

Juho Konola

# Jarrupoljinjärjestelmän suunnittelu ja toteutus Electric RaceAbout -sähköurheiluautoon

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Auto- ja kuljetustekniikka

Insinöörityö

11.10.2012

Tekijä Otsikko	Juho Konola Jarrupoljinjärjestelmän suunnittelu ja toteutus Electric RaceAbout -sähköurheiluautoon
Sivumäärä Aika	32 sivua + 3 liitettä 11.10.2012
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotetekniikka
Ohjaaja	Lehtori Sami Ruotsalainen
<p>Tämä insinöörityö tehtiin osana Metropolia Ammattikorkeakoulun Electric RaceAbout -sähköajoneuvoprojektia. Työn tavoitteena oli suunnitella ja valmistaa auton jarrujärjestelmään uusi kaksitoiminen jarrupoljin.</p> <p>Työssä tarkastellaan yleisimpiä tänä päivänä käytössä olevia ajoneuvojen jarrujärjestelmiä sekä kuvataan, mitä tarkoitetaan jarrutusenergian talteenottamisella ja miten sitä sovelletaan yhdessä perinteisten jarrujärjestelmien kanssa sähkö- ja hybridiajoneuvoissa.</p> <p>Suunnittelu aloitettiin tutustumalla E-RAn alkuperäiseen jarrupoljinjärjestelmään ja siinä havaittuihin puutteisiin. Ongelmiin pyrittiin löytämään ratkaisut ja niiden pohjalta autoon suunniteltiin uusi jarrupoljinjärjestelmä. Suunnittelussa käytettiin apuna jarrujärjestelmien ja ajodynamiikan laskentakaavoja sekä laskettiin käytettävien komponenttien soveltuvuus.</p> <p>Valmistuksen osalta työssä esitellään Catia V5 -ohjelman hyödyntämistä tietokoneohjatun koneistuskeskuksen ohjelmoinnissa ja CNC-ohjatun työstökoneen käytön tuomia mahdollisuuksia. Tämän lisäksi kuvataan eri työvaiheet laakeripintojen viimeistelyä myöten.</p> <p>Työn lopputuloksena E-RAan saatiin uusi jarrupoljinkokonaisuus, joka on toimivuudeltaan edeltäjäänsä luotettavampi ja käytettävyydeltään monipuolisempi käyttäjäystävällisemmän säädettävyytensä ansiosta.</p>	
Avainsanat	Electric RaceAbout, jarrupoljin, regeneroiva jarrutus

Author Title	Juho Konola Design and Implementation of Brake Pedal System for Electric RaceAbout Sports Car
Number of Pages Date	32 pages + 3 appendices 11 October 2012
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive and Transport Engineering
Specialisation option	Automotive Design Engineering
Instructor	Sami Ruotsalainen, Senior Lecturer
<p>This Bachelor's thesis was made as a part of Metropolia University of Applied Sciences', Electric RaceAbout, electric vehicle project. The objective of this thesis was to design and produce a new dual-phase brake pedal for the brake system of the car.</p> <p>The thesis briefly explains the function of the most common braking systems used in vehicles nowadays and clarifies what is meant by vehicle braking energy recuperation and how it is applied together with ordinary brake systems in hybrid and electric vehicles.</p> <p>The design process was started by analyzing the problems encountered with E-RA's original brake pedal system. A new brake pedal system was designed based on the problems that were found. Calculations for brake systems and dynamics were used as a tool for the design process and the feasibility of used components.</p> <p>Catia V5 -computer program was used in programming a CNC machine tool for the manufacturing process. Also the potential of using a CNC machine tool was demonstrated. All the steps of manufacturing the brake pedal were explained.</p> <p>As a result of this thesis a new brake pedal was manufactured. The new system is more reliable and versatile than its predecessor due to its adjustability.</p>	
Keywords	Electric RaceAbout, brake pedal, regenerative braking

## Sisällys

Tiivistelmä

Abstract

Lyhenteet ja käsitteet

1	Johdanto	1
1.1	Lähtökohdat	1
1.2	Ongelmat ja tavoitteet	3
2	Jarrujärjestelmät	3
2.1	Jarrutusenergian talteenotto	3
2.1.1	Sarja-RBS	4
2.1.2	Rinnakkais-RBS	5
2.2	Perinteiset jarrujärjestelmät	6
2.2.1	Hydraulijarrut	6
2.2.2	Paineilmajarrut	8
2.2.3	Sähköhydrauliset jarrut	9
3	Tiedonkeruu ja esisuunnittelu	9
3.1	Tiedonkeruu	10
3.2	Esisuunnittelu	12
4	Suunnittelu	13
4.1	Dynaaminen painonsiirtymä	13
4.2	Jarruvoimat	15
4.3	Laakerien mitoitus	17
4.4	Akselin lujuuslaskenta	18
5	Toteutus	19
5.1	Koneistusradat	19
5.2	Koneistus	21
5.3	Kokoonpano	24
6	Testausta ja tuloksia	25

7	Yhteenveto ja pohdinta	29
	Lähteet	33
	Liitteet	
	Liite 1. Tilton balance barin asennusohjeet	
	Liite 2. Penny + Giles anturin datalehti	
	Liite 3. Alumec 89:n datalehti	

## Lyhenteet ja käsitteet

Balance bar	Kaksi jarrupääsylinteriä sisältävissä hydraulijarrukokonaisuuksissa käytettävä nivelöity akseli, jolla säädetään poljinvoiman jakoa pääsylinterien kesken.
CAD	<i>Computer-aided Design</i> . Tietokoneavusteista suunnittelua joka käsittää muun muassa 2D-piirtämistä, 3D-mallintamista ja tietokonesimulointia.
CAM	<i>Computer-aided manufacturing</i> . CNC-koneiden ohjelmointiin käytettävä tietokoneohjelma, joka luo G-koodia työstettävän kappaleen 3D-mallin avulla.
CAN-väylä	<i>Controller Area Network</i> . Pääasiassa ajoneuvoissa käytössä oleva tiedonsiirtoväylä, joka mahdollistaa tiedonsiirron käytettävien laitteiden välillä ilman erillistä isäntäkonetta.
CNC	<i>Computer Numerical Control</i> . Työstökoneiden tietokoneistettu ohjaus.
DOT	<i>Department of Transportation</i> . Yhdysvaltojen liikennevirasto. Muun muassa jarrunesteissä puhutaan DOT-luokitteluista, jotka määrittelevät jarrunesteille asetettavat minimivaatimukset.
ECU	<i>Electronic Control Unit</i> . Elektroninen ohjausjärjestelmä, jonka tehtävänä on ohjata ajoneuvon sähköisiä järjestelmiä. ECU voi olla lyhenne myös sanoista <i>Engine Control Unit</i> , joka tarkoittaa auton moottorin ohjausyksikköä.
EHB	<i>Electro-Hydraulic Brake</i> . Sähköhydraulinen jarrujärjestelmä.
E-RA	<i>Electric RaceAbout</i> . Metropolia Ammattikorkeakoulun opiskelijaprojektina tehty sähkökäyttöinen urheiluauto.
G -koodi	CNC-koneiden ohjelmointiin käytettävä komentokieli.

- G-voima Kiihtyvyyttä verrattaessa putoamiskiihtyvyyteen puhutaan G-voimista. Putoamiskiihtyvyys on fysiikassa yleisesti määritelty noin  $9,81 \text{ m/s}^2$  suuruiseksi.
- KERS *Kinetic Energy Recovery System*. Formula 1 -sarjassa käytetty jarrutusenergian talteenottoon ja uudelleen hyödyntämiseen suunniteltu järjestelmä.
- Monokokki Korin rakennetyyppi, jossa yksiosainen kori kantaa suurimman osan ajoneuvon kuormasta.
- Pedalbox Jarrubalanssin säätämisen mahdollistava jarrupoljinkokonaisuus.
- RBS *Regenerative Braking System*. Sähkö- ja hybridiajoneuvoissa käytetty jarrutusenergian talteenottojärjestelmä, joka käyttää yhtä tai useampaa sähkömoottoria generaattorina ladatakseen ajoneuvon akkuja.

## 1 Johdanto

Tämä insinöörityö tehtiin Metropolia Ammattikorkeakoulun Electric RaceAbout -sähköautoprojektiin. Insinöörityön aiheena oli uuden jarrupoljinkokonaisuuden suunnittelu, toteuttaminen, käyttöönotto ja testaus. Metropolia Ammattikorkeakoululla aiemmin Helsingin ammattikorkeakoulu Stadia ja Helsingin Teknillinen Oppilaitos on pitkä, 1990-luvulle ulottuva perinne erilaisten ajoneuvoprojektien toteuttamisesta. Viimeisimpiä näistä ovat RaceAbout, CityCab ja Electric RaceAbout, jotka kaikki ovat lisäksi tieliikennekäyttöön rekisteröityjä.

E-RAn (Electric RaceAbout) suunnittelu aloitettiin loppuvuodesta 2007, ja auton valmistuttua sillä osallistuttiin kesällä 2010 järjestettyyn Progressive Insurance Automotive X-Prize -kilpailuun. Kilpailussa arvioitiin muun muassa energiatehokkuutta ja dynaamisuutta. Kilpailussa E-RA sijoittui toiseksi. Keväällä 2011 E-RA rekisteröitiin tieliikenteeseen ja saman kesän aikana sillä osallistuttiin lukuisiin tapahtumiin ympäri Eurooppaa. Näistä esimerkkeinä Michelin Challenge Bibendum (1. sija), Le Mans (näytösajo) ja E-Miglia (9. sija). Syksyllä 2011 E-RAlla saavutettiin myös katukäyttöön tarkoitettujen sähköautojen kierrosaikaennätys Nürburgringin Nordschleife-radalla (8:42,72) ja tammikuussa 2012 myös sähköautojen jäälläajon nopeusennätys (252,09 km/h).

### 1.1 Lähtökohdat

E-RA (kuva 1) on pääosin Metropolia Ammattikorkeakoulun opiskelijoiden projektityönä valmistama sähköurheiluauto. E-RAn kori on itsekantava hiilikuitumonokokki. Edessä ja takana on suurlujuusteräspuutkesta valmistetut apurungot. E-RAssa on neljä kestopagneettitahtimoottoria, jotka on sijoitettu auton apurunkoihin. Moottorit on kytketty suoraan pyörille vetoakselin välityksellä välityssuhteen ollessa 1:1. Moottorit saavat energiansa vaihtosuuntaajien kautta kolmesta erillisestä akkupaketista. Akkupaketeista kaksi on sijoitettu päällekkäin auton istuimien taakse ja yksi istuimien väliin ”kardaanitunneliin”. E-RAn pyöräntuennassa on hyödynnetty valmiita komponentteja Audi R8

-urheiluautosta. Sekä edessä, että takana on päällekkäin sijoitetut kolmiotukivarret, erillisjousitus ja jäähdytetyt levyjarrut.





Kuva 1. Electric Raceabout tekemässä nopeusennätystä Ivalon jäällä maaliskuussa 2012.

E-RAn jarrujärjestelmä koostuu yleisesti henkilöautoissa käytetystä hydraulisesta jarrujärjestelmästä sekä sähkö- ja hybridi-autoissa tavallisesti käytettävästä regeneroivasta jarrujärjestelmästä. Jarrujärjestelmät toimivat itsenäisesti, ja molemmille on oma polkimensä. Jarrupolkimet on sijoitettu päällekkäin siten, että regeneroivan polkimen runko on hydraulipolkimen takana mutta poljinpinta kaartaa hydraulipolkimen eteen ja on lähempänä kuljettajaa. Näin autoa voidaan jarruttaa tarvittaessa pelkästään sähköllä ja muuttaa samalla liike-energiaa takaisin sähköiseen muotoon auton akkuihin. Sähköisessä jarrujärjestelmässä mahdollisesti ilmenevän vikatilanteen varalta hydraulinen jarrujärjestelmä on aina käytettävissä painamalla jarrupoljinta riittävän syväälle.

E-RAn hydraulinen kaksipiirinen jarrujärjestelmä on tehostamaton, ja se on jaettu etu- ja takajarrupiiriin. Tämä mahdollistaa jarrubalanssin säädön etu- ja taka-akselin kesken mahdollisimman tehokkaaksi ja kuljettajalle mieluisaksi. Molemmilla jarrupiireillä on omat jarrupääsylinterinsä, joille jaettavaa poljinvoimaa voidaan säätää ns. balance barin avulla. Jarrusatulat ja -levyt ovat peräisin Audi R8 -urheiluautosta. Regeneroiva jarrujärjestelmä koostuu jarrupolkimien väliin sijoitetusta anturista, vaihtosuuntaajista ja auton sähkömoottoreista, jotka kiihdyttämisen lisäksi huolehtivat tarvittaessa myös jarrutuksesta.

## 1.2 Ongelmat ja tavoitteet

E-RAlla tehtyjen testien pohjalta alkuperäisen jarrujärjestelmän toiminnassa ja luotettavuudessa havaittiin ongelmia, jotka vaikuttivat muun muassa auton liikenneturvallisuuteen. Ongelmakohtiksi muodostui regeneroivan jarrupolkimen muotoilun aiheuttama polkimen ”pohjaaminen” eli törmääminen auton tulipeltiin kovassa jarrutuksessa. Tämä saattoi eri ajotilanteissa estää autoa saavuttamasta parasta mahdollista hidastuvuutta. Muita havaittuja ongelmia oli regeneroivan polkimen törmäily hydraulipolkimessa käytettävän balance barin kanssa sekä regeneroivan polkimen anturin epävakaa nollapiste. Hydraulijarrujärjestelmässä parannettavaa löytyi jarrupääsylinterien työntötankojen kohdistuskulmassa siten, että saataisiin estettyä työntötankojen hankaaminen pääsylinterien lukkorenkaisiin jarrutettaessa. Käytännössä tämä johtui siitä, että polkimeen sijoitettu balance bar oli mitoitettu liian korkealle jarrupääsylintereihin nähden.

Poljinkokonaisuutta haluttiin myös kehittää niin, että rata-asetusten käyttöönottoaminen helpottuisi eli sähköjarrujärjestelmä saataisiin tarvittaessa pienellä vaivalla kytkettyä pois käytöstä, ilman että poljintuntuma kärsisi. Regeneroivassa jarrutuksessa liike-energian muuttaminen sähköenergiaksi tuottaa sivutuotteena haitallista lämpöä auton moottoreissa ja heikentää sitä kautta auton suorituskykyä. Tästä syystä kovassa rata-ajossa on perusteltua käyttää ainoastaan hydraulista jarrujärjestelmää. Alkuperäisessä järjestelmässä rata-ajoa varten regeneroiva poljin piti poistaa ja siirtää siitä poljinpinta hydraulipolkimeen adapterin avulla. Suunniteltavassa poljinkokonaisuudessa sähköjarrun lukitsemismahdollisuus hydraulijarrun suhteen asetettiin yhdeksi vaatimukseksi.

## 2 Jarrujärjestelmät

### 2.1 Jarrutusenergian talteenotto

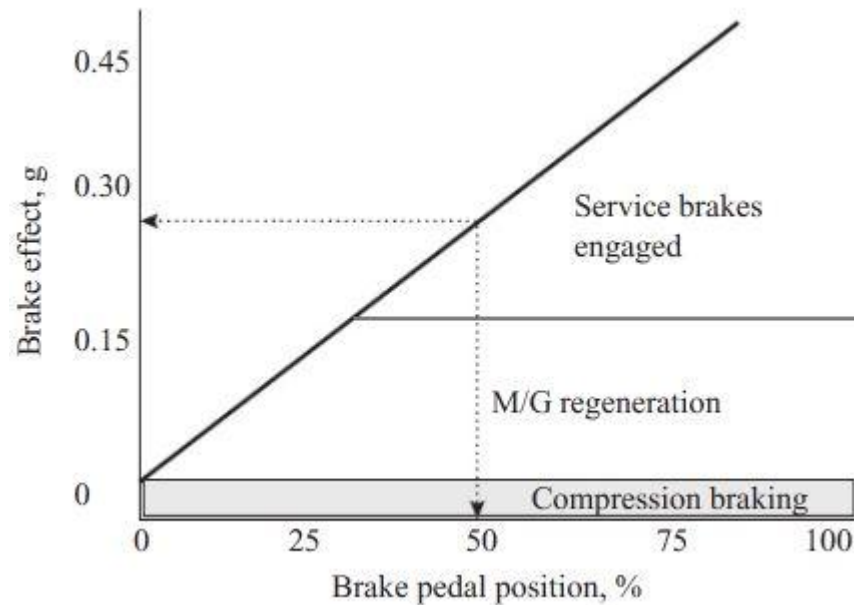
Perinteistä polttomoottorilla toimivaa autoa jarrutettaessa liike-energiaa muutetaan lämpöenergiaksi jarruissa vaikuttavan kitkan kautta eikä sitä saada enää talteen myöhemmää käyttöä varten [1, s. 24]. Jarrutusenergian hyödyntämiseen on kehitetty viime aikoina erilaisia järjestelmiä, jotka ovat tulleet tunnetuiksi lähinnä sähkö- ja hybridautojen yleistymisen myötä. Näistä tunnetuin lienee Formula 1 -sarjasta tuttu KERS eli *Kinetic Energy Recovery System*, jossa energian varastointiin saa valinnan mukaan

käyttää akkuja, suurella nopeudella pyörivää vauhtipyörää tai hydraulista järjestelmää [2]. Jarrutusenergian talteenotto ei keksintönä kuitenkaan ole uusi, sillä jo vuonna 1908 Charles J. Paulson patentoi ajoneuvokäyttöön tarkoitetun järjestelmän, jossa jarrutusenergiaa varastoitiin vakiovoimajouseen, josta sitä voitiin tarvittaessa vapauttaa ajoneuvon liikuttamiseen [3, s. 3]. Jarrutusenergian talteenottoa sähkömoottoreiden avulla kutsutaan regeneroivaksi jarrutukseksi (*Regenerative Braking System, RBS*). Sähköjunissa regenerointi on otettu ensimmäisen kerran käyttöön jo 1800-luvun loppupuolella. Keksittiin, että vauhtia voidaan hidastaa junan moottoreilla, jolloin ne toimivat generaattoreina ja sähköä voidaan halutessa syöttää takaisin sähköverkkoon.

Hybridi- ja sähköautoissa jarrutuksesta huolehtii normaalisti sähkömoottorit, jotka jarrutustilanteessa toimivat generaattoreina ladataen ajoneuvon akkuja. Jarrutuksessa regeneroidun energian osuus ajoneuvon liike-energiasta on käytännössä maksimissaan 40 %:n luokkaa [4, s. 225]. Sähköisen jarrujärjestelmän rinnalla toimii lakisääteisesti varajarrujärjestelmä mahdollisen vikatilanteen varalta, sekä tarvittaessa avustamassa jarrutustilanteessa jossa pitää pysähtyä mahdollisimman nopeasti. Regeneroivia jarrujärjestelmiä on tänä päivänä useaa eri tyyppiä, joista yleisimmät lienee rinnakkais-RBS (*Parallel RBS*) ja sarja-RBS (*Series RBS*) [1, s. 25].

### 2.1.1 Sarja-RBS

Sarjaregeneroivassa jarrujärjestelmässä pyritään aina ensisijaisesti jarruttamaan regeneroivan järjestelmän avulla ja kitkajarru aktivoidaan vasta kun poljinta painetaan tarpeeksi syvälle tai paniikkijarrutuksessa. Kun jarrupoljinta painetaan, algoritmi laskee regeneroivan jarrutusmomentin ja akkuihin ladattavan liike-energian määrän siten, että ajoneuvon hidastuvuus vastaa normaalia jarrupoljintuntumaa. Tarvittavan jarrutusmomentin lisääntyessä poljinta painetaan yhä syvemmillä auton lattiaan ja jossain ennalta määritetyssä pisteessä ajoneuvon varajarrujärjestelmä otetaan käyttöön regeneroivan jarrun rinnalle (kuva 2).

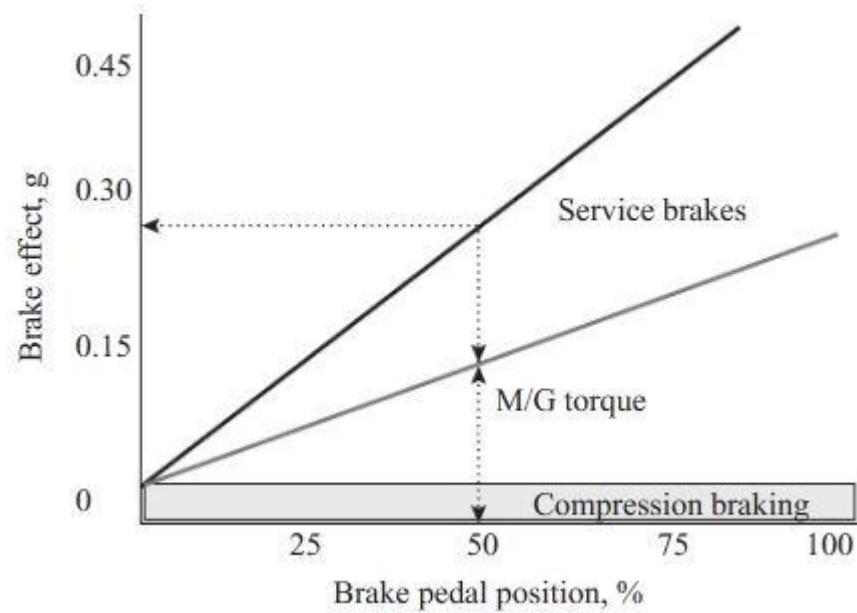


Kuva 2. Kuvaaja sarja-RBS:n toimintaperiaatteesta [5, s. 100].

Kun ajoneuvon nopeus hidastuu ja lähestyy nollaa, regeneroivan jarrujärjestelmän hyötysuhde on liian pieni, jotta se enää saisi varastoitua jäljellä olevaa liike-energiaa ajoneuvon akkuihin. Tässä vaiheessa regeneroiva jarrujärjestelmä kytkeytyy pois päältä ja varajarrujärjestelmä huolehtii ajoneuvon pysäyttämisestä. Monesti ajoneuvo, joka on varustettu RBS:llä, on joko etu- tai takavetoinen tai sähkömoottorit pyörittävät ainoastaan etu- tai taka-akselia. Tällöin regeneroivaa jarrutusta voidaan käyttää ainoastaan akselilla, jolla sähkömoottori vaikuttaa. Tästä syystä sarja-RBS vaatii käytännössä aktiivisen jarrujenhallintajärjestelmän kaikille neljälle pyörälle, jotta jarrutus voidaan suorittaa tehokkaasti ja hallitusti. Sarja-RBS järjestelmissä käytetäänkin monesti sähköhydraulisten jarrujen (*Electro-Hydraulic Brake, EHB*) komponentteja. [5, s. 100–101.]

### 2.1.2 Rinnakkais-RBS

Rinnakkainen regeneroiva jarrujärjestelmä on yksinkertaisempi toteuttaa, koska se ei vaadi sähköhydraulista jarrujärjestelmää toimiakseen. Järjestelmä toimii siten, että regeneroiva- ja varajarrujärjestelmä aktivoituvat aina samanaikaisesti kun jarrupoljinta painetaan (kuva 3). Algoritmi laskee sopivan regeneroivan jarrun osuuden siten, että jarrutukseen saadaan miellyttävä tuntuma kuljettajalle. Kun molemmat järjestelmät aktivoituvat samanaikaisesti, muuttuu aina osa jarrutuksessa vapautuvasta energiasta lämmöksi varajarruissa vaikuttavan kitkan kautta. [5, s. 101.]



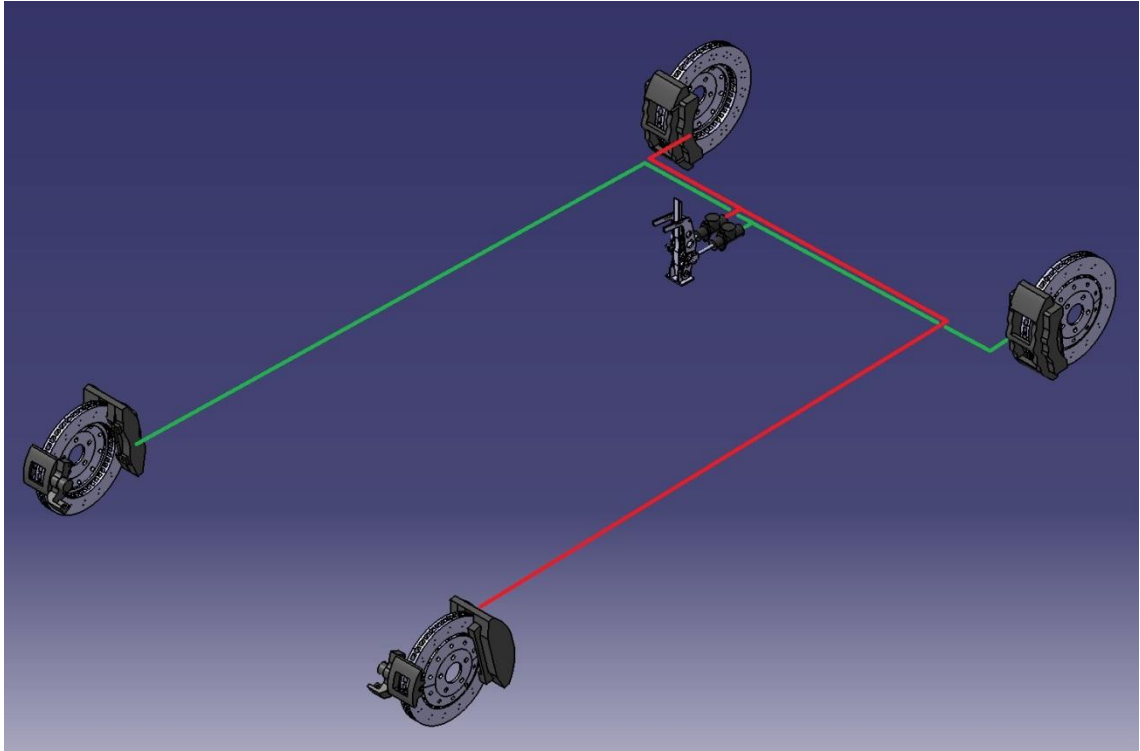
Kuva 3. Kuvaaja rinnakkais-RBS:n toimintaperiaatteesta [5, s. 101].

## 2.2 Perinteiset jarrujärjestelmät

Tieliikennekäyttöön tarkoitetuissa ajoneuvoissa on tavallisesti joko paineilmalla tai hydraulisesti toimiva jarrujärjestelmä. Viime vuosina markkinoille on tullut myös sähköhydraulisia jarrujärjestelmiä. Paineilmalla toimivia jarrujärjestelmiä käytetään pääasiassa raskaankaluston puolella, kuten linja-autoissa ja kuorma-autoissa. Hydraulii- ja paineilmajärjestelmien erona on jarruvoiman välittäjänä käytetty elementti.

### 2.2.1 Hydraulijarrut

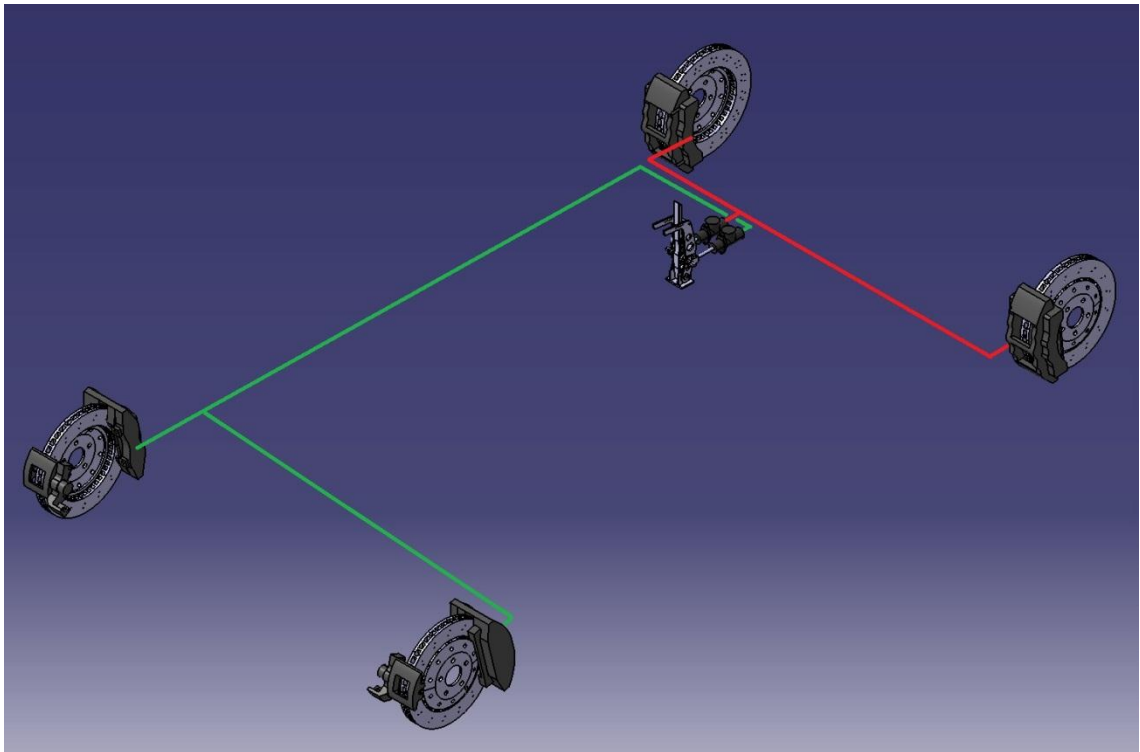
Lakisääteisesti henkilöautoissa on oltava kaksipiirinen jarruvoimien siirtojärjestelmä. Yleisimmiksi ovat tulleet diagonaalisesti jaettu niin sanottu K-tyyppinen piiri (kuva 4), sekä vertikaalisesti jaettu TT-tyyppinen piiri (kuva 5). K-tyypistä piiriä käytetään yleisemmin etuvetoisissa ja etupainoisissa autoissa. Tässä piirityypissä samaan jarrupiiriin kuuluu ristikkäiset jarrusatulat eli oikeanpuoleinen etupyörä kuuluu samaan piiriin vasemmanpuoleisen takapyörän kanssa ja vasemmanpuoleinen etupyörä on samassa piirissä oikeanpuoleisen takapyörän kanssa. TT-tyypistä piiriä käytetään pääasiassa takavetoisissa ja takapainoisissa autoissa. Sen piirit on jaettu siten, että etupyörät ovat omassa jarrupiirissään ja takapyörät ovat omassa jarrupiirissään.



Kuva 4. K-tyyppinen eli diagonaalisesti jaettu jarrujärjestelmä.

Normaalisti henkilöautoissa on yksi tandemtyyppinen jarrupääsylinteri, jonka tuottamaa painetta avustetaan normaalisti alipainekäyttöisellä jarrutehostimella. Jarrupiireihin luotu paine painaa edelleen jarrusatuloissa sijaitsevia jarrumäntiä, jotka vuorostaan painavat jarrupaloja tai -kenkiä jarrulevyjä tai -rumpuja vasten. Ajoneuvon suurin mahdollinen hidastuvuus saavutetaan kaikkien pyörien jarruttaessa maksimipidolla. Dynaamisen painonsiirtymän vuoksi jarruvoimia täytyy jakaa etu- ja taka-akselin kesken tarpeen mukaan. Mikäli ajoneuvon taka-akselin pyörät lukkiutuvat ennen etuakselia, muuttuu ajokäyttö epästabiiliksi. Normaalisti henkilöautoissa jarrupaineensäätöön käytetään paineenrajoitin- tai jarruvoimien jakoventtiileitä. Rata-autoissa jarrupiirit jaetaan usein kahden jarrupääsylinterin kesken, joille välitettävää poljinvoimaa säädellään balance barin avulla.

Hydraulijarruissa välittäjänä toimii jarruneste joka tavallisesti on polyglykolipohjaista (DOT 3 ja DOT 4) tai harvinaisempaa silikonipohjaista (DOT 5). DOT 3- ja DOT 4 -nesteet ovat hygroskooppisia, mikä tarkoittaa, että ne imevät kosteutta itseensä ajan funktiona, mikä vuorostaan alentaa nesteen kiehumispistettä. Jarrunesteen kiehuminen saattaa pahimmassa tapauksessa johtaa jarrujen ”katoamiseen”, jolla voi olla vakavia seurauksia.



Kuva 5. TT-tyyppinen eli vertikaalisesti jaettu jarrujärjestelmä.

Silikonipohjaiset DOT 5 -nesteet eivät ole hygroskooppisia, eikä niiden viskositeetti ole niin lämpötilariippuvainen. Haittapuolina on kuitenkin suuri kokoonpuristuvuus ja veden sekoittumattomuus. Silikonipohjaisilla nesteillä saattaa myös ilmetä ongelmia tiivisteiden kanssa, eikä niitä pidä koskaan käyttää DOT 3- tai DOT 4 -nesteille tarkoitetuissa jarrujärjestelmissä. [6, s. 26–29.]

### 2.2.2 Paineilmajarrut

Vielä 60-luvulla raskaankaluston puolellakin käytettiin hydraulisia jarrujärjestelmiä mutta kaluston kokonaiskuormien kasvaessa yli 30 000 kg:n siirryttiin käyttämään paineilmaajärjestelmiä. Paineilmajarruihin siirtymistä puolsi muun muassa lisääntynyt jarrutus-tehontarve sekä hydraulijarrujen nesteen kiehumisvaara.

Paineilmajarrut toimivat kompressorin painesäiliöihin tuottaman paineen avulla. Paineensäädin säättää järjestelmän käyttökohteen mukaan tavallisesti noin 7–10 baariin (perävaunuissa 6–8 baaria). Jarruille menevää paineilmaa säädellään poljin- ja seison-taventtiin välityksellä. Jos ajoneuvon toinen etu- tai takajarrupiiri vaurioituu, eristetään

vaurioitunut piiri suojaventtiin avulla. Mikäli paine järjestelmässä ei ole riittävä, kytkeytyvät seisontajarrut päälle. [6, s. 99–129.]

### 2.2.3 Sähköhydrauliset jarrut

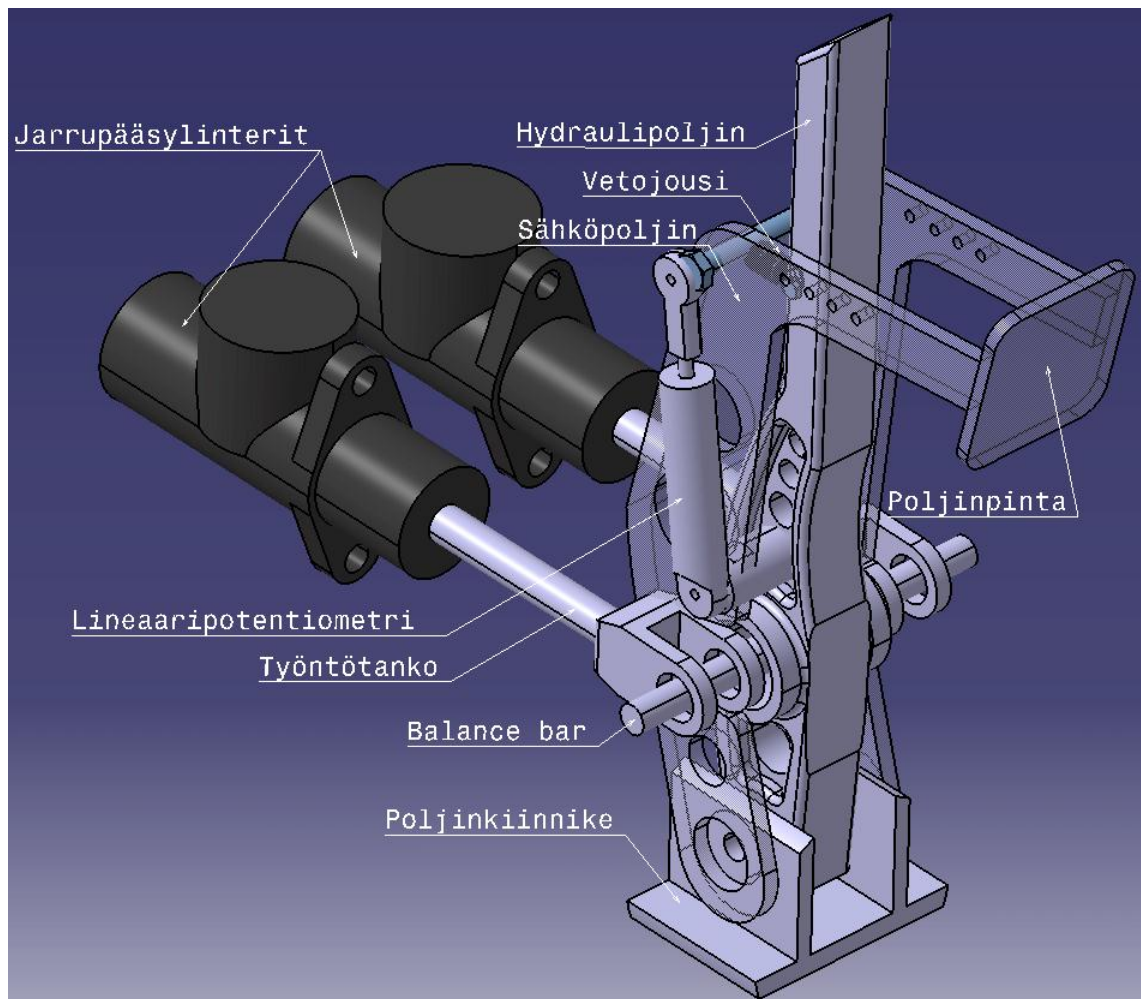
Sähköhydraulisissa jarruissa jarrupaineen tuottaa elektronisen ohjausyksikön (ECU:n) ohjaama korkeapainepumppu. Korkeapainepumpun tuottaman paineen takia järjestelmässä ei tarvita erillistä jarrutehostinta. Järjestelmän pääidea on kunkin jarrusatulan yksilöllinen paineenhallinta, joka mahdollistaa kunkin pyörän yksilöllisen jarruttamisen. Näin esimerkiksi jarruvoimanjako akselien kesken saadaan optimoitua ja tätä kautta mahdollisimman hyvä hidastuvuus. Jarruvoimia voidaan jakaa myös samalla akselilla sijaitsevien pyörien kesken, mikä parantaa ajoneuvon käyttäytymistä esimerkiksi kaarreaajossa tai eri pito-ominaisuudet omaavilla pinnoilla. Aivan kuten tavallisissa hydraulijarruissa, on myös sähköhydraulisissa jarruissa tandemtyyppinen jarrupääsylinteri. Jarrupääsylinterin tuottamaa painetta ei kuitenkaan käytetä itse jarruttamiseen, vaan sitä tarkkaillaan jarrupaineanturin avulla. Hydraulisynteristä ja jousesta koostuva jarrupoljin simulaattori luo jarrupaineen perusteella jarrupolkimelle tuntuman, joka vastaa tavallisen hydraulijarrujärjestelmän tuottamaa palautetta. Normaalitylanteessa jarrupääsylinterin ja jarrusatuloiden välinen hydraulinen yhteys on kytketty irti. Järjestelmän vikaantuessa, esimerkiksi sähköjen kadotessa erillinen kytkentälaitte palauttaa jarrupääsylinterin ja etujarrujen hydraulisen yhteyden, jotta auto saadaan turvallisesti pysäytettyä. [7, s. 222–227.]

## 3 Tiedonkeruu ja esisuunnittelu

Kuvassa 6 näkyvä E-RAn alkuperäinen jarrupoljinkokonaisuus on ns. pedalbox-tyyppinen ja se koostuu hydraulipolkimesta, regeneroivasta polkimesta, poljinkiinnikkeestä, balance barista, vetojousesta ja lineaaripotentimetristä. Poljinrunkojen ja -kiinnikkeen valmistusmateriaalina on painonsäästösyistä käytetty alumiinia. Hydraulipoljin on koneistettu yhdestä alumiiniaihioista ja se on laakeroitu kiinnityskohdastaan kahdella 608-kuulalaakerilla poljinkiinnikkeeseen. Balance baria varten hydraulipolkimen on porattu läpireikä, johon on prässätty teräksinen holkki. Sähköpolkimen valmistuksessa on pääasiassa käytetty 4 mm:n vahvuisia vesileikattuja alumiinilevyjä, jotka on hitsaamalla liitetty toisiinsa. Poljin on laakeroitu nivelpisteestään kahdella laakerilla. Lineaaripotentimetri ja vetojousi on sijoitettu polkimien väliin. Polkimet on kiinnitetty



auton lattiaan alumiinista koneistetulla laakeroimattomalla poljinkiinnikkeellä yhden M8-pultin avulla.

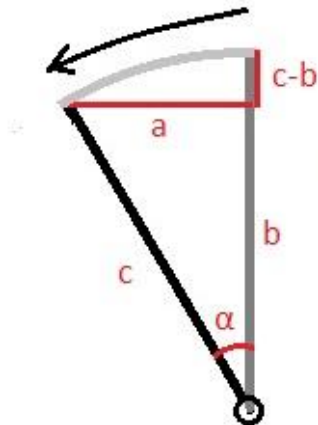


Kuva 6. E-RAn alkuperäinen jarrupoljinkokonaisuus.

### 3.1 Tiedonkeruu

Hydraulipolkimen suunnittelua varten vanhalla polkimella mitattiin polkimen liikekulma kulmamittaa apuna käyttäen. Kun lattian ja polkimen välinen kulma normaaliasennossa oli  $90^\circ$ , saatiin kulmaksi poljin pohjaanpainettuna  $105^\circ$  ja polkimen liikekulmaksi siis  $15^\circ$ . Hydraulipolkimen CAD-mallin mukaan nivelpisteen ja balance barin etäisyys toisistaan on noin 58,2 mm poljinsuhteen ollessa noin neljä. Tästä saadaan polkimen mittoja käyttämällä laskettua työntötankojen jarrupääsylinterien männille välittämä liikematka. Jarrupääsylinterien valmistajan Tiltonin ohjeistuksen mukaan kaikille jarrupääsylinterei-

den männille tulisi kuitenkin varata vähintään yhden tuuman eli 25,4 mm:n verran liikematkaa (liite 1).



$a$  = jarrupääsylintereille välitetty liikematka  
 $b$  = balance barin hetkellinen korkeus  
 $c$  = nivelpisteen ja balance barin etäisyys toisistaan  
 $c-b$  = balance barin siirtymä pystysuunnassa  
 $\alpha$  = polkimen liikekulma

Kuva 7. Polkimen tehollinen liikematka saadaan laskettua trigonometrian avulla. Kuvassa polkimesta näkyvissä vain nivelpisteen ja balance barin välinen osuus.

Polkimen liikerata muodostaa poljettaessa suorakulmaisen kolmion jonka kaavaa hyödyntämällä saadaan laskettua balance barin siirtymä pysty- ja vaakasuunnassa (kuva 7).

$$\sin\alpha = \frac{a}{c}$$

Ratkaisemalla yhtälöstä  $a$ :n ja sijoittamalla polkimen mitat saadaan tietää jarrupääsylintereille välitetty liikematka tietyllä poljinkulmalla.

$$a = c \cdot \sin\alpha$$

$$a = 58,2 \text{ mm} \cdot \sin 15 = 15,06 \text{ mm}$$

Balance barilta jarrupääsylintereille välittyy 15°:n poljinkulmalla siis noin 15 mm:n liikematka. Samaan aikaan balance bar tekee pystysuuntaista liikettä.

$$\cos\alpha = \frac{b}{c}$$

$$b = c \cdot \cos\alpha = 58,2 \text{ mm} \cdot \cos 15^\circ = 56,22 \text{ mm}$$

$$c - b = 58,2 \text{ mm} - 56,22 \text{ mm} = 1,98 \text{ mm}$$

Balance bar siirtyy siis 15°:n poljinkulmalla noin kaksi millimetriä alaspäin.

Jotta polkimen liike olisi mahdollisimman tehokas, tulisi balance barin siirtymän pystysuunnassa olla mahdollisimman pieni. Pieni vertikaalinen siirtymä ja verrattain suuri horisontaalinen siirtymä saavutetaan kasvattamalla liikeradan sädettä eli hydraulipolkimen nivelpisteen ja balance barin välistä etäisyyttä. Toisaalta tämä myös johtaa poljinsuhteen ja sitä kautta tuotetun jarruvoiman pienenemiseen, josta on haittaa erityisesti tehostamattomien jarrujen yhteydessä. E-RAn tapauksessa rajoittavina tekijöinä suunnittelussa on valmiiksi sijoitetut jarrupääsylinterit tulipellin takana ja poljinkiinnikkeen valmiit kiinnitykset auton lattiassa. Jarrupääsylintereitä varten tulipeltiin on porattu reiät joiden keskiöt olivat 63 mm:n etäisyydellä toisistaan. Jarrupääsylinterit asennetaan paikoilleen ulkokautta pyöränkaaresta siten, että molemmat kiinnitetään kahdella M8-pultilla tulipeltiin ja työntötangot osoittavat kohti auton perää. Poljinkiinnikettä varten auton lattiaan on liimattu teräslevy johon on upotettu neljä kappaletta M6-kierreniittejä.

### 3.2 Esisuunnittelu

E-RAn hydraulijarrupolkimen toiminnassa ei ollut havaittu suurempia puutteita ja uutta poljinkokonaisuutta suunniteltaessa haluttiin säilyttää palautettavuus alkuperäiseen kokoonpanoon tarpeen vaatiessa. Tästä syystä jarrupääsylintereiden kiinnityspaikkoja tai poljinkiinnikkeen kiinnityksiä ei lähdetty muuttamaan, vaan tehtävät muutokset rajattiin itse poljinkiinnikkeeseen ja sähkö- sekä hydraulipolkimeen.

Vanhassa kokoonpanossa käytössä ollut lineaaripotentiometri ei ollut toiminut toivotulla tavalla joten jo suunnittelun alussa päätettiin anturi vaihtaa toisentyyppiseen. Tällaiseen sovellukseen parhaiten soveltui polkimien nivelpisteeseen asennettava kulmaanturi mittaamaan polkimien välistä kulmaa. Teollisuustuotteisiin erikoistuneen ETRAn kautta projektin tarpeisiin sopiva anturi löytyikin englantilaiselta Penny + Giles -mittalaittevalmistajalta, josta anturin sai tilattua räätälöitynä (liite 2). Anturille riittäväksi

mittausalueeksi arvioitiin riittävän  $0^{\circ}$ – $20^{\circ}$ . Polkimien välissä aiemmin ollut vetojousi ei uuteen kokoonpanoon enää soveltunut, vaan se päätettiin korvata kahdella hydraulipolkimen molemmille puolille sijoitettavalla vääntöjousella.

## 4 Suunnittelu

Suunnittelussa apuna käytettiin ranskalaisen Dassault Systèmesin Catia V5R20 3D -mallinnusohjelmaa. Mallintamisessa lähdettiin liikkeelle hydraulipolkimen mallintamisesta ja sen päälle mallinnettiin sopivaa sähköpoljinta. Hydraulipolkimessa sijaitsevan balance barin takia sähköpoljin päätettiin sijoittaa kokonaan hydraulipolkimen etupuolelle. Samasta syystä sähköpolkimesta jouduttiin tekemään hieman eteenpäin kaareva ja sen kylkiin tehtiin lovet. Balance barin etäisyyttä polkimen nivelpisteeseen jouduttiin myös pienentämään aiemmin mainitun, työntötankojen kanssa ilmenevän ongelman takia. Jotta polkimien välistä kulmaa mittava anturi toimisi oikein, täytyi polkimien nivelpisteessä kulkevan akselin olla kiinni hydraulipolkimessa. Polkimien nivelpisteeseen suunniteltiin akseli, joka lukittiin M6-pidäkeruuvilla hydraulipolkimeen. Hydraulipoljinta ei näin ollen tarvinnut laakeroida, vaan laakerit suunniteltiin poljinkiinnikkeeseen ja sähköpolkimeen. Laakerien valintaa varten piti laakereihin kohdistuvat voimat laskea.

### 4.1 Dynaaminen painonsiirtymä

Merkittävimmät voimat, jotka kiihdyttävät ja hidastavat ajoneuvoa vaikuttavat renkaan ja tien kontaktipinnassa. Koska nämä voimat eivät kulje ajoneuvon massakeskipisteen kautta, syntyy momenteja, joiden vipuvarsi on massakeskipisteen ja tienpinnan etäisyys toisistaan. Nämä momentit aiheuttavat renkaille jaettavan kuorman vaihteluita. Mitä korkeammalla ajoneuvon massakeskipiste sijaitsee, sitä suurempi dynaaminen painonsiirtymä on.

Jotta saadaan selville kaikki polkimeen vaikuttavat voimat, täytyy lukkojarrutukseen vaadittava poljinvoima tietää. PerformanceBox-dataloggerilla tehtyjen mittausten mukaan E-RAlla on kesän 2011 testeissä saavutettu jopa noin 1,2 G-voiman, eli  $11,772 \text{ m/s}^2$ :n suuruisia hidastuvuuksia. Kun tiedetään auton maksimihidastuvuus, massa ja painopisteen sijainti sekä erinäisiä tietoja auton jarrujärjestelmästä, voidaan laskea autoon vaikuttavat voimat ja tarvittava poljinvoima.

Lasketaan E-RAn dynaaminen painonsiirtymä  $WT$  [8, s. 7] hidastuvuuden ollessa 1,2 G:tä eli noin 11,772 m/s<sup>2</sup>.

$$WT = \frac{a_v}{g} \cdot \frac{h_{cg}}{WB} \cdot V_t$$

$a_v$  on ajoneuvon hidastuvuus

$g$  on putoumiskiikkyvyys

$h_{cg}$  on ajoneuvon painopisteen korkeus

$WB$  on akseliväli

$V_t$  on ajoneuvon kokonaismassa newtoneina

$$WT = \frac{11,772 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} \cdot \frac{0,41 \text{ m}}{2,6 \text{ m}} \cdot 17481,42 \text{ N} \approx 3308 \text{ N}$$

Kun tämä huomioidaan E-RAn staattisessa painojakaumassa (43/57), saadaan dynaamisiksi akselimassoiksi 10793 newtonia edessä ja 6688 newtonia takana. Nyt kun tiedetään molempien akselien dynaamiset massat 1,2 G:n hidastuvuudella ja renkaiden arvioitu dynaaminen vierintäsäde, pystytään laskemaan tarvittavat jarrutusmomentit molemmille etu- ja takapyörille erikseen [9, s. 4].

$$T_{front} = \frac{V_{f,d}}{2} \cdot \frac{D_{f,t}}{2} \cdot DR_{max}$$

$V_{f,d}$  on etuakselin dynaaminen massa

$D_{f,t}$  on eturenkaan dynaaminen halkaisija

$DR_{max}$  on ajoneuvon suurin hidastuvuus G-voimina

$$T_{front} = \frac{10793 \text{ N}}{2} \cdot \frac{0,636 \text{ m}}{2} \cdot 1,2 \approx 2059 \text{ Nm}$$

$$T_{rear} = \frac{6688 \text{ N}}{2} \cdot \frac{0,652 \text{ m}}{2} \cdot 1,2 \approx 1308 \text{ Nm}$$

## 4.2 Jarruvoimat

Vääntömomentin tuottamiseen tarvittavat jarrupaineet saadaan laskettua, kun tiedetään aiemmin laskettujen jarrutusmomenttien lisäksi jarrumäntien kokonaispinta-ala, jarrujen tehollinen säde ja arvioitu jarrupalojen ja -levyjen välinen kitkakerroin [9, s. 5]. StopTech ilmoittaa katukäyttöön tarkoitetuille jarrupaloille kitkakertoimeksi 0,4 ja ratakäyttöön tarkoitetuille paloille 0,5 [9, s. 4]. Koska kyseessä on kuitenkin Audi R8 -urheiluautosta lainatut jarrut, arvioitiin kitkakertoimeksi 0,45.

$$P_{front} = \frac{T_{front}}{A_{pfront} \cdot R_{front} \cdot \mu \cdot 2}$$

$A_{pfront}$  on jarrumäntien kokonaispinta-ala edessä

$R_{front}$  on etujarrujen tehollinen säde

$\mu$  on kitkaporin kitkakerroin

$$P_{front} = \frac{2059 \text{ Nm}}{0,00568 \text{ m}^2 \cdot 0,155 \text{ m} \cdot 0,45 \cdot 2} = 5197926,7 \text{ Pa} \approx 52 \text{ bar}$$

$$P_{rear} = \frac{1308 \text{ Nm}}{0,005039 \text{ m}^2 \cdot 0,153 \text{ m} \cdot 0,45 \cdot 2} = 3770776,5 \text{ Pa} \approx 37,7 \text{ bar}$$

Newtonin kolmannen lain, voiman ja vastavoiman lain, mukaan jos kappaleeseen vaikuttaa toinen kappale jollain voimalla, niin samanaikaisesti kappaleen täytyy vaikuttaa toiseen kappaleeseen yhtä suurella, mutta vastakkaissuuntaisella voimalla. Niin myös jarrupääsylinterien mäntiin kohdistuu jarrunestepaineesta aiheutuva voima poljinta poljettaessa. Mäntiin kohdistuva voima määräytyy nestepaineen ja mäntien pinta-alan mukaan seuraavasti [8, s. 2]:

$$P_{mc} = \frac{F_{bp}}{A_{mc}}$$

$P_{mc}$  on pääsylinterien tuottama hydraulinen paine

$F_{bp}$  on jarrupolkimen tuottama voima pääsylintereillä

$A_{mc}$  on jarrupääsylinterien mäntien kokonaispinta-ala

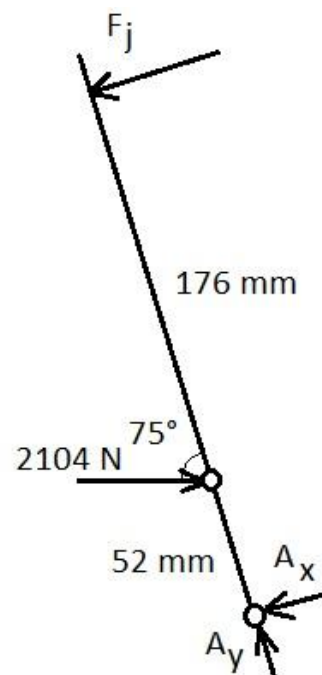
Yhtälöä muokkaamalla saadaan siitä laskettua jarrupolkimen pääsylintereille tuottama voima. Koska molemmille piireille on oma pääsylinterinsä, täytyy yhtälö laskea molemmille pääsylintereille erikseen.

$$F_{bp} = A_{mc} \cdot P_{mc}$$

$$F_{bp,front} = 0,0001979 \text{ m}^2 \cdot 5197926,7 \text{ Pa} \approx 1029 \text{ N}$$

$$F_{bp,rear} = 0,000285 \text{ m}^2 \cdot 3770776,5 \text{ Pa} \approx 1075 \text{ N}$$

Jarrutettaessa 1,2 G:n hidastuvuudella jarrupolkimeen kohdistuu jarrupääsylintereiltä yhteensä siis 2104 N:n suuruinen voima. Tässä tilanteessa poljin muodostaa noin 75°:n kulman auton lattian kanssa. Voidaan olettaa, että myös normaalisti vaakatasossa olevat työntötangot muodostavat yhtä suuren kulman polkimen kanssa. Polkimen vapaakappalekuvan avulla muodostetaan tilanteesta kolme yhtälöä joista saadaan ratkaistua tarvittava poljinvoima ja nivelpisteen akseliin kohdistuva tukivoima ja sitä kautta laakereille kohdistuva voima (kuva 8).



Kuva 8. Jarrupolkimen vapaakappalekuva.

Muodostetaan vapaakappalekuvan avulla tarvittavat kolme yhtälöä kolmen tuntemattoman ratkaisemiseksi.

$$x: 2104 \text{ N} \cdot \sin 75^\circ - F_j - A_x = 0$$

$$y: A_y - 2104 \text{ N} \cdot \cos 75^\circ = 0$$

$$M_A: F_j \cdot (0,176 + 0,052)m - 2104 \text{ N} \cdot \sin 75^\circ \cdot 0,052 \text{ m} = 0$$

Edellistä yhtälöä muokkaamalla saadaan ratkaistua poljinvoima  $F_j$ .

$$F_j = \frac{2104 \text{ N} \cdot \sin 75^\circ \cdot 0,052 \text{ m}}{(0,176 + 0,052)m} \approx 463,51 \text{ N}$$

Sijoitetaan ratkaistu poljinvoima ensimmäiseen yhtälöön ja ratkaistaan  $A_x$  ja  $A_y$ .

$$A_x = 2104 \text{ N} \cdot \sin 75^\circ - 463,51 \approx 1568,8 \text{ N}$$

$$A_y = 2104 \text{ N} \cdot \cos 75^\circ \approx 544,56 \text{ N}$$

Lasketaan vielä pisteeseen  $A$  kohdistuvien voimien  $A_x$  ja  $A_y$  resultanttivoima  $A_R$ .

$$A_R = \sqrt{(1568,8 \text{ N})^2 + (544,56 \text{ N})^2} \approx 1661 \text{ N}$$

Jakamalla pisteeseen  $A$  vaikuttava voima kahdella saadaan poljinkiinnikkeeseen asennettaviin laakereihin kohdistuva radiaalivoima  $F_{0r}$ .

$$F_{0r} = \frac{1661 \text{ N}}{2} = 830,5 \text{ N}$$

#### 4.3 Laakerien mitoitus

Schaeffler Group lupaa valmistamilleen 608-kuulalaakereille staattiseksi kantavuusluvuksi 1370 N [10, s. 217]. Vertaamalla staattista kantavuuslukua  $C_0$  laakeriin kohdistuvaan radiaalivoimaan saadaan staattisen kuormituksen varmuuskerroin  $S_0$  [10, s. 59].



$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{1370 \text{ N}}{830,5 \text{ N}} \approx 1,65$$

$$P_0 \text{ on } F_{0r}, \text{ koska } \frac{F_{0a}}{F_{0r}} \leq 0,8$$

Koska laakereihin ei kohdistu merkittävää aksiaalista voimaa, voidaan radiaalivoimaa verrata suoraan staattiseen kantavuuslukuun [10, s. 213]. Kuormituksen varmuuskerrointa verrataan taulukkoon, jossa on annettu ohjearvot eri kohteissa vaadittavista varmuuskertoimista, jossa oikean puoleinen sarake on kuulalaakereiden mitoitus varten (kuva 9).

Guide values for static load safety factor	Operating conditions	Static load safety factor $S_0$	
		for roller bearings	for ball bearings
	Smooth, low-vibration, normal operation with minimal demands for smooth running; bearings with slight rotary motion	$\approx 1$	$\approx 0,5$
	Normal operation with higher requirements for smooth running	$\approx 2$	$\approx 1$
	Operation with pronounced shock loads	$\approx 3$	$\approx 2$
	Bearing arrangement with high requirements for running accuracy and smooth running	$\approx 4$	$\approx 3$

Kuva 9. Staattisen kuormituksen varmuuskertoimien ohjearvoja eri kohteissa [10, s. 60].

Koska jarrupolkimen laakereiden pehmeälle toimimiselle ei aseteta suuria vaatimuksia, on 1,65 aivan riittävä staattisen kuormituksen varmuuskerroin.

#### 4.4 Akselin lujuuslaskenta

Valitussa 608-kuulalaakerissa keskireiän halkaisija on 8 mm. Akseliin, joka kulkee kokonpanon poikki, kohdistuu puhtaasti leikkausjännitystä hydraulipoljinta painettaessa. Lasketaan vielä, että S355-teräksestä valmistettu akseli, jonka halkaisija on 8 mm, kestää siihen kohdistuvan jännityksen.

$$\bar{\tau} = \frac{F_{0r}}{2 \cdot A_a} = \frac{F_{0r}}{2 \cdot (\pi r^2)} = \frac{1661 \text{ N}}{2\pi \cdot (4 \text{ mm})^2} \approx 16,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$\bar{\tau}$  on leikkausjännitys

$F_{0r}$  on nivelpisteeseen kohdistuva voima

$A_a$  on akselin poikkileikkausala

Leikkausjännitystä verrataan käytettävän materiaalin leikkausmyötörajaan, joka on noin 60 % vetomyötörajasta [11, s. 57].

$$\tau_s = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 355 \frac{N}{mm^2} = 213 \frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_s}{\bar{\tau}} = \frac{213 \frac{N}{mm^2}}{14,2 \frac{N}{mm^2}} \approx 15$$

Varmuuskertoimeksi tulee noin 15, eli akseli kestää sovelluksessa aivan varmasti.

## 5 Toteutus

Jarrupolkimet päätettiin valmistaa Metropolia Ammattikorkeakoulun konetekniikan laboratoriossa, jossa on metallin työstöön käytettävissä monipuoliset koneet. Oli selvää, että jarrupolkimien monimutkaisista muodoista johtuen oli vähintäänkin järkevää, ellei välttämätöntä käyttää CNC-ohjattua koneistuskeskusta. Metropolian konetekniikan laboratoriossa oli käytettävissä käyttötarkoitukseen sopiva kolmeakselinen Quaser-koneistuskeskus, jossa on 24 työkalun makasiini.

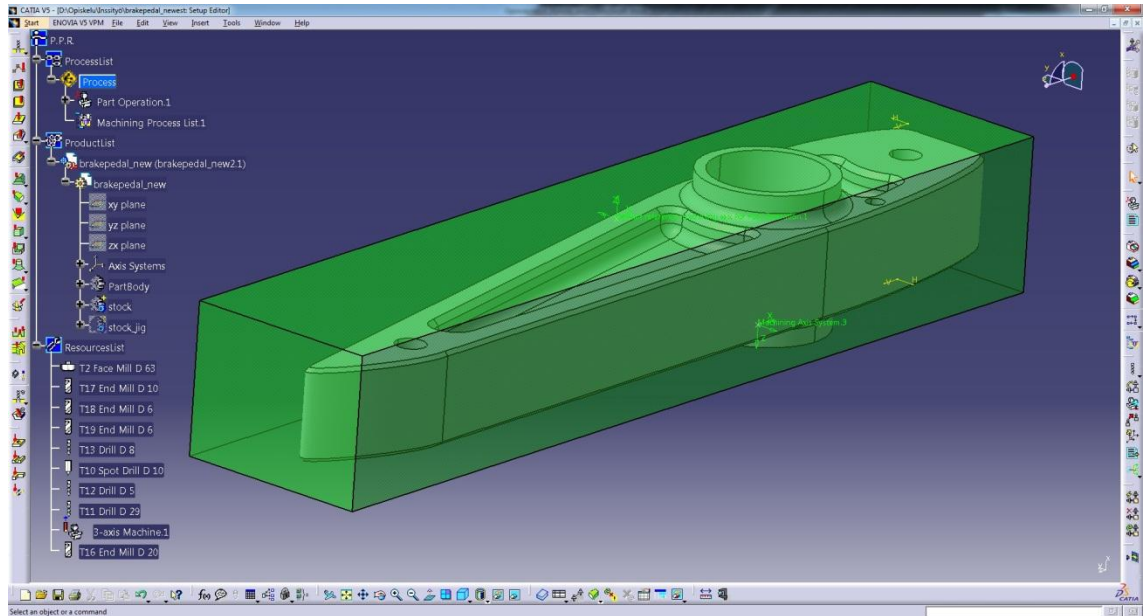
Valmistusmateriaaliksi jarrupolkimille valittiin Uddeholmin valikoimista löytyvä lämpökäsitelty alumiiniseos Alumec 89 (liite 3), jota oli helposti saatavilla Metropolia Ammattikorkeakoulun muiden projektien kautta. Alumecin käytön etuja ovat muun muassa erinomainen koneistettavuus, hyvä korroosionkestävyys sekä paino, joka on ainoastaan kolmannes teräksen painosta.

### 5.1 Koneistusradat

CNC-koneita ohjataan nykyään yleisesti G-koodiksi kutsutulla komentokielellä, joka tavallisesti koostuu sarjasta kirjaimia ja numeroita. Monimutkaisen liikeradan ohjelmoin-

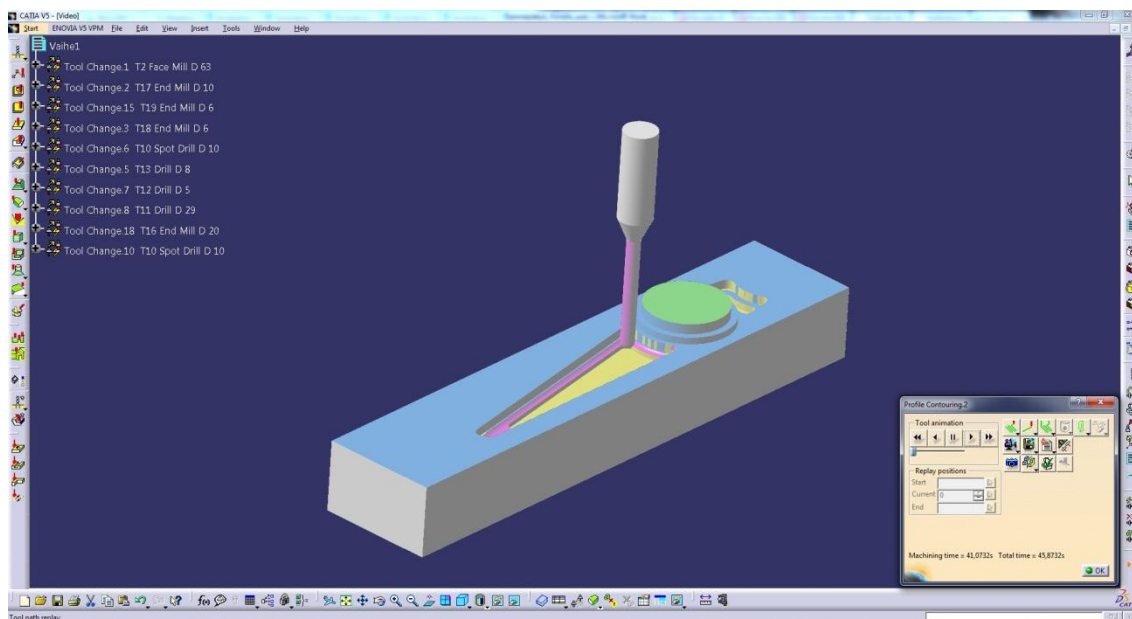
ti suoraan G-koodia käyttäen on kuitenkin työlästä ja hidasta. Tästä syystä G-koodin kirjoittamiseen on järkevää käyttää apuna CAM-ohjelmaa ja valmistettavan kappaleen CAD-mallia.

Koneistusratojen ohjelmoimiseen käytettiin Catia V5 CAD -ohjelman sisäänrakennettua CAM-työkalua. Ratojen ohjelmoimista varten ohjelma tarvitsee työstettävän kappaleen ja kappaleen aihion CAD-mallin sekä tiedot käytettävistä työkaluista (kuva 10).



Kuva 10. Hydraulijarrupoljin ja sen aihio (vihreä) Catia V5:n CAM-työtilassa.

Koneistusratojen ohjelmointi tapahtuu valitsemalla CAD-mallista muotojen ääri viivoja, joita työkalun halutaan seuraavan koneistuksessa. Tämän jälkeen valitaan lastuamis-syvyys tai lastuttavien kerrosten määrä. Kappaleessa olevien poteroiden ja kohoumien takia tehtävien tason vaihtojen yhteydessä ohjelma valitsee pääsääntöisesti lyhimmän reitin seuraavalle tasolle ja saattaa näin poistaa kappaleesta materiaalia ei-toivotusta kohdasta. Siksi tasojen vaihdon yhteyteen on syytä ohjelmoida hallittu lähestymis- ja etääntymisliike. Kun työstettävään kappaleeseen on ohjelmoitu koneistusratoja, voidaan työkalujen liikkeitä simuloida visuaalisesti, jolloin aihioon tapahtuvat muutokset ovat nähtävissä ja mahdolliset virheet on helpompi havaita (kuva 11).



Kuva 11. Koneistusratojen simulointia. Eri värit tarkoittavat eri työkalulla tehtyä työvaihetta.

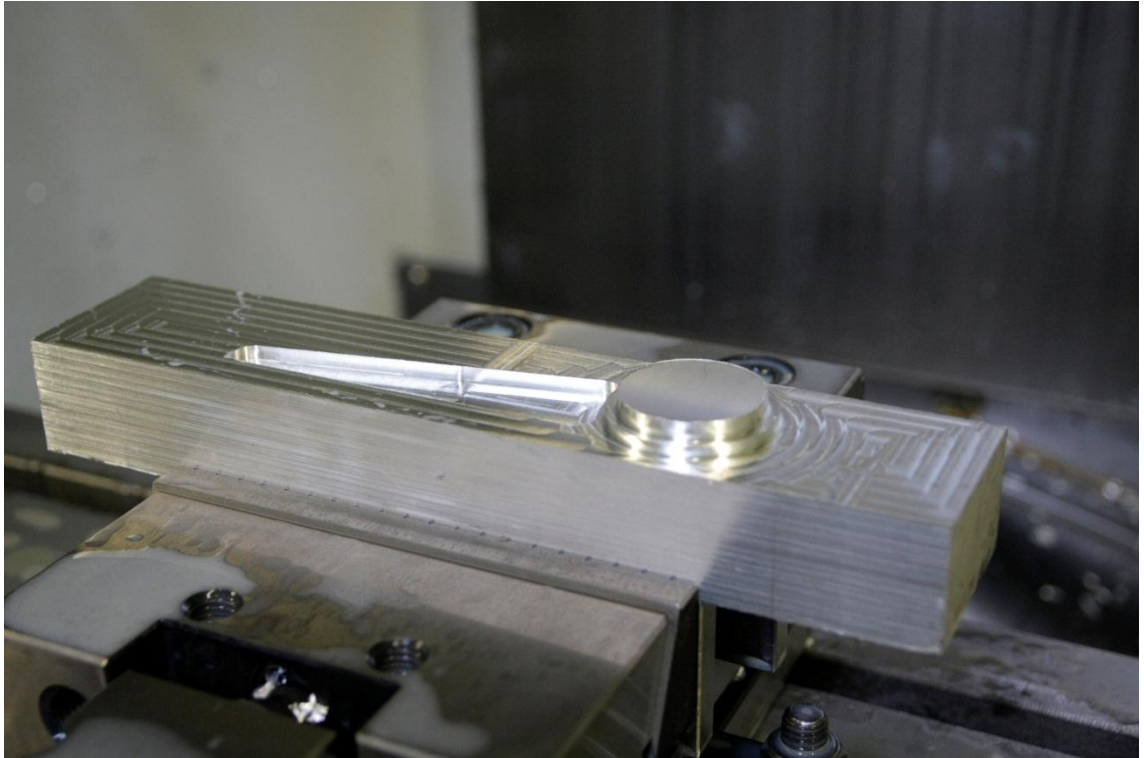
Koska käytettävissä oli kolmeakselinen koneistuskeskus, jyrsiminen oli mahdollista vain suoraan pystysuunnassa ja koneistusradat täytyi tehdä molemmille puolille erikseen. Koneistus täytyi siis hydraulipolkimen kohdalla tehdä kahdella kiinnityksellä. Tämä tarkoittaa, että kun polkimen toinen puoli on koneistettu, se pitää irrottaa pöydästä ja kiinnittää toisin päin toisen puolen koneistamista varten. Sähköpolkimen muoto on jonkin verran monimutkaisempi kuin hydraulipolkimen, joten sen koneistusta varten piti tehdä kolme koneistusohjelmaa, yksi kullekin kiinnitykselle.

Kun kaikki koneistusradat oli tehty eikä simuloinnissa ollut havaittu virheitä, tehtiin radoista tiedosto siirrettäväksi CIMCO Edit -ohjelmaan, jossa G-koodia pystyy tarkastelemaan ja tarvittaessa muokkaamaan. CIMCOlla koneistusradoista tehtiin siirtotiedosto joka vuorostaan saatiin siirrettyä CNC-koneeseen.

## 5.2 Koneistus

Jotta koneistuksessa saataisiin toivotunlainen lopputulos, kaikki koneistuksessa käytettävät työkalut täytyi mitata, asentaa koneistuskeskuksen työkalumakasiiniin ja kertoa koneelle työkalujen paikat. Kun jarrupolkimia varten oli leikattu sopivan kokoiset aihiot, toinen aihio kiinnitettiin koneistuskeskuksen pöytään puristimen leukojen väliin. Kun aihio oli tukevasti kiinnitetty, sen CAM-ohjelmaan valittu nollapiste haettiin 3D-

mittapään avulla. Tässä tapauksessa nollapiste oli aihion keskipiste. Kun kaikki oikeat tiedot oli syötetty koneelle, voitiin koneistus aloittaa (kuva 12). Aihion epätasaisen pinnan takia balance baria varten porattava reikä ajettiin ahiosta läpi asti. Näin toisen kiinnityksen nollakohta voitiin sijoittaa reiän keskelle ja kappaleesta saatiin mittatar-kempi.



Kuva 12. Hydraulipolkimen Alumec-aihio muutaman työvaiheen jälkeen.

Ensimmäisen kiinnityksen työvaiheiden valmistuttua poljin piti irrottaa pöydästä ja kääntää ylösalaisin. Tässä vaiheessa huomattiin, että polkimessa ei ollut leukoihin puristettavilla sivuilla tarpeeksi pitkiä yhdensuuntaisia pintoja. Tämä aiheutti polkimen kiertymisen koneistuskeskuksen Z-akselin suunnassa puristinta kiristettäessä. Ongelmaan ei ollut muuta ratkaisua kuin koneistaa polkimelle jigi eli polkimen ja toisen kiinnitysleuan väliin asennettava kiilamainen kappale. Jigin valmistusta helpotti se, että sitä varten ei tarvinnut erikseen suunnitella uutta CAD-mallia, koska sen muodot koneistusratoja varten saatiin suoraan polkimen CAD-mallista. Jigin valmistuttua poljin voitiin taas kiinnittää puristimen leukoihin ja toinenkin puoli saatiin koneistettua (kuva 13).



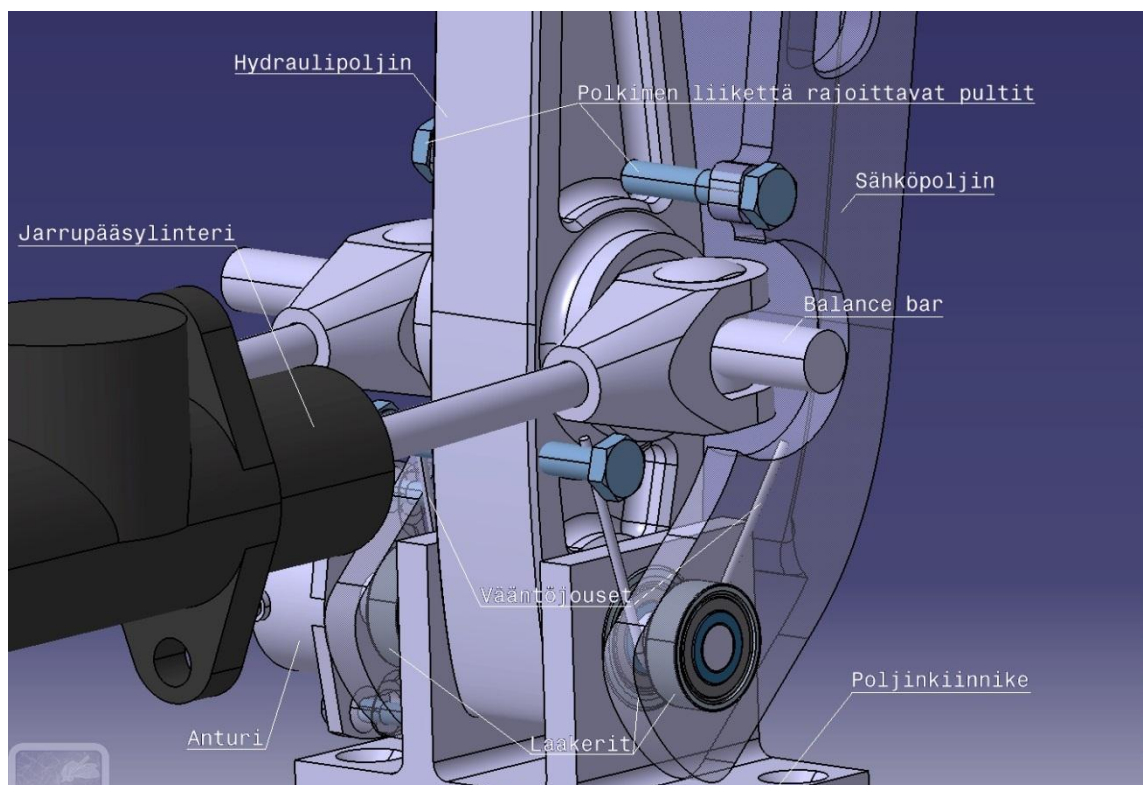
Kuva 13. CNC-koneistetut hydraulipoljin ja polkimen jigi.

CNC-koneistuksen jälkeen polkimiin tehtiin kierretapilla tarvittavat kierteet, ja koska poranterällä poraamalla ei saada tarpeeksi mittatarkkoja reikiä, ajettiin toleroidut pinnat mittoihinsa avartimella, joka on eräänlainen säädettävä jysinterä. Tilton on antanut balance barin holkkia varten porattavan reiän ohjehalkaisijaksi amerikkalaisittain  $1 \frac{3}{16}$  " eli 30,1625 mm (liite 1). Sähköpolkimeen ja poljinkiinnikkeeseen asennettavia laakereita varten porattavien reikien mitoituksessa noudatettiin laakerikatalogin ohjeistusta [10, s. 152]. Näin reikien nimellishalkaisijan ollessa 22 mm alaromitaksi saatiin  $-35 \mu\text{m}$  ja yläeromitaksi  $-14 \mu\text{m}$ .

Poljinkiinnikkeen valmistusmateriaalina käytettiin myös Alumeicia. Kiinnikkeen helpon muodon takia koneistus tehtiin täysin manuaalijysimellä. Akselin valmistusmateriaaliksi valittiin S355-teräs, jota oli helposti saatavilla. Akseli mitoitettiin siten, että se muodostaa helpon liukusovitteen laakerien kanssa ja koneistettiin Metropolia Ammattikorkeakoulun konelaboratoriossa manuaalisorvissa. Akselin päähän jysittiin 3 mm leveä ja 7,6 mm syvä ura sähköpolkimen kulma-anturia varten ja keskelle akselia jysittiin 6 mm leveä ja 0,7 mm syvä ura hydraulipolkimeen kiinnitettävää pidäkeruuvia varten.

### 5.3 Kokoonpano

Kun polkimien laakeripinnat oli saatu toleransseihin, voitiin uutta poljinkokonaisuutta alkaa koota. Hydraulipolkimeen prässättiin Tiltonin balance baria varten teräsholkki ja sähköpolkimeen ja poljinkiinnikkeeseen prässättiin laakerit paikoilleen. Sähköpoljinta varten polkimien väliin tarvittiin kaksi vääntöjousta. Jouset päätettiin valmistaa itse 1,8 mm paksusta joustavasta pianolangasta. Näin polkimen tuntumaa saatiin säädettyä mahdollisimman vapaasti. Jousien sisään, sähköpolkimen ja poljinkiinnikkeen väliin, sorvattiin alumiinista sopivat holkit jotka estävät sähköpoljinta luistamasta sivusuunnassa ja painautumasta kumpaakaan josta vasten. Myös hydraulipolkimen ja poljinkiinnikkeen väliin sorvattiin pienet holkit, joilla saatiin minimoitua hydraulipolkimen akselinsuuntainen luistaminen. Aihioita tehdessä sattuneen mittausvirheen takia sähköpolkimen aihioista tuli liian kapea, joten siihen suunniteltujen anturin korkeapalojen korkeudesta jouduttiin tinkimään. Tämän vuoksi sähköpolkimen ja anturin väliin, anturin kiinnityksestä vastaavien ruuvien ympärille, piti myös sorvata pienet holkit.



Kuva 14. Jarrupoljinkokoonpanon tärkeimpiä komponentteja 3D-mallissa.

Sähköpolkimeen asennettiin molemmille puolille M6-pultti, jonka tarkoitus on estää poljinta kallistumasta taaksepäin enempää kuin on tarvetta. Hydraulipolkimeen keven-

nystarkoitukseen tehdyt poterot toimivat hyvin pultin liikeradalla rajoittavina elementteinä (kuva 14).

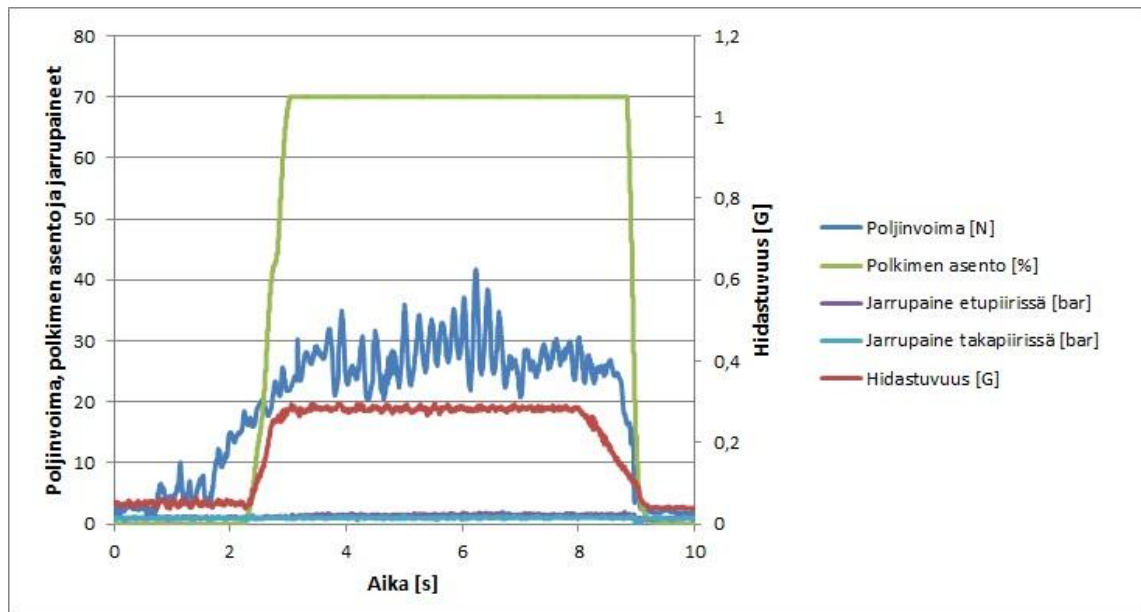
## 6 Testausta ja tuloksia

Hydraulisessa jarrujärjestelmässä esiintyy häviöitä, jotka pienentävät järjestelmän hyötysuhdetta. Järjestelmään syötetty työ on siis suurempi, kuin järjestelmästä ulos saatu työ. Näiden häviöiden takia absoluuttisen tarkkojen teoreettisten laskelmien tekeminen on mahdotonta. Uuden jarrupoljinjärjestelmän valmistumisen jälkeen E-RAan asennettiin uusi keraaminen jarrujärjestelmä, johon kuuluu uudet jarrusatulat, -levyt ja -palat. Muun muassa edessä aiemmin olleet kahdeksanmäntäiset jarrusatulat vaihtuivat kuusimäntäisiin. Uusien jarrujen myötä myös jarrujen hydraulinen välityssuhde muuttui. Tämän takia keraamisten jarrujen käyttöönoton yhteydessä autoon vaihdettiin myös uudet jarrupääsylinterit.

Jotta kaavoilla laskettuja poljinvoimia voitaisiin jollain tapaa vertailla todellisiin arvoihin, päätettiin E-RAn uudella jarrupolkimella kuitenkin tehdä vielä käytännön mittauksia auton omia antureita, sekä erillistä poljinvoima-anturia apuna käyttäen. E-RAsta itsestään löytyy tämänkaltaiseen mittaukseen tarvittavia antureita kuten kiihtyvyyssanturi, jarrupaineanturit molemmille jarrupiireille sekä sähköpolkimen kulmaa mittaava kulmaanturi. Testausdatan keräämiseen käytettiin Dewetronin valmistamaa DEWE-201-dataloggeria, joka lukee tarvittavat tiedot auton CAN-väylästä tai erillisistä antureista. Kaikki mittaukset suoritettiin kuivalla asfalttipinnalla siten, että auto kiihdytettiin nopeuteen 60 km/h, jonka jälkeen se pyrittiin pysäyttämään mahdollisimman tehokkaasti pyöriä lukitsematta. Jarrutukset suoritettiin erikseen sähköisellä ja hydraulisella jarrujärjestelmällä sekä molempia järjestelmiä apuna käyttäen.

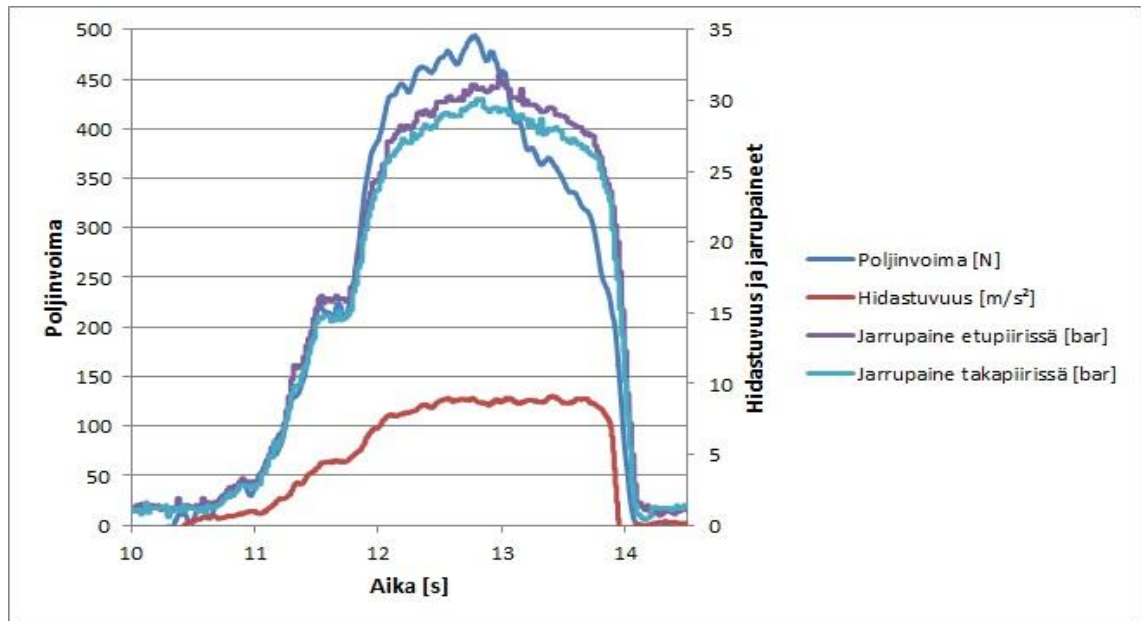


E-RAn regeneroivassa jarrujärjestelmässä on aktiivinen jarrutusmomenttien jako auton akselien kesken. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että järjestelmä lukee kiihtyvyyksanturilta auton pitkittäskiihtyvyyden ja jakaa jarrumomentit hidastuvuuden perusteella parhaimman pidon optimoimiseksi. Kun jarrutus tapahtuu pelkkää regeneroivaa jarrua käyttämällä, aktivoidaan regeneroivan jarrun kapasiteetista 70 %. Jos tilanteen vaatiessa jarrupoljinta painetaan yhä enemmän niin, että hydraulijärjestelmään syntyy painetta, aktivoidaan regeneroivasta jarrusta loputkin jäljelle jäävät 30 %. Regeneroivalla jarrulla jarrutettaessa autolla saavutettu hidastuvuus oli keskimäärin noin 0,3 G:tä eli  $2,94 \text{ m/s}^2$  jarrutukseen vaadittavan poljinvoiman ollessa noin 28 newtonia (kuva 15).



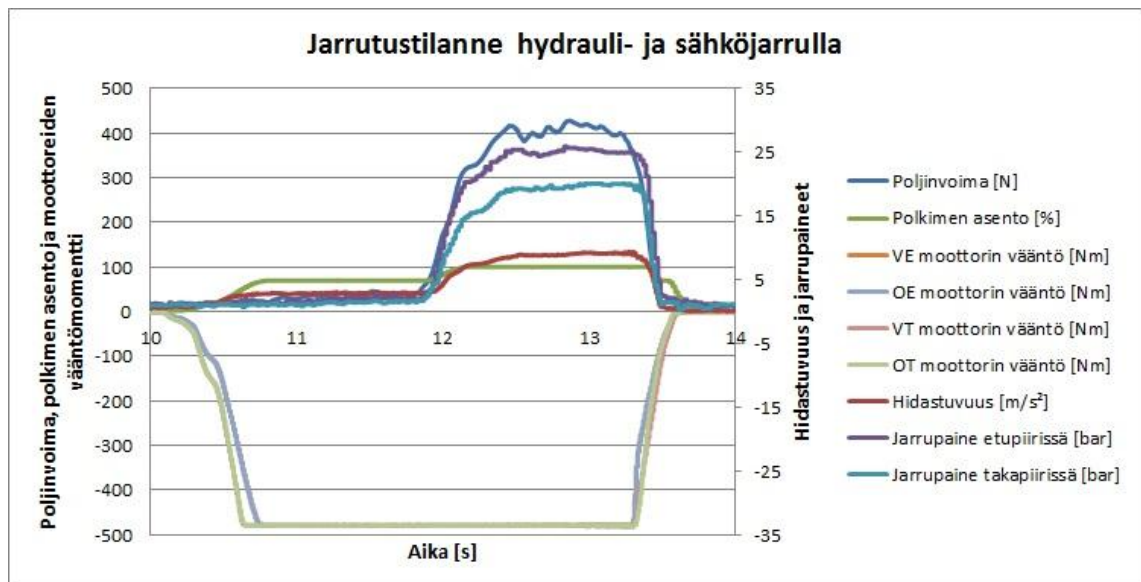
Kuva 15. Jarrutus pelkästään regeneroivaa jarrua käyttäen. Kaavion oikeanpuoleisella pystyakselilla on hidastuvuus ja vasemmanpuoleisella pystyakselilla poljinvoima, polkimen asento ja jarrupaineet.

Hydraulijarrulla jarrutettaessa E-RAlla saavutettu keskimääräinen hidastuvuus oli noin 0,87 G:tä eli  $8,53 \text{ m/s}^2$  tarvittavan poljinvoiman ollessa keskimäärin noin 420 newtonia (kuva 16). Maksimipidon rajalla auton takapää tuntui lukkiutuvan ensin, minkä seurauksena auto käyttäytyi epävakaasti. Etujarrupiiriin ei saatu balance barillakaan säädettyä riittävästi jarrupainetta ja näin paras mahdollinen jarrubalanssi jäi saavuttamatta.



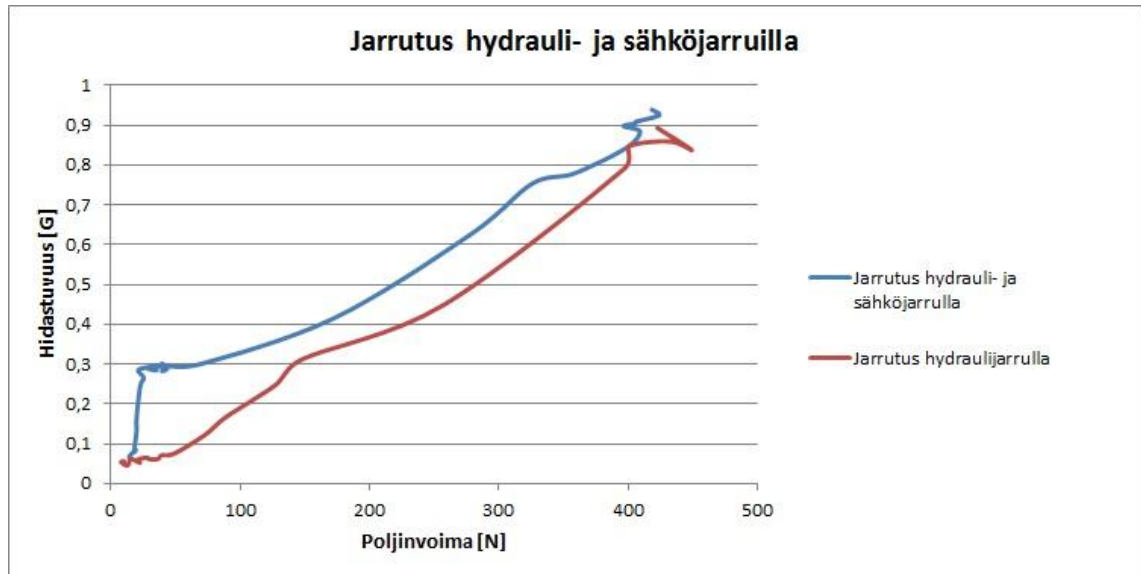
Kuva 16. Jarrutus pelkällä hydraulijarrulla.

Lopuksi jarrumittaukset tehtiin vielä käyttämällä molempia jarrujärjestelmiä samanaikaisesti. Tällöin hidastuvuudeksi saatiin keskimäärin noin 0,92 G:tä ja vastaavasti 9,03 m/s<sup>2</sup>. Jarrutukseen tarvittava poljinvoima oli keskimäärin noin 400 newtonia (kuva 17). Kaikkien moottorien momentit rajoittuivat virtarajan takia jarrutuksessa samaan arvoon, eli noin 480 Nm:iin, eikä aktiivinen jarrutusmomenttien jako tämän takia toiminut.



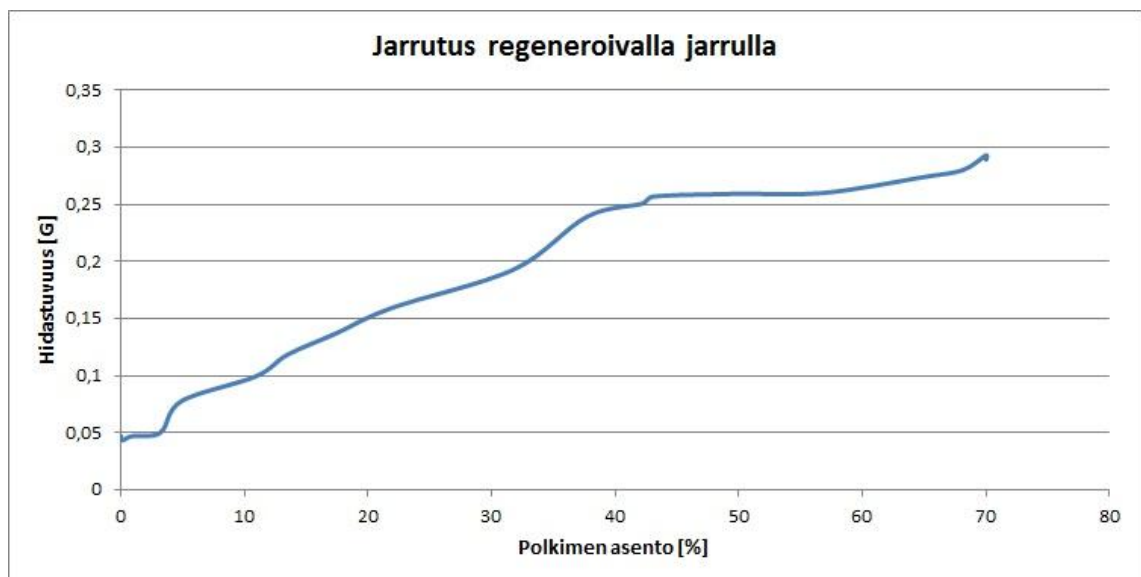
Kuva 17. Hydraulii- ja sähköjarrua käyttämällä suoritettu jarrutus. Kuvassa näkyy myös regeneroivalla jarrulla jarrutettaessa negatiivista momenttia tuottavien moottorien kuvaajat.

Myös tiettyyn hidastuvuuteen vaadittavissa poljinvoimissa ilmeni eroja riippuen siitä, oliko käytössä pelkkä hydraulijarru vai molemmat jarrujärjestelmät (kuva 18). Johtuen sähköjarrun pienestä jousivoimasta saavutetaan pienellä poljinvoimalla suhteellisen suuri hidastuvuus jarrutuksen alkuhetkellä verrattuna hydraulijarruun.



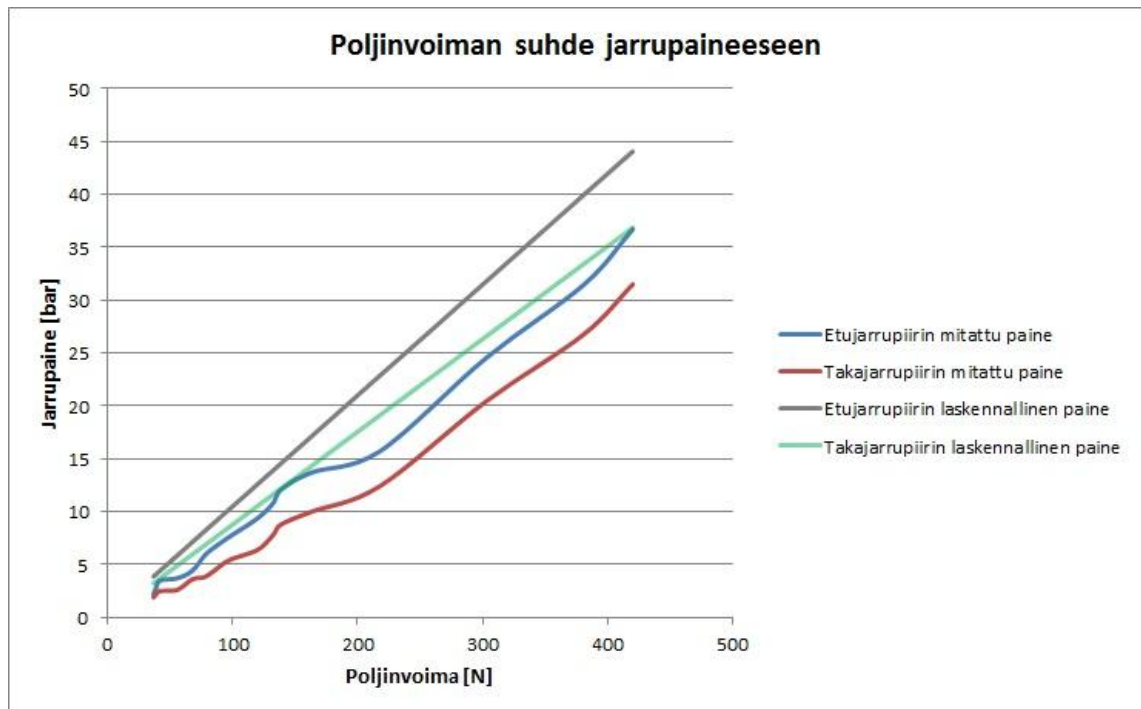
Kuva 18. Poljinvoiman suhde hidastuvuuteen eri jarrujärjestelmiä käytettäessä.

Koska pelkän regeneroivan jarrun aktivoimiseen vaadittava poljinvoima on suhteellisen pieni, on mielekkäämpää verrata polkimen asentoa hidastuvuuteen (kuva 19).



Kuva 19. Sähköjarrupolkimen asennon vaikutus saavutettavaan hidastuvuuteen.

Jarrutuksessa vaadittavien laskennallisten poljinvoimien todentamiseksi mitattiin E-RAlla myös poljinvoiman suhde jarrupaineisiin etu- ja takajarrupiirissä (kuva 20). Koska E-RAan vaihdettiin jarrupaineen tuottavat jarrupääsylinterit jarrupoljinjärjestelmän suunnittelun jälkeen, vaihdettiin ne myöhemmin myös laskelmissa nykyhetkeä vastaaviksi tulosten vertailukelpoisuuden säilyttämiseksi. Mitatuissa arvoissa poljinvoimaa vastaavat jarrupaineet olivat keskimäärin 25 % pienemmät kuin laskennallisissa arvoissa.



Kuva 20. Laskennallinen sekä mitattu poljinvoiman suhde jarrupaineeseen.

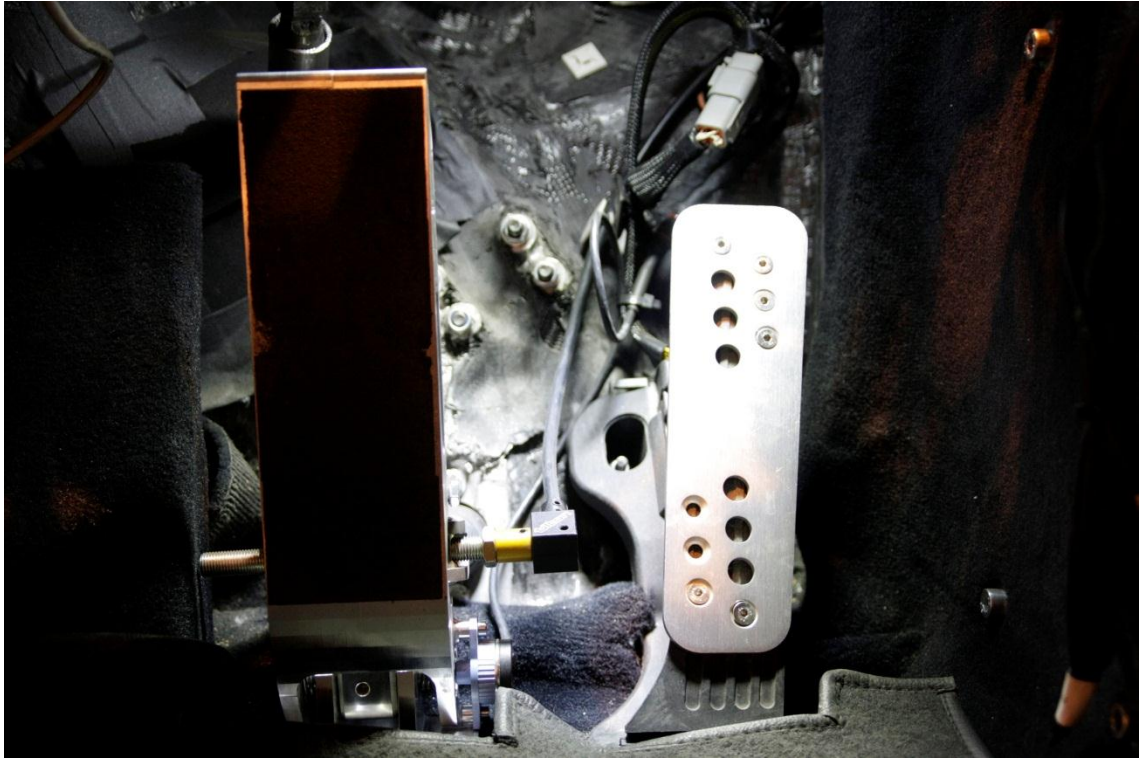
Mittaustuloksia arvioitaessa on tärkeää muistaa että tuloksiin saattaa vaikuttaa monet ulkoiset tekijät, kuten jarrujen ja renkaiden lämpötilaerot eri mittauskerroilla. Myös kengänpohjaan kiinnitettävän poljinvoima-anturin sijainti jarrupolkimella vaikuttaa osaltaan tulosten luotettavuuteen ja toistettavuuteen.

## 7 Yhteenveto ja pohdinta

Tämän insinööriyön tavoitteena oli suunnitella, toteuttaa ja ottaa käyttöön uusi jarrupoljinkokonaisuus Metropolia Ammattikorkeakoulun Electric RaceAbout -sähköautossa. Uudessa jarrupolkimessa pyrittiin korjaamaan puutteita, joita oli alkuperäisessä polki-

messa havaittu. Jarrupolkimesta suunniteltiin kaksitoiminen kuten edeltäjänsäkin siten, että autoa pystyy jarruttamaan normaalikäytössä 100-prosenttisen sähköisesti mutta sähköjarrupoljin on myös lukittavissa hydraulipolkimen suhteen ja näin kytkettävissä pois käytöstä rata-ajoa silmällä pitäen. Polkimien valmistusmateriaalina käytettiin Udeholmin Alumec 89 -alumiinia. Poljinkokonaisuus suunniteltiin ja valmistettiin Metropolia Ammattikorkeakoulun tiloissa kevään 2012 aikana ja se otettiin käyttöön E-RAssa alkukesästä 2012.

Jarrupolkimen käyttöönoton jälkeen autoon vaihdettiin kaikki jarrut Audi Ceramics -keraamisiin jarruihin. Uusien jarrujen asennuksen jälkeen huomattiin, että jarrupolkimen saa edelleen poljettua niin syväälle, että se ottaa kiinni auton tulipeltiin. Kesällä 2012 autolla osallistuttiin Alpeilla ajettavaan Silvretta e-Auto -kilpailuun jonka aikana polkimen toiminnassa ei havaittu ongelmia. Syksyllä 2012 poljinta päästiin testaamaan myös rata-ajossa. Moottoriradalla ajettaessa, jossa käytössä oli ainoastaan hydraulijarru, polkimen pohjaaminen korostui. Aiemmin oli jo päätetty polkimen asennon korjauksesta siirtämällä poljinkiinnikkeen nivelpistettä kohti auton keulaa, jolloin poljin kallistuisi enemmän taaksepäin jarrupääsylinterien työntötankojen vaikutuksesta. Ratatestien jälkeen tämä muutos päätettiin toteuttaa loppuun. Uuden poljinkiinnikkeen asennuksen jälkeen poljinta ei enää saanut painettua kiinni auton tulipeltiin. Kuvassa 21 on E-RAn poljinasetelma uuden jarrupolkimen kanssa.



Kuva 21. E-RAn poljinasetelma, jossa vasemmalla näkyy uusi jarrupoljinjärjestelmä ja oikealla Audi R8 -urheiluautosta lainattu kiihdytyspoljin. Kuvassa näkyy myös balance barin etäsäätövaijeri sekä Penny + Gilesin valmistama kulma-anturi.

E-RAssa käytettävään kaksitoimiseen jarrujärjestelmään soveltuvan jarrupoljinkokonaisuuden suunnitteleminen osoittautui odotettua haasteellisemmaksi. Kun autossa on kaksi täysin toisistaan riippumatta toimivaa jarrujärjestelmää, joiden tulee toimia sekä erikseen auton ainoana jarrujärjestelmänä että myös yhdessä, kasvaa polkimien kokonaisliikematka helposti niin pitkäksi, että suunnittelussa päädytään helposti jonkinasteisiin kompromisseihin. E-RAssa omat haasteensa toi myös lattiaan sijoitettu poljinkokonaisuus, valmiiksi sijoitetut jarrupääsylinterit ja kuljettajan jalkatilan ahtaus. E-RAn pedalbox-tyyppisen poljinratkaisun ja ottomoottorista saatavan alipaineen puutteen takia autoon on hankala sijoittaa jarrutehostinta. Tämän takia jarrupolkimen poljinsuhteen tulisi olla riittävän suuri, että jarrupääsylinterille saadaan tuotettua kohtuullisella vaivalla riittävästi painetta, joka riittää auton pysäyttämiseen. Lattiaan sijoitettujen polkimien pituutta rajoittaa jo pelkästään kuljettajan jalan koko sekä E-RAn tapauksessa myös käytettävissä oleva tila. Tulipeltiin kiinteästi sijoitetut jarrupääsylinterit rajoittivat yhdessä tilanpuutteen kanssa käytettävissä olevat poljinsuhteet kohtalaisen pienelle alueelle.

Suunnittelun alkuvaiheessa olisi ehkä voinut käyttää enemmän aikaa poljinkulmien miettimiseen. Jo regeneroivan polkimen liikekulman ollessa  $15^\circ$  kasvaa polkimien yh-

teen laskettu liikekulma kohtalaisen suureksi. Tästä johtuen regeneroivan polkimen asento on pakko asettaa hieman taaksepäin nojaavaksi. Mutta koska polkimen painaminen ei vaadi ponnisteluja, ei siitä myöskään ole haittaa, vaan se on enemmänkin tottumuskysymys. Myös polkimella saavutettava jarrutusvoima sekä jarrutusvoiman kuvaajan progressiivisuus on helposti ohjelmoitavissa vastaamaan mahdollisimman luonnollista poljinvastetta.

Kaiken kaikkiaan poljinkokonaisuuden suunnittelu ja etenkin työn loppuun saattaminen on ollut opettavainen ja aikaa vaativa tehtävä. Omat haasteensa tähän on tuonut auton jatkuva kehittäminen myös muilla osa-alueilla. Sopivina testausjaksoina E-RAlla ovat toimineet erilaiset tapahtumat ja kilpailut, joissa autoa on päässyt ajamaan liikenteessä aina huoltojaksojen välissä.

## Lähteet

- 1 Emadi, Ali. 2005. Handbook of Automotive Power Electronics and Motor Drives. Boca Raton, USA: Taylor & Francis Group.
- 2 Understanding The Sport. Verkkodokumentti. Formula 1. <[http://www.formula1.com/inside\\_f1/understanding\\_the\\_sport/8763.html](http://www.formula1.com/inside_f1/understanding_the_sport/8763.html)>. Luettu 14.9.2012.
- 3 Patentnumber US903762. United States Patent Office. Saatavissa: <<http://www.google.com/patents?id=aSZ-AAAAEBAJ&printsec=abstract&zoom=4&hl=fi#v=onepage&q&f=false>>. Luettu 17.9.2012
- 4 Larminie, James & Lowry, John. 2003. Electric Vehicle Technology Explained. Chichester, UK: John Wiley & Sons Ltd.
- 5 Miller, John. 2004. Propulsion Systems for Hybrid Vehicles. London, UK: The Institution of Engineering and Technology.
- 6 Oikarinen, Pasi. 2011. Jarrujärjestelmät ja pidon hallinta. Kurssimateriaali. Metropolia ammattikorkeakoulu.
- 7 Jurgen, Ronald. 1999. Electronic Braking, Traction, and Stability Controls. Warrendale, USA: Society of Automotive Engineers, Inc.
- 8 The Physics of Braking Systems. Verkkodokumentti. StopTech High Performance Brake Systems. <<http://www.stoptech.com/docs/media-center-documents/the-physics-of-braking-systems>>. Luettu 13.2.2012.
- 9 Brake Pedal Setup and Dual Master Cylinder Installation Guide. Verkkodokumentti. StopTech High Performance Brake Systems. <<http://dev.stoptech.com/docs/media-center-documents/pedalsetup-dualmaster-guide.pdf>>. Luettu 13.2.2012.
- 10 Rolling Bearing Catalogue HR1. Schaeffler Group Industrial.
- 11 Salmi, Tapio & Pajunen, Sami. 2010. Lujuusoppi. Tampere: Pressus Oy.



## Tilton balance barin asennusohjeet

# INSTALLATION INSTRUCTIONS

## Balance Bars

### A. How It Works

The balance bar takes the force you apply to the pedal and distributes it to the front and rear master cylinders. The percentage of force that goes to each master cylinder depends on the balance bar adjustment position. If the center spherical joint (located in the tube) is positioned exactly in the center of the two master cylinder pushrod clevises, then each master cylinder sees the same amount of pushrod force. Rotating the threaded adjusting shaft moves the spherical joint relative to the two clevises. For example, if you turn the shaft and the spherical joint moves closer to the left clevis, then the left clevis will see more of the force from the pedal than the right clevis.

A common misconception is that changing the length of the master cylinder pushrod will alter how much force each master cylinder sees, or that it will decide which master cylinder builds pressure first. This is not true. Both master cylinders will start to build pressure at the same time and the balance bar adjustment position will decide how much force is distributed to each master cylinder.

There are three areas of which you must pay particular attention in the installation of the balance bar. First, the assembly must not bind-up or bottom-out in any manner. Its ability to pivot freely is what allows it to function. Secondly, we are concerned with the balance bar's position with the pedal depressed every bit as much as we are with the pedal in its relaxed position. **Diagram B** shows the correct setup with the pedal depressed and **Diagram C** shows the wrong setup with the pedal depressed. Third, make sure there is enough firewall clearance to allow at least 1" of stroke for all master cylinders.

### B. Installation *(Proceed to Step #6 if you are not fabricating a pedal)*

1. Drill a hole in the existing pedal to the diameter listed in **Chart 1**, based on Pivot Sleeve diameter (Item 5 in **Diagram A**) and balance bar part number. This should be inline with the horizontal centerline of the existing master cylinder. Master cylinder center-to-center distance should not vary more than .200" from the balance bar's center-to-center distance, as this would result in premature master cylinder failure.
2. Before welding the pivot sleeve, remove the pivot sleeve from the balance bar assembly.
3. Position the pivot sleeve in the pedal and weld into place.
4. After welding is complete, slide the adjusting shaft (Item 8 in **Diagram A**) through the pivot sleeve and make sure that the spherical bearing slides freely from side-to-side without binding in the pivot sleeve.
5. If the bearing binds in the sleeve, the sleeve may have shrunk or gone out of round during the welding process. If so, bore the pivot sleeve to **1.007"/1.002"** (P/N 72-250, 72-260, 72-300) or **1.102"/1.097"** (P/N 72-275).
6. Remove one clevis/barrel nut, then insert the adjusting shaft through the pivot sleeve (with the side that has the allen head in the tip of the shaft) towards the outside of the pedal. This will allow for easy access to the adjusting shaft.

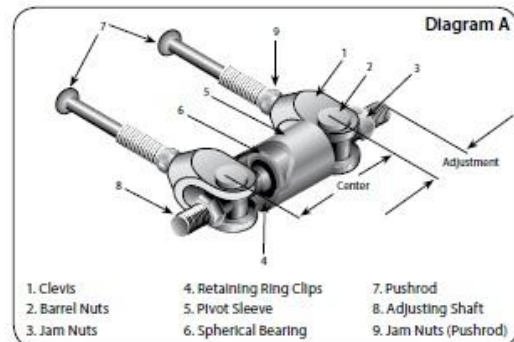


Chart 1

Part Number	Balance Bar Threaded Diameter	Clevis-to-Clevis Center Distance	Drill Diameter
72-250	3/8"	2.50"	1 3/16"
72-260	7/16"	2.63"	1 3/16"
72-275	1/2"	2.75"	1 5/16"
72-300	3/8"	3.00"	1 3/16"

- Screw the clevis/barrel nut back onto the adjusting shaft with the flat counterbore of the barrel nut facing outward. Screw the jam nut onto the adjusting shaft with the shaft of the jam nut toward the barrel nut. The jam nut shaft must seat between the two sides of the clevis and fit into the flat counterbore of the barrel nut. Jam nuts are not required when a Remote Brake Bias Adjuster is used.

**C. Adjustment and Operation**

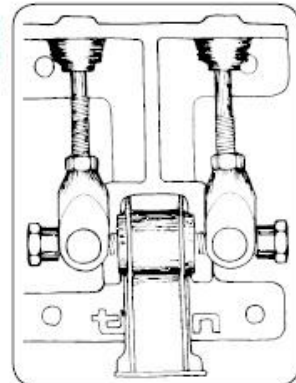
When running on pavement, you want the front tires to lock-up with slightly less pedal pressure than the rears. This will help to keep the car stable and prevent it from going into a spin.

- Loosen both of the jam nuts on the adjusting shaft (Item 3 in **Diagram A**).
- Turn the adjusting shaft (Item 8 in **Diagram A**) using an allen wrench or the remote cable adjuster so that it advances the spherical bearing closer to the selected master cylinder, increasing the braking force produced by that master cylinder (**Chart 2**). The balance bar must be adjusted with the pedal in the relaxed position (**Diagram D**).
- The balance bar has a large adjustment range. However, if you find that what you need is outside of the adjustment range, you will need to make a master cylinder bore size change. There are three possible changes that can be made (See below). Both will allow the spherical joint to move back towards the center position.
  - Decrease the bore size of the master cylinder closest to the spherical joint by 1/8". This will decrease the amount of pedal force required from the foot and increase the amount of pedal travel.
  - Increase the bore size of the master cylinder farthest from the spherical joint by 1/8". This will increase the amount of pedal force required by the foot and decrease the amount of pedal travel.
  - Increase the bore size of the master cylinder farthest from the spherical joint by 1/16". Decrease the other master cylinder bore size by 1/16". This will maintain the amount of force or pedal travel.
- When satisfied with the adjustment bar location and force distribution, tighten both of the jam nuts (Item 3 in **Diagram A**). *Jam nuts are not required when a Remote Brake Bias Adjuster is used.*

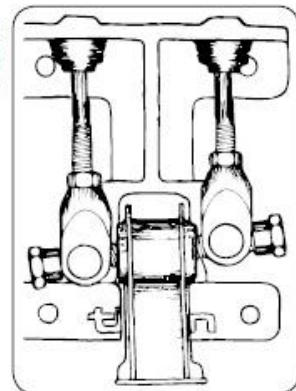
**Chart 2**

Force Distribution (2.5" Clevis Center-to-Center)		
Spherical Joint Position	Left Clevis	Right Clevis
3/8" left-of-center	65%	35%
1/4" left-of-center	60%	40%
1/8" left-of-center	55%	45%
Centered	50%	50%
1/8" right-of-center	45%	55%
1/4" right-of-center	40%	60%
3/8" right-of-center	35%	65%

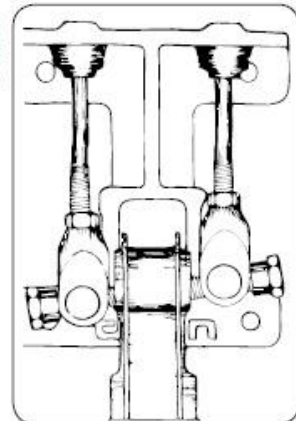
**Diagram B**  
Pedal Depressed  
(Correct)



**Diagram C**  
Pedal Depressed  
(Incorrect)



**Diagram D**  
Pedal Relaxed  
(Correct)



## Penny + Giles -anturin datalehti

# SRH280DP DUAL OUTPUT

contactless rotary sensor



## PERFORMANCE

### ELECTRICAL

<b>Measurement range</b>	°	20 to 360 in 1° increments
<b>Supply voltage</b>	V <sub>dc</sub>	9 to 30 (unregulated) and 5 ±0.5 (regulated)
<b>Over voltage protection</b>	V <sub>dc</sub>	Up to 40 (-40 to +60°C)
<b>Maximum supply current</b>	mA	< 25
<b>Reverse polarity protection</b>		Yes
<b>Short circuit protection</b>		Yes
<b>Output to GND</b>		Yes
<b>Output to supply</b>		In 5V regulated mode only
<b>Power-on settlement time</b>	S	< 1
<b>Resolution</b>	%	0.025 of measurement range (12 bit)
<b>Non-linearity*</b>	%	< ±0.4
<b>Temperature coefficient</b>	ppm/°C	< ±30 in 5V supply mode; < ±90 in 9-30V supply mode

\* Non-linearity is measured using the least-squares method on a computerised calibration system

### Analog Output (order code A1, A4) - see graph on page 31

<b>Voltage output range</b>		
<b>9-30V supply</b>	V <sub>dc</sub>	Absolute voltage, 0.5 to 4.5 (A1) or 0.1 to 4.9 (A4) over measurement range (±3%)
<b>5V supply</b>	V <sub>dc</sub>	Ratiometric output voltage - 10 to 90% (A1) or 2 to 98% (A4) of V <sub>s</sub> over measurement range (±1%)
<b>Monotonic range</b>	V <sub>dc</sub>	0.25 (5%) and 4.75 (95%) nominal (A1)
	V <sub>dc</sub>	0.05 (1%) and 4.95 (99%) nominal (A4)
<b>Load resistance</b>	Ω	10k minimum (resistive to GND)
<b>Output noise</b>	mV <sub>rms</sub>	< 1
<b>Input/output delay</b>	mS	< 2

### PWM Output (order code Pn) - see output characteristics on page 31

<b>PWM frequency</b>	Hz	244 (P1); 500 (P2); or 1000 (P3) ±20% over temperature range
<b>PWM levels</b>	9-30V supply V <sub>dc</sub>	0 and 5 nominal (±3%)
	5V supply V <sub>dc</sub>	0 and V <sub>s</sub> (±1%)
<b>Duty cycle</b>	%	10 to 90 over measurement range
<b>Monotonic range</b>	%	5 and 95 nominal
<b>Load resistance</b>	Ω	10k minimum (resistive to GND)
<b>Rise/fall time</b>	μS	< 15

### MECHANICAL

<b>Mechanical angle</b>	°	360, continuous
<b>Operating torque - maximum</b>		
<b>sealed shaft IP68</b>	g-cm	120
<b>unsealed shaft IP50</b>	g-cm	100
<b>Shaft velocity maximum</b>	°/sec	3600
<b>Weight</b>	g	< 35
<b>Mounting</b>		Use 2 x M4 socket head cap screws and M4 washer - maximum tightening torque 2Nm
<b>Phasing</b>		When shaft flat (or shaft ident mark) is facing toward the cable exit, output is at mid travel. The sensor housing allows for ±10° adjustment via the mounting flange slots.

**ENVIRONMENTAL**

<b>Protection class</b>		IP68 (to 2m depth for 1 hour) or IP50
<b>Life</b>		20 million operations (10 x 10 <sup>6</sup> cycles) of ±75° Sensing element life is essentially infinite (contactless); the SRH280DP life figure refers to the operating shaft seal. Mechanical load (axial and radial) on the shaft should also be considered. Contactless - no degradation due to shaft dither
<b>Dither life</b>		
<b>Operational temperature<sup>†</sup></b>	°C	-40 to +140 (5V supply) -40 to +135.7 (9V supply) Derate upper temperature limit by 1.7°C for every 1V increase in supply: e.g. -40 to +100 @30V
<b>Storage temperature</b>	°C	-55 to +140
<b>Vibration</b>		BS EN 60068-2-64:1995 Sec 8.4 (31.4gn rms) 20 to 2000Hz Random
<b>Shock</b>		3m drop onto concrete
<b>EMC Immunity level</b>		BS EN 61000-4-3:1999, to 100V/m, 80MHz to 1GHz and 1.4GHz to 2.7GHz (2004/108/EC)

<sup>†</sup> See Maximum Operating Temperature - derating graph on page 30.  
If the maximum operating temperature is exceeded, the voltage regulator will shut down to protect the device from overheating

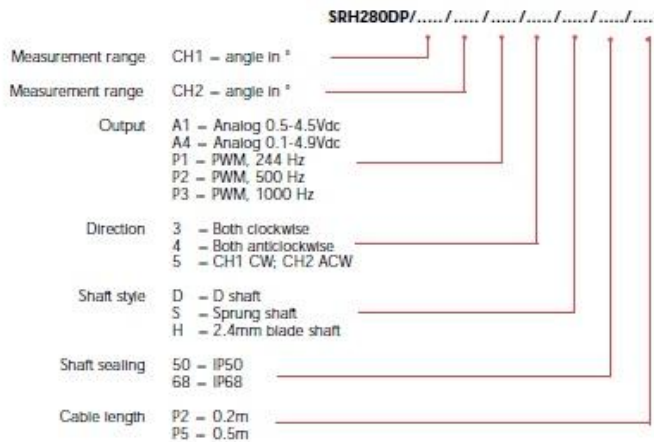
**OPTIONS**

<b>Measurement range (angle)</b>		Select from 20° to 360° in 1° increments (factory programmed) for each output channel
<b>Output</b>		Analog voltage (An) or PWM (Pn)
<b>Output direction</b>		Both clockwise, both anticlockwise or one CW, one ACW
<b>Shaft style</b>		D section, sprung shaft (S) or 2.4mm blade shaft (H)
<b>Shaft sealing</b>		IP50 or IP68
<b>Cable length</b>	m	0.2 or 0.5
<b>Custom housing</b>		Synchro mount style with ball race bearings - ask our technical sales team for details
<b>OEM options</b>		Outputs can be programmed to provide: non linear laws; switch outputs; clamp voltages; different output phasing CH1/CH2; faster input/output delay; extended analog range; and output mapping for potentiometer replacements

**AVAILABILITY**

All standard configurations can be supplied rapidly from the factory - check with your local supplier for more details

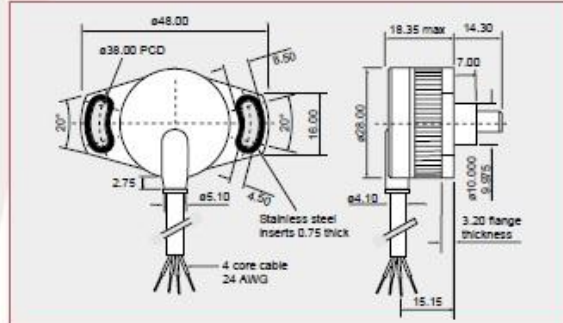
**ORDERING CODES**



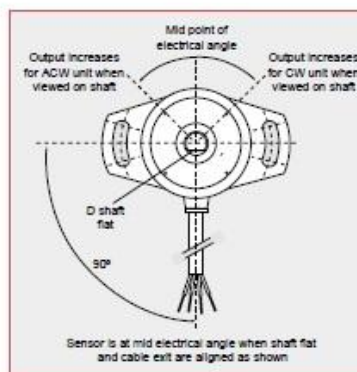
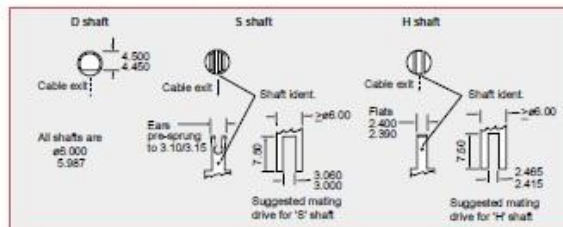
# SRH280DP

## DIMENSIONS

Note: drawings not to scale



## SHAFT OPTIONS



## ELECTRICAL CONNECTIONS

200 or 500mm of 4-core cable: FDR-25 sheathed, with 55A spec (24AWG) cores

Cable colour	Description
Red	+V Supply
Yellow	Output 1
White	Output 2
Black	0V Supply (GND)

When connecting the sensor, care should be taken with the correct connections. The sensor is provided with reverse polarity protection and short circuit protection between outputs (Yellow & White) to GND (Black), **but if the outputs (Yellow & White) are connected to the supply this will result in device failure.**

Output increases with CW or ACW rotation viewed on shaft - depending on selected order code.

## Alumec 89:n datalehti


**ALUMEC 89**

 1 (4)  
01.02.2011

### Yleistä

Alumec 89 on luja alumiiniseos, jota valmistetaan lämpökäsiteltynä levyinä ja pyörötankona. Jännitysten poistamiseksi valmistuksessa käytetään erityistä kylmävenytysmenetelmää. Suuren lujuuden ja hyvän mitanpitävyyden ansiosta seoksella on laaja käyttöalue työvälineiteollisuudessa.

Toimitustila: lämpökäsittely 146–180 HB kovuuteen

Seuraavien ominaisuuksiensa ansiosta Alumec 89 soveltuu moniin erityyppisiin työvälineisiin, etenkin muovimuotteihin:

- Erinomainen lastuttavuus; suuret lastuamisnopeudet, lyhyemmät koneistusajat, alhaisemmat työvälinekustannukset, nopeammat muottitoimitukset.
- Keveys; Alumec 89 painaa ainoastaan 1/3 teräksen painosta. Työvälineen käsittely on helpompaa.
- Hyvä lämmönjohtavuus; lyhentää jaksoaikoja ja yksinkertaistaa jäähdytysjärjestelmää.
- Hyvä mitanpitävyys; erityinen jännitystenpoistomenetelmä takaa vähäiset muodonmuutokset työstössä ja sen jälkeen.
- Hyvä korroosionkestävyys; kestävä kaikkia yleisesti käytettyjä muovimateriaaleja.
- Pintakäsittely; voidaan anodisoida, kromata tai nikkelipinnoittaa suuremman pintakovuuden ja paremman kulumis- ja korroosionkestävyyden saavuttamiseksi.

### Käyttökohteet

Alumec 89 on erinomainen materiaali prototyyppityövälineisiin sekä lyhyiden tai keskipitkien sarjojen muotteihin silloin, kun puristusvoimat eivät ole liian suuria tai muovit kuluttavia. Huomattavasti lyhyempi työvälineen valmistusaika, alhaisemmat työvälinekustannukset ja lyhyemmät jaksoajat tuovat merkittäviä säästöjä niin työvälineen valmistajalle kuin käyttäjällekkin.

	Työvälineryhmä			
	Prototyyppit	Lyhyet sarjat	Keskip. sarjat	Pitkät sarjat
Puhallusmuovaus	x	x	x	x
Tyhjiömuovaus	x	x	x	x
Vahtomuovaus	x	x	x	(x)
RIM-valu	x	x	x	(x)
Kestomuovien ruiskuvalu	x	x	(x)	
Muotit kumille	x	x		
Kiinnitys- ja tukilevyt, ohjaimet ja kiinnittimet				

### Ominaisuudet

#### Fysikaaliset ominaisuudet

Arvot huoneenlämpötilassa ellei muuta mainita.

Tiheys kg/m <sup>3</sup>	2 830
Kimmomoduuli N/mm <sup>2</sup>	71 500
Lämpölaajenemiskerroin per °C, 20 °C -> 100 °C	23 x 10 <sup>-6</sup>
Lämmönjohtavuus W/m °C	165
Ominaislämpö J/kg °C	890

#### Vetolujuus

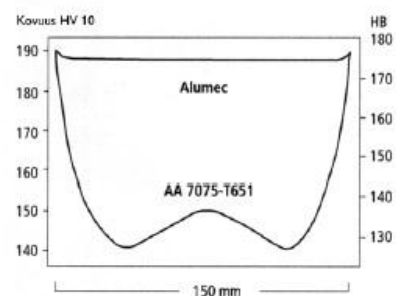
Vetolujuusarvot ovat ohjeellisia. Niiden voidaan usein käytännössä katsoa vastaavan puristuslujuusarvoja.

Arvot huoneenlämpötilassa.

	Murtoraja N/mm <sup>2</sup>	Myötöraja N/mm <sup>2</sup>
Levy, paksuus mm		
> 10–50	590	550
> 50–100	570	520
> 100–150	550	500
> 150–200	535	485
> 200–300	430	365
Pyörötanko, halkaisija mm		
40	680	630
100	680	620
200	670	610

Huom. Levy on koestettu poikittaissuunnassa ja pyörötanko pitkittäissuunnassa.

Levyn poikkileikkauksen kovuusjakauma



## Lastuava työstö

### Yleistä

Alumiiniseosten lastuavalle työstölle ovat tyypillisiä suuret lastuamisnopeudet, koska lastu irtaoo alumiiniseoksessa helpommin kuin teräksessä tai messingissä. Alumec 89:n erinomaisten mekaanisten ja fysikaalisten ominaisuuksien ansiosta lastuamisnopeudet voivat olla hyvinkin suuria sopivia työvälineitä käytettäessä. Suurnopeustyöstökoneilla on päästy hyviin tuloksiin yli 3500 m/min lastuamisnopeudella.

### Lastuavan työvälineen rakenne ja materiaali

Vaikka alumiiniseosten lastuttavuus on hyvä, työstö edellyttää korkealuokkaisia työvälineitä. Mahdollisimman suuren työstönopeuden saavuttamiseksi kovametallityövälineet ovat osoittautuneet erinomaisiksi – etenkin sorvauksessa ja tappiyrinnässä.

Samoja työvälineitä, joita käytetään teräksen työstöön, voidaan käyttää myös Alumecin työstöön. Jotta päästään hyvään tuottavuuteen, on kuitenkin käytettävä työvälineitä, joissa on suuri positiivinen rintakulma. Irtosärmänmuodostus vähenee kaikissa lastuavissa työvälineissä, jos lastuavat pinnat on killoitettu hyvin, ja tarpeeksi suuret lastutilat helpottavat lastunpoistoa.

Alumec 89:n sahaukseen on käytettävä terää, jossa on suuri lastutila.

### Jäähdytys/voitelu

Lastuamisnestettä käytetään sekä työkaluun jäähdyttämiseen että voiteluun. Koska Alumec 89:llä voidaan päästä suuriin lastuamisnopeuksiin, jäähdytys on tärkeää, vaikka seoksen lämmönjohtavuus onkin erittäin hyvä. Hyvä voitelu on erityisen tärkeää syvän reiän porauksessa, jossa lastu ja työväline ovat pitkään kosketuksessa toisiinsa.

Teräksen lastuamisnesteet voivat toisinaan värjätä alumiinipintaa, jos niiden pH-arvo on korkea. Useimpien lastuamisnesteitä valmistavien yritysten ohjelmissa on yleisnesteitä, jotka sopivat sekä teräksen että alumiinin työstöön.

## Lastuamisohteet

Alla olevat lastuamisparametrit ovat ohjeellisia ja ne on sopeutettava vallitseviin olosuhteisiin.

### Sorvaus

	Karkeasorvaus kovametallilla	Hienosorvaus kovametallilla	Hienosorvaus PCD:llä <sup>1)</sup>	Sorvaus pikateräksellä
Lastuamisnopeus $V_c$ m/min	600–1200	1200–2500	600–1500	250–300
Syöttö $f$ mm/r	0,3–1,0	–0,3	–0,3	–0,3
Lastuamis-syvyys $a_p$ mm	2–6	0,5–2	0,5–3	0,5–3
Työstöryhmä ISO	K20	K10	–	–

<sup>1)</sup> Monikiteinen timantti

## Jyrsintä

### TASO- JA KULMAJYRSINTÄ

	Karkeasorvaus kovametallilla	Hienosorvaus kovametallilla	Hienosorvaus PCD:llä <sup>1)</sup>	Sorvaus pikateräksellä
Lastuamisnopeus $V_c$ m/min	600–1000	1000–3000	800–4000	250–400
Syöttö $f_z$ mm/hammas	0,2–0,6	0,1–0,2	0,05–0,2	–0,4
Lastuamis-syvyys $a_p$ mm	2–8	–2	–2	–8
Työstöryhmä ISO	K20	K10	–	–

<sup>1)</sup> Monikiteinen timantti

### Tappijyrsintä

	Täyskovametalli	Kovametallikääntöterä	Pikateräs
Lastuamisnopeus $V_c$ m/min	300–500	300–500	120–250
Syöttö $f_z$ mm/hammas	0,03–0,20 <sup>1)</sup>	0,08–0,20 <sup>1)</sup>	0,05–0,35 <sup>1)</sup>
Työstöryhmä ISO	–	K20	–

<sup>1)</sup> Riippuen radioalisesta lastuamissyvyydestä ja jyrsimen halkaisijasta.

### Poraus

#### PIKATERÄSKIERUKKAPORAT<sup>1)</sup>

Poran halkaisija mm	Lastuamisnopeus $V_c$ m/min	Syöttö $f$ mm/r
–5	50–70	0,08–0,20
5–10	50–70	0,20–0,30
10–15	50–70	0,30–0,35
15–20	50–70	0,35–0,40

<sup>1)</sup> Kärkikulma 118°, kierakkukulma 16–30°

#### KOVAMETALLIPORAT

	Kääntöterä	Täyskovametallipora	Juotettu kovametallipora <sup>1)</sup>
Lastuamisnopeus $V_c$ m/min	200–400	200–300	200–300
Syöttö $f$ mm/r	0,05–0,25 <sup>2)</sup>	0,10–0,25 <sup>2)</sup>	0,15–0,25 <sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Sisäpuolisella jäähdytyskanavalla ja juotetulla kovametalliterällä

<sup>2)</sup> Riippuen poran halkaisijasta

### Hionta

Seuraavassa on yleisluonteisia hiomalaikkasuosituksia. Alumec 89:n hionnassa käytetään piikarbidilaikkoja. Hiontaneesteeksi suositellaan leikkuuöljyä.

Hiontamenetelmä	Hiomalaikkasuositus
Tasohionta suoralla laikalla	C46HV
Segmenttihionta	C24GV
Pyöröhionta	C60JV
Sisäpuolinen hionta	C46HV
Muotohionta	C100LV

### Kiillotus

Suorita kiillotus puhtaassa ympäristössä ja huolehdi siitä, että hiontajänteet huuhdellaan huolellisesti pois eri kiillotusvaiheiden välillä. Käytä pinta-alaltaan suurta kiillotustyökalua. Näin ei synny suuria paikallisia paineita, jotka voivat aiheuttaa pintavirheitä. Vaihda hiontapaperia usein ja muuta hiontasuuntaa eri työvaiheiden välillä. Jos tulokseksi halutaan peilipinta, on käytettävä runsaasti kiillotusainetta esim. kevyttä öljyä.

Lisätietoja on saatavana Uddeholmin julkaisusta "Työvälineterästen kiillotus".

### Kiillotusmenetelmä

Sekä koneellista että käsin suoritettavaa kiillotusta voidaan käyttää. Vältä koneellista kiillotusta, jos tulokseksi halutaan peilipinta.

### Kiillotusaine

Kiillotukseen käytetään karborundumpaperia. Aloita 300–800 raekokoa olevalla paperilla. Jos halutaan peilipinta, jatka 1200 raekoon paperilla ja tarvittaessa 6 $\mu$  ja 3 $\mu$  timanttipastalla.

### Kipinätyöstö

Kipinätyöstössä koneen asetukset ovat samanlaiset kuin teräksen työstössä. Jotta työstö sujuisi tasaisesti, saatetaan joutua käyttämään suurempaa tehoa. Lastunpoisto on 3–4 kertaa nopeampaa kuin teräksen työstössä, mistä syystä vaaditaan kunnollista huuhtelua oikosulun välttämiseksi.

Kuparielektrodit tuottavat parhaan tuloksen ja kuluvat vähiten. Karkeatyöstöelektrodeja tarvitaan vain harvoin.

### Fotosyövytys

Tasaisen rakenteen ansiosta Alumec 89 soveltuu hyvin fotosyövytykseen.

### Pintakäsittely

#### Anodisointi

Parempaan kulumiskestävyyden saavuttamiseksi Alumec 89 voidaan anodisoida pintakovuuteen, joka vastaa teräksessä n. 65 HRC:n kovuutta. Pinnoituksen paksuus on tavallisesti 20–50  $\mu$ m. Anodisointia käytetään rajoitetusti itse muottitilaan, koska alumiinin ja pintakerroksen erilainen laajeneminen voi johtaa hiushalkeamiin, jotka pilavat muotin pinnan. Jos kyseessä eivät ole varsinaiset muottipinnat, vaan esim. luistit, ohjaimet, ohjaukset ja -holkit tai ulostyöntäpat, ilmiöllä ei ole merkitystä.



Anodisointi aiheuttaa mittamuutoksia työvälineeseen, mikä on huomioitava työvaroissa. Mitta kasvaa n. 50 % oksidikerroksen paksuudesta. Oksidikerros voidaan pinnoittaa PTFE:lla estämään muovin kiinnittymistä.

### Kovakromaus

Menetelmillä, jotka on kehitetty alumiiniseoksille on mahdollista päästä 80 HRC kovuuteen. Pinnoituksen paksuus on tavallisesti 0,1–0,2 mm.

### Kemiallinen Ni-pinnoitus

Kemiallisella Ni-pinnoituksella on mahdollista päästä 50 HRC:n kovuuteen. Pinnoituksen paksuus on yleensä 0,03–0,1 mm, mutta kiinnittymis- ja korroosionkestävyysominaisuudet ovat huomattavasti paremmat kuin kromatulla pinnalla.

### Korjaushitsaus

Alumeci 89:ää voidaan korjaushitsata MIG- tai TIG-menetelmillä. Suuriin korjauksiin ei suositella TIG-hitsausta.

#### HITSAUSOHJE

Laitteisto	400 A, langansyöttö 7,5 - 10 m/min (teräksellä 3,7 m/min)
Hitsausaine	AA5356 (Al 5 % Mg) AA5556A (Al 5,2 % Mg) tai AA5087 (Al 4,5 % MgMnZr) MIG 1,6 MM TIG 2,4 - 3,2 mm
Esivalmistelu	Pystyosat seinämät viistetään ja pinnoilta puhdistetaan rasva. Oksidikerros poistetaan pyörivällä harjalla ja hitsaus suoritetaan sen jälkeen 8 tunnin sisällä.
Esilämmitys	Esilämmitys 50 - 130 °C:seen nopean lämmönjohtumisen välttämiseksi. Max. välipalkolämpötila 200 °C halkeamien välttämiseksi.