



# **Moottoripyörän takahaarukan suunnittelu**

Joona Salmi

OPINNÄYTETYÖ  
Kesäkuu 2021

Ajoneuvotekniikka  
Älykkäät koneet

## TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Ajoneuvotekniikka  
Älykkäät koneet

SALMI, JOONA:  
Moottoripyörän takahaarukan suunnittelu

Opinnäytetyö 55 sivua, joista liitteitä 3 sivua  
Kesäkuu 2021

---

Opinnäytetyössä tutustuttiin moottoripyörän takahaarukan suunnitteluun sekä suunnittelussa huomioon otettaviin seikkoihin. Työn tavoite oli suunnitella toimiva, yksipuolinen takahaarukka korvaamaan moottoripyörän alkuperäinen, kaksipuolinen takahaarukka, samalla hyödyntäen mahdollisimman laajasti alkuperäisiä komponentteja. Työ tehtiin osaksi Tampereen ammattikorkeakoulun Älykkäät koneet -suuntautumispolun projektia, jonka tavoitteena on valmistaa tieliikennekelpoinen sähkömoottoripyörä mahdollisimman suurella omavalmisteprosentilla.

Ensisijaisena syynä muutostyön tekoon olivat esteettiset seikat ja halu erottautua massasta, mutta samalla suunnittelussa haluttiin myös mahdollisuuksien mukaan parantaa takahaarukan suorituskyvyllisiä ominaisuuksia. Myös kiinnostus erilaisiin suunnittelumetodeihin ja -prosesseihin olivat perusteita opinnäytetyön.

Suunnittelutyön pohjana käytettiin kirjallisuuden arvoja ja ohjeistuksia sekä alkuperäisestä takahaarukasta 3D-skannaamalla ja FE-analyyseillä saatuja tietoja. Lisäksi työssä selvitettiin, mitä ominaisuuksia moottoripyörän takahaarukalta vaaditaan ja minkälaisia kuormituksia niihin kohdistuu erilaisissa ajotilanteissa.

Uuden takahaarukan suunnittelussa hyödynnetään nykyaikaisia topologian optimoinnin sekä Generative Designin prosesseja. Tuloksena saatiin useampia eri malleja eri suunnittelutyökaluilla. Malleista yksi valittiin jatkotarkastelua varten, ja se toimii prototyyppinä ja lähtökohtana todellisen haarukan valmistusta ja lopullista kokoonpanoa varten.

## **ABSTRACT**

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Tampere University of Applied Sciences  
Vehicle Engineering  
Intelligent Machines

SALMI, JOONA:  
Design of a Motorcycle Swing Arm

Bachelor's thesis 55 pages, appendices 3 pages  
June 2021

---

This thesis concentrates to investigate the process of designing a motorcycle swing arm. The objective is to design a single sided swing arm to replace the original, conventional dual sided swing arm and use as many of the original suspension and rear wheel assembly components as possible. The design job is closely related to an Intelligent Machines -project course, where a group of engineering students have a goal of constructing a traffic legal electric motorcycle from the ground up.

The main reason for this alteration work is to improve the aesthetics of this particular motorcycle, but the design process takes the performance aspects into account as well and improves them whenever possible.

The foundation for this thesis work comes from literature and the original swing arm, that was 3D scanned and analyzed with FE-analysis. The features required for a swing arm to work, as well as the forces and loads that act on the swing arm in different scenarios, are also researched.

In the design process of the new single sided swing arm, topology optimization and generative design are used. As a result, different models of swing arms were created with different design methods. One of the models was chosen to continue with and it will work as the starting point of the production of a real swing arm as well as a basis for the final assembly for the rear of the motorbike.

---

Key words: motorcycle, swing arm, design, topology optimization, generative design

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO .....	5
2	SUUNNITTELUSSA HUOMIOITAVIA TEKIJÖITÄ.....	6
	2.1 Jousitus.....	6
	2.2 Voimansiirron vaikutukset jousitukseen .....	9
	2.3 Takapyörän liikerata.....	12
	2.4 Takahaarukan rakenne .....	13
	2.5 Kuormitukset eri ajotilanteissa .....	15
	2.6 Generative design .....	16
	2.7 Topologian optimointi .....	18
3	TOIMINNALLINEN OSUUS .....	21
	3.1 Alkuperäisen takahaarukan mallinnus.....	21
	3.2 Simulointi .....	23
	3.2.1 Kiihdytystilanne.....	23
	3.2.2 Haarukan sivusuuntaisen jäykkyyden tarkastelu .....	24
	3.2.3 Haarukan vääntöjäykkyyden tarkastelu .....	26
	3.2.4 Kaarreajotilanne .....	28
	3.3 Alkuperäisen takahaarukan simulointitulokset .....	30
	3.4 Yksipuolisen takahaarukan iterointi.....	31
	3.5 Yksipuolisen takahaarukan iteroinnin tulokset .....	36
	3.6 Komponenttien sijoittelu .....	43
4	POHDINTA .....	49
	LÄHTEET.....	51
	LIITTEET .....	52
	Liite 1. Alkuperäinen laskenta .....	52
	Liite 2. Uuden takahaarukan kuormitustarkastelu .....	54

## 1 JOHDANTO

Opinnäytetyön tarkoitus on suunnitella toimiva, toispuoleinen takahaarukka korvaamaan moottoripyörän alkuperäinen kaksipuoleinen takahaarukka. Työ liittyy Älykkäät koneet -opintohaaran projektikursseihin, sillä takahaarukkaa on tarkoitus käyttää projektina valmistettavassa sähkömoottoripyörässä.

Alkuperäinen Älykkäät koneet -kurssin projektiaihe oli valmistaa ryhmässä tieliikennekelppoinen sähkömoottoripyörä pitkälti omavalmisteisesti. Projektin edessä ryhmän sisällä ilmeni useita ideoita projektin jatkojalostukseen liittyen ja kurssin vetäjät rohkaisivat ideoiden kehitykseen. Muun muassa itsesuunnitellun takahaarukan valmistelu oli tullut puheeksi jo ensimmäisten projektitapaamisten aikana.

Olen tehnyt edellä mainitussa projektissa aiemmin moottoripyörän rungon suunnittelua. Moottoripyörät ovat aina kiinnostaneet minua harrastuksena ja olen pitkään miettinyt, minkälainen työ kaksipuoleisen takahaarukan muuttaminen toispuoleiseksi olisi. Projektin kannalta takahaarukka lisää omavalmisteisten osien määrää, ja tämän kautta moottoripyörän omavalmisteprosentti kasvaa. Tarkoitus on myös parantaa moottoripyörän ajettavuutta esimerkiksi pienentämällä jousitettua massaa. Takahaarukan suunnittelulla on myös puhtaasti esteettisiä arvoja, ja toispuoleisella haarukka pyritään myös erottamaan moottoripyöräprojekti massasta. Työssä tullaan käyttämään hyödyksi CAD-mallinnusta, FEM-analyysiä, topologian optimointia sekä Generative design -prosessia.

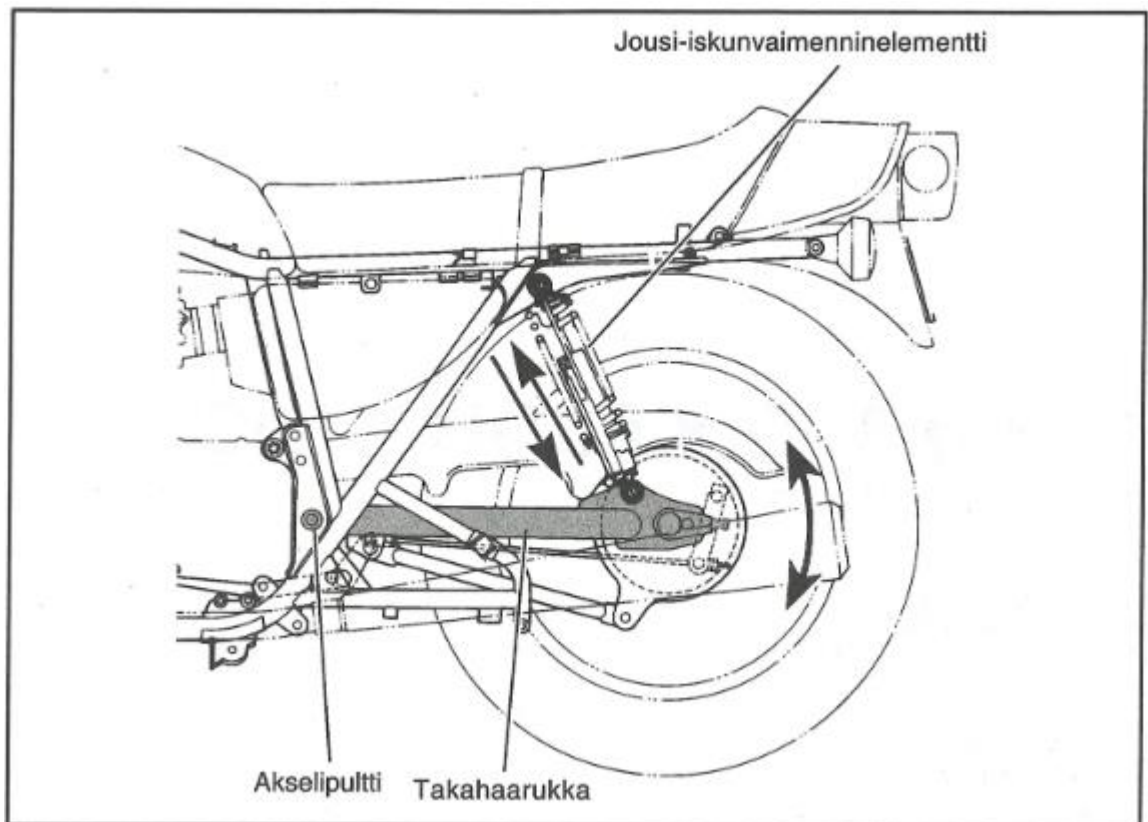
Työssä selvitetään, minkälaisia asioita on otettava huomioon takahaarukan muu-  
tostyössä kaksipuoleisesta toispuoleiseksi. Lisäksi perehdytään siihen, minkälaisia hyötyjä on mahdollista saavuttaa nykyaikaisten suunnittelu- ja simulointiohjelmistojen avulla.

## 2 SUUNNITTELUSSA HUOMIOITAVIA TEKIJÖITÄ

### 2.1 Jousitus

Tieliikennekäytössä olevan ajoneuvon jousitusjärjestelmän perimmäinen tarkoitus on vaimentaa ja vähentää tien epätasaisuuksien aiheuttamaa räsitusta ja vaiminkoja ajoneuvolle ja sen kuormalle, sekä parantaa matkustusmukavuutta. Jousitusjärjestelmä parantaa myös ajoneuvon ajettavuutta varmistamalla paremman kontaktin renkaan ja tien välillä epätasaisellakin alustalla. Ajoneuvon jousitusjärjestelmän kolme suurinta vaikuttavaa tekijää ovat jousi, vaimennin ja pyörän tai akselin sijainti. (Bastow, Howard, Whitehead 2004, 3 - 4.) Moottoripyörän takajousituksessa takapyörän sijainti määrittyy pitkälti takahaarukan muodon ja geometrian kautta, joten tässä työssä keskitytään erityisesti siihen.

Historiallisesti katsottuna moottoripyörissä takapää pysyi pitkään niin sanotusti jäykkänä, eli taka-akseli oli täysin jousittamaton. Ajonopeudet ovat kuitenkin nousseet ajan myötä, ja samalla tarve paremmille ja helpommin ennakoitaville ajo-ominaisuuksille on kasvanut – jousitetun takapään tarjoamat kohennukset ajettavuuteen tulivat siis tarpeellisiksi. (Coombs 2002, 8.1.) Perinteisimmäksi ja nykypäivänäkin hyvin yleiseksi takajousitusratkaisuksi kehiteltiin rakenne, jossa pitkittäinen tukivarsi tai -haarukka on toisesta päästään akselikiinnitteisesti moottoripyörän varsinaisessa rungossa ja tämän tukivarren toisessa päässä on takapyörä. Tällainen perinteinen rakenne esitetään kuvassa 1. Tukivarsi, josta käytetään nimitystä keinuhaarukka tai takahaarukka, on lisäksi rungossa kiinni vielä vaimentimien ja josten kautta – niiden kiinnitysten sijainti takapäässä voi vaihdella rajustikin. (Coombs 2002, 8.1 – 8.2.)

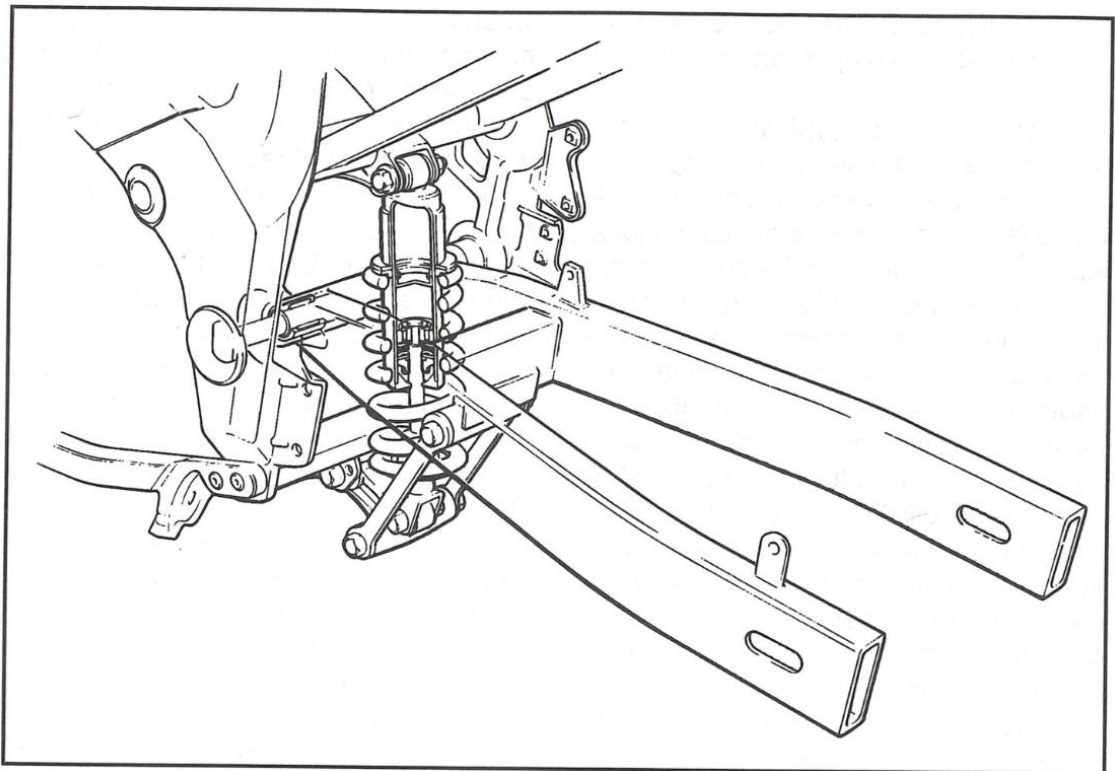


KUVA 1. Perinteinen takahaarukkarakenne molemminpuolisilla jousilla ja vaimentimilla (Coombs 2002, 8.2)

Yleisesti ottaen jousitusjärjestelmän osat voidaan jakaa kahteen osa-alueeseen: joustoliikettä kontrolloiviin komponentteihin sekä pyörän asentoa, paikkaa ja liikettä ohjaaviin komponentteihin. Joissakin tapauksissa komponentit toimivat kuitenkin molemmilla osa-alueilla. (Bastow ym. 2004, 4.)

Kuvassa 1 nähtävän kahdella jousi-vaimenninelementillä varustetun rakenteen etuina on muun muassa yksinkertaisuus ja vaimentimien tehokas jäähdytys. Tällaisella rakenteella runkoon johtuvat voimat jouston aikana ovat tyypillisesti pieniä ja jousi-vaimenninelementtien käyttö tehokasta. Haittapuolena mainitaan esimerkiksi mahdollisuus siihen, että eri puolilla sijaitsevat jousi-vaimenninyhdistelmät omaavat erilaisia ominaisuuksia valmistus- tai säätövirheen takia ja näin ollen ajettavuus kärsii väärin kohdistuneiden voimien vuoksi. Jousi-vaimenninyhdistelmien sijoittelu on tyypillisesti myös rajoitteena takapyörän pystysuuntaiselle liikkeelle joustossa. (Cossalter 2006, 148.)

Niin kutsuttu monojousitus on toinen jo pitkään hyvin yleinen takajousitusrakenne etenkin urheilullisempien moottoripyörien parissa. Siinä yksi jousi-vaimenninyhdistelmä on kiinnitetty tyypillisesti keskelle haarukkaa joko suoraan tai vipuvarsiensa kautta. (Coombs 2002, 8.2.) Tällaisen rakenteen etuina ovat pienempi jousittamaton massa, vapaampi takapyörän pystysuuntainen liike jouston aikana sekä helppous säätöjen suhteen, kun säädettäviä komponentteja on vähemmän. Myöskään muita kahdesta jousi-vaimenninelementistä koostuvia ongelmia esimerkiksi väärin paikkoihin kohdistuvien voimien suhteen ei ole, ja takapyörä pääsee tällaisella rakenteella liikkumaan pystysuunnassa vapaammin vaimentimen sijoittelun takia. Haittapuolena tässä rakenteessa on jousi-vaimenninelementin lämpeneminen, jo sen takia että vain yksi komponentti tekee työn kahden sijaan, mutta myös sen tavanomainen sijoittelu voimakkaasti lämpenevän moottorin taakse aiheuttaa oman ongelmansa. (Cossalter 2006, 148.) Ongelmaa on ratkottu lisäämällä vaimentimien öljytilavuutta erillisillä säiliöillä sekä sijoittamalla niitä etäämmälle moottorista (Coombs 2002, 8.9). Kuvassa 2 on kuvattu eräs monojousitusratkaisu Yamaha FZR600 moottoripyörästä: yksi jousi-vaimenninelementti on takahaarukan keskilinjalla takapyörän edessä ja kiinnitetty haarukkaan vipuvarsiensa kautta.



KUVA 2. Yamaha FZR600 takajousitus (Coombs 2002, 8.3)



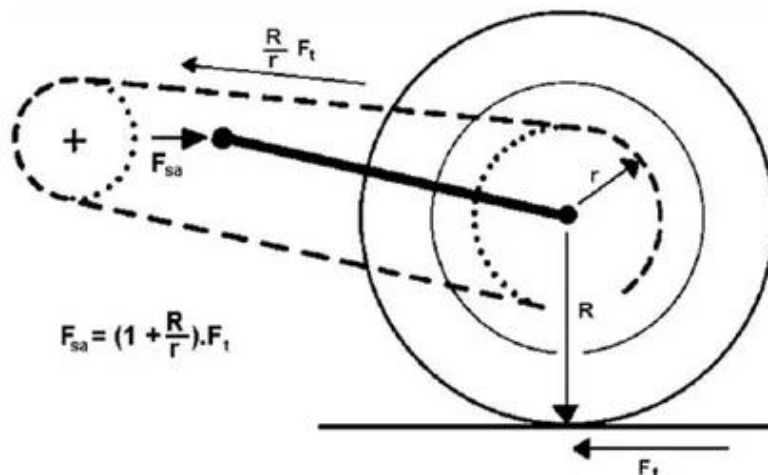
## 2.2 Voimansiirron vaikutukset jousitukseen

Yleisin tapa siirtää voimaa moottorin toisioakselilta takapyörälle moottoripyörissä on rullaketjun avulla. Voimansiirron ketju aiheuttaa kuormitusta takahaarukkaan ja sen kiinnityksiin. Erityisesti ketju vaikuttaa haarukan ja takajousituksen rakenteeseen, takajousituksen joustomatkaan sekä "anti-squat" -ilmiöön, jolla tarkoitetaan moottoripyörän pyrkimystä nostaa takapäätä voimakkaassa kiihdytyksessä (Foale 2002, 8.11 – 8.12.)

Usein ketjun aiheuttama voima aliarvioidaan. Keskimääräinen, takahaarukkaan takapyörän ja ketjun kautta välittyvä voima  $F_{sa}$  voidaan laskea seuraavalla kaavalla:

$$F_{sa} = \left(1 + \frac{R}{r}\right) \cdot F_t \quad (1)$$

jossa  $R$  kuvaa takapyörän sädettä,  $r$  on takarattaan jakohalkaisijan säde ja  $F_t$  on takapyörän kautta kohdistuva pitkittäis-suuntainen voima. Kaava ei ota huomioon eri jousitustilanteita, eli takahaarukan oletetaan pysyvän paikoillaan. Se ei siis kuvaa tapausta realistisesti, mutta antaa suuruusluokan ja todenmukaisen arvion takahaarukkaan ketjun kautta kohdistuvasta voimasta  $F_{sa}$ . Karkeasti arvioiden se on 4–5 kertaa suurempi kuin pitkittäisvoima  $F_t$ . (Foale 2002, 8.11 – 8.12.) Kuvassa 3 havainnollistetaan ilmiötä ja voimien kohdistumista.



KUVA 3. Ketjun aiheuttamat voimat (Foale 2002, 8.11)

Oletetaan optimaalinen tilanne, jossa moottoripyörä saa kaiken voiman kitkan rajoissa välitettyä tiehen takapyörän kautta – tällöin käyttövoimana oletettu pitkitäisvoima  $F_t$  saadaan laskettua seuraavalla kaavalla

$$F_t = \mu \cdot m \cdot g \quad (2)$$

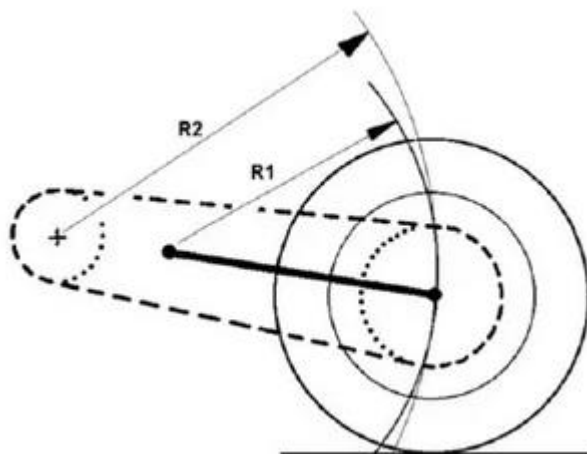
jossa  $\mu$  on renkaan ja asfaltoidun tien välinen kitkakerroin,  $m$  on ajoneuvon massa ja  $g$  putoamiskiihtyvyyys (Peltonen, J. 2016, 26).

Takapyörän säätövarassa sekä takahaarukan puslissa ja laakeroinnissa on otettava huomioon voiman  $F_{sa}$  suuruus. Usein ongelmia ovat aiheuttaneet kumisten moottorin- ja vaihteistonkiinnikkeiden valinnassa tehdyt kompromissit jäykkyyden ja tärinöiden vaimentamisen välillä – pehmeät kiinnikkeet tekevät ajamisesta mukavampaa kuljettajalle moottorin ja vaihteiston tärinän tuntuessa pienempänä, mutta samalla moottori pääsee muuttamaan asentoaan rungossa sen verran mitä kiinnike antaa periksi. Tämä vaikuttaa luonnollisesti myös eturattaan asentoon ja näin ollen ketjun kautta vaikuttavaan voimaan. (Foale 2002, 8.12.) Tässä opinäytetyössä moottorin tärinä ei kuitenkaan ole olennainen ongelmatekijä, sillä moottorina käytetään sähkömoottoria, joka tullaan kiinnittämään jäykkien kiinnikkeiden avulla runkoon.

Ketju aiheuttaa siis koviakin voimia moottoripyörän eri komponentteihin ja siten muutoksia käsiteltävyyteen eri ajotilanteissa. On siis olennaista kiinnittää huomiota tähän suunnitteluvaiheessa etenkin rungon ja takajousituksen osalta. (Foale 2002, 8.12.)

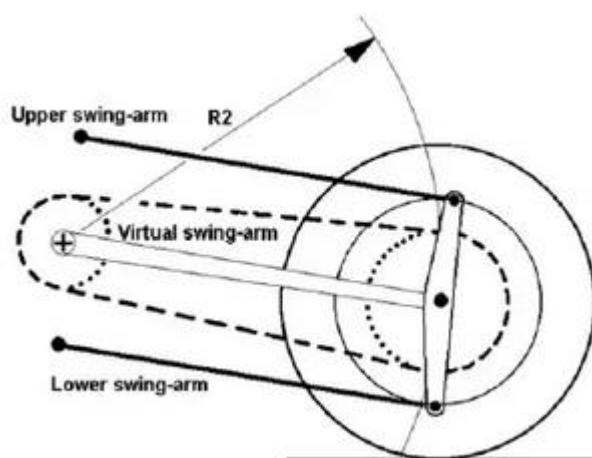
Useimmissa perinteisissä takahaarukkaratkaisuissa ketjun kireys muuttuu takajousituksen joustoliikkeen aikana. Kuva 4 esittää, miten erilaiset liikeradat ovat toisioakselin ja takahaarukan kiinnityspisteen suhteen jouston aikana. Ongelma voitaisiin ratkaista kiinnittämällä eturatas ja takahaarukka samankeskisesti runkoon, mutta uudeksi ongelmaksi tulee haarukan muotoilu tämän mahdollistamiseksi. (Foale 2002, 8.13.) Kompromissina ja hyvänä käytännön ratkaisuna voidaan todeta, että mitä lähempänä takahaarukan rungossa sijaitseva akseli on

moottorin toisioakselia, sitä vähemmän ketjun kireys muuttuu joustoliikkeen seurauksena. Samat säännöt pätevät myös hammashihnalla toteutetussa toisiovedossa. (Coombs 2002, 8.5.)



KUVA 4. Jouston aikaiset liikeradat takahaarukan kiinnityspisteen ja toisioakselin suhteen (Foale 2002, 8.13)

Ketjun kireys voidaan säilyttää jouston aikana muuttumattomana myös toisenlaisella rakenteella, jossa takapyörä kiinnittyy kahteen erilliseen takahaarukkaan kiinnityslevyn ja nivelpisteiden välityksellä. Kuva 5 havainnollistaa rakennetta. Takahaarukoiden pituuden tulee olla sama kuin eturattaan ja takarattaan keskipisteiden välinen etäisyys. (Foale 2002 8.13.)



KUVA 5. Kahden erillisen takahaarukan rakenne. (Foale 2002, 8.13)

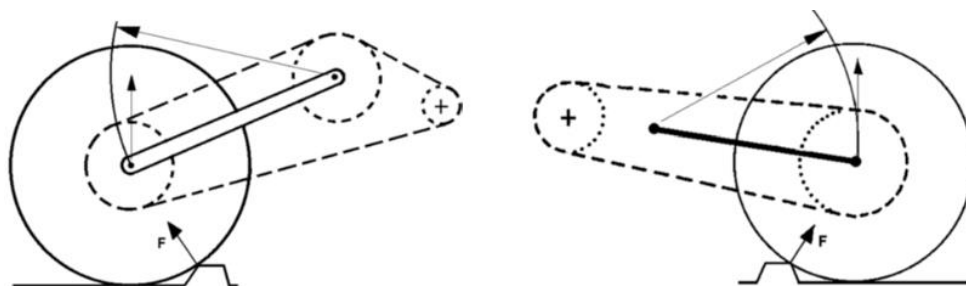
Tässä opinnäytetyössä runko on kuitenkin jo valmistettu osa, ja takahaarukan kiinnityspiste runkoon pyritään säilyttämään muokkaamattomana. Ketjun mahdollisimman tasainen kireys joustoliikkeen aikana on siis säilytettävä muilla keinoin.

Motocross-, enduro- ja jopa polkupyörissä ketjun kireys pysyy tasaisena joustoliikkeessä useimmiten hyvin yksinkertaisen jousikuormitteisen rullan avulla (Foale 2002, 8.15). Sen toimintaperiaate on samankaltainen kuin vaikkapa moottorien jakohihnojen ja -ketjujen kiristimissä. Ratkaisuna tämä voisi olla toimiva toispuoleisen takahaarukan kanssa, sillä takapyörän kiinnitys on jo valmiiksi monimutkainen ilman ketjun kireyden säätöön vaadittavia komponentteja.

### 2.3 Takapyörän liikerata

Ajomukavuuden ja töyssyjen vaimentamisen kannalta on tärkeää, että takapyörän liikerata jouston aikana saadaan oikeanlaiseksi. Töyssyjä on luonnollisesti erilaisia, joten joka tilanteeseen sopivaa liikerataa on vaikea toteuttaa – näin ollen yleensä tyydytään kompromissiin.

Parhaiten liikerata toteutuu motocross-moottoripyörissä: niissä takahaarukan rungonpuoleinen kiinnitys on nostettu pystysuunnassa huomattavasti korkeammalle kuin takapyörän akseli, joka taas mahdollistaa takapyörän liikkeen töyssyn kohdalla ensin taakse, ja vasta sitten pystysuuntaisesti. Voidaan ajatella, että paras mahdollinen liikerata on muodoltaan ikään kuin takapyörään töyssyn kohdistaman voiman jatke, toisin sanottuna voima olisi tangentialinen liikeradan kanssa. Kuva 6 havainnollistaa ilmiötä: vasemmalla esitetty takajousitusratkaisu kuvaa parempaa liikerataa, jossa voima  $F$  on lähes samansuuntainen kuin takahaarukan liikeradan muodostama kehä. Oikealla näkyvässä rakenteessa liikeradan kehä ja voima  $F$  ovat hieman erisuuntaiset: tämä tarkoittaa käytännössä sitä, että suurempi osa voimasta kohdistuu suoraan moottoripyörän runkoon ilman jousituksen ja vaimennuksen vaikutusta. (Foale 2002, 8.15 – 8.16.)



KUVA 6. Erilaisten takajousitusrakenteiden liikeratoja (Foale 2002, 8.16.)

## 2.4 Takahaarukan rakenne

Rakenteellisesti takahaarukan riittävä jäykkyys on tärkeää. Liian joustava takahaarukka antaa myöden eri ajotilanteissa ja aiheuttaa kuljettajan hallinnan ulottumattomissa olevia voimia. Useissa perinteisissä takahaarukoissa rakennetta jäykistetään kolmionmallisilla tuennoilla (Foale 2002, 8.16.) Tällaisia tukia on hyödynnetty myös tämän opinnäytetyön vertailukohtana käytetyssä Suzuki GSX-R 750:n takahaarukassa, joka on kuvassa 7.



KUVA 7. Suzuki GSX-R 750 takahaarukka sekä takajousi ja -vaimennin.

Yksipuoliset, epäsymmetriset takahaarukat ovat nykyään jopa suhteellisen yleisiä moottoripyörissä. Rakenne on peräisin kilpamoottoripyörien maailmasta, jossa sen etuna perinteisiin takahaarukoihin nähden oli takapyörien vaihtamisen nopeus ja helppous. Ongelmia aiheuttaa kuitenkin samainen riittävän jäykkyyden saavuttaminen kuin perinteisissä kaksipuolisissa takahaarukoissakin. Tästä joh-

tuen toispuoleiset haarukat ovat usein suurikokoisia – suurempi määrä materiaalia oikeissa kohdissa parantaa jäykkyyttä. (Coombs 2002, 8.3-8.4.) Vittore Cossalter on kirjansa *Motorcycle Dynamics* sivuilla 332-335 käsitellyt eri komponenttien jäykkyyksiä, ja antaa niille myös ohjearvoja. Takahaarukan sivuttaissuuntainen jäykkyys  $K_s$  voidaan laskea seuraavalla kaavalla

$$K_s = \frac{F_l}{\Delta_l} \quad (3)$$

jossa  $F_l$  on kuormittava voima, ja  $\Delta_l$  on muodonmuutos. Takahaarukan vääntöjäykkyyttä  $Kt_s$  voidaan puolestaan tarkastella seuraavalla kaavalla

$$Kt_s = \frac{M_T}{\alpha} \quad (4)$$

jossa  $M_T$  on takahaarukkaa kuormittava vääntömomentti, ja  $\alpha$  sen aiheuttama kiertymä. (Cossalter 2006, 332-335.) Vääntömomentti  $M_T$  lasketaan seuraavalla kaavalla

$$M_T = F \cdot r \quad (5)$$

jossa  $F$  on kuormittava voima ja  $r$  voiman vaikutussuoran etäisyys akselista (Mäkelä, Soininen, Tuomola, Öistämö, 2015, 93).

Takahaarukan kiinnityspisteitä käsiteltiin jo aiemmin voimansiirron ketjuun liittyvässä kappaleessa. Kiinnityspisteellä on kuitenkin luonnollisesti vaikutusta myös takahaarukan vaadittuihin mittoihin. Tyypillisesti takahaarukka on akseloitu moottoripyörän runkoon, moottorin taakse. On kuitenkin tapauksia, joissa akselointi ja kiinnitys on tehty suoraan moottoriin rungon sijasta. Useimmiten tällaisissa tapauksissa ongelmana on ollut sopivan akselivälin tai takahaarukan pituuden aikaansaaminen, ja haarukan kiinnitys moottoriin on todettu hyväksi ratkaisuksi sopivien mittojen toteuttamiseen. (Coombs 2002, 8.4.)

Tyypillisesti tieliikennekäyttöön tarkoitettujen moottoripyörien takahaarukat valmistetaan teräksestä tai alumiiniseoksista. Myös hiilikuitu- ja magnesiumtakahaarukoita on käytetty kalliimmissa moottoripyörissä sekä moottoriurheilupiireissä.

(Coombs 2002, 8.2.) Moottoripyörävalmistajat eivät useimmiten paljasta tarkkoja materiaalitietoja komponenteistaan – näin ollen yleisimpiä haarukkamateriaaleja selvitettiin muiden saman aihepiirin tutkimustöiden perusteella. Alumiiniseoksista useita mainintoja keräsivät 6061 T6 sekä 7075 T6 ja teräksistä AISI 4340.

(Ramos 2016, 2; Swathikrishnan, Singanapalli & Prakash 2019, 1; Abdullah, Ahmed & Rahman, 2018, 2).

## 2.5 Kuormitukset eri ajotilanteissa

Moottoripyörän jousitusjärjestelmään kohdistuu hyvin erilaisia kuormituksia eri ajotilanteissa. Kuljettajan paino suhteessa moottoripyörän painoon on merkittävä, joten kuljettajan asennon muutokset vaikuttavat painopisteeseen. Takahaarukkaan kohdistuvien kuormitusten laskennassa keskitytään tässä opinnäytetyössä kahteen erilaiseen ajotilanteeseen: kiihdytykseen ja kaarreajoon eri suuntiin.

Kiihdytystilanteessa lasketaan kuormitukset, jotka muodostuvat, kun moottoripyörällä kiihdytetään suurimmalla mahdollisella kiihtyvyyden arvolla ennen etupyörän irtoamista tiestä. Tässä tilanteessa tiestä etupyörään kohdistuva voima oletetaan siis mitättömäksi, ja kaikki voima kohdistuu takapyörään. Tällöin takahaarukkaan kohdistuva voima  $N_r$  lasketaan kaavalla

$$N_r = m \cdot g \quad (6)$$

jossa  $m$  on moottoripyörän sekä sen kuljettajan massa ja  $g$  puolestaan on puotoamiskiihtyvyyys. (Cossalter 2006, 94.)

Kaarreajossa moottoripyörän takahaarukkaan kohdistuu pystysuuntaisten voimien lisäksi myös sivuttaissuuntaisia voimia. Kuva 8 havainnollistaa voimien kohdistumista kaarreajossa.

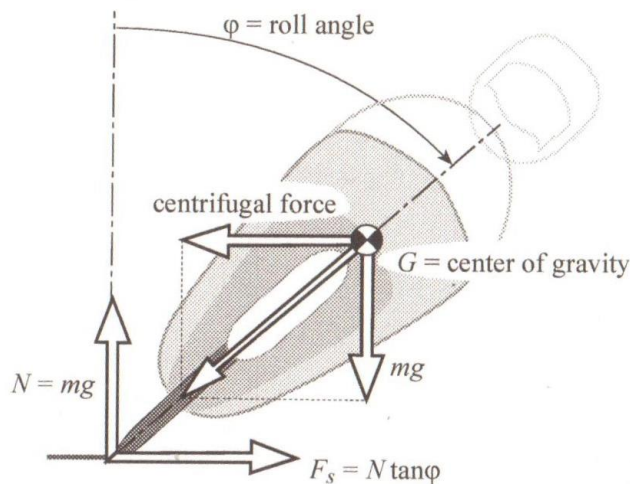


Fig. 2-17 Equilibrium of the motorcycle in a curve.

KUVA 8. Kaarreajotilanteessa takahaarukkaan kohdistuvia voimia (Cossalter, 2006, 52)

Jos oletetaan jälleen äärimmäinen ajotilanne, jossa moottoripyörä on esimerkiksi poistumassa kaarteesta kiihdyttäen niin, että kaikki massa on takapyörällä, voidaan sivuttaissuuntainen voima  $F_s$  laskea seuraavalla kaavalla

$$F_s = m \cdot g \cdot \tan \varphi \quad (7)$$

jossa  $\varphi$  on kuvan 8 mukaisesti moottoripyörän kallistuskulma kaarteessa (Cossalter, 2006, 52).

## 2.6 Generative design

Suunnittelun apuvälineenä tässä opinnäytetyössä käytetään Autodeskin Fusion 360 -ohjelman "generative design" ominaisuuksia.

Generative design on suunnittelumetodi, joka jäljittelee luonnon tapaa rakentaa kappaleita. Tälle metodille ei ole vielä vakiintunut suomenkielistä termiä tois-taiseksi. Generative design -prosessia hyödyntävälle ohjelmistolle annetaan ta-voitteita sekä joitakin rajoittavia parametrejä, kuten materiaaleja, valmistustapoja tai esimerkiksi valmistettavan kappaleen hinta. Tämän jälkeen ohjelma tutkii ja iteroi, minkälaiset mallit ja kappaleet täyttävät annetut ehdot ja mitä kappaleesta kannattaa jättää pois. Generative design, ja tuotesuunnittelu yleisesti, voidaan



jakaa neljään osa-alueeseen: Kappaleen toimivuus, siinä käytetyt materiaalit, kappaleen valmistus sekä mitä kappaleella on tarkoitus tehdä. (Savage, Cornett, Egel, & Kenik, 2018, 3.)

Kappaleen toiminnallisuus koostuu siihen kohdistetuista voimista ja kuormista sekä kappaleen fyysisistä rajoitteista, kuten tilasta tai esimerkiksi kiinnikepaikkojen toimivuudesta. Generative design -prosessissa kappaleet rakennetaan ikään kuin kiinnikkeiden ja joidenkin haluttujen muotojen ympärille – ohjelmalle syötetään siis halutut kiinnikekohdat ja esteet, joita se ei lähde muuttamaan tai kiertämään. Lisäksi syötetään kappaleeseen kohdistuvat voimat sekä tuennat, jotta kappaleesta tulisi mahdollisimman toimiva aidoissa olosuhteissa. (Savage ym. 2018, 3.)

Materiaalivalinnoilla on luonnollisesti suuri merkitys kappaleen kestävyuden kannalta. Tehtäessä suunnittelutyötä perinteisillä metodeilla, kappaleen materiaalivalinta ei alkuun ole useimmiten ole varma, vaan sitä muutetaan saatujen tulosten perusteella. Generative design -prosessi antaa syöttää useita materiaalivaihtoehtoja ohjelmalle, josta algoritmi valitsee toimivimman. (Savage ym. 2018, 4.)

Kappaleita voidaan valmistaa koneistamalla, valamalla, hitsaamalla osista tai nykyaikana myös tulostamalla. Jälleen kerran perinteisillä suunnittelumetodeilla valmistusprosessin valinta on lukittava yhteen tapaan, jota tarvittaessa muutetaan jos tuote ei jostain syystä tulekaan toimimaan halutulla tavalla. Generative design prosessin etuna mahdollisuus valita useita eri valmistusprosesseja algoritmien käyttöön tai jopa antaa ohjelmalle täysi valta päättää valmistustavasta. (Savage ym. 2018, 5.)

Se, miten suunniteltu kappale täyttää halutut vaatimukset on tietysti olennaista. Perinteisin suunnittelukeinoin tarkastelun alle joutuvat itse kappale, sen simuloinnit ja analyysit sekä valmistusmahdollisuudet – Generative design työkalut kykenevät yhdistämään näiden osa-alueiden tarkastelun yhteen paikkaan, joka nopeuttaa suunnitteluprosessia huomattavasti. (Savage ym. 2018, 6.)

Tyypillisiä Generative design -prosessin hyödyntämiskohteita ovat muun muassa autoalan sovellukset (kuten tämä opinnäytetyö), arkkitehtuuri ja rakennusala, ilmailuala ja teollisuuden työkalujen valmistus. Myös kuluttajalle valmistetaan ennistä enemmän tuotteita käyttäen Generative design -työkaluja. Teknologia on suhteellisen uutta, ja uusia visioita ja hyödyntämisen kohteita keksitään jatkuvasti uusia. Nykypäivän ympäristöystävällisen ajattelun mukaisesti Generative design työkalut mahdollistavat muun muassa mahdollisimman vähäisen materiaalinkäytön, mikä taas usein parantaa myös kappaleiden suorituskykyä niiden massan pienentyessä. (Savage ym. 2018, 7-9.)

Tiivistettynä Generative design -prosessi imitoi luonnon tapaa tuottaa kappaleita ja malleja ohjelmalle annettujen rajoitteiden ja tavoitteiden perusteella. Ohjelma tutkii kaikki mahdolliset ratkaisut jotka täyttävät annetut ehdot. (Savage ym. 2018, 10.) Tämän työn luvussa ”toiminnallinen osuus” käsitellään Generative design -prosessin käytännön toteutusta ja eri työvaiheita käydään tarkemmin lävitse.

## 2.7 Topologian optimointi

Toisena suunnitteluprosessina yksipuolisen takahaarukan mallintamiseen käytetään topologian optimointia. Se on jossain määrin hyvin samankaltainen prosessi kuin Generative design, mutta myös eroja löytyy.

Topologian optimointityökalut mahdollistavat nopean ja helpon työskentelyn, sillä suunnittelua ja analyysiä tehdään samanaikaisesti. Optimointityökalu on kuitenkin nimensä mukaisesti ”työkalu” – sitä täytyy siis osata myös käyttää. Käyttäjän tulee ymmärtää valmistettavan tuotteen rajoitteet ja siltä vaaditut ominaisuudet. (Altair University, 2018, 21-23.)

Topologian optimointi tarkastelee materiaalin jakautumista sekä rakennetta ja kiinnityksiä mallinnetussa kappaleessa. Jokainen elementti kappaleessa on muuttuja, jolle algoritmi määrittelee arvon 0 ja 1 väliltä – 1 tarkoittaa, että elementti sisältää 100% materiaalia, kun taas 0 vastaa aukkoa kappaleessa. Aluksi kappaleen elementit ovat täysin homogeenisiä materiaaliitiheydeltään, ja kappaletta lähdetään muokkaamaan kuormituksista johtuvien jännitysten kautta. Algo-

ritmi tarkastelee, mihin elementteihin kohdistuu vähiten jännitystä ja jättää materiaalin niistä pois. Lyhyesti tiivistettynä topologian optimointityökalu tutkii, mistä kappaleessa voidaan poistaa materiaalia ilman että sen suorituskyky ja ominaisuudet heikkenevät liikaa. (Altair University, 2018, 47.) Päällimmäisenä karkeana erona Generative design -prosessiin voidaan mainita, että topologian optimointi poistaa materiaalia eikä lisää sitä.

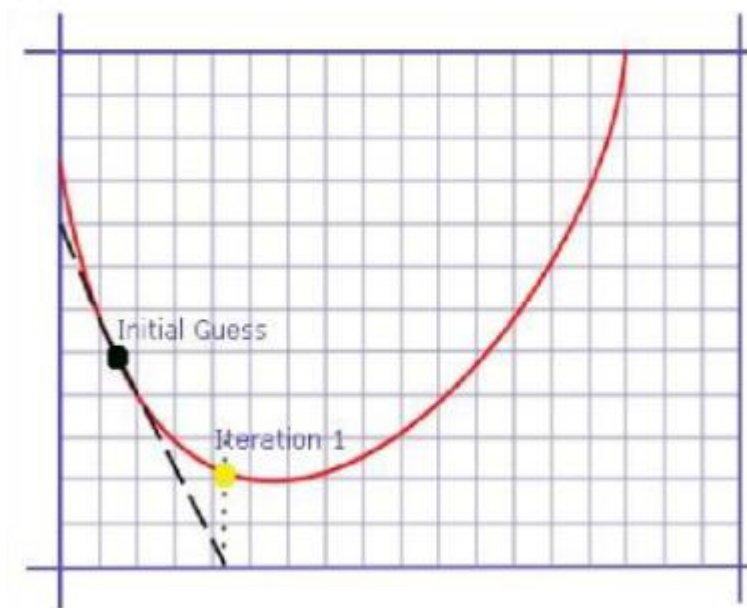
Topologian optimoinnin toiminta perustuu Generative design -prosessin tavoin iterointiin – tällä tavalla saadaan tuloksia järkevässä ajassa. Algoritmi etsii ratkaisuja, jotka täyttävät annetut raja-arvot, kuten massan, jäykkyyden tai jonkin muun halutun ominaisuuden. Suurimmat muutokset eri mallien välillä tapahtuvat ensimmäisten iteraatioiden välillä, tämä jälkeen geometriaan ja ominaisuuksiin tehdään lähinnä hienosäätöä. (Altair University, 2018, 30-31.)

Topologian optimointityökalulle tulee Generative design -prosessin tapaan antaa suunnitteluavaruus, joka sisältää suunniteltavan mallin muuttujat, rajoitteet ja tavoitteet. Työkalu antaa parhaan mahdollisen vastauksen, joka täyttää halutut tavoitteet – useimmiten ongelmiin ei kuitenkaan ole yksiselitteistä vastausta, vaan tavoitteet täyttäviä ratkaisuja voi olla useita. On myös olennaista tietää, että iteroinnissa aika on hyvin vaikuttava tekijä – mitä pidempi aika algoritmille annetaan ongelmanratkaisuun, sitä todennäköisemmin saadaan parempia ratkaisuja. (Altair University, 2018, 32-36.)

Käytännössä topologian optimointiprosessi nopeuttaa itse itseään määrittämällä suunnittelun kannalta kriittisimmät rajoitteet mallinnettavalle tuotteelle ja sen iteraatiolle. Useimmat algoritmit kykenevät hyödyntämään myös kappaleiden symmetrioita nopeuttaakseen prosessia. (Altair University, 2018, 39.) Suunnittelijan tehtäväksi jää lopulta ratkaisun valmistuttua siistiä mallinnettu kappale ja tarkastaa jännitykset ja muodonmuutokset sekä muiden rajaehtojen täyttyvyys esimerkiksi simulaation avulla. (Altair University, 2018, 48.)

Materiaalin poistamisen tai lisäämisen lisäksi topologian optimointia ja Generative design -prosessia erottaa algoritmien erilaiset tyylit käsitellä iterointia – topologian optimointialgoritmit perustavat parhaan tuloksen tavoittelun gradientteihin. Nimitys tulee muutosnopeudesta, eli graafisesti kuvattuna käyrän kaltevuudesta.

Käyrä taas kuvaa iteraatiotuloksia optimoinnin aikana - ensimmäinen tulos on useimmiten puhdas arvio toimivasta mallista, jota lähdetään iteroinnin kautta parantamaan. Altairin sovellukset hakevat seuraavassa iteraatiossa tulosta, joka laskee käyrästä rajuimmin – toisin sanottuna, se perustaa tietonsa edelliseen tulokseen, ja kehittää sen perusteella kappaleen toimivia ominaisuuksia eteenpäin. Tavoitteena on konvergoinut tulos, joka vastaa graafisesti vaakasuoraa viivaa. (Altair University, 2018, 48.) Kuvassa 9 on havainnollistava esimerkki gradienttiprosessista – tavoitteena on iteraatioiden kautta päästä käyrällä huippukohtaan.



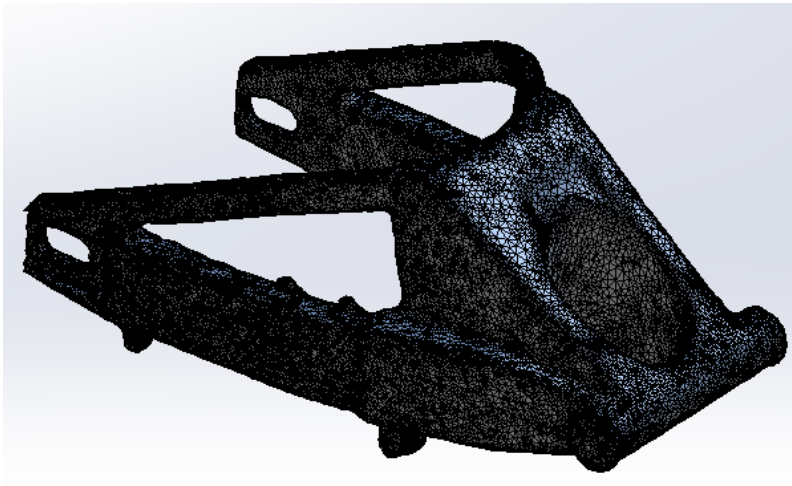
KUVA 9. Graafinen kuvaus gradienttiprosessista.

Generative design -prosessi kykenee tutkimaan huomattavasti laajempia suunnitteluavaruuksia kuin topologian optimointityökalut, ja ne pystyvät näin ollen tuottamaan erikoisempia ja erottuvampia tuloksia. (Savage ym. 2018, 12.) Suunnitteluavaruuden laajetessa ja algoritmien tutkiessa kaikki mahdolliset vaihtoehdot toimivan tuloksen löytämiseksi myös erilaisten ratkaisujen määrä kasvaa – hyvässä ja pahassa. Tulosten saaminen suuresta suunnitteluavaruudesta vaatii aikaa ja paljon laskentatehoa ja useimmiten topologian optimointi saattaa olla nopeampi prosessi.

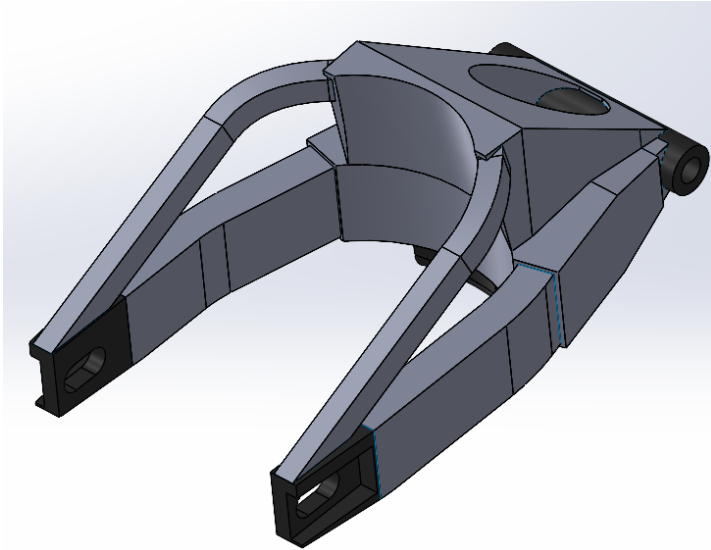
### 3 TOIMINNALLINEN OSUUS

#### 3.1 Alkuperäisen takahaarukan mallinnus

Varsinainen suunnittelutyö aloitettiin hankkimalla pohjatietoja olemassa olevasta takahaarukasta. Olennaisia tietoja ovat muun muassa geometria, kuten haarukan mitat ja eri komponenttien kiinnityspisteet toisiinsa nähden, sekä haarukan sivuttaissuuntainen jäykkyys ja vääntöjäykkyys. On hyvä tietää, miten alkuperäinen takahaarukka käyttäytyy eri kuormitustilanteissa, jotta moottoripyörän ajo-ominaisuudet pysyvät lähellä alkuperäisiä. Tietojen hankkimiseksi alkuperäinen takahaarukka 3D-skannattiin ja skannauksen perusteella saadun kuvassa 10 näkyvän verkon avulla takaisinmallinnettiin haarukka SolidWorksissa. Valmis malli alkuperäisestä haarukasta näkyy kuvassa 11.



KUVA 10. Skannauksen perusteella saatu verkko



KUVA 11. Alkuperäisen takahaarukan CAD-Malli

Kuvan 11. CAD-mallin tummemmalla harmaalla värjätyt osat on mallinnettu umpinaisina kappaleina. Sen sijaan loput osat ovat onttoja – niiden seinämävahvuudet vaihtelevat 2 – 5 mm välillä. Seinämävahvuudet todettiin alkuperäisestä haarukasta mittaamalla haarukassa olevista vedenpoistorei'istä ja muista sopivista aukoista. Malli ei ole täysin tarkka – joillakin kohdin seinämävahvuudet vaihtelevat ja mallia on myös paikoitellen yksinkertaistettu simuloinnin helpottamiseksi.

Alkuperäinen takahaarukka on hitsattu alumiinikappaleista. Osa kappaleista on valmista alumiiniprofiilia, mutta myös valamalla ja jyrsimällä tehtyjä osia on käytetty. Tämä hankaloittaa simulointia ja tulosten tarkastelua hieman, sillä eri valmistusmenetelmillä tehtyjen kappaleiden materiaaliominaisuudet voivat vaihdella todellisuudessa. Painoa alkuperäisellä takahaarukalla on noin 6,3 kg.

Myöskään tarkkaa alumiinilaatua takahaarukalle ei ole tiedossa eivätkä moottoripyörävalmistajat useimmiten ole halukkaita kertomaan käyttämiensä materiaalien kriittisiä ominaisuuksia, joten simuloitavaksi materiaaliksi valittiin edeltävässä luvussa selvitettyjen yleisten alumiiniseosten perusteella 7075 T6.

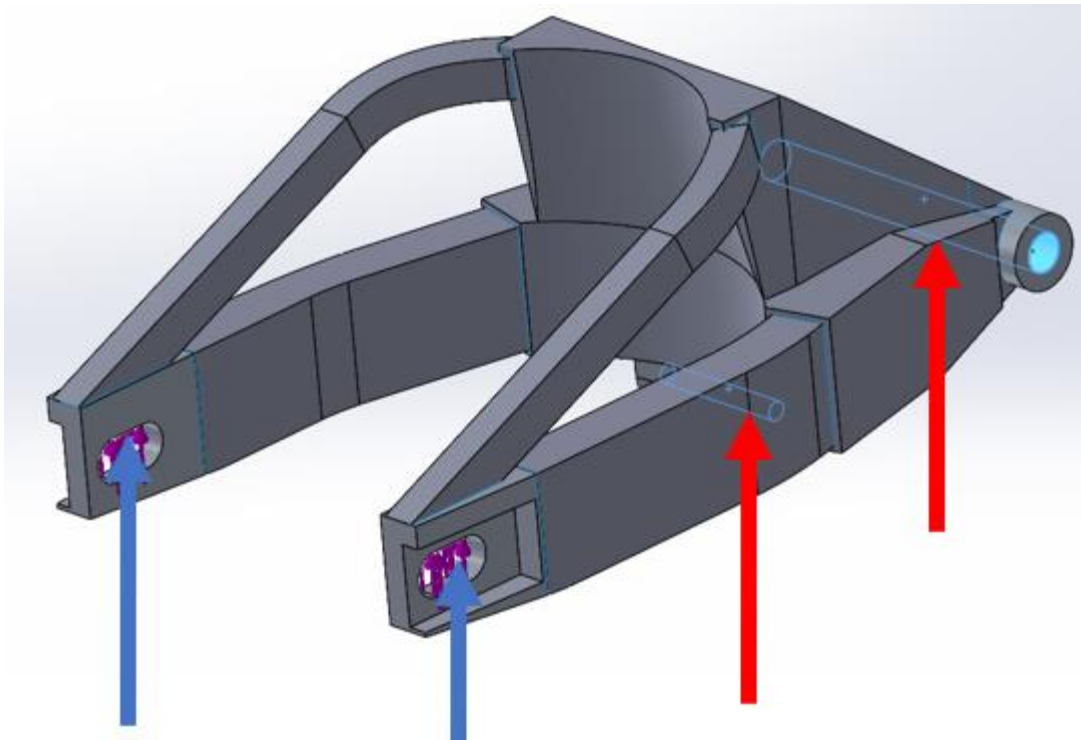
## 3.2 Simulointi

### 3.2.1 Kiihdytystilanne

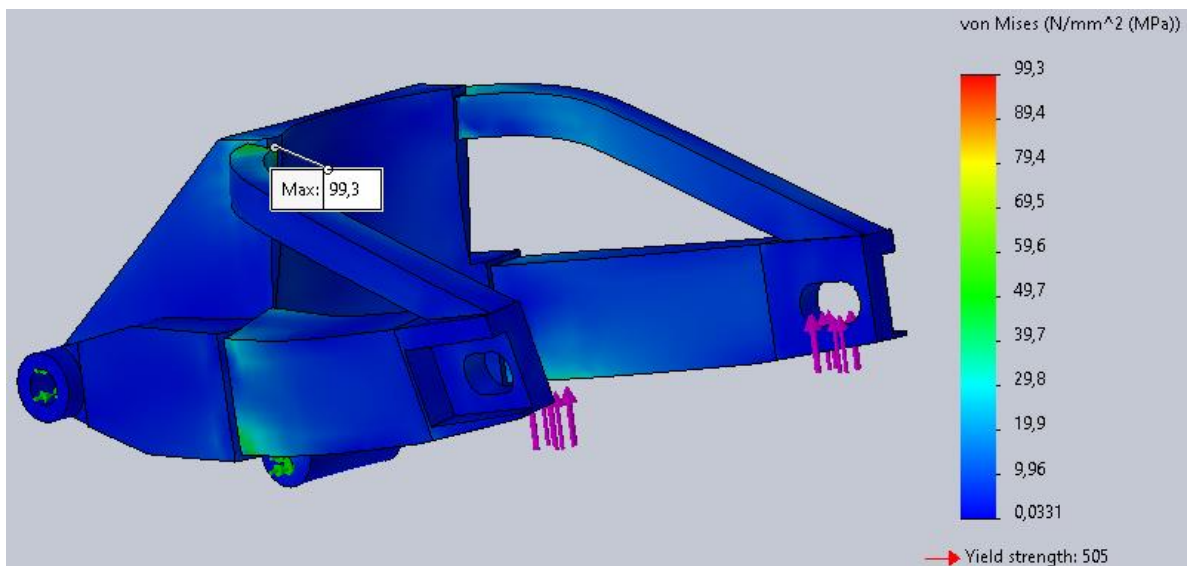
Simulointi aloitettiin maksimikiihtyvyytilanteella, jossa rajoittavana tekijänä on etupyörän pysyminen maassa eli kiihdytetään moottoripyörällä niin lujaa, kunnes se alkaa ”keulia”. Takapyörään ja sitä kautta takahaarukkaan kohdistuvan tukivoiman ja kuormituksen  $N_r$  määrä lasketaan kaavalla 2

$$\begin{aligned} N_r &= 270 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} & (2) \\ &\approx 2,65 \text{ kN} \end{aligned}$$

Moottoripyörän massa ei ole vielä sen rakennusvaiheessa täysin varma, joten sen ja kuljettajan yhteisen massan arvona käytetty 270 kg on arvio – oletuksena on, että moottoripyörä painaa 190 kg ja kuljettaja 80 kg. Vastauksena saatu voima, noin 2,65 kN on simuloinnissa kohdistettu kuvan 12 sinisten nuolien kaltaisesti takahaarukan akselikiinnikkeiden yläpintaan. Rakenne on tuettu samaisen kuvan mukaisesti sekä jousi-vaimenninyhdistelmän kiinnityspisteestä että runkoon kiinnittyvän akselin kiinnityspisteistä saranankaltaisilla ”Fixed Hinge” kiinnikkeillä, jotka mahdollistavat akselin ympäri menevän pyörimisliikkeen. Tuennat ovat kuvassa 10 kuvattu punaisina nuolina. Tällaisella kuormituksella suurimmat von Mises -jännitykset kohdistuvat yläpuolen tukipalkkien hitsisaumojen seudulle ja ovat arvoltaan 99,3 MPa (Kuva 13).



KUVA 12. Kiihdytystilanteen tuenta ja kuormitus



KUVA 13. Kiihdytystilanteen simuloinnin tulos

### 3.2.2 Haarukan sivusuuntaisen jäykkyyden tarkastelu

Sivuttaissuuntaista jäykkyyttä simuloitiin Cossalterin (2006) kirjan sivun 335 mukaisestikuormittamalla takahaarukan toista puolta 1000 N voimalla, ja pitämällä tuennat samanlaisina kuin kuvassa 12. Kuvassa 14 nähdään vielä Cossalterin menetit jäykkyyden tarkasteluun. Oletetusti suurimmat muodonmuutokset tapahtuvat kuvan 15 mukaisesti haarukan päässä, josta sitä kuormitetaan.



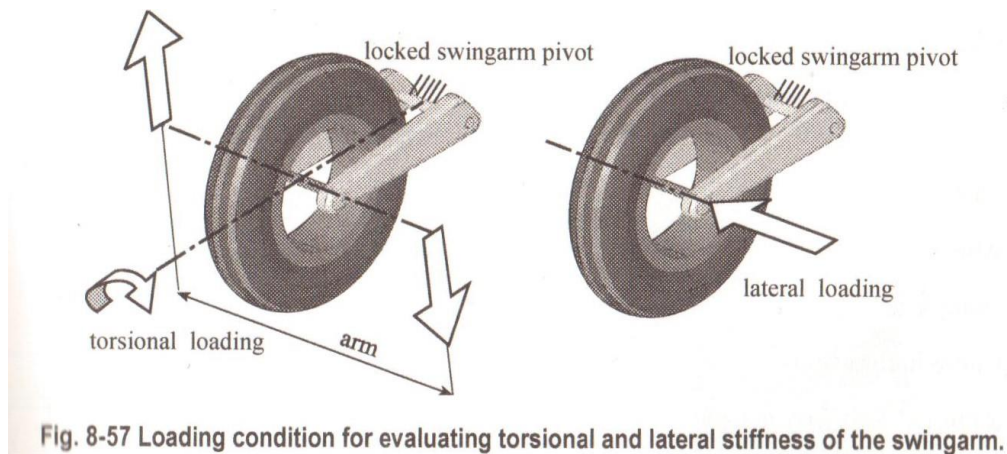
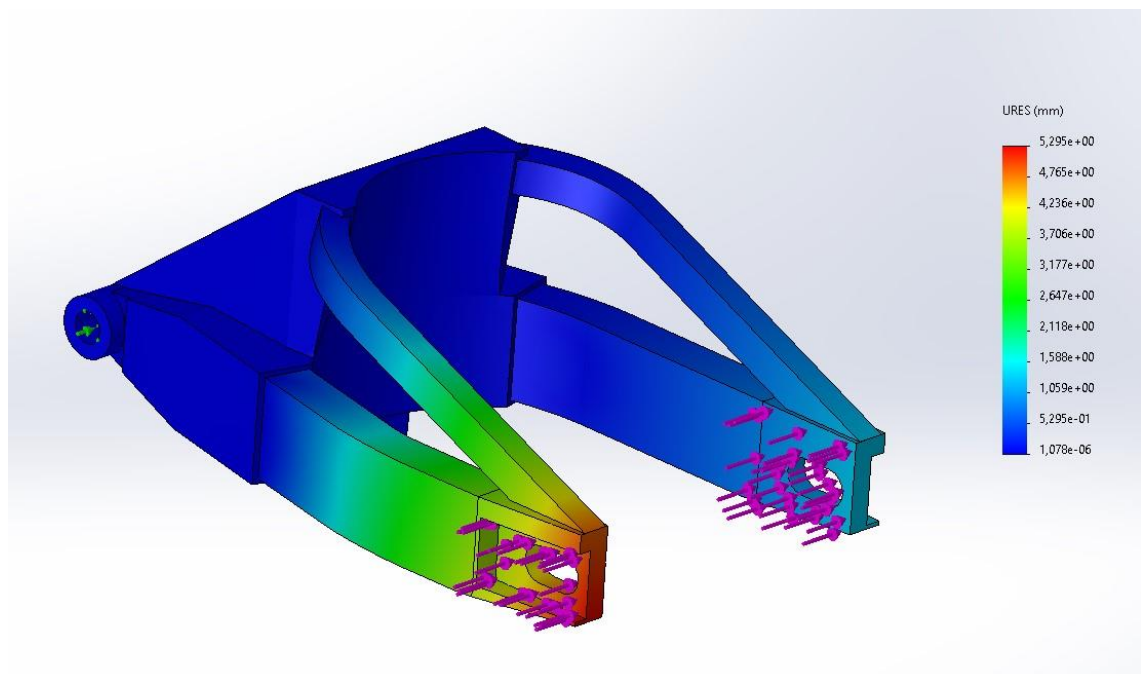


Fig. 8-57 Loading condition for evaluating torsional and lateral stiffness of the swingarm.

KUVA 14. Takahaarukan jäykkyyden tarkastelu (Cossalter, 2006, 335)



KUVA 15. Takahaarukan sivuttaissuuntaisen jäykkyyden testaus.

Suurin muodonmuutos on arvoltaan 5,295 mm. Jaetaan kuormittava voima kaavan 3 mukaisesti muodonmuutoksella, jolloin saadaan tulokseksi sivuttaissuuntainen jäykkyys

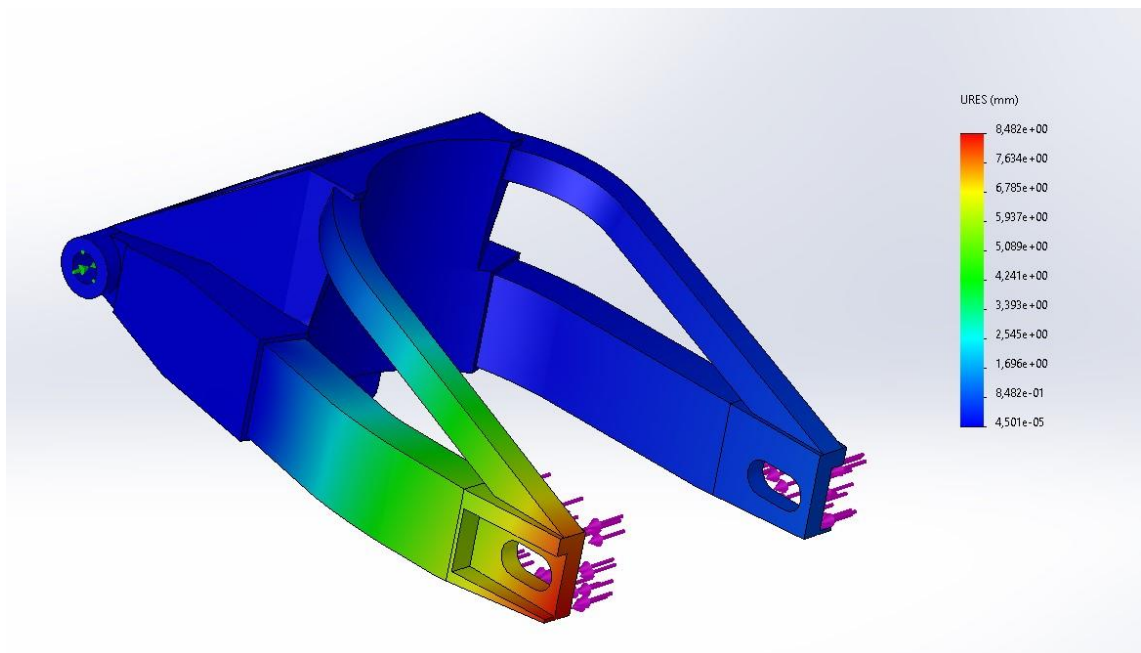
$$K_{s1} = \frac{1000 \text{ N}}{5,295 \text{ mm}} \quad (3)$$

$$K_{s1} \approx 0,19 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Samainen simulaatio tehtiin myös haarukan toiselle päädylle, joka osoittautui vielä huomattavasti löysemmäksi. Simuloinnin tulos näkyy kuvassa 16. Muodonmuutosta tässä päädysssä tapahtui 1 kN kuormituksella 8,482 mm - tällöin sivuttaissuuntaisen jäykkyyden arvoksi saadaan kaavan 3 mukaisesti:

$$K_{s2} = \frac{1000 \text{ N}}{8,482 \text{ mm}} \quad (3)$$

$$K_{s2} \approx 0,12 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$



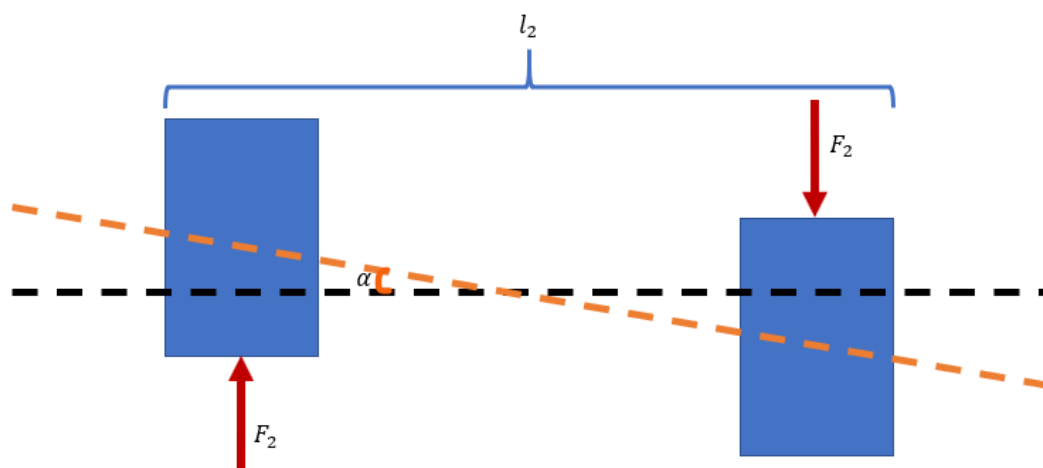
KUVA 16. Takahaarukan toisen päädyn sivuttaissuuntainen muodonmuutos

### 3.2.3 Haarukan vääntöjäykkyyden tarkastelu

Takahaarukan muodonmuutos väännön suhteen simuloitiin seuraavasti: Tuenta tehtiin samaan tapaan kuin edellisissä simulointitilanteessa, eli vaimentimen akseli ja runkoon kiinnittyvä akseli tuettiin "fixed hinge" kiinnikkeellä. Kuormitukset suunnattiin taka-akselin korvakkeisiin molemmin puolin takahaarukkaa. Lisäksi voimat suunnattiin niin, että vääntömomentin suunta on myötäpäivään haarukan takaa katsottuna. Voimien  $F_2$  suuruudeksi asetettiin kummallekin puolelle 1 kN. Momentin pyörimisakselin ja voiman vaikutuspisteen väliseksi etäisyydeksi muodostuu tässä puolet taka-akselin korvakkeiden välisestä etäisyydestä  $x_1$  eli 290,08 mm jaettuna kahdella. Momentti  $M_T$  pyörimisakselin suhteen lasketaan seuraavasti soveltaen kaavaa 5:

$$\begin{aligned}
 M_T &= \frac{x_1}{2} \cdot F_2 & (5) \\
 &= 145,04 \text{ mm} \cdot 1 \text{ kN} \\
 &= \frac{1813}{12500} \text{ kNm} \\
 &\approx 0,15 \text{ kNm}
 \end{aligned}$$

Tällaisessa simulointitilanteessa tarkasteltiin muodonmuutosta tietyn akselin, tässä tapauksessa y-akselin, suhteen. Takahaarukan päädyt lähtevät luonnollisesti muuttamaan muotoaan eri suuntiin niitä kuormittavien voimien kohdistuessa eri suuntiin. Tällöin takaapäin katsottuna takahaarukan vasen pääty liikkui voimien vaikutuksesta 0,64 mm positiiviseen suuntaan, ja oikea pääty puolestaan 0,325 mm negatiiviseen suuntaan y-akselilla. Muodonmuutostietojen ja trigonometrian perusteella saadaan selville, kuinka monta astetta vääntömomentti muuttaa rakennetta. Kuvio 1 havainnollistaa tilannetta – voidaan ajatella, että tarkastelun kohteena on tarkalleen ottaen takapyörän akselin kulman muutos voimien vaikutuksesta. Kuvio ei vastaa todellista mittakaavaa. Kuvassa 17 sen sijaan nähdään simulointitulokset vääntöjäykkyyden tarkasteluun – erityisenä huomiona mainittakoon, että muodonmuutoksen arvot on tarkasteltu akselin kiinnikepinoista, jossa muodonmuutos ei ollut suurinta mahdollista globaalisti.



KUVIO 1. Takahaarukan vääntöjäykkyyden tarkastelun havainnollistaminen

Laskenta tapahtuu seuraavasti:

$$\Delta l = y_+ - y_- \quad (5)$$

$$\Delta l = 0,64 \text{ mm} - (-0,325 \text{ mm})$$

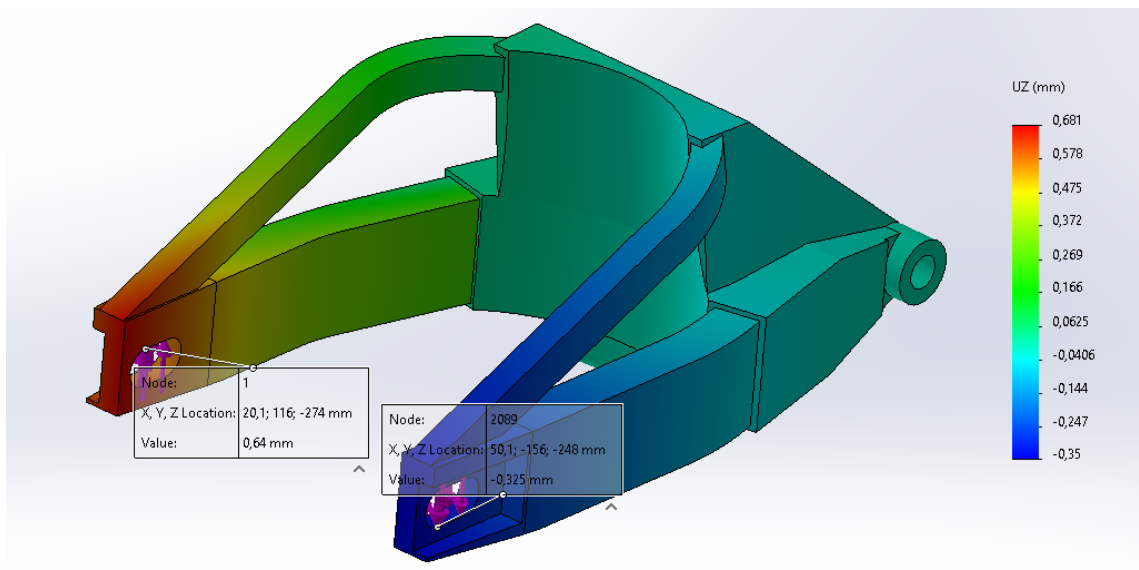
$$\Delta l = 0,97 \text{ mm}$$

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{0,97 \text{ mm}}{290,08 \text{ mm}}\right)$$

$$\alpha \approx 0,19^\circ$$

$$Kt_s = \frac{1813}{12500} \text{ kNm} \quad (4)$$

$$\approx 0,76 \text{ kNm/}^\circ$$



KUVA 17. Vääntöjäykkyydestarkastelun muodonmuutokset

### 3.2.4 Kaarreajotilanne

Oletetaan äärimmäinen ajotilanne, jossa moottoripyörä on esimerkiksi poistumassa mutkasta kiihdyttäen niin, että kaikki massa on takapyörällä. Oletetaan moottoripyörän kallistuskulmaksi myöskin suhteellisen radikaali 40 astetta. Lasketaan sivuttaissuuntainen voima  $F_s$  kaavalla 7

$$F_s = 270 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \tan(40^\circ) \quad (7)$$

$$\approx 2,22 \text{ kN}$$

Jaetaan voima vielä x- ja y-akselin suuntaisiin komponentteihin simulointia varten:

$$F_{sx} = F_s \cdot \sin(40^\circ)$$

$$= 1,564 \text{ kN} \cdot \sin(40^\circ)$$

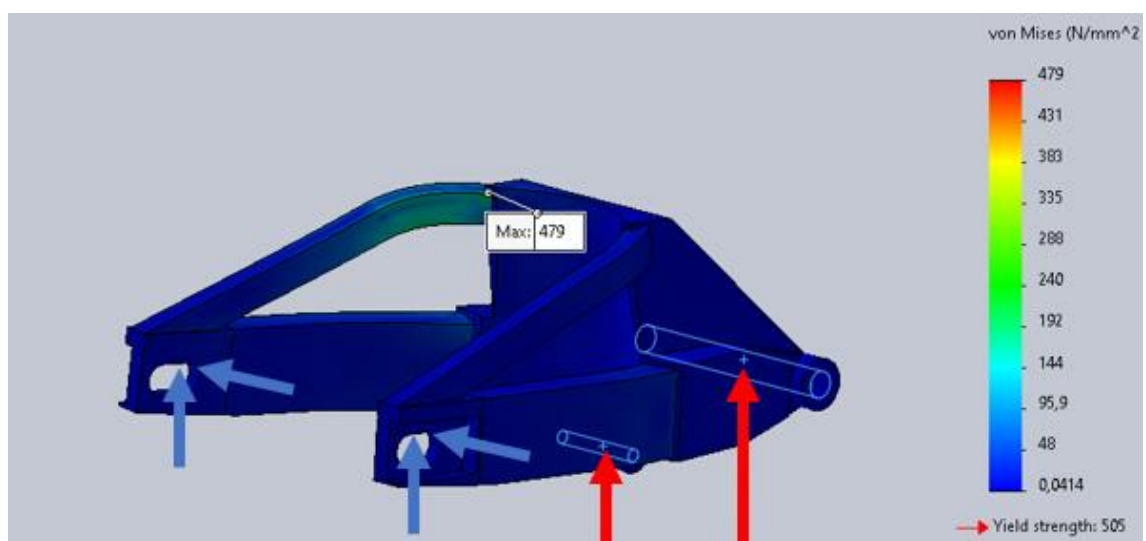
$$\approx 1,43 \text{ kN}$$

$$F_{sy} = F_s - F_{sx}$$

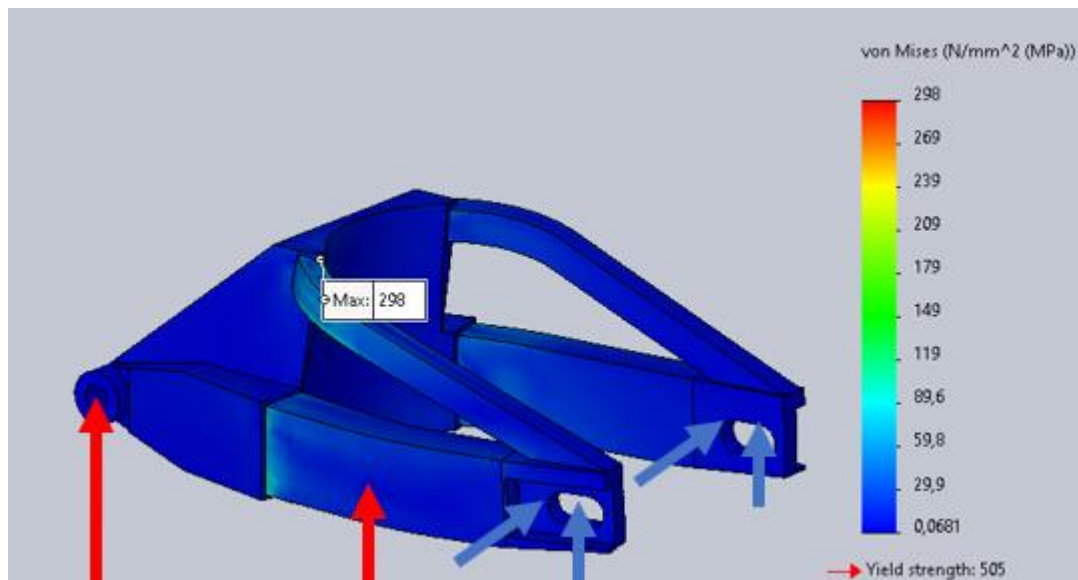
$$= 1,564 \text{ kN} - 1,005 \text{ kN}$$

$$\approx 793,91 \text{ N}$$

Simuloinnissa tarkastelua tehtiin haarukan molemmille päädylle, eli toisin sanottuna moottoripyörällä ajettaisiin mutkaan sekä vasemmalle että oikealle. Tarkastelu ei ota huomioon takapyörän ja sen akselin olemassaoloa. Tarkastelun tulokset nähdään seuraavista kuvista 18 ja 19 Kuvien punaiset nuolet kuvaavat tuentaa ja siniset kuormittavia voimia.



KUVA 18. Oikealle kaartavan mutkan simulointitilanne



KUVA 19. Vasemmalle kaartavan mutkan simulointitilanne

### 3.3 Alkuperäisen takahaarukan simulointitulokset

Takahaarukan sivuttaissuuntaiselle jäykkyydelle Cossalter antaa kirjansa sivulla 335 ohjearvoksi 0,8 – 1,6 kN/mm. Samaisella sivulla vääntöjäykkyyden ohjearvoiksi annetaan 1 – 2 kNm/° (Kuva 14). Simulointituloksista sekä laskennasta huomataan, että mallinnettu takahaarukka on sekä sivuttais- että vääntöjäykkyydeltään löysempi kuin ohjearvoissa, voimansiirron ketjun puoleisessa haarukan päädyssä jopa huomattavasti löysempi kuin ohjearvoissa. Haarukka on siis epäsymmetrinen ulkomuotonsa lisäksi vahvasti myös ominaisuuksiltaan. Tämä voi olla valmistajan kompromissi tai vaihtoehtoisesti tietoinen valinta, jotta moottoripyörä on saatu käyttäytymään halutulla tavalla.

Toisaalta Smith ja Kienhofer listaavat vuoden 2014 työnsä sivulla 7 (Taulukko 1) useita eri moottoripyörien takahaarukoiden vääntöjäykkyyksiä, ja vaihteluväli on 100 – 2000 Nm/°. Tälle välille saadut tulokset sopivat. Yleisesti voidaan todeta, että suuruusluokka simulointituloksille on oikea, ja tuloksissa täytyy myös huomioida esimerkiksi mallin reunojen pyöristämättömyys sekä hitsisaumojen puute. On myös huomionarvoista, että esimerkiksi kuvan 18 oikealle kaartuvaa mutkaa simuloivassa ajotilanteessa Von Mises -jännitykset ovat hyvin lähellä materiaalin myötörajaa, joka on 7075 T6 alumiinille 505 MPa. Jännitys kohdistuu kuitenkin hyvin paikallisesti samaan kohtaan mallissa, joka on suurella jännityksellä myös

muissa tarkasteluissa. Tällä kohtaa oikeassa takahaarukassa on myös hitsisauma, joten CAD-mallin tarkkuus saattaa olla suurin vaikuttava tekijä suureen jännitykseen.

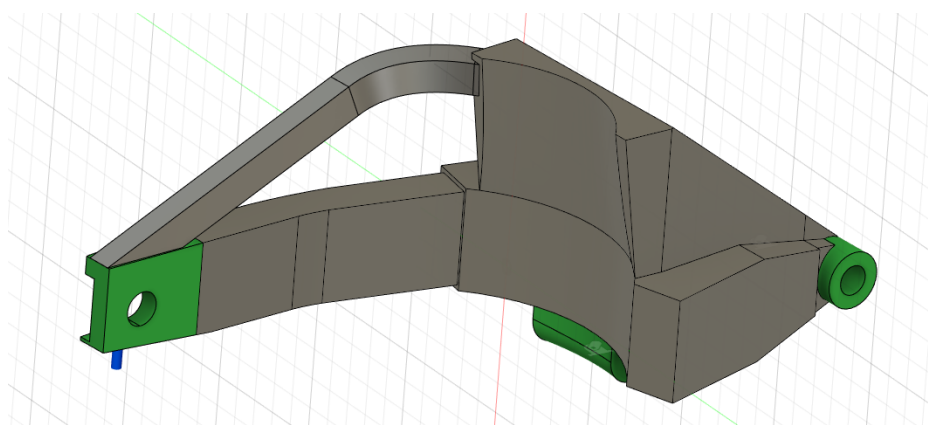
TAULUKKO 1. Eri moottoripyörien takahaarukoiden vääntöjäykkyyksiä (Smith & Kienhofer 2014, 7).

Table 2: Comparison of torsional stiffness values

Designation	Torsional stiffness (Nm/deg)
Kawasaki ZX10R (Armentani et al.) <sup>5</sup>	102.9
Suzuki GSX R1000 (Armentani et al.) <sup>5</sup>	140.8
Honda CBR 1000R (Armentani et al.) <sup>5</sup>	140.8
Sharp <sup>8</sup>	209
Ducati Carbon Fibre (this study)	550
S2008 (Risitano et al.) <sup>1</sup>	670
SM 2008 (Risitano et al.) <sup>1</sup>	890
BNG 2008 (Risitano et al.) <sup>1</sup>	1330
Cossalter <sup>9</sup>	1000 - 2000

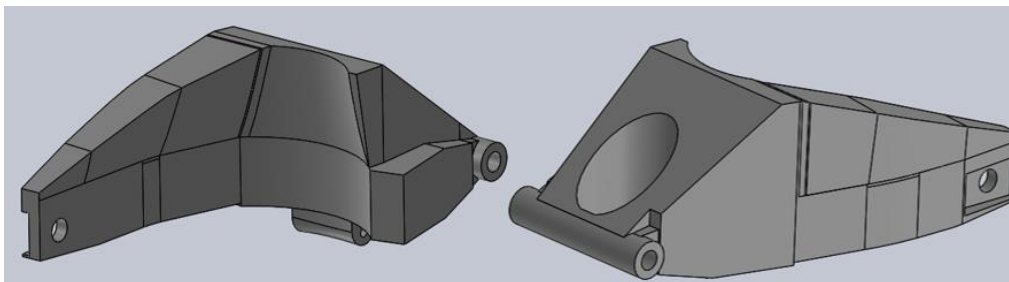
### 3.4 Yksipuolisen takahaarukan iterointi

Uuden, yksipuolisen takahaarukan suunnittelutyö aloitettiin yksinkertaisesti katkomalla alkuperäisen takahaarukan SolidWorks-mallista. Kuvassa 20 nähdään tämä malli ladattuna Autodesk Fusion 360 ohjelmaan, jossa suunnittelutyö Generative design -prosessilla suoritettiin. Samaisessa kuvassa vihreällä merkityt haarukan osat ovat paikkoja, joiden halutaan säilyvän suunnitteluprosessin aikana muuttumattomina.



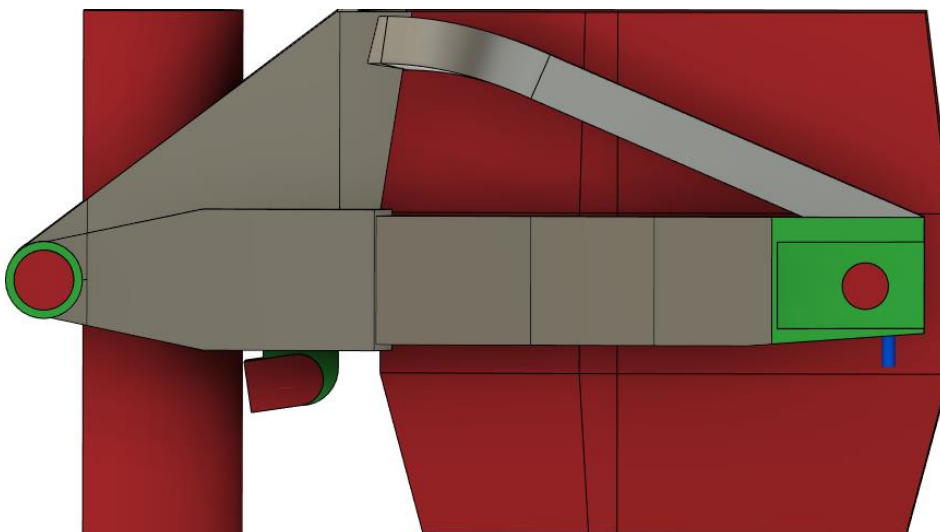
KUVA 20 Yksipuolisen takahaarukan lähtötilanne Fusion 360:ssä

Lisäksi uutta, suunnittelukriteerit täyttävää mallia tuotettiin topologian optimoinnin avulla SolidWorksissa. Topologian optimointia varten kuvan 20 mallin kaltaiseen, yksinkertaistettuun geometriaan lisättiin materiaalia, jotta topologian optimointialgoritmillä on varaa työskennellä ja saadaan haluttuja tuloksia. Kuvasta 21 nähdään topologian optimoinnin lähtökohtana toimiva mallinnus. Materiaaliksi tälle kappaleelle valittiin sama kuin alkuperäisessä, eli 7075 T6 alumiini.



KUVA 21. Topologian optimoinnin lähtökohtana toimiva malli eli suunnitteluava-ruus

Generative design -prosessin seuraavana työvaiheena luotiin karkeita malleja komponenteista, joiden paikalle ei saa sijoittaa materiaalia. Nämä esteet kuvaavat muun muassa takapyörää ja sen akselia, jousi-vaimennin-yhdistelmää ja tämän kiinnitysakselia sekä vivustoa ja lisäksi rungon ja takahaarukan välistä akselia. Fusion 360:ssä nämä esteet kulkevat termillä "obstacle geometry", ja ne näkyvät seuraavassa kuvassa 22.



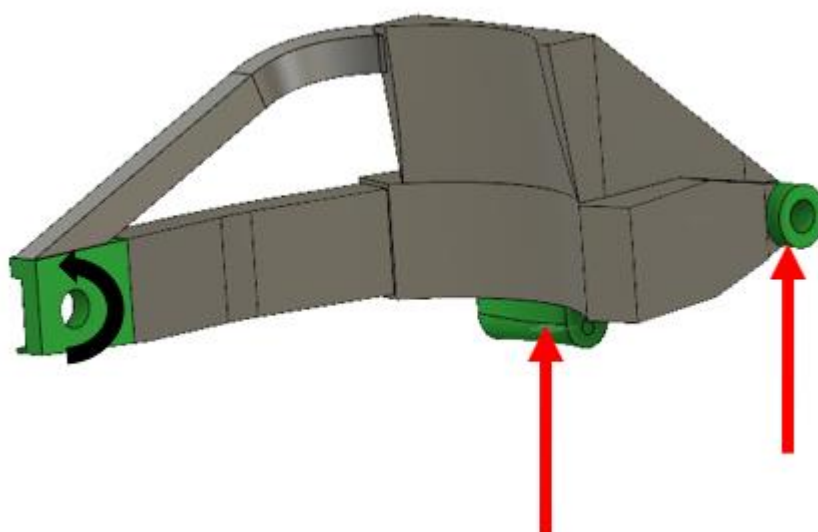
KUVA 22. Fusion 360:ssä tehdyt estegeometriat.



Generative design -prosessin algoritmille annettiin vaatimuksiksi ajoneuvoteollisuudelle tyypillinen varmuusluku 3 myötörajan suhteen. Lisäksi eri iteraatiokeroilla kokeiltiin sekä massan minimointia että jäykkyyden maksimointia suunnittelun vaatimuksena. Valmistusmetodia ei määritetty, sillä vaikka haarukan valmistaminen saattaakin tulla jossakin ajanhetkessä aiheelliseksi, on tämän työn tarkoitus ideoida haarukan muotoa ja selvittää toimivia ratkaisuja.

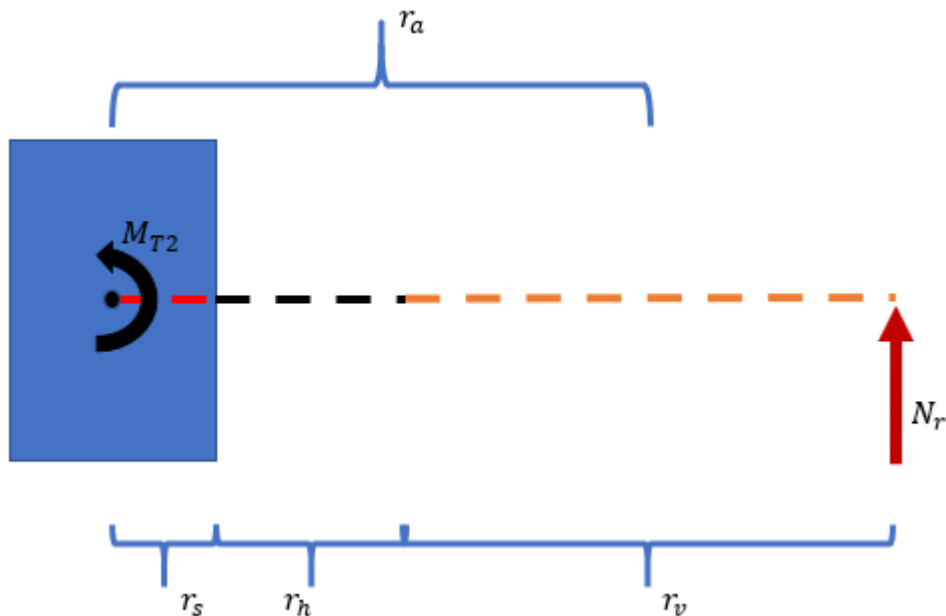
Solidworksin topologian optimointialgoritmille annettiin reunaehdoiksi materiaalin poistamiselle maksimissaan 70 prosentin massan väheneminen, sekä vähintään varmuusluku 3 materiaalin myötörajan suhteen. Tavoitteeksi algoritmille annettiin parhaan jäykkyys – massa -suhteen löytäminen.

Tämän jälkeen ohjelmille syötettiin halutut ja vaaditut kuormitustilanteet. Kuormitustilanteiden havainnekuvat ovat peräisin pääosin Fusion 360:stä, mutta kaikki tilanteet pätevät myös topologian optimointiin SolidWorksilla. Fusion 360:n Generative design -prosessi kykenee käsittelemään useita eri kuormitusskenaarioita yhtäaikaaisesti, mikä helpottaa suunnittelutyötä todella paljon. Ensimmäisenä luotiin alkuperäisen takahaarukan tapaan maksimikiihdytystilanne, jossa kaikki paino on takapyörällä. Tuenta tehtiin Fusion 360:n ”Pin” ja Solidworksissa aiemmin mainituilla ”Fixed Hinge” tuennoilla, jotka molemmat mahdollistavat pyörimisen valitun akselin ympäri. Myös tuentapaikat olivat alkuperäisen takahaarukan kaltaisesti takahaarukan runkokiinnikkeen kohdalta, sekä vaimentimen kiinnikkeen kohdalta, kuvan 23 punaisten nuolien mukaisesti.



KUVA 23. Ensimmäisen kuormitustilanteen havainnollistamiskuva

Kuvan 23 kiihdytystä kuvaavassa kuormitustapauksessa takahaarukkaan kohdistuu momenttia voiman sijasta, sillä toinen puoli takahaarukasta ei ole enää tasapainottamassa tiestä kohdistuvaa voimaa. Kuormittava momentti laskettiin lujuusopin kaavojen mukaisesti, kun tiedettiin tiestä kohdistuva voima sekä vääntövarren pituus. Tässä tapauksessa vääntövarrena toimii takapyörän akseli, johon oletetaan kohdistuvan tasainen kuorma takapyörän levyisellä alueella. Huomioidaan tämä kuorma kuitenkin pistekuormana. Lasketaan vääntövarren pituus – kuvio 2 hahmottaa mittoja ja ajattelutapaa laskennan takana.  $r_a$  on vääntövarren pituus, joka koostuu taka-akselin kiinnitysreiän pituudesta  $r_s$ , takapyörän ja takahaarukan välisen holkin pituudesta  $r_h$  sekä vanteen leveyden puolikkaasta  $r_v$ . Kuvan mitat eivät vastaa todellisia mittoja, vaan ovat puhtaasti havainnollistamista varten. Edellisistäkin laskennoista tuttu takahaarukkaan kohdistuva voima  $N_r$  sekä vääntövarren  $r_a$  pituus (148,5 mm) muodostavat tällöin momentin  $M_{T2}$  vastapäivään.



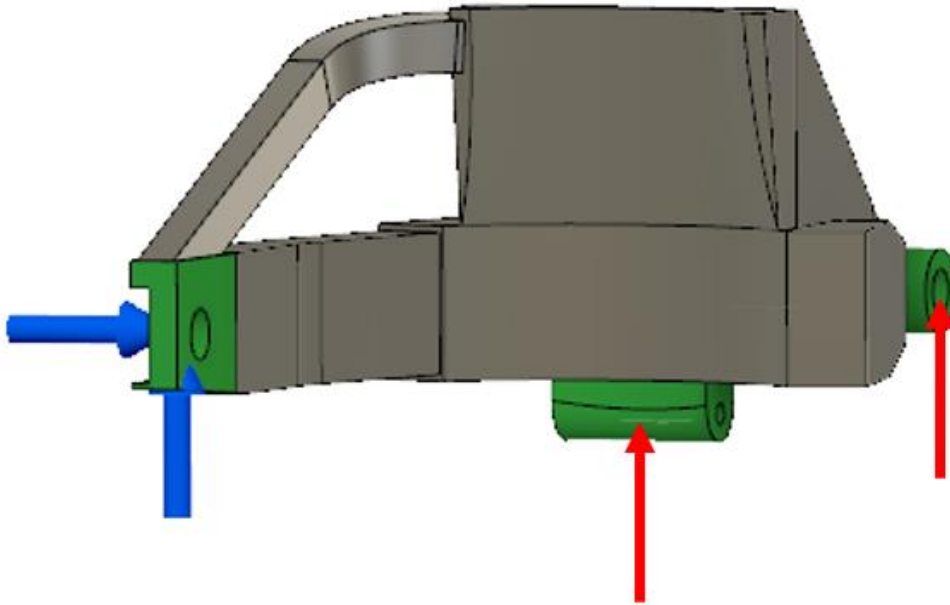
KUVIO 2. Vääntövarren mitta kiihdytystilanteessa

Momentin  $M_{T2}$  suuruus lasketaan tavanomaiseen tapaan kaavaa 5 hyödyntäen

$$M_{T2} = 2648,7 \text{ N} \cdot 148,5 \text{ mm} \quad (5)$$

$$\approx 393,33 \text{ Nm}$$

Kaarreajon kuormitustilanteita tehtiin kaksi, yksi molempiin suuntiin. Kuormitus kohdistuu näissä tilanteissa alkuperäisen takahaarukan simuloinnin kaltaisesti taka-akselin kiinnikkeeseen sekä alapuolelta että vasemmalta tai oikealta sivulta. Kuva 24 selvittää vielä kuormitustilannetta: tässä kuvassa sinisellä kuvatut kuormat kohdistuvat taka-akselin kiinnikkeeseen vasempaan sivuun ja sisäpintaan alapuolelta. Tuennat ovat kuten edellisessäkin kuormitustilanteessa.



KUVA 24. Kaarreajotilanteen tuennat ja kuormitukset vasemmalle kaartaessa.

Lisäksi voimansiirron ketjun aiheuttamat voimat haluttiin mukaan tarkasteluun. Ketju kuormittaa takahaarukan päätä kuvan 25 sinisen nuolen mukaisesti. Ketjun aiheuttama voima lasketaan kaavojen 1 ja 2 avulla – lasketaan ensin tien ja renkaan välinen pitkittäisvoima  $F_t$  kaavalla 2

$$F_t = 0,8 \cdot 270 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (2)$$

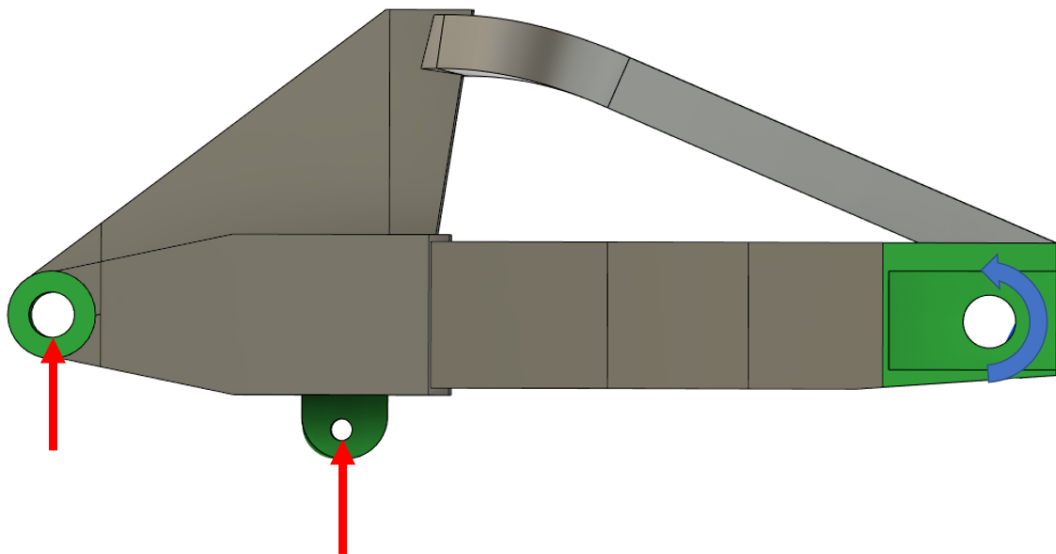
$$= 2118,96 \text{ N}$$

jossa kitkakertoimen  $\mu$  oletetaan olevan hyvällä ja kuivalla säällä 0,8 (Mäkelä ym. 2015, 180). Sijoitetaan  $F_t$  kaavaan 1 ja ratkaistaan  $F_{sa}$

$$F_{sa} = \left(1 + \frac{310,9 \text{ mm}}{80 \text{ mm}}\right) \cdot 2118,96 \text{ N} \quad (1)$$

$$\approx 10353,77 \text{ N}$$

Takapyörän säde  $R$  laskettiin moottoripyörän rengaskoon kautta – 190/50R17 renkaan säteeksi saatiin 310,9 mm. Takarattaan jakohalkaisijan säteeksi arvioitiin valmistajan katalogista saatujen mittojen perusteella noin 80 mm. Kuten aiemminkin mainittiin, Foale kertoo kirjassaan voimansiirron ketjun aiheuttaman voiman olevan noin 4-5 kertaa suurempi kuin tien ja takapyörän välisen käyttövoiman, joka pitää tämän laskennan tuloksen kohdalla paikkansa. (Foale 2002, 8.11 – 8.12.) Voima on suhteessa hyvin suuri moniin muihin kuormittaviin voimiin verrattuna, joten sen sisällyttäminen tarkasteluun on oleellista. Lasketaan vielä kaavan 5 avulla ketjun aiheuttaman momentin suuruus

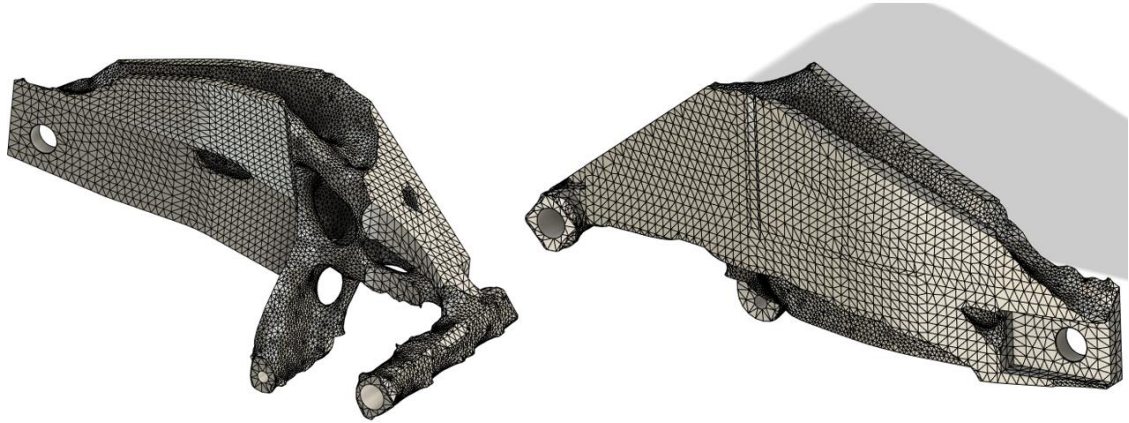


KUVA 25. Voimansiirron ketjun aiheuttamat voimat.

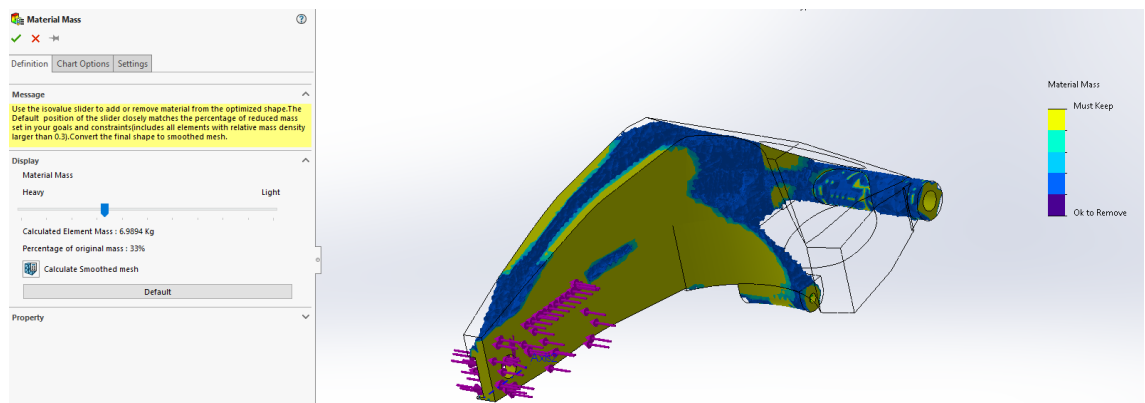
### 3.5 Yksipuolisen takahaarukan iteroinnin tulokset

Topologian optimointialgoritmi tuotti annetuilla lähtöarvoilla kuvan 26 mukaisen kappaleen. Lisäksi SolidWorks antaa vielä valita kriittisyyden mukaan, kuinka paljon materiaalia halutaan pois jo optimoidusta mallista – kuvassa 27 nähdään va-

likko sekä värikartta, joka kertoo kuinka tärkeää materiaali on kappaleen rakenteellisille ominaisuuksille. Tämän työn tarkasteluun valittiin kappale, jonka massaksi tuli noin 6,9 kilogrammaa.



KUVA 26. Topologia optimoitu takahaarukka

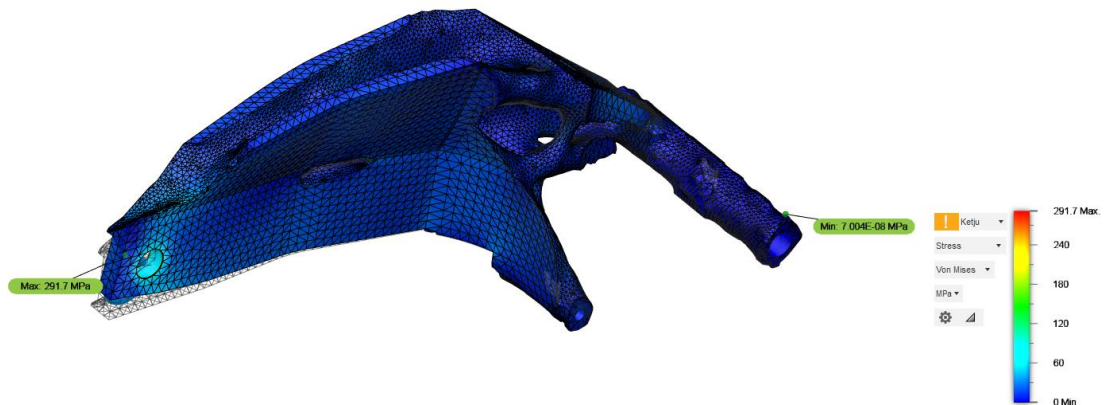


KUVA 27. Materiaalin kriittiset sijainnit sekä valikko massan hienosäätöön.

Topologian optimoinnin tuottama mallin suorituskyky tarkastettiin vielä simuloinnin avulla. Tarkastelu tehtiin Fusion 360:n simuloinnin avulla, sillä tässä ohjelmassa topologia optimoidun mallin muokkaus osoittautui huomattavasti SolidWorksiä helpommaksi.

Huomattiin, että takahaarukan päätyyn, akselikiinnikkeeseen kohdistuu paikallisesti suuria jännityksiä, jotka saatiin kuitenkin korjattua reunoja hivenen pyöristämällä ja näin jakamalla kuormitusta laajemmalle alueelle. Lopulta kappaleen jännitykset jäivät huomattavasti alle 7075 T6 alumiinin myötörajan (505 MPa), ja näin ollen varmuus myötämisen suhteen säilyi. Kuvassa 28 nähdään suurimman

kuormituksen, eli voimansiirron aiheuttamat Von Mises jännitykset. Loput simuloitituloksista ovat nähtävissä liitteenä 2.



KUVA 28. Voimansiirron kuormitusten vaikutuksen tarkastelu.

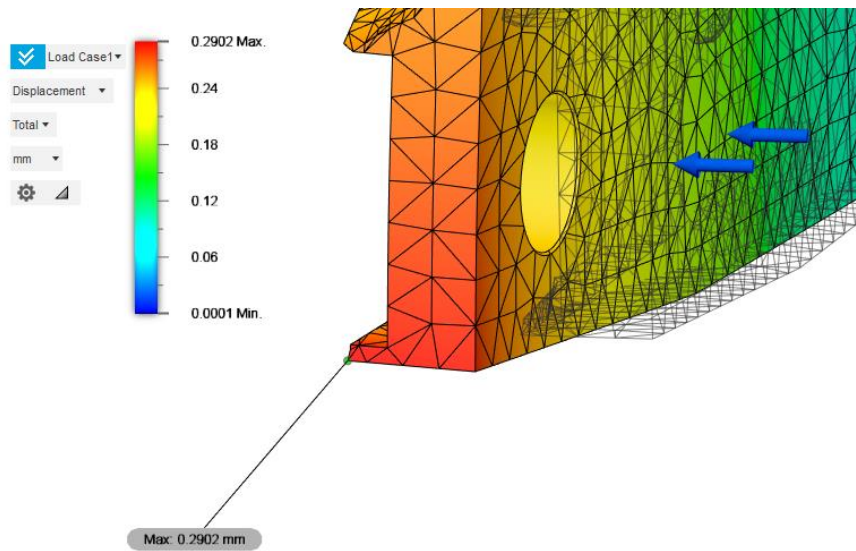
Lisäksi tarkasteltiin alkuperäisen takahaarukan tapaan mallin sivuttais- ja vääntöjäykkyyksiä. Kuvissa 29 ja 30 nähdään sivuttaisjäykkyyden tarkastelun simuloititulokset – vasemmalta kuormittaessa 1 kN voimalla suurin muodonmuutos oli 0,2969 mm ja oikealta kuormittaessa 0,2902 mm. Näiden tuloksien ja kaavan 3 avulla saadaan sivuttaissuuntaisen jäykkyyden arvoiksi laskettua

$$K_{s3} = \frac{1000 \text{ N}}{0,2902 \text{ mm}} \quad (3)$$

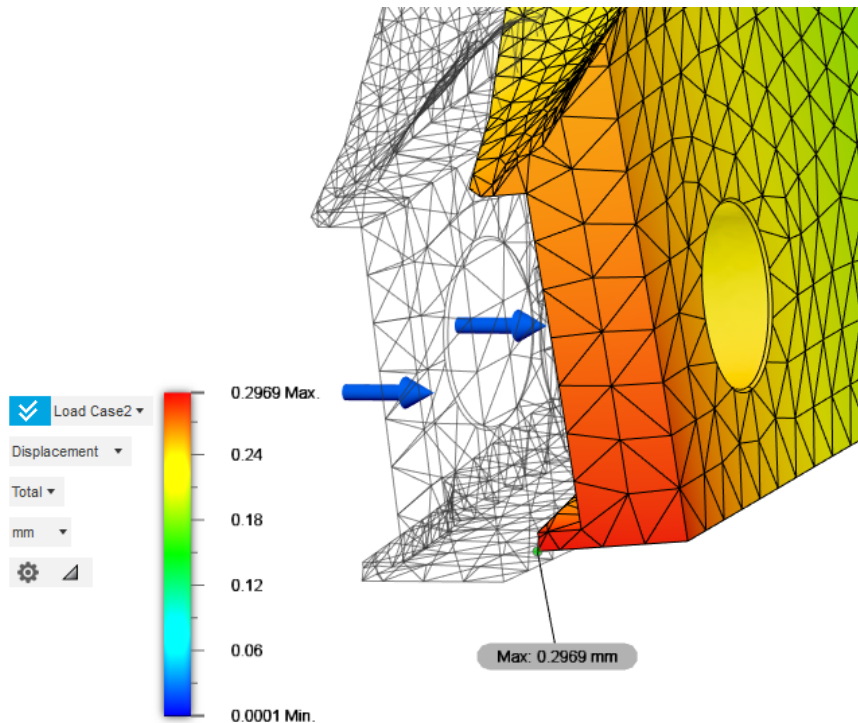
$$\approx 3,45 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

$$K_{s4} = \frac{1000 \text{ N}}{0,2969 \text{ mm}} \quad (3)$$

$$\approx 3,37 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$



KUVA 29. Sivuttaisjäykkyyden tarkastelu 1/2



KUVA 30. Sivuttaisjäykkyyden tarkastelu 2/2

Vääntöjäykkyyden laskennassa tarkastellaan takahaarukan päädyn muodonmuutosta pysty akselin suhteen. Päädyn korkeus on noin 80 mm. Kuvassa 31 nähdään, että muodonmuutoksen arvot ja kuvio 3 havainnollistaa vielä laskentatapa graafisesti. Laskenta tapahtuu trigonometrian sekä kaavojen 4 ja 5 mukaan.

$$\Delta l_2 = 0,9017 \text{ mm} - (-0,5533 \text{ mm}) \quad (5)$$

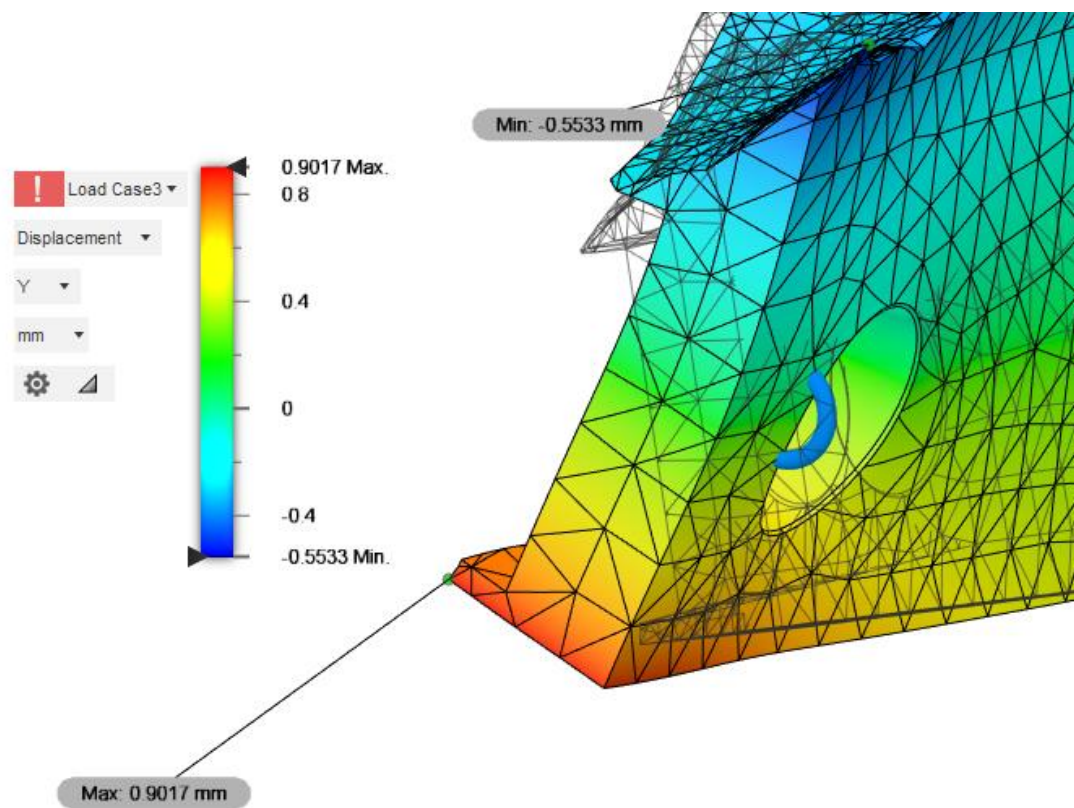
$$\Delta l_2 = 1,455 \text{ mm}$$

$$\alpha = \text{atan}\left(\frac{80 \text{ mm}}{1,455 \text{ mm}}\right)$$

$$\alpha \approx 1,04^\circ$$

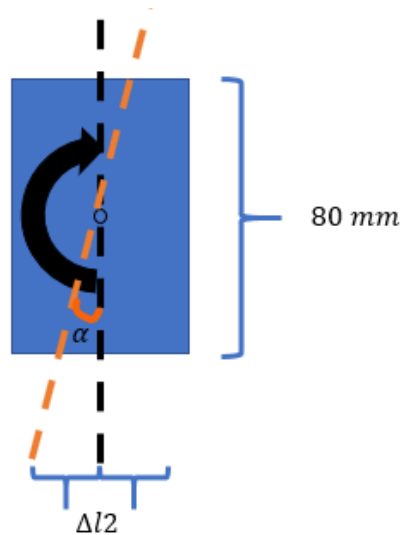
$$Kt_s = \frac{1 \text{ kNm}}{1,042^\circ} \quad (4)$$

$$= 0,96 \text{ kNm}/^\circ$$



KUVA 31. Uuden takahaarukan vääntöjäykkyyden tarkastelu.

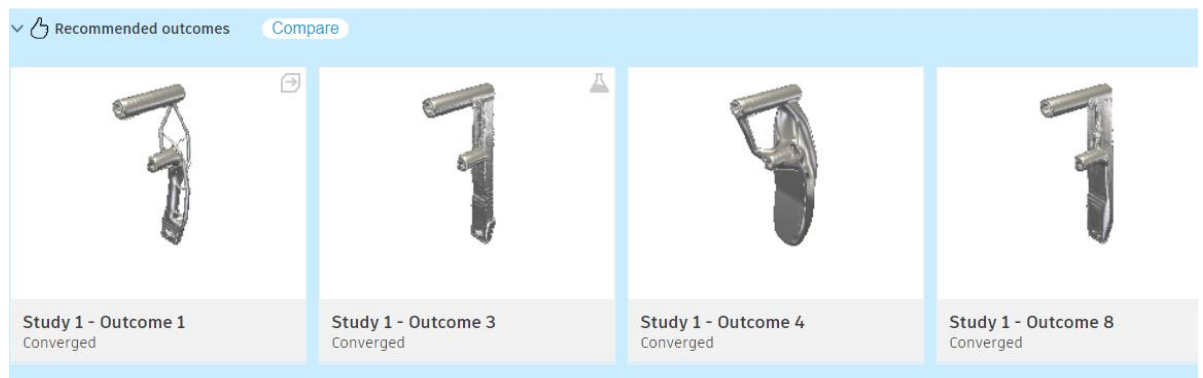




KUVIO 3. Uuden takahaarukan vääntöjäykkyydestarkastelun graafinen havainnollistus.

Generative design -prosessi sen sijaan ei kyennyt tuottamaan haluttua lopputulosta – useiden iteraatioiden ja kokeilujen jälkeenkin mallien kestävyudet jäivät aina huomattavasti alle varmuusluvun. Tarkkaa syytä tähän ei tiedetä, sillä varmuuslukua nostettiin useaan otteeseen annettaessa algoritmille suunnitteluehdoja parempien tulosten toivossa. Vahva epäily on kuitenkin siitä, että alkuperäisestä mallista säästetyt geometriat ja niiden ominaisuudet jäivät algoritmilta syystä tai toisesta huomioimatta.

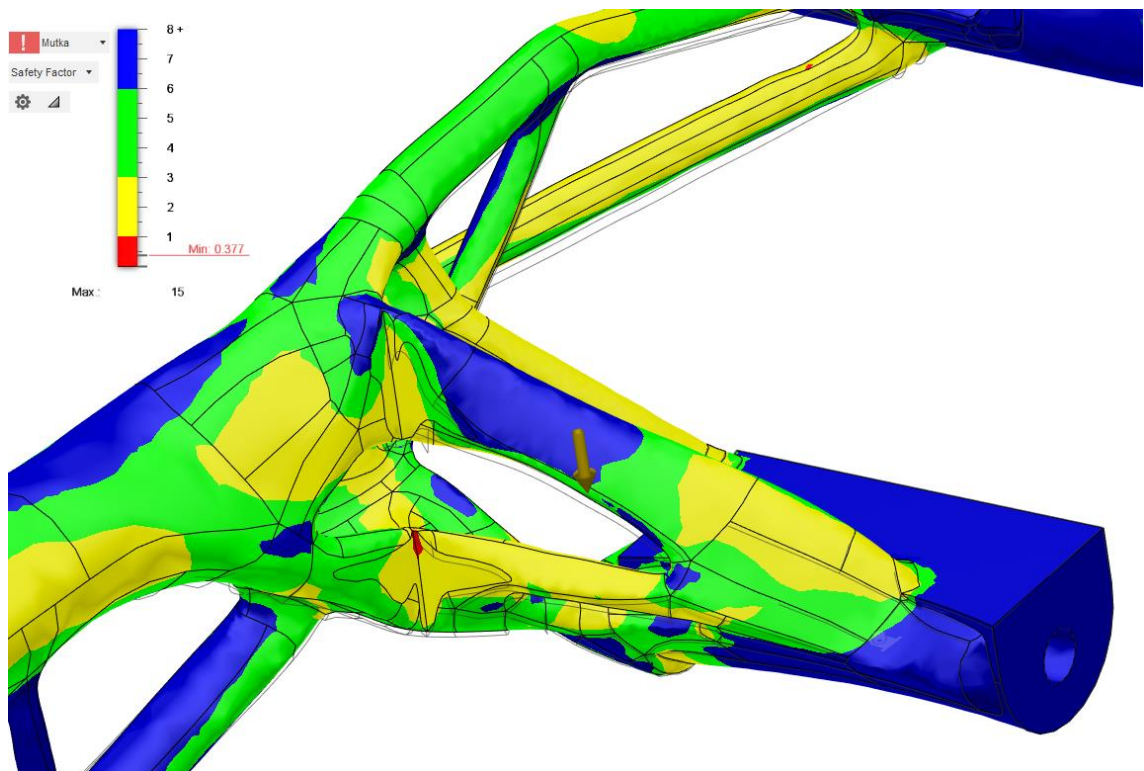
Kuvassa 32 nähdään tuloksina saatuja malleja, joita Fusion 360 olisi suositellut käytettäväksi. Kuten kuvasta nähdään, mallit ovat hyvin erilaisia, johtuen valmistusmenetelmistä ja materiaaleista. Kuvassa 33 on esillä teräksinen, esimerkiksi 3D-tulostamalla valmistettava malli. Sen suunnittelun jatkaminen kaatui edellä mainittuun varmuuslukuvirheeseen, josta esimerkki kuvassa 34.



KUVA 32. Fusion 360 Generative design -prosessin tuloksia



KUVA 33. Fusion 360, teräksinen 3D-tulostuksen avulla valmistettava takahaarukka



KUVA 34. Edellisen kuvan takahaarukan kuormitustarkastelun tulos.

Tässä kohtaa ainoaksi käyttökelpoiseksi vaihtoehdoksi jää siis topologia optimoitu malli. Se on suorituskyvyltään varsin toimiva: Vääntöjäykkyys on parempi kuin alkuperäisessä takahaarukassa ja vastaa myös Cossalterin kirjallisuusarvoja paremmin. Sivuttaissuunnassa takahaarukka on huomattavasti jäykempi kuin alkuperäinen, mutta myös käyttäytyy symmetrisemmin. Painonsäästöä tällä

iteraatiolla ei saatu toteutettua, mutta painoa ei myöskään tullut yli kiloa enempää. Taulukossa 2 on koottuna alkuperäisen takahaarukan sekä uuden, yksipuolisen takahaarukan ominaisuuksia. Lisäksi taulukko esittää vielä vertailukohtana Cossalterin kirjan ohjearvot.

TAULUKKO 2. Alkuperäisen ja uuden takahaarukan ominaisuuksia

KUVAUS	Alkuperäinen takahaarukka	Yksipuolinen takahaarukka	Ohjearvot (Cossalter, 2006, 335)
Sivuttaissuuntaisen jäykkyys, kuormitus oikealta	$0,12 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$	$3,45 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$	$0,8 - 1,6 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$
Sivuttaissuuntaisen jäykkyys, kuormitus vasemmalta	$0,19 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$	$3,37 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$	$0,8 - 1,6 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$
Vääntöjäykkyys	$0,76 \text{ kNm}/^\circ$	$0,96 \text{ kNm}/^\circ$	$1 - 2 \text{ kNm}/^\circ$
Suurin Von Mises Jännitys kuormitustilanteissa	479 MPa	292 MPa	-
Massa	6,27 kg	6,93 kg	-

### 3.6 Komponenttien sijoittelu

Lopulliselle moottoripyörän takajousituksen kokoonpanolle on joitakin erilaisia vaihtoehtoja, joita käydään seuraavaksi lävitse. Suunnittelun ja komponenttien sijoittelun kannalta yksinkertaisin vaihtoehto on yksipuolisten takahaarukoiden perinteisin malli, jossa takapyörän kiinnitys muistuttaa hyvin paljon auton vanteen kiinnitystä – Kuvassa 35 nähdään Ducatin ratkaisu, jossa takapyörä kiinnitetään suuren mutterin avulla pyörännapaan. Tässä mallissa voimansiirron takaratas on ikään kuin takahaarukan ulkopuolella ja takajarrulevy taas sisempänä, takapyörän ja -haarukan välissä.

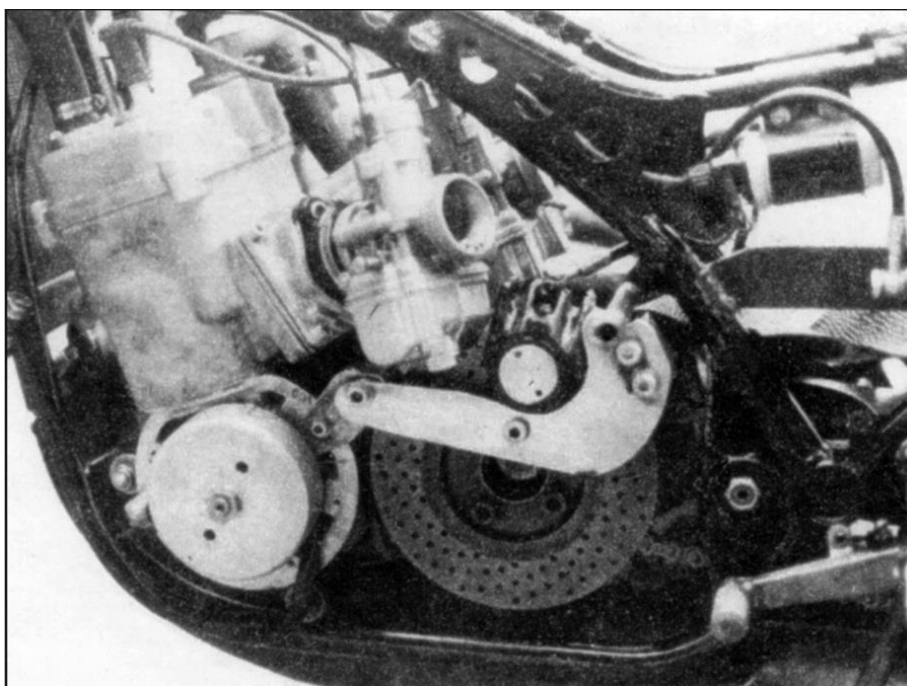
BMW:llä on esimerkiksi GS-mallistossaan samankaltaisia rakenteita, joskin takapyörä kiinnitetään mutterin sijasta useammalla pyöränpultilla, kuten henkilöautoissakin on tapana. Voimansiirto tapahtuu BMW:n rakenteessa kardaniakselin avulla. Tällaiset kokoonpanot eivät kuitenkaan sovi niihin ehtoihin, joita takahaarukan suunnittelulle on tässä työssä asetettu – olemassa olevia osia, kuten takapyörää ja -jarrua halutaan hyödyntää. Tällaisen kokoonpanon aikaansaamiseksi näihin komponentteihin tulisi tehdä suhteellisen paljon muutostöitä, jotta alkupeäinen takavanne saataisiin säilytettyä moottoripyörän keskilinjalla. Helpoin ratkaisu tämän rakenteen toteutukseen olisi uuden takapyörän osto, ja sille sopivien adapterin teettäminen.



KUVA 35. Ducati Monster takapyörän kiinnitys (Dallimonti, 2020)

On kuitenkin olemassa muitakin kokoonpanovaihtoehtoja. 70-luvulla Aermacchi Harley-Davidson hyödynsi kuvan 36 varsin erikoista jarrukokoonpanoa, jossa jarrulevy oli kiinnitetty suoraan voimansiirron akseliin. Pienelle, 250 kuutioiselle moottorille tämä tuotti varsin riittävän jarrutustehon, ja kokoonpanon etuina nähtiin muun muassa pienempi jousittamaton massa, pienempi vääntö takahaarukassa sekä mahdollisuus pienemmän ja kevyemmän jarrulevyn käyttöön, kun

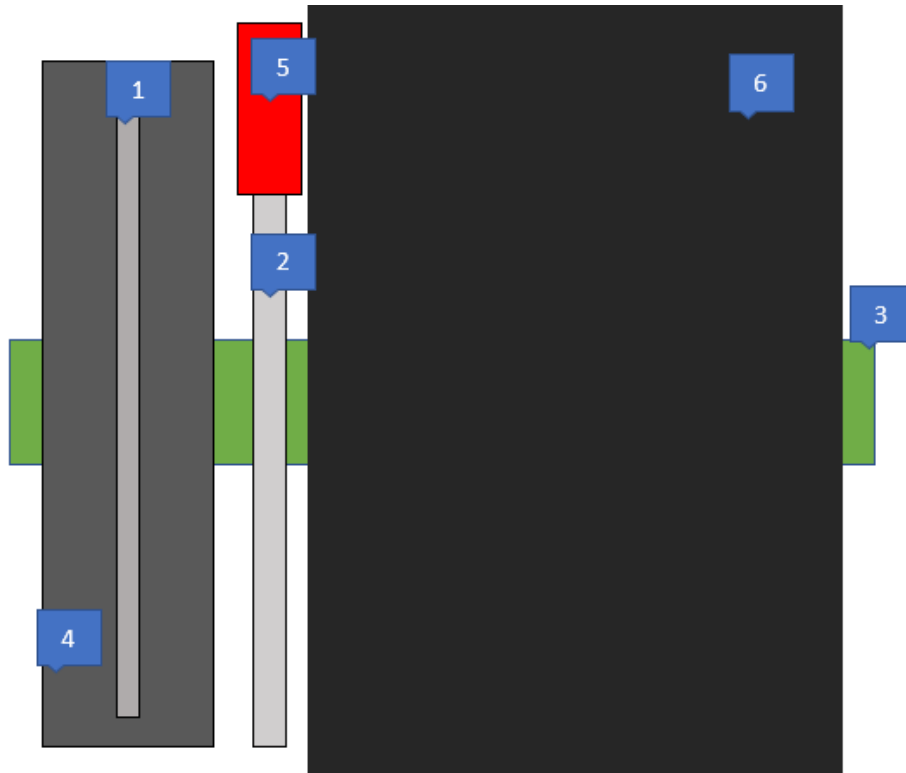
pyörintänopeudet suoraan voimansiirron akselilla ovat suurempia. Kokoonpanossa on myös haittoja – jarrulevyn ollessa suojassa ajoviimalta moottorin takana, ja voimansiirron ketjun kautta siirtyvä jarrutusteho saattoi aiheuttaa epätasaisuutta jarrutuksissa. (Foale 2002, 8.13.) Tällaisen rakenteen käyttö voisi olla huonoista puolistaan huolimatta varsin käyttökelpoinen tämän työn sähkömoottoripyörässä – voimansiirron ratas on jo valmiiksi uniikki kappale, johon jarrulevyn kiinnittäminen tuskin olisi ongelma. Sähkömoottorin vieressä olisi myös tilaa jarrulevylle, -satulalle ja niiden kiinnikkeille.



KUVA 36. Aermacchi Harley-Davidson, voimansiirron akseliin kiinnitetty jarrulevy (Foale 2002, 8.14)

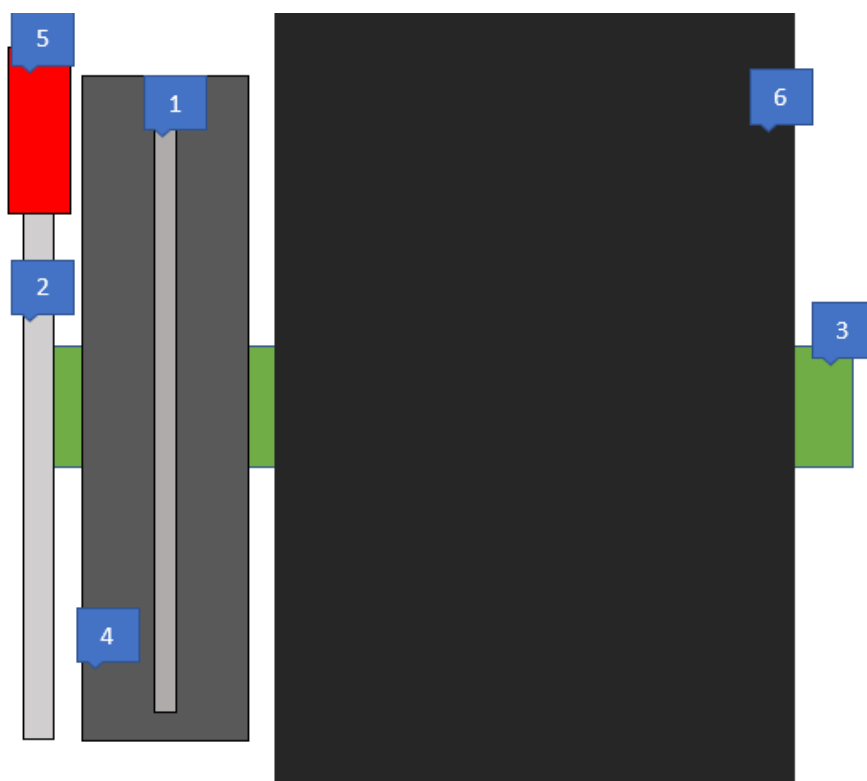
Polkupyöräalalla on kokeiltu useita varsin epätyypillisiäkin takahaarukkaratkaisuja hyvälläkin menestyksellä. Brittiläinen insinööri ja maastopyörärakentaja Allen Millyard hyödynsi varsin erikoista takahaarukkarakennetta polkupyörissään: Voimansiirron ketju on koteloituna öljykylvyssä takahaarukan sisällä ja takajarru tavanomaiseen tapaan haarukan ja takapyörän välissä. Takapyörä sen sijaan ei erityisesti poikkea normaalista polkupyörän takapyörästä - takahaarukan muotoja myötäilevä ketjulinja mahdollistaa tavanomaisen muotoisen takavanteen käytön. Rakenne on toimivaksi todettu, sillä kyseiset pyörät menestyivät aikanaan Englannin kansallisissa maastopyöräkilpailuissa. (Paton, S. 2007.) Rakenne on nähtävissä kuviossa 4. Kuvion osa 1 on voimansiirron takaratas, osa 2 takajarrulevy,

osa 3 takapyörän akseli, osa 4 takahaarukka, osa 5 takajarrusatula ja osa 6 takapyörä.



KUVIO 4. Allen Millyardin maastopyörän takahaarukkaratkaisu

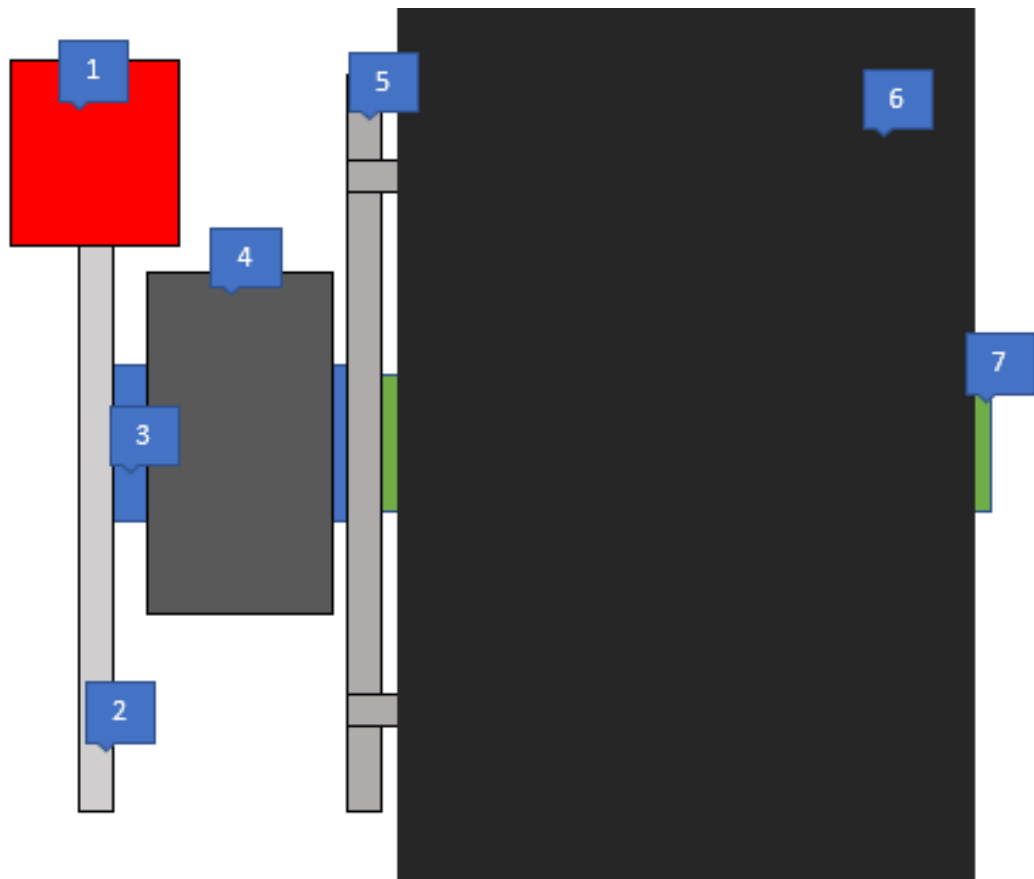
Myöskin englantilainen Lavelle Bikes on tehnyt sähköpolkupyöriä, joiden takakolmio ei myöskään vastaa perinteistä rakennustapaa – esimerkki Lavellen pyörien takakolmion ratkaisusta nähdään kuviossa 5. Näissäkin pyörissä voimansiirron ketju kulkee takahaarukkarakenteen sisällä Millyardin maastopyörän tapaan, mutta takajarru on sijoitettu haarukan ulkopuolelle. Komponenttien numerointi on sama kuin kuviossa 4.



KUVIO 5. Lavelle Bikes, takapyörän kokoonpano.

Lavelle Bikesin takahaarukan kokoonpano on hyvin lähellä sitä, mikä täyttää tässä opinnäytetyössä haarukalle asetetut tavoitteet - tällaisen rakenteen avulla on mahdollisuus käyttää alkuperäistä takapyörää, säilyttää ketjulinja muuttumattomana ja hyödyntää jopa alkuperäistä takajarrua. Edellisten esimerkkien kaltaiselle ketjun koteloinnille ei ole varsinaista tarvetta, mikä yksinkertaistaa työtä ja takahaarukan rakennetta huomattavasti.

Täysin ilman muutostöitä alkuperäisosa ei voida kuitenkaan käyttää: Takajarrulle tulee suunnitella kiinnityspisteet takahaarukan ulkopuolelle ja jotta jarru myös toimii, tulee se kytkeä takapyörän ja rataan kanssa yhteen adapteripalikan avulla. Adapterin tulee olla riittävän kestävä, kuten myös sen kiinnityksen takahaarukassa. Nämä muutostyöt ovat kuitenkin suhteellisen helppoja ja kuten edellä mainittua, mahdollistavat alkuperäisten komponenttien käytön. Kuvio 6 havainnollistaa vielä tämänkaltaista kokoonpanoa: kuvassa komponentit on numeroitu siten, että 1 on jarrusatula, 2 on jarrulevy, 3 on jarrulevyn ja voimansiirron takarattaan välinen adapteri, 5 on takaratas, 6 on takapyörä ja 7 on taka-akseli.



KUVIO 6. Havainnekuva mahdollisesta takahaarukan kokoonpanosta.



## 4 POHDINTA

Lopputuloksena saatu takahaarukka täyttää suurimman osan sille asetetuista ehtoista: Se on yksipuolinen ja mallinsa puolesta mahdollistaa alkuperäisten komponenttien käytön. Esteettisesti optimoidut kappaleet ovat varsin erottuvia vielä nykypäivänä, joten uusi haarukan malli täyttää myös tämän tavoitteen. Suorituskyvyllisesti parannettiin joitakin asioita: vääntöjäykkyys ovat lähempänä kirjallisuusarvoja ja haarukka käyttäytyy symmetrisemmin kaarreajosimuloinnissa. Kappale kestää rakenteeltaan tällä materiaalilla kaikki sille asetetut kuormitustilanteet ongelmitta. Sen sijaan massaa ei saatu vähennettyä ja sivuttaissuuntaista jäykkyyttä voitaisiin jopa hieman vähentää paremman ajotuntuman toivossa.

Lisäksi päästiin tarkastelemaan erilaisten suunnittelun apuvälineiden käyttöä ja vertailemaan niiden tekemiä malleja, sekä prosessien hyötyjä ja haittoja: Generative design -prosessin työkalu Fusion 360 jätti jonkin verran toivomisen varaa – Generative Design on suhteellisen uutta teknologiaa ja kehittyy edelleen jatkuvasti paremmaksi. Tässä työssä ongelmaksi koitui varmuuslukujen virheet, ja ne lopulta karsivat Generative design -prosessin avulla iteroidut kappaleet pois tarkastelusta. Tämä on kuitenkin opettavainen esimerkki siitä, että vielä ei voida sokeasti luottaa tämänkaltaisiin työkaluihin, vaan niiden tuotokset on osattava vielä tarkastaa.

Tämän lisäksi Fusion 360:n algoritmi tuotti materiaalia paikkoihin, joihin sitä ei olisi saanut tulla, estegeometrioista huolimatta. Toimivien estegeometrioiden tekemiseen meni myös suhteellisen paljon aikaa, tosin tässä kohtaa virheet olivat enemmänkin käyttäjässä. Työskentelyä helpottaisi, jos eri kuormitustilanteille voitaisiin lisäksi asettaa ehtoja esimerkiksi muodonmuutoksen suhteen – tällöin esimerkiksi vääntö- ja sivuttaisjäykkyys saataisiin heti lähelle toivottuja arvoja. Tätä työtä tehdessä ohjelmaversio antoi asettaa ehtoja muodonmuutoksen suhteen vain globaalisti kaikkien kuormitustilanteiden suhteen. Työkalu on kuitenkin varsin kiinnostava, ja tuottaa todella omalaatuisia geometrioita. Yleisesti ottaen työkalu oli kuitenkin helppo ja intuitiivinen käyttää.

Topologian optimoinnin avulla saatu takahaarukan malli toimii ensimmäisenä mallikappaleena uuden takahaarukan valmistusta varten. Todennäköisesti tähänkin malliin joudutaan vielä tekemään muutoksia, kuten mahdollinen takajarrun kiinnitys sekä komponentit ketjun kiristystä varten. Takapyörän kiinnitykseen voidaan myös joutua tekemään muutoksia, sillä takajarrulevyn ja voimansiirron ratiaan välinen adapteri saattaa aiheuttaa ongelmia alkuperäisen akselikiinnikkeen kanssa. Lisäksi hyvin paikallisesti kohdistuneet jännitykset juuri akselikiinnikkeen alueelle ovat toinen hyvä syy perehtyä takahaarukan päädyn rakenteen kehittämiseen. Optimoidun mallin massaa on varmasti myös mahdollisuus tiputtaa alemmas, jolloin päästäisiin tavoitteeseen pienemmästä jousittamattomasta massasta. Lisäksi kappaleen valmistusmetodia todellisuudessa ei ole vielä päätetty, mutta tämän työn mukainen takahaarukka olisi varmasti paras valmistaa esimerkiksi metallia tulostavan 3d-tulostimen avulla. Iteroinnin perusteella saatua muotoa voidaan kuitenkin hyödyntää myös täysin uuden kappaleen suunnittelussa, joka voitaisiin myös valmistaa eri metodein.

Molemmat suunnittelutyökalut ovat kuitenkin erittäin hyödyllisiä etenkin ajankäytön kannalta – toimivien iteraatioiden tekeminen käsin veisi todella paljon enemmän aikaa etenkin jos kappaleessa halutaan käyttää erikoisempia muotoja.

E erityisesti huomio työtä tehdessä kiinnittyi siihen, kuinka moneen eri asiaan suunnittelussa on syytä perehtyä – parhaaseen lopputulokseen päästään todennäköisesti ainoastaan silloin, jos koko moottoripyörä suunnitellaan yhtenä kokonaisuutena. Tässä opinnäytetyössä joudutaan tekemään useita kompromisseja johtuen projektin jo olemassa olevista rakenteista ja osista.

## LÄHTEET

- Abdullah, S., Ahmed, M. & Rahman W. 2018. Design of Racing Motorcycle Swingarm with Shape Optimisation. International Journal for Scientific Research & Development 6 (6).
- Bastow, D., Howard, G. & Whitehead J. P. 2004. Car Suspension and Handling. 4. painos. Warrendale, Pennsylvania: SAE International.
- Bosch. 2018. Automotive Handbook. 10. painos. Warrendale, Pennsylvania: SAE International.
- Coombs, M. 2002. Moottoripyörän tekniikka. Suom. Mauno, E. Helsinki: Alfamer Oy.
- Cossalter, V. 2006. Motorcycle Dynamics. 2. Painos. Milton Keynes: Lightning Source UK Ltd.
- Dallimonti, A. 2020. Ducati Monster M796 20 Anniversary Special Edition. Ku-  
vapankki. Julkaistu 10.4.2020. [https://unsplash.com/photos/ofvDiR\\_vLml](https://unsplash.com/photos/ofvDiR_vLml)
- Foale, T. 2002. Motorcycle Handling and Chassis Design, the art and science. 1. painos. Espanja
- Mäkelä, M., Soininen, L., Tuomola, S. & Öistämö, J. 2015. Tekniikan KAA-  
VASTO. 15. Painos. Tampere: AMK-kustannus Oy Tammertekniikka
- Paton, S. 2007. Do-It Yourself – Millyard Style! Haastattelu. Julkaistu 19.7.2007.  
Luettu 22.5.2021. <https://www.pinkbike.com/news/Millyard-racing-bike-2007.html>
- Peltonen, J. 2016. Ajodynamiikka Osa 2: Rengasteoria. Opintomateriaali. Tam-  
pereen ammattikorkeakoulu.
- Ramos, J. 2016. Front and Rear Swing Arm Design of an Electric Racing Motor-  
cycle. Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Portugal
- Savage, R., Cornett, K., Egel, E. & Kenik, D. 2018. Introduction to Generative  
Design. Valmistajan ohje. Autodesk.
- Swathikrishnan S., Pranav S. & Prakash A. 2019. Design and Analysis of  
Swingarm for Performance Electric Motorcycle. International Journal of Inno-  
vative Technology and Exploring Engineering 8 (8)

## LIITTEET

### Liite 1. Alkuperäinen laskenta

1 (2)

27 touko 2021 23:19:36 - Siistitty\_Laskenta.sm

#### Lähtötiedot:

Moottoripyörän massa  $m_p := 190 \text{ kg}$

Kuljettajan massa  $m_k := 80 \text{ kg}$

Kokonaismassa  $m_{\text{tot}} := m_p + m_k = 270 \text{ kg}$

Putoamiskiihtyvyys  $g := 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Paino moottoripyörän takapyörällä, kun maksimikiihtyvyyden rajoitteena on etupyörän irtoaminen maasta - toisin sanoen kun kaikki paino on siirtynyt takapyörälle:

$$F_k := m_{\text{tot}} \cdot g = 2649,7 \text{ N}$$

#### Takahaarukan sivuttaissuuntainen jäykkyys:

Muodonmuutokset  $l_1 := 5,295 \text{ mm}$   $l_2 := 8,482 \text{ mm}$

Kuormitus  $F_1 := 1000 \text{ N}$

Sivuttaissuuntainen jäykkyys:

$$K_{s1} := \frac{F_1}{l_1} = 0,1889 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad K_{s2} := \frac{F_1}{l_2} = 0,1179 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

#### Takahaarukan vääntöjäykkyys:

Takahaarukan akseli kiinnikkeiden väli:  $x_1 := 290,08 \text{ mm}$

Momentti takahaarukan keskilinjan suhteen:  $M_T := \frac{x_1}{2} \cdot F_1 = 0,145 \text{ kNm}$

Muodonmuutos  $\Delta_1 := 0,64 \text{ mm} + 0,325 \text{ mm} = 0,965 \text{ mm}$

$$\alpha_1 := \arccos\left(\frac{x_1}{\Delta_1}\right) = 0,1906 \text{ deg}$$

Vääntöjäykkyys

$$K_{\text{ts}} := \frac{M_T}{\alpha_1} = 0,761 \frac{\text{kNm}}{\text{deg}}$$

#### Kaarrajoitarkastelu

kallistuskulma  $\varphi := 40 \text{ deg}$

Sivusuuntainen voima  $F_s := m_{\text{tot}} \cdot g \cdot \text{tg}(\varphi) = 2222,5232 \text{ N}$

Voiman jako komponentteihin

$$F_{sx} := F_s \cdot \sin(40 \text{ deg}) = 1428,6104 \text{ N}$$

$$F_{sy} := F_s - F_{sx} = 793,9128 \text{ N}$$

2 (2)

27 touko 2021 23:19:36 - Siistitty\_Laskenta.sm

**Ketjun aiheuttama kuormitus**Kitkakerroin kumin ja asfaltin välillä  $\mu := 0,8$ Käyttövoima  $F_c := \mu \cdot m_{\text{coc}} \cdot g = 2118,96 \text{ N}$ Takarattaan jakohalkaisijan säde  $r := 80 \text{ mm}$ 

Takapyörän säde

190/50 renkaan profiilin korkeus  $190 \text{ mm} \cdot 0,5 = 95 \text{ mm}$ Vanteen säde  $\frac{17 \text{ in}}{2} = 215,9 \text{ mm}$ Takapyörän säde:  $R := 95 \text{ mm} + 215,9 \text{ mm} = 310,9 \text{ mm}$ Ketjun aiheuttama voima  $F_{sa} := \left(1 + \frac{R}{r}\right) \cdot F_c = 10353,7683 \text{ N}$ Edellisen aiheuttama momentti takahaarukkaan  $M_{sa} := F_{sa} \cdot r = 828,3015 \text{ N m}$ **Yksipuoliseen swingiin kohdistuva vääntö kiihdytyksessä:**Vanteen leveys:  $x_v := 210 \text{ mm}$ Vasemman puolen holkin leveys:  $x_h := 35 \text{ mm}$ Swingin päädyn leveys:  $x_s := 17 \text{ mm}$ Vääntövarsi:  $x_a := \frac{x_v}{2} + x_h + \frac{x_s}{2} = 148,5 \text{ mm}$ Vääntömomentti:  $M_{T2} := F_a \cdot x_a = 393,332 \text{ N m}$ **Uuden takahaarukan jäykkyytstarkastelu**Muodonmuutokset  $l_3 := 0,2902 \text{ mm}$   $l_4 := 0,2969 \text{ mm}$ Sivuttaissuuntaiset jäykkyydet  $K_{s3} := \frac{F_1}{l_3} = 3,4459 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$   $K_{s4} := \frac{F_1}{l_4} = 3,3681 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$ 

Vääntöjäykkyys

Haarukan päädyn korkeus  $x_2 := 80 \text{ mm}$  $\Delta_2 := 0,9017 \text{ mm} + 0,5533 \text{ mm} = 1,455 \text{ mm}$  $\alpha_2 := \arctan\left(\frac{x_2}{\Delta_2}\right) = 1,042 \text{ deg}$ 

Haarukkaan kohdistettu momentti

 $M_{T3} := 1 \text{ kN m}$  $Kt_s := \frac{M_{T3}}{\alpha_2} = 0,9597 \frac{\text{kN m}}{\text{deg}}$

## Liite 2. Uuden takahaarukan kuormitustarkastelu

