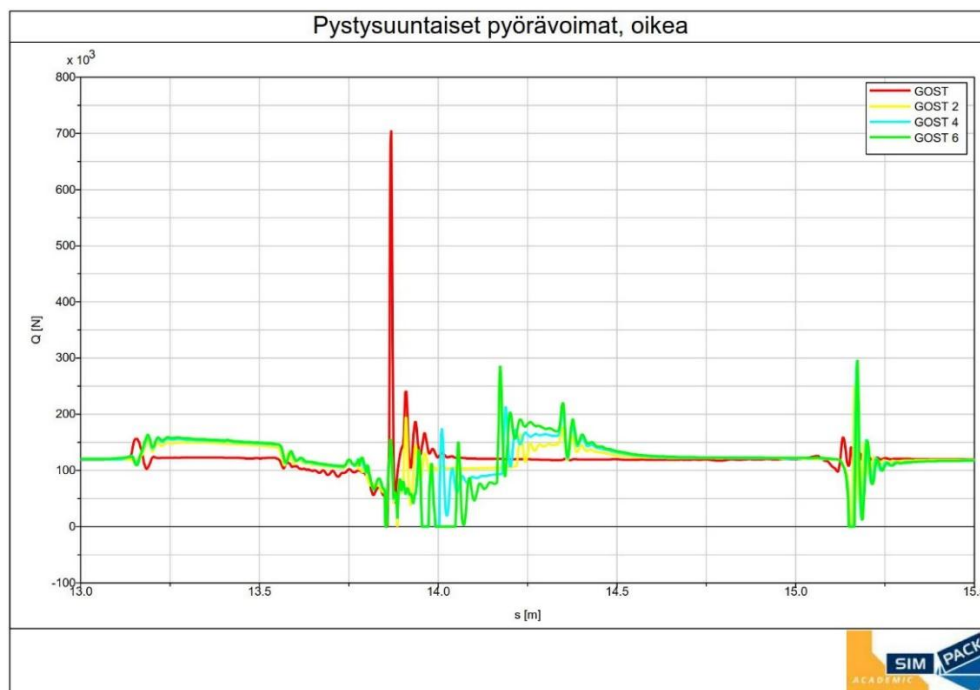
Kuva 60. Oikean pyörän nousu ja kontaktialueen pinta-ala GOST-pyöräprofiililla.



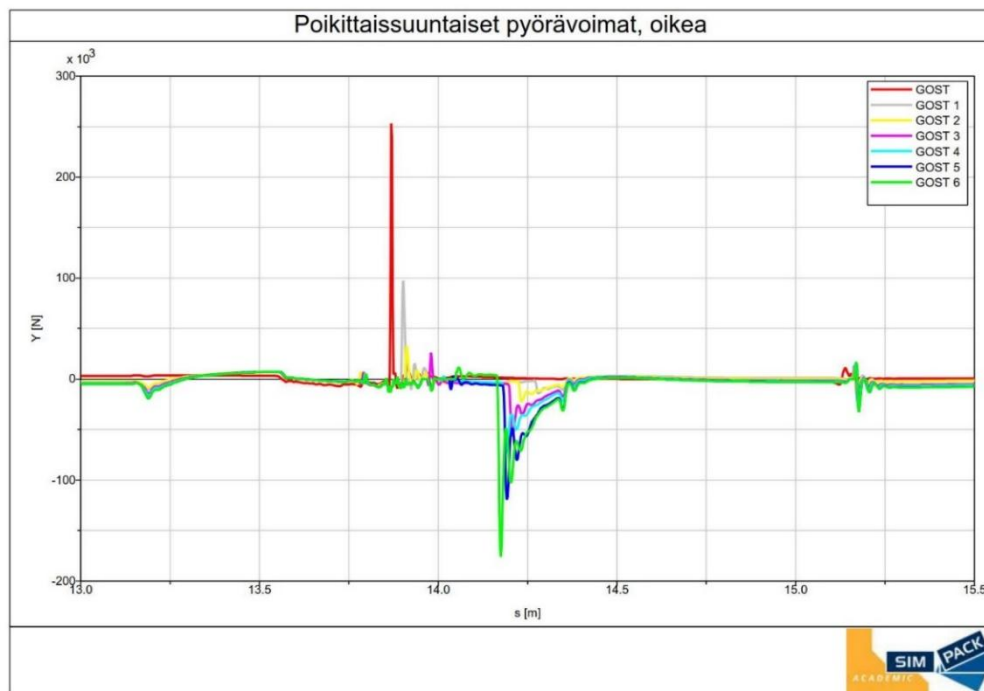
Kuva 61. Oikean pyörän kontaktin pintapaineen maksimi S1002- ja GOST-pyöräprofiileilla. Huomaa kuvaajien pystyakselien skaalaus.



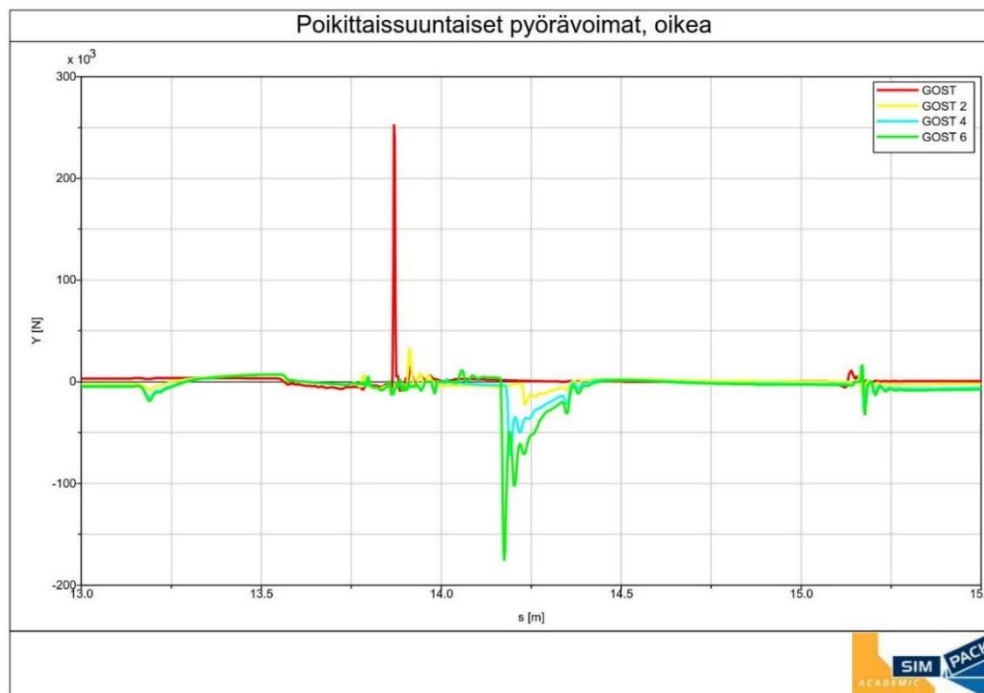
Kuva 62. Oikean pyörän pystysuuntainen dynaaminen pyörävoima. Mukana kaikki simuloitua GOST-profiilit.



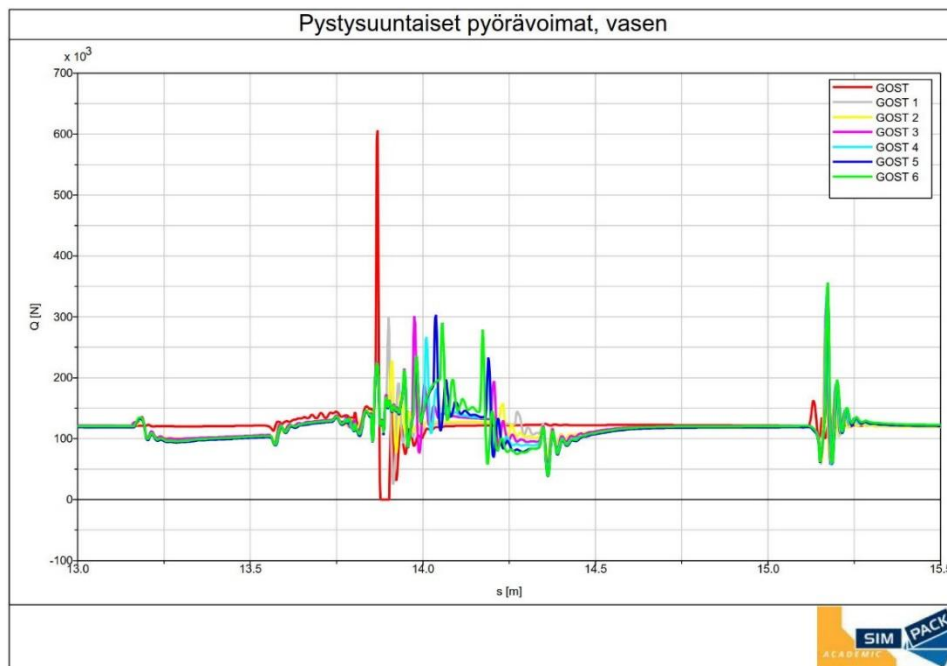
Kuva 63. Oikean pyörän pystysuuntainen dynaaminen pyörävoima. Mukana neljä simuloitua GOST-profiilia.



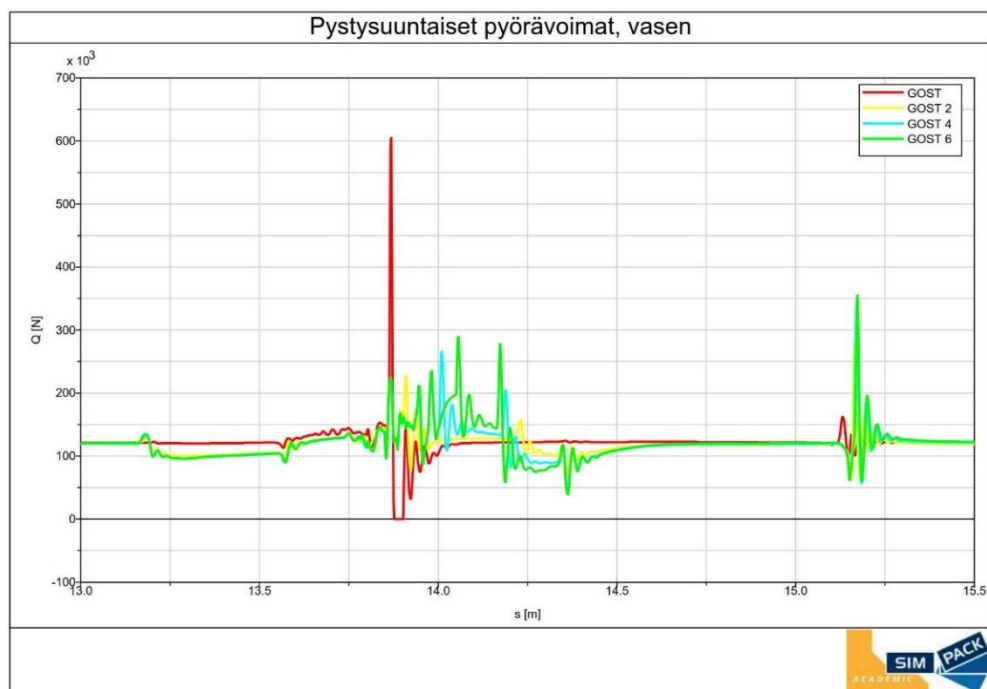
Kuva 64. Oikean pyörän poikittaissuuntainen dynaaminen pyörävoima. Mukana kaikki simuloitua GOST-profiilit.



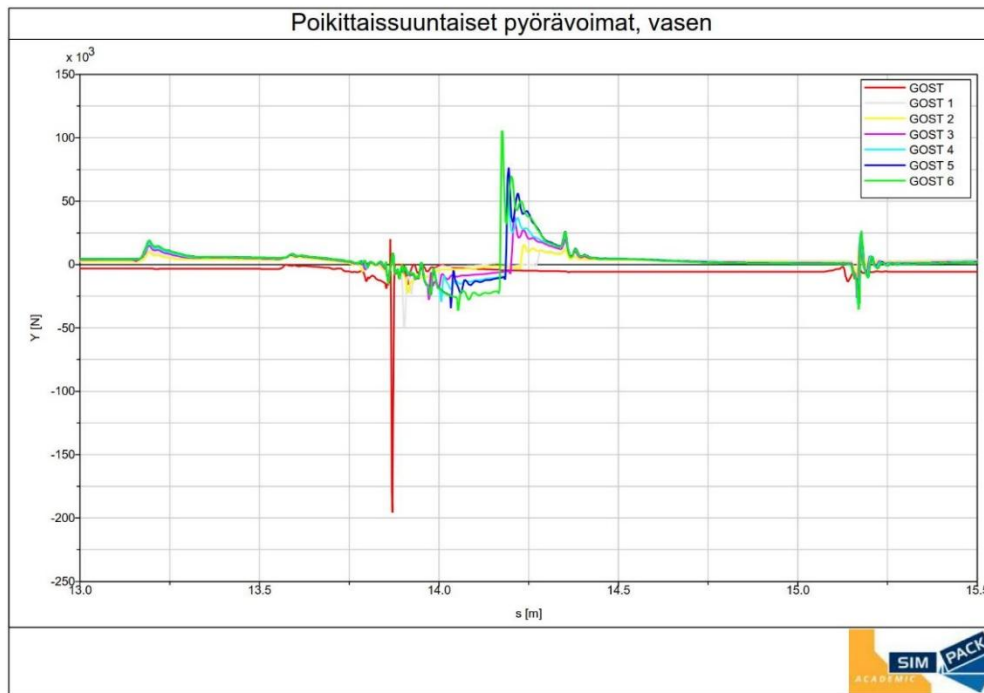
Kuva 65. Oikean pyörän poikittaissuuntainen dynaaminen pyörävoima. Mukana neljä simuloitua GOST-profiilia.



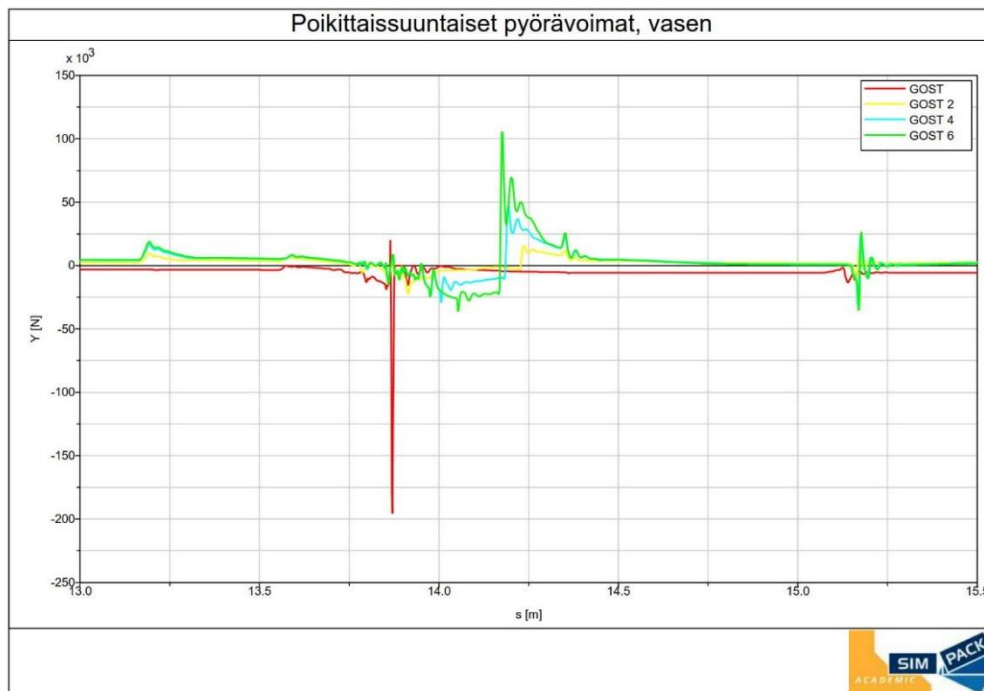
Kuva 66. Vasemman pyörän pystysuuntainen dynaaminen pyörävoima. Mukana kaikki simuloitut GOST-profiilit.



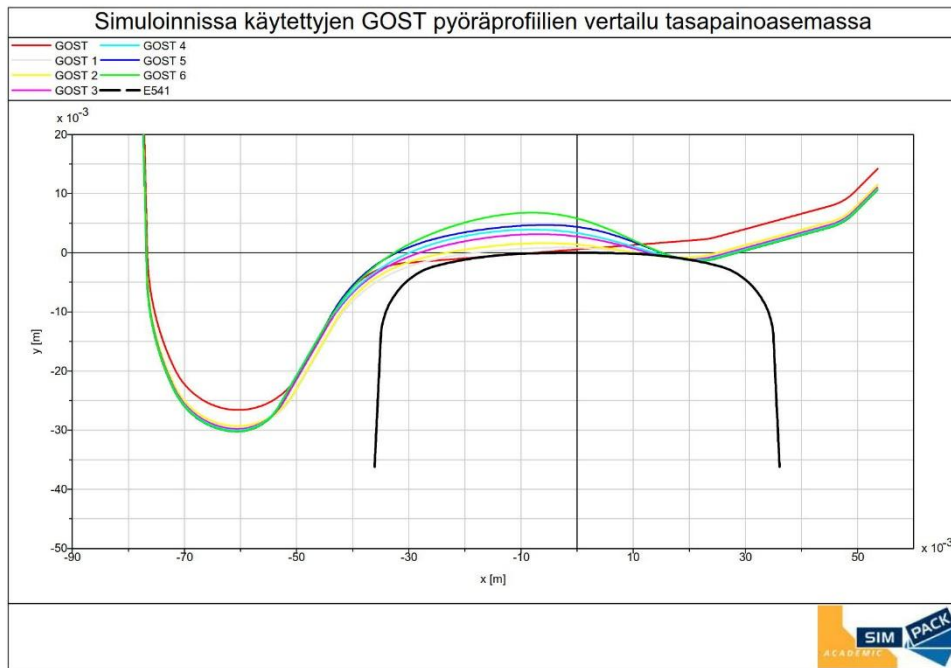
Kuva 67. Vasemman pyörän pystysuuntainen dynaaminen pyörävoima. Mukana neljä simuloitua GOST-profiilia.



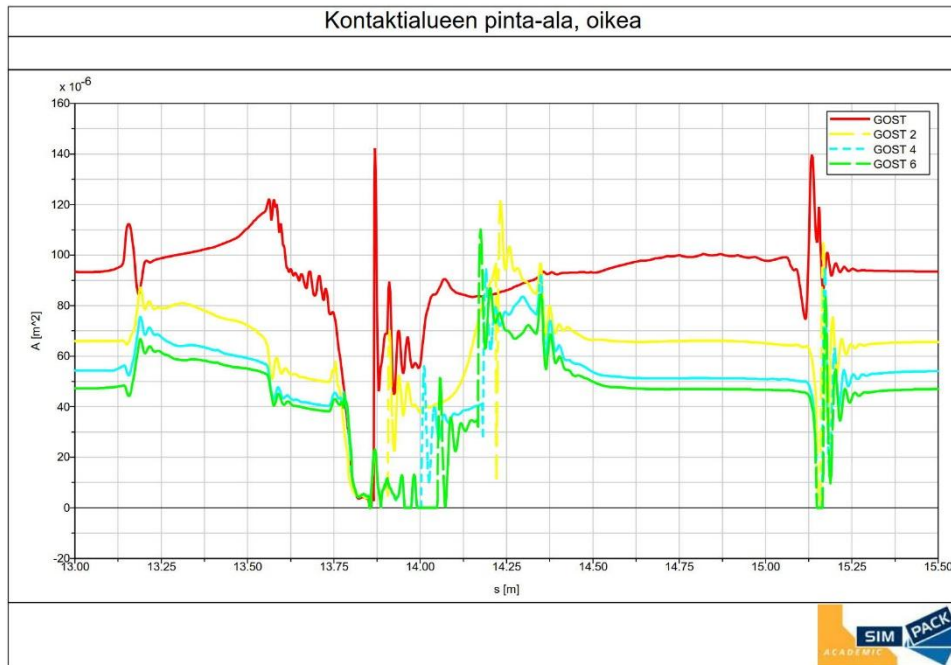
Kuva 68. Vasemman pyörän poikittaissuuntainen dynaaminen pyörävoima. Mukana kaikki simuloitut GOST-profiilit.



Kuva 69. Vasemman pyörän poikittaissuuntainen dynaaminen pyörävoima. Mukana neljä simuloitua GOST-profiilia.



Kuva 70. Simuloitujen GOST-pyöräprofiilien tasapainoasemien vertailu.



Kuva 71. Kontaktialueen pinta-ala neljällä simuloitulla GOST-pyöräprofiililla.



Kuva 72. Arolan vaihde V411.



Kuva 73. Arolan vaihde V411.



Kuva 74. Arolan vaihde V411.



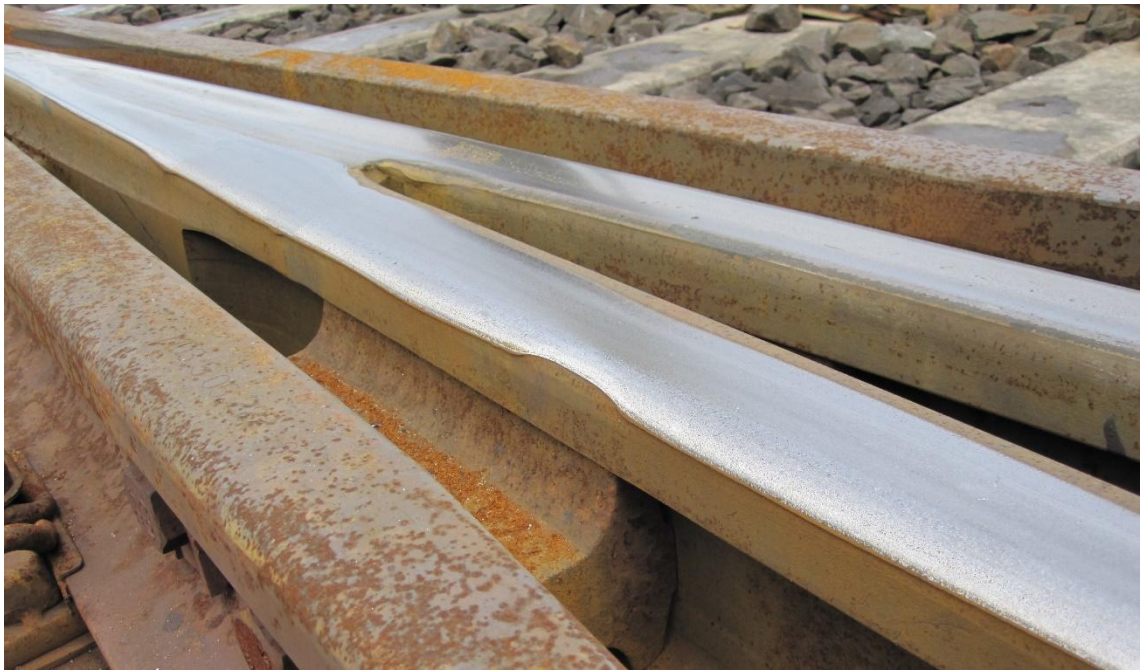
Kuva 75. Vartiuksen vaihde V611.



Kuva 76. Vartiuksen vaihde V611.



Kuva 77. Vartiuksen vaihde V612.



Kuva 78. Vartiuksen vaihde V621.



Kuva 79. Vartiuksen vaihde V625.



Kuva 80. Vartiuksen vaihde V625.



Kuva 81. Vartiuksen vaihde V625.



Kuva 82. Ypykkävaaran vaihde V511.



Kuva 83. Ypykkävaaran vaihde V511.



Kuva 84. Ypykkävaaran vaihde V521.



Kuva 85. Ypykkävaaran vaihde V521.

