



# **FORMULA STUDENT KILPA- AUTON ALUSTAN SUUNNITTELU**

Sami-Ville Markkula

Opinnäytetyö  
Toukokuu 2014  
Auto ja kuljetustekniikka  
Auto- ja työkonetekniikka

TAMPEREEN AMMATTIKORKEAKOULU  
Tampere University of Applied Sciences

## TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Auto ja kuljetustekniikka  
Auto- ja työkonetekniikka

SAMI-VILLE MARKKULA:

Formula Student kilpa-auton alustan suunnittelu

Opinnäytetyö 95 sivua, joista liitteitä 37 sivua  
Toukokuu 2014

---

Opinnäytetyössä suunnitellaan Formula Student kilpa-auton alusta. Tavoitteena oli suunnitella alustasta kilpailukykyinen ja tehdä hyvä pohja tulevien vuosien jatkokehitykselle.

Työn tilaajana oli TAMK Formula Student Ry, joka on Tampereen Ammattikorkeakoulun opiskelijoista koostuva yhdistys ja se kilpailee Formula Student kilpaluokassa. Formula Student kilpaluokka on korkeakoulu-tasoisille opiskelijoille tarkoitettu luokka, jossa kilpaillaan itse valmistetulla formula-tyylisellä kilpa-autolla. Kilpailut koostuvat dynaamisesta ja staattisesta osuudesta. Staattisessa osuudessa pisteisiin vaikuttaa muun muassa auton suunnittelu, auton valmistuskustannukset ja markkinointiosuus. Dynaamiseen osuuteen kuuluu ajosuoritukset.

Työssä käydään läpi alustan perusteoriaa, johon kuuluu muun muassa rengasdata, pyöränkulmat, alustageometria ja ohjausgeometria. Lisäksi käydään läpi suunnittelun eri vaiheet ja laskut, joita suunnittelussa käytettiin. Laskuihin kuuluu pyöränkuormien, ohjausgeometrian, jousien jäykkyyden ja kallistuksenvakaajien laskenta. Opinnäytetyössä perehdytään myös alustan suunnittelu ohjelma Optimum Kinematicsin käyttöön, sekä alustan osien suunnitteluun Catia-ohjelmalla.

## **ABSTRACT**

Tampere University of Applied Sciences  
Degree Programme in Automotive and Transport Engineering  
Option of Automobile and Industrial Vehicle Engineering

**SAMI-VILLE MARKKULA:**  
Formula Student Race Car Suspension Desing

Bachelor's thesis 95 pages, appendices 37 pages  
May 2014

---

In this thesis there will be designed the suspension of a race car in the Formula Student class. The objective was to make the suspension competitive and to make a good basis for the future design.

As a subscriber of the work was TAMK Formula Student Ry which is an association of the students of Tampere University of Applied Sciences. TAMK Formula Student Ry competes in Formula Student race class which is meant for the higher education students. In that race class competitors design and build a formula style race car. In the competition there is a static part and a dynamic part. In a static part of the competition the point-effecting things are planning of the car, the manufacturing costs of the car and the marketing. In the dynamic part pertains driving performances.

In this thesis the basics of car suspension are introduced to the reader. In the basics are included tire-data, wheel angles, suspension geometry and steering geometry. One also goes through the phases and calculations that were used in the design. The calculations include wheel loads, steering geometry, spring stiffness and anti-roll bar calculations. Use of the computer programs Optimum Kinematics and Catia are also introduced in this thesis.

---

Key words: suspension, formula student, race car

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	6
2	TEORIA .....	7
2.1	Rengasdata .....	7
2.1.1	Sortokulma .....	7
2.2	Alustageometria .....	9
2.2.1	Camber-kulma.....	9
2.2.2	Aurauskulma .....	10
2.2.3	KPI- ja Caster-kulma.....	11
2.2.4	Etujättö .....	13
2.2.5	Kääntövierinsäde.....	13
2.2.6	Nopeusnavat .....	13
2.2.7	Antigeometriat.....	15
2.2.8	Kallistuskeskiö .....	16
2.2.9	Nostovoima .....	17
2.3	Ohjausgeometria .....	18
2.3.1	Ackermann-ohjaus .....	18
2.3.2	Aurauskulman muutokset joustessa ja kallistuksessa .....	19
3	ALUSTAN SUUNNITTELU.....	20
3.1	Renkaan valinta.....	20
3.2	Tulitikkumallin mallinnus Catia-ohjelmalla.....	20
3.3	Geometrian suunnittelu Optimum Kinematicsilla .....	22
3.3.1	Desing-valikko .....	23
3.3.2	Simulation ja analysis .....	25
3.3.3	Alustageometria .....	27
3.4	Pyöränkuormien laskenta kaarteessa .....	29
3.4.1	Staattiset laskelmat.....	29
3.4.2	Dynaaminen painojakauma ja kallistuskulma kaarteessa .....	32
3.5	Jousien jäykkyyden laskeminen.....	35
3.5.1	Jousien jäykkyys vapaavalintaisilla jousilla.....	36
3.5.2	Laskenta valituilla jousilla .....	37
3.6	Kallistuksenvakaajien laskenta .....	38
3.6.1	Painojakauma ja kallistuskulma.....	38
3.6.2	Kallistuksenvakaajien mitat .....	40
3.7	Pyöränkuormien laskenta kiihdytyksessä ja jarrutuksessa .....	44
3.8	Ohjausgeometrian laskenta .....	46
3.9	3D/FEM mallinnus Catia-ohjelmalla.....	49

3.9.1 Tukivarret ja raidetangot .....	49
3.9.2 Olka-akselit .....	50
3.9.3 Kallistuksenvakaajat .....	52
3.9.4 Linkut .....	54
4 POHDINTA.....	57
LÄHTEET.....	58
LIITTEET .....	59
Liite 1. Optimum Kinematicsilla tehdyt kuvaajat .....	59
Liite 2. Mathcadilla tehdyt pyöränkuormien laskelmat.....	86
Liite 3. Mathcadilla tehdyt kallistuksenvakaajan laskelmat.....	93
Liite 4. Mathcadilla tehdyt Ohjausgeometrian laskelmat.....	94

## 1 JOHDANTO

Opinnäytetyössä suunniteltiin Formula Student kilpa-auton alusta. Tavoitteena oli suunnitella alustasta kilpailukykyinen ja tehdä hyvä pohja tulevien vuosien jatkokehitykselle.

Suunnittelussa pyrittiin siihen, että alustan perusasiat olisivat kunnossa, jolloin tulevien suunnittelijoiden olisi helppo jatkaa kehitystyötä. Alustageometrian suunnittelun ja laskelmien lisäksi huomiota kiinnitettiin myös 3D-mallinnukseen, joka pyrittiin tekemään helposti muokattavaksi. Tämä mahdollistaa sen, että alustageometrian muutokset on helppo toteuttaa, eikä kaikkea tarvitse tehdä alusta asti uudestaan.

Alustageometrian suunnitteluun käytettiin Optimum Kinematics -ohjelmistoa. 3D -ja FEM-mallinnukseen Catia -ohjelmistoa. Laskelmissa käytettiin Mathcad-ohjelmaa.

Työn tilaajana oli TAMK Formula Student Ry, joka on Tampereen Ammattikorkeakoulun opiskelijoista koostuva yhdistys ja se kilpailee Formula Student -kilpaluokassa. Formula Student kilpaluokka on korkeakoulu tasoisille opiskelijoille tarkoitettu luokka, jossa kilpaillaan itse valmistetulla formula-tyylisellä kilpa-autolla. Kilpailut koostuvat dynaamisesta ja staattisesta osuudesta. Staattisessa osuudessa pisteisiin vaikuttaa muun muassa auton suunnittelu, auton valmistuskustannukset ja markkinointiosuus. Dynaamiseen osuuteen kuuluu ajosuoritukset, johon kuuluu skid pad, kiihdytys, autocross ja endurance. Skid padissa ajetaan halkaisijaltaan kahdeksantoista metriä oleva ympyrä kaksi kertaa molempiin suuntiin. Kiihdytysosiossa ajetaan 75 metriä pitkä kiihdytys. Autocrossissa ajetaan yleensä keiloista tehdyn kartingradan tyyppistä rataa, jossa ratkaisee kierrosaika. Endurancessa ajetaan vastaavaa rataa, kuin autocrossissakin, mutta rataa kierretään 22 kilometriä. Endurancessa ajan lisäksi pisteisiin vaikuttaa auton kulutus, sekä auton kestävyys. Auton on kestettävä yli puoleen väliin kisaa, tai muuten ei saa yhtään pistettä. Hyvät pisteet saadakseen on kuitenkin päästävä maaliin asti.

## 2 TEORIA

### 2.1 Rengasdata

Alustan suunnittelu perustuu rengasdataan, koska alusta suunnitellaan renkaan ominaisuuksille. Formula Student –luokassa yleisimpiin renkaisiin on saatavilla valmiiksi mitatut rengasdatat, mutta ne pitää ensin muokata lukukelpoisiksi. Tähän käsittelyyn on saatavilla valmiita ohjelmia, mutta käsittely onnistuu myös esimerkiksi Matlabilla ja Excelillä.

Rengasdatasta saa selville esimerkiksi renkaalla vaikuttavat voimat ja lämpötilan renkaan eri kohdissa eri sortokulmia, Camber-kulmia ja kuormia käyttämällä.

#### 2.1.1 Sortokulma

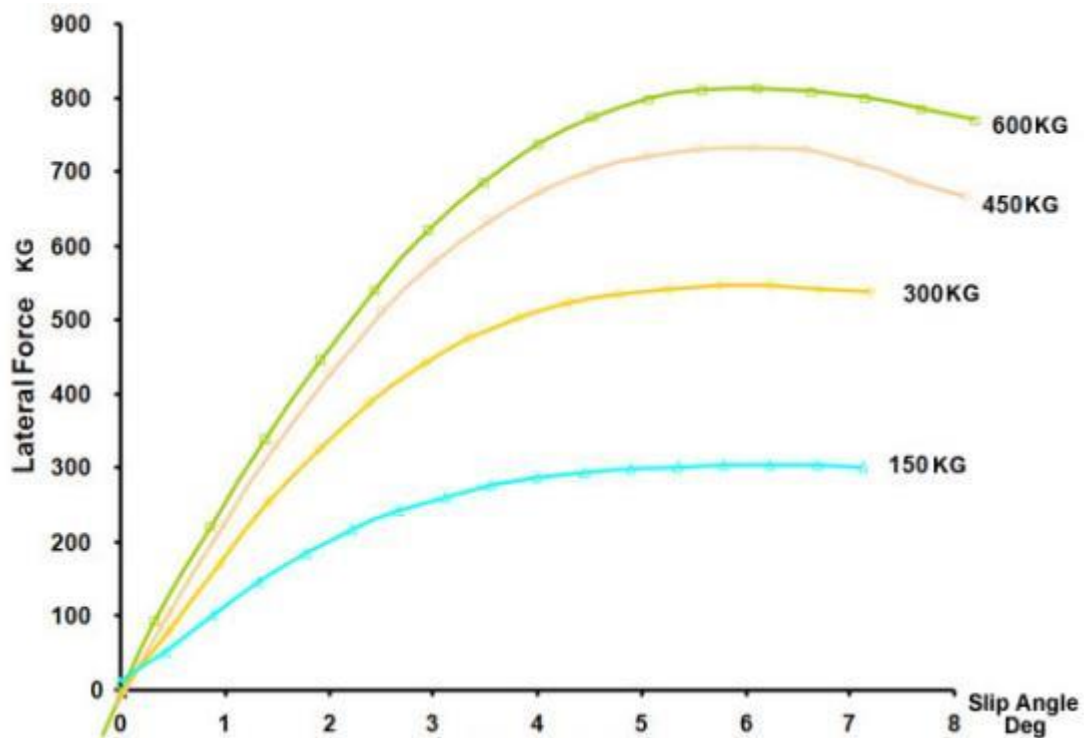
Sortokulma tarkoittaa suunnan, johon rengas on käännetty ja suunnan, johon se liikkuu, välistä kulmaa (Kuvio 1).



Kuvio 1. Sortokulma (www.super7theaven.co.uk muokattu)

Sortokulma on rengasdatasta saatavasta informaatiosta tärkein asia. Jos tiedetään renkaan sortokulma, tiedetään rengasdatan avulla myös renkaalla vaikuttava sivuttaisvoim

ma. Renkaan sortokulman ja sivuttaisvoiman suhde kerrotaan yleensä kaaviolla, jossa on useampi käyrä eri kuormilla (Kuvio 2).



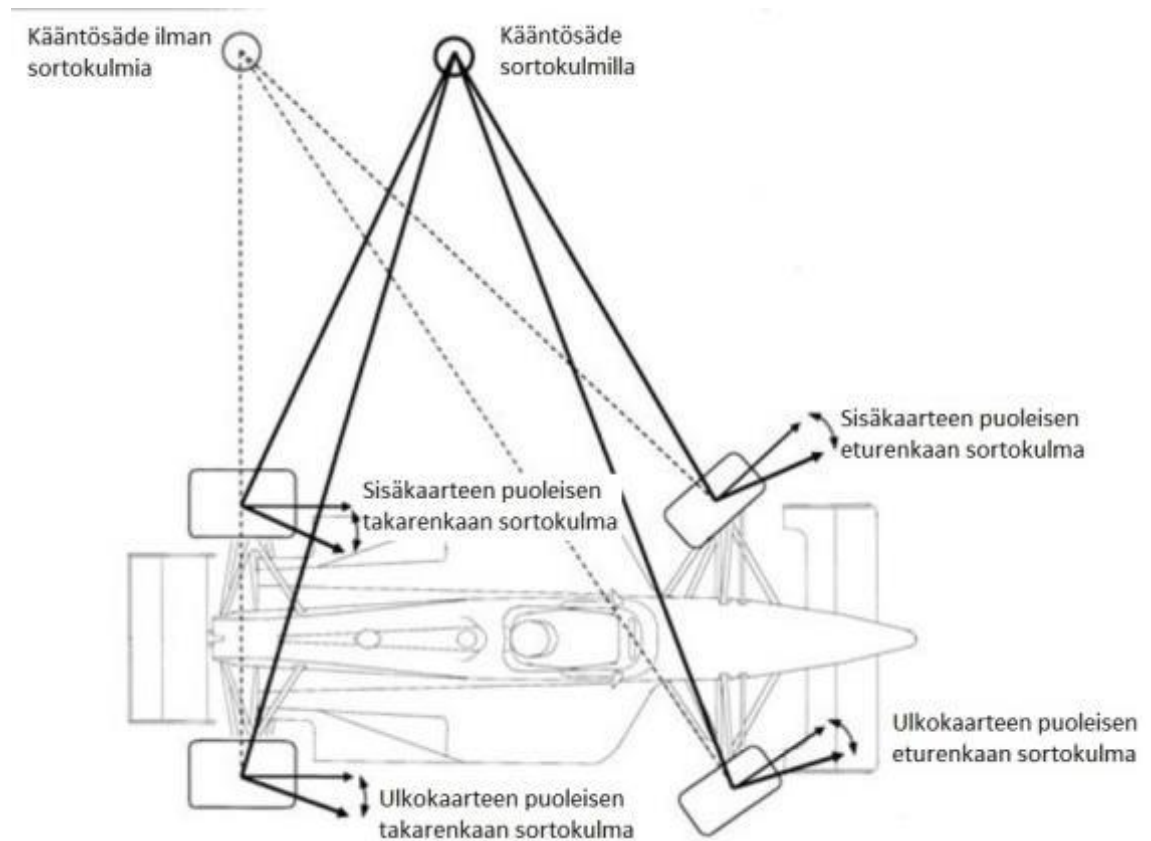
Kuvio 2: Esimerkki sivuttaisvoiman kaaviosta sortokulman funktiona ([www.balancemotorsport.co.uk](http://www.balancemotorsport.co.uk))

Eturenkailla syntyy sortokulma, kun niitä käännetään kaarteessa. Tällöin auto kääntyykin hieman vähemmän kuin renkaat. Tämä johtuu siitä, että keskipakovoima pyrkii työntämään auton etuakselia ulkokaarteeseen päin, sillä olevan painon osuudella. Renkaiden tuottaman sivuttaisvoiman on oltava yhtä suuri, kuin niihin kohdistuva keskipakovoima. Koska renkaat eivät voi tuottaa sivuttaisvoimaa ilman, että ne sortaisivat, on eturenkailla oltava riittävästi sortokulmaa. Myös taakse syntyy sortokulma, koska keskipakovoima pyrkii työntämään auton taka-akselia ulkokaarteeseen päin, sillä olevan painon osuudella. Tällöin auto pyrkii kääntymään niin kauan, kunnes takarenkaiden sivuttaisvoima on yhtä suuri kuin keskipakovoima. Tässä tilanteessa keskipakovoima ei jaksa enää työntää auton takaosaa mutkasta ulospäin. Koska renkaat eivät voi tuottaa sivuttaisvoimaa ilman, että ne sortaisivat, on taka-renkailla oltava riittävästi sortokulmaa.

Kaarteessa ajettaessa sortokulma kasvaa aina vauhdin kasvaessa. Tämä johtuu siitä, että vauhdin kasvaessa kasvaa sivuttaiskiihtyvyysskin ja sen myötä myös keskipakovoima, siksi kasvaa myös sortokulma. Eli, jos kaarteessa ajetaan todella hiljaa, eivät renkaat



sorra käytännössä lainkaan. Tällöin myös kääntösäde, jolla auto kääntyy, on renkaiden tiekosketuspisteestä renkaaseen nähden kohtisuorien viivojen leikkauspiste. Tämä on normaali tilanne esimerkiksi liikenteessä ajettaessa. Kilpa-autoilla ajetaan kuitenkin kaarteeseen aina kovaa ja tällöin pitää ottaa huomioon sortokulma. Tässä tapauksessa kääntösäde on vastaavanlaisten sortokulmista piirrettyjen viivojen leikkauspiste (Kuvio 3). Kaikilla renkailla ei välttämättä ole samaa leikkauspistettä. Tällöin ulkokaarteen puoleiset renkaat hallitsevat, koska niillä on enemmän painoa.



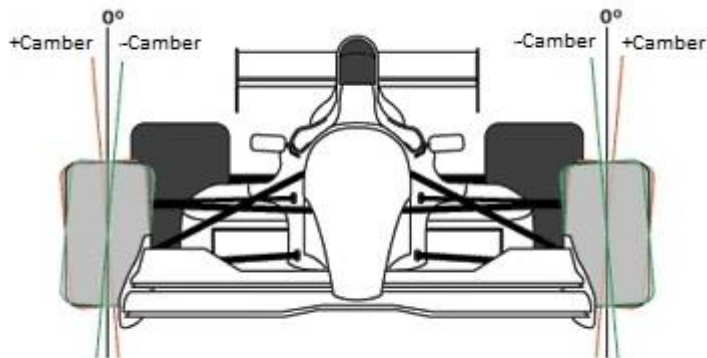
Kuvio 3: Sortokulmien vaikutus kääntösäteeseen (www.smithees-racetech.com.au muokattu)

## 2.2 Alustageometria

Tässä kappaleessa käsitellään pyöräkulmia ja muita auton alustageometriaan olennaisesti kuuluvia perusasioita.

### 2.2.1 Camber-kulma

Camber-kulmalla tarkoitetaan renkaan asentoa pystysuunnassa tiehen nähden auton edestä katsottuna (Kuvio 4).

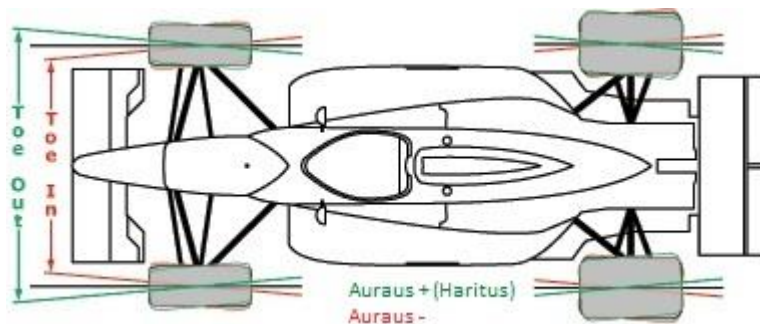


Kuvio 4: Camber-kulma (www.tirerack.com muokattu)

Renkaalta saa parhaan pidon, kun se on pystysuorassa tiehen nähden. Autolle asetetaan yleensä kuitenkin jonkin verran staattista Camber-kulmaa, jotta rengas olisi mahdollisimman suorassa tiehen nähden eri ajotilanteissa.

### 2.2.2 Aurauskulma

Aurauskulmalla tarkoitetaan renkaan kulmaa auton pituussuunnassa (Kuvio 5).



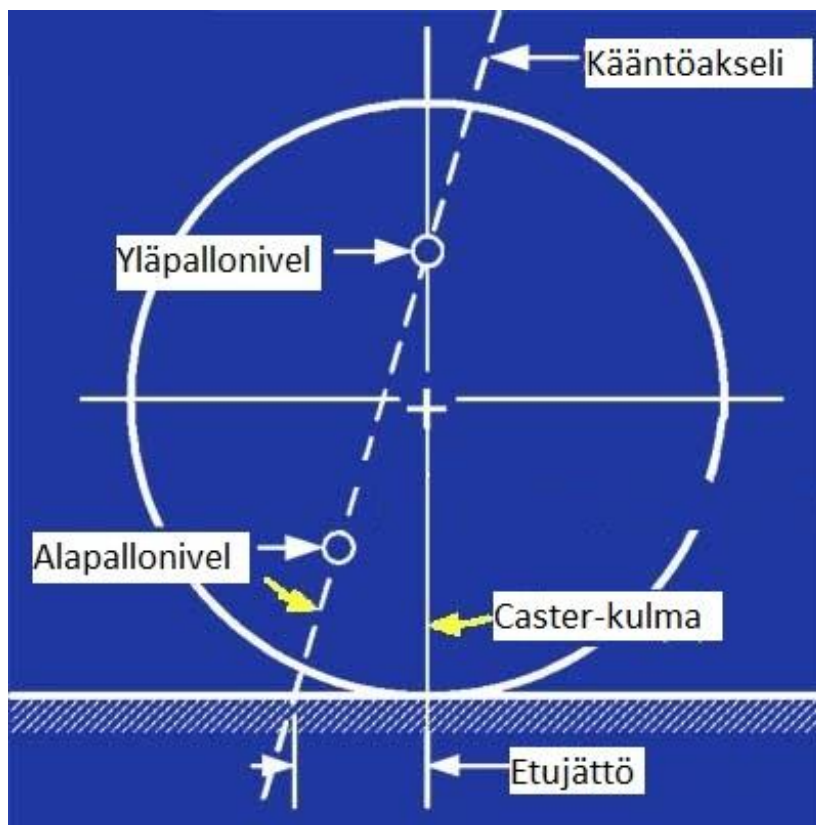
Kuvio 5: Aurauskulma (www.tirerack.com muokattu)

Sopiva aurauskulma on autokohtainen, koska se riippuu monesta tekijästä. Sopivaan aurauskulmaan vaikuttaa muun muassa se, mikä on renkaalle optimaalinen sortokulma, ohjausgeometria ja kääntösäde.

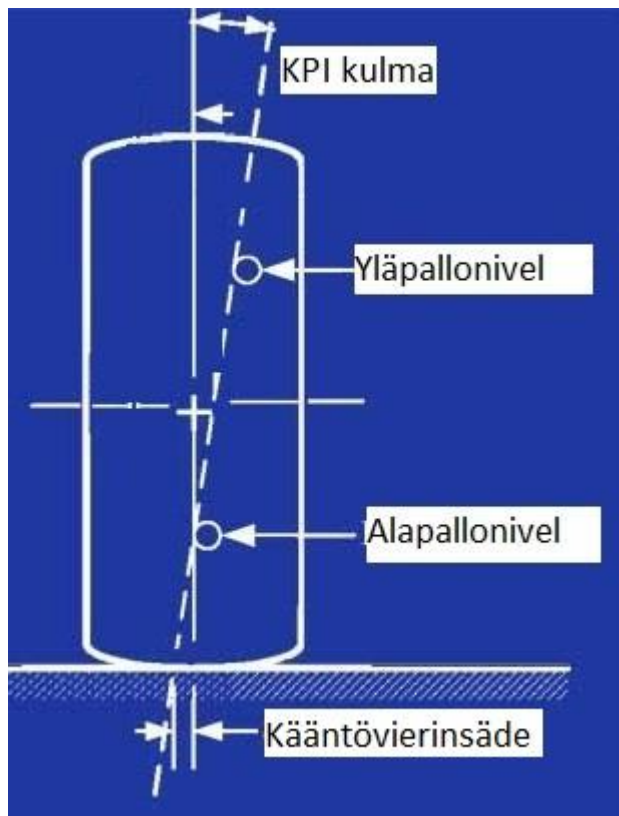
Aurauskulmalla on myös ohjausta palauttava vaikutus, varsinkin silloin kun renkaita on käännetty vain vähän. Palauttava vaikutus tulee siitä, kun renkaissa on aurauskulmaa ne sortavat suoraan ajettaessa. Tällöin niihin kohdistuu myös sivuttaisvoimaa ja etujätöstä (kappale 2.2.4) johtuen pyöriin tulee niitä kääntävä momentti, joka on molemmilla puolilla vastakkaisiin suuntiin. Silloin kun renkaat ovat suorassa, kumoavat nämä momentit toistensa vaikutukset. Jos renkaat eivät ole suorassa, sortaa toinen puoli enemmän ja tällöin renkaat pyrkivät kääntymään, kunnes ne ovat taas suorassa.

### 2.2.3 KPI- ja Caster-kulma

Caster-kulma tarkoittaa kääntöakselin kulmaa auton sivulta katsottuna (Kuvio 6) ja KPI-kulma auton edestä katsottuna (Kuvio 7).



Kuvio 6. Caster-kulma ja etujättö (www.super7theaven.co.uk muokattu)



Kuvio 7: KPI kulma ja kääntövierinsäde (www.super7thheaven.co.uk muokattu)

Caster- ja KPI-kulma muuttavat Camber-kulmaa renkaiden kääntäessä. Caster-kulma muuttaa ulkokaarteen Camber-kulmaa negatiiviseen suuntaan ja sisäkaarteen positiiviseen suuntaan. KPI-kulma muuttaa molempia puolestaan positiiviseen suuntaan. Tästä seuraa, että jos autossa on sekä Caster- että KPI-kulmaa ne kumoavat ulkokaarteen puolella toistensa vaikutusta ja sisäkaarteen puolella puolestaan lisäävät.

Caster-kulmalla on yhdessä etujätön (kappale 2.2.4) ja a-mitan (kappale 2.2.5) kanssa autoa nostava vaikutus sisäkaarteen puolella ja laskeva ulkokaarteen puolella. KPI-kulmalla puolestaan on nostava vaikutus molemmilla puolilla, jos a-mitta on sisärenkaan puolella. Tämä johtuu siitä, kun tiekosketuspiste pyörii kääntöakselin ympäri, pyrkii se liikkumaan myös korkeus-suunnassa. Koska tiekosketuspiste ei voi nousta eikä laskea tienpinnasta, liikkuu auto. Tämä ilmiö aiheuttaa sen, että auton oma massa pyrkii suoristamaan renkaiden. Täten KPI- ja Caster-kulmalla on myös ohjausta palauttava vaikutus.

KPI- ja Caster-kulmalla voidaan vaikuttaa myös etujättöön ja kääntövierintäsäteen a-mittaan.

### 2.2.4 Etujättö

Etujättö tarkoittaa renkaan tiekosketuspisteen ja kääntöakselin maantasolla olevan pisteen välistä etäisyyttä sivulta katsottuna (Kuvio 6).

Etujätöllä on merkittävä osuus ajotuntuman kannalta. Kaarteessa renkaan tiekosketuspisteeseen kohdistuva sivuttaisvoima ja etujätön mitta aiheuttaa kääntöakseliin rengasta kääntävän momentin. Mikäli etujättö on renkaan etupuolella, niin kuin se käytännössä aina on, pyrkivät renkaat kaarteessa suoristumaan tämän momentin ansiosta. Tämä momentti välittyy myös ratille palauttavana voimana. Voiman suuruus riippuu ohjausvaihteen välityksistä, ratin koosta, olka-akselin ja etujätön mitasta. Sen lisäksi että tämä voima suoristaa renkaita, kertoo se kuskillle milloin renkaat alkavat luistaa.

### 2.2.5 Kääntövierinsäde

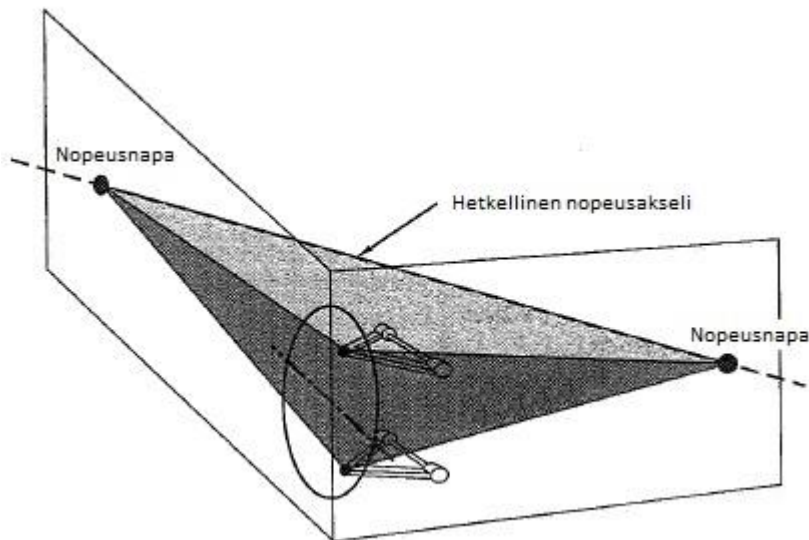
Kääntövierinsäde, jota voidaan kutsua myös a-mittana tarkoittaa renkaan tiekosketuspisteen ja kääntöakselin maantasolla olevan pisteen välistä etäisyyttä edestäpäin katsottuna. Mikäli a-mitta on renkaan ulkoreunan puolella, se on negatiivinen. Renkaan sisäpuolella se on positiivinen (Kuvio 6).

A-mitta välittää ratille kaikki renkaan pituussuuntaiset voimat, koska renkasiin kohdistuvasta pitkittäisvoimasta ja a-mitasta aiheutuu renkaita kääntävä momentti. Näihin voimiin kuuluu esimerkiksi tien epätasaisuudet. Lisäksi jarruttaessa tulee ratille puoltava voima, jos toisella renkaalla on parempi pito tai jarrut puoltavat.

### 2.2.6 Nopeusnavat

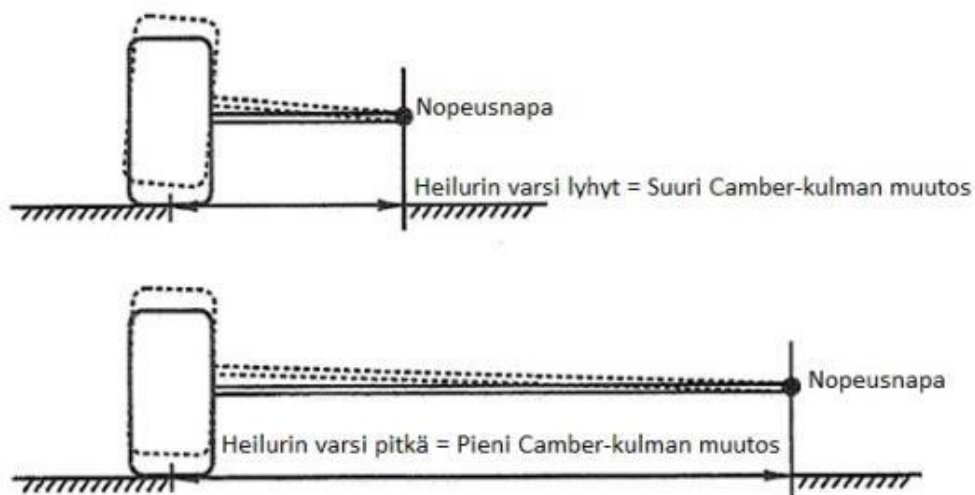
Nopeusnava on se piste, jonka ympäri yksittäinen pyörä pyrkii kääntymään pyörän jousustaessa. Voidaan kuvitella, että jos navasta lähtisi tanko ja tangon päässä olisi nivel, niin tämä nivel olisi nopeusnava. Pyörällä on nopeusnava sekä auton sivulta että edestä katsottuna. Näiden pisteiden välinen kuvitteellinen viiva on hetkellinen nopeusakseli. Renkas kiertyy tämän akselin ympäri sen jousustaessa.

Nopeusnavan paikka määräytyy ylemmän ja alemman tukivarren asentojen mukaan. Jos kuvitellaan molempien tukivarsien tilalle tasot ja renkaan tiekosketuspisteestä pysyvuoraan tasot auton pituus- sekä sivusuunnassa, niin näiden tasojen leikkauspisteet määräävät nopeusnapojen paikat (Kuvio 8).



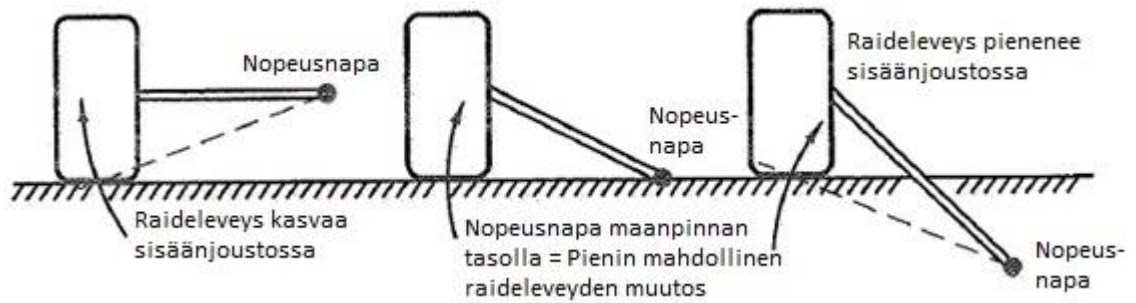
Kuvio 8. Nopeusnapojen määrittäminen (Race Car Vehicle Dynamics 1995, muokattu)

Edestäpäin katsotun nopeusnavan etäisyys renkaasta määrää kuinka suuri on Camber-kulman muutos renkaan jousaessa. Tätä etäisyyttä kutsutaan heilurin varreksi (Kuvio 9).



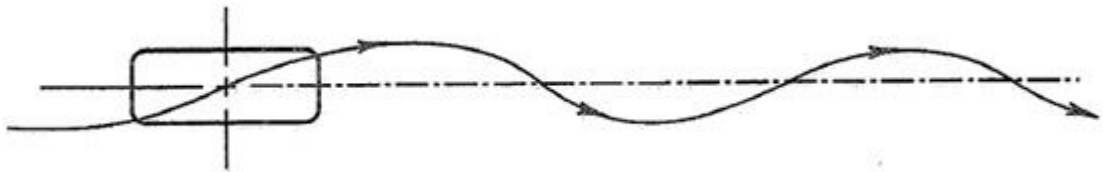
Kuvio 9: Heilurin varsi ja sen vaikutus Camber-kulman muutokseen (Race Car Vehicle Dynamics 1995, muokattu)

Nopeusnavan korkeus tienpinnasta määrää sen, että kasvaako vai pieneneekö raideleveys pyörän jousaessa (Kuvio 10).



Kuvio 10. Nopeusnavan korkeuden vaikutus raideleveyden muutokseen (Race Car Vehicle Dynamics 1995, muokattu)

Nopeusnavan korkeus tienpinnasta sekä etäisyys renkaasta yhdessä määräävät paljonko renkaan tiekosketuspiste liikkuu sivusuunnassa (Kuvio 11).



Kuvio 11: Renkaan sivuttaisliike jousaessa (Race Car Vehicle Dynamics 1995)

Sivulta katsotun nopeusnavan korkeus tienpinnasta ja etäisyys renkaasta määrää paljonko tiekosketuspiste liikkuu pitkittäissuunnassa. Suurin vaikutus nopeusnavalla sivusuunnassa on kuitenkin antigeometrioihin (2.2.7). On myös mahdollista, että ylä- ja alatuvarren tasot ovat samansuuntaiset auton pituussuunnassa. Tällöin tasot eivät leikkaa auton sivulta katsottuna, jolloin nopeusnapaa ei myöskään ole sivulta katsottua. Tällöin pyörä ei liiku pituussuunnassa, eikä antigeometrioita käytössä ole.

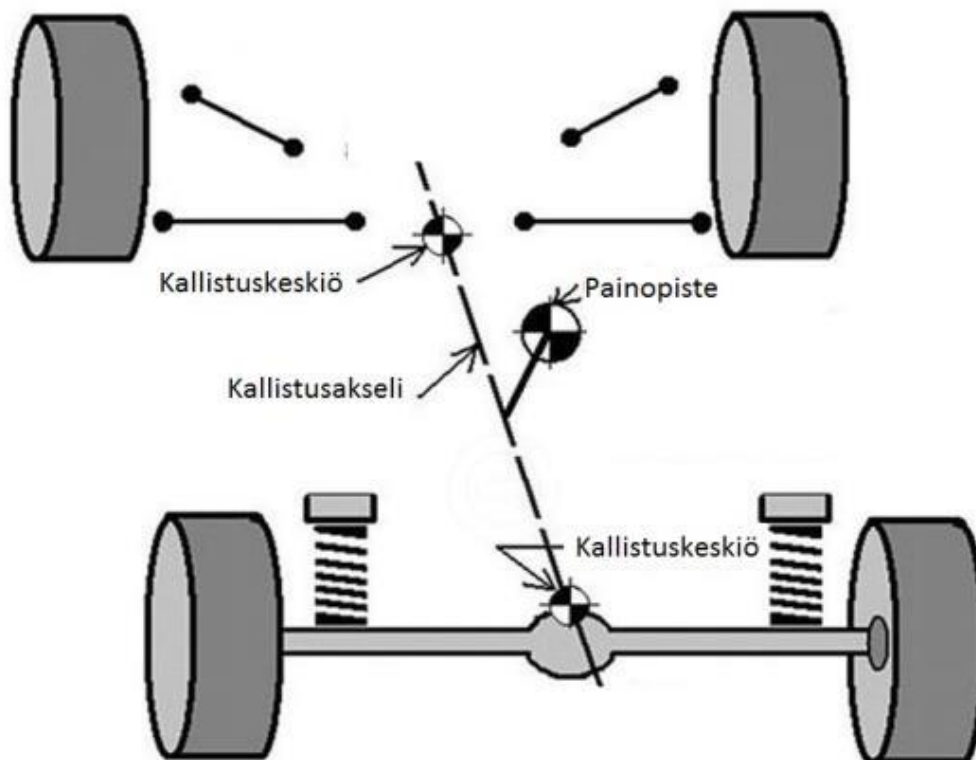
### 2.2.7 Antigeometriat

Antigeometrioilla voidaan siirtää osa renkaaseen kohdistuvasta pystyvoimasta suoraan auton runkoon tukivarsien kautta. Jos antigeometrioita ei käytetä, välittyy voima kokonaan josten kautta.

Antigeometrioiden välittämä voima määräytyy painopisteen sijainnin, akselivälin, renkaan ulkohalkaisijan ja sivulta katsotun nopeusnavan sijainnin mukaan.

### 2.2.8 Kallistuskeskiö

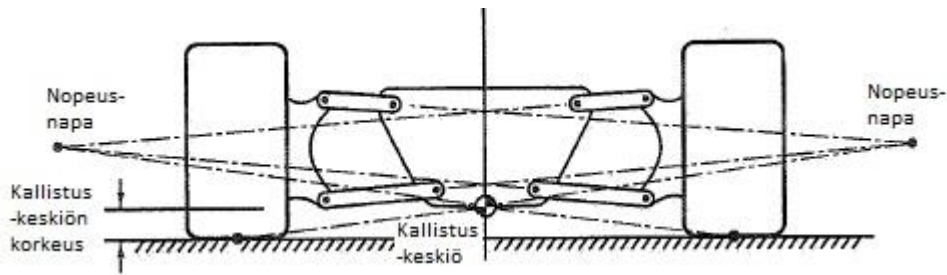
Kallistuskeskiö on se piste, jonka ympäri auto pyrkii kallistumaan mutkissa kunkin akselin kohdalla. Etu- ja taka-akselilla on molemmilla oma kallistuskeskiönsä. Näiden pisteiden välinen kuvitteellinen viiva on kallistusakseli. Tämän kallistusakselin ympäri koko auto pyrkii kallistumaan (Kuvio 12).



Kuvio 12. Kallistusakseli (www.circletrack.com muokattu)

Kallistuskeskiön paikka määritellään siten, että jos sekä oikean että vasemman puolen nopeusnavan ja tiekosketuspisteen väliin kuvitellaan viiva, on näiden viivojen leikkauspiste kallistuskeskiö (Kuvio 13).



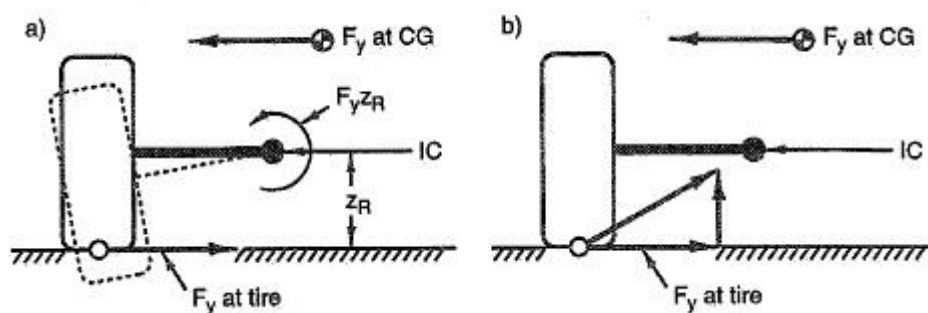


Kuvio 13. Kallistuskeskiö (Race Car Vehicle Dynamics 1995, muokattu)

Kallistuskeskiön paikka vaikuttaa siihen, paljonko auto kallistelee kaarteessa, koska keskipakoisvoima aiheuttaa ulkokaarteeseen päin olevan voiman jousitetun massan painopisteen kohdalle. Painopisteen ja kallistuskeskiön välinen etäisyys aiheuttaa momenttivarren. Tästä voimasta ja momenttivarresta syntyvä momentti pyrkii kallistamaan autoa. Joten mitä lähempänä kallistuskeskiö on painopistettä, sitä pienempi on autoa kallistava momentti.

### 2.2.9 Nostovoima

Nostovoima on voima, joka pyrkii nostamaan jousitettua massaa ylöspäin. Tämä johtuu siitä, että auton renkaaseen kohdistuu mutkassa sivuttaisvoima. Renkaan sivuttaisvoiman ja nopeusnavan väliin syntyy momenttivarsi. Tämä momenttivarsi pyrkii painamaan rengasta alaspäin. Koska rengas ei pysty painumaan alaspäin, niin tämä voima nostaa jousitettua massaa ylöspäin (Kuvio 14).



Kuvio 14: Nostovoima (Race Car Vehicle Dynamics 1995)

Koska nopeusnapojen korkeus määrää kallistuskeskiön korkeuden, niin sitä pienempi on auton jousitettua massaa nostava voima, mitä lähempänä maata kallistuskeskiö on.

Nostovoiman takia kilpa-autoissa kallistuskeskiö tulisi sijoittaa mahdollisimman lähelle maata, siitäkin huolimatta että se lisää autoa kallistavaa momenttia.

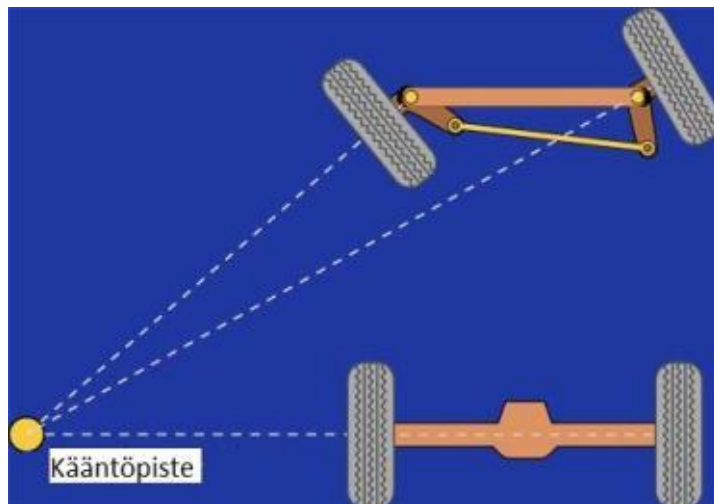
## 2.3 Ohjausgeometria

Ohjausgeometria määrittää paljonko renkaat kääntyvät ja kuinka paljon niihin tulee a-rauskulman muutosta auton jostaessa ja kallistellessa.

Ohjausgeometriaan vaikuttavat ohjauspyörän koko, ohjausvaihteen välitykset, hammas-tangon paikka ja mitta, sekä raidetangon ja olkavarren asento ja mitta.

### 2.3.1 Ackermann-ohjaus

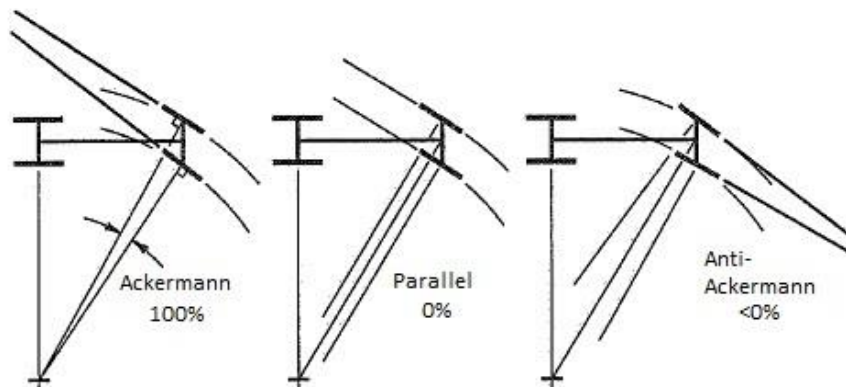
Ackermann-ohjaus tarkoittaa sitä, että renkaita käännettäessä sisäkurvin puoleinen renkas kääntyy enemmän kuin ulkokurvin puoleinen. Jos kuvitellaan renkaita käännettäessä niistä kohtisuora viiva sisäkurviin päin, on näillä viivoilla sama leikkauspiste. Toisin sanoen kaikilla renkailla on sama kääntöpiste silloin kun renkaat eivät sorra (Kuvio 15).



Kuvio 15. Ackermann-ohjaus (www.super7thheaven.co.uk muokattu)

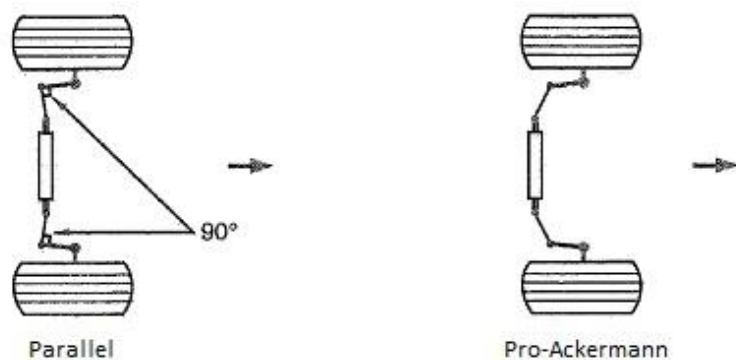
Ackermann-ohjauksesta puhutaan yleensä prosentteina. Edellä kuvattu tilanne on 100-prosenttinen Ackermann-ohjaus. Jos renkaat kääntyvät yhtä paljon sekä sisä- että ulko-kaarteen puolella on Ackermann-ohjaus 0 prosenttia. Prosentti luvun ollessa yli 100

prosenttia puhutaan yleisesti pro-Ackermannista. On myös mahdollista, että ulkokurvin puoleinen rengas kääntyy enemmän, jolloin puhutaan anti-Ackermannista (Kuvio 16).



Kuvio 16. Ackermann-ohjauksen suuruus (Race Car Vehicle Dynamics 1995, muokattu)

Ackermann-ohjaukseen vaikuttaa kaksi asiaa, olkavarren kulma renkaaseen nähden, sekä raidetangon kulma hammastankoon ja olkavarteen nähden ylhäältäpäin katsottuna. Raidetangon asentoon vaikuttaa pääasiassa hammastangon paikka auton pituussuunnassa ja hammastangon pituus (Kuvio 17).



Kuvio 17. Raidetangon, hammastangon ja olkavarren asennon vaikutus Ackermann-ohjaukseen (Race Car Vehicle Dynamics 1995, muokattu)

### 2.3.2 Aurauskulman muutokset jousaessa ja kallistuksessa

Aurauskulman muutokset jousaessa tarkoittaa sitä, että aurauskulma muuttuu renkaan jousaessa sisään. Aurauskulman muutokset kallistuksessa puolestaan tarkoittaa, että aurauskulma muuttuu auton kallistuessa. Aurauskulman muutokseen vaikuttaa raidetangon asento, pituus ja paikka.

### 3 ALUSTAN SUUNNITTELU

#### 3.1 Renkaan valinta

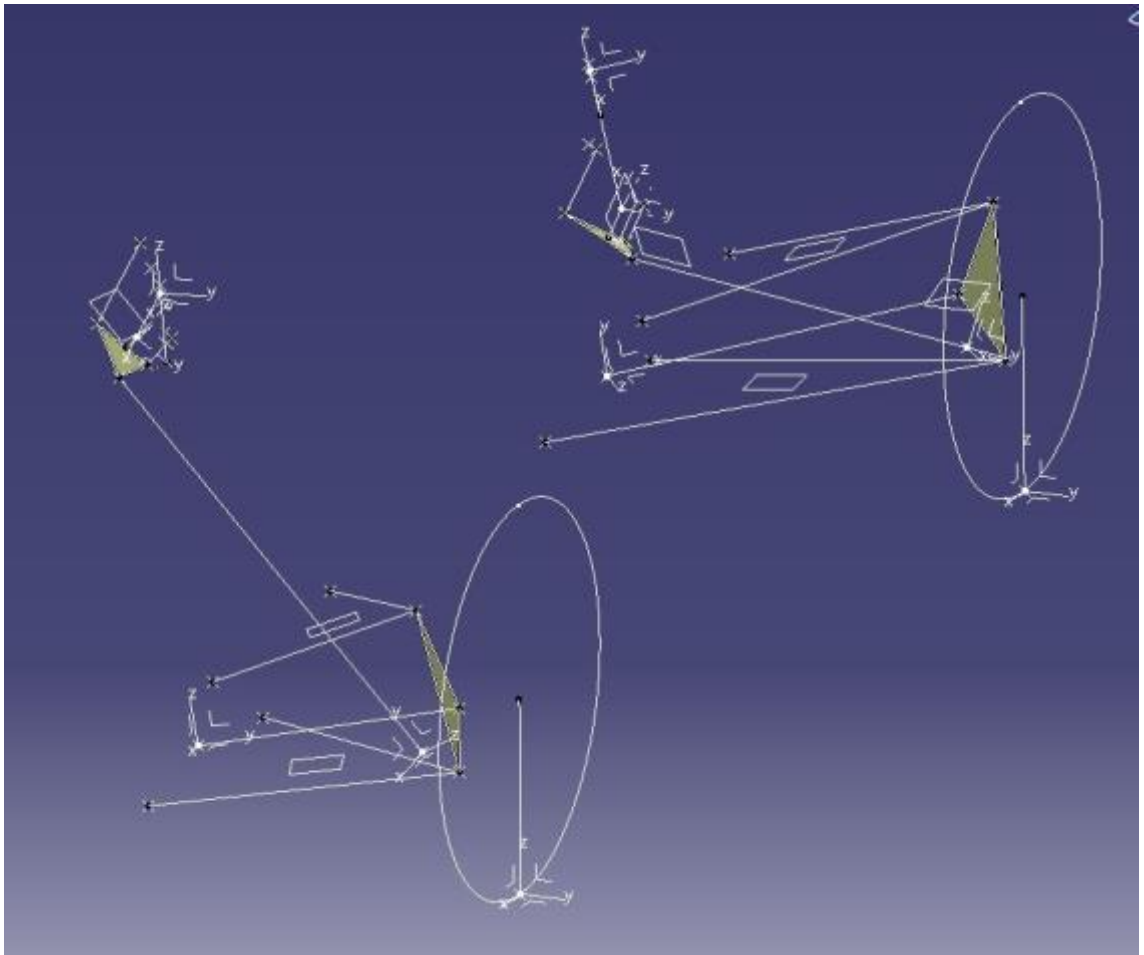
Koko suunnittelu aloitettiin valitsemalla sopiva rengas. Olimme päättäneet siirtyä tälle kaudelle (2013) kymmenen tuumaisiin vanteisiin ja ulkohalkaisijalta pienempiin renkaisiin. Tällä saavutetaan huomattava painonsäästö verrattuna ennen käytettyihin kolme-toista tuumaisiin vanteisiin. Lisäksi näin saatiin ketjujen välitykset järkevimmiksi ja renkaiden sivuttaisvoimista aiheutuvat momentit pienemmiksi. Vaikka pito verrattuna saman levyisiin halkaisijalta suurempiin renkaisiin nähden onkin hieman huonompi, saavutetut edut tekevät vaihdosta silti kannattavan.

Päätimme valita mahdollisimman leveät renkaat sivuttaispidon maksimoimiseksi, koska leveydellä on suurempi vaikutus renkaan sivuttaispitoon ja ulkohalkaisijalla pitkittäispitoon. Meidän tapauksessamme sivuttaispidolla on suurempi merkitys, koska meillä ei ole niin tehokasta autoa, että pitkittäispidon kanssa tulisi ongelmia. Automme ei myöskään ole niin kevyt, että renkaan leveydestä ei olisi hyötyä.

Päädymme lopulta Hoosierin R25B seoksella oleviin ulkohalkaisijaltaan kahdeksantoista tuumaisiin sekä seitsemän ja puoli tuumaa leveisiin renkaisiin. Vanne pysyi lähes samana, ainoastaan koko muuttui. Tälle renkaalle ei ollut saatavilla rengasdataa, joten jouduimme käyttämään samalla seoksella olevia erikokoisten renkaiden dataa hyväksi. Näillä rengasdatoilla saimme suunniteltua alustan riittävän tarkasti.

#### 3.2 Tulitikkumallin mallinnus Catia-ohjelmalla

Itse alustageometrian suunnittelu aloitettiin tekemällä niin sanottu tulitikkumalli Catia-ohjelmalla (Kuva 1). Tulitikkumalli mahdollistaa helpon muokattavuuden alustalle, koska kaikki yksittäiset osat alustassa on sidottu tulitikkumalliin. Muokkaamalla tulitikkumallia muuttuvat kaikki osat sen mukana.



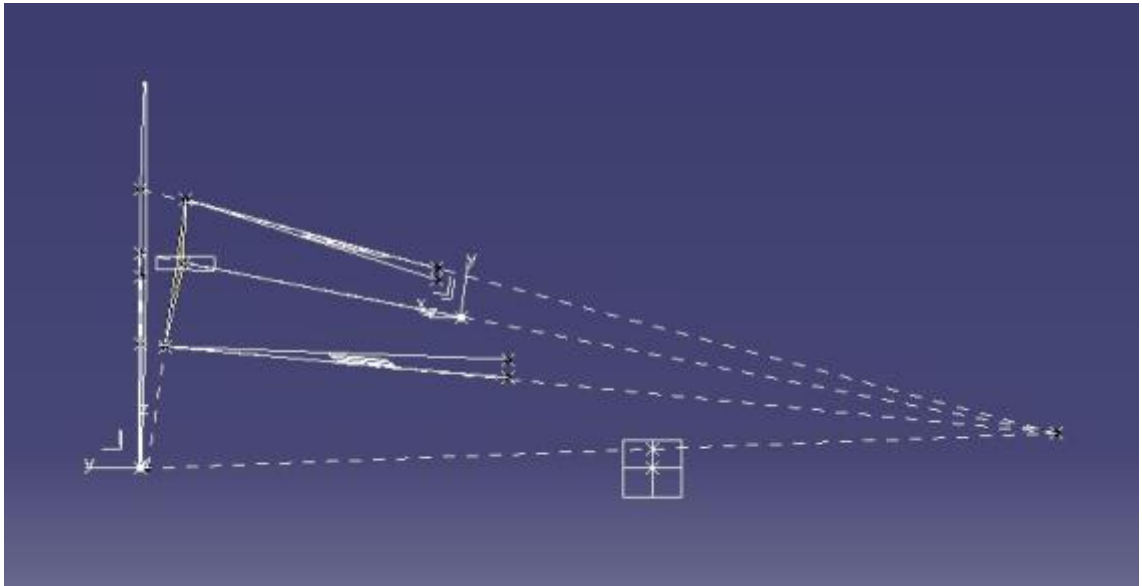
Kuva 1. Catia-ohjelmalla mallinnettu tulitikkumalli

Alustan koordinaattipisteet osattiin sijoittaa suunnilleen oikeille paikoille, koska tässä vaiheessa auton runko oli jo alustavasti mallinnettu.

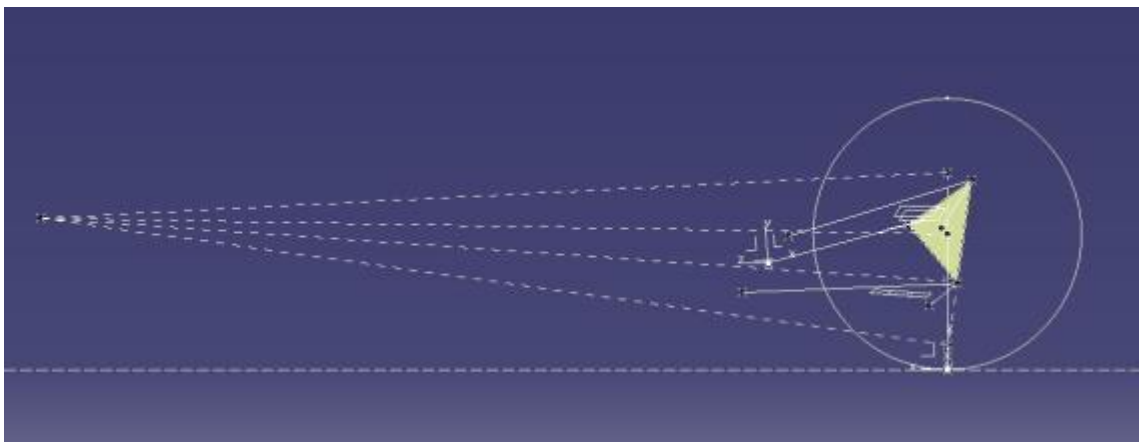
Aluksi laitettiin renkaan tiekosketuspisteet paikoilleen. Tiekosketuspisteet osattiin sijoittaa auton pituussuunnassa paikoilleen, koska tiedettiin, missä kohtaa auton painopiste suurin piirtein olisi. Koordinaatiston nollapisteenä pidettiin pituussuunnassa auton rungon etummaisinta pistettä, pystysuunnassa maantasoa ja sivusuunnassa auton keski-kohtaa. Seuraavaksi laitettiin tukivarsien ja raidetankojen koordinaattipisteet auton rungon ja renkaiden tiekosketuspisteiden mukaan suunnilleen paikoilleen. Kun kaikki alustan koordinaattipisteet oli mallinnettu Catia-ohjelmaan, luotiin niiden väliin vielä tukivarsia, renkaita ja olka-akseleita kuvaavat viivat.

Catia-ohjelmalla mallinnettiin vielä kappaleen 2.2.6 (Kuvio 8) mukaan tukivarsille ja renkaan tiekosketuspisteen kohdalle tasot ja näitä havainnollistavat viivat. Myös kääntöakselia kuvaamaan tehtiin maantasolle ulottuva viiva. Luotujen pisteiden avulla pys-

tyttiin nyt luomaan omat pisteensä kuvaamaan nopeusnapoja (Kappale 2.2.6), kallistuskeskiöitä (Kappale 2.2.8) ja kääntöakselin maantasolla olevaa pistettä, josta näkee a-mitan (Kappale 2.2.5) ja etujätön mitan (Kappale 2.2.4) (Kuva 2 ja Kuva 3).



Kuva 2. Kallistuskeskiö ja nopeusnapa edestä



Kuva 3. Nopeusnapa sivusta

Tulitikkumallin luomisen jälkeen mallia muokattiin vielä niin, että nopeusnapojen ja kallistuskeskiöiden paikoista sekä a-mitan ja etujätön mitoista tuli järkeviä. Lopullisesta versiosta päätettiin jättää antigeometriat (kappale 2.2.7) pois, jolloin kuvassa (Kuva 3) näkyvää sivulta katsottua nopeusnapaa ei teoriassa ole lainkaan.

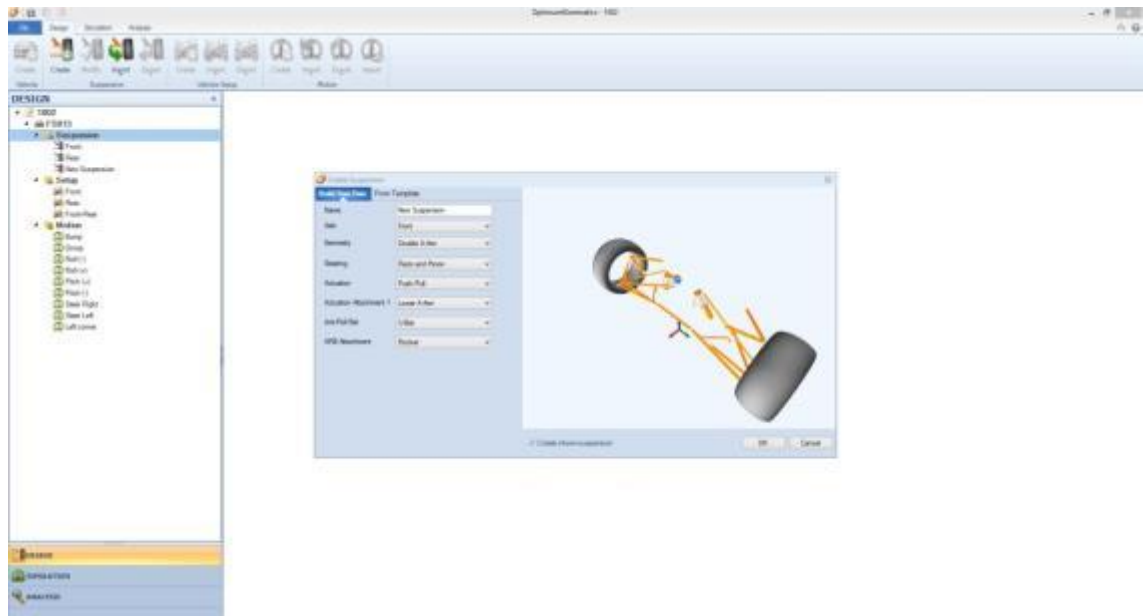
### 3.3 Geometrian suunnittelu Optimum Kinematicsilla

Kun koordinaattipisteet oli luotu ensin Catia-ohjelmalla, aloitettiin geometrian suunnittelu Optimum Kinematics -ohjelmalla, joka on kilpa-auton alustan suunnitteluun tarkoitettu ohjelma. Staattisessa suunnittelussa Catia-ohjelmalla tehty tulitikkumallikin olisi ollut riittävä, mutta Optimum Kinematicsilla pystyy simuloimaan myös dynaamisia ajo-tilanteita.

Liitteessä 1 on Optimum Kinematicsilla tehdyt kuvaajat.

### 3.3.1 Desing-valikko

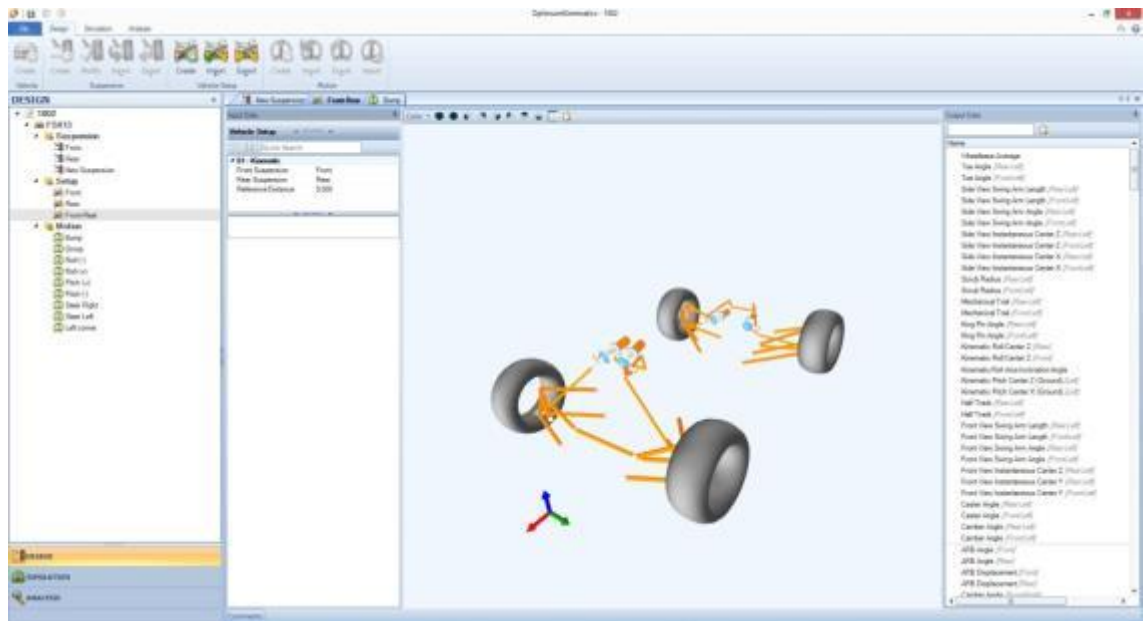
Ensimmäinen vaihe Optimum Kinematicsilla oli luoda design valikossa auto ja suspension valikossa autoon pyöränripustukset. Autoa luodessa ei tarvitse, kuin antaa nimi autolle. Pyöränripustusta luodessa annetaan sille nimi, valitaan onko kyseessä etu- vai taka-akseli, pyöränripustuksen tyyppi, ohjauksen tyyppi, raidetangon kiinnityksen paikka, jousituksen tyyppi ja kallistuksenvakaajan tyyppi (Kuva 4). Kun nämä oli valittu, voitiin vielä valita tekeekö ohjelma valmiin pohjan, jota halutaan muokata vai tyhjän ruudun, johon käyttäjä antaa kaikki koordinaatit itse. Tässä tapauksessa valittiin tyhjä ruutu. Tällä tavalla luotiin ensin etujousitus ja sitten takajousitus.



Kuva 4. Uuden jousituksen luominen

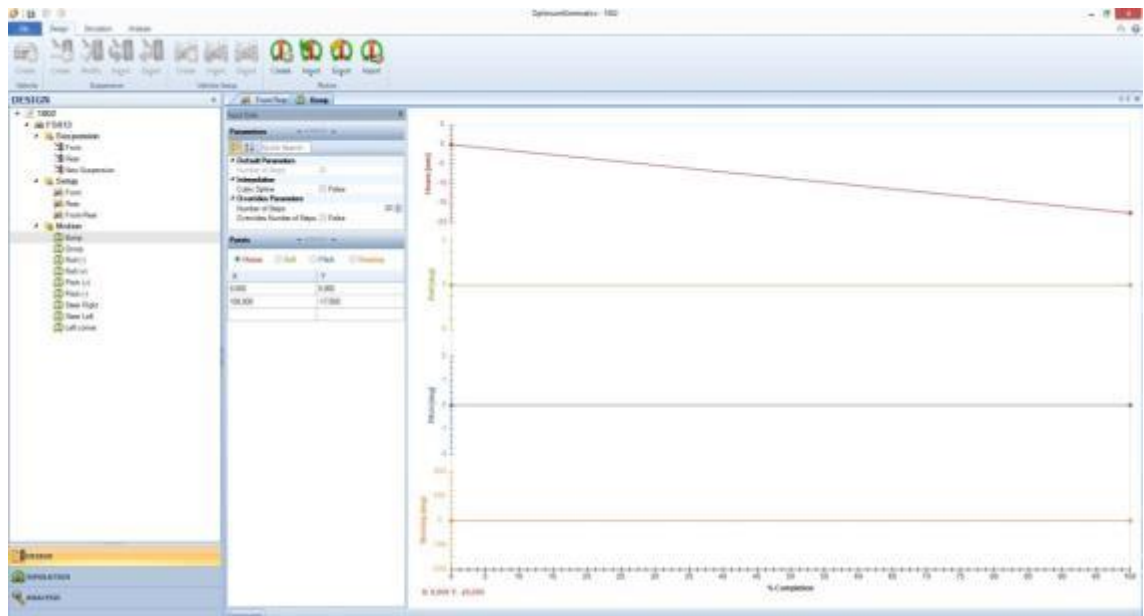






Kuva 6. Setupin luominen

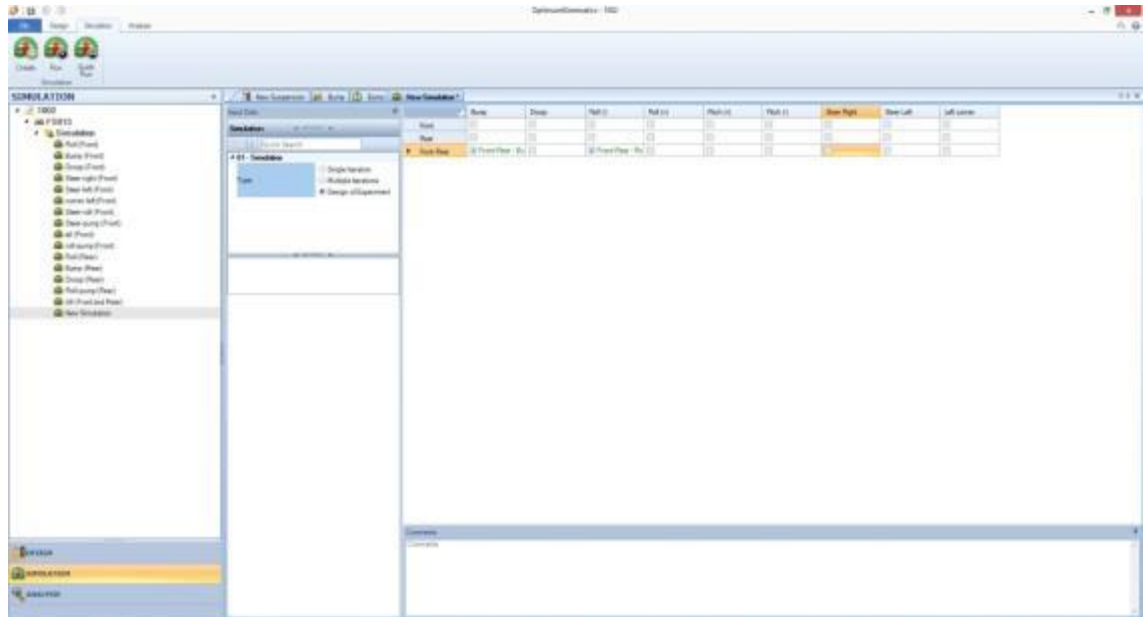
Setup valikon jälkeen siirryttiin motion valikkoon, jossa pystytään simuloimaan erilaisia ajotilanteita. Me loimme sisään joustoa, auton kallistusta ja renkaiden kääntöä simuloivat tilanteet, sekä kaarretta simuloivan tilanteen, jossa on sekä kallistus, että renkaiden kääntö samassa (Kuva 7).



Kuva 7. Ajotilanteen luominen

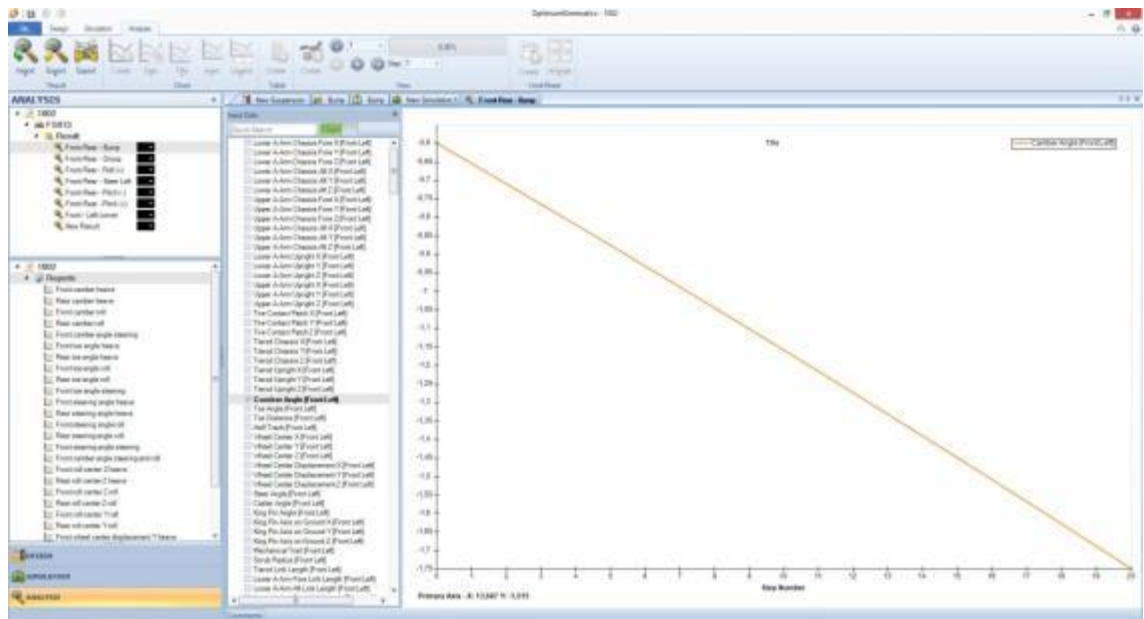
### 3.3.2 Simulation ja analysis

Simulation valikossa luodaan simulointi tilanteita joita haluaa tehdä, eli valitaan setup ja motion (Kuva 8). Näitä simulationeita pystyi luomaan useita, joista voi valita sopivan, kulloinkin säädettävää asiaa varten.



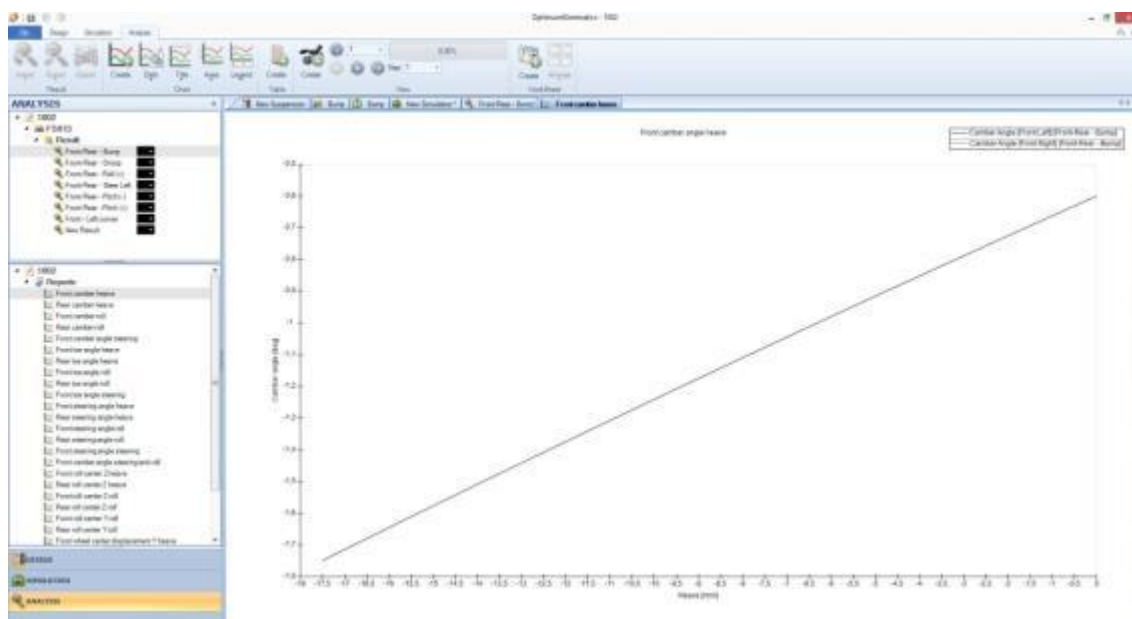
Kuva 8. Simulationin luominen

Analysis valikossa saa kaavion haluamastaan asiasta esim. Camber-kulman muutoksesta sisäänjouston funktiona. Analysis valikon alla on result valikko, joka antaa halutun asian simulaatiosta vain klikkaamalla tämän halutun asian kohdalle (Kuva 9).



Kuva 9: Result valikko

Analysis valikon alla on myös reports työkalu tarkempien kaavioiden tekemiseen, jossa saa esimerkiksi annettua kaavioille otsikot (Kuva 10). Tätä valikkoa käytettiin lähinnä, kaavioiden tekemistä kisoja varten.



Kuva 10. Reports valikko

### 3.3.3 Alustageometria

Kun simulaatio malli oli luotu, ruvettiin säätämään alustan ominaisuuksia toivotuiksi muuttamalla alustan koordinaattipisteitä. Tässä vaiheessa täytyi välillä muokata myös Catia-ohjelmalla tehtyä tulitikkumallia (kappale 3.2) vastaamaan Optimum Kinematic-sin mallia, jotta nähtäisiin pystyykö sen käytännössä toteuttamaan.

Kallistuskeskiö (Kappale 2.2.8) suunniteltiin mahdollisimman lähelle maata, jotta välttäisiin Nostovoimalta (Kappale 2.2.9). Alhaalla oleva kallistuskeskiö aiheuttaa suuremman autoa kallistavan voiman, mutta kallistelua pyrittiin rajoittamaan jäykemmällä jousilla ja kallistuksen vakaajilla. Alhaalla olevasta kallistuskeskiöstä ei ole juurikaan haittaa kilpa-autossa. Tieliikenne autossa tästä olisi haittaa, koska jäykemmät jouset huonontavat ajomukavuutta. Alustan muiden ominaisuuksien takia kallistuskeskiötä ei voinut kuitenkaan asettaa aivan maan tasalle. Auton kallistuessa pyrittiin kallistuskeskiö pitämään mahdollisimman hyvin paikallaan, koska laskut (Kappale 3.4) on tehty niin, että kallistuskeskiö on tietyssä paikassa ja jos kallistuskeskiö liikkuu, ei auto käyttäydy

suunnitellulla tavalla. Sisään- ja ulosjoustossa kallistuskeskiön annettiin liikkua jonkin verran, koska tällöin kyseessä on, joko jarrutus- tai kiihdytystilanne. Tällöin kallistelua ei tapahdu ja kallistuskeskiön paikalla ei ole väliä. Kallistuskeskiön paikkaa säädettiin ylä- ja alaturkvarsien mittoja ja kulmia säätämällä.

Camber-kulman (Kappale 2.2.1) suunnittelussa pyrittiin siihen, että se olisi mahdollisimman lähellä nollaa, koska tällöin saadaan renkaalta maksimi pito. Käytännössä ei ole kuitenkaan mahdollista, että Camber-kulma olisi nolla kaikissa tilanteissa. Taka-akselilla Camber-kulmaan vaikuttaa ainoastaan tukivarsien pituudet, kulmat ja paikat, koska pyörät eivät käänny. Edessä näiden lisäksi vaikuttaa myös KPI- ja Caster-kulma (Kappale 2.2.3). Takana Camber-kulma suunniteltiin, niin että pääpaino pidettiin kallistuksessa, mutta sisäänjoustokin piti huomioida, koska kyse on vetävistä pyöristä. Sisäänjoustossa pyrittiin Camber-kulman muutos minimoimaan. Kallistuksessa ulkokaarteen puoleisen renkaan Camber-kulma pyrittiin pitämään lähellä nollaa, staattinen Camber-kulma huomioiden. Ulkokaarteen puoleinen suunniteltiin lähelle nollaa, siksi että se on hallitseva, koska sillä on enemmän painoa. Lopputulos taka-akselilla oli sisäänjouston ja kallistuksen kompromissi. Edessä ei kiinnitetty juurikaan huomiota Camber-kulmaan sisään joustossa, vaikka se pitoon jarrutus tilanteessa hieman vaikuttaakin. Kaikki huomio kiinnitettiin Camber-kulmaan kallistuksessa ja renkaiden kääntäessä. Pelkässä kallistuksessa tilanne oli lähes sama kuin takanakin, mutta renkaiden kääntäessä, myös sisäkurvin puoleisen renkaan Camber-kulma lähenee nollaa, riippuen siitä, paljonko renkaiden kääntetään.

Ohjausgeometria suunniteltiin vastaamaan kappaleessa 3.8 laskettua geometriaa. Tässä piti huomioida sen lisäksi paljonko ulko- ja sisäkurvin puoleinen rengas kääntyy toisiinsa nähden, että renkaat kääntyvät juuri oikean verran ratin kierroksiin nähden. Mikäli renkaat eivät käänny oikeata määrää, myös ratille välittyvä voima on väärä.

Staattiset aurasikulmat (Kappale 2.2.2) laskettiin kappaleessa 3.8 ja ne asetettiin sen mukaiseksi. Aurasikulman muutokset kallistuksessa pyrittiin asettamaan nolnaan, koska ohjausgeometrian laskut (Kappale 3.8) on tehty tietyllä aurasikulmalla. Tästä johtuen jos aurasikulma muuttuisi, ei auto käyttäytyisi suunnitellulla tavalla. Tämän lisäksi jos aurasikulma ei muutu on autoa parempi ajaa koska, tällöin auto ei ohjaa itse itseään. Aurasikulman muutokset sisäänjoustossa asetettiin myös nolnaan, koska jos sisäänjoustossa tapahtuu aurasikulman muutosta, tapahtuu sitä käytännössä myös kallistuksessa.

Aurauskulman muutoksesta sisäänjoustossa olisi hyötyä, koska näin saataisiin staattiset aurauskulmat suoristettua nollaan kiihdyttäessä ja jarruttaessa, pidon parantamiseksi. Aurauskulman muutoksiin vaikuttaa raidetankojen pituus, asento ja kiinnityspaikat.

Linkut suunniteltiin, niin että se toimisivat suunnitellulla välityksellä, joka selviää kappaleen 3.4 laskuista. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä että, renkaan liikkeen ja iskun vaimentimen sisäänjoustopuhde pitää täsmätä suunniteltuun.

### **3.4 Pyöränkuormien laskenta kaarteessa**

Pyörän kuormat vaikuttavat siihen, paljonko milläkin renkaalla pitää olla sortokulmaa, minkä jäykkyyksiset jouset pitää olla, jarrujen mitoittamiseen ja onko auto yli- vai aliohjaava.

Auton pyöränkuormien laskenta perustuu siihen, kun tiedetään maksimi kiihtyvyys, staattinen painojakauma, painopiste, raideväli ja raideleveys, pystytään näillä tiedoilla laskemaan, paljonko painoa siirtyy puolelta toiselle, taka-akselilta etuakselille tai toisinpäin, riippuen siitä tarkastellaanko painon siirtymää kurvissa, kiihdytyksessä vai jarrutuksessa. Kiihdytyksessä ja jarrutuksessa nämä tiedot riittävät, koska painoa siirtyy auton molemmilla puolilla yhtä paljon. Mutta kaarteessa asiaan vaikuttaa myös jousien ja kallistuksen vakaajien jäykkyydet. Ne eivät muuta painonsiirtymän kokonaismäärää, mutta se vaikuttaa siihen, paljonko tuosta kokonaismäärästä siirtyy etu- tai taka-akselilla.

Laskujen tulokset löytyvät liitteestä 2.

#### **3.4.1 Staattiset laskelmat**

Aluksi piti laskea staattinen painojakauma akseleille (kaava 2). Tähän tarvittiin arvio painosta ja painopisteen paikasta. Koska auton suunnittelu oli jo niin pitkällä, saatiin hyvin lähellä oleva arvio Catia-ohjelmasta. Catia-ohjelma osaa laskea kappaleille painon ja painopisteen tiheyden perusteella. Eli teoriassa jos kaikki osat olisi mallinnettu täydellisesti, saataisiin siitä tarkka paino autolle ja paikka painopisteelle. Lisäksi painopisteen paikkaan akseleihin nähden pystyy alustan suunnittelussa vaikuttamaan muut-

tamalla akseleiden paikkaa. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että haluttu painopisteen paikka akseleihin nähden päätettiin ja akselien paikat sijoitettiin sen mukaan. Ennen painojakauman laskemista piti ensin laskea auton kokonaispaino (kaava 1).

Auton kokonaispaino:

$$W = (m_c + m_d) * g \quad (1)$$

$W$  on auton kokonaispaino

$m_c$  on auton kokonaismassa ilman kuskia

$m_d$  on kuskin massa

$g$  on gravitaatiovakio

Paino etu- ja taka-akselilla:

$$\begin{aligned} W_F &= W * \frac{l-a}{l} \\ W_R &= W * \frac{l-b}{l} \end{aligned} \quad (2)$$

$W_F$  on paino auton etuakselilla

$W_R$  on paino auton taka-akselilla

$l$  on auton akseliväli

$a$  on painopisteen etäisyys etuakselilta

$b$  on painopisteen etäisyys taka-akselilta

Laskuihin tarvittiin myös jousitetun ja jousittamattoman massan painot (kaava 3 ja 4). Niiden laskemiseksi tarvittiin arvio auton jousittamattoman massan suuruudesta. Jousittamattomaan massaan kuuluu vanteet, renkaat ja kaikki, mikä on niiden sisällä eli navat, olka-akselit, edessä jarrulevyt yms. Arvioitu massa osille saatiin osien valmistajien sivuilta, sekä itse suunnitelluista osista Catia-ohjelmasta.

Etu- ja taka-akselin jousittamattoman massan paino:

$$W_{uF} = m_{uF} * 2 * g$$

$$W_{uR} = m_{uR} * 2 * g \quad (3)$$

$W_{uF}$  on jousittamaton paino auton etuakselilla  
 $W_{uR}$  on jousittamaton paino auton taka-akselilla  
 $m_{uF}$  on jousittamaton massa auton etuakselilla  
 $m_{uR}$  on jousittamaton massa auton etuakselilla  
 $g$  on gravitaatiovakio

Auton jousitettupaino:

$$\begin{aligned}
 W_s &= W - W_{uF} - W_{uR} \\
 W_{sF} &= W_F - W_{uF} \\
 W_{sR} &= W_R - W_{uR}
 \end{aligned} \quad (4)$$

$W_s$  on koko auton jousitettu paino  
 $W_{sF}$  on auton jousitettu paino etuakselilla  
 $W_{sR}$  on auton jousitettu paino taka-akselilla  
 $W$  on auton kokonaispaino  
 $W_{uF}$  on jousittamaton paino auton etuakselilla  
 $W_{uR}$  on jousittamaton paino auton taka-akselilla

Painopisteen etäisyys kallistusakselista piti myös laskea (kaava 6), koska se vaikuttaa siihen, paljonko auto kallistelee. Tämän laskemiseksi piti ensin laskea kallistusakselin kulma (kaava 5).

Kallistus akselin kulma:

$$\theta = \arctan \frac{Z_{RR} - Z_{RF}}{l} \quad (5)$$

$\theta$  on kallistus akselin kulma  
 $Z_{RF}$  on kallistuskeskiön korkeus etuakselilla  
 $Z_{RR}$  on kallistuskeskiön korkeus taka-akselilla  
 $l$  on auton akseliväli

Painopisteen etäisyys kallistus akselilta:

$$H = h - \tan \theta * a \quad (6)$$

$H$  on painopisteen etäisyys kallistus akselilta

$\theta$  on kallistus akselin kulma

$h$  on painopisteen etäisyys maasta

$a$  on painopisteen etäisyys etuakselilta

### 3.4.2 Dynaaminen painojakauma ja kallistuskulma kaarteessa

Dynaamisen painojakauman laskeminen kaarteessa aloitettiin pyörän jousto jäykkyyden laskemisella (kaava 7). Tässä piti arvioida pyöränkuorman muutokset ja renkaan liikematka. Renkaan liikematkaksi asetettiin aluksi sääntöjen määräämä mekaaninen minimi eli kaksi tuumaa. Arvio pyöränkuorman muutoksista korjattiin oikeaksi myöhemmin, kun se oli laskettu. Kallistuksenvakaajia ei vielä tässä vaiheessa huomioitu laskelmissa.

Pyörän joustojäykkyys yhdellä pyörällä (Race Car Vehicle Dynamics 1995):

$$\begin{aligned} K_{RF} &= \frac{\Delta W_F}{X} \\ K_{RR} &= \frac{\Delta W_R}{X} \end{aligned} \quad (7)$$

$K_{RF}$  on pyörän joustojäykkyys etuakselilla

$K_{RR}$  on pyörän joustojäykkyys taka-akselilla

$\Delta W_F$  on arvio pyöränkuorman muutoksista etuakselilla

$\Delta W_R$  on arvio pyöränkuorman muutoksista taka-akselilla

$X$  on pyörän liikematka

Kun pyöränjoustojäykkyys oli laskettu, pystyttiin laskemaan ominaistajuus jousitetulle massalle (kaava 8) ja akselien kiertojäykkyys (kaava 9).

Jousitetun massan taajuus (Race Car Vehicle Dynamics 1995):



$$\omega_F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{RF} * g}{\frac{W_{SF}}{2}}}$$

$$\omega_R = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{RR} * g}{\frac{W_{SR}}{2}}}$$
(8)

$\omega_F$  on jousitetun massan taajuus etuakselilla

$\omega_R$  on jousitetun massan taajuus taka-akselilla

$K_{RF}$  on pyörän joustojäykkyys etuakselilla

$K_{RR}$  on pyörän joustojäykkyys taka-akselilla

$W_{SF}$  on auton jousitettu paino etuakselilla

$W_{SR}$  on auton jousitettu paino taka-akselilla

$g$  on gravitaatiovakio

Akselien kiertojäykkyys (Race Car Vehicle Dynamics 1995):

$$K_{\phi F} = \frac{K_{RF} * t_F^2}{2}$$

$$K_{\phi R} = \frac{K_{RR} * t_R^2}{2}$$
(9)

$K_{\phi F}$  on kiertojäykkyys etuakselilla

$K_{\phi R}$  on kiertojäykkyys taka-akselilla

$K_{RF}$  on pyörän joustojäykkyys etuakselilla

$K_{RR}$  on pyörän joustojäykkyys taka-akselilla

$t_F$  on raideleveys etuakselilla

$t_R$  on raideleveys taka-akselilla

Akselien kiertojäykkyyden avulla pystyttiin laskemaan painon siirtymät akseleilla (kaava 10). Tähän tarvittiin jousitetun massan painopisteen etäisyyttä etuakselista ja kallistusakselista. Tähän käytettiin kuitenkin koko auton painopisteen etäisyyttä, koska näillä ei ole suurta eroa. Sivuttaiskiihtyvyydestä tarvittiin myös arvio. Tässä käytettiin mittaustuloksia, josta pääteltiin mikä voisi olla realistinen tavoite. Laskuissa tätä arvoa käytettiin kuten kitkakerrointa, eli sille ei annettu yksikköä.

Pyöränkuorman muutokset (Race Car Vehicle Dynamics 1995):

$$\Delta W_F = A_Y * \left( \frac{W_S}{t_F} * \left( \frac{h_2 * (K_{\phi F} - \frac{(l-a_s) * W_S * h_2}{l})}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - W_S * h_2} + \frac{l-a_s}{l} * Z_{RF} \right) + \frac{W_{uF}}{t_F} * Z_{WF} \right)$$

$$\Delta W_R = A_Y * \left( \frac{W_S}{t_R} * \left( \frac{h_2 * (K_{\phi R} - \frac{a_s * W_S * h_2}{l})}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - W_S * h_2} + \frac{a_s}{l} * Z_{RR} \right) + \frac{W_{uR}}{t_R} * Z_{WR} \right) \quad (10)$$

$\Delta W_F$  on pyöränkuorman muutos etuakselilla

$\Delta W_R$  on pyöränkuorman muutos taka-akselilla

$A_Y$  on auton sivuttaiskiikkyvyys

$W_S$  on koko auton jousitettu paino

$t_F$  on raideleveys etuakselilla

$t_R$  on raideleveys taka-akselilla

$h_2$  on jousitetun massan painopisteen etäisyys kallistus akselilta

$K_{\phi F}$  on kiertojäykkyys etuakselilla

$K_{\phi R}$  on kiertojäykkyys taka-akselilla

$l$  on auton akseliväli

$a_s$  on jousitetun massan painopisteen etäisyys etuakselilta

$Z_{RF}$  on kallistuskeskiön korkeus etuakselilla

$Z_{RR}$  on kallistuskeskiön korkeus taka-akselilla

$Z_{WF}$  on jousittamattoman massan painopisteen korkeus etuakselilla

$Z_{WR}$  on jousittamattoman massan painopisteen korkeus taka-akselilla

Kun pyöränkuorman muutokset oli laskettu, saatiin helposti yhteenlaskulla laskettua pyöränkuormat (kaava 11).

Pyöränkuormat:

$$W_{FO} = \frac{W_F}{2} + \Delta W_F$$

$$W_{FI} = \frac{W_F}{2} - \Delta W_F$$

$$W_{RO} = \frac{W_R}{2} + \Delta W_R$$

$$W_{RI} = \frac{W_R}{2} - \Delta W_R \quad (11)$$

$W_{FO}$  on ulkokurvin pyöränkuorma auton etuakselilla

$W_{FI}$  on sisäkurvin pyöränkuorma auton etuakselilla

$W_{RO}$  on ulkokurvin pyöränkuorma auton taka-akselilla

$W_{RI}$  on sisäkurvin pyöränkuorma auton taka-akselilla

$W_F$  on staattinen paino auton etuakselilla

$W_R$  on staattinen paino auton taka-akselilla

$\Delta W_F$  on pyöränkuorman muutos etuakselilla

$\Delta W_R$  on pyöränkuorman muutos taka-akselilla

Pyörän kuormien laskennan jälkeen laskettiin vielä, paljonko auto kallistuu kaarteessa (kaava 13). Tämän laskemiseksi piti ensin laskea kallistusvastus (kaava 12).

Kallistusvastus (Race Car Vehicle Dynamics 1995):

$$K_{\phi} = \frac{-W_s * h_2}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - W_s * h_2} \quad (12)$$

$K_{\phi}$  on kallistusvastus

$W_s$  on koko auton jousitettu paino

$h_2$  on jousitetun massan painopisteen etäisyys kallistus akselilta

$K_{\phi F}$  on kiertojäykkyys etuakselilla

$K_{\phi R}$  on kiertojäykkyys taka-akselilla

Kallistuskulma kaarteessa:

$$\phi = K_{\phi} * A_Y \quad (13)$$

$\phi$  on kallistuskulma

$K_{\phi}$  on kallistusvastus

$A_Y$  on auton sivuttaiskiihtyvyys

### 3.5 Jousien jäykkyyden laskeminen

Jousien jäykkyyden laskemisessa käytettiin hyväksi dynaamisen painojakauman laskuja (Kappale 3.4.2).

Laskujen tulokset löytyvät liitteestä 2.

### 3.5.1 Jousien jäykkyys vapaavalintaisilla jousilla

Jousien jäykkyyksien määrittäminen aloitettiin laskemalla pyörän keskikohdan joustojäykkyys (kaava 14). Tähän tarvittiin tieto renkaan joustojäykkyydestä, joka saatiin renkaan valmistajan sivuilta. Renkaan joustojäykkyys ilmenee myös rengasdatasta, mutta me tyydyimme käyttämään valmistajan ilmoittamaa arvoa.

Pyörän keskikohdan joustojäykkyys (Race Car Vehicle Dynamics 1995):

$$\begin{aligned} K_{WF} &= \frac{K_{RF} * K_T}{K_T - K_{RF}} \\ K_{WR} &= \frac{K_{RR} * K_T}{K_T - K_{RR}} \end{aligned} \quad (14)$$

$K_{WF}$  on pyörän keskikohdan joustojäykkyys etuakselilla

$K_{WR}$  on pyörän keskikohdan joustojäykkyys taka-akselilla

$K_{RF}$  on pyörän joustojäykkyys etuakselilla

$K_{RR}$  on pyörän joustojäykkyys taka-akselilla

$K_T$  on renkaan joustojäykkyys

Jousien jäykkyys saatiin laskettua ottamalla huomioon pyörän ja jousen välinen välityssuhde (kaava 15).

Jousien jäykkyys (Race Car Vehicle Dynamics 1995):

$$\begin{aligned} K_{SF} &= \frac{K_{WF}}{IR_F^2} \\ K_{SR} &= \frac{K_{WR}}{IR_R^2} \end{aligned} \quad (15)$$

$K_{SF}$  on jousen joustojäykkyys etuakselilla

$K_{SR}$  on jousen joustojäykkyys taka-akselilla

$K_{WF}$  on pyörän keskikohdan joustojäykkyys etuakselilla

$K_{WR}$  on pyörän keskikohdan joustojäykkyys taka-akselilla

$IR_F$  on renkaan ja jousen välinen välityssuhde etuakselilla

$IR_R$  on renkaan ja jousen välinen välityssuhde taka-akselilla

### 3.5.2 Laskenta valituilla jousilla

Jousien jäykkyyden laskemisen jälkeen valittiin jouset autoon valmistajan vaihtoehtoista ja laskettiin dynaaminen painojakauma vielä näillä valituilla jousilla, samoin menetelmin kuin kappaleessa 3.4.2. Koska tässä vaiheessa haluttiin nostaa ominaistajuutta, niin päätettiin valita hieman jäykemmät jouset, kuin kappaleessa 3.5.1 lasketut. Lisäksi eteen haluttiin isompi ominaistajuus kuin taakse, tästä johtuen jousen jäykkyyttä piti nostaa edessä suhteessa enemmän kuin takana.

Ennen kuin pystyttiin käyttämään samoja kaavoja, kuin kappaleessa 3.4.2, piti laskea pyöränjoustojäykkyys (kaava 16) ja pyörän keskikohdan jousto valituilla jousilla (kaava 17).

Pyörän keskikohdanjousto:

$$\begin{aligned} K_{WF} &= K_{SF} * IR_F^2 \\ K_{WR} &= K_{SR} * IR_R^2 \end{aligned} \quad (16)$$

$K_{WF}$  on pyörän keskikohdan joustojäykkyys etuakselilla

$K_{WR}$  on pyörän keskikohdan joustojäykkyys taka-akselilla

$K_{SF}$  on jousen joustojäykkyys etuakselilla

$K_{SR}$  on jousen joustojäykkyys taka-akselilla

$IR_F$  on renkaan ja jousen välinen välityssuhde etuakselilla

$IR_R$  on renkaan ja jousen välinen välityssuhde taka-akselilla

Pyörän keskikohdan joustojäykkyys:

$$\begin{aligned} K_{RF} &= \frac{K_T * K_{WF}}{K_T + K_{WF}} \\ K_{RR} &= \frac{K_T * K_{WR}}{K_T + K_{WR}} \end{aligned} \quad (17)$$

$K_{RF}$  on pyörän joustojäykkyys etuakselilla

$K_{RR}$  on pyörän joustojäykkyys taka-akselilla

$K_{WF}$  on pyörän keskikohdan joustojäykkyys etuakselilla

$K_{WR}$  on pyörän keskikohdan joustojäykkyys taka-akselilla

$K_T$  on renkaan joustojäykkyys

Kun pyöränjoustojäykkyys ja pyörän keskikohdan jousto valituilla jousilla oli laskettu, voitiin laskea ominaistaajuus jousitetulle massalle (kaava 8), akselien kiertojäykkyys (kaava 9), pyöränkuorman muutokset (kaava 10), pyöränkuormat (kaava 11), kallistusvastus (kaava 12) ja kallistuskulma (kaava 13) kappaleen 3.4.2 kaavoja käyttäen.

### 3.6 Kallistuksenvakaajien laskenta

Kun pyöränkuormat oli laskettu, voitiin kallistuksenvakaajia alkaa suunnitella. Kallistuksenvakaajilla haluttiin rajoittaa auton kallistelua, lisäksi se antoi mahdollisuuden säätää auton yli- ja aliohjautuvuutta. Kallistuksenvakaajilla pystyttiin myös kumoamaan jousien valinnasta aiheutunutta poikkeamaa suunniteltuihin pyöränkuormien muutoksiin.

Laskelmat tehtiin, niin että aluksi arvioitiin kallistuksenvakaajien välittämä kiertojäykkyys. Sitten laskettiin auton kallistus ja pyöränkuormat vakaajien kanssa. Tämän jälkeen laskettiin vielä vakaajan fyysisten mittojen perusteella sen jäykkyys ja jännitykset.

Laskujen tulokset löytyvät liitteestä 2 ja 3.

#### 3.6.1 Painojakauma ja kallistuskulma

Laskut aloitettiin laskemalla auton kallistusvastus lisäämällä kaavaan 12 kallistuksen vakaajan vaikutus (kaava 18).

Kallistusvastus:

$$K_{\phi} = \frac{-W_s * h_2}{K_{\phi F} + K_{\phi BF} + K_{\phi R} + K_{\phi BR} - W_s * h_2} \quad (18)$$

$K_{\phi}$  on kallistusvastus

$W_s$  on koko auton jousitettu paino

$h_2$  on jousitetun massan painopisteen etäisyys kallistus akselilta

$K_{\phi F}$  on jousien vaikutus kiertojäykkyyteen etuakselilla

$K_{\phi R}$  on jousien vaikutus kiertojäykkyyteen taka-akselilla

$K_{\phi BF}$  on kallistuksenvakaajien vaikutus kiertojäykkyyteen etuakselilla

$K_{\phi BR}$  on kallistuksenvakaajien vaikutus kiertojäykkyyteen taka-akselilla

Kallistusvastuksen avulla saatiin laskettua auton kallistus kaavan 13 avulla. Pyöränkuorman muutokset puolestaan laskettiin lisäämällä vakaajien vaikutus kaavaan 10 (kaava 19).

Painon siirtymä:

$$\Delta W_F = A_Y * \left( \frac{W_S}{t_F} * \left( \frac{h_2 * (K_{\phi F} + K_{\phi BF} - \frac{(l - a_s) * W_S * h_2}{l})}{K_{\phi F} + K_{\phi BF} + K_{\phi R} + K_{\phi BR} - W_S * h_2} + \frac{l - a_s}{l} * Z_{RF} \right) + \frac{W_{uF}}{t_F} * \right. \\ \left. Z_{WF} \right) \\ \Delta W_R = A_Y * \left( \frac{W_S}{t_R} * \left( \frac{h_2 * (K_{\phi R} + K_{\phi BR} - \frac{a_s * W_S * h_2}{l})}{K_{\phi F} + K_{\phi BF} + K_{\phi R} + K_{\phi BR} - W_S * h_2} + \frac{a_s}{l} * Z_{RR} \right) + \frac{W_{uR}}{t_R} * \right. \\ \left. Z_{WR} \right) \quad (19)$$

$\Delta W_F$  on pyöränkuorman muutos etuakselilla

$\Delta W_R$  on pyöränkuorman muutos taka-akselilla

$A_Y$  on auton sivuttaiskiivitys

$W_S$  on koko auton jousitettu paino

$t_F$  on raideleveys etuakselilla

$t_R$  on raideleveys taka-akselilla

$h_2$  on jousitetun massan painopisteen etäisyys kallistus akselilta

$K_{\phi F}$  on jousien vaikutus kiertojäykkyyteen etuakselilla

$K_{\phi R}$  on jousien vaikutus kiertojäykkyyteen taka-akselilla

$K_{\phi BF}$  on kallistuksenvakaajan vaikutus kiertojäykkyyteen etuakselilla

$K_{\phi BR}$  on kallistuksenvakaajan vaikutus kiertojäykkyyteen taka-akselilla

$l$  on auton akseliväli

$a_s$  on jousitetun massan painopisteen etäisyys etuakselilta

$Z_{RF}$  on kallistuskeskiön korkeus etuakselilla

$Z_{RR}$  on kallistuskeskiön korkeus taka-akselilla

$Z_{WF}$  on jousittamattoman massan painopisteen korkeus etuakselilla

$Z_{WR}$  on jousittamattoman massan painopisteen korkeus taka-akselilla

Pyöränkuormien muutoksien avulla pystyttiin laskemaan pyörän kuormat kaavan 11 avulla. Tässä vaiheessa haluttiin vielä laskea renkaan liikematka, kun kallistuksen vakaajat ovat mukana laskuissa (kaava 20).

Pyörän liikematka:

$$X_F = \frac{\Delta W_F - \frac{K_{\phi BF^*} |\phi|}{t_F}}{K_{RF}}$$

$$X_R = \frac{\Delta W_R - \frac{K_{\phi BR^*} |\phi|}{t_R}}{K_{RR}} \quad (20)$$

$X_F$  on pyörän liikematka etuakselilla

$X_R$  on pyörän liikematka taka-akselilla

$\Delta W_F$  on pyöränkuorman muutos etuakselilla

$\Delta W_R$  on pyöränkuorman muutos taka-akselilla

$K_{\phi BF}$  on kallistuksenvakaajan vaikutus kiertojäykkyyteen etuakselilla

$K_{\phi BR}$  on kallistuksenvakaajan vaikutus kiertojäykkyyteen taka-akselilla

$\phi$  on kallistuskulma

$t_F$  on raideleveys etuakselilla

$t_R$  on raideleveys taka-akselilla

$K_{RF}$  on pyörän joustojäykkyys ilman kallistuksenvakaajia etuakselilla

$K_{RR}$  on pyörän joustojäykkyys ilman kallistuksenvakaajia taka-akselilla

### 3.6.2 Kallistuksenvakaajien mitat

Kun oli määritetty kallistuksenvakaajien vaikutus autoon, piti laskea fyysiset mitat vakaajille. Osaa mitoista rajoitti auton rungon malli, joten aivan mielivaltaisesti mittoja ei pystynyt määräämään. Lisäksi kallistuksen vakaajien vipuvarren ja halkaisijan suhde piti suunnitella, niin että jännitykset tangolla pysyisivät järkevinä. Jotta laskut saatiin tehtyä, piti aluksi antaa arvioitua lähtöarvot, joita sitten muutettiin tarpeen mukaan.



Laskelmat aloitettiin määrittämällä vakaajan jäykkyys, jotta suunniteltu vakaajien välittäjä kiertojäykkyys toteutuisi (kaava 21). Tätä varten piti aluksi arvioida kallistuksenvakaajan vipuvarren mitta, sekä pyörän ja vakaajan välinen välityssuhde. Nämä arvot saatiin Catia- ja Optimum Kinematics -ohjelmista, jonne ne oli mallinnettu. Näitä mittoja jouduttiin vielä muuttamaan, jotta laskuista tulisi järkeviä.

Kallistuksenvakaajan jäykkyys (Race Car Vehicle Dynamics 1995):

$$K_{\theta BF} = \frac{K_{\phi BF} * L_F^2}{I_{BF}^2 * t_F^2}$$

$$K_{\theta BR} = \frac{K_{\phi BR} * L_R^2}{I_{BR}^2 * t_R^2} \quad (21)$$

$K_{\theta BF}$  on kallistuksenvakaajan jäykkyys etuakselilla

$K_{\theta BR}$  on kallistuksenvakaajan jäykkyys taka-akselilla

$K_{\phi BF}$  on kallistuksenvakaajan vaikutus kiertojäykkyyteen etuakselilla

$K_{\phi BR}$  on kallistuksenvakaajan vaikutus kiertojäykkyyteen taka-akselilla

$t_F$  on raideleveys etuakselilla

$t_R$  on raideleveys taka-akselilla

$L_F$  on kallistuksenvakaajan vipuvarren mitta etuakselilla

$L_R$  on kallistuksenvakaajan vipuvarren mitta taka-akselilla

$I_{BF}$  on pyörän ja vakaajan välinen välityssuhde etuakselilla

$I_{BR}$  on pyörän ja vakaajan välinen välityssuhde taka-akselilla

Kallistuksenvakaajien jäykkyyksien määrittämisen jälkeen laskettiin, mikä vakaajien halkaisijoiden pitäisi olla (kaava 23). Tämän määrittämiseksi piti laskea ensin vakaajatangon vääntöneliömomentti (kaava 22). Lähtöarvoiksi tähän tarvittiin materiaalin liukukerroin ja vakaajatangon mitta. Materiaalina päätettiin käyttää alumiinia sen keveyden takia ja sen liukukerroin on taulukkotietoa. Vakaajatangon alustava mitta puolestaan saatiin Catia-ohjelmasta, koska se oli mallinnettu sinne.

Vakaajatangon vääntöneliömomentti:

$$I_{vF} = \frac{K_{\theta BF} * l_F}{G}$$

$$I_{vR} = \frac{K_{\theta BR} * l_R}{G} \quad (22)$$

$I_{vF}$  on vakaajatangon vääntöneliömomentti etuakselilla

$I_{vR}$  on vakaajatangon vääntöneliömomentti taka-akselilla

$K_{\theta BF}$  on kallistuksenvakaajan jäykkyys etuakselilla

$K_{\theta BR}$  on kallistuksenvakaajan jäykkyys taka-akselilla

$l_F$  on vakaajatangon pituus etuakselilla

$l_R$  on vakaajatangon pituus taka-akselilla

$G$  on materiaalin liukukerroin

Vakaajien halkaisijat:

$$D_F = \left( \frac{32 * I_{vF}}{\pi} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$D_R = \left( \frac{32 * I_{vR}}{\pi} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (23)$$

$D_F$  on vakaajatangon halkaisija etuakselilla

$D_R$  on vakaajatangon halkaisija taka-akselilla

$I_{vF}$  on vakaajatangon vääntöneliömomentti etuakselilla

$I_{vR}$  on vakaajatangon vääntöneliömomentti taka-akselilla

Kun tiesimme vakaajien halkaisijat, piti vielä varmistaa, että jännitykset vakaajilla ei ole liian isot. Jotta jännitykset pystyisi laskemaan (kaava 26), piti ensin laskea vakaajatangon vääntövästus (kaava 24) ja vääntömomentti (kaava 25). Vääntömomentin laskemiseen piti tietää kuinka monta astetta vakaajatanko vääntyy. Tämä tieto saatiin Optimum Kinematics -ohjelmasta (kappale 3.3).

Vakaajatangon vääntövästus:

$$W_{vF} = \frac{\pi * D_F^3}{16}$$

$$W_{vR} = \frac{\pi * D_R^3}{16} \quad (24)$$

$W_{vF}$  on vakaajatangon vääntövästus etuakselilla

$W_{vR}$  on vakaajatangon vääntövastus taka-akselilla

$D_F$  on vakaajatangon halkaisija etuakselilla

$D_R$  on vakaajatangon halkaisija taka-akselilla

Vakaajatangolla vaikuttava maksimi vääntömomentti:

$$\begin{aligned} T_F &= K_{\theta BF} * \alpha_F \\ T_R &= K_{\theta BR} * \alpha_R \end{aligned} \quad (25)$$

$T_F$  on vakaajatangolla vaikuttava maksimi vääntömomentti etuakselilla

$T_R$  on vakaajatangolla vaikuttava maksimi vääntömomentti taka-akselilla

$K_{\theta BF}$  on kallistuksenvakaajan jäykkyys etuakselilla

$K_{\theta BR}$  on kallistuksenvakaajan jäykkyys taka-akselilla

$\alpha_F$  on vakaajatangon maksimi vääntymä etuakselilla

$\alpha_R$  on vakaajatangon maksimi vääntymä taka-akselilla

Vakaajan maksimi jännitys:

$$\begin{aligned} \tau_{vmaxF} &= \frac{T_F}{W_{vF}} \\ \tau_{vmaxR} &= \frac{T_R}{W_{vR}} \end{aligned} \quad (26)$$

$\tau_{vmaxF}$  on vakaajatangolla vaikuttava maksimi jännitys etuakselilla

$\tau_{vmaxR}$  on vakaajatangolla vaikuttava maksimi jännitys taka-akselilla

$T_F$  on vakaajatangolla vaikuttava maksimi vääntömomentti etuakselilla

$T_R$  on vakaajatangolla vaikuttava maksimi vääntömomentti taka-akselilla

$W_{vF}$  on vakaajatangon vääntövastus etuakselilla

$W_{vR}$  on vakaajatangon vääntövastus taka-akselilla

Lopuksi halusimme laskea vielä, mikä on kallistuksenvakaajan yhdystangolla vaikuttava voima, koska sitä tarvittiin myöhemmin osien lujuuslaskuissa (kaava 27).

Voima kallistuksenvakaajan yhdystangolla:

$$F_F = \frac{K_{\theta BF} * \alpha_F}{L_F}$$

$$F_R = \frac{K_{\theta BR} * \alpha_R}{L_R} \quad (27)$$

$F_F$  on kallistuksenvakaajan yhdystangolla vaikuttava voima etuakselilla

$F_R$  on kallistuksenvakaajan yhdystangolla vaikuttava voima taka-akselilla

$K_{\theta BF}$  on kallistuksenvakaajan jäykkyys etuakselilla

$K_{\theta BR}$  on kallistuksenvakaajan jäykkyys taka-akselilla

$\alpha_F$  on vakaajatangon maksimi vääntymä etuakselilla

$\alpha_R$  on vakaajatangon maksimi vääntymä taka-akselilla

$L_F$  on kallistuksenvakaajan vipuvarren mitta etuakselilla

$L_R$  on kallistuksenvakaajan vipuvarren mitta taka-akselilla

### 3.7 Pyöränkuormien laskenta kiihdytyksessä ja jarrutuksessa

Pyöränkuormien laskemiseksi piti arvioida maksimi kiihtyvyys auton kiihdytys- ja jarrutustilanteessa. Tässäkin käytettiin mitattua dataa, jonka perusteella pääteltiin mikä voisi olla realistinen arvio. Myös tätä kiihtyvyyttä käytettiin laskuissa, kuten kitkakerointa eli ilman yksikköä.

Laskujen tulokset löytyvät liitteestä 2.

Laskeminen aloitettiin laskemalla mikä on kuormanmuutos akselilta toiselle (kaava 28). Kuormanmuutos on sama, sekä kiihdyttäessä että jarruttaessa, koska laskelmat perustuvat renkaiden maksimipitoon.

Kuormanmuutos akselilta toiselle (Race Car Vehicle Dynamics 1995):

$$\Delta W_X = \frac{h}{l} * W * A_X \quad (28)$$

$\Delta W_X$  on kuormanmuutos akselilta toiselle

$h$  on painopisteen etäisyys maasta

$l$  on auton akseliväli

$W$  on auton kokonaispaino

$A_X$  on auton kiihtyvyys kiihdytys- ja jarrutustilanteessa

Kuorman muutoksen avulla saatiin laskettua akselikuormat jarruttaessa ja kiihdyttäessä (kaava 29).

Akselikuormat jarruttaessa ja kiihdyttäessä:

$$\begin{aligned}
 W_{BF} &= W_F + \Delta W_X \\
 W_{BR} &= W_F - \Delta W_X \\
 W_{AF} &= W_R - \Delta W_X \\
 W_{AR} &= W_R + \Delta W_X
 \end{aligned} \tag{29}$$

$W_{BF}$  on kuorma etuakselilla jarruttaessa

$W_{BR}$  on kuorma taka-akselilla jarruttaessa

$W_{AF}$  on kuorma etuakselilla kiihdyttäessä

$W_{AR}$  on kuorma taka-akselilla kiihdyttäessä

$W_F$  on staattinen paino auton etuakselilla

$W_R$  on staattinen paino auton taka-akselilla

$\Delta W_X$  on kuormanmuutos akselilta toiselle

Akselikuormien avulla saatiin laskettua myös renkaihin kohdistuva jarrutus ja kiihdytys voima (kaava 30).

Jarrutus ja kiihdytys voima:

$$\begin{aligned}
 F_{BF} &= \frac{W_{BF}}{2} * A_X \\
 F_{BR} &= \frac{W_{BR}}{2} * A_X \\
 F_{AR} &= \frac{W_{AR}}{2} * A_X
 \end{aligned} \tag{30}$$

$F_{BF}$  on jarrutus voima etuakselilla

$F_{BR}$  on jarrutus voima taka-akselilla

$F_{AR}$  on kiihdytys voima taka-akselilla

$W_{BF}$  on kuorma etuakselilla jarruttaessa

$W_{BR}$  on kuorma taka-akselilla jarruttaessa

$W_{AR}$  on kuorma taka-akselilla kiihdyttäessä

$A_X$  on auton kiihtyvyyden kiihdytys- ja jarrutustilanteessa

Lopuksi laskettiin vielä pyöränjoustomatka kiihdyttäessä ja jarruttaessa (kaava 31). Liikematka on sama sekä kiihdyttäessä että jarruttaessa, koska kuorman muutos on molemmissa sama. Ainoastaan suunta on eri. Etu- ja taka-akselilla liikematka on kuitenkin eri, koska jousivakio on niissä eri.

Pyörän liikematka:

$$\begin{aligned} X_F &= \frac{\frac{\Delta W_X}{2}}{K_{RF}} \\ X_R &= \frac{\frac{\Delta W_X}{2}}{K_{RR}} \end{aligned} \quad (31)$$

$X_F$  on pyörän liikematka etuakselilla

$X_R$  on pyörän liikematka taka-akselilla

$\Delta W_X$  on kuormanmuutos akselilta toiselle

$K_{RF}$  on pyörän joustojäykkyys etuakselilla

$K_{RR}$  on pyörän joustojäykkyys taka-akselilla

### 3.8 Ohjausegeometrian laskenta

Ohjausegeometria pyrittiin suunnittelemaan niin, että sortokulmat olisivat optimaaliset maksimi pidon kannalta kaarteiden säteestä riippumatta. Koska tällainen ei ole käytännössä mahdollista toteuttaa, tehtiin kompromissi, jossa sortokulmat ovat niin lähellä optimaalista kuin mahdollista.

Laskelmien toteuttamiseksi piti lähtöarvoina antaa kaarteiden säde painopisteen kohdassa juoksevana numerona, raidelevyydet, akseliväli ja painopisteen sijainti pituussuunnassa. Näiden lisäksi piti antaa arvio staattisista aurasukulmista ja sortokulmat renkaille.

Sortokulmat annettiin kaikille muille paitsi toiselle takarengaista, koska säde ja muiden renkaiden sortokulmat määräisivät sen. Päätimme jättää sisäkaarteiden puoleisen renkaan sortokulman antamatta, koska sillä on vähemmän painoa ja siksi se ei ole niin merkityksellään kuin ulkokaarteiden puoleinen. Optimaalinen sortokulma määräytyy rengasdatan

(kappale 2.1) mukaan. Käytännössä tämä on se sortokulma, jolla renkaasta saadaan maksimi sivuttaisvoima tietyllä kuormalla.

Laskuissa laskettiin käytännössä trigonometrian avulla, mikä pitäisi olla oikean ja vasemman eturenkaan kääntökulma, niin että sortokulmat ja aurasikulmat huomioon ottaen renkaasta kuvitelluilla kohtisuorilla viivoilla, olisi sama leikkauspiste.

Laskujen tulokset löytyvät liitteestä 4.

Laskelmat aloitettiin laskemalla, mikä on kaarteeseen säde ulkokaarteeseen puolen takarenkaalla (kaava 32).

Kaarteeseen säde ulkokaarteeseen puolen takarenkaalla:

$$R_{RO}(R) = \frac{\frac{t_R}{2}}{\cos(\alpha_{RO} - \delta_{VSR})} + \sin(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) * \left( b - \tan(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) * \frac{t_R}{2} \right) + \sqrt{R^2 - \left( \tan(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) * \sin(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) * \left( b - \tan(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) * \frac{t_R}{2} \right) \right)^2} \quad (32)$$

$R_{RO}(R)$  on kaarteeseen säde ulkokaarteeseen puolen takarenkaalla

$t_R$  on raideleveys taka-akselilla

$\alpha_{RO}$  on sortokulma ulkokaarteeseen takarenkaalla

$\delta_{VSR}$  on staattinen aurasikulma vasemmalla takarenkaalla

$b$  on painopisteen etäisyys taka-akselilta

$R$  on kaarteeseen säde painopisteen kohdalla

Kun kaarteeseen säde ulkokaarteeseen puolen takarenkaalla oli laskettu, saatiin laskettua sortokulma sisäkaarteeseen puoleisella takarenkaalla (kaava 33) ja renkaiden kääntökulmat (kaava 34 ja 35). Sortokulman tulokseksi saatiin kaavio, jossa on sortokulma kaarteeseen säteen funktiona. Kääntökulmien tulokseksi saatiin kaaviot jossa on kääntökulmat kaarteeseen säteen funktiona ja vasemman renkaan kääntökulma oikean renkaan kääntökulman funktiona.

Sortokulma sisäkaarteeseen puoleisella takarenkaalla:

$$\alpha_{RI}(R) = \arctan\left(\frac{\sin(\alpha_{RO}-\delta_{VSR})*R_{RO}(R)}{\cos(\alpha_{RO}-\delta_{VSR})*R_{RO}(R)-t_R}\right) - \delta_{VSR} \quad (33)$$

$\alpha_{RI}(R)$  on sortokulma sisäkaarten takarenkaalla

$\alpha_{RO}$  on sortokulma ulkokaarten takarenkaalla

$\delta_{VSR}$  on staattinen aurasukulma vasemmalla takarenkaalla

$R_{RO}(R)$  on kaarten säde ulkokaarten puolen takarenkaalla

$t_R$  on raideleveys taka-akselilla

Kääntökulma ulkokaarten puoleisella eturenkaalla:

$$\delta_O(R) = \arctan\left(\frac{1-\sin(\alpha_{RO}-\delta_{VSR})*R_{RO}(R)}{\cos(\alpha_{RO}-\delta_{VSR})*R_{RO}(R)+\frac{t_F-t_R}{2}}\right) + \alpha_{FO} - \delta_{VSF} \quad (34)$$

$\delta_O(R)$  on kääntökulma ulkokaarten puoleisella eturenkaalla

$\alpha_{RO}$  on sortokulma ulkokaarten takarenkaalla

$\delta_{VSR}$  on staattinen aurasukulma vasemmalla takarenkaalla

$\delta_{VSF}$  on staattinen aurasukulma vasemmalla takarenkaalla

$R_{RO}(R)$  on kaarten säde ulkokaarten puolen takarenkaalla

$t_T$  on raideleveys etuakselilla

$t_R$  on raideleveys taka-akselilla

Kääntökulma sisäkaarten puoleisella eturenkaalla:

$$\delta_I(R) = \arctan\left(\frac{1-\sin(\alpha_{RO}-\delta_{VSR})*R_{RO}(R)}{\cos(\alpha_{RO}-\delta_{VSR})*R_{RO}(R)-\frac{t_F-t_R}{2}}\right) + \alpha_{FO} + \delta_{VSF} \quad (35)$$

$\delta_O(R)$  on kääntökulma ulkokaarten puoleisella eturenkaalla

$\alpha_{RO}$  on sortokulma ulkokaarten takarenkaalla

$\delta_{VSR}$  on staattinen aurasukulma vasemmalla takarenkaalla

$\delta_{VSF}$  on staattinen aurasukulma vasemmalla takarenkaalla

$R_{RO}(R)$  on kaarten säde ulkokaarten puolen takarenkaalla

$t_T$  on raideleveys etuakselilla

$t_R$  on raideleveys taka-akselilla



### 3.9 3D/FEM mallinnus Catia-ohjelmalla

Kun geometria oli suunniteltu ja tulitikkumalli (Kappale 3.2) päivitetty, oli mahdollista aloittaa tulitikkumallin ympärille yksittäisten osien suunnittelu ja niiden lujuuslaskenta. Työssä käytettiin Catia-ohjelmaa.

#### 3.9.1 Tukivarret ja raidetangot

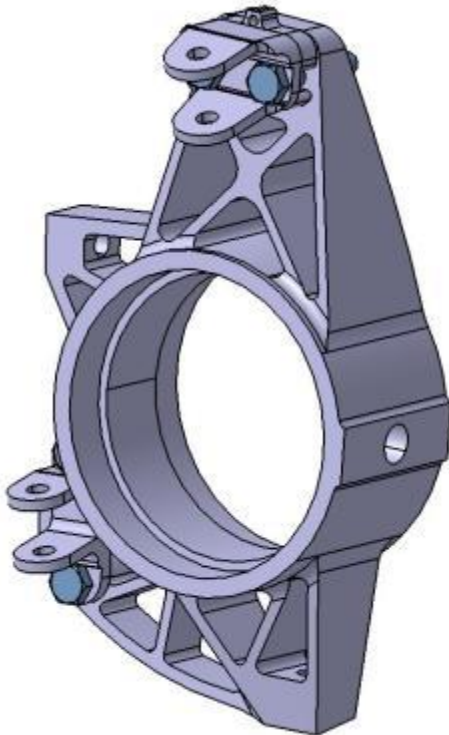
Tukivarret tehtiin samalla konseptilla, kuin edellisenäkin vuonna, eikä niiden lujuuslaskentaan käytetty aikaa, koska tukivarret oli jo silloin todettu toimiviksi ja riittävän kevyiksi. Ne tehtiin hiilikuituputkista, joiden päähän oli liimattu alumiiniset päät, joissa oli nivelet. Raidetangot tehtiin vastaavalla tavalla kuin tukivarret, mutta nivelissä ja alumiinisissa päissä oli kierteet. Koska toisessa päässä tankoa oli vasenkätinen ja toisessa päässä oikeakätinen kierre, niin näin saatiin aikaiseksi pituuden säätö, jonka avulla voitiin säätää aurasukulmaa. Kuvassa 11 on tukivarret, raide- ja työntötangot.



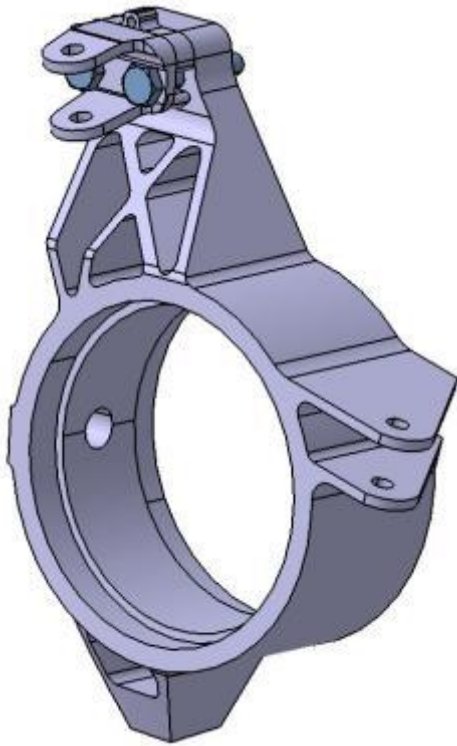
Kuva 11. Tukivarret, raide- ja työntötangot

### 3.9.2 Olka-akselit

Olka-akselit suunniteltiin niin, että paksusta alumiinilevystä voitiin vesileikkauksella tehdä ahiot ja vesileikkauksen jälkeen työstää loput muodot. Olka-akseleista pyrittiin suunnittelemaan mahdollisimman kevyet, koska koko auton painon lisäksi olka-akseleiden paino lisää jousittamatonta massaa. Nivelien paikat saatiin tulitikkumallista, joiden väliin olka-akseli suunniteltiin. Sekä taakse että eteen suunniteltiin ylemmän tukivarren kiinnityspaikkaan säätölevyt, joilla pystytään säätämään Camber-kulmaa. Lisäksi etuakselille tehtiin raidetangon kiinnityspaikkaan vastaavat säätölevyt. Tämä mahdollistaa Ackermann-ohjauksen säädön sillä edellytyksellä, että myös raidetankoihin tehdään riittävä pituussäätö tai monen mittaisia raidetankoja. Kuvissa 12 ja 13 on olka-akselit kaikkine osineen.

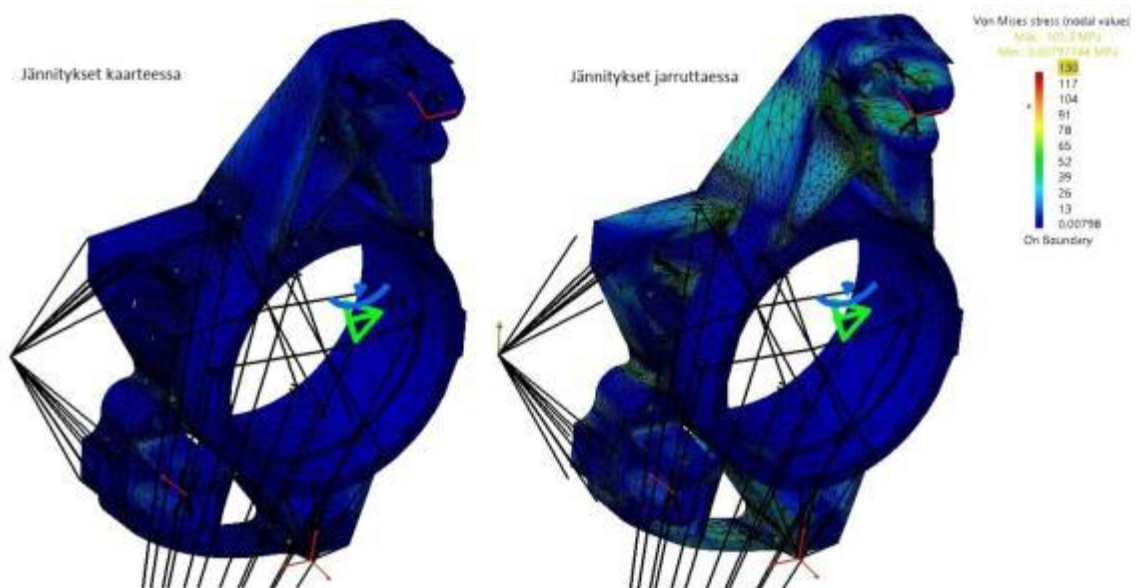


Kuva 12. Etuakseliston olka-akseli

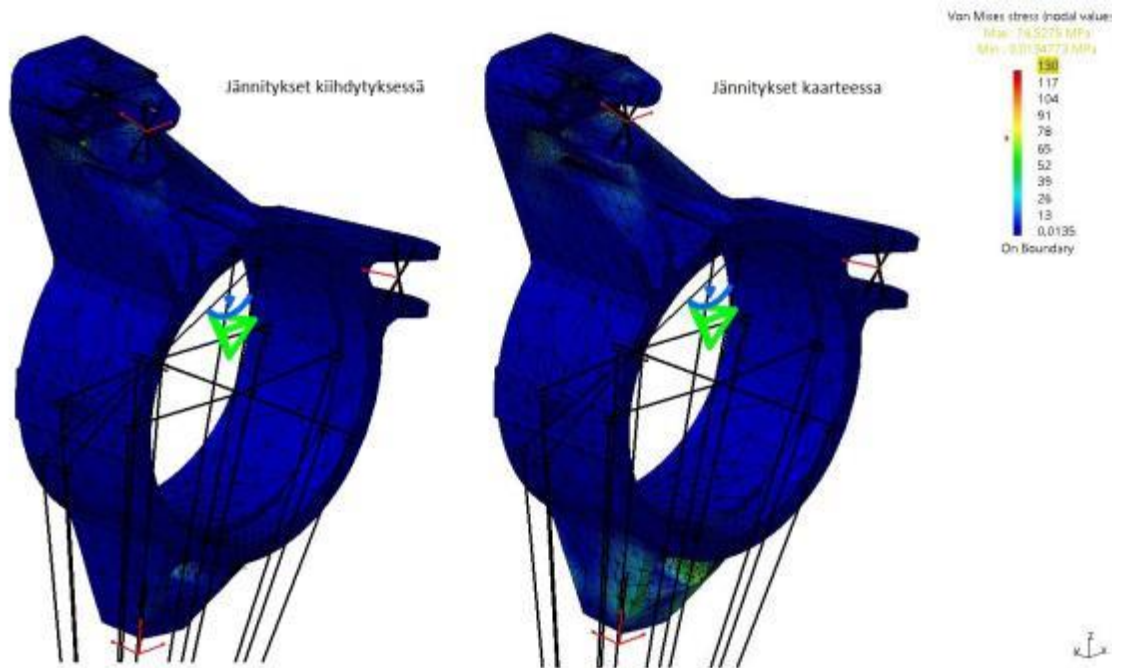


Kuva 13. Taka-akseliston olka-akseli

Olka-akselien lujuuslaskuissa taka-akselilla vaikuttaa ainoastaan nivelien tukivoimat ja renkaaseen kohdistuvat voimat, joiden suuruus ilmenee kappaleen 3.4 laskuista. Etuakselilla vaikuttaa edellä mainittujen voimien lisäksi myös jarruista aiheutuvat voimat. Taka-akselilla ne eivät vaikuta, koska jarrusatulat ovat kiinni auton rungossa olka-akselin sijaan. Kuvassa 14 ja 15 olka-akselien FEM mallinnukset.



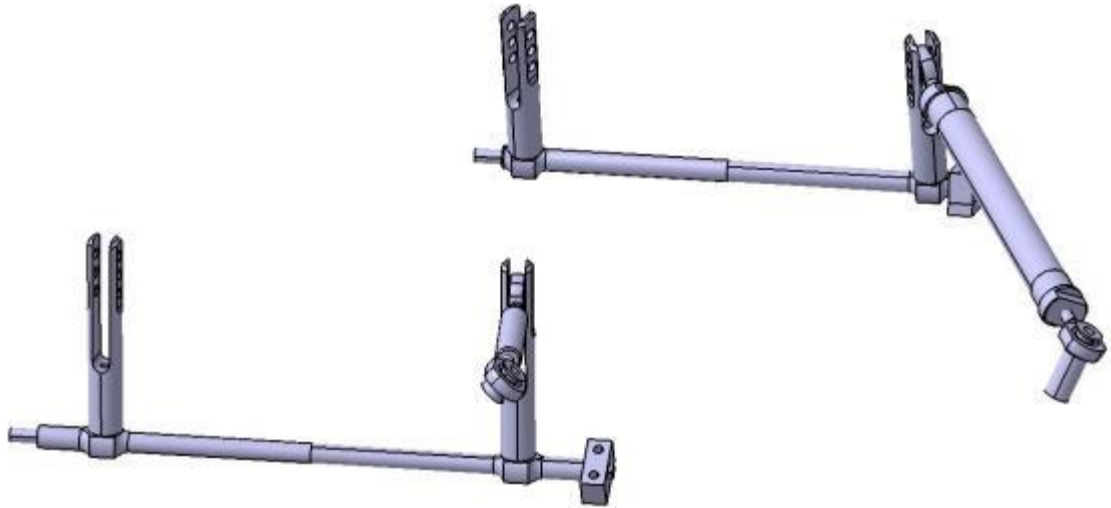
Kuva 14. Etuakseliston olka-akselien FEM mallinnus



Kuva 15. Taka-akseliston olka-akselien FEM mallinnus

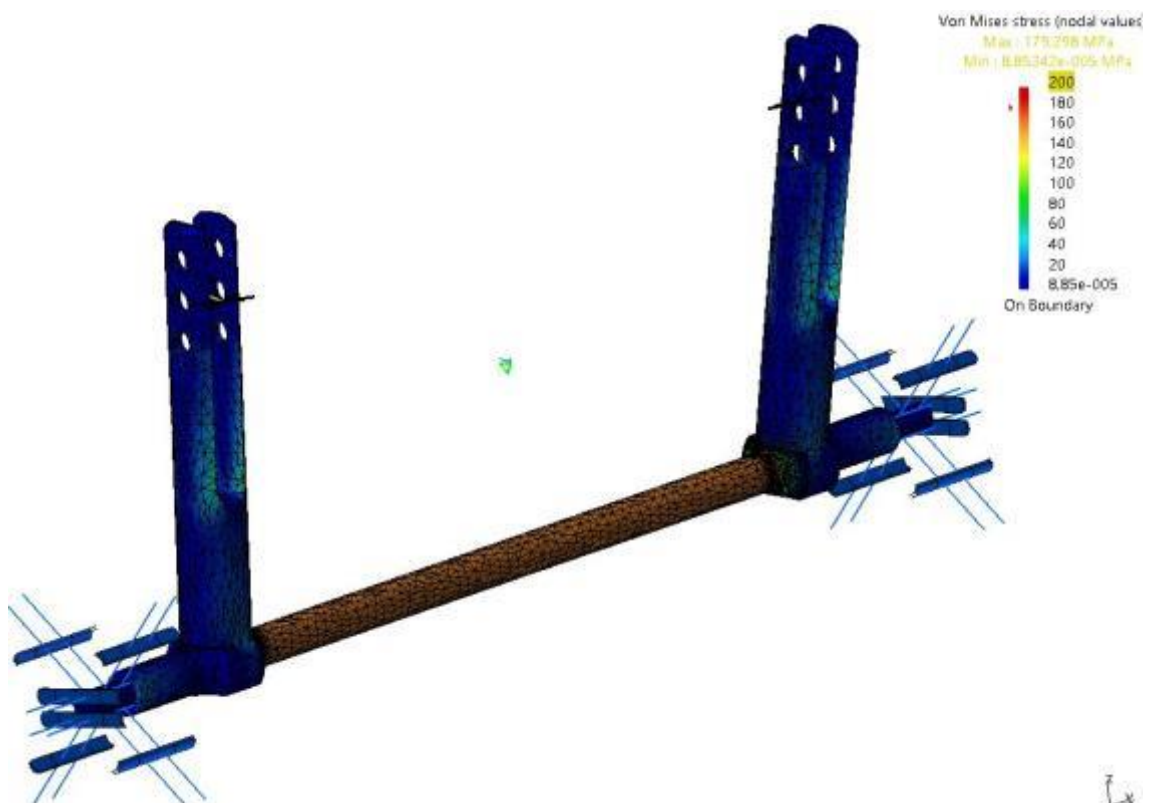
### 3.9.3 Kallistuksenvakaajat

Kallistuksenvakaajat päätettiin tehdä sorvaamalla keskelle alumiinitankoa sopivan pituinen ja paksuinen alue, josta vakaajan on tarkoitus vääntyä. Lisäksi päätettiin jyrsiä alumiinitangon päihin tasaiset paikat ja reiät vipuvarsille. Vipubarret tehtiin sorvaamalla sopivan mittaiset alumiinitangot, joihin sorvattiin loveukset ja reiät niveliä varten. Reiäkiä tehtiin useampi, jotta kallistuksenvakaajan jäykkyyttä on mahdollista säätää. Linkun ja vipubarren yhdystanko tehtiin taka-akselilla samalla tavalla kuin raidetangot (Kappale 3.9.1). Etuakselilla yhdystanko oli niin paljon lyhyempi, että se päätettiin tehdä alumiinitangosta sorvaamalla. Kuvassa 16 on kallistuksenvakaajat kaikkine osineen.

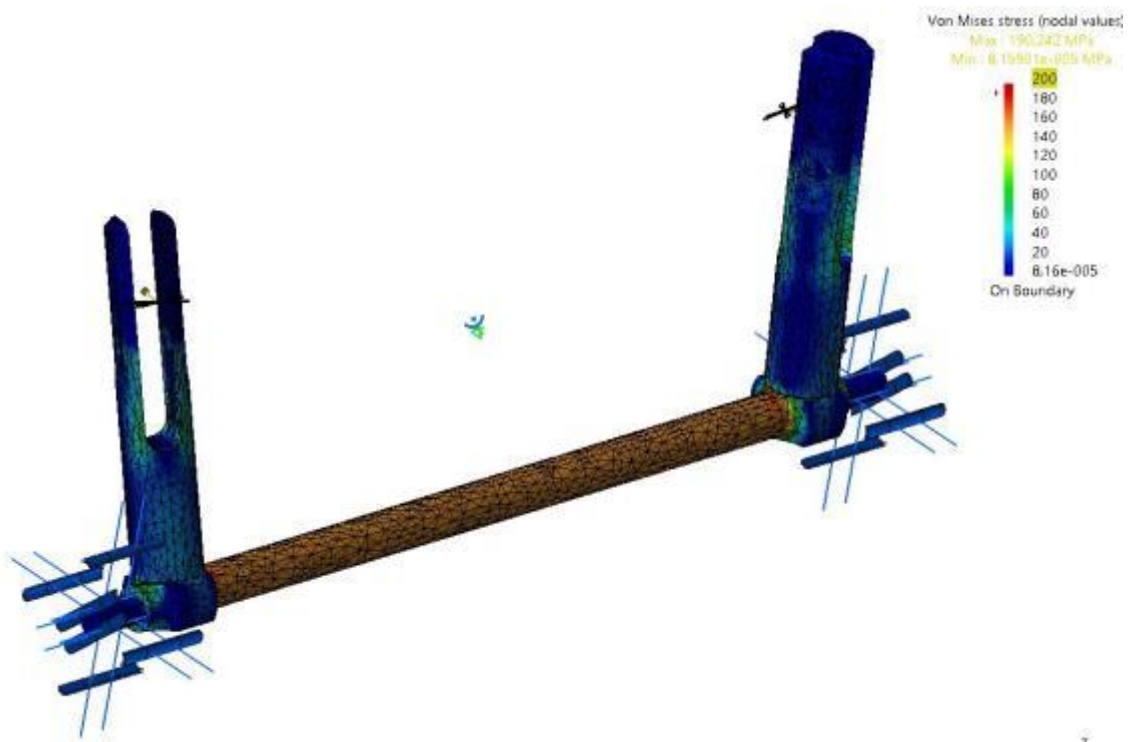


Kuva 16. Kallistuksenvakaajat

Kallistuksenvakaajan mitat ja niihin vaikuttavat voimat on laskettu kappaleessa 3.6. Näistä laskuista selviävillä voimilla pystyttiin lujuuslaskemaan vakaajan osat. Kuvassa 17 ja 18 on kallistuksenvakaajien FEM-mallinus.



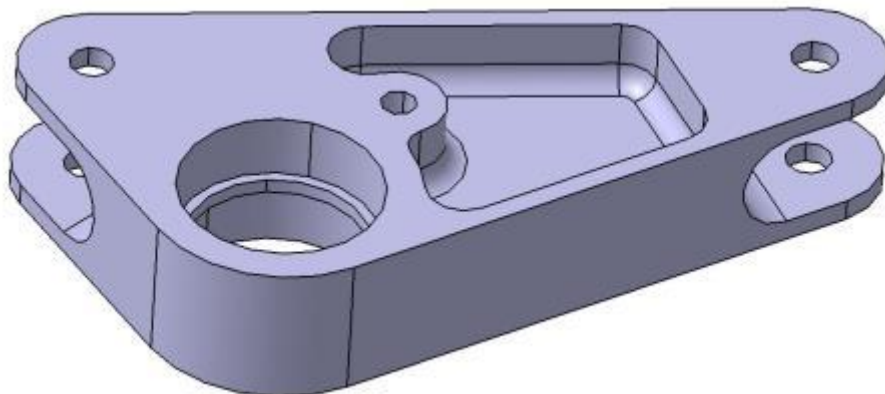
Kuva 17. Etukallistuksenvakaajan FEM mallinnus



Kuva 18. Takakallistuksenvakaajan FEM mallinnus

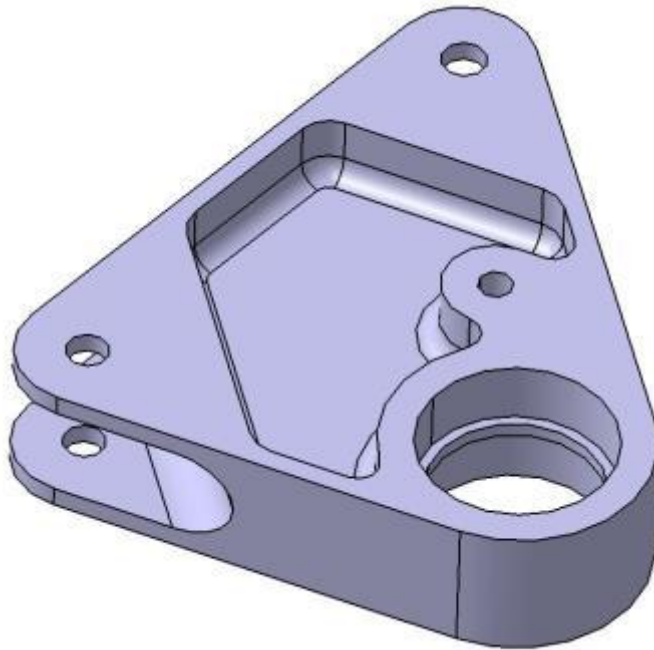
### 3.9.4 Linkut

Linkut tehtiin vesileikkaamalla aihiot alumiinilevystä ja jyrsimällä aihioihin kevennykset, loveukset ja reiät (kuva 19 ja 20). Linkun mitat määräytyivät tulitikkumallin mukaan (kappale 3.2).



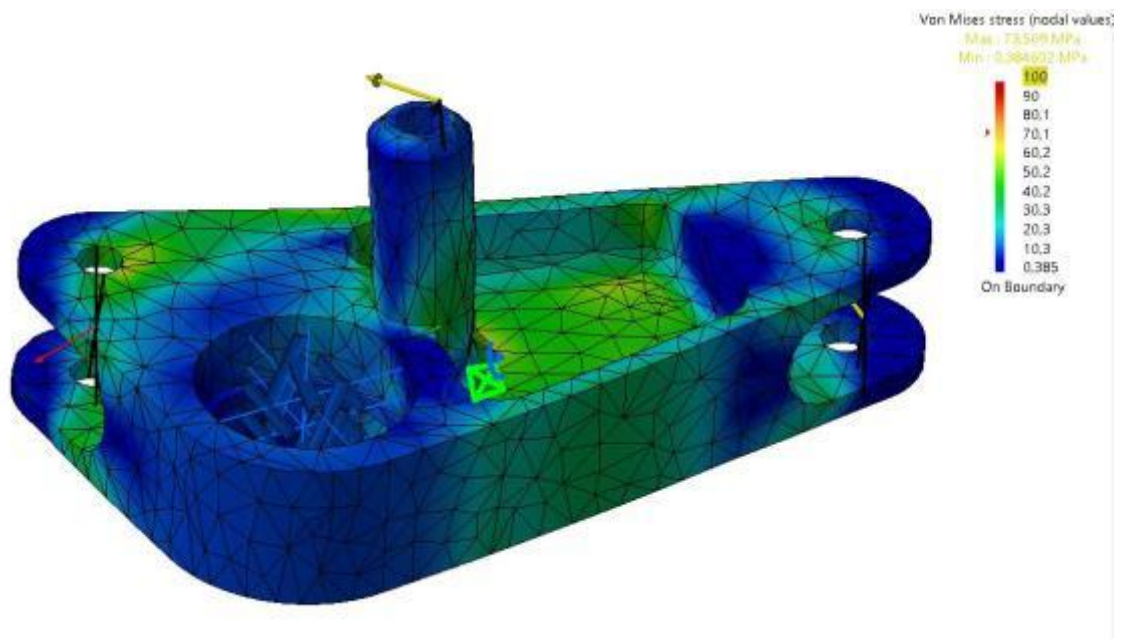
Kuva 19. Takalinkku



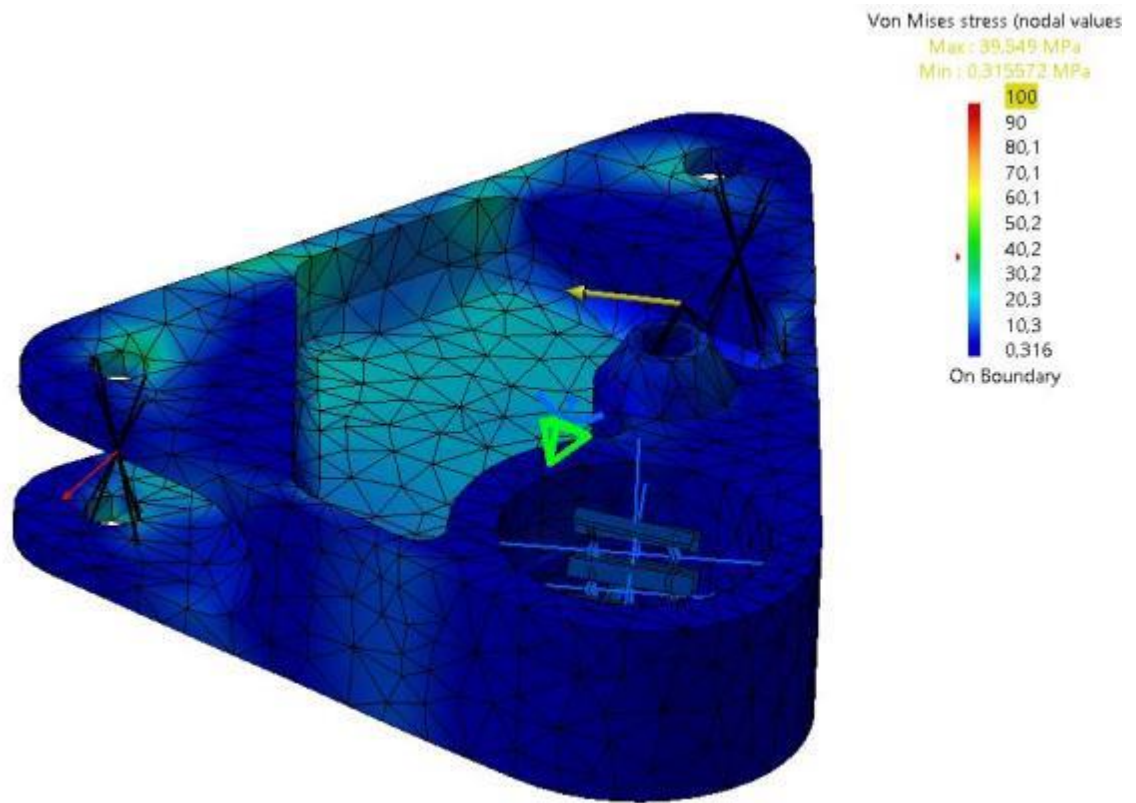


Kuva 20. Etulinkku

Linkun FEM-mallinnuksessa laitettiin voima iskunvaimentimelle, joka on sama kuin renkaaseen kohdistuva pystyvoima jaettuna jousituksen välityksellä. Vakaajasta tuleva voima saatiin kappaleen 3.6 laskuista. Laakereille ja työntötangolle laitettiin niitä vastaavat tuet. Kuvassa 21 ja 22 on linkkujen FEM-mallinnukset.



Kuva 21. Takalinkun FEM mallinnus



Kuva 22. Etulinkun FEM mallinnus



## 4 POHDINTA

Työn päätavoite oli tehdä hyvä pohja tulevien vuosien alustan suunnittelulle. Mielestäni tavoitteeseen päästiin. Alusta on helposti muokattavissa Catia-ohjelmassa, sekä työstä jäi Mathcad-pohjat laskuihin, joita muokkaamalla ja lähtöarvoja muuttamalla on helppo tehdä uusia laskelmia. Tämän lisäksi työllä on riittävä dokumentointi tämän opinnäyte-työn ansiosta, jolloin tulevien suunnittelijoiden on helppo ottaa selvää miksi kyseisiin ratkaisuihin on päädytty.

Toinen tavoite oli tehdä kilpailukykyinen alusta. Kuljettajien kommenttien perusteella auto oli toimiva ja hyvä ajettava. Kilpailuissakin pärjäsimme huomattavasti edellisiä vuosia paremmin, siitä huolimatta, ettei meillä ollut Unkarissa kilpa-ajosta omaavia kuljettajia ajamassa. Valitettavasti autossa ei ollut tiedonkeruujärjestelmää, vaikka sellainen piti autoon tulla. Tästä puutteesta johtuen alustan ominaisuuksista ei ole mitattua dataa, joten alustan toimivuuden arviointi jää vain kuljettajien kommenttien varaan ja kilpailutuloksiin.

Jatkossa kehitystä on helppo jatkaa mittaamalla aikaisemmin suunniteltuja asioita ja vertaamalla mitattuja tuloksia laskelmiin. Jos tuloksissa on eroavaisuuksia laskelmiin, kannattaa miettiä mistä erot johtuvat ja tehdä vertailujen pohjalta muutoksia. Lisäksi osa laskuista tehtiin vain arvioiden perusteella. Nyt kun auto on valmis, laskelmissa käytetyt arvioidut arvot pitäisi mitata ja tehdä laskut uudestaan mitatuilla arvoilla ja tarvittaessa tehdä muutoksia autoon.

## LÄHTEET

Milliken, W. & Milliken, D. 1995. Race Car Vehicle Dynamics. USA: SAE

Seventh Heaven. Luettu 20.4.2014

<http://www.super7thheaven.co.uk/>

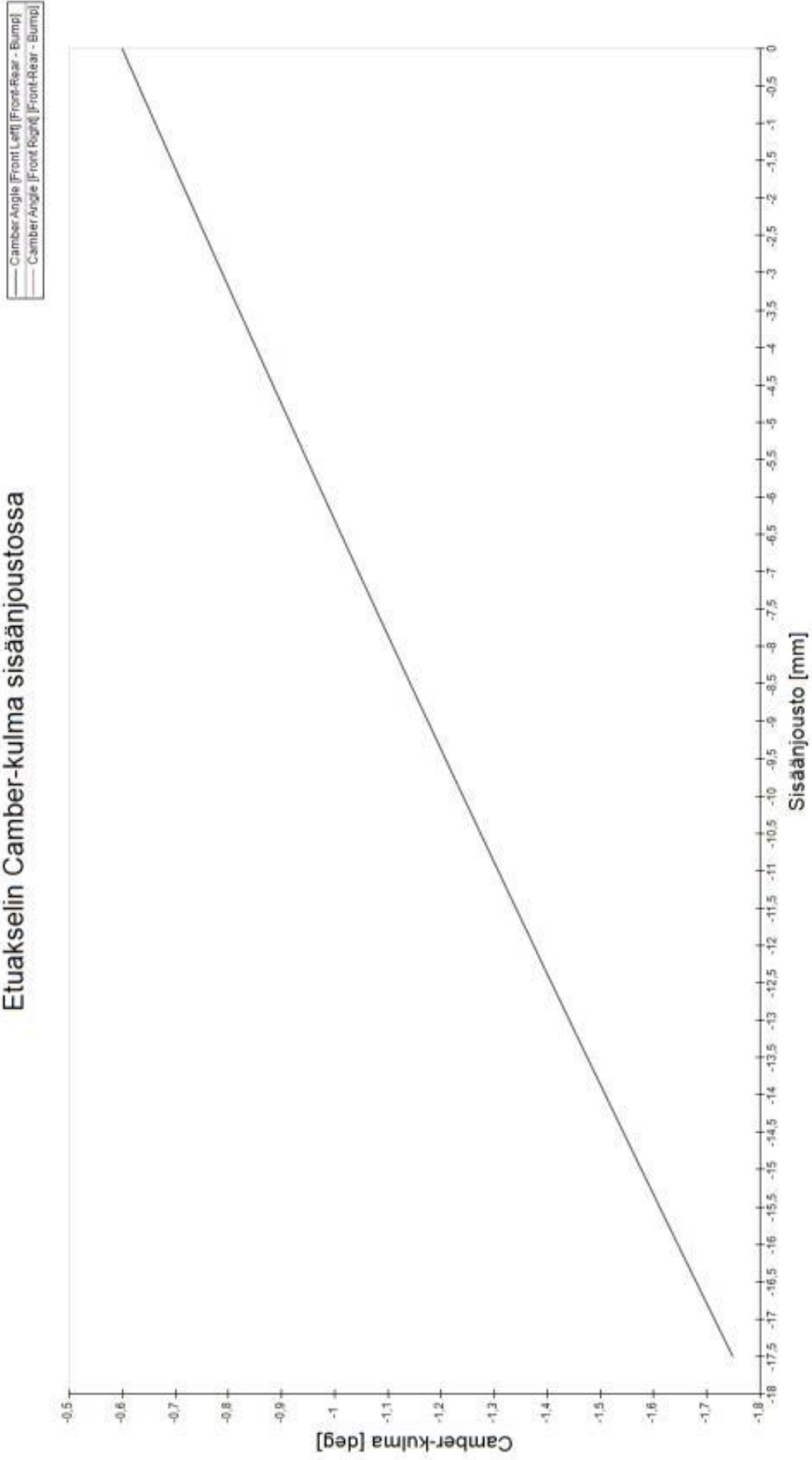
Ackerman? Anti-Ackerman? Or Parallel Steering?. Luettu 20.4.2014

<http://www.smithees-racetech.com.au/ackerman.html>

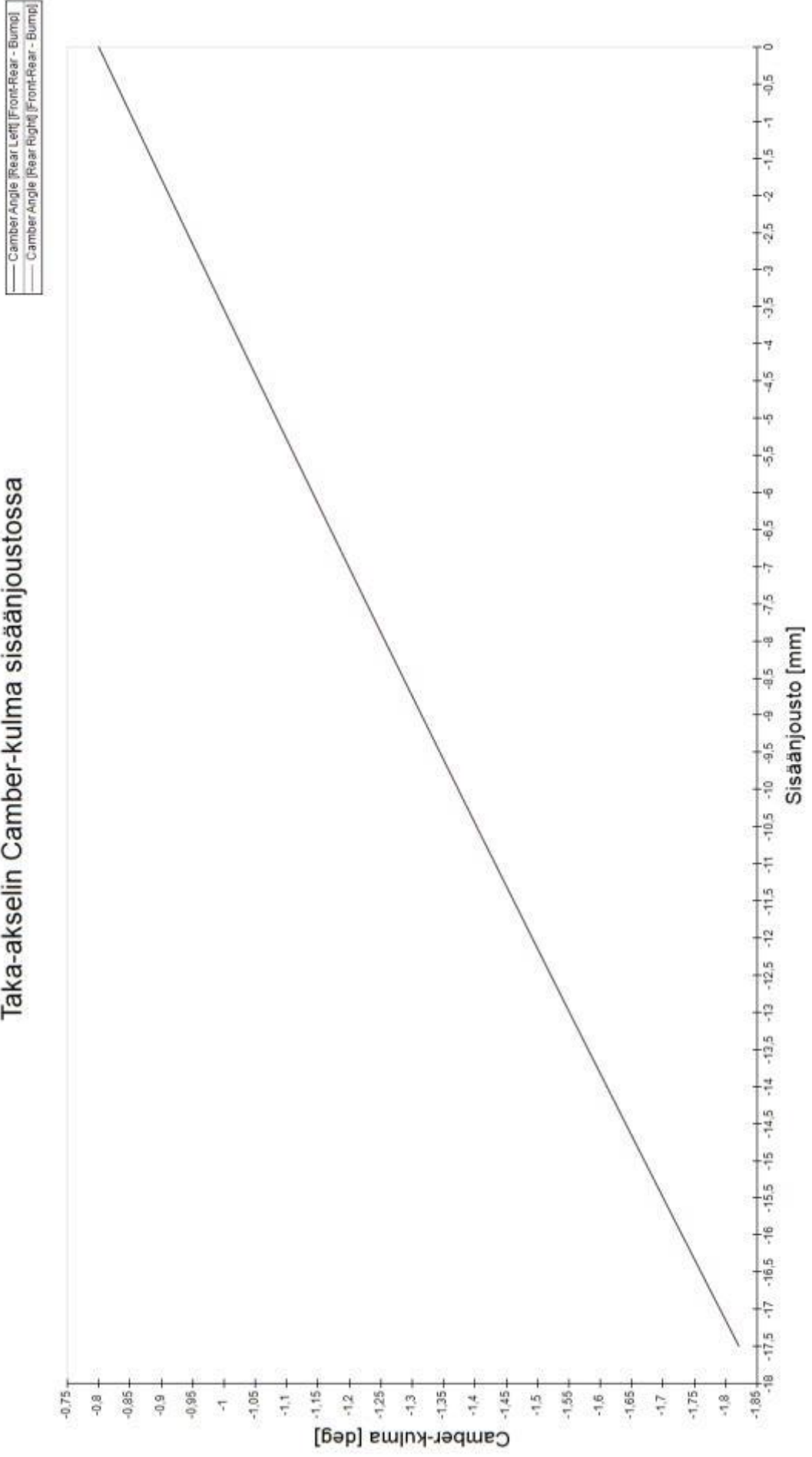
## **LIITTEET**

Liite 1. Optimum Kinematicsilla tehdyt kuvaajat

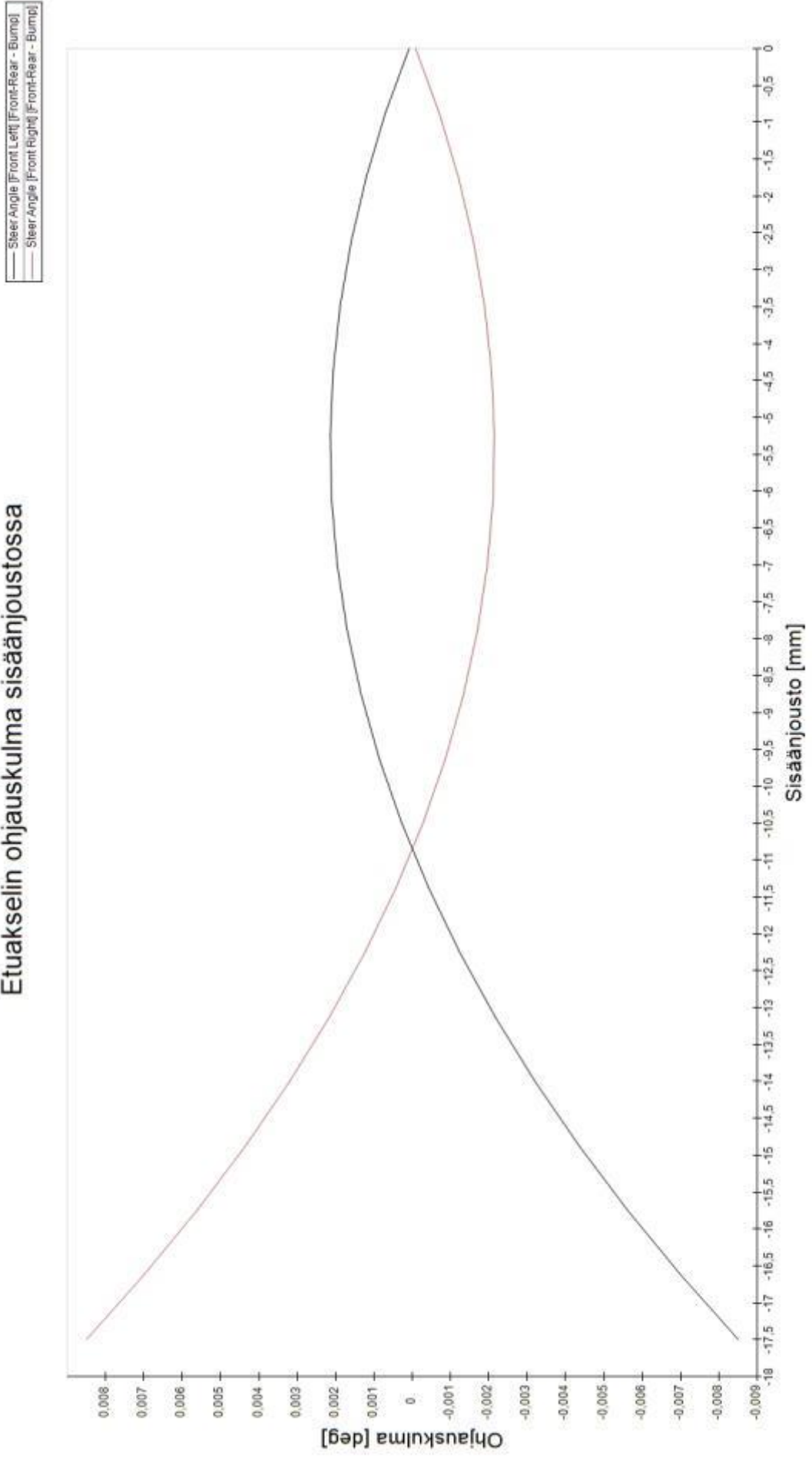
## Etuakselin Camber-kulma sisäänjoustossa



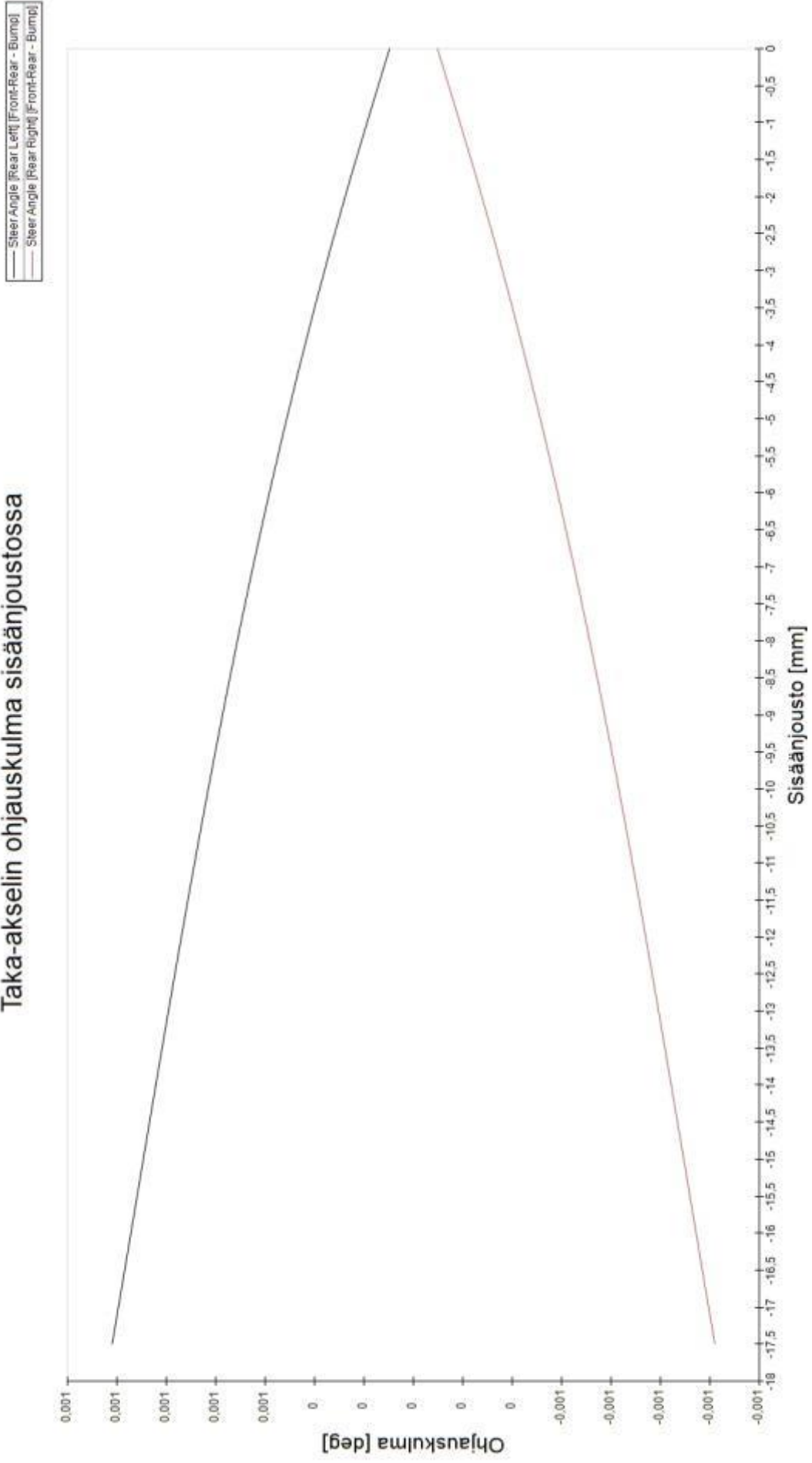
## Taka-akselin Camber-kulma sisäänjoustossa



## Etuakselin ohjaukulma sisäänjoustossa

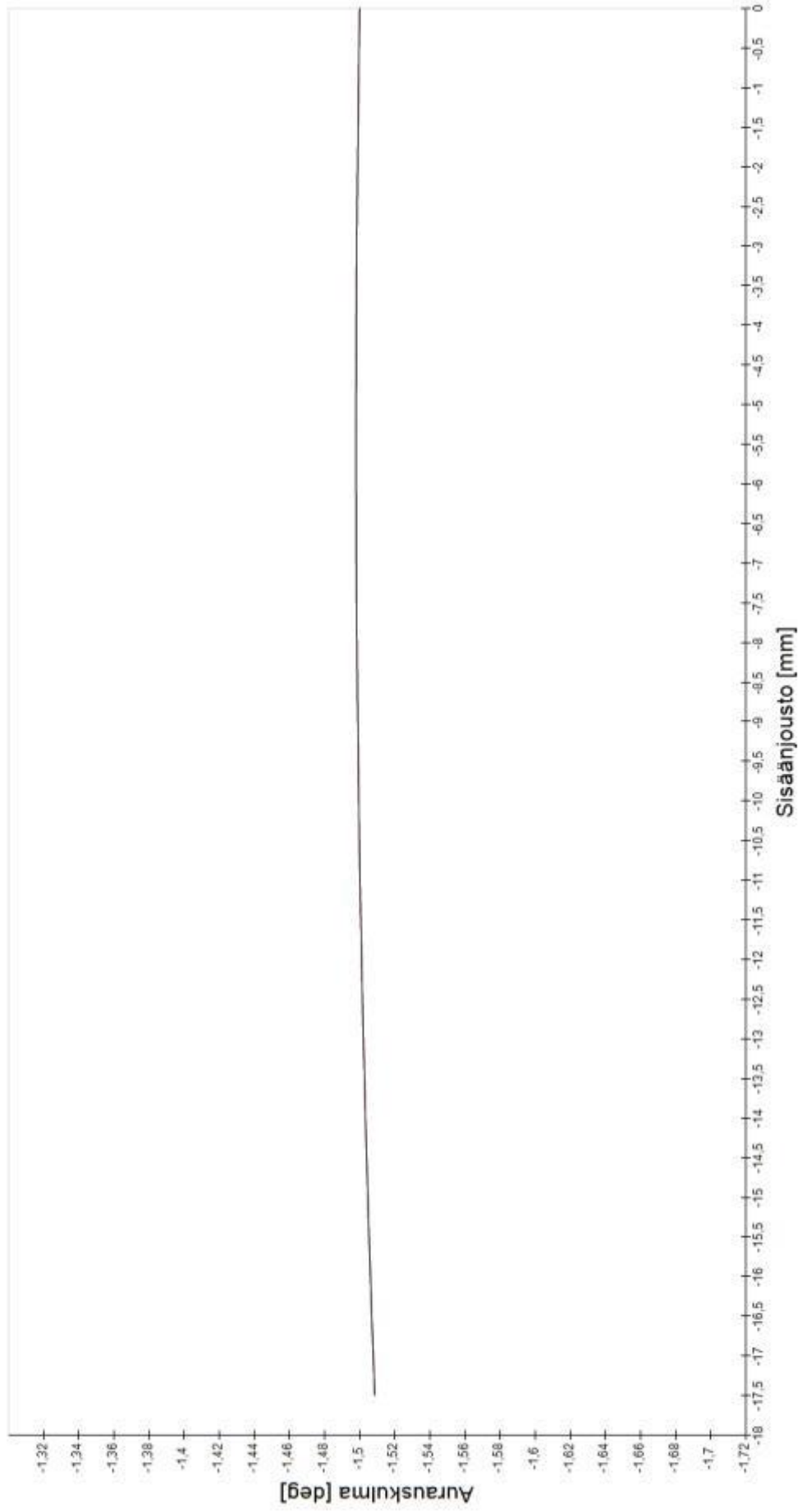


## Taka-akselin ohjauskulma sisäänjoustossa



## Etuakselin aurasukulma sisäänjoustossa

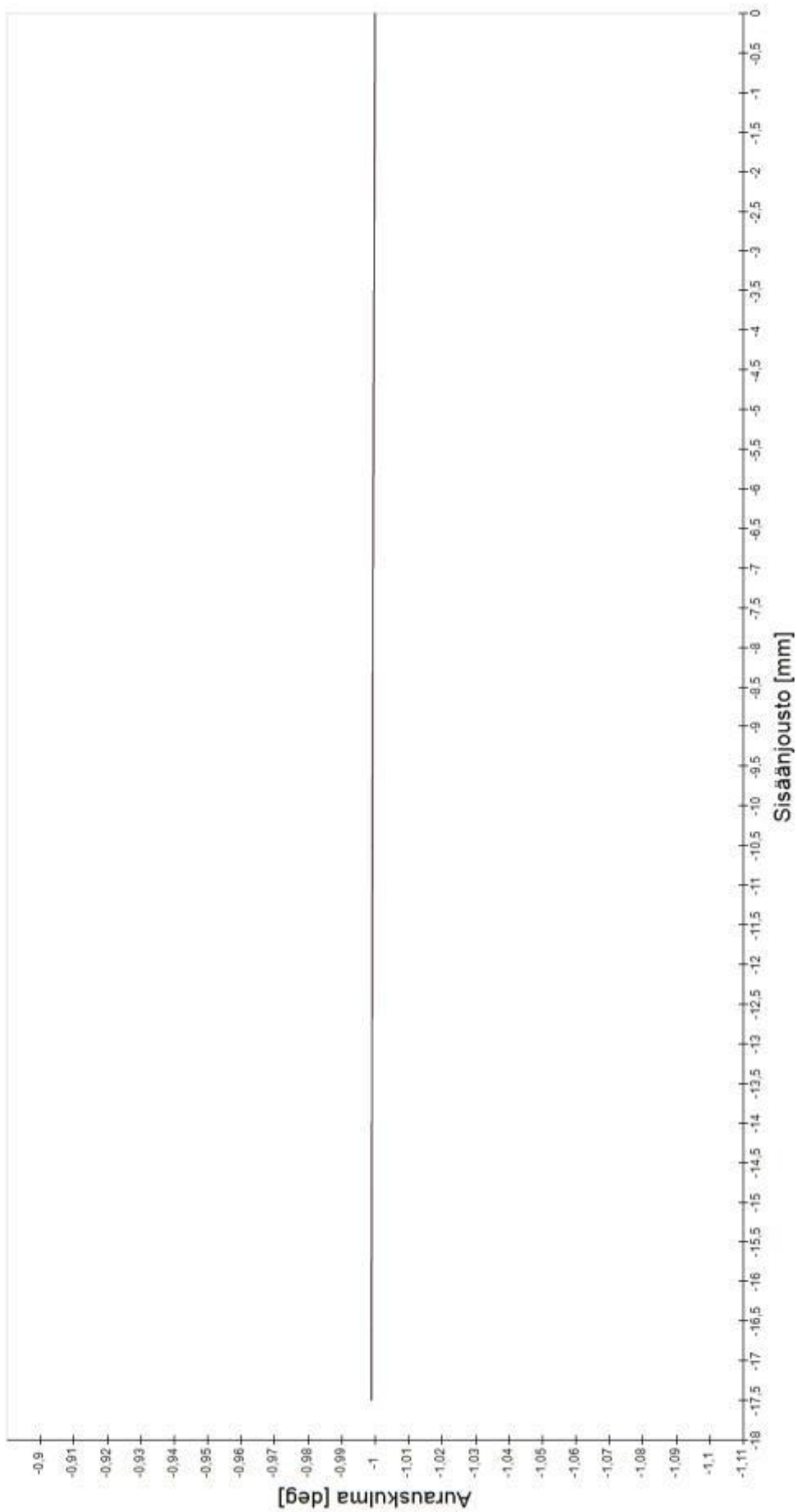
— Toe Angle [Front Left] [Front-Rear - Bump]  
— Toe Angle [Front Right] [Front-Rear - Bump]



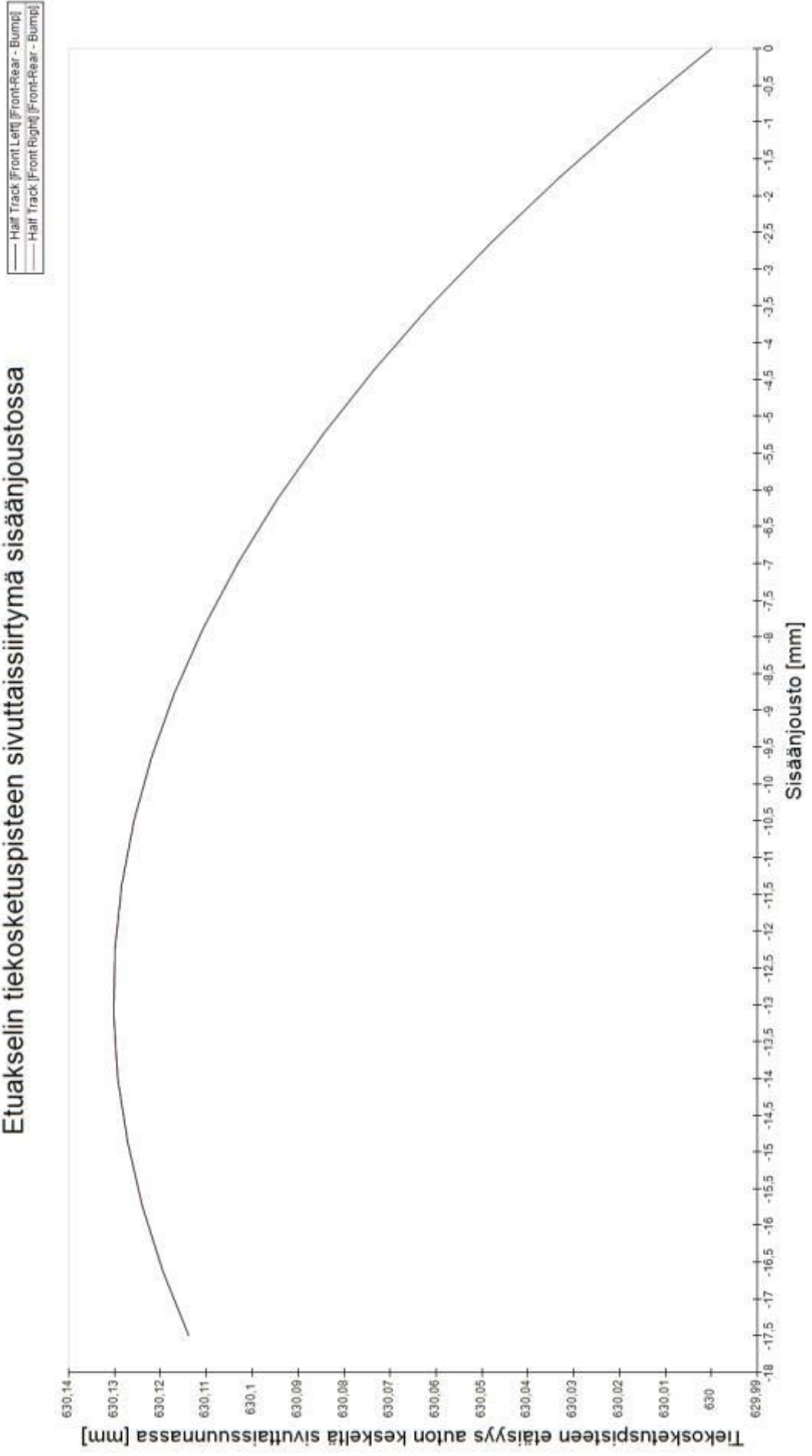


## Taka-akselin aurasukulma sisäänjoustossa

— Toe Angle [Rear Left] [Front-Rear - Bump]  
— Toe Angle [Rear Right] [Front-Rear - Bump]

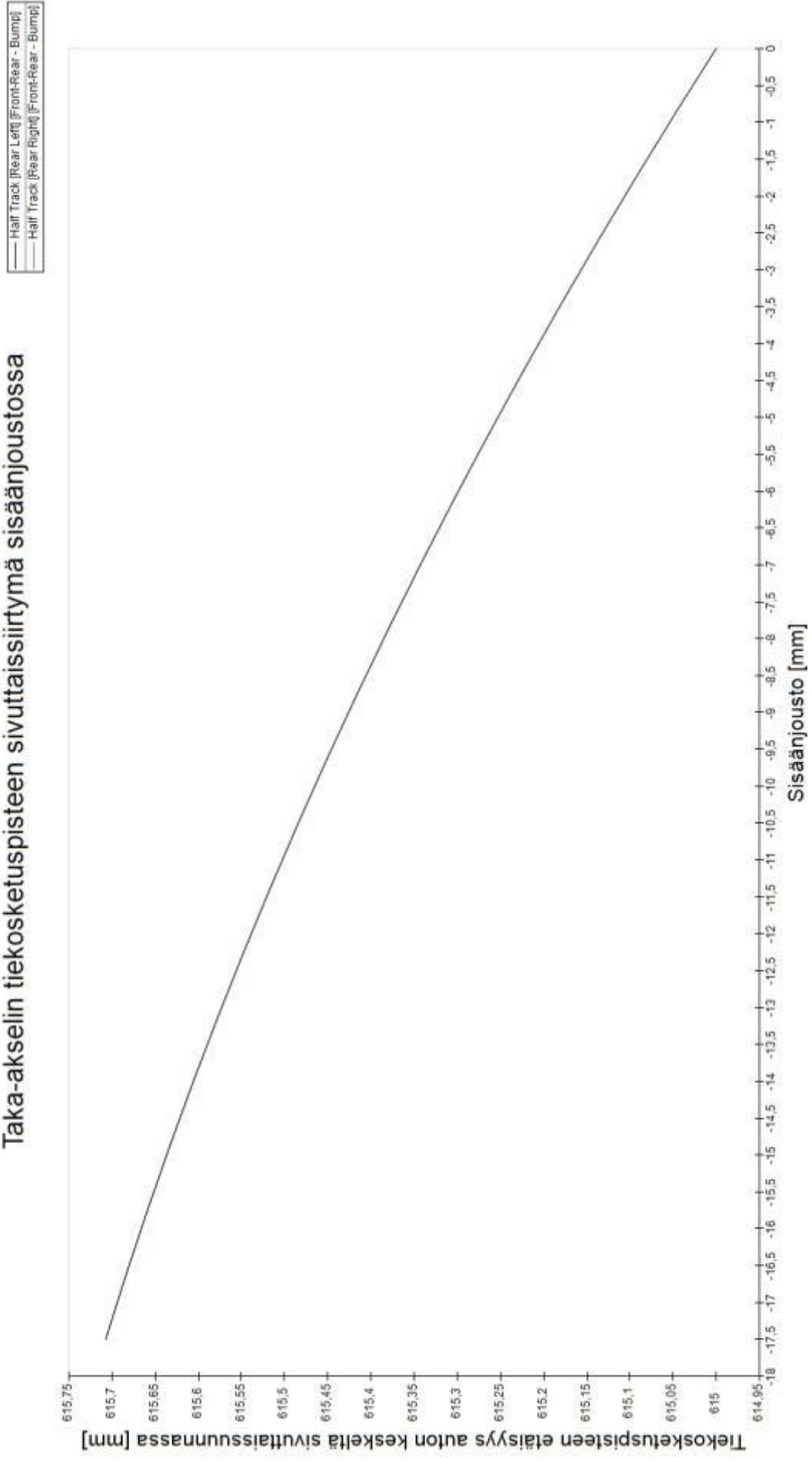


## Etuakselin tiekosketuspisteen sivuttaissiirtymä sisäänjoustossa



— Half Track [Front Left] [Front Rear - Bump]  
 — Half Track [Front Right] [Front Rear - Bump]

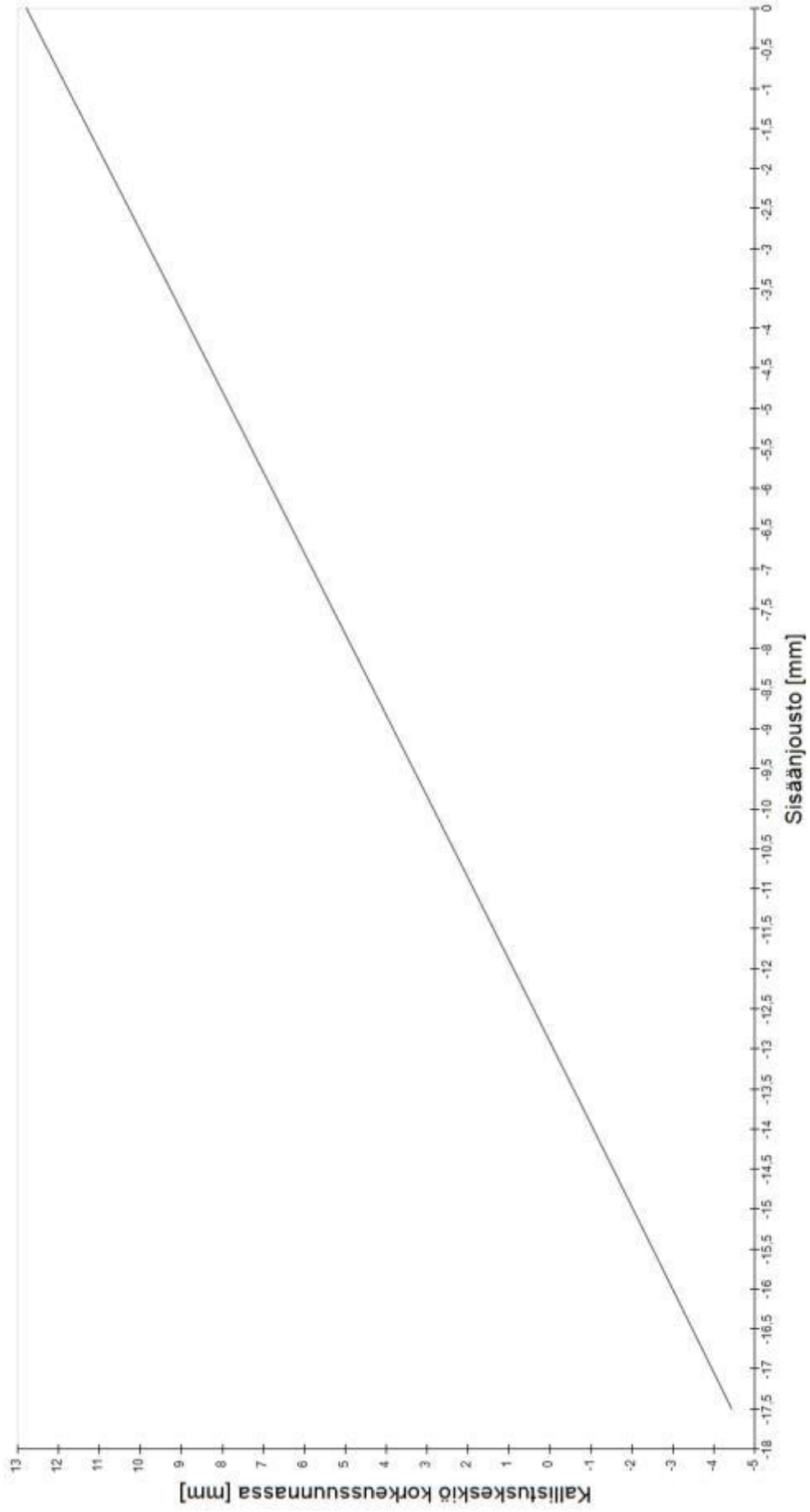
## Taka-akselin tiekosketuspisteen sivuttaissiirtymä sisäänjoustossa



— Half Track [Rear Left] [Front-Rear - Bump]  
 — Half Track [Rear Right] [Front-Rear - Bump]

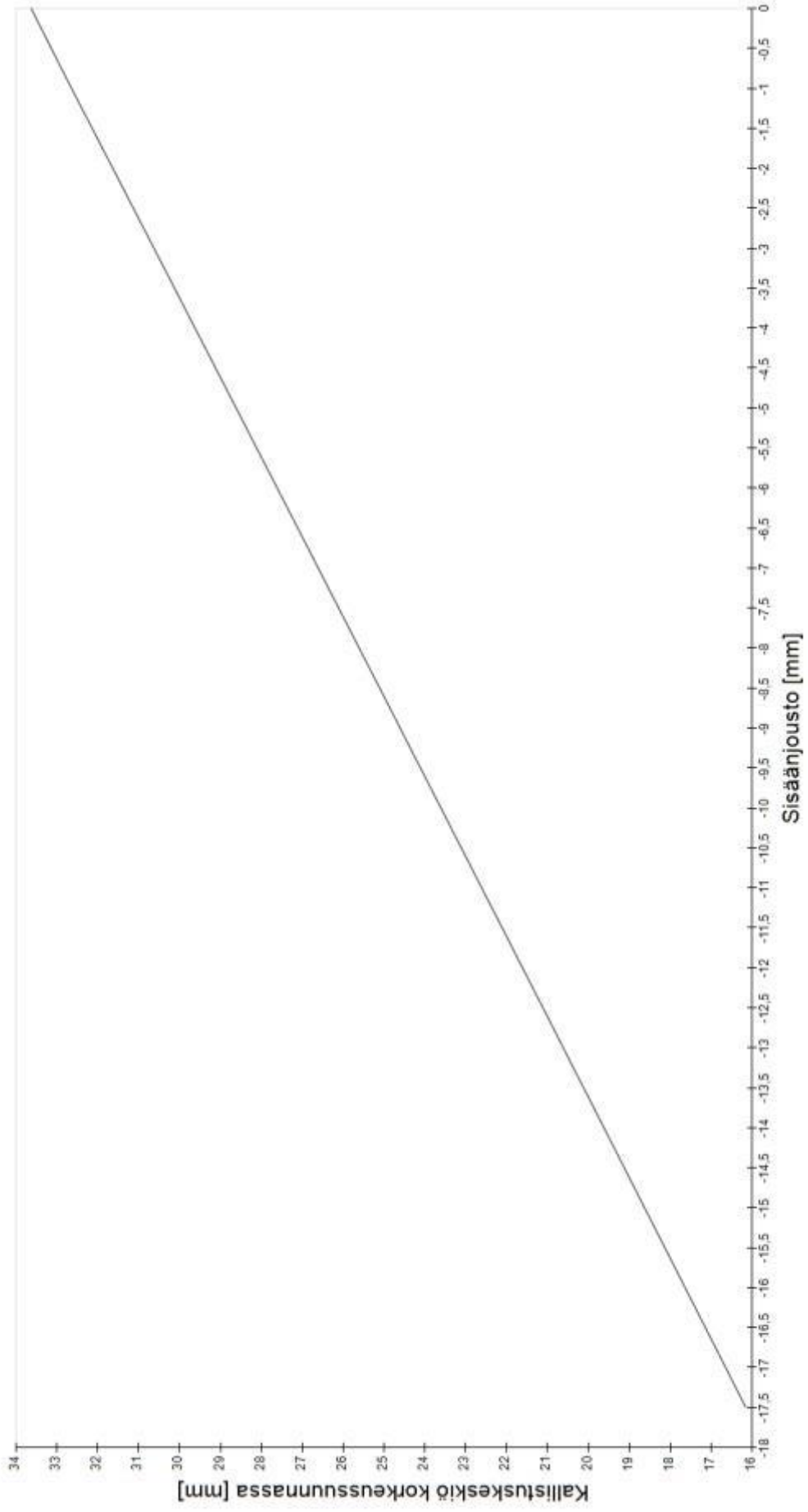
## Etuakselin kallistuskeskiö sisäänjoustossa korkeussuunnassa

— Kinematic Roll Center Z [Front] [Rear - Bump]

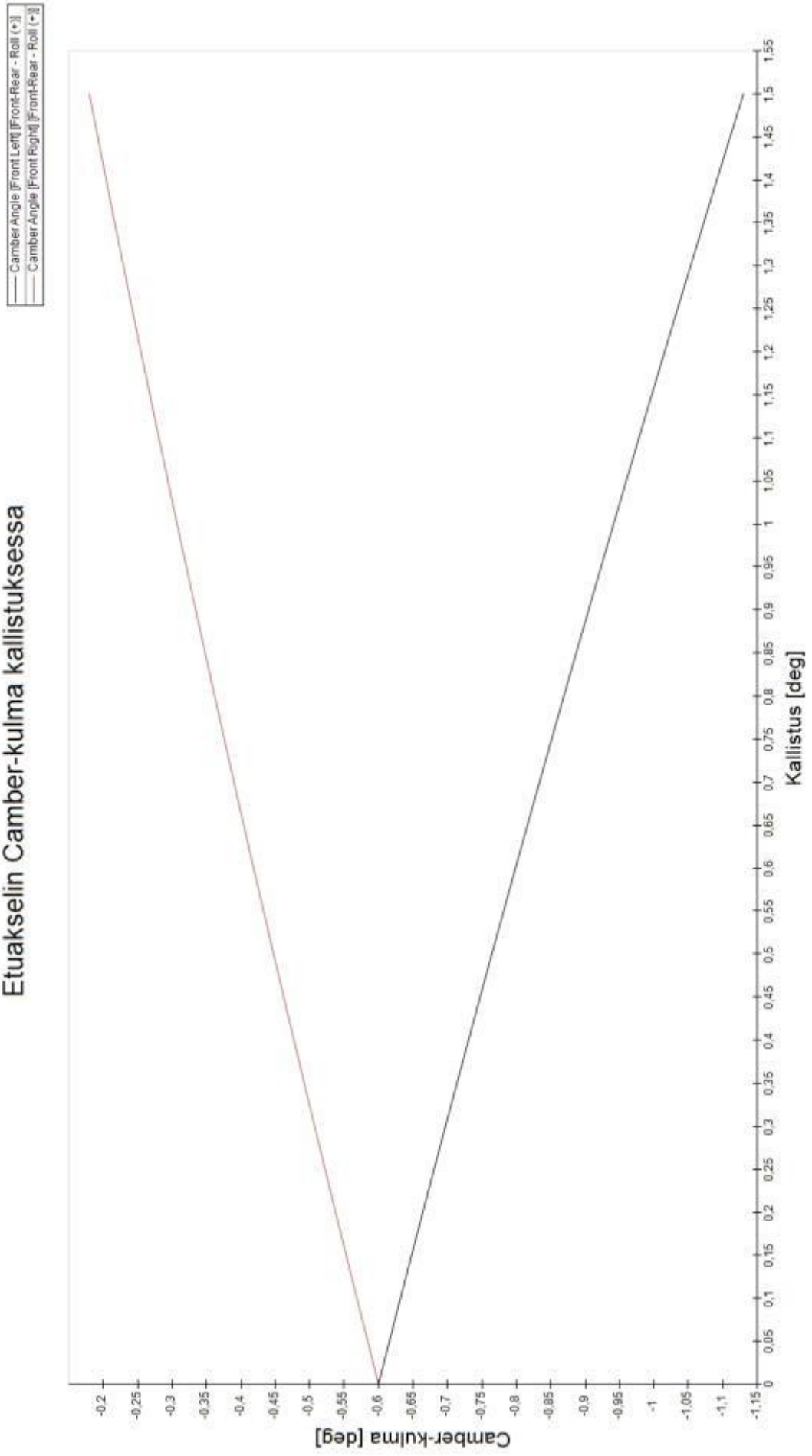


### Taka-akselin kallistuskeskiö sisäänjoustossa korkeussuunnassa

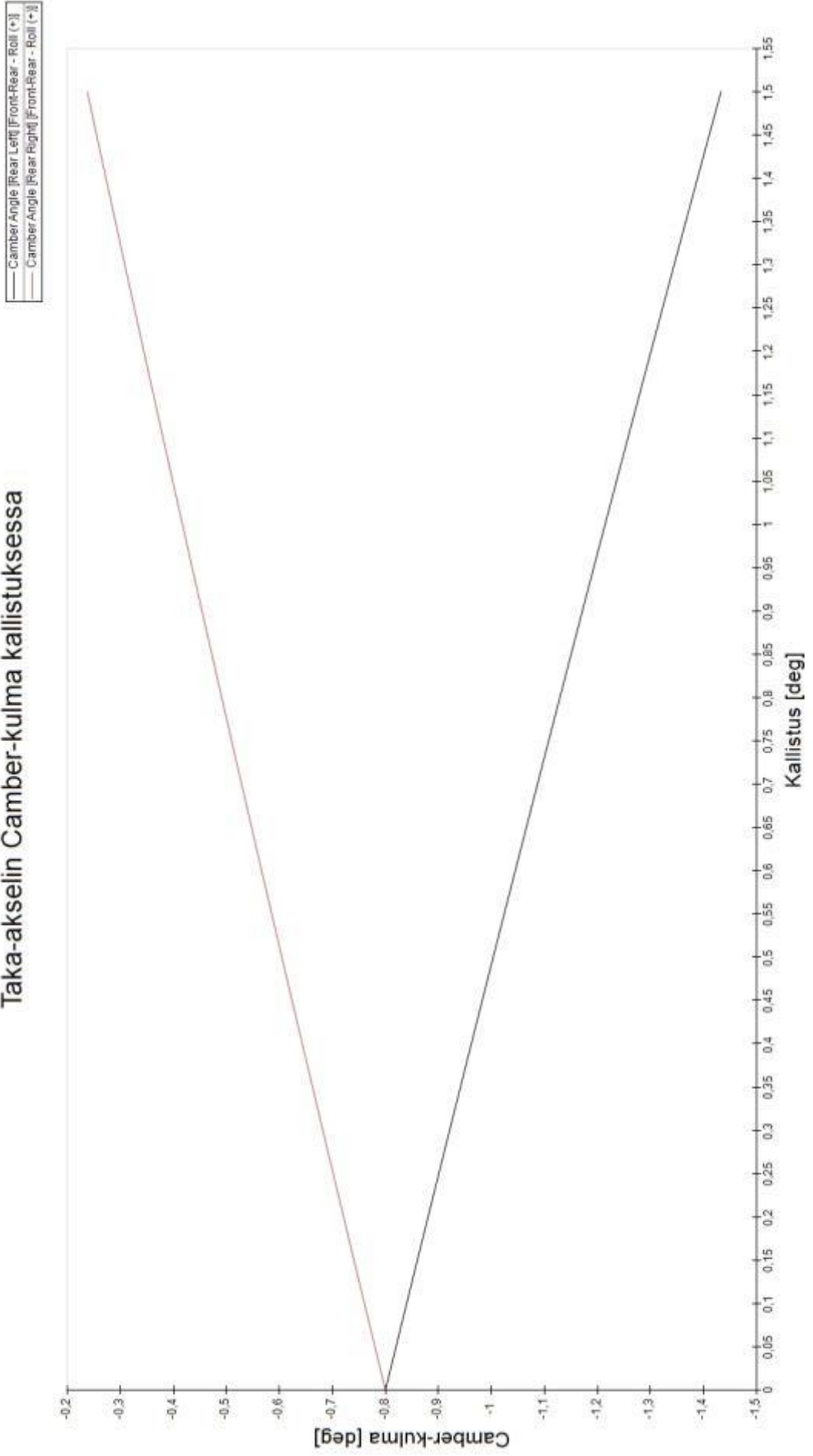
Kinematic Roll Center Z [Rear] [Front-Rear - Bump]



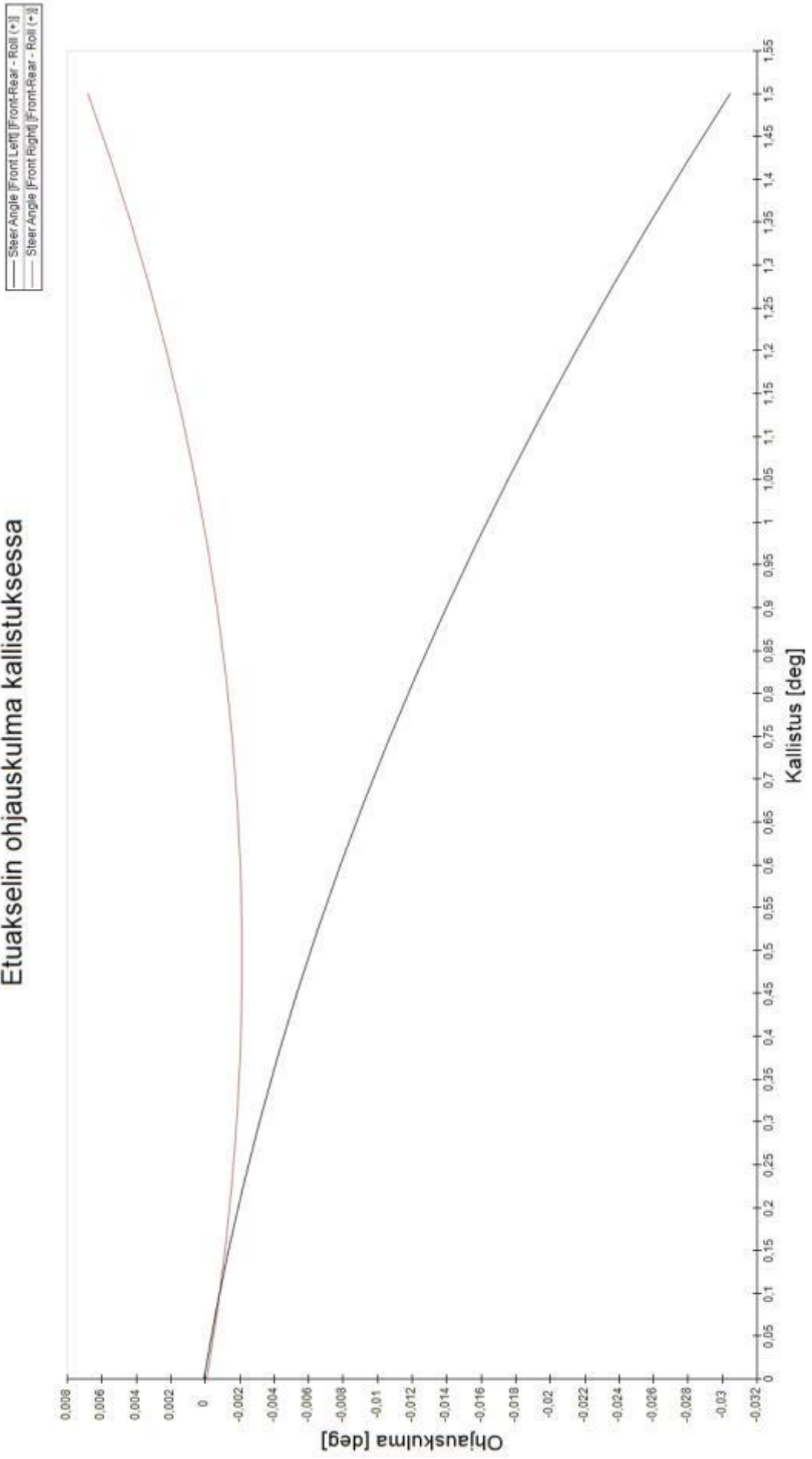
## Etuakselin Camber-kulma kallistuksessa



## Taka-akselin Camber-kulma kallistuksessa

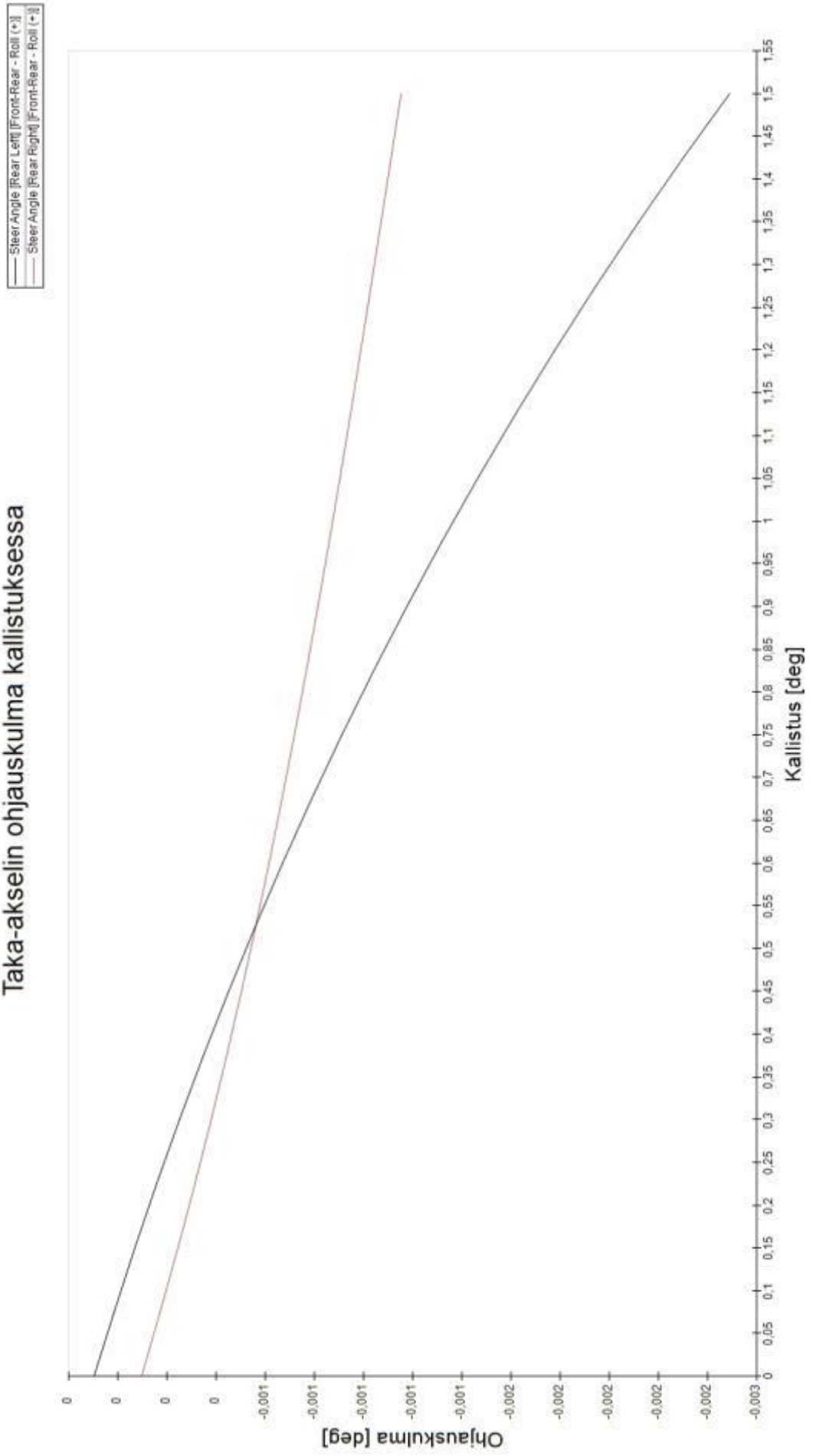


## Etuakselin ohjauskulma kallistuksessa

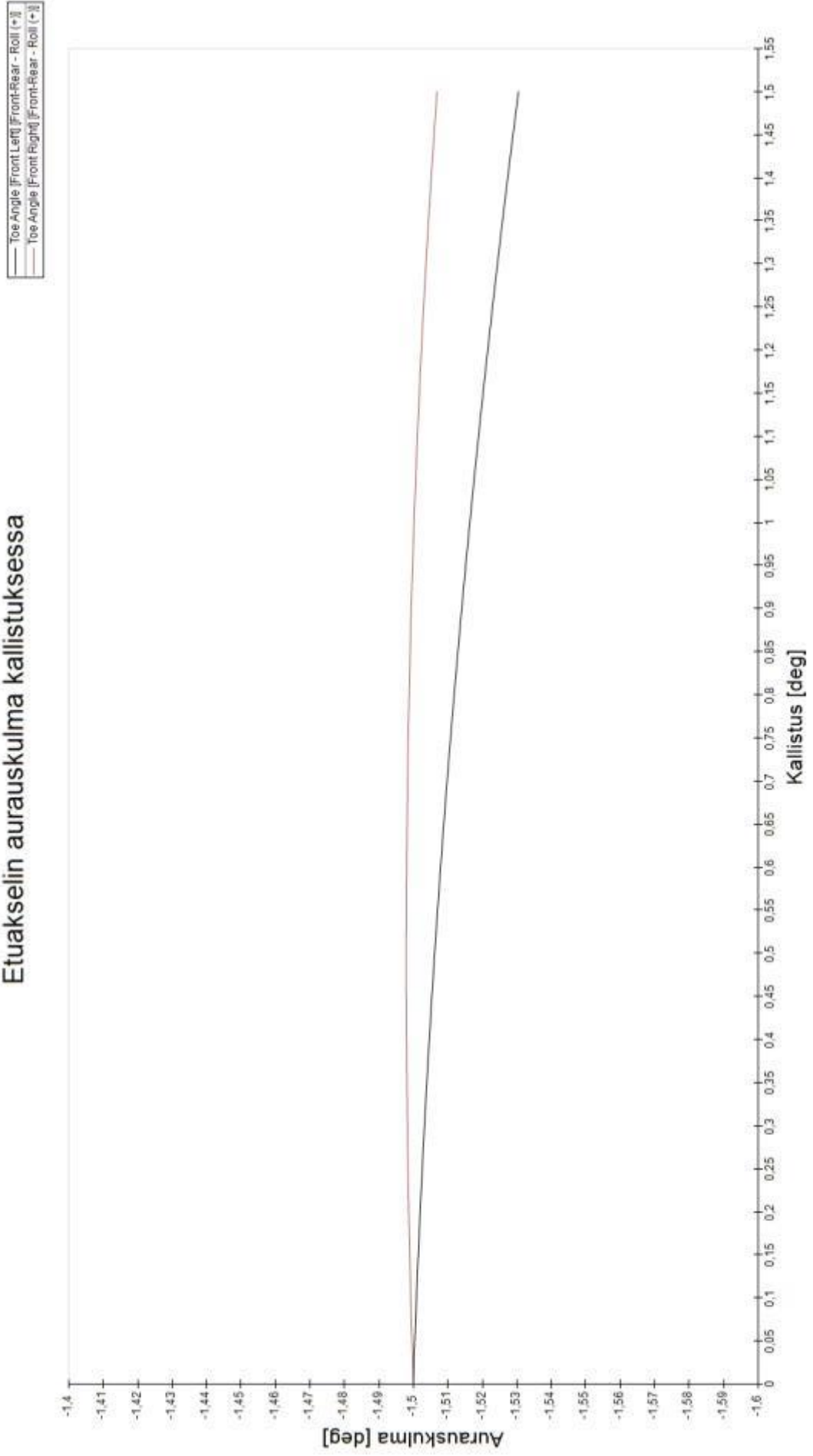




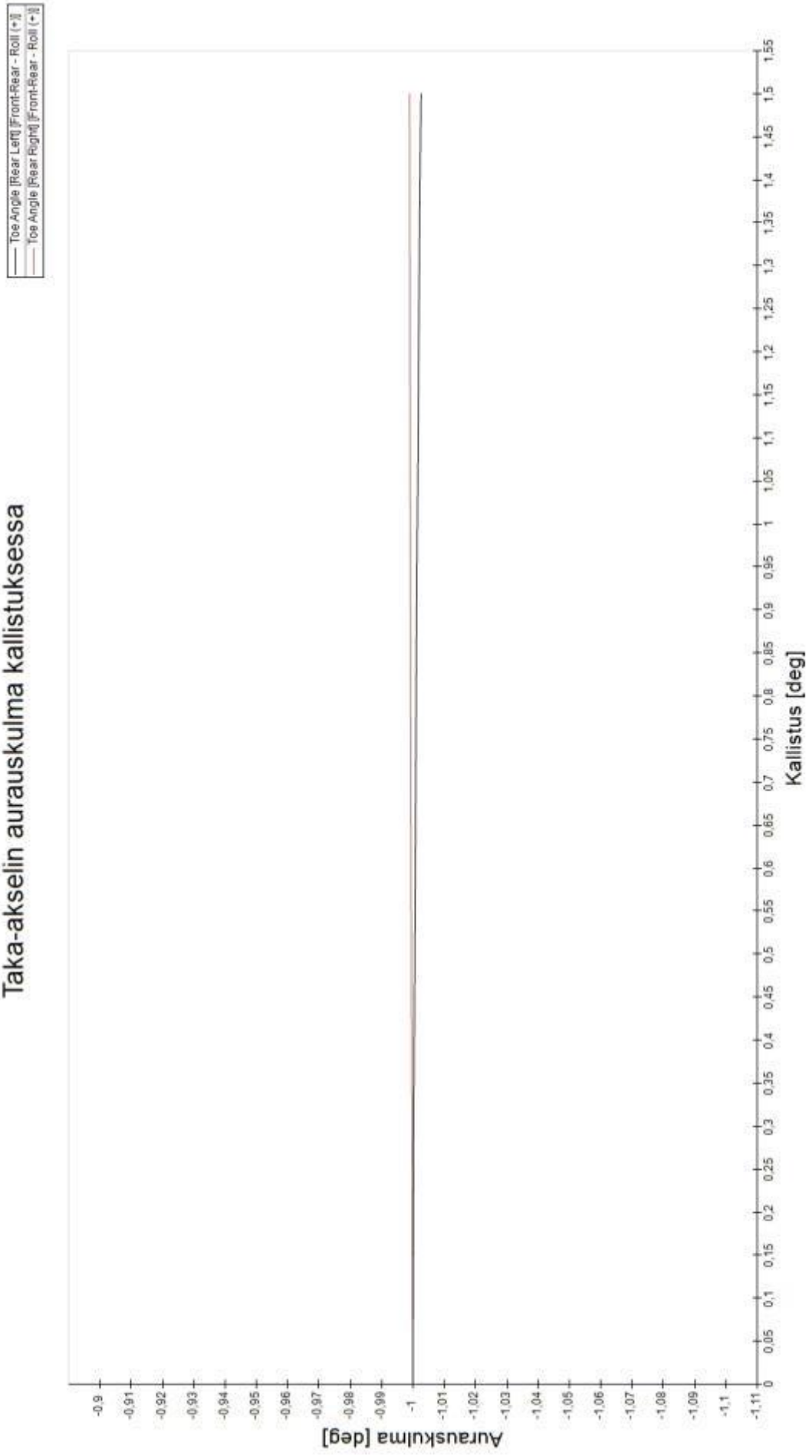
## Taka-akselin ohjauskulma kallistuksessa



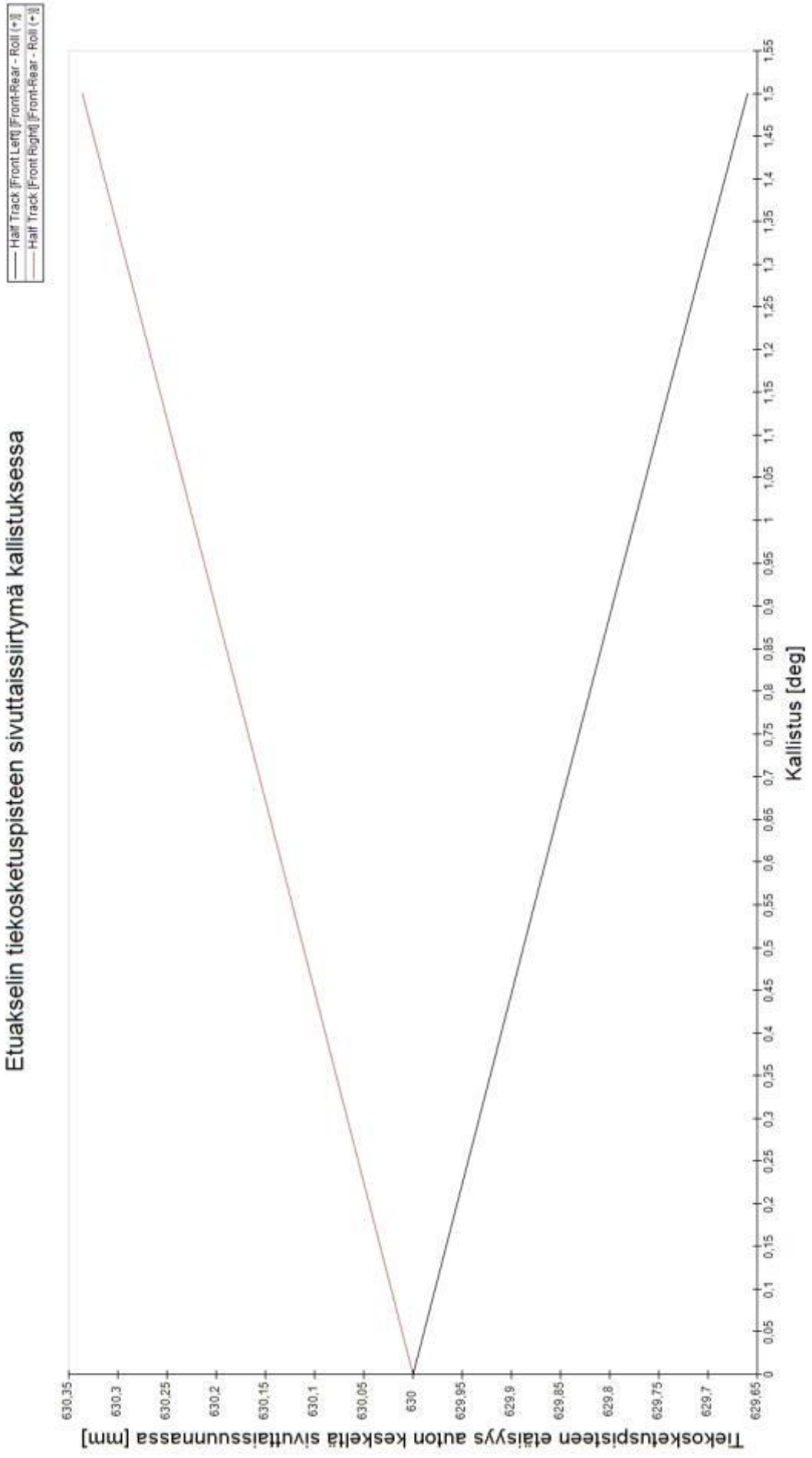
## Etuakselin auras kulma kallistuksessa



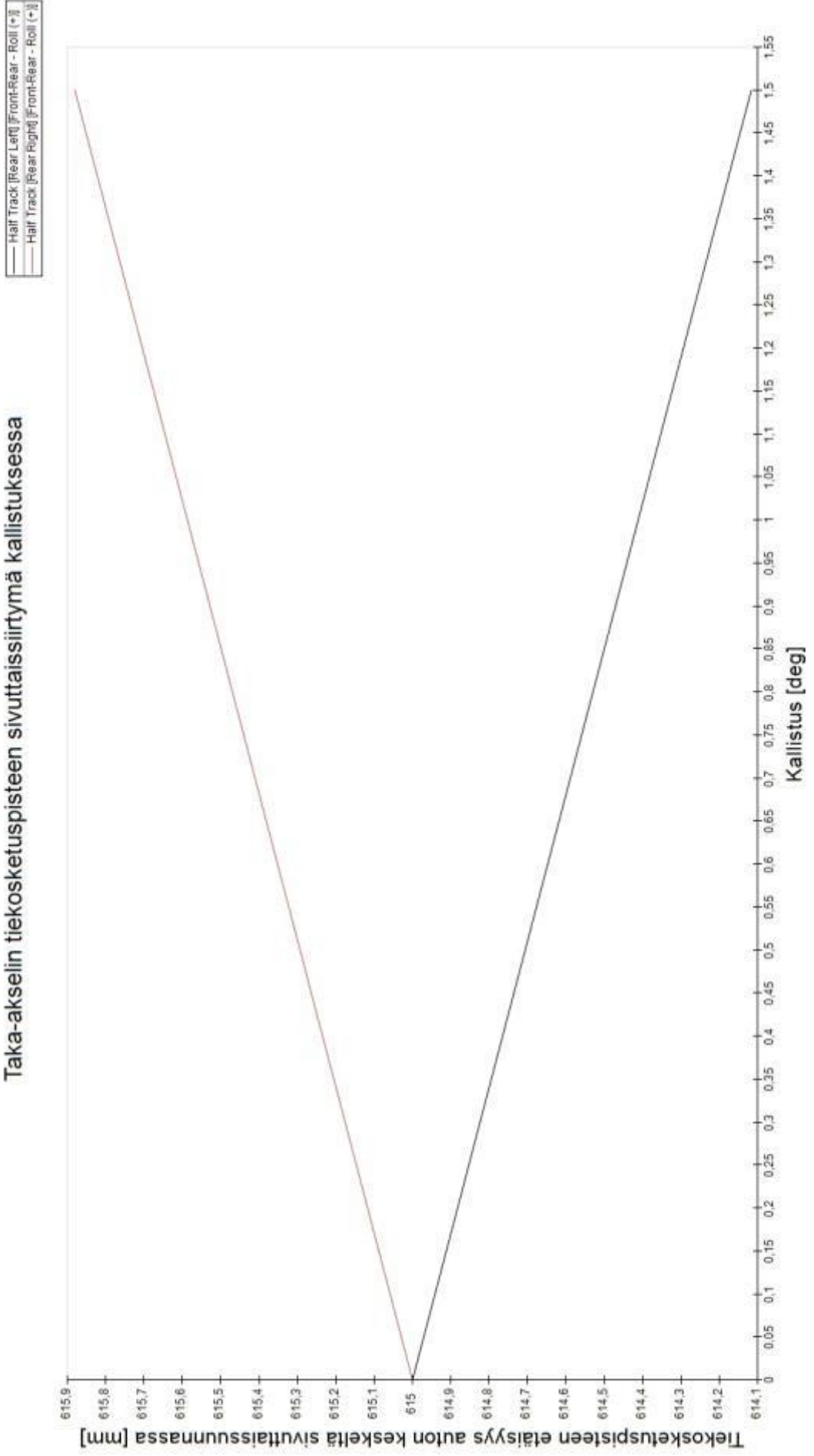
## Taka-akselin aorauskulma kallistuksessa



### Etuakselin tiekosketuspisteen sivuttaissiirtymä kallistuksessa

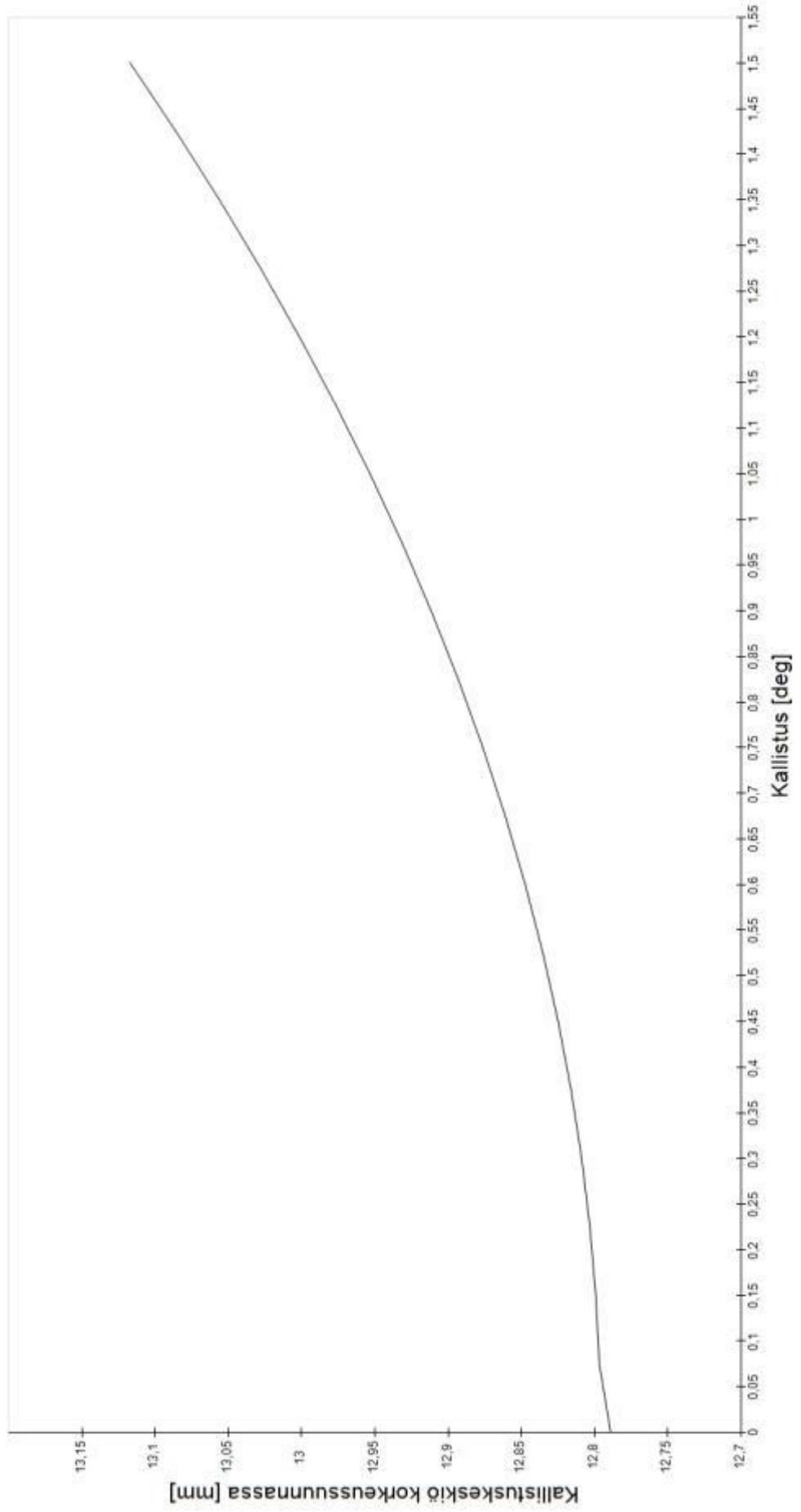


### Taka-akselin tiekosketuspisteen sivuttaissiirtymä kallistuksessa



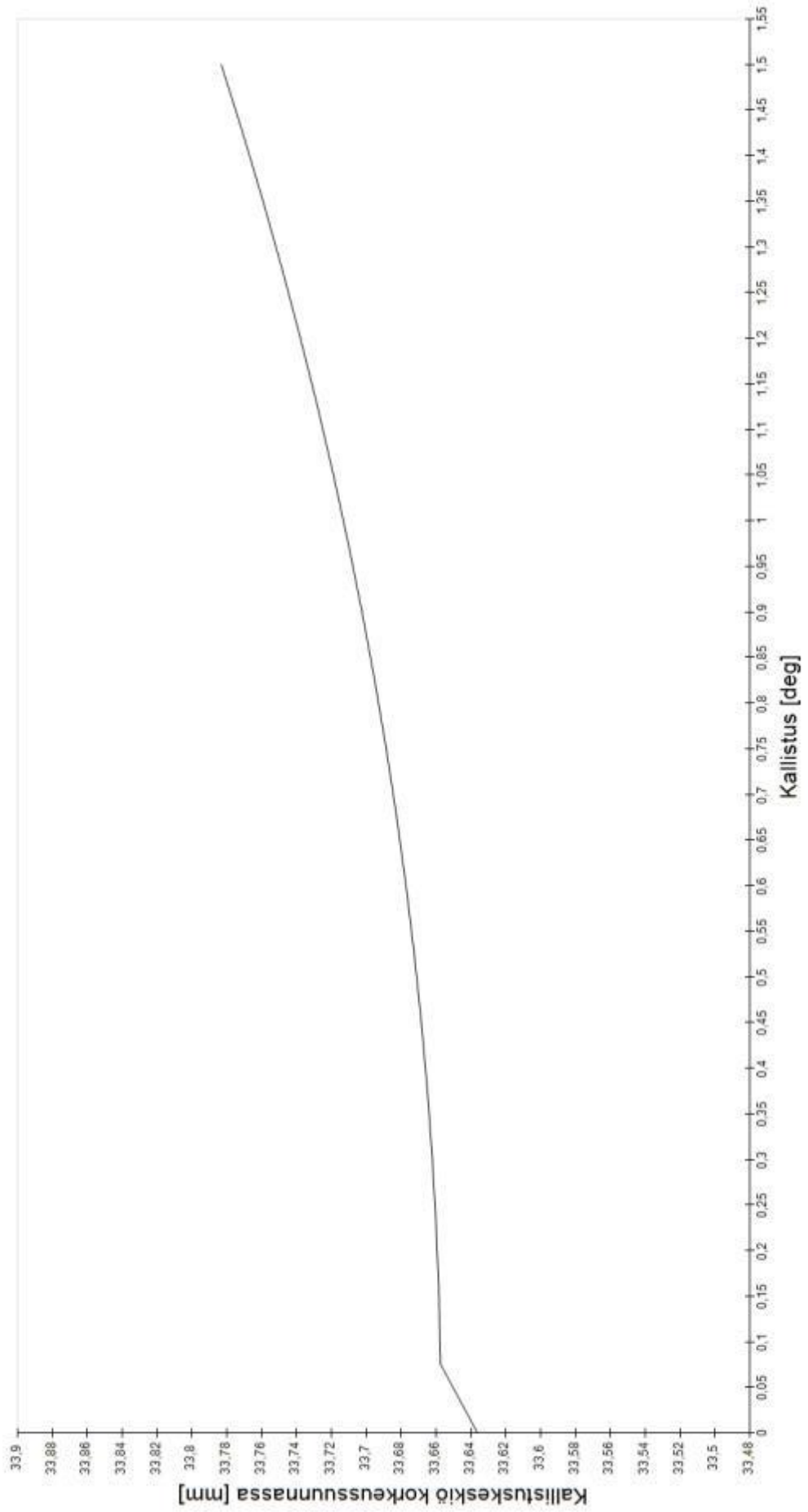
### Etuakselin kallistuskeskiö korkeussuunnassa

— Kinematic Roll Center Z [Front] [Rear] - Roll [°]



### Taka-akselin kallistuskeskiö kallistuksessa korkeussuunnassa

— Kinematic Roll Center Z [Rear] [Front-Rear - Roll [°]]

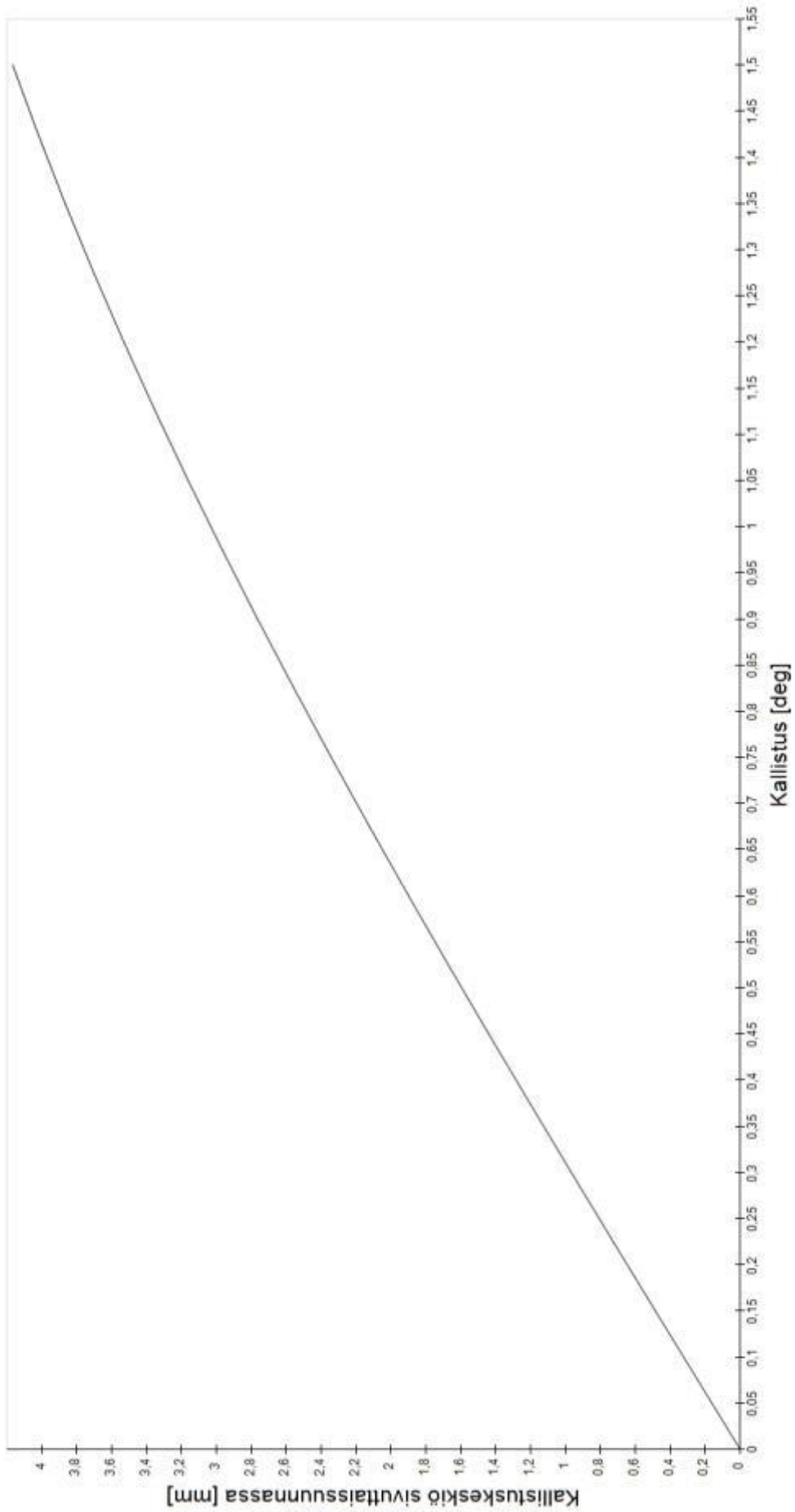


Kallistuskeskiö korkeussuunnassa [mm]

Kallistus [deg]

## Etuakselin kallistuskeskiö kallistuksessa sivuttaissuunnassa

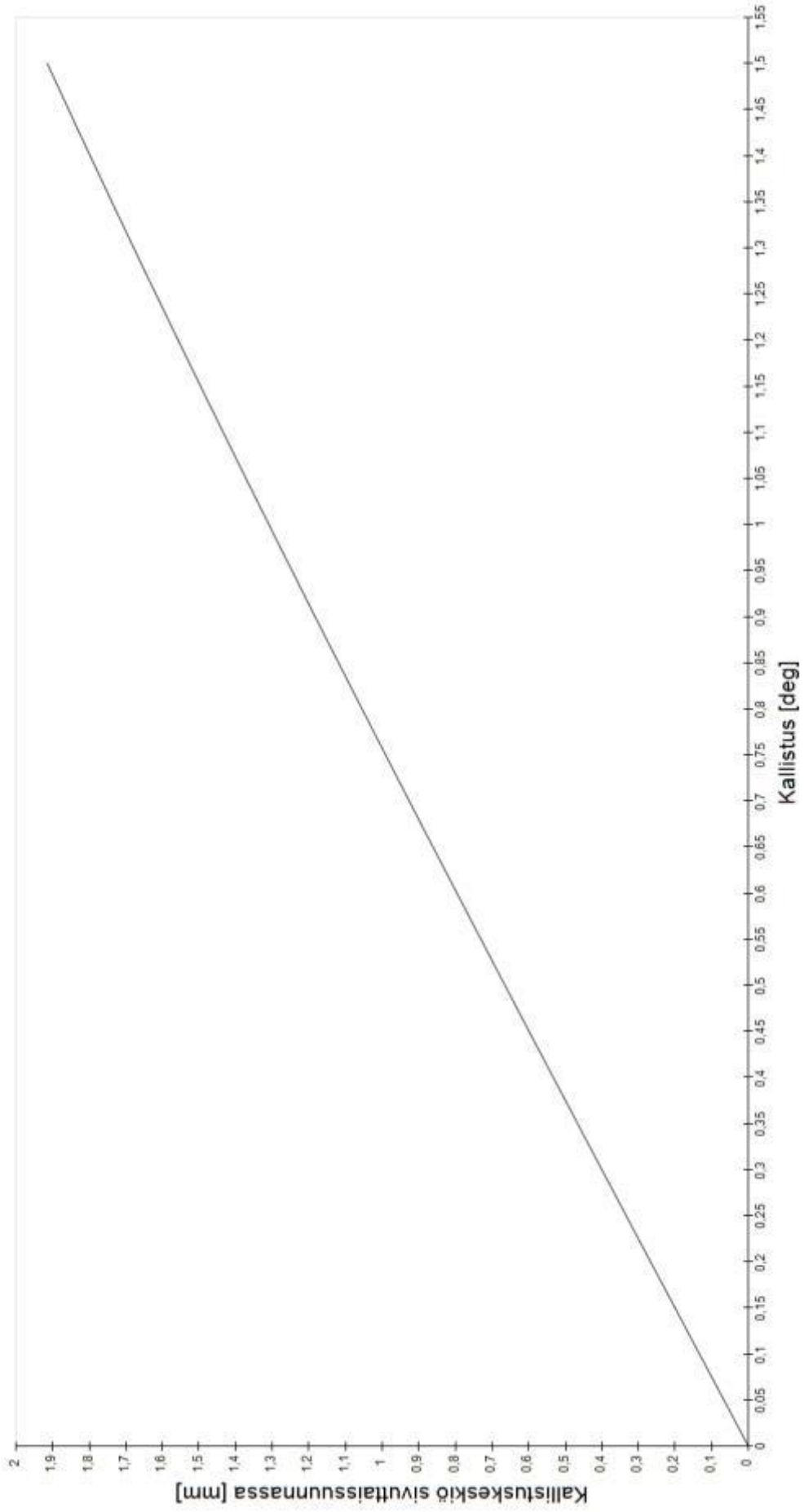
— Kinematic Roll Center Y [Front] [Front-Rear - Roll [°]]



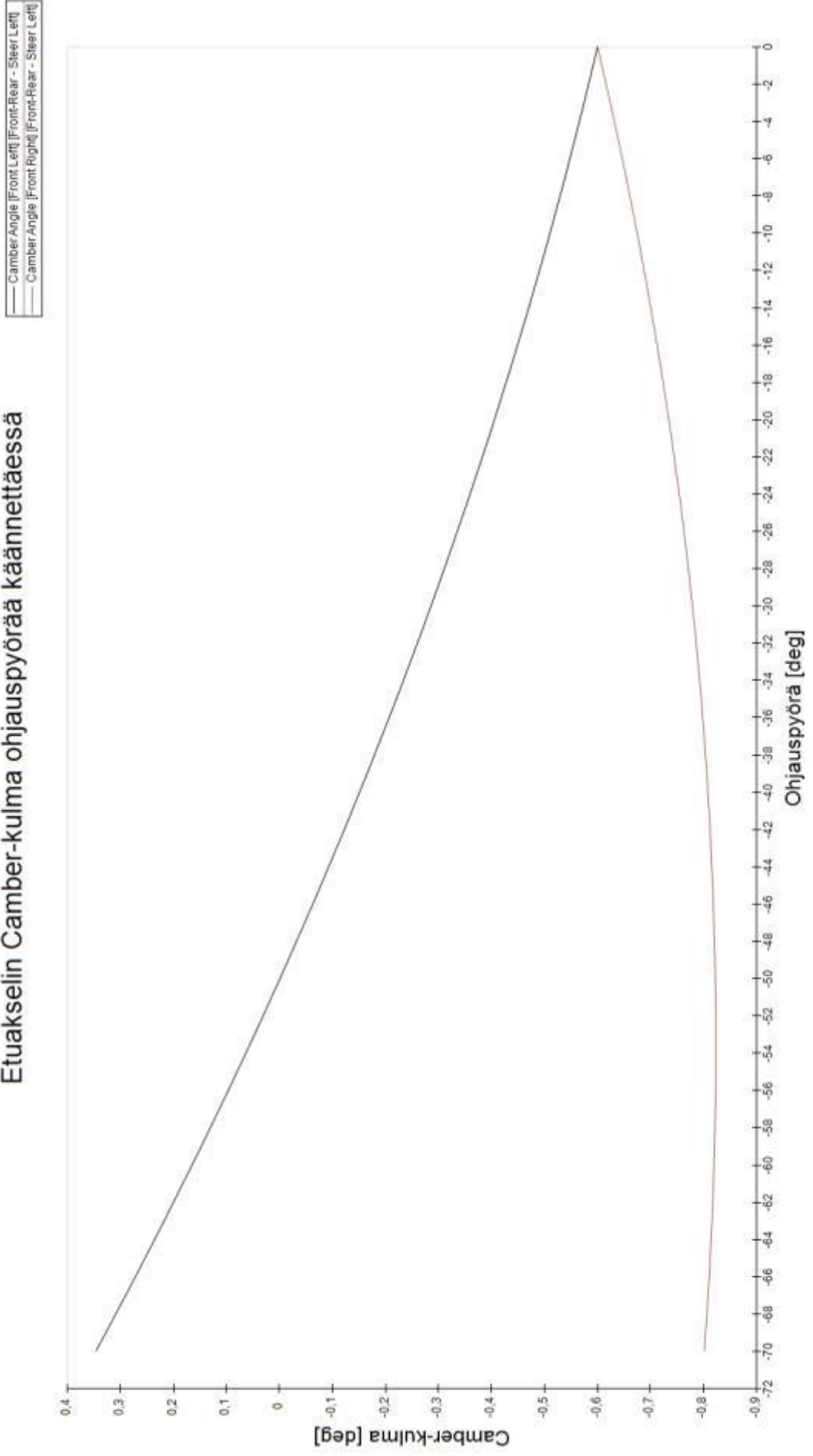


## Taka-akselin kallistuskeskiö sivuttaisuunnassa

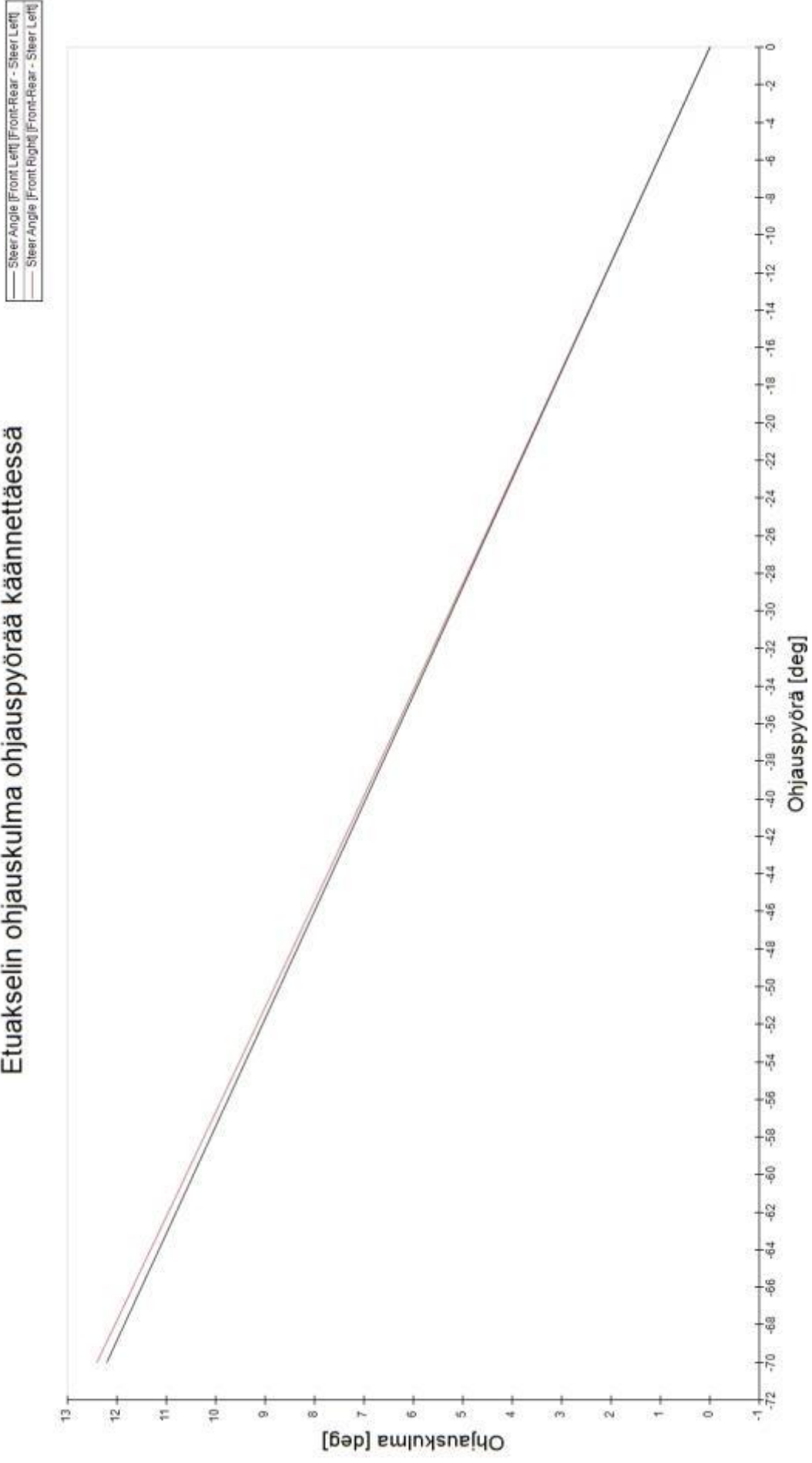
— Kinematic Roll Center Y [Rear] [Front-Rear - Roll [°]]



## Etuakselin Camber-kulma ohjauspyörää käännettäessä

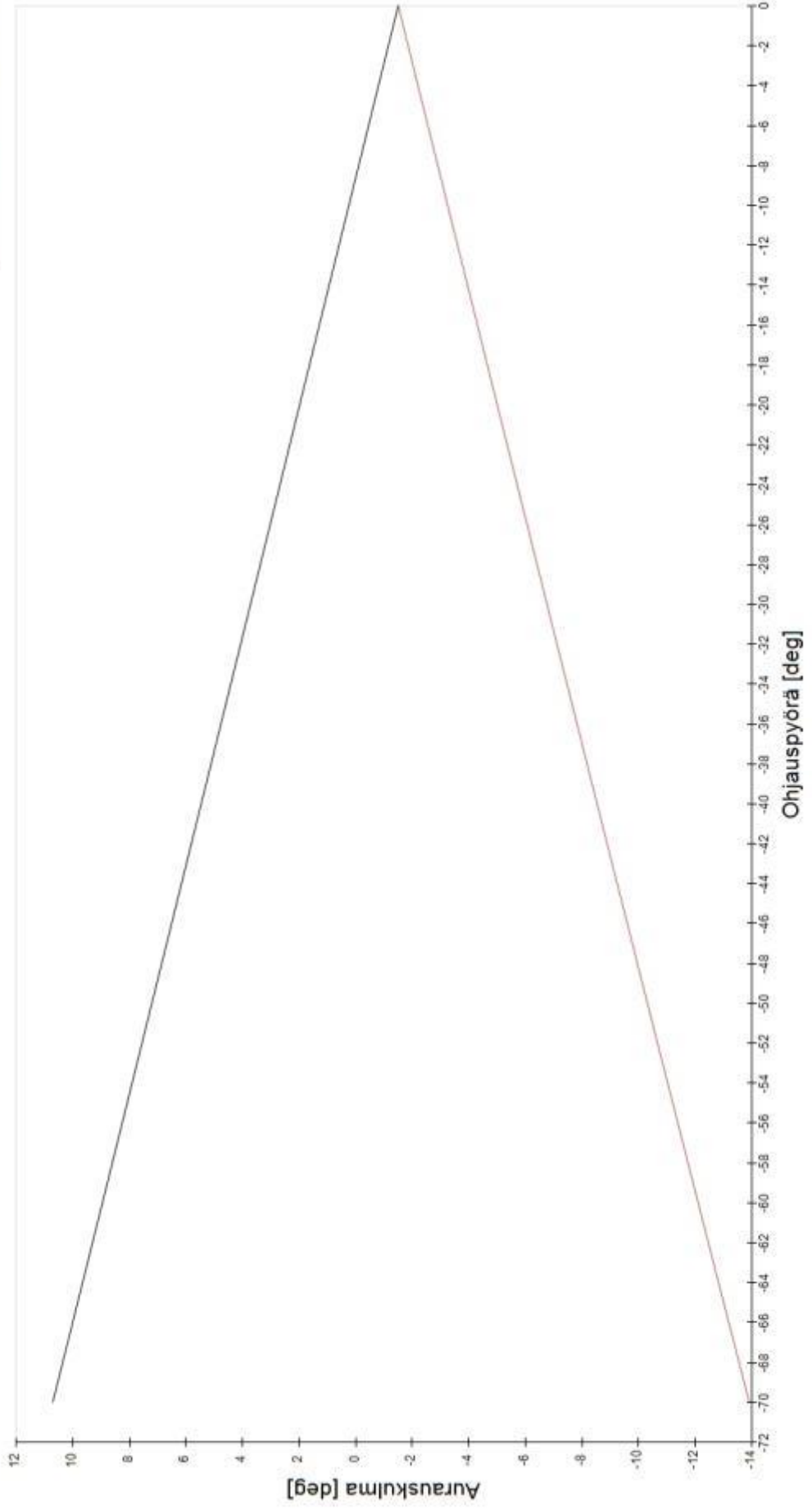


## Etuakselin ohjauskulma ohjauspyörää käännettäessä

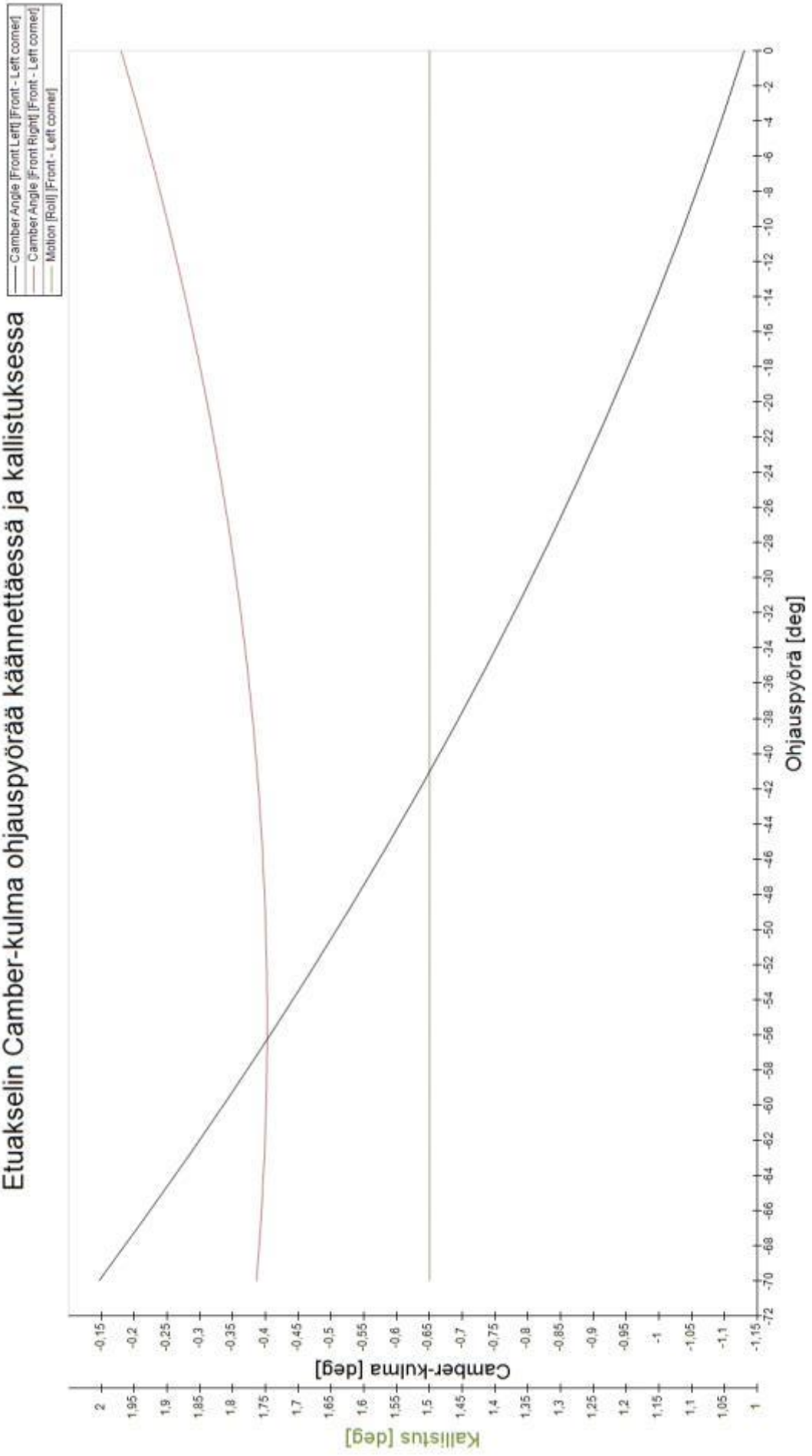


## Etuakselin auras kulma ohjauspyörää käännettäessä

— Toe Angle [Front Left] [Front-Rear - Steer Left]  
— Toe Angle [Front Right] [Front-Rear - Steer Left]



## Etuakselin Camber-kulma ohjauspyörää käännettäessä ja kallistuksessa



## Liite 2. Mathcadilla tehdyt pyöränkuormien laskelmat

**Pyöränkuormien laskenta****Lähtöarvot:**

Painopisteen korkeus:	$h := 270\text{mm}$
Akseliväli:	$l := 1560\text{mm}$
Raideleveys edessä:	$l_F := 1260\text{mm}$
Raideleveys takana:	$l_R := 1230\text{mm}$
Painojakauma eturenkailla:	$W_{F\%} := 46\%$
Painojakauma takarenkailla:	$W_{R\%} := 100\% - W_{F\%} = 54\%$
Painopisteen etäisyys edestä:	$a := l \cdot W_{R\%} = 842,4\text{-mm}$
Painopisteen etäisyys takaa:	$b := l \cdot W_{F\%} = 717,6\text{-mm}$
Auton kokonais massa:	$m_c := 184\text{kg}$
Kuskin massa:	$m_d := 68\text{kg}$
Etupään jousittamaton massa (yhdeällä pyörällä):	$m_{uF} := 9\text{kg}$
Takapään jousittamaton massa(yhdeällä pyörällä):	$m_{uR} := 8\text{kg}$
Kallistuskeskiön korkeus edessä:	$z_{RF} := 13\text{mm}$
Kallistuskeskiön korkeus takana:	$z_{RR} := 34\text{mm}$
Jousittamattoman massan korkeus edessä:	$z_{WF} := 9\text{in}$
Jousittamattoman massan korkeus takana:	$z_{WR} := 9\text{in}$
Sivuttais kiihtyvyys (ilman yksikköä):	$A_Y := 1,6$

**Staattinen painojakauma:****Kokonaispaino:**

$$W := (m_c + m_d) \cdot g = 2471.276 \text{ N}$$

**Painojakauma etu- ja taka-akselilla:**

$$W_F := W \cdot \frac{l - a}{l} = 1136.787 \text{ N}$$

$$W_R := W \cdot \frac{l - b}{l} = 1334.489 \text{ N}$$

**Etuakselin jousittamattoman massan paino:**

$$W_{uF} := m_{uF} \cdot 2 \cdot g = 176.52 \text{ N}$$

**Taka-akselin jousittamattoman massan paino:**

$$W_{uR} := m_{uR} \cdot 2 \cdot g = 156.906 \text{ N}$$

**Jousitetun massan paino:**

$$W_s := W - W_{uF} - W_{uR} = 2137.85 \text{ N}$$

$$W_{sF} := W_F - W_{uF} = 960.267 \text{ N}$$

$$W_{sR} := W_R - W_{uR} = 1177.583 \text{ N}$$

**Kallistusakselin kulma:**

$$\theta := \text{atan}\left(\frac{z_{RR} - z_{RF}}{l}\right) = 0.771 \text{ deg}$$

**Painopisteen korkeus kallistusakselista:**

$$H := h - \tan(\theta) \cdot a = 0.259 \text{ m}$$

**Dynaaminen painojakauma kaarteessa ja kallistus:****Pyörän joustojäykkyys:**

Pyörän liikekatka:

$$X := l_{in} = 25.4 \text{ mm}$$

Arvio ulkokurvin pyöränkuorma muutoksista:

$$\text{Etu: } \Delta W_F := 379 \text{ N}$$

$$\text{Taka: } \Delta W_R := 498 \text{ N}$$

$$\text{Edessä: } K_{RF} := \frac{\Delta W_F}{X} = 14.921 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\text{Takana: } K_{RR} := \frac{\Delta W_R}{X} = 19.606 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

**Jousitetun massan ominaistaajuudet:**

$$\omega_F := \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{RF} \cdot g}{\frac{W_{sF}}{2}}}$$

$$\omega_F = 2.778 \text{ Hz}$$

$$\omega_R := \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{RR} \cdot g}{\frac{W_{sR}}{2}}}$$

$$\omega_R = 2.876 \text{ Hz}$$

**Akselien kiertojäykkyydet:**

$$K_{\phi F} := \frac{K_{RF} \cdot t_F^2}{2} = 11844.496 \cdot \frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{rad}}$$

$$K_{\phi R} := \frac{K_{RR} \cdot t_R^2}{2} = 14831.185 \cdot \frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{rad}}$$

**Pyöränkuorman muutokset:**

Jousitetun massan etäisyys etuakselista:

$$a_s := a$$

Jousitetun massan etäisyys kallistusakselista:

$$h_2 := h$$

$$\Delta W_F := A_Y \left[ \frac{W_s}{t_F} \left[ \frac{h_2 \cdot \left[ K_{\phi F} - \frac{(1-a_s) \cdot W_s \cdot h_2}{l} \right]}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - W_s \cdot h_2} + \frac{1-a_s}{l} \cdot z_{RF} \right] + \frac{W_{uF}}{t_F} \cdot z_{WF} \right]$$

$$\Delta W_F = 379.024 \text{ N}$$

$$\Delta W_R := A_Y \left[ \frac{W_s}{t_R} \left[ \frac{h_2 \cdot \left( K_{\phi R} - \frac{a_s \cdot W_s \cdot h_2}{l} \right)}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - W_s \cdot h_2} + \frac{a_s}{l} \cdot z_{RR} \right] + \frac{W_{uR}}{t_R} \cdot z_{WR} \right]$$

$$\Delta W_R = 497.888 \text{ N}$$

**Pyöränkuormat ilman kallistuksenvakaajia:**

$$W_{FO} := \frac{W_F}{2} + \Delta W_F$$

$$W_{FO} = 947.417 \text{ N}$$

$$W_{FI} := \frac{W_F}{2} - \Delta W_F$$

$$W_{FI} = 189.37 \text{ N}$$

$$W_{RO} := \frac{W_R}{2} + \Delta W_R$$

$$W_{RO} = 1165.132 \text{ N}$$

$$W_{RI} := \frac{W_R}{2} - \Delta W_R$$

$$W_{RI} = 169.357 \text{ N}$$

**Auton kallistusvastus ilman kallistuksenvakaajia:**

$$K_{\phi} := \frac{-W_s \cdot h_2}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - W_s \cdot h_2} = -1.213 \cdot \frac{\text{deg}}{1}$$

**Auton kallistuskulma ilman kallistuksenvakaajia:**

$$\phi := K_{\phi} \cdot A_Y = -1.941 \cdot \text{deg}$$

$$\phi = -1.941 \cdot \text{deg}$$

**Jousien jäykkyys:****Pyörän keskikohdan joustojäykkyys:**

Renkaan joustojäykkyys:

$$K_T := 137 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$K_{WF} := \frac{K_{RF} \cdot K_T}{K_T - K_{RF}} = 16.745 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$K_{WR} := \frac{K_{RR} \cdot K_T}{K_T - K_{RR}} = 22.881 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$



**Jousen joustojäykkyys:**

Jousen ja pyörän välinen välityssuhde:

$$K_{SF} := \frac{K_{WF}}{IR_F^2}$$

$$K_{SR} := \frac{K_{WR}}{IR_R^2}$$

$$IR_F := 0.85$$

$$IR_R := 0.85$$

$$K_{SF} = 23.177 \cdot \frac{N}{mm}$$

$$K_{SR} = 31.669 \cdot \frac{N}{mm}$$

**Arvot valituilla jousilla:**

Etujousen jäykkyys:

$$K_{SE} := 30.7 \cdot \frac{N}{mm}$$

Takajousen jäykkyys:

$$K_{SR} := 35 \cdot \frac{N}{mm}$$

**Pyörän keskikohdan joustojäykkyys:**

$$K_{WF} := K_{SF} \cdot IR_F^2 = 22.181 \cdot \frac{N}{mm}$$

$$K_{WR} := K_{SR} \cdot IR_R^2 = 25.287 \cdot \frac{N}{mm}$$

**Pyörän joustojäykkyys:**

$$K_{RE} := \frac{K_T \cdot K_{WF}}{K_T + K_{WF}} = 19.09 \cdot \frac{N}{mm}$$

$$K_{RR} := \frac{K_T \cdot K_{WR}}{K_T + K_{WR}} = 21.347 \cdot \frac{N}{mm}$$

**Jousitetun massan ominaistaajuuudet:**

$$\omega_F := \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{RF} \cdot g}{\frac{W_{sF}}{2}}} = 3.143 \cdot \frac{1}{s}$$

$$\omega_F = 3.143 \cdot \text{Hz}$$

$$\omega_R := \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{RR} \cdot g}{\frac{W_{sR}}{2}}} = 3.001 \cdot \frac{1}{s}$$

$$\omega_R = 3.001 \cdot \text{Hz}$$

**Akselien kiertojäykkyydet:**

$$K_{\phi F} := \frac{K_{RF} \cdot I_F^2}{2} = 15153.653 \cdot \frac{N \cdot m}{rad}$$

$$K_{\phi R} := \frac{K_{RR} \cdot I_R^2}{2} = 16148.107 \cdot \frac{N \cdot m}{rad}$$

**Pyöränkuorman muutokset:**

$$\Delta W_F := A_Y \left[ \frac{W_S}{t_F} \left[ \frac{h_2 \cdot \left[ K_{\phi F} - \frac{(1 - a_s) \cdot W_S \cdot h_2}{1} \right]}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - W_S \cdot h_2} + \frac{1 - a_s}{1} \cdot z_{RF} \right] + \frac{W_{uF}}{t_F} \cdot z_{WF} \right]$$

$$\Delta W_F = 407.721 \text{ N}$$

$$\Delta W_R := A_Y \left[ \frac{W_S}{t_R} \left[ \frac{h_2 \cdot \left( K_{\phi R} - \frac{a_s \cdot W_S \cdot h_2}{1} \right)}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - W_S \cdot h_2} + \frac{a_s}{1} \cdot z_{RR} \right] + \frac{W_{uR}}{t_R} \cdot z_{WR} \right]$$

$$\Delta W_R = 468.49 \text{ N}$$

**Pyöränkuormat ilman kallistuksenvakaajia:**

$$W_{FO} := \frac{W_F}{2} + \Delta W_F$$

$$W_{FO} = 976.115 \text{ N}$$

$$W_{FI} := \frac{W_F}{2} - \Delta W_F$$

$$W_{FI} = 160.672 \text{ N}$$

$$W_{RO} := \frac{W_R}{2} + \Delta W_R$$

$$W_{RO} = 1135.735 \text{ N}$$

$$W_{RI} := \frac{W_R}{2} - \Delta W_R$$

$$W_{RI} = 198.754 \text{ N}$$

**Auton kallistusvastus ilman kallistuksenvakaajia:**

$$K_{\phi} := \frac{-W_S \cdot h_2}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - W_S \cdot h_2} = -1.03 \cdot \frac{\text{deg}}{1}$$

**Auton kallistuskulma ilman kallistuksenvakaajia:**

$$\phi := K_{\phi} \cdot A_Y = -1.649 \cdot \text{deg}$$

$$\phi = -1.649 \cdot \text{deg}$$

**Renkaan liikematka ilman kallistuksenvakaajia mutkassa:**

$$X_F := \frac{\Delta W_F}{K_{RF}}$$

$$X_F = 21.358 \cdot \text{mm}$$

$$X_R := \frac{\Delta W_R}{K_{RF}}$$

$$X_R = 24.541 \cdot \text{mm}$$

**Kallistuksenvakaajat:**

Kallistuksenvakaajien välittämä kiertöjäykkyys:

$$K_{\phi BF} := 2900 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$K_{\phi BR} := 2900 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

**Auton kallistusvastus kallistuksenvakaajilla:**

$$K_{\phi} := \frac{-W_S \cdot h_2}{K_{\phi F} + K_{\phi BF} + K_{\phi R} + K_{\phi BR} - W_S \cdot h_2} = -0.867 \cdot \frac{\text{deg}}{1}$$

**Auton kallistuskulma kallistuksenvakaajilla:**

$$\phi := K_{\phi} \cdot A_Y = -1.387 \cdot \text{deg}$$

$$\phi = -1.387 \cdot \text{deg}$$

Pyöränkuorman muutokset kallistuksenvakaajilla:

$$\Delta W_F := A_Y \left[ \frac{W_s}{t_F} \left[ \frac{h_2 \left[ K_{\phi F} + K_{\phi BF} - \frac{(1 - a_s) \cdot W_s \cdot h_2}{l} \right]}{K_{\phi F} + K_{\phi BF} + K_{\phi R} + K_{\phi BR} - W_s \cdot h_2} + \frac{1 - a_s}{l} \cdot z_{RF} \right] + \frac{W_{uF}}{t_F} \cdot z_{WF} \right]$$

$$\Delta W_F = 409.443 \text{ N}$$

$$\Delta W_R := A_Y \left[ \frac{W_s}{t_R} \left[ \frac{h_2 \left( K_{\phi R} + K_{\phi BR} - \frac{a_s \cdot W_s \cdot h_2}{l} \right)}{K_{\phi F} + K_{\phi BF} + K_{\phi R} + K_{\phi BR} - W_s \cdot h_2} + \frac{a_s}{l} \cdot z_{RR} \right] + \frac{W_{uR}}{t_R} \cdot z_{WR} \right]$$

$$\Delta W_R = 466.727 \text{ N}$$

Pyöränkuormat kallistuksenvakaajilla:

$$W_{FO} := \frac{W_F}{2} + \Delta W_F$$

$$W_{FO} = 977.837 \text{ N}$$

$$W_{FI} := \frac{W_F}{2} - \Delta W_F$$

$$W_{FI} = 158.95 \text{ N}$$

$$W_{RO} := \frac{W_R}{2} + \Delta W_R$$

$$W_{RO} = 1133.971 \text{ N}$$

$$W_{RI} := \frac{W_R}{2} - \Delta W_R$$

$$W_{RI} = 200.518 \text{ N}$$

Pyörän liikematka kallistuksenvakaajilla kaarteissa:

$$X_F := \frac{\Delta W_F - \frac{K_{\phi BF} \cdot |\phi|}{t_F}}{K_{RF}}$$

$$X_F = 18.529 \text{ mm}$$

$$X_R := \frac{\Delta W_R - \frac{K_{\phi BR} \cdot |\phi|}{t_R}}{K_{RF}}$$

$$X_R = 21.459 \text{ mm}$$

Kallistuksenvakaajien jäykkyys:

Kallistuksenvakaajan vipuvarsi:

$$L_F = 89 \text{ mm}$$

$$L_R = 71 \text{ mm}$$

Anti-roll barin ja renkaan välityssuhde:

$$I_{BF} = 0.347$$

$$I_{BR} = 0.234$$

$$K_{\theta BF} := \frac{K_{\phi BF} \cdot L_F^2}{I_{BF}^2 \cdot t_F^2} = 120.165 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$K_{\theta BF} = 2.097 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{deg}}$$

$$K_{\theta BR} := \frac{K_{\phi BR} \cdot L_R^2}{I_{BR}^2 \cdot t_R^2} = 176.471 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{rad}}$$

$$K_{\theta BR} = 3.08 \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{deg}}$$

**Jarrutus / Kiihdytys:**

Kiihtyvyys kiihdytys- ja jarrutustilanteissa:

$$A_X := 1.4$$

**Kokonais pyöränkuorman muutos:**

$$\Delta W_X := \frac{h}{l} \cdot W \cdot A_X$$

$$\Delta W_X = 598.809 \text{ N}$$

**Akselikuormat jarruttaessa:**

$$W_{BF} := W_F + \Delta W_X$$

$$W_{BF} = 1735.596 \text{ N}$$

$$W_{BR} := W_R - \Delta W_X$$

$$W_{BR} = 735.68 \text{ N}$$

**Pyörän liikematka (suunta riippuu siitä onko kyseessä jarrutus vai kiihdytys):**

$$X_F := \frac{\frac{\Delta W_X}{2}}{K_{RF}}$$

$$X_F = 15.684 \text{ mm}$$

$$X_R := \frac{\frac{\Delta W_X}{2}}{K_{RR}}$$

$$X_R = 14.025 \text{ mm}$$

**Renkaihin kohdistuva voima jarruttaessa:**

$$F_{BF} := \frac{W_{BF}}{2} \cdot A_X$$

$$F_{BF} = 1214.917 \text{ N}$$

$$F_{BR} := \frac{W_{BR}}{2} \cdot A_X$$

$$F_{BR} = 514.976 \text{ N}$$

**Pyöränkuormat kiihdyttäessä:**

$$W_{AF} := W_F - \Delta W_X$$

$$W_{AF} = 537.978 \text{ N}$$

$$W_{AR} := W_R + \Delta W_X$$

$$W_{AR} = 1933.298 \text{ N}$$

**Renkaihin kohdistuva voima kiihdyttäessä:**

$$F_{AR} := \frac{W_{AR}}{2} \cdot A_X$$

$$F_{AR} = 1353.309 \text{ N}$$

## Liite 3. Mathcadilla tehtyt kallistuksenvakaajan laskelmat

**Kallistuksenvakaajan jäykkyys ja jännitykset:**

Lähtöarvot:

Kallistuksenvakaajan vääntökulma:

$$\alpha_F := 7.5 \text{ deg}$$

$$\alpha_R := 7.5 \text{ deg}$$

Kallistuksenvakaajan pituus:

$$l_F := 182 \text{ mm}$$

$$l_R := 181 \text{ mm}$$

Kallistuksenvakaajan vipuvarsi:

$$L_F := 89 \text{ mm}$$

$$L_R := 71 \text{ mm}$$

Materiaalin liukukerros:

$$G := 26.9 \text{ GPa}$$

Kallistuksenvakaajan tavoite jäykkyys:

$$K_{\theta BF} := 2.097 \frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{deg}}$$

$$K_{\theta BR} := 3.08 \frac{\text{N}\cdot\text{m}}{\text{deg}}$$

Vakaajan vääntöneliömomentti:

$$I_{vF} := \frac{K_{\theta BF} \cdot l_F}{G} = 812.906 \cdot \text{mm}^4$$

$$I_{vR} := \frac{K_{\theta BR} \cdot l_R}{G} = 1187.407 \cdot \text{mm}^4$$

Vakaajan paksuus:

$$D_F := \left( \frac{32 \cdot I_{vF}}{\pi} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$D_F = 9.539 \text{ mm}$$

$$D_R := \left( \frac{32 \cdot I_{vR}}{\pi} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$D_R = 10.487 \text{ mm}$$

Vakaajan vääntövastus:

$$W_{vF} := \frac{\pi \cdot D_F^3}{16} = 170.436 \cdot \text{mm}^3$$

$$W_{vR} := \frac{\pi \cdot D_R^3}{16} = 226.454 \cdot \text{mm}^3$$

Vakaajassa vaikuttava vääntömomentti:

$$T_F := K_{\theta BF} \cdot \alpha_F = 15.727 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

$$T_R := K_{\theta BR} \cdot \alpha_R = 23.1 \cdot \text{N}\cdot\text{m}$$

Vakaajan maksimi jännitys:

$$\tau_{vmaxF} := \frac{T_F}{W_{vF}}$$

$$\tau_{vmaxF} = 92.278 \cdot \text{MPa}$$

$$\tau_{vmaxR} := \frac{T_R}{W_{vR}}$$

$$\tau_{vmaxR} = 102.008 \cdot \text{MPa}$$

Voima yhdystangolla:

$$F_F := \frac{K_{\theta BF} \cdot \alpha_F}{L_F}$$

$$F_F = 176.713 \text{ N}$$

$$F_R := \frac{K_{\theta BR} \cdot \alpha_R}{L_R}$$

$$F_R = 325.352 \text{ N}$$

## Liite 4. Mathcadilla tehdyt Ohjause geometrian laskelmat

**Lähtöarvot:**

Kääntösäde (painopisteeseen):	$R := 5m, 501m \dots 1000m$
Raideväli:	$l_r := 1560mm$
Raideleveys edessä:	$l_F := 1260mm$
Raideleveys takana:	$l_R := 1230mm$
Painopisteen etäisyys edestä:	$a := 1.54\% = 842.4mm$
Painopisteen etäisyys edestä:	$b := l - a = 717.6mm$
Auruskulma edessä (yhdellä renkaalla):	$\delta_{VSF} := 1deg$
Auruskulma takana (yhdellä renkaalla):	$\delta_{VSR} := 1.5deg$
Sortokulma etuakselin ulkokaarten rengas:	$\alpha_{FO} := 6deg$
Sortokulma etuakselin sisäkaarten rengas:	$\alpha_{FI} := 4deg$
Sortokulma taka-akselin ulkokaarten rengas:	$\alpha_{RO} := 7deg$

**Säde renkaalla:**

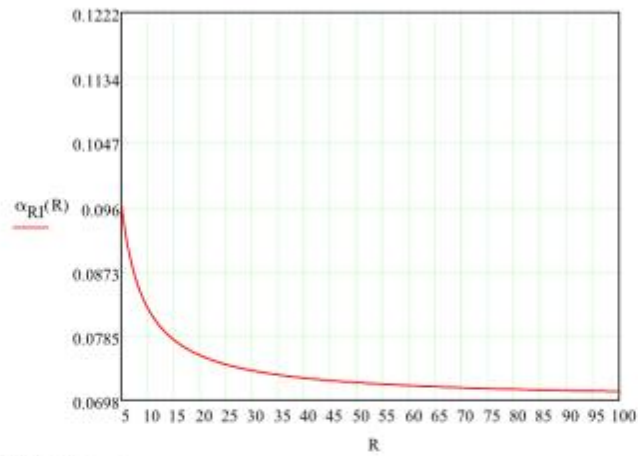
Takavasen:

$$R_{RO}(R) := \frac{\frac{l_R}{2}}{\cos(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) + \sin(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot \left( b - \tan(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot \frac{l_R}{2} \right) \dots} + \sqrt{R^2 - \left[ \tan(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot \sin(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot \left( b - \tan(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot \frac{l_R}{2} \right) \right]^2}$$

**Sortokulmat:**

Takaosake:

$$\alpha_{RI}(R) := \text{atan} \left( \frac{\sin(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot R_{RO}(R)}{\cos(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot R_{RO}(R) - l_R} \right) - \delta_{VSR}$$



**Kääntökulmat:**

Etuvasen:

$$\delta_O(R) := \operatorname{atan}\left(\frac{1 - \sin(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot R_{RO}(R)}{\cos(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot R_{RO}(R) + \frac{t_F}{2} - \frac{t_R}{2}}\right) + \alpha_{FO} - \delta_{VSF}$$

Etuoikea:

$$\delta_I(R) := \operatorname{atan}\left(\frac{1 - \sin(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot R_{RO}(R)}{\cos(\alpha_{RO} - \delta_{VSR}) \cdot R_{RO}(R) - \frac{t_F}{2} - \frac{t_R}{2}}\right) + \alpha_{FI} + \delta_{VSF}$$

