LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO
LUT School of Energy Systems
LUT Kone

Antti-Pekka Hyökkäri

KESKIPAKOISPUHALTIMEN SIIPIPYÖRÄN LUJUUSTEKNISEN MITOITUKSEN KEHITTÄMINEN

Työn tarkastajat: Professori Timo Björk
DI Mikko Lahtinen

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
LUT School of Energy Systems
Konetekniikan koulutusohjelma

Antti-Pekka Hyökkäri

Keskipakoispuhaltimen siipipyörän lujuusteknisen mitoituksen kehittäminen

Diplomityö

2016

68 sivua, 21 kuvaa, 22 taulukkoa ja 3 liitettä

Tarkastajat: Professori Timo Björk
DI Mikko Lahtinen

Hakusanat: Prosessipuhallin, keskipakoispuhallin, tehollinen lovijännitysmenetelmä, elementtimenetelmä, lujuustekninen mitoitus, väsymismitoitus

Tässä työssä on tutkittu prosessipuhaltimena käytettävän keskipakoispuhaltimen lujuusteknistä mitoitusta. Työn tavoitteena on ollut luoda analyyttisiä laskentakaavoja Koja Oy:n käyttöön tulevaisuuden tuotekehityksen tueksi. Tavoitteena on ollut tutkia myös siipien ja etu- ja takalevyn kiinnityshitsejä ja antaa työkaluja siipipyörän väsymismitoitukseen.

Kirjallisuuskatkauksessa löytyi muutamia raportoituja tapauksia, jossa keskipakoispuhallin on vaurioitunut käytön aikana. Yhtenäisenä tekijänä kaikille tapauksille on ollut hitsausliitoksen väsyminen. Väsyttävän kuormituksen raportoiduissa tapauksissa on aiheuttanut siipipyörän värähtely. Väsyminen on alkanut siiven kiinnitysliitoksista hitsin rajaviivalta, siipipyörän ulkokehältä.

Siipipyörän analysointiin on käytetty analyyttisiä laskentakaavoja ja elementtimenetelmää. Analyyttisten laskentakaavojen tuottaminen on muuten monimutkaiselle rakenteelle hyvin työlästä ja aikaa vievää. Staattisessa tarkastelussa elementtimenetelmällä siipipyörän mallintamiseen on käytetty keskipintamallia. Lisäksi laskentatiedostojen kokoa on pystytty rajaamaan syklisesti symmetrisen rakenteen ansiosta. Siipipyörän väsymistarkastelu on suoritettu tehollisen lovijännityksen menetelmällä, jossa tarkasteltavan hitsin rajaviivoille ja juureen on elementtimenetelmässä mallinnettu $r_{ref} = 1$ mm suuruinen lovi, josta jännityksen on luettu. Elementtimenetelmässä laskentaohjelmistona on käytetty Abaqus 6.14.1 -laskentaohjelmistoa.

Analyyttisten laskentakaavojen kehityksessä on päästy hyvin lähelle elementtimenetelmästä saatuja vastaavia tuloksia. Analyyttisten kaavojen antamat tulokset eroavat kuitenkin sen verran virhettä, että varsinainen tarkka laskenta on syytä suorittaa ennen lopullisen konstruktion määrittämistä. Tehollisella lovijännitysmenetelmällä on saatu määritettyä rakenteen kriittisin kohta, jonka kestoikä on 36 400 sykliä. Tutkimuksen pohjalta Koja Oy on saanut hyvät edellytykset jatkaa tutkimusta lopun tuoteperheen parantamiseen.

ABSTRACT

Lappeenranta University of Technology
LUT School of Energy Systems
LUT Mechanical Engineering

Antti-Pekka Hyökkäri

Development of structural design of centrifugal fan impeller

Master's thesis

2016

68 pages, 21 figures, 22 tables and 3 appendices

Examiners: Professor Timo Björk
M.Sc. (Tech.) Mikko Lahtinen

Keywords: Process fan, centrifugal fan, structural design, effective notch stress method, structural design, fatigue design

In this study, centrifugal process fan impeller has been investigated in a structural design point of view. The goal was to produce analytical algorithms for Koja Oy for their need to help their own design process. One goal was also to study front and back plate welded connections to the wings.

A few cases were found in the literature where centrifugal fan impeller had failed during the normal operation. A common factor in all cases was fatigue phenomena in the weldments. Fatigue stresses in the impeller were a result from the vibration of the impeller. Crack growth had begun from the weld toe in outer ring in every cases.

Analytical equations and finite element method was used to study the impeller. Producing analytical algorithms was slow and time taking for otherwise complicated structure. In finite element method midsurface modelling was used to study the basic deformation and stress contours in the impeller. Also cyclic symmetry was used to reduce calculation time and file sizes. In fatigue assessment effective notch stress method was used to study the fatigue of the impeller. Impeller was modeled with the reference radius $r_{ref} = 1$ mm. Finite element models was studied with Abaqus 6.14.1 software.

Analytical algorithms produced in this study gave almost the same stresses and deformations in the impeller as the finite element model. The difference between those models was however so much that in the design process the use of finite element method is highly recommended. Weakest point in the impeller was detected with effective notch stress method with fatigue life of 36 400 cycles. This study has given Koja Oy a great amount of knowledge and guidelines to continue the study with their other products.

ALKUSANAT

Haluaisin kiittää Professori Timo Björkiä lukuisista hyvistä neuvoista ja kärsivällisyydestä tämän työn ohjauksessa. Iso kiitos kuuluu myös työn toiselle ohjaajalle DI Mikko Lahtiselle kaikesta saadusta tiedosta liittyen heidän tuotteisiinsa. Kiitos myös Koja Oy:lle luottamuksesta aiheen antamiselle ja työn rahoituksesta.

Haluaisin kiittää myös perhettäni kaikesta tuesta ja kannustuksesta koko tutkinnon suorittamisen aikana. Suuri kiitos kuuluu myös paremmalle puoliskolleni Suville kaikesta tuesta näiden vuosien aikana.

Antti-Pekka Hyökkäri
Lappeenrannassa 28.6.2016

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ
ABSTRACT
ALKUSANAT
SISÄLLYSLUETTELO
SYMBOLILUETTELO

1 JOHDANTO 10

2 SIIPIPYÖRÄRAKENTEET 13

2.1 Rakenteiden modulaarisuus ja tutkittavien kohteiden valinta 13

2.2 Valmistuksessa käytettävät materiaalit 15

2.3 Yksittäisen siipipyörän kuormitukset 15

2.3.1 Staattinen kuormitus 17

2.3.2 Dynaaminen kuormitus 17

3 RAKENTEEN MITOITUS- JA TUTKIMUSMENETELMÄT 18

3.1 Mitoituskriteerit 18

3.2 Analyyttiset menetelmät 19

3.3 Elementtimenetelmä 24

3.3.1 Tehollisen lovijännityksen menetelmä 26

3.3.2 Liitosten jännityskomponenttien erittely 29

3.3.3 Rakenteen alimallinnus 30

3.4 Pyörivän levyn jännitykset 32

3.5 Rakenteen levykenttien optimointi 33

3.6 Hitsien mitoitus staattisen kestävyyden ja lämmöntuonnin mukaan 33

3.7 Hitsausliitosten mitoitus väsymiskestävyyden mukaan 35

4 RAKENTEEN MUOTOILU JA KESTÄVYYDEN PARANTAMINEN 38

4.1 Staattiseen kuormitukseen vaikuttaminen 38
4.2 Väsymiskestävyyden parantaminen 38
4.2.1 Nimellisen jännityksen pienentäminen ja siihen vaikuttaminen 39
4.2.2 Rakenteellisen jännityskeskittymän pienentäminen 40
4.2.3 Hitsin lovivaikutuksen pienentäminen 40
4.2.4 Alkusäröihin vaikuttaminen 42
4.2.5 Jäännösjännitysten pienentäminen 42
5 TULOSTEN TARKASTELU 44
5.1 Pyörivän levyn jännitysten laskenta 44
5.2 Analyyttisten laskukaavojen tulokset 45
5.3 Rakenteen herkkyysanalyysi 46
5.4 Hitsausliitosten mitat staattisen kestävyyden mukaan 53
5.5 Hitsausliitosten väsymistarkastelu 54
5.6 Loveuksen vaikutus lovijännityksiin 58
5.7 Jännitysjakaumat kriittisimmissä liitoksissa 60
6 JOHTOPÄÄTÖKSET 62
7 YHTEENVETO 64
LÄHTEET 66
LIITTEET
LIITE I: Analyyttinen ratkaisukaava siipipyörän jännityksille ja siirtymille
LIITE II: Staattisen kestävyyden ja lämmöntuonnin mukaiset a-mitat
LIITE III: Jännitysjakaumat paksuuksien yli kriittisimmissä kohteissa

SYMBOLILUETTELO

a	Hitsin a-mitta [m]
a_1	Etulevyn taipua – aallon suhde luku [-]
a_2	Takalevyn taipuma – aallon suhde luku [-]
a_c	Särön syvyys [m]
a_k	Tarkasteltavan partikkelin kiihtyvyys [m/s^2]
a_n	Kiihtyvyys kehän normaalin suuntaan [m/s^2]
a_r	Levyn reiän säde [m]
A_w	Hitsin laskentapoikkipinta-ala[m^2]
b	Siiven korkeus [m]
b_1	Etäisyys etulevystä siiven suurimman siirtymän sijaintiin [m]
b_2	Etäisyys takalevystä siiven suurimman siirtymän sijaintiin [m]
b_r	Levyn ulkokehän säde [m]
B	Sektoreiden lukumäärä [kpl]
c	Pyörähdyssymmetrisen sektorin kulma [°]
E	Teräksen kimmomoduuli [N/m^2]
f_u	Materiaalin murtorajaa vastaava jännitys [Pa]
F	Voima [N]
F_n	Keskipakoisvoima [N]
I	Neliömomentti [m^4]
I_1	Etulevyn neliömomentti [m^4]
I_2	Takalevyn neliömomentti [m^4]
I_s	Siiven neliömomentti [m^4]
k	Laatan jäykkyys [Nm]
l_{eff}	Hitsin efektiivinen pituus [m]
m	Massa [kg]
m_1	S-N-käyrän kulmakerroin vakioamplitudisen väsymisrajan yläpuolella [-]
m_2	S-N-käyrän kulmakerroin vakioamplitudisen väsymisrajan alapuolella [-]
M_{nivel}	Momentti niveltuetussa palkissa [Nm]
M_{max}	Momentin maksimiarvo [Nm]

M_K	Hitsin lovijännityksen aiheuttama muotokerroin [-]
$MS1$	Momentti etulevyn ja siiven liitoksessa [Nm]
$MS2$	Momentti takalevyn ja siiven liitoksessa [Nm]
$MS1_{max}$	Suurin momentti etulevyn liitoksessa [Nm]
$MS2_{max}$	Suurin momentti takalevyn liitoksessa [Nm]
n_i	Jännitysvaihteluiden lukumäärä [kpl]
N_f	S-N-käyrässä jännitysvaihdeluiden lukumäärä [kpl]
q	Keskipakoisvoiman aiheuttama kuormitus [N/m^2]
r	Säde [m]
r_t	Etäisyys säteen suunnassa [m]
r_{ref}	Lovijännitysmenetelmässä käytettävä loven pyöristyssäde [m]
t	Levyn paksuus [m]
t_1	Etulevyn paksuus [m]
t_2	Takalevyn paksuus [m]
t_s	Siiven paksuus [m]
T	Kierrosaika [s]
v	Kehänopeus [m/s]
v_{MS1}	Siiven siirtymä momentit MS1 aiheuttamana [m]
v_{MS2}	Siiven siirtymä momentit MS1 aiheuttamana [m]
v_{max}	Siirtymän suurin arvo [m]
v_{nivel}	Nivelellisesti tuetun palkin taipuma [m]
x	Etäisyys levyn pinnalta [m]
β_{01}	Kiertymä niveltuetun palkin päissä [°]
β_{02}	Kiertymä niveltuetun palkin päissä [°]
β_1	Siiven lopullinen kiertymä etulevyn päässä [°]
β_2	Siiven lopullinen kiertymä takalevyn päässä [°]
β_{MS1}	Siiven kiertymä momentin MS1 vaikutuksesta [°]
β_{MS2}	Siiven kiertymä momentin MS2 vaikutuksesta [°]
β_w	Pienahitsin korrelaatiokerroin [-]
γ_{M2}	Liitosten osavarmuusluku [-]
$\Delta\sigma$	Jännitysvaihtelu [MPa]
$\Delta\sigma_D$	Vakioamplitudisen jännitysvaihtelun väsymisraja [MPa]

$\Delta\sigma_L$	Muuttuva-amplitudisen jännitysvaihtelun väsymisraja [MPa]
$\Delta\sigma_{ekv}$	Ekvivalentti jännitysvaihtelu [MPa]
θ	Hitsin liittymiskulma [°]
ν	Poissonin vakio [-]
ρ	Tiheys [kg/m^3]
ρ_h	Rajaviivan pyörityssäde [m]
σ_b	Taivutusjännitys [Pa]
σ_m	Kalvojännitys [Pa]
σ_{max}	Jännityksen suurin arvo [Pa]
σ_{nl}	Epälineaarinen lovijännityspiikki [Pa]
σ_r	Säteensuuntainen jännitys [Pa]
$(\sigma_r)_{max}$	Säteensuuntainen suurin jännitys [Pa]
σ_s	Rakenteellinen jännitys [Pa]
σ_t	Tangentin suuntainen jännitys [Pa]
$(\sigma_t)_{max}$	Tangentin suuntainen suurin jännitys [Pa]
$\sigma_\perp$	Hitsin laskentapintaa vastaan kohtisuora normaalijännitys [Pa]
$\sigma_\parallel$	Hitsin akselinsuuntainen normaalijännitys [Pa]
$\sigma(x)$	Jännitysjakauma levyn paksuuden yli [Pa]
$\tau_\perp$	Hitsin akselia vastaan kohtisuora leikkausjännitys [Pa]
$\tau_\parallel$	Hitsin akselin suuntainen leikkausjännitys [Pa]
ω	Pyörimisnopeus [rpm]

FAT	Väsymisluokkaan viittaava lyhenne
EC3	Eurocode 3, eurooppalainen teräsrakenteiden suunnittelustandardi
IIW	International Institute of Welding
S-N-käyrä	Materiaalin väsymistä kuvaava käyrä (ts. Wöhler käyrä)

1 JOHDANTO

Puhaltimet ovat laitteita, joiden tehtävänä on liikutella ilmaa tai vastaavan kaltaista kaasua tuottaen samalla liikutettavaan väliaineeseen paineen nousun. Yleinen periaate puhaltimille on, että kokonaispainesuhde ei saisi ylittää arvoa 1,25. Tällöin virtaavan kaasun tiheys muuttuu vain vähän. Kun virtaavan kaasun kokonaispainesuhde ylittää arvon 2, käytetään laitteista termiä kompressori. (Dick. 2015, s. 97.)

Puhaltimia käytetään pääasiassa teollisuudessa, suurissa toimistorakennuksissa ja suurissa julkisissa tiloissa. Ääriesimerkkeinä ovat kaivoksilla käytettävät puhaltimet, joiden tilavuusvirrat voivat olla jopa 500 m^3/s ja paineen nousut jopa 5000 Pa. Normaalisti tilavuusvirrat ovat kuitenkin luokkaa 4 – 5 m^3/s ja paineen nousut 2000 Pa. (Dick. 2015, s. 98.)

Yleisesti ottaen puhaltimista ja niiden siipipyöristä on kirjallisuudessa hyvin paljon artikkeleita. Käsiteltävät aiheet vaihtelevat on aina siipipyörän siipien virtausteknisestä optimoinnista puhaltimien vikaantumisanalyyseihin. Artikkeleiden määrä on kuitenkin kasvanut viimeisen 20 vuoden aikana. Yhtenä syynä tähän voi olla tietokoneiden ja laskentaohjelmistojen kehittyminen, joka helpottaa muuten monimutkaisten rakenteiden analysointia.

Alexander et al., (2010) on tutkinut höyryä siirtäneen siipipyörän siipien murtumista, jossa vain vähäisen käytön jälkeen monet siivistä olivat murtuneet irti. Tutkimuksen johtopäätöksenä oli ollut väsymismurtuma, joka oli alkanut siiven ja takalevyn hitsin rajaviivalta. Tutkimuksen edetessä väsyttävän kuormituksen aiheuttajaksi ilmeni toistuva, hyvin pieni pyörimisnopeuden vaihtelu, joka aiheutui taajuusmuuttajakäytön pyörimistaajuuden ja siipipyörän ensimmäisen ja toisen ominaistaajuuksien moodien kohtaamisesta. Vaihtelevan pyörimistaajuuden aiheuttamat jännitysvaihtelut olivat aiheuttaneet loppujen lopuksi kaikkiin siipipyörän siiven hitsausliitoksiin väsymismurtumia. Kuvassa 1 on esitetty yhden liitoksen takalevyn ja siiven hitsauksen murtuma rajaviivan kohdalta. (Alexander et al., 2010, s. 1345–1358.)

Kuva 1. Siiven kiinnitysliitoksen rajaviivan väsymismurtuma siipipyörässä (mukailtu: Alexander et al., 2010, s. 1348).

Trebuňa et al. (2009) on tutkinut hieman kaarevasiipisen keskipakoispuhaltimen siipipyörän vikaantumistapausta. Tutkittava siipipyörä oli hitsaamalla kasattu ja isokokoinen, halkaisijaltaan noin kolme metriä. Tutkimuksen kohteena ollut puhallinkokonaisuus oli kärsinyt kokonaisuudeltaan pahasti vikaantumisen seurauksena. Vikaantuminen oli alkanut siipipyörästä ja siinä siiven ja takalevyn välisen hitsin rajaviivalta. Tutkimuksessa on suositeltu siipipyörän suunnittelun lopuksi ominaistaajuuksien tarkastamista laskennallisesti, jotta siipipyörän ominaistaajuudet eivät olisi lähellä käytön aikaista pyörimistaajuutta. Kuvassa 2 on esitetty yhdestä siivestä löytynyt särö.

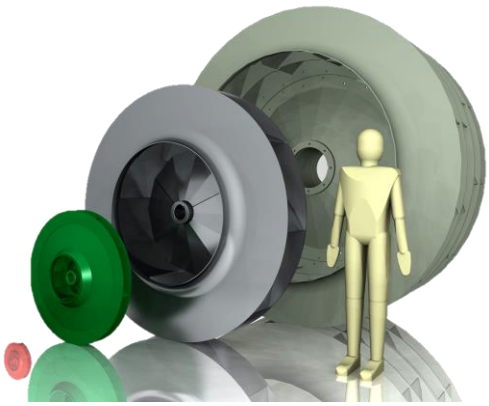
Kuva 2. Siiven ja takalevyn rajaviivalla ollut särö vikaantuneessa siipipyörässä (Trebuňa et al., s. 2056).

Yhteisenä tekijänä kirjallisuudesta löytyvistä vikaantumisanalyysissä oli siipipyörän rikkoontuminen väsymisen seurauksena. Säröt olivat aina ydintyneet peruslevyyn ulkokehältä, hitsin rajaviivalta, siitä kohtaa, mihin siipipyörän siipi oli hitsaamalla kiinnitetty. Tutkimuksissa oli yleisimpinä syynä murtumiselle löydetty siipipyörän värähtelyn aiheuttama väsyttävä kuormitus. Yhtään artikkelia, missä olisi annettu rakenteelliselle suunnittelulle ohjearvoja, ei löytynyt.

Tämän työn tavoitteena on ollut tutkia ja kehittää Koja Oy:n valmistamien keskipakoispuhaltimien siipipyörien lujuusteknistä mitoitusta ja antaa työkaluja lopun tuoteperheen parantamiseen. Tavoitteena on ollut luoda analyyttisten ratkaisukaavojen perustella yksinkertaistettu malli, jolla on mahdollista saada pienellä vaivalla näkemys siipipyörän jännityksistä. Työn tavoitteena on ollut myös tarkastella kriittisesti siipipyörien siipien hitsauksia. Hitsausliitosten väsymisanalyysissä on käytetty hyväksi tehollista lovijännitysmenetelmää, joka kasvattaa teollisuudessa suosiotaan väsymistarkastelumenetelmänä. Tässä työssä on käsitelty vain yhtä modulaarisen tuoteperheen siipipyörää. Jatkotutkimukset mitoituksessa keskittyisivät muiden siipipyörien hitsien tarkasteluun. Juoksupyörän värähtelyanalyysit on tästä tutkimuksesta rajattu pois.

2 SIIPIPYÖRÄRAKENTEET

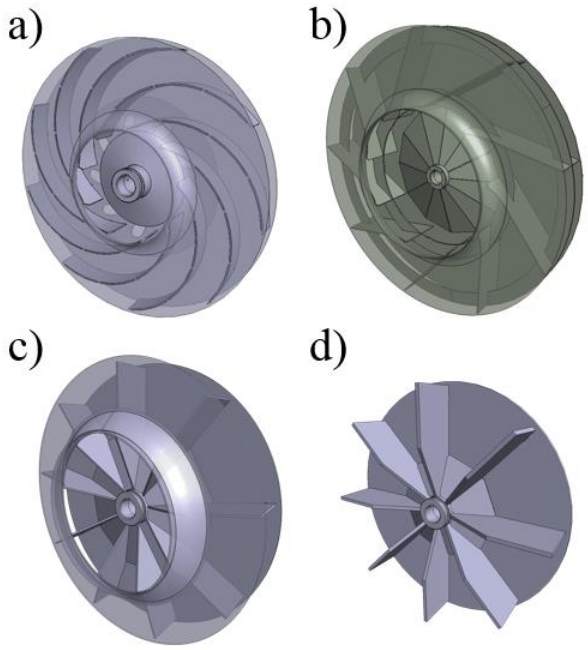
Tässä luvussa on esitelty lyhyesti Koja Oy:n valmistamia siipipyöriä. Koja Oy on aloittanut toimintansa vuonna 1935. Siipipyörät valmistetaan Tampereella ja yhtiö työllistää kokonaisuudessaan noin 250 henkeä. Puhallinvalikoimaan kuuluu pääasiassa keskipakoispuhaltimia, mutta myös aksiaalipuhaltimia valmistetaan. Yhtiön puhaltimia on käytössä maailmalla yli 20 000 kappaletta. Kuvassa 3 on suhteutettu Koja Oy:n valmistamien siipipyörien kokoa ihmiseen.



Kuva 3. Koja Oy:n valmistamien siipipyörien kokoluokka (Lahtinen, 2016a).

2.1 Rakenteiden modulaarisuus ja tutkittavien kohteiden valinta

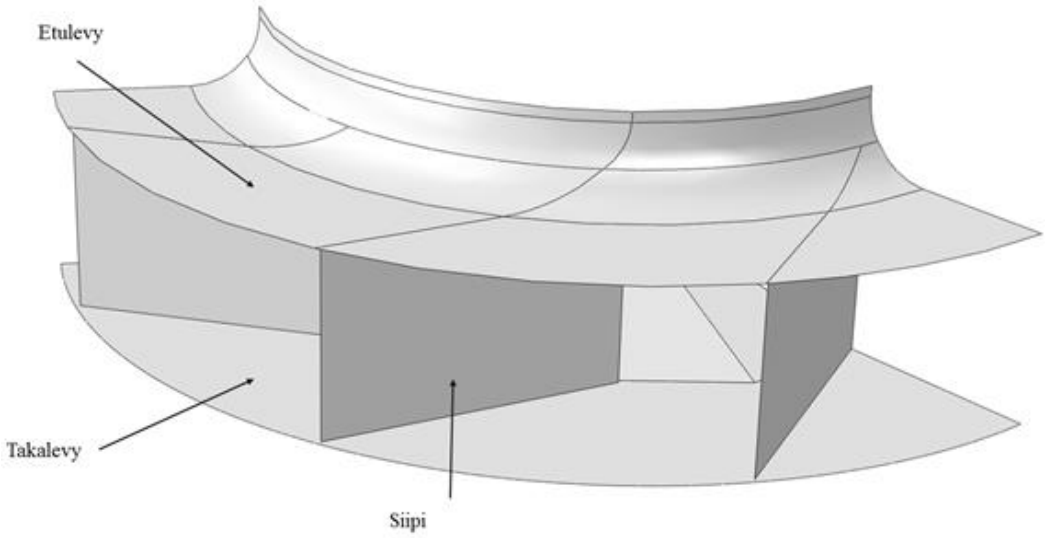
Koja Oy valmistaa tällä hetkellä useita erimallisia siipipyöriä. Siipipyörän siipien asettelulla on merkittävä vaikutus puhaltimen tehoon, paineen nousuun ja tilavuusvirtaan (Dick, 2015, s. 106). Kuvassa 4 on esitelty valmistettavien keskipakoispuhaltimien malleja.



Kuva 4. Koja Oy:n valmistamat siipipyörätyypit: a) taaksepäin suunnatut kaartuvat siivet, b) taaksepäin suunnatut suorat siivet c) suorat siivet suljetulla etulevyllä ja d) suorat siivet ilman etulevyä (Lahtinen, 2016a).

Tutkittavaksi kohteeksi on valittu noin kolme metriä halkaisijaltaan oleva suorasiipinen siipipyörä, jonka siivet ovat pienessä kulmassa. Tutkittavan kohteen valinta on tehty Koja Oy:n toimesta. Tärkeimmiksi tutkittaviksi kohteiksi siipipyörässä on valittu sen siivet, etulevy ja takalevy, sekä niiden väliset liitokset.

Kuvassa 5 on esitetty siipipyörän 3D-malli, johon on merkitty tässä työssä käytettävien osien nimet. Siipipyörän siipien paksuus t_s=15 mm, etulevyn paksuus t_1=10 mm ja takalevyn paksuus t_2=15 mm. Kuva on periaatemalli luvussa 3.3 esitetystä symmetrialla mallinnetusta rakenteesta.



Kuva 5. Siipipyörä ja työssä käytettävien levykenttien nimet.

2.2 Valmistuksessa käytettävät materiaalit

Siipipyörät on tähän asti valmistettu S355-lujuusluokan rakenneteräksestä. Myös lujempia teräksiä, kuten S690 on käytetty tarpeen mukaan. Lisäksi käytössä on myös Duplex 2205:sta korrosoiviin olosuhteisiin. Taulukossa 1 on esitetty käytettävien materiaalien kemialliset koostumukset.

Taulukko 1. Käytettävien materiaalien seostukset (SSAB, 2015a; SSAB, 2015b; Outokumpu, 2015).

	C	Si	Mn	P	S	N	Cr	Cu	Ni	Mo	B
SSAB S355	0,22	0,55	1,60	0,03	0,03	-	-	-	-	-	-
SSAB Strenx 700	0,20	0,60	1,60	0,02	0,01	-	0,80	0,80	2,0	0,70	0,005
Outokumpu Forta DX 2205	0,02	-	-	-	-	0,17	22,4	-	5,7	3,10	-

2.3 Yksittäisen siipipyörän kuormitukset

Normaalin käynnin aikana siipipyöriin kohdistuvat kuormitukset aiheutuvat pääosin pyörimisen aiheuttamasta massan liikkeen jatkuvuudesta ja virtaavan kaasun aiheuttamasta painekomponentista siiven pintaa vasten. Painekuorma ja kiihtyvyyden aiheuttamat kuormitukset on rajattu tästä tutkimuksesta pois sillä perusteella, että paineen vaikutus on hyvin pieni verrattuna pyörimisen aiheuttamaan keskipakoisvoimaan ja siipipyörän kiihdytys suoritetaan niin rauhallisesti, että se kuormittaa siipipyörää vähemmän kuin nopeuden aiheuttama keskipakoisvoima vastaavilla kierrosnopeuksilla.

Newtonin II lain mukaan kappaleeseen vaikuttavien ulkoisten voimien summa on yhtä suuri kuin partikkelin kokonaismassan ja partikkelin massakeskipisteen kiihtyvyyden tulo (Bedford & Flowler, 2008, s. 113):

$$\sum F = ma_k \tag{1}$$

Yhtälössä 1 $\sum F$ on vaikuttavien voimien summa, m on partikkelin massa ja a_k on partikkelin kiihtyvyys. Tarkasteltaessa kappaletta, joka pyörii keskipisteensä ympäri, voidaan määrittää sille normaalinsuuntainen kiihtyvyyskomponentti seuraavasti (Bedford et al., 2008, s. 113):

$$a_n = \frac{v^2}{r} \tag{2}$$

Yhtälössä 2 a_n on kiihtyvyys kehän normaalin suuntaan, v on kehänopeus ja r on säde. Tiedetään myös, että tarkasteltavan kappaleen kehänopeus määräytyy seuraavasti (Bedford et al., 2008, s. 113):

$$v = \frac{2\pi r^2}{T} = r\omega \tag{3}$$

Yhtälössä 3 T on kierrosaika, ja ω on pyörimisnopeus. Kun sijoitetaan yhtälö 3 yhtälöön 1, saadaan niin sanotulle keskipakoisvoimalle seuraava yhtälö (Bedford et al., 2008, s. 113):

$$F_n = m\omega^2 r \tag{4}$$

Tässä yhteydessä keskipakoisvoimalla tarkoitetaan Newtonin II lain mukaista massan jatkuvuutta pois pyörinnän keskipisteestä. Todellisuudessa keskipakoisvoima eli ole oikea voima, vaan termi ilmiölle. Tässä työssä jatkossa ilmiöstä kuitenkin käytetään nimeä keskipakoisvoima.

2.3.1 Staattinen kuormitus

Staattinen kuormitus on määritetty maksimaalisella pyörimisnopeudella, jolla siipipyörät on tarkoitettu mitoitettavaksi. Suurin sallittu kuormitus tutkittavalle siipipyörälle pyörimisnopeutena on esitetty taulukossa 2. Kiihtyvyys ja siipien pintaan kohdistuva paine on jätetty tästä tarkastelusta pois olettaen, että niiden aiheuttaman kuormitukset, suhteessa pyörimiseen aiheuttamaan keskipakoisvoimaan, ovat hyvin pieniä.

Taulukko 2. Ilmoitetut mitoituspyörimisnopeudet siipipyörille (Lahtinen, 2016b).

Siipipyörä	**Mitoituspyörimisnopeus [rpm]**
ESLP225-3260	640

2.3.2 Dynaaminen kuormitus

Dynaamisella kuormituksella tarkoitetaan tässä yhteydessä muuttuvaa pyörimisnopeutta ajan funktiona. Pyörimisnopeuden vaihtelulla on suora yhteys yhtälön 4 mukaisesti jännitysvaihteluun siipipyörissä. Kuormitukset siipipyörässä ovat suoraan verrannollisia siipipyörän pyörimisnopeuden vaihtelun neliöön.

Hitsatun rakenteen väsyminen aiheutuu vaihtelevasta kuormituksesta. Tärkein tekijä hitsatun rakenteen väsymisilmiössä on jännitysheilahdusten suuruus, $\Delta\sigma$, mikä kuvaa suurimman ja pienimmän jännityksen erotusta. Siipipyörille olennaisia jännitysvaihteluiden aiheuttajia ovat muun muassa (Niemi, 2003, s. 92):

- Ajon aikaiset kiihdytykset ja jarrutukset (ts. pyörimisnopeuden vaihtelu)
- Lämpötilan ja lämpöjännitysten vaihtelut
- Rakenteen dynaaminen värähtely

Lisäksi siipipyörää kuormittaa painekuorma siiven pintaa vasten.

3 RAKENTEEN MITOITUS- JA TUTKIMUSMENETELMÄT

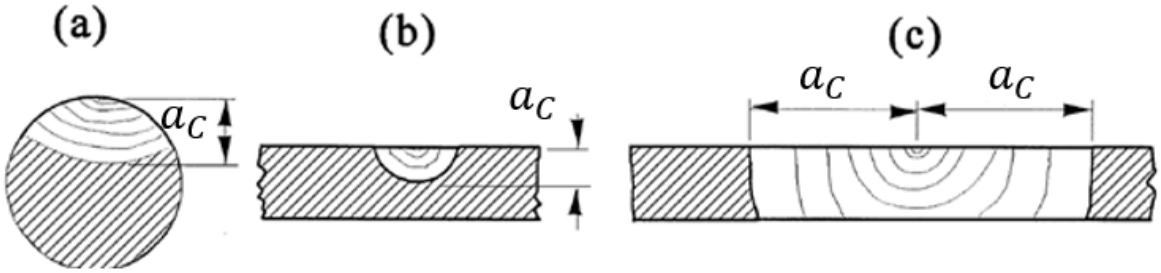
Tässä luvussa on käsitelty siipipyörän mitoitusta ja työssä käytettyjä tutkimusmenetelmiä. Mitoitus on aloitettu tarkastelemalla ensin siipipyörän levykenttiä staattisen ja väsyttävän kuormituksen suhteen. Tämän jälkeen on tarkasteltu siipipyörän hitsausliitoksia niin ikään staattisesti ja väsyttävästi kuormitettuna.

Siipipyörän lujuustarkasteluihin on käytetty analyyttisiä laskentakaavoja niiltä osin, kun se on ollut soveltuvaa. Rakenteen monimutkaisuuden takia analyyttisten kaavojen käyttö on rajoittunutta, joten tutkimusta on jatkettu elementtimenetelmän soveltamisella. Lisäksi suoraan käyttökelpoisia analyyttisiä ratkaisukaavoja siipipyörälle ei ole kirjallisuudesta saatavilla. Analyyttiset laskentakaavat on kirjoitettu ja ratkaistu Mathcad 15.0 -laskentaohjelmistolla. Elementtimenetelmässä mallinnuksessa ja ratkaisussa on käytetty Abaqus 6.14.1 -laskentaohjelmistoa.

3.1 Mitoituskriteerit

Staattisessa tilanteessa rakenne mitoitetaan sen kuormitustilanteen mukaisesti, joka eri kuormitustilanteiden vaikuttaessa aiheuttaa suurimman jännityksen. Tällöin yleensä riittää, että otetaan huomioon primääriset jännitykset. Rakenteen kestävyyttä tarkasteltaessa voidaan poikkileikkaukseen olettaa joko kimmoinen tai plastinen jännitysjakauma. (Niemi et al., 2004, s. 1.)

Rakenneosan väsyminen ilmenee särönkasvuna, joka on seurausta lukuisista jännitysvaihteluista ($\Delta\sigma$) kappaleessa. Varsinainen väsymismurtuminen tapahtuu, kun särö pääsee kasvamaan niin suureksi, ettei jäännöspoikkipinta enää kestä seuraavaa kuormitussykliä. Kuvassa 6 on esitetty erilaisia särönkasvutapauksia, jossa a_C kuvaa särön syvyyttä: a) väsymällä murtunut akseli, b) murtuminen tapahtunut ennen kuin särö on kasvanut materiaalin levynpaksuuden läpi ja c) särön on kasvanut ensin pintasärönä, jonka jälkeen se on vielä kasvanut molempiin suuntiin. Väsyminen on siis kaikkien jännitysvaihteluiden kumulatiivinen vaikutus. (Niemi et al., 2004, s. 1.)



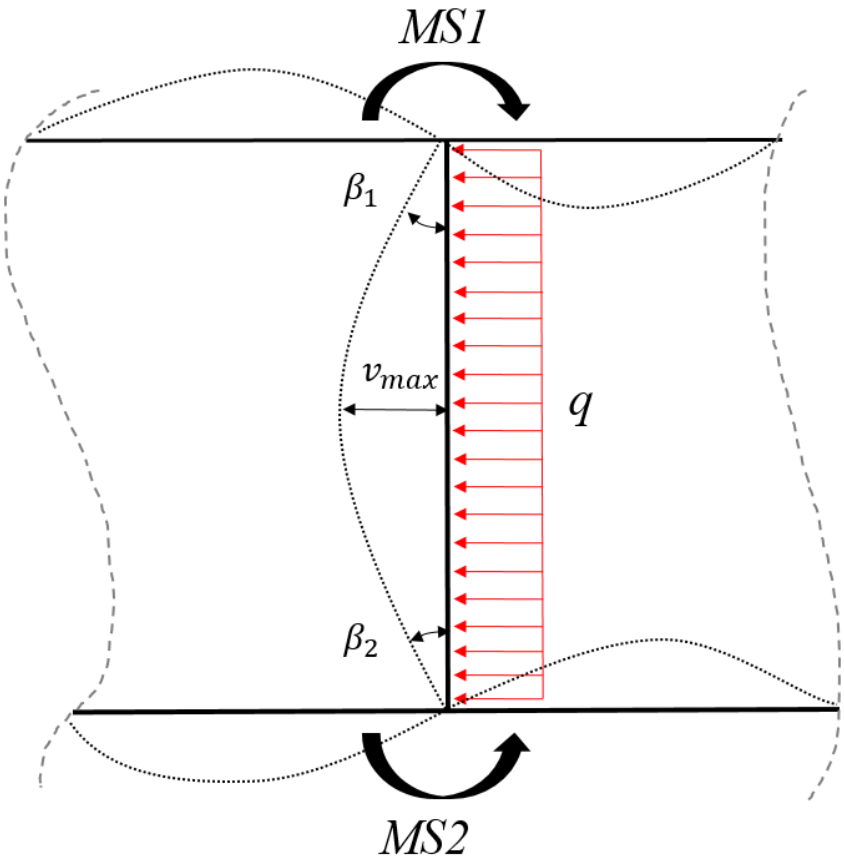
Kuva 6. Erilaisia murtumiseen johtavia särönkasvutapauksia (mukailtu: Niemi et al., 2004 s. 2).

Staattista ja väsymismitoitusta ei siis voi tehdä yhdellä ja samalla tarkastelulla. Periaatteessa suunnittelijan on tehtävä molemmat analyysit erikseen, mutta toisinaan jo karttuneen kokemuksen perusteella suunnittelija voi arvioida, kumpi tapauksista on mitoittava. (Niemi et al., 2004, s. 1.)

Tässä työssä siipipyörä on mitoitettu staattisella kuormituksella niin, että poikkileikkaukseen on oletettu kimmoinen jännitysjakauma. Tällöin rakenteen nimellinen jännitystila on kauttaaltaan materiaalin myötörajan alapuolella, eikä plastisia muodonmuutoksia ole sallittu.

3.2 Analyyttiset menetelmät

Tässä luvussa on esitelty analyyttisiä menetelmiä, jolla rakenteen nimellinen jännitystila on saatu kuvattua. Analyyttiset kaavat on rakennettu yhdistämällä palkkiteoriaa ja laattateoriaa. Siipipyörä on yksinkertaistettu ensin kehärakenteeksi niin, että yksi siipi ja sivulevyt muodostavat kehän. Kehärakenne on tämän jälkeen laajennettu kotelorakenteeksi niin, että kehää on syvennetty kohtisuorasti siipipyörän napaa kohti. Analyyttisten kaavojen määrittäminen on aloitettu siivestä, ja edetty tämän jälkeen sivulevyihin. Kuvassa 7 on esitetty periaate analyyttisten kaavojen kehittämiselle. Kuvaan on merkitty keskipakoisvoimasta aiheutuva tasainen kuormitus siipeen, sen aiheuttamat momentit, kiertymät siiven päissä ja siirtymä siiven keskellä.



Kuva 7. Analyyttisten laskentakaavojen periaate ja voimien sijoittuminen idealisoidussa rakenteessa sekä siipipyörän deformaatiokäyrät.

Laattateoria on saatu yhdistettyä palkkiteoriaan jäykkyyttä kuvaavan termin vaihtamisella. Laattateoriassa laatan jäykkyyttä, k, kuvaa seuraava yhtälö (Ikonen, 1990, s. 93):

$$k = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \tag{5}$$

Yhtälössä 5 E on teräksen kimmomoduuli, t on levyn paksuus ja ν on Poissonin vakio. Laatan jäykkyys on merkittävästi riippuvainen sen paksuudesta t, joka on yhtälössä 5 kolmanteen potenssiin. Palkkiteoriassa palkin jäykkyyttä kuvaa taas kimmomoduulin, E, ja palkin neliömomentin, I, tulo. (Ikonen, 1990, s. 93.)

Tarkastelu on aloitettu siipipyörän yhdestä siivestä. Kun tiedetään, yhtälön 4 mukaan, että keskipakoisvoima muuttuu lineaarisesti siipipyörän säteen kasvaessa, on tehtävän asettelua yksinkertaistettu niin, että tarkastelun kohteeksi on valittu s_1 pituinen suikale siipeä. Näin

pyörimisen aiheuttamaa keskipakoisvoimaa voidaan pitää tasan jakautuneena suikaleen s_1 levyiselle pinta-alalle, kun siiven korkeus on b. Kuormitus on määritelty pahimman tilanteen mukaisesti siipipyörän siiven päähän. Tällöin yhtälö 4 saa suurimman arvon säteen ollessa suurimmillaan.

Aloitetaan kuvittelemalla yksi siipi nivelellisesti tuetuksi palkiksi. Tasan jakautuneen kuormituksen ja nivelellisesti molemmista päistä tuetun palkin kiertymien ratkaisu saadaan seuraavasta yhtälöstä (Pennala, 1992, s. 107):

$$\beta_{01} = \beta_{02} = \frac{qb^3}{24EI_s} \tag{6}$$

Yhtälössä 6 β_{01} ja β_{02} ovat kiertymät siiven päissä, q on keskipakoisvoiman aiheuttama tasainen kuormitus, b on siiven korkeus ja I_s on siiven neliömomentti.

Etu- ja takalevyn vaikutus siiven kiertymiin saadaan ottamalla huomioon siiven reunojen tuenta: Siiven ja sivulevyjen (etu- ja takalevyt) yhtymäkohta ei ole täysin nivelellinen, vaan sivulevyjen liitos kantaa momenttia. Siipenä kuvatun palkin, jonka molemmat päät ovat nivelellisesti tuettu, mutta toisessa päässä vaikuttaa momentti, momenttipään kiertymäksi saadaan lauseke (Pennala, 1993, s. 109):

$$\beta_{MS1} = \frac{MS1b}{3EI_s} \tag{7}$$

Yhtälössä 7 β_{MS1}on siipenä kuvatun palkin kiertymä etulevyn puolella ja $MS1$ on siiven etulevyn puolella vaikuttava momentti. Kun oletetaan, että momentit siiven reunoissa eivät ole yhtä suuret, vaan etulevyn ja takalevyn paksuudet eroavat toisistaan, saadaan niiden vaikutus yhdistettyä seuraavasti (Pennala, 1993, s. 109):

$$\beta_{MS1} = \frac{MS1b}{3EI_s} + \frac{MS2b}{6EI_s} \tag{8}$$

Yhtälössä 8 $MS2$ on siiven takalevyn puolella vaikuttava momentti. Vastaavasti voidaan kirjoittaa siiven toiselle reunalle (Pennala, 1993, s. 109):

$$\beta_{MS2} = \frac{MS2b}{3EI_s} + \frac{MS1b}{6EI_s} \tag{9}$$

Yhtälössä 9 β_{MS2} on siipenä kuvatun palkin kiertymä takalevyn puolella. Kun otetaan huomioon sivulevyjen vaikutus ja niiden kiertymä, joka aiheutuu siiven kiertymästä, saadaan etulevyn kiertymä seuraavasti (Pennala, 1993, s. 109):

$$\beta_1 = \frac{MS1b(1 - 3a_1 + 3{a_1}^2)}{3EI_1} \tag{10}$$

Yhtälössä 10 β_1 on etulevyn kiertymä, a_1 etulevyn taipuma-aallon korrelaatio ja I_1 on etulevyn neliömomentti. Etulevyyn muodostuu perättäisten siipien kiertymän vaikutuksesta aalto, joka kiertää koko siipipyörän ympäri. Vastaava aalto kiertää myös takalevyn puolella, tosin hieman eri vaiheessa. Vastaavasti voidaan kirjoittaa kiertymä siiven takalevyn puolelle (Pennala, 1993, s. 109):

$$\beta_2 = \frac{MS2b(1 - 3a_2 + 3{a_2}^2)}{3EI_2} \tag{11}$$

Yhtälössä 11 β_2 on takalevyn kiertymä, a_2 takalevyn taipuma-aallon korrelaatio, ja I_2 on takalevyn neliömomentti. Kun yhdistetään kiertymät siiven molemmissa päissä superpositioperiaatteen mukaisesti, saadaan seuraavat yhtälöt:

$$\beta_1 = \beta_{01} - \beta_{MS1} \tag{12}$$

$$\beta_2 = \beta_{02} - \beta_{MS2} \tag{13}$$

Tällöin lopullista kiertymää kuvaa nivelellisesti tuetun siiven kiertymä, josta vähennetään sivulevyjen aiheuttaman momenttituen kiertymän vaikutus. Yhtälöiden 12 ja 13 muodostamasta yhtälöryhmästä saadaan ratkaistua momentit siiven molemmissa päissä ja tämän jälkeen siipien lopulliset kiertymät.

Tarkasteltaessa siirtymiä on oletettu suurimman siirtymän tulevan siiven keskelle. Nivelellisesti tuetun palkin, jossa kuormana tasan jakautunut voima, siirtymälle saadaan seuraava yhtälö:

$$v_{nivel} = \frac{5qb^4}{384EI_s} \tag{14}$$

Yhtälössä 14 v_{nivel} on siirtymä siiven keskellä. Kun tiedetään suurimman siirtymän siivessä tulevan noin $0.6b$ etäisyydelle takalevystä, saadaan siirtymälle tasan jakautuneella kuormituksella seuraava yhtälö (Pennala, 1993, s. 109):

$$v_{MS1} = \frac{MS1b^2}{6EI_s}\left(2\frac{b_1}{b} - 3\frac{b_1^2}{b^2} + \frac{b_1^3}{b^3}\right) \tag{15}$$

Yhtälössä 15 v_{MS1} on siirtymä siivessä etulevyn momentin mukaan ja b_1 on etäisyys etulevystä suurimpaan siirtymän kohtaan. Vastaavasti saadaan siirtymä käyttäen toisen puolen momenttia (Pennala, 1993, s. 109):

$$v_{MS2} = \frac{MS2b^2}{6EI_s}\left(2\frac{b_2}{b} - 3\frac{b_2^2}{b^2} + \frac{b_2^3}{b^3}\right) \tag{16}$$

Yhtälössä 16 v_{MS2} on siirtymä siivessä takalevyn momentin mukaan ja b_2 on etäisyys takalevystä suurimpaan siirtymän kohtaan. Siirtymien yhteisvaikutus saadaan vähentämällä nivellisesti tuetun palkin siirtymästä päissä vaikuttavien momenttien aiheuttamat siirtymät seuraavalla tavalla:

$$v_{max} = v_{nivel} - v_{MS1} - v_{MS2} \tag{17}$$

Momentti lopullisen rakenteen siivessä on määritetty vastaavalla tavalla. Ensin on määritetty niveltuen siiven momentti tutkitussa kohdassa, josta on vähennetty etu- ja takalevyjen tukien vaikutus. Nivelellisesti tuetun siiven momentti tutkittavassa kohdassa saadaan seuraavalla yhtälöllä (Pennala, 1993, s. 107):

$$M_{nivel} = \frac{qbb_1}{2}(1 - \frac{b_1}{b}) \tag{18}$$

Yhtälössä 18 M_{nivel} on momentti tutkitussa kohdassa. Momentit, jotka aiheutuvat etu- ja takalevyjen kiinnityksistä, saadaan siirrettyä tutkittavaan kohtaan seuraavasti (Pennala, 1993, s. 109):

$$MS1_{max} = MS1(1 - \frac{b_1}{b}) \tag{19}$$

$$MS2_{max} = MS2(1 - \frac{b_2}{b}) \tag{20}$$

Yhtälöissä 19 ja 20 $MS1_{max}$ ja $MS2_{max}$ ovat päissä vaikuttavien momenttien suuruudet tutkittavassa kohtaa siipeä ($MS1_{max}$ etulevyn aiheuttama ja $MS2_{max}$ takalevyn aiheuttama). Momenttien vaikutukset tutkittavassa kohdassa saadaan yhdistettyä samalla analogialla, kun siirtymätkin:

$$M_{max} = M_{nivel} - MS1_{max} - MS2_{max} \tag{21}$$

Kun ajatellaan siipi laattarakenteena, saadaan laattateorian perusyhtälöiden mukaisesti taivutusnormaalijännityksen suurimmat arvot siiven ulkopinnoille. Nämä jännitykset saadaan seuraavasta yhtälöstä (Ikonen, 1990, s. 92):

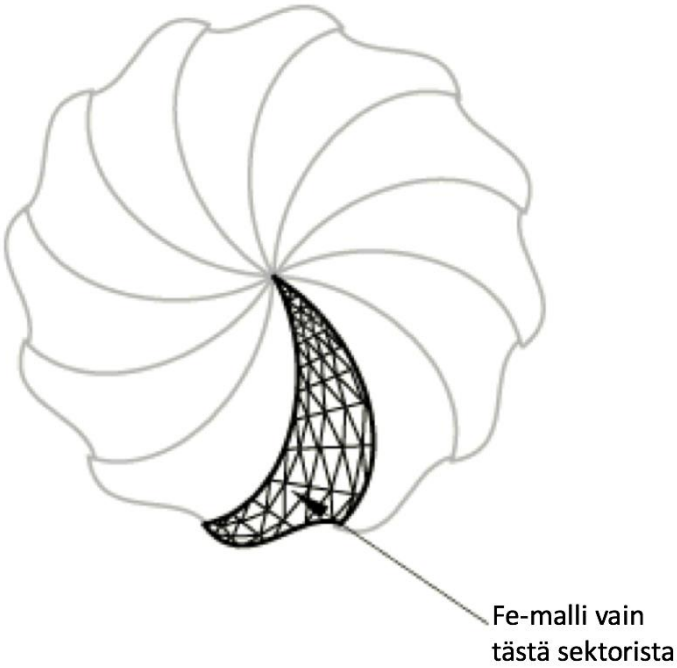
$$\sigma_{max} = \frac{6M_{max}}{t_s^2} \tag{22}$$

Yhtälössä 22 σ_{max} on jännityksen suurin arvo, M_{max} on momentin maksimiarvo ja t_s on siiven paksuus. Yhtälöä 22 voidaan soveltaa myös muualle tarkasteltaviin kohtiin rakenteessa, kun tiedetään momentin arvoja ja levyn paksuus.

3.3 Elementtimenetelmä

Tässä kappaleessa on esitetty elementtimenetelmän käyttämistä ja sen soveltamista siipipyörän analysointiin eri menetelmillä. Laskentaohjelmistona on käytetty Abaqus 6.14.1 -laskentaohjelmistoa.

Siipipyörän mallinnuksessa on käytetty hyödyksi siipipyörän pyörähdyssymmetriaa, jolloin siipipyöristä on mallinnettu vain yksi tutkittava sektori. Tässä tapauksessa on käytetty 1/3 osa-mallia, koska napatuen alla olevat kolmiopalat, joita on kolme kappaletta, määrittävät tutkittavan sektorin niin, että yksi kolmiopala on sektorin keskellä. Siipipyörien pyörähdyssymmetrisyydellä tarkoitetaan, että valittua sektoria toistettaessa saadaan muodostettua koko rakenne. Näin pystytään vähentämään laskentatiedoston kokoa ja samalla nopeuttamaan laskenta-aikaa, mutta kuitenkin saadaan samat tulokset kuin kokonaisen mallin analyysissä. Reunaehtojen asettelulla kuvataan loput rakenteesta. Kuvassa 8 on havainnollistettu syklisesti symmetrisen rakenteen muodostumista. (Abaqus, 2014.)



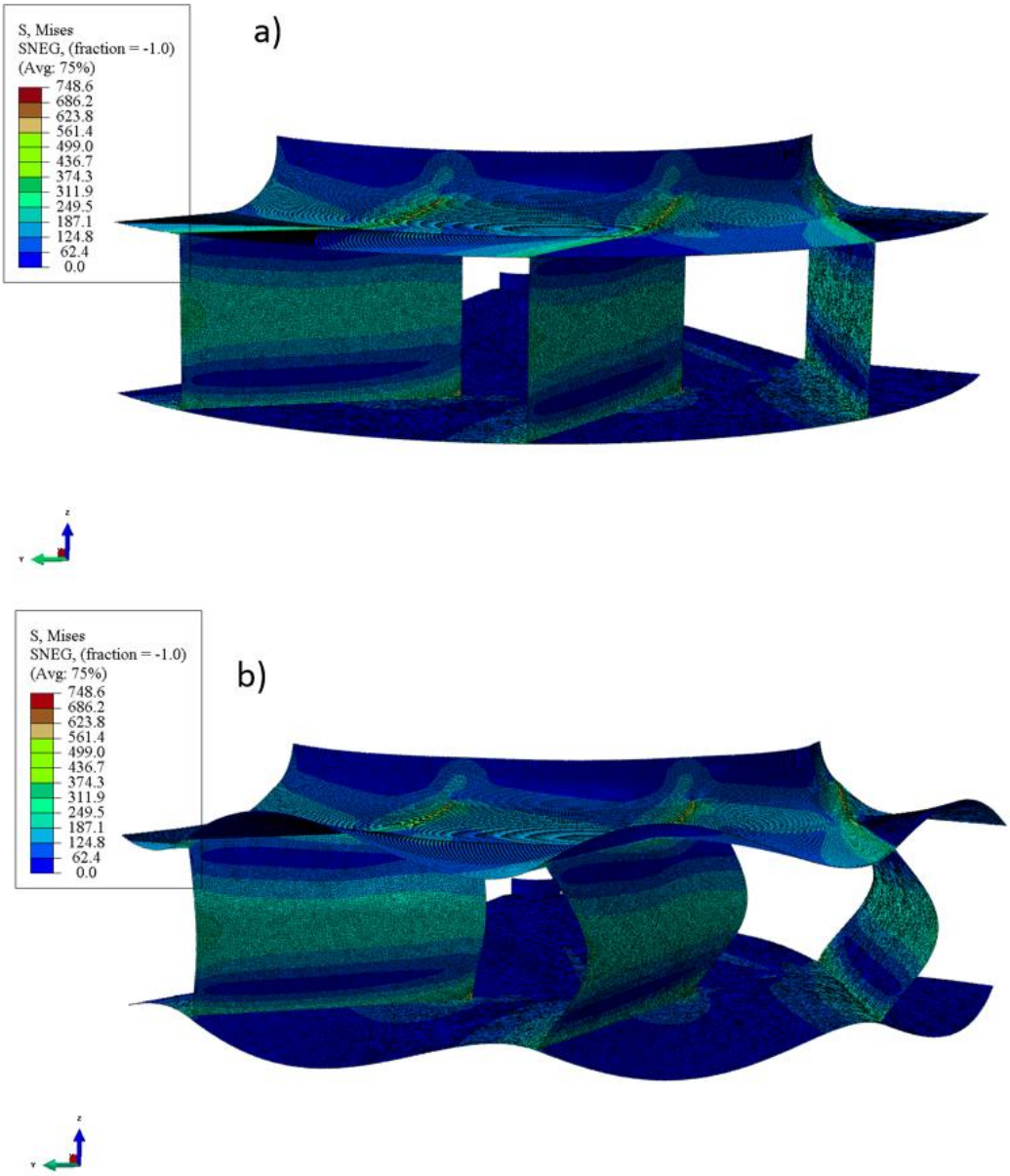
Kuva 8. Syklisesti symmetrisen rakenteen elementtimenetelmän malli (mukailtu, Abaqus, 2014).

$$c = \frac{360°}{B} \tag{23}$$

Yhden sektorin kulma saadaan määritettyä yhtälöstä 23, missä c kuvaa sektorin kulmaa asteina ja B sektoreiden lukumäärää. (Abaqus, 2014.)

Siipipyörän keskipintamalli on rakennettu yhdestä syklisesti symmetrisestä sektorista. Siipipyörän levyn paksuudet on kuvattu laattaelementeillä, joille on kullekin annettu kyseisen

levykentän levynpaksuuden arvo. Laatat on sijoitettu keskipintamalliin nimensä mukaisesti levyn paksuuksien keskelle. Kuvassa 9 on esitetty keskipintamallilla mallinnettu a) geometria ja verkotus b) siipipyörän deformaatio muoto.



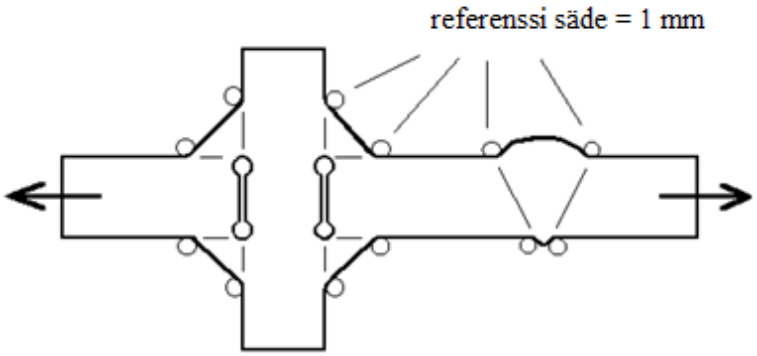
Kuva 9. Keskipintamallilla mallinnettu siipipyörä: a) siipipyörän geometria ja verkotus b) siipipyörä deformoituneessa tilassa, jossa näkyy syklinen pyörähdyssymmetrisyys.

3.3.1 Tehollisen lovijännityksen menetelmä

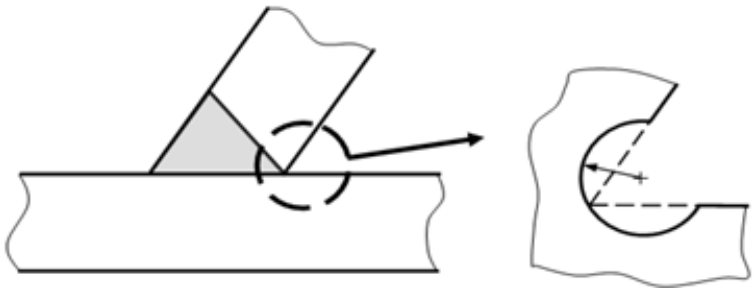
Tehollisen lovijännityksen menetelmä on nykyaikainen väsymismitoitusmenetelmä hitsatuille rakenteille, joka kasvattaa suosiotaan teollisuudessa. Menetelmässä on kaksi muuttu-

vaa vakiota, jotka on määritelty levynpaksuuksille $t \geq 5$ mm ja $t < 5$ mm. Yli viiden millimetrin levynpaksuuksilla tulee lovien mallinnuksessa käyttää referenssipyöristyssädettä $r_{ref} = 1$ mm ja alle viiden millin levynpaksuuksilla pyöristyssädettä $r_{ref} = 0{,}05$ mm. Levynpaksuuksille $t > 5$ mm on menetelmässä käytetty referenssipyöristyssäde jo sisällytetty IIW:n (International institute of welding) väsymismitoitussuosituksiin. Pienempi referenssisäde on käytössä lähinnä autoteollisuudessa. (Sonsino et al., 2010, s. 2.)

Yleisesti teholliseksi lovijännitykseksi kutsutaan jännitystilaa loven pohjalla, joka saadaan olettamalla materiaalille lineaaris-elastinen käyttäytyminen. Väsymiskestävyyden määrittämiseksi tehollista lovijännitystä verrataan yhteen S-N-käyrään (materiaalin väsymistä kuvaava käyrä). Tämä menetelmä soveltuu hyvin määrittämään väsymiskestävyys vaurioille, jotka alkavat joko hitsin juuresta tai hitsin rajaviivalta. Kuvassa 10 on esitetty pyöristysten sijainteja päittäis- ja pienaliitoksissa ja kuvassa 11 liitoksessa, jossa liitoskulma on vähemmän kuin 90 astetta. (mukailtu: Hobbacher, 2014, s. 29.)



Kuva 10. Tehollisen lovijännityksen laskentaan käytettävät pyöristykset pienahitsissä ja päittäisliitoksessa (mukailtu: Hobbacher, 2014, s. 30).



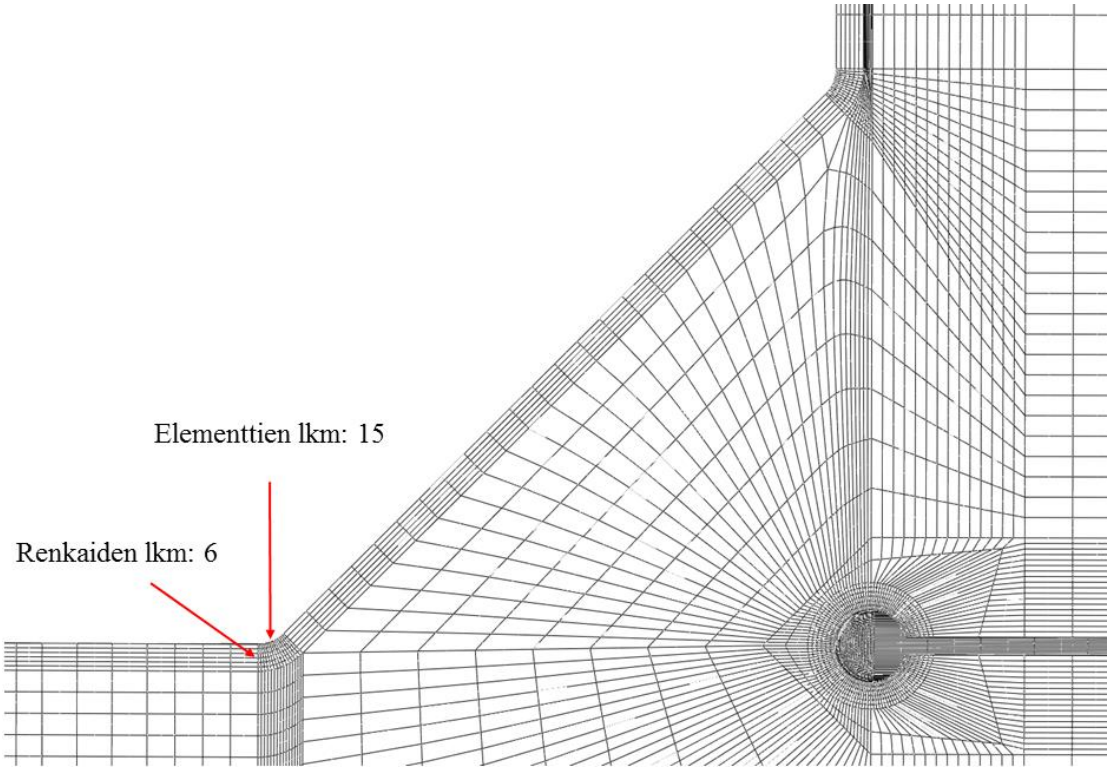
Kuva 11. Tehollisen lovijännityksen laskentaan käytettävä pyöristys liitoksessa, jossa kohtauskulma on pienempi kuin 90 ° (mukailtu: Hobbacher, 2014, s. 30).

Elementtejä pitäisi mallissa olla 125 kokonaisen loven kehän ympäri, kuten taulukon 3 mukaan Kranz ja Sonsino ovat ehdottaneet. Lisäksi renkaiden lukumäärä loven ympärillä on merkittävä. Käytännössä voi olettaa, että mitä enemmän renkaita malli sisältää, sitä luotettavampia tuloksia saadaan. Tällöin verkotus muodostuu jo reilusti ennen loven reunaa tasalaatuiseksi. Lähtökohtaisesti sinne suuntaan, missä jännityksellä on suurin gradientti, verkotuksenkin pitäisi olla tiheintä. Kuvassa 12 on esitetty tässä työssä tehollisen lovijännityksen määrityksessä käytettyä verkotusta. Elementtejä kokonaisen loven kehällä on ollut 125 kappaletta ja 0,75 mm syvyydessä kuusi rengasta. Tämä tarkoittaa loven pohjassa elementin kokoa 0,05 mm x 0,125 mm.

Taulukko 3. Suosituksia elementtien lukumäärälle pyöristyksissä (mukailtu: Baumgartner & Bruder, 2013, s. 138).

Laatija	**Elementtien lkm/360°**	**Renkaiden lkm.**	**Elementtien muotofunktio**	**Virhe vrt. todellinen jännitys**
Fricke / IIW	24	3	Neliö	"muutama %"
	40	>3	lineaarinen	
Gorsitzke et al.	72	6	Neliö	<2%
Eibl et al.	32	6	Neliö	-/-
Kranz & Sonsino	125	-/-	Lineaarinen	-/-

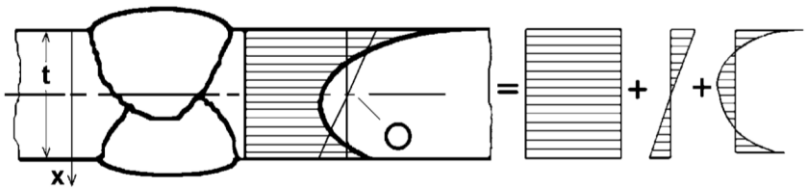
Tehollisen lovijännityksen laskentavirheen suurudella on yhteys elementtien muotofunktioon. Mallinnettaessa laattaelementeillä tai tilavuuselementeillä on suositeltavaa käyttää neliönmallisia elementtejä parabolisella muotofunktiolla. Näin virhe laskennassa muodostuu mahdollisimman pieneksi. Jo noin 75 elementin sijoittaminen kokonaisen loven kehälle antaa lähes täysin tarkkoja tuloksia neliön mallisilla elementeillä, mutta 125 elementin käyttämisellä ollaan kuitenkin varmalla puolella. Aina geometria ei kuitenkaan salli neliön mallisten elementtien käyttöä, vaan on käytettävä kolmion mallisia elementtejä. Tällöin on erityisen tärkeää, että loven kehällä on 125 elementtiä ja elementit ovat parabolisia, jotta virhe laskennassa jäisi pieneksi. (Baumgartner et al., 2013 s. 142–144.)



Kuva 12. Lovijännitysmenetelmässä käytetty verkko.

3.3.2 Liitosten jännityskomponenttien erittely

Tässä kappaleessa on esitelty hitsatussa rakenteessa olevien hitsausliitoksen kohdalla levyn paksuuden suunnassa vaikuttavia jännityksiä. Tässä työssä jännityskomponentit on määritetty levyn paksuuden yli alla esitetyn teorian mukaisesti, määrittämällä ensin jännitysjakauma elementtimenetelmällä. Jännitysjakauma levyn paksuuden yli hitsausliitoksissa on muodoltaan epälineaarinen. Kuvassa 13 on esitetty jännitysjakauman muodostuminen.



Kuva 13. Epälineaarisen jännitysjakauman $\sigma(x)$ muodostuminen (mukailtu: Hobbacher, 2014, s. 14).

Kuvan 13 epälineaarinen jännitysjakauma ($\sigma(x)$) muodostuu seuraavan yhtälön mukaisesti (Hobbacher, 2014, s. 14):

$$\sigma(x) = \sigma_m + \sigma_b + \sigma_{nl} \tag{24}$$

Kun liitos on analysoitu menetelmällä, jolla saadaan määriteltyä epälineaarinen jännitysjakauma paksuuden yli, voidaan jännityskomponentit liitoksesta eritellä yhtälön 24 mukaan seuraavasti (Hobbacher, 2014, s. 14):

- Kalvojännitys (σ_m) on keskiarvojännitys epälineaarisesta jakaumasta paksuuden yli. Se on myös vakio koko levyn paksuuden yli.
- Taivutusjännityskomponentti (σ_b) on lineaarisesti jakautunut levyn paksuuden yli. Se voidaan määrittää piirtämällä jana pisteen, O, kautta, missä kalvojännitys leikkaa levyn keskitason. Taivutusjännityskomponentin gradientti valitaan niin, että jäljelle jäävä epälineaarinen piikki on tasapainossa.
- Epälineaarinen lovijännityspiikki (σ_{nl}) on täten loput jännitysjakaumasta.

Jännitysjakauma ($\sigma(x)$) voidaan jakaa analyyttisesti kaavojen 25, 26 ja 27 avulla yllä mainittuihin komponentteihin, kun levyn pinnalla, $x = 0$, ja paksuuden yli toisella puolella $x = t$.

$$\sigma_m = \frac{1}{t}\int_{x=0}^{x=t} \sigma(x) * dx \tag{25}$$

$$\sigma_b = \frac{6}{t^2}\int_{x=0}^{x=t} \sigma(x) * \left(\frac{t}{2} - x\right) dx \tag{26}$$

$$\sigma_{nl(x)} = \sigma(\mathrm{x}) - \sigma_m - \left(1 - \frac{2x}{t}\right) * \sigma_b \tag{27}$$

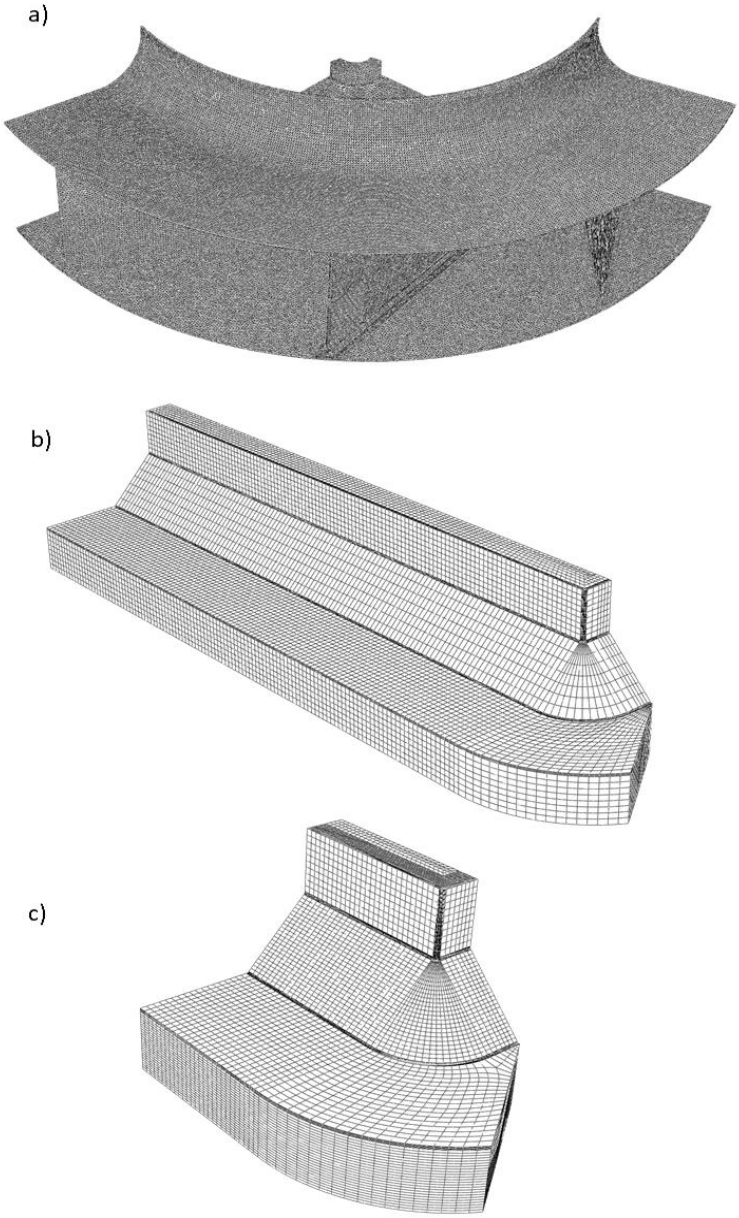
Lisäksi jännitysjakaumasta voidaan erotella liitoksen rakenteellisen epäjatkuvuuden aiheuttama rakenteellinen jännitys. Rakenteellinen jännitys σ_s muodostuu summana kalvojännityksestä ja levyn taivutusjännityksestä seuraavan yhtälön mukaisesti (Niemi, 2003, s. 99):

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b \tag{28}$$

3.3.3 Rakenteen alimallinnus

Rakenteen monimutkaisuuden, suuren koon ja lovijännitysmenetelmässä vaaditun elementtiverkon tiheyden takia on analyyseissä käytetty apuna alimallinnusta. Alimallinnuksessa

päämallista on ensi määritetty rakenteen siirtymät suhteellisen harvalla verkolla. Tämän jälkeen elementtien solmujen siirtymät on siirretty alimalliin. Myös alimallin alueella vaikuttuva kuormitus tulee laittaa vaikuttamaan alimalliin. Alimallinnusta voidaan hyödyntää, kun halutaan tutkia ennalta määritettyä aluetta, jonka tutkiminen vaatii tiheää verkkoa. Kuvassa 14 on eritelty lovijännitysmenetelmässä käytetyt mallit: päämalli, alimalli ja alimallin alimalli. Alimalleja on luotu kaksi kappaletta, koska päämallin ollessa hyvin suuri ei ensimmäisen alimallin verkkoa saatu tihennettyä tarpeeksi laskenta-ajan puitteissa. Pelkästään yhden alimallin käyttäminen olisi myös mahdollisesti keskiarvoistanu tuloksia. (Abaqus, 2014)



Kuva 14. Esimerkkitapaus alimallinnuksen hyödyntämisetä: a) päämalli, b) 1. alimalli ja c) 2. alimallin alimalli. Tapauksessa on tarkasteltu takalevyn ja siiven välistä hitsiä.

3.4 Pyörivän levyn jännitykset

Oletetaan pyörivän levyn paksuuden olevan vakio koko levyssä. Samalla oletetaan levyn keskellä olevan pyöreä reikä ja sen reunalla ei vaikuta säteensuuntaisia voimia. Tällöin voidaan levyn jännityksille säteen suuntaan ja tangentinsuuntaan johtaa yhtälöt (Ylinen, 1970, s. 987):

$$\sigma_r = \rho\omega^2 {b_r}^2 \frac{3+\nu}{8}(1 + \frac{a_r}{b_r} - \frac{{r_t}^2}{{b_r}^2} - \frac{{a_r}^2}{{r_t}^2}) \tag{29}$$

$$\sigma_t = \rho\omega^2 {b_r}^2 \frac{3+\nu}{8}(1 + \frac{a_r}{b_r} - \frac{1+3\nu}{3+\nu}\frac{{r_t}^2}{{b_r}^2} + \frac{{a_r}^2}{r^2}) \tag{30}$$

Yhtälöissä 29 ja 30 σ_r on säteensuuntainen jännitys, σ_t on tangentin suuntainen jännitys, ρ on tiheys, ω on pyörimisnopeus, b_r on levyn ulkokehän säde, a_r on levyn reiän säde, r_t etäisyys säteen suunnassa ja ν on Poissonin vakio. Yllä on oletettu, että säteensuuntainen jännitys häviää sisäreunassa. Suurimman arvon $(\sigma_r)_{max}$ se toisaalta saa seuraavasti (Ylinen, 1970, s. 987):

$$r_t = \sqrt{a_r b_r} \tag{31}$$

$$(\sigma_r)_{max} = \rho\omega^2 {b_r}^2 \frac{3+\nu}{8}(1 - \frac{a_r}{b_r})^2 \tag{32}$$

Yhtälössä 32 $(\sigma_r)_{max}$ on säteensuuntainen suurin jännitys, joka saa suurimman arvon yhtälön 31 kohdassa. Tangentinsuuntainen jännitys saa suurimman arvon levyn sisäreunalla. Tällöin sille voidaan johtaa seuraava yhtälö (Ylinen, 1970, s. 987):

$$(\sigma_t)_{max} = \rho {b_r}^2 \omega^2 \frac{3+\nu}{4}\left(1 + \frac{1-\nu}{3+\nu} * \frac{{a_r}^2}{{b_r}^2}\right) \tag{33}$$

Yhtälössä 33 $(\sigma_t)_{max}$ on tangentinsuuntainen suurin jännitys. Suurin säteen suuntainen jännitys pyörivässä levyssä määräytyy siis yhtälön 32 mukaisesti, yhtälön 31 määrittelemässä kohdassa. Suurin tangentin suuntainen jännitys vaikuttaa levyn sisäreunalla. Tangentin

suuntainen jännitys laskee edettäessä säteen suunnassa kohti ulkoreunaa, kun taas säteensuuntainen jännitys lähtee kasvamaan sisäreunalta, käy maksimissaan ja päätyy ulkoreunalla lähelle nollaa.

3.5 Rakenteen levykenttien optimointi

Rakenteen levykenttien perusmitoitukseen on kehitetty herkkyysanalyysin avulla käyrästö, jolla voidaan optimoida levykenttien paksuudet, kun kuormitustilanne ja rakenteen geometria on tiedossa. Herkkyysanalyysissä on käytetty hyväksi elementtimenetelmää, jossa mallinnetun siipipyörän (keskipintamalli) laattaelementtien paksuuksia on vaihdeltu. Malleista on luotu joukko analyysejä, joiden yhteisenä tekijänä kullekin ryhmälle on ollut sama siiven paksuus. Muuttuvana tekijänä on pidetty etu- ja takalevyjen paksuuksia. Näin saadaan kuvattua jännitysten muuttuminen siipipyörässä levynpaksuuksien funktiona.

3.6 Hitsien mitoitus staattisen kestävyyden ja lämmöntuonnin mukaan

Hitsin a-mitta voidaan määritellä EC3:n (Eurocode3, eurooppalainen teräsrakenteiden suunnittelu standardi) mukaan jakamalla hitsissä vaikuttavat jännitykset hitsin pituussuuntaisen akselin suhteen yhdensuuntaisiin- ja sitä vastaan kohtisuoriin komponentteihin, jotka jaetaan edelleen hitsin laskentapinnan suuntaisiin- ja sitä vastaan kohtisuorassa oleviin jännityskomponentteihin. Hitsin pinta-alan mitoitusarvo voidaan määrittää seuraavasti (SFS-EN 1993-1-8, s. 46):

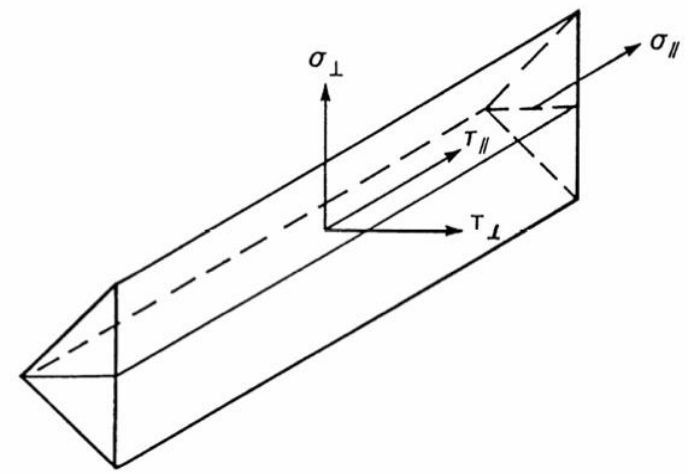
$$A_w = \sum a\, l_{eff} \tag{34}$$

Yhtälössä 34 A_w kuvaa hitsin laskentapoikkipinta-alaa, a hitsin a-mittaa ja l_{eff} hitsin efektiivistä pituutta. Jännitysten oletetaan jakautuvan tasan hitsin laskentapinnalla, ja jännitykset hitsin laskentapinnalla voidaan jakaa kuvan 15 esittämällä tavalla. Akselinsuuntaista normaalijännitystä ($\sigma_\parallel$) ei oteta huomioon laskettaessa hitsin staattista kestävyyttä. Pienahitsin kestävyys on riittävä, mikäli seuraavat yhtälöt ovat voimassa (SFS-EN 1993-1-8, s. 46):

$$\sqrt{{\sigma_\perp}^2 + 3({\tau_\perp}^2 + {\tau_\parallel}^2)} \leq \frac{f_u}{\beta_w \gamma_{M2}} \tag{35}$$

$$\sigma_{\perp} \leq \frac{0{,}9 f_u}{\gamma_{M2}} \tag{36}$$

Yhtälöissä 35 ja 36 $\sigma_{\perp}$ on hitsin laskentapintaa vastaan kohtisuora normaalijännitys, $\tau_{\perp}$on hitsin akselia vastaan kohtisuora leikkausjännitys, $\tau_{\parallel}$ on hitsin akselin suuntainen leikkausjännitys, f_u on materiaalin murtorajaa vastaava jännitys, β_w on pienahitsin korrelaatiokerroin eli perusaineen ja hitsiaineen murtolujuuksien suhde ja γ_{M2} on liitosten osavarmuusluku.



Kuva 15. EC3:n mukainen hitsin jännityskomponenttien jaottelu hitsin laskenta pinta-alalla (SFS-EN 1993-1-8, s. 46).

Pienahitsin a-mittaa määritettäessä on myös syytä ottaa huomioon riittävä lämmöntuonti, jotta vältyttäisiin käyttämästä korotettua työlämpötilaa. Tällä perusteella voidaan soveltaa yhtälön 32 mukaista nyrkkisääntöä (Niemi, 2003, s. 67):

$$a[\mathrm{mm}] = \sqrt{t(\mathrm{mm})} - 0{,}5 \tag{37}$$

Yhtälössä 37 *a* on hitsin a-mitta ja *t* on liitettävän (paksumman) levyn paksuus. Staattisen kestävyyden mukaan mitoitettujen hitsausliitosten a–mittojen laskenta on esitetty liitteessä II. Laskenta on suoritettu suurimmalla sallitulla kuormituksella, joka on esitetty luvussa 2.3.1. Lisäksi pienahitsin mitoituksessa, EC3:n mukaan, pienahitsin a-mitaksi on valittava vähintään 3 mm (SFS-EN 1993-1-8, s. 45).

3.7 Hitsausliitosten mitoitus väsymiskestävyyden mukaan

Tässä työssä hitsausliitosten mitoitus väsymiskestävyyden mukaan on tehty noudattaen IIW:n suosituksia. Mitoitus perustuu laajaan väsymiskestävyyskoedataan, jota on saatu lukuisista väsymiskokeista S-N-käyrinä.

S-N-käyrästöt ovat yleinen tapa ilmaista kappaleen kestävyys suhteessa kuormanvaihteluiden lukumäärään. Koekappale on altistettu väsyttävälle kuormitukselle määritetyllä jännitysvaihtelulla ja tietyn jännitysvaihteluiden lukumäärän jälkeen kappale murtuu. Näin saadaan jännitysvaihtelu-kuormanvaihto taulukkoon pisteiden arvoja. Väsymismurtumaan vaadittavien syklien lukumäärä voi vaihdella useita syklien suuruusluokkia, joten S-N-käyrät on ilmoitettu logaritmisella asteikolla. (Dowling, 2007, s. 396–398)

Väsyttävä kuormitus voi olla joko vakio-amplitudista tai muuttuva-amplitudista. Muuttuva-amplitudinen kuormitusvaihtelu voidaan muuttaa ekvivalentiksi kuormitusvaihteluksi Palmgren-Miner säännön avulla seuraavan kaavan mukaisesti, kun jännitysvaihtelut ovat saman S-N-käyrän alueella (Hobbacher, 2014, s. 114):

$$\Delta\sigma_{ekv} = \sqrt[m_1]{\frac{\sum\left[\Delta\sigma_i^{m_1} * n_i\right]}{\sum n_i}} \tag{38}$$

Yhtälössä 38 $\Delta\sigma_{ekv}$ on ekvivalentti jännitysvaihtelu, m_1 on S-N-käyrän kulmakerroin kun jännitysvaiheluiden lukumäärä $N_f < 1 * 10^7$, n_i on jännitysvaihteluiden lukumäärä, $\Delta\sigma$ on jännitysvaihtelun suuruus ja $\sum n_i$ on summa jännitysvaihteluista, joka voidaan korvata myös käyttöikää paremmin kuvaavalla kestoiän yksiköllä.

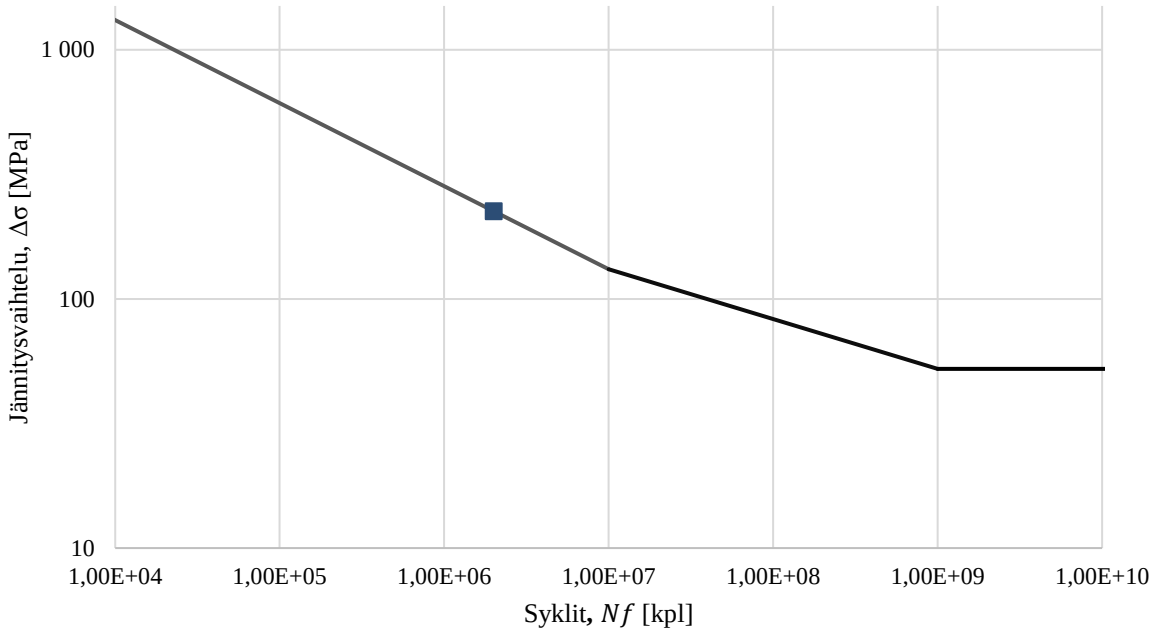
Kun määritetyt jännitysvaihtelut sisältävät eri S-N-käyrän kulmakertoimen määrittävälle suoralle osuvia jännitysvaihtelun arvoja, voidaan ekvivalentti jännitysvaihtelu tällaisessa tilanteessa määritettyä seuraavasti (Hobbacher, 2014, s. 114):

$$\Delta\sigma_{ekv} = \sqrt[m_1]{\frac{\sum_{i=j}^{k} n_i \Delta\sigma_i^{m_1} + \Delta\sigma_D^{(m_1-m_2)} \sum_{i=0}^{j-1} n_i \Delta\sigma_i^{m_2}}{\sum n_i}} \tag{39}$$

Yhtälössä 39 $\Delta\sigma_D$ kuvaa jännitysvaihtelua $1 * 10^7$ syklin kohdalla ja m_2 on S-N-käyrän kulmakerroin, kun jännitysvaihdeluiden lukumäärä $N_f > 1 * 10^7$.

Hitsausliitosten väsymismitoituksessa on käytetty tehollista lovijännitysmenetelmää, joka on esitelty luvussa 3.1.1. Elementtimenetelmästä saatuja tuloksia on verrattu hitsausliitokselle määriteltyyn väsymisluokkaan, joka pääjännityshypoteesille, kun $N = 2x10^6$, on FAT (Väsymisluokka) 225. FAT 225:n S-N-käyrä on esitetty taulukossa 4. (Sonsino et al., 2012, s. 2; EN 1993-1-9, 2005, s. 15)

Taulukko 4. Väsymisluokan FAT225 EC3:n mukainen S-N-käyrä.



Käyrästä voidaan määrittää vakioamplitudiselle jännitysvaihtelulle väsymisraja ($\Delta\sigma_D$), kohdassa $N_f = 1 * 10^7$, sekä muuttuva-amplitudiselle ($\Delta\sigma_L$), kohdassa $N_f = 1 * 10^9$, seuraavasti:

$$\Delta\sigma_D^{m_1} N_f = FAT^{m_1} * 2 * 10^6 \tag{40}$$

$$\Delta\sigma_L^{m_2} N_f = {\sigma_D}^{m_2} * 1 * 10^7 \tag{41}$$

Yhtälöissä 40 ja 41 $\Delta\sigma_D$ on vakioamplitudinen väsymisraja kohdassa $N_f = 1 * 10^7$, $\Delta\sigma_L$ on muuttuva – amplitudisen kuormituksen väsymisraja kohdassa $N_f = 1 * 10^9$, m_1 on S-N-käyrän kulmakerroin, jonka arvo on 3, m_2 on S-N-käyrän kulmakerroin, jonka arvo on 5 ja FAT on materiaalin väsymisluokka.

Edellisistä yhtälöistä saadaan määriteltyä jännitysvaihtelut seuraavasti: Kymmenen miljoonan kohdalla vakioamplitudista jännitysvaihtelua vastaava jännitysvaihtelun arvo on 132 MPa. 1000 miljoonan kohdalle osuvan muuttuva-amplitudisen jännitysvaihtelun arvo on 52 MPa.

4 RAKENTEEN MUOTOILU JA KESTÄVYYDEN PARANTAMINEN

Tässä kappaleessa on käsitelty siipipyörän rakenteen kestävyyteen vaikuttavia asioita. Kaikkia mainittuja asioita ei voida suoraan soveltaa siipipyöriin, mutta niistä on kuitenkin mainittu asioiden tiedostamiseksi.

4.1 Staattiseen kuormitukseen vaikuttaminen

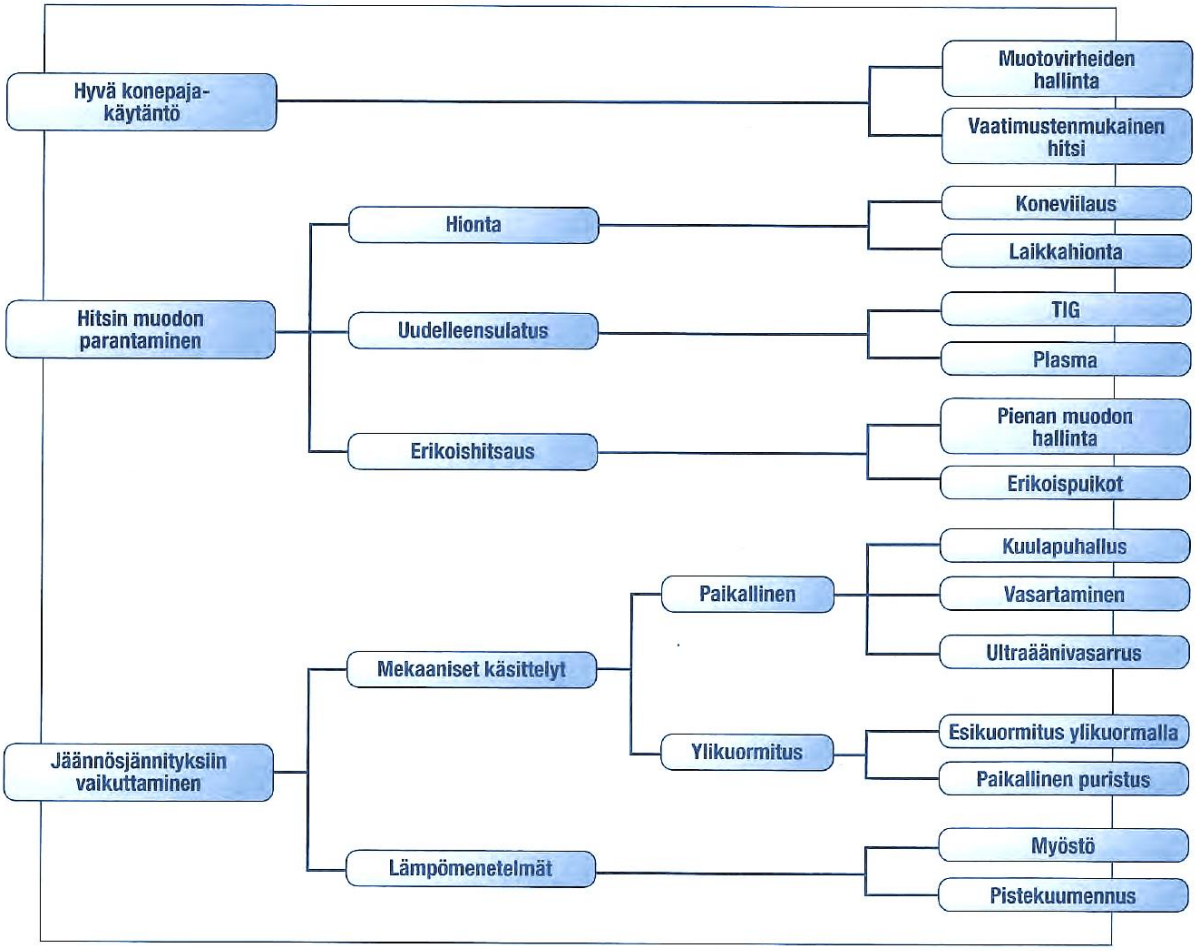
Staattinen kuormitus muodostuu siipipyörässä keskipakoisvoimasta tasaisella pyörimisnopeudella. Kuormitukseen vaikutettaessa yksinkertaisin ja vaikuttavin lähestymistapa on vaikuttaa yhtälön 4 mukaan pyörimisnopeuteen. Tämä kuitenkin on suoraan verrannollinen itse puhaltimen suoritustehoon. Toinen vaihtoehto on vaikuttaa siipipyörän geometriaan. Kun siipipyörän koko on jonkin modulaarisuuden mukaisesti vakio, voidaan kuormitukseen vaikuttaa vähentämällä siipipyörän massaan. Massan vähennys voidaan tehdä pienentämällä levykenttien paksuuksia. Tällöin on kuitenkin otettava huomioon yleisen jännitystilan muuttuminen siipipyörässä.

4.2 Väsymiskestävyyden parantaminen

Mikäli rakenteeseen syntyy käytönaikana säröjä, voi suunnittelijan ensimmäinen ajatus ongelman ratkaisemiseksi olla: ”enemmän terästä” tai ”lujempaa terästä”. Näin ei kuitenkaan välttämättä kannattaisi väsymisvaurioita torjua, vaan harkita tässä kappaleessa esitettyjen toimenpiteiden käyttöönottamista. (Niemi, 2003, s. 113.)

Rakenteen väsymiskestävyyteen ja kestoikään voidaan vaikuttaa seuraavilla seikoilla (Niemi, 2003, s. 113):

- Suunnittelun keinoin oikealla mitoituksella ja tarvittavalla muotoilulla
- Valmistuksen keinoin riittävällä laadulla ja jälkikäsittelyllä, joita on esitetty kuvassa 16.



Kuva 16. Väsymislujuuden parantaminen valmistustekniikan avulla (Niemi, 2003, s. 112).

4.2.1 Nimellisen jännityksen pienentäminen ja siihen vaikuttaminen

Nimelliseen jännitykseen vaikuttaminen on yksinkertaisin ja tehokkain tapa vaikuttaa rakenteen väsymiskestävyyteen. Kun jännitysvaihtelua hitsausliitoksen luona pienennetään puoleen, saadaan lopulliseksi kestoiäksi kahdeksan-kertainen alkuperäiseen verrattuna. Mahdollisuuksia vaikuttaa nimelliseen jännitykseen ovat (Niemi, 2003, s. 113):

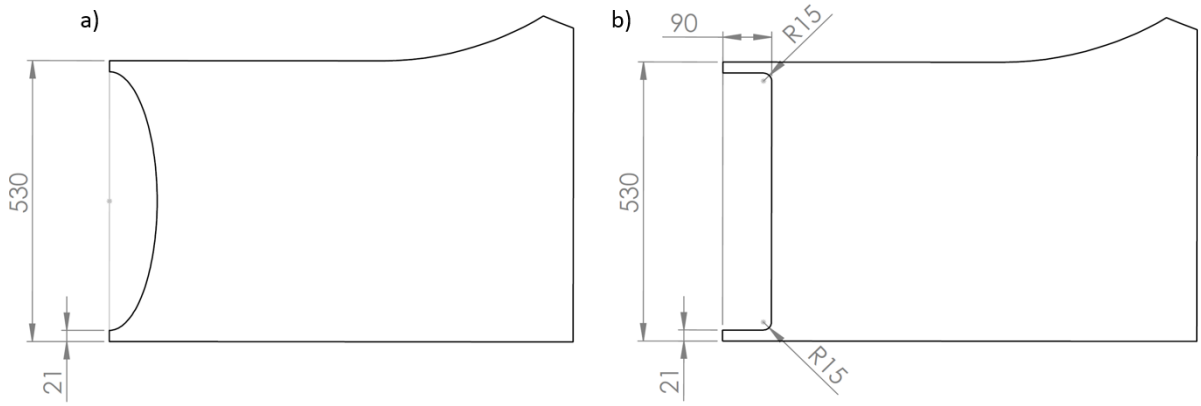
- Rakenteen levynpaksuuksien kasvattaminen, ei tarpeettoman lujan teräksen käyttöä
- Kriittisten hitsien siirtäminen alueelle, jossa nimellinen jännitys vaihtelee vähemmän
- Makrogeometristen vaikutusten välttäminen hitsien läheisyydessä ja rakenteen jatkuvuuden lisääminen

Jännitysvaihteluun voidaan myös vaikuttaa kuormituksen optimoinnilla. Asiakkaalle voidaan määritellä reunaehdot, jossa rakennetta tulee käyttää. Siipipyörän tapauksessa voidaan määritellä tietty pyörimisnopeusvaihtelu, jota ei saa ylittää.

4.2.2 Rakenteellisen jännityskeskittymän pienentäminen

Pyrittäessä vaikuttamaan rakenteelliseen jännityskeskittymään pyritään pienentämään tai välttämään rakenteen epäjatkuvuuksien aiheuttamia keskittymiä. Rakennetta voidaan loveta tai tehdä jouhevammaksi, jotta liitoskohta konsentroisi jännitystä.

Tässä työssä siipipyörän muotoilua on tutkittu kahden eri loven avulla. Loveus on tehty siiven ulkokehän puolelle niin, että hitsaus on mahdollista suorittaa sulattamatta lovettua siiven kärkeä. Lovien muodot on esitetty kuvassa 17.



Kuva 17. Tutkitut loveukset siivessä: a) ellipsimäinen loveus ja b) suorakulmion muotoinen loveus.

Loveus tapauksessa a) on määritetty seuraavasti: Ellipsin keskipiste on määritetty siiven ulkosivun keskelle, x-akseli kulkee siiven pitkää sivua ja y-akseli siiven lyhyttä sivua pitkin. Täten ellipsin yhtälö voidaan kirjoittaa yhtälön 42 muotoon. Kokonaisluvut on ilmoitettu yksikössä mm.

$$\frac{x^2}{244^2} + \frac{y^2}{90^2} = 1 \tag{42}$$

4.2.3 Hitsin lovivaikutuksen pienentäminen

Hitsin kupu aiheuttaa lovijännityksen, jota kuvataan M_k -kertoimella, ja jolla on särön ydintymiseen ja kasvun alkuvaiheeseen kohtalainen suuri vaikutus. Vaikutus kuitenkin pienenee särön kasvaessa. Hitsin aiheuttamaa lovijännitystä on mahdollista pienentää (Niemi, 2003, s.114):

- Rajaviivan muotoilulla, jossa hitsausparametrit tärkeitä
- Jälkikäsittelyllä

Hitsattaessa pienahitsejä robotilla voi oikeilla hitsausparametreilla saada aikaan hitsikuvun jouhevaliittyminen perusaineeseen. Tämä tarkoittaa käytännössä suurta liittymiskulmaa, θ, ja suurta rajaviivan sädettä, ρ_h. Väsytyskokeissa on tehty myös havainto, että robottihitsauksen tuottama viivasuora rajaviiva on haitaksi, sillä siihen ydintyy helposti pitkiä alkusäröjä. Hitsauspään vaaputus tuottaa hitsin rajaviivalle aaltomaisen rajaviivan, jossa ydintyvät säröt ovat lyhyitä. Vaaputusta ei kuitenkaan suositella käytettäväksi kiinnitysliitoksissa, koska kiinnitysliitoksissa särö ydintyy vaaputuksessa aaltojen väliin leikkausjännitystä vastaan kohtisuorassa. (Niemi, 2003, s. 114.)

Hitsien väsymiskestävyyttä voidaan parantaa myös rajaviivan jälkikäsittelyllä. Vaihtoehtoisia menetelmiä jälkikäsittelylle on esimerkiksi seuraavia, joista tehokkain menetelmä väsymiskestävyyden parantamiseen on vasarointi (Niemi, 2003, s. 114; Haagensen & Maddox. 2010, s. 36):

- Hionta
- TIG-uudelleensulatus
- Vasarointi

Hionnalla on tarkoitus suurentaa rajaviivan sädettä, ρ_h, ja poistaa samalla siitä alkusäröt, joten aika särön ydintymiseen pitenee. Hiontaan käytetään mieluiten koneviilaa. Hiontaa tehdään aina 0,5 mm syvemmälle vielä sen jälkeen, kun viimeiset reunahaavan jäljet ovat hävinneet näkyvistä. Hiontaa ei kuitenkaan saa jatkaa syvemmälle kuin 1 mm tai 7 % levyn paksuudesta. Hionta on menetelmänä hidas ja kallis työvaihe, joten sitä on syytä soveltaa vain lyhyillä matkoilla. Esimerkki tällaisesta on korvakkeen pää. Hionnan vaikutuksesta liitoksen FAT-luokkaa voidaan nimellisen- ja rakenteellisen jännityksen menetelmässä korottaa 30 %. (Niemi, 2003, s. 114; Haagensen et al., 2010, s. 5–36)

TIG-uudelleensulatus perustuu rauhallisen ja roiskeettoman valokaaren avulla sulatetun rajaviivan jähmettymiseen pyöristyssäteen muotoon. TIG-uudelleensulatus on nopeampi kuin hionta, mutta jäännösjännitysten kannalta se on yleensä huonompi. Lujien terästen tapauksessa saattaa austeniitin hajaantuminen kuitenkin tapahtua niin alhaisessa lämpötilassa, että

jopa puristusjännityksen syntyminen sulatetulle alueelle on mahdollista. (Niemi, 2003, s. 115.) TIG-uudelleensulatuksen vaikutuksesta liitoksen FAT-luokkaa voidaan nimellisen- ja rakenteellisen jännityksen menetelmässä korottaa 30 % (Haagensen et al., 2010, s. 36).

Vasarrus työkalulla, jonka kärki on puolipallon muotoinen, tuottaa hyvin lähelle samanlaisen pyöristyssäteen kuin hionta. Lisäksi vasarrus aiheuttaa käsitellylle alueelle puristusjännityksen. Menetelmä soveltuu parhaiten paksuhkoille levyille ja lujille materiaaleille. (Niemi, 2003, s. 115.) Vasarruksen vaikutuksesta liitoksen FAT-luokkaa voidaan nimellisen- ja rakenteellisen jännityksen menetelmässä korottaa 30 % (Haagensen et al., 2010, s. 36).

4.2.4 Alkusäröihin vaikuttaminen

Väsymisessä alkusäröjen ydintyminen ja sen kasvuvaihe on tärkeä ottaa huomioon. Ensimmäisen kasvun vaiheet voivat viedä jopa 10 % koko särönkasvuun kuluvista jännitysjaksoista. Jos alkusäröä, a_0, pystytään pienentämään, on mahdollista saada kestoikään useiden kymmenien prosenttien lisäys. (Niemi, 2003, s. 115.)

Alkusärön kokoa on mahdollista pienentää jälkikäsittelymenetelmillä, mutta myös hitsausprosessin ja -parametrien oikealla valinnalla voidaan vaikuttaa alkusäröjen syntymiseen. Esimerkiksi juohevan hitsikuvun ja perusaineen liittymällä on mahdollista saavuttaa pieni alkusärö. (Niemi, 2003, s. 115.)

Valmistuksessa niin kuin myös suunnittelussakin on otettava huomioon juuren puolelle syntyvä alkusärö läpihitsautumattomuudesta. Juuren puolta ei voi parantaa jälkikäsittelyllä, joten juuri ei saisi koskaan jäädä rakenteessa kriittiseksi kohteeksi. Lisäksi särö kasvaa hitsin sisällä piilossa, joten esimerkiksi silmämääräisesti tehtävissä määräaikaistarkastuksissa tätä on vaikea tai mahdoton havaita.

4.2.5 Jäännösjännitysten pienentäminen

Yleisimpiä keinoja hitsausjäännösjännitysten muuttamiseen ovat myöstö noin 600 °C:n lämpötilassa, rakenteen ylikuormittaminen, joka venyttää lovien ainetta plastisesti aiheuttaen niihin puristusjäännösjännityksen ja hitsin rajaviivan työstäminen paineilma- tai ultraäänitalttauksella. Edellä mainituista myöstö ei poista vetojännityksiä rakenteesta kokonaan,

mutta kuitenkin pienentää niitä niin, että puristukselle menevästä jännitysheilahduksen osasta noin 40 % katsotaan tehottomaksi. (Niemi, 2003, s. 115.)

Siipipyörän ylikuormituksessa väsymisen kannalta kriittiset kohdat venyvät plastisesti ja kuormituksen poistuttua niihin kohtiin syntyy puristusjäännösjännitys. Vastaavaa voi tapahtua myös normaalin käytön aikana, jos kuormituksessa esiintyy aika ajoin korkea pyörimisnopeuden piikki. Tämä aiheuttaa kasvavan särön kärkeen puristusjännitystilan, joka hidastaa särön kasvua niin kauan, kunnes särö on edennyt jälleen plastisesti muokkautuneen alueen yli. Vastaavasti ylikuormituksen voi järjestää jo ennen rakenteen asiakkaalle lähettämistä. Tällöin siipipyörää kiihdytetään hitaasti haluttuun ylinopeuteen. Nopeus pidetään tyypillisesti noin minuutin ajan, joka riittää saavuttamaan halutun vaikutuksen. Lopuksi siipipyörä pysäytetään ja tarkastetaan testauksessa syntyneiden säröjen takia. (Niemi, 2003, s. 115; Gutzwiller, 2010, s. 42.)

5 TULOSTEN TARKASTELU

Tässä luvussa on käsitelty tutkimuksen aikana saadut tulokset. Tulokset on esitetty niin, että ensin on käsitelty pyörivän tasapaksun levyn suurimmat jännityksen, analyyttiset ratkaisut ja herkkyysanalyysi. Tämän jälkeen on edetty hitsausliitosten staattiseen kestävyyteen ja sitä kautta väsymismitoitukseen.

5.1 Pyörivän levyn jännitysten laskenta

Pyörivän levyn laskenta on toteutettu luvussa 3.4 esitettyjen periaatteiden mukaisesti. Seuraavaksi alla on esitetty laskennat näiden periaatteiden mukaisesti suurimpien arvojen määrittämiseksi.

$$(\sigma_r)_{max} = \rho\omega^2 {b_r}^2 \frac{3+\nu}{8}(1-\frac{a_r}{b_r})^2$$

$$= 7850 * 10^{-6}\,{}^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3} * \left(\frac{2 * \pi * 640\ \mathrm{rpm}}{60s}\right)^2 * 1{,}640^2\mathrm{m} * \frac{3+0{,}3}{8}$$

$$* \left(1-\frac{0{,}1125\mathrm{m}}{1{,}630\mathrm{m}}\right)^2 = 33{,}799\ \mathrm{MPa} \approx 34\ \mathrm{MPa}$$

$$(\sigma_t)_{max} = \sigma_t(a_r) = \rho {b_r}^2 \omega^2 \frac{3+\nu}{4}\left(1+\frac{1-\nu}{3+\nu} * \frac{{a_r}^2}{{b_r}^2}\right)$$

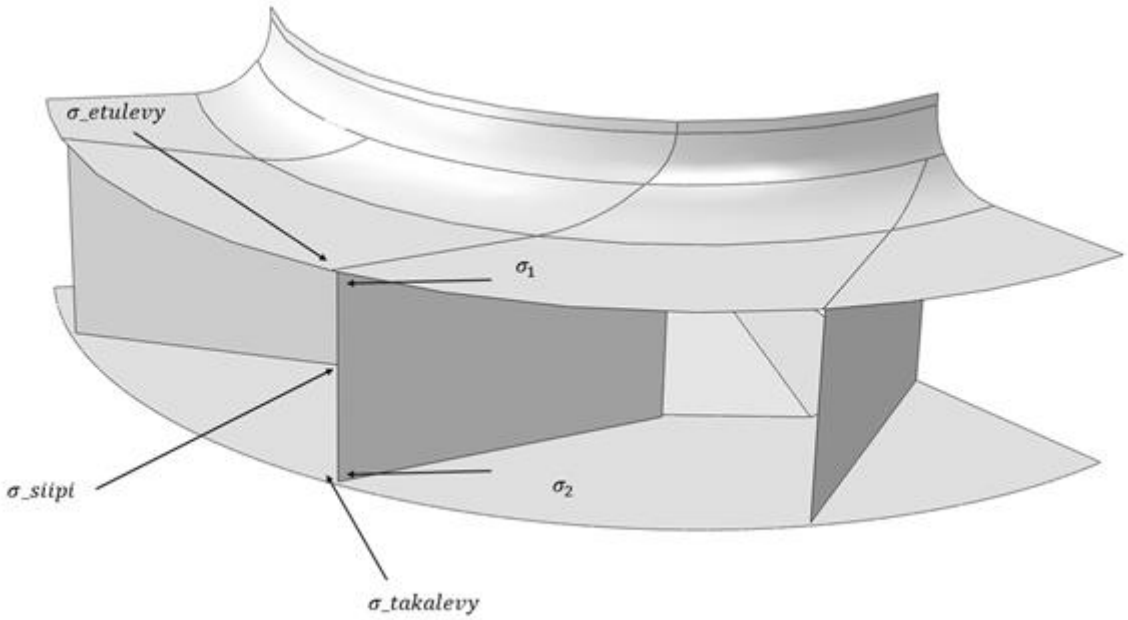
$$= 7850 * 10^{-6}\,{}^{\mathrm{kg}}/_{\mathrm{m}^3} * 1{,}640^2\mathrm{m} * \left(\frac{2 * \pi * 640\ \mathrm{rpm}}{60s}\right)^2 * \frac{3+0{,}3}{4}$$

$$* \left(1+\frac{1-0{,}3}{3+0{,}3} * \frac{0{,}1125^2}{1{,}630^2}\right) = 78{,}066\ \mathrm{MPa} \approx 78\ \mathrm{MPa}$$

Ylläolevista laskelmista voidaan päätellä tangentinsuuntaisen jännityksen olevan noin kaksi kertaa suurempi kuin säteensuuntaisen. Elementtimenetelmällä saatu jännitys levyn ulkokehällä on 60 MPa. Tangentinsuuntainen jännitys pienenee hieman sisäkehällä olevasta arvosta.

5.2 Analyyttisten laskukaavojen tulokset

Tässä luvussa on käsitelty analyyttisillä ratkaisukaavoilla saatuja tuloksia. Kuvassa 18 on esitetty kohdat, joista analyyttisillä kaavoilla, kuten myös jatkossa herkkyysanalyysillä, on tulokset tarkasteltu. Analyyttisten kaavojen tulokset ja niitä vastaavat elementtimenetelmällä saadut tulokset on esitetty taulukossa 5.



Kuva 18. Analyyttisissä laskennoissa käytettyjen jännitysten kuvaukset.

Taulukko 5. Analyyttisten laskukaavojen ja elementtimenetelmällä saatujen jännitysten erot ilmoitettuna yksikössä MPa.

	σ_siipi	σ_1	σ_2	$\sigma_etulevy$	$\sigma_takalevy$
Analyyttiset kaavat	297	106	215	295	275
Elementtimenetelmä	285	110	267	310	314

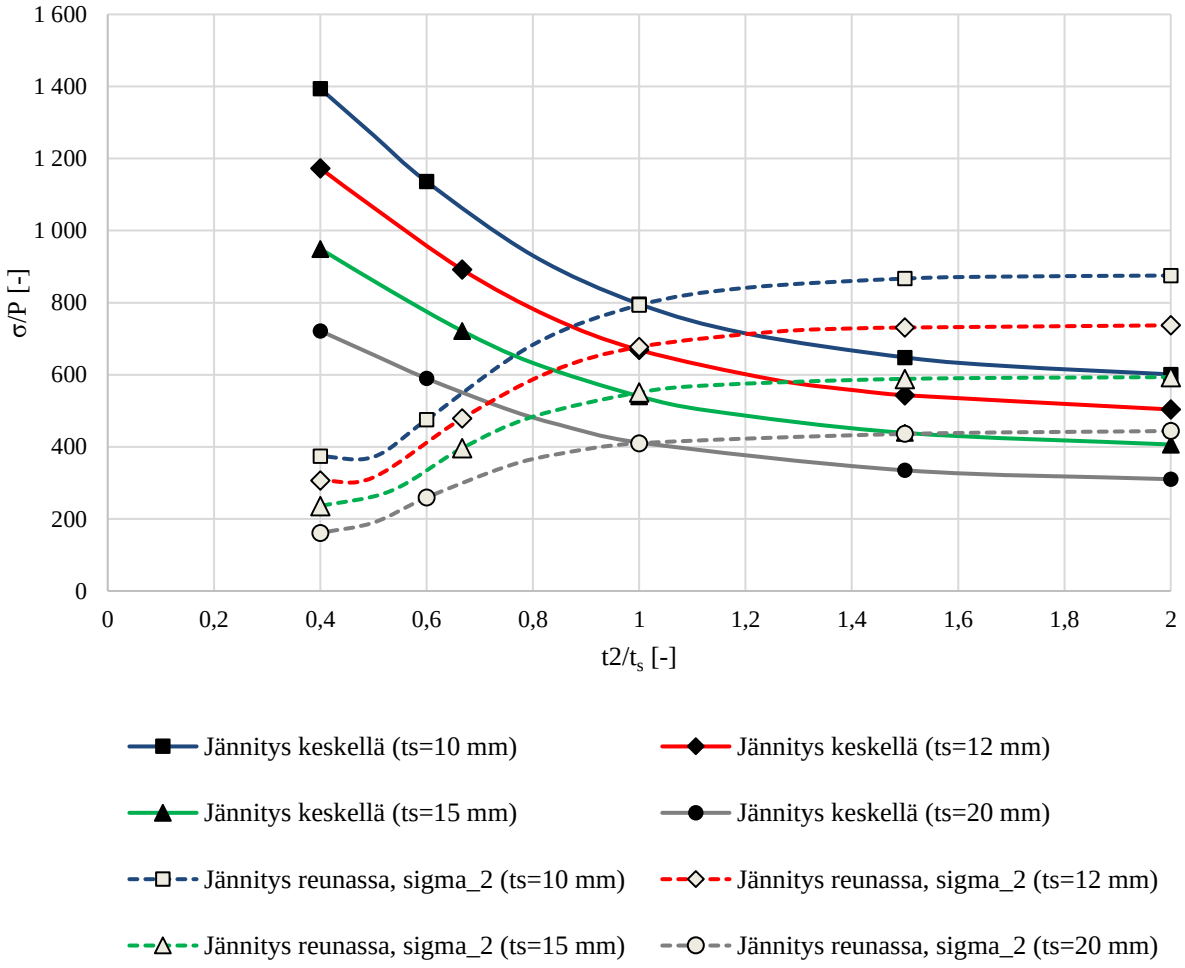
Eroa analyyttisten ratkaisukaavojen ja elementtimenetelmän välillä tulee eniten siiven jännityksessä σ_2. Muuten analyyttinen malli kuvaa siipipyörän jännityksiä kohtuullisen hyvin. Siiven jännitys on hieman suurempi analyyttisillä ratkaisukaavoilla määritettynä kuin elementtimenetelmän antama jännitys. Näin ollen analyyttisillä kaavoilla saadaan kohtuullinen käsitys siipipyöränjännitystiloista.

5.3 Rakenteen herkkyysanalyysi

Rakenteen levynpaksuuksien vaikutusta rakenteen jännityksiin, tai niin sanottua herkkyyttä, on tutkittu elementtimenetelmän avulla. Tulokset on saatu käyttämällä keskipintamallia. Vaikutusta on tutkittu staattisella ja väsyttävällä kuormituksella. Tulokset on ilmoitettu siivelle, siiven ja takalevyn liitokselle sekä siiven ja etulevyn liitokselle. Jännitykset on otettu elementtimenetelmästä siiven keskeltä, siiven molemmista reunoista sekä etu- ja takalevyn jännityskeskittymistä siiven liitoksen vierestä, kuten kuvassa 18 on esitetty. Taulukot on esitetty levyn paksuuksien funktiona pitämällä aina tarkasteltava siiven paksuus vakiona. Tarkasteltuja siiven paksuuksia on ollut 10, 12, 15 ja 20 mm. Staattisessa kuormituksessa jännitykset on jaettu keskipakoisvoiman aiheuttamalla tasaisella kuormituksella ja väsymiskestävyyttä tarkastellessa jännityksen on jaettu liitoksen väsymisluokalla. Kun kuvaajiin piirrettäisiin kuvitteellinen verhokäyrä, saadaan optimaalinen levynpaksuuksien suhde pienimmän jännitystilan kohdassa. Seuraavissa taulukoissa keskenään vertailtavat jännitykset on ilmoitettu käyrinä samalla siiven levypaksuudella t_s.

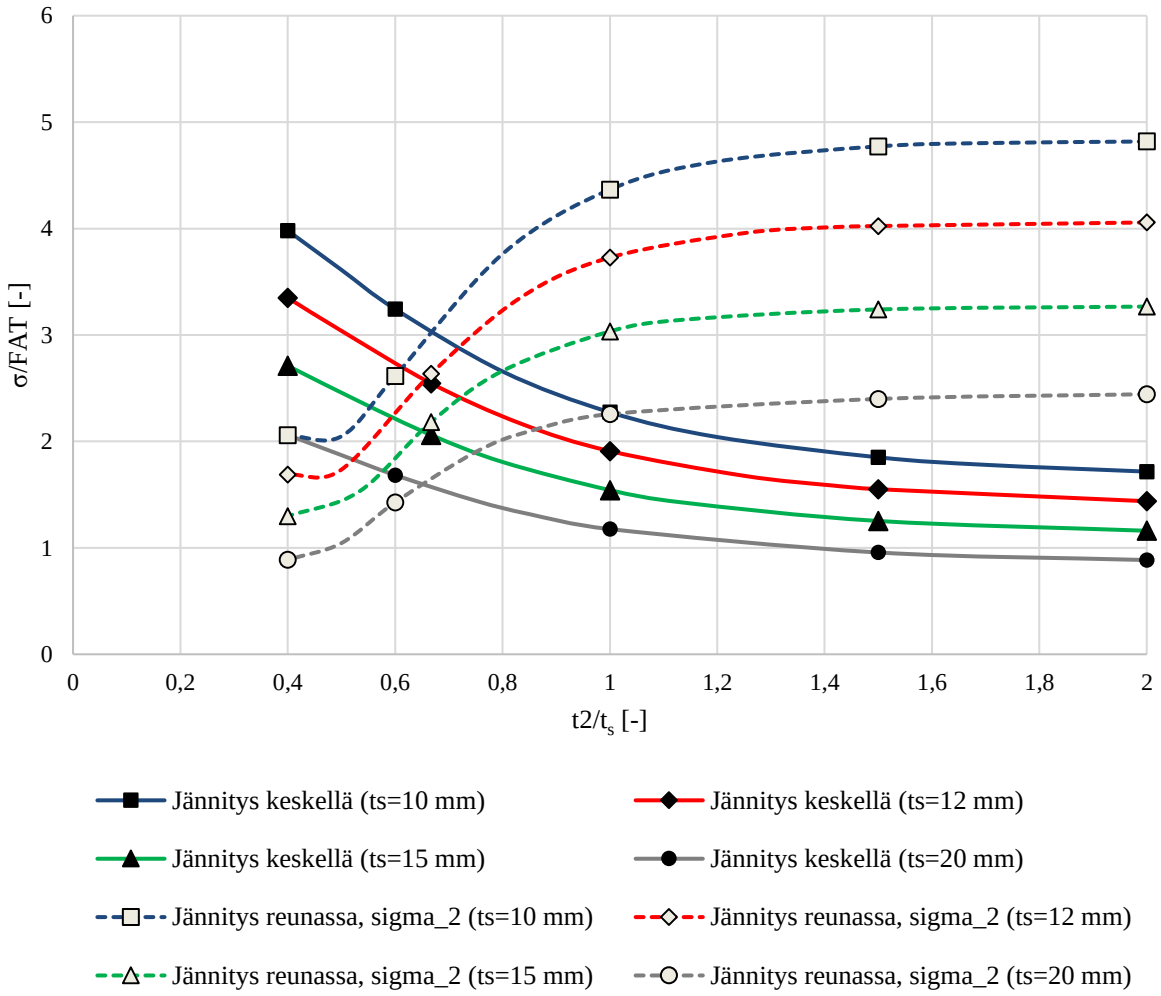
Taulukossa 6 on esitetty siiven jännitystilan muuttuminen levynpaksuuksien suhteen, kun otetaan huomioon staattinen kestävyys. Levynpaksuuksien suhteen optimaalinen mitoituspiste sijoittuu kohtaan, jossa levynpaksuuksien suhde ($^{t_2}/_{t_s}$) on tasan 1. Näin ollen siipipyörän pitäisi olla levynpaksuuksiltaan sama etu- ja takalevyn kanssa. Tämä mitoitus on voimassa, kun tarkastellaan siipeä ja staattista kestävyyttä.

Taulukko 6. Siiven jännitysten muuttuminen levynpaksuuksien suhteen, staattisen kestävyyden mukaan.



Taulukko 7 on esitetty vastaavasti kuin taulukko 6, mutta jännitykset on muutettu vastaamaan väsymistä. Kun tiedetään, että tasavahvan materiaalin väsymisluokka ilman epäjatkuvuuksia on FAT 160 ja rajaviivalta väsyvän hitsausliitoksen väsymisluokka nimellisen jännitysvaihtelun mukaan on FAT 80, saadaan tulokset vastaamaan väsymistä kahden miljoonan syklin kohdalla.

Taulukko 7. Siiven jännitysten muuttuminen levynpaksuuksien suhteen, väsymiskestävyyden mukaan.

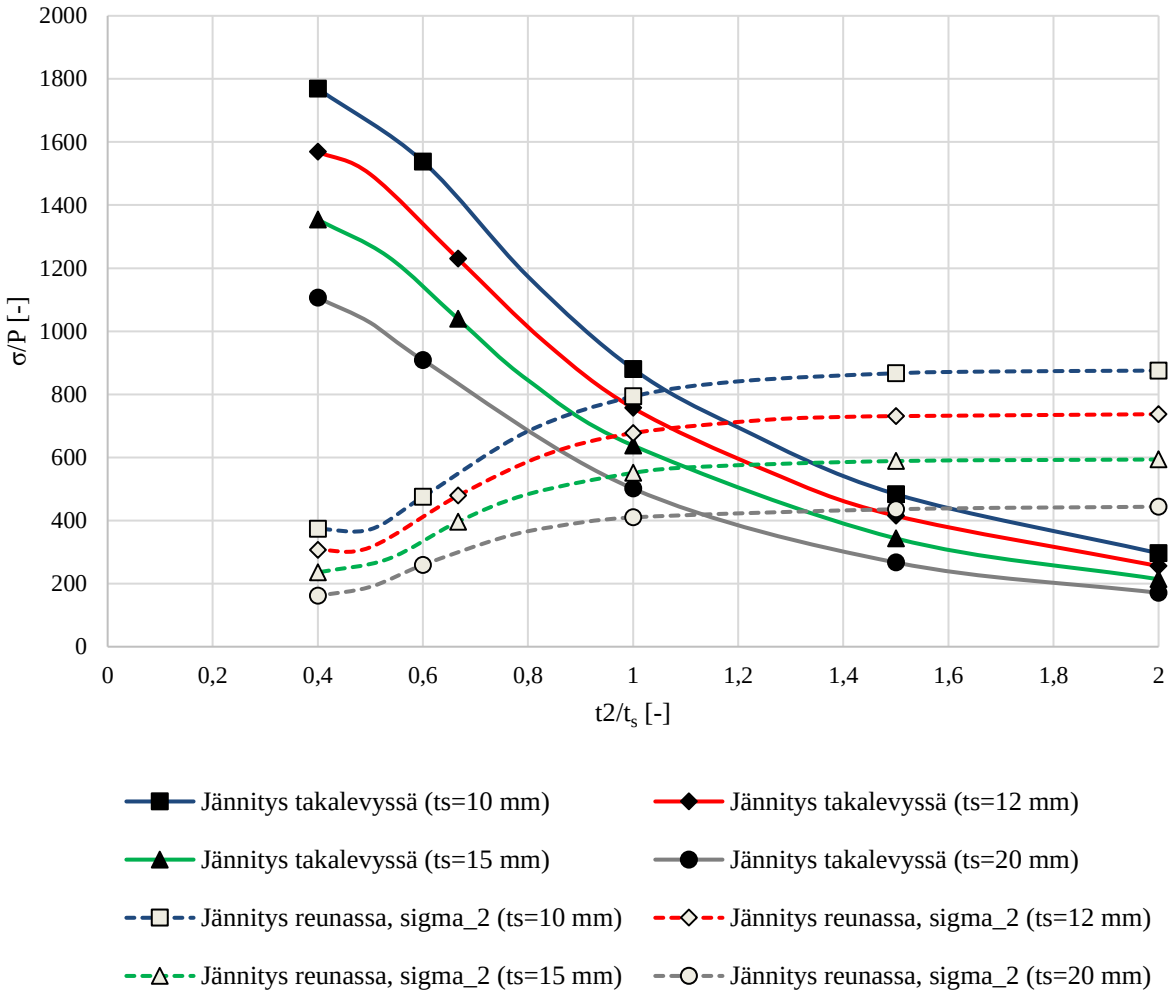


Taulukosta 7 nähdään optimaalisen mitoituspisteen siirtyminen levynpaksuuksien suhteen pienempään, eli tällöin takalevyn levynpaksuuden pitäisi olla siiven levynpaksuutta ohuempi. Levynpaksuuksien suhteen optimaalinen mitoituspiste sijoittuu kohtaan, jossa levynpaksuuksien suhde ($^{t_2}/_{t_s}$) on noin 0,65–0,7. Tämä mitoitus on voimassa, kun tarkastellaan siipeä ja väsymiskestävyyttä.

Taulukossa 8 on esitetty takalevyn ja siiven reunan jännitysten muuttumien levynpaksuuksien funktiona, kun otetaan huomioon staattinen kestävyys. Levynpaksuuksien suhteen optimaalinen mitoituspiste sijoittuu kohtaan, jossa levynpaksuuksien suhde ($^{t_2}/_{t_s}$) on noin

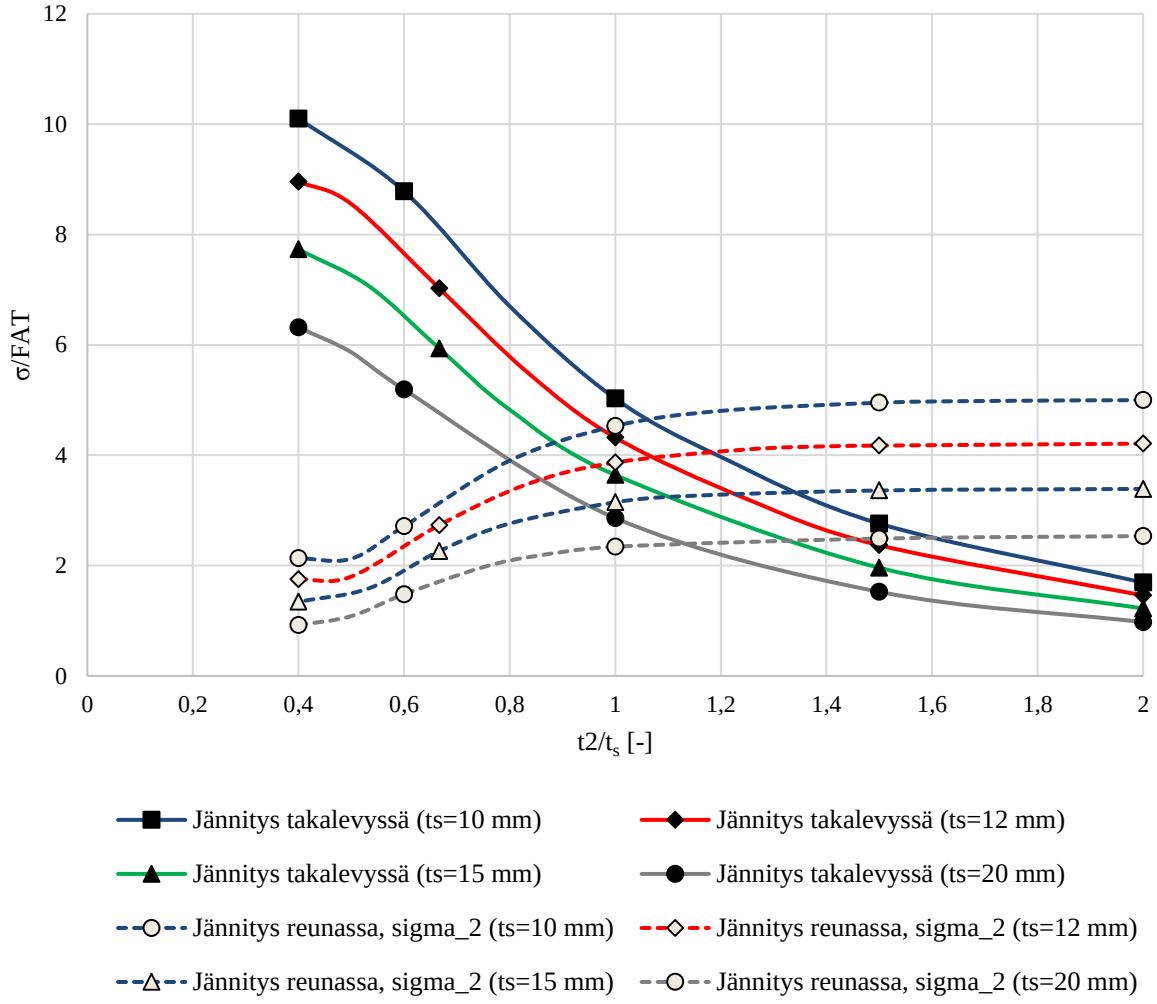
1,05–1,15. Siiven levynpaksuuden kasvaessa kasvaa myös hieman optimaalisen mitoituksen piste.

Taulukko 8. Takalevyn ja siiven jännitysten muuttuminen levynpaksuuksien suhteen, staattisen kestävyyden mukaan.



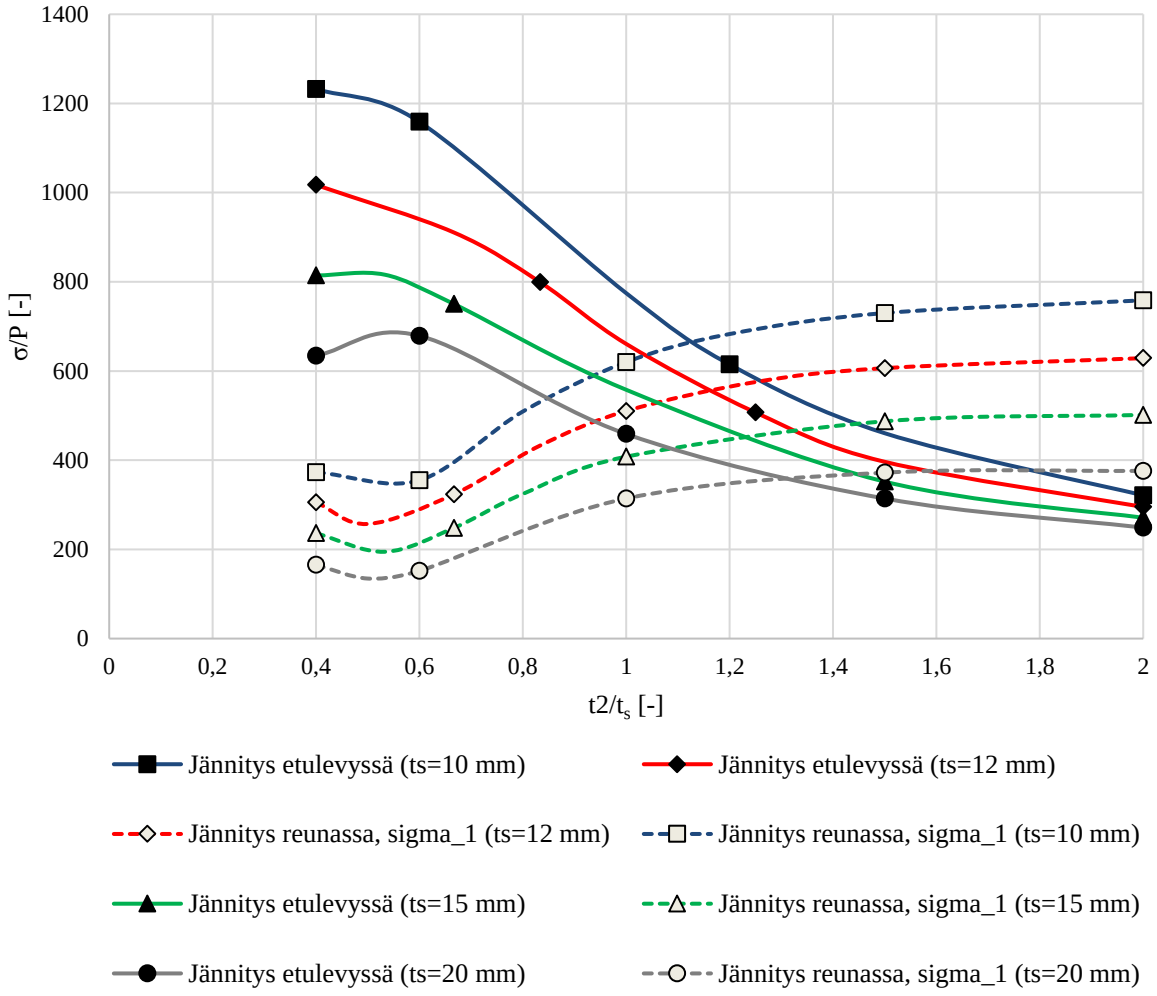
Taulukko 9 on esitetty vastaavasti kuin taulukko 8, mutta jännitykset on muutettu vastaamaan väsymistä. Kun tiedetään, että molempien liitosten, jotka ovat rajaviivalta väsyviä hitsausliitoksia, väsymisluokka on FAT 80, saadaan tulokset vastaamaan väsymistä. Optimaalisen mitoituspisteen sijainti ei muutu suhteessa staattiseen kestävyyteen, koska molempien liitosten väsymiskohta sijoittuu rajaviivalle, jolloin väsymisluokat ovat samat.

Taulukko 9. Jännitykset takalevyn ja siiven reunan välillä, väsymiskestävyyden mukaan.



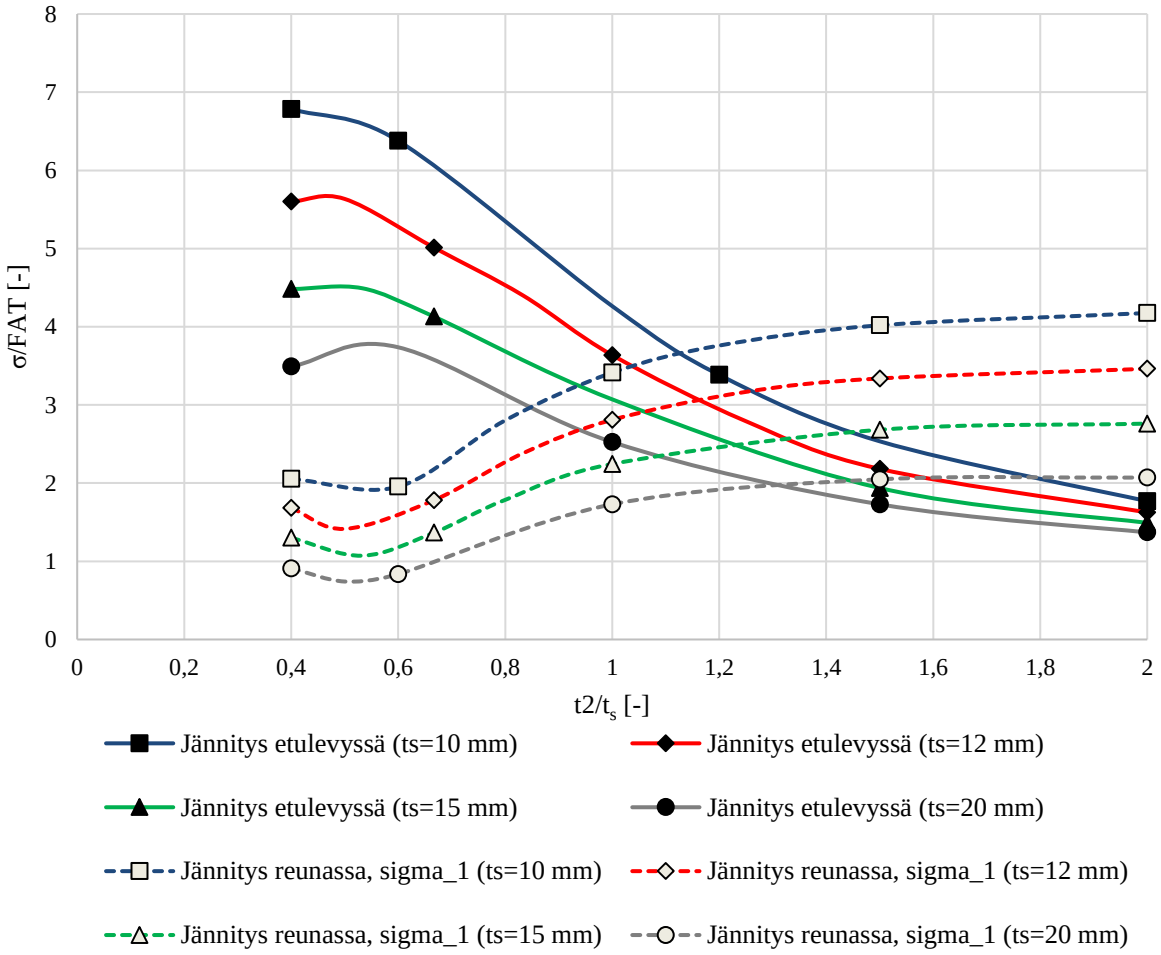
Taulukossa 10 on esitetty etulevyn ja siiven reunan jännitysten muuttumien levynpaksuuksien funktiona, kun otetaan huomioon staattinen kestävyys. Levynpaksuuksien suhteen optimaalinen mitoituspiste sijoittuu kohtaan, jossa levynpaksuuksien suhde $({}^{t_2}/_{t_s})$ on noin 1,1–1,3. Siiven levynpaksuuden kasvaessa muuttuu myös optimaalisen mitoituksen pisteen arvo niin, että levynpaksuuksien suhde kasvaa. Etulevyn tapauksessa kasvu on hieman suurempaa, kuin takalevyssä.

Taulukko 10. Jännitykset etulevyn ja siiven reunan välillä, staattisen kestävyyden mukaan.



Taulukossa 11 on esitetty vastaavasti kuin taulukko 10, mutta jännitykset on muutettu vastaamaan väsymistä. Kun tiedetään, että molempien liitosten, jotka ovat rajaviivalta väsyviä hitsausliitoksia, väsymisluokka on FAT 80, saadaan tulokset vastaamaan väsymistä. Optimaalisen mitoituspisteen sijainti ei muutu suhteessa staattiseen kestävyyteen, koska molempien liitosten väsymiskohta sijoittuu rajaviivalle, jolloin väsymisluokat ovat samat.

Taulukko 11. Jännitykset etulevyn ja siiven reunan välillä, väsymiskestävyyden mukaan.



Tulosten paikkaansa pitävyys on varmistettu suorittamalla vielä tehollisen lovijännityksen menetelmän avulla kolmelle takalevyn ja siiven liitokselle. Liitoksissa on pidetty siiven paksuus vakiona (15 mm) ja muutettu takalevyn paksuutta. Lovijännitysanalyysin tulokset on esitetty taulukossa. Rajaviiva 1 kuvaa takalevynpuoleista rajaviivaa ja rajaviiva 2 siiven puoleista rajaviivaa.

Taulukko 12. Lovijännitysten muuttuminen levynpaksuuksien suhteen funktiona.

t_2/t_s	**rajaviiva1 [MPa]**	**rajaviiva2 [MPa]**	**juuri [MPa]**
0,8	1058	613	311
1	855	664	298
1,3	622	719	256

Verrattaessa taulukkoa 12 taulukkoon 9 voidaan päätellä edellä esitettyjen käyrien oikeellisuus. Kun takalevyn paksuutta lähdetään pienentämään, siirtyy jännityskeskittymä yhä enemmän takalevynpuoleiselle rajaviivalle (rajaviiva1). Kun taas takalevyn paksuutta lähdetään kasvattamaan, pienenee takalevyn puoleisen rajaviivan jännitys. Tästä seuraa kuitenkin jännityskeskittymän siirtyminen siivenpuoleiselle rajaviivalle. Juurenpuolen jännitystä on mahdollista pienentä noin 55 MPa:lla kasvattamalla takalevyn paksuutta, mutta tästä huolimatta juuren puolen jännitys jää noin puolet pienemmäksi kuin vähemmän kriittisen rajaviivan. Optimaalinen suhde olisi ollut nyt noin 1,1, jolloin rajaviivojen jännitykset olisivat pienimmillään muodostuneet hyvin lähelle toisiaan.

5.4 Hitsausliitosten mitat staattisen kestävyyden mukaan

Hitsausliitoksien mitoituksessa staattisen kestävyyden mukaan on käytetty hyväksi analyyttisten kaavojen avulla laskettuja momentteja ja keskipintamallista otettuja jännitysten arvoja hitsausliitosten läheisyydestä. Hitsausliitokset on mitoitettu suurimmalla sallitulla pyörimisnopeudella $\omega = 640$ rpm. Staattisen kestävyyden mukaiset a-mittojen laskennat EC3:n mukaisesti on esitetty liitteessä II. Laskentaa tarkastellessa yhdenkään liitoksen a-mitta ei ylitä kolmea millimetriä lukuun ottamatta lämmöntuonnin mukaan laskettuja a-mitan arvoja. Taulukossa 13 on esitetty kootusti a-mittojen arvot staattisen kestävyyden ja lämmöntuonnin mukaan alkuperäisen konstruktion mukaisilla levykenttien mitoilla.

Taulukko 13. Koonti a-mittojen laskennasta staattisen kestävyyden ja lämmöntuonnin mukaan.

Liitos	**Staattisen kestävyyden mukainen a-mitta [mm]**	**Lämmöntuonnin mukainen a-mitta [mm]**
Siipi-etulevy	1,5	3,4
Siipi-takalevy	1,1	3,4

Hitsausliitosten a-mittojen laskennassa on syytä huomioida EC3:n mukainen vähimmäissuositus hitsausliitosten a-mitoille: a-mitan efektiivinen vähimmäisarvo on oltava vähintään 3 mm.

5.5 Hitsausliitosten väsymistarkastelu

Lovijännitysmenetelmällä on tutkittu siipipyörän hitsien lovijännityksiä siipipyörän mitoitusnopeudella, $\omega = 640$ rpm. Taulukkoon 14 on koottu lovijännitykset rakenteesta valmistuspiirustuksiin merkityillä a-mitoilla. Kriittisimmät kohteet siipipyörässä sijoittuvat siiven voimaliitoksiin.

Taulukko 14. Siiven kiinnitysliitosten kriittisimmät tehollisen lovijännityksen arvot.

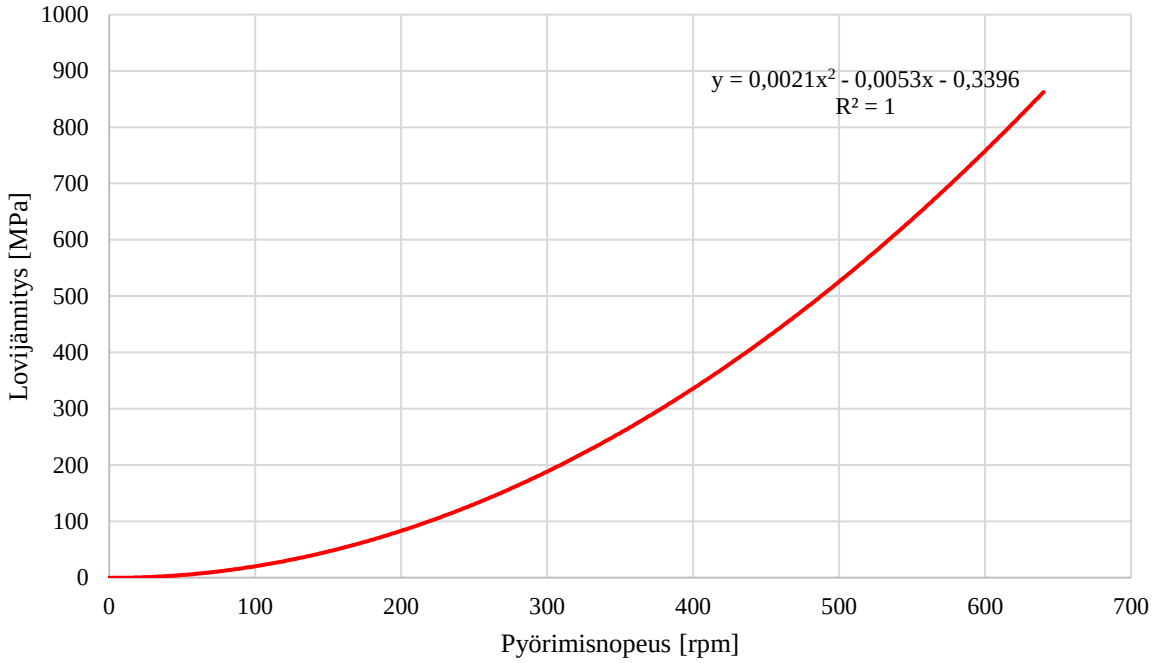
Liitos	a-mitta [mm]	lovijännitys [MPa]	sijainti
Siipi-etulevy	7	803	rajaviiva
Siipi-takalevy	11	855	rajaviiva

Siiven ja takalevyn välisen hitsausliitosten lovijännityksien suurimmat arvot sijoittuivat siipipyörän ulkokehälle. Liitoksen lovijännitykset suurimmalla sallitulla pyörimisnopeudella on esitetty taulukossa 15. Kriittisin kohta kyseisessä liitoksessa on takalevyn (rajaviiva1) puoleinen rajaviiva. Hitsin juuren puolen lovijännitys jää huomattavasti pienemmäksi. Kun tiedetään, että keskipakoisvoiman riippuvuus pyörimisnopeuden neliöstä, voidaan jännityksien kehittymiselle määrittää yhtälöt. Taulukossa 16 on esitetty rajaviiva 1 lovijännityksen kehittyminen pyörimisnopeuden funktiona.

Taulukko 15. Siiven ja takalevyn liitoksen lovijännitykset ulkokehällä.

Siipi-takalevy, ulkokehä		
rajaviiva1 [MPa]	**rajaviiva2 [MPa]**	**juuri [MPa]**
855	664	298

Taulukko 16. Siiven ja takalevyn lovijännityksen kasvaminen ulkokehän rajaviivalla 1 pyörimisnopeuden funktiona.



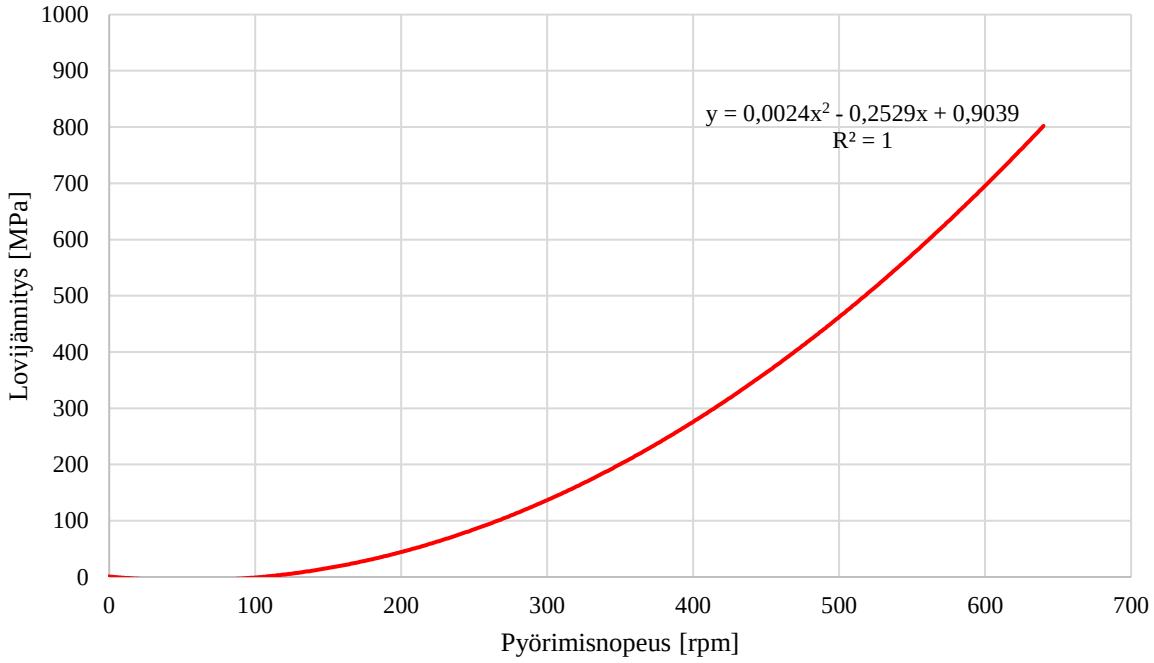
Siiven ja etulevyn välisen hitsausliitosten lovijännityksien suurimmat arvot sijoittuvat myöskin siipipyörän ulkokehälle. Liitoksen lovijännitykset suurimmalla sallitulla pyörimisnopeudella on esitetty taulukossa 17. Kriittisin kohta kyseisessä liitoksessa on etulevyn (rajaviiva1) puoleinen rajaviiva. Hitsin juuren ja siiven puolen lovijännitys jää tässä liitoksessa noin 40 % pienemmäksi kuin etulevyn puoleinen rajaviiva. Taulukossa 18 on esitetty siiven ja etulevyn rajaviiva1 lovijännityksen kehittyminen pyörimisnopeuden funktiona.

Taulukko 17. Siiven ja etulevyn liitoksen lovijännitykset ulkokehällä.

Siipi-etulevy, ulkokehä

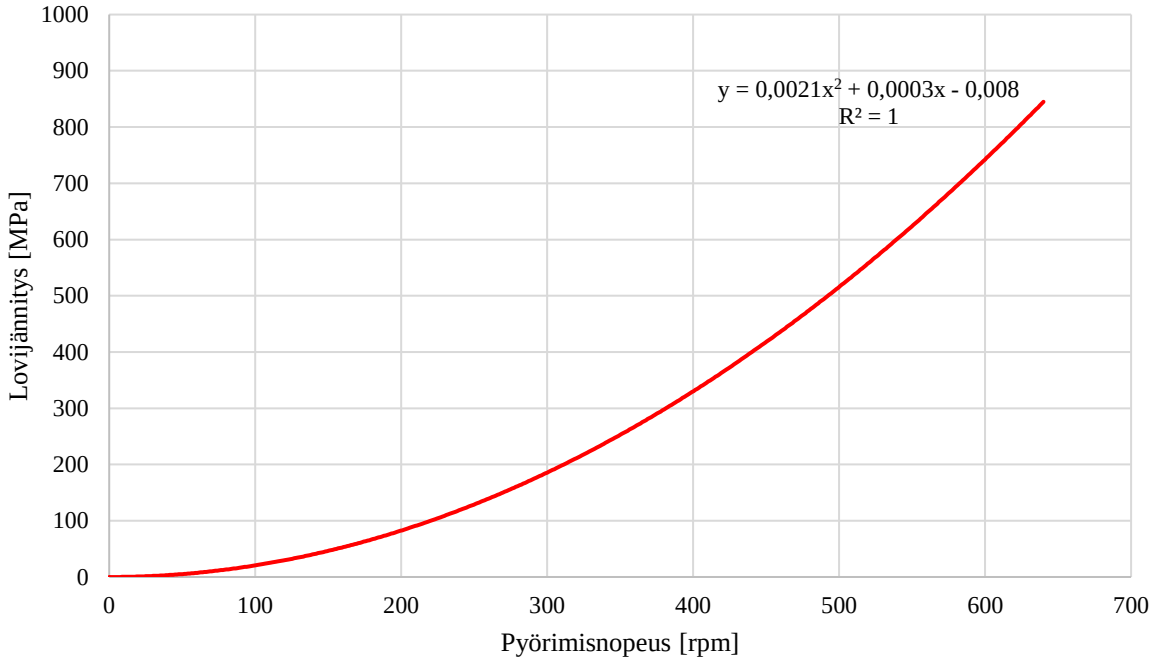
rajaviiva1 [MPa]	**rajaviiva2 [MPa]**	**juuri [MPa]**
803	335	329

Taulukko 18. Siiven ja etulevyn lovijännityksen kasvaminen ulkokehän rajaviivalla 1 pyörimisnopeuden funktiona.



Siiven sisäkehä konsentroi myös lovijännityshuipun, ja sen pyörimisnopeuden mukaan muuttuva yhtälö, ja sitä vastaava kuvaaja on esitetty taulukossa 19. Suurin lovijännitys sijoittuu siiven päädystä noin 30 mm siiven ulkokehän suuntaan, ja sen arvo mitoituspyörimisnopeudella on 845 MPa. Tämä ei kuitenkaan ole koskaan ollut kriittinen kohta todellisessa rakenteessa. (Lahtinen, 2016c.)

Taulukko 19. Siiven ja takalevyn lovijännityksen kasvaminen sisäkehän rajaviivalla 2 pyörimisnopeuden funktiona.



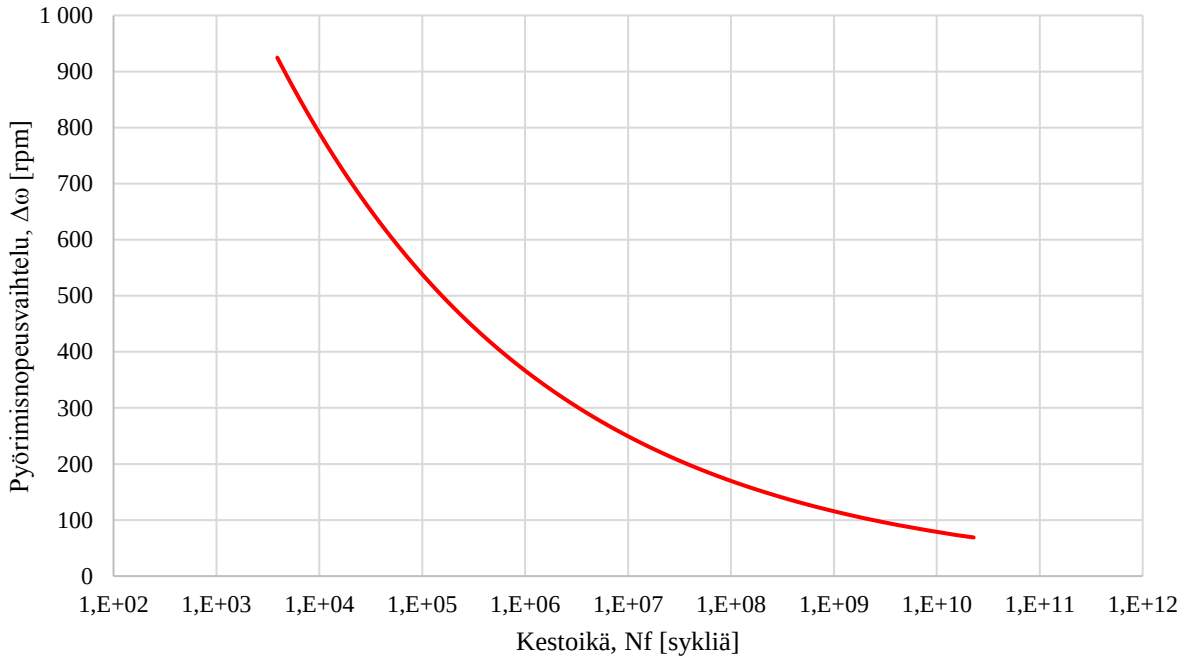
Väsymismitoitus rakenteelle on suoritettu luvussa 3.7 esitettyjen periaatteiden mukaisesti. Tehollista lovijännitystä on verrattu S-N-käyrään, josta on määritetty rakenteen syklinen kestoikä. Tässä tapauksessa rakenteen kriittisin kohde on siiven ja takalevyn puoleinen rajaviiva (lovijännitys 855,3 MPa), jonka mukaan kestoikä on määritetty seuraavasti:

$$N_f = \frac{FAT^3}{855{,}3^3 MPa} * 2 * 10^6 = 36\,400 \text{ sykliä}$$

Vastaavasti voidaan määrittää syklinen kestoikä etulevyn puoleiselle hitsille, jossa lovijännitys on 802,7 MPa. Lovijännitystä vastaava syklinen kestoikä on 44 000 sykliä. Siipipyörä tulisi siis vikaantumaan takalevyn puolelta, noin kymmenen tuhatta sykliä aikaisemmin.

Taulukossa 20 on ilmoitettu siipipyörän kestoikä kriittisimmän kohdan mukaan pyörimisnopeusvaihtelun funktiona. Pyörimisnopeuden referenssitasona on pidetty nollaa. Taulukosta nähdään, miten pyörimisnopeutta pienentämällä saadaan siipipyörälle lisää kestoikää. Kestoiät on ilmoitettu logaritmisella asteikolla.

Taulukko 20. Siipipyörän kestoikä kriittisimmän kohteen mukaisesti.



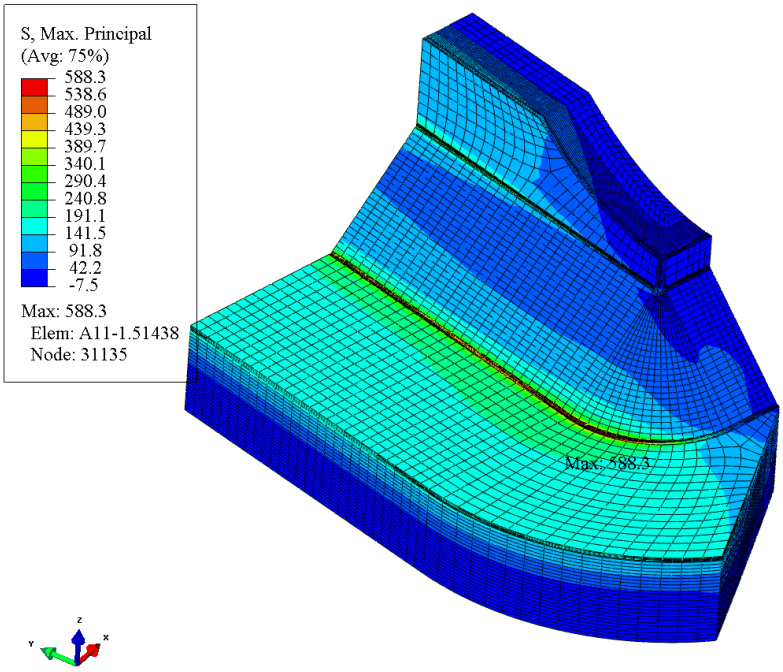
Pienempien kierrosnopeuksien aiheuttamat jännitykset saadaan yhdistettyä Palmgren-Minerin kumulatiivisen vauriosumman summana.

5.6 Loveuksen vaikutus lovijännityksiin

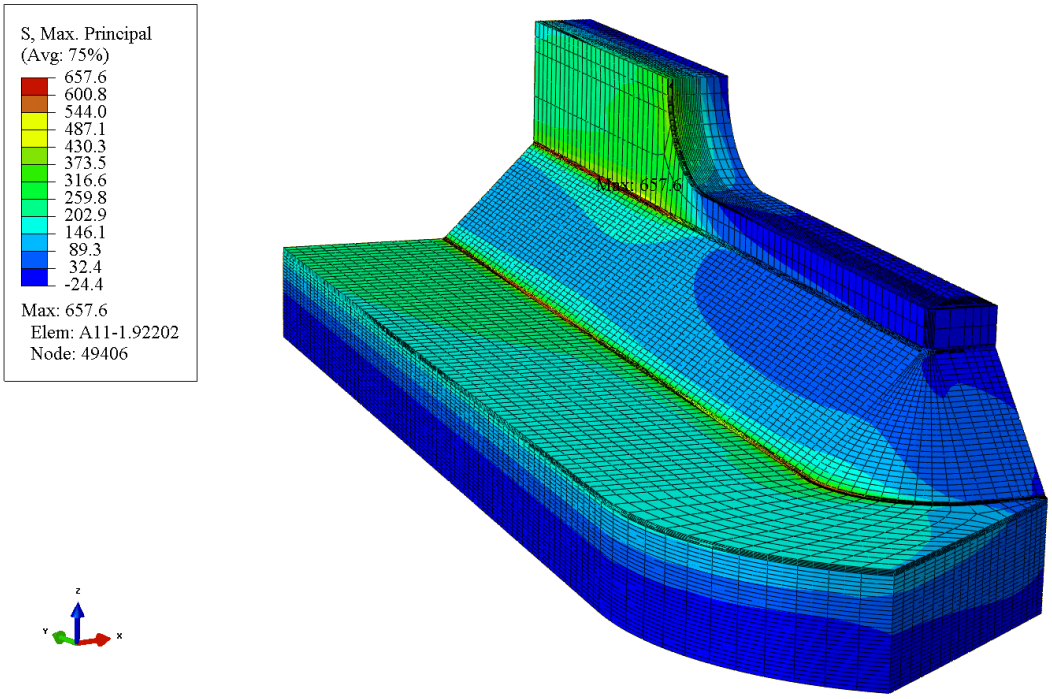
Kappaleessa 4.2.2 esitellyn loveuksen vaikutusta siipipyörän hitsausliitoksen jännityksiin on tutkittu tehollisella lovijännitysmenetelmällä. Taulukossa 21 on esitetty lovijännitysmenetelmällä saadut jännitysten arvot eri lovilla suurimmalla sallitulla pyörimisnopeudella. Rajaviiva1 kuvaa takalevyn puoleista rajaviivaa ja rajaviiva 2 siivenpuoleista rajaviivaa. Kuvassa 19 on esitetyt ellipsinmuotoisen loven jännityskuvaaja ja kuvassa 20 suorakulmionmuotoisen loven jännityspiirros.

Taulukko 21. Siiven loveamisen vaikutus siiven ja takalevyn hitsauksen lovijännityksiin.

	Rajaviiva1 [MPa]	**Rajaviiva2 [MPa]**	**Juuri [MPa]**
Lovi1	588	286	157
Lovi2	602	658	274



Kuva 19. Ellipsinmuotoisen loven aiheuttama jännitysjakauma ja jännityshuipun sijainti.



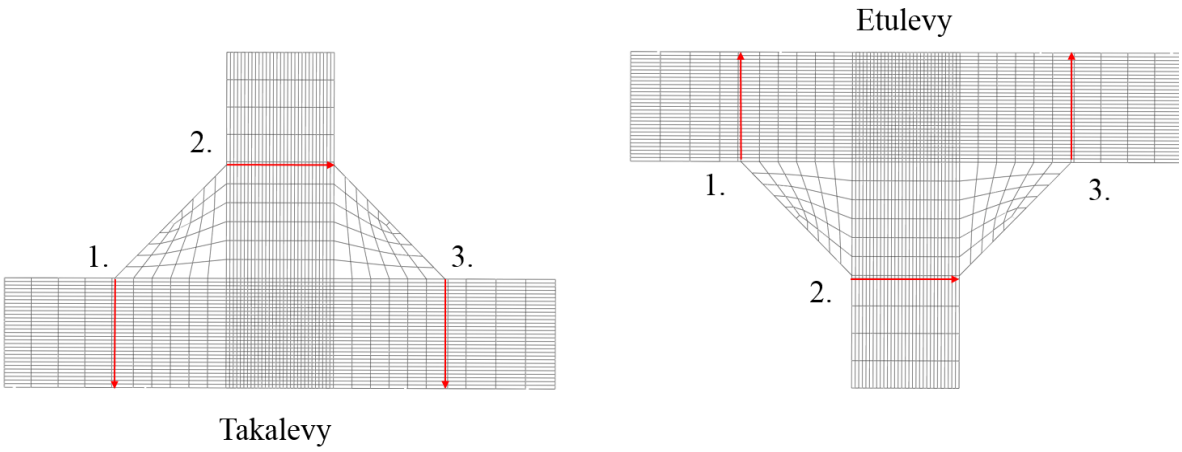
Kuva 20. Suorakulmaisenloven aiheuttaman jännitysjakauma ja huipun sijainti.

Huomattavaa loveamisessa on, että ellipsinmuotoisen loven tekeminen pienentää jännitys-huippua takalevyn rajaviivalla, joka sijaitsee kuitenkin samassa paikassa kuin suoran siiven

jännityshuippu, noin 250 MPa. Suorakulmaisen loven tekeminen pienentää toki sekin jännityshuippua samalla rajaviivalla ja samaisessa kohdassa, mutta kriittinen jännityshuippu siirtyy nyt siiven puoleiselle rajaviivalle, pois siiven kärjestä. Tämä voi helpottaa paremman hitsilaadun valmistamista kriittiseen kohtaan, mutta eroa toiselle rajaviivalle tulee kuitenkin vain noin 50 MPa, joten tämänkin rajaviivan hitsin laatu olisi saatava pysymään hyvänä. Loven 2 muotoilussa on kuitenkin parannettavaa: Hitsin kärki jää jo tehottomaksi, joten vapaana olevaa osaa pitäisi lyhentää tai suurentaa pyöristystä kulmassa. Lovien yhdistelmästä on mahdollisesti löydettävissä vieläkin parempi muoto.

5.7 Jännitysjakaumat kriittisimmissä liitoksissa

Jännitysjakaumia siipipyörän kriittisimmissä liitoksissa on tutkittu ottamalla elementtimenetelmällä jännitykset levyn paksuuden yli kriittisessä liitoksen kohdassa. Kriittisimpiä liitoksen kohtia ovat siiven kiinnityshitsit etulevyssä ja takalevyssä. Jakaumista on tämän jälkeen eroteltu jännityskomponentit. Samalla on myös tutkittu jännitysjakaumien eri komponenttien muutoksia lovijännitysmallista otetulla jakaumalla ja karkeasta, ilman pyöristyksiä otetusta mallista. Verkotus on pidetty malleissa mahdollisimman samana. Paksuuden yli elementtien lukumäärä on vaihdellut etu- ja takalevyn välillä, mutta keskenään vertailluissa kohteissa elementtien lukumäärät on pidetty samana. Kuvassa 21 on esitetty kohdat, joista liitoksissa jännitysjakaumat on otettu ja niiden numerointi.



Kuva 21. Periaatepiirustukset jännitysjakaumien mittauspaikoista ja niiden numerointi.

Jännitysjakaumien analysoinnissa on käytetty lineaarisia neliönmallisia elementtejä, koska jostakin syystä Abaqus antaa välisolmuille selkeästi oikeasta poikkeavia arvoja. Analyyttisesti eritellyt jännityskomponenttien arvot on esitetty taulukossa 22 yksikössä MPa.

Taulukko 22. Jännitysjakaumien jännityskomponenttien vertailu.

Etulevy1		***Kalvojännitys***	***Taivutusjännitys***	***Rakenteellinen jännitys***	***Huippu-jännitys***
	Karkea	-	-	-	-
	ENS	124	202	326	184
Etulevy2		***Kalvojännitys***	***Taivutusjännitys***	***Rakenteellinen jännitys***	***Huippu-jännitys***
	Karkea	-	-	-	-
	ENS	25	73	99	82
Etulevy3		***Kalvojännitys***	***Taivutusjännitys***	***Rakenteellinen jännitys***	***Huippu-jännitys***
	Karkea	-	-	-	-
	ENS	68	-35	33	12

Takalevy1		***Kalvojännitys***	***Taivutusjännitys***	***Rakenteellinen jännitys***	***Huippu-jännitys***
	Karkea	98	183	281	202
	ENS	99	188	288	290
Takalevy2		***Kalvojännitys***	***Taivutusjännitys***	***Rakenteellinen jännitys***	***Huippu-jännitys***
	Karkea	54	158	213	199
	ENS	54	160	214	214
Takalevy3		***Kalvojännitys***	***Taivutusjännitys***	***Rakenteellinen jännitys***	***Huippu-jännitys***
	Karkea	32	10	42	18
	ENS	32	10	43	25

Taulukon 22 tuloksista voidaan päätellä kalvojännityksen ja taivutusjännityskomponentin pysyvän hyvin samana, ovatpa tulokset otettu lovijännitysmallista tai mallista ilman rajaviivan pyöristyksiä. Eroa jännityksiin alkaa tulla selkeästi enemmän huippujännityspiikin muodostumisessa. Lovijännitysmenetelmä antaa hieman korkeampia tuloksia verrattuna karkeaan malliin. Lovijännitysmenetelmän mallilla lovijännityspiikki muodostuu oikeaksi, joten tällä mallilla saadaan myös luotettavasti määritettyä hot-spot -jännitys paksuuden yli, koska kalvojännitys ja taivutusjännityskomponentitkin muodostuvat oikein. Graafisesti esitetyt jakaumat on esitetty liitteessä II. Etulevyn karkealla mallilla määritetyt tulokset on jätetty vertailusta pois, koska etulevyn mallinnus uudestaan vie huomattavan paljon aikaa, koska hitsi pitäisi saada jatkumaan etulevyn sisäkehän kaarevuuden ylitse.

6 JOHTOPÄÄTÖKSET

Analyyttisillä ratkaisukaavoilla on päästy hyvin lähelle siipipyörän todellista käyttäytymistä. Analyyttiset kaavat antavat myös hieman konservatiivisia tuloksia siiven jännityksissä, joten niiden käyttöä voidaan soveltaa ainakin siiven jännitystilojen tarkasteluun suunnittelun alkuvaiheessa. Samaa kaavaa on myös sovellettu muuten samaan siipipyörän, mutta matalampisiipiseen. Tällöin analyyttinen malli vastasi vielä paremmin elementtimenetelmällä saatuja tuloksia.

Siipipyörien optimaaliseen mitoitukseen kehitetty herkkyysanalyysi ja käyrästöt antavat hyvän kuvan siipipyörän jännitysten muuttumisesta levykenttien paksuuksien funktiona. Käyrästöä soveltamalla voidaan mitoittaa siipipyörät mahdollisimman optimaalisesti, oli siten kyse staattisesta tai väsyttävästä kuormituksesta. Optimaalinen siipipyörä sekä staattisen että väsyttävän kuormituksen suhteen olisi siipipyörä, jonka levykenttien paksuudet olisivat vähintään yhtä paksut kuin siiven levykentän paksuus. Mikäli tarkastellaan vain väsyttävää kuormitusta ja todetaan sen olevan mitoittava, on siipipyörien sivulevyjen paksuutta kasvatettava suuremmaksi kuin siiven paksuus. Tällöin etu- ja takalevyjen tulisi olla noin 1,1–1,3 kertaa siiven paksuisia.

Tehollisella lovijännitysmenetelmällä saadaan siipipyörän väsymistarkastelu tehtyä varsin luotettavasti ja yksinkertaisesti. Tutkittavan siipipyörän kriittisin kohta tehollisen lovijännityksen mukaan on siiven ja takalevyn ulkokehän kärjen hitsausliitos ja sen takalevyn puoleinen rajaviiva. Rajaviivalla lovijännitys saa arvon 855,3 MPa, jonka väsymiskestoikä syklisesti määritettynä on 36 400 sykliä ylös-alas-ajo määrinä. Vastaavasti siiven ja etulevyn hitsausliitoksen, etulevynpuoleisen rajaviivan, lovijännitykselle on saatu arvo 802,7 MPa. Tämän kesto-ikä syklisesti laskettuna on 45 000 sykliä ylös-alas-ajo määrinä. Rakenteen turvallisuuden kannalta merkittävänä tekijänä on hitsausliitosten juuren puoleiset jännityksen. Juurenpuolen jännitykset jäivät kuitenkin aina reilusti rajaviivan lovijännityksiä pienemmäksi. Tämä johtuu hallitsevasta jännityksestä, joka on laatan taivutusta liitoksessa. Näin ollen juuren puolelle jää pienempi jännitys kuin rajaviiva alueelle.

Olennaista lovijännitysten käyttämisessä väsymistarkasteluiden yhteydessä on lovijännityksen kehittyminen pyörimisnopeuden neliössä. Verrattuna lineaariseen kehittymiseen, pyörimisnopeuden neliössä kasvava jännitys osittain myös suojelee väsymiseltä: Kun esimerkiksi taulukon 19 kuvaajaan piirtäisi suoran lineaarisen viivan suurimman lovijännityksen arvon ja nollan välille, muuttuisi jännitysvaihtelu huomattavasti äkillisemmin kun tarkastellaan ennalta määritettyä pyörimisnopeuden vaihtelua. Lovijännitysten arvoja ei siis saa linearisoida väsymistarkasteluissa pyörimisnopeuteen.

Siiven loveamisella on savutettavissa merkittävä madallus lovijännitykseen, mikä vaikuttaa suoraan siipipyörän kestoikään. Jos siiven ulkokehän kriittisin kohta halutaan siirtää pois siiven kärjestä valmistuksen laadun takaamiseksi, kannattaa lovi tehdä suorakulmion muotoiseksi. Jos taas siiven kärjen hitsauksen laatu saadaan tehtyä kunnolliseksi, on ellipsin muotoinen lovi parempi. Tällöin vain toinen rajaviiva on selkeästi kriittinen ja laadun teko voidaan keskittää siihen.

Jälkikäsittelyllä on mahdollista parantaa hitsausliitosten kestoikää, mutta ongelmana siipipyörissä jälkikäsittelyssä on luoksepäästävyys. Suurimpien lovijännitysten sijaitessa siiven kärjessä voisi olla jopa mahdollista käyttää koneviilaa, joka tosin työvaiheena on hitaampi kuin vasarointi. TIG-jälkikäsittelyllä on mahdollisuus saavuttaa vähintään yhtä hyvä vaikutus väsymiskestoikään, kuin koneviilauksella. Matalalujuuksisella teräksellä vaikutus jopa vasarointia parempi hyvän rajaviivan muodon ansiosta, jos kuormitus on vetoa.

7 YHTEENVETO

Tämän tutkimuksen tarkoituksena on ollut kehittää analyyttinen ratkaisumenetelmä siipipyörän mitoitukseen ja jännitysten tarkasteluun. Lisäksi tavoitteena on ollut tutkia rakenteen siipien hitsit staattisesti ja väsyttävästi sekä antaa hyvät perusteet ja työkalut tutkimuksen jatkamiselle tämän työn jälkeen.

Analyyttisillä kaavoilla saadut tulokset vastaavat kohtuullisen hyvin todellisen rakenteen käyttäytymistä. Varsinainen mitoitus kannattaisi kuitenkin tehdä elementtimenetelmää hyväksikäyttäen. Analyyttiset kaavat sopivat hyvin perusmitoitukseen, mutta ne eivät riitä antamaan tarpeeksi hyvää kuvaa koko rakenteen käyttäytymisestä.

Rakenteen herkkyysanalyysillä on saavutettavissa siipipyörän optimaalinen mitoituspiste eri levynkenttien paksuuksilla, oli kyseessä sitten staattinen tai väsyttävä kuormitus. Herkkyysanalyysi on myös yksinkertainen suorittaa, eikä vie paljoa aikaa.

Lovijännitysmenetelmän hyödyntäminen väsymistarkastelussa on erittäin hyvä keino päästä käsiksi siipipyörien väsymiseen. Se on selkeä, koska geometrian muokkaukselle on annettu kirjallisuudessa selkeät ohjeet, kuten myös verkotukselle ja elementtien koolle. Menetelmä on tosin hieman työläs, mutta alun harjoittelun ja rutinoitumisen jälkeen menetelmän käyttäminen onnistuu helposti. Mallien koot kasvavat analyyseissä jopa 3 GB:n kokoisiksi, joten laskentatehoa käytettävältä tietokoneelta vaaditaan kohtuullisen paljon. Samalla analyysien läpimenoajat eivät ole kovin lyhyitä, vaan analyysit kannattaa yleensä jättää ratkaistaviksi illan tai yön ajaksi.

Jatkotutkimusta voi näillä keinoilla jatkaa muihin modulaarisen tuoteperheen siipipyöriin. Tutkimuksia voisi jatkaa täysin suorasiipisen (säteensuuntaisen) siipipyörän kiinnitysliitosten tutkimisella ja verrata miten siiven kulma vaikuttaa leikkaukseen ja momentteihin. Kun massan pyöriminen aiheuttaa siipipyöriin keskipakoisvoiman, joka kuormittaa rakennetta, olisi mielenkiintoista selvittää vaikuttaako massan epäkeskisyys poikkileikkauksen tasapainoakselin suhteen suuresti. Voisi olettaa, että tasapainoakselin suhteen epäkeskinen massa

pyrkisi pyörinnässä siirtymään enemmän poispäin tasapainoakselista ja aiheuttaisi täten taivutusjännityksiä etu- ja takalevyihin, jota taas näkyvät korkeina lovijännityksinä. Vertailun vuoksi voisi tutkia siipipyörää, joka olisi aivan täysin poikkileikkauksensa suhteen tasapainossa. Jatkotutkimuksissa olisi syytä sisällyttää myös siiven värähtelyanalyysit.

Jo pienellä loveamisella saadut hyödyt ovat kannusteena loveamisen jatkotutkimukselle. Loveamisesta voisi selvittää, kuinka syvä loven tulisi olla, jotta loven vaikutus alkaisi näkyä jännityskeskittymän siirtymisenä hitsin rajaviivoilla, tai voiko jokin eri muoto olla vielä tässä tutkimuksessa käsiteltyjä lovia parempi. Tässä tutkimuksessa tutkitut lovet antavat ymmärtää, että on mahdollista löytää vieläkin parempi loven muoto. Loveaminen tuo toki yhden työvaiheen valmistukseen lisää, mutta sen hyödyt väsymisessä ovat tämän tutkimuksen perusteella erittäin suuret.

Uskon, että tämä tutkimus on hyödyttänyt Koja Oy:n tuotekehitystä huomattavasti ja heille on tarjoutunut uusia työkaluja ja näkemyksiä tuotteidensa parantamiseen. Tässä työstä on tehty kaksi versiota: Tämä versio julkaistavaksi diplomityönä ja toinen, salainen, Koja Oy:n käyttöön.

LÄHTEET

Abaqus. 2014. Abaqus/CAE User's Guide. Dassault Systemes Simulia Corp.

Alexander, K. Donohue, K. Feese, T. Vanderlinden & G. Kral, M. 2010. Failure analysis of an MVR (mechanical vapor recompressor) Impeller. Engineering Failure Analysis 17: 6. s. 1345–1358.

Baumgartner, J. & Bruder, T. 2013. An Efficient Meshing Approach for the Calculation of Notch Stresses. Welding in the World, 57: 1. s. 137–145.

Bedford, A. & Flowler, W. 2008. Engineering mechanics: Dynamics. 5th edition. Peatson Education Inc. Singapore. 674 s.

Dick. E. 2015. Fundamentals of Turbomashines. Springer Science+Business Media Dordrecht, 564 s.

Dowling, E. Mechanical Behavior of Materials 3th edition. Upper Saggle River, New Jersey, 912 s.

EN 1993-1-8. 2005. Eurocode 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-8: Liitosten mitoitus. Bryssel: European Committee for Standardization. 148 s.

EN 1993-1-9. 2005. Eurocode 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-9: Väsyminen. Bryssel: European Committee for Standardization. 41 s.

Gutzwiller, L. Over-speed testing for centrifugal fans. Power Engineering, Apr 2010, s. 42-48.

Haagensen, P. J. & Maddox, S. J. 2010. IIW Recommendations on Post Weld Fatigue Life Improvement of Steel and Aluminium Structures. IIW-Document XIII-2200r7-07. 42 s.

Hobbacher, A. 2014. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. IIW-document XIII-2460-13/XV-1440-13. 164 s.

Ikonen, K. 1990. Levy–, laatta–ja kuoriteoria. Otatieto Oy, Helsinki. 333 s.

Lahtinen, M. 2016a. Koja tietoja [sähköpostikeskustelu]. Vastaanottajat: Antti-Pekka Hyökkäri. Lähetetty 16.6.2016 klo 22:39 (GMT +0200). Liitetiedosto: ” Koja Process fans 2016 - short.pptx”

Lahtinen, M. 2016b. Miten sujuu? [sähköpostikeskustelu]. Vastaanottajat: Antti-Pekka Hyökkäri. Lähetetty 2.2.2016 klo 9:31 (GMT +0200).

Lahtinen, M. 2016c. D&R Manager. Koja Oy. Diplomityön välipalaveri. 20.4.2016.

Niemi, E. 2003. Levyrakenteiden suunnittelu. Tekninen tiedotus 2/2003. Helsinki: Teknologiateollisuus. 136 s.

Niemi, E. Kilkki, J. Poutiainen, I. & Lihavainen, V-M. 2004. Väsymättömän hitsausliitoksen suunnittelu. LTY Digipaino 2004. 121 s.

Outokumpu. 2015. Forta DX 2205 [online]. [viitattu: 8.6.2016]. Saatavissa: http://steelfinder.outokumpu.com/Properties/GradeDetail.aspx?OKGrade=2205&Category=Forta

Pennala, E. Lujuusopin perusteet, Otatieto Oy, Hämeenlinna 1993. 400 s.

Trebuňa, F. Šimčák, F. Bocko, J. Trebuňa, P. Identification of causes of radial fan failure. Engineering Failure Analysis 16 (2009) s. 2054–2065.

Sonsino, C. M. Fricke, W. de Bruyn, F. Hoppe, A. Ahmadi, A. Zhang, G. 2012. Notch Stress Concepts for the Fatigue Assessment of Welded Joints-Background and Applications. International Journal of Fatigue, 34:1. s. 2–16.

SSAB. 2015a. Strenx 700 [online]. [viitattu: 8.6.2016]. Saatavissa: http://www.ssab.fi/tuotteet/brandit/strenx/tuotteet/strenx-700

SSAB. 2015b. Domex 355ML [online]. [viitattu: 8.6.2016]. Saatavissa: http://www.ssab.fi/tuotteet/brandit/ssab-domex-structural-steel

Ylinen, A. 1970. Kimmo-ja lujuusoppi II, Werner Södeström Oy, Porvoo. 1010 s.

Alkuarvot:

$t_1 := 0.01m$ $\quad b := 0.53m \quad E := 210GPa$

$t_2 := 0.015m$ $\quad b_1 := 0.4 \cdot b$

$t_s := 0.015m$ $\quad b_2 := 0.6 \cdot b$

$\rho := 7850 \cdot \frac{kg}{m^3}$ $\quad s_1 := 0.01m$

$l_1 := 1.115m$

$\omega := \frac{640}{60} \cdot \frac{1}{s}$ $\quad r1 := 1.630m$

$A_s := b \cdot s_1$

$\nu := 0.3$

Siiven massa:

$m_s := b \cdot s_1 \cdot t_s \cdot \rho = 0.624kg$

Keskipakoisvoima siiven kärjessä:

$Fn := m_s (2\pi\omega)^2 r1 = 4.569 \times 10^3 N$

Keskipakoisvoima siiven pintaa vasten:

$$q := \frac{Fn \cdot \cos\left(54.77 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}{A_s} = 4.973 \times 10^5 Pa$$

Keskipakoisvoiman aiheuttamat kiertymät ja siirtymät niveltuetulle levylle:

$$\beta_{01} := \frac{q \cdot b^3 \cdot (1 - \nu^2)}{2 \cdot E \cdot t_s^3}$$

$\beta_{02} := \beta_{01} = 0.048$

$$V_{nivel} := \frac{5 \cdot q \cdot b^4 \cdot 12 \cdot (1 - \nu^2)}{384 \cdot E \cdot t_s^3} = 7.872 \times 10^{-3} m$$

Yhtälön ratkaisu:

$a_1 := \frac{1}{3}$ $\quad a_2 := \frac{1}{4}$

$MS1 := 600N \cdot m$ $\quad MS2 := 400N \cdot m$

Given

$$\frac{MS1 \cdot l_1 \cdot 12 \cdot (1-\nu^2) \cdot (1 - 3 \cdot a_1 + 3 \cdot a_1^2)}{3 \cdot E \cdot t_1^3 \cdot s_1} = \beta_{01} - \frac{MS1 \cdot 12 \cdot b \cdot (1-\nu^2)}{s_1 \cdot 3 \cdot E \cdot t_s^3} - \frac{MS2 \cdot 12 \cdot b \cdot (1-\nu^2)}{s_1 \cdot 6 \cdot E \cdot t_s^3}$$

$$\frac{MS2 \cdot l_1 \cdot 12 \cdot (1-\nu^2) \cdot (1 - 3 \cdot a_2 + 3 \cdot a_2^2)}{3 \cdot E \cdot t_2^3 \cdot s_1} = \beta_{02} - \frac{MS2 \cdot 12 \cdot b \cdot (1-\nu^2)}{s_1 \cdot 3 \cdot E \cdot t_s^3} - \frac{MS1 \cdot 12 \cdot b \cdot (1-\nu^2)}{s_1 \cdot 6 \cdot E \cdot t_s^3}$$

$$\begin{pmatrix} MS1val \\ MS2val \end{pmatrix} := Find(MS1, MS2) = \begin{pmatrix} 39.906 \\ 80.54 \end{pmatrix} J$$

Momentit: $MS1val = 39.906\,J$

$MS2val = 80.54\,J$

Staattinen kestävyys:

$$\beta_{MS1} := \frac{MS1val \cdot b \cdot 12 \cdot (1-\nu^2)}{s_1 \cdot 3 \cdot E \cdot t_s^3} + \frac{MS2val \cdot b \cdot 12 \cdot (1-\nu^2)}{s_1 \cdot 6 \cdot E \cdot t_s^3} = 0.022$$

$$\beta_{MS2} := \frac{MS2val \cdot b \cdot 12 \cdot (1-\nu^2)}{s_1 \cdot 3 \cdot E \cdot t_s^3} + \frac{MS1val \cdot b \cdot 12 \cdot (1-\nu^2)}{s_1 \cdot 6 \cdot E \cdot t_s^3} = 0.027$$

Lopulliset kiertymät:

$\beta_1 := \beta_{01} - \beta_{MS1} = 0.026$

$\beta_2 := \beta_{02} - \beta_{MS2} = 0.02$

Siirtymät:

$$V_{MS1} := \frac{MS1val \cdot b^2 \cdot 12 \cdot (1-\nu^2)}{s_1 \cdot 6 \cdot E \cdot t_s^3} \cdot \left[2 \cdot \frac{b_1}{b} - 3 \cdot \left(\frac{b_1}{b}\right)^2 + \left(\frac{b_1}{b}\right)^3\right] = 1.105 \times 10^{-3}\,m$$

$$V_{MS2} := \frac{MS2val \cdot b^2 \cdot 12 \cdot (1-\nu^2)}{s_1 \cdot 6 \cdot E \cdot t_s^3} \cdot \left[2 \cdot \frac{b_2}{b} - 3 \cdot \left(\frac{b_2}{b}\right)^2 + \left(\frac{b_2}{b}\right)^3\right] = 1.952 \times 10^{-3}\,m$$

$$V_{max} := V_{nivel} - V_{MS1} - V_{MS2} = 4.815 \times 10^{-3}\,m$$

Momentit:

$$M_{nivel} := \frac{q \cdot s_1 \cdot b \cdot b_1}{2} \cdot \left(1 - \frac{b_1}{b}\right) = 167.637\,J$$

$$MS1_{max} := MS1val \cdot \left(1 - \frac{b_1}{b}\right) = 23.943\,J$$

$$MS2_{max} := MS2val \cdot \left(1 - \frac{b_2}{b}\right) = 32.216\,J$$

$$M_{max} := M_{nivel} - MS1_{max} - MS2_{max} = 111.477\,J$$

Jännitys siiven keskellä:

$$\sigma := \frac{6 \cdot M_{max}}{t_s^2 \cdot s_1} = 2.973 \times 10^8\,Pa$$

Jännitys siiven reunassa:

$$\sigma 1 := \frac{6 \cdot MS1val}{t_s^2 \cdot s_1} = 1.064 \times 10^8\,Pa$$

$$\sigma 2 := \frac{6 \cdot MS2val}{t_s^2 \cdot s_1} = 2.148 \times 10^8\,Pa$$

Etulevyn laskenta:

$$\sigma_{etulevy} := \frac{6 \cdot MS1val}{t_1^2 \cdot s_1} = 2.394 \times 10^8 \, Pa$$

$$\sigma_{etulevy_tod} := \sigma_{etulevy} + 60MPa = 2.994 \times 10^8 \, Pa$$

Takalevyn laskenta:

$$\sigma_{takalevy} := \frac{6 \cdot MS2val}{t_2^2 \cdot s_1} = 2.148 \times 10^8 \, Pa$$

$$\sigma_{takalevy_tod} := \sigma_{takalevy} + 60MPa = 2.748 \times 10^8 \, Pa$$

Alkuarvot:

$t_s := 15mm \quad E := 210000 \cdot MPa = 2.1 \times 10^{11} Pa \quad f_u := 770 \cdot MPa = 7.7 \times 10^{8} Pa$

$l_s := 874mm \quad A_{t1} := l_s \cdot t_s = 0.013\, m^2 \quad \beta_w := 1.0 \quad \gamma_{M2} := 1.25$

Ratkaisukaavat:

$$\sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \left(\tau_1^{\,2} + \tau_2^{\,2}\right)} = \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}}$$

$$\tau_1 = \frac{Q_{yx}}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot a \cdot l_s} \qquad \tau_2 = \frac{Q_{xy}}{2 \cdot a \cdot l_s} \qquad \sigma = \frac{MS2val}{l_s \cdot \sqrt{2} \cdot a \cdot \left(t_1 + \frac{a}{\sqrt{2}}\right)}$$

Siipi-takalevy, hitsi:

$\tau_{xy} := 42.7 \cdot MPa \qquad MS2val := 80.54 \cdot J$

$\tau_{yx} := -42.7 \cdot MPa$

$Q_{xy.2} := \tau_{xy} \cdot A_{t1} = 5.598 \times 10^5 N \quad Q_{yx.2} := \tau_{yx} \cdot A_{t1} = -5.598 \times 10^5 N$

$a := 1mm$

$$g_2(a) := \sqrt{\left[\frac{-MS2val}{l_s \cdot \sqrt{2} \cdot a \cdot \left(t_s + \frac{a}{\sqrt{2}}\right)}\right]^2 + 3 \cdot \left[\left(\frac{Q_{xy.2}}{2 \cdot a \cdot l_s}\right)^2 + \left(\frac{Q_{yx.2}}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot a \cdot l_s}\right)^2\right]} - \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}}$$

$a2 := root(g_2(a), a) = 1.103 \times 10^{-3} m$

$a_{0.1} := 0.001mm$

$$g_{1.2}(a_{0.1}) := \frac{MS2val}{l_s \cdot \sqrt{2} \cdot a_{0.1} \cdot \left(t_s + \frac{a_{0.1}}{\sqrt{2}}\right)} - \frac{0.9 f_u}{\gamma_{M2}}$$

$a_{1.2} := root(g_{1.2}(a_{0.1}), a_{0.1}) = 7.833 \times 10^{-6} m$

Siipi-etulevy, hitsi:

$\tau_{xy.1} := -56.2 \cdot MPa$

$MS1val := 39.906J$

$\tau_{yx.2} := 56.2 \cdot MPa$

$Q_{xy.1} := \tau_{xy.1} \cdot A_{t1} = -7.368 \times 10^{5} N$ $\quad Q_{yx.1} := \tau_{yx.2} \cdot A_{t1} = 7.368 \times 10^{5} N$

$a_{1.1} := 1mm$

$$g_1(a_{1.1}) := \sqrt{\left[\frac{-MS1val}{l_s \cdot \sqrt{2} \cdot a_{1.1} \cdot \left(t_s + \frac{a}{\sqrt{2}}\right)}\right]^2 + 3 \cdot \left[\left(\frac{Q_{xy.1}}{2 \cdot a_{1.1} \cdot l_s}\right)^2 + \left(\frac{Q_{yx.1}}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot a_{1.1} \cdot l_s}\right)^2\right]} - \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}}$$

$$a_1 := root(g_1(a_{1.1}), a_{1.1}) = 1.452 \times 10^{-3} m$$

$a_{2.1} := 0.001mm$

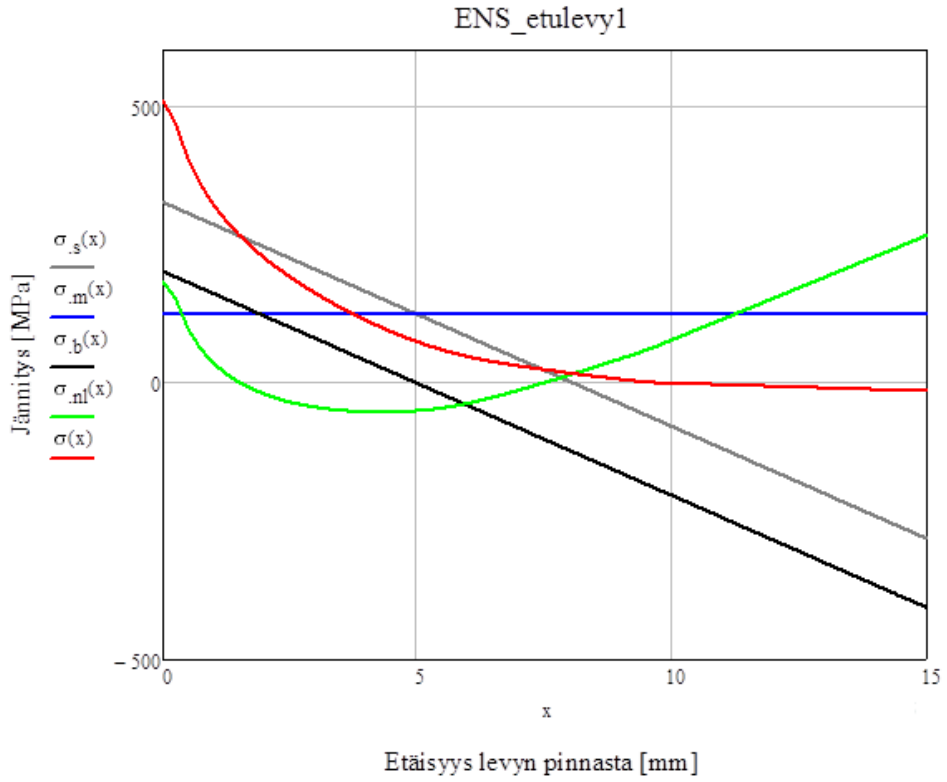
$$g_{2.2}(a_{2.1}) := \frac{MS1val}{l_s \cdot \sqrt{2} \cdot a_{2.1} \cdot \left(t_s + \frac{a_{2.1}}{\sqrt{2}}\right)} - \frac{0.9 f_u}{\gamma_{M2}}$$

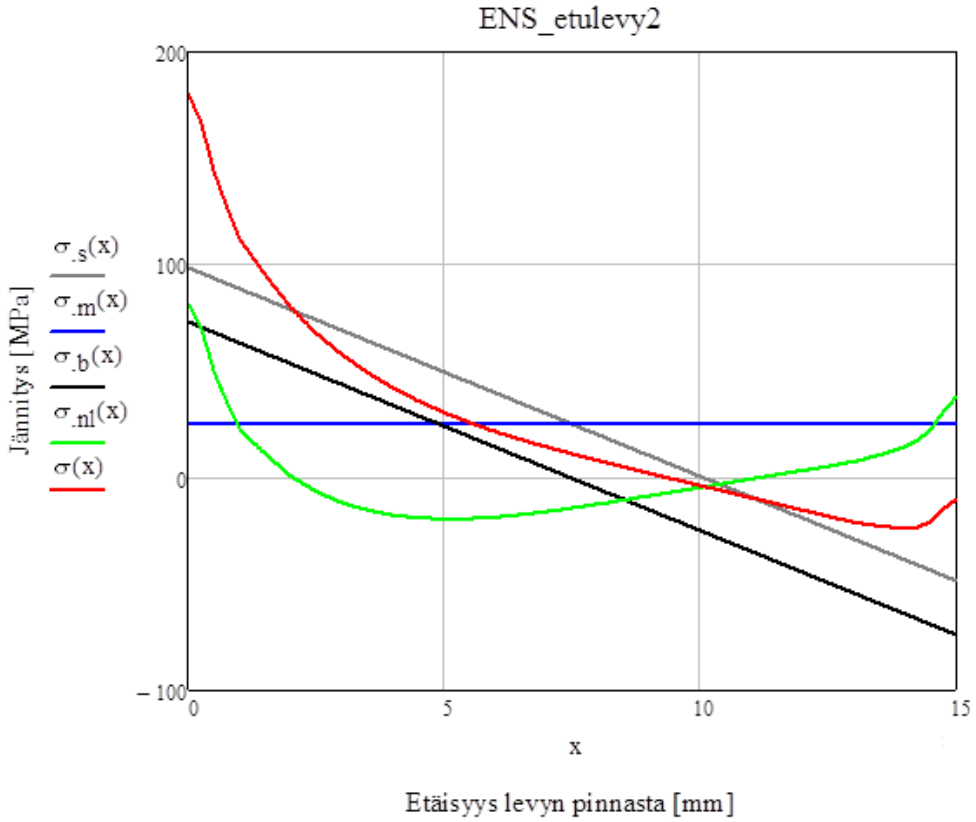
$$a_2 := root(g_{2.2}(a_{2.1}), a_{2.1}) = 3.882 \times 10^{-6} m$$

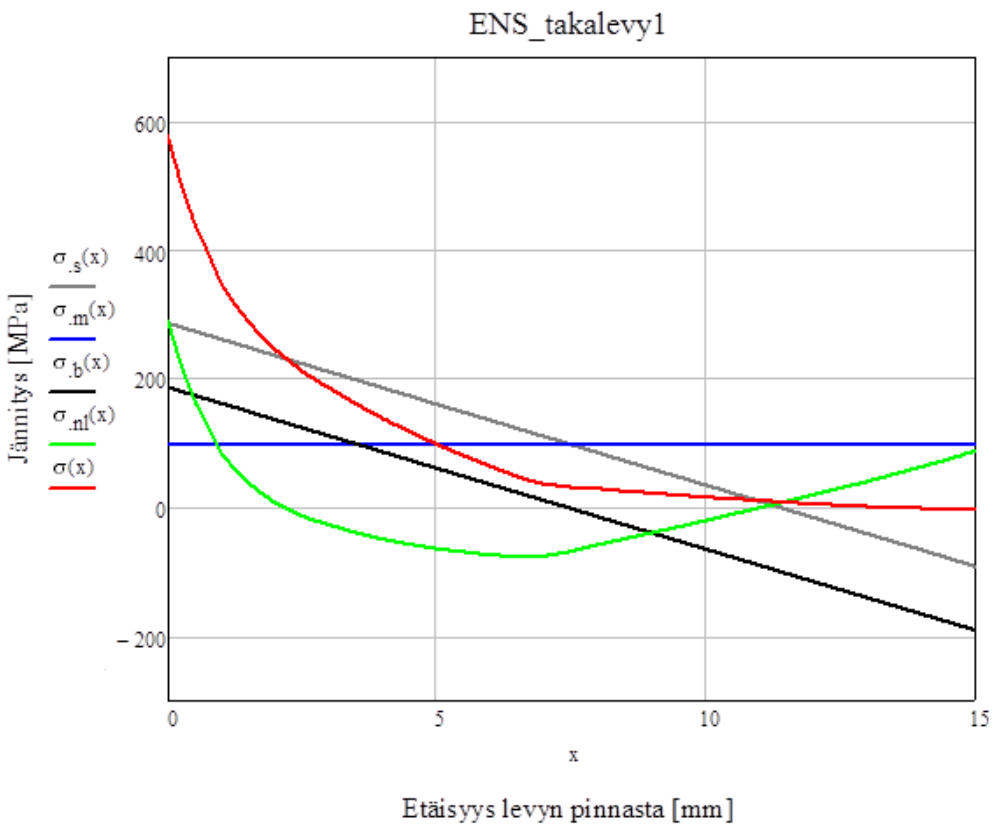
Lämmöntuonnin mukaan:

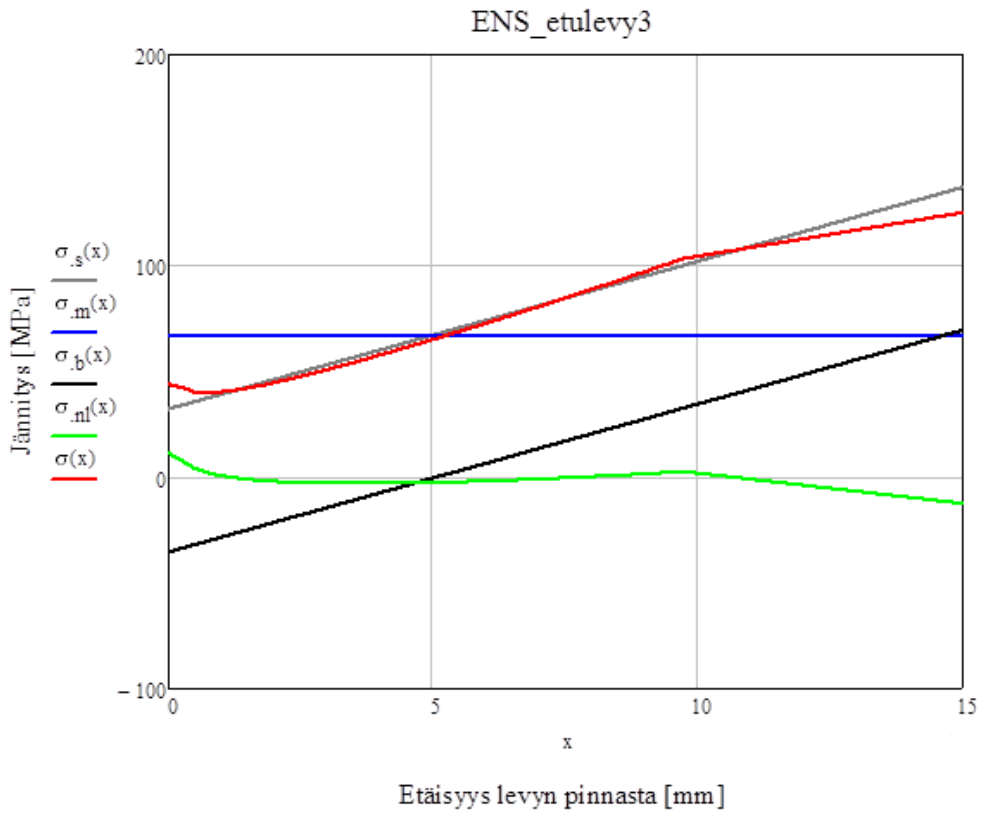
$a_{11} := \sqrt{15} - 0.5 = 3.373$

$a_{12} := \sqrt{10} - 0.5 = 2.662$

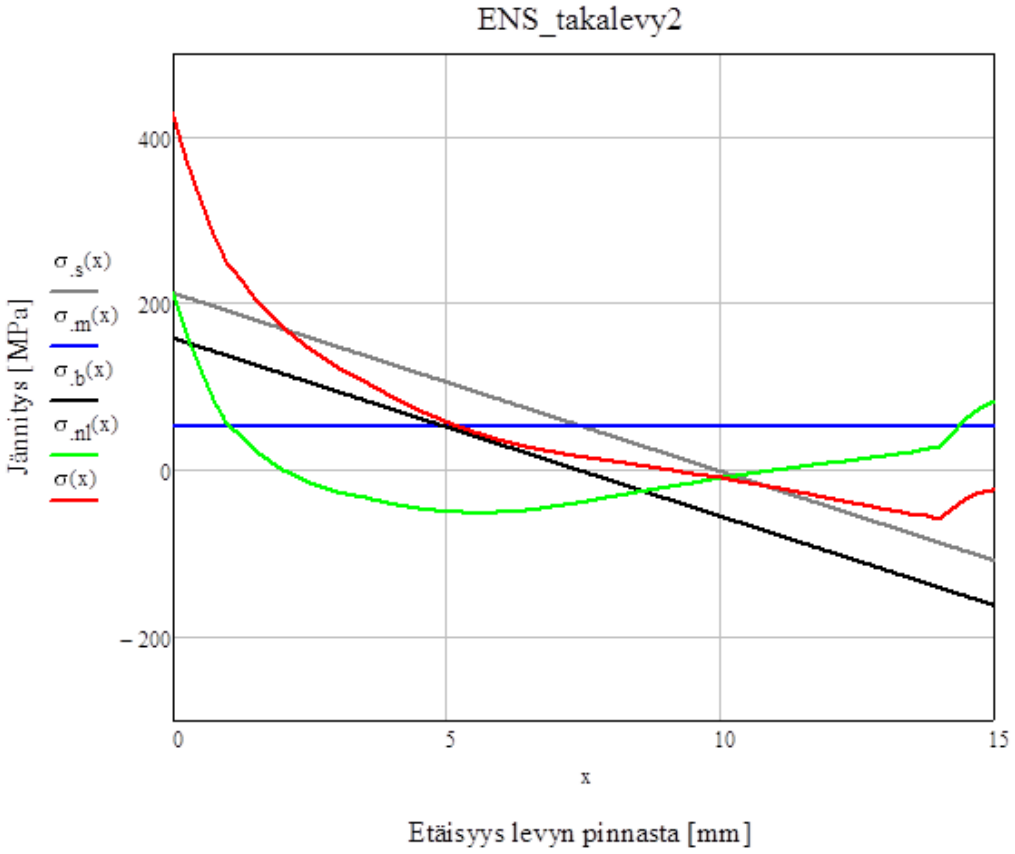

ENS_etulevy1
500
0
− 500
0
5
10
15
x
Jännitys [MPa]
σ.s(x)
σ.m(x)
σ.b(x)
σ.nl(x)
σ(x)
Etäisyys levyn pinnasta [mm]

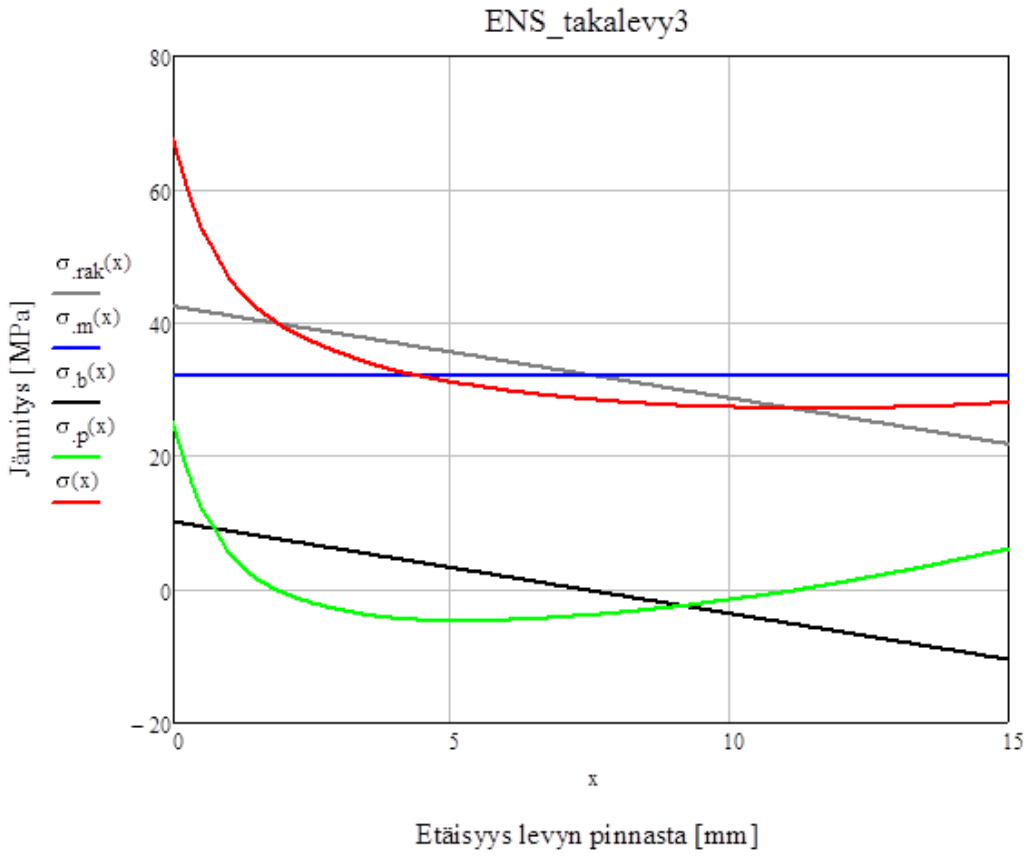

ENS_etulevy2
200
100
0
− 100
0
5
10
15
x
Jännitys [MPa]
σ.s(x)
σ.m(x)
σ.b(x)
σ.nl(x)
σ(x)
Etäisyys levyn pinnasta [mm]

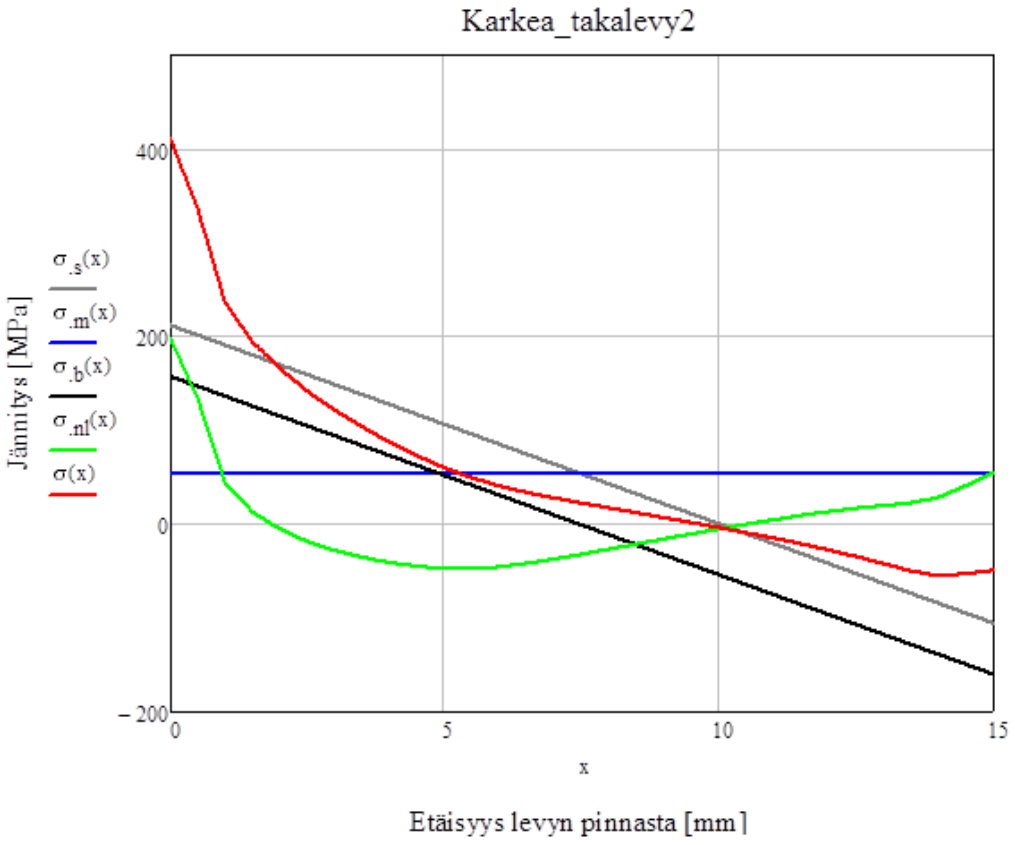

ENS_takalevy1
600
400
200
0
− 200
0
5
10
15
x
Jännitys [MPa]
σ.s(x)
σ.m(x)
σ.b(x)
σ.nl(x)
σ(x)
Etäisyys levyn pinnasta [mm]

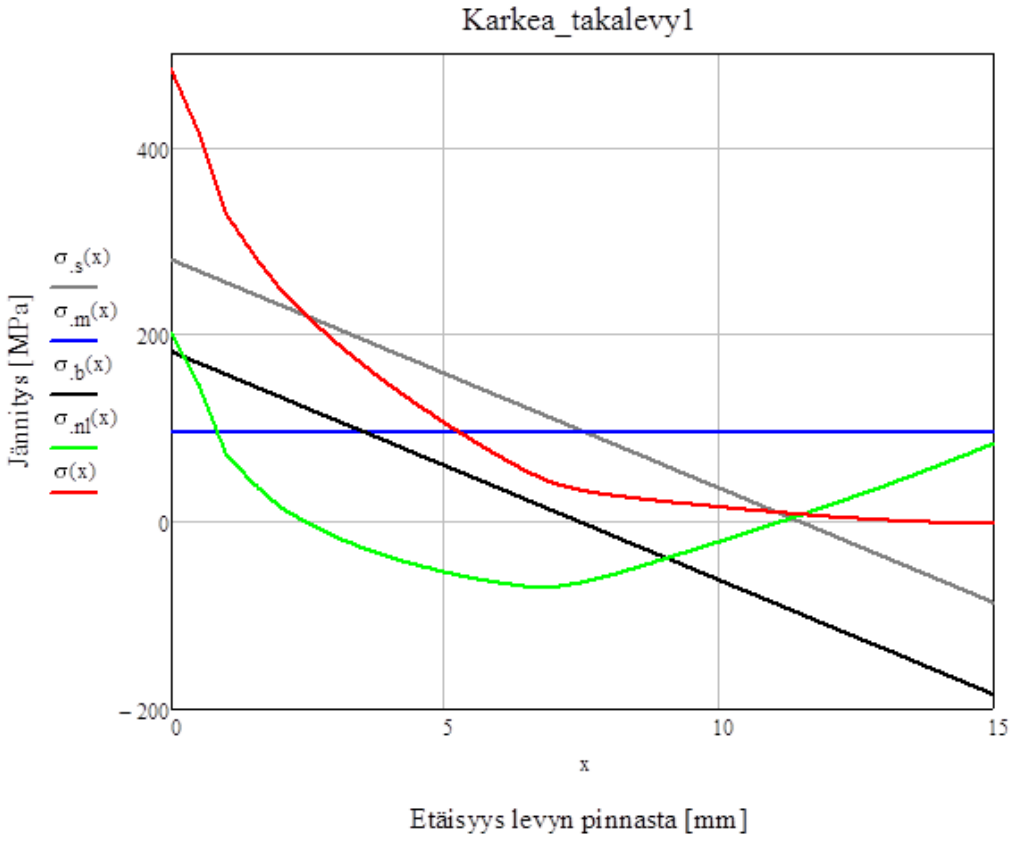

ENS_etulevy3
200
100
0
− 100
0
5
10
15
x
Jännitys [MPa]
σ.s(x)
σ.m(x)
σ.b(x)
σ.nl(x)
σ(x)
Etäisyys levyn pinnasta [mm]

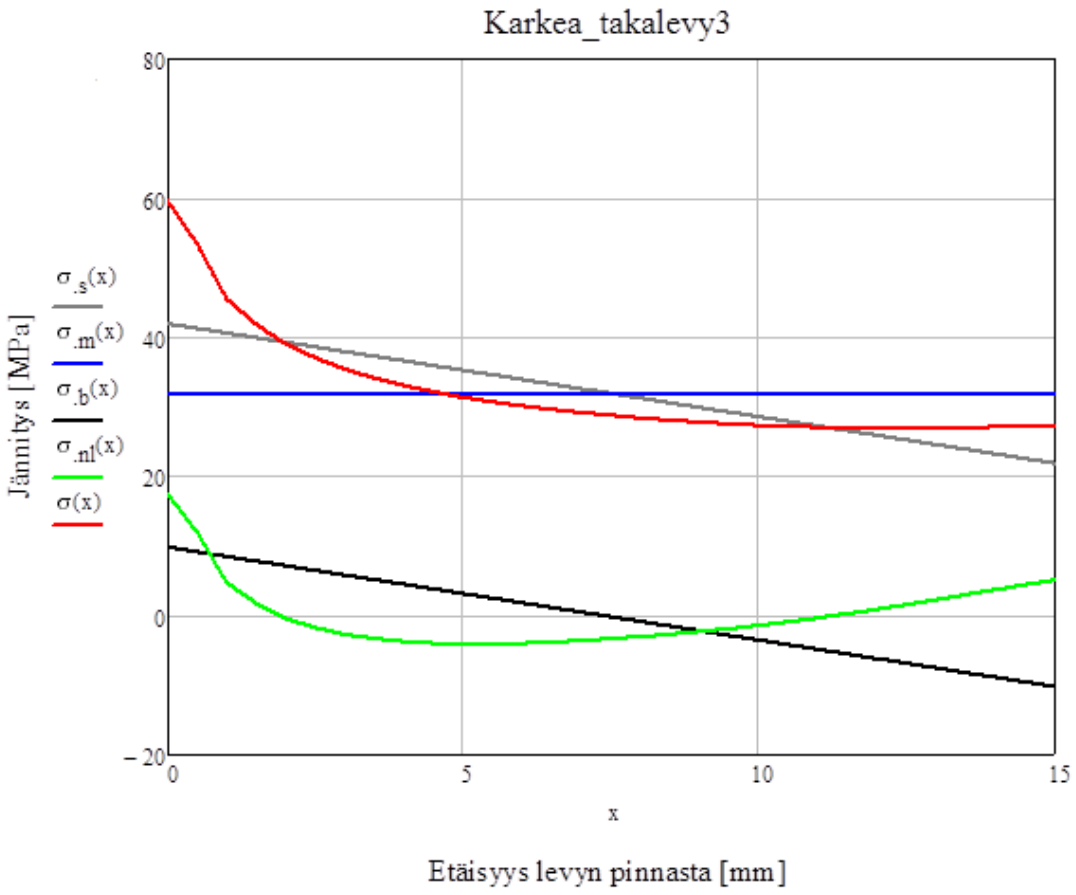
Liite III,
3


ENS_takalevy2
400
200
0
− 200
0
5
10
15
x
Jännitys [MPa]
σ.s(x)
σ.m(x)
σ.b(x)
σ.nl(x)
σ(x)
Etäisyys levyn pinnasta [mm]


ENS_takalevy3
80
60
40
20
0
− 20
0
5
10
15
x
Jännitys [MPa]
σ.rak(x)
σ.m(x)
σ.b(x)
σ.p(x)
σ(x)
Etäisyys levyn pinnasta [mm]


Karkea_takalevy2
Jännitys [MPa]
σ.s(x)
σ.m(x)
σ.b(x)
σ.nl(x)
σ(x)
400
200
0
− 200
0
5
10
15
x
Etäisyys levyn pinnasta [mm]


Karkea_takalevy1
Jännitys [MPa]
σ.s(x)
σ.m(x)
σ.b(x)
σ.nl(x)
σ(x)
400
200
0
− 200
0
5
10
15
x
Etäisyys levyn pinnasta [mm]


Karkea_takalevy3
80
60
40
20
0
− 20
0
5
10
15
x
Jännitys [MPa]
σ.s(x)
σ.m(x)
σ.b(x)
σ.nl(x)
σ(x)
Etäisyys levyn pinnasta [mm]