

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

Sähkötekniikan koulutusohjelma

LUISTONESTOJÄRJESTELMÄN JA ELEKTRONISEN  
TASAUSPYÖRÄSTÖN SUUNNITTELU JA IMPLEMENTOINTI  
HYBRIDITYÖKONEYMPÄRISTÖÖN

Työn tarkastajat ja ohjaajat:

Professori Olli Pyrhönen

TkT Tuomo Lindh

Tampereella 8.9.2011

Sten Tamberg

Tampellan Esplanadi 5 A12

33100 Tampere

Puh: +358443011299

## TIIVISTELMÄ

Tekijä: Sten Tamberg

Työn nimi: Luistonestojärjestelmän ja elektronisen tasauspyörästäön suunnittelu ja implementointi hybridityökoneympäristöön

Osasto: Sähkötekniikka

Vuosi: 2011

Paikka: Lappeenranta

Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. 103 sivua ja 73 kuvaa.

Tarkastajat: Professori Olli Pyrhönen, TkT Tuomo Lindh

Hakusanat: Luistonestojärjestelmä, elektroninen tasauspyörästäö, sumea säätö, kitkamalli, mallinnus

Ympäristörasituksen vähentäminen, tiukkenevat päästörajat ja ehtyvät öljyvarat ovat ajaneet kulkuvälineteollisuuden hakemaan uusia vaihtoehtoja ajoneuvojen energiatehokkuuden kehittämiseksi. Hybriditeknologia tarjoaa ratkaisuja kustannustehokkuuden ja ympäristöystävällisyyden parantamiseksi.

Hybriditeknologian yleistyessä myös työkoneympäristössä saadaan paitsi kehitettyä energiatehokkaampia ja pienemmillä käyttökustannuksilla olevia työkoneita, niin myös tuotua siviiliajoneuvoista tuttuja turvallisuusominaisuuksia työkoneympäristöön. Perinteisten diesel-moottorien korvaaminen nopeavasteisilla ja tarkasti säädettävillä sähkömoottoreilla tarjoaa mahdollisuuksia toteuttaa tarkempia ja monipuolisempia säätöjärjestelmiä kuin perinteisessä ympäristössä.

Tässä diplomityössä suunnitellaan luistonestojärjestelmä ja elektroninen tasauspyörästäö hybridityökoneympäristöön. Järjestelmä voi käyttökohteesta riippuen pienentää huomattavasti käyttökustannuksia ja mahdollistaa uusien sovellusten tuomista markkinoille, kuten esimerkiksi kääntymisen avustaminen differentiaalisella ohjauksella.

## **ABSTRACT**

Author : Sten Tamberg

Title: Design and Implementation of a Traction Control System and Electrical Differential to Hybrid Industrial Vehicle Environment

Department: Electrical Engineering

Year: 2011

Place: Lappeenranta

Master's Thesis. Lappeenranta University of Technology. 103 pages and 73 figures.

Examiners: Professor Olli Pyrhönen, D.Sc Tuomo Lindh

Keywords: Traction control, electrical differential, fuzzy control, friction modeling, modeling

Decreasing the environmental strain, stricter and stricter emission limits and decreasing oil supply have driven transportation industry to search for new alternatives to improve energy efficiency of vehicles. Hybrid technology offers solutions to improve cost-effectiveness and environmental friendliness.

The generalization of hybrid technology in industry environments allows in addition to the development of energy and cost effective machines, the introduction of security features from private vehicles to the industry environment. The replacement of traditional diesel engines with electrical drives, which have faster response time and are more accurate to adjust, offers possibilities to produce more accurate and more flexible control systems than in a traditional environment.

A traction control system and an electronic differential to a hybrid industrial environment are designed in this masters thesis. The system can, depending on the target, noticeably reduce costs and allow bringing new solutions to the market, like for example assisting turning with a differential steering.

## **ALKUSANAT**

Tämä diplomityö on tehty Lappeenrannan teknillisen yliopiston sähkötekniikan osaston Smart Drive - hankkeeseen yhdessä Visedo Oy:n kanssa. Hankkeen tavoitteena on kehittää sähkökäyttöjä vastaamaan paremmin hybridityökoneiden vaatimia tarpeita.

Haluaisin kiittää Visedo Oy:stä Kimmo Raumaa mahdollisuudesta osallistua tähän erittäin mielenkiintoiseen projektiin. Lisäksi suuret kiitokset Tuomo Lindhille diplomityön ohjauksesta ja vinkeistä projektin varrella. Visedo Oy:n puolelta vielä kiitokset Ristolle ja Antille neuvoista ohjelmistokehityksen parissa.

Lopuksi tahdon kiittää avopuolisoani Heiniä saamastani tuesta ja motivaatiosta, sekä vanhempiani, jotka ovat tukeneet minua koko opiskelujen ajan.

Tampereella 8.9.2011

Sten Tamberg

## SISÄLLYSLUETTELO

<b>ALKUSANAT</b> .....	<b>4</b>
<b>TYÖSSÄ KÄYTETYT MERKINNÄT JA LYHENTEET</b> .....	<b>8</b>
<b>1. JOHDANTO</b> .....	<b>11</b>
1.1 Energiatehokkuus työkoneissa .....	12
1.2. Aktiivisen ajonhallintajärjestelmät.....	13
1.2.1 Drive-by-wire (DbW).....	14
1.2.2 Lukkiutumuton jarru (ABS) .....	14
1.2.3 Ajonvakautusjärjestelmä (ESP).....	14
<b>2. AJONEUVON DYNAMIIKKA</b> .....	<b>16</b>
2.1 Pituussuuntainen dynamiikka.....	16
2.2 Ajoneuvon pituus- ja leveyssuuntainen dynamiikka.....	19
<b>3. RENKAAN DYNAMIIKKA</b> .....	<b>24</b>
3.1 Vierintävastus .....	25
3.2 Kitka .....	25
3.3 Kitkamallit.....	26
3.3.1 Coulombin kitkamalli.....	26
3.3.2 Reynoldsin kitkamalli.....	27
3.3.3 Staattinen -kitkamalli .....	27
3.3.4 Stribeck -kitkamalli .....	28
3.3.5 LuGre:n kitkamalli .....	28
3.3.6 Pacejka ”Magic Formula” .....	30
3.3.7 Brush tire model .....	31
3.4 Luistokerroin .....	32
3.4.1 Luistokertoimen estimointi kiihdytyksissä ja jarrutuksissa.....	33
<b>4. LUISTONESTO (Anti-slip Regulation (ASR))</b> .....	<b>35</b>

4.1 ASR säätö .....	36
4.1.1 ASR käyttäen ajoneuvon nopeustietoa.....	36
4.1.2 ASR ja vastasähkömotorin voima .....	37
4.1.3 Renkaan kiihtyvyyden suhde vääntömomenttiin .....	37
4.1.4 Renkaan pyörimisnopeuden suhde vääntömomenttiin.....	39
<b>5. TASAUSPYÖRÄSTÖ .....</b>	<b>40</b>
5.1 Elektroninen tasauspyörästö.....	42
5.2 Kääntymisen avustaminen tasauspyörästön avulla .....	44
<b>6. SÄÄTÖTAPOJEN VERTAILUA.....</b>	<b>47</b>
6.1 PID-säätö .....	47
6.2 Sliding mode - säätö .....	47
6.3 Sumea säätö.....	47
<b>7. SUMEA SÄÄTÖ.....</b>	<b>48</b>
7.1 Sumean säädön rakenne .....	48
7.1.1 Esikäsitteily .....	49
7.1.2 Sumeutus .....	49
7.1.3 Päättelyosa.....	55
7.1.4 Selkeytys .....	58
7.1.5 Jälkikäsitteily.....	59
<b>8. SÄÄTIMEN SUUNNITTELU.....</b>	<b>60</b>
8.1 Järjestelmän rajoitteet säädön kannalta .....	60
8.2 Säädön hyvyysarvot .....	60
8.3 Säädettävän järjestelmän parametrit.....	61
8.4 Sumea säädin.....	62
8.5 Jäsenyysfunktiot .....	63
8.6 Säätökanta .....	67

8.7 Simulink –mallit .....	69
8.7.1 Säättöjärjestelmä.....	69
8.7.2 Tasauspyörästä .....	71
8.7.3 Luistokertoimen estimointi.....	73
8.7.4 Ajoneuvon malli .....	73
8.8 Ohjelmakoodi / ohjelman rakenne .....	74
8.8.1 Jäsenyysfunktiot .....	74
8.8.2 Jäsenyysasteet.....	75
8.8.3 Sääntökannan toteutus.....	76
8.8.4 Lambda-estimaattorin liukuva keskiarvo .....	76
<b>9. JÄRJESTELMÄN SIMULOINTI.....</b>	<b>78</b>
9.1 Simuloitava ajoneuvo .....	78
9.2 Simulointitulokset .....	78
9.2.1 Säädön lähtötilanne .....	78
9.2.2 Tehostettu säätö .....	84
9.2.3 Moottorijarrutus.....	87
9.2.4 Elektroninen tasauspyörästä.....	89
9.2.5 Pintojen muutokset .....	92
9.3 Simulink ja C-koodattujen lohkojen erot .....	95
<b>10. TESTAUSYMPÄRISTÖ .....</b>	<b>98</b>
<b>11. JOHTOPÄÄTÖKSET .....</b>	<b>99</b>
<b>LÄHTEET.....</b>	<b>101</b>

## TYÖSSÄ KÄYTETYT MERKINNÄT JA LYHENTEET

$C_{ar}$	Takarenkaiden kääntymisjäykkyys
$C_{er}$	Eturenkaiden kääntymisjäykkyys
$d_r$	Vetävän akselin leveys
$D_L$	Vasemman renkaan kulkema matka
$D_R$	Oikean renkaan kulkema matka
$e_1$	Ajoneuvon massakeskipisteen etäisyys ajokaistan keskilinjasta
$e_2$	Ajoneuvon suuntavirhe tiehen nähden
$f$	Tien pinnan ja renkaan välisen adheesiovoiman aikaansaama voimakomponentti
$F_f$	Vierintävastus
$F_d$	Eteenpäin vievä voima
$F_w$	Ilmanvastuksen ja tuulen aiheuttama voima
$H_w$	Ajoneuvon ilmanvastus
$J$	Inertia
$J_w$	Renkaan inertia
$l_f$	Etuakselin etäisyys massakeskipisteestä
$l_r$	Taka-akselin etäisyys massakeskipisteestä
$M$	Ajoneuvon massa
$R$	Kääntöympyrän säde
$R_d$	Renkaan säde



$R_r$	Vetävän akselin keskipisteen etäisyys kaartein keskipisteestä
$R_x$	Tarkasteltavan vetävän renkaan etäisyys kaartein keskipisteestä
$R_3$	Vasemman vetävän renkaan etäisyys kaartein keskipisteestä
$R_4$	Oikean vetävän renkaan etäisyys kaartein keskipisteestä
$S_k$	Säännön k johtopäätöksen sijainti
$T$	Moottorin tuottama vääntömomentti
$T_f$	Renkaan vierintävastus
$v$	Nopeus
$V_r$	Vetävän akselin keskipisteen nopeus
$V_w$	Renkaan kehänopeus
$V_x$	Ajoneuvon pituussuuntainen nopeus
$V_3$	Vasemman vetävän renkaan kehänopeus
$V_4$	Oikean vetävän renkaan kehänopeus
$W$	Ajoneuvon raideleveys
$\alpha_0$	Coloumbin voima
$\alpha_1$	Lepokitkavoima
$\alpha$	Ajoneuvon kiihtyvyyden suhde renkaan kiihtyvyyteen
$\alpha_k^*$	Säännön k vahvuus
$\lambda$	Luistokerroin
$\sigma$	Jakauman keskihajonta
$\delta$	Ohjauskulma

$\omega$	Kulmanopeus
$\omega_w$	Renkaan kulmanopeus

## Lyhenteet

ABS	Antilock Braking System, lukkiutumaton jarrutusjärjestelmä
DbW	Drive-by-wire, sähköisiä ohjaussuureita käyttävä ohjausjärjestelmä
ECU	Engine control unit, moottorinohjausjärjestelmä
ED	Electrical differential, elektroninen tasauspyörästö
ESP	Electronic Stability Program, ajovakauden hallintajärjestelmä
TCS	Traction Control System, luistonestojärjestelmä
4WD	Four wheel drive, neliveto
2WD	Two wheel drive, kaksi vetävää pyörää

## 1. JOHDANTO

Ympäristörasituksen vähentäminen, tiukkenevat päästörajat ja ehtyvät öljyvarat ovat ajaneet kulkuvälineteollisuuden hakemaan uusia vaihtoehtoja ajoneuvojen energiatehokkuuden parantamiseksi. Tällä hetkellä merkittävä varteenotettava vaihtoehto on sähkökäyttöjen hyödyntäminen ajoneuvoissa. Sähkökäyttöjä voidaan hyödyntää täysin sähköisissä järjestelmissä tai sähköhybridijärjestelmissä. Täysin sähkökäyttöinen ajoneuvo ei saastuta ajossa, mutta energian tuotantoprosessissa syntyy päästöjä sähkön tuottamiseksi ajoneuvon latausta varten. Sähköajoneuvojen kokonaispäästöjen nettovaikutus saadaan positiiviseksi, koska keskitettyä energiatuotantoa pystytään hallitsemaan paremmin ja ajoneuvoa eteenpäin vievää voimaa voidaan tuottaa paremmalla hyötysuhteella kuin hajautetussa järjestelmässä. Sähköhybridiajoneuvon rakenne voi olla toteutettu joko sarjahybridinä tai rinnakkaishybridinä.

Sarjahybridissä esimerkiksi dieselmoottori toimii generaattorina ja lataa ajoneuvon akkuja joista otetaan virtaa sähkömoottoreille. Tässä tapauksessa lataukseen käytettävää moottoria voidaan ajaa jatkuvasti optimivääntöalueella, jolloin hyötysuhde normaaliin polttomoottorikäyttöön verrattuna kasvaa. Hyötysuhdetta lisää myös ajoneuvoa eteenpäin kuljettavan voiman tuottava sähkömoottori, jonka hyötysuhde on huomattavasti korkeampi kuin otto- tai dieselmoottorilla.

Sähkökäyttöillä varustetut ajoneuvot ovat paitsi energiatehokkaampia ja ympäristön kannalta puhtaampia, niin myös huomattavasti tarkempia säätää, joka mahdollistaa paremman suorituskyvyn ja nopeamman säädön kautta mahdollistettavan turvallisuuden [3]. Sähkömoottoreiden etuja polttomoottoreihin nähden ovat mm. nopea vaste vääntöön, tasainen vääntömomentti kaikilla kierrosalueilla ja pieni koko suhteessa tehoon. Moottoreiden pieni koko mahdollistaa moottoreiden hajauttamisen toimilaitteen välittömään läheisyyteen. Sähkömoottoreiden edut mahdollistavat turvallisuutta lisäävien ominaisuuksien toteuttamisen ilman merkittävää määrää oheiskomponentteja, jolloin esimerkiksi Antilock Braking System (ABS), Traction Control System (TCS) ja Electronic Stability Program (ESP) voidaan toteuttaa yksinkertaisesti sähköajoneuvoihin. Nopeilla takaisinkytketyillä säädöillä on

mahdollista saavuttaa nopeampi ja tarkempi ajoneuvon käyttäytymisen säätö riskitilanteissa, kuin perinteisillä polttomoottoreilla varustetuilla autoilla [3].

Ajoneuvon ohjauksessa suljetun systeemin muodostavat kuljettaja, ajoneuvo ja ympäristö. Ympäristön ja ajoneuvon välinen yhteys riippuu tien pinnan ja renkaan välillä vaikuttavasta voimasta. Nämä vaikuttavat voimat sisältävät mm. normaalivoiman, pituussuuntaisen voimakomponentin, sekä sivuttaissuuntaisen voimakomponentin. Ajoneuvon ajo-ominaisuudet ja käyttäytyminen riippuvat pitkälti tien pinnan ja renkaan välillä vaikuttavasta voimasta. Ajoneuvon suunnassa pituussuuntainen voimakomponentti vaikuttaa ajoneuvon kiihtyvyysominaisuuksiin ja sivuttaissuuntainen voimakomponentti kääntymisominaisuuksiin. Kuljettaja vaikuttaa tien pinnan ja renkaan väliseen voimavaikutukseen, joka rajoittuu renkaan ja tien pinnan väliseen adheesiovoimaan. Kun vaikuttava voima saavuttaa adheesiovoiman rajan ja kitkakerroin on pieni, kiihdyttävä voima ylittää pituussuuntaisen adheesiovoiman rajan tien ja renkaan välillä. Tämä aiheuttaa hyvin nopeasti erittäin voimakkaan renkaan pyörimisen tyhjiin. Kun rengas pyörii tyhjiä, se vähentää eteenpäin työntävää voimaa, kuormittaa voimansiirtoa, kuluttaa rengasta fyysisesti, sekä lisää polttoaineen kulutusta. Sivuttaissuuntaisen pidon menetys aiheuttaa ajoneuvon aliohjautumista ja vähentää stabiilisuutta ja turvallisuutta [1].

Ajoneuvon turvallisuutta ja ajo-ominaisuuksia voidaan parantaa ajoneuvon renkaiden pyörimisnopeuksiin vaikuttavilla säätöjärjestelmillä, kuten ABS, TCS, ESP ja elektroninen tasauspyörästö (ED). Tässä diplomityössä tarkastellaan edellä mainittujen järjestelmien toteutusta sähköajoneuvoympäristöön.

### **1.1 Energiatohokkuus työkoneissa**

Työkoneiden energiatohokkuuteen on kiinnitetty erityistä huomiota viime vuosina. Työkoneiden energiatohokkuuden kehitystä ohjaavia tekijöitä ovat mm. asiakkaiden vaatimukset, tiukkenevien päästörajoitusten velvoittama päästöjen vähentäminen sekä polttoaineen kulutuksen pienenemisestä mahdollistava taloudellinen säästöpotentiaali. Työkoneiden päästökuormaan voidaan vaikuttaa polttoainekulutuksen pienentämisellä ja pakokaasujen jälkikäsittelyllä, kuten pakokaasujen kierrätyksellä, urea-liuoksella pelkistämällä ja pakokaasujen suodattamisella. Polttoainekulutuksen pienentämiseksi häviölähteet on määriteltävä

ja mahdollisuuksien mukaan poistettava. Voimansiirtoketju ja työliikkeet on käytävä läpi ja mahdollisesti hukkaan menevä energia on otettava talteen tai siirrettävä toiseen työliikkeeseen tai ajoon. Diesel-moottori voidaan säätää toimimaan pienemmän kulutuksen alueelle, jolloin tehohuippuja kattamaan tarvitaan avustava sähkömoottori. Lisäksi apulaitteita on sähköistettävä mahdollisuuksien mukaan, jotta kokonaisuudesta saadaan energiatehokas. Työkoneiden energiatehokkuus riippuu paljolti koko järjestelmän toimivuudesta, eikä niinkään yksittäisistä teknisistä ratkaisuista.

Perinteisessä työkoneessa liike- ja potentiaalienergiaa ei hyödynnetä ottamalla sitä talteen, vaan se kulutetaan mekaanisessa voimansiirrossa. Energian talteenotolla varustetuissa järjestelmissä liike- ja potentiaalienergia voidaan varastoida esimerkiksi akkuihin, superkondensaattoreihin, paineakkuihin tai mekaaniseen vauhtipyörään. Hybridijärjestelmän valinta tulee tehdä työliikkeiden ja ajovoimansiirron työsykliä perusteella. Hybridijärjestelmä voi olla joko sarja- tai rinnakkaishybridi. Sarjahybridissä diesel-moottori pyörittää akkuihin energiaa tuottavaa generaattoria, joista sähkömoottorit ottavat virtaa toimiakseen. Rinnakkaishybrideissä diesel-moottori ja sähkömoottori toimivat rinnakkain tuottaen vääntömomenttia kumpikin tai vain toinen. Kummallakin järjestelmällä on hyvät ja huonot puolensa. Kuten mainittua, hybridijärjestelmän valinta suoritetaan aina tapauskohtaisesti.

## **1.2. Aktiivisen ajonhallintajärjestelmät**

Aktiiviset ajonhallintajärjestelmät tarkkailevat ajoneuvon kiertymiskulmaa, nopeutta, sekä ohjaukulmaa. Aktiiviset ajonhallintajärjestelmät estävät ajoneuvoa pyörähtämästä ympäri ja menettämästä ohjattavuutta. Ajonhallintajärjestelmät pyrkivät pitämään ajoneuvon aiotulla radalla ja kompensoivat kuljettajan aiheuttamia vaarallisia ohjausliikkeitä. Kun järjestelmä havaitsee vaarallisen ohjausliikkeen ajoneuvon stabiilisuuden kannalta, järjestelmä tekee tarvittavat korjausliikkeet. Useimmat kaupalliset järjestelmät käyttävät differentiaalista jarrutusta. Viimeaikoina

ajonhallintajärjestelmiin on tullut myös drive-by-wire-järjestelmiä ja aktiivista väännön jakoa käyttäviä järjestelmiä [4].

### **1.2.1 Drive-by-wire (DbW)**

Drive-by-wire (DbW) järjestelmissä korvataan perinteiset mekaaniset säätöjärjestelmät elektromekaanisilla järjestelmillä. DbW-järjestelmissä voidaan ohjaus-, kaasus- ja jarrusignaalit välittää engine control unit:ille (ECU) sähköisesti. Yleensä DbW-järjestelmissä on mekaniikan emulaattori tuomassa polkimille vastusta, jolloin kuljettajalle DbW ei eroa mekaanisesta järjestelmästä. DbW lisää turvallisuutta ja mahdollistaa monipuolisempia ja kehittyneempiä säätöratkaisuita. DbW mahdollistaa esimerkiksi kaasupolkimen vasteen riippuvuuden ajonopeudesta ja automaattinen parkkeeraustoiminnon.

### **1.2.2 Lukkiutumaton jarru (ABS)**

Perinteisissä ABS-järjestelmissä (anti-lock braking system) renkaan lukkiutumisen havainnointi on toteutettu mittaamalla renkaan pyörimiskiihtyvyyttä [3]. Tässä tapauksessa pyörimiskiihtyvyys on ainoa säädön perusteena käytettävä parametri, joten se aiheuttaa estimointiin epätarkkuutta. Sähköhybridien tapauksessa moottorin vääntömomentti on mitattavissa erittäin tarkasti, joten tällä tavoin saadaan estimointia varten myös toinen parametri. Käyttämällä renkaan pyörimiskiihtyvyyden suhdetta moottorin vääntömomenttiin, saadaan estimoinnista tarkempi, kuin yhdellä mitattavalla parametrilla.

### **1.2.3 Ajonvakautusjärjestelmä (ESP)**

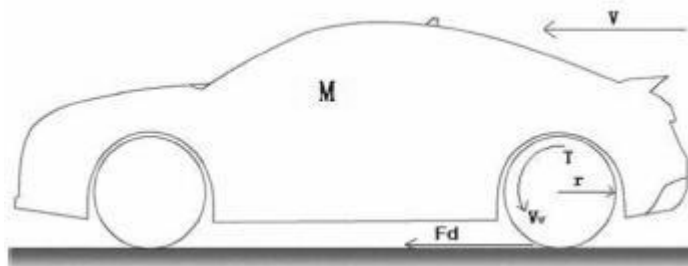
ESP (Electronic Stability Program) on ajoneuvon turvallisuutta parantava järjestelmä, joka seuraa auton liikehdintää ja suorittaa korjaavia toimenpiteitä tarpeen vaatiessa kuljettajan tekemiin ajovirheisiin. Tyypillisiä virhetilanteita aiheuttaa liian suuri tilannenopeus, yli- tai aliohjautuvuus, tai auton heittelehtiminen. ESP mittaa yleensä auton sivuttaissuuntaista kiihtyvyyttä, ohjauspyörän ohjauskulmaa, sekä ajoneuvon nopeutta. Mittausten perusteella voidaan arvioida auton hallittavuutta senhetkisessä ajotilanteessa. Jos sivuttaissuuntainen kiihtyvyys ylittää ennalta määrätyn raja-arvon, puuttuu säätöjärjestelmä peliin saadakseen ajoneuvon takaisin

hallintaan. Ajoneuvon palauttaminen hallintaan voidaan toteuttaa esimerkiksi differentiaalisella jarruttamisella, moottoritehon rajoittamisella, sekä ohjauksen avustamisella. Esimerkiksi auton ajaessa liian kovalla vauhdilla oikealle kääntyvään kaarteeseen ja perän liukuessa rajusti vasempaan, järjestelmä yrittää palauttaa autoa hallintaan jarruttamalla vasemman puoleista eturengasta.

## 2. AJONEUVON DYNAMIIKKA

### 2.1 Pituussuuntainen dynamiikka

Ajoneuvon yksinkertaistettu dynamiikka koostuu jäykästä korista, tuesta tien pinnan kanssa, ohjausmekaniikasta, voimanlähteestä ja voimansiirrosta. Tien pinnan kanssa vuorovaikutuksissa ovat renkaat, jousitus ja tien pinta. Voimansiirto käsittää vaihteiston, vaihdelaatikon, jarrut ja tasauspyörästön. Sähkökäyttöistä ajoneuvoa voi pitää systeeminä, joka sisältää kuljettajan, sähkökäyttöisen ajoneuvon ja ulkoisen ympäristön. Systeemin vetäviin pyöriin vaikuttavia voimia ovat sähkömoottorin tuottama kulmanopeus, vaihteiston jarruttavat ominaisuudet, vetävien pyörien massa, tiehen vaikuttava normaalivoima ja renkaan vierintävastukset ja muut pyörimistä vastustavat voimat. Yksinkertaistettu ajoneuvon ajonaikainen dynamiikka on esitetty kuvassa 1.



Kuva 1. Ajoneuvon dynamiikka [3]

Kuvan autoon ja renkaisiin vaikuttavat liikeyhtälöt voidaan ilmaista yhtälöllä (1)

$$J\dot{\omega} = T - F_d R_d - T_f - F_w H_w \quad (1)$$

jossa  $T$  on moottorin tuottama renkaaseen kohdistettu vääntömomentti,  $F_d$  on eteenpäin vievä voima,  $R_d$  on renkaan säde,  $T_f$  on renkaan vierintävastus,  $F_w$  on ilmanvastuksen ja tuulen aiheuttama voima ja  $H_w$  on ajoneuvon ilmanvastuskerroin.

Ilmanvastuksesta tulee huomattava vasta yli 100 km/h nopeuksissa [3], joten se jätetään tässä yhteydessä huomioimatta. Vierintävastus muodostuu mm. renkaan



muodon muutoksista johtuvista energiahäviöistä, sekä järjestelmään vaikuttavista kitkavoimista. Koska tarkasteltava systeemi on työkone, voidaan vierintävastus jättää voiman pienuuden takia huomioitta, jotta voidaan vähentää systeemin kompleksisuutta.

Dynamiikan peruslaista, eli Newtonin toisesta laista saadaan eteenpäin vievälle voimalle yhtälön (2) mukainen muoto

$$M\dot{V} = F_d - F_f - F_w \quad (2)$$

jossa  $M$  on ajoneuvon massa,  $\dot{V}$  on ajoneuvon kiihtyvyys,  $F_d$  on eteenpäin vievä voima,  $F_f$  on vierintävastus,

Renkaan kehänopeus saadaan kulmanopeudesta ja renkaan säteestä yhtälöllä (3)

$$V_w = \omega R_d \quad (3)$$

jossa  $\omega$  on renkaan kulmanopeus ja  $R_d$  on renkaan säde.

Eteenpäin vievä voima on adheesiovoiman aikaansaama voimakomponentti, jonka riippuvuus on esitetty yhtälöllä (4)

$$f = F_d = \phi(\lambda), \quad (4)$$

jossa  $\lambda$  on luistokerroin, eli suhdeluku joka kuvaa miten paljon suurempi on renkaan kehänopeus, kuin ajoneuvon nopeus. Luistokerroin saa arvon väliltä [0..1]. Lisää luistokertoimesta kappaleessa 3.4.

Kun vierintävastus ja ilmanvastus jätetään huomioimatta, ajoneuvon dynamiikka voidaan kuvata matemaattisesti yhtälöllä (5)

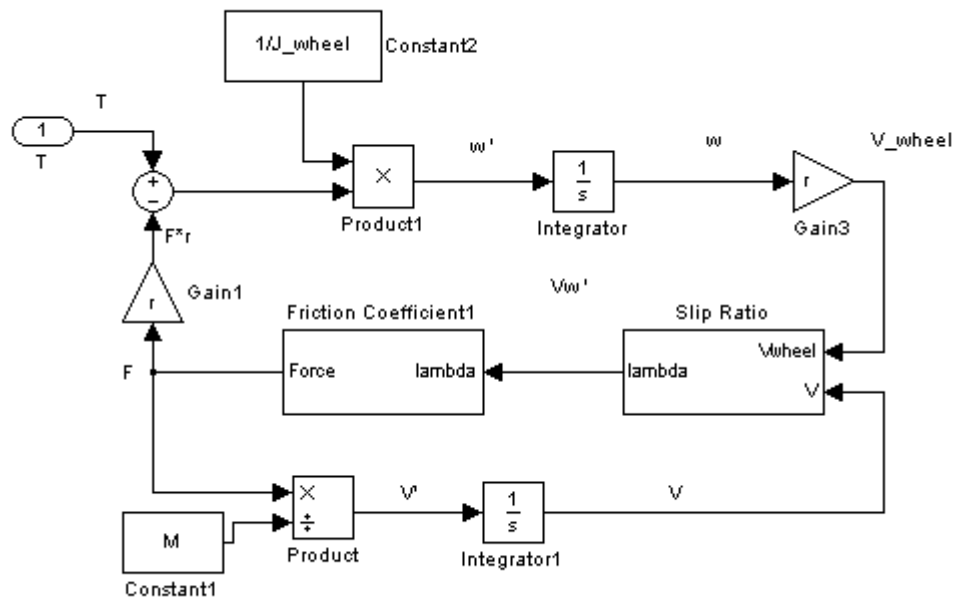
$$J_w \dot{\omega} = T - f \cdot R_d \quad (5)$$

jossa  $J_w$  on renkaan inertia,  $\dot{\omega}$  on renkaan kulmakihtyvyys,  $T$  on moottorin vääntömomentti,  $f$  on tien pinnan ja renkaan välisen adheesiovoiman aikaansaama voimakomponentti ja  $R_d$  on renkaan säde.

Yhtälöistä (2) – (5) saadaan renkaan kulmanopeudelle, ajoneuvon nopeudelle ja renkaan nopeudelle Laplace-muunnetut yhtälöt, jotka on esitetty yhtälöryhmässä (6)

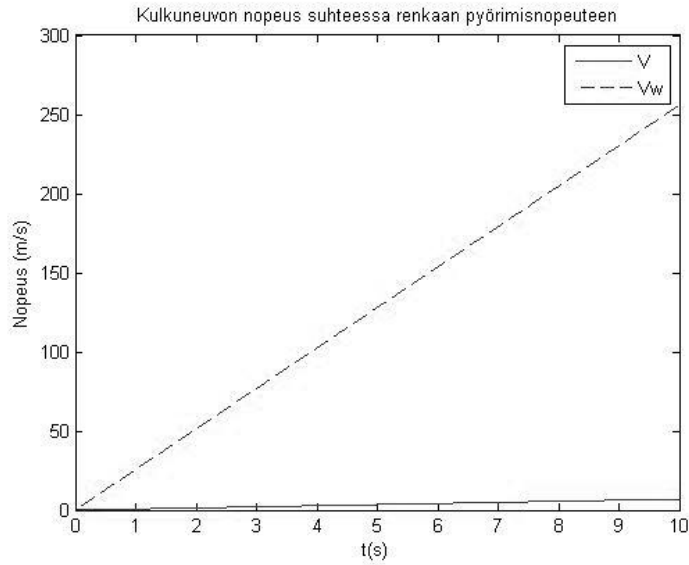
$$\begin{aligned}\omega &= \frac{1}{J_s} (T - F_d R_d) \\ V &= \frac{1}{M_s} F_d \\ V_w &= \omega R_d\end{aligned}\quad (6)$$

Yhtälöistä saadaan muodostettua simulink-malli kuvaamaan kuluneuvon dynaamisia ominaisuuksia. Kuvan 2. malli ottaa huomioon kulkuneuvon massan, renkaan halkaisijan, systeemiin syötetyn vääntömomentin ja tien pinnan ja renkaan välisen luistokertoimen. Ajoneuvon dynamiikan Simulink-malli on esitetty kuvassa



Kuva 2. Ajoneuvon malli simulink-ympäristössä.

Ilman säätäjää oleva systeemi menettää pidon hetkessä, jos systeemiin syötetty vääntö ylittää tien pinnan ja renkaan välisen adheesiovoiman maksimiarvon. Tällöin rengas alkaa luistaa ja energia siirtyy ajoneuvoa eteenpäin liikuttavasta voimasta renkaaseen, aiheuttaen jatkuvasti kiihtyvän pyörimisliikkeen. Tämä ajoneuvoa liikuttavan energian väheneminen pysäyttää ajoneuvon kiihtyvän liikkeen, joka näkyy ajoneuvon nopeuden hidastumisena. Kuvassa 2. esitetyllä Simulink-mallilla on simuloitu renkaan ja massaltaan kevyen ajoneuvon nopeus 10 sekunnin aikana, kun syötteenä on tasainen 200 Nm vääntö koko simulointiajan. Simulointitulos on esitetty kuvassa 3.

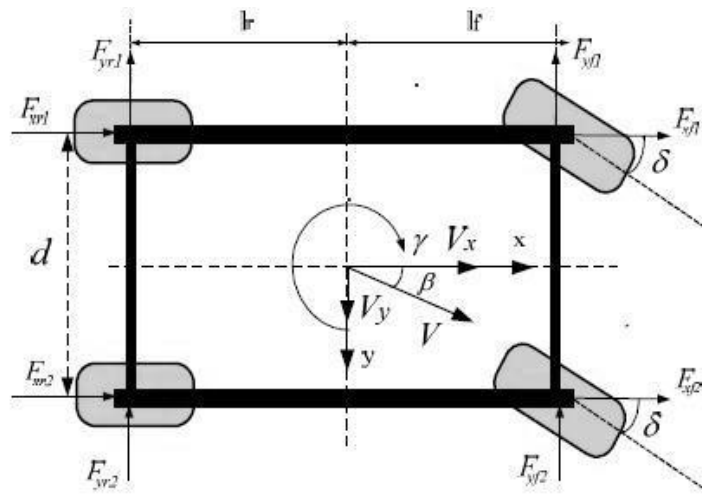


Kuva 3. Kevyen ajoneuvon ja renkaan nopeuden simulaatio ajan funktiona, käyttämällä vääntömomenttiferenssinä  $T = 200\text{Nm}$ .

Kuvasta voidaan huomata, että rengas kiihtyy kiihtymistään, kunnes mekaanisen kestävyuden raja tulee vastaan ja rikkoo renkaan tai kiinnityksen. Ajoneuvon nopeus 10 sekunnin kohdalla ilman säätäjää on murto-osa renkaan kehänopeudesta.

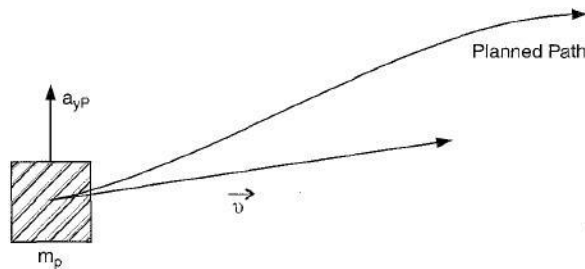
## 2.2 Ajoneuvon pituus- ja leveysuuntainen dynamiikka

Ajettaessa suurilla nopeuksilla kaarteessa, täytyy ajoneuvon dynamiikassa ottaa huomioon myös leveysuuntaiset voimat. Ajoneuvon vaikuttavia häiriöitä voivat olla kitavoimien erot eri renkaiden välillä, ajoneuvon kohdistuva sivuttaistuuli ja kääntymisestä aiheutuva leveysuuntainen kiihtyvyys. Ajoneuvon pituus- ja leveysuuntainen dynamiikka on esitetty kuvassa 4.



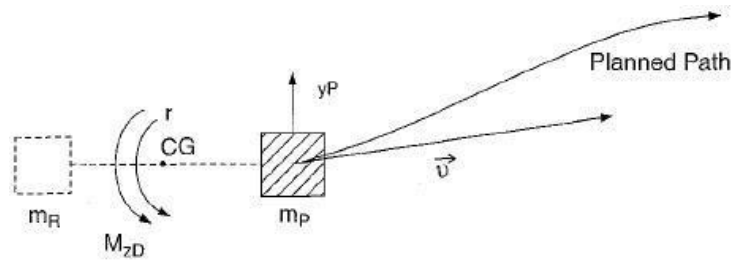
Kuva 4. Ajoneuvoon vaikuttavat pituus- ja leveysuuntaiset voimat. Alkuperäinen kuva, [9]

Yksinkertaisimman periaate kuvaa ajoneuvon pistemäisenä kappaleena. Kuljettajan tehtävänä on saada pistemäinen massakappale seuraamaan tarkoitettua reittiä, säätämällä ajoneuvon leveysuuntaista kiihtyvyyttä, jotta nopeusvektori saadaan reitin tangentin suuntaiseksi kuvan 5 mukaan



Kuva 5. Ajoneuvo kuvattuna pistemäisenä massana. Kuva, Juergen Ackermann, Robust Control Prevents Car Skidding, Control Systems Magazine [10]

Käytännössä ajoneuvoa ei voida kuvata ainoastaan pistemäisenä massana. Ajoneuvossa on kiinteä korirakenne, johon kohdistuvat voimat aiheuttavat koria vääntävän voiman ajoneuvon massakeskipisteen suhteen. Ajoneuvon kääntymään  $\psi$  ei vaikuta pelkästään ajoneuvoon kohdistuva leveysuuntainen kuljettajan aiheuttama kiihtyvyys, vaan myös häiriöiden vaikutuksesta ajoneuvoon vaikuttava momentti. Ajoneuvon kääntymään vaikuttavat sivuttaistuuli, epätasaiset rengaspaineet, jäinen tien pinta jarruttaessa yms. Ajoneuvon massakeskipisteen huomioon ottava malli on esitetty kuvassa 6.



Kuva 6. Pistemäisenä massana kuvatun ajoneuvon kääntymä massakeskipisteen ympäri ohjaustilanteessa. Kuva, Juergen Ackermann, Robust Control Prevents Car Skidding, Control Systems Magazine [10]

Tien kaartein mukainen tavoiteltu ajoneuvon kääntymän muutos saadaan yhtälöstä

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{v_x}{R}, \quad (7)$$

jossa  $v_x$  on ajoneuvon x-suuntainen nopeus, ja  $R$  on kääntöympyrän säde.

Kaartein mukaisen kääntymän kiihtyvyys saadaan yhtälöllä (8)

$$\frac{v_x^2}{R} = v_x \dot{\psi}_{des} \quad (8)$$

Leveysuuntainen ajoneuvon poikkeama kaartein optimisuunnasta tiehen nähden saadaan yhtälöllä (9)

$$\dot{e}_1 = \dot{y} + v_x \dot{\psi} - \frac{v_x^2}{R} = \dot{y} + v_x (\dot{\psi} - \dot{\psi}_{des}) \quad (9)$$

Kääntymiskulman ero tiehen nähden saadaan yhtälöillä (10) ja (11)

$$e_2 = \psi - \psi_{des} \quad (10)$$

$$\dot{e}_1 = \dot{y} + v_x (\psi - \psi_{des}) \quad (11)$$

Mikäli ajoneuvon kiihtyvyys ei ole vakio saadaan

$$\dot{e}_1 = \dot{y} + v_x e_2 dt \quad (12)$$

Tämä kuitenkin aiheuttaisi ajasta riippuvaan epälineaariseen järjestelmään, joka ei ole säädön kannalta yksinkertainen ja haluttu.

Yhtälöistä (7) – (11) saadaan ajoneuvon leveysuuntaisen dynamiikan huomioon ottavat liikeyhtälöt jotka ovat muotoa

$$m\ddot{e}_1 = \dot{e}_1 \left[ -\frac{2}{V_x} C_{\alpha f} - \frac{2}{V_x} C_{\alpha r} \right] + e_2 \left[ 2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r} \right] + \dot{e}_2 \left[ -\frac{2C_{\alpha f} l_f}{V_x} + \frac{2C_{\alpha r} l_r}{V_x} \right] + \ddot{\psi}_{des} \left[ -\frac{2C_{\alpha f} l_f}{V_x} + \frac{2C_{\alpha f} l_r}{V_x} \right] + 2C_{\alpha f} \delta \quad (13)$$

ja

$$I_z \ddot{e}_2 = 2C_{\alpha f} l_1 \delta + \dot{e}_1 \left[ -\frac{2C_{\alpha f} l_f}{V_x} + \frac{2C_{\alpha r} l_r}{V_x} \right] + e_2 \left[ 2C_{\alpha f} l_f - 2C_{\alpha r} l_r \right] + \dot{e}_2 \left[ -\frac{2C_{\alpha f} l_f^2}{V_x} - \frac{2C_{\alpha r} l_r^2}{V_x} \right] - I_z \ddot{\psi}_{des} + \dot{\psi}_{des} \left[ -\frac{2C_{\alpha f} l_f^2}{V_x} - \frac{2C_{\alpha r} l_r^2}{V_x} \right] \quad (14)$$

jossa  $e_1$  on ajoneuvon massakeskipisteen etäisyys ajokaistan keskilinjasta,  $e_2$  on ajoneuvon suuntavirhe tiehen nähden,  $V_x$  on ajoneuvon pituussuuntainen nopeus,  $R$  on kääntöympyrän säde,  $l_r$  on taka-akselin etäisyys massakeskipisteestä,  $l_f$  on etuakselin etäisyys massakeskipisteestä,  $C_{\alpha r}$  on takarenkaiden kääntymisjäykkyys,  $C_{\alpha f}$  on eturenkaiden kääntymisjäykkyys,  $\delta$  on ohjaukskulma.

Yhtälöistä saadaan yhtälön (15) mukainen tilaesitys.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r}}{mV_x} & \frac{2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r}}{m} & \frac{-2C_{\alpha f} l_f^2 + 2C_{\alpha r} l_r}{mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha f} l_f - 2C_{\alpha r} l_r}{I_z V_x} & \frac{2C_{\alpha f} l_f - 2C_{\alpha r} l_r}{I_z} & -\frac{2C_{\alpha f} l_f^2 + 2C_{\alpha r} l_r^2}{I_z V_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2C_{\alpha f}}{m} \\ 0 \\ \frac{2C_{\alpha f} l_f}{I_z} \end{bmatrix} \delta + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{2C_{\alpha f} l_f - 2C_{\alpha r} l_r}{mV_x} - V_x \\ 0 \\ -\frac{2C_{\alpha f} l_f^2 - 2C_{\alpha r} l_r^2}{I_z V_x} \end{bmatrix} \dot{\psi}_{des} \quad (15)$$

Mikäli tien kaltevuus otetaan huomioon saadaan yhtälö (15) muutettua yhtälön (16) muotoon

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2C_{\alpha f}}{m} \\ 0 \\ \frac{2C_{\alpha f}l_f}{I_z} \end{bmatrix} \delta + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{2C_{\alpha f}l_f - 2C_{\alpha r}l_r}{mV_x} - V_x \\ 0 \\ -\frac{2C_{\alpha f}l_f^2 - 2C_{\alpha r}l_r^2}{I_zV_x} \end{bmatrix} \dot{\psi}_{des} + \\
\begin{bmatrix} 0 \\ g \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin \phi + \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r}}{mV_x} & \frac{2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r}}{m} & \frac{-2C_{\alpha f}l_f^2 + 2C_{\alpha r}l_r^2}{mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha f}l_f - 2C_{\alpha r}l_r}{I_zV_x} & \frac{2C_{\alpha f}l_f - 2C_{\alpha r}l_r}{I_z} & -\frac{2C_{\alpha f}l_f^2 + 2C_{\alpha r}l_r^2}{I_zV_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \end{bmatrix} \quad (16)
\end{aligned}$$

Yhtälöt 15 ja 16 on johdettu kirjassa, Rajesh Rajamani, Vehicle Dynamics and Control, Springer, 2006

### 3. RENKAAN DYNAMIIKKA

Ajoneuvossa moottorin tuottama vääntömomentti ohjataan vetäville pyörille voimansiirron välityksellä. Tien ja renkaan välinen kitkavoima määrää pidon ja samalla renkaan kautta tiehen kohdistuvan eteenpäin liikuttavan voiman maksimiarvon. Renkaan pyörimisnopeus riippuu suoraan vaikuttavasta vääntömomentista, vastustavasta kitkavoimasta ja renkaan inertiaasta. Renkaaseen vaikuttaa lisäksi kohtisuorasti normaalivoima tien pinnasta. Renkaan dynamiikka on esitetty kuvassa 7.



Kuva 7. Renkaan yksinkertaistettu pituussuuntainen dynamiikka [5]

Kuvan dynamiikan perusteella saadaan renkaan lineaarinopeudelle yhtälö, joka on esitetty yhtälössä (17)

$$V_w = R_d \omega_w \quad (17)$$

jossa  $R_d$  on renkaan säde ja  $\omega_w$  on renkaan kulmanopeus.

Renkaan kulmanopeudelle saadaan yhtälö renkaan inertiaasta, renkaalle kohdistetusta vääntömomentista ja kitkan aiheuttamasta adheesiosta. Renkaan pyörimisnopeus voidaan esittää yhtälön (18) mukaisella siirtofunktiolla

$$\omega = \frac{1}{J_s} (T - F_d R_d) \quad (18)$$



jossa  $J$  on renkaan inertia,  $T$  on pyörälle kohdistuva vääntömomentti,  $F_d$  ajoneuvoa eteenpäin kuljettava voima ja  $R_d$  on renkaan säde.

### 3.1 Vierintävastus

Renkaan pyöriessä tiellä, rengas ja tien pinta muuttavat muotoaan toistensa vuorovaikutuksesta. Tien pinnan muutos on käytännössä mitätön, joten se voidaan jättää huomiotta. Rengas on kuitenkin joustavaa ja kosketuspinta renkaan ja tien välillä muuttuu renkaan pyöriessä. Kun rengas koskettaa tien pintaa, se painuu hieman kasaan ja muuttaa muotoaan ajoneuvon massan vaikutuksesta ja ikään kuin virittää jousen. Kun rengas on pyörinyt sen verran, että tarkasteltava kohta ei enää kosketa tien pintaa, puristunut jousi on vapautunut vapauttaen siihen puristuksessa varastoituneen energian. Kaikkea puristunutta energiaa ei kuitenkaan saada vapautettua, joka aiheuttaa energian vähenemisen ja näin ollen renkaan vierintävastuksen. Pyörivän renkaan energiahäviö renkaan muodon muutoksessa aiheuttaa epäsymmetrisen jakauman kosketuspinnan normaalivoiman suhteen. Vierintävastus oletetaan malleissa karkeasti olevan verrannollinen renkaan normaalivoimaan. Vierintävastus  $F_f$  vaihtelee tyypillisesti välillä 0.01 - 0.04. Henkilöautoissa käytetään arvoa 0.015 [2]

### 3.2 Kitka

Kitka on kahden pinnan välissä vaikuttava liikettä tai sen alkamista vastustava voima. Kappaleille on olemassa lepokitka, joka yrittää estää kappaleen liikkeelle lähtöä, ja liikekitka joka yrittää pysäyttää jo alkaneen liikkeen. Kitkavoiman suuruuteen vaikuttavat mm. kappaleiden välisten pintojen rakenne, ympäristön olosuhteet, adheesio ja pintojen väliaineet. Kitkakerroin määritellään kitkavoiman ja normaalivoiman suhdelukuna. Kitkakerroin saadaan yhtälöstä (19)

$$\mu = \frac{F}{N} \quad (19)$$

jossa  $F$  on kitkavoima ja  $N$  on normaalivoima.

Kitkavoiman voittamiseksi on tehtävä työtä yhtälön (20) mukaisesti

$$W = Fs \quad (20)$$

jossa  $F$  on kitkavoima ja  $s$  on voiman suuntainen matka. Mikäli kappaleeseen kohdistetaan kitkavoimaa suurempi voima, kappale lähtee liikkeelle ja siihen käytettävä energia muuttuu muotoaan, esimerkiksi lämmöksi ja liike-energiaksi.

### 3.3 Kitkamallit

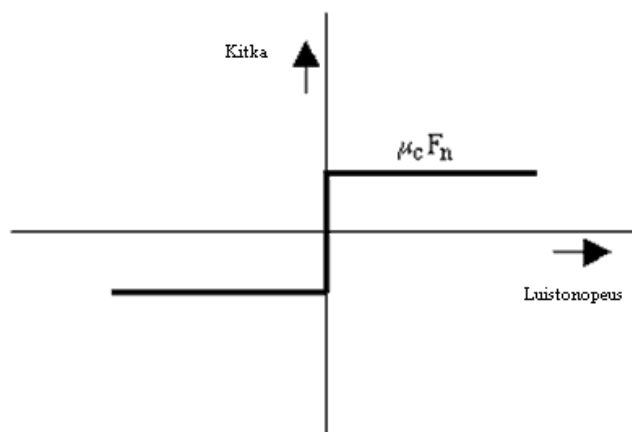
Ajoneuvon dynamiikan tarkempaan mallintamiseen on otettava huomioon kitkan ja adheesion aiheuttamat voimat.

#### 3.3.1 Coulombin kitkamalli

Kitkavoima on verrannollinen kuormaan, vastakkaismerkkinen liikkeeseen nähden ja riippumaton kappaleen pinta-alasta. Coulomb kehitti kitkaa tutkineen Da Vincin havaintojen pohjalta kitkamallia ja päätyi nykyisin Coulombin kitkamallina tunnettuun malliin. Coulombin mallissa kappaleen lepokitka on yhtä suuri kuin kappaleen liikekitka. Coulombin kitkavoima saadaan yhtälöstä

$$F_c = \mu_c F_n \quad (21)$$

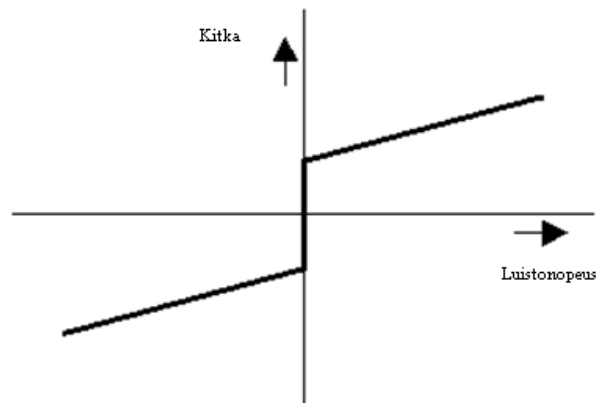
jossa  $\mu_c$  on kitkakerroin ja  $F_n$  on kappaleeseen kohdistuva normaalivoima. Coulombin kitkamallin kuvaaja on esitetty kuvassa 8.



Kuva 8. Coulombin kitkamalli.

### 3.3.2 Reynoldsin kitkamalli

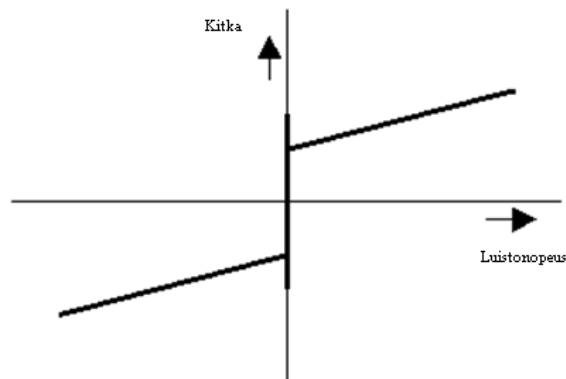
Reynoldsin kitkamallin mukaan pintojen välisten aineiden viskositeetti lisää kitkavoimaa. Kitkavoima kasvaa lineaarisesti nopeuden kasvaessa. Lisäämällä Reynoldsin malli Coulombin malliin saadaan kuvan 9 mukainen kitkamallin kuvaaja



Kuva 9. Coulombin kitkamalli lisättynä viskositeetti-ilmilöllä

### 3.3.3 Staattinen -kitkamalli

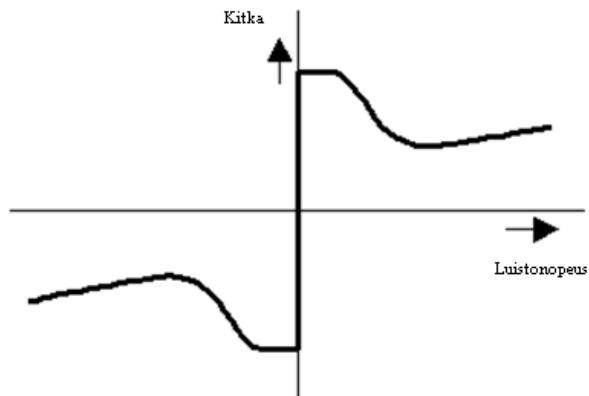
Tiedetään, että saadakseen kappaleen liikkeelle, kappaleeseen täytyy kohdistaa alkuun suurempi voima kuin kappaleen liikkeellä pitämiseen. Lisäämällä tämä ilmiö aikaisempaan Reynoldsin malliin, saadaan Staattisen kitkamallin kuvaajasta kuvan 10 mukainen



Kuva 10. Kitkamalli, jossa ovat mukana Coulombin voima, viskositeetti ja staattinen kitka

### 3.3.4 Stribeck -kitkamalli

Pienillä kiihtyvillä nopeuksilla kitkavoima pienenee epälineaarisesti, toisin kuin kuvan mukaisessa kitkamallissa. Tätä ilmiötä kutsutaan Stribeckin kitkaksi. Stribeckin ilmiö kuvataan Stribeckin kiihtyvyydellä, joka kuvaa pintojen välisessä liu'ussa olevan staattisen lepokitkan 37 % suuruiseksi alkuperäisestä lepokitkasta. Pienellä Stribeckin kiihtyvyydellä Stribeckin ilmiö pienenee nopeasti, ja suurella kiihtyvyydellä hitaasti. Lisäämällä tämä ilmiö staattiseen kitkamalliin, saadaan kuvan 11. mukainen Stribeckin kitkamallin kuvaaja.



Kuva 11. Kitkamalli lisättynä Stribeckin ilmiöllä

### 3.3.5 LuGre:n kitkamalli

LuGren kitkamalli on dynaaminen kitkamalli, jossa kitkan syntymekanismia haetaan mikroskooppiselta tasolta asti. LuGren kitkamallissa kitka mallinnetaan keskimääräisistä elastisten jousien poikkeamista. Mikroskooppisella tasolla pinnat ovat erittäin epätasaisia ja kappaleiden välisessä fyysisessä kontaktissa kosketuspintoja on useita. Nämä epätasaiset harjakset toimivat jousen tavoin oman pinnalle ominaisen jousivakion. Kun ulkoisesti vaikuttava voima tuodaan normaalivoiman tangentin suunnassa systeemiin, hiukkaset toimivat kuten jouset. Mikäli poikkeama on jouseen nähden liian suuri, alkaa kappale luistaa. Keskimääräinen hiukkasen poikkeama vakaassa tilassa voidaan määrittää kappaleen nopeudesta. Poikkeama on pienempi hitaassa nopeudessa. LuGren kitkamallin mukainen kitkavoima saadaan yhtälöstä (22.)

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 v \frac{dz}{dt} + f(v) \quad (22)$$

jossa  $\sigma_0$  on harjasten jäykkyys,  $z$  on harjaksen keskimääräinen poikkeama,  $\sigma_1 v$  on vaimennus ja  $f(v)$  on valittu kitkamalli, joka yleensä mallintaa kitkan viskositeetti-ilmiötä.  $dz/dt$  määritellään yhtälön (23) mukaan

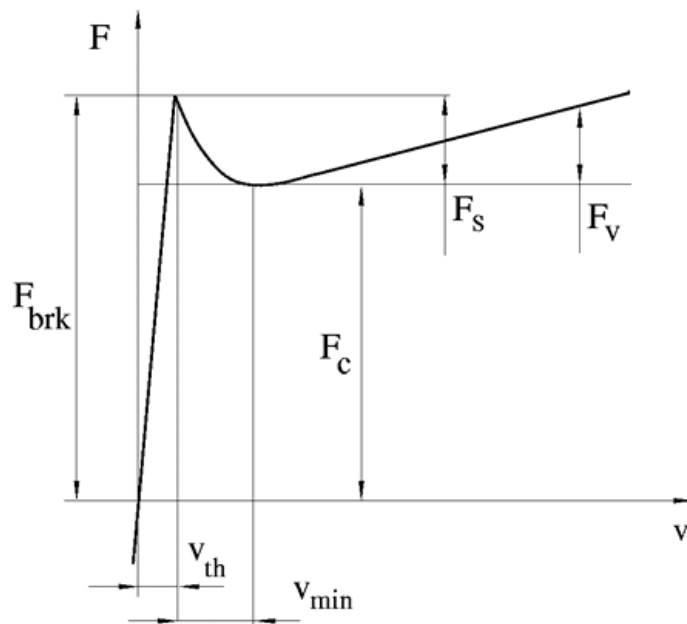
$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{v}{g(v)} z \quad (23)$$

jossa  $v$  on nopeus ja  $g(v)$  mallintaa Stribek-ilmiötä. Yhtälössä  $g(v)$  määritellään yhtälön (24) mukaan.

$$g(v) = \alpha_0 + \alpha_1 e^{-\left(\frac{v}{v_0}\right)^2} \quad (24)$$

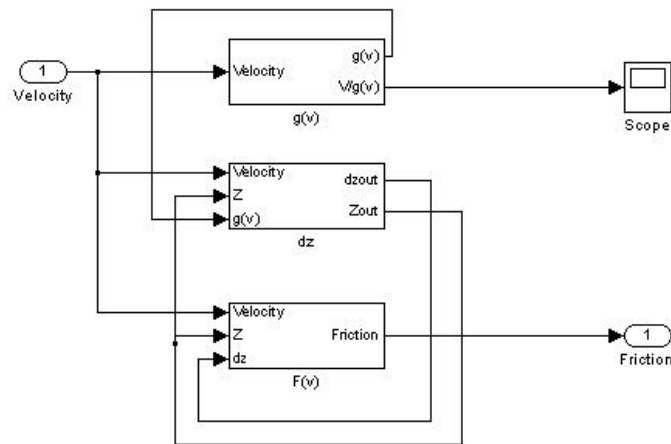
jossa  $\alpha_0$  on Coulombin voima  $F_c$ ,  $\alpha_1$  on lepokitkavoima  $F_0 - F_c$  ja  $v_0$  on vakio.

LuGren kitkamallin kitkavoiman voimien kuvaaja on esitetty kuvassa 12.



Kuva 12. LuGren kitkamallin voimien kuvaaja. Alkuperäinen kuva, [6]

LuGren kitkamallin simulink-malli on esitetty kuvassa 13.



Kuva 13. LuGre:n kitkamallin simulink-malli

Lugren kitkamalli soveltuu hyvin mekaanisten laitteiden pintojen välisten kitkojen mallintamiseen. LuGren kitkamallia on hankala soveltaa suoraan luistokertoimen estimointiin. Tähän tarkoitukseen on olemassa yksinkertaisempia malleja, kuten Pacejkan-kitkamalli.

### 3.3.6 Pacejka ”Magic Formula”

Pacejkan vuonna 1993 esittämä kitkamalli kuvaa kitkavoiman eri tiepinnoilla valitsemalla parametrit pinnan mukaan taulukosta. ”Magic Formula” on yleisesti käytetty renkaan ja tien pinnan välinen kitkamalli ajoneuvojen dynamiikan mallinnuksessa. Pacejkan mallin kertoimet on saatu empiirisesti, joten malli vastaa kohtuullisen hyvin todellisuutta. Pacejkan mallin parametrit on mitattava tarkasti koko luiston alueelta  $\lambda=0\dots 1$ , jotta mallin tarkkuus säilyy [7]. Pacejkan mallissa tilanteessa, jossa renkaan kehänopeus on sama kuin ajoneuvon nopeus on  $\lambda=0$ . Kun taas rengas sutii paikallaan tyhjä, eikä tuota lainkaan eteenpäin vievää voimaa on  $\lambda=1$ . Pacejkan ”Magic Formulan” avulla kitkavoima voidaan määrittää yhtälöllä (25)

$$\phi(\lambda) = Mg \cdot D(\sin ( C \tan^{-1}(B\lambda - E(B\lambda - \tan^{-1} B\lambda ))) ) , \quad (25)$$

jossa kertoimet B,C,D ja E saadaan taulukosta 1.

Taulukko 1. Pacejkan kitkamallin parametrit taulukoituna [3]

Pinta	B	C	D	E
Kuiva asfaltti	10	1.9	1	0.97
Märkä asfaltti	12	2.3	0.82	1
Lumi	5	2	0.3	1
Jää	4	2	0.1	1

Mallissa kertoimet on määritelty seuraavasti:

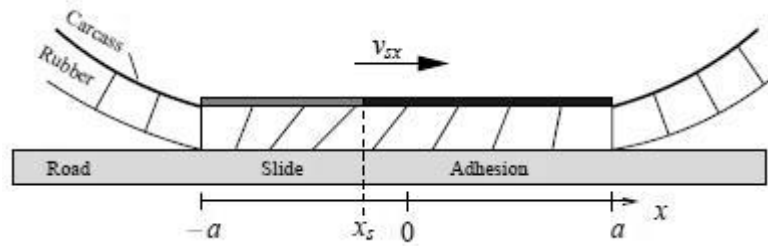
- B, jäykkyyskerroin
- C, muotokerroin
- D, huippuarvo
- E, käyrämuodon kerroin

Magic Formula on erittäin käyttökelpoinen, mikäli luistokertoimet ovat suuria. Mallilla saadaan laskettua sekä pituussuuntaiset, että leveysuuntaiset voimat laajalla luistokertoimen toiminta-alueella. Pacejkan mallin etuna verrattuna seuraavan esitettävänä Brush Tire-malliin ja LuGre malliin on mm. että Magic Formula tarjoaa keinon ratkaista sekä pituussuuntaiset, että leveysuuntaiset voimat ja malli on tarkka koko luiston alueella. Brush Tire-mallin ja LuGre:n antamat arvot ovat oikeita vain silloin, kun systeemiin tuodaan vain pituussuuntainen tai leveysuuntainen voimakomponentti, eikä luisto ole huomattavan suurta [4].

### 3.3.7 Brush tire model

Brush-tire-mallissa yhtälöiden antamat tulokset eivät vastaa reaali maailman mittaustuloksia suurilla luistokertoimilla, eikä luistossa jossa esiintyy sekä pituussuuntaisia, että leveysuuntaisia voimakomponentteja. Erot mallin ja mittausten välillä voivat johtua epätasaisesta renkaan jäykkyudesta pituus- ja leveysuunnassa, epäsymmetrisestä ja epätasaisesta paineen jakautumisesta ja epätasaisesta kitkakertoimesta [4]. Jotta mallista saataisiin tarkka, on edellä mainitut

vaikutukset otettava huomioon, jolloin mallin kompleksisuus kasvaa huomattavasti. Brush tire-mallin periaatekuva on esitetty kuvassa 14.



Kuva 14. Brush tire mallin periaatekuva. Kuva, [8]

### 3.4 Luistokerroin

Luistokerroin, eli slip-ratio kuvaa renkaan nopeuden suhdetta ajoneuvon nopeuteen. Luistokertoimen avulla päästään käsiksi renkaan ja tien pinnan välisen adheesion dynamiikkaan, joka on verrannollinen ajoneuvoa eteenpäin kuljettavaan voimaan. Kiihdyttäessä luistokerroin määritetään yhtälöllä (26)

$$\lambda = \frac{V_w - V}{V_w} \quad (26)$$

jossa  $V_w$  on renkaan kehänopeus ja  $V$  on ajoneuvon nopeus. Luistokerrointa voidaan käyttää ASR:n parametrina. Hallitsemalla renkaan ja tien pinnan välistä luistokerrointa, voidaan parantaa ajoneuvoa eteenpäin kuljettavaa voimaa, ajoneuvon turvallisuusominaisuuksia ja hyötysuhdetta.

Ajoneuvoa jarruttaessa luistokerroin on määritelty yhtälöllä (27)

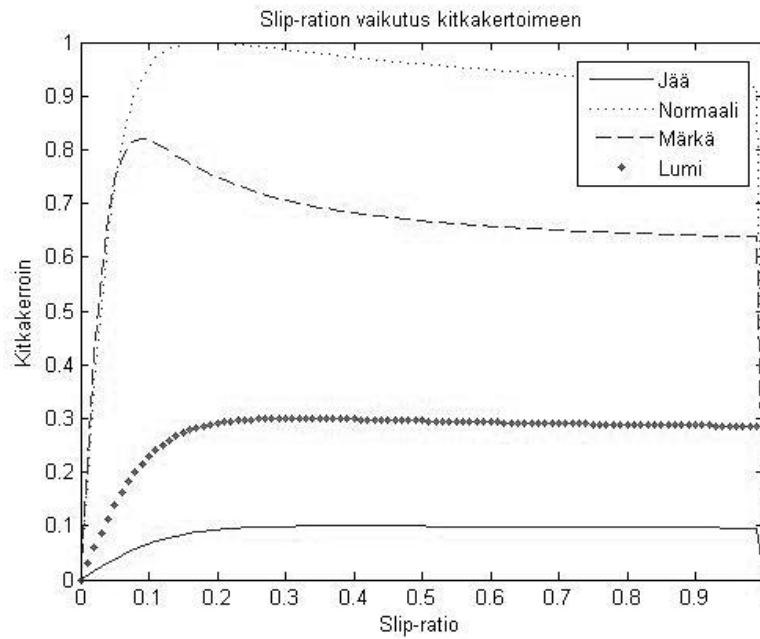
$$\lambda = \frac{V_w - V}{V} \quad (27)$$

jossa, muuttujat on määritelty samalla tavalla kuin yhtälössä 26. Jarruttaessa luistokerrointa voidaan käyttää ABS:in parametrina, jolla estetään ohjaavien renkaiden lukkiutuminen jarrutuksessa. Ohjaavien renkaiden lukkiutuminen ja



luistoon ajautuminen aiheuttaa kitkan pienenemisen liukukitkaksi joka johtaa ajoneuvon ohjattavuuden menetyksen.

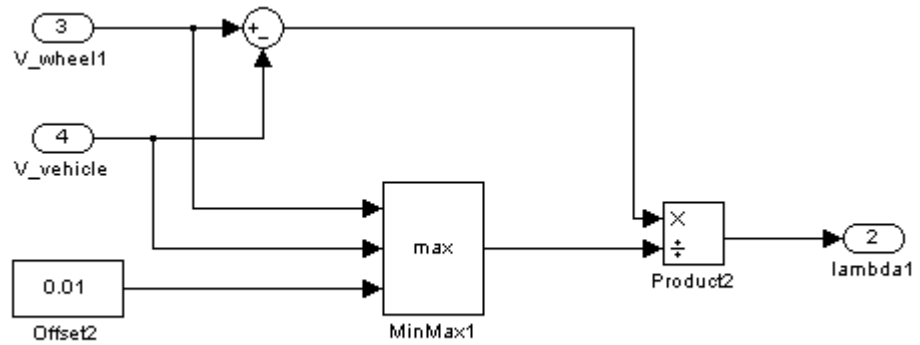
Luistokertoimen vaikutus kitkakertoimeen käyttäen Pacejka:n ”Magic Formula”-kitkamallia on esitetty kuvassa 15.



Kuva 15. Kitkakerroin esitettynä luistokertoimen funktiona.

### 3.4.1 Luistokertoimen estimointi kiihdytyksissä ja jarrutuksissa

Luistokerroin voidaan estimoida käyttäen yhtälöitä (26) ja (27), jolloin simulinkilla luistokerroin voidaan estimoida kuvan mukaisella simulink-mallilla.



Kuva 16. Ajoneuvon luistokertoimen estimointi simulink-mallissa.

Malliin on lisättävä pieni vakio vertailua varten, jotta vältetään nolllalla jakamiselta. Luistokertoimen estimointi tällä tavoin vaatii ajoneuvon nopeustiedon ja vetävien renkaiden nopeustiedon. Aina tämä tieto ei ole saatavilla, jolloin joudutaan turvautumaan kehittyneempiin tuonnempana esitettyihin estimointimenetelmiin.

#### 4. LUISTONESTO (Anti-slip Regulation (ASR))

Ajoneuvon ollessa liikkeellä, ajoneuvoa eteenpäin työntävä voima riippuu pyöriville pyörille välitetystä sähkömoottorin tuottamasta vääntömomentista ja tien pinnan ja renkaan välisestä kitkakertoimesta. Sähkömoottorin vääntömomentti riippuu moottorin ominaisuuksista ja voiman välityksen käyttäytymisestä kyseisessä kohteessa. Tien pinnan ja vetävän pyörän välinen kitkakerroin riippuu mm. pyörän pinnan kuvioinnista, pyörän materiaalista, tien pinnan ominaisuuksista, ajokelistä ja kulkuneuvon nopeudesta. [1]

Kun renkaan luisto tien pintaan nähden nousee nolasta, pituussuuntainen adheesiovoima kasvaa voimakkaasti. Kun renkaan luistokerroin  $\lambda$  on välillä 0.10 - 0.3, saavuttaa rengas pituussuuntaisen adheesiovoiman maksimiarvon. Tämän huipun jälkeen kitkavoima pienenee luistokertoimen kasvaessa. Kun renkaan luistokerroin saa arvon 1, luistaa rengas paikallaan, jolloin eteenpäin työntävä voima on kitkan puutteen takia nolla, mikäli ajoneuvoon ei kohdistu tien pinnan epätasaisuuksien tai kaltevuuden aiheuttamaa voimakomponenttia. Kun luisto  $\lambda$  pysyy välillä 0 ja 0.3 on ajoneuvon luisto turvallisella alueella. Tämän rajan ylittyessä voidaan olettaa ajoneuvon olevan luistossa, joka heikentää ajo-ominaisuuksia. Luiston kasvaessa yli 0.3:n alkaa sivuttaissuuntainen pito heikentyä voimakkaasti luistokertoimen kasvaessa. Ajoneuvo menettää ohjattavuuden, mikäli eturenkaiden sivuttaissuuntainen pito menetetään. Takarenkaiden sivuttaissuuntaisen pidon menetys aiheuttaa ajoneuvon perän hallitsemattoman kääntymisen, joka korjausliikkeiden johdosta voi kertautua perän heittälyksi. Turvallisena luistokertoimen rajana voidaan pitää hieman kriittisestä  $\lambda$ :n arvosta pudotettua arvoa 0.1-0.2, liukkailla talvikeleillä jopa arvoa 0.05 [1].

## 4.1 ASR säätö

Vetävät pyörät alkavat luistaa, kun pyörille välitetty momentti ylittää tien pinnan ja renkaan välisen adheesiovoiman rajan. Jotta luistoa saadaan pienennettyä, täytyy sähkömoottorin tuottamaa momenttia vähentää. Yleisesti käytettyjä ASR:n säätötapoja ovat mm. renkaan kulmanopeuden säätö jarruttamalla, rengasta pyörittävän vääntömomentin säätö ja jarrujen aiheuttama momentin muutos. [2]

ASR:n tavoitteet riippuvat ajoneuvon nopeudesta. Lähtökiihdytyksissä ASR:n tarkoitus on pitää tien pinnan ja vetävän renkaan välinen adheesiovoima mahdollisimman suurena taaten näin maksimaalisen työntövoiman. Tasaisella nopeudella ajettaessa ASR:n tavoite on taata ajoneuvon ohjaukselle stabiilinen vaste. Kovissa nopeuksissa ASR:n tavoite on vakauttaa ohjausta ja pitää vetävien pyörien eteenpäin aiheuttamat voimat vakiona [1].

Sähkömoottoreilla varustettuja ajoneuvoja on helppo säätää ja tarvittavia parametreja on mahdollista mitata suhteellisen yksinkertaisesti. Sähkömoottorin väännön vaste on 100-500 kertaa nopeampi kuin polttomoottorilla, joka vaikuttaa suoraan säädön tasaisuuteen ja nopeuteen [4]. Sähkömoottorit ovat kooltaan pieniä, joten ne voidaan asentaa suoraan pyörän välittömään läheisyyteen, joko pyörän sisään tai vaihteiston välityksellä vetävien renkaiden kohdalle etu, tai taka-akselille.

### 4.1.1 ASR käyttäen ajoneuvon nopeustietoa

Säätöjärjestelmän tarkkuuden ja toteutuksen kannalta yksinkertaisin ratkaisu on toteuttaa ASR käyttämällä hyväksi ajoneuvon nopeustietoa. Luotettava nopeustieto saadaan vetämättömien pyörien kulmanopeudesta. Kun nopeus tiedetään, voidaan ASR toteuttaa käyttämällä luistokerrointa säätöparametrina, eli tällöin verrataan vetämättömien ja vetävien renkaiden kulmanopeuksia ja lasketaan luistokerroin kohdan Slip-ratio, yhtälöillä (26) ja (27). Käytännössä tämä lähestymistapa ei ole aina mahdollista. Jos jo käytössä oleva ajoneuvo hybridisoidaan vasta jälkikäteen, ei välttämättä järjestelmälle saada paikkaansa pitävää nopeustietoa ilman uusia anturointeja. Tässä tapauksessa ajoneuvon luistokerroin on estimoitava käyttäen jäljempänä esitettyjä tekniikoita.

#### 4.1.2 ASR ja vastasähkömotorinvoima

Moottorin vastasähkömotorinen voima on verrannollinen moottorin pyörimisnopeuteen, eli käytännössä vetävän renkaan pyörimisnopeuteen. Vastasähkömotorinen voima kasvaa samalla kun renkaan pyörimisnopeus kiihtyy ja ajoneuvon nimellinen nopeus hidastuu. Sääto voidaan toteuttaa ilman nopeusmittaustietoa tarkkailemalla vastasähkömotorisen voiman käyttäytymistä ja säätämällä tämän perusteella moottorin tuottamaa vääntömomenttia. Tarkkailija asetetaan seuraamaan vastasähkömotorista voimaa. Tämä säätömenetelmä ei vaikuta moottorin ominaisuuksiin. Normaalisti moottoria kiihdyttäessä pyörimisnopeus ei muutu äkkiseltään. Takaisinkytkennän vahvistuksella tämä vastasähkömotorinen voiman aiheuttama vaikutus voidaan eliminoida, jolloin moottorin virran arvo vastaa virran referenssiarvoa. Mikäli rengas alkaa luistaa, aiheutuu äkillinen renkaan kulmanopeuden muutos joka näkyy voimakkaana kasvaneena vastasähkömotorisena voimana [1].

#### 4.1.3 Renkaan kiihtyvyyden suhde vääntömomenttiin

Moottorityypistä riippumaton menetelmä luistokertoimen estimointiin on käyttää renkaan pyörimiskiihtyvyyden suhdetta pyöriin kohdistettuun vääntömomenttiin nähden. Laskemalla renkaan pyörimiskiihtyvyyden suhde vääntömomenttiin, voidaan luistokerroin estimoida. Sekä pyörimiskiihtyvyys, että vääntömomentti ovat kumpikin mitattavissa. Normaalisti renkaan luiston laskemiseksi on ajoneuvon nopeus mitattava tai estimoitava. Tämä lisäisi järjestelmän kompleksisuutta, mittausepä tarkkuutta ja kustannuksia [3]. Käytännön järjestelmässä esiintyy mittausepä tarkkuutta aiheuttavia häiriöitä pyörän kiihtyvyyden ja moottorin väännön mittauksessa. Käytettäessä pyörimiskiihtyvyyden suhdetta vääntömomenttiin, voidaan järjestelmä toteuttaa 4WD-ajoneuvoihin, jolloin ajoneuvon nopeustietoa ei ole saatavana vetämättömiltä renkailta. Menetelmää voidaan käyttää myös 2WD ajoneuvoissa, mikäli ajoneuvon nopeustietoa ei ole saatavana.

Ajoneuvoa liikuttava voima on tien pinnan ja renkaan välinen kitkavoima. Kitka ei voi olla ääretön, kuten ei myöskään ajoneuvon kiihtyvyys. Jos vetävän renkaan kiihtyvyys ylittää ennalta määrätyn raja-arvon, voidaan olettaa renkaan pyörivän tyhjää.

Aiemmin esitetyistä ajoneuvon dynamiikan yhtälöistä voidaan osoittaa, että renkaan kiihtyvyys voidaan määrittellä yhtälöllä (28)

$$\dot{V}_w = \frac{r \cdot T - \tilde{V} M R_d^2}{J_w} \quad (28)$$

Ja ajoneuvon kiihtyvyys voidaan määrittää yhtälöllä (29)

$$\dot{V} = \frac{F_d}{M} \quad (29)$$

jossa  $F_d$  on ajoneuvoa eteenpäin liikuttava voima ja  $M$  on ajoneuvon massa. Ajoneuvon kiihtyvyyden suhde renkaan kiihtyvyyteen voidaan määrittää yhtälöllä (30)

$$\alpha = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_w} \approx 1 - \lambda \quad (30)$$

Renkaan kulmakiihtyvyyden suhde vääntöön saadaan siirtofunktiolla.

$$\frac{\dot{\omega}}{T} = \frac{R_d}{J_w + \alpha M R_d^2}, \quad (31)$$

jossa  $R_d$  on renkaan säde,  $J_w$  on renkaan inertia, ja  $M$  on ajoneuvon massa. [3]

Renkaan kiihtyvyyden suhdetta vääntömomenttiin voidaan käyttää luiston estimointiin, mikäli käytettävä säätöjärjestelmä toimii relelogiikan tavoin, esimerkiksi jarruttamalla luistavaa pyörää erittäin voimakkaasti vähän aikaa kerrallaan. Hienovaraisempaan säätöön kyseinen menetelmä ei sovellu, sillä luistavan pyörän kiihtyvyys pienenee säätimen kompensoidessa liika renkaille ohjattu vääntömomentti, jolloin renkaan kiihtyvyys pienenee säätimen kannalta optimialueelle nopeammin kuin todellisuudessa. Tämä aiheuttaa säätökompensoinnin ennenaikaisen lopettamisen, jolloin luistokerroin jää toivottua korkeammaksi.

#### 4.1.4 Renkaan pyörimisnopeuden suhde vääntömomenttiin

Luistokerroin voidaan estimoida pyörimisnopeuden suhteesta vääntömomenttiin yhtälön (6) avulla. Sieventämällä yhtälöä, saadaan luistokertoimen Laplace-muunnetuksi yhtälöksi

$$\frac{\omega}{T} = \frac{1}{Js + MR_d^2 (1-\lambda) s} , \quad (32)$$

josta saadaan luistokerroin  $\lambda$  yhtälöllä (33)

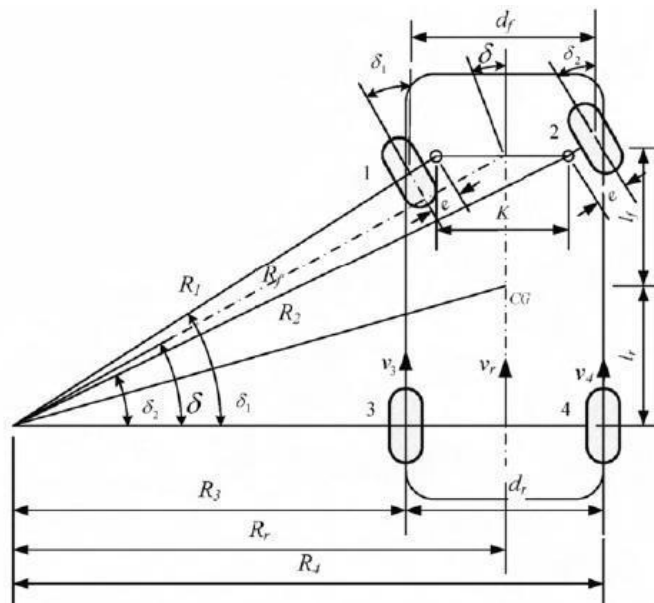
$$\lambda = 1 - \frac{\frac{T}{\omega s} - J_w}{M R_d^2} , \quad (33)$$

jossa  $T$  on ajoneuvon renkaille kohdistettu vääntömomentti,  $\omega$  on renkaan pyörimisnopeus,  $J_w$  on renkaan inertia,  $M$  on ajoneuvon massa ja  $R_d$  on renkaan säde.

Mikäli säädössä käytetään inkrementaalista rakennetta, renkaan luistokertoimen estimointi, käyttäen renkaan pyörimisnopeuden suhdetta vääntömomenttiin aiheuttaa haasteita, kun systeemiin syötetty vääntömomentti pienenee äkillisesti tai on nolla. Tällöin säädin ei välttämättä kerkeä vastata muutokseen ääriasennosta toiseen. Toisaalta tämä tapa mahdollistaa moottorijarrutuksen toteuttamisen sähkökäyttöillä kulkevaan ajoneuvoon polttomoottoriajoneuvojen tapaan. Estimointitavan erityistapaukset on käsiteltävä ohjelmallisesti ja estettävä mahdollisten poikkeustilanteiden synty.

## 5. TASAUSPYÖRÄSTÖ

Tasauspyörästäön tehtävänä on mahdollistaa vetävien pyörien pyöriminen eri nopeudella. Kun ajoneuvo ajaa kaarteeseen tai vaihtaa kaistaa, sisemmät pyörät kulkevat lyhyemmän matkan kuin ulompi pyöräpari. Tämän takia sisempien pyörien on pyörittävä pienemmällä kulmanopeudella kuin ulkoparin. Vaikutus korostuu, kun kääntöympyrän säde on pieni. Tällöin ulompien ja sisempien pyörien kääntymissäteen suhteellinen ero on merkittävä. Ajoneuvon kääntyessä renkaiden pyörimisnopeus on verrannollinen renkaan etäisyyteen kaarteeseen keskipisteestä. Ajoneuvon fysiikka kaarteessa on havainnollistettu Ackermann-Jeantand – mallilla kuvassa 17.



Kuva 17. Ohjauksen Ackermann-Jeantand malli. Alkuperäinen kuva [11]

Sisäkaarteeseen puoleisen renkaan pyörimisnopeuden suhde kääntöympyrän keskipisteen etäisyyteen on sama kuin ulkokaarteeseen puoleisen renkaan pyörimisnopeuden suhde ulkokaarteeseen renkaan etäisyyteen kääntöympyrän keskipisteestä. Ajoneuvon renkaiden pyörimisnopeus saadaan kuvan mukaisesti yhtälöstä

$$\frac{V_3}{R_3} = \frac{V_4}{R_4} = \frac{V_r}{R_r} = \frac{\omega_w r_w}{R_x} \quad (34)$$



jossa  $V_3$  on vasemman vetävän renkaan kehänopeus,  $R_3$  on vasemman vetävän renkaan etäisyys kaarteeseen keskipisteestä,  $V_4$  on oikean vetävän renkaan kehänopeus,  $R_4$  on oikean vetävän renkaan etäisyys kaarteeseen keskipisteestä,  $V_r$  on vetävän akselin keskipisteen nopeus,  $R_r$  on vetävän akselin keskipisteen etäisyys kaarteeseen keskipisteestä,  $\omega_w$  on vetävän renkaan kulmanopeus,  $r_w$  on vetävän renkaan säde ja  $R_x$  on tarkasteltavan vetävän renkaan etäisyys kaarteeseen keskipisteestä.

Massakeskipisteen etäisyys kääntöympyrän keskipisteestä saadaan yhtälöllä (35)

$$R_{cg} = \frac{l_f + l_r}{\tan \delta} \quad (35)$$

Sisemmän renkaan etäisyys kaarteeseen keskipisteestä saadaan yhtälöllä (36)

$$R_3 = \frac{l_f + l_r}{\tan \delta} - \frac{d_r}{2} \quad (36)$$

ja ulkorenkaan etäisyys yhtälössä (37)

$$R_4 = \frac{l_f + l_r}{\tan \delta} + \frac{d_r}{2} \quad (37)$$

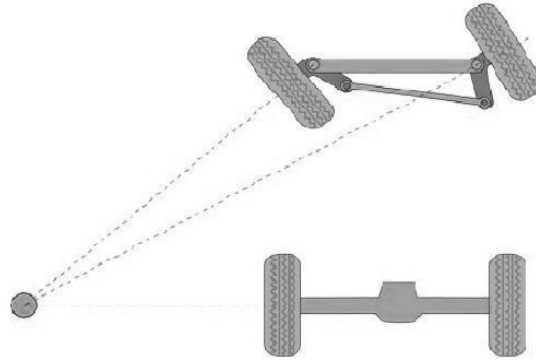
joissa  $l_f$  on etuakselin etäisyys massakeskipisteestä,  $l_r$  on taka-akselin etäisyys massakeskipisteestä,  $\delta$  on renkaan kääntymiskulma ja  $d_r$  on vetävän akselin leveys.

Renkaan kulmanopeus saadaan yhtälöllä (38)

$$\omega_{xw} = \frac{R_x v}{R_{cg} r} = \omega_{xm} \quad (38)$$

jossa  $R_x$  on tarkasteltavan renkaan etäisyys kaarteeseen keskipisteestä,  $v$  on ajoneuvon nopeus,  $R_{cg}$  on kaarteeseen etäisyys massakeskipisteestä ja  $r$  on renkaan säde. Suoraan renkaaseen sijoitetun sähkömoottorin nopeus on tässä tapauksessa yhtä suuri kuin renkaan pyörimisnopeus, koska välissä ei ole voimansiirtoa.

Auton ajaessa kaarteessa, sisempien renkaiden täytyy kääntyä ulkorenkaita suuremmissa kulmissa, jotta ajoneuvo kulkisi referenssikäyrän mukaisesti. Tämä on usein toteutettu ajoneuvoissa käyttämällä Ackerman-ohjausgeometriaa, jolloin kaikilla renkailla on sama kääntymisympyrän keskipiste. Ackermanin ohjausgeometria on esitetty kuvassa 18.



Kuva 18. Ackermanin ohjausgeometria. Alkuperäinen kuva [13]

Renkaiden kääntymiskulmat saadaan yhtälöistä (39) ja (40)

$$\delta_1 = \arctan\left(\frac{(l_f + l_r \tan \delta)}{(l_f + l_r) - \frac{K}{2} + \tan \delta}\right) \quad (39)$$

ja

$$\delta_2 = \arctan\left(\frac{(l_f + l_r \tan \delta)}{(l_f + l_r) + \frac{K}{2} + \tan \delta}\right) \quad (40)$$

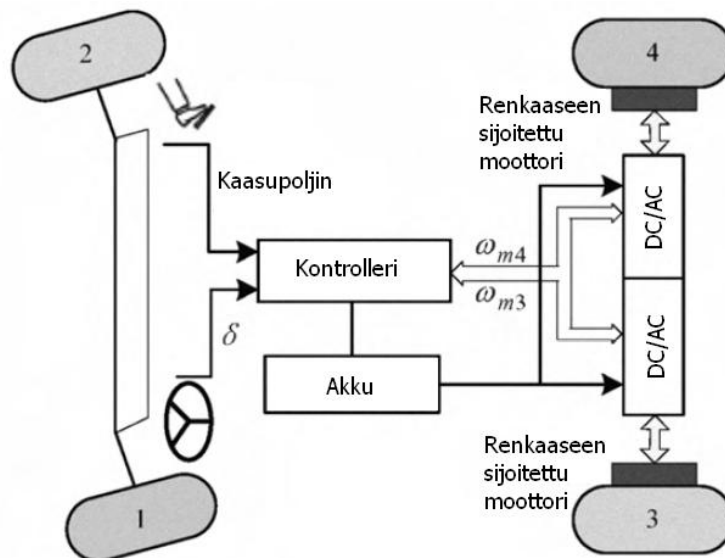
joissa  $l_f$  on etuakselin etäisyys massakeskipisteestä,  $l_r$  on taka-akselin etäisyys massakeskipisteestä,  $\delta$  on ajoneuvon ohjauksen suhteellinen kääntymiskulma ajoneuvon keskilinjan suhteen ja  $K$  on kääntyvän akselin olkatukien välinen etäisyys.

## 5.1 Elektroninen tasauspyörästä

Sähkökäyttöisissä ajoneuvoissa painava fyysinen tasauspyörästä voidaan korvata elektronisella tasauspyörästä, jolloin saavutetaan parempi kokonaistehokkuus ja voimansiirron luotettavuus [12]. Elektronisen tasauspyörästä suunnittelu on haastavaa johtuen järjestelmän epälineaarisuudesta. Suoraan ajettaessa on varmistettava, että kaikki renkaat pyörivät samalla nopeudella, jotta ajoneuvo ei puoltaisi. Havaittaessa ohjausliikkeitä, järjestelmän täytyy säätää renkaiden kulmanopeudet sopivaksi jotta vältetään toivomattomalta renkaan luistolta. Ajettaessa kuoppaisella tiellä tasauspyörästä on säädettävä tasaisemmalla pinnalla

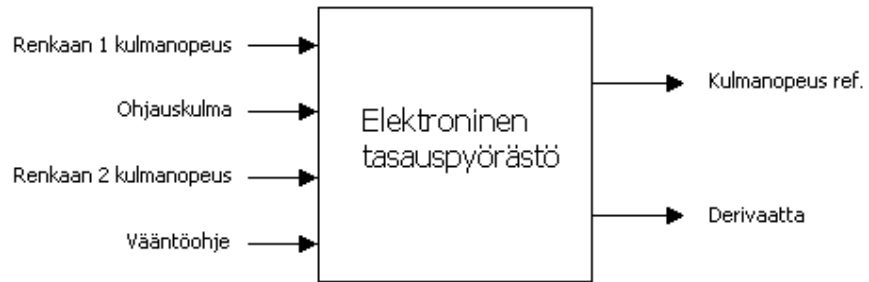
kulkevan renkaan kulmanopeutta, jotta rengas ei luistaisi kuljettuaan lyhyemmän matkan kuin kuoppaan ajanut rengas.

Elektronisen tasauspyörästyksen kontrolleri tarkkailee signaaleita kaasupolkimen asennosta, ohjaukulmasta, ajoneuvon nopeudesta, moottoreiden pyörimisnopeuksista, moottoreiden vääntömomenteista ja nykyisestä renkaan kulmanopeudesta. Kun järjestelmä havaitsee muutostarpeen moottorin kulmanopeudessa, kontrollerin laskema päivitetty vääntömomentin arvo syötetään taajuusmuuttajan avulla vetävälle moottorille. Elektronisen tasauspyörästyksen periaatekuva on esitetty kuvassa 19.



Kuva 19. Elektronisen tasauspyörästyksen toiminta. Alkuperäinen kuva, [11]

Elektroninen tasauspyörästyksen tarvitsee toimiakseen ajoneuvon nopeustiedon, pyörivän renkaan kulmanopeuden ja ohjaukulman. Näiden tietojen perusteella kontrolleri voi laskea referenssiarvon sisäkaarteeseen ja ulkokaarteeseen renkaiden kulmanopeuksille, jota säädin pyrkii seuraamaan mahdollisimman hyvin. Elektronisen tasauspyörästyksen simulink-malli on esitetty kuvassa 20.



Kuva 20. Elektronisen tasauspyörästön simulink-malli.

Simulinkissa trigonometriset funktiot vaativat kulmat radiaaneina. Tässä tapauksessa ohjauskulma on annettava radiaaneina.

Sisemmän renkaan nopeus saadaan yhtälöllä (41)

$$V_3 = \frac{V_{cg}R_3}{R_{cg}} \quad (41)$$

ja ulomman renkaan nopeus yhtälöllä (42)

$$V_4 = \frac{V_{cg}R_4}{R_{cg}} \quad (42)$$

Renkaiden lineaarinopeudet saadaan kulmanopeudeksi yhtälöllä (43)

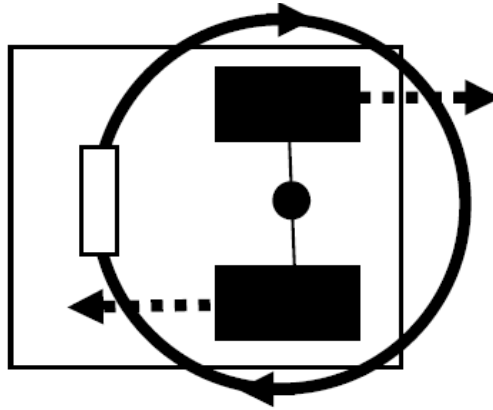
$$\omega = \frac{V_x}{r} \quad (43)$$

jossa  $V_x$  on tarkasteltavan renkaan nopeus ja  $r$  on tarkasteltavan renkaan säde. Renkaan kulmanopeus vastaa rengasta pyörittävän sähkömoottorin pyörimisnopeutta, jos moottori on asennettu suoraan renkaaseen, eikä välissä ole voimansiirtoa.

## 5.2 Kääntymisen avustaminen tasauspyörästön avulla

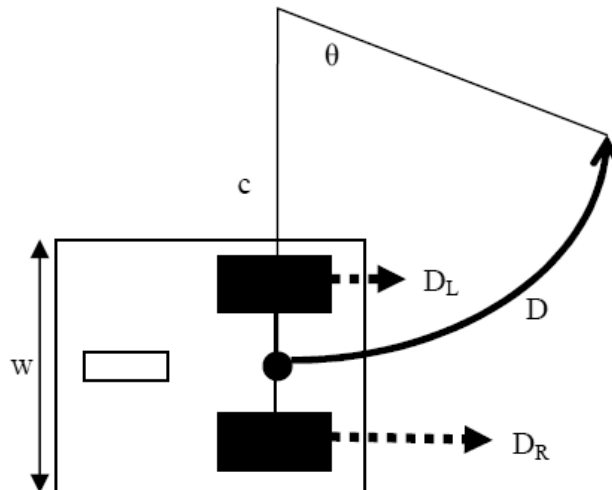
Käytettäessä elektronista tasauspyörästöä sähkökäyttöisessä ajoneuvossa, voidaan ajoneuvon kääntöympyrän sädettä pienentää avustamalla kääntymistä tasauspyörästöllä käyttämällä differentiaalista ohjausta. Avustettaessa kääntymistä, ulompaa vetävää rengasta pyöritetään suuremmalla kulmanopeudella, kuin Ackermann-Jeantand – mallin mukaan olisi optimaalista. Tämä momentti aiheuttaa ajoneuvon puoltamisen, joka on tässä tapauksessa toivottua ja optimoitu kääntymisen

avustamiseen. Ääritilanteissa toinen rengas voi pyöriä toiseen suuntaan kuin toinen rengas, jolloin ajoneuvo kääntyy lähes paikallaan. Paikallaan kääntymisen mahdollistava differentiaalinen kääntyminen on esitetty kuvassa 21.



Kuva 21. Elektronisen tasauspyörästyksen mahdollistama paikallaan kääntyminen.

Differentiaalisen kääntymisen voidaan kuvata kuvan 22 mukaisella mallilla.



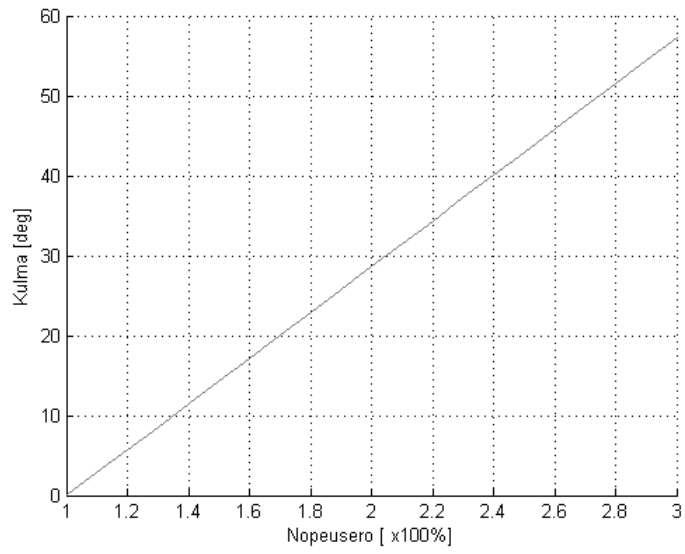
Kuva 22. Kääntymisen avustimen periaatekuva. Alkuperäinen kuva, [16]

Kuvan mukaan saadaan kuljetulle matkalle ja kulmalle yhtälöiden (44) ja (45) mukaiset yhtälöt

$$D = \frac{D_L + D_R}{2} \quad (44)$$

$$\theta = \frac{D_R - D_L}{W} \quad (45)$$

Joissa  $D_R$  on oikean renkaan kulkema matka,  $D_L$  on vasemman renkaan kulkema matka ja  $W$  on ajoneuvon raideleveys. Ajoneuvon puoltokulma vasemman ja oikean renkaan nopeuseron funktiona on esitetty kuvassa 23.



Kuva 23. Ajoneuvon puoltokulma vasemman ja oikean renkaan nopeuseron funktiona.

## **6. SÄÄTÖTAPOJEN VERTAILUA**

### **6.1 PID-säätö**

Käytettäessä PID-säädintä voimakkaasti epälineaarisesti toimivaan luistonestoon, on järjestelmän toimittava relelogiikan tavoin. Tällöin säädin puuttuu tilanteeseen jos luiston asetettu referenssiarvo ylitetään ja säädin palaa tarkkailutilaan kun luisto on saatu palautettua tarpeeksi pieneksi. Pelkkä lineaarinen säätö ei riitä kokonaisvaltaisen järjestelmän toteuttamiseksi. Lisäksi mahdolliset jatkuvat mittausvirheet voivat aiheuttaa merkittäviä haasteita varsinkin tasauspyörästyksen tapauksessa.

### **6.2 Sliding mode - säätö**

Sliding Mode –säätö perustuu järjestelmälle valitun liukumispinnan ja järjestelmän tilan välisen eron perusteella ohjaamiseen, jolloin järjestelmän tilat pakotetaan liikkumaan kohti järjestelmälle valittua liukumispintaa epälineaarisen kytkeäntäfunktion avulla. Luistoneston tapauksessa robustisuustarkastelun työkalujen hyöty menetetään mallien muodostamisessa aiheutuneissa virheissä. Virheitä aiheutuu erityisesti epälineaaristen järjestelmien linearisaatioissa. Myös monen lohkon integrointi on hankalaa, samoin kuin toteutus käyttämällä IEC 61131-3 standardia.

### **6.3 Sumea säätö**

Sumea säätö on yksinkertainen ja nopea toteuttaa epälineaarinen säätö. Sumealla säädöllä päästään helposti toimivuudessa haluttuun lopputulokseen. Myös säädön toteuttaminen käyttämällä IEC 61131-3 standardia on mahdollista. Sumean säädön hyvyttä ei kuitenkaan voida mitata suoraan matemaattisesti, eikä sumean säädön robustisuuden määrittämiseen ole valmiita suoria työkaluja. Robustisuustarkasteluun voidaan käyttää esimerkiksi Monte-carlo-menetelmää.

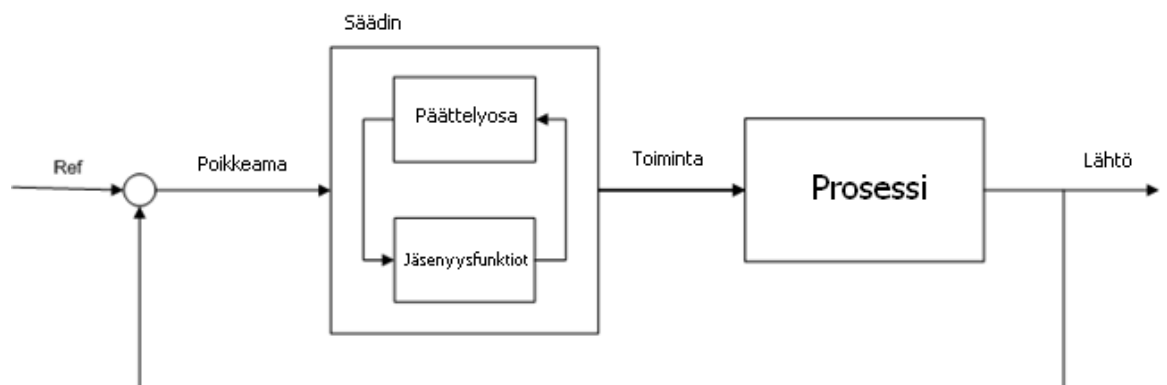
## 7. SUMEA SÄÄTÖ

Sumea säätö perustuu säännöistä koostuvaan sääntökantaan, jonka perusteella tehdään tarvittavia säätötoimenpiteitä. Sumean säätimen säännöt ovat usein jos-niin muotoa, esimerkiksi

1. Jos *virhe* on Neg ja *virheen derivaatta* on Neg niin *säätö* on NB
2. Jos *virhe* on Neg ja *virheen derivaatta* on Zero niin *säätö* on NM
- ...

Jossa Neg on Negative, NB on Negative Big ja NM on lyhenne Negative Medium:ista.

Säännöissä ehto on jos-puolella ja seuraus niin-puolella. Sumea säädin suorittaa säännöt ja laskee tulosten perusteella lähdön arvon. Erona Boolean -logiikkaan on, että muuttujat saavat totuusarvoja FALSE:n (0) ja TRUE:n (1) välillä. Sumean säätimen rakenne lohkokatasolla on esitetty kuvassa 24.

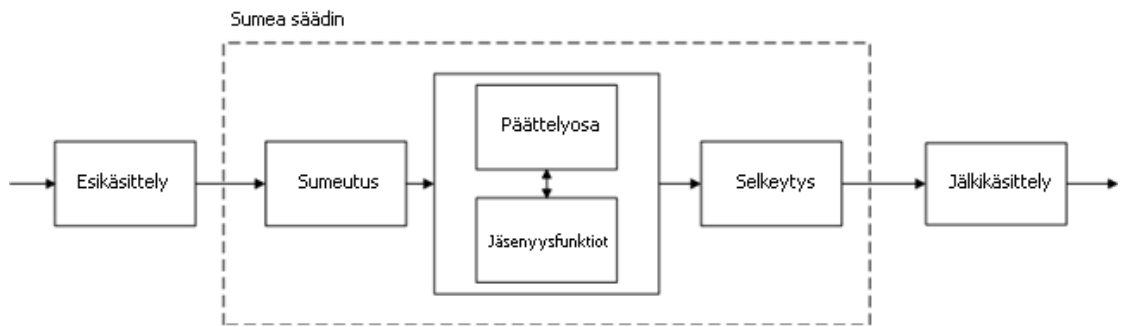


Kuva 24. Sumean säätimen lohkokaavio

### 7.1 Sumean säädön rakenne

Sumea säädin koostuu kuvan 25. mukaisista lohkoista, jossa itse säädin on esikäsittely- ja jälkikäsittelylohkojen välissä.





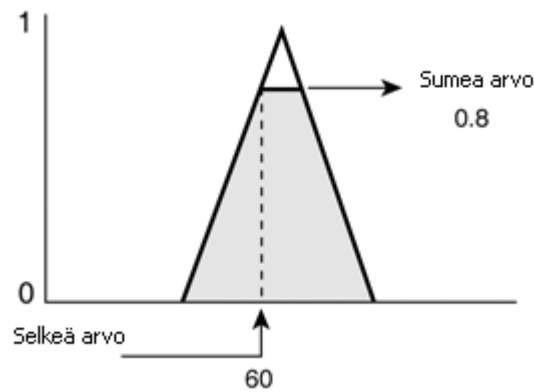
Kuva 25. Sumean säätimen rakenne

### 7.1.1 Esikäsitely

Ennen signaalin syöttämistä säätimelle on yleensä signaali esikäsiteltävä jollain tavalla. Esikäsitelyssä mitta-anturilta tuleva signaali voidaan suodattaa, kvantisoida sopiville diskreeteille tasoille, normalisoida, laskea liukuvaa keskiarvoa tai laskea differentiaaleja tai integraaleja, tai niiden diskreettejä approksimaatioita.

### 7.1.2 Sumeutus

Sumeutus-lohkossa esikäsitellyt signaaliarvot sumeutetaan tarkoista lukuarvoista, jolloin esimerkiksi *melko hidas* saa konkreettisen vasteen. Sumeutus-osa muuttaa lukuarvon sumeiden joukkojen jäsenyysasteiksi. Sumeutuksessa verrataan kuinka hyvin mitattu lukuarvo vastaa sanallista jäsenyysfunktioita. Esimerkiksi kuvassa 26. on esitetty jäsenyysfunktio joka kuvaa ajoneuvon nopeutta kuvaavaa termiä *melko nopea*. Tässä tapauksessa mitattu 60 km/h nopeus palauttaa sumean arvon 0.8, eli ajoneuvo kulkee melko nopeasti jäsenyysasteella 0.8. Kun jäsenyysfunktioita on monia kuvaamassa useita eri sanallisia tapauksia, palauttavat ne kaikki oman arvonsa. Esimerkiksi *melko nopea*:n lisäksi lohko voi palauttaa, ajoneuvo kulkee *hitaasti* jäsenyysasteella 0.1 ja *nopeasti* jäsenyysasteella 0.3.



Kuva 26. Sumeutus-lohkon kolmion mallinen jäsenyysfunktio.

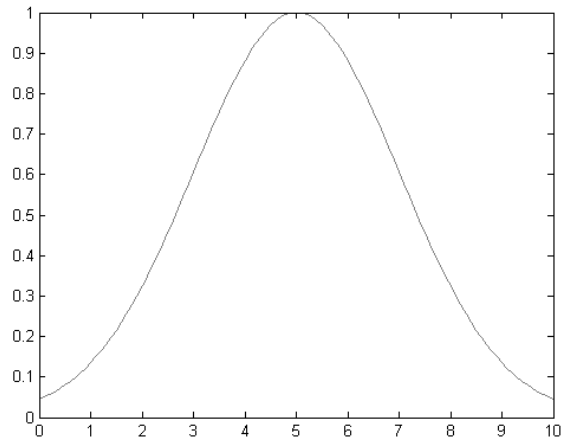
### Jäsenyysfunktiot

Jäsenyysfunktiot ovat yleensä muodoltaan kolmioita, puolisuunnikkaita, kapeita yksikköimpulsseja (ns. singleton), pyöristettyjä versioita näistä, tai näiden osia.

Yleensä laskentatehon rajoitteet ohjaavat käyttämään jäsenyysfunktioina nopeasti ja yksinkertaisesti laskettavia funktiomalleja, kuten esimerkiksi kolmion muotoisia jäsenyysfunktioita sisääntuloissa ja singletoneja lähdöissä. Vaativampaa laskentaa vaativista jäsenyysfunktioista suosittu muoto on Gaussin käyrän käyttäminen jäsenyysfunktiona. Gaussin käyrän jäsenyysfunktio saadaan yhtälöllä (46)

$$\mu_{Gauss} x = \exp \left[ \frac{-(x-x_0)^2}{2\sigma^2} \right], \quad (46)$$

jossa  $x$  on itsenäinen lukujoukon arvo,  $x_0$  on lukujoukon huipun sijainti x-akselilla ja  $\sigma$  on jakauman keskihajonta. Yhtälö palauttaa lukuarvon välillä  $[0..1]$  ja on muodoltaan kuvan 27. mukainen

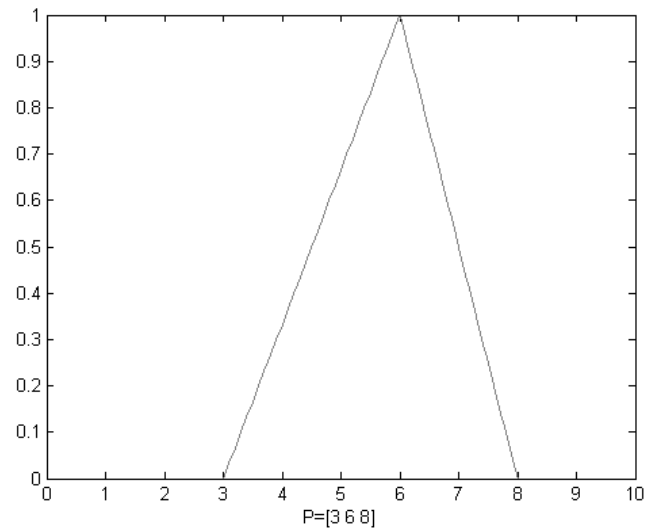


Kuva 27. Gaussinen jäsenyysfunktio.

Kuten mainittua, laskentatehokkaampi vaihtoehto Gaussiselle jäsenyysfunktiolle on kolmion muotoinen jäsenyysfunktio. Kolmion muotoinen jäsenyysfunktio voidaan esittää yhtälöllä

$$f(x; a, b, c) = \begin{cases} 0, & x \leq a \\ \frac{x-a}{b-a}, & a \leq x \leq b \\ \frac{c-x}{c-b}, & b \leq x \leq c \\ 0, & c \leq x \end{cases} \quad (47)$$

jossa  $a$  on vasemman alakulman sijainti x-akselilla,  $b$  on huipun sijainti x-akselilla ja  $c$  on oikean alakulman sijainti x-akselilla. Epäsymmetrinen kolmion mallinen jäsenyysfunktio arvoilla,  $a = 3$ ,  $b = 6$ ,  $c = 8$  on esitetty kuvassa 28.

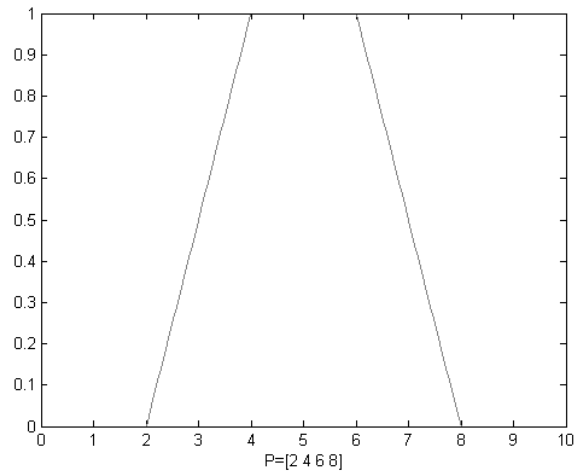


Kuva 28. Kolmion mallinen jäsenyysfunktio arvoilla,  $a = 3$ ,  $b = 6$ ,  $c = 8$

Toinen yleinen laskentatehokas jäsenyysfunktion muoto on puolisuunnikas. Puolisuunnikkaan mallinen jäsenyysfunktio voidaan esittää yhtälöryhmällä (48)

$$f(x; a, b, c, d) = \begin{cases} 0, & x \leq a \\ \frac{x-a}{b-a}, & a \leq x \leq b \\ 1, & b \leq x \leq c \\ \frac{d-x}{d-c}, & c \leq x \leq d \\ 0, & d \leq x \end{cases} \quad (48)$$

jossa  $a$  on vasen minimiarvon raja-arvo,  $b$  on vasen maksimiarvon raja-arvo,  $c$  on oikean puoleinen maksimiarvon raja-arvo ja  $d$  on oikeanpuoleinen minimiarvon raja-arvo x-akselilla. Raja-arvoilla  $[2,4,6,8]$  saadaan kuvan 29. osoittama kuvaaja



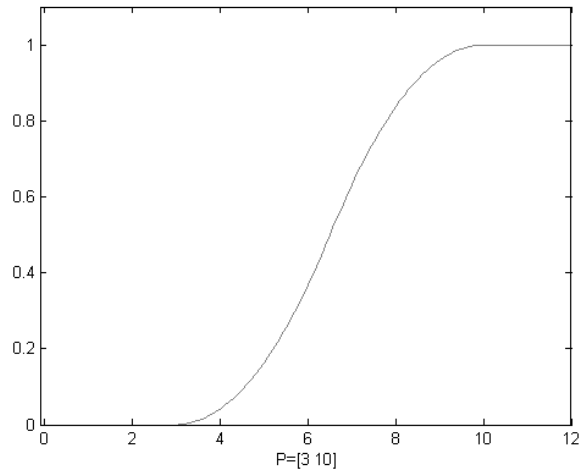
Kuva 29. Puolisuunnikkaan muotoinen jäsenyysfunktio arvoilla  $f(a,b,c,d) = [2, 4, 6, 8]$ .

Laskentatehokkailla menetelmillä, kuten kolmio- ja puolisuunnikkaan muotoisilla jäsenyysjoukoilla saadaan arvojoukon alku- ja loppupää katettua yhtälöryhmien puolikkailla.

Gaussisen jäsenyysfunktion tapauksessa arvojoukon loppu voidaan kattaa S-käyrän muotoisella jäsenyysfunktioilla ja arvojoukon alku Z-käyrän muotoisella jäsenyysfunktioilla. S-käyrän muotoinen jäsenyysfunktio saadaan toteutettua yhtälöllä (49).

$$f(x;a,b) = \begin{cases} 0, & x \leq a \\ 2\left(\frac{x-a}{b-a}\right)^2, & a \leq x \leq \frac{a+b}{2} \\ 1-2\left(\frac{x-b}{b-a}\right)^2, & \frac{a+b}{2} \leq x \leq b \\ 1, & x \geq b \end{cases} \quad (49)$$

jossa  $a$  on vasen S-käyrän muutoksen lähtöpiste ja  $b$  on s-käyrän muutoksen oikeanpuoleinen loppupiste. Yhtälön toteuttama S-käyrä on esitetty kuvassa 30.

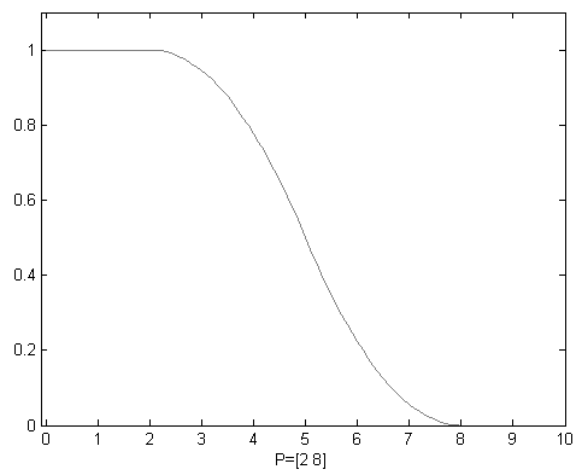


Kuva 30. S-käyrän muotoinen jäsenyysfunktio.

Z-käyrä voidaan ilmaista yhtälön avulla (50)

$$f(x; a, b) = \begin{cases} 1, & x \leq a \\ 1 - 2\left(\frac{x-a}{b-a}\right)^2, & a \leq x \leq \frac{a+b}{2} \\ 2\left(\frac{x-b}{b-a}\right)^2, & \frac{a+b}{2} \leq x \leq b \\ 0, & x \geq b \end{cases} \quad (50)$$

jossa  $a$  on vasen Z-käyrän muutoksen lähtöpiste ja  $b$  on Z-käyrän muutoksen oikeanpuoleinen loppupiste. Yhtälön toteuttama Z-käyrä on esitetty kuvassa 31.



Kuva 31. Z-käyrän jäsenyysfunktio arvolla  $a = 2$  ja  $b = 8$

### 7.1.3 Päättelyosa

Sumean säätimen päättelyosassa suoritetaan sumea päättely. Sumeasta sääntökannasta löytyviin sääntöihin sovelletaan sumeutusosasta saatavia jäsenyysfunktioiden jäsenyysasteita.

Päättely noudattaa sumean logiikan laskusääntöjä. Sumean unionin, leikkauksen ja komplementin yhtälöt ovat seuraavat

Sumea unioni A:sta ja B:stä on määritelty

$$\mathcal{A} \cup \mathcal{B} \equiv \langle x, \mu_{\mathcal{A} \cup \mathcal{B}}(x) \rangle \mid x \in \mathcal{U} \text{ ja } \mu_{\mathcal{A} \cup \mathcal{B}}(x) = \max(\mu_{\mathcal{A}}(x), \mu_{\mathcal{B}}(x))$$

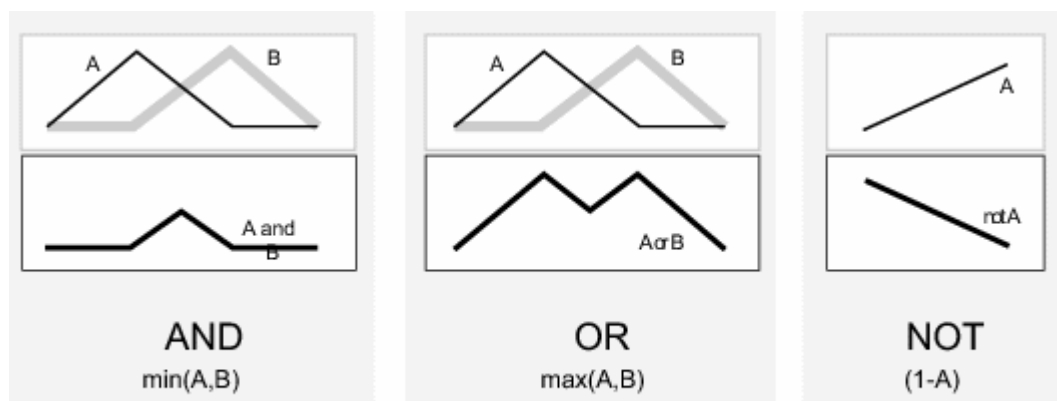
Sumea leikkaus A:sta ja B:stä on määritelty

$$\mathcal{A} \cap \mathcal{B} \equiv \langle x, \mu_{\mathcal{A} \cap \mathcal{B}}(x) \rangle \mid x \in \mathcal{U} \text{ ja } \mu_{\mathcal{A} \cap \mathcal{B}}(x) = \min(\mu_{\mathcal{A}}(x), \mu_{\mathcal{B}}(x))$$

Sumea komplementti A:sta on määritelty

$$\bar{\mathcal{A}} \equiv \langle x, \mu_{\bar{\mathcal{A}}}(x) \rangle \mid x \in \mathcal{U} \text{ ja } \mu_{\bar{\mathcal{A}}}(x) = 1 - \mu_{\mathcal{A}}(x)$$

Sumean logiikan operaatiot on esitetty graafisesti kuvassa 32.



Kuva 32. Sumean logiikan operaatiot . Alkuperäinen kuva, [15]

### Sääntökantojen esitysmuodot

Päätelyosassa säätimen sääntökanta esitetään yleensä *jos-niin* rakenteella, mutta myös muita rakenteita on olemassa. Matlabin Fuzzy Logic Toolbox käyttää sääntökannan esitysmuotona sanallista muotoa. Esimerkiksi yhdeksästä säännöstä koostuva sääntökanta virheelle voi olla muotoa

1. Jos *virhe* on Neg ja *virheen derivaatta* on Neg niin *säätö* on NB
2. Jos *virhe* on Neg ja *virheen derivaatta* on Zero niin *säätö* on NM
3. Jos *virhe* on Neg ja *virheen derivaatta* on Pos niin *säätö* on Z
4. Jos *virhe* on Zero ja *virheen derivaatta* on Neg niin *säätö* on NM
5. Jos *virhe* on Zero ja *virheen derivaatta* on Zero niin *säätö* on Z
6. Jos *virhe* on Zero ja *virheen derivaatta* on Pos niin *säätö* on PM
7. Jos *virhe* on Pos ja *virheen derivaatta* on Neg niin *säätö* on Z
8. Jos *virhe* on Pos ja *virheen derivaatta* on Zero niin *säätö* on PM
9. Jos *virhe* on Pos ja *virheen derivaatta* on Pos niin *säätö* on PB

jossa *virhe* on säätimelle tulevan mitattavan suureen virheen arvo, *virheen derivaatta* ilmaisee virheen muutoksen suunnan ja muutosnopeuden, Neg, Zero ja Pos ovat säätimelle määrättyjä jäsenyysfunktioita negatiiviselle, nolalle ja positiiviselle ja NB, NM, Zero, PM ja PB ovat säätimen lähdön jäsenyysjoukkoja.

Sama sääntökanta voidaan esittää myös relaatioilla taulukon 2 mukaisesti:



Taulukko 2. Esimerkkisääntökanta ilmaistuna relaatioilla.

Virhe	Virheen derivaatta	Säättö
Neg	Neg	NB
Neg	Zero	NM
Neg	Pos	Z
Zero	Neg	NM
Zero	Zero	Z
Zero	Pos	PM
Pos	Neg	Z
Pos	Zero	PM
Pos	Pos	PB

Mikäli sääntökanta kasvaa laajaksi on sääntöjen ilmaisu relaatioillakin työlästä. Useiden sääntöjen tapauksessa on yksinkertaisinta ja selkeintä ilmaista sääntöjoukot taulukoilla. Sama edellä mainittu sääntökanta voidaan ilmaista lyhyesti ja havainnollistavasti taulukoituna taulukon 3. osoittamalla tavalla.

Taulukko 3. Esimerkkisääntökannan ilmaiseminen taulukkomuotoisesti.

		Change in error		
		Neg	Zero	Pos
Error	Neg	NB	NM	Z
	Zero	NM	Z	PM
	Pos	Z	PM	PB

### 7.1.4 Selkeytys

Sumea joukko on muutettava yksikäsitteiseksi numeroarvoksi, jotta voidaan muodostaa prosessin ohjaussignaali. Tätä kutsutaan defussifikaatioksi tai selkeytykseksi.

Selkeytetty ohjaussignaali  $u_{\text{COG}}$  (centre of gravity) on lähtösignaalien painopisteen x-akselin arvo, eli abskissa. Diskreeteille joukoille käytetään singletonien painopistettä, eli centre of gravity for singletons, COGS. Selkeytetty ohjaussignaali  $u_{\text{COGS}}$  saadaan muodostettua yhtälöllä (51)

$$u_{\text{COGS}} = \frac{\sum_i \mu_c(x_i)x_i}{\sum_i \mu_c(x_i)} \quad (48)$$

jossa  $x_i$  on johtopäätöksen ( $i = 0, 1, 2, \dots$ ) sijainti lukujoukossa  $\mathcal{U}$  ja  $\mu_c(x_i)$  on vastaavan pisteen jäsenyysfunktion palauttama arvo johtopäätökselle. Yhtälö laskee jäsenyysfunktion painotetun keskiarvon joukon elementeistä. Jatkuva-aikaiselle joukolle summaimet korvataan integraaleilla, jolloin selkeytysfunktioista käytetään lyhennettä COG.

Singleton päätöksillä ja diskreeteillä summaimilla toteutettu selkeytysyhtälö on muotoa

$$u = \frac{\sum_k \alpha_k^* S_k}{\sum_k \alpha_k^*} \quad (49)$$

jossa  $S_k$  on säännön k johtopäätöksen sijainti ja  $\alpha_k^*$  on säännön k vahvuus. Säännön vahvuus määritellään säännön määräämien jäsenyysfunktioiden palauttamien arvojen mukaan. Esimerkiksi käyttämällä Sugeno säädintä, säännön

Jos *virhe* on Neg ja *virheen derivaatta* on Neg niin *säätö* on NB

vahvuus on *virheen* ja *virheen derivaatta* jäsenyysfunktioiden arvot kerrottuna. Vahvuus saadaan yhtälöllä

$$\alpha_k = \mu_{A,k}(\text{virhe}) \wedge \mu_{B,k}(\text{virheen derivaatta}) \quad (50)$$

jossa  $\wedge$  - operaattori on ' ja ', jolloin jäsenyysfunktioiden arvot kerrotaan keskenään.

### **7.1.5 Jälkikäsittely**

Sumean säätimen lähdön arvo on usein muutettava konkreettisista lukuarvoista takaisin fysikaalisiksi yksiköiksi, kuten esimerkiksi jännitteeksi tai virraksi. Tämä muokkaus tapahtuu jälkikäsittelylohkossa, jonka toteutustapoja on sovelluksesta riippuen useista.

## 8. SÄÄTIMEN SUUNNITTELU

Tässä työssä suunnitellaan sumea säädin hybridityökoneen luistoneston ja elektronisen tasauspyörästäön säätöön.

### 8.1 Järjestelmän rajoitteet säädön kannalta

Implementoitavan säätimen käyttöympäristö luo rajoitteita säädön kannalta. Suunnittelussa huomioitavia rajoitteita ovat mm.

- Sääto toteutetaan nopeusohjeen perusteella
- Renkaiden sähkömoottoreiden vääntömomentin muutosnopeus on rajallinen
- Ohjauskulman mittausvirheet
- Ajoneuvon nopeuden estimoinnin virheet, koska nopeustietoa ei ole käytössä
- Kitkan aiheuttama säätöjärjestelmän epälineaarisuus
- Robustisuusvaatimus
- Luistokertoimen estimoinnin virhe
- Ajoneuvon massan muutoksen vaikutus luistokertoimeen ajoneuvon ollessa kuormattuna, verrattuna tilanteeseen jossa kuormaamattomana

### 8.2 Sädön hyvyysarvot

Käytettäessä sumeaa logiikkaa, ei voida suoraan määrittää säätimelle absoluuttisia hyvyysarvoja. Sumeille säätimille ei ole olemassa valmiita työkaluja robustisuuden ja toimivuuden määrittämiseksi, kuten monille muille säädintyypeille. Käytettävän säätimen hyvyysarvoina voidaan pitää ensisijaisesti seuraavuutta ja robustisuutta. Seuraavuutta voidaan tarkastella askelvastekokeella. Robustisuuden tarkastelu voidaan toteuttaa testaamalla järjestelmää muuttaen säätimen parametreja tietyn toleranssirajan sisällä ja simuloimalla järjestelmän käyttäytymistä. Lisäksi sumean säätimen tasopintoja tarkastelemalla voidaan havaita säätimen sääntöjoukon suunnitteluvirheitä ja epäloogisuuksia.

### 8.3 Säädettävän järjestelmän parametrit

Järjestelmässä käytettävän sumean säätimen implementointiin tarvittavat parametrit on esitetty taulukossa 4.

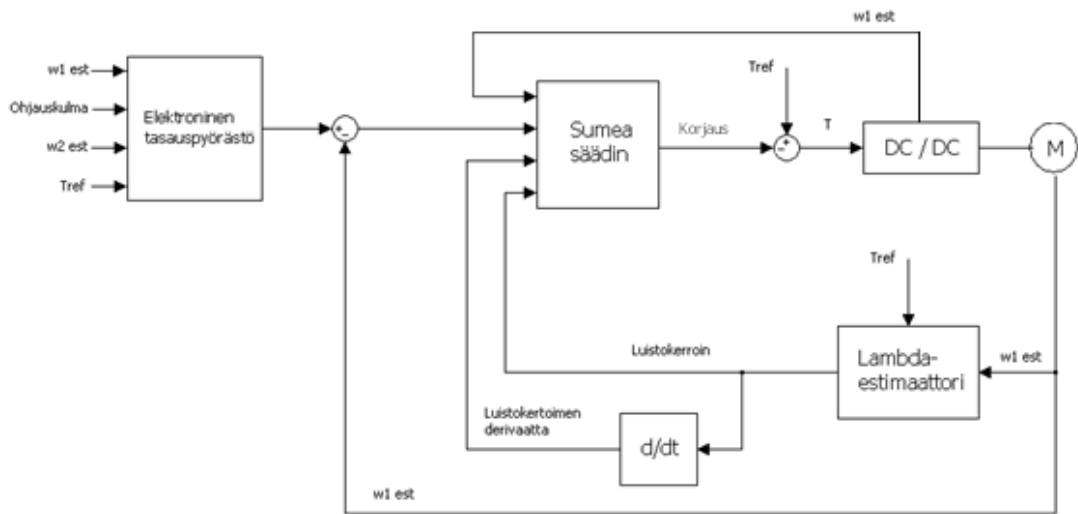
Taulukko 4. Säädön parametrit

Suure	Moduuli
Vääntömomenttireferenssi kuljettajalta	ASR* + ED**
Vetävien renkaiden kulmanopeus	ASR + ED
Kummankin vetävän renkaan vääntömomentti	ASR
Ajoneuvon ohjauskulma	ED
Vakiot	
Renkaan halkaisija	ASR + ED
Renkaan massa	ASR
Ajoneuvon massa	ASR
Akseliväli	ED
Akselin leveys	ED
Säätöyksiköiden identifiointi	ASR + ED
Säätimen aikataso	Luistokertoimen estimointi
Liukuvan keskiarvon laskennan taulukon koko	Luistokertoimen estimointi

\* ASR - Anti Slip Regulation

\*\* ED - Electrical Differential

Suunniteltavan säätimen lohkokaaavio on esitetty kuvassa 33.



Kuva 33. Suunniteltavan säätimen säätö rakenne. Järjestelmä koostuu kahdesta samanlaisesta keskustelevasta säätöyksiköstä, joista kumpikin on sijoitettu omalle puolelleen.

## 8.4 Sumea säädin

Järjestelmän säädin koostuu sumeasta säätimestä, jossa on seitsemän tuloa ja yksi lähtö. Tuloina on mitattuja signaaleita, estimoituja signaaleita, sekä moduulien aktivointibittejä. Tuloista viisi sumeutetaan säätöä varten ja aktivointibitit ohjaavat moduulien toimintaa. Sumean säätimen tulot, lähdöt ja jäsenyysfunktiot on esitetty taulukossa 5.

Taulukko 5. Sumean säätimen tulot ja lähdöt

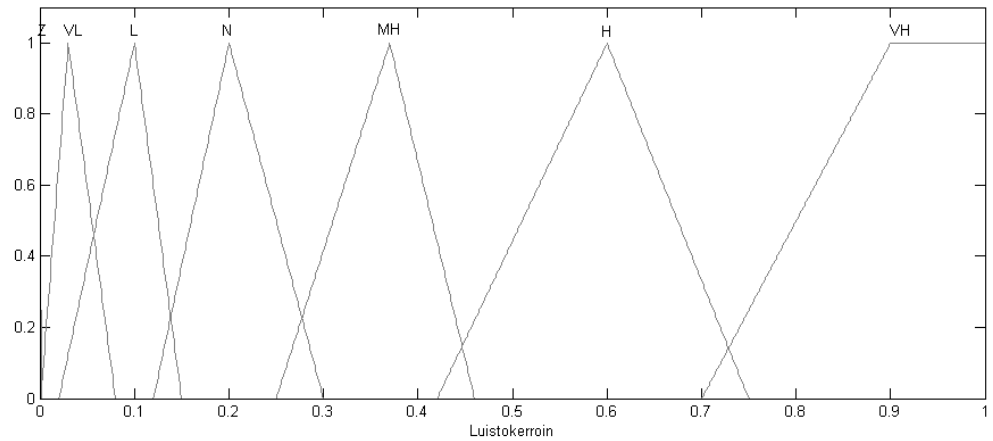
Tulot	Jäsenyysfunktiot
Luistokertoimen estimaatti	Z, VL, L, N, MH, H, VH
Luistokertoimen estimaatin derivaatta	Neg, Zero, Pos
Vääntömomenttiferenssi	Neg, Zero, Pos
Nopeusohjeen ero tasauspyörästä	Neg, Zero, Pos
Nopeusohjeen eron derivaatta tasauspyörästä	Neg, Zero, Pos
Tasauspyörästä aktivointi	True / False
ASR:n aktivointi	True / False
<b>Lähtö</b>	
Kompensoitu vääntömomenttiohje	MN, SN, Z, SP, MP, BP

Säätimeen on toteutettu 25 eri jäsenyysjoukkoa sumeutusta varten. Tasauspyörästä ja ASR:n aktivointi toteutetaan ainoastaan aktivointibiteillä, koska toiminto on yksiselitteinen, eikä tarvitse sumeaa logiikkaa.

### **8.5 Jäsenyysfunktiot**

Implementoitavan säätimen sumea joukko kattaa 25 jäsenyysfunktiota. Sumeuttamalla tulot jäsenyysfunktioilla, saadaan säätimen sääntökanta tukemaan lingvistisiä sääntöjä. Järjestelmän jäsenyysfunktioyhmät voidaan jakaa tulosuureen mukaan viiteen eri ryhmään; luistokertoimen estimaattiin, luistokertoimen estimaatin derivaattaan, vääntömomenttiferenssiin, nopeusohjeen eron tasauspyörästä ja nopeusohjeen eron derivaattaan tasauspyörästä. Kukin ryhmä kattaa kolmesta seitsemään jäsenyysfunktiota riippuen tulomuuttujan ominaisuuksista ja järjestelmän vaadittavasta tarkkuudesta. Tämänhetkiset jäsenyysfunktioiden raja-arvot on saatu simuloimalla järjestelmää eri tien pinnoilla ja vertailemalla tuloksia keskenään. Tarkemmassa testausympäristössä saatuja tuloksia on syytä käyttää hyväkseen jäsenyysfunktioiden hienosäädössä.

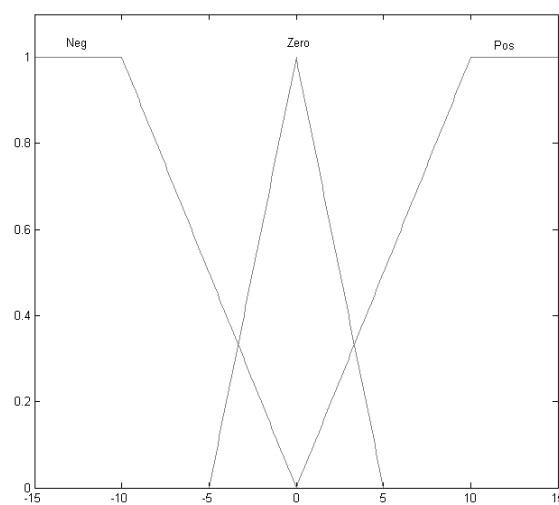
Luistokertoimen jäsenyysfunktiot ovat tärkeimmät muuttujat suunniteltavassa järjestelmässä, koska luistokertoimen hallinnalla saadaan ajoneuvon renkaiden luisto pysymään halutulla alueella. Renkaan luistokerroin on jaettu seitsemään jäsenyysfunktioon, jolloin saavutetaan riittävä tarkkuus jäsenyysfunktioille, sekä saadaan tarpeeksi jäsenyysfunktioita säätötoimenpiteitä varten. Renkaan luistokertoimen jäsenyysfunktiot on esitetty kuvassa 34.



Kuva 34. Luistokertoimen jäsenyysfunktiot

Luistokertoimen jäsenyysfunktiot on nimetty vastaamaan englanninkielisiä vastineita; Z - zero, VL - Very Low, L - Low, N - Normal, MH- Medium High, H – High ja VH – Very High.

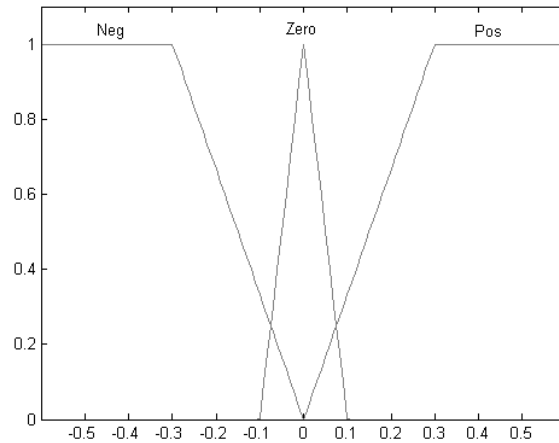
Luistokertoimen derivaatta on jaettu kolmeen jäsenyysfunktiioon, negatiiviseen, nollaan ja positiiviseen. Säätimelle riittää tieto luistokertoimen sumeudetusta muutosnopeuden suunnasta, eikä tarkempia määrittelyjä derivaattaan suuruudelle ole tarvetta määrittää. Luistokertoimen derivaatan jäsenyysfunktiot on esitetty kuvassa 35.



Kuva 35. Luistokertoimen derivaatan jäsenyysfunktiot

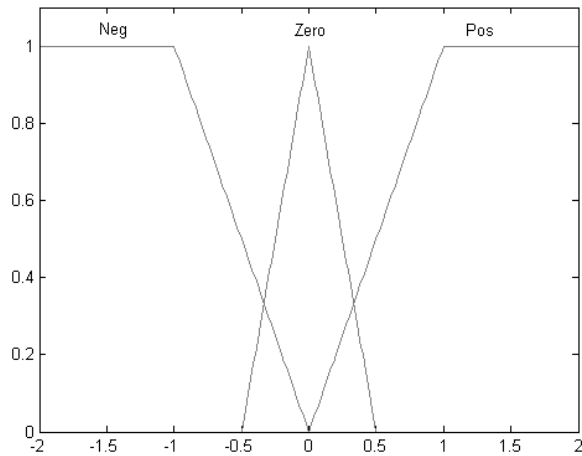


Tasauspyörästä-moduuli vertaa mitattua renkaan pyörimisnopeutta ohjauskulman aiheuttamaan referenssipyörimisnopeuteen. Saatu ero suure ohjataan sumealle säätimelle. Tässä tapauksessa säätimelle riittää tieto siitä, onko ero suure positiivinen, negatiivinen vai nolla, verrattuna mitattuun renkaan pyörimisnopeuteen. Ero suureen jäsenyysfunktiot on esitetty kuvassa 36



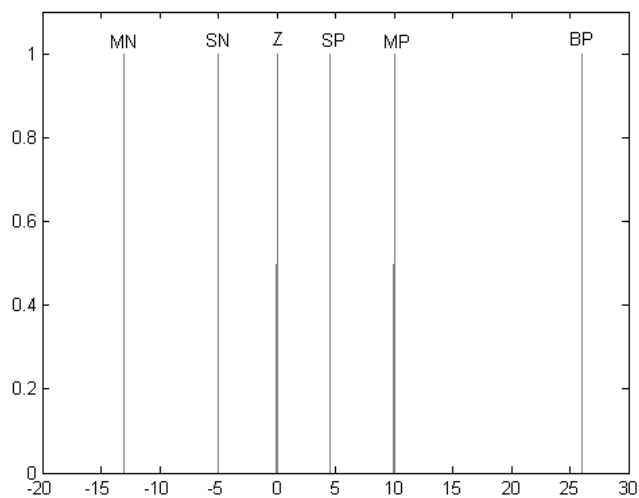
Kuva 36. Tasauspyörästä-moduulilta tulevan ero suureen jäsenyysfunktiot

Jotta tasauspyörästäön säätö saadaan pehmeäksi ja sulavaksi, pelkkä tasauspyörästäön ero suure ei riitä saavuttamaan tarpeeksi nopeaa ja pienen ylityksen omaavaa säätöä. Nämä säädön vaatimukset saadaan täytettyä, kun säätimelle tuodaan tasauspyörästäön ero suureen derivaatta. Tällöin saadaan ikään kuin sumea PD-säädin, joka on huomattavasti parempi, kuin pelkkä P-säädin. Sumealle säätimelle riittää tieto siitä onko ero suureen derivaatta negatiivinen, positiivinen vai nolla. Tasauspyörästäön ero suureen derivaatan jäsenyysfunktiot on esitetty kuvassa 37.



Kuva 37. Tasauspyörästä-moduulilta tulevan erosuureen derivaatan jäsenyysfunktiot

Sumean säätimen lähdön jäsenyysfunktiot on jaettu kuuteen singleton-jäsenyysfunktioon, jotka on nimetty; MN – Medium Negative, SN – Small Negative, Z – Zero, SP – Small Positive, MP – Medium Positive ja BP – Big positive. Lähdön jäsenyysjoukot ovat epäsymmetriset, koska luistokerroimen ollessa suuri, on lähtöä kompensoitava huomattavasti nopeammin kuin tilanteessa jossa luistokerroin on alle normaalin, eli rajoitetun tehon alueella. Kompensoinnin nopeutta voidaan lisätä käyttämällä suurempia singletonien arvoja. Singleton-muotoisiin lähdön jäsenyysfunktioihin on päädytty erityisesti kevyen laskennan takia. Lähdön kompensoinnin jäsenyysfunktiot on esitetty kuvassa 38.



Kuva 38. Lähdön kompensoinnin jäsenyysfunktiot

## 8.6 Sääntökanta

Säätöjärjestelmän sumean säätimen sääntökanta koostuu 30 säännöstä. Lingvistikaisesti esitetyn sääntökanta on muotoa :

1. Jos  $\lambda$  on  $Z$  ja  $\lambda t/dt$  on *negatiivinen* ja  $\omega_{\text{dif}}$  on *nolla* ja  $T_{\text{ref}}$  on *positiivinen* niin lähtö on  $Z$
2. Jos  $\lambda$  on  $VL$  ja  $\lambda t/dt$  on *negatiivinen* ja  $\omega_{\text{dif}}$  on *nolla* ja  $T_{\text{ref}}$  on *positiivinen* niin lähtö on  $SN$
3. Jos  $\lambda$  on  $L$  ja  $\lambda t/dt$  on *negatiivinen* ja  $\omega_{\text{dif}}$  on *nolla* ja  $T_{\text{ref}}$  on *positiivinen* niin lähtö on  $SN$
- ...
27. Jos  $\omega_{\text{dif}}$  on *negatiivinen* ja  $\omega_{\text{dif}}/dt$  on *nolla* niin lähtö on  $SP$
28. Jos  $\omega_{\text{dif}}$  on *positiivinen* ja  $\omega_{\text{dif}}/dt$  on *nolla* niin lähtö on  $SN$
29. Jos  $\omega_{\text{dif}}$  on *negatiivinen* ja  $\omega_{\text{dif}}/dt$  on *positiivinen* niin lähtö on  $SP$
30. Jos  $\omega_{\text{dif}}$  on *positiivinen* ja  $\omega_{\text{dif}}/dt$  on *positiivinen* niin lähtö on  $MP$

Säännöt 1-7 kattavat säädön säännöt eri luistokertoimen tilanteissa, jossa luistokertoimen derivaatta on negatiivinen, vääntömomenttiferenssi on positiivinen ja tasauspyörästöltä tuleva erosuure on nolla. Säännöt 8-14 kattavat säädön säännöt luistokertoimen derivaatan ollessa nolla ja säännöt 15-21 kattavat säännöt luistokertoimen derivaatan ollessa positiivinen. Säännöt 1-21 voidaan esittää lyhyemmin taulukoidussa muodossa taulukon 6 mukaisesti.

Taulukko 6. Säännöt 1-21 taulukoidussa muodossa

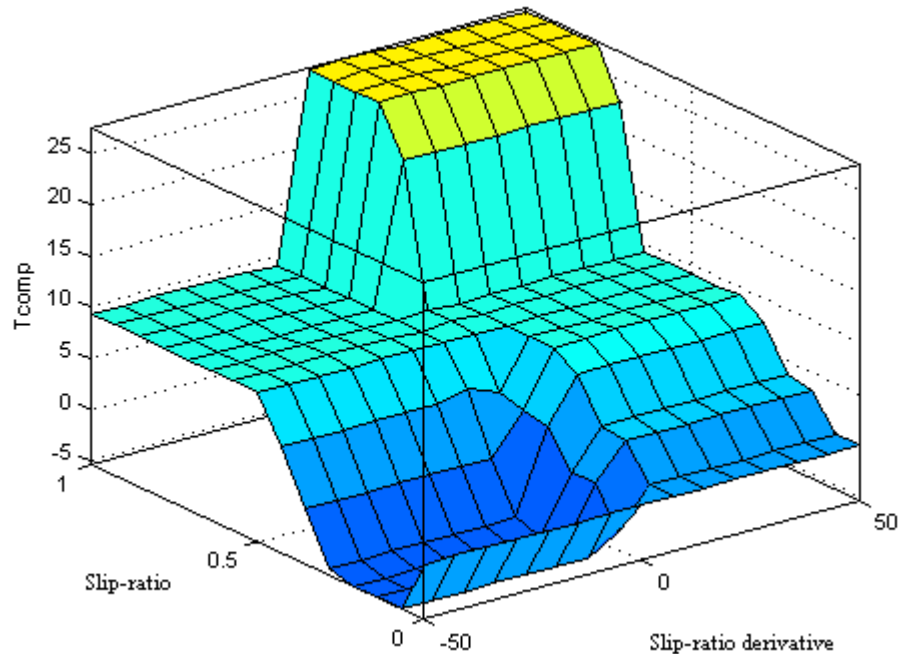
<b>Slip-ratio \ Slip-ratio dt</b>	<b>Neg</b>	<b>Zero</b>	<b>Pos</b>
Z	Z	Z	Z
VL	SN	SN	Z
L	SN	Z	Z
N	SN	Z	SP
MH	Z	SP	MP
H	MP	MP	MP
VH	MP	BP	BP

Sumean säätimen sääntöjoukon säännöt 25-30 kattavat tasauspyörästäön toiminnan. Säännöt 25-30 ovat aktiiviset vain silloin kun tasauspyörästäöltä tuleva erosuure on erisuuri kuin nolla. Tällöin säädin pyrkii ensisijaisesti asettamaan renkaan pyörimisnopeuden tasauspyörästäön ohjeen mukaiseksi ja vasta sen jälkeen poistamaan mahdolliset liian suuret luistot. Tasauspyörästäön sääntökanta voidaan esittää taulukoidussa muodossa taulukon 7. mukaisesti.

Taulukko 7. Säännöt 25-30 taulukoidussa muodossa

<b>w_dif \ w_dif_dt</b>	<b>Neg</b>	<b>Zero</b>	<b>Pos</b>
Neg	MP	SP	SP
Zero	Z	Z	Z
Pos	SN	SN	MN

Suunnitellun sumean säätimen säätöpinta on kuvan 39. mukainen.



Kuva 39. Sumean säätimen säätöpinta

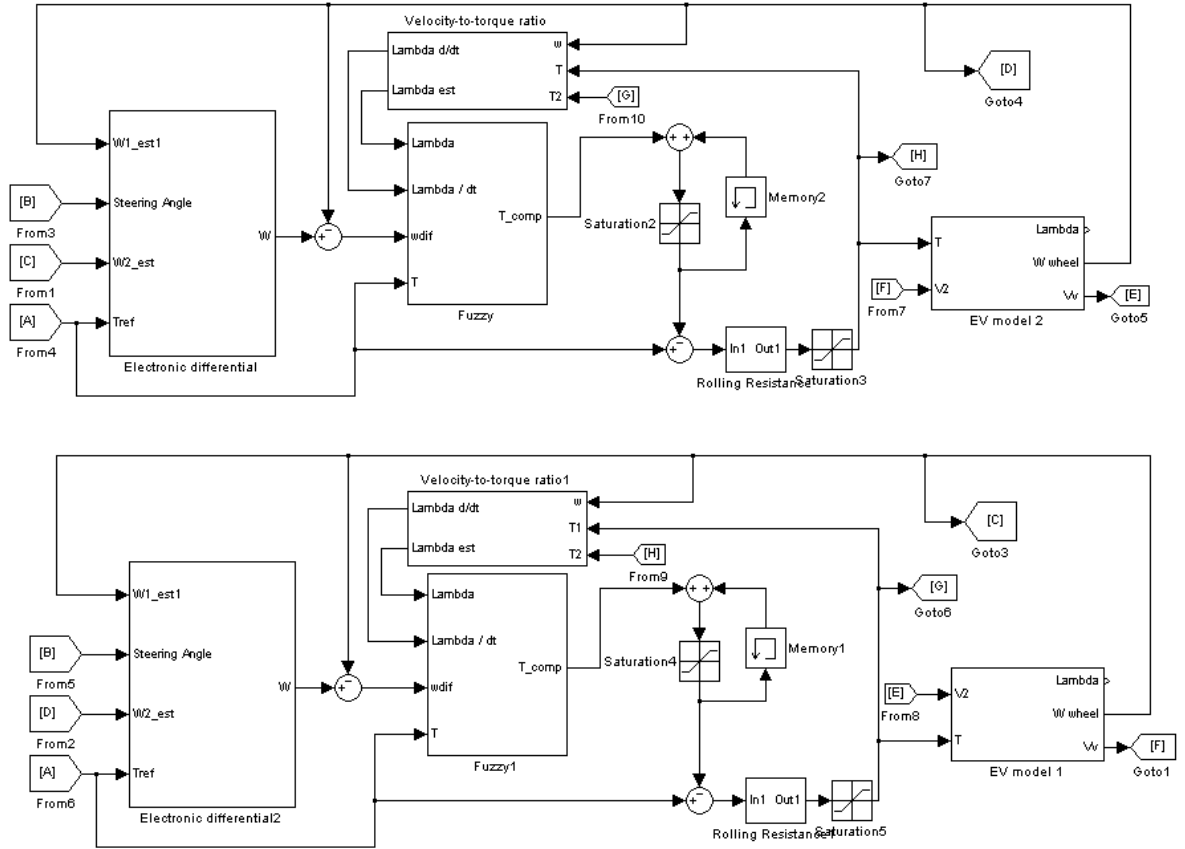
## 8.7 Simulink –mallit

Järjestelmän simulink-malli koostuu säätimen moduuleista, sekä ajoneuvon mallista, joka ottaa huomioon myös kitkan. Järjestelmä koostuu sekä vasemman, että oikean puoleisesta säätöyksiköstä, jotka keskustelevat keskenään. Kumpikin säätöyksikkö säätää oman puolen renkaan pyörimisnopeutta ja välittää sen hetkisen nopeustiedon toiselle säätöyksikölle.

### 8.7.1 Säätojärjestelmä

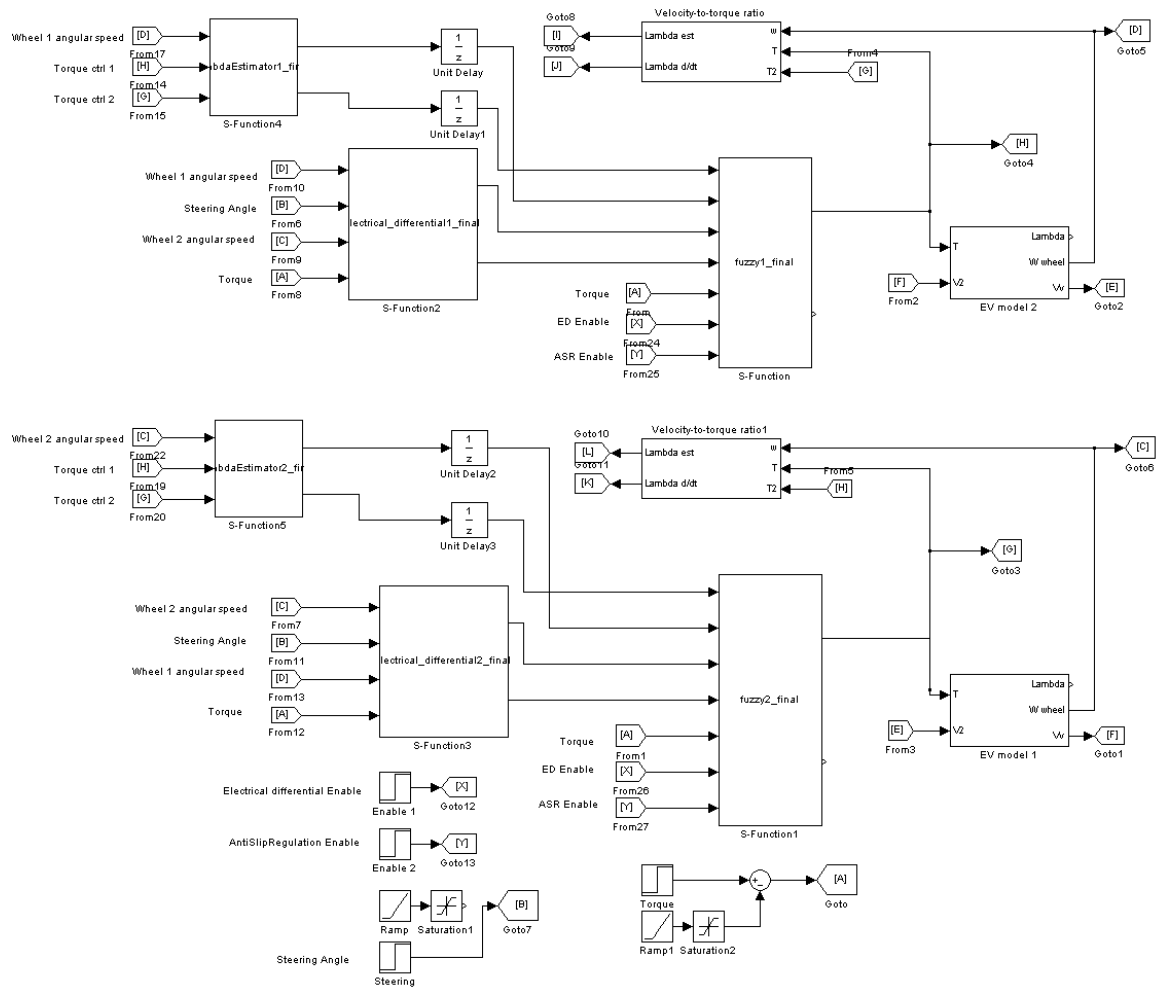
Säätojärjestelmä koostuu sumeasta säätimestä, luistokertoimen estimaattorista, sekä tasauspyörästö-moduulista. Tasauspyörästö-moduuli laskee ohjaukulman ja eri puolten renkaiden pyörimisnopeuksien perusteella referenssinopeuden tarkasteltavan puolen renkaan pyörimisnopeudelle. Tätä referenssinopeutta verrataan senhetkiseen pyörimisnopeuteen, jolloin saadaan tasauspyörästö-moduulilta erosuure sumealle säätimelle. Muita säädön tuloja ovat renkaan luistokerroin, luistokertoimen derivaatta, vääntömomenttiferenssi ja tasauspyörästön erosuureen derivaatta.

Lisäksi käytössä on enableintibitit luistonestolle ja elektroniselle tasauspyörästellöle. Säätinjärjestelmän simulink-malli on esitetty kuvassa 40.



Kuva 40. Säädinjärjestelmän simulink-malli

Kuvan malli on toteutettu simulinkin tarjoamilla lohkoilla. Lopullisen järjestelmän koodattu versio toteutetaan Simulinkin S-funktioilla, C-kielellä ohjelmoituna. Samainen säädinjärjestelmä simulointeja varten on toteutettu S-funktioilla kuvan 41. mukaisesti.

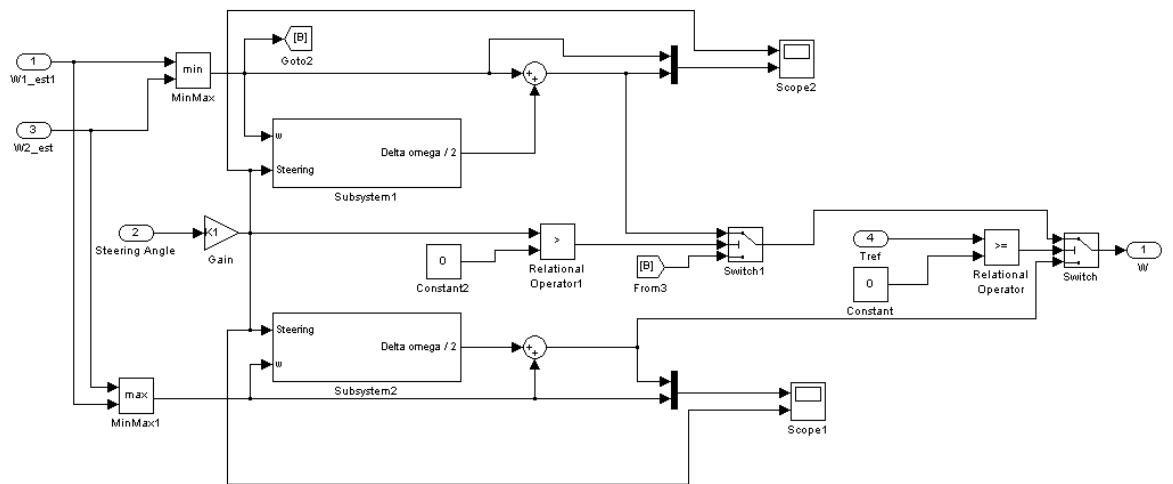


Kuva 41. Lopullinen säätömalli, kun moduulit on korvattu s-funktio-lohkoilla ja eri moduulien enableointi on mukana.

### 8.7.2 Tasauspyörästä

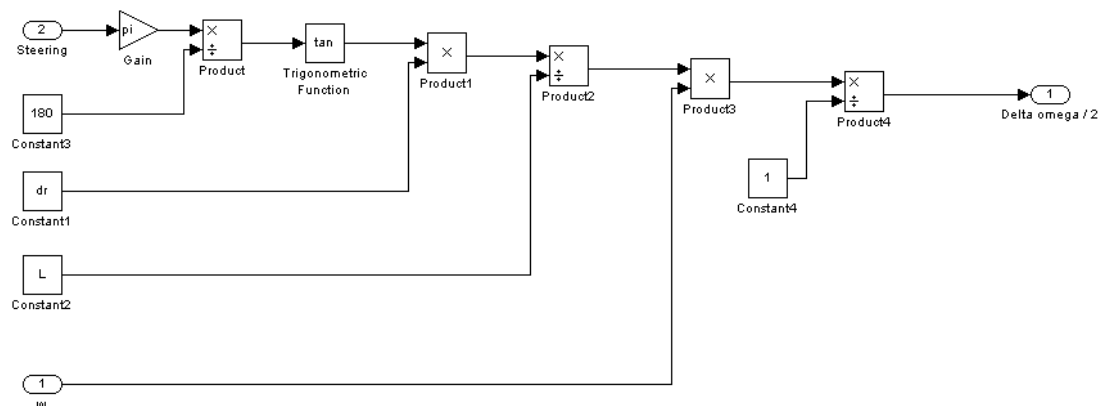
Sähköisen tasauspyörästäön malli on koottu teoriaosuudessa esitetyn teorian pohjalta. Moduulille tulee tieto kummankin renkaan pyörimisnopeudesta sekä ajoneuvon ohjauskulmasta. Tasauspyörästäö vertaa vasemman ja oikean renkaan pyörimisnopeuksia ja vääntömomenttireferenssiä. Mikäli vääntöreferenssi on positiivinen, voidaan olettaa, että pienemmällä nopeudella pyörivällä renkaalla on pienempi luistokerroin, jolloin sitä käytetään estimoituna ajoneuvon nopeutena. Mikäli taas vääntömomenttireferenssi on negatiivinen, tarkoittaa se jarrutustilannetta. Tässä tapauksessa voidaan olettaa että suuremman pyörimisnopeuden omaava rengas pyörii paremman pidon alueella, jolloin nopeusestimaattina käytetään nopeammin pyörivän renkaan nopeustietoa. Kääntymistilanteessa lisätään ulkokaarteeseen puoleisen

renkaan pyörimisnopeutta aiemmin esitettyjen yhtälöiden mukaisesti ja sisäkaarteen renkaan pyörimisnopeus jatkaa samana. Tässä tapauksessa ajoneuvon keskipisteen nopeus nousee hieman kaarteessa, mutta tämä on välttämätöntä, koska absoluuttista ajoneuvon nopeustietoa ei järjestelmään ole saatavissa. Mikäli ajoneuvon keskipisteen nopeus halutaan pitää vakiona, täytyy säätimelle tuoda ajoneuvon nopeustieto, tai käyttää epäideaalista nopeuseroa renkaissa. Tasauspyörästyksen simulink-malli on esitetty kuvassa 42.



Kuva 42. Electrical differential

Mallissa renkaan kulmanopeudesta ja ohjaukulmasta saadaan renkaan nopeuden muutos. Kulmanopeuden ja ohjaukulman funktio nopeuserolle simulinkilla toteutettuna on esitetty kuvassa 43.

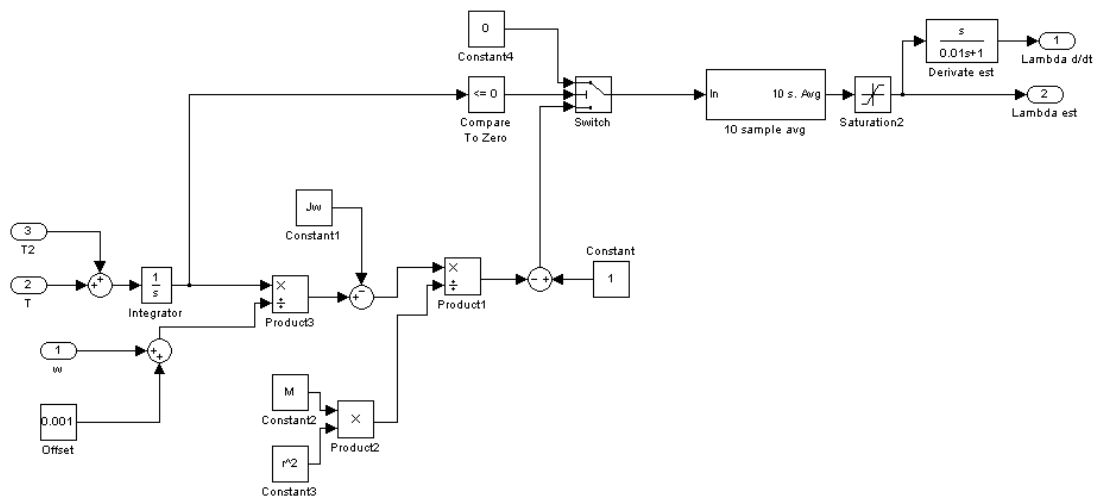


Kuva 43. Kulmanopeuden ja ohjaukulman funktio nopeuserolle



### 8.7.3 Luistokertoimen estimointi

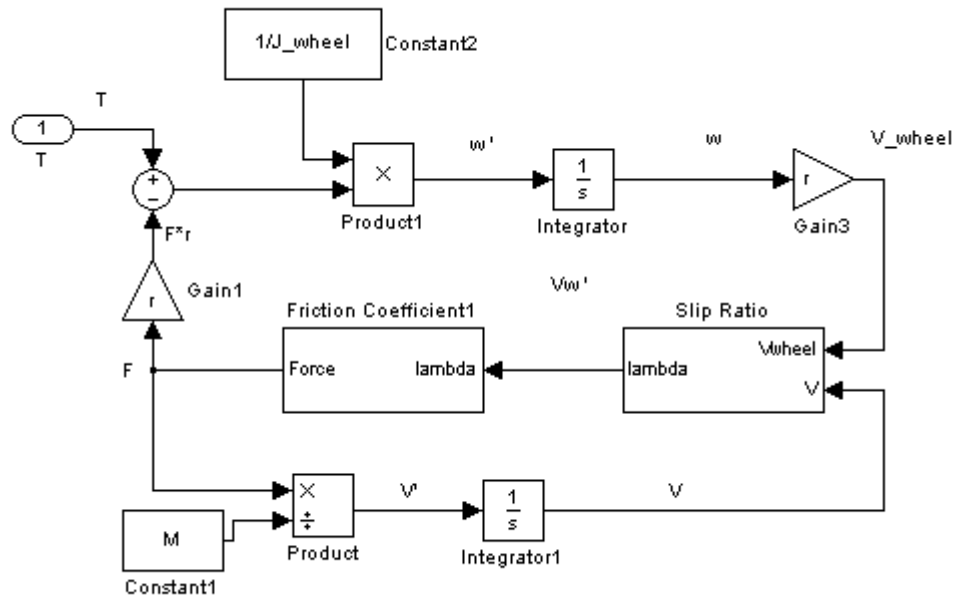
Ajoneuvon luistokertoimen estimointia varten tarvitaan kummankin säätöyksikön vääntömomentti, sekä säädettävän puolen renkaan nopeus. Estimointi perustuu kappaleessa 4.1.4 esitettyyn yhtälöön (33), josta saadaan estimoitua luistokerroin kun verrataan vääntömomentin suhdetta renkaan pyörimisnopeuteen. Lopuksi signaali suodatetaan 10 näytteen liukuvalla keskiarvolla ja siitä otetaan derivaatta. Luistokertoimen estimointilohkon simulink-malli on esitetty kuvassa 44.



Kuva 44. Luistokertoimen ja luistokertoimen derivaatan estimointilohko

### 8.7.4 Ajoneuvon malli

Säätöjärjestelmää ajetaan ajoneuvomallia vastaan, joka on esitetty kappaleessa 2.1. Ajoneuvon malli perustuu siihen, että kaikki vääntömomentti, mikä ei siirry ajoneuvoa eteenpäin kuljettavaan voimaan, siirtyy pyörää kiihdyttäväksi liikkeeksi. Tämän voiman määrä muuttuu tielosuhteiden ja kitkan mukaan. Simuloitavan järjestelmän ajoneuvon simulink-malli on esitetty kuvassa 45.



Kuva 45. Simuloinnissa käytettävä ajoneuvon malli

## 8.8 Ohjelmakoodi

Järjestelmään suunniteltava säätöyksikkö toteutettiin S-funktiolohkoilla vastaamaan Simulinkin säätömallia. Koodi toteutettiin käyttämällä C-kieltä.

### 8.8.1 Jäsenyysfunktiot

Sumean säätimen on sumeutettava esikäsitelty signaali jäsenyysfunktioiden mukaisesti. Sumeutuksen tehokkuuden määrittää useasti käytettävän jäsenyysfunktion tyyppi. Tässä säätimessä on järjestelmän yksinkertaisuuden ja laskentatehon minimoimiseksi käytetty kolmion ja puolisuunnikkaan muotoisia jäsenyysfunktioita. Ohjelmallisesti signaali voidaan sumeuttaa puolisuunnikkaan muotoisella jäsenyysfunktiolla seuraavanlaisen esimerkkikoodin mukaisesti.



```

slipRatioDtZeroResult = slipRatioDtZero(lambdaDtIn);
slipRatioDtNegResult = slipRatioDtNeg(lambdaDtIn);
slipRatioDtPosResult = slipRatioDtPos(lambdaDtIn);
...

```

### 8.8.3 Säätökannan toteutus

Käytettävässä säätimessä selkeytys suoritetaan käyttämällä COGS (Center Of Gravity for Singletons) menetelmää, joka vastaa painotettua keskiarvoa ja on esitetty kappaleessa 7.1.1 yhtälöllä (52). Selkeytetty säätöarvo saadaan kun kerrotaan kaikki säätökannan kyseisen säännön jäsenyysfunktioiden palauttamat arvot ja säädön kompensointi keskenään ja jaetaan tulo säätökannan jäsenyysfunktioiden tuloilla. Yhden säännön ohjelmakoodi voidaan esittää seuraavasti

```

// Lamda / dt = neg  && Lambda = Zero && wDifferential = Zero && T =
pos

num = num + slipRatioDtNegResult * slipRatioZResult * wDifZeroResult
        * tPosResult * TCOMPZ;
den = den + slipRatioDtNegResult * slipRatioZResult * wDifZeroResult
        * tPosResult;

```

### 8.8.4 Lambda-estimaattorin liukuva keskiarvo

Luistokertoimen määrittämisessä käytetään kappaleessa 4.1.4 esitettyä yhtälöä (33). Mittausvirheitä ja kohinaa varten estimaattoriin on suunniteltu etenkin derivaattoria varten liukuvan keskiarvon laskenta. Liukuva keskiarvo on toteutettu seuraavalla koodilla

```

// Update the array with the new value
array[pointer%SIZEOFFAVGARRAY] = lambda;

// Increase the pointer
pointer++;

// Set pointer to zero if array is full
if (pointer == SIZEOFFAVGARRAY)
{
    pointer = 0;
}

// Filter the slip ratio for output
lambdaOut = lambdaAvg();

```

Koodissa liukuvaa keskiarvoa laskeva funktio on seuraavanlainen

```
float lambdaAvg(void)
{
    float sum = 0;
    float avg = 0;
    int i;

    for (i=0; i < SIZEOFAVGARRAY; i++)
    {
        sum = sum + array[i];
    }

    avg = sum / SIZEOFAVGARRAY;
    return avg;
}
```

## 9. JÄRJESTELMÄN SIMULOINTI

Suunniteltu järjestelmä simuloidaan käyttämällä Matlabin simulink-ympäristöä. Simuloinnissa testataan kahta erisuuruista lähdön kompensoinnin jäsenyysjoukkoa, tienpinnan muutoksia, sekä säädön vaikutusta eri tien pinnoilla. Lisäksi testataan tasauspyörästä toimintaa simuloinnilla.

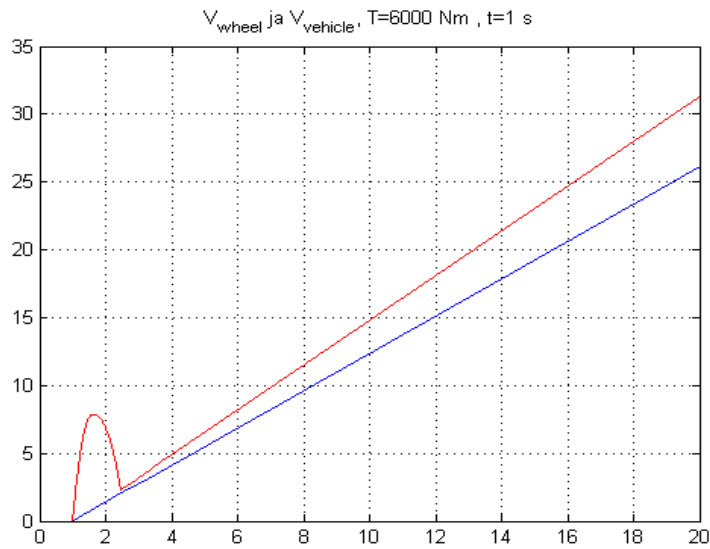
### 9.1 Simuloitava ajoneuvo

Simuloitava kohde on nelipyöräinen suurimassainen ajoneuvo, jossa on vetävät takapyörät. Kumpaakin vetävään takapyörään on sijoitettu oma sähkömoottori tuottamaan ajoneuvon vaatiman vääntömomentin. Ajoneuvon massana käytetään  $m = 10$  tn, akselivälinä  $L = 10$  m, raideleveytenä  $dr = 5$  m, renkaan halkaisijana  $r = 0.6$  m, ja renkaan massana  $m = 100$  kg. Ajoneuvon absoluuttista lineaarinopeustietoa ei ole käytettävissä, joten nopeus estimoidaan edellä olevien mallien mukaan. Ajoneuvon tasauspyörästä toimii elektronisesti.

### 9.2 Simulointitulokset

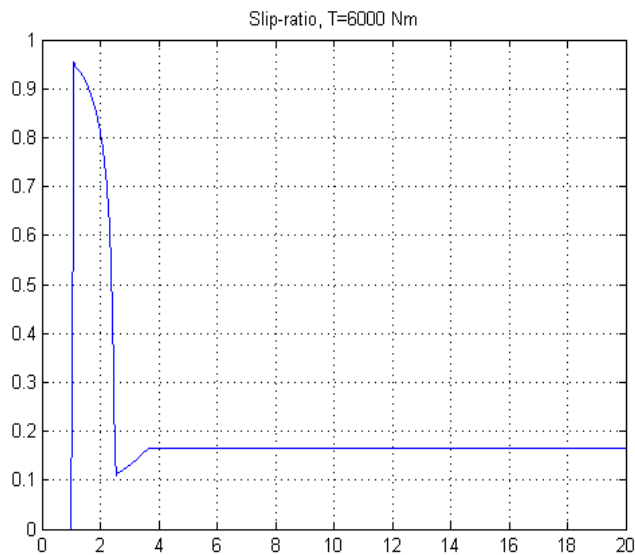
#### 9.2.1 Säädön lähtötilanne

Ensimmäisessä simuloinnissa käytetään kompensoinnissa singletoneille vektoria  $[-13 \ -4.5 \ 0 \ 5 \ 13 \ 26]$ . Ajanhetkellä  $t = 1$  s ajoneuvon kummallekin moottorille annetaan askelmainen vääntömomenttireferenssi suuruudella  $T = 6000$  Nm. Ajoneuvo on lumisella tien pinnalla paikallaan ajanhetkellä  $t = 0$  s. Ajoneuvon nopeus ja pyörän kehänopeus säädetyssä järjestelmässä on esitetty kuvan mukaisessa kuvaajassa 46.



Kuva 46. Pyörän kehänopeus ja ajoneuvon nopeus säädetyllä järjestelmällä. Sininen käyrä kuvaa ajoneuvon nopeutta ja punainen käyrä kuvaa renkaan kehänopeutta.

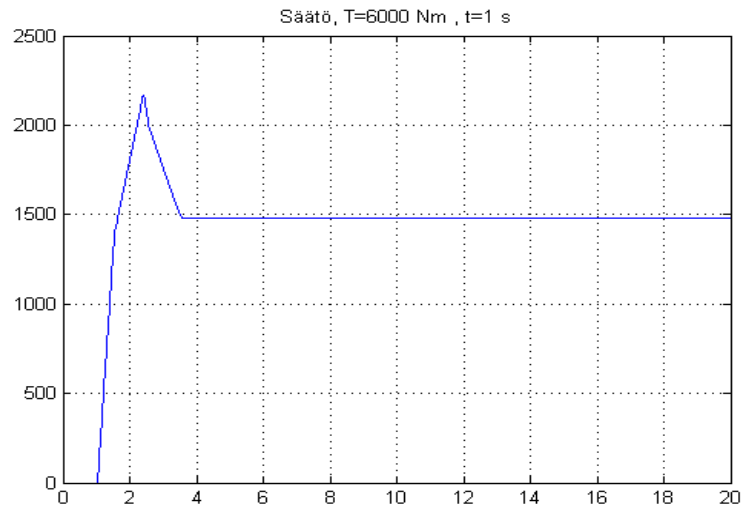
Kuvasta voidaan havaita, että säätöjärjestelmä poistaa renkaan luistamisen tyhjiin ja palauttaa ajoneuvon paremman pidon alueelle, jonka jälkeen renkaan kehänopeuden ja ajoneuvon nopeuden suhde pysyy tasaisena. Saman simulointitilanteen estimoitu luistokerroin ajan funktiona on esitetty kuvassa 47.



Kuva 47. Ajoneuvon luistokerroin, kun ajanhetkellä  $t = 1 \text{ s}$  syötetään järjestelmään  $6000 \text{ Nm}$  suuruisen askelmainen vääntömomenttioshoje.

Kuvaajasta huomataan, että säätö toimii heti luiston havaittuaan, jolloin luistokerroin alkaa pienentyä lähes välittömästi. Ajanhetkellä  $t = 2.3 \text{ s}$  säädin havaitsee, että

moottoritehoja rajoitetaan liikaa, kun luistokerroin on reilusti alle 0.2. Säädin kompensoi moottoritehojen rajoituksia hitaammin kuin liian suurilla luistokertoimilla, koska kyseinen tilanne ei ole niin kriittinen. Säätimen säätökompensointi on esitetty kuvassa 48. ajan funktiona.

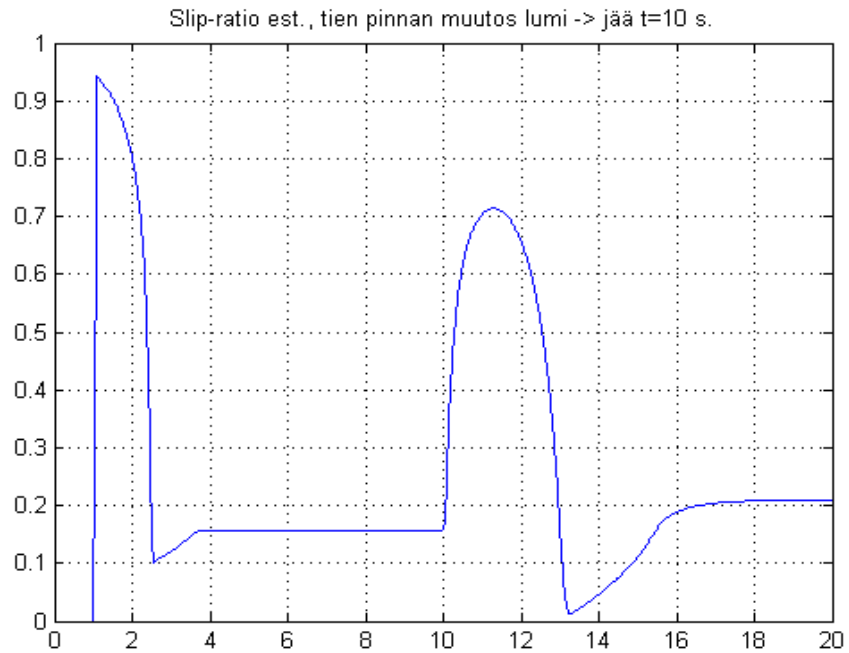


Kuva 48. Järjestelmän säätimen tuottama kompensointi ajan funktiona.

Kuvaajasta huomataan, että säädin nostaa kompensoinnin tasoa aluksi erittäin nopeasti, kunnes luisto on saatu hallintaan ja ollaan moottoritehojen rajoituksen alueella. Tämän jälkeen säädön kompensointi pienenee kunnes päädytään lopulliseen tasaiseen arvoon. Säädin näyttää toimivan tässä simulointitapauksessa, niin kuin on alun perin toivottu.

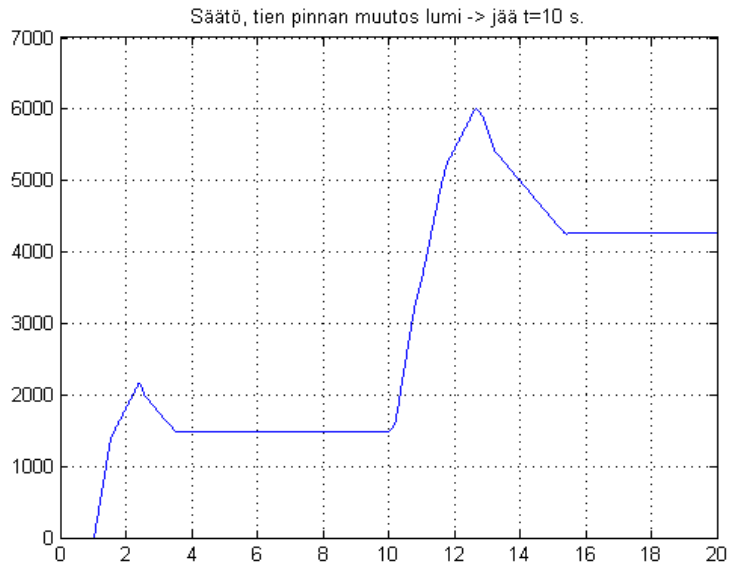
Seuraavaksi simuloidaan tien pinnan muutos ajon aikana. Lähtötilanne on sama kuin edellisessä simuloinnissa, eli ajanhetkellä  $t = 1$  s ajoneuvon kummallekin moottorille annetaan askelmainen vääntömomenttiferenssi suuruudella  $T = 6000$  Nm. Ajoneuvo on lumisella tien pinnalla aluksi, josta se lähtee kiihdyttämään ajanhetkellä  $t = 1$  s. Ajanhetkellä  $t = 10$  s ajoneuvo ajaa jäiselle alueelle, jolloin renkaan ja tien pinnan välinen kitkakerroin pienenee radikaalisti. Ajoneuvon luistokerroin ajan funktiona on esitetty kuvassa 49.





Kuva 49. Luistokerroin tien pinnan muuttuessa lumisesta jäiseksi ajanhetkellä  $t = 10$  s.

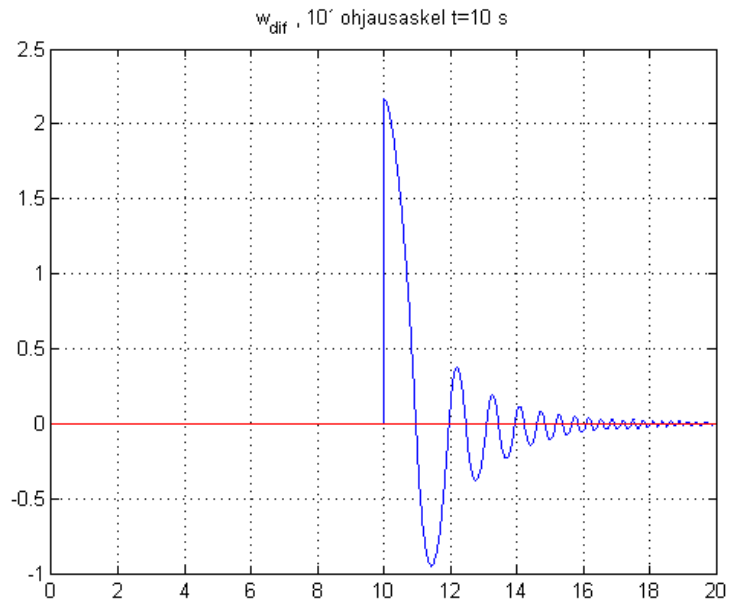
Kuvaajasta huomataan, että säätö poistaa luiston, eikä päästä sitä tässä tapauksessa nousemaan yli 0.72. Nousu on rajallisempi kuin lähtökiihdytyksessä, koska renkaan sutiminen johtuen tien pinnan muutoksesta ei ole askelmainen muutos. Kuitenkin luiston saaminen hallintaan kestää pidempään kuin lähtökiihdytyksessä. Tämä johtuu kompensoinnin suuruuden vaatimuksista. Säädön kompensointi on esitetty kuvassa 50.



Kuva 50. Säädon kompensointi tien pinnan muuttuessa ajanhetkellä  $t = 10$  s.

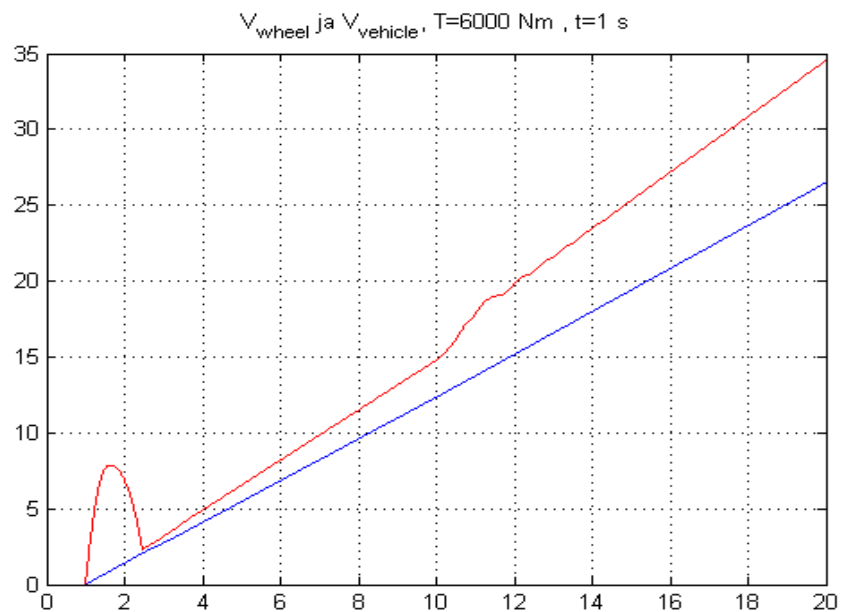
Kuvaajasta huomataan, että säädin kompensoi luiston, mutta ei niin nopeasti kuin lähtökiihdytyksessä. Tämä johtuu säätökompensoinnin derivaatan rajallisuudesta. Vaikka jatkuvuustilaan päästäkseen menee noin 5 s, on huomattava, että noin 2.5s kohdalla on luisto saatu jo täysin hallintaan ja ollaan siirrytty moottoritehon rajoituksen alueelle, josta palautuminen on hitaampaa.

Tasauspyörästäön toimintaa simuloitiin antamalla ajoneuvolle ajanhetkellä  $t = 1$  s lähtökiihdytys, vääntömomenttireferenssillä  $T = 6000$  Nm. Ajanhetkellä  $t = 10$  s annettiin  $10^\circ$  askelmainen ohjausaskel. Kuvassa 51. on esitetty tasauspyörästäömoduulilta tulevan erosignaalin suuruus ajan funktiona.



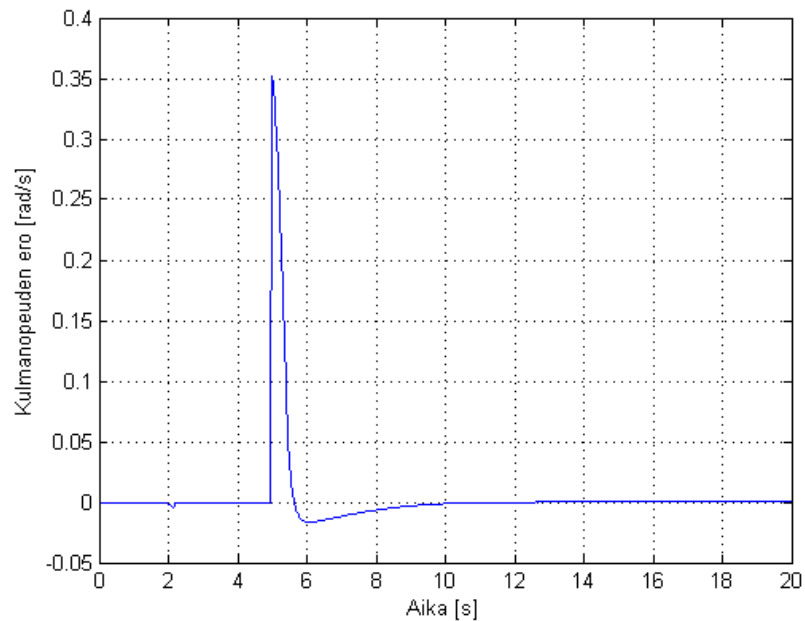
Kuva 51. Renkaiden pyörimisnopeuksien ero ilman derivaatta-termiä.

Kuvasta huomataan, että säädin poistaa kääntymisestä johtuvan renkaiden nopeusero-termin laskettuun. Sääto toimii pelkän sumean P-säätimen varassa, jolloin se ei ole tarpeeksi nopea ja värähtelyä on liikaa. Ajoneuvon nopeus ja toisen renkaan nopeus ajan funktiona on esitetty kuvassa 52.



Kuva 52. Renkaan ja ajoneuvon nopeudet. Vääntöreferenssi  $t = 1$  s, ohjausmuutos  $t=10$  s

Kuvasta huomataan, että säätö toimii, mutta ei välttämättä tarpeeksi tehokkaasti ja hyvin. Erityisesti värähtelystä pyritään pääsemään eroon suunnittelemalla tasauspyörästäön säätimeksi sumea PD-säädin, jossa on siis mukana myös pyörimisnopeuksien erosuureen derivaatta. Uuden elektronisen tasauspyörästäön toiminta testattiin syöttämällä askelmainen ohjauskulman muutos ajanhetkellä  $t = 5$  s. Simulointitulokset on esitetty kuvassa 53.



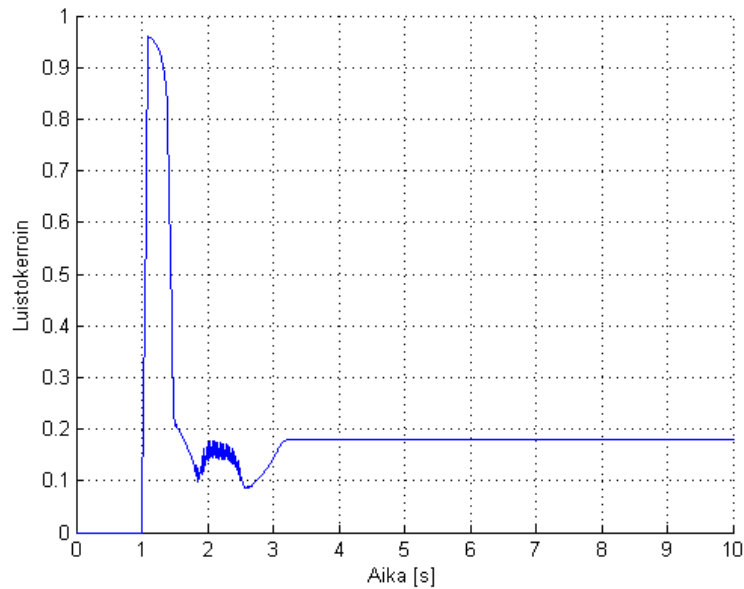
Kuva 53. Tasauspyörästäön erosuure kun mukana myös derivaattatermi.

Kuvasta huomataan, että verrattuna pelkällä P-termillä toteutettuun säätimeen, värähtely saadaan pienemmään huomattavasti ja säädön nopeus on merkittävästi nopeampi kuin aiemmin. Täten päädyttiin jättämään järjestelmään tasauspyörästäön säätö toimimaan sumealla PD-säädöllä.

### 9.2.2 Tehostettu säätö

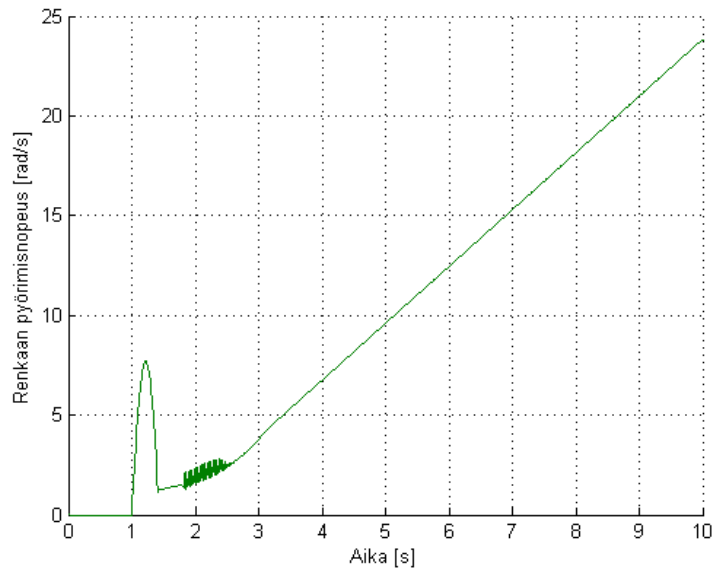
Seuraavaksi simuloitiin järjestelmä käyttämällä tehokkaampaa säädön kompensointia. Kompensointivektorina käytettiin viisinkertaista kompensointia verrattuna alkutilanteeseen, jolloin uudeksi singletonien kompensointivektoriksi saadaan  $[-65, -22.5, 0, 25, 65, 130]$ . Säädön pitäisi puuttua peliin paljon ärhäkämmin ja parantaa luiston hallintaan saamista huomattavasti.

Järjestelmää simuloidaan taas syöttämällä ajoneuvolle ajanhetkellä  $t = 1$  s ajoneuvon kummallekin moottorille askelmainen vääntömomenttiferenssi suuruudella  $T = 6000$  Nm. Ajoneuvo on lumisella tien pinnalla paikallaan ajanhetkellä  $t = 0$  s. Ajoneuvon luistokerroin ajan funktiona on esitetty kuvassa 54.



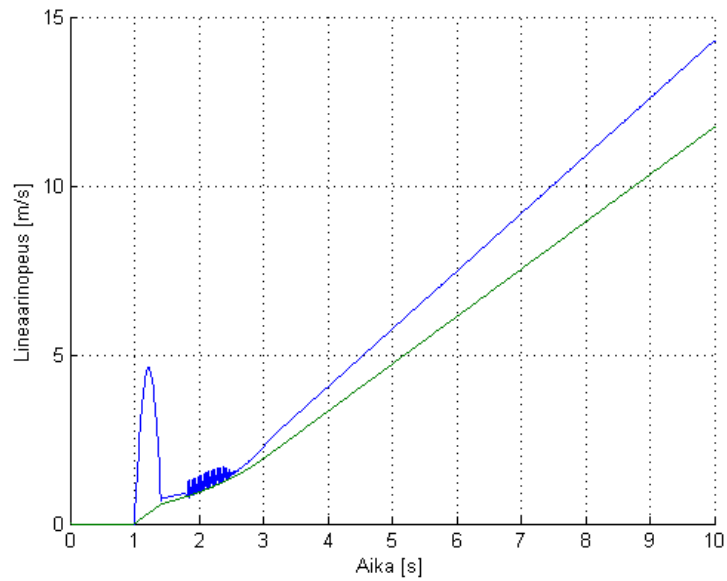
Kuva 54. Luistokerroin ajan funktiona, kun 6000 Nm vääntömomenttiferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s. Tien pintana on käytetty lumista pintaa.

Kuvaajasta huomataan, että säätö puuttuu peliin huomattavasti tehokkaammin kuin aikaisemmin, jolloin ajoneuvo saadaan nopeammin hallitun luiston alueelle. Renkaan pyörimisnopeus ajan funktiona on esitetty kuvassa 55.



Kuva 55. Renkaan pyörimisnopeus ajan funktiona, kun 6000 Nm vääntömomenttireferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s. Tien pintana on käytetty lumista pintaa.

Kuvasta huomataan, että luisto saadaan hallintaan alle 0.5 sekunnissa. Noin 2s. kohdalla oleva värähtely aiheutuu käytetystä ajoneuvon mallista, kun malliin syötetty vääntömomentti referenssi laskee riittävän pieneksi. Se ei siis aiheudu itse säätimestä. Ajoneuvon ja renkaan lineaarinopeudet ajan funktiona on esitetty kuvassa 56.

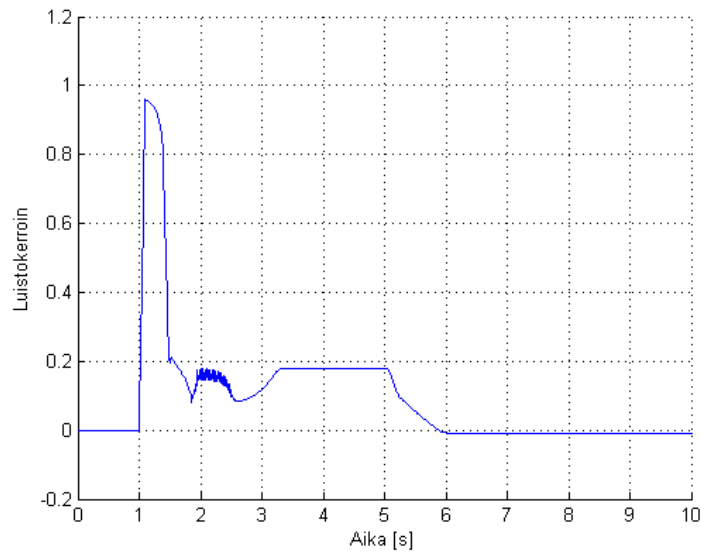


Kuva 56. Renkaan ja ajoneuvon lineaarinopeudet ajan funktiona, kun 6000 Nm vääntömomenttiferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s. Tien pintana on käytetty lumista pintaa.

Kuvasta huomataan, että säätö tasaa luiston nopeasti halutulle alueelle, jonka jälkeen ajoneuvon ja renkaan kiihtyminen on tasaista ja hallittua.

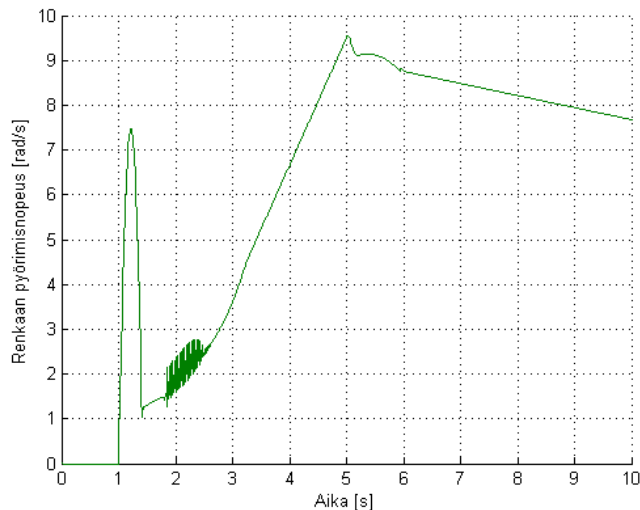
### 9.2.3 Moottorijarrutus

Moottorijarrutusta testattiin simuloimalla tilanne jossa ajanhetkellä  $t = 1$  s syötettiin ajoneuvon kummallekin moottorille askelmainen vääntömomenttiferenssi suuruudella  $T = 6000$  Nm, jolloin ajoneuvo alkaa kiihdyttää. Ajanhetkellä  $t = 5$  s kaasupoljin vapautetaan, jolloin vääntömomenttiohje kummallekin moottoriyksikölle on 0 Nm. Tällöin moottoreille syötetään negatiivista vääntömomenttia jolloin saadaan aikaiseksi hidastuva liike. Moottorijarrutuksessa käytetty energia voidaan ottaa talteen akkuihin tai superkondensaattoriin. Luistokerroin ajan funktiona on esitetty kuvassa 57.



Kuva 57. Luistokerroin ajan funktiona, kun 6000 Nm vääntömomenttireferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s ja vääntömomentti tiputetaan arvoon 0 Nm ajanhetkellä  $t = 5$  s. Tien pintana on käytetty lumista pintaa.

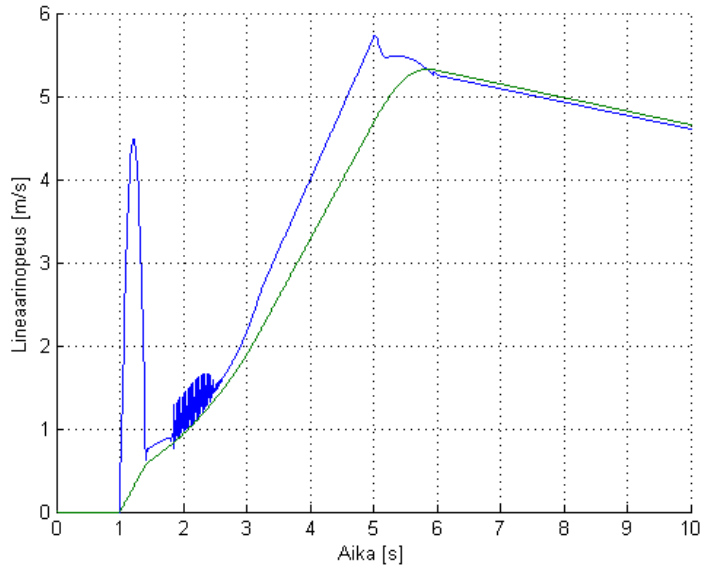
Kuvaajasta huomataan, että säätö palauttaa luistokertoimen tasaisesti hieman negatiiviseksi, jolloin ajoneuvon renkaat pyörivät hitaammin kuin ajoneuvo liikkuu. Tällöin ajoneuvon lineaarinopeus hidastuu. Renkaan pyörimisnopeus ajan funktiona on esitetty kuvassa 58.



Kuva 58. Renkaan pyörimisnopeus ajan funktiona, kun 6000 Nm vääntömomenttireferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s ja vääntömomentti tiputetaan arvoon 0 Nm ajanhetkellä  $t = 5$  s. Tien pintana on käytetty lumista pintaa.



Kuvasta huomataan, että 5 sekunnin kohdalla alkaa hallittu moottorijarrutus, jonka suuruuteen voi vaikuttaa ohjelmallisesti. Renkaan ja ajoneuvon lineaarinopeudet ajan funktiona on esitetty kuvassa 59.

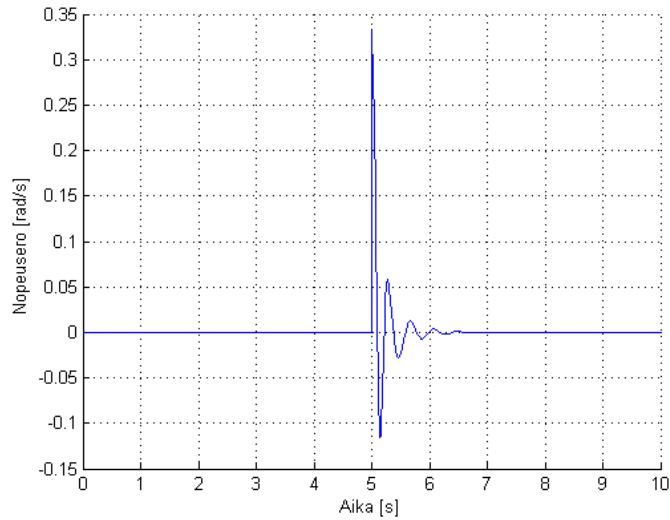


Kuva 59. Renkaan ja ajoneuvon nopeudet ajan funktiona, kun 6000 Nm vääntömomenttireferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s ja vääntömomentsi tiputetaan arvoon 0 Nm ajanhetkellä  $t = 5$  s. Tien pintana on käytetty lumista pintaa.

Kuvaajasta huomataan, että ajoneuvon nopeus kääntyy laskevaksi noin 6 sekunnin kohdalla ja jatkuu siitä tasaisesti. Simuloinnin perusteella säätö näyttäisi toimivan moottorijarrutuksessa. Moottorijarrutuksen suuruuteen voidaan vaikuttaa ohjelmallisesti muuttamalla negatiivisen vääntömomentin raja-arvoa.

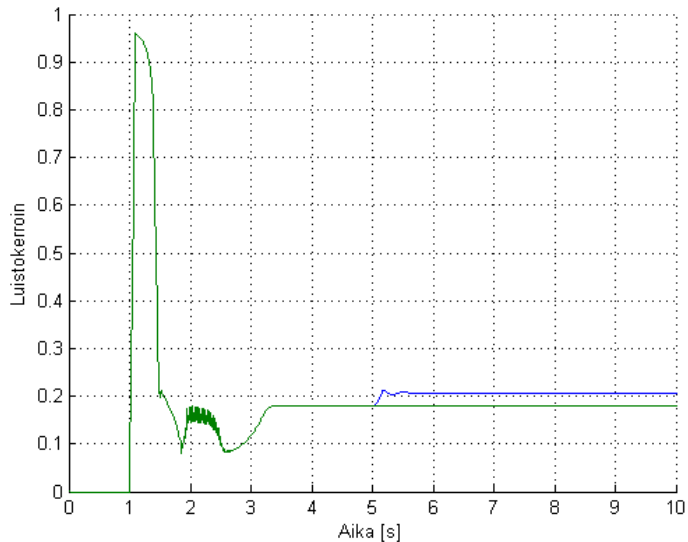
#### 9.2.4 Elektroninen tasauspyörästä

Elektronisen tasauspyörästä toiminta testattiin samalla tavalla kuin ensimmäisen säätökompensoinnin yhteydessä. Ajanhetkellä  $t = 5$  s syötettiin askelmainen  $5^\circ$  ohjauskulman muutos. Simulointitulokset on esitetty kuvassa 60.



Kuva 60. Tasauspyörästä eroosuuren signaali, kun ajanhetkellä  $t = 5$  s askelmainen ohjauskulman muutos  $\delta = 5$  deg. Tien pintana on käytetty lumista pintaa.

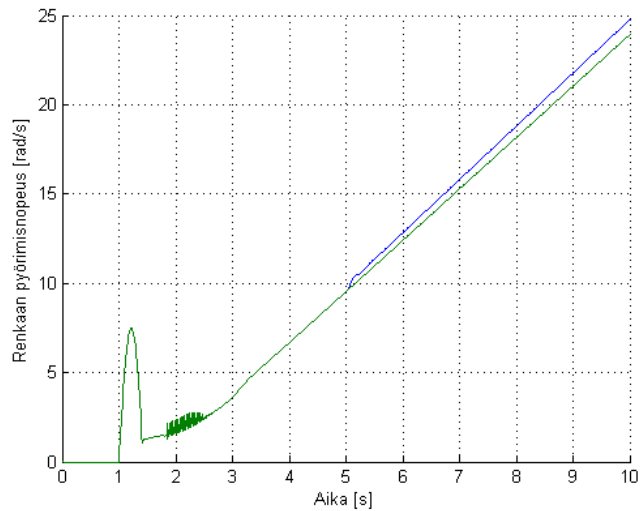
Kuvaajasta huomataan, että säätö poistaa eroosuuren erittäin nopeasti ja tehokkaasti. Värähtelyä esiintyy n sekunnin verran, mutta jo ajanhetkellä  $t = 5.20$  s ollaan niin pienessä erossa, että sillä ei ole käytännön merkitystä. Renkaiden luistokerroimet on esitetty kuvassa 61.



Kuva 61. Renkaiden luistokerroimet kun 6000 Nm vääntömomenttireferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s ja ajanhetkellä  $t = 5$  s askelmainen ohjauskulman muutos  $\delta = 5$  deg. Tien pintana on käytetty lumista pintaa.

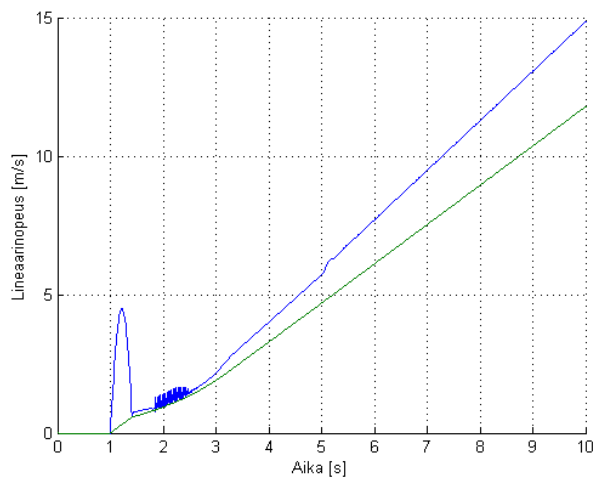
Kuvasta huomataan, että ajanhetkellä  $t = 5$  s toisen renkaan luistokerroin kasvaa hieman, koska ulkokaarteen renkaan pyörimisnopeutta on nostettava pidemmän

kuljettavan matkan takia. Tämä vaikuttaa suoraan luistokertoimeen. Nousu on silti hallittua, eikä suuria värähtelyitä esiinny. Renkaiden pyörimisnopeudet on esitetty ajan funktiona kuvassa 62.



Kuva 62. Renkaiden pyörimisnopeudet kun 6000 Nm vääntömomenttiferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s ja ajanhetkellä  $t = 5$  s askelmainen ohjauskulman muutos  $\delta = 5$  deg. Tien pintana on käytetty lumista pintaa.

Kuvasta huomataan, että tasauspyörästäön säätö toimii simulointiympäristössä. Ulkokaarteen renkaan nopeus nousee hallitusti ja jää suuremmaksi kuin sisäkaarteen renkaan nopeus. Ajoneuvon ja ulkokaarteen renkaan lineaarinopeudet on esitetty kuvassa 63.

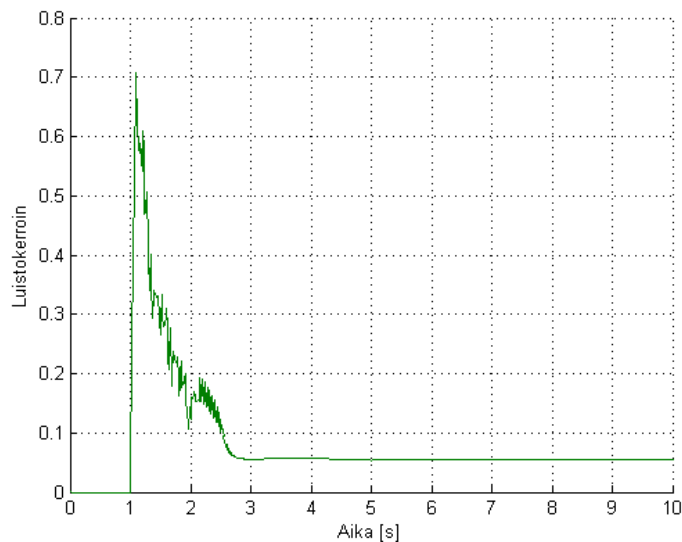


Kuva 63. Ajoneuvon ja renkaan nopeudet, kun 6000 Nm vääntömomenttiferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s ja ajanhetkellä  $t = 5$  s askelmainen ohjauskulman muutos  $\delta = 5$  deg. Tien pintana on käytetty lumista pintaa.

Kuvasta huomataan, että ulkokaarteen renkaan lineaarinopeus muuttuu kääntymishetkellä, jonka seurauksena renkaan ja ajoneuvon nopeuden suhde kasvaa hieman.

### 9.2.5 Pintojen muutokset

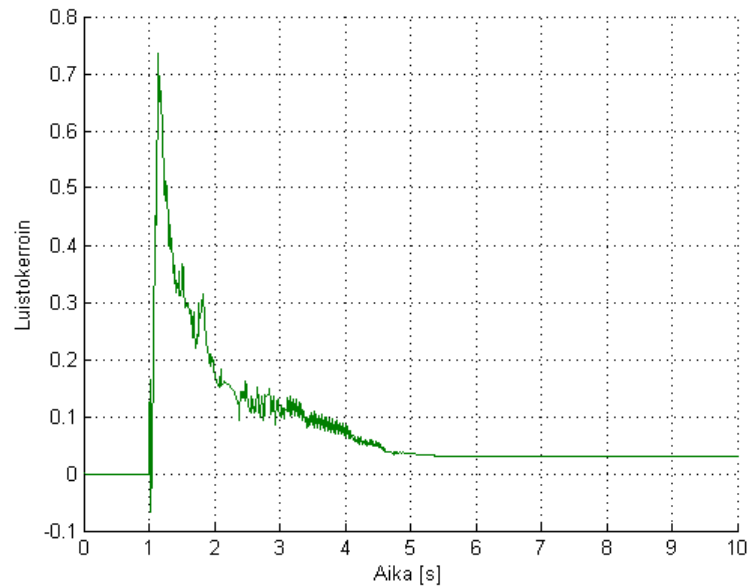
Järjestelmään toimivuutta testattiin eri tien pinnoilla, samoin kuin muuttuvilla tien pinnoilla. Ensimmäisenä simuloitiin tilannetta jossa ajoneuvo lähtee kiihdyttämään kuivalta tien pinnalta ja ajanhetkellä  $t = 5$  s ajetaan märälle tielle. Lähtökiihdytyksessä oli vääntömomenttiferenssi nostettava arvoon  $T = 12\ 000$  Nm, jotta rengas saadaan luistamaan kuivalla asfaltilla. Renkaan luistokerroin ajan funktiona on esitetty kuvassa 64.



Kuva 64. Ajoneuvon renkaiden luistokerroimet, kun 12000 Nm vääntömomenttiferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s ja ajanhetkellä  $t = 5$  s ajetaan kuivalta pinnalta märälle pinnalle.

Kuvaajasta huomataan, että mitään merkittäviä muutoksia ei tapahdu luistokerroimessa tien pinnan muuttuessa. Alun vääntömomenttiferenssi on kasvatettava kaksinkertaiseksi verrattuna lumiseen pintaan, jotta saadaan rengas kiihtyvään pyörivään liikkeeseen. Tästä voidaan päätellä, että kuivalla asfaltilla luistonestoa tuskin tarvitaan, ellei nosteta pyörien kohdistamaa vääntömomenttia tiehen nähden. Luistoneston tarvetta märällä pinnalla simuloitiin lähtökiihdytyksellä erisuuruuksilla vääntömomenteilla. Simuloinneissa huomattiin, että myöskin märällä pinnalla renkaaseen kohdistuva vääntömomentti on oltava n

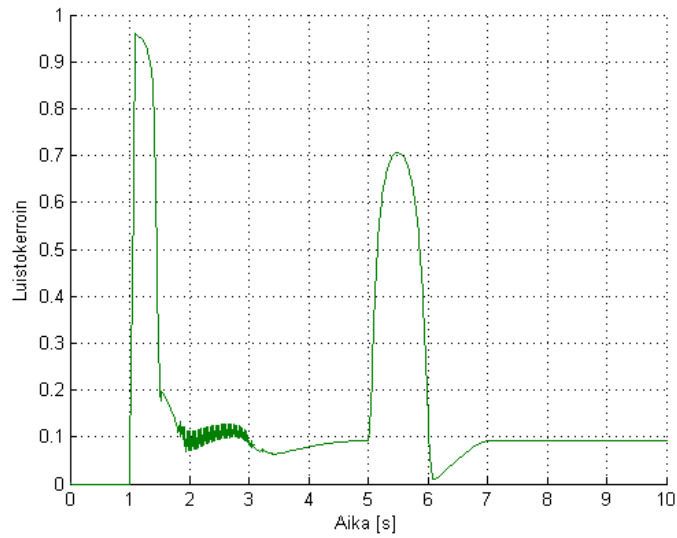
9000 Nm, jotta rengas saadaan kiihtyvään pyörimisliikkeeseen. Simulointitulos 9000 Nm:n vääntömomenttireferenssillä on esitetty kuvassa 65.



Kuva 65. Ajoneuvon renkaiden luistokertoimet, kun 9000 Nm vääntömomenttireferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s. Tien pintana on käytetty märkää pintaa.

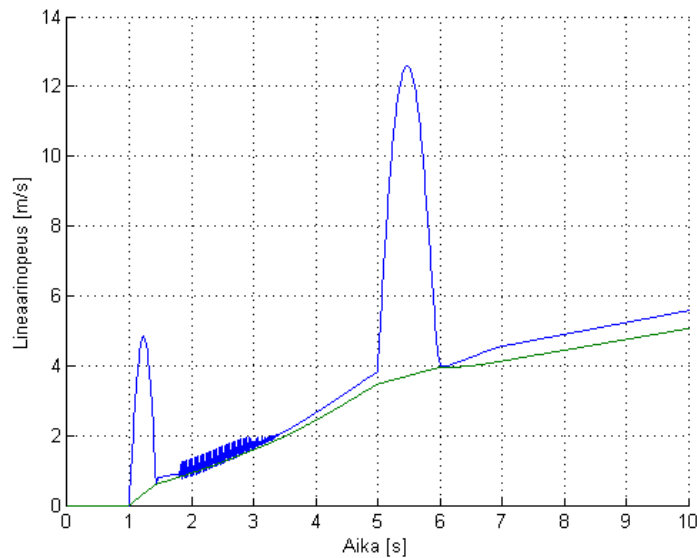
Kuvasta huomataan, että mikäli käytetään suurta vääntömomenttia ja saadaan rengas luistamaan, onnistuu järjestelmä saamaan luiston hallintaan kohtuullisessa ajassa.

Seuraavaksi simuloitiin säädön toiminta, kun ajoneuvo ajaa lumiselta pinnalta jäiselle pinnalle. Simuloinnissa ajoneuville annetaan 6000 Nm vääntömomenttireferenssi ajanhetkellä  $t = 1$  s, ja ajanhetkellä  $t = 5$  s tien pinta muuttuu yhtäkkiä lumisesta jäiseksi. Simulointitulos on esitetty kuvassa 66.



Kuva 66. Ajoneuvon renkaiden luistokertoimet, kun 6000 Nm vääntömomenttireferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s ja ajoneuvo ajaa lumiselta pinnalta jäiselle pinnalle ajanhetkellä  $t = 5$  s.

Kuvaajasta huomataan, että säätö toimii toivotulla tavalla ja poistaa liian suuren luiston alle sekunnissa, jonka jälkeen ollaan hetki tilassa, jossa säätö rajoittaa moottorin tehoa periaatteessa tarpeettoman paljon. Tämän jälkeen säädin palauttaa hitaasti luiston takaisin sallitulle alueelle. Ajoneuvon ja renkaiden lineaarinopeudet on esitetty kuvassa 67.

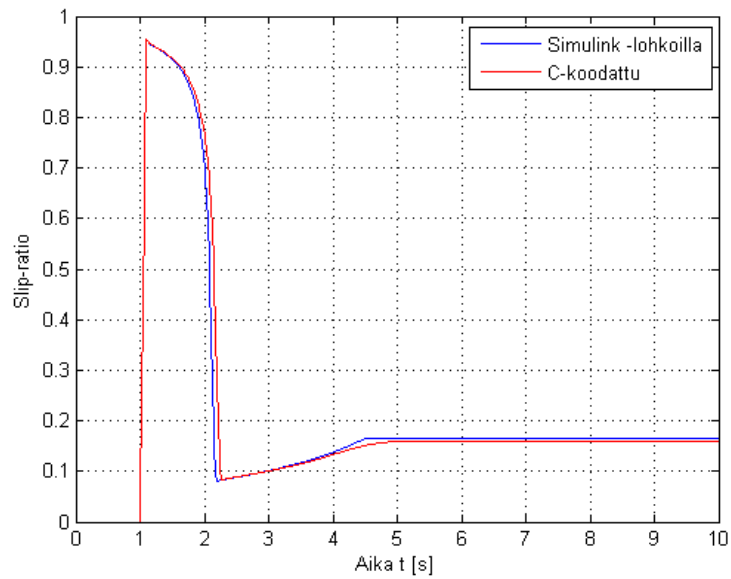


Kuva 67. Ajoneuvon ja renkaan lineaarinopeudet, kun 6000 Nm vääntömomenttireferenssi syötetään järjestelmään ajanhetkellä  $t = 1$  s ja ajoneuvo ajaa lumiselta pinnalta jäiselle pinnalle ajanhetkellä  $t = 5$  s.

Kuvaajasta huomataan, että luisto saadaan hallintaan kohtuullisessa ajassa. Säädin poistaa renkaalta liiallisen nopeuden, jolloin ajanhetkellä  $t = 6$  s, ajoneuvo ja rengas kulkevat samalla nopeudella, eli luistokerroin on nolla. Tämän jälkeen säädin kiihdyttää rengasta hallitusti, jolloin luisto pysyy hallinnassa. Ajanhetkellä 1.8 s alkava värähtely johtuu käytettävästä ajoneuvon mallista, eikä säädöstä.

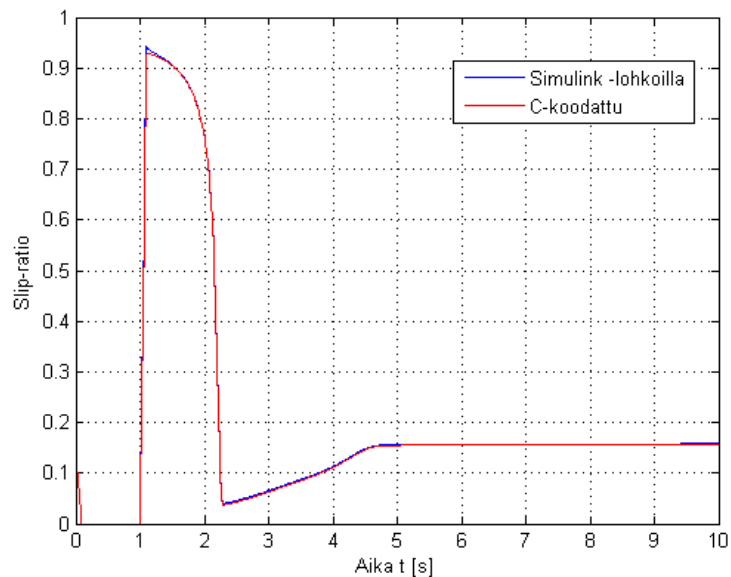
### 9.3 Simulink ja C-koodattujen lohkojen erot

Simulinkin komponenteista muodostettua simulointimallin toimintaa verrattiin C-koodatuilla S-funktiolohkoilla toteutettuun simulointimalliin. Testeinä käytettiin tilannetta, jossa ajanhetkellä  $t = 1$  s, järjestelmään syötettiin vääntömomenttireferenssi  $T = 6000$  Nm. Tien pinta mallinnettiin lumiseksi ja säädön kompensoinnissa singletoneille vektoria  $[-13 \ -4.5 \ 0 \ 5 \ 13 \ 26]$ . Sumean säätimen toiminnan eroavaisuus simulink- ja koodattujen lohkojen välillä on esitetty luistokertoimella ajan funktiona kuvassa 68.



Kuva 68. Luistokertoimen säädön ero c-koodattuna ja simulink-lohkona

Kuvaajasta voidaan huomata pientä eroavaisuutta säätöjen välillä, mutta kumpikin toimii käytännössä yhtä tehokkaasti. Eroavaisuudet ovat hyvin pieniä. Samaa tilannetta simuloitiin uudestaan ja testattiin  $\lambda$ -estimaattorin eroja simulink-lohkon ja c-koodatun lohkon välillä. Simulointitulokset on esitetty kuvassa 69.

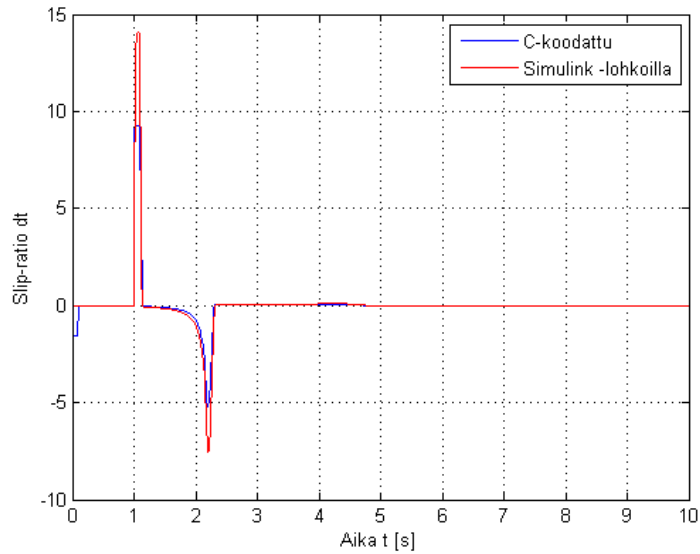


Kuva 69.  $\lambda$ -estimaattorin erot simulink-lohkon ja c-koodatun lohkon välillä

Kuvaajasta huomataan, että ero simulink-lohkoilla ja C-koodilla toteutettujen mallien välillä on huomattavasti pienempi kuin sumean säätimen tapauksessa. Tästä voidaan



päätellä, että säätimen erot eivät johdu ainakaan merkittävässä määrin  $\lambda$ -estimaattorin eroista. Testaamalla eroja  $\lambda$ -estimaattorin derivaatan suhteen saatiin kuvan 70. muotoinen kuvaaja.

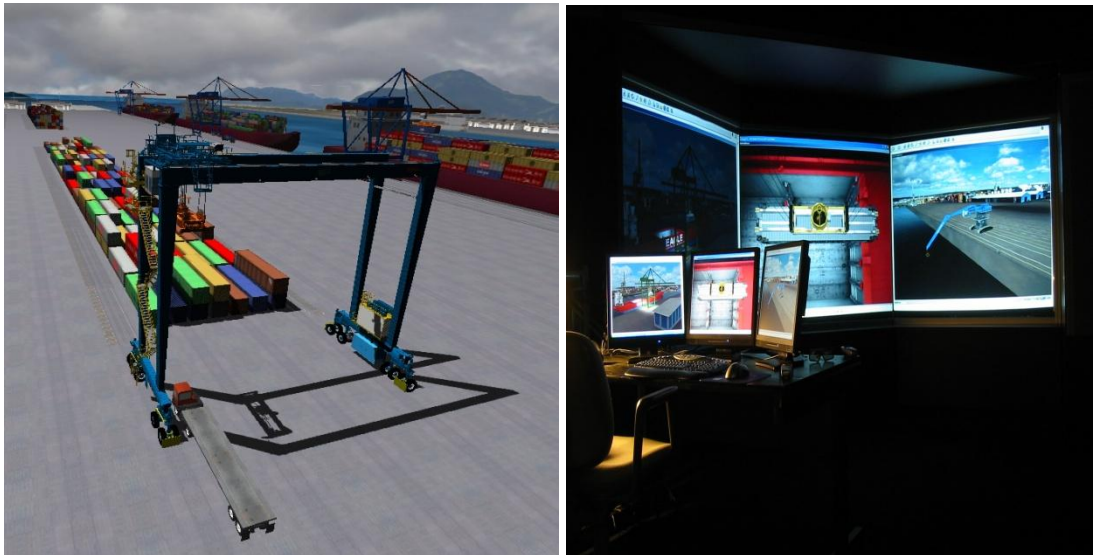


Kuva 70.  $\lambda$ -estimaattorin derivaatan erot simulink-lohkon ja c-koodatun lohkon välillä

Kuvaajasta voidaan huomata, että C-koodattu simulointimalli poikkeaa nopeissa muutostilanteissa simulink-lohkoihin verrattuna. Erot voivat pääsääntöisesti derivaatan toteutuksesta, joka c-koodin tapauksessa käyttää Eulerin yhtälöä. Myös näytteistystaajuus voi vaikuttaa eroihin. Säätimen toimintaan erot vaikuttavat kuitenkin melko vähäisesti, joten kuvan mukaan voidaan käytännön tasolla todeta, että simulink-lohkoilla ja C-koodilla toteutetuilla S-funktiolohkoilla toteutetut simulointimallit toimivat samanlaisesti.

## 10. TESTAUSYMPÄRISTÖ

Simulink-ympäristössä simuloitu implementoitava järjestelmä testataan Mevean reaaliaikasisimulaattorilla. Mevean järjestelmä tarjoaa mallin mm. satamaympäristöstä johon on mallinnettu konttilukin fysikaalinen malli. Malliin on lisätty konttilukin voimalähteeksi Visedon sähkökäytöt, jolloin konttilukin säätöjärjestelmän käyttäytymistä voidaan testata ja tarkastella turvallisesti virtuaaliympäristössä. Reaaliaikaisesti toimiva simulointiympäristö tarjoaa tehokkaan tavan säädön verifioimiseksi, sekä mahdollisten parannus- ja kehityskohteiden havainnointiin. Sulautettuun testaukseen otetaan kantaa tarkemmin Henri Montosen diplomityössä. Kuvassa 71. on esitetty näkymät Mevean simulointiympäristöstä.



Kuva 71. Mevean simulaattori satamaympäristöstä. (Kuvat Mevea)

## 11. JOHTOPÄÄTÖKSET

Työkoneiden hybridisointi mahdollistaa perinteisten turvallisuutta ja ajoneuvon käsittelyä helpottavien ominaisuuksien tuomisen työkoneympäristöön. Sähkökäyttöjen nopea vaste, sekä tarkka ja helppo säädettävyys parantavat ja monipuolistavat toimintojen säädettävyyttä. Lisäksi hybridisointi ja sähköistys mahdollistavat täysin uusia sovelluksia työkoneisiin, kuten kääntymisen avustamisen differentiaalisella ohjauksella.

Työn tarkoituksena oli suunnitella ja toteuttaa säätöjärjestelmä luistonestojärjestelmälle ja elektroniselle tasauspyörästölle, joka voidaan testata Mevean virtuaalisessa ympäristössä ja myöhemmin oikealla työkoneella.

Työssä käytettiin kitkamallina kuuluisaa Pacejkan empiirisesti muodostamaa ”Magic Formula”-kitkamallia. Kitkamalli sopii hyvin suurien luistokertoimien määrittämiseen ja empiirisyyden takia malli on tarkka. Pacejkan kitkamallia on käytetty paljon ajoneuvojen dynaamisissa malleissa jossa epälineaarinen kitka on otettava huomioon.

Ajoneuvon luistokerroin määritettiin tässä työssä uudella menetelmällä, koska käytössä ei ole ajoneuvon nopeustietoa. Menetelmässä verrataan renkaan pyörimisnopeuden suhdetta vääntömomenttiin. Pyörien menettäessä pidon, renkaan nopeus nousee huomattavasti, jolloin säätö puuttuu peliin. Menetelmän vaatimat poikkeustilanteiden käsittely toteutettiin ohjelmallisesti.

Säätöjärjestelmä suunniteltiin käyttämällä sumeaa säätöä. Sumea säätö mahdollistaa hyvät säätöominaisuudet epälineaarille systeemille verrattain yksinkertaisesti. Sumea säätö on myös havainnollinen suunnitteluvaiheessa. Haasteita sumeassa säädössä tuo järjestelmän virittäminen.

Säädin ohjelmoitiin C-kielellä simulink-ympäristössä, jossa järjestelmän toimintaa myös simuloitiin. Simulointitulosten perusteella säätö poistaa ylimääräisen luiston liukkaalla niin liikkeelle lähdettäessä, kuin myös tien pintojen vaihtumisesta

aiheutuneissa tapauksissa. Myös tasauspyörästä toimii simulaation perusteella toivotusti.

Ajoneuvon nopeustiedon puuttuminen aiheuttaa säädön toteutukselle erityisen haasteen ja on mahdollinen virhelähde ja epävarmuustekijä. Kuitenkin simulointien pohjalta näyttäisi siltä, että säätö on toteutettavissa ilman nopeustietoa. Käyttäytyminen toista kitkamallia vasten testataan Mevean simulaattorilla, josta pitäisi saada lisäindikaatio säädön toimivuudesta. Kyseinen simulaattori ei valmistunut koululle tämän diplomityön puitteissa, joten järjestelmän testauksesta jatkaa Henri Montonen omassa diplomityössään.

**LÄHTEET**

- [1] Xu Peng, Hou Zhe, Guo Guifang, Zhang Liping, Cao Binggang, Long Hongyu, Chen Xi, Anti-slip Regulation of Electronic Vehicle Without Speed Sensor, IEEE International Symposium on Industrial Electronics ISIE 2009, Seoul, Korea, 2009:222~227
- [2] Rajesh Rajamani, Vehicle Dynamics and Control, Springer, 2006
- [3] Zhiyang Cai, Chengbin Ma, Qunfei Zhao, Acceleration-to-torque Ratio based Anti-skid Control for Electric Vehicles, Mechatronics and Embedded Systems and Applications (MESA), 2010 IEEE/ASME International Conference, Qingdao, ShanDong, 2010:577~581
- [4] Kiyoshi Fujii, Hiroshi Fujimoto, Traction Control based on Slip Ratio Estimation Without Detecting Vehicle Speed for Electric Vehicle, 688~693
- [5] MathWorks,  
<http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/drive/tire.html>,  
 viitattu 3.2.2011
- [6] 20-Sim Production Support  
[http://www.20sim.com/webhelp/modeling\\_tutorial/friction/staticdynamicphenomena.htm](http://www.20sim.com/webhelp/modeling_tutorial/friction/staticdynamicphenomena.htm), viitattu 3.2.2011

- [7] H.Olsson, K.J.Åström, C.Canudas de Wit, M.Gäfvert, P.Lischinsky, Friction Models and Friction Compensation
- [8] Jacob Svendenius, Björn Wittenmark, Brush Tire Model with Increased Flexibility, *European Control Conference*, September 2003
- [9] Yee-Pien Yang, Xian-Yee Xing, Design of Electric Differential System for an Electric Vehicle with Dual Wheel Motors, Conference on Decision and Control, Cancun, Mexico, 2008
- [10] Juergen Ackermann, Robust Control Prevents Car Skidding, Control Systems Magazine, Jun 1997:23~31
- [11] Y. E. Zhao, J.W. Zhang, X. Q. Guan, Modeling and Simulation of Electronic Differential System for an Electric Vehicle with Two-Motor-Wheel Drive, 2009
- [12] Sinclair Gair, Andrew Cruden, J. McDonald, Branislav Hredzak Electronic Differential with Sliding Mode Controller for a Direct Wheel Drive Electric Vehicle, 2004
- [13] Kuva, Viitattu 9.2.2011  
<http://www.jalopyjournal.com/forum/attachment.php?attachmentid=502592&d=1222064081>

- [14] Kuva, Viitattu 20.6.2011 <http://www.yaldex.com/game-development/FILES/-30fig05.gif>
  
- [15] Kuva, Viitattu 20.6.2011 [http://www.mathworks.com/help/toolbox-fuzzy/logic\\_graphs\\_2.gif](http://www.mathworks.com/help/toolbox-fuzzy/logic_graphs_2.gif)
  
- [16] YuHon Tee, YongChai Tan, BoonYew Teoh, EngBeng Tan, ZhenYang Wong A Compact Design of Zero-Radius Steering Autonomous Amphibious Vehicle with Direct Differential Directional Drive – UTAR-AAV
  
- [17] Janzen Jan, Foundations of Fuzzy Control, Wiley 2007
  
- [18] Karnopp Dean, Vehicle Stability, Marcel Dekker, 2004
  
- [19] Juhala et al. Moottorialan sähköoppi, Autoalan koulutuskeskus, 2005
  
- [20] Isomursu Pekka, A Software engineering approach to the development of fuzzy control systems, VTT Publications, 1995
  
- [21] Isomursu et al. Sumea säätö suomalaisessa prosessiteollisuudessa, VTT tiedotteita, 1994
  
- [22] Bishop. H. Robert, Mechatronic system control, logic, and data acquisition, CRC Press, 2008
  
- [23] Stone Richard, Ball Jeffrey, Automotive Engineering Fundamentals, SAE International, 2004