

Opinnäytetyö (AMK)

Kone- ja tuotantotekniikka

Tuotekehitys

2014

Tomi Riivari

# KÄÄRINTÄKONEEN KEHÄN PYÖRITYSLAITTEISTON SUUNNITTELU JA MITOITUS



TURUN AMMATTIKORKEAKOULU  
TURKU UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Tomi Riivari

# KÄÄRINTÄKONEEN KEHÄN PYÖRITYSLAITTEISTON SUUNNITTELU JA MITOITUS

Tämä opinnäytetyö tehtiin Oy M.Haloila Ab:lle. Oy M.Haloila Ab on yksi maailman johtavista täysautomaattisten lavankäärintäkoneiden valmistajista. Octopus-konemallit ovat olleet markkinoilla jo yli 30 vuotta, ja ne olivat ensimmäisiä kehärakenteella toimivia täysin automaattisia lavankäärintäkoneita. Opinnäytetyössäni tavoitteena oli suunnitella ja mitoittaa Octopus GP1580T -mallin kehän pyörityslaitteisto. Lisäksi tuli arvioida kehää kannattelevien polyuretaanipyörien määrä riittävän kantavuuden saavuttamiseksi.

Työn teoriaosuudessa käsitellään suurelta osin lattahihnojen ja sähkömoottorien mitoitusta kiihtyvyyden kannalta. Sähkömoottoreiden ja lattahihnojen mitoituksessa toisiinsa sopiviksi tulee huomioida komponenttien asettamat rajoitukset. Työssä rajoitettuna oli lattahihnan leveys. Kapea lattahihna nostaa hihnan ominaistehonsiirtokyvyn tarvetta. Ominaistehonsiirtokyvyn kasvattaminen tarkoittaa käytännössä hihnan paksuuden kasvattamista. Tämä kasvattaa pienintä mahdollista hihnan taivutussädettä, joka vaikuttaa sähkömoottorin ja kehän välityssuhteeseen. Välityssuhteen kasvaessa nousee myös moottorin tehon tarve kiihdytyksessä.

Työn lopulla havaittiin komponenttien kasvavan liian suuriksi. Liian suuret komponentit johtuivat tiukoista lähtöarvoista. Työn lopulla verrattiin jo olemassa olevan koneen kiihtyvyyttä ja havaittiin, että se ei pääse täyteen nopeuteensa halutulla matkalla. Lisäksi käyttöön halutaan ottaa uudentyypiset synkronimoottorit, joilla on monia etuja perinteisiin kolmivaiheikoskumootoreihin verrattuna. Myös synkronimoottorien suoritusarvoja verrattiin jo olemassa olevaan konemalliin.

Työn lopputuloksena saatiin arvioitua moottorien todellisia suorituskykyjä. Laskennat on aiemmin teetetty yrityksen ulkopuolella, ja nyt yritykselle saatiin moottorien ja lattahihnojen mitoitukseen soveltuva excel-taulukko. Moottorivaihtoehtoja mitoitettiin lopuksi useita eri kriteerien mukaan. Jokaiselle moottorille löytyy sopiva lattahihna. Polyuretaanipyörien mitoituksessa havaittiin, että on tarpeellista harkita pyörien lisäämistä riittävän tukivoiman saavuttamiseksi.

## ASIASANAT:

pyörimisliike, sähkömoottori, lattahihna

BACHELOR'S THESIS | ABSTRACT

TURKU UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Degree programme in Mechanical Engineering and Production Technology | Product Development

May 2014 | 34

Instructor Tero Öberg

Tomi Riivari

## DESIGN WRAPPING MACHINE

Bachelor's thesis was commissioned by Oy M.Haloila Ab. Oy M.Haloila Ab is one of the greatest manufacturer of automatic pallet wrapping machines in the world. Octopus machine models have been on the market more than 30 years. This Bachelor's thesis concentrates on new model GP 1580T and thesis aim was to design and measure the ring rotation system.

The theory part discusses flat belt design and electric motor design in acceleration. Components must be compatible with each other. The belt width was limited to 50mm in this study. A narrow belt increases the characteristic power transfer capacity of the belt. High power transfer capacity increases the belt thickness. High belt thickness increases the diameter of traction pulley and wide traction pulley reduces the transmission ratio. In turn low transmission ratio increases the power required from the electric motor.

During the study it was noticed that the components were too large to use the acceleration of the existing model was fast enough. An additional, aim was to take new type synchronous motors in use. Synchronous motors have many advantages when compared to three-phase induction electric motors.

Before this study the electric motors were designed outside of the company. As part of this thesis the commissioner received an Excel table to dimension electric motors and flat belts. The study dimensioned several electric motors with different requirements.

### KEYWORDS:

rotational motion, electric motor, flat belt

# SISÄLTÖ

<b>KÄYTETYT LYHENTEET</b>	<b>6</b>
<b>1 JOHDANTO</b>	<b>7</b>
<b>2 OY M.HALOILA AB</b>	<b>8</b>
<b>3 OCTOPUS-KÄÄRINTÄKONE</b>	<b>9</b>
<b>4 KEHÄN PYÖRITYKSEN TOIMINTAPERIAATE</b>	<b>11</b>
4.1 Vanhan toimintaperiaatteen soveltaminen	11
4.2 Odotettavissa olevat ongelmakohdat	12
<b>5 KOMPONENTTIEN MITOITUS</b>	<b>13</b>
5.1 Tarvittava vääntömomentti	13
5.2 Komponenttien vaikutus toisiinsa	14
5.3 Hihnapyörien suunnittelu	22
5.4 Vaihteen akselin ja laakerien keston arviointi	23
5.4.1 Vaihteen akselin lujuuslaskenta	23
5.4.2 Laakerien kestoiän arviointi	26
5.5 Polyuretaanipyörien mitoitus	26
5.6 Moottorin peti	28
5.6.1 Kiristysrullien liikeratojen määrittäminen	28
5.6.2 Pedin muotoilu	29
5.7 Teorian ja käytännön yhdistäminen	31
<b>6 YHTEENVETO</b>	<b>33</b>
<b>LÄHTEET</b>	<b>34</b>

## LIITTEET

Liite 1. Kaavat.

## KUVAT

Kuva 1. Octopus GP.	9
Kuva 2. Kehän pyöristyksen toimintaperiaate.	11
Kuva 3. Lattahihnan teoreettinen toimintaperiaate (Airila ym. 2010, 588).	17
Kuva 4. Hihna-alkio (Airila ym. 2010, 588).	18
Kuva 5. Hihnan voimamonikulmio (Airila ym. 2010, 588).	18
Kuva 6. Voiman vaikutuspisteen etäisyys laakereilta.	24
Kuva 7. Akselin kriittinen piste.	25
Kuva 8. Kiristysrullien asemointi.	30
Kuva 9. Pedin asemointi kehään.	30

## TAULUKOT

Taulukko 1. Moottorin tiedot.	21
Taulukko 2. Koneiden suoritusarvojen vertailu.	31
Taulukko 3. Moottoreiden suoritusarvojen vertailu.	32

## KÄYTETYT LYHENTEET

Lyhenne	Lyhenteen selitys (Lähdeviite)
mm	Millimetri
rad/s	Radiaania sekunnissa
rad	Radiaani
deg	Aste
s	Sekunti
kgm <sup>2</sup>	Hitausmomentti
Nm	Newtonmetri
N	Newton
kW	Kilowatti
S <sub>1</sub>	Vetävänpuolen hihnavoima
S <sub>2</sub>	Paluupuolen hihnavoima
S	Hihnavoimien vektorisumma
dS <sub>i</sub>	Hihnavoiman alkio
S <sub>i</sub>	Hihnavoiman komponentti
μdN	Kitkavoiman alkio
dN	Tukivoiman alkio
dβ	Kosketuskulma alkio
β	Kosketuskulma
kg	Kilogramma
MPa	Megapascal

# 1 JOHDANTO

Opinnäytetyön aihe oli lavankäärintäkoneen pyörityskehän vedon mitoitus ja suunnittelu. Työn toimeksiantaja oli Oy M.Haloila Ab. Opinnäytetyössä tavoitteena oli tutkia ja mitoittaa kehän pyöritykseen vaadittavat komponentit uudelle konemallille GP 1580T. Konemallin kehän pyörimisnopeus on suurempi kuin millään aikaisemmalla Haloilan lavankäärintäkoneella on ollut.

Lavankäärintäkoneita kehitetään jatkuvasti. Nykyään ei enää riitä, että kone pelkästään käärii lavan halutulla tavalla. Koneilta vaaditaan yhä moninaisempia ominaisuuksia ja suurempaa käärintäkapasiteettia. Käärintäkoneiden kapasiteetin kasvattamisessa paras keino on lisätä kehän pyörimisnopeutta. Pyörimisnopeuden kasvattaminen aiheuttaa monia haasteita. Nopeuden kasvaessa kasvavat myös rakenteisiin syntyvät jännitykset ja monien komponenttien mitoitus joudutaan tekemään uudelleen.

Työn teoriaosuudessa keskitytään lattahihnan ja sähkömoottorin mitoitukseen ja komponenttien lujuuksien laskentaan. Työssä käsitellään sähkömoottoreiden käyttö ja mitoitus kiihdytyksessä, lattahihnojen teoreettinen toimintaperiaate, lattahihnojen ja sähkömoottoreiden yhdistäminen toisiinsa ja kehän kannatinpyörien mitoitus. Lähteinä käytetään enimmäkseen alan kirjallisuutta.

## 2 OY M.HALOILA AB

Työ tehtiin Oy M.Haloila Ab:lle (jatkossa Haloila). Yritys toimii Maskussa, ja toiminta aloitettiin 1972. Alussa yritys toimi metalliteollisuuden alihankkijana, ja käärintäkoneiden tuotanto aloitettiin 1976. Ensimmäinen Octopus-sarjan kehärakenneperiaatteella toimiva käärintäkone kehitettiin vuonna 1983. Nykyisin yritys valmistaa ja kehittää enimmäkseen täysautomaattisia lavankäärintäkoneita teollisuuden tarpeisiin. Jokainen Haloilan täysautomaattinen lavankäärintäkone räätälöidään asiakkaan tarpeiden mukaan. Nykyisin yritys on osa kansainvälistä ITW-konsernia (Haloila 2014.)

Haloilan liikevaihto vuonna 2011 oli noin 31 miljoonaa euroa ja liikevoitto noin 6.8 miljoonaa euroa. Maskun toimipisteessä työntekijöitä on noin 60 ja maailmanlaajuisesti työntekijöitä on noin 150 henkilöä (Fonecta 2011.)

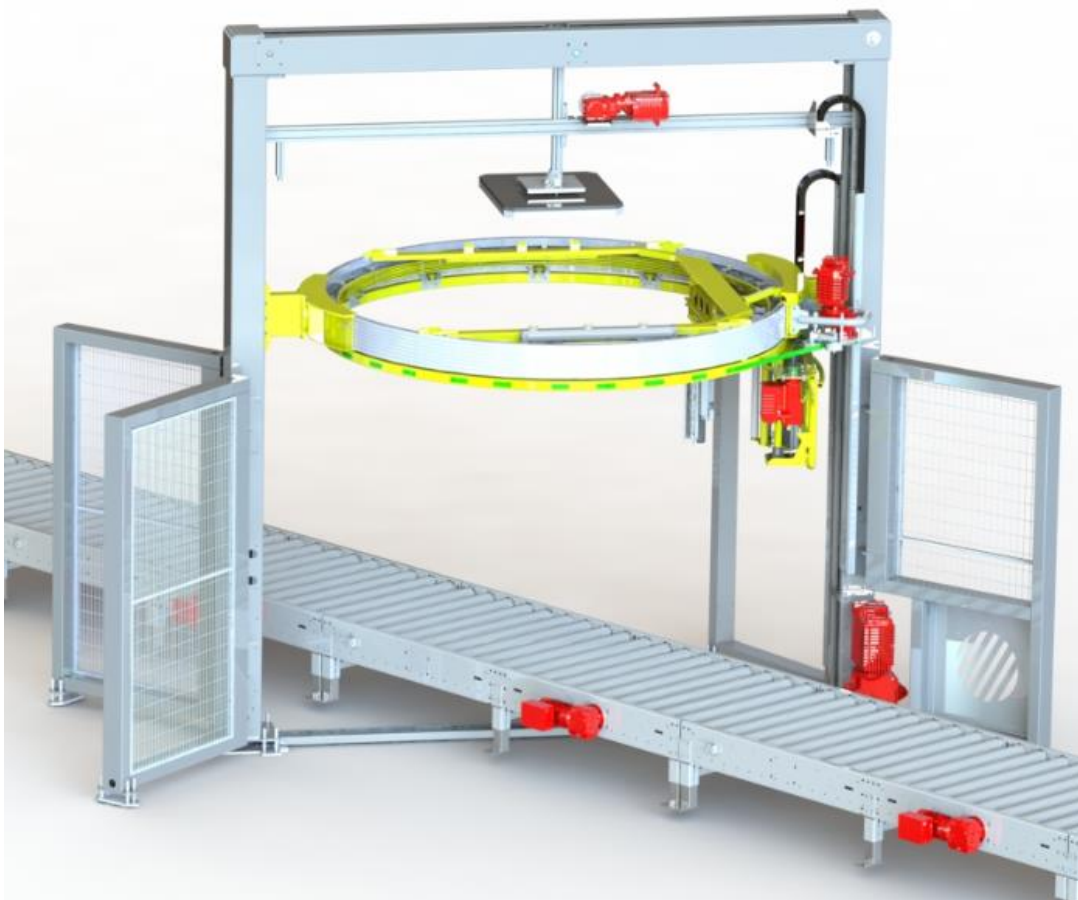
Haloila toimittaa yleisesti kahta eri käärintäkonemallia. Konemallit ovat Octopus ja Cobra. Octopus-koneet ovat kehärakenneperiaatteella toimivia täysautomaattisia käärintäkoneita, kun taas Cobrat ovat yleensä puoliautomaattisesti toimivia kampikoneita. Octopus oli aikanaan ensimmäinen kehärakenneperiaatteella toimiva käärintäkone, ja toimintaperiaate on säilynyt samana läpi vuosikymmenten (Haloila 2014.)

Octopus-sarjaa kehitetään jatkuvasti. Uusimmat konemallit, nimitykseltään GP, edustavat uutta muotoilua. Muotoilulla on pyritty koneen helpompaan kuljetukseen, parempaan ulkonäköön ja valmistuskustannusten pienentämiseen. Tässä opinnäytetyössä keskityttiin Octopus GP1580T -konemalliin. 15 tarkoittaa pienempää kehäkokoaa, 80 kehän pyörimisnopeutta minuutissa ja T twin -mallia, joka on varustettu kahdella kalvonjakokelkalla (Haloila 2014.)



### 3 OCTOPUS-KÄÄRINTÄKONE

Octopus-lavankäärintäkoneet ovat kehärakenneperiaatteella toimivia täysin automaattisia lavankäärintäkoneita. Kehärakenne tarkoittaa, että käärittäessä lava pysyy paikallaan ja kalvonjakokelkka kiertää lavaa ympäri kehää pitkin, jota lasjetaan ja nostetaan tarpeen mukaan. Lähes aina koneeseen kuuluvat kuljettimet, jotka tuovat lavan koneelle käärittäväksi ja vievät käärityn lavan pois koneelta. (Kuva 1.)



Kuva 1. Octopus GP.

Kone voidaan jakaa neljään eri pääosa-alueeseen. Nämä ovat runko, käärintäkelkka, tarrain ja kalvonjakokelkka. Lisäksi koneen modulaarinen rakenne mahdollistaa useiden lisävarusteiden liittämisen koneeseen. Näitä varusteita ovat

muun muassa päälikalvonjakaja, automaattinen rullanvaihtaja, kulmatukien asettelija, päälipahvin asettelija, lavan vakain ja lavan nostin. Lisäksi asiakkaan toivomukset voivat tuoda muitakin lisävarusteita.

Octopus GP tuoteperheen rungon tehtävänä on toimia käärintäkoneen kantavana rakenteena. Runko kannattelee ja liikuttaa käärintäkelkkaa ylös ja alas tarpeen mukaan.

Käärintäkelkan tarkoituksena on toimia tukirakenteena kalvonjakokelkkojen kehälle. Nostamalla ja laskemalla käärintäkelkkaa saadaan kalvonjakokelkat laskemaan ja nousemaan lavan suhteen. Tämä mahdollistaa lavan tiiviin käärintän. Uutta GP-malleissa on käärintäkelkan alumiiniprofiilirakenne. Rakenne on huomattavasti sirompi ja modernimpi kuin vanhemmissa malleissa.

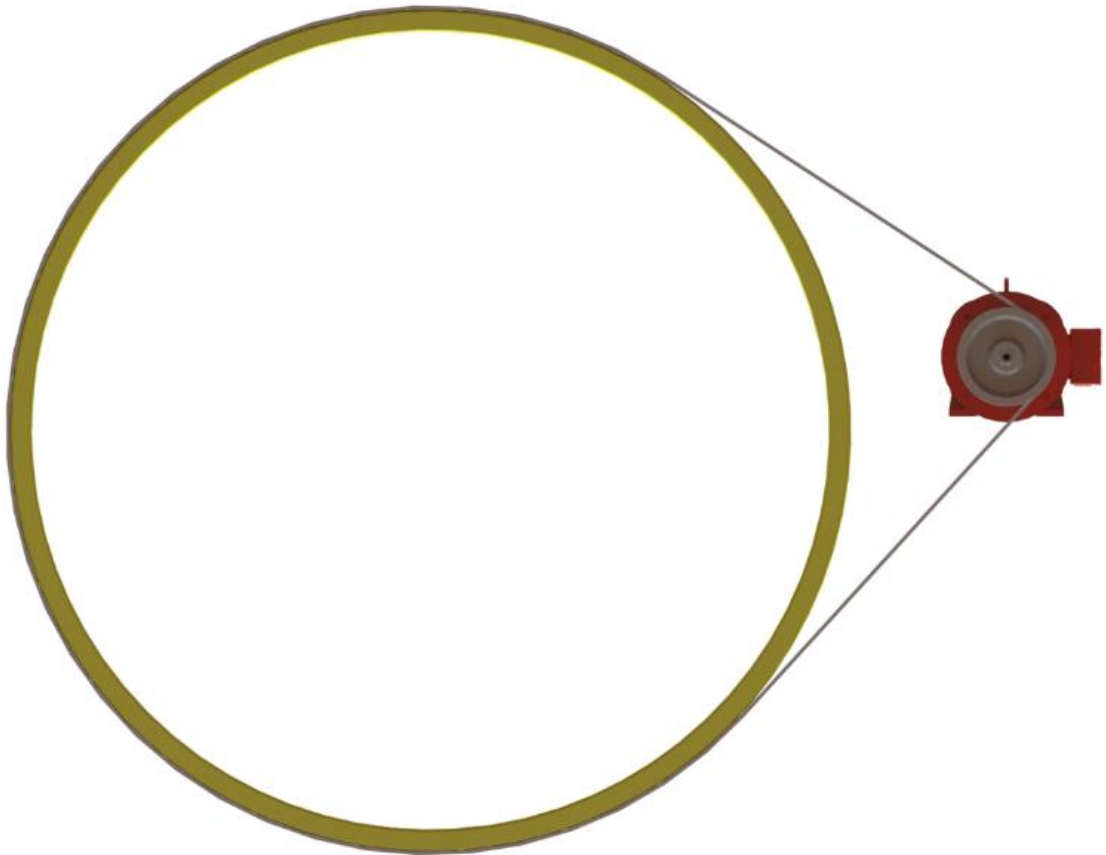
Kalvonjakokelkan tehtävänä on levittää kalvoa lavan ympärille halutulla kireydellä. Haluttu kireys riippuu asiakkaan toiveesta ja kalvo ikään kuin venytetään lavan ympärille. Kalvo venytetään tyypillisesti 2–4-kertaiseksi alkuperäiseen mittaan nähden. Kalvonjakokelkkoja on joko yksi tai kaksi kappaletta asiakkaan tarpeiden mukaan. Kalvonjakokelkat ovat kiinni kehässä, joka pyörii polyuretaanipyörien välityksellä käärintäkelkan alumiiniprofiilia ympäri.

Tarraimen tehtävänä on päättää käärintä. Tarrain katkaisee kalvon ja liittää irtonaisen kalvonpään lavaan. Liittäminen tapahtuu joko sulattamalla tai pujottamalla kalvon pää edellisten kalvokierrosten väliin. Koneen aloittaessa uuden lavan käärimistä pitää tarrain kiinni kalvon irtonaisesta päästä estäen sen lähtemisen kalvonjakokelkan perään. Tarrain päästää kalvosta irti muutaman käärintäkierroksen jälkeen.

## 4 KEHÄN PYÖRITYKSEN TOIMINTAPERIAATE

### 4.1 Vanhan toimintaperiaatteen soveltaminen

Kehän pyöriksen toimintaperiaate haluttiin pitää samanlaisena kuin ennenkin. Toimintaperiaate on, että kalvoa levittävät kalvonjakokelkat ovat kiinnitetty kehään, jota pyöritetään sähkömoottorilla. Teho sähkömoottorilta kehälle välitetään hihnalla. (Kuva 2.) Vanhaa toimintaperiaatetta ei lähdetty muuttamaan, sillä se on havaittu hyvin toimivaksi, yksinkertaiseksi ja käyttövarmaksi.



Kuva 2. Kehän pyöriksen toimintaperiaate.

## 4.2 Odotettavissa olevat ongelmakohdat

Vanhan toimintaperiaatteen soveltamisen ongelmat liittyvät moottoriin ja hihnaan. Vaadittava teho moottorilta kasvaa huomattavasti vanhempiin malleihin verrattuna. Tämä tarkoittaa käytännössä sähkömoottorin tehon kasvattamista. Sähkömoottorin tehon kasvaessa kasvaa myös moottorin paino ja tämä saattaa aiheuttaa ongelmia kehäkakun nostomoottoreiden kanssa. Toinen ongelmatekijä on hihna. Siirrettävän tehon kasvaessa kasvaa myös hihnalta vaadittava tehonsiirtokyky. Nykyisin käytössä olevan lattahihnan tehonsiirtokyky on rajallinen, sillä hihnan leveyttä rajoittaa kehän leveys. Hihnan suurimmaksi mahdolliseksi leveydeksi sallitaan 50 millimetriä.

## 5 KOMPONENTTIEN MITOITUS

### 5.1 Tarvittava vääntömomentti

Pyörimisen liikeyhtälön mukaan momenttisolman antama kulmakiihtyvyys riippuu kappaleen hitausmomentista (Mäkelä ym. 2013, 93). Tarvittavaan vääntömomenttiin tulee lisätä pyöristystä vastustavat voimat.

Kulmakiihtyvyys riippuu kulmanopeuden muutoksesta ajan suhteen. Tarvittava kulmakiihtyvyys riippuu kierrosmäärästä, jolla kehä halutaan kiihdyttää täyteen nopeuteensa. Kulmakiihtyvyys pyritään pitämään tasaisena suurten rasiusten välttämiseksi.

Tässä työssä matka on yksi kierros. Kehä lähtee paikaltaan kiihdyttäen mahdollisimman tasaisesti aina nopeuteen 80 kierrosta minuutissa. Tiedettäessä kiihdytyksen matka saadaan siihen kuluva aika laskettua tasaisesti kiihtyvän ympyräliikkeen yhtälön mukaan (Mäkelä ym. 2013, 92). Kiihdytyksen kestoksi saadaan 1,5s ja keskimääräiseksi kulmakiihtyvyydeksi 5,6rad/s.

Kappaleen hitausmomentti riippuu kappaleen painosta ja massakeskipisteen etäisyydestä pyörähdysakselilta (Mäkelä ym. 2013, 93). Mikäli kappaleita on useita tai kappaleen vaikean muodon vuoksi kappale on helpompi jakaa osiin, voidaan hitausmomentit laskea erikseen. Näissä tapauksissa kokonaishitausmomentti on näiden hitausmomenttien summa.

Kokonaishitausmomentin laskemiseksi jaetaan kokoonpano kolmeen erilliseen osaan. Osat ovat kalvonjakokelkka, kehä ja kehää kannattelevat polyuretaanipyörät. Laskennassa tulee ottaa huomioon osien lukumäärät. Kalvonjakokelkkoja on kaksi kappaletta, kehä yksi ja polyuretaanipyöriä 12. Kokonaishitausmomentiksi saadaan 368kgm<sup>2</sup>.

Kehän pyörimistä vastustavat polyuretaanipyörien vierimiskitkakerroin, kalvon venyessään aiheuttama vastus ja pyörimistä vastustava ilmanvastus. Näistä ilmanvastus oletetaan niin pieneksi, että se voidaan jättää huomioimatta.

Polyuretaanipyörien vierimiskitkakerroin arvioitiin mittaamalla. Mittaus toteutettiin vetovaa'alla. Vaa'alla vedettiin kehää tangentiaalisesti ja kehän nytkähtäessä liikkeelle kirjattiin vaa'an lukema ylös. Mittaus toteutettiin 10 kertaa. Mitatun arvon suhde kehän ja maan väliseen vetovoimaan antaa tässä tilanteessa riittävän tarkan arvon tehohäviöiden laskemiseksi (Mäkelä ym. 2013, 93). Kitkakerroimeksi saatiin 0.045, jota voidaan pitää oikeansuuntaisena arvona. Tällä kitkakerroimella polyuretaanipyörien vierintävastuksen voittamiseksi tarvitaan 77Nm vääntömomentti.

Kalvon venyessään aiheuttama vastus arvioitiin kalvon katkeamisen kannalta. Kokeellisesti on havaittu kalvon katkeavan kun kuormittava voima on 200N. Käytettäessä tätä voimaa vastustavana voimana voidaan olla varmoja, ettei vastustava voima kasva missään tilanteessa tätä suuremmaksi. Voima saadaan muutettua vääntömomentiksi kertomalla se voimanvaikutuspisteen etäisyydellä pyörähdysakselilta. Kalvon kehän pyörystä vastustavaksi vääntömomentiksi arvioidaan 229Nm.

## **5.2 Komponenttien vaikutus toisiinsa**

Moottorilta vaadittaviin ominaisuuksiin vaikuttaa valittu välityssuhde. Mitä suurempi välityssuhde saadaan aikaiseksi, sitä pienempi vääntömomentti moottorilta vaaditaan. Välityssuhteen rajoittavat tekijät ovat hihnan ominaisuudet. Hihnalla on tietty tehosiirtokyky, jonka se voi välittää hihnapyörän ja kehän välillä. Yleisesti ottaen paksumpi hihna pystyy välittämään suuremman tehon leveysyksikköä kohden ja samalla pienin säde, jolle hihna voidaan sen murtumatta taivuttaa, kasvaa. Tämä kasvattaa hihnapyörän halkaisijaa ja pienentää välityssuhdetta.

Moottorin lähtökohtainen toimittaja on SEW-Eurodrive Oy (jatkossa SEW-Eurodrive). SEW-Eurodrive on Haloilan suurin moottorintoimittaja ja yhteistyö heidän kanssaan on toiminut hyvin.

Moottorivaihtoehtoja on tarjolla useita. Moottorivaihtoehtojen lukumäärää kasvattaa entisestään suuri vaihdevalikoima, joilla moottorin pyörimisnopeutta saa-

daan pudotettua ja vääntömomenttia kasvatettua. Kaikki SEW-Eurodriven sähkömoottorin on varustettu taajuusmuuntajalla, joka mahdollistaa portaattoman moottorin pyörimisnopeuden säädön.

Moottorin mitoituksessa hyvän alkuarvion tehon tarpeesta saa muuntamalla kehän vääntömomentin tarvittavaksi tehoksi. Tehon ja vääntömomentin suhde riippuu pyörimisnopeudesta. Moottorin mekaaninen teho voidaan laskea nopeuden ja vääntömomentin avulla (ABB 2001). Tässä tapauksessa tarvittavan tehon arvioidaan lähtökohtaisesti olevan luokkaa 16–17kW.

Käytettäessä alennusvaihdetta saadaan vähennettyä moottorilta vaadittavaa vääntömomenttia. Vaihde alentaa pyörimisnopeutta, jolloin vääntö kasvaa. Pyörimisnopeuden pienentäminen pienentää myös välityssuhdetta, jolloin taas tarvittava vääntömomentti kasvaa. Vaihteen käyttö tulee tarpeelliseksi suurikierroksisilla moottoreilla.

Mitoitettaessa taajuusmuuntajakäytöllä olevaa sähkömoottoria tulee huomioida taajuusmuuntajan vaikutus moottorin vääntömomenttiin. Sähkömoottori pystyy tuottamaan jatkuvasti nimellisen vääntömomentin. Hetkellisesti moottorilta on kuitenkin mahdollista saada piikkivääntömomentti. Piikkivääntömomentin suuruus riippuu taajuusmuuntajasta. Käytettäessä SEW-Eurodriven Movimot taajuusmuuntajaa on piikkivääntömomentti puolitoistakertaa suurempi kuin moottorin nimellisvääntömomentti.

Hihna antaa moottorille tietyt vaatimukset. Nämä vaatimuksen ovat hihnakohtaisia. Tästä syystä moottorin mitoitusta voidaan jatkaa, kun tiedetään tarkemmin hinnan ominaisuuksista.

Kaikilta hihnatyypeiltä löytyy omat hyvät ja huonot puolensa. Hihnatyypin valitsemisessa on tärkeää tunnistaa hihnalta vaadittavat kriteerit (Airila ym. 2010, 606). Kun kriteerit on tunnistettu, on hihnatyypin valitseminen helppoa.

Tässä tapauksessa hihnalta vaaditaan hiljaista käyntiääntä, hyvää tehonsiirto-kykyä, vähäistä huollon tarvetta ja suurta välityssuhdetta. Nämä kriteerit täyttyvät parhaiten lattahihnalta (Airila ym. 2010, 607.)

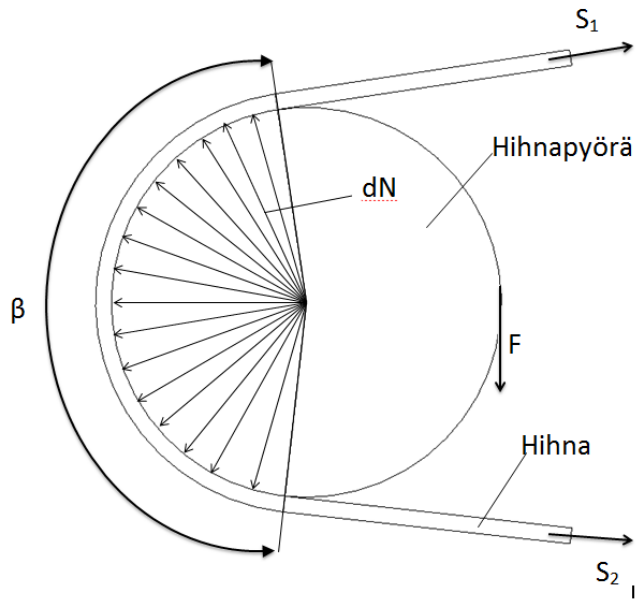
Nykyaikaiset lattahihnat ovat rakenteeltaan kerroshihnoja. Hihna koostuu kerroksista ja jokaisella kerroksella on oma tehtävänsä. Tyypillisesti kerroshihnassa on kolme kerrosta. Hihnapyörän kanssa kontaktissa on kitkakerros, jonka ominaisuutena on mahdollisimman suuren kitkakertoimen aikaansaaminen. Hihnan keskellä on vetokerros, joka vastaanottaa ja välittää hihnavoiman. Uloimpana on hihnaa lialta suojaava kerros. Mikäli hihnaa käytetään kaksipuoleisessa voimansiirrossa, korvataan lialta suojaava kerros kitkakerroksella (Airi-la ym. 2010, 607.)

Lattahihnoja käytetään myös muissa Haloilan konemalleissa kehän pyörytykseen. Hihnan toimittajana on ensisijaisesti Habasit Oy (jatkossa Habasit). Habasit on maailmanlaajuisesti suuri hihnojen valmistaja. Heillä on suuri tuotevalikoima ja hihnoja moneen eri käyttötarkoitukseen.

Hihnan mitoituksessa tärkeimmät kriteerit ovat riittävä tehonsiirtokyky ja riittävän kitkavoiman saavuttaminen. Kitkavoima saadaan aikaan esikiristyksellä. Voima, joka hihnan on kestävä, koostuu esikiristysvoimasta ja hihnapyörän kehävoimasta. Hihnapyörän kehävoima riippuu moottorin suurimmasta vääntömomentista ja hihnapyörän halkaisijasta.

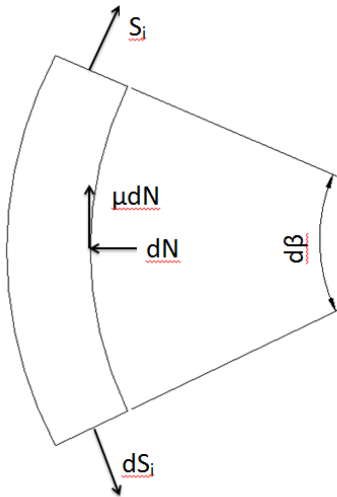
Hihnapyörällä olevaan hihnaan vaikuttavat voimat  $S_1$  ja  $S_2$ . Voima  $S_2$  on hihnalta vaadittava kiristysvoima. Voima  $S_1$  on esikiristysvoiman ja hihnapyörän kehävoiman summa. Esikiristysvoima tulee mitoittaa siten, että tietyllä kitkakertoimella ja peittokulmalla hihna pysyy juuri ja juuri paikallaan luistamatta. (Kuva 3.)





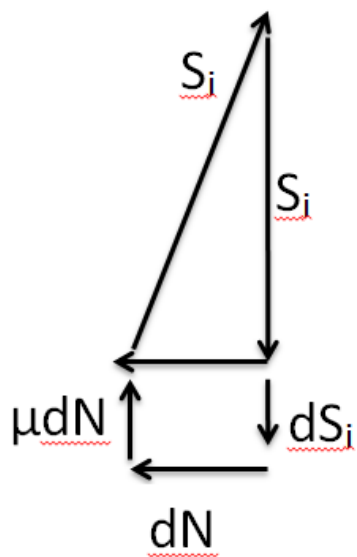
Kuva 3. Lattahihnan teoreettinen toimintaperiaate (Airila ym. 2010, 588).

Hihnasta on leikattu hyvin pieni kaistale kitkavoiman syntymisen osoittamiseksi (kuva 4.) Jokaiseen hihna-alkioon vaikuttaa hihnapyörän reaktivoima koko kosketuskaaren matkalla. Kitkavoima-alkioiden summa on yhtä suuri kuin kehävoima. Tästä johtuen hihna-alkioihin vaikuttava vetovoima on aina  $dS_i$  verran suurempi vetopuolen päässä kuin löysän puolen päässä. Jokainen hihna-alkio vaikuttaa hihnapyörään reaktivoimalla ja saa aikaan tukivoiman  $dN$  (Airila ym. 2010, 588.)



Kuva 4. Hihna-alkio (Airila ym. 2010, 588).

Hihna-alkion perusteella voidaan piirtää hihnan voimamonikolmio (kuva 5.)



Kuva 5. Hihnan voimamonikolmio (Airila ym. 2010, 588).

Voimien  $S_1$  ja  $S_2$  suhteeseen vaikuttavat kehäpyörän ja hihnan välinen kitkavoima ja hihnan kosketuskulma (Airila ym. 2010, 588). Esikiristysvoimaa pienentämällä saadaan voima  $S_1$  pienenemään. Tämä vähentää hihnalta vaadittavaa tehonsiirtokykyä. Kehäpyörän ja hihnan väliseen kitkakertoimeen ei voida vaikuttaa. Kosketuskulmaa voidaan kasvattaa kiristysrullien avulla. Tavoitteena on hakea suurinta mahdollista kosketuskulmaa, jolla osat eivät vielä osu toisiinsa. Kosketuskulma tarkentuu myöhemmin, kun hihnan asettamat kriteerit ovat selvenneet. Kosketuskulmana voidaan alustavasti pitää 245 astetta.

Lattahihnan teoreettisessa tarkastelussa hihnan on oletettu pysyvän paikallaan. Todellisessa tilanteessa hihna liikkuu ja hihnan kiertymä hihnapyörän ympäri saa aikaan jännitystä lisäävän keskipakovoiman. Keskipakovoiman suuruus riippuu hihnan tiheydestä ja kehänopeudesta (Airila ym. 2010, 588). Hihnanvalmistajalta ei saatu hihnan tiheyttä ja keskipakovoima oletetaan niin pieneksi, ettei sitä tarvitse ottaa huomioon.

Lattahihnan taipuma hihnapyörän ympäri aiheuttaa pienen taivutusjännityksen. Taivutusjännityksen suuruus riippuu hihnan taivutuskimmomoduulista, hihnan paksuudesta ja hihnapyörän halkaisijasta (Airila ym. 2010, 588.) Lattahihna koostuu kerroksista ja voimaa välittävä kerros on hihnan keskellä. Tästä johtuen taivutusjännitys on hyvin vaikea määrittää laskennallisesti, voima voidaankin luotettavasti määrittää vain kokeellisesti.

Valittaessa hihnanmateriaalia tulee tarkastella, minkälaiseen käyttöön mikäkin materiaali soveltuu. Tehonsiirtohihnoille Habasitilta löytyy kolmea eri materiaalin hihnaa. Materiaalit ovat Polyesteri, Polyamidi ja Aramid.

Polyesterihihnoilla on hyvä hyötysuhde, ne sopivat pienille hihnapyörille ja rasittavat hihnapyörän laakereita vähän. Polyamidihihnat kestävät hyvin iskumaista kuormitusta ja korkeita lämpötiloja. Aramidihihnat ovat hyötysuhteeltaan hyviä, sopivat pienille hihnapyörille, kestävät kovia kiihdytyksiä ja kuormittavat hihnapyörän laakereita vähän (Habasit 2011.) Kehän pyöryksessä vaadittavia ominaisuuksia ovat hyvä hyötysuhde, sopivuus pienelle hihnapyörälle ja kovien kiihdytysten kesto. Nämä kriteerit täyttyvät parhaiten Aramidihihnoilla.

Hihnan tehonsiirtokyky riippuu hihnan paksuudesta. Mitä paksumpi hihna on kyseessä, sitä suuremman tehon se kykenee välittämään yhtä leveysyksikköä kohden. Hihnan paksuus kasvattaa hihnan pienintä mahdollista taivutus-sädettä. Pienintä mahdollista taivutus-sädettä ei saa ylittää, koska silloin valmistaja ei voi taata hihnan kestävyyttä. Pienin mahdollinen taivutus-säde vaikuttaa hihnapyörän halkaisijaan ja sitä kautta välitys-suhteeseen.

Tehonsiirtokyvyn valmistaja ilmoittaa Newtonina per millimetrin leveä hihna. Hihnan leveys ei saa ylittää 50 millimetriä. Hihnan tehonsiirtotarvetta voidaan alustavasti arvioida laskemalla kehällä oleva keskimääräinen kehävoima. Kehävoima pyöritettävällä kehällä saadaan laskettua jakamalla keskimääräinen vääntömomentti kehän säteellä. Keskimääräisen kehävoiman arvioidaan olevan noin 1800 Newtonia. Tämän tehon alle 50 millimetriä leveänä pystyvät välittämään TF-50 ja TF-75TE hihnat (Habasit 2011). Voimasta puuttuu vielä hihnan esikiristysvoimasta johtuva voima. Lisäksi pyöritysmoottorin tulee hetkellisesti pystyä tuottamaan tätä voimaa suurempi kehävoima hihnapyörälleen. Näistä johtuen alustavaksi hihnaksi valitaan TF-75TE.

Pienin mahdollinen taivutussäde, jolle hihna TF-75TE voidaan taivuttaa, on 100 millimetriä. Tämä rajoittaa pienimmäksi mahdolliseksi hihnapyörän halkaisijaksi 200 millimetriä. Tällä hihnapyörän halkaisijalla välityssuhteeksi tulee 11,25. Tällä välityssuhteella moottorilta vaadittava keskimääräinen vääntömomentti on 178 Nm ja suurin pyörimisnopeus 900 kierrosta minuutissa. Nämä arvot täyttyvät SEW-Eurodriven moottorilla DRE 180S4. Moottori on teholtaan 11 kW ja sen kanssa tulee käyttää alennusvaihdetta, jonka alennussuhde on 1,67. Alennussuhde tarkoittaa, kuinka monikertaisesti vaihde pudottaa pyörimisnopeutta. Vääntömomenttia alennussuhde lisää samassa suhteessa.

Moottorin tiedot	
Malli	DRE 180S4
Vaihteen malli	RX77
Teho	11kW
Vääntömomentti kiihdytyksessä	181,5Nm
Paino	110kg
Vaihteen alennussuhde	1,67
Pyörimisnopeus	1503rpm

Taulukko 1. Moottorin tiedot.

Moottorin pyörimisnopeus ja vääntömomentti riittävät kehän kiihdytykseen kun hihnapyörän halkaisija on 200 mm. Hihnapyörä kannattaa pitää niin pienenä kuin mahdollista, sillä sen koon kasvattaminen lisää tarvittavaa vääntömomenttiä. Moottorin vääntömomentti mahdollistaisi hihnapyörän pienentämisen, mutta lattahihnan pienin mahdollinen taivutussäde ei.

Hihnapyörälle moottorin vääntömomentin synnyttämä kehävoiman  $F$  suuruus on 1815 N. Hihnan mitoituksessa voimaksi  $S_2$  saadaan lattahihnan teoreettisen toimintaperiaatteen mukaisesti 1341 N. Hihnan ja teräksisen hihnapyörän kitkakerroimeksi valmistaja antoi 0,2. Hihnan peittokulmaksi laskennassa arvioitiin 245 astetta. Hihnavoimaksi  $S_1$  laskettiin 3156 N. Jotta hihna kestäisi murtumatta voiman 3156 N, tulee hihnan leveyden olla vähintään 42 mm. Tämä kriteeri täyttää alkuperäisen vaatimuksen suurimmasta sallitusta hihnan leveydestä.

Hihnan kiristysrulla on käytännöllinen tapa saada aikaan hihnan esijännitys. Kiristysrullalla painetaan hihnaa löysältä puolelta ja näin saadaan hihnan kosketuskulma suuremmaksi. Rullan kiristysvoima saadaan aikaiseksi jousivoimalla, ruuvivoimalla tai rullan omalla painolla. Kiristysvoimalla saadaan eliminoidua hihnan venyminen. Muita tapoja esikiristysten saavuttamiseksi ovat erilaiset itsekiristyvät ratkaisut tai hihnan venyttäminen asennusvaiheessa rullien päälle (Airila ym. 2010, 589.)

Tässä tapauksessa päädyttiin käyttämään kiristysrullaa, jonka voima saadaan vetojousella aikaiseksi. Tällä menetelmällä kiristysrullasta saadaan yksinkertainen. Moottorin yhteydessä käytetään jarrua kehän riittävän nopea pysähtymisen saavuttamiseksi. Tämän vuoksi kiristysrullaa tulee käyttää molemmilla puolilla vetävää hihnapyörää. Jarrutuksessa voimat ovat häviöiden vuoksi pienempiä kuin kiihdytyksessä. Tämän vuoksi riittää, kun kiristysrulla mitoitetetaan kiihdytyksen kannalta riittäväksi.

Kiristysrullan hihnaa painava voima riippuu tarvittavasta esikiristysvoimasta. Esikiristysvoima riippuu voimista  $S_1$  ja  $S_2$ . Esikiristysvoimaa mitoitettaessa tulee huomioida, että kehävoima ennen moottorin liikkeellelähtöä on nolla newtonia. Lattahihnan teoreettisen toimintaperiaatteen mukaisesti tällöin keskiarvo voimista  $S_1$  ja  $S_2$  (Airila ym,588.) Tarvittavaksi esikiristysvoimaksi saadaan 2248 N.

### 5.3 Hihnapyörien suunnittelu

Hihnapyörän vaatimukset määräytyvät täysin käytetyn hihnan mukaan. Hihnanvalmistajalta on saatavilla runsaasti tietoa pyörän ominaisuuksista. Hihnanvalmistajan suosituksia noudattamalla saadaan hihnalle mahdollisimman pitkä kestoikä, eikä hihnalle aiheudu ennen aikaista kulumista.

Hihnapyörän halkaisijaksi määriteltiin välityssuhteen ja hihnan asettamien kriteerien perusteella 200 mm. Hihnavalmistaja suosittelee pyörän leveydeksi 1,05-1,1 kertaa hihnan leveyttä. Näin ollen pyörän leveydeksi tulee 46 mm. Valmistaja suosittelee hihnapyörän bombeeramista. Bombeeruus tarkoittaa pyörän valmistamista ulospäin kaarevaksi. Hihna saattaa kulua epätasaisesti tai alkaa muuten vaan vaeltamaan hihnapyörällä. Mikäli hihna poistuu keskeltä hihnapyörää, saa bombeerattu muoto hihnan taipumaan sivuttaisiin ja palauttaa sen keskelle pyörää (Airila ym. 2010, 588.) Bombeeruksen korkeudeksi valmistaja antaa 0,5 mm. Hihnapyörän sivujen olkainten tarkoituksena on helpottaa hihnan laittoa paikalleen ja pitää hihna paikallaan ennen esikiristyn asettamista. Muodot olkaimille saatiin hihnan valmistajalta.

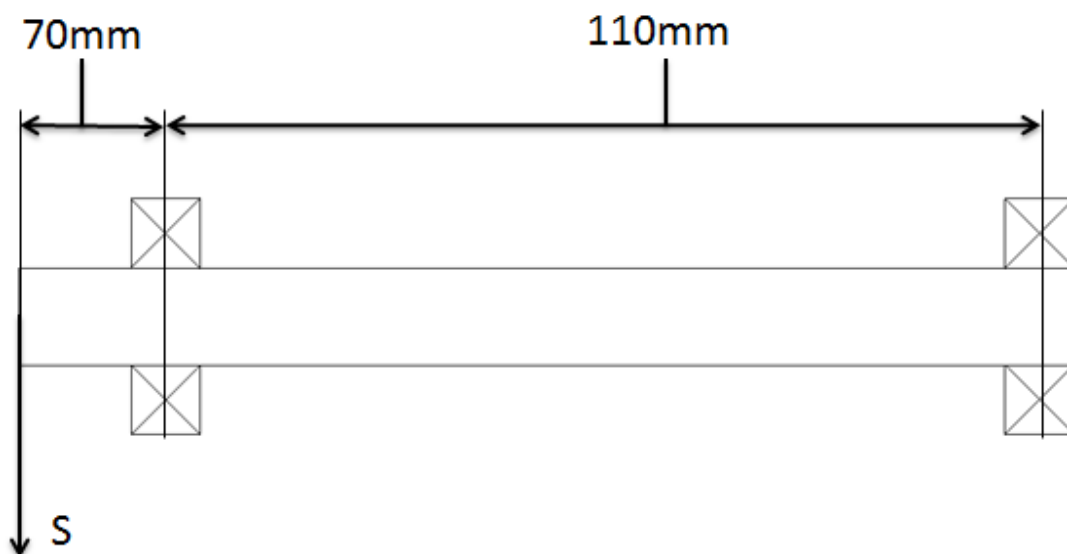
Materiaaliksi hihnapyörälle valmistaja suosittelee terästä. Myös alumiinia harkittiin pyörän materiaaliksi. Alumiinin hyviä puolia teräkseen verrattuna ovat pienempi paino, helpompi valmistettavuus ja pintakäsittelyn välttäminen. Valmistajan mukaan alumiinin hihnapyörä saattaa kuitenkin kuluu ennenaikaisesti (Habasit 2011.) Tämä lisäisi huollon tarvetta, joten materiaaliksi valittiin teräs.

#### **5.4 Vaihteen akselin ja laakerien keston arviointi**

Lähdettäessä arvioimaan rakenteeseen kohdistuvia rasituksia, tulee ensimmäisenä arvioida siihen vaikuttavat voimat. Tunnettaessa voimat voidaan arvioida niiden rakenteeseen kohdistamaa jännitystä ja saadaan määritettyä kriittinen piste, jossa jännitys on suurimmillaan. Voimien arvioinnissa tulee selvittää voimien vaikutuspisteet, voimien suunnat ja tukipisteet. Vapaakappalekuvion piirtäminen on hyvä menetelmä voimien määrittämiseksi ja kriittisen pisteen löytämiseksi. Akselin mitoituksessa jännityksiä verrattiin materiaalin myötörajaan. Tällä periaatteella saavutetaan teoriassa äärettömän pitkä kestoikä (Airila ym. 2010, 24-25). Laakereissa arvioidaan niiden kestoikää.

##### **5.4.1 Vaihteen akselin lujuuslaskenta**

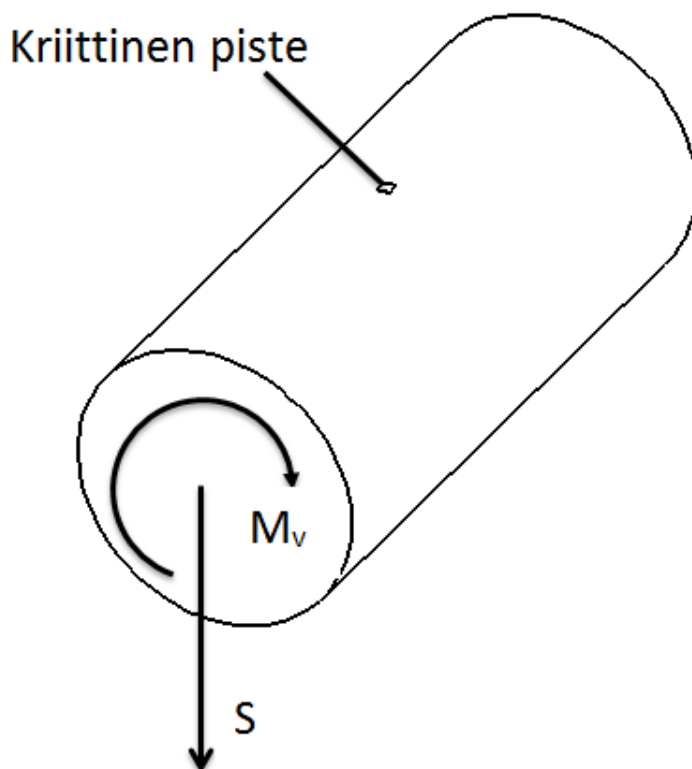
Vaihteen akselilla vaikuttava moottorin vääntömomentti ja hihnavoimien  $S_1$  ja  $S_2$  summavoima  $S$ . Vääntömomentti jakaantuu tasaisesti koko akselin pituudella, lukuun ottamatta etumaisen laakerin häviötä. Voima  $S$  pyrkii taivuttamaan akselia ja taivutusmomentti on suurimmillaan etummaisella laakerilla. Voiman momentti saadaan kerrottuna voima sen etäisyydellä tukipisteeltä. Kriittinen piste akselin keston kannalta on etumaisen laakerin keskikohdassa (kuva 6.)



Kuva 6. Voiman vaikutuspisteen etäisyys laakereilta.

Voiman  $S$  aiheuttama jännitys riippuu akselin taivutusvastuksesta (Mäkelä ym. 2013, 141). Jännitys jakautuu akselille siten, että keskellä taivutus-suuntaan nähden kulkee neutraaliakseli, jossa taivutusjännitys on 0 MPa. Jännitys on suurimmillaan akselin päällä. Jännityksestä aiheutuva leikkausjännitys akselin eri kohdissa riippuu ainekohdan leveydestä ja laskentakohdan staattisesta momentista painopisteakselin suhteen (Mäkelä ym. 2013, 140). Leikkausjännitys on suurimmillaan akselin keskellä ja akselin päällä se on 0 MPa. Leikkausjännityksen suuruus verrattuna taivutusjännitykseen on hyvin pieni, joten akselin kriittinen piste sijaitsee akselin päällä taivutus-suuntaan nähden (kuva 7).





Kuva 7. Akselin kriittinen piste.

Vääntömomentista aiheutuva vääntöjännitys on suurimmillaan akselin ulkokehällä. Vääntöjännitys riippuu vääntömomentista ja vääntövastuksesta (Mäkelä ym. 2013, 140.)

Määritettäessä kriittisessä pisteessä olevaa jännitystä tulee vääntö- ja taivutusjännitys yhdistää toisiinsa. Jännitykset voidaan yhdistää vakionmuodonvääristymismurtumahypoteesin avulla (Mäkelä ym. 2013, 140). Vääntöjännitystä käsitellään hypoteesin mukaan leikkausjännityksenä ja taivutusjännitystä normaalijännityksenä.

Akselin materiaali on C45 ja halkaisija 30 mm. Materiaalin C45 myötöraja on 305 MPa. Akselin taivutusvastus on  $2650 \text{ mm}^3$  ja vääntövastus  $5299 \text{ mm}^3$ . Taivutusjännitys kriittisessä kohdassa on 118,8 MPa ja vääntöjännitys akselin ulkokehällä 34 MPa. Yhdistetty jännitys kriittisessä pisteessä on 132,8 MPa. Tällä jännityksellä akselin varmuuskerroin myötörajaan nähden on noin 2,3.

#### 5.4.2 Laakerien kestoiän arviointi

Laakerit ovat tyypiltään vierintälaakereita. Arvioitaessa vierintälaakereiden kestoikää laskuissa päädytään kestoikään, jonka 90 % samantyyppisistä laakereista keskimäärin saavuttaa (Airila ym. 2010, 450–451). Laakerien kestoikään vaikuttavat laakerin ekvivalenttikuormitus ja dynaaminen kantavuusluku (Airila ym. 2010, 450–451). Dynaaminen kantavuusluku on valmistajan määrittämä. Ekvivalenttikuormitus määräytyy kuormituksen säteiskomponentin ja aksiaalikomponentin mukaan.

Kriittiseksi laakeriksi arvioidaan voimien jakaantumisen perusteella vaihteen etummainen laakeri. Laakerin tyyppi on 6312-2Z-C3 ja valmistaja Skf Oy. Säteiskomponentin muodostavat akselia taivuttava voima S ja aksiaalikomponentin moottorin vääntömomentti. Aksiaalikomponentin suuruus riippuu tukipisteiden (laakereiden) etäisyydestä toisiinsa ja voiman vaikutuspisteestä akselilla. Aksiaalikomponentti laskennassa laskettiin etummaisen laakerin tukivoima, kun takimmaisen laakerin tukivoima on nolla newtonia.

Moottorin etummaisen laakerin kestoiäksi arvioidaan 70842 miljoonaa kierrosta. Kehä pyörii käärittävän lavan ympäri noin 12 kertaa per kääritty lava. Välitysuhteen vuoksi moottorin akseli pyörii 135 kierrosta per kääritty lava. Näistä johtopäätöksenä voidaan laakereista 90 % kestävänsä noin 524 miljoonan käärityn lavan verran.

#### 5.5 Polyuretaanipyörien mitoitus

Polyuretaanipyörien mitoituksessa haluttiin määrittää, montako pyörää kehä tarvitsee kannattimikseen. Pyörä koostuu metallisesta laakeripesästä, jonka ulkopinta on pinnoitettu Polyuretaanilla. Polyuretaanipinnoituksella saadaan aikaan kulutusta kestävä pinta, jolla on hyvä kitkakerroin alumiinin ja teräksen kanssa.

Polyuretaanipyöriä on kannattimessa kaksi. Toinen pyörä estää kehää putoamasta alaspäin ja toinen estää siirtymisen sivusuunnassa. Kehää alaspäin vetävä voima (aksaalivoima) johtuu painovoimasta ja sivusuuntainen voima (säteisvoima) hihnavoimista. Kokonaissäteisvoima on hihnavoimien summa.

Kehää alaspäin vetävän voiman suuruus riippuu kehän, kalvonjakokelkkojen ja polyuretaanipyörien kannattimien painosta. Alaspäin vetäväksi voimaksi saadaan noin 2100 N. Valmistaja ilmoittaa yhden pyörän kantavuudeksi 1000 N. Näin ollen kehän kannattelemiseen riittää kolme pyörää.

Sivusuuntainen voima koostuu hihnavoimista ja on niiden summa. Mitoituksessa tulee huomioida pyörien ja voiman välinen kulma. Pyörät asetetaan tasaisella kulmalla kehälle. Sivuisissa olevien pyörien kantavuutta voidaan arvioida muuttamalla pyörän tukivoima kehää sivusuunnassa vetävän voiman kanssa samansuuntaiseksi. Muuntaminen tapahtuu voimakolmion sääntöjen mukaan.

Tästä saadaan johdettua yhtälö pyörien määrän arvioinniksi. Yhtälössä laskeaan, kuinka monen pyörän tukivoima on suurempi kuin kehän sivusuuntainen voima. Yksittäisen pyörän tukivoima riippuu tukivoiman ja säteisvoiman kulmasta. Pyörien kokonaistukivoima on kaikkien tukivoimien summa. Yhtälöstä havaitaan, että mitä suurempi on kulma pyörän tukivoiman ja kehän sivusuuntaisen voiman välillä, sitä pienempi on pyörän tukivoima. Pyörien määrän ollessa 14 on niiden yhteenlaskettu tukivoima suurempi kuin kehän säteisvoima.

Polyuretaanipyörän laakerin mitoituksessa arvioidaan pelkästään sivusuunnassa kehää kannattelevien pyörien laakereita. Samaa laakeria on tarkoitus käyttää joka pyörässä ja säteisvoima on huomattavasti suurempi kuin aksiaalivoima.

Laakeriin kohdistuu teoriassa pelkästään radiaalikuormitusta. Radiaalikuormitus on suuruudeltaan 1000 N. Käytännössä laakeriin kohdistuu myös pieni aksiaalikuormitus. Laakerin kestoikä arvioinnissa käytettiin valmistajan laskuria. Laakerin kestoikä arvioidaan samalla tavalla kuin moottorin akselin laakerien kestoikä laskettiin. Kestoiäksi arvioidaan noin 705612 miljoonaa kierrosta

## 5.6 Moottorin peti

Moottorin pedin tarkoituksena on kannatella moottoria ja asemoida hihnapyörät oikeisiin kohtiin. Pedistä halutaan mahdollisimman yksinkertainen rakenteeltaan. Yksinkertaisella rakenteella saadaan alennettua valmistuskustannuksia. Yksinkertainen rakenne tuo mukanaan alhaiset huoltokustannukset, kun monimutkaisia, rikkoutuvia osia ei ole rakenteessa.

Hihnapyörien asemoinnissa tulee huomioida kiristyspyörien liikkeet. Kiristyspyörien on pystyttävä liikkumaan esteettömästi. Liikeratojen on oltava tarpeeksi suuret riittävän hihnakireyden saavuttamiseksi.

Tässä työssä pedin muotoilulta haettiin periaatteellista toimintatapaa, eikä petiä ollut tarkoitus suunnitella valmiiksi asti.

### 5.6.1 Kiristysrullien liikeratojen määrittäminen

Kiristyspyörän liikeradan tarve voidaan arvioida tarvittavan hihnan venymän pohjalta. Aluksi määritetään, mikä on hihnan prosentuaalinen venymä esikiristysvoimalla. Prosentuaalisen venymän kautta saadaan arvioitua hihnan pituuden muutos esikiristyksen vaikutuksesta. Kiristyspyörän liikerata saadaan selville, kun mitataan hihnan pituus ennen esikiristystä ja tämän jälkeen tutkitaan, paljonko pyörän pitää hihnaa painaa mutkalle, jotta pituuden muutos saadaan aikaiseksi. Liikeradan muutosta hihnapituuteen tutkittiin SolidWorks- ohjelmalla.

Kiristysrullien josten kiinnitys tulee suunnitella petiin. Jousien kiinnityspisteet riippuvat paljon valitusta jousesta. Jousista tehtiin karkea arvio, eikä josten tarkkaa arvioimista pidetty tarpeellisena opinnäytetyön kannalta. Jousien jousivoiman karkeassa arviossa arvioitiin kiristysrullan aiheuttamaa vääntömomenttia rullan kiinnikkeen kiinnityspisteeseen ympäri. Jousen on pystyttävä tuottamaan sama vääntömomentti kiinnityspisteelle. Jousien lopullinen mitoitus rajattiin opinnäytetyön ulkopuolelle.

Kiristysrullien tarvittava voima hihnaa vasten voidaan näissä tapauksissa laskea hihnan painumisen seurauksena syntyvästä voimakolmiosta. Voima riippuu tarvittavasta esikiristysvoimasta ja hihnaan painamisen seurauksena syntyvästä kulmasta. Rullan voima on esikiristysvoiman komponentti.

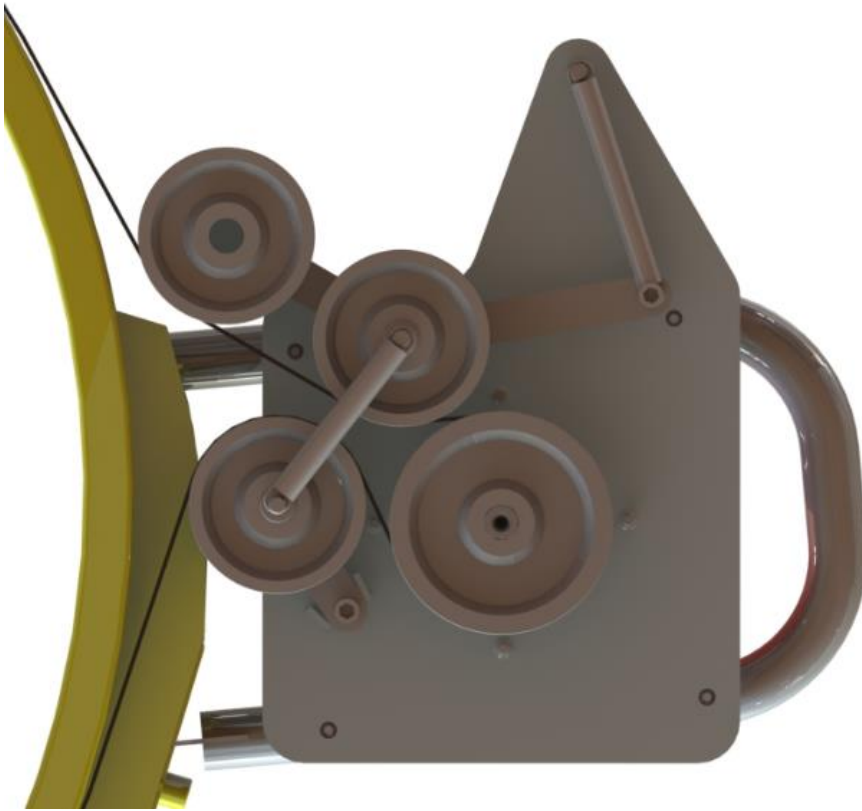
Jousivoima pyrkii vääntämään kiristysrullaa vieläkin pidemmälle. Kompaktin koon aikaansaamiseksi käytetään rajoittimia, jotka estävät kiristysrullia pääsemästä liikeratojensa ulkopuolelle. Rajoittimien kanssa saadaan pedin koko mahdollisimman pieneksi.

### **5.6.2 Pedin muotoilu**

Peti tehdään yhdestä 10 mm paksusta metallilevystä laserilla leikkaamalla. Laserleikkuu ei rajoita millään tavalla pedin muotoja.

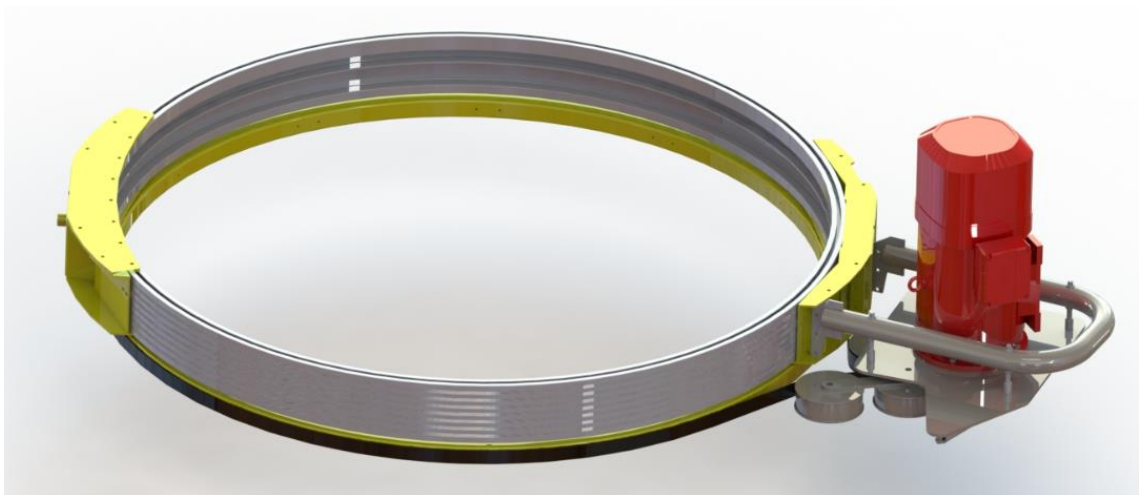
Pedin muotoilussa lähdettiin liikkeelle kiinteiden hihnapyörien paikkojen määrittämisestä ja moottorin asettamisesta paikoilleen. Hihnapyörien etäisyys toisistaan pyrittiin saamaan mahdollisimman pieneksi, jotta hihnan peittokulmasta tulee mahdollisimman suuri. Seuraavaksi määriteltiin kiristysrullien paikat, liikeradat ja kiristysrullien pitimien tukipisteet. Lopuksi määriteltiin kiristysrullien vetojousien kiinnityspisteet

.



Kuva 8. Kiristysrullien asemointi.

Moottorin peti tulee kehäkakkuun kiinni putken välityksellä. Peti on putkessa kiinni neljällä M16 kierretapilla. Kierretapit mahdollistavat pedin korkeuden säädön, jolla pystytään hihnapyörät asemoimaan kehän kanssa samaan linjaan.



Kuva 9. Pedin asemointi kehään.

## 5.7 Teorian ja käytännön yhdistäminen

Teoriassa mitoitettuihin komponentteihin ei oltu täysin tyytyväisiä. Moottorin ja vaihteen pakettia pidettiin liian kookkaana. Tästä johtuen otettiin uuteen tarkasteluun annetut alkuarvot.

Nykyisin käytössä olevista konemalleista nopein kahdella kalvonjakokelkalla varustettuna on konemalli T200. T200 kehän halkaisija on 2150 mm ja suurin pyörimisnopeus 70 kierrosta minuutissa. Kehän pyöritysmoottori on teholtaan 3 kW, vaihteen välityssuhde 1,61 ja vääntömomentti kiihdytyksessä on 48,3 Nm. Näillä arvoilla lähdettiin vertaamaan, millainen moottori riittäisi GP1580T:n kehän kiihdytykseen. Vastustavia voimia pidettiin molemmissa koneissa lähes samanlaisina. Tämän takia ne voitiin jättää huomioimatta.

Koneiden vertailu		
	T200	GP1580T
Hitausmomentti	335 kgm <sup>2</sup>	368 kgm <sup>2</sup>
Kulmakiihtyvyys	2,0 rad/s	2,8 rad/s
Moottorin teho	3 kW	5,5 kW
Vääntömomentti	48,3 Nm	87 Nm
Kiihdytyksen aika	3,6 s	2,9 s
Kiihdytyksen matka	13,1 rad	12,6 rad

Taulukko 2. Koneiden suoritusarvojen vertailu.

Laskennallisesti havaitaan konemallin T200 saavuttavan täyden pyörimisnopeuden noin 2,1 kierroksen matkalla. Päästäkseen yhtä lyhyeen kiihdytysmatkaan tulee GP1580T varustaa 5,5 kW:n sähkömoottorilla, jonka vaihteen välityssuhde on 1,61.

GP konemalleissa on tulevaisuudessa tarkoitus siirtyä käyttämään DRC sähkömoottoreita kaikissa sähkökäytöissä. DRC moottorit ovat jatkuvatoimisia synkronimoottoreita ja niissä on sisäänrakennettu käyttölaitetekniikka, joka

mahdollistaa koneen toimimisen ilman erillistä logiikkaohjausta. Moottoreiden hyötysuhdeluokka on IE4. Moottoreita on mahdollista ylikuormittaa jopa 2,5-kertaisesti kiihdyttäessä. Moottoreita on mahdollista ajaa synkronoidusti keskenään. Tämä mahdollistaa koneen käyntinopeuden portaattoman säätämisen. Mikäli käärittäviä lavoja on vähemmän kuin mihin kone on mitoitettu, voidaan koneen käyntinopeutta alentaa sopivalle tasolla. Tällä saadaan aikaan merkittävä energiansäästö (SEW-Eurodrive 2014.)

Konemalli	T200	GP1580T	GP1580T	GP1580T
Moottorin tyyppi	DRE	DRE	DRE	DRC
Moottorin teho	3kW	5,5kW	7,5kW	4kW
Vaihteen välitys	1,61	1,61	1,61	2,15
Vääntömomentti kiihdytyksessä	48,3Nm	87Nm	118Nm	77,8Nm
Kiihtyvyys kierroksina	2,1	1,96	1,45	2,4
Kiihdytyksen aika	3,6s	2,9s	2,2s	3,8s

Taulukko 3. Moottoreiden suoritusarvojen vertailu.



## 6 YHTEENVETO

Työssä tarkoituksena oli mitoittaa ja suunnitella Octopus GP1580T:n kehän pyörityslaitteisto. Lähtöarvona oli kiihtyvyyys yhden kierroksen matkalla täyteen nopeuteen. Lähtöarvojen perusteena olivat aikaisempien konemallien mitoitusperusteet.

Työn tuloksena saatiin aikaisempaa yksityiskohtaisempaa tietoa sähkömoottoreiden ja lattahihnojen mitoituksesta kehän pyörityksessä. Työssä havaittiin lähtöarvojen olevan todella vaativat saavuttaa. Komponenttien koko aiheutti ongelman ja tämän vuoksi tarkasteltiin vanhempien koneiden laskennallisia kiihtyvyyssarvoja. Tarkastelun kautta päädyttiin mitoittamaan pyöritysmoottori uudelleen vastaamaan vanhan koneen suoritusarvoja.

Polyuretaanipyörien kantavuutta laskettaessa havaittiin pyörien nykyinen määrä riittämättömäksi. Nykyisiä pyöräpukkeja tulee lisätä tai vaihtoehtoisesti voidaan suunnitella uusi pukki, johon kuuluu kaksi polyuretaanipyörää nykyisen yhden sijasta. Polyuretaanipyörien laakereiden kestoikä arvioitiin jo nykyisellään riittäväksi.

Koen insinööriyöni onnistuneeksi ja uskon, että tätä voidaan käyttää hyödyksi muissakin konemalleissa. Tulevaisuudessa Octopus-koneissa siirrytään kokonaan DRC moottoreiden käyttöön. Tällä hetkellä tehokkain DRC moottori on teholtaan 4 kW. Tulevaisuudessa moottoreiden valmistaja on tuomassa valikoimaan tehokkaampia malleja. Tehokkaampien moottoreiden avulla on mahdollista edelleen kasvattaa käärintäkoneiden pyörimisnopeutta ja sitä kautta käärintäkapasiteettia.

Lopuksi haluan kiittää kaikkia, jotka olivat osallisina tässä insinööriyössä. Eri-tyiskiitos Haloila Oy:n vanhemmalle mekaniikkasuunnittelijalle Yrjö Suolahdelle ja tekniselle päällikölle Janne Koskelalle. Eri-tyiskiitos myös ohjaajalleni Tero Öbergille.

## LÄHTEET

Abb Oy 2001. Tekninen opas nro 7. Viitattu 20.04.2014  
[http://www05.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/b11d4fe92973be93c1256d2800415027/\\$file/tekninen\\_opasnro7.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/b11d4fe92973be93c1256d2800415027/$file/tekninen_opasnro7.pdf)

Airila, A; Ekman, K; Hautala, P; Kivioja S; Kleimola, M; Martikka, H; Miettinen, J; Niemi, E; Ranta, A; Rinkinen, J; Salonen, P; Verho, A; Vilenius ,M. & Välimaa, V. 2010. Koneenosien suunnittelu. Helsinki: WSOYpro.

Fonecta finder 2011. Haloilan taloustiedot. Viitattu 16.03.2014  
<http://www.finder.fi/Pakkaukoneta,%20pakkaustarvikkeita/M.%20Haloila%20Oy%20Ab/MASKU/taloustiedot/163727>

ITW Haloila 2013. Tietoa Haloilasta .Viitattu 15.03.2014 [www.haloila.com](http://www.haloila.com).

Mäkelä, M; Soinen, L; Tuomola, S. & Öistämö, J. 2013. Tekniikan kaavasto. Porvoo: Tammer-tekniikka.

SEW-Eurodrive Oy 2014, DRC sähkömoottorit. Viitattu 10.04.2014 [www.sew-eurodrive.fi](http://www.sew-eurodrive.fi) > tuotte > drc

## Kaavat

Laskettava komponentti	Kaava	Lähde
Hitausmomentti	$J=mr^2$	Mäkelä ym. 2013, 93
Kulmakiihtyvyys	$\alpha=(\omega_1-\omega_0)/T$	Mäkelä ym. 2013, 92
Ka kehänopeus	$\omega_k=(\omega_1+\omega_0)/2$	Mäkelä ym. 2013, 92
Kiihdytyksen aika	$T=\mu/\omega_k$	Mäkelä ym. 2013, 92
Ka vääntömomentti	$M_{ka}=J\alpha$	Mäkelä ym. 2013, 93
Kehävoima	$F=M_v d/2$	Airila ym. 2010, 588
Vetopuolen hihnavoima	$S_1=F+S_2$	Airila ym. 2010, 588
Tulopuolen hihnavoima	$S_2=-F/(1-e^{\beta\mu})$	Airila ym. 2010, 588
Taivutusvastus	$W_t=\pi d^3/32$	Mäkelä ym. 2013, 145
Vääntövastus	$W_v=\pi d^3/16$	Mäkelä ym. 2013, 146
Yhdistetty jännitys	$\sigma_{vert}=(\sigma_t^2+3\tau_v^2)^{0,5}$	Mäkelä ym. 2013, 143