



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

HENRIIKKA RINNE

LAIPPAKOSKETUKSEN HAVAITSEMINEN RAUTATIEKALUSTON
KUNNONVALVONTAJÄRJESTELMÄSSÄ

Diplomityö

Tarkastaja: professori Jukka Lekkala
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Tieto- ja sähkötekniikan
tiedekuntaneuvoston kokouksessa
5. marraskuuta 2014

TIIVISTELMÄ

Henriikka Rinne: Laippakosketuksen havaitseminen rautatiekaluston kunnonvalvontajärjestelmässä

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 89 sivua, 29 liitesivua

Elokuu 2016

Sähkötekniikan koulutusohjelma

Pääaine: Anturitekniikka

Tarkastaja: professori Jukka Lekkala

Avainsanat: laippavoima, teli, laippakosketus, venymäliuska, anturi, laippa, rautatiekalusto

Työn tavoitteena on selvittää mahdollisuudet ja esitellä paras tekniikka toteuttaa raiteisiin sivusuunnassa kohdistuvien haitallisten voimien tunnistaminen.

Junan pyörä kohdistaa rautatiekiskoon suuren pystysuuntaisen voiman. Pyörän laippa voi joissain tilanteissa osua kiskoon, jolloin syntyy laippakosketus. Laippakosketuksessa kiskoon kohdistuu siis sivusuuntainen voima. Suuret sivusuuntaiset voimat rasittavat kiskoja ja myös rautatiekalusto kuluu herkemmin. Laippakosketus aiheutuu esimerkiksi tilanteissa, joissa junan telirakenne on liian jäykkä.

Työssä vertailtiin erilaisia jo käytössä olevia kaupallisia mittalaitteita ja aiheeseen liittyviä patenteja. Sivuvoiman havaitsemista tutkittiin tietokonemallinnusten ja simulointien avulla. Mallinuksissa käytettiin lähtökohtana ja vertailutilanteena Tamtron Systemssin venymäliuska-tekniikkaan perustuvaa anturipalkkia. Anturipalkin toiminta perustuu siihen, että voimien aiheuttamat muodonmuutokset mitataan venymäliuskoilla.

Tietokonesimulaatioissa havaittiin, että jo alkuperäinen käytössä ollut anturipalkkimalli kykenee havaitsemaan sivusuuntaiset voimat, kun anturipalkin eri päiden signaalit tulkitaan erikseen. Anturipalkin herkkyyttä sivuvoimille voidaan lisäksi kasvattaa lisäämällä siihen uusia mittaussaukkoja, joiden pohjan venymää venymäliuskoilla mitataan.

ABSTRACT

Henriikka Rinne: Detecting flange contact in the railway stock condition monitoring

Tampereen teknillinen yliopisto

Master of Science Thesis, 89 pages, 29 Appendix pages

August 2016

Master's Degree Program in Electrical Engineering

Major: Sensor technology

Examiner: Professor Jukka Leikkala

Keywords: flange force, bogie, flange contact, strain gauge, sensor, flange, railway stock

The aim is to identify opportunities and to present the best technology to implement device that can identify harmful forces acting on railway tracks on the lateral direction.

The train wheel causes a huge vertical force against the railway track. In some circumstances the flange of wheel can touch the track, resulting in flange contact. In flange contact there is also a lateral force acting on the railway track. Large lateral forces burden rails and rail vehicles are also more prone to wear. Flange contact can appear for example, in situations where a train bogie is too rigid.

In this work different commercial measuring devices and topic related patents were compared. The capability to detect horizontal force was studied via computer modeling and simulations. Strain edge based sensor beam of Tamtron Systems was used as a starting point of modelling. The sensor bar operation is based on the fact that the deformations caused by the forces are measured by strain gauges.

Computer simulations indicate that the original type of probe beam model is capable of detecting lateral forces, when the signals from the different ends of the sensor beam are read separately. Sensor Bar sensitivity to side forces may also be increased by the addition of new measurement gaps, and measuring the elongation of their base with strain gauges.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisen yliopiston systeemitekniikan laitokselle ja Tamtron Systems Oy:n toimeksiannosta. Työn ohjaajina ovat toimineet professori Jukka Leikkala systeemitekniikan laitokselta ja tekniikan tohtori Jouni Gustafsson Tamtron Systems Oy:stä. Hyvää ohjausta on tarjonnut myös systeemitekniikan laitoksen tutkijatohtori Antti Vehkaoja.

Työn ohjaajien lisäksi tahdon kiittää Janne Juntusta ja Marja Lintalaa Tamtron Systemsiltä. Kiitos myös jo ajat sitten valmistuneiden opiskelukavereideni vertaistuesta.

Tätä työtä on varsinkin sen viimeistelyvaiheessa kirjoitettu useimmiten rautatiekaluston kyydissä, mikä työn aiheen huomioiden onkin ollut varsin osuvaa. Myös Hong Kongin, Pariisin, Milanon, Amsterdamin, Tukholman, Tallinnan ja Oulun lentokenttien odotusaukat ovat toimineet kirjoitusympäristöinä. Tämän projektin valmistumista on pitkittänyt allekirjoittaneen työskentely myös yrittäjänä aivan eri alalla, tankotanssiurheilussa. Yhteisiä piirteitä näistäkin aloista on kuitenkin löytynyt: molemmat liittyvät jäykkään metallikappaleeseen kohdistuviin voimiin ja momentteihin ja niiden hallintaan.

Tampereella, 23.8.2016

Henriikka Rinne

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	8
2.	TAUSTA – RAITEET JA RAUTATIEKALUSTO	10
2.1	Rautatien rakenne	10
2.1.1	Radan rakennekerrokset	10
2.1.2	Raiteen rakenteet.....	11
2.1.3	Ratapölkkyt.....	11
2.1.4	Kiskoankkurit ja kiskonkiinnikkeet	11
2.1.5	Kiskot	13
2.1.6	Pyöräkerran ohjautuminen	16
2.1.7	Pyörän ja kiskon välinen kosketuspiste.....	19
2.2	Junan aiheuttama kuormitus kiskoon.....	19
2.2.1	Kuormitusten raja-arvoja.....	21
2.2.2	Jännitykset kiskossa	22
2.3	Pyöräparien ja telien tunnuslukuja	22
2.3.1	Teli	22
2.3.2	Pyöräparien ja telien käyttäytymisen tunnuslukuja	25
2.3.3	Raiteiltasuistumiskriteeri.....	25
3.	LAIPPAVOIMAN MITTAAMINEN.....	28
3.1	Voiman mittaaminen.....	28
3.1.1	Voima	28
3.1.2	Voimanmittaustekniikoita	28
3.1.3	Venymäliuskat	29
3.1.4	Muita voimanmittausantureita	32
3.2	Ideota sivusuuntaisen voiman mittaustekniikaksi	32
3.2.1	Kiskon siirtymä keskilinjaan nähden	32
3.2.2	Kiskojen välimatkan muutos	33
3.2.3	Venymäliuskat kiskon jalan alla	33
3.2.4	Kiskon varren taipuman mittaaminen	34
3.2.5	Akustiset mittaukset.....	34

3.2.6	Lämpötilaan perustuvat mittaukset	34
3.2.7	Laipan kiiltävyyden määrittäminen optisesti.....	35
3.3	Kaupalliset rautatieraitteisiin kohdistuvien voimien mittausjärjestelmät	36
3.3.1	Pystysuuntaisten voimien mittausjärjestelmät.....	37
3.3.2	Scalex Wild	38
3.3.3	Sivusuuntaisten voimien mittausjärjestelmät	41
3.4	Eri tekniikoiden vahvuuksien ja heikkouksien yhteenveto.....	48
4.	ANTURIPALKIN MALLINTAMINEN JA TESTISIMULAATIOT	50
4.1	Mallinnuksessa käytetyt voimat	51
4.2	Nykyisen anturipalkin muodonmuutoksen mallinnus erilaisilla kuormilla ja sen eri päiden signaalien tulkinta erikseen.....	52
4.2.1	Symmetrinen kuormitus	53
4.2.2	Kuormitus kiskon keskilinjan sivussa epäsymmetrisesti	55
4.2.3	Pystysuuntainen kuormitus kiskon keskilinjan sivuun ja sivusuuntainen kuormitus kiskon reunaan	58
4.2.4	Pelkkä sivusuuntainen kuormitus	60
4.3	Anturipalkin tuenta uudella tavalla.....	60
4.3.1	Anturipalkin keskiosan tuenta	60
4.3.2	Toisen pään tuenta kokonaan	64
4.4	Uusi anturipalkkimalli	68
4.4.1	Ensimmäinen versio	68
4.4.2	Toinen versio uudesta anturipalkkimallista.....	75
4.5	Yhteenveto kaikista anturipalkkimalleista	80
5.	YHTEENVETO.....	83
6.	LÄHTEET	85

LIITE A: Vignole-kiskoprofiilit

LIITE B: Tulostaulukot

LYHENTEET JA MERKINNÄT

Kreikkalaiset kirjaimet

π	luonnon vakio pii
δ	laipan kulma (englanniksi flage angle)
σ	jännitys
ϵ	venymä
μ	kitkakerroin (pyörän laipan ja kiskon välillä)
$\Sigma Y_{(2m)}$	poikittaissuuntainen kuormitus kahden metrin matkalla (yksikkönä kN)

Latinalaiset kirjaimet

\bar{a}	kiihtyvyys (vektorisuure)
E	kimmomoduli
\bar{F}	voima (vektorisuure)
GF	venymäkerroin
l	siniliikkeen aallonpituus
L	pyörästä kiskoon kohdistuva sivusuuntainen voima
L/V	Nadal kriteeri, raiteiltasuistumiskriteeri
m	massa
P_r	rataverkon kuvauksen mukainen kullekin rataluokalle sallittu nimellinen staattinen akselipaino (yksikkönä tonni t)
R	resistanssi
$\Delta R/R$	resistanssin suhteellinen muutos
V	pyörästä kiskoon kohdistuva pystysuuntainen voima
V_0	erojännite
V_{EX}	käyttöjännite
x	siniliikkeen vaakakoordinaatti, matka
y	siniliikkeen pystykoordinaatti, korkeus
y_0	siniliikkeen amplitudi

Lyhenteet

AOA	kohtauskulma
BCD	telin kunnan ilmaisin (bogie condition detector)
BCM	telin kunnanvalvonta (bogie control monitor)
BPD	telin käyttäytymisen seurain (bogie performance detector).
DCD	raiteiltasuistumiskriteerin valvonta (derailment criteria detector)
HTD	oskilloivia vaunuja tunnistava laite (hunting truck detector)
SCM	jousituksen kunnanvalvonta (suspension condition monitoring)
TED	telin kulkupaikan- ja asennon valvonta (tracking error detector)
TTY	Tampereen teknillinen yliopisto
WILD	pyörävoimailmaisin (wheel impact load detector)
WIM	liikkumisen aikana tapahtuva punnitus (weigh in motion)

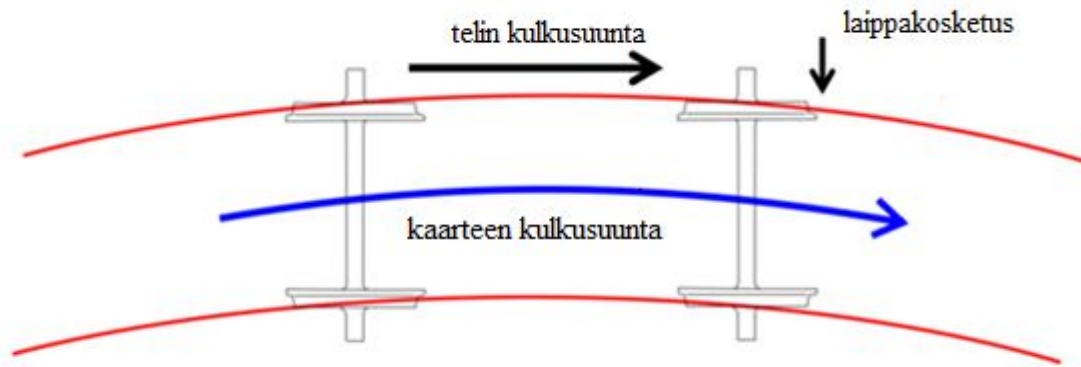
1. JOHDANTO

Suomessa on liikennöityä rautatieverkkoa yhteensä 5 944 kilometriä. Tämän rautatieverkon kunnostukseen kuluu vuosittain lähes 200 miljoonaa euroa. Rautateillä tapahtuvan liikennöinnin operoinnin hoitaa nykyisin VR-Yhtymä Oy, kun taas rataverkon hallinta ja ylläpito kuuluvat Liikennevirastolle. Rautatieverkollamme siis liikennöi omalla kalustollaan VR-Yhtymä Oy, mutta Liikennevirasto joutuu vastaamaan sen kunnosta. Liikennevirasto onkin syystä kiinnostunut valvomaan rautateillä kulkevan kaluston kuntoa. [1]

Osa radan kunnostustarpeesta syntyy normaalista käytöstä johtuvan kulumisen seurauksena. Osa rautatiekiskon kulumisesta aiheutuu kuitenkin liikkuvan kaluston heikosta kunnosta, esimerkiksi erilaisista pyörävioista, jotka kuluttavat kiskoja.

Liikennevirastolla on käytössään Tamtron Systems’ sin valmistamia Scalex Wild pyörävoimailmaisimia pyörävikojen havaitsemiseen. Laitteiston toiminta perustuu vaakaelementeillä tehtävään kiskon ja pyörän välisen pystysuuntaisen voiman mittaamiseen. [2] Liikennevirasto on kuitenkin havainnut tarpeen päästä valvomaan myös sivusuunnassa kiskoihin kohdistuvia voimia.

Normaalitilanteessa junan pyörät ovat asettuneet kiskoille niin että niissä olevat ulokkeet eli laipat eivät osu kiskoihin kuten kuvan 8 tilanteesta sivulta 16 nähdään. Jyrkkään kaarteeseen ajettaessa pyörät voivat kuitenkin ajautua niin lähelle ulkokaarretta, että laipat osuvat kiskoihin eli syntyy laippakosketus. Tällaisissa tilanteissa laippakosketus voi estää vaarallisen raiteilta suistumisen. Joskus laippakosketus kuitenkin aiheutuu liian jäykästä telistä, joka ei kykene asettumaan kaarteeseen mukaisesti kuten kuvassa 1. Teli muodostuu kahdesta tai useammasta pyöräkerrasta, jotka on kiinnitetty toisiinsa. Teli kiinnitetään kääntyvällä akselilla junan vaunuun. Liian jäykkä rakenteinen tai kulumisen seurauksena jäykistynyt teli saattaa aiheuttaa laippakosketusta myös kaarteiden jälkeisellä suoralla rataosuudella, jos teli ei kaarteiden jälkeen kykene suoristumaan riittävän nopeasti.



Kuva 1. Kaarteessa olevan telin pyöräkertojen laipat osuvat kiskoon. Kuva lainattu ja muokattu lähteestä [44].

Tämän työn tavoitteena on selvittää eri mahdollisuuksia toteuttaa rautatieraitteisiin sivusuunnassa kohdistuvien haitallisten voimien tunnistaminen. Työn lopputuloksena syntyy ehdotelma siitä, kuinka työn tilaajan Tamtron Systemsin kannattaa toteuttaa sivusuuntaisten voimien mittaamisen rautatiekaluston kunnonvalvontajärjestelmään.

Luvussa 2 kerrotaan rautatien ja sillä kulkevan kaluston rakenteesta, pyörien ohjautumisesta kiskoilla sekä kisko-pyörä-kontaktista ja siinä syntyvistä voimista. Luvussa 3 esitellään mahdollisia voimamittausperiaatteita ja esitetään ideoita sivusuuntaisen rautatiekiskoihin kohdistuvan voiman mittaamiseen. Luvussa myös kartoitetaan ja vertaillaan markkinoilta jo löytyviä mittalaitteita pysty- ja sivusuuntaisen kiskoihin kohdistuvan voiman mittaamiseen. Luvun 3 yhteenvedossa kerrotaan, mitä tekniikkaa lähdetään tutki-
maan tarkemmin uuden mittausanturin kehittämiseksi. Luku 4 sisältää Femap-mallinnusohjelmalla tehtyjä testisimulointeja mittausanturimallista ja luku 5 sisältää työn yhteenvedon ja jatkotoimintasuositukset.

2. TAUSTA – RAITEET JA RAUTATIEKALUSTO

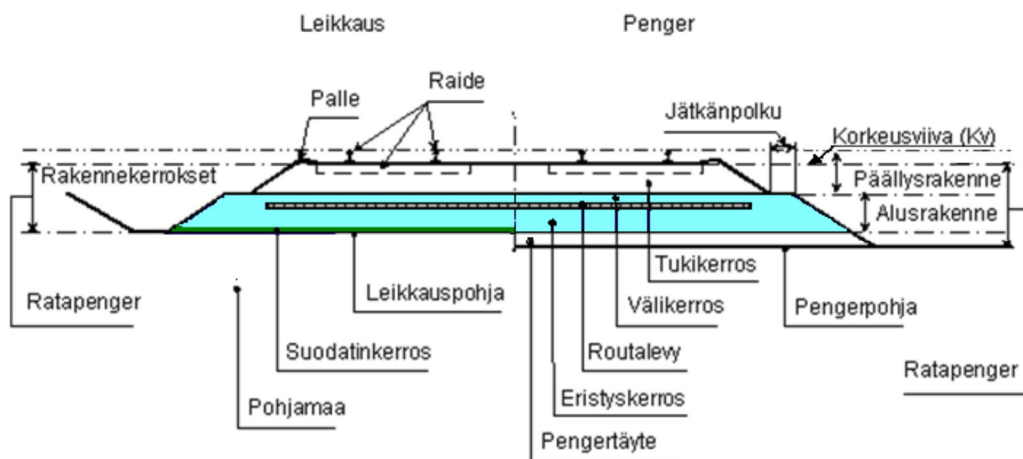
Tässä luvussa esitetään taustatiedot radan, rautatiekiskon ja junan pyörän rakenteesta, pyörän ohjautumisesta kiskoilla sekä pyörä-kisko-kontaktista ja siinä vallitsevista voimista. Luvussa kuvataan myös telirakenne ja sen käyttäytyminen. Tavoitteena on että lukija ymmärtää raideliikenteeseen liittyvien voimamittausten tärkeyden.

2.1 Rautatien rakenne

2.1.1 Radan rakennekerrokset

Radan rakennekerrokset jaetaan alusrakenteeseen ja päällysrakenteeseen [4, s 11]. Koska rautatiekiskojen tulee kestää monen tonnin kuormia, tulee myös kiskojen alla olevien radan rakennekerrosten olla tukevia ja kestäviä.

Alusrakenteeseen kuuluvat väli- ja eristyskerros ja mahdollinen suodatinkerros, routalevyt, kuivatusrakenteet ja värinäeristeet [5]. **Päällysrakenteeseen** kuuluvat tukikerros ja raiteet. Tukikerros on useimmiten sepeliä tai vähäliikenteisillä radoilla soraa. Se pitää raiteen oikeassa asennossa, jakaa kuormia ja muodostaa raiteelle tasaisen ja kantavan alustan [6]. Tukikerroksen mitat määräytyvät rataluokan, suurimman sallitun nopeuden, kiskonpituuden, tukikerrosmateriaalin ja pölkkytyypin mukaan [4, s11]. Kuvassa 2 on kuvattu radan rakenne.



Kuva 2. Radan rakenneosat. [7]

2.1.2 Raiteen rakenteet

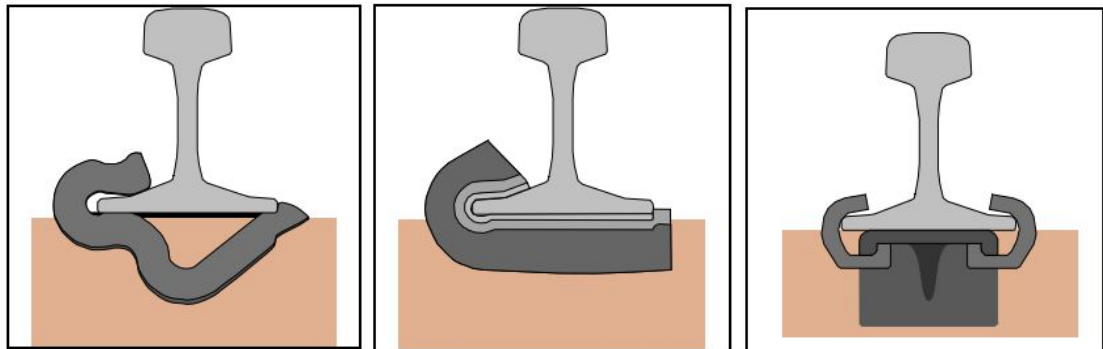
Edellisessä kappaleessa kuvattujen rakenneosien päällä olevaa radan näkyvintä osaa kutsutaan raiteeksi. Raide koostuu ratapölkkyistä, varsinaisista rataakiskoista, kiinnitys- ja jatkososista sekä vaihteista ja muista erikoisrakenteista. [6]

2.1.3 Ratapölkkyt

Ratapölkkyjen tehtävä on olla kestävä ja tasalaatuisena alustana kiskon kiinnityksille ja kiskon jalalle. Yhdessä kiskon kiinnitysten kanssa pölkyn tulee tarjota riittävä jäykkyys sekä poikittais- että pituussuunnassa. Pölkky myös jakaa kiskon kautta tulevan kuormituksen suuremmalle alalle alapuolellaan olevaan tukikerrokseen. Ratapölkkyjä valmistetaan puusta ja betonista. Betoniratapölkkyraiteen sivuttaistuki on noin 50...80 % puuratapölkkyraidetta suurempi, johtuen betonipölkyn paremmasta muotoilusta ja noin 2,5 -kertaisesta metrimassasta puuratapölkkyyn verrattuna. [8, s 19]

2.1.4 Kiskoankkurit ja kiskonkiinnikkeet

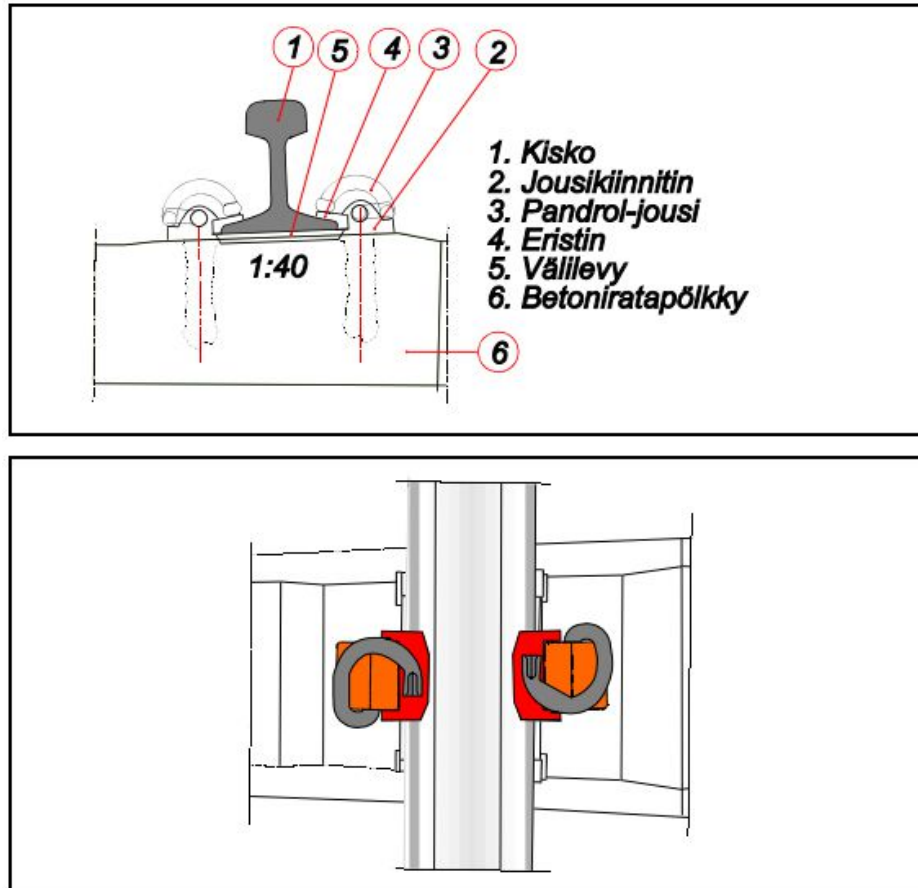
Liikenteen aiheuttamaa kiskojen vaellusta pyritään vähentämään asentamalla kiskon jalan alle kiskoankkuri. Kiskoankkureiden yleisimmät tyypit Fair V, Fair T sekä nykyisin asennettava uusi Mathée näkyvät kuvassa 3. [8, s 44]



Kuva 3. Fair V-, Fair T- ja Mathée-kiskoankkurit. [8, s44]

Kiskon kiinnityksen tehtävänä on kiinnittää kisko ratapölkkyyn. Kiinnitys myös siirtää kiskoon kohdistuvat voimat pölkylle ja siitä edelleen tukikerrokseen. Kiskon kiinnityksen vääntövastus myös jäykistää raidetta.

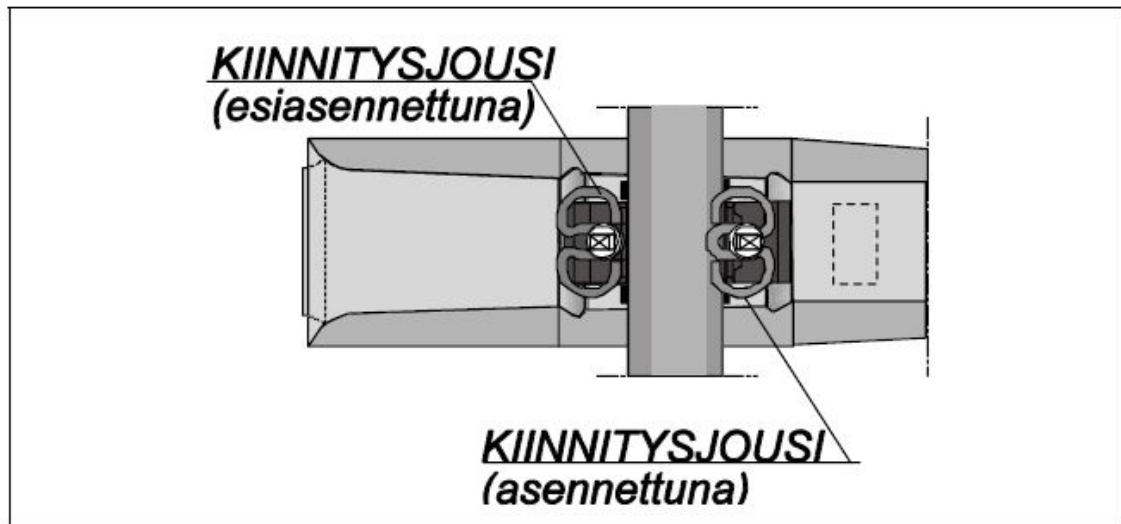
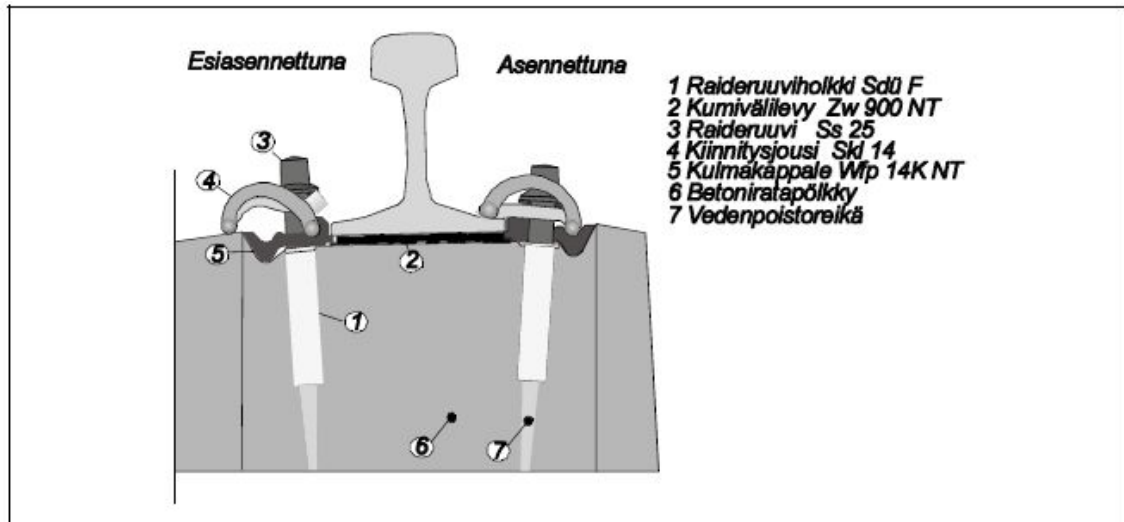
Betoniratapölkkyjen yhteydessä käytetään erilaisia kiinnitystapoja riippuen pölkkytyypistä. Kiinnitystavat, joita nykyisin asennetaan uusina, ovat Pandrol e-clip- ja Vossloh Skl 14 -kiinnitykset. Ne on esitelty kuvissa 4 ja 5. [8, s 61]



Kuva 4. Pandrol e-clip –kiskokiinnitys. [8, s 58]

Pandrol-jousikiinnittimet valetaan suoraan betoniratapölkkyyn. Ja E-clip-jouset väännetään kiinni jousikiinnittimiin kuvan 4 alaosan osoittamalla tavalla. Jousen ja ratakiskon jalan välissä käytetään sivueristintä. [8, s 58]

Vossloh Skl 14 -kiinnitystä varten betoniratapölkkyyn on valettu raideruuvien holkit. Skl 14 -kiinnitys esiasennetaan jo betoniratapölkkytehtaassa. Kiskon asennuksen jälkeen raideruuvit löysätään, Skl 14 -jousi asetetaan lopulliselle paikalleen kiskon jalan päälle ja raideruuvit kiristetään noin 200–250 Nm:n vääntömomentilla. Vossloh Skl 14 -kiinnitys on esitelty kuvassa 5. [8, s 61]



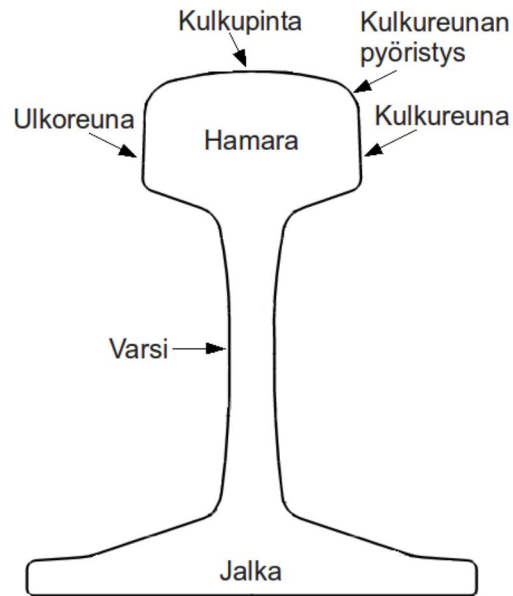
Kuva 5. Vossloh Skl 14 –kiskokiinnitys. [8, s 61]

2.1.5 Kiskot

Ratakiskot valmistetaan valamalla teräksestä eli raudan ja hiilen seoksesta. Kiskon poikkileikkauksen profiili muotoillaan valssaamalla [9, s 18]. On olemassa monia erilaisia kiskoprofiileja. Suomeen hankittavien uusien Vignole-kiskoprofiilien on nykyisin oltava tyypiltään joko 54 E 1 tai 60 E 1. Kiskon profiilin nimessä oleva ensimmäinen luku kuvaa kiskon massaa metriä kohti. [9, s 25]

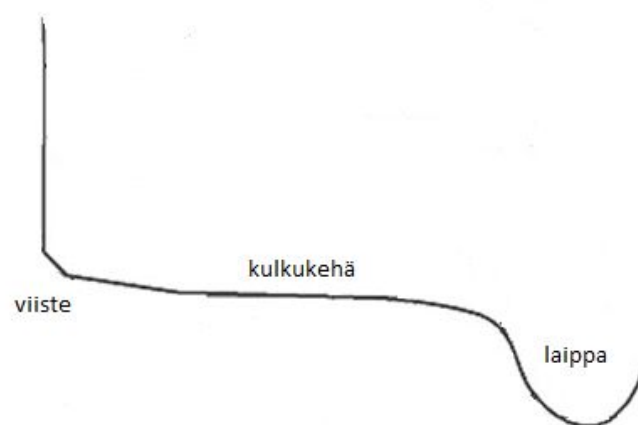
Kiskon leveää alaosaa kutsutaan jalaksi, siitä lähtevää kapeampaa keskiosaa varreksi ja leveämpää yläosaa hamaraksi. Hamaran ylin pinta on nimeltään kulkupinta tai kiskon selkä. Kiskon kulkureuna on sillä puolen kiskoa, joka on lähempänä raiteiden keskilinjaa.

Ulkoreuna taas on sillä puolen, joka on kauempana raiteiden keskilinjasta. Yksinkertaistettu kiskoprofiili ja sen nimitykset näkyvät kuvassa 6. Eri kiskoprofiilien tarkemmat poikkileikkaukset on esitetty liitteessä 1. [9, s 43]



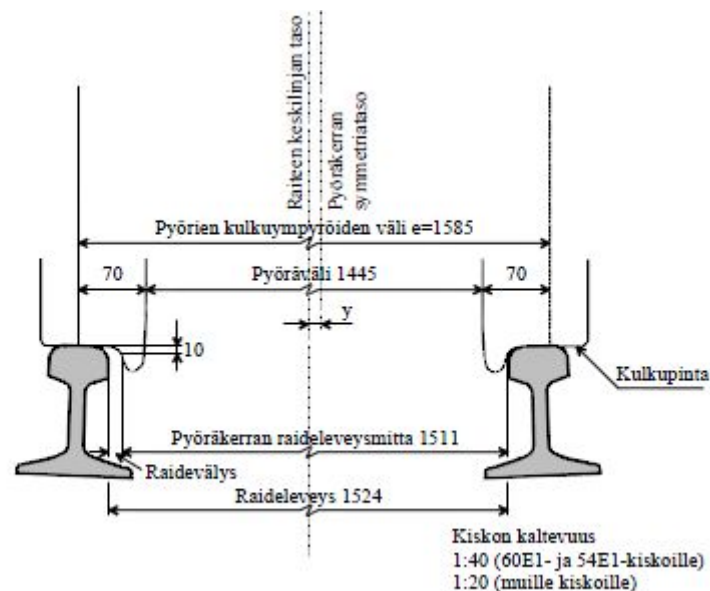
Kuva 6. Kiskon eri osien nimet [9, s 43]

Pyörän sisäreunassa olevaa halkaisijaltaan muuta pyörää isompaa osaa kutsutaan laipaksi. Pyöräparin molempien pyörien laipat kulkevat kiskojen välissä varmistaen, ettei pyöräkerta pääse putoamaan pois kiskoilta. Pyörän kehän lähes tasaista aluetta kutsutaan kulkukehäksi. Kulkukehä on kontaktissa kiskon selän kanssa. Kulkuympyrä on kuvitteellinen ympyrä, jolla kiskon selän ja pyörän kulkukehän kosketuspiste kulkee suoralla rataosuudella. Uloimpana pyörän reunassa on viiste, jonka tehtävä on helpottaa pyörän kulkua vaihdealueella. Pyörän profiili on esitetty kuvassa 8.[3, s 17]



Kuva 7. Yksinkertaistettu kuva junan pyörän profiilista, muokattu lähteestä [10, s 61].

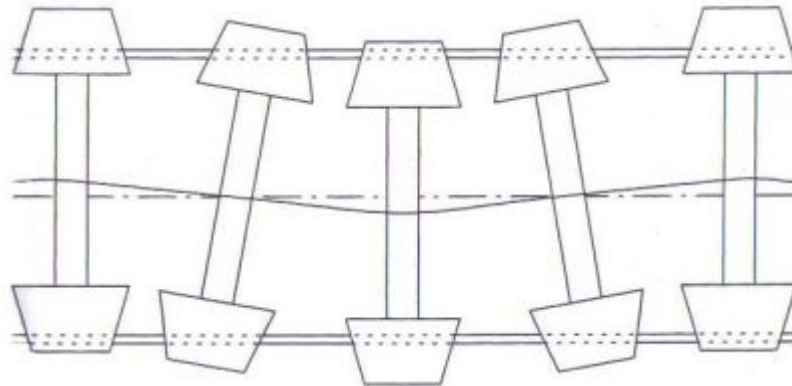
Raiteen raideleveys ja pyöräkerran raideleveys määrittelevät raidevälyksen suuruuden, eli tyhjän tilan kiskon ulkoreunan ja pyörän laipan välillä. Raidevälyksellä on vaikutusta pyöräkerran liikkeisiin raiteilla. Raideleveyden nimellismitta Suomessa on 1524 mm kiskojen kulkureunojen välillä, mitattuna 14 mm kiskon selän alapuolelta. Pyöräkerran raideleveysmitan nimellisarvo on 1511 mm ja sen mitataan 10 mm pyörän kulupinnan alapuolelta. Raidevälyksen nimellisarvo on siis 13 mm. Todelliseen raidevälykseen vaikuttavat valmistustoleranssit ja pyörien ja kiskojen kuluminen. Kuvassa 9 on esitetty raidevälykseen vaikuttavat pyöräparin ja raiteen mitat. [11, s 59]



Kuva 8. Raidevälyksen määräytyminen. [11, s 59]

2.1.6 Pyöräkerran ohjautuminen

Kuvassa 9 näkyvä pyörän kulkukehä ei ole aivan suoran ympyrälieriön muotoinen vaan siinä on kartiopinta. Kartiomaisen muodon ansiosta pyöräkerta etsii tasapainopistettään kiskojen päällä. Tasapainopisteessään molemmat pyörät pyörivät kiskoilla keskiasennossa ja niiden kulkukehien säteet ovat yhtä suuret. Pyörät siis liikkuvat yhden pyörähdyskerran aikana yhtä pitkän matkan kiskoilla. Kuitenkaan edes suoralla rataosuudella pyöräkerta ei pysy koko ajan keskiasennossa. Pyöräkertaa pyrkivät poikkeuttamaan ulkoiset voimat kuten esimerkiksi tuuli tai radan virheistä ja geometriasta johtuvat voimat. Kun pyöräpari siirtyy poikittaissuunnassa keskilinjaan nähden, pyörien kulkukehien säteet eli vierintäsäteet muuttuvat erisuuruiseksi. Keskilinjaa kohti siirtyneen pyörän vierintäsäde pienenee ja kiskoa kohti siirtyneen pyörän vierintäsäde kasvaa. Kiskoa kohti siirtyneen pyörän kulkema matka pitenee eli pyörien välille syntyy kulkumatkaero ja koko pyöräpari kääntyy kulkemaan takaisin kohti keskilinjaa. Pyöräparin sivuttaisliike ei kuitenkaan pysähdy välittömästi keskilinjalla vaan pyöräpari on jatkuvassa kuvan 10 mukaisessa sini-muotoisessa aaltoliikkeessä, jota kutsutaan pyöräkerran siniliikkeeksi tai hunting-liikkeeksi. [3, s 22-24]

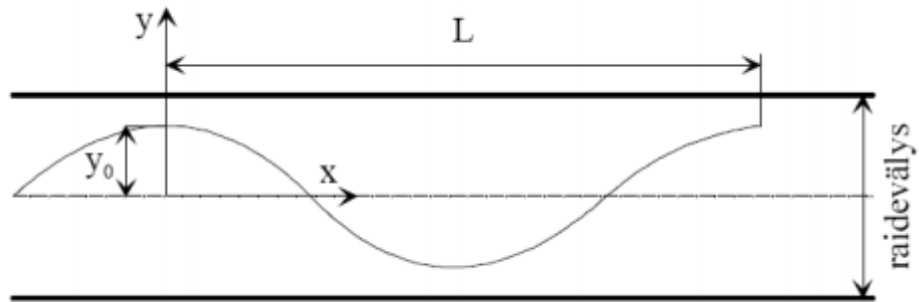


Kuva 9. Pyöräparien ohjautuminen kiskoilla. [3, s 23]

Pyöräkerran siniliikkeen muodon määrittelee kaava:

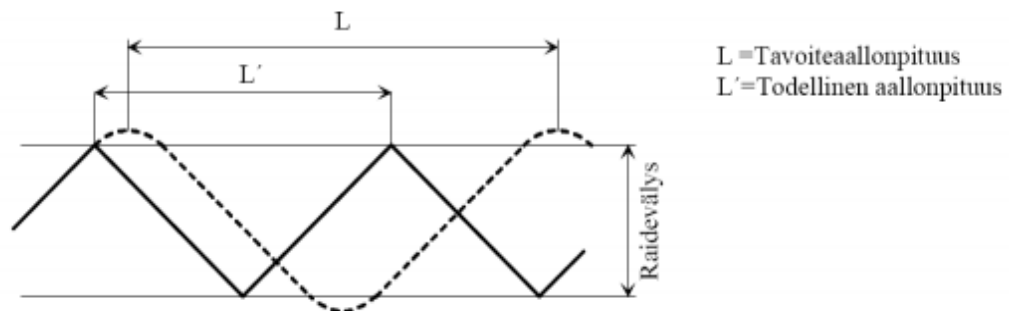
$$y = y_0 \sin\left(2\pi \frac{x}{L}\right), \quad (1)$$

jossa y_0 on sinikäyrän amplitudi, x on matka ja L on sinikäyrän aallonpituus [11, s 59].



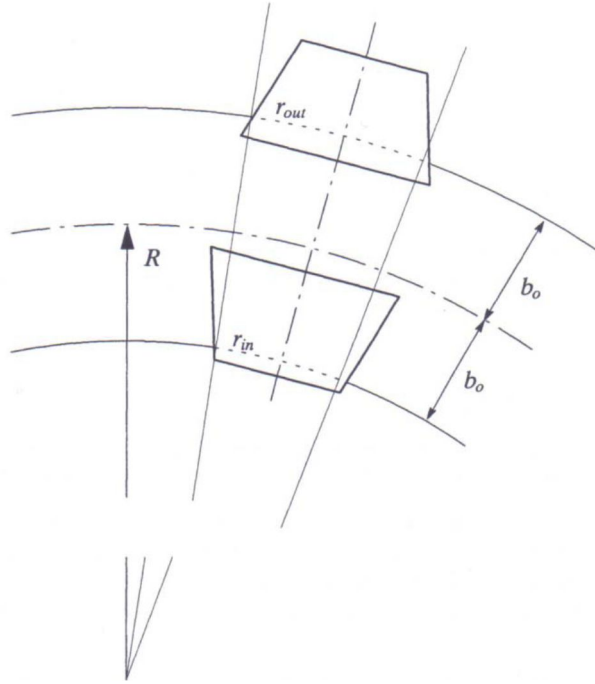
Kuva 10. Pyöräkerran siniliike raidevälyksessä. [3, s 23]

Pyöräkerran siniliikkeen aallonkorkeus eli amplitudi kasvaa nopeuden lisääntyessä. Tietyllä kriittisellä nopeudella aallonkorkeus saavuttaa maksimiarvon ($\frac{1}{2} \times$ raidevälys), jolloin aaltoliikkeen taajuus muuttuu epästabiiliksi. Pyöräkerran kuvan 10 mukainen tasainen siniliike muuttuu tällöin kuvan 11 mukaiseksi siksakliikkeeksi, mistä seuraa erittäin huono matkustusmukavuus. Kriittisen nopeuden jälkeen ilmenevää siksakliikettä kutsutaan myös epästabiiliksi liikkeeksi tai oskilloinniksi. [11, s 59]



Kuva 11. Pyöräkerran epästabiili siksakliike. [11, s 60]

Myös kaarteissa pyöräkerrat pyrkivät asettumaan niin että pyörien kulkukehien pituus vastaa kaarteissa kuljettavaa matkaa. Pyöräkerta siis siirtyy kohti ulkokaarretta, kunnes pyörien kulkukehien pituusero vastaa kaarteiden ulko- ja sisäkiskon kulkeman matkan eroa. Toisin sanoen pyöräkerta keskittää itsensä kaarteiden säteen suuntaiseksi, kuten kuvassa 12. [3]



Kuva 12. Pyöräkerran asettuminen kaarteessa [3, s 25]

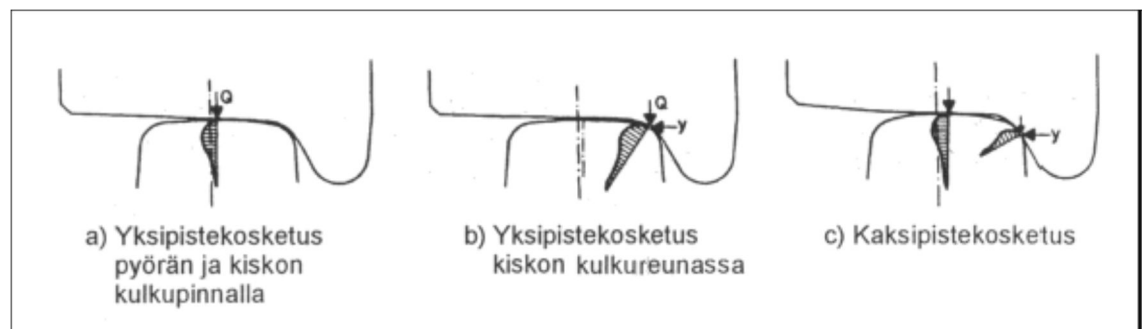
Mitä suurempi on kaarteiden jyrkkyys, eli mitä pienempi kaarresäde, sitä enemmän pyörät siirtyvät sivusuunnassa ja pyörän laippa lähestyy kiskon reunaa. Laippakosketusta eli pyörän laipan osumista kiskoon pyritään kuitenkin välttämään sillä, että pyörän profiilin kartiokkuus kasvaa laippaa lähestyttäessä. Riittävän jyrkässä kaarteissa tai riittävän kovalla nopeudella pyörän laipat osuvat aina lopulta kiskoon. Kaarresädettä, jolla laippakosketus vääjäämättä syntyy, on vaikea määrittää tarkasti. Kaarresäteeeseen vaikuttavat suuresti telien rakenne ja kiskon ja pyörän välinen kitka. [3]

Jyrkissä kaarteissa raideleveyttä suurennetaan paremman ohjautuvuuden saavuttamiseksi siirtämällä sisäkaarteiden puolelta kiskoa kohti kaarteiden keskipistettä. Raiteita kallistamalla eli ulkokaarten puolelta kiskoa korottamalla osa poikittaiskiihtyvyyden aiheuttamista sivuttaisvoimista voidaan muuttaa junan koordinaatistosta katsoen alaspäin suuntautuneiksi. Tämä vähentää sivusuuntaisten voimien vaikutusta ja parantaa myös matkustamukavuutta. Kuten kaarresädettäkin, kallistuksen määrää muutetaan vähitellen. Raiteiden kallistuksen arvot vaihtelevat 20 mm - 180 mm välillä. [11, s 28]

2.1.7 Pyörän ja kiskon välinen kosketuspiste

Kiskon ja pyörän kannalta paras vaihtoehto on, että ne osuvat toisiinsa vain yhdessä pisteessä eli vallitsee yksipistekontakti. Yksipistekontakti kuitenkin saavutetaan vain suoralla rataosuudella ja täysin kulumattomilla pyörä- ja kiskoprofiileilla. Laippakosketuksessa kiskon ja pyörän kontakti jakautuu kahdelle alueelle: pyörän laipan ja kiskon hamaran sivun väliin sekä pyörän kulkupinnan ja kiskon hamaran yläpinnan väliin. Tilannetta kutsutaan kaksipistekontaktiksi. Erilaisia kosketuspistetyyppejä on esitetty kuvassa 13.

Kaksipistekontakti on haitallinen, koska siinä kosketusalueiden pyörimissäteiden välillä on ero. Säteiden ero johtaa siihen, että toisessa pisteessä tapahtuu luistoa. Pyörän ja kiskon välinen kosketuskohta on tavallisesti ellipsin muotoinen ja sen pituus on noin 10–12 mm ja leveys 5–8 mm. [9,s 40]



Kuva 13. Pyörän ja kiskon välisen kontaktin tyypit. [10, s 13]

2.2 Junan aiheuttama kuormitus kiskoon

Liikkuvan junan aiheuttama kokonaiskuormitus on monimutkainen ja ympäristötekijöistäkin riippuva kokonaisuus, jota on vaikea kuvata tarkasti. Seuraavaksi on kuvattu komponentteja, joista kuormitus koostuu ja kerrottu niiden sallituista raja-arvoista.

Pyörä kohdistaa kiskoon pysty-, sivu- ja pitkittäissuuntaisia voimia. Voimien luonteesta riippuen ne voidaan jakaa staattisiin, kvasistaattisiin ja dynaamisiin voimiin. [12, s 7]

Paikallaan pysyvän junan massasta aiheutuva voima on staattinen. Kvasistaattiset voimat aiheutuvat liikkuvan junan massasta, sivutuulesta ja kaarteissa ilmenevästä keskipakoiskiihtyvyydestä. Keskipakoiskiihtyvyyden suuruuteen pyritään vaikuttamaan raiteita kallistamalla, eli korottamalla ulkokaarten puoleista kiskoa. Kallistuksen vajoitus on raiteen

todellisen kallistuksen ja laskennallisen raidegeometriasta ja nopeudesta riippuvan tasapainokallistuksen ero. Kallistuksen vajauksen ollessa nolla ei kalustoon kohdistu poikittaiskiihtyvyyttä. Dynaamiset voimat muuttuvat ratageometrian mukaan tai ovat vain hetkellisiä, kuten pyörässä tai kiskossa olevasta lovesta aiheutuvat iskuvoimat.

Kiskoon kohdistuva pystysuora kokonaisvoima koostuu tyypillisesti kolmesta eri komponentista:

- staattinen voima, joka aiheutuu junakaluston painosta
- dynaaminen voima, joka aiheutuu junakaluston pystysuuntaisesta liikkeestä raidegeometrian mukaisesti
- dynaaminen iskumainen voima, joka aiheutuu esimerkiksi kiskossa tai pyörässä olevan loven seurauksena.

Kiskoon kohdistuva pystysuuntainen kokonaiskuormitus voi siis olla huomattavasti suurempi kuin vain junan painosta johtuva staattinen kuormitus. [13]

Pystysuuntaisen voiman vaikutuksesta kisko taipuu kahden ratapölkyn välillä. Kiskon alapintaan kohdistuu tällöin vetojännitys. Mikäli pyörän ja kiskon kosketuspiste on kiskon keskilinjan sivussa, pystysuuntainen voima vääntää kiskoa, jolloin sen varteen muodostuu pystysuuntainen vetojännitys. [12, s 9]

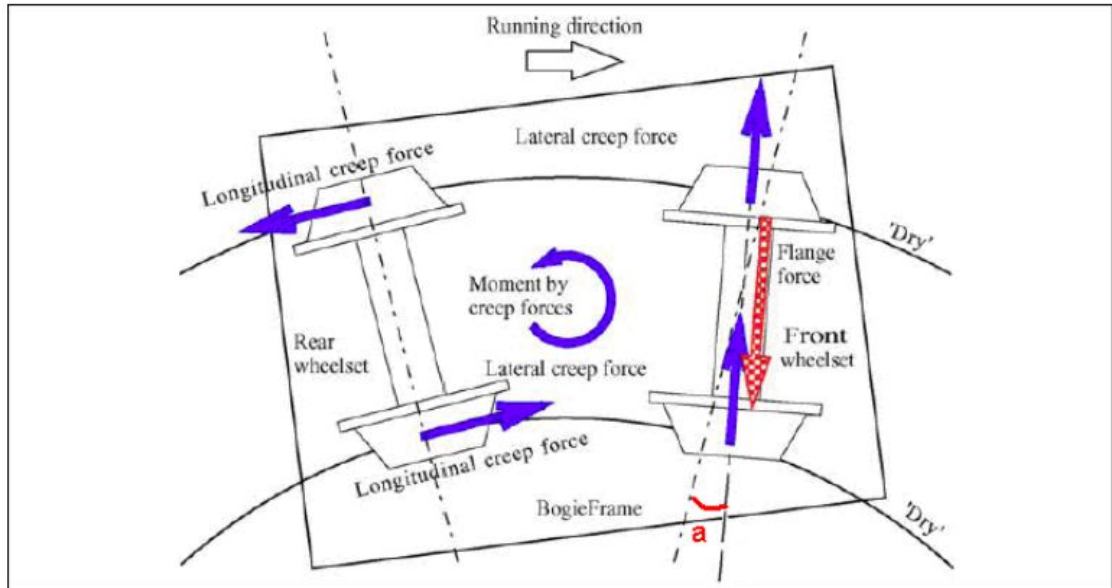
Kiskoon kohdistuva sivusuuntainen kokonaisvoima muodostuu kvasistaattisesta ja dynaamisesta osasta:

- Kvasistaattisia komponentteja ovat: kaarteessa syntyvän laippakosketuksen voima, kaarteessa ilmenevä keskipakoiskiihtyvyydestä aiheutuva niin sanottu ”keskipakoisvoima” ja sivutuulen aiheuttama voima. Tiukoissa kaarteissa (eli kaarresäteen ollessa 600 - 800 metriä) laippakosketuksen aiheuttama sivusuuntainen voima pysyy koko kaarteiden ajan lähes vakiona [9, s 39-40].
- Dynaamisia komponentteja aiheutuu mahdollisesta epästabiliilista liikkeestä suoralla rataosuudella tai loivissa kaarteissa. [9, s 40].

Kiskon kulkupinnan tasossa olevia sivusuunnassa vaikuttavia voimia (englanniksi lateral creepage forces) syntyy suoralla osuudella siniliikkeen vaikutuksesta ja kaarteissa pyöräparin ohjautuessa. [12, s 7]

Kiskon kulkupinnan tasossa olevia pitkittäissuunnassa vaikuttavia (englanniksi longitudinal creepage forces) syntyy kitkasta ja pyöräparin luistosta kaarteissa, kun se yrittää tasoittaa eri pyörien vierintämatkaeroa. [12, s 7] Kiskon kulkupinnan tasossa vaikuttavia sivusuuntaisia voimia on esitetty kuvassa 14.

Kaksoispistekontaktin vallitessa kahden pisteen välisen vierintäsäde-eron seurauksena syntyy myös voimia kulkupintaan (englanniksi spin greep). [12, s 7]



Kuva 14. Telin pyöräpareihin kaarteessa vaikuttavat voimat. [10, s 27]

Rataan kohdistuvat pitkittäisvoimat syntyvät lämpölaajenemisesta, junan jarrutuksen tai kiihdytyksen ja mäen nousun aiheuttamista voimista sekä kulkuvastuksesta. [8, s 15]

2.2.1 Kuormitusten raja-arvoja

Eri rataosuuksille on määritelty suurimmat sallitut staattiset akselipainot. Sallittuihin akselipainoihin vaikuttavat radan päällysrakenne eli muun muassa kiskon laatu, tukikerroksen materiaali, rataluokitus, suurin liikennöintinopeus ja vaunutyyppi. Suurimmat sallitut akselipainot vaihtelevat 160 kN – 250 kN eli 16 – 25 tonnin välillä. Tarkempi taulukko akselipainoista löytyy lähteestä [8, s 13]

Suurin sallittu dynaaminen pyöräkuorma riippuu myös radan päällysrakenteesta ja vaihtelee 100 ken – 200 ken eli 10 – 20 tonnin välillä. Tarkempi taulukko dynaamisista pyöräkuormista löytyy lähteestä [8, s 11]

Iskumaisen, lovipyörästä aiheutuvan voimaimpulssin suuruus riippuu loven syvyydestä ja liikennöintinopeudesta. Scalex Wild -mittalaitteella Utissa suoritettujen mittausten perusteella tyypilliset pyöräviat aiheuttavat akselin ja radan välisen voiman kaksinkertaisumisen verrattuna tasaisen pyörän ja radan väliseen voimaan. Pahimmissa tapauksissa voima voi kolminkertaistua. [14, s 25]

Radan rakenteiden suojelemiseksi on määrätty, että suurimmat sallitut sivusuuntaiset voimat, määräytyvät kaavan 2 mukaisesti:

$$\sum Y_{(2m)} = 10 + 11 \frac{P_r}{3}, \quad (2)$$

jossa $\sum Y_{(2m)}$ on poikittaissuuntainen kuormitus kahden metrin matkalla (yksikkönä kN) ja P_r on rataverkon kuvauksen mukainen kullekin rataluokalle sallittu nimellinen staattinen akselipaino (yksikkönä tonni t) [10, s 43].

2.2.2 Jännitykset kiskossa

Kiskoon kohdistuvat voimat aiheuttavat siihen jännityksiä. Pystysuuntaiset voimat kuten junan paino aiheuttavat taivutusjännitystä (englanniksi bending stress), joka on suurimmillaan kahden ratapölkyn puolella välissä. Taivutuksessa kiskon jalan alapintaan syntyvää jännitystä kutsutaan vetojännitykseksi (englanniksi tensile stress). Taivutusjännitysten lisäksi junan paino aiheuttaa kiskoon leikkausjännityksiä. Kosketusjännitystä (englanniksi contact stress) syntyy pyörän ja kiskon hamaran kulkupinnan väliin. [12, s 9]

Sivusuuntaiset voimat siirtävät kiskon hamaraa suhteessa kiskon jalkaan, jolloin kiskon varteen syntyy pystysuuntainen vetojännitys. Myös pystysuuntainen voima, joka osuu kiskon keskilinjan sivuun, taivuttaa kiskon vartta. [12, s 9]

Kiskossa vallitsee aina myös normaalijännityksiä (englanniksi normal stress) eli pituussuuntaisia jännityksiä, johtuen lämpölaajenemisesta sekä valmistuksessa syntyneitä jäännösjännityksiä (englanniksi residual stress). [12, s 9]

2.3 Pyöräparien ja telien tunnuslukuja

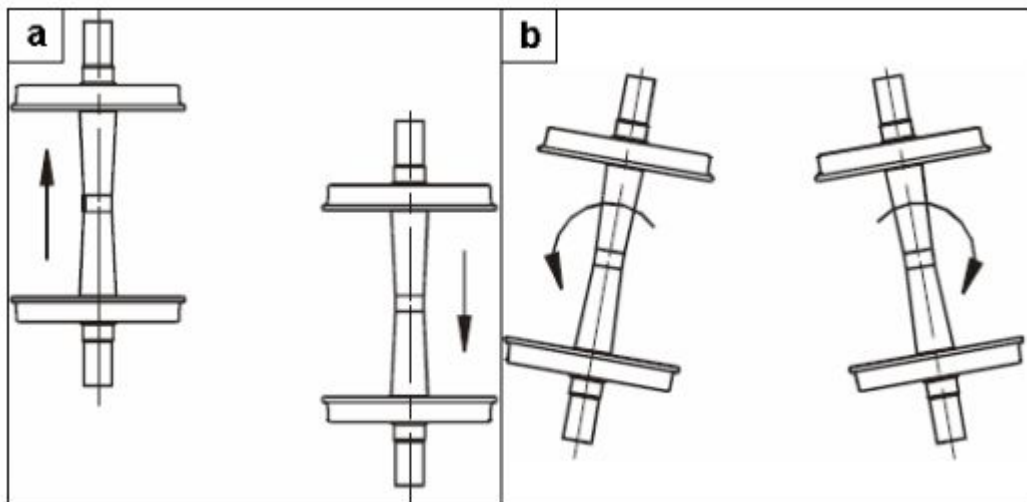
2.3.1 Teli

Kulkuominaisuuksien parantamiseksi pyöräkerrat on kiinnitetty teleihin. Teli muodostuu kahdesta tai useammasta pyöräkerrasta, jotka on kiinnitetty toisiinsa. Teli kiinnitetään kääntyvällä kiinnityksellä junan vaunuun. Teliakselikokonaisuuteen lasketaan kuuluvan myös jousitus-, vaimennus- ja jarrurakenne.

Erilaisten telityyppien käyttäytymiseen vaikuttaa se, kuinka telin pyöräkerrat on kiinnitetty telin runkoon. Suoralla rataosuudella telirakenteen olisi hyvä olla jäykkä, jolloin junan kulusta saadaan vakaa. Kaarteissa taas liiasta jäykkyydestä on haittaa, koska pyöräkerrat eivät pääse asettumaan kaarteeseen suuntaisesti, vaan pyörien laipat osuvat kiskoon eli syntyy laippakosketus. [3, s 17] Haitallinen laippakosketus voi syntyä myös, jos ensin kaarteeseen mukaan asettunut teli ei suoralle rataosuudelle tultaessa suoristukaan riittävän nopeasti vaan pyöräkerrat jäävät vinoon suhteessa kiskoisiin.

Luvussa 2.6 kuvattu laippakosketus on tärkeä osa raidekaluston normaalia ohjautuvuutta ja turvaa sen pysymisen kiskoilla. Liian jäykkä telirakenne aiheuttaa kuitenkin laippakosketusta tarpeettomasti.

Telin rakenteen jäykkyyttä voidaan kuvata termeillä leikkausjäykkyys (englanniksi shear stiffness) ja kiertojäykkyys (englanniksi bending stiffness), jotka on esitetty kuvassa 15. Leikkausjäykkyys tarkoittaa pyöräkerran ja telirungon välisen kiinnityksen jäykkyyttä, joka vastustaa pyöräkerran sivusuuntaista siirtymistä telirungon suhteen. Kiertojäykkyys tarkoittaa pyöräkerran ja telirungon välisen kiinnityksen jäykkyyttä pyöräkerran ohjautumisen edellyttämää kiertymistä vastaan. [10, s 31]



Kuva 15. a) leikkausjäykkyys ja b) kiertojäykkyys. [10, s 31]

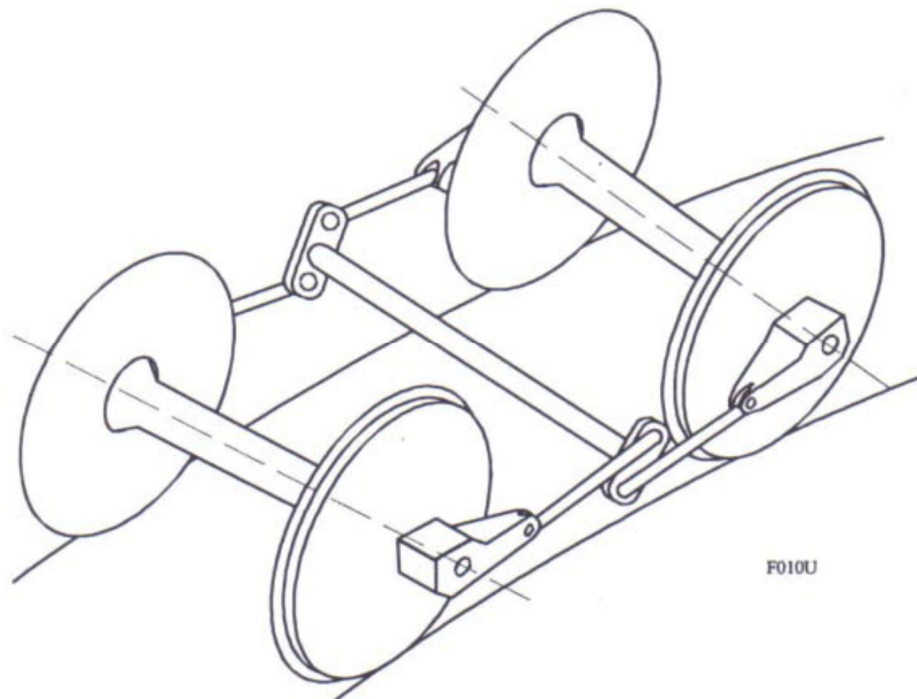
Kiertovastus (englanniksi rotational resistance) tai kääntöjäykkyys tarkoittaa telikeskiön ja vaunurungon välisen liitoksen jäykkyyttä telin ohjautumisen edellyttämää kiertymistä vastaan. Telin pyöräkertojen keskenään erisuuntainen sivuttaissiirtymä eli telirungon muuttuminen suunnikkaan muotoiseksi, tarkoittaa telin kieroutta (englanniksi warped/skewed truck/bogie). [10, s 31]

Suomessa tavaravaunuissa on yleisesti käytössä kuvan 16 mukainen k17-teli. [3, s 19]



Kuva 16. Tavaravaunun k17-teli. [3., s 19]

Paremmiin kaarteissa asettava telityyppi on Sr2-vetureissa käytettävä teli. Sen pyöräkerrat on kytketty toisiinsa vivulla kuten kuvassa 17 olevassa piirustuksessa havainnollistetaan. [3, s 19]



Kuva 17. Vivullinen sr2 veturin teli. [3, s 19]

Uusinta tekniikkaa telien suunnittelussa on erilaisten passiivisten kääntymismekanismien korvaaminen aktiivisella kääntymismekanismilla. Telin kääntyminen radan säteen suuntaiseksi toteutetaan sähkömoottorilla ja suorilla rataosuuksilla teli voidaan jäykistää ja nopeutta lisätä. [15, s 28]

2.3.2 Pyöräparien ja telien käyttäytymisen tunnuslukuja

Kohtauskulma AOA (englanniksi angle of attack) tarkoittaa kulmaa, joka on pyöräkerran akseliin nähden kohtisuoran suunnan ja kiskon sen hetkisen kontaktikohdan tangentin välillä. Ihanteellisessa tilanteessa pyöräkerran akseli on kohtisuorassa suhteessa kiskojen tangenttiin kontaktikohdassa. Eli kohtauskulma on 0 astetta. Toisaalta kohtauskulma voidaan määrittellä pyöräparin akselin ja kaarteiden säteen väliseksi kulmaksi kuten kuvaan 14 merkitty kulma a. [16, s 213]

Siniliikkeen vuoksi pyöräkertojen kohtauskulma muuttuu tasaisesti positiivisen ja negatiivisen arvon välillä. Mikäli kohtauskulma pysyy vakiona, on aina sama kohta pyörästä kontaktissa kiskoon ja pyörän profiiliin alkaa muodostua valelaippa. Pyöräkerran sanotaan olevan tracking –tilassa, jossa se seuraa kiskoa. [17]

Pyöräparien sijainti suhteessa kiskoihin (englanniksi tracking position TP) kertoo myös pyöräparin liikkeestä samoin kuin kohtauskulma. Myös sijainnin tulisi muuttua tasaisen siniliikkeen mukaan raidevälityksen sallimissa rajoissa. Backface to backface –mittaus tarkoittaa pyöräparin pyörien sisäpintojen etäisyyttä toisistaan. Hyväkuntoisella pyöräparilla tämä etäisyys säilyy vakiona. [17]

Kuten pyöräparit, myös kokonaiset telit ohjautuvat huntin liikkeen avulla. Kriittisellä nopeudella tai huonosta kunnosta johtuen myös telit voivat ajautua epästabiliin oskilloivaan liikkeeseen. Vakailta vaunuilla ja teleillä siniliikkeen aallonpituus ja amplitudi vaihtelevat eri pyöräparien välillä. Epästabiliilla oskilloivilla vaunuilla ja teleillä aallonpituus ja amplitudi ovat yhtäsuuret eri pyöräpareilla. [17]

2.3.3 Raiteiltasuistumiskriteeri

Pyöräparien, telien ja lopulta kokonaisten vaunujen puutteellinen ohjautuminen aiheuttaa suuria sivusuuntaisia voimia kiskoon. Näitä voimia pyritään valvomaan kaluston itsensä, raiteiden ja lopulta myös rahdin ja matkustajien turvallisuuden vuoksi.

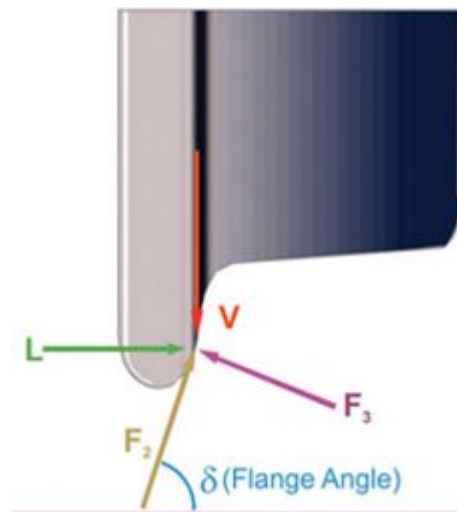
On määritetty tiettyjä yleisiä turvarajoja, joiden alapuolella sivuttaisvoiman ja siitä johdettujen tunnuslukujen tulisi pysyä. Tunnetuin näistä on Nadal-kriteeri eli raiteiltasuistumiskriteeri (englanniksi derailment criteria tai wheel climbing derailment criteria). Nadal-

kriteeri on luku, jonka alapuolella sivu- ja pystysuuntaisen voiman suhteen L/V tulisi pysyä, jotta laippakosketuksen vallitessa pyörän laippa ei ala nousta kiskon päälle kitkan vaikutuksesta. [16, s 214–215]

Nadal-kriteeri on johdettu kuvassa 18 näkyvien laippakosketuksessa vaikuttavien voimien kautta. Pyörän lähtiessä nousemaan kiskon päälle oletetaan pyörä-kisko-rajapinnan pysty- ja vaakasuuntaisten kokonaisvoimien olevan nolla [18]. Nadal-kriteeri saadaan kaavasta 3:

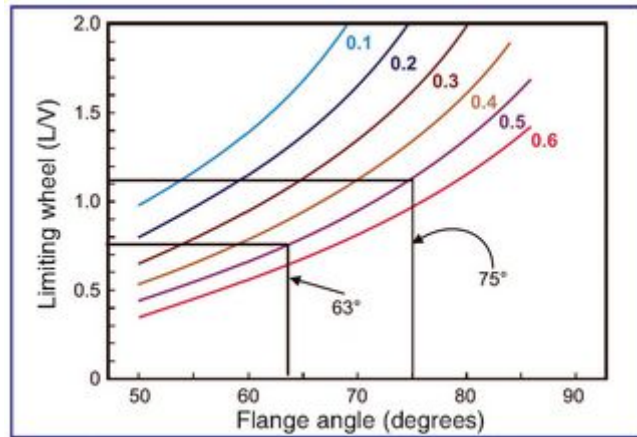
$$\frac{L}{V} = \frac{\tan(\delta) - \mu}{1 + \mu \tan(\delta)} \quad (3)$$

jossa V on pyörästä kiskoon aiheutuva pystysuuntainen voima, L on pyörästä kiskoon aiheutuva sivusuuntainen voima, δ on laipan kulma (englanniksi flange angle) ja μ on kitkakerroin laipan ja kiskon välillä.



Kuva 18. Laippakosketuksessa vallitsevat voimat ja Nadal-kriteerin johtaminen niistä. Kuva lainattu ja muokattu lähteestä [18]

Laippakulma ja kitkakerroin vaikuttavat Nadal kriteerin arvoon kaavan 3 ja kuvan 19 mukaisesti. Pienellä laippakulmalla ja korkealla kitkakertoimella kriteerin arvo on pienimmillään ja pienempikin sivusuuntainen voima L voi aiheuttaa pyörän nousun kiskolle.



Kuva 19. Nadal kriteeri L/V laippakulman funktiona eri kitkakertoimilla välillä 0,1 - 0,6. [18]

Edellä kuvatuista raiteiden kulumiseen ja raideturvallisuuteen liittyvistä seikoista johtuen on erittäin tärkeätä pystyä tunnistamaan ja korjaamaan vialliset pyörät ja telit mahdollisimman aikaisessa vaiheessa.

3. LAIPPAVOIMAN MITTAAMINEN

Tässä luvussa kerrotaan voiman mittaamisen peruseräatteen ja selvitetään, millaisia voimamittausmenetelmiä kaupallisissa rautatiekaluston kunnonvalvontajärjestelmissä on käytetty. Luvussa ideoidaan uusia menetelmiä sivusuuntaisen voiman mittaamiseen ja päädytään eri tekniikoita vertailemalla valitsemaan menetelmät, joita tutkitaan seuraavan luvun tietokonesimuloinneissa.

3.1 Voiman mittaaminen

3.1.1 Voima

Voima on yksi SI-järjestelmän suureista. Voima kuuluu johdannaissuureisiin eli se voidaan johtaa SI-järjestelmän perussuureista. Voiman yksikkö on newton N. Newton voidaan ilmaista SI-järjestelmän perusyksiköiden avulla kaavan 4 mukaisesti:

$$N = \frac{kg \cdot m}{s^2}, \quad (4)$$

jossa kg on kilogramma, m on metri ja s on sekunti.

Voima on vektorisuure eli sillä on suuruuden lisäksi suunta. Newtonin toisen lain eli dynamiikan peruslain mukaan vakiovoima \vec{F} antaa kappaleelle, jonka massa on m, kiihtyvyyden \vec{a} . Eli voima \vec{F} voidaan laskea kaavasta 5:

$$\vec{F} = m \vec{a}, \quad (5)$$

jossa m on massa ja \vec{a} on kiihtyvyys.

3.1.2 Voimanmittaustekniikoita

Mittalaitteen osaa, joka reagoi mitattavaan suureeseen, kutsutaan anturiksi. Usein anturi antaa ulostulonaan mitattavaan suureeseen verrannollisen sähköisen signaalin. Käytännössä mittalaitteissa on anturin jälkeen pitkä ketju muuntimia, jotka edelleen muuttavat mittaustulosta suureesta toiseen. [33, s 4]

Monissa voimanmittausantureissa on jokin elastinen osa, johon mitattava voima kohdistuu aiheuttaen siihen muodonmuutoksen.

Hooken lain mukaan kappaleen muodonmuutos ϵ on suoraan verrannollinen kappaleeseen kohdistuvaan voimaan F . Hooken laki voidaan esittää yleisessä muodossa:

$$\sigma = E \epsilon, \quad (6)$$

jossa σ on jännitys, ϵ on venymä tai suhteellinen muodonmuutos ja E on kimmomoduli.

Jännitys σ voidaan esittää myös muodossa:

$$\sigma = F/A, \quad (7)$$

jossa F on voima ja A on pinta-ala, johon voima kohdistuu. [34]

Mittausketjussa seuraavana oleva muunnin muuntaa tämän muodonmuutoksen ulostuloksi. Ulostulo voi olla sähköinen suure kuten esimerkiksi venymäliuska-antureissa tai mekaaninen indikaattori kuten jousen päässä olevan osoittimen sijainti. [34, s 8]

3.1.3 Venymäliuskat

Yleisin tapa mitata aiemmin kuvattua kappaleen muodonmuutosta on venymäliuska-anturi. Venymäliuska valmistetaan resistiivisestä metallijohteesta tai puolijohteesta ja kiinnitetään tiukasti esimerkiksi liimaamalla tutkittavaan kappaleeseen. Kun kappaleen ja siihen kiinnitetyn venymäliuskan pituus muuttuu, muuttuu myös venymäliuskan resistanssi. Venymäliuskan johdinten pidentyessä niiden poikkipinta-ala pienenee ja resistanssi kasvaa. Vastaavasti johdinten puristuessa kasaan niiden poikkipinta-ala kasvaa ja resistanssi pienenee. Resistanssin muutoksen suunta ja suuruus kertoo siis kappaleeseen kohdistuneen voiman suuruudesta ja suunnasta. [11]

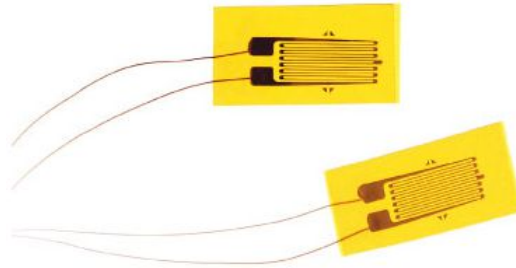
Venymäkerroin GF (englanniksi gauge factor) voidaan laskea kaavalla 8:

$$GF = \frac{\Delta R/R}{\Delta L/L} = \frac{\Delta R/R}{\epsilon} = 1 + 2\nu + \pi_L Y, \quad (8)$$

jossa GF on venymäkerroin, $\Delta R/R$ on resistanssin suhteellinen muutos, ϵ on venymä, π_L pitkittäissuuntaisen piezoresistiivisyyden vakio, Y on Youngin modulus ja ν on Poissonin vakio eli poikittaisen ja pitkittäisen muodonmuutoksen negatiivinen suhde. [46]

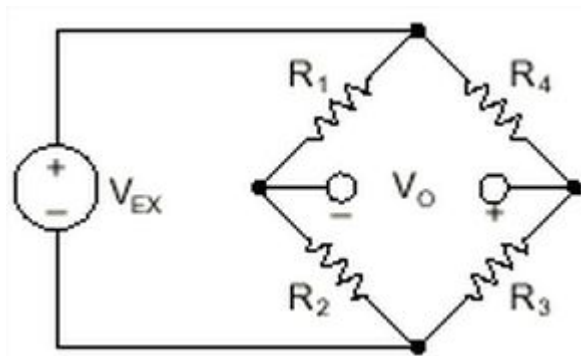
Yleisin venymäliuskatyyppi on kuvassa 20 esitetty metallikalvovenymäliuska (foil strain gage), joka valmistetaan etsaamalla ohuesta metallikalvosta. Venymäliuskoja voidaan valmistaa myös puolijohteista tai suoraan metallikaapelista muotoillen. Venymäliuskassa on resistiivisen osan lisäksi kiinnityspintana toimiva eristävä kerros. [11]

Metallikaapeli- ja metallikalvovenymäliuskoissa venymäkerroin on tyypillisesti 2-4. Puolijohdeliuskoissa 35 - 200. Ideaalisessa venymäliuskassa venymäkerroin pysyisi vakiona, todellisuudessa venymäkerroin riippuu esimerkiksi lämpötilasta ja venymän suuruusluokasta. [46]



Kuva 20. Metallikalvovenymäliuskoja [<http://www.omega.com/literature/transactions/volume3/strain.html>]

Venymäliuskan resistanssin muutosta mitataan erilaisilla siltakytkennöillä. Kuvassa 21 esitetty Wheatstonen siltakytkentä on näistä tunnetuin. Siltakytkennässä tuntematon resistanssi määritetään tunnettujen resistanssien kautta jännitteenjaolla.



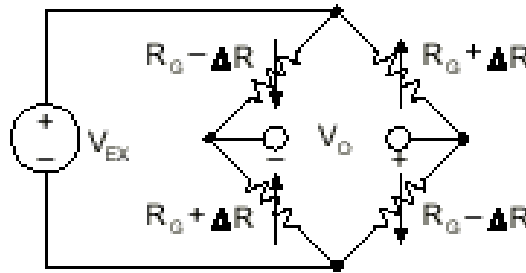
Kuva 21. Wheatstonen siltakytkentä [35]

Wheatstonen siltakytkenän erojännite V_0 voidaan laskea kaavalla 9:

$$V_0 = \left(\frac{R_3}{R_3+R_4} - \frac{R_2}{R_1+R_2} \right) V_{EX} \quad (9)$$

jossa V_0 on erojännite, R_1, R_2, R_3 ja R_4 ovat sillan eri haarojen resistansseja ja V_{EX} on käyttöjännite.

Paremmen mittaustavasteen saamiseksi samaa muodonmuutosta voidaan mitata useammalla venymäliuskalla niin, että osa liuskoista on kohdistettu mittaamaan kappaleen puristusjännitystä (compressive stress) ja osa venytysjännitystä (tensile stress) kuten kuvassa 22. Näin saadaan myös minimoitua mittauksesta ympäristön häiriöt kuten lämpötilan muutokset. Lepotilassa venymäliuskojen resistanssi on R_G . Puristuneet venymäliuskat ovat resistanssiltaan $R_G - \Delta R$ ja venyneet resistanssiltaan $R_G + \Delta R$.



Kuva 22. Siltakytkenä jossa puristuvia ja venyviä venymäliuskoja. [36]

Siltakytkenän erojännite voidaan nyt laskea kaavalla 9:

$$V_0 = -GF \epsilon V_{EX}, \quad (10)$$

jossa V_0 on erojännite, GF on käytettyjen venymäliuskojen venymäkerroin, ϵ on liuskojen suhteellinen venymä ja V_{EX} on käyttöjännite. [<http://www.ni.com/white-paper/3642/en/>]. Erojännite on siis suoraan verrannollinen suhteelliseen venymään.

3.1.4 Muita voimanmittausantureita

Pietsosähköinen voima-anturi perustuu muodonmuutoksen aiheuttamaan sähkövaraukseen pietsosähköisen kiteen pinnoilla. Tunnetuin pietsosähköinen materiaali on kvartsi. Pietsosähköisillä antureilla on hyvä taajuusvaste ja ne ovat generaattorityyppisiä antureita eli eivät tarvitse ulkoista virtalähdettä. [33, 13]

Hydraulisen voima-anturin toiminta perustuu paineen muutokseen. Hydraulinen anturi on nesteellä, esimerkiksi öljyllä, täytetty säiliö, jonka yksi seinämä on liikkuva punnitustaso. Kun punnitustasoon kohdistuu voima, se painuu alaspäin ja säiliön tilavuus pienenee ja paine kasvaa. Pneumaattinen voima-anturi toimii samalla periaatteella kuin hydraulinen, mutta siinä välittävä aine on kaasua. [33, s 15]

Kapasitiivisissä antureissa voima saa aikaan kondensaattorin levyjen välimatkan muutoksen. Levyjen etäisyyden muuttuessa kondensaattorin jännite muuttuu. [<http://www.ti.com/lit/an/snoa927/snoa927.pdf>]

Optisessa venymäliuskassa muodonmuutoksen kokee metallijohteen sijaa valokaapeli. Valokaapelien pituusero saadaan niissä kulkeneiden valoimpulssien vaihe-erosta. [33, s 16 ja 38]

On olemassa myös magneettikentän muutoksiin ja värähtelyyn perustuvia antureita. [33, s 17]

3.2 Ideoita sivusuuntaisen voiman mittaustekniikaksi

3.2.1 Kiskon siirtymä keskilinjaan nähden

Laippakosketuksessa kiskoon kohdistuu sivusuunnassa voima, joka pyrkii siirtämään kiskoa ulospäin eli pois päin radan keskilinjasta. Kiskon siirtymä voidaan mitata vertaamalla sitä johonkin kiinteään nollatasoon. Täysin liikkumatonta nollatasoa on radan rakenteesta kuitenkin vaikea määrittää. Kuten luvussa 2.1 kerrotaan, on ratapalkin alla sepelinen tukikerros ja sen alla monta erilaista rakennekerrosta tukemassa rataa. Riittävän liikkumatoman nollatason siirtymän mittaamiselle voisi tarjota syväälle maahan hakattava pystypalkki. Tällaisen palkin asentaminen jo käytössä olevalle rataosuudelle on kuitenkin kallista ja raideliikennettä häiritsevää.

3.2.2 Kiskojen välimatkan muutos

Kiskojen kulkusuuntaan nähden vinossa kulkeva pyöräpari, vaatii suurempaa raidevälystä kuin suorassa kulkeva. Riittävän vinossa ollessaan pyöräparin laipat osuvat kiskoihin ja laippakosketus työntää kiskoja kauemmas toisistaan.

Kiskojen välimatkan muutosta voidaan mitata yhdistämällä kiskot toisiinsa ja mittaamalla yhdistävän kappaleen venymää esimerkiksi venymäliuskalla. Kiskojen yhdistäminen tulee tehdä kiskon kiinnikkeiden puolesta välistä. Kiskon siirtymään kiskon kiinnikkeiden kohdalta tarvittaisiin paljon suurempi voima kuin vapaalla alueella.

Ympäristöstä johtuva lämpölaajeneminen häiritsisi mittausta. Yhdistävän kappaleen jousivakion tulee olla riittävän pieni, jotta se ei vastusta kiskojen siirtymää, jota koitetaan havaita. Kuitenkin yhdistävän osan ja siinä olevan anturoinnin tulee olla kestävä. Tapa vaatisi ulkoisia muutoksia ja asennuksia alkuperäiseen kiskoon.

Laippakosketuksessa kiskoon kohdistuvan vaakasuuntaisen voiman vaikutuspiste on laipan kosketuksen tasolla hamaran kulkupinnalla, eli siis kiskon yläosassa. Jos siirtymää mitataan kiskon jalasta kiinnikkeiden tasolta, ei tässä siirtymässä näy kiskon varren taipumasta johtuva kiskon yläpään siirtymä. Kiskon yläosan tasolla tapahtuva mittausta taas voisi häiritä raiteiden käyttöä, esimerkiksi resiinalla ajo ei tällöin onnistuisi. Laippakosketus suurentaa kiskojen välimatkaa eniten silloin, kun laippakosketus tapahtuu molemmissa kiskoissa.

3.2.3 Venymäliuskat kiskon jalan alla

Kun kiskoon kohdistuu sivusuuntaista voimaa, välittyy tämän voiman vaikutus kiskon jalkaan ja kiskon kiinnikkeisiin. Kiskon jalan radan sisäpuolelle jäävä puoli pyrkii nousemaan irti ratapölkystä ja sen kiinnikkeet venyvät. Radan ulkopuolelle jäävä puoli kiskon jalasta taas painuu ratapölkkyä vasten ja sen kiinnikkeet puristuvat kasaan. Voiman mittausta voisi siis tapahtua kiskon kiinnikkeisiin kiinnitetyillä venymäliuskoilla tai kiskon jalan ja pölkyn väliin kiinnitettävillä venymäliuskoilla. Kiskon kiinnityksessä voitaisiin myös suoraan käyttää pultteja, joihin on yhdistetty voimanmittaus [39]. Nykyisin käytössä olevat kiskon kiinnikkeet on kuvattu luvussa 2.3.

Sivusuuntaisen voiman vaikutuksesta kiskon varsi kuitenkin taipuu, joten koko voimavaikutus ei välity kiskon jalkaan ja kiinnikkeisiin asti niin suurena kuin tapahtuisi täysin taipumattoman kiskon varren tapauksessa.

3.2.4 Kiskon varren taipuman mittaaminen

Laippakosketuksessa sivusuuntainen voima työntää kiskon hamaraa ulospäin kiskon keskilinjasta ja aiheuttaa kiskon varteen taipumaa. Radan keskilinjan puolelta varsi venyy ja toiselta puolelta puristuu kasaan. Varren taipuma voitaisiin mitata kiinnittämällä venymäliuska varren sisä- ja/tai ulkopuolelle.

Tämä tekniikka vaatisi muutoksia ja asennustöitä alkuperäiseen kiskoon. Kiskoja vaihdettaessa anturointikin pitää uusia.

Kiskon varren taipumaa voitaisiin mitata myös optisesti kiinnittämällä laserlähetin ja vastaanotin kiskoon. Kun kisko taipuu, lähetetty lasersäde saapuu eri kohtaan vastaanotinta.

3.2.5 Akustiset mittaukset

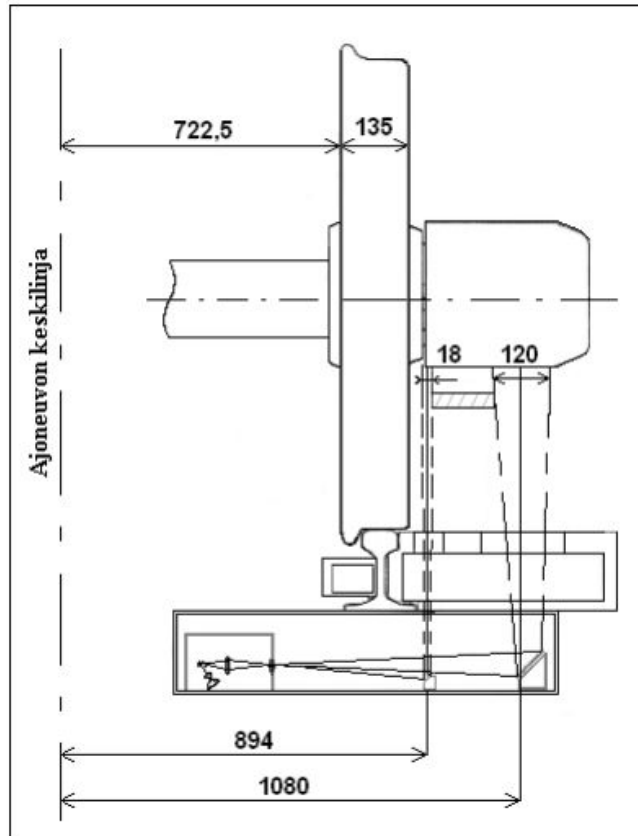
Akustinen eli ääniaaltoihin perustuva mittaus onnistuu kerralla pitkältäkin rataosuudelta. Akustinen mittaus vaatii kuitenkin paljon signaalinkäsittelyä. Ääniaaltoja voidaan mitata sekä ilmasta että kiskoista. Kaarteessa kulkevan junan aiheuttamaa melua kutsutaan kaarremeluksi. Merkittävimmät kaarremelua aiheuttavat tekijät ovat laippakosketuksesta aiheutuva ääni ja kiskon selän ja pyörän kontaktista johtuva ulvonta. Nämä äänet voidaan erottaa toisistaan taajuuden perusteella. Laippakosketuksesta syntyvä ääni on taajuudeltaan 5000–10000 Hz ja kiskon selän ja pyörän vuorovaikutuksesta syntyvä ääni vain 1000–5000 Hz [3, s 44]

3.2.6 Lämpötilaan perustuvat mittaukset

Laippakosketuksessa syntyy suurta kitkaa. Mitä pidempään pyörän laippa painaa kiskoa, sitä suuremman työn kitkavoima tekee. Tämä työ muuttuu lämpöenergiaksi, joka nostaa sekä kiskon että pyörän lämpötilaa. Yksi mittausvaihtoehto voisikin olla kiskon ja pyörän tai jomman kumman lämpötilan mittaaminen.

Hankaavan pyörän laippa lämpenee koko kosketuksen keston ajan, mutta kiskon yhteen kohtaan kohdistuu kitkaa vain hetkellisesti pyörän siirtyessä koko ajan eteenpäin. Kisko ei siis kovastakaan hetkellisestä kitkasta huolimatta ehdi lämpenemään paljoa, varsinkaan kylmässä ilmastossa. Pyörän laippakaan ei ehdi lämpenemään paljoa, jos laippakosketus jää kestoiltaan lyhyeksi.

Laakereiden kuumenemista valvotaan infrapunamittaukseen perustuvalla kuumakäynti-ilmaisimella. Vastaavalla infrapunatekniikalla voitaisiin mitata myös laipan kuumenemista, kun laite asemoitaisiin mittaamaan ylikulkevasta laipasta aiheutuvaa infrapunasäteilyä. Kuvassa 24 esitetty optinen kuumakäynti-ilmaisin mittaa infrapunasäteilyn avulla laakerin lämpötilaa.



Kuva 23. Kuumakäynti-ilmaisimella, joka valvoo laakeripesän lämpötilaa [15, s 52]

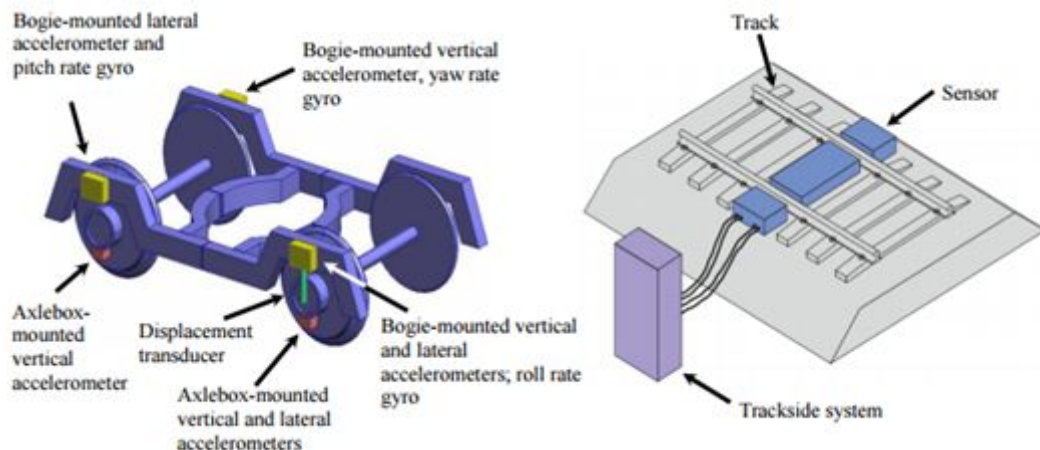
3.2.7 Laipan kiiltävyyden määrittäminen optisesti

Laippakosketukseen taipuvaisen pyörän laippa kuluu pinnastaan kiiltäväksi. Normaalitilanteessa laippa ja vastaava kiskon osa ovat aina jonkin verran ruosteen peitossa. Pinnan kiiltävyys voitaisiin määrittää optisesti mittaamalla valonsäteen heijastumista laipan pinnasta. Kiskoon osuva laipan osa ei ole kovin iso eikä se ole hyvin esillä optista mittausta varten varsinkaan laippakosketuksen vallitessa. Mittausasema voisi kuitenkin sijaita suoralla rataosuudella, koska laippakosketuksen ei tarvitse esiintyä mittauksen aikana ja suoralla rataosuudella laipan pintaa on enemmän esillä mittausta varten.

3.3 Kaupalliset rautatieraiteisiin kohdistuvien voimien mittausjärjestelmät

Rautatiekaluston kunnonvalvontaan tarkoitettuja kaupallisia mittalaitteita löytyy paljon. Sijaintinsa puolesta järjestelmiä on kolmenlaisia: raiteisiin tai välittömästi niiden läheisyyteen asennetut laitteistot (englanniksi wayside), mobiilit rautatiekalustoon itseensä kiinnitetyt järjestelmät sekä rautatieverkostosta erillään olevat testipenkkityyppiset tarkistuslaitteet.

Mobiilit järjestelmät tutkivat kiskoista löytyviä poikkeumia kuten kulumia tai esimerkiksi itse säätyvän (tietokoneohjatun) telin käyttäytymistä. Wayside-järjestelmät valvovat ohikulkevaa kalustoa, josta tarkkaillaan massoja (vaunu-, teli-, akseli- ja pyöräpainoja), nopeuksia ja erilaisia poikkeamia kuten lovipyöriä sekä pyöräparien ja telien käyttäytymisen tunnuslukuja kuten luvussa 2.10 esiteltyä kohtauskulmaa ja raiteiltasuistumiskriteeriä. Testipenkkityyppisiin laitteisiin voidaan esimerkiksi ajaa yksittäiset telit jousituksen testaamiseksi. Kuvassa 25 on esimerkit mobiili- ja wayside-järjestelmistä. [19]



Kuva 24. Vasemmalla mobiili- ja oikealla wayside-järjestelmä. [19]

Eri valmistajilla on erilaisia omia nimityksiä mitta- ja valvontalaitteilleen ja niistä käytetään monesti kirjainlyhenteitä. Esimerkkejä nimistä ovat wheel impact load detector (WILD) pyörävoimailmaisien lovipyörien havaitsemiseen, weigh in motion (WIM) liikkeen aikana tapahtuvaan punnitukseen, bogie condition detector (BCD) ja bogie control monitor (BCM) telien kunnonvalvontaan, suspension condition monitoring (SCM) telien jousituksen kunnonvalvontaan, tracking error detector (TED) telin kulkupaikan ja -asennon valvontaan sekä derailment criteria detector (DCD) raiteiltasuistumiskriteerin valvontaan. Näistä järjestelmistä yleisimpiä ovat pyörävoimailmaisimet eli WILD-järjestelmät.

Kaikki aiemmin luetellut tarkistukset ja laitteiden hälytysrajojen määrytykset perustuvat lopulta AOA:n, pystysuuntaisen voiman V , sivusuuntaisen voiman L , voimien suhteen L/V ja etäisyyden mittauksiin. Tarkemmin ajatellen näistäkin AOA:n mittausta perustuu etäisyyden mittaukseen. Mittaukset voidaan siis jakaa vain voima- ja etäisyysmittauksiin. Yleisimmät mittaustekniikat voimamittauksille ovat luvussa 3.2.1. kuvatut venymälius-katekniikat ja etäisyysmittauksille optiset lasermittaukset [2] ja tai impedanssin muutoksiin perustuvat mittaukset [50]. Joissain järjestelmissä käytössä on myös akustisia ääniaaltoihin perustuvia mittauksia, joilla pyritään tunnistamaan häiriötilanteet niiden aiheuttamien ääniaaltojen perusteella [31].

3.3.1 Pystysuuntaisten voimien mittausjärjestelmät

Monet kaupalliset rautatiekaluston kunnonvalvontajärjestelmät mittaavat sekä pysty- että sivusuuntaisia voimia ja yhdistelevät niistä saatavaa tietoa. Puhtaasti vain pystysuuntaista voimaa mittaavia järjestelmiä ovat punnitusjärjestelmät ja pyörävoimailmaisimet.

Voiman mittaaminen on näissäkin järjestelmissä toteutettu useimmiten venymälius-katekniikalla. Venymäliuskat voidaan kiinnittää joko suoraan kiskon varteen tai kiskon alle kiinnitettävään voiman vaikutuksesta muotoaan muuttavaan anturipalkkiin. Suoraan kiskon varteen venymäliuskat on kiinnitetty esimerkiksi Salient Systemssin Wild järjestelmässä, joka on esitetty kuvassa 26. [40]

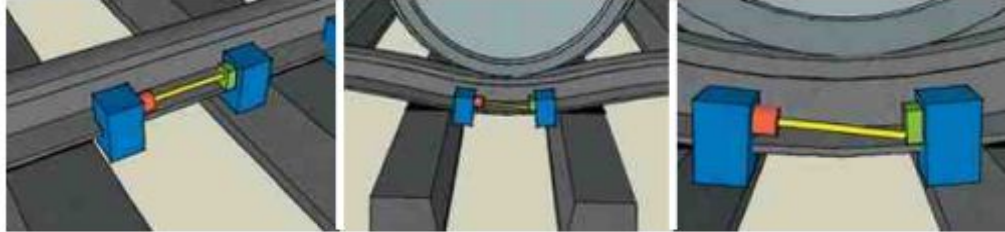


Kuva 25. Salient Systemssin wild-järjestelmä, jossa venymäliuskat ja niitä suojaava kotelointi on kiinnitetty suoraan kiskoon. [40]

Saman valmistajan punnitusjärjestelmä käyttää samanlaista venymäliuskojen sijoittelua [41] Myös International Engineering ja Engineering Solutions Ltd:n sijoittavat venymäliuskat suoraan kiskon varteen WIM ja WILD järjestelmissään [42] ja [23].

Kiskon alla olevaa anturipalkkiin kiinnitettyä venymälius-katekniikkaa käyttävä Schenck Process [24]. Schenck Processin tuotteesta lisää luvussa 3.3.6.

Venymäliuskatekniikan lisäksi löytyy myös optisia järjestelmiä. Kuormasta aiheutuvaa kiskon taipumaa kiskoon kiinnitetyn lasersäteen kautta mittaa INNOtecGmbH Europen Lasca niminen järjestelmä, joka on esitetty kuvissa 27 ja 28. [2]



Kuva 26. INNOtecGmbH Europen Lasca mittalaite mittaa kiskontaipumaa lasersäteen siirtymän kautta. [2]



Kuva 27. Lascan laserlähetin koteloituna. [2]

3.3.2 Scalex Wild

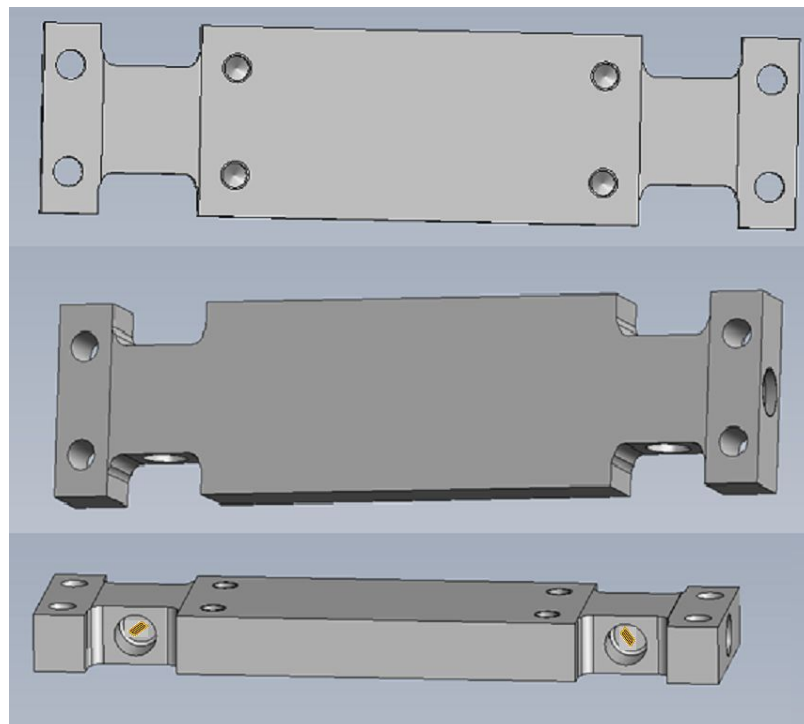
Tamtron Systemsin nykyisen Scalex Wild -mittalaitteen toiminta perustuu venymäliuskaantureihin, joilla mitataan kiskon alla olevaan teräspalkkiin kohdistuvaa leikkausvoimaa.

Scalex Wild -mittausaseman pituus on noin 10 metriä ja sillä korvataan osa tavallista raideosuutta. Tavallisen betonisen ratapölkyn päälle on kiinnitetty pulteilla molempiin päihin teräksiset anturipalkit kuten kuvasta 28 nähdään. Kiskot on kiinnitetty jousikiinnikkeillä kulkemaan näiden anturipalkkien yli. Anturipalkit ja niiden kaapeloinnit on suojattu teräksisellä koteloinnilla.



Kuva 28. Scalex Wild -mittausasema. [2]

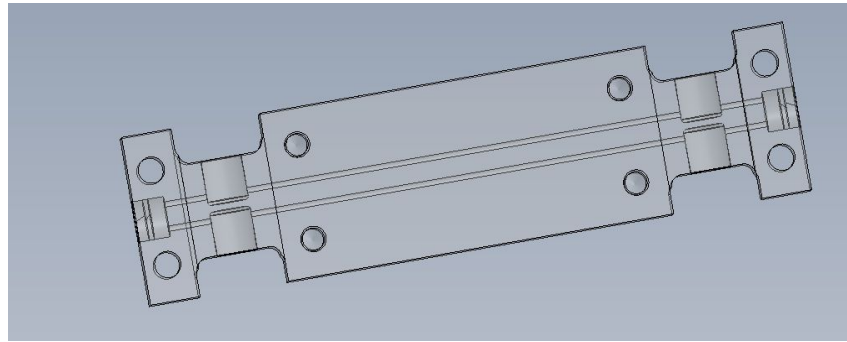
Alla olevassa kuvassa 29 näkyy pelkkä anturipalkin teräksinen runko kolmesta eri suunnasta kuvattuna. Kuvasta on poistettu kaikki koteloinnit, kiinnikkeet ja kiskon aluslevyt. Ylimmässä kuvassa anturipalkki on kuvattu yläpuolelta, jolloin kiskonkiinnikkeitä varten poratut aukot näkyvät. Keskimmäinen kuva on alapuolelta ja alin kuva sivulta.



Kuva 29. Paljas anturipalkki kuvattuna kolmesta eri suunnasta.

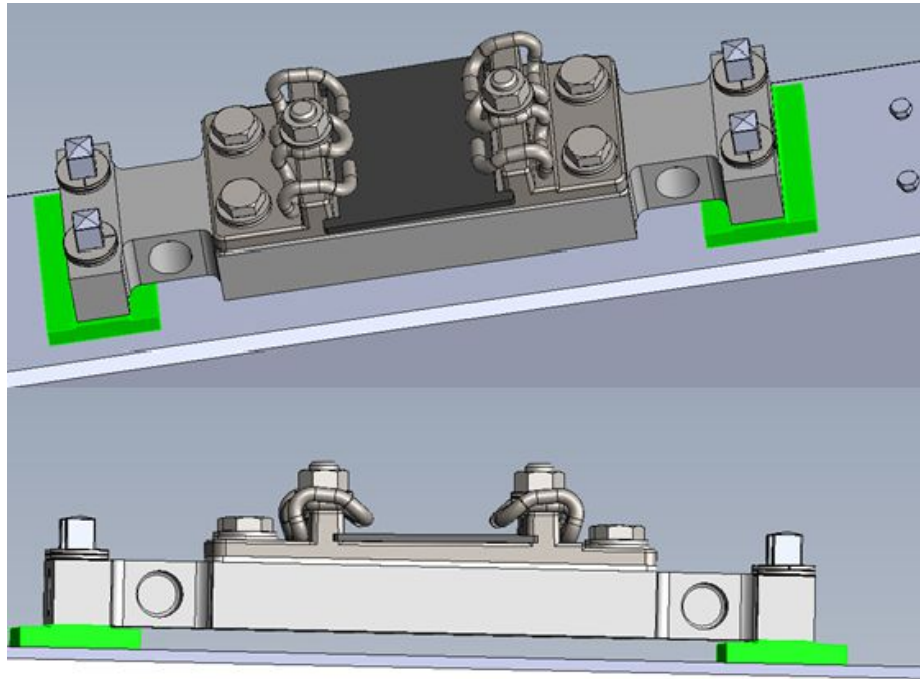
Anturipalkin keskiosan ja päätyjen välissä on kapeammat alueet, joiden molempien sivujen aukkojen pohjalle venymäliuskat on kiinnitetty. Kapeampia alueita kutsutaan myös heikennysalueiksi. Aukot ja niiden pohjalle kiinnitetyt venymäliuskat näkyvät kuvan 29 alimmassa palkissa.

Yhdessä aukossa on aina kaksi venymäliuskaa. Toisen venyessä toinen puristuu. Anturipalkin yhdessä päässä on siis aina yhteensä neljä venymäliuskaa, jotka kytketään luvussa 3.2.1 kuvattuun Wheatstonen siltaan. Yhdessä anturipalkissa on siis kaksi siltakytkentää ja yhteensä kahdeksan venymäliuskaa. Anturipalkin antosignaali on kahden Wheatstonen sillan antosignaalien yhdistelmä. Eli anturipalkin eripäiden taipumaa ei tulkita erikseen vaan yhdessä. Kuvassa 30 näkyy, että vastakkaisten aukkojen välinen seinämä on hyvin ohut.



Kuva 30. Lämpileikkauskuva anturipalkista.

Kuvassa 31 on merkitty vihreällä värillä anturipalkin nostopalat. Nostopalojen ansiosta anturipalkin keskiosa on irti alla olevasta ratapölkystä. Kun junan pyörä kohdistaa anturipalkkiin kiinnitettyyn kiskoon pystysuuntaisen voiman, mekaaninen muodonmuutos tapahtuu anturipalkissa pääosin keskiosan ja päiden välisellä kapeammalla heikennysalueella. Keskiosa pyrkii pyörän painon johdosta painumaan alaspäin palkin päätyjen pysyessä samalla tasolla. Tällöin heikennettyyn osaan kohdistuu leikkausvoima. Heikennetyn osan sivujen ympyränmalliset aukot venyvät leikkausvoiman vaikutuksesta soikioiksi. Aukkojen pohjalle kiinnitetyt venymäliuskat venymät tai puristuvat kasaan kiinnitysuunnastaan riippuen.



Kuva 31. Anturipalkki korokepaloineen ratapölkyn päällä yläviistosta kuvattuna ja suoraan sivulta kuvattuna.

3.3.3 Sivusuuntaisten voimien mittausjärjestelmät

Useimmiten sivusuuntaista voimaa mitataan raiteiltasuistumisindeksin L/V määrittämistä varten. Monimutkaisempia järjestelmiä juuri jäykän telin aiheuttaman laippakosketuksen tunnistamiseen löytyy muutamalta valmistajalta. Näistä käytetään esimerkiksi nimityksiä bogie performance detector (BPD). Sivusuuntaisen voiman mittaamiseen perustuu myös oskilloivia vaunuja tunnistavat hunting truck detector –laitteet (HTD).[19]

Taulukkoon 1 on koottu markkinoilla olevien sivusuuntaista voimaa mittaavien rautatiekaluston kunnonvalvontajärjestelmien käyttötarkoitukset ja toimintaperiaatteet. Tietoa mittausjärjestelmistä etsittiin internetin hakukoneilla. Tietoa oli tarjolla pääasiassa laitevalmistajien kotisivuilla sekä iopsciencen koostamassa raportissa ”Modern techniques for condition monitoring of railway vehicle dynamics” [19].

Taulukko 1. Kaupalliset sivusuuntaista voimaa mittaavat järjestelmät

Valmistaja	Tuote tai nimitys	Toimintaperiaate
International Engineering	THD: Truck Hunting Detector	Venymäliuskat suoraan kiskon varressa mittaavat AOA:ta ja sivusuuntaista voimaa. [21]
International Engineering	Truck Hunting & Tracking Error Detector	Ilman kosketusta toimiva läheisyysanturi, jolla analysoidaan pyöräparien akselien liikeradat vaakasuunnassa. [22]
Engineering Solutions Ltd	Bogie condition detector	Sivusuuntaisen voiman mittaus suoraan kiskon varresta. Vain 1-3 kohtaa joissa sivusuuntaista voimaa mitataan. Tunnistaa silti vinoutuneet telit. [23]
Schenck Process GmbH	Multirail InterScan	Wheatstonen siltaan kytketyt venymäliuskat on integroitu ratapölkkyihin kiskon alle. [24]
Wayside Inspection Devices	TBOGI ja TBOGI-HD -kunnonvalvontajärjestelmät	Optinen laserjärjestelmä turvallisen etäisyyden päässä kiskoista. Mittaa pyöräparien kohtauskulmaa ja etäisyyttä kiskosta. Jäljittää virheellisesti käyttäytyvät telit. Vain yksi mittauspiste kiskojen varrella riittää. [25]
Beena Vision	AOA View	Optinen laserjärjestelmä kiskojen välissä, kuten kuvassa 38 nähdään. Mittaa pyöräparien kohtauskulmaa ja etäisyyttä kiskoista. Tunnistaa vinot telit. Oskilloivat vaunut havaitaan, jos useampi mittalaite on asennettu peräkkäin. [27]
Salient Systems	Hunting truck detector (HTD)	Mittaa pysty- ja vaakasuuntaisia voimia venymäliuskoilla ja määrittää niiden vaihtelusta oskilloinnin. Kuvan 39 perusteella mittaava yksikkö kiskojen alla. [28]
Salient Systems	Wireless L/V Module	Langaton paristokäyttöinen erillinen moduuli hitsattuna kiskon varreen kuten kuvassa 40. Mittaustekniikkana venymäliuskat. [29]
Lynxrail	FactIS	Optinen kamerajärjestelmä mittaa kohtauskulmaa ja akselien sijaintia. Tunnistaa oskilloivat vaunut ja muuten virheellisesti kulkevat telit (tracking error). [30]
Trackside Intelligence	RailSQAD® - Environmental Acoustic System Monitor	Erottaa akustisella mittauksella ja signaalin käsittelyllä laippakosketuksesta ja muusta kitkasta aiheutuneet äänet (Squealing or Flanging noises). [31]

Joistain tuotteista ei ole saatavilla muuta tietoa kuin yrityksen internetsivujen lyhyt kuvaus tuotteesta.

Markkinoilla olevia tuotteita kartoitettaessa havaittiin seuraavat asiat sivusuuntaisen voiman mittaamisesta.

International Engineeringin tuotteessa sivusuuntaisen voiman mittaus on toteutettu yksinkertaisesti suoraan kiskon varteen kiinnitetyllä venymäliuskalla. Mutta järjestelmän kerrotaan tarvitsevan säännöllistä kalibrointia [21]. Aiemmin luvussa 3.3.4 kuvattu mitausehdotus on siis toimiva ja jo käytössä oleva tekniikka.

Engineering Solutions Ltd:n mittausjärjestelmässä on pystysuuntaisen voiman mittaus jatkuvana usean anturin kenttänä, mutta sivusuuntaisen voiman ja vinoutuneiden telien tunnistamiseen kerrotaan riittävän vain 1-3 sivusuuntaisen voiman mittauspistettä. Sivusuuntainen voima mitataan tässäkin järjestelmässä suoraan kiskon varresta. [23]

Schenck Process GmbH:n Multirail Interscan on kuvan 32 perusteella rakenteeltaan samantyyppinen mittalaite kuin Scalex Wild. Venymäliuskoihin perustuvan mittalaitteen anturipalkki on sijoitettu kiskojen alle ratapölkkyihin. Schenkin tuote-esitteessä kerrotaan että erisuuntaiset voimakomponentit voidaan mitata erikseen, koska mittaava yksikkö on pyörähdyssymmetrinen ja venymäliuskat on asemoitu juuri oikealla tavalla. Mittauksiin tarvitaan vain muutaman mikrometrin elastinen muodonmuutos. [24]



*Kuva 32. Schenkin Multirail Interscan on integroitu ratapölkkyihin kiskojen alle.
[24]*

Schenkiltä löytyy patentti **“Force measuring device for detecting the rail load”** [47]. Patentin kuvaaman anturipalkin toimintaperiaate on hyvin samanlainen kuin luvussa 3.4.2 kuvatun Scalex Wildin anturipalkin. Palkki mittaa leikkausvoimaa venymäliuskoilla heikennysaukkojen pohjalta. Scalex Wildi:n anturipalkin kiskoon kohdistuvaa pystysuuntaista voimaa mittaavien aukkojen lisäksi patentin palkissa on omat aukkonsa sivusuuntaisen voiman mittaamiseen. Anturipalkki asennetaan kiskon ja ratapölkyn väliin. Kuvassa 33 kiskon kulkusuunta on x-suunta. Anturipalkin päätyjen ulokkeet ovat noin 10 mm korkeammalla kuin muun palkin yläpinta (13). Palkin päällä kulkeva kisko on siis kosketuksissa vain anturipalkin päätyihin. [47]

Kuvassa 34 anturipalkki on kuvattu alaviistosta. Keskiosan (3) alapinta ulottuu noin 10 mm alemmas kuin kappaleen muu alapinta (14). Anturipalkki on siis kiinnitetty ratapölkkyyn ainoastaan keskiosastaan. Tämä mahdollistaa kuormituksesta riippuvan taipuman kaikissa suunnissa. [47]

Keskiosan ja päätyjen välille jää kaksi muodonmuutoskappaletta (deformable body) (7), jotka ovat suunnilleen kuution mallisia. Osissa 7 on ainakin kaksi vastakkain aseteltua horisontaalisuuntaista eli y-suuntaan kulkevaa xz-tason aukkoa (4) ja ainakin kaksi vastakkain aseteltua vertikaalisuuntaista eli z-suuntaan kulkevaa xy-tason aukkoa (5) aina horisontaalisuuntaisten aukkojen (4) välissä. Aukkojen välillä on noin 2 mm väliseinä (6).

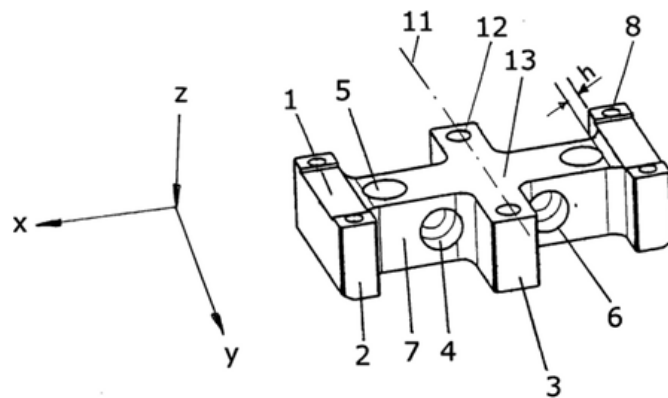


Fig. 1

Kuva 33. Anturipalkki yläviistosta kuvattuna [47]

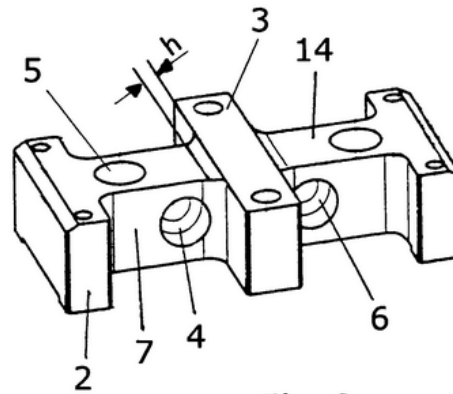


Fig. 2

Kuva 34. Anturipalkki alaviistosta kuvattuna [47]

Kuvassa 35 on läpileikkaus anturipalkista. Väliseinä (6) muodostaa ohuen tason horisontaalisuuntaisten aukkojen (4) välille. Tähän kalvomaiseen väliseinään on kiinnitetty leikkausvoimaa mittaavat venymäliuskat (9). Horisontaalisuuntaisen aukon (4) väliseinään (6) kiinnitetyt venymäliuskat (9) on tarkoitettu junan pyörästä aiheutuvan pystysuuntaisen eli z-suuntaisen voiman mittaamiseen. Vertikaalisuuntaisten aukkojen (5) horisontaalisuuntaiset väliseinät (ei merkitty kuvaan) on tarkoitettu sivusuuntaisen eli y-suuntaisen voiman mittaamiseen. Horisontaalisuuntaisten väliseinien pintaan on myöskin kiinnitetty venymäliuskat.

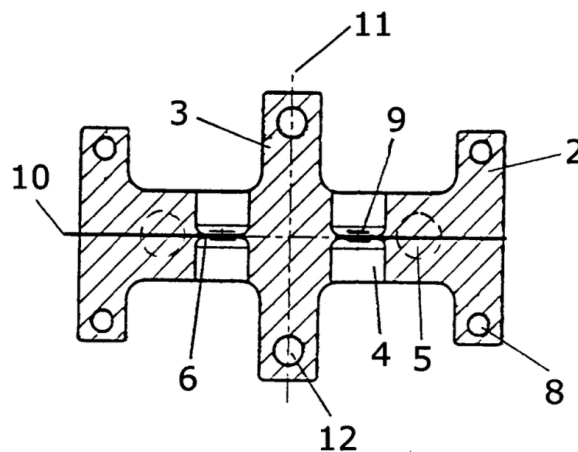
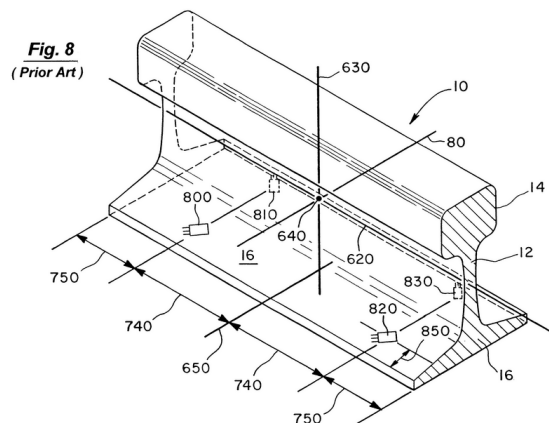


Fig. 3

Kuva 35. Läpileikkaus mittauspalkista [47]

Optisia laserlaitteisiin pohjautuvia mittausjärjestelmiä on pääosin kahdenlaisia. Lasersäteen kulkumatkaeroon perustuva (englanniksi **optical triangulation**) järjestelmä lähettää lasersäteen, joka heijastuu takaisin jostain pinnasta ja päätyy havaitsimelle. Heijastavan pinnan eli esimerkiksi pyörän takareunan sijainnista riippuu säteen kulkumatka ja –aika, joiden tarkkailuun mittaus perustuu. Toinen tekniikka on niin kutusuttu laservaaka, jossa kiskoon kiinnitetty lasersäteiden lähitin liikkuu kiskon taipuessa. [48]

Venymäliuskoihin perustuu myös patentin US6862503 ”Wheel-railhead force measurement system and method having cross-talk removed” mittausjärjestelmä. Luvussa 3.3.3 esitetyn idean mukaisesti patentissa sivusuuntaista voimaa mittaavat venymäliuskat on sijoitettu kiskon jalan alle. Voimamittauksen lisäksi pelkästään venymäliuskoilla on toteutettu myös kohtauskulman mittaus. Venymäliuskoilla havaitaan ajanhetket, joilla pyöräpari osuu kuhunkin kiskoon. Aikaerosta saadaan junan nopeuden kautta matkaero pyöräparin eri pyörille ja tästä kiskojen etäisyyden kautta kohtauskulma. Patentti on rauennut ja sen haltija oli Transportation Technology Center. [49] Patentti ei kuitenkaan paljasta tarkemmin kuin kuvan 36 mukaisesti, miten venymäliuskat on kiskon alle sijoitettu.

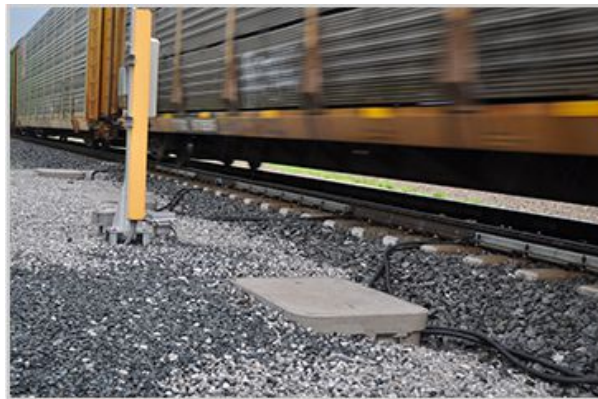


Kuva 36. Patentissa US6862503 sivusuuntaista voimaa mittaavat venymäliuskat ovat kiskon jalan alla. [49]

Luvussa 3.4.1 esitelty kiskon taipumaa siihen kiinnitetyn lasersäteiden kautta mittaava kaupallinen INNOtec GmbH Europan Lasca niminen järjestelmä mittaa vain pystysuuntaista voimaa, eli kiskon taipumaa junan kuorman alla. Patentin US 8305567 B2 ”Rail sensing apparatus and method” mukaan vastaavalla laservaakalla voitaisiin mitata myös sivusuuntaista voimaa ja sen kautta telien käyttäytymistä ja kuntoa. [48]



Kuva 37. Beena Visionin lasertekniikkaan perustuva AOAView. [27]



Kuva 38. Salient Systemssin Hunting Truck Detector



Kuva 39. Salient Systemssin L/V Module mittaa sivusuuntaisen voiman suoraan kiskon varresta venymäliuskoilla [29]

Lähteestä [32] löytyy mielenkiintoisena tietona että tyypillisen telin kuntoa valvovan mittalaitteen (Bogie Performance Detector) hinnaksi on arvioitu 300 000 punttaa.

Edellisissä luvuissa mainituilta valmistajilta ja muilta rautatiealan toimijoilta löytyy runsaasti muitakin patenteja rautatiekaluston kunnonvalvonnanmittauksiin. Suurin osa näistä liittyy yleisempään pystysuuntaisen voiman mittaamiseen ja lovipyörien tunnistamiseen siitä. Myös pyöräparien sivusuuntaisen liikkeen ja kiskoon kohdistuvan sivusuuntaisen voiman mittaamisen patenteja löytyy enemmänkin, mutta monesti niissä ei kerrota varsinaisesta mittaustekniikasta kovin tarkkaan. Esimerkiksi voimamittauksissa käytettävien venymäliuskojen tarkempaa sijaintia ja asentoa ei juurikaan kuvailla.

3.4 Eri tekniikoiden vahvuuksien ja heikkouksien yhteenveto

Optisten järjestelmien hyvänä puolena voidaan pitää sitä, että kohtauskulma AOA ja vinot telit havaitaan yhtä tarkasti sekä kevyiden että raskaiden vaunujen kohdalla. Toisaalta raskaiden vaunujen kohdalla häiriötilanteiden havaitseminen on kriittisempää kuin kevyiden. [49]

Optisten järjestelmien huonona puolena pidetään heijastavan pinnan puhtauden ja kunnon, esimerkiksi ruosteen määrän, vaihtelusta seuraava heijastavuuden vaihtelua. Laadukkaat optiset järjestelmät ovat hyvin tarkkoja, ne mittaavat kohtauskulmaa milliradian tarkkuudella, mutta ne ovat myös kalliita ja vaativat jatkuvaa huoltoa [49]. Optisten järjestelmien toiminta voi heikentyä kiskon voiteluaineiden ja muun lian ja kosteuden vaikutuksesta. [26]

Suoraan kiskoon kiinnitettäviin venymäliuskoihin perustuvien tekniikoiden huonona puolena pidetään verrattain kallista ja aikaa vievää kiinteää asennusta kiskoihin. Tällaiset venymäliuskat altistuvat suurille venymille ja järjestelmä vaatii enemmän huoltoa ja kalibrointia kuin epäsuorat mittaustekniikat. Kiskojen alla oleviin anturipalkkeihin integroitu epäsuoraa tekniikkaa käyttävä mittaustalaitteisto on nopeammin asennettavissa, mutta senkin kohdalla kiskon alla olevat radan rakenteet tulee olla hyvin tuettu riittävän mitaustarkkuuden saamiseksi. Pehmeällä soisella maalla ei päästä hyvään mitaustarkkuuteen. [43]

Optiset, akustiset ja lämpötilan mittaukseen perustuvat tekniikat eivät ole Tamtron Systems'ille niin tuttua alaa kuin venymäliuskasovellukset. Tamtron Systems'n Scalex Wild pyörävoimailmaisimen toiminta perustuu venymäliuskoja käyttävään kiskojen alle kiinnitettävään anturipalkkiin, kuten luvussa 3.4.2 on kuvattu. Tulevaa tuotekehitysprojektia lyhentäisi, jos laippavoiman tunnistus onnistuisi Wildin anturipalkkien tyyppisellä tekniikalla. Tavallisten kiskojen alle sijoitettava anturipalkki on helppo ja nopea asentaa.

Venymäliuskat myös kestävät paremmin ja vaativat harvemmin kalibrointia, koska mitattava voima ei suoraan kohdistu niihin. Seuraavassa luvussa tutkitaan Wildin anturipalkin soveltuvuutta laippavoiman mittaamiseen.

4. ANTURIPALKIN MALLINTAMINEN JA TESTISIMULAATIOT

Tässä luvussa tutkitaan, millainen anturipalkki reagoi parhaiten sivusuuntaiseen voimaan. Aluksi tutkitaan alkuperäisen Wild-anturipalkin soveltuvuutta sivusuuntaisen voiman mittaamiseen. Palkista tehtiin myös kaksi uutta tietokonemalliversiota. Kuten edellisen luvun lopussa todetaan, voidaan alkuperäisen anturipalkin muokkaamista pitää järkevimpänä toimintatapana Tamtron Systems’ille lähteä tutkimaan sivuvoiman mittaamista.

Anturipalkin mallintamiseen ja erisuuntaisten pyörävoimien aiheuttaman muodonmuutoksen simulointiin käytettiin Solid Edge – mallinnusohjelmaa ja sen Femap-simulointimoduulia [45]. Solid Edge on ollut Tamtron Systems’illä käytössä jo aiemmin ja Wild-anturipalkin alkuperäiset piirustukset löytyvät jo Solid Edgeen sopivassa tiedostomuodossa.

Luvussa tutkitaan neljän eri mallin käyttäytymistä: alkuperäinen wild-anturipalkki, alkuperäinen wild-anturipalkki erilaisilla tukipinnoilla, sekä kaksi eri versiota anturipalkista, jossa on erilliset sivuvoima-aukot pystyvoima-aukkojen lisäksi. Näiden mallien käyttäytymistä tutkittiin neljässä eri kuormitustilanteessa: pystysuuntainen voima keskellä kiskoä, pystysuuntainen voima kiskon reunassa, vain sivusuuntainen voima sekä pystysuuntaisen ja sivusuuntaisen voiman yhdistelmä. Kuten taulukosta 2 näkyy, kaikkia malleja ei testattu kaikilla kuormitustapauksilla. Alkuperäistä Wild-anturia keskituen kanssa tutkittiin suoraan vain kuormitustilanteissa, joissa mukana olivat molemmat voimasuunnat, koska haluttiin nähdä, miten tuenta vaikuttaa herkkyyteen reagoida sivusuuntaiseen voimaan.

Taulukko 2. Tutkimuksessa käytetyt mallit ja niiden kuormitustilanteet.

malli	alkuperäinen	alkuperäinen keskituella	alkuperäinen päätytuella	uusi malli 1 (sivuvoima-aukot)	uusi malli 2 (sivuvoima-aukot)
pystyvoima keskellä	tutkittu		tutkittu	tutkittu	tutkittu
pystyvoima reunassa	tutkittu		tutkittu	tutkittu	tutkittu
pystyvoima + sivuvoima	tutkittu	tutkittu	tutkittu	tutkittu	tutkittu
sivuvoima	tutkittu			tutkittu	tutkittu

Luvussa pyritään löytämään anturipalkille rakenne, jonka venymäaukkojen muodonmuutoksista tai niiden suhteista voidaan määrittää sekä kuormittavan voiman pysty- että vaakakomponentin suuruus

4.1 Mallinnuksessa käytetyt voimat

Luvussa 2.8.1. on kerrottu akselipainojen vaihtelevan noin 20 tonnin molemmin puolin. Pyöräkohtaiset painot ovat tällöin noin 10 tonnin luokkaa. Iskumainen, lovipyörästä aiheutuva pystysuuntainen voima on luvun 2.8.1. mukaan tyypillisesti noin kaksinkertainen staattiseen kuormaan nähden eli 200 000 newtonia. Mallinuksissa on käytetty vaihtelevia pysty- ja sivuvoimien arvoja väliltä 5 000 – 100 000 newtonia. Kun on keskitytty vain pystyvoiman vaikutuksen tutkimiseen, on käytetty voimia välillä 1 000 – 200 000 newtonia. Kun on keskitytty sivuvoiman vaikutuksen tutkimiseen, on käytetty pystyvoiman arvoa 100 000 newtonia ja sivuvoiman arvoja väliltä 5 000 – 20 000 newtonia.

4.2 Nykyisen anturipalkin muodonmuutoksen mallinnus erilaisilla kuormilla ja sen eri päiden signaalien tulkinta erikseen

Kuten luvussa 3.4.2 on kerrottu, Wild'in anturipalkin molemmissa päissä on neljä venymäliuskaa, jotka muodostavat omat Wheatstonen siltansa. Yhdestä anturipalkista saadaan siis kaksi signaalia, jotka kuvaavat anturipalkin eri päiden muodonmuutosta. Nykyisessä järjestelmässä nämä signaalit yhdistetään. Jos palkin eri päistä saatavia signaaleja yhdistämisen sijaan luettaisiin erillisinä, niissä voisi näkyä eroja tapauksissa, joissa kiskoon kohdistuu pystysuuntaisen voiman lisäksi sivusuuntaista voimaa eli kuormitus ei ole anturipalkin rakenteeseen nähden symmetrinen.

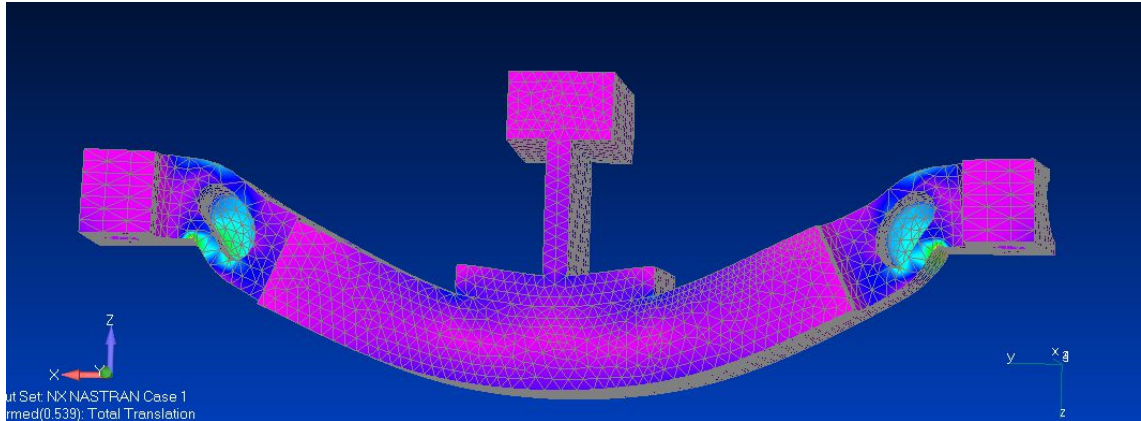
Tietokonesimuloinnissa määritettiin anturipalkin aukkojen pituuden suhteellinen venymä ϵ . Kappaleessa 3.2.1 kuvatun kaavan 9 mukaan anturipalkin venymäliuskojen silta-tykkennän tuottama erojännite on suoraan verrannollinen suhteelliseen venymään. Anturipalkin eri päätyjen venymät vastaavat siis alkuperäisiä erillisiä jännitesignaaleja, jotka on nykyisessä Wild-anturissa yhdistetty.

Alkuperäisen Wild-anturipalkin 3D-piirustukset löytyivät valmiina Solid Edgen tuke-
mana tiedostomuotona. Anturipalkkiin kiinnitettävän kiskon yksinkertaistettu malli piirrettiin Solid Edgellä itse ja kiinnitettiin anturipalkkiin kokoonpanomoduulissa. Sekä anturipalkin malliin että kiskoon piti Solid Edgellä määrittää lisää ulkokuoren pintoja, joita tarvittiin myöhemmin Femap-simulointimoduulin puolella voimien ja tukien kohdistamiseen.

Kuten luvussa 3.4.2. on kuvailtu, anturipalkki on tuettu vain päädyistään ja sen keskiosa pääsee painumaan alaspäin kuormituksen alla. Anturipalkin päätyjen alapinnat on siis määritetty toteuttamaan reunaehto ”fixed boundary”. Materiaalin parametreiksi on valittu ruostumattoman teräksen kimmokerroin ja Poissonin vakio.

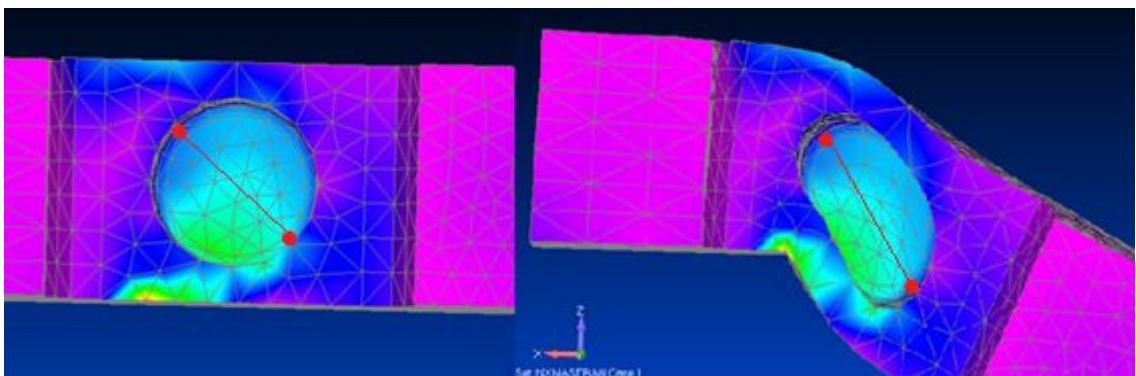
4.2.1 Symmetrinen kuormitus

Aluksi anturipalkin toimintaan tutustuttiin symmetrisen, ainoastaan pystysuuntaisen kuormituksen tapauksessa. Tällainen kuormitus syntyy, kun junan pyörä kulkee keskellä kiskoa eikä laippakosketusta ole aiheuttamassa sivusuuntaista voimaa.



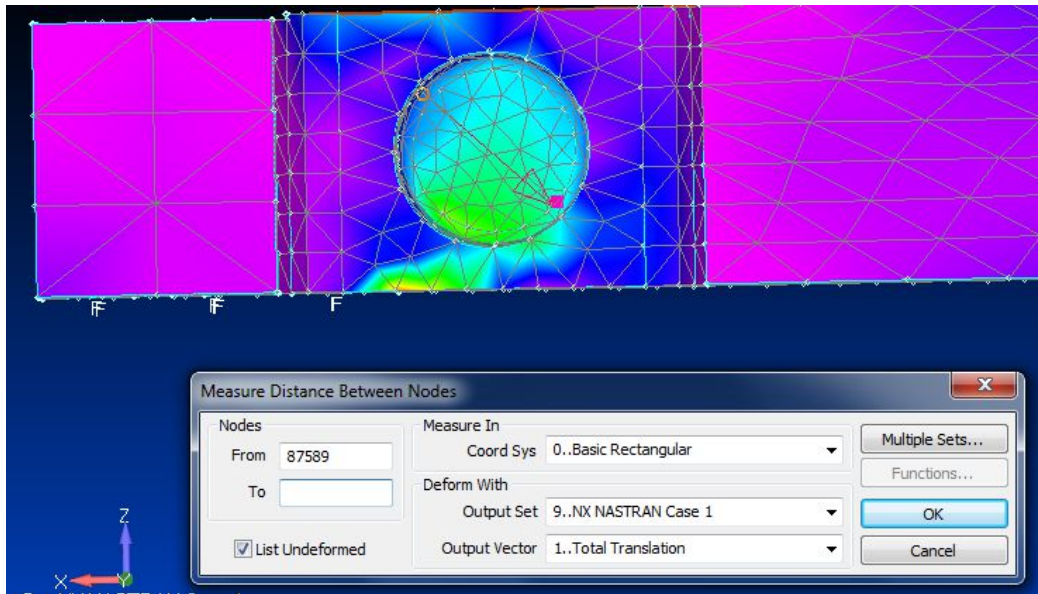
Kuva 40. Alkuperäisen anturipalkin skaalattu muodonmuutos symmetrisen kuormituksen tapauksessa. Skaalauskerroin on kuvassa 1000.

Kuvassa 40 näkyy anturipalkille tapahtunut muodonmuutos skaalattuna paljaalla silmällä havaittavaksi muutokseksi. Kuten myöhemmin taulukosta 3 näkyy, on muodonmuutos todellisuudessa hyvin pientä, eikä sitä havaittaisi silmämääräisesti kuvista ilman skaalausta.



Kuva 41. Anturipalkin heikennysaukko. Kuormituksen seurauksena anturipalkin aukon muoto muuttuu alkuperäisestä ympyrästä soikioksi. Kuvassa skaalattu muodonmuutos ja merkittynä punaisella ne solmupisteet, joiden välisen etäisyyden muutosta on mitattu. Skaalauskerroin on 1000.

Tarkempaan tulosten tarkasteluun käytettiin Femap-ohjelman työkaluista löytyvää ”measure distance between nodes” – toimintoa, jolla saatiin prosentuaalinen muodonmuutos aikaisempaan kahden solmupisteen etäisyyteen nähden. Tutkittaviksi solmupisteiksi valittiin alkuperäisen aukon pohjaympyrän kehän pisteet, jotka näyttivät muodonmuutoksessa erkanevat toisistaan eniten kuten kuva 41 osoittaa.



Kuva 42. Muodonmuutoksen mittaus heikennysalueen aukosta.

Kuten taulukosta 3 nähdään, symmetrisen kuormituksen aiheuttama venymä on hyvin tarkkaan saman suuruiset molemmissa aukoissa. Venymien erotus on vain noin 0,1 % luokkaa itse venymästä. Venymä kasvaa suoraan verrannollisesti voimaan. Pientä eroa aukkojen tulosten välille syntyy symmetrisessäkin kuormituksessa, koska mittapisteet on valittu kuvasta silmämääräisesti käsin, kuten kuva 42 kertoo.

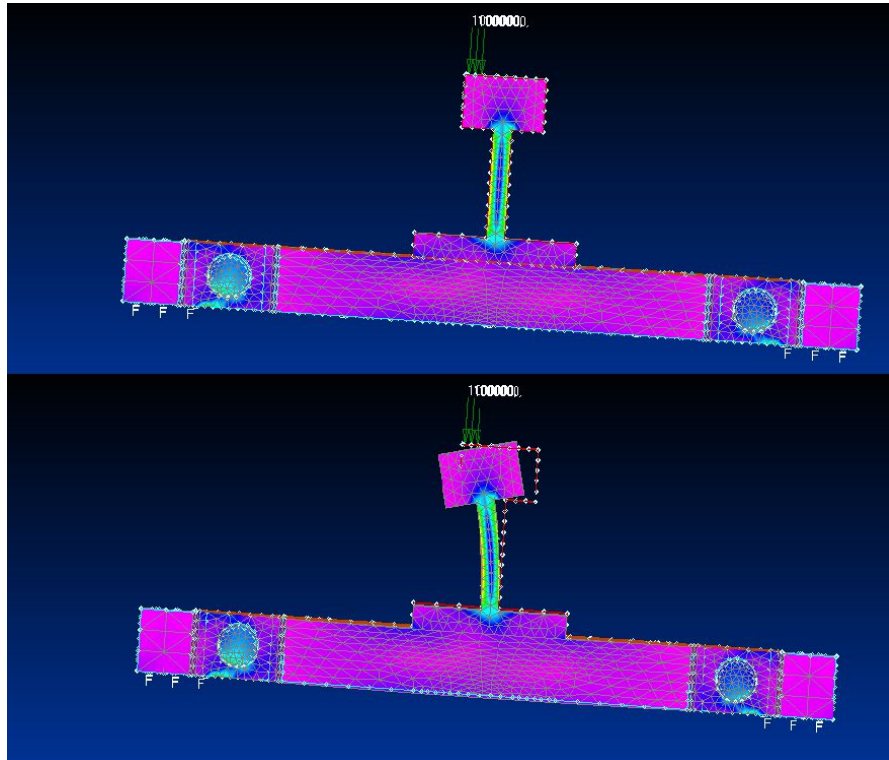
Taulukko 3. Anturipalkin aukkojen venymät symmetrisillä kuormilla.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	vasen aukko	oikea aukko	erotus
10 000	0,0063484	0,0063540	0,000006
20 000	0,0127033	0,0127145	0,000011
50 000	0,0318073	0,0318353	0,000028
100 000	0,0637778	0,0638338	0,000056
200 000	0,1282080	0,1283200	0,000112

4.2.2 Kuormitus kiskon keskilinjän sivussa epäsymmetrisesti

Seuraavaksi tutkittiin anturipalkin muodonmuutosta, kun pystysuuntainen pyörävoima kohdistuu kiskon keskilinjän sivuun eli kun junan pyörä on ajautunut kiskon reunaan. Kuvasta 43 nähdään että kisko taipuu tällöin alaspäin vaikuttavan voiman alla ja sen varsi vääntyy.

Nopeamman simulointiajan saamiseksi on tässä vaiheessa työtä siirrytty käyttämään vain puolikasta piirustusta anturista, kuten kuvasta 43 näkyy. Femap-moduulissa ohjelmalle on kuitenkin kerrottu, minkä pinnan suhteen kappale jatkuu todellisuudessa symmetrisenä. Kuvassa 43 tämä pinta on kohti katsojaa.



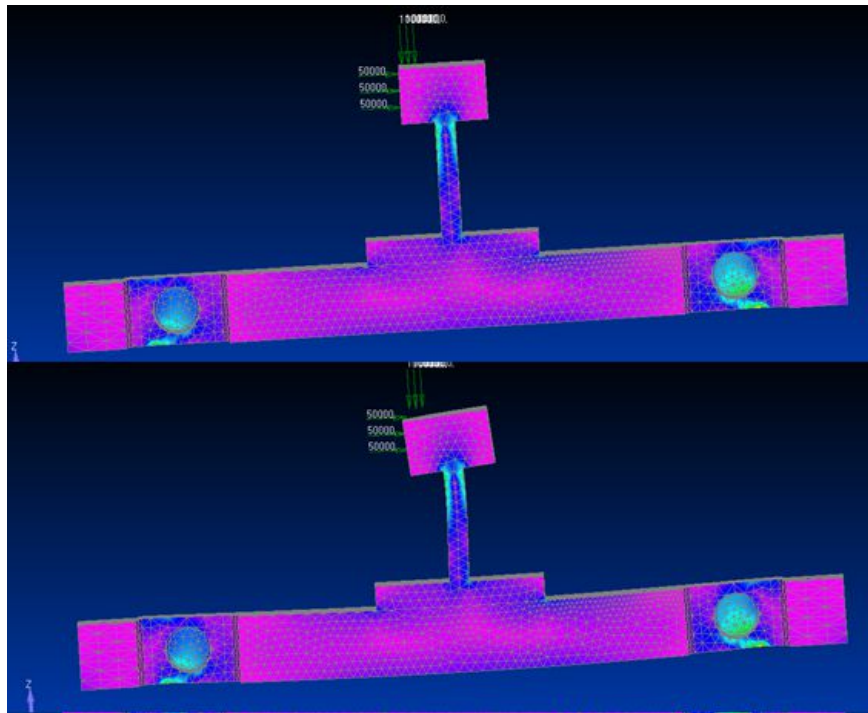
*Kuva 43. Anturipalkki ja kisko. Keskilinjan sivuun kohdistuva voima taivuttaa kisko-
koa samalle puolen.*

Taulukko 4. Aukkojen venymät kun pyörävoima on keskilinjan vasemmalla puolen

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	vasen aukko	oikea aukko	erotus
10000	0,00744516	0,00524799	0,0021972
20000	0,0148982	0,0105013	0,0043969
50000	0,0373048	0,0262929	0,0110119
100 000	0,0748072	0,052718	0,0220892
200 000	0,150403	0,105965	0,044438

Taulukosta 4 nähdään, että molemmat aukot venyvät suoraan verrannollisesti kuormittavaan voimaan, mutta voiman vaikutuspuolella oleva aukko venyy selkeästi enemmän (noin 40 % enemmän).

4.2.3 Pystysuuntainen kuormitus kiskon keskilinjan sivuun ja sivusuuntainen kuormitus kiskon reunaan



Kuva 44. Anturipalkki ja kisko. Kiskon taipuminen, kun kuormituksessa mukana sekä pysty- että sivusuuntaista voimaa

Taulukko 5. Sivusuuntainen laippavoima ja pystyvoima kiskon reunassa.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	vasen aukko	oikea aukko	erotus
100 000 + 5 000	0,072299	0,0552293	0,0167761
100 000 + 10 000	0,0697915	0,0577413	0,0120502
100 000 + 15 000	0,0672846	0,0602538	0,0070308
100 000 + 20 000	0,0647784	0,0627671	0,0020113

Taulukosta 5 nähdään että vasemman aukon venymä on nyt isompi, koska kuormitus on vasemmalla puolen keskilinjaa. Vasemman aukon venymä kuitenkin pienenee sivusuuntaisen voimakomponentin kasvaessa, koska sivusuuntainen voima yksinään taivuttaisi kiskoa niin että oikean aukon venymä olisi isompi. Vastaavasti oikean aukon venymä kasvaa sivusuuntaisen voimakomponentin kasvaessa.

Ero on kuitenkin pientä, koska suurin vaikutus on vakiona pysyvällä 100 000 Newtonin pystysuuntaisella voimalla.

Taulukko 6. Pystysuuntainen voima keskellä ja sivusuuntainen kiskon sivusta.

kuorma (N)	suhteellinen venymä € prosentteina (%)		
	vasen aukko	oikea aukko	erotus
100 000 + 5 000	0,0612716	0,0663472	0,0050756
100 000 + 10 000	0,0587662	0,0688612	0,010095
100 000 + 15 000	0,0562613	0,0713759	0,0151146
100 000 + 20 000	0,0537572	0,0738912	0,020134

Koska pystysuuntainen voima on nyt keskellä, vaikuttaa aukkojen venymän erotukseen ainoastaan sivusuuntainen voima. Venymän erotus kasvaa sivusuuntaisen voiman kasvaessa kuten taulukosta 6 nähdään.

4.2.4 Pelkkä sivusuuntainen kuormitus

Seuraavaksi tutkittiin tilannetta, jossa kiskoon kohdistuu vain sivusuuntainen voima eikä lainkaan pystysuuntaista voimaa.

Taulukko 7. Vain sivusuuntainen voima kiskon hamaran sivussa

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	vasen aukko	oikea aukko	erotus
5 000	-2,4855E-3	2,49262E-3	4,98E-03
10 000	-4,9702E-3	4,9859E-3	9,96E-03
15 000	-7,4544E-3	7,47984E-3	1,49E-02
20 000	-9,9379E-3	9,97445E-3	1,99E-02

Taulukosta 7 nähdään että vasen aukko kutistuu suoraan verrannollisesti voimaan nähden. Oikea aukko laajenee suoraan verrannollisesti voimaan nähden.

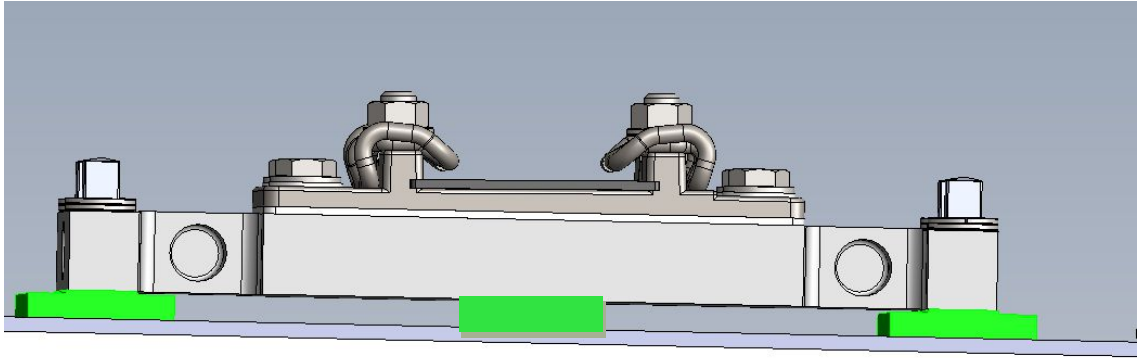
Tämän luvun 4.2. tulokset todistavat että vasemman ja oikean aukon venymien eroista voidaan päätellä kuormittavan voimankin olevan epäsymmetristä.

4.3 Anturipalkin tuenta uudella tavalla

Anturipalkin rakennetta tulisi muokata niin, että sivusuuntainen voima aiheuttaisi venymäliuskojen alueelle entistä suuremman muodonmuutoksen.

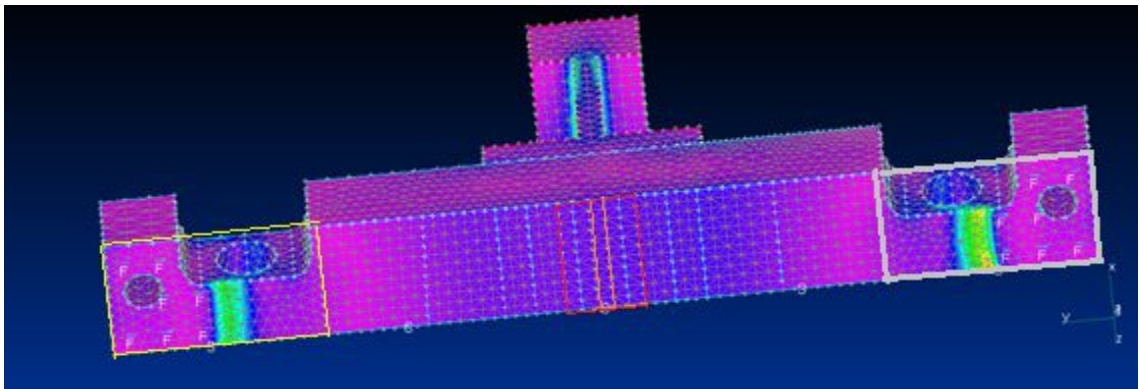
4.3.1 Anturipalkin keskiosan tuenta

Anturipalkin keskiosan alle laitettava tukipala estäisi palkin liikkeen pystysuunnassa. Sivusuuntainen voima välittyy kuitenkin edelleen kiskon jalkaa pitkin anturipalkkiin ja nyt anturipalkin muodonmuutos aiheutuisikin pääosin vain sivusuuntaisesta voimasta. Uudenlaista tuentaa on hahmoteltu kuvassa 45.



Kuva 45. Ideakuva anturipalkin uudesta tuennasta.

Anturipalkin aukkojen venymää mallinnettiin eri levyisillä tukipaloilla. Tukipalkki toteutettiin malliin lisäämällä anturipalkin alapinnan keskiosaan pienempiä pintoja ja valitsemalla niihin fixed boundary -reunaehto. Kuvassa 46 näkyvät uudet anturipalkin alapinnat.



Kuva 46. Alkuperäinen anturipalkki. Anturipalkin alapinta on jaettu pienempiin pintoihin, jotka on tässä havainnollisuuden vuoksi rajattu värillisillä suorakulmioilla.

Seuraavissa mallinuksissa pystysuuntainen voima on vakio 20 000 N ja sivusuuntainen voima kasvaa 5000 N:sta aina 100 000 N asti. Sivusuuntaisen voiman suunta on seuraavissa mallinuksissa jälleen oikealle. Taulukon 8 tulokset ovat tilanteesta, jossa alatukea ei ole eli tilanne vastaa alkuperäistä anturipalkkia.

Taulukko 8. Tulokset ilman alatukea eli sama rakenne kuin alkuperäisessä anturipalkissa.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	vasen aukko	oikea aukko	erotus
20 000 + 5000	0,0124082	0,0129976	0,025458
20 000 + 10 000	0,00991885	0,0154946	0,02541345
20 000 + 20 000	0,00494211	0,0204906	0,02543271
20 000 + 30 000	-0,000031981	0,0254893	0,025521281
20 000 + 50 000	-0,0099724	0,0354945	0,0454669
20 000 + 100 000	-0,0347773	0,0605535	0,0953123

Kuten aiemmista tuloksista voidaan olettaa, oikea aukko venyy nyt aina enemmän kuin vasen.

Taulukossa 9 tulokset on tilanteesta, jossa keskitukipintana ovat 5 keskimmäistä kapeaa pintaa, eli kuvassa 44 näkyvä punaisella rajattu alue.

Taulukko 9. Keskitukipinnoista käytössä nyt viisi keskimmäistä kapeinta pintaa, jotka on kuvassa 44 rajattu punaisella.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	vasen aukko	oikea aukko	erotus
20 000 + 5000	-0,00033013	2,61376E-4	5,91506E-4
20 000 + 10 000	-0,0010116	0,00092303	1,93463E-3
20 000 + 20 000	-0,0023742	0,00224675	2,37644E-3
20 000 + 30 000	-0,0037362	0,003571	7,3072E-3
20 000 + 50 000	-0,0064586	0,00622116	0,01268

Oikea aukko on jälleen venynyt enemmän, mutta selkeästi vähemmän kuin alkuperäisen rakenteen taulukossa 8. Myös venymäsignaalien erotus on pienempi. Lisätuki näyttää siis jäykistäneen koko kappaleen rakennetta tehden sen epäherkemmäksi.

Taulukko 10. Tulokset kun alatukena vain keskimäinen kapea pinta, joka on kuvassa 44 rajattu oranssilla.

kuorma (N)	suhteellinen venymä € prosentteina (%)		
	vasen aukko	oikea aukko	aukkojen venymien erotus
20 000 + 5000	-0,0003909	0,000637365	0,001028
20 000 + 10 000	-0,0018069	0,00202259	0,00382949
20 000 + 20 000	-0,0046373	0,00479455	0,009431
20 000 + 30 000	-0,0074657	0,00756849	0,015034
20 000 + 50 000	-0,0131165	0,0131224	0,0262389
20 000 + 100 000	-0,027208	0,027042	0,05425

Taulukosta 10 nähdään että kapeampi alatuki kasvattaa venymiä ja niiden eroa oikeassa ja vasemmassa aukossa, mutta nämäkään tulokset eivät pääse samalle tasolle kuin taulukon 8 tilanteessa.

Keskituen lisääminen anturirakenteeseen ei tämän luvun 4.3.1 perusteella vaikuta olevan oikea ratkaisu sivuvoiman tunnistamisen parantamiseksi.

4.3.2 Toisen pään tuenta kokonaan

Tutkitaan seuraavaksi, miten anturipalkki käyttäytyy, kun toinen pää tuotetaan kokonaan, eli sen puoleinen aukko ei pääse venymään lainkaan. Kun kuvan 44 keltaisella rajattu alue on valittu tukipinnaksi, on vasen aukko kokonaan tuettu. Kun kuvan 44 harmaalla rajattu alue on valittu tukipinnaksi, on oikea aukko kokonaan tuettu.

Taulukko 11. Tulokset kun kuormittava voima 100 000 N on symmetrisesti keskellä kiskoa.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		erotus	tuenta
	vasen aukko	oikea aukko		
100 000	0,0742247	0,0787205	0,004496	alkuperäinen rakenne
100 000	-0,01769	0,0592515	0,0769415	vasen aukko tuettu
100 000	0,0555145	-0,0180114	0,0735259	oikea aukko tuettu

Taulukosta 11 nähdään että kun palkin toinen pääty on tuettu, pienenee tämän päädyn aukon venymä selkeästi muuttuen supistumiseksi. Toisenkin pään venymä pienenee, mutta pysyy edelleen venymänä eli positiivisena arvona. Oikean ja vasemman aukon välille saadaan näin suuri erosignaali. Erosignaali on samaa luokkaa kuin alkuperäisen rakenteen aukkojen venymä. Selkein venymäsignaali saadaan edelleen alkuperäisen rakenteen tapauksessa.

Taulukko 12. Tulokset kun kuormittava voima 100 000 N on kiskon vasemmassa reunassa.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		aukkojen erotus	tuenta
	vasen aukko	oikea aukko		
100 000	0,0857856	0,0666569		alkuperäinen rakenne
100 000	-0,0185273	0,0463752	0,0649025	vasen aukko tuettu
100 000	0,0678106	-0,0171297	0,0849403	oikea aukko tuettu

Tuetuista anturipalkeista mitatut aukkojen venymien erotukset ovat vain hyvin vähän suuremmat kuin alkuperäisestä rakenteesta saadut.

Taulukko 13. Tulokset kun kuormittava voima 100 000 N on kiskon vasemmassa reunassa ja lisäksi sivusuuntainen laippavoima 50 000N oikealle.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		tuenta
	vasen aukko	oikea aukko	
100 000 + 50 000	0,0670463	0,0865502	alkuperäinen rakenne
100 000 + 50 000	-0,0186429	0,0689791	vasen aukko tuettu
100 000 + 50 000	0,0464616	-0,0170296	oikea aukko tuettu

Tuetuista anturipalkeista saadut venymät ovat selvästi pienempiä kuin alkuperäisen rakenteen venymät kuten taulukosta 13 näkyy. Kuitenkin kun verrataan tuetuista saatujen oikean ja vasemman aukon signaalien erotusta on se samaa luokkaa kuin alkuperäisen venymien erotus.

Taulukko 14. Tulokset kun kuormittava voima 100 000 N on kiskon keskellä ja lisäksi sivusuuntainen laippavoima 50 000 N oikealle.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		tuenta
	vasen aukko	oikea aukko	
100 000 + 50 000	0,0554939	0,0986215	alkuperäinen rakenne
100 000 + 50 000	-0,0178056	0,081867	vasen aukko tuettu
100 000 + 50 000	0,0341783	-0,0179113	oikea aukko tuettu

Edellisen kohdan tapaan tuetuista anturipalkeista saadut venymät ovat selvästi pienempiä kuin alkuperäisen rakenteen venymät kuten taulukossa 14 näkyy. Kuitenkin kun verrataan tuetuista saatujen oikean ja vasemman aukon signaalien erotusta on se samaa luokkaa kuin alkuperäisen venymien erotus.

Anturipalkin eri päiden tuenta ei parantanut kuormitusvoiman epäsymmetrisyydestä kertovien signaalien arvoja.

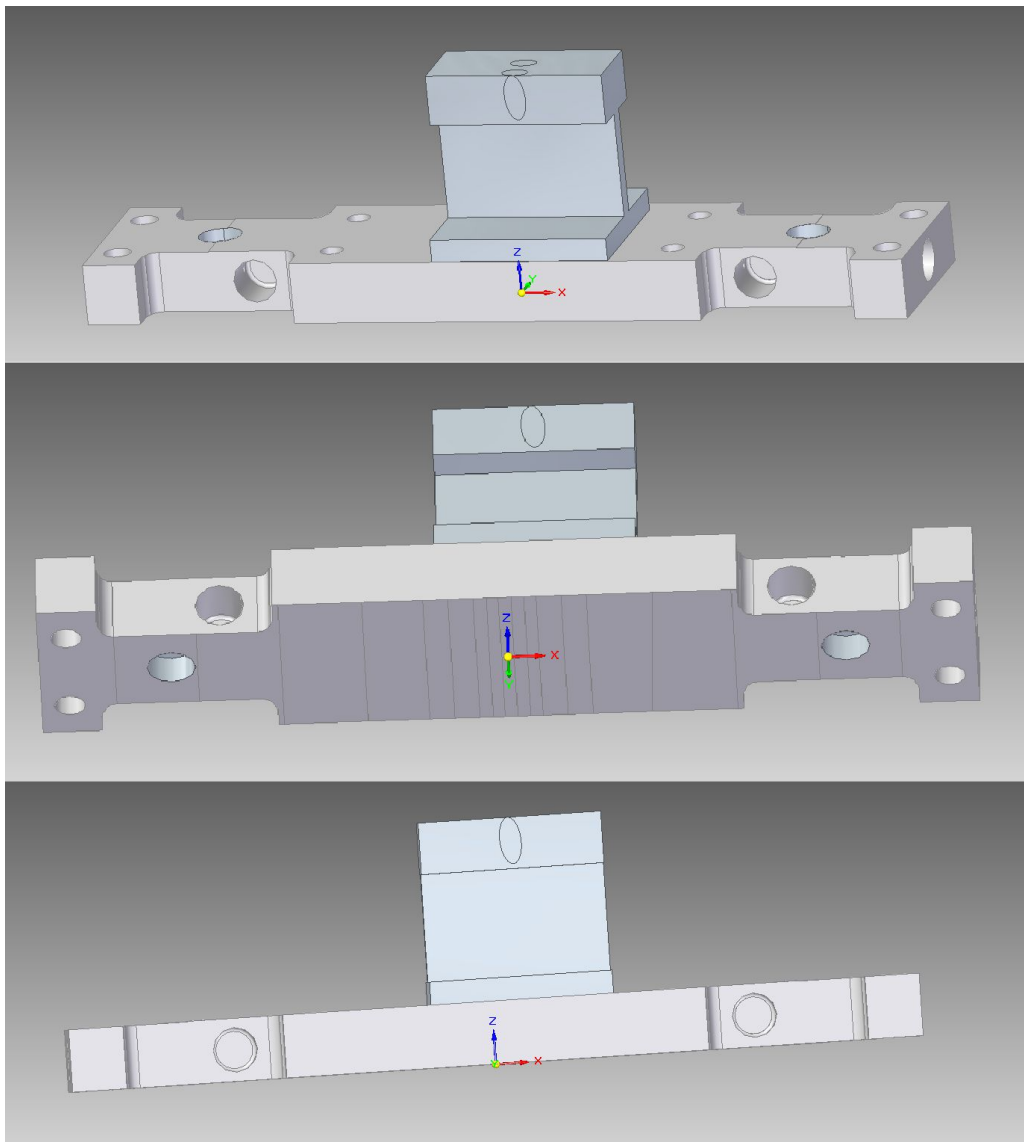
4.4 Uusi anturipalkkimalli

4.4.1 Ensimmäinen versio

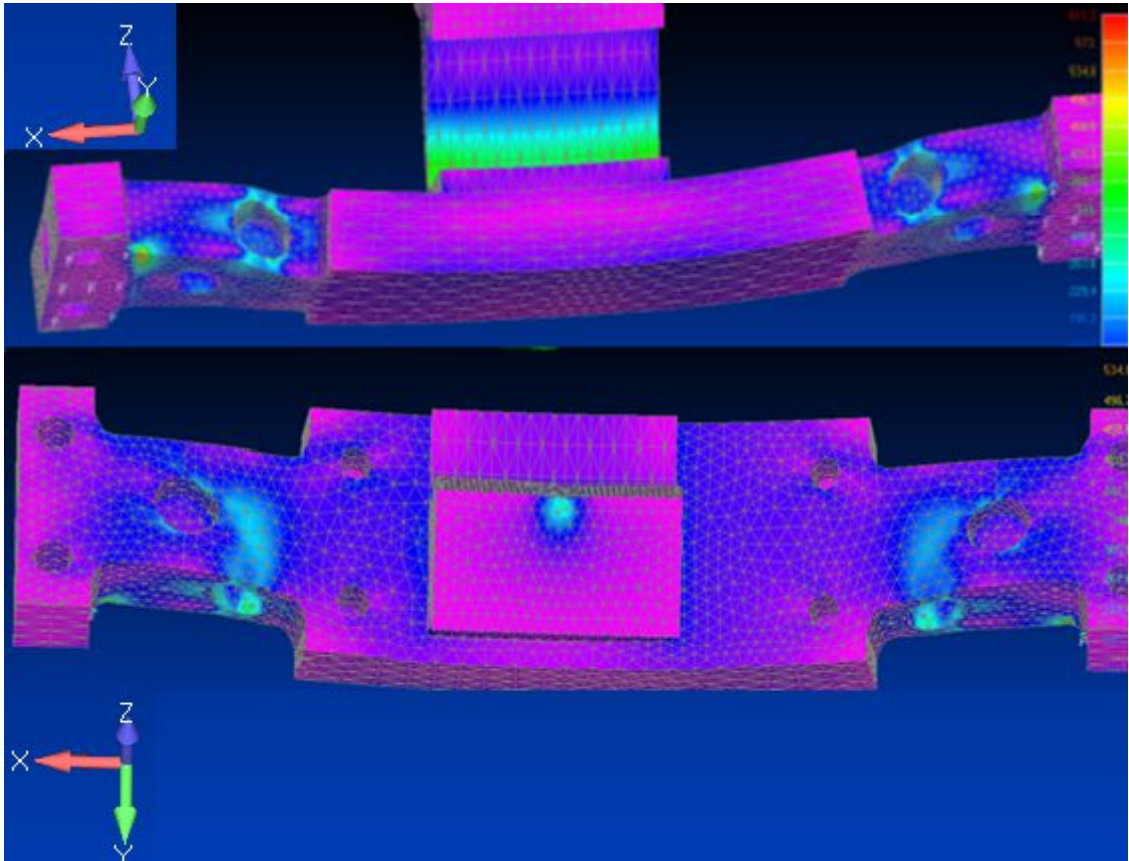
Luvussa 3.3.3. on esitelty Schenck Process GmbH:n patentin “Force measuring device for detecting the rail load” [47] toiminta. Mittaavassa kappaleessa on erisuuntaiset heikennykset eri voimakomponenttien mittaamista varten. Patentin anturipalkin rakenne ja kiinnitys ovat sellaiset, että kiskoon kohdistuva sivusuuntainen voima kiertää anturipalkin kiskoon kiinnittynyttä osaa ratapölkkyyn kiinnitetyn osan pysyessä paikallaan. Anturipalkin kiertyvällä alueella olevat vertikaalisuuntaiset heikennysaukot venyvät tällöin.

Kokeillaan muokata alkuperäisen Wild-anturipalkin heikennysaukkojen sijaintia ja anturipalkin kiinnitystä kiskoon ja ratapölkkyyn niin, että rakenne olisi herkempi sivusuuntaisille voimille.

Alkuperäisen anturipalkin rakennetta muokattiin niin, että ennen päätyjä olevaa kapeaa heikennysaluetta pidennettiin ja siihen lisättiin vertikaalisuuntaiset aukot alkuperäisten horisontaalisuuntaisten aukkojen lisäksi. Tässä mallissa kisko on kiinnitetty kulkemaan anturipalkin yli sen pituussuunnassa. Tällöin anturipalkki on herkempi sivusuuntaisen voiman väännölle kuin alkuperäisessä kiinnityssuunnassa. Todellisuudessa kisko olisi paljon mallissa näkyvää pidempi ja ulottuisi anturipalkin kiinnitysreikien yli asti.



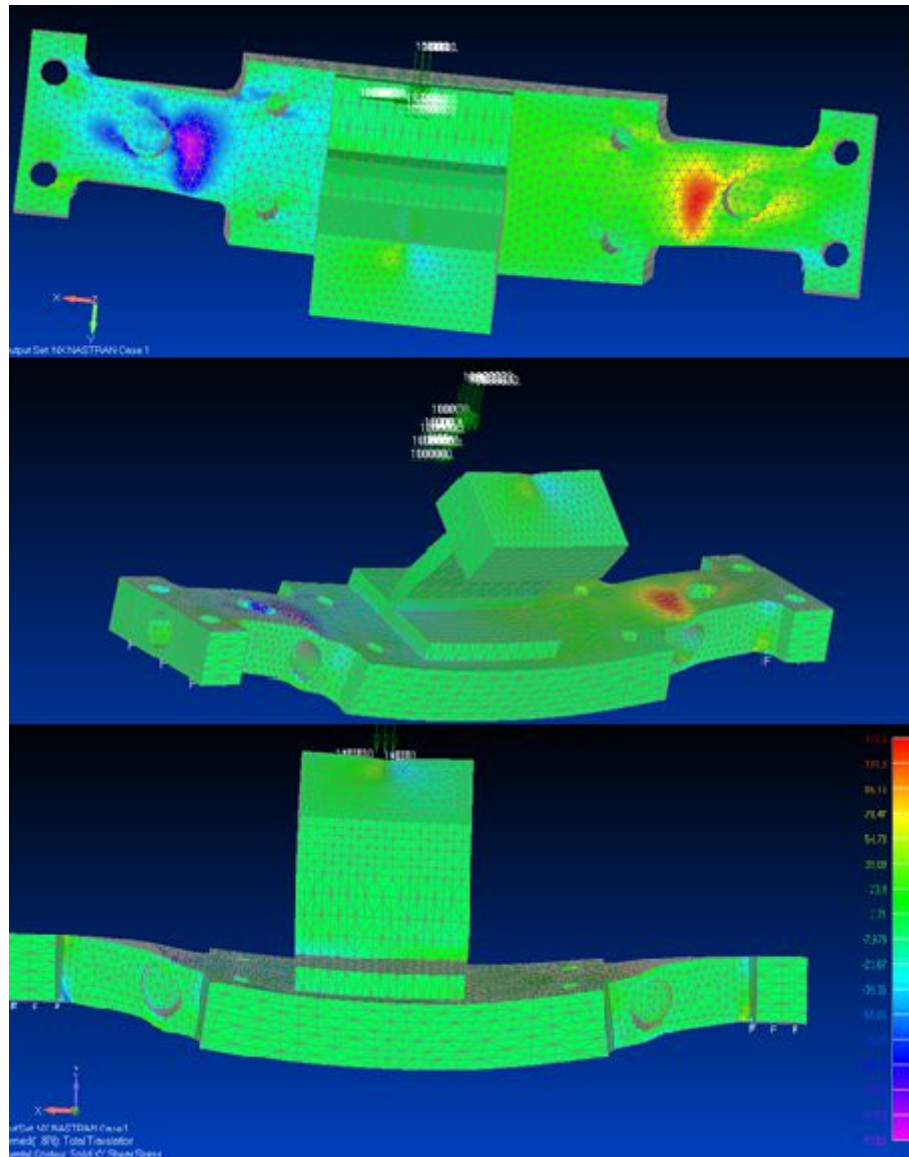
Kuva 47. Mallinnos uudesta lisärei'illä varustetusta anturipalkista ja sen päälle kiinnitetystä kiskosta.



Kuva 48. Uuden mallin mukainen lisärei'illä varustettu anturipalkki kiertyy sivusuuntaisen voiman vaikutuksesta. Pystysuuntainen voima taivuttaa palkkia alaspäin kuten aikaisemmassakin palkkiversiossa.

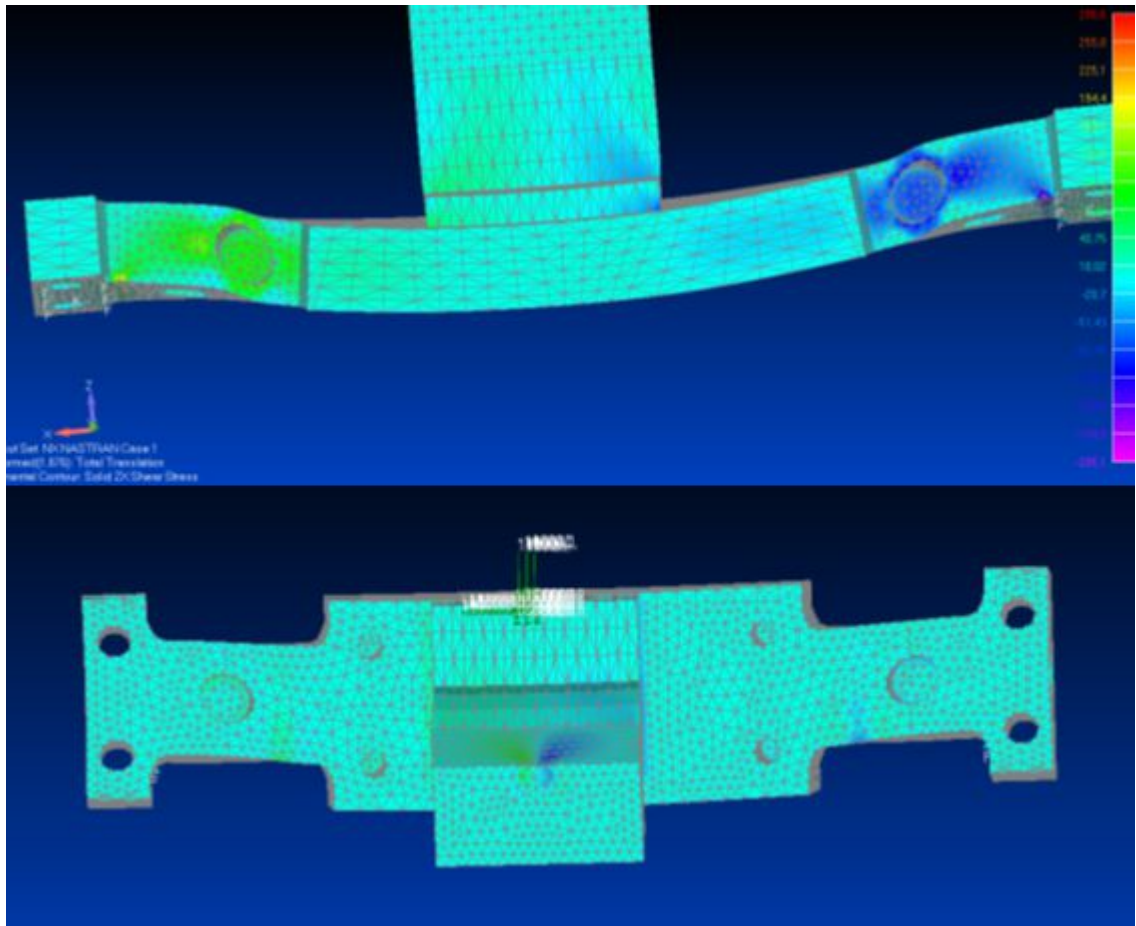
Kuvassa 48 värikoodaus kertoo XY-tason leikkausjännityksen (shear stress). Aiemmat anturipalkkikuvat kuten kuva 47 ovat näyttäneet yhdistettyä Von Mises stress -jännitystä.

Näyttää siltä, että leikkausjännitys on suurin alkuperäisen heikennysreiän seinämässä. Tuosta kohtaa venymän mittaaminen on käytännössä venymäliuskalla kuitenkin haastavaa. Leikkausjännityksen ero havaitaan kuvassa 47 myös sivuvoima-aukon pohjalla, kuten odotettiin.



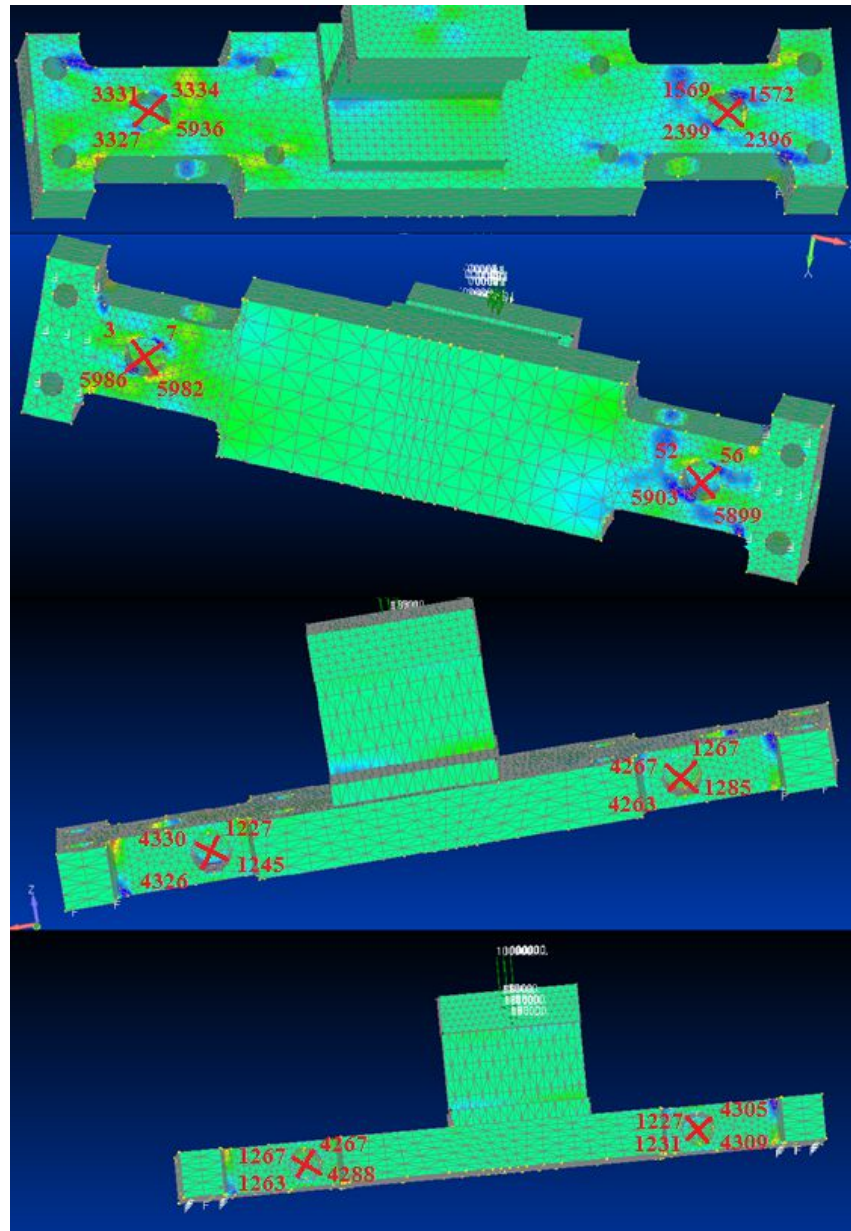
Kuva 49. *XY-tason leikkausjännitys on voimakkainta alkuperäisten aukkojen seinämissä. Alkuperäisten pystyvoiman mittaamiseen tarkoitettujen aukkojen pohjalla XY-tason jännitys ei näy. Leikkausjännitys näkyy erivärisenä palkin eri päissä, koska se on erimerkkinen, vaikkakin symmetrisessä kuvan tapauksessa itseisarvoltaan yhtä suurta.*

ZX-tason leikkausjännityskuvassa 50 taas nähdään, miten kiskon kuormitus aiheuttaa suurinta jännitystä juurikin alkuperäisten mittaaukkojen pohjalle. Alkuperäinen mittaaukko on siis ollut oikea.



Kuva 50. ZX-tason leikkausjännityskuva näyttää jännitystä juurikin alkuperäisten mittausaukkojen pohjalla.

Kuvassa 51 näkyvät janat, joiden venymät mitattiin, kun anturipalkkiin kohdistui erisuuntaisia voimia. Venymät mitattiin uusista sivuvoima-aukoista anturipalkin ylä- ja alapinnoilta molemmista päädyistä sekä alkuperäisistä pystyvoima-aukoista anturipalkin etu- ja takareunoista molemmista päädyistä. Kaikista aukoista venymä mitattiin kahdesta eri suunnasta aukon pohjalta. Jatkossa alkuperäisistä pystyvoiman mittaamiseen tarkoitettuja anturipalkin aukoista käytetään nimeä wild-aukko.



Kuva 51. Anturipalkin jangat, joiden venymät mitattiin.

Anturipalkin eri aukkojen käyttäytymistä tutkittiin erilaisilla kuormilla: symmetrinen (eli keskellä kiskoa oleva) pystysuuntainen voima, pystysuuntainen voima kiskon reunassa, pelkästään sivusuuntainen voima sekä yhdistelmätilanne, jossa pystysuuntainen voima on keskellä kiskoa ja sivusuuntainen kiskon sivussa. Tutkittavat heikennysaukot olivat ylä- ja alapinnan vasen ja oikea sivuvoima-aukko sekä etu- ja takaseinämän vasen ja oikea wild-aukko. Liitteestä B löytyvät eri kuormitustilanteiden tulostaulukot kaikille heikennysrei'ille, taulukot 18 - 33. Alla olevaan taulukkoon 15 on koottu yhteen veto eri suuntien heikennysaukkojen käyttäytymisestä erilaisilla kuormilla.

Taulukko 15. *Yhteenveto luvun 4.4. anturipalkkiversion eri heikennysaukkojen käyttäytymisestä erilaisilla kuormilla.*

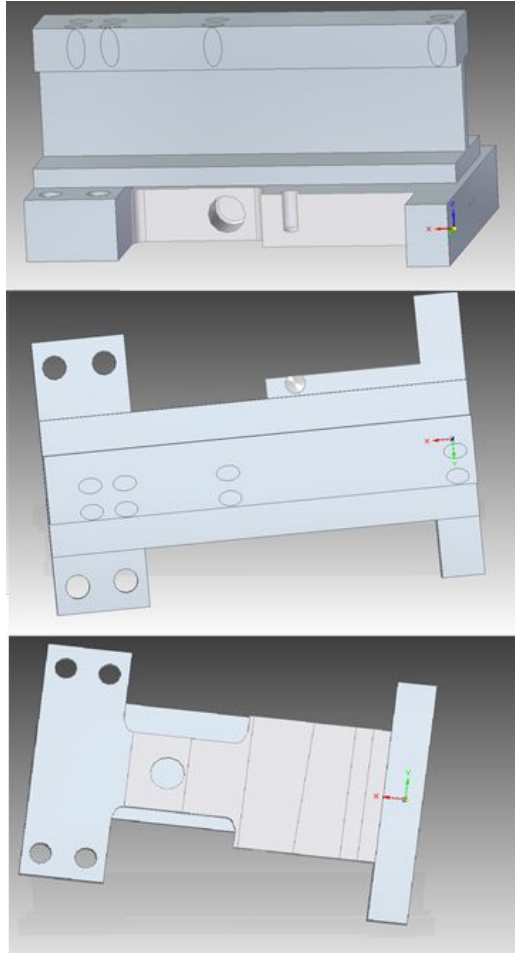
Tarkasteltava heikennys-aukko	Kuormitus: pystyvoima keskellä	Kuormitus: pystyvoima reunassa	Kuormitus: pelkkä sivuvoima	Kuormitus: vakio pystyvoima ja muuttuva sivuvoima
yläpinnan sivuvoima-aukko	lineaarinen vasen hie- man suu- rempi	lineaarinen vasen 1,2 -ker- tainen	lineaarinen oikea 3 -kertai- nen	oikea lineaarinen, vasen vakio oikea jopa 10 -ker- tainen
alapinnan sivuvoima-aukko	lineaarinen oikea 1,5 - kertainen	lineaarinen oikea 1,08 -ker- tainen	lineaarinen vasen 1,6 -ker- tainen	lineaarinen sivuvoi- maan nähden vasen 1,1 -kertai- nen
etureunan wild-aukkojen erotus	lineaarinen vasen 1,2 - kertainen	lineaarinen vasen 1,2 -ker- tainen	lineaarinen vasen 1,1-kertai- nen	ei reagoi sivuvoi- maan kasvuun vasen 1,2 -kertai- nen
takareunan wild-aukkojen erotus	lineaarinen vasen 1,2 - kertainen	lineaarinen vasen 1,15 -ker- tainen	lineaarinen oikea 1,6 -ker- tainen	ei reagoi sivuvoi- man kasvuun vasen 1,2 -kertai- nen

Tässä anturipalkkimallissa havaittiin jo toivottua käytöstä, yhdistelmävoimien tilanteessa wild-aukko ei reagoinut sivuvoiman muutoksiin, koska pystyvoima dominoi sen tulosta. Wild-aukko kuitenkin venyi lineaarisesti myös pelkän sivuvoiman mukana, kun pystysuuntaista voimaa ei ole dominoimassa.

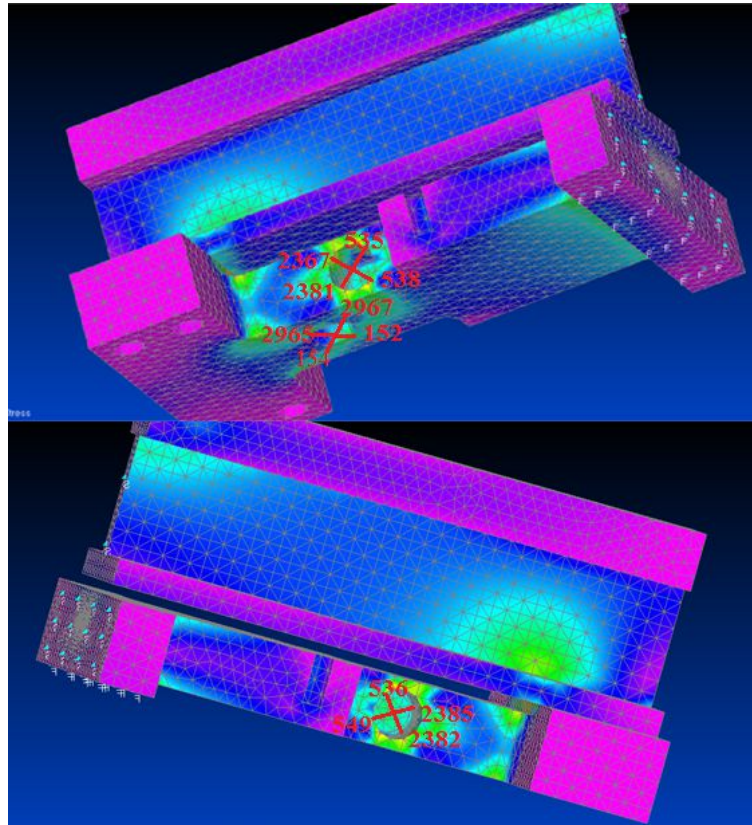
Epäsuotuisaa käytöstä on se, että sivuvoima-aukot reagoivat lineaarisesti myös pystyvoimaan. Sivuvoima-aukon venymästä ei siis suoraan voi päätellä kohdistuuko palkkiin sivusuuntaista voimaa, koska venymä saattaa olla aiheutunut myös pystysuuntaisesta voimasta. Sivuvoima-aukossa on myös suurempi venymä (150%), kun kuormittava voima on keskellä, verrattuna tilanteeseen jossa kuormittava voima on reunassa (120%).

4.4.2 Toinen versio uudesta anturipalkkimallista

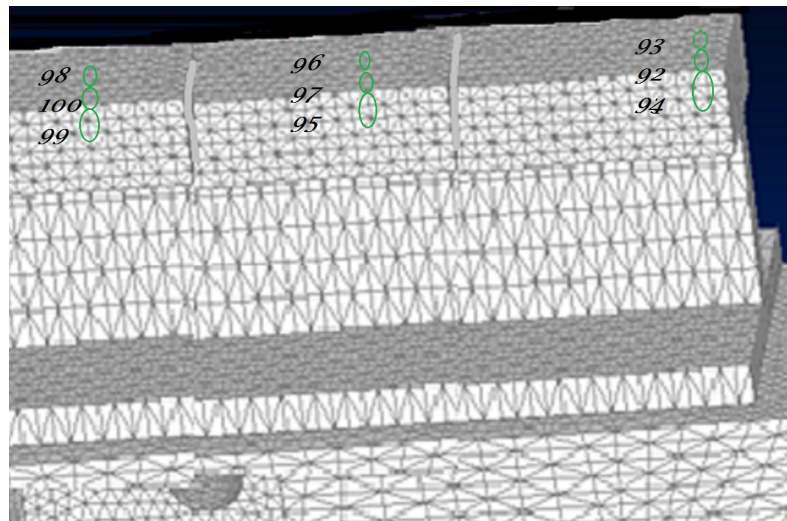
Uudessa anturimallissa anturipalkki on kiinnitetty ratapölkkyyn alapintansa keskeltä ja kisko on kiinnitetty anturipalkin päihin. Sivuvoima vääntää siis palkin päitä sivusuunnassa, keskiosan pysyessä paikallaan. Kuvassa 52 näkyy puolikas tästä mallista. Analyysiajan lyhentämiseksi tämä monimutkaisemman mallin tutkinta suoritettiin symmetrisellä puolikkaalla mallista. Taso, jonka suhteen puolitettiin, merkittiin mallissa (*symmetric sliding*). Kuvan ylemmässä osassa näkyy miten anturipalkin ja kiskon väliin jää tyhjää tilaa, joka mahdollistaa sivusuuntaisesta voimasta johtuvan kiertymisen.



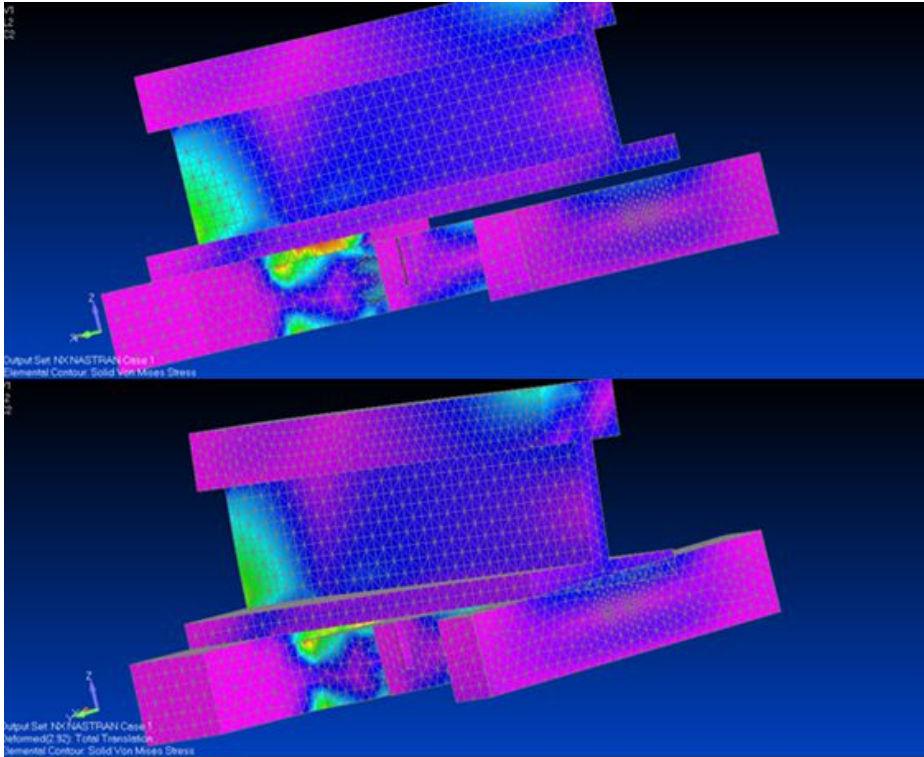
Kuva 52. Toisen anturipalkkiversiön tietokonemalli. Kuvassa symmetrinen puolikas mallista. Kuvat ylhäältä alaspäin: sivuviisto, suoraan ylhäältä ja suoraan alhaalta.



Kuva 53. Toisen anturipalkkimallin janat, joiden venymät on mitattu.



Kuva 54. Kiskon alueet 92-100, johon voimia on mallinnuksessa kohdistettu.



Kuva 55. Anturipalkin käyttäytyminen, kun kiskoon kohdistuu sivusuuntaista voimaa. Ylemmässä kuvassa skaalaamaton muodonmuutos, alemmassa kuvassa muodonmuutos on skaalattu kuvasta havaittavalle tasolle.

Anturipalkin eri aukkojen käyttäytymistä tutkittiin nyt kahdella erilaisella kuormituksella: pelkästään sivusuuntainen voima kiskon sivuun, sekä yhdistelmätilanne, jossa pystysuuntainen voima on keskellä kiskoa ja sivusuuntainen kiskon sivussa. Tutkimuksissa huomioitiin kolme eri aluetta, joihin voimat voivat kiskossa kohdistua: kiskon keskiosa, lähellä kiskon päätyä ja kiskon päädyssä. Koska mallinnus tehtiin vain puolikkaalle anturipalkille, jonka yläpinta jäi kiskon alle, tutkittavat aukot olivat nyt vain alapinnan sivuvoima-aukko sekä etu- ja takaseinämän vasen wild-aukko. Tulokset on koottu alla olevaan taulukkoon 16.

Tarkemmat tulostaulukot 34 – 45 selityksineen löytyvät liitteestä B.

Taulukko 16. Yhteenvetotaulukko toisesta uudesta anturipalkkimallista.

Kuormitusilanne	sivuvoima- aukko: käyttäytyminen	sivuvoima-aukko: arvo (20 kN sivu- voimalla)	wild-aukko: käyttäytymi- nen	wild-aukko: arvo (20 kN sivuvoimalla)
taulukko 34 ja 35: kuormituskohta 1 sivuvoima	lineaarinen	2,021 E-3	lineaarinen	etureuna 40% suu- rempi kuin taka 8,418 E-3 - 12,02 E-3
taulukko 36 ja 37: kuormituskohta 1, pysty – ja sivu- voima	huonosti lineaari- nen, supistuu	0,761 E-3 -0,082E-6 % / N (si- vuvoima)	lähes vakio, Etareunan 1,05- 1,08 -kertainen takareunaan ver- rattuna	148,33 E-3
taulukko 38 ja 39: kohta 2, sivuvoima	lineaarinen	1,579 E-3 vain 80% taulukosta 34	etureuna lineaari- nen, takareu- nassa epäjatku- vuutta	12,1854E-3 - 13,6043E-3 etureuna samaa suu- ruusluokkaa kuin tau- lukossa 34
taulukko 40 ja 41: kohta 2, pysty- ja sivuvoima	lineaarinen, mu- kana lähtötaso	5,4674E-3 0,1460 E-6% / N	lähes vakio	132,8E-3 - 156,0E-3
taulukko 42 ja 43: kohta 3, sivuvoima	lineaarinen	1,40381E-3	lineaarinen	7,6782E-3 - 12,2096E-3
taulukko 44 ja 45: kohta 3, sivu- ja pystyvoima	lineaarinen, mu- kana lähtötaso	13,5551 E-3 kulmakerroin = 0,1398E-6 % / N	lähes vakio	168,13E-3 - 120,01E- 3

Suotuisinta anturipalkin aukkojen käytös on, kun voimat kohdistuvat alueeseen kaksi tai kolme eli anturipalkin päätyyn kuvan 54 alueisiin 95 - 100. Sivuvoima-aukko reagoi lineaarisesti sivuvoimaan myös yhdistelmätilanteessa. Sivuvoima-aukon venymän kulma-kerroin alueessa 2 ja 3 on isompaa suuruusluokkaa kuin alueessa 1. Sivuvoima-aukon venymä on suurimmillaan alueella kolme, mutta siihen vaikuttaa pystyvoimasta aiheutuva venymän lähtötaso. Alueen kolme hyvänä puolena on myös se, että wild-aukkojen venymä pysyy lähes vakiona kuten kuuluukin, koska dominoiva pystyvoima pysyi näissä mittauksissa vakiona.

4.5 Yhteenveto kaikista anturipalkkimalleista

Vertailun kohteena ”venymän arvo”-sarakeissa on nyt arvot, jotka on saatu kuormilla, joissa sivuvoimana on ollut 20 000 N ja pystyvoimana 100 000 N. Taulukkoon 17 on koottu tulokset kaikista anturipalkkimalleista. Taulukossa listataan sivuvoima-aukkojen ja wild-aukkojen käytäytyminen sekä numeerinen venymäarvo eri anturipalkkimallien tapauksissa.

Taulukko 17. Yhteenvetotaulukko kaikista anturipalkkimalleista

anturipalkki-malli	sivuvoima-aukko: käyttäytymisen	sivuvoima-aukko: venymän arvo % ja kulmakerroin sivuvoima suhteen	wild-aukko: käyttäytymisen	wild-aukko: venymän arvo %
alkuperäinen malli	-	-	sivuvoima havaitaan myös wild-aukoissa, lineaarinen muodonmuutos	vasen = 53,7572E-3 oikea = 73,89E-3 erotus = 20,134E-3 erotus_kulmakerroin = 1,0067 E-6 %/N kulmakerroin = 0,5029 E-6 %/N
uusi malli	lineaarista	7,61E-3 kulmakerroin = 0,3805 E-6 %/ N	lähes vakio, loogista	76,35E-3 - 96,54E-3
uusi malli2 kuormakohta1	epälineaarinen, supistuu	0,761 E-3 kulmakerroin = - 0,082E-6 % / N	lähes vakio, loogista	148,33 E-3
uusi malli2 kuormakohta 2	lineaarinen, kun huomioidaan lähtötaso	5,4674E-3 kulmakerroin = 0,1460 E -6 % / N	lähes vakio, loogista	132,8E-3 - 156,0E-3
uusi malli2 kuormakohta 3	lineaarinen, kun huomioidaan lähtötaso	13,5551 E-3 kulmakerroin = 0,1398E-6 % / N	lähes vakio, loogista	120,01E-3 - 168,13E-3

Alkuperäisestä mallista saatiin suurin muodonmuutos ja kulmakerroin, toiminta oli myös loogista ja luotettavaa.

Uusissa malleissa sivuvoima-aukko reagoi valitettavasti myös pystysuuntaiseen voimaan. Wild-aukonkin venymä muuttuu aina hieman sivuvoiman muuttuessa. Wild-aukon venymä näyttää kuitenkin pysyvän vakiona suurilla pystyvoiman arvoilla, vaikka sivuvoima muuttuisikin. Tämä johtuu suuren pystyvoiman aiheuttamasta lähtötasosta venymään. Pystysuuntainen voima siis dominoi venymätulosta. Sivuvoima ja wild-aukot eivät siis reagoi vain jompaankumpaan voimasuuntaan, kuten olisi anturipalkin toiminnan kannalta toivottavaa.

Parhaat venymäarvot saadaan kuitenkin toisesta uudessa mallista ja sen kuormituskohdasta 3.

Virhettä tuloksiin on aiheuttanut anturipalkkimalliin piirtämisvaiheessa jäänyt epäsymmetria. Kuvasta 52 nähdään että kisko ei ole symmetrisesti anturipalkkiin nähden. Venymämittauksiin valitut pisteet on valittu silmämääräisesti kuvasta, eli tästäkin on aiheutunut inhimillistä virhettä tuloksiin.

5. YHTEENVETO

Rautatiekiskoon kohdistuvan sivusuuntaisen voiman mittaaminen kiskoista on todistettavasti mahdollista, koska markkinoiltakin löytyy kaupallisia järjestelmiä sekä sivusuuntaisen että yleisemmin kohteena olevan, pystysuuntaisen voiman mittaamiseen. Sivusuuntaisen voiman mittaaminen on mahdollista rautatiekiskon alle tulevan anturipalkin avulla, eli ilman, että itse kiskoon kiinnitettäisiin suoraan anturointia. Tämä käy ilmi esimerkiksi Schenkin patentista luvussa 3.3.3.

Tamtron Systems Oy:n Scalex Wild -mittausjärjestelmällä mitataan pystysuuntaista voimaa. Voiman mittaus perustuu varsinaisen kiskon alla olevan teräksisen anturipalkin muodonmuutokseen. Luvussa 4.2 tutkittiin anturipalkin antamia tuloksia, kun sen eri päätyjen signaaleja tulkittiin erikseen yhdistämättä niitä ensin ja anturipalkkiin kohdistettiin erilaisia sekä pysty- että sivusuuntaisia voimia. Tulosten perusteella Wild:n alkuperäisenkin anturipalkki kykenee havaitsemaan tilanteen, jossa pystysuuntainen voiman kohdistuu anturipalkkiin epäsymmetrisesti eli pyörän ja kiskon kosketuspiste ei ole keskellä kiskoja, vaan pyörä on ajautunut lähemmäs kiskon reunaa.

Uusilla sivuvoima-aukoilla varustetuilla anturipalkkimalleilla 1 ja 2 saadaan myös havaittua sivusuuntaisen voiman vaikutus. Edelleen kuitenkin molemmat aukot eli pystyvoiman havaitsemiseen erikoistuvat wild-aukot sekä uudet sivuvoima-aukot reagoivat molemmat sekä sivusuuntaiseen voimaan että pystysuuntaiseen voimaan. Suoraan aukkojen tuloksista ei voida päätellä, millainen kuormitustilanne on kyseessä. Aukkojen venymiä seuraamalla voidaan kuitenkin havaita muutokset kuormitustilanteessa.

Toimenpidesuosituksina ehdotetaan käytännön testejä alkuperäisellä anturipalkkimallilla, niin että eri päiden signaalit luetaan erikseen yhdistämättä niitä ensin. Käytännön testejä tulisi suorittaa myös uuden anturipalkkimallin 2 mukaisella prototyypillä.

Lopullisen tuotteen kannalta paras ratkaisu olisi saada yhdistettyä sivu- ja pystyvoimien mittaus samaan anturipalkkiin. Näin mittausasema voitaisiin koota kokonaan samanlaisista anturipalkeista.

Jotta telin kunnosta saadaan luotettavaa tietoa, tulee sen käyttäytymistä seurata sekä suoralla, että oikealle ja vasemmalle kaartuvilla rataosuuksilla. Mittausasema voi kuitenkin olla haastava rakentaa kaarteeseen. Parempi vaihtoehto on rakentaa mittausasemat kahdelle suoralle osuudelle, toinen oikealle kaartuvan rataosuuden jälkeen ja toinen vasemmalle kaartuvan jälkeen. Mittausaseman sijoittaminen kaarteeseen sijaan vasta sen jälkeen olevalle suoralle osuudelle on järkevintä myös siksi että, laippakosketus kaarteissa on

yleistä ja kuuluu jossain määrin hyväkuntoisenkin telin toimintaan. Sen sijaan suoralle rataosuudelle palatessaan hyväkuntoisen telin tulisi suoristua ja laippakosketuksen loppua.

Tätä työtä varten piirrettiin Solid Edgellä uudet anturipalkkimallit alkuperäisen Scalex Wildin anturipalkin piirustuksia muokkaamalla. Tietokonesimuloinnit tehtiin Femap-moduulilla. Sekä Solid Edge että Femap olivat työn tekijälle uusia ohjelmistoja, eikä tämän tapaisesta tietokonemallinnuksesta muillakaan ohjelmilla ollut paljoa kokemusta. Mallien rakentaminen oli varsinkin aluksi hyvin haastavaa, mutta lopulta myös palkitsevaa työtä. Tietokonemallien luomiseen kului noin neljäsosa koko projektin työajasta.

Mallin piirtämisvaiheessa ei vielä osattu ottaa huomioon esimerkiksi kaikkia tarvittavia erikseen rajattuja pintoja, joihin myöhemmin piti kohdistaa kuormittavia voimia tai tukipintoja. Niinpä Femap-ohjelman simulointivaiheista jouduttiin monesti palaamaan takaisin piirtämisvaiheeseen Solid Edgen puolelle muokkaamaan anturipalkkien rakennetta. Simulointivaiheessa saatavista ensimmäisistä tuloksista myös monesti havaittiin mallissa heikkouksia, joita jälleen palattiin muokkaamaan Solid Edgen puolelle. Vähitellen lopulliset mallit alkoivat hahmottua. Aluksi simulointivaiheessa tuli käytettyä myös todellisuudesta poikkeavia voimien suuruuksia. Lopulta eri parametrit asettuivat realistiselle tasolle. Lopulliset mallit käyttäytyvät kuormitustilanteissa odotetusti, joten on syytä olettaa mallien vastaavan todellisuutta ainakin tässä työssä tarvittavalla tarkkuudella.

Erilaista mittausdataa kertyi mallinnusten aikana runsaasti. Tulosten karsiminen, editointi, analysointi ja dokumentointi veivät suuren osan koko projektin ajasta, noin neljänneksen, mallien luomisen tapaan. Jäljelle jäävä puolikas projektiin käytetystä ajasta meni alkuvaiheessa ongelmaan tutustumiseen, taustatietojen keräämiseen ja teoriaosuuksien kirjoittamiseen.

6. LÄHTEET

[1] Liikenneviraston kotisivut, viitattu 29.10.2014, saatavilla http://portal.liikennevirasto.fi/sivu/www/f/liikenneverkko/rautatiet#.VE4Tf_1_slQ

[2] Tamtron Groupin kotisivut, viitattu 29.10.2014, saatavilla <http://tamtroungroup.com/fi/tuotteet/scalex-wild-lovipyorien-tunnistusjarjestelma>

[3] Tuomas Piironen, Sijaintiin perustuva liikkuvan kaluston pyörän laipan voitelu, Liikennevirasto, 2010, s 17 ja 26, saatavilla http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lts_2010-03_sijaintiin_perustuva_web.pdf

[4] Maija Saarinen, Ratojen alusrakenteissa käytettyjen materiaalien routimisherkyys, Ratahallintokeskus, 2008, s 11, saatavilla http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rhk_2008-a7_ratojen_alusrakenteissa_web.pdf

[5] Rautatievirasto, Radan rakenteet ja kunnossapito, 2009, s 3, saatavilla http://www.trafi.fi/filebank/a/1337073139/fc9ab1abb822c56d8e9dbf48346fea45/9679-kumottu_RVI-902-431-2009.pdf

[6] VR Group, Sanasto, viitattu 29.10.2014, saatavilla <http://www.vrgroup.fi/fi/vrgroup/ uutishuone/sanasto/>

[7] Ratahallintokeskus, Ratatekniset ohjeet: Radan rakenne, s 8, saatavilla http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rato_3_radan_rakenne.pdf

[8] Ratahallintokeskus, Ratatekniset määräykset ja ohjeet osa 11 Radan päällysrakenne, 2.7.2002, ss19, saatavilla http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rato_11_radan_paallysrakenne.pdf

[9] Mikko Kauppinen, Ratakiskon Elinkaari, Liikennevirasto, 2011, s 18, 22-24, 43, saatavilla http://alk.tiehallinto.fi/julkaisut/pdf3/lts_2011-01_ratakiskon_elinkaari_web.pdf

[10] Samuel Korkeamäki, Rataan kohdistuva kuormitus liikkuvan kaluston ja radan vuorovaikutuksessa, Liikennevirasto, 2011, saatavilla http://alk.tiehallinto.fi/julkaisut/pdf3/lts_2011-04_rataan_kohdistuva_web.pdf

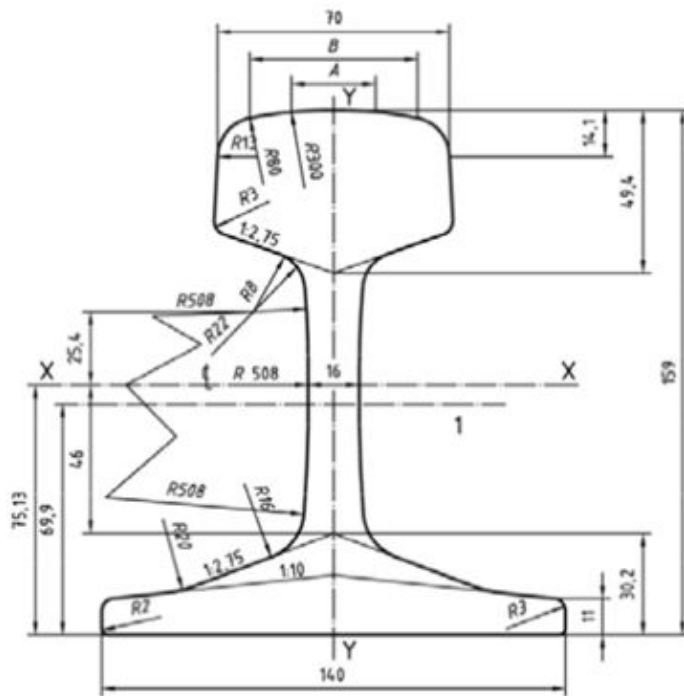
- [11] Liikennevirasto, Ratatekniset ohjeet osa 2 Radan geometria, 2010, s 59, saatavilla http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lo_2010-03_rato_2_radan_geometria_web.pdf
- [12] Australian Rail Track Corporation, Rail Defects Handbook, 2006, s 7, saatavilla <http://extranet.artc.com.au/docs/eng/track-civil/guidelines/rail/RC2400.pdf>
- [14] Otto Lahti, Junan pyörävikojen havainnointi raiteeseen asennetulla mittalaitteella, Ratahallintokeskus, 2008, s 25, saatavilla http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf4/rhk_2008-a12_junan_pyoravikojen_web.pdf
- [15] Markku Nurmentie, Rautateiden liikkuvan kaluston pyöränlaakereiden kuuma-käynti-ilmaisimien mittaustietojen seurannan kehittäminen, Liikennevirasto, 2010, saatavilla http://www2.liikennevirasto.fi/julkaisut/pdf3/lts_2010-09_rautateiden_liikkuvan_web.pdf
- [16] Human Wu and Nicholas Wilson, Handbook of Railway Vehicle Dynamics, Taylor & Francis Group, 2006, s 213, saatavilla http://sci-lib.org/books_1/I/iwnicki_01_08.pdf
- [17] Kilian, Kilian, Vladimir, Robeda, identifying misbehaving bogies – expert software for complete automated lynxrail, RTSA, Conference of Railway engineers, 2004, saatavilla <http://lynxrail.com/upload/files/en-hunting-detection-system.pdf>
- [18] Wu and Wilson, Flange climb derailments: causes and preventions, International Railway Journal, 24.2.2012, saatavilla <http://www.railjournal.com/index.php/rolling-stock/flange-climb-derailments-causes-and-prevention.html>
- [19] R W Ngigi, C Pislaru, A Ball and F Gu, Modern techniques for condition monitoring of railway vehicle dynamics, IOP Publishing, 2012, saatavilla http://iop-science.iop.org/1742-6596/364/1/012016/pdf/1742-6596_364_1_012016.pdf
- [20] International Engineering internetsivut, viitattu 20.5.2015 <http://international-engineering.com/en/divisions/monitoring-division>
- [21] International Engineering internetsivut, viitattu 20.5.2015, <http://international-engineering.com/en/divisions/monitoring-division/Vehicle-Hunting-Systems.php>
- [22] International Engineering internetsivut, viitattu 20.5.2015 <http://international-engineering.com/en/divisions/monitoring-division/Vehicle-Hunting-Systems.php>

- [23] Engineering Solutions Ltd:n internetsivut, viitattu 20.5.2015, <http://www.tlc.co.za/pdf/wimwim.pdf>
- [24] Schenck Process GmbH:n internetsivut, viitattu 22.5.2015, <http://www.schenckprocess.com/products/multirail-interscan-rail-weighbridge>
- [25] Wayside Inspection Devices Inc internetsivut, viitattu 22.5.2015
<http://www.wid.ca/products/tbogi> http://www.wid.ca/sites/default/files/brochures/TBOGI/WID_TBOGI_Brochure_US.pdf
- [26] Patenti Railroad car lateral instability and tracking error detector US 20060261218 A1, 2006 <http://www.google.com/patents/US20060261218>
- [27] Beena Visionin internetsivut, viitattu 22.5.2015, http://beenavision.com/products_aoaview.html ja http://beenavision.com/BV_PDF%20Files/LowRes/AOAView-Q4-2014-LowRes.pdf
- [28] Salient Systemssin internetsivut, viitattu 22.5.2015, http://www.lbfoster-salientsystems.com/Hunting_Truck_Detector.asp#mstto=
- [29] Salient Systemssin internetsivut, viitattu 22.5.2015, http://www.lbfoster-salientsystems.com/pdf/wireless_lv_salient.pdf
- [30] Lynxrailin internetsivut, viitattu 29.5.2015 <http://lynxrail.com/upload/files/en-hunting-detection-system.pdf>
- [31] Track IQ:n internetsivut, viitattu 29.5.2015, <http://www.trackiq.com.au/railsqad.html>
- [32] Identification of existing and new technologies for wheelset condition monitoring, Rail Safety and Standards Board, 2013, s 60, saatavilla <https://www.yumpu.com/en/document/view/3315260/title-rssb/113>
- [33] Guide to the Measurement of Force, The Institute of Measurement and Control, 2013, saatavilla <http://www.npl.co.uk/upload/pdf/forceguide.pdf>
- [34] A.C. Ugural, S.K. Fenster, *Advanced Strength and Applied Elasticity*, 4th ed, 1981
- [35] National Instruments:n internetsivut, viitattu 29.5.2015, <http://www.ni.com/white-paper/3642/en/>

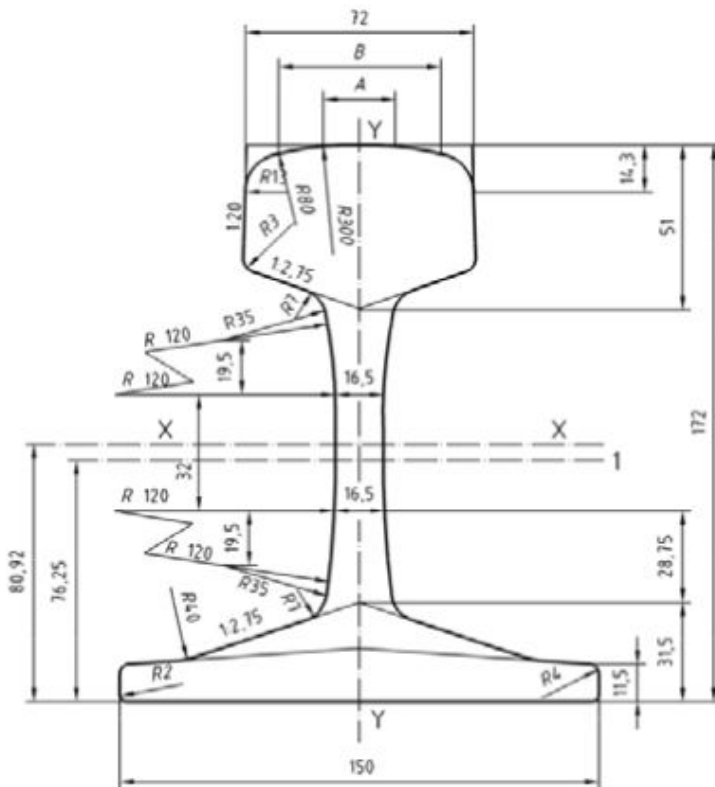
- [36] Omega Engineering Inc:n internetsivut, viitattu 29.5.2015, <http://www.omega.com/literature/transactions/volume3/strain.html>
- [37] FDC1004 Basics of Capacitive Sensing and Applications, texas intruments, viitattu 29.5.2015, saatavilla <http://www.ti.com/lit/an/snoa927/snoa927.pdf>
- [38] Scaime:n internetsivut, viitattu 2.6.2015, <http://www.scaime.com/en/121/products-services/optical-fiber-strain-gauges.html>
- [39] Active Load Ltd:n internetsivut, viitattu 2.6.2015, <http://www.activeload.co.uk/articles/9000-bolt-insert-load-cell/>
- [40] LB Foster:n internetsivut, viitattu 2.6.2015, http://www.lbfoster-salientsystems.com/pdf/LBF_Wild_Product_sheet_LOWRES.pdf
- [41] LB Foster:n internetsivut, viitattu 2.6.2015, http://www.lbfoster-salientsystems.com/pdf/LBF_WIM_Product_sheet_LOWRES.pdf
- [42] International Engineering:n internetsivut, viitattu 2.6.2015, <http://international-engineering.com/en/divisions/monitoring-division/weigh-in-motion.php>
- [43] Tamtron Systems Oy:n tuotekehityspäällikön Jouni Gustafssonin haastattelu 20.1.2015
- [44] Derailment, viitattu 2.2.2015, <https://en.wikipedia.org/wiki/Derailment>
- [45] Siemensin kotisivut, viitattu 20.10.2015 https://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/solid-edge/
- [46] Kuliten internetsivujen venymäliuskamanuaali, viitattu 20.10.2015, http://www.kulite.com/docs/products_overview/StrainGageManualDigital.pdf
- [47] Patenti: Force measuring device for detecting the rail load DE 10347812 B4, 2014, <https://www.google.com/patents/DE10347812B4?dq=Schenck+Process+GmbH+patents&ei=ZGg3VaneKcS3sQGqnIDwCw&cl=en>
- [48] Innotec Systems GmbH:n internetsivut, viitattu 2.8.2015 <http://www.innotec-systems.de/images/brochures/INNOtec-Systems-Lasca.pdf>
- [49] US6862503 ”Wheel-railhead force measurement system and method having cross-talk removed”, 2005, <http://www.google.com/patents/US6862503>

[50] Railway wheel sensor, US 7481400 B2, 2009, https://www.google.fi/patents/US7481400?dq=l.b.+fosters+railway&hl=en&sa=X&ei=-GsuVeqZL4HdsgGv_YGoCA&ved=0CEEQ6AEwBQ

LIITE A: VIGNOLE-KISKOPROFIILIT



a) 54 E 1



b) 60 E 1

LIITE B: TAULUKOT

Tulostaulukot uudesta anturipalkkimallista

Symmetrinen pystysuuntainen kuorma

Taulukko 18. Yläpinnan sivuvoima-aukkojen venymät symmetrisellä pystykuormalla.

kuorma (N)	suhteellinen venymä € prosentteina (%)					
	vasen uusi aukko	oikea uusi aukko	vasen uusi aukko	oikea uusi aukko	vasen suuntien erotus	oikea suuntien erotus
	suunta 1	suunta 1	suunta 2	suunta2		
	3331-5936	1572 - 2399	3327 -3334	2396 - 1569		
10 000	-2,0065E-4	-1,2618E-4	1,86756E-4	2,46715E-4	3,8675E-4	3,728E-4
20 000	-4,0131E-4	-2,5229E-4	3,73512E-4	4,95139E-4	7,7481E-4	7,473E-4
50 000	-1,0033E-3	-6,3018E-4	9,33789E-4	1,25068E-3	1,93708E-3	1,88E-3
100 000	-2,0065E-3	-1,2586E-3	1,8676E-3	2,54411E-3	3,8736E-3	3,802E-3
200 000	-4,0130E-3	-2,5099E-3	3,73527E-3	5,25923E-3	7,748E-3	7,768E-3

Sivuvoimareitit venyvät suoraan verrannollisesti pystyvoimaan nähden, taulukko 18. Molempien aukkojen supistuma, venymä sekä näiden erotus kasvaa voiman kasvaessa.

Aukon venymän ja supistuman erotuksesta huomataan että vasemmassa aukossa muodonmuutos on ollut hieman suurempaa kuin oikeassa. Anturipalkkiin mallinnusvaiheessa jäänyt epäsymmetrisyys lienee syynä tähän.

Taulukko 19. *Etureunan wild-aukkojen venymät symmetrisellä kuormalla.*

kuorma (N)	wild vasen suunta1 4330-1245	wild oikea suunta1 4263-1267	wild va- sen- suunta2 4326- 1227	wild oi- kea suunta2 4267- 1285	vasen suuntien erotus	oikea suuntien erotus
10 000	0.00466158	0.00374758	-5.1482E-3	-4.2598E-3	0,00980978	0,00800738
20 000	0.00932973	0.00750062	-0.0102907	-8.5146E-3	0,01962043	0,01601462
50 000	0.0233736	0.0187925	-0.0256843	-0.0212492	0,0490579	0,0400417
100 000	0.0469113	0.0377216	-0.051227	-0.0423737	0,0981383	0,0800953
200 000	0.0944783	0.0759888	-0.101888	-0.0842489	0,1963583	0,1602377

Taulukosta 19 nähdään että pystyvoima-aukot reagoivat edelleen samoin kuin alkuperäisessäkin Wild-anturipalkissa. Venymä on suoraan verrannollinen kuormittavaan voimaan. Muuttunut anturipalkin rakenne ei siis ole heikentänyt pystyvoima-aukkojen herkkyyttä. Niiden venymä on edelleen samaa luokkaa kuin alkuperäisessä palkkirakenteessa, taulukko 2.

Vasen aukko on tässä venynyt enemmän kuin oikea, todennäköisesti tämä johtuu puutteista anturipalkin mallinnuksessa. Anturipalkkiin jäi mallintamisvaiheessa epäsymmetrisyyttä ja kuormittava voima on lähempänä vasenta päätä.

Taulukko 20. Alapinnan sivuvoima-aukot symmetrisellä kuormalla.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)					
	vasen uusi aukko	oikea uusi aukko	vasen uusi aukko	oikea uusi aukko	vasen erotus	oikea erotus
	(alkuperäinen oikea)	suunta1	suunta2	suunta 2		
	suunta1	3-5982	5899 - 52	7 - 5986		
	5903- 56					
10 000	6,12292E-5	7,52178E-5	-1,0729E-4	-1,7958E-4	1,685E-4	2,547E-4
20 000	1,24199E-4	1,51901E-4	-2,1248E-4	-3,5742E-4	3,366E-4	5,123E-4
50 000	3,23547E-4	3,90741E-4	-5,1542E-4	-8,8043E-4	8,389E-4	1,2711E-3
100 000	6,90596E-4	8,18112E-4	-9,7819E-4	-1,7172E-3	1,6687E-3	2,535E-3
200 000	1,55519E-3	1,78274E-3	1,7458E-3	-3,2596E-3	3,30099E-3	5,04234E-3

Taulukosta 20 nähdään että sivuvoimareiat anturipalkin alapinnassa käyttäytyvät muutoin samoin kuin yläpinnan aukot, mutta niiden muodonmuutos on pienempää kertaluokkaa. Yläpinnan venymien erotus on noin 2,3ertainen alapinnan venymien erotukseen. Tämä voi johtua siitä, että kuormittavat voimat kohdistuvat kiskoon, joka on kiinnitetty anturipalkin yläpintaan. Alapuolen aukoissa oikean ja vasemman puolen venymien erotuksissa on suurempi ero kuin yläpuolen aukoissa (taulukossa 18). Nyt oikeanpuoleinen aukko on venynyt selkeästi enemmän ollen noin 1,5ertainen vasempaan verrattuna, vaikka kyseessä on symmetrinen kuormitus.

Taulukko 21. Takareunan wild-aukkojen venymät symmetrisillä kuormilla

kuorma (N)	vasen (takaa katsoen oikea) suunta 1 1231 - 4305	oikea suunta 1 1267 - 4288	vasen suunta 2 1227 - 4309	oikea suunta 2 1263 - 4267	vasen erotus	oikea erotus
10 000	0,00463689	0,00398559	-0,0050820	-0,0041179	0,00971889	0,00810
20 000	0,00927987	0,00797707	-0,0101586	-0,0082311	0,01943	0,016208
50 000	0,0232454	0,0199869	-0,0253571	-0,0205429	0,0486	0,0405298
100 000	0,0466431	0,0401213	-0,0505826	-0,0409696	0,09718	0,0810909
200 000	0,0938948	0,0808322	-0,100638	-0,0814744	0,1945328	0,1753692

Anturipalkin takasivulla olevat wild-aukot käyttäytyvät samoin kuten etusivulla olevat. Edelleen (alkuperäsen suunnan) vasemman puolen muodonmuutokset ovat hieman isommat kuin oikealla, noin 1,20 kertaiset.

Pystysuuntainen kuorma kiskon reunassa

Seuraavaksi tutkittiin anturipalkin muodonmuutosta, kun pystysuuntainen pyörävoima kohdistuu kiskon keskilinjan sivuun eli kun junan pyörä on ajautunut kiskon reunaan.

Taulukko 22. Yläpinnan sivuvoima-aukkojen venymät kun pystyvoima kiskon reunassa.

kuorm a (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)					
	vasen uusi aukko suunta1 3331-5936	oikea uusi aukko suunta1 1572 2399	vasen uusi aukko suunta2 3327 - 3334	oikea uusi aukko suunta2 2396 - 1569	vasen suuntien erotus	oikea suuntien erotus
10 000	-6,0455E-4	-1,2618E-4	5,47521E-4	7,40943E-4	11,5202E-4	8,3112E-4
20 000	-1,2091E-3	-2,5229E-4	1,09505E-3	1,48419E-3	2,307E-3	1,6520E-3
50 000	-3,0227E-3	-6,3018E-4	2,73768E-3	3,72775E-3	5,7000E-3	4,3000E-3
100 000	-6,0453E-3	-1,2586E-3	5,47554E-3	7,5131E-3	11,5200E-3	8,7700E-3
200 000	-12,0903E-3	-2,5099E-3	10,9518E-3	15,2566E-3	22,9900E-3	17,7000E-3

Venymät ovat suoraan verrannollisia kuormittavaan voimaan. Vasemman sivuvoima-aukon muodonmuutos havaitaan noin 1,2 kertaiseksi oikeaan verrattuna, kun verrataan sen molemmin suuntien suunta1 ja suunta2 yhdistettyä muodonmuutosta oikean aukon vastaavaan, taulukon 22 sarakkeet 6 ja 7.

Taulukko 23. *Etireunan wild-aukkojen venymät kun pystyvoima kiskon reunassa.*

kuorma	wild va- sen 4330- 1245 suunta1	wild oikea 4263-1267 suunta1	wild va- sen suunta2 4326- 1227 suunta2	wild oi- kea suunta2 4267 -1285 suunta2	vasen suuntien erotus	oikea suuntein erotus
10 000	0,00466948	0,00374686	-0,0047797	-0,0039759	0,00944918	0,007722
20 000	0,00934702	0,00749929	-0,0095530	-0,0079463	0,01890002	0,01544559
50 000	0,023428	0,01879	-0,0238351	-0,0198241	0,0472631	0,0386141
100 000	0,0470575	0,0377191	-0,0475121	-0,0395091	0,0865666	0,0772282
200 000	0,0949204	0,0759946	-0,0943919	-0,0784617	0,1893123	0,1544563

Myös wild-aukoissa muodonmuutos on jälleen suoraan verrannollista voimaan. Vasemman aukon muodonmuutos on noin 1,2 -kertainen oikeaan nähden.

Taulukko 24. Pohjan sivuvoima-aukkojen venymä, kun kuormitus kiskon reu-
nassa.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)									
	vasen uusi aukko suunta2 5899 52		oikea uusi aukko suunta 2 7 5986		vasen uusi aukko suunta1 5903- 56		oikea uusi aukko suunta1 3-5982		vasem- man ero- tus	oikean erotus
10 000	-4,8456E-4		-5,6053E-4		4,45467E-4		4,46235E-4		9,295E-4	10,067E-4
20 000	-9,6634E-4		-1,1186E-3		8,92153E-4		8,93481E-4		18,5845-4	20,1148-4
50 000	-2,3950E-3		-2,7785E-3		2,23953E-3		2,24128E-3		4,634E-3	5,019E-4
100 000	-4,7206E-3		-5,4965E-3		4,50956E-3		4,50784E-3		9,229E-3	10,0035E-3
200 000	-9,1634E-3		-10,7512E-3		9,14111E-3		9,11674E-3		18,304E-3	19,9186E-3

Lisäaukon venymä on suoraan verrannollista kuormittavaan voimaan. Oikean sivuvoima-aukon muodonmuutos havaitaan noin 1,08 -kertaiseksi vasemman puoleiseen verrattuna, kun verrataan sen molempien suuntien suunta1 ja suunta2 yhdistettyä muodonmuutosta oikean aukon vastaavaan, taulukon 24 sarakkeet 6 ja 7.

Taulukko 25. Takapinnan Wilde-aukkojen venymä, kun kuormitus kiskon reunassa.

kuorma (N)	Wilde va- sen – (edestä oi- kea) suunta1 1267 4288	wild oikea = taka va- sen suunta1 1231 4305	wild va- sen –taka oikea suunta2 1263- 4267	wild oi- kea = taka va- sen suunta2 1227- 4309	oikea erotus	vasen erotus
10 000	4,29732E-3	4,63141E-3	-4,1512E-3	-5,0880E-3	8,488E-3	9,719E-3
20 000	8,60134E-3	9,26898E-3	-8,2977E-3	-10,1706E-3	16,898E-3	19,438E-3
50 000	21,5535E-3	23,2186E-3	-20,7089E-3	-25,3866E-3	42,258E-3	48,60E-3
100 000	43,2742E-3	46,5911E-3	-41,3002E-3	-50,6402E-3	84,57E-3	97,23E-3
200 000	87,2166E-3	93,797E-3	-82,1298E-3	-100,748E-3	169,33E-3	194,545E-3

Alapuolen aukoissa oikean puoleisen muodonmuutos on noin 1,15 -kertainen vasempaan verrattuna. Yläpuolen aukoissa vasemman aukon muodonmuutos oli isompi. Todellisuudessa nämä aukot ovat samassa päässä anturipalkkia, joten tulokset ovat loogiset.

Pelkästään sivusuuntainen voima

Taulukko 26. Yläpinnan sivuvoima-aukon venymät, kun kuorma on pelkästään sivusuunnasta.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)					
	vasen uusi aukko suunta1 3331-5936	oikea uusi aukko suunta1 1572-2399	vasen sivuvoima suunta2 3327-3334	oikea sivuvoima suunta2 2396-1569	erotus vasen	erotus oikea
5 000	9,39764E-4	0,0204915	-7,6386E-4	-3,1018E-3	17,027E-4	51,5E-4
10 000	1,87954E-3	4,09902E-3	-1,5277E-3	-6,2033E-3	3,406E-3	10,302E-3
15 000	2,81932E-3	6,14961E-3	-2,2915E-3	-9,3043E-3	5,11E-3	15,453E-3
20 000	3,75911E-3	8,20093E-3	-3,0554E-3	-0,012405	6,814E-3	20,605E-3

Oikean sivuvoima-aukon muodonmuutos on nyt selkeästi isompi, noin kolminkertainen verrattuna vasempaan. Venymät ovat suoraan verrannollisia voimaan nähden.

Taulukko 27. *Etireunan wild-aukkojen venymät, kun kuorma pelkäästään sivusuunnasta.*

kuorma (N)	wild vasen- suunta1 4330-1245	wild oikea suunta1 4263-1267	wild va- sen- suunta2 4326- 1227	wild oikea suunta2 4267 - 1285	erotus vasen	erotus oikea
5 000	-3,9986E-4	3,42152E-4	-1,1645E-3	-1,0359E-3	15,635E-4	13,771E-4
10 000	-5,5642E-4	6,87137E-4	-2,3228E-3	-2,0667E-3	28,788E-4	27,538E-4
15 000	-7,9642E-4	0,00103496	-3,4749E-3	-0,0030924	42,709E-4	41,269E-4
20 000	-1,5796E-3	0,00138561	-4,6209E-3	-4,1131E-3	61,996E-4	54,98E-4

Myös wild-aukko on reagoinut suoraan verrannollisesti kuormittavaan voimaan, vaikka kyseessä sivusuuntainen voima. Wild-aukoissa vasemmanpuoleisen muodonmuutos on hieman isompaa kuin oikean puoleisen. (3-15 %)

Taulukko 28. Alapinnan sivuvoima-aukon venymä, kun pelkästään sivusuuntainen voima.

kuorma (N)	suhteellinen venymä € prosentteina (%)					
	vasen uusi aukko suunta2 5899- 52	oikea uusi aukko suunta 2 7 - 5986	vasen uusi aukko suunta1 5903- 56	oikea uusi aukko suunta1 3-5982	vasen erotus	oikea erotus
5 000	-7,5097E-4	-4,1318E-4	7,18935E-4	5,03745E-4	14,699E-4	9,167E-4
10 000	-1,5016E-3	-8,259E-4	0,00143825	0,00100789	29,396E-4	18,3289- 4
15 000	-2,2517E-3	-1,2381E-3	0,00215796	0,00151242	4,4E-3	2,74E-3
20 000	-3,0015E-3	-1,6499E-3	0,00287804	0,00201735	5,87E-3	3,66E-3

Vasemman puoleisessa isompi muodonmuutos, noin 1,6 -kertainen. Yläpuolen aukoissa oikeassa 3 kertaa isompi muodonmuutos verrattuna vasempaan. Yläpuolen aukko on siis herkempi.

Taulukko 29. Takareunan wild-aukon venymä, kun pelkästään sivusuuntainen voima.

kuorma	wild vasen (taka oikea) suunta1 1267 4288	wild oikea suunta1 1231 4305	wild vasen suunta2 1263-4267	wild oikea- suunta2 1227-4309	vasen erotus	oikea erotus
5 000	-8,4338E-4	2,80856E-4	3,27405E-4	4,47464E-4	11,70E-4	7,28E-4
10 000	-1,6841E-3	5,65013E-4	6,59938E-4	9,01157E-4	25,85E-4	14,66E-4
15 000	-2,5221E-3	8,52471E-4	9,97599E-4	0,00136107	35,19E-4	22,13E-4
20 000	-3,3575E-3	0,00114323	0,00134039	0,00182722	46,97E-4	29,70E-4

Myös wild-aukko on reagoinut suoraan verrannollisesti kuormittavaan voimaan, vaikka kyseessä sivusuuntainen voima. Wild-aukoissa vasemman puoleisessa jälleen isompi muodonmuutos, noin 1,6 -kertainen. Yläpuolen vasemmassa aukossa oli vain hieman isompi muodonmuutos.

Symmetrinen pystysuuntainen voima sekä sivusuuntainen voima

Kuormittava pystysuuntainen voima kohdistettiin kiskon selän keskiosaan ja sivusuuntainen voima kiskon sivuun. Pystysuuntainen voima oli vakio 100 000 newtonia ja sivusuuntainen voima kasvoi 5 000 newtonista 20 000 newtoniin 5000 newtonin välein.

Taulukko 30. Yläpinnan sivuvoima-aukkojen venymä, kun kuormana on symmetrisen pystysuuntainen voima sekä sivusuuntainen voima.

kuorma (N)	suhteellinen venymä € prosentteina (%)					
	vasen uusi aukko suunta1 3331-5936	oikea uusi aukko suunta1 1572 2399	vasen uusi aukko suunta2 3327 - 3334	oikea uusi aukko suunta2 2396 - 1569	vasen erotus	oikea ero- tus
100 000 + 5 000	-1,0668E-3	3,95889E-3	1,1037E-3	-5.6547E-4	2,16 E-3	4,52425 E-3
100 000 +10 000	-1,2703E-4	6,01348E-3	3.39822E-4	-3.6747E-3	0,4668E-3	9,6877E-3
100 000 +15 000	8,12736E-4	8,0688E-3	-4.2404E-4	-6.7835E-3	1,236 E-3	14,8523 E-3
100 000 +20 000	17,5251E-4	10,1248E-3	-1,1879E-3	-9.8920E-3	2,93 E-3	20,01 E-3

Oikean puoleisen aukon venymien erotus kasvaa suoraan verrannollisesti sivuvoiman kasvaessa. Vasemman aukon venymien erotus taas pysyy samassa kertaluokassa sivuvoiman kasvusta huolimatta.

Taulukko 31. *Etireunan wild-aukkojen venymä, kun kuormana symmetrinen pystysuuntainen voima sekä sivusuuntainen voima.*

kuorma (N)	wild vasen suunta1 4330- 1245	wild oikea suunta1 4263- 1267	wild vasen suunta2 4326-1227	wild oikea suunta2 4267- 1285	oikea erotus	vasen erotus
100 000 + 5 000	46,4954E-3	38,0703E-3	-52,3958E-3	-43,4132E-3	98,88E-3	81,48E-3
100000 +10 000	46,0829E-3	38,4218E-3	-53,5583E-3	-44,4476E-3	99,63E-3	82,86E-3
100000 +15 000	45,6736E-3	38,7762E-3	-54,7147E-3	-45,4768E-3	100,38E-3	84,24E-3
100 000 +20 000	45,2677E-3	39,1334E-3	-55,8649E-3	-46,501E-3	101,12E-3	85,63E-3

Wild-aukoissa vasemmassa on noin 1,2 -kertainen muodonmuutos oikeaan verrattuna. Molemmat pysyvät kuitenkin lähes vakiona. Tämä on toivottavaa, koska wild-aukkojen ei kuuluisikaan reagoida sivusuuntaisen voiman muutoksiin.

Taulukko 32. Alapinnan sivuvoima-aukkojen venymä, kun kuormana on symmetrinen pystysuuntainen voima sekä sivusuuntainen voima.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)											
	vasen suunta2 5899 52		oikea suunta 2 7 5986		vasen suunta1 5903- 56		oikea suunta1 3-5982		vasen erotus		oikea erotus	
100 000 + 5 000	-1.7382E-3	-2.1394E-3	1,41766E-3	1,32945E-3	3,1550E-3	3,4500E-3						
100000 +10 000	-2.4978E-3	-2.5611E-3	2,14511E-3	1,84119E-3	4,6350E-3	4,400E-3						
100000 +15 000	-3.2570E-3	-2.9824E-3	2,87294E-3	2,35332E-3	6,1200E-3	5,3300E-3						
100 000 +20 000	-4.0158E-3	-3.4032E-3	3,60115E-3	2,86585E-3	7,6001E-3	6,2600E-3						

Vasemman puolen aukon venymien erotus on noin 1,1 -kertainen oikeaan nähden. Erotussignaalin voisi ajatella kasvavan sivusuuntaisen voiman mukana suoraan verrannollisesti, jos 100 000 newtonin aiheuttama lähtötaso huomioidaan.

Taulukko 33. Takapinnan wild-aukkojen venymä, kun kuormana symmetrinen pystysuuntainen voima sekä sivusuuntainen voima.

kuorma (N)	wild vasen		wild oikea		wild vasen	wild oikea	vasen	oikea
	suunta1		suunta1		suunta2	suunta2	erotus	erotus
	1267	4288	1231	4305	1263-4267	1227-4309		
100 000 + 5 000	39,273E-3		46,9322E-3		-40,6384E-3	-50,1308E-3	79,90E-3	97,06E-3
100000 +10 000	38,4273E-3		47,2245E-3		-40,3021E-3	-49,6728E-3	78,72E-3	96,89E-3
100000 +15 000	37,5843E-3		47,5202E-3		-39,9606E-3	-49,2085E-3	77,54E-3	96,72E-3
100 000 +20 000	36,744E-3		47,8192E-3		-39,614E-3	-48,738E-3	76,35E-3	96,54E-3

Takapuolen wild-aukoissa oikeassa on noin 1,2 -kertainen muodonmuutos vasemman puoleiseen verrattuna. Todellisuudessa on kyse saman päädyn aukoista. Molemmat pysyvät kuitenkin lähes vakiona. Tämä on toivottavaa, koska wild-aukkojen ei kuuluisikaan reagoida sivusuuntaisen voiman muutoksiin.

Tulostaulukot toisesta uudesta anturipalkkimallista

Kuormitus kiskon kesksiosassa

Kuormitus kohdistuu nyt kiskon keskiosan alueisiin eli kuvan 54 alueisiin 92 -94.

Taulukko 34. Sivuvoima-aukkojen venymät, kun sivusuuntainen voima on pinnassa 94.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	sivu- voima suunta 1 2965-152	sivuvoima suunta 2 2967 -154	erotus
5 000	-2,1923E-4	2,34629E-4	0,453 E-3
10 000	-4,071E-4	5,35017E-4	0,942 E-3
15 000	-5,6361E-4	9,01167E-4	1,464 E-3
20 000	-6,8877E-4	0,00133307	2,021 E-3

Taulukko 35. *Wild-aukkojen venymät, kun sivusuuntainen voima on pinnassa 94.*

kuorma	wild etu suunta1 2367 -538	wild etu suunta2 2381- 535	wild taka suunta1 536 -2382	wild taka suunta2 2385 -549	etu erotus	taka erotus
5 000	8.73913E-4	-2.1375E-3	-1.7319E-3	-4.1115E-4	30,10E-4	2,142E-3
10 000	1,75888E-3	-4,261E-3	-3.4615E-3	-7.9965E-4	6,01E-3	4,259E-3
15 000	2,65491E-3	-6.3706E-3	-5,1889E-3	-1.1655E-3	9,02E-3	6,345E-3
20 000	3,56198E-3	-8.4662E-3	-6.9140E-3	-1.5087E-3	12,02E-3	8,418E-3

Sivuvoima-aukon muodonmuutos kasvaa suoraan verrannollisesti sivuvoimaan nähden.

Myös wild-aukko reagoi suoraan verrannollisesti sivuvoimaan. Tässä tilanteessa pystyvoimaa ei ole dominoimassa. Etureunan puoleisen aukon venymä on noin 1,4 kertainen takareunan puoleiseen verrattuna.

Taulukko 36. *Sivuvoima-aukkojen venymät, kun pystysuuntainen voima vaikuttaa kohdassa 93 ja sivusuuntainen voima kohdassa 94.*

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	uusi aukko suunta1 2965-152	uusi aukko suunta2 2967 -154	erotus
100 000 + 5 000	1,38201E-3	-5,8672E-4	1,966E-3
100 000 +10 000	9,27678E-4	-2,4086E-4	1,16E-3
100 000 + 15 000	5,04708E-4	1,70762E-4	0,675E-3
100 000 + 20 000	1,13086E-4	6,48139E-4	0,761E-3

Taulukko 37. Wild-aukkojen venymät, kun pystysuuntainen voima vaikuttaa kohdassa 93 ja sivusuuntainen voima kohdassa 94.

kuorma (N)	wild etu suunta1 2367 -538	wild etu suunta2 2381- 535	wild taka suunta1 536 -2382	wild taka suunta2 2385 -549	wild etu erotus	wild taka erotus
100 000 + 5 000	-73,65E-3	83,8882E-3	72,6579E-3	-72,7372E-3	157,53 E-3	145,38 E-3
100 000 +10 000	-72,7193E-3	81,7497E-3	70,9111E-3	-73,1791E-3	154,45 E-3	144,08 E-3
100 000 + 15 000	-71,7775E-3	79,6249E-3	69,1668E-3	-73,5984E-3	151,39 E-3	142,75E-3
100 000 + 20 000	-70,8248E-3	77,5142E-3	67,4246E-3	-73,9948E-3	148,33E-3	141,41E-3

Sivuvoima-aukon venymä on nyt supistunut voiman kasvaessa, paitsi viimeisessä kohdassa venymä on taas hieman kasvanut edelliseen verrattuna.

Excel taulukkolaskentaohjelmalla ja lineaarisella regressiolla määritettiin, että muodonmuutos on pelkällä pystysuuntaisella voimalla $2,1655 \cdot 10^{-3} \%$. Ja muodonmuutosta sivuvoiman funktiona kuvaavan suoran kulmakertoimen $-0,000000082 \%$ / N. Eli 5000 Newtonin sivuvoiman vaikutuksesta muodonmuutos on aina $-0,41 \cdot 10^{-3} \%$

Tässä tilanteessa kuvaajaan sovitettiin lineaarinen suora, vaikka alkuperäiset pisteet eivät sitä tukeneetkaan enää viimeisen 20 000 Newtonin sivuvoiman kohdalla.

Wild-aukkojen muodonmuutos pienenee sivuvoiman kasvaessa. Venymä kuitenkin pysyy lähes vakoina. Etureunan venymä on noin 1,05-1,08 -kertainen takareunaan verrat-

tuna. Venymän pysyminen vakiona on hyvä ilmiö, koska wild-aukon ei kuulukaan reagoida sivuvoiman muutokseen. Aiemmassa pelkän sivuvoiman tilanteessa (taulukko 35) venymä muuttui voimakkaammin, koska suuri pystyvoima ei ollut dominoimassa.

Kuormitukset lähempänä anturipalkin päätä

Taulukko 38. Sivuvoima-aukkojen venymät kun vain sivusuuntainen voima pinnassa 95.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	uusi aukko suunta 1 2965-152	uusi aukko suunta 2 2967 -154	erotus
5 000	-1,249E-4	2,17444E-4	3,419 E-4
10 000	-2,165E-4	5,35017E-4	7,515 E-4
15 000	-2,748E-4	8,57499E-4	11,32 E-4
20 000	-2,9981E-4	0,00128012	15,79 E-4

Sivuvoima-aukon muodonmuutos kasvaa suoraan verrannollisesti sivuvoiman mukana. Muutos on kuitenkin vain noin 80 % taulukon 34 tilanteesta, jossa voima kohdistui alueeseen 94 kiskon keskiosassa.

Taulukko 39. *Wild-aukkojen venymät, kun vain sivusuuntainen voima pinnassa 95.*

kuorma (N)	Wilde etu suunta1 2367 -538	wild etu suunta2 2381- 535	wild taka suunta1 536 -2382	wild taka suunta2 2385 -549	wild etu erotus	wild taka erotus
5 000	8.46417E-4	-2.2010E-3	-1.6843E-3	-3.9163E-4	3,047 E-3	2,071 E-3
10 000	1,70559E-3	-4.3886E-3	-3.3668E-3	-7.5872E-4	6,0936E-3	4,1255E-3
15 000	2,57753E-3	-6.5628E-3	-5,0475E-3	-1.1013E-3	9,1398E-3	10,2411E-3
20 000	3,46223E-3	-8.7234E-3	-6.7265E-3	-1.4193E-3	12,1854E-3	13,6043E-3

Etareunan wild-aukko on suoraan verrannollinen voimaan, takareunan wild-aukossa epä-jatkuvuutta alun jälkeen. Etareunan wild-aukon tilanne on myös suuruudeltaan hyvin sama kuin taulukon 35 tilanteessa.

Taulukko 40. Sivuvoima-aukkojen venymä, kun pystyvoima keskellä alueessa 96 ja sivuvoima alueessa 95.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	uusi aukko suunta1 2965-152	uusi aukko suunta2 2967 -154	erotus
100 000 + 5 000	-9,1641E-4	2,35519E-3	3,2716E-3
100000 + 10 000	-1,2814E-3	2,6871E-3	3,9685E-3
100000 + 15 000	-1,6130E-3	3,0874E-3	4,7004E-3
100 000 + 20 000	-1,9114E-3	3,55609E-3	5,4674E-3

Taulukko 41. *Wild-aukkojen venymä, kun pystyvoima keskellä alueessa 96 ja sivuvoima alueessa 95*

kuorma (N)	wild etu suunta1 2367 -538	wild etu suunta2 2381- 535	wild taka suunta1 536 -2382	wild taka suunta2 2385 -549	wild taka erotus	wild etu erotus
100 000 + 5 000	-0.0792706	0.0860533	0.0662202	-0.0704946	0,1658	0,1367102
100000 +10 000	-0.0783696	0.0838498	0.0645191	-0.0709163	0,1622	0,135435
100000 +15 000	-0.0774559	0.0816598	0.0628198	-0.0713134	0,1591	0,1341
100 000 +20 000	-0.0765293	0.0794832	0.0611221	-0.071686	0,1560	0,1328

Wild-aukkojen muodonmuutokset pysyvät lähes vakiona, molemmat pienenevät lievästi sivuvoiman kasvaessa. Tämä on hyvä ilmiö, sillä wild-aukkojen ei tulekkaan reagoida sivuvoiman muutoksiin.

Sivuvoimareian muodonmuutos kasvaa suoraan verrannollisesti sivuvoiman mukana, kun huomioidaan pystyvoimasta aiheutuva muodonmuutoksen lähtötaso.

Excel taulukkolaskentaohjelmalla ja lineaarisella regressiolla määritettiin että muodonmuutos on pelkällä pystysuuntaisella voimalla $2,52 * 10^{-3} \%$. Ja muodonmuutosta sivuvoiman funktiona kuvaavan suoran kulmakerroin $0,0000001460 \% / N$. Eli 5000 Newtonin sivuvoiman vaikutuksesta muodonmuutos kasvaa aina $0,00073 * 10^{-3} \%$.

Kuormitukset anturipalkin päädyssä

Taulukko 42. Sivuvoima-aukkojen venymä, kun vain sivusuuntainen voima pinnassa 99.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	uusi aukko suunta1 2965-152	uusi aukko suunta2 2967 -154	
5 000	-7,4444E-5	0,00022492	2,9934E-4
10 000	-1,1416E-4	5,18968E-4	6,33128E-4
15 000	-1,1915E-4	8,82153E-4	10,013E-4
20 000	-8,9415E-5	0,00131445	14,0381E-4

Taulukko 43. Wild-aukkojen venymä, kun vain sivusuuntainen voima pinnassa 99.

kuorm a (N)	wild etu suunta1 2367 - 538	wild etu suunta2 2381- 535	wild taka suunta1 536 -2382	wild taka suunta2 2385 -549	wild taka erotus	wild etu erotus
5 000	8.13918E-4	-2.2350E-3	-1.5885E-3	-3.7174E-4	3,04891E-3	1,96E-3
10 000	1,64245E-3	-4.4577E-3	-3.1758E-3	-7.175E-4	6,0997E-3	3,8933E-3
15 000	2,48559E-3	-6.6683E-3	-4.7620E-3	-1.0373E-3	9,15389E-3	5,7993E-3
20 000	3,34334E-3	-8.8666E-3	-6,3471E-3	-1.3311E-3	12,2096E-3	7,6782E-3

Sivuvoima-aukko venyy hienosti likipitään suoraan verrannollisesti sivuvoimaan. Taulukkoon 35 verrattuna tulos on kuitenkin vain 87 % venymästä vastaavilla voimilla.

Wild-aukkojen venymät ovat suoraan verrannolliset sivuvoimaan nähden, koska pystysuuntainen voima ei ole dominoimassa. Takareunan aukon muodonmuutos on noin 55 % suurempaa kuin takareunassa.

Taulukko 44. Sivuvoima-aukkojen venymä, kun pystysuuntainen voima keskellä alueessa 98 ja sivusuuntainen voima pinnassa 99.

kuorma (N)	suhteellinen venymä ϵ prosentteina (%)		
	uusi aukko suunta1 2965-152	uusi aukko suunta2 2967 -154	uusi aukko erotus
100 000 + 5 000	-4,3207E-3	7,13802E-3	11,45875E-3
100000 +10 000	-4,6397E-3	7,48349E-3	12,1231E-3
100000 +15 000	-4,9239E-3	7,89807E-3	12,8219E-3
100 000 +20 000	-5,1734E-3	8,38178E-3	13,5551 E-3

Taulukko 45. Wild-aukkojen venymä, kun pystysuuntainen voima keskellä alueessa 98 ja sivusuuntainen voima pinnassa 99.

	wild etu suunta1 2367 -538	wild etu suunta2 2381- 535	wild taka suunta1 536 -2382	wild taka suunta2 2385 -549	wild erotus	wild taka erotus
100 000 + 5 000	-0.0879552	0.0894927	0.0565186	-0.0671909	0,1774479	0,1237095
100000 +10 000	-0.0870901	0.0872545	0.054911	-0.0675907	0,1743446	0,1225017
100000 +15 000	-0.0862103	0.0850284	0.0533045	-0.0679643	0,1712387	0,1212688
100 000 +20 000	-0.085316	0.0828146	0.0516991	-0.0683122	0,1681306	0,1200113

Sivuvoimareian muodonmuutos kasvaa suoraan verrannollisesti sivuvoiman mukana, kun huomioidaan pystyvoimasta aiheutuva muodonmuutoksen lähtötaso.

Excel taulukkolaskentaohjelmalla ja lineaarisella regressiolla määritettiin, että muodonmuutos on pelkällä pystysuuntaisella voimalla $10,74275 * 10^{-3} \%$. Ja muodonmuutosta sivuvoiman funktiona kuvaavan suoran kulmakerroin $0,0000001398 \%$ / N. Eli 5000 Newtonin sivuvoiman vaikutuksesta muodonmuutos kasvaa aina $0,699 * 10^{-3} \%$. Tässä tilanteessa suoran kulmakerroin on suurin, verrattuna taulukoiden 36 ja 40 tilanteisiin. Wild-aukkojen venymät pienenevät hieman sivuvoiman kasvaessa, pysyvä kuitenkin lähes vakiona.