

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO
Teknillinen tiedekunta
LUT Metalli
Konetekniikan koulutusohjelma

Tommi Veiste

KESTOMAGNEETTIKONEEN ROOTTORIN VÄSYMISANALYYSI

Tarkastajat: Professori Aki Mikkola
DI Janne Heikkinen

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
Teknillinen tiedekunta
LUT Metalli
Konetekniikan koulutusohjelma

Tommi Veiste

Kestomagneettikoneen roottorin väsymisanalyysi

Diplomityö

2011

61 sivua, 36 kuvaa, 4 taulukkoa, 2 liitettä

Tarkastajat: Professori Aki Mikkola
DI Janne Heikkinen

Hakusanat: väsyminen, jännitykseen perustuva menetelmä, rainflow-menetelmä, kestromagneettikone, generaattori, sähkömoottori

Keywords: fatigue, stress based approach, rainflow cycle counting, permanent magnet machine, generator, electric motor

Työn tavoitteena oli luoda työkalu kestromagneettikoneiden roottoreiden väsymisen analysointia varten. Työkalu toteutettiin siten, että siihen voidaan liittää oikeasta koneesta mitattu kuormitusdata, sekä tarvittavat materiaalitiedot. Kuormitusdata muunnetaan työkalussa jännityshistoriaksi käyttämällä elementtimenetelmän avulla laskettavaa skaalauskerrointa. Kestoiän laskemiseen analyysityökalu käyttää jännitykseen perustuvaa menetelmää sekä rainflow-menetelmää ja Palmgren-Minerin kumulatiivista vauriosääntöä. Lisäksi työkalu tekee tutkittavalle tapaukselle Smithin väsymislujuuspiirroksen.

Edellä mainittujen menetelmien lisäksi työn teoriaosassa esiteltiin väsymisanalyysimenetelmistä myös paikalliseen venymään perustuva menetelmä sekä murtumismekaniikka. Nämä menetelmät jäivät monimutkaisuutensa vuoksi toteuttamatta työkalussa.

Väsymisanalyysityökalulla laskettiin kestoiät kahdelle esimerkitapaukselle. Kummassakin tapauksessa saatiin tulokseksi ääretön kestoikä, mutta aksiaalivuokoneen roottorin dynaaminen varmuus oli pieni. Vaikka tulokset vaikuttavat järkeviltä, ne olisi vielä hyvä verifioida esimerkiksi kaupallisen ohjelmiston avulla täyden varmuuden saamiseksi.

ABSTRACT

Lappeenranta University of Technology
Faculty of Technology
LUT Metal Technology
Mechanical Engineering

Tommi Veiste

Fatigue analysis of a permanent magnet machine rotor

Master's thesis

2011

61 pages, 36 figures, 4 tables, 2 appendices

Examiners: Professor Aki Mikkola
M. Sc. Janne Heikkinen

Keywords: fatigue, stress-life approach, rainflow cycle counting, permanent magnet machine, generator, electric motor

The objective of this thesis was to make a tool for analyzing fatigue in permanent magnet machine rotors. The analysis tool uses measured load history and material data to calculate fatigue life. The measured load history is transformed into stress history by using a scale factor calculated with finite element method. For fatigue life calculation the analysis tool uses stress-life approach, rainflow cycle counting method and the Palmgren-Miner cumulative damage rule. Also a fatigue strength diagram (Smith diagram) is created by the analysis tool.

In the theory part of the thesis strain based method and fatigue crack growth method were also introduced. These two methods were not used in fatigue life calculations mainly because of the complexity of the methods.

With the analysis tool, two different permanent magnet motor rotors were analyzed. In both cases infinite fatigue lives were achieved but dynamic safety of the axial flux machine rotor was very small. Even though the fatigue analysis tool seems to give reasonable results, they should be verified, for example with a commercial fatigue analysis program.

ALKUSANAT

Haluan osoittaa mitä suurimmat kiitokset tämän työn tarjoamisesta ja laadukkaasta ohjauksesta professori Aki Mikkolalle sekä DI Janne Heikkiselle. Erityiskiitokset myös työtovereille sekä kaikille niille, jotka auttoivat tämän työn valmiiksi saamiseen. Elämää suuremmat kiitokset ukille, mammalle ja papalle kaikesta tuesta sekä rakkaille sisaruksille insinöörivitseistä. Ei sovi myöskään unohtaa opiskelutovereita, eikä varsinkaan kotiseudun kavereita, joiden kanssa on koettu suuri määrä hyviä sekä joitakin huonompia hetkiä.

Työ on hyvä saattaa alkuun Repomiehen sanoilla:

" Homma on pulkassa... Pulkassa on homma... Pulkka on sininen, kohta tulee lumi ja pulkka kaivetaan esiin. Äiti tekee kaakaota ja lumihanki välkkyvä kivasti. Keväällä pulkka laitetaan takasin talliin. Ota lääkkeet, no taidanpa ottaa! Kiitos, ei kestä... Asiaan!"

SISÄLLYSLUETTELO

1 JOHDANTO	1
1.1 Työn tavoitteet	2
1.2 Työn rakenne ja rajaus	3
2 VÄSYMISEN ANALYSOINTI KESTOMAGNEETTIKONEISSA.....	4
2.1 Väsyminen	4
2.1.1 Väsyttävä kuormitus.....	5
2.1.2 Jännitykseen perustuva menetelmä	7
2.1.3 Paikallisen venymän menetelmä	12
2.1.4 Murtumismekaniikka	17
2.1.5 Palmgren-Minerin vauriosääntö	18
2.1.6 Rainflow-menetelmä	20
2.1.7 Dynaamisen varmuusluvun määrittäminen.....	23
2.2 Kestomagneettikoneet.....	26
2.2.1 Radiaalivuokoneet.....	29
2.2.2 Aksiaalivuokoneet.....	31
2.2.3 Mekaaniset rasitukset kestopagneettikoneen roottorissa	33
3 ANALYYSIN TULOKSET TUTKITTAVISSA ROOTTOREISSA.....	36
3.1 Radiaalivuokone	39
3.2 Aksiaalivuokone	46
4 TULOSTEN TARKASTELU	52
5 JOHTOPÄÄTÖKSET	55
LÄHTEET	59

LIITTEET

LIITE I. Jännityssyklit tutkittavissa koneissa.

LIITE II. Esimerkkilaskut aksiaalivuokoneen tapauksessa.

KÄYTETYT LYHENTEET JA SYMBOLIT

Latinalaiset aakkoset

a	särön pituus
A	kokologaritmisen Wöhler-käyrän kerroin
b	väsymisljuusekspONENTTI
B	kokologaritmisen Wöhler-käyrän eksponentti
B_f	vaurioon johtava kuormituslohkojen lukumäärä
c	väsymissitkeyseksponentti
C	puolilogaritmisen Wöhler-käyrän kerroin
D	puolilogaritmisen Wöhler-käyrän kerroin
E	kimmokerroin
F	voima
j	indeksi
k	dynaaminen varmuusluku
k_f	lovenvaikutusluku
k_t	lovenmuotoluku
k'	syklinen muokkauslujittumiskerroin
K	jännitysintensiiteetti
K_c	murtumissitkeys
m	massa
m_d	mittakerroin
m_s	pinnan laadun kerroin
n	lukumäärä
N	kestoikä
N_f	yhden jännitysvaihtelun kestoikä
N_i	särön ydintymiseen kuluva syklimäärä
N_t	kokonaiskestoikä
N_p	särön kasvuun kuluva syklimäärä
q	loviherkkyysluku
r	säde
R	jännityssuhde

S	nimellinen jännitys
T	aika
x	skaalauskerroin
Y	kuormitusgeometriasta riippuva kerroin

Kreikkalaiset aakkoset

$\Delta\sigma$	jännitysvaihtelu
ε	venymä
ε_a	venymäamplitudi
ε_e	elastisen venymän amplitudi
ε_p	plastisen venymän amplitudi
σ	jännitys
σ_a	jännitysamplitudi
σ_{ar}	normeerattu jännitysamplitudi
$\tilde{\sigma}_{fB}$	todellinen murtolujuus
σ'_f	kokologaritmisien Wöhler-käyrän huippuarvo
σ_m	keskijännitys
σ_{max}	ylempi rajajännitys
σ_{min}	alempi rajajännitys
σ_o	myötölujuus
σ_u	murtolujuus
σ_w	vaihtolujuus
σ_{Wred}	redusoitu vaihtolujuus
τ	nimellinen leikkausjännitys
ω	kulmanopeus

Lyhenteet

FEM	äärellisten elementtien menetelmä (finite element method)
smv	sähkömotorinen voima
rpm	kierrosta minuutissa

Alkuaineet

B	boori
Co	koboltti
Fe	rauta
Nd	neodyymi
Sm	samarium

1 JOHDANTO

Koneenosan vauriotyypit voidaan jakaa kahteen kategoriaan: muodonmuutokseen ja murtumaan. Muodonmuutos voi olla elastista tai plastista, ja ajasta riippuvaa muodonmuutosta sanotaan virumiseksi. Murtumat staattisessa kuormituksessa voivat olla joko sitkeitä tai hauraita ja vaihtuvassa kuormituksessa puhutaan väsymisestä. Väsyminen on yleisin koneenosien vauriotyyppi. Tarkkaa lukumäärää väsymisvaurioista ei tiedetä, sillä arvioiden mukaan 50-90 % mekaanisista vaurioista tapahtuu väsymällä. Väsymisessä kuorman suuruus ei ole määräävä tekijä, vaan tärkein tekijä on kuorman vaihtelu. Tämän lisäksi väsymiseen vaikuttavat useat toisistaan riippumattomat tekijät, mikä hankaloittaa ilmiön tarkastelemista. Väsyminen on vauriomuotona ikävä, sillä se iskee aina rakenteen heikoimpaan kohtaan, ja monimutkaisissa tapauksissa heikoimman kohdan löytäminen on lähes mahdotonta ilman tarkoitukseen sopivaa ohjelmistoa. Väsymisestä vaarallisen tekee se, että murtuminen voi tapahtua yllättäen. Jos rakenne on suuri, myös väsymismurtuman aiheuttamat tuhot ovat suuria. Tästä syystä väsymisanalyysi on erittäin tärkeää koneenrakennuksessa, ja väsymisanalyysejä varten on vuosien saatossa kehitetty useita menetelmiä, joilla voidaan arvioida koneenosan kestoikää. (Dowling 2007, 2 & Stephens et al. 2000, 3.)

Työssä tutkitaan väsymistä kestromagneetikoneissa, joista yksi esimerkki on esitetty kuvassa 1. Kestomagnetoitujen koneiden käyttökohteet vaihtelevat hissikoneistoista pumppuihin, puhaltimiin ja hybridikäyttöisten ajoneuvojen ajomoottoreihin ja generaattoreihin. Käytössä kestromagneetikone joutuu elinkaarensa aikana kestämaan suuresti vaihtelevia kuormituksia, värähtelyä ja mahdollisesti myös vaativia ympäristöolosuhteita. Pyörivässä liikkeessä koneen roottorissa syntyy jännityksiä enimmäkseen keskeisvoimien vaikutuksesta. Vaihtelevan kuormituksen takia väsyminen saattaa muodostua ongelmaksi koneen käyttöään kasvaessa. Kestomagneetikoneita on tutkittu paljon ja useimmiten on tarkasteltu esimerkiksi roottorin mittamuutosten vaikutusta magneettivuohon, mutta väsymisen tutkiminen on jäänyt vähemmälle huomiolle.

Aiheen tarkastelulle on kuitenkin tarvetta, sillä sähkökoneista halutaan usein huoltovapaita. Käytännössä tämä tarkoittaa ääretöntä kestoikää.



Kuva 1. Kestomagneettimoottori (Gieras 2010, 320).

1.1 Työn tavoitteet

Tällä hetkellä ongelmana on, että väsymistä halutaan tarkastella kestopäätökoneen roottorissa, mutta ei ole tarjolla menetelmää, jolla tämän voisi tehdä nopeasti. Työn päätavoitteena onkin toteuttaa yksinkertainen väsymisanalyysityökalu, joka laskee pyörivän kestopäätökoneen roottorille kestoajan. Työkalun tulee toimia siten, että siihen voidaan syöttää oikeasta sähkökoneesta mitattu kuormitusdata sekä tarvittavat materiaalitiedot, joiden avulla voidaan määrittää koneen turvallinen kestoikä. Pyörivästä koneesta ei jännityksiä saada mitattua suoraan, vaan kuormitushistoriassa on kuvattu pyörimisnopeus ajan funktiona. Tästä syystä jännitysten määrittämiseen joudutaan käyttämään apuna äärellisten elementtien menetelmää (FEM). Linkki FEM-mallin ja analyysityökalun välille saadaan esimerkiksi skaalauskerroimen avulla. Työkalun tulee olla nopeasti omaksuttava ja helppokäyttöinen, jotta koneen

valmistavan yrityksen työntekijät osaisivat käyttää sitä ilman suuria esitietovaatimuksia ja tarkistaa nopeasti esimerkiksi mittamuutosten vaikutuksia kestoikään.

Toiveena on, että työkalussa olisi käytössä eri väsymisanalyysimenetelmiä, jotta voitaisiin vertailla tuloksia eri menetelmien välillä ja saada näin mahdollisimman luotettava arvio koneen kestoiästä. Työkalulla olisi hyvä saada myös jonkinlainen vertailuluku, jolla voitaisiin vertailla esimerkiksi eri materiaalien herkkyyttä väsymiseen tietyllä kuormituksella.

1.2 Työn rakenne ja rajaus

Teoriaosassa käydään läpi väsymisanalyysin tekniikoita ja selitetään väsymisilmiötä. Väsyminen on myös materiaaliopin haara, jossa tarkastellaan säröjä materiaalin mikrotasolla. Tässä työssä väsymistä käsitellään makrotason ilmiönä, eli aihetta tarkastellaan lujuusopin kannalta. Eri menetelmiä pyritään tarkastelemaan siten, että niitä pystyttäisiin soveltamaan analyysityökalun toteutukseen. Kaikkia menetelmiä ei välttämättä sovelleta, jos ei ole tarvetta tai menetelmän soveltaminen tulee liian vaikeaksi. Kestomagneettikoneista esitellään tutkittavana olevien koneiden tärkeimmät ominaisuudet ja eroavaisuudet. Sähkötekniisiin ominaisuuksiin ei ole syytä puuttua, joten koneita tarkastellaan enimmäkseen konetekniikan ja mekaniikan kannalta. Kolmannessa luvussa esitellään tutkittavat esimerkkitapaukset ja analysoidaan ne tätä varten tehdyn työkalun avulla. Työssä esitellään ne periaatteet joilla analyysityökalu toimii, mutta sitä ei tarkemmin esitellä tässä työssä.

2 VÄSYMISEN ANALYSOINTI KESTOMAGNEETTIKONEISSA

Seuraavissa luvuissa esitellään väsymisen ja kestromagneetikoneiden teoriaa. Väsymisanalyysin menetelmistä käydään läpi jännitykseen sekä paikalliseen venymään perustuvat menetelmät sekä murtumismekaniikan perusteet. Vaihtelevan kuormituksen huomiointiin käytetään rainflow-menetelmää ja Palmgren-Minerin kumulatiivista vauriosääntöä. Dynaamisen varmuusluvun laskemiseen käytetään tunnettua Smithin väsymislujuuspiirrosta. Kestomagneetikoneista tutkittavina ovat aksiaali- ja radiaalivuokoneet, joten niiden ominaisuudet on syytä esitellä.

2.1 Väsyminen

Materiaalin väsymisen arviointi nykyaikaisissa laitteissa on tärkeää, koska suurin osa koneiden ja laitteiden vaurioista aiheutuu juuri väsymisestä. Väsymismurtuma on huomattavasti monimutkaisempi ilmiö kuin esimerkiksi staattinen murtuma. Tämä johtuu siitä, että väsymismurtuma riippuu materiaaliominaisuuksien lisäksi myös tarkastelukohdan jännitystilasta sekä lähiympäristön jännityskentästä. Väsymiseen vaikuttaa näiden lisäksi paljon muita tekijöitä, joiden vaikutuksen huomioon ottaminen on vaikeaa. (Outinen & Salmi 2004, 367.)

Jos dynaamisessa kuormitusvaihtelussa pääjännitys ylittää makroskooppisella alueella myötörajan σ_o mutta ei murtolujuutta σ_u , kappale ei murru heti ensimmäisillä kuormituskerroilla. Kun kuormituskertoja tulee enemmän, kappaleeseen tuleva pysyvä muodonmuutos lisääntyy jatkuvasti kunnes lopulta tapahtuu murtuminen. Tällaista melko pienillä kuormituskertamäärillä tapahtuvaa väsymistä kutsutaan myötöväsymiseksi (low cycle fatigue). Myötöväsymiseen liittyy makroskooppista plastista muodonmuutosta, ja kuormituskertojen määrä on alle 10^4 . Varsinaisessa väsymisessä (high cycle fatigue) murtuminen tapahtuu suuren kuormituskertamäärän jälkeen ($10^4 \dots 10^7$ kuormitusta) ilman näkyvää plastista muodonmuutosta. Materiaalissa tapahtuu kuitenkin erittäin pienelle

alueelle kerrallaan rajoittunutta mikroskooppista plastista muodonmuutosta. Väsymismurtumasta voidaan usein erottaa kolme päävaihetta:

- säröjen ydintymisvaihe
- särön kasvu
- lopullinen murtuminen.

Paikallisen plastisen muodonmuutoksen vaikutuksesta syntyy ensin mikrosärö tai mikrosäröjä. Säröt kasvavat ja yhtyvät yhdeksi tai useammaksi säröksi. Säröjen reunoihin syntyy voimakkaita jännityshuippuja, jotka edistävät säröjen etenemistä. Kun poikkipinta on säröjen kasvun seurauksena pienentynyt riittävästi, yksi kuormituskerta riittää aiheuttamaan murtumisen. Tyypillinen väsymismurtuman alkukohta on paikallinen jännityshuippu, jonka voi aiheuttaa esimerkiksi reikä, akselin olake, kierre, pintavika tai materiaalivika. (Outinen Salmi 2004, 369) Väsymismurtopinnasta voidaan huomata kaksi toisistaan eroavaa aluetta. Ensimmäinen alue on kiiltäväpintainen varsinainen väsymismurtuma-alue. Tällä alueella on havaittavissa vuosirengasmaisia juonteita, jotka ympäröivät särön ydintymisen alkukohtaa. Toinen alue on nimeltään jäännösmurtumisalue, ja se muistuttaa hauraiden materiaalien murtopintaa. (Dowling 2007, 413.)

Yleisesti väsyttävästi kuormitetun koneenosan kokonaiskestoikä N_t saadaan, kun summataan särön ydintymiseen kuluva syklimäärä N_i ja murtumiseen johtavan särön kasvuun kuluva syklimäärä N_p , eli (Lu & Mäkeläinen 2003, 64)

$$N_t = N_i + N_p . \quad (1)$$

2.1.1 Väsyttävä kuormitus

Yksinkertaisimmillaan väsyttävä kuormitus on kuvan 2 mukaista vakioamplitudista kuormitusta, jota voi syntyä esimerkiksi pyörivissä akseleissa. Jännitysjakson suurimmasta arvosta käytetään nimitystä ylempi rajajännitys σ_{max} ja pienimmästä arvosta alempi rajajännitys σ_{min} . Näistä saadaan laskettua jännityksen staattinen osuus eli keskijännitys σ_m seuraavasti (Outinen & Salmi 2004, 370)

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2}. \quad (2)$$

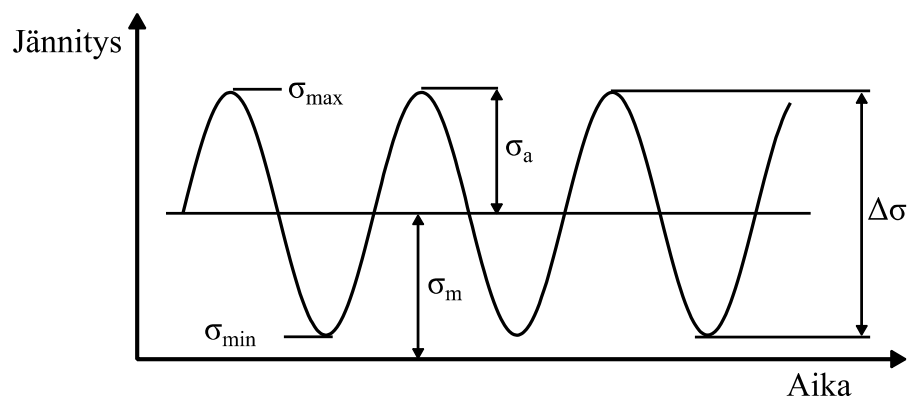
Jännitysamplitudi σ_a on jännityksen dynaamisen osuuden maksimiarvo

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2}. \quad (3)$$

Jännityssuhde R on alemman ja ylemmän rajajännityksen suhde

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}, \quad (4)$$

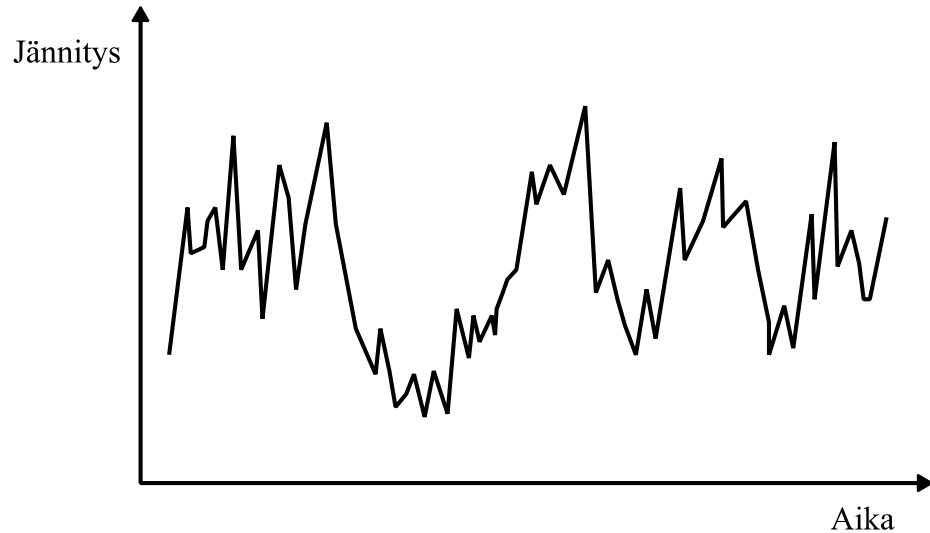
jolloin etumerkit otetaan huomioon. Jännitysvaihtelu voi olla puristustykytys-, vaihto- tai vetotykytyskuormitusta. Puhtaassa vaihtokuormituksessa jännitys vaihtelee minimipuristusjännityksestä itseisarvoltaan samansuuruiseen maksimivetojännitykseen, jolloin jännityssuhde on -1. Vetotykytyskuormituksessa jännitysvaihtelu tapahtuu minimivetojännityksestä maksimivetojännitykseen, ja R on positiivinen luku 0 ja 1 välillä. (Lu & Mäkeläinen 2003, 66.)



Kuva 2. Vakioamplitudinen jännitysvaihtelu (Lu & Mäkeläinen 2003, 66).

Käytännössä jännitysvaihtelu on harvoin kuvan 2 mukaista vakioamplitudista. Kuormitus on useimmiten muuttuva-amplitudista, kuten kuvassa 3 on esitetty. Muuttuva-amplitudisessa kuormituksessa on hyvin pieni todennäköisyys sille, että tietyllä aikavälillä tapahtuu kaksi samanlaista jännitysvaihtelua. Tällöin

kuormitushistoriaa ei voida esittää millään analyyttisellä yhtälöllä, joten väsymiskestojen määrittäminen on hankalampaa. (Lu & Mäkeläinen 2003, 66.)



Kuva 3. Muuttuva-amplitudinen jännityshistoria (Lu & Mäkeläinen 2003, 67).

2.1.2 Jännitykseen perustuva menetelmä

Jännityksestä käytetään yleensä merkintää σ , mutta tässä yhteydessä erotetaan toisistaan jännitys tietyssä pisteessä σ ja nimellinen jännitys S . Lovettomassa vetosauvassa jännitys on sama joka paikassa, ja se riippuu poikkipinta-alasta A ja voimasta F

$$S = \frac{F}{A}. \quad (5)$$

Lovetuilla kappaleilla nimellinen jännitys lasketaan käyttämällä nettopoikkipinta-alaa, eli loven pinta-ala vähennetään kokonaispinta-alasta. Tällöin maksimijännitys on loven reunalla, ja se ei ole suuruudeltaan sama kuin nimellinen jännitys. Maksimijännityksen laskemiseen käytetään jännityskonsentraatiokerrointa k_t , jota sanotaan myös lovenmuotoluvuksi, eli

$$\sigma = k_t S. \quad (6)$$

Yhtälö pätee, jos loven pohjassa ei tapahdu myötämistä. Jos myötämistä tapahtuu, maksimijännitys σ on pienempi kuin $k_p S$. Lovenmuotolukuja eri perustapauksille on taulukoitu, ja monimutkaisissa tapauksissa jännitykset voidaan hakea esimerkiksi elementtimenetelmän avulla. Materiaalin käyttäytyminen oletetaan silloin kimmoiseksi ja lineaariseksi, eli lasketun maksimijännityksen on oltava pienempi kuin materiaalin myötöraja σ_o . (Dowling 2007, 395.)

Tämä menetelmä perustuu kullekin materiaalille ominaisen SN-käyrän (Wöhler-käyrä) käyttämiseen. SN-käyrät on saatu tekemällä tutkittavalle materiaalille väsytykskoje, jossa jännitys koeksuuvassa vaihtelee sinikäyrän mukaisesti. Väsytykskoesarjassa koestetaan suuri joukko samanlaisia koekappaleita, joista jokaista kuormitetaan eri jännitysamplitudilla murtumiseen tai ennalta sovittuun jännitysjaksojen määrään asti. Kestoluku N_f on se kuormitusjaksojen lukumäärä, joka johtaa koekappaleen murtumiseen kullakin jännitystasolla. SN-käyrä muodostuu, kun väsytykskojeiden tulokset esitetään N_f, σ_a -koordinaatistossa, missä keistoluvulle käytetään logaritmista asteikkoa ja jännitykselle joko lineaarista tai logaritmista asteikkoa. (Outinen & Salmi 2004, 373.) Puolilogaritmisella asteikolla SN-käyrä voidaan esittää muodossa

$$\sigma_a = C + D \cdot \log N_f, \quad (7)$$

missä C ja D ovat sovituspärametreja. Kokologaritmisella asteikolla voidaan käyttää yhtälöitä

$$\sigma_a = AN_f^B \quad (8)$$

$$\sigma_a = \sigma_f' (2N_f)^b, \quad (9)$$

joista huomataan yhteys pärametreille A ja B :

$$A = 2^b \sigma_f' \quad (10)$$

$$B = b, \quad (11)$$

missä σ'_f ja b ovat materiaalista riippuvia parametreja. Joillakin materiaaleilla, yleensä teräksillä, on olemassa tietty jännityksen raja-arvo, jonka alapuolella väsymistä ei tapahdu. Tätä jännityksen arvoa σ_w sanotaan vaihtolujuudeksi tai väsymisrajaksi. (Dowling 2007, 398.)

Sileäksi hiotuilla koekappaleilla on huomattu, että väsymisraja on noin puolet murtolujuudesta. Suuren lujuuden omaavilla teräksillä ($\sigma_u > 1400$ MPa) väsymisraja on vähemmän kuin puolet murtolujuudesta huonommasta muodonmuutoskyvystä johtuen. Myös keskijännityksellä on vaikutusta väsymislajuuteen. Tietyllä jännitysamplitudilla vedon puolella oleva keskijännitys on pahempi kuin puristava keskijännitys. Kappaleessa olevat geometrian muutokset kasvattavat jännityksen paikallisesti hyvin suureksi, mikä pienentää väsymislajuutta. Geometrian vaikutusta voidaan arvioida edellä mainittujen lovenmuotolukujen avulla. (Dowling 2007, 413-417.)

Myös ympäristötekijöillä, kuten korroosiolla ja korkealla lämpötilalla on selvä vaikutus väsymiskestävyyteen. Esimerkiksi pistekorroosio saa aikaan paikallisen jännityshuipun, joka heikentää väsymiskestävyyttä. Ympäristö voi aiheuttaa myös kemiallisia reaktioita tai materiaalin liukenemistä särön kärjessä. Lämpötila pienentää väsymislajuutta, mutta sillä alkaa olla merkitystä vasta kun lämpötila on noin 30 – 40 % materiaalin sulamispisteestä. Korkeat lämpötilat lisäävät muiden ympäristötekijöiden haitallisia vaikutuksia sekä voivat aiheuttaa virumista. (Dowling 2007, 420; Stephens et. al 2000, 373.)

Väsymismurtuma saa yleensä alkunsa kappaleen pinnalta pintavikojen kohdalta, joten pinnan laadun vaikutus väsymislajuuteen on suuri. Myös kappaleen koko vaikuttaa, koska koon kasvaessa materiaali- ja pintavikojen esiintymistodennäköisyys kasvaa ja siten myös väsymismurtuman alkamisen todennäköisyys lisääntyy. Kappaleen koon vaikutus otetaan huomioon mittakertoimella m_d ja pinnan laadun vaikutus pinnan laadun kertoimella m_s . (Outinen & Salmi 2004, 380.)

Väsymisessä yksi tärkeimmistä tekijöistä on jännityskeskittymien syntyminen, joka vaikuttaa ratkaisevasti väsymismurtuman alkamiseen. Jännityshuippuja kappaleeseen aiheuttavat usein geometriset epäjatkuuskohdat, kuten reiät ja lovet. Dynaamisesti kuormitettujen rakenneosien suunnittelussa on pyrittävä välttämään jännityshuippujen aiheuttajia. Tämä tarkoittaa riittävän suurien pyöristyssäteiden käyttöä tai jännityshuippuja aiheuttavien kohtien sijoittamista paikkoihin, joissa nimellisjännitys on matala. (Outinen & Salmi 2004, 382.)

Jännityshuippujen vaikutus rakenneosien väsymiskestävyyteen on pienempi kuin lovenmuotoluku antaa ymmärtää. Todellisuudessa vaikutus on riippuvainen myös materiaalista ja kuormituksen luonteesta, joten väsymisen yhteydessä käytetään lovenvaikutusluku k_f . Lovenvaikutusluku riippuu sekä materiaalista että rakenneosan geometriasta ja kuormitustavasta. Tavallisesti lovenvaikutusluku esitetään loviherkkyysluvun q ja lovenmuotoluvun k_t avulla yhtälöllä

$$k_f = 1 + q(k_t - 1). \quad (12)$$

Loviherkkyysluku riippuu materiaalista ja loven pohjan pyöristyssäteestä. Rakenneteräksillä käytetään yleensä arvoja $q=0,6 - 0,8$, missä suuremmat arvot pätevät lujemmille teräslaaduille. (Outinen & Salmi 2004, 384-385.)

Usein kokeelliset SN-käyrät määritetään vaihtokuormituksella, jossa keskijännitys on nolla. Keskijännityksen vaikutusta väsymiskestävyyteen voidaan arvioida esimerkiksi määrittämällä materiaalille useita SN-käyriä eri keskijännityksen arvoilla. Tulokset voidaan esittää myös vakiokestoikädiagrammina, jonka käyriä interpoloimalla voidaan määrittää kestoajat eri jännityksillä. (Dowling 2007, 427.)

Toinen tapa huomioida keskijännitys on käyttää normeerattua jännitysamplitudia. Normeerattu amplitudi-keskijännitysdiagrammi saadaan, kun merkitään jännitysamplitudia σ_{ar} :llä, kun keskijännitys σ_m on nolla. Käyrä normeerataan esittämällä σ_a :n ja σ_{ar} :n suhde keskijännityksen funktiona. Jännitysamplitudin lähestyessä nollaa keskijännityksen tulisi lähestyä materiaalin murtorajaa σ_u , joten

käyrä kulkee pisteiden $(\sigma_m, \sigma_a/\sigma_{ar})$ ja $(\sigma_u, 0)$ kautta. Yksinkertaisin tällainen käyrä on pisteiden kautta sovitettu suora (Dowling 2007, 429)

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1. \quad (13)$$

Yhtälöä 13 sanotaan myös Goodmanin yhtälöksi, joka toimii hyvin suuren lujuuden omaavien terästen tapauksessa. Goodmanin yhtälön tarkkuutta sitkeille materiaaleille voidaan parantaa sijoittamalla σ_u :n paikalle vetokokeesta saatava materiaalin todellinen murtolujuus $\tilde{\sigma}_{fB}$ tai nollakeskijännitystä vastaava parametri σ'_f . Jälkimmäisessä tapauksessa saadaan terästen tarkasteluun soveltuva yhtälö (Dowling 2007, 430)

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma'_f} = 1. \quad (14)$$

Keskijännityksen arviointiin voidaan käyttää myös yhtälöä, jonka ovat esittäneet Smith, Watson ja Topper. SWT-yhtälön hyvänä puolenä on, että se ei riipu materiaalivakioista. Kun σ_{max} on suurempi kuin 0, yhtälö on muotoa (Dowling 2007, 430)

$$\sigma_{ar} = \sqrt{\sigma_{max} \sigma_a} \quad (15)$$

ja kun σ_{max} on pienempi tai yhtä suuri kuin 0, kestoikä N_f on ääretön. Yhtälöitä 13, 14 ja 15 voidaan siis käyttää keskijännityksen huomiointiin, kun käytetään hyväksi SN-käyrän yhtälöä. Esimerkiksi Morrow'n yhtälön avulla kestorajaksi σ_{ar} saadaan yhtälön 14 mukaan

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}}. \quad (16)$$

Yhtälöllä 16 saadaan sellainen jännityksen σ_{ar} arvo, jonka keskijännitys on nolla ja kestoikä on sama kuin yhdistelmällä (σ_a, σ_m) . Jännitystä σ_{ar} voidaan siis pitää ekvivalenttina jännitysamplitudina. Kestoikäarviota varten tarvitaan vielä yhteys

SN-käyrään, joka saadaan sijoittamalla σ_{ar} yhtälöön 9, jolloin saadaan (Dowling 2007, 431)

$$\sigma_{ar} = \sigma'_f (2N_f)^b. \quad (17)$$

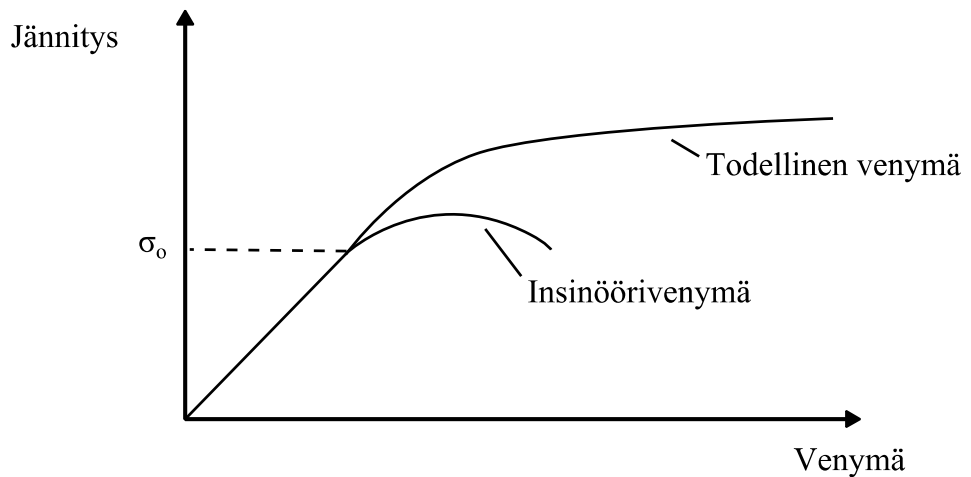
Yhdistämällä edellä saatu tulos yhtälön 16 kanssa, saadaan yleinen kestoikäyhtälö tapaukselle, jossa σ_m ei ole nolla: (Dowling 2007, 431)

$$\sigma_a = (\sigma'_f - \sigma_m)(2N_f)^b. \quad (18)$$

Vastaavalla tavalla voidaan johtaa kestoikäyhtälöt SWT ja Goodman –yhtälöille. Yhtälöllä 18 saadaan laskettua kestoikä yhdellä keskijännitys-jännitysamplitudiyhdistelmällä. Koneenosan kuormitushistoria koostuu kuitenkin yleensä useammasta kuin yhdestä tällaisesta yhdistelmästä. Tästä syystä koko kuormitushistorian huomioimiseen on kehitetty menetelmiä, joista kerrotaan enemmän luvussa 2.1.5.

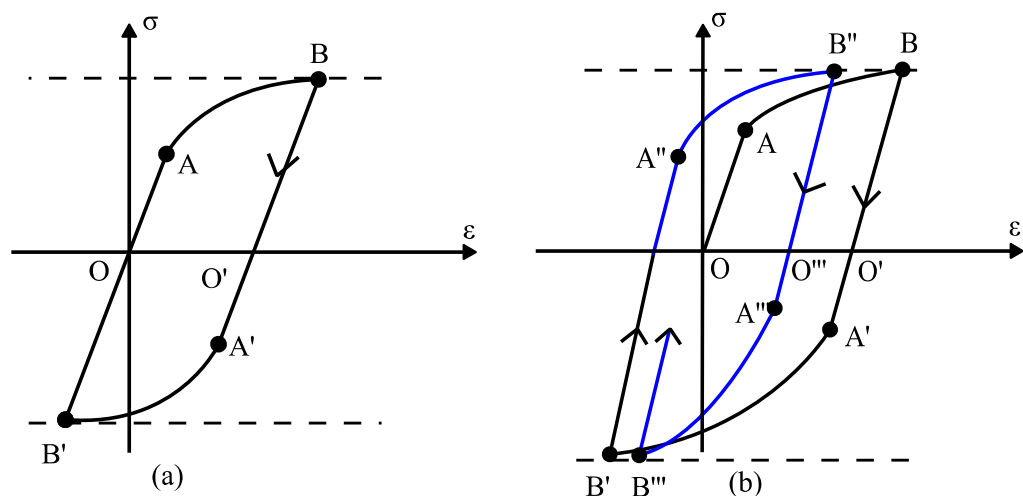
2.1.3 Paikallisen venymän menetelmä

Venymään perustuvassa menetelmässä kestoikälaskennassa käytetään jännityksen sijasta paikallista venymää loven pohjalla. Esimerkki jännitys-venymäkäyrästä on esitetty kuvassa 4. Insinööri-venymäksi (engineering strain) kutsutaan venymää, joka on laskettu käyttämällä poikkipinta-alaa vakiosuuruisena. Todellinen venymä saadaan, kun otetaan huomioon, että kappaleen poikkipinta-ala muuttuu, kun sitä puristetaan tai venytetään. (Lu & Mäkeläinen 2003, 78.)



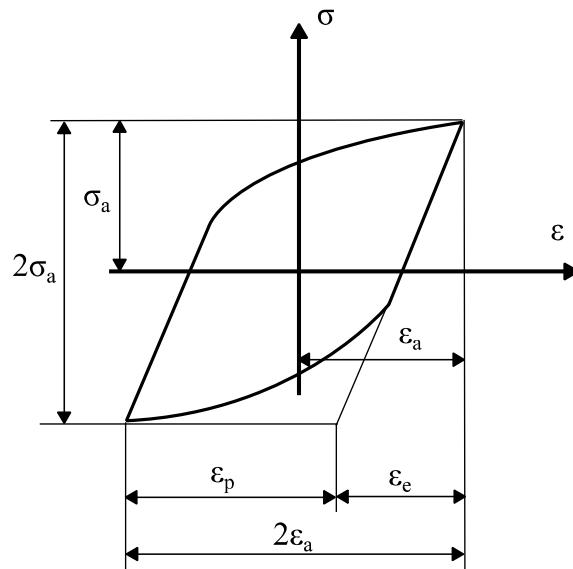
Kuva 4. Jännitys-venymäkäyrä (Lu & Mäkeläinen 2003, 78).

Kuvassa 5 esitetty syklinen jännitys-venymäkäyrä perustuu todellisen venymän määritelmään. Kuormitus alkaa pisteestä O. Aluksi muodonmuutos on elastista pisteeseen A asti (myötöraja). Välillä A-B tapahtuu plastista muodonmuutosta, ja pisteen B jälkeen kuormitus poistetaan. Pisteestä O' toistetaan sama vastakkaissuuntaisella kuormalla, jolloin palattaisiin pisteiden A' ja B' kautta lähtöpisteeseen O. Tätä esittää kuvan a-kohta. Todellisuudessa materiaalin puristuspuolen myötöraja pienenee, jolloin pisteen A' paikka muuttuu. Lisäksi materiaalissa tapahtuu muokkauslujittumista, jonka takia myös pisteen B' paikka muuttuu. Tästä syystä kuvan b-kohdassa ei synny heti suljettua silmukkaa. (Lu & Mäkeläinen 2003, 77.)



Kuva 5. Syklisiä jännitys-venymäkäyriä (Lu & Mäkeläinen 2003, 78).

Materiaalin käyttäytyminen syklisessä kuormituksessa stabiloituu tietyn kuormituskertamäärän jälkeen, jolloin saadaan esitettyä kuvassa 6 oleva stabiili hystereesisilmukka. Kuvasta nähdään paikallisen venymän menetelmässä käytettävät merkinnät: ε_a on venymäamplitudi, ε_e on elastisen venymän amplitudi ja ε_p on plastisen venymän amplitudi. (Lu & Mäkeläinen 2003, 78.)



Kuva 6. Venymät ja jännitykset stabiilissa hystereesisilmukassa (Lu & Mäkeläinen 2003, 79).

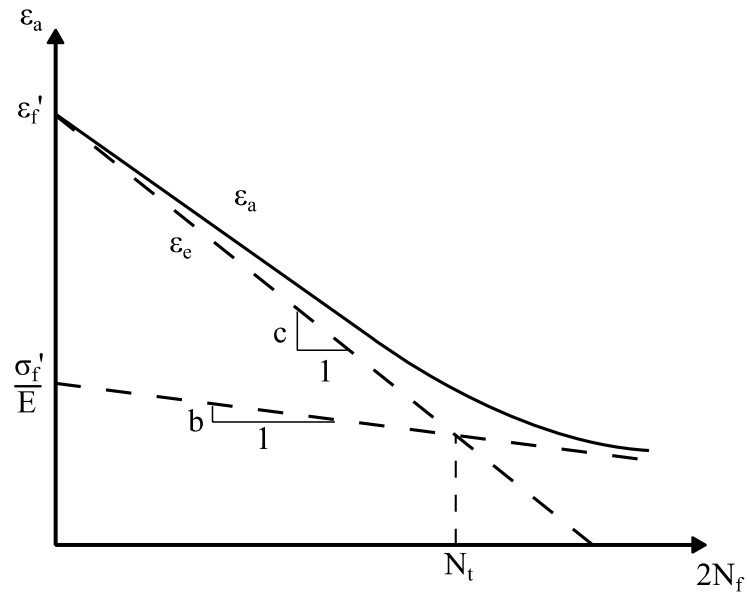
Venymän ja jännityksen välistä riippuvuutta kuvataan Ramberg-Osgood -yhtälöllä, jossa venymäamplitudit jaetaan elastiseen ja plastiseen osaan (Lu & Mäkeläinen 2003, 79)

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{k'} \right)^{1/n'} \quad (19)$$

missä E on kimmokerroin, k' on syklinen muokkauslujittumiskerroin ja n' on muokkauslujittumiseksponentti. Väsymisikä määritetään kuvan 7 mukaisen venymä-väsymisikäkäyrän perusteella. Numeerisesti käytetään Morrow'n yhtälöä (Lu & Mäkeläinen 2003, 81)

$$\varepsilon_a = \frac{(\sigma_f' - \sigma_m) \cdot (2N_f)^b}{E} + \varepsilon_f' \cdot (2N_f)^c \quad (20)$$

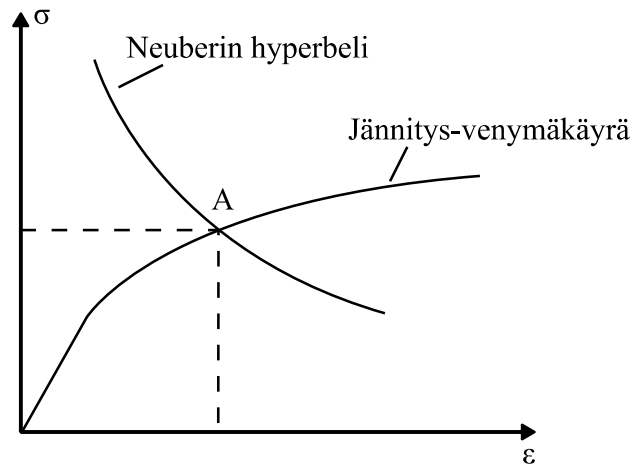
missä σ_f' on väsymislujuuskerroin, b on väsymislujuuseksponentti, ε_f' on väsymissitkeyskerroin ja c on väsymissitkeyseksponentti.



Kuva 7. Venymä-väsymisikäkäyrä (Lu & Mäkeläinen 2003, 81).

Kriittisissä kohdissa paikalliset venymä- ja jännitystilat määritetään Neuberin yhtälön avulla, jossa otetaan huomioon loven muoto. Kuvassa 8 esitetyn Neuberin yhtälöä kuvaavan hyperbelin ja jännitys-venymäkäyrän leikkauspiste (piste A) vastaa loven pohjassa vallitsevaa paikallista jännitys-venymätilaa. Neuberin yhtälö on muotoa (Lu & Mäkeläinen 2003, 81.)

$$\sigma \cdot \varepsilon = \frac{(k_t \cdot S)^2}{E}. \quad (21)$$



Kuva 8. Maksimivenymän määrittäminen Neuberin säännön avulla (Lu & Mäkeläinen 2003, 81).

Neuberin yhtälö on osoittautunut toimivimmaksi muihin menetelmiin verrattuna eri materiaaleilla ja kuormituksilla. Tämä johtuu siitä, että tulokset pysyvät monessa tapauksessa konservatiivisella puolella. (Lu & Mäkeläinen 2003, 81.)

Paikallisen venymän menetelmä soveltuu parhaiten vaihtuva-amplitudisten tai pieniin jännitysjaksolukuihin johtavien kuormitusten tapauksiin sekä geometrialtaan monimutkaisten koneenosien mitoitukseen. Vahvuutena menetelmässä on väsymissärön ydintymisen tarkka mallintaminen ja materiaaliominaisuuksien hyvä yleistettävyys. Se sopii hyvin myös materiaaleille, joilla on vetolujuuteen nähden pieni myötölujuus, kuten rakenneteräksille ja ruostumattomille teräksille. Heikkoutena on monimutkainen analyysi ja materiaaliominaisuuksien vaikea saatavuus. Paikallisen venymän menetelmää ei tulisi käyttää, jos materiaaliparametreja ei ole saatavilla. Tyypillisiä käyttökohteita menetelmälle ovat lovelliset komponentit, joihin kohdistuu suuruudeltaan vaihtelevia kuormituksia, sekä kohteet, joissa kestoikä on suhteellisen lyhyt. (Sipilä et al. 1988, 6.)

2.1.4 Murtumismekaniikka

Murtumismekaniikassa pyritään laskennallisesti kasvattamaan kappaleessa olevaa säröä. Tasomaiseksi idealisoitavaa vikaa materiaalissa kutsutaan säröksi, ja se aiheuttaa ympärilleen voimakkaan jännityshuipun. Tasomaisen särön kärjen kaarevuussäde on nolla, joten paikallinen jännitys on teoriassa ääretön. Parhaiten menetelmä soveltuu kohteisiin, joissa on särömäisiä alkuvikoja. Särömäisiä vikoja tutkitaan, koska niitä on varsinkin hitsatuissa rakenteissa ja tylpätkin alkuviat voivat muuttua teräviksi esimerkiksi väsymisen tai korroosion seurauksena. (Pennala 2002, s. 365.)

Särön kuormitus jaetaan kolmeen peruskuormitustapaukseen: kuormitustapa I on säröä avaava kuormitus, ja kuormitustavat II sekä III ovat säröä leikkaavia kuormituksia. (Pennala 2002, s. 371.) Särönkasvua edistävästä kuormituksesta käytetään nimitystä jännitysintensiiteetti (K). Kuormitustapauksessa I se voidaan laskea nimellisjännityksestä, kun tiedetään särön sijainti ja koko seuraavasti (Sipilä et al. 1988, 7)

$$K = Y \cdot S \sqrt{\pi \cdot a}, \quad (22)$$

missä Y on kuormitusgeometrian huomioiva kerroin ja a on särön pituus. Kuormitustavoissa II ja III nimellinen jännitys korvataan nimellisellä leikkausjännityksellä τ . Materiaalin särönkasvunopeus on Parisin yhtälön mukaan

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m, \quad (23)$$

missä C ja m ovat materiaaliparametreja. Kun rakenteessa olevan särön jännitysintensiiteettikerroin on laskettu, sitä verrataan intensiteettikertoimen kriittiseen arvoon, jota sanotaan murtumissitkeydeksi K_c . Murtumissitkeys on kokeellisesti määritettävä materiaalivakio. Jotta särö ei lähtisi kasvamaan, tulee laskennallisen jännitysintensiiteettikertoimen olla kriittisen K_c -arvon alapuolella. K_c riippuu useista tekijöistä, kuten aineesta ja sen käsittelystä, särön kuormitustavasta, lämpötilasta, kuormitusnopeudesta ja ainepaksuudesta. (Pennala 2002, s. 371.)

Murtumismekaniikan avulla on vaikea analysoida säröttömiä kappaleita, ja siksi se soveltuu parhaiten tapauksiin, joissa on selvä alkusärö, kuten hitsattuihin rakenteisiin. Jännitykseen perustuva menetelmä ja paikallisen venymän menetelmä antavat kestoian, jolla särö kasvaa havaittavaan kokoon. Kappaleen kokonaiskestoikä riippuu myös ajasta, joka kuluu kun särö kasvaa kriittiseen mittaansa. Murtumismekaniikalla voitaisiin saada pidennettyä tuotteen turvallista kestoikää, koska sillä saadaan laskettua särön kasvuun kulunut aika. (Sipilä et al. 1988, 7.)

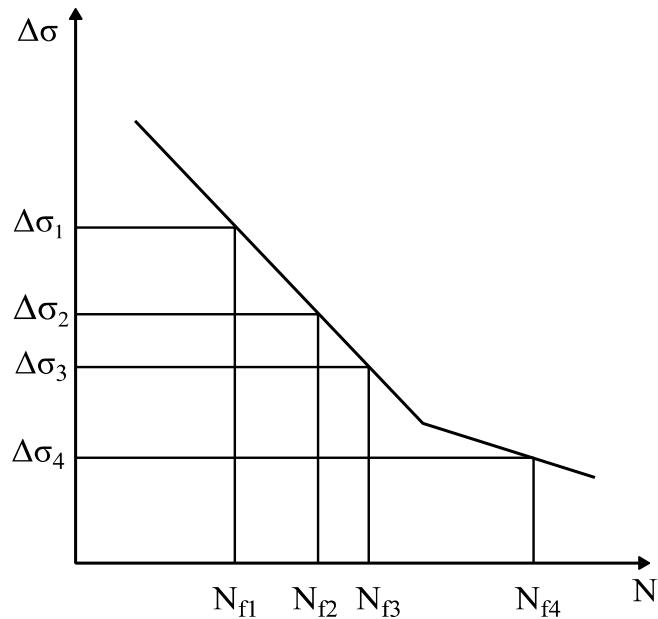
2.1.5 Palmgren-Minerin vauriosääntö

Kumulatiivisen vauriosäännön mukaan kukin tietyn jännitystason omaava jännitysheilahdus kuluttaa rakenneosan eliniästä suhteellisen osuuden, joka on tätä jännitystasoa vastaavan kestoiluvun N_f käänteisluku. Luvut n_1, n_2, \dots, n_j ovat tietyillä jännitystasoilla ($\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_j$) tapahtuvien kuormituskertojen määrä ja $N_{f1}, N_{f2}, \dots, N_{fj}$ vastaavat SN-käyrästä saatavat kestoilukujen arvot (Kuva 9). Vaurioehto voidaan kirjoittaa muotoon (Outinen & Salmi 2004, 395-396.)

$$\frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \dots + \frac{n_j}{N_{fj}} = 1. \quad (24)$$

Yksi kuormituslohko voi toistua koneenoson kuormitushistoriassa useita kertoja. Tällöin voidaan laskea yhden kuormituslohkon osavaurio ja sitten määrittää, kuinka monta kertaa kuormituslohko voi toistua:

$$B_f \left[\sum \frac{n_j}{N_{fj}} \right]_{\text{yksi_lohko}} = 1 \quad (25)$$



Kuva 9. Kestolukujen määrittäminen Palmgren-Minerin sääntöä varten (Lu & Mäkeläinen 2003, 90).

Menetelmä ei ota huomioon eri jännitysjaksojen esiintymisen ajallista järjestystä, eikä vaihtolujuuden σ_w alapuolella olevat jännitysvaihteluita, koska niiden kesto on ääretön. Todellisuudessa alemmat jännityksetkin voivat vaikuttaa, koska korkeampien jännitystasojen aloitettua väsymismurtuman ydintymisen vaihtolujuuden alapuolella olevat jännityksen arvot voivat aiheuttaa murtuman etenemisen. (Outinen & Salmi 2004, 396.)

Palmgren-Minerin sääntö soveltuu sellaisenaan helposti tapauksille, joissa jännitysvaihtelu on sinimuotoista tai lähes sinimuotoista. Nollasta poikkeava keskijännitys voidaan ottaa huomioon käyttämällä jännitysjaksoille ekvivalenttia nollakeskijännityksen omaavaa jännitysamplitudia yhtälön 16 avulla. (Outinen & Salmi 2004, 397.)

Ekvivalenttia jännitysamplitudia vastaava kesto saadaan SN-käyrästä. Ottamalla huomioon kaikkien näin laskettujen aikavälillä ΔT esiintyneiden ekvivalenttien jännitysjaksojen vaikutus, saadaan tällä aikavälillä eliniästä kuluneeksi osuudeksi $\sum(1/N_j)$, jolloin kyseisen rakenneosan elinikäennusteeksi T saadaan

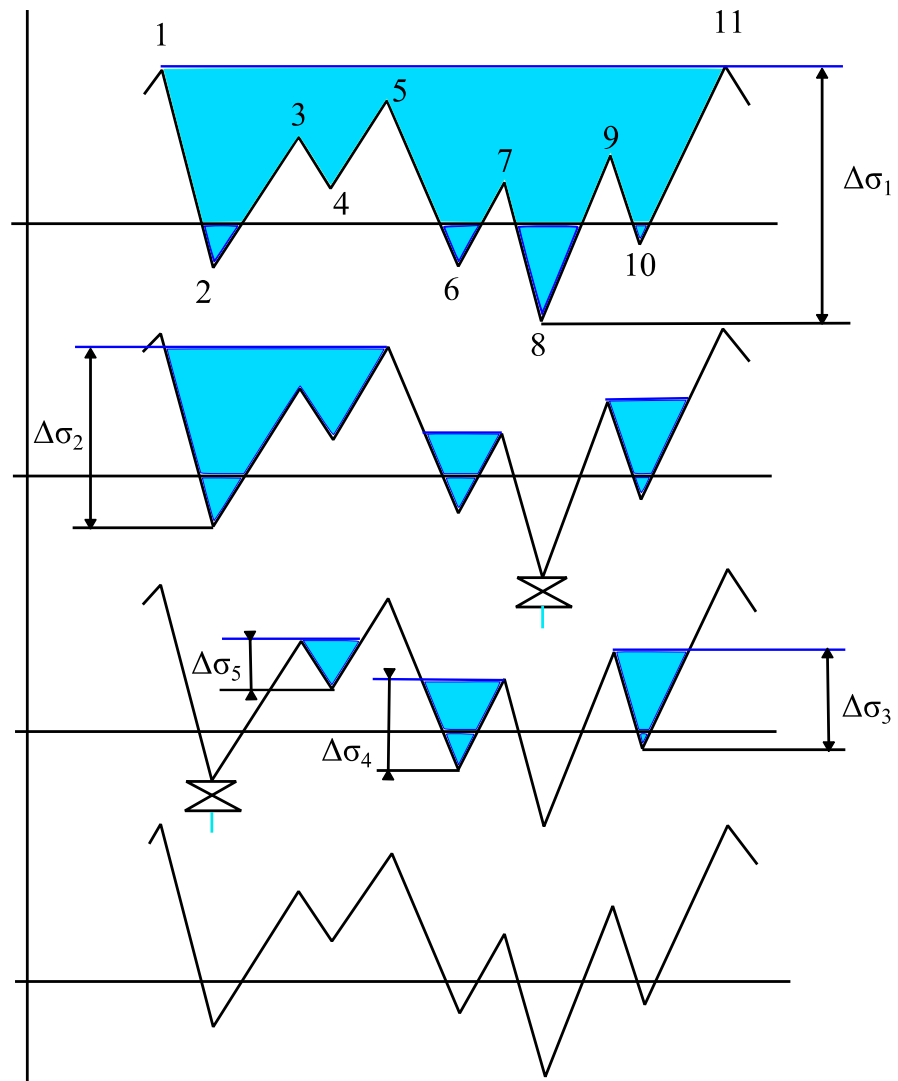
$$T = \frac{\Delta T}{\Sigma(1/N_j)} \quad (26)$$

Sovellettaessa Minerin sääntöä on jännitysamplitudin määrittämisessä otettava huomioon myös mahdollinen lovivaikutus. (Outinen & Salmi 2004, 397)

2.1.6 Rainflow-menetelmä

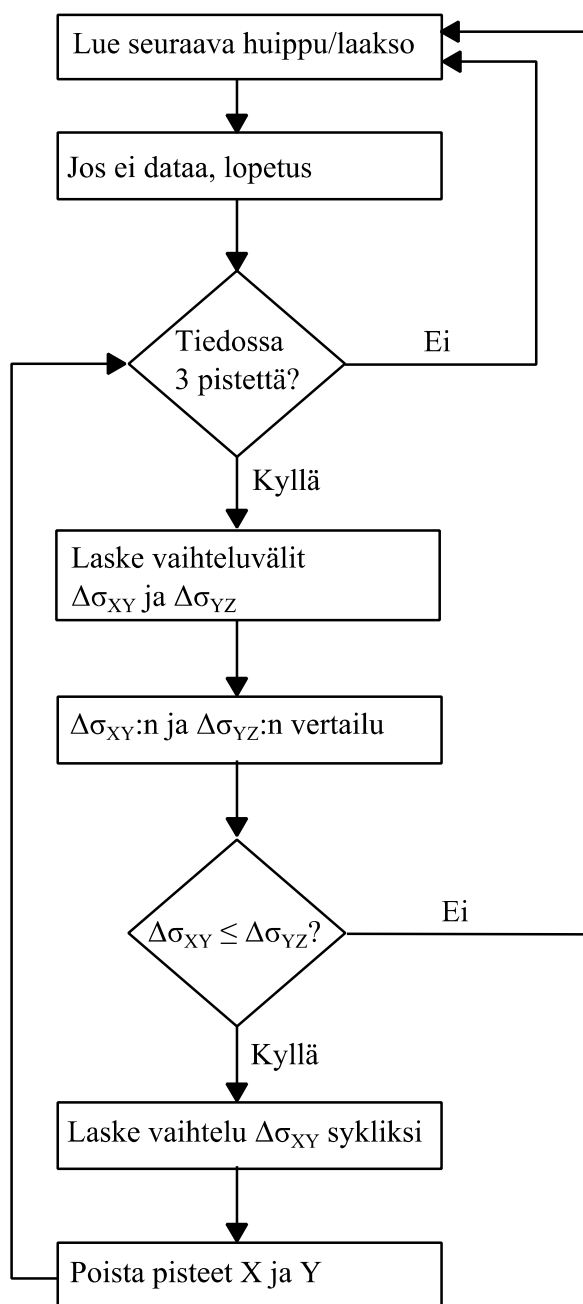
Jännitysvaihtelu on useimmiten satunnaisesti vaihtelevaa, mikä tekee Palmgren-Minerin säännöstä vaikeampaa, koska kuormituskertojen määrien n_j ja vastaavien jännitystasojen määrittäminen on hankalaa. Tutkittavan rakenteen jännitysvaihtelun mittaussignaalista tehdään jännitysjaksojen amplitudien luokittelu ja lisäksi määritetään jännitysvaihtelujen kertymä. Kertymäfunktion arvot esitetään usein pylväsdiagrammina, jossa kunkin pylvään korkeutena on kyseiseen luokkaan j kuuluva kuormituskertojen määrä n_j . (Outinen & Salmi 2004, 400.)

Jännitysamplitudit ja lukumäärät saadaan tulkittua mittausdatasta rainflow-menetelmän avulla. Jännityshistoria kuvitellaan vesisäiliöksi siten, että säiliön pohjana on jännitys-aika – käyrä, ja veden pinta nostetaan kuormituslohkon maksimin tasalle, kuten kuvassa 10 on esitetty. Vedenpintaa lasketaan avaamalla pohjaventtiilejä. Avausjärjestys valitaan niin, että aina saadaan suurin mahdollinen vedenpinnan lasku, eli kuvassa ensimmäisenä avataan venttiili kohdasta 8. Saavutettu vedenpinnan lasku esittää yhtä kuormitussykliä. Jokaisesta kuormitussyklistä $\Delta\sigma_j$ voidaan laskea vaihtelun amplitudi $\sigma_{aj} = \Delta\sigma_j / 2$ ja keskijännitys σ_{mj} keskiarvona. Tämän jälkeen voidaan määrittää ekvivalentti jännitysamplitudi. (Outinen & Salmi 2004, 403.)



Kuva 10. Rainflow-menetelmän periaate (SFS 2378:1992).

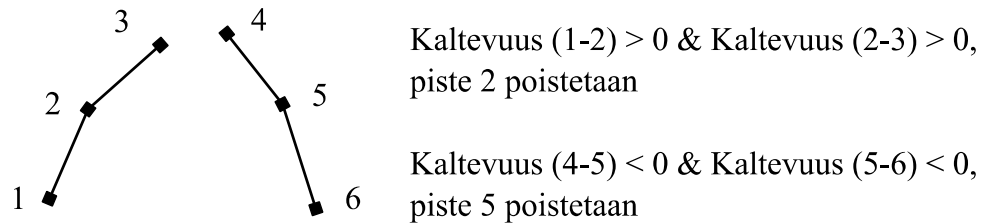
Edellinen esimerkki soveltuu yksinkertaisiin tapauksiin, joissa syklit voidaan laskea helposti käsin. Jos kuormitushistoria on pitkä, joudutaan laskentaan käyttämään tietokoneohjelmia. Kuormitussykliä tunnistaen ohjelmallisesti onnistuu siten, että tutkitaan kolme peräkkäistä pistettä (X-Y-Z) kerrallaan. Pisteistä saadaan huippu-laakso-huippu tai laakso-huippu-laakso -yhdistelmä, josta voidaan laskea jännitysvaihtelu $\Delta\sigma_{XY}$ ja $\Delta\sigma_{YZ}$. Sykli lasketaan, jos jälkimmäinen jännitysvaihtelu $\Delta\sigma_{YZ}$ on suurempi kuin ensimmäinen vaihtelu $\Delta\sigma_{XY}$. (Dowling 2007, 446.) Rainflow-menetelmän pystyy ohjelmoimaan haluamalleen alustalle itse käyttämällä kuvassa 11 esitettyä rainflow-menetelmän vuokaavioesitystä.



Kuva 11. Rainflow-menetelmä vuokaaviona (Downing & Socie 1982).

Idealisessa tapauksessa huiput ja laaksot ovat peräjälkeen, jolloin kahden peräkkäisen huipun ja laakson väli voidaan laskea suoraan kuormitus sykliksi. Jos datapiste ei ole huippu eikä laakso kohta, se on poistettava datajoukosta, jotta se ei vääristäisi rainflow-laskentaa. Tämä onnistuu tutkimalla kuormituskäyrän kaltevuutta kahdessa peräkkäisessä kohdassa. Jos kulmakertoimen etumerkki vaihtuu kolmen peräkkäisen pisteen välillä, sykli voidaan laskea. Muussa

tapauksessa kolmesta pisteestä keskimäinen on poistettava. Kuva 12 havainnollistaa turhien pisteiden poiston datajoukosta. (Balsawer & Desai 2006.)



Kuva 12. Turhien pisteiden eliminointi (Balsawer & Desai 2006).

Pitkille jännityshistorioille kannattaa tehdä jännitysten luokittelu, jossa jaetaan jännitysvaihteluiden kertymät matriisiin keskijännitysten σ_m ja jännitysvaihteluiden $\Delta\sigma$ mukaisesti. Keskijännitykset ja jännitysvaihtelut kannattaa jaotella sopivin tasavälein, jotta saataisiin järkevän kokoinen matriisi. (Dowling 2007, 449.)

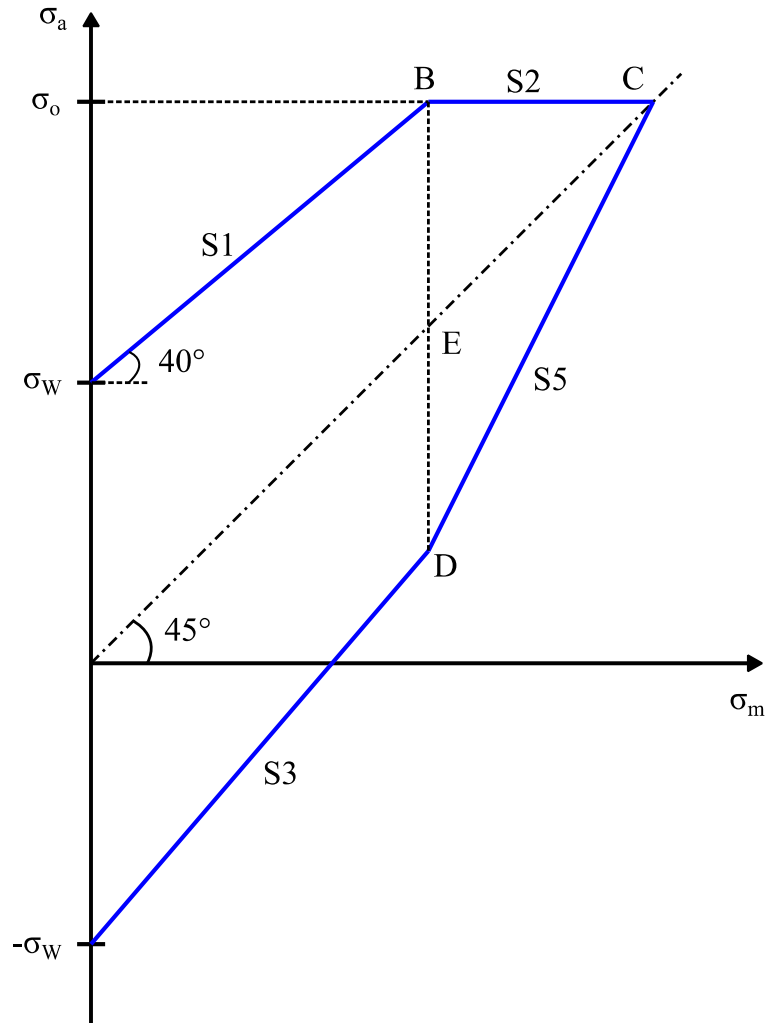
2.1.7 Dynaamisen varmuusluvun määrittäminen

Smithin väsymislujuuspiirrosta käytetään yleisesti rakenneosien väsymiskestävyyden määrittämiseen. Mikäli tunnetaan materiaalin myötöraja σ_o , murtolujuus σ_u ja vaihtolujuus σ_w , voidaan piirtää kuvan 13 mukainen väsymislujuuspiirros.

Smithin piirros tehdään seuraavasti (Lähteenmäki 2009):

1. Piirretään koordinaatisto ja 45° kulmassa oleva suora. Akselit piirretään samalla skaalalla, ja pystyakseli vastaa jännitysamplitudia ja vaaka-akseli keskijännitystä.
2. Merkitään pystyakselille arvot σ_o , σ_w ja $-\sigma_w$.
3. Piirretään myötörajan σ_o kohdalta suora S2 pisteeseen C asti. Piirretään vaihtolujuuden σ_w kohdalta suora S1 40° kulmassa, pisteeseen B asti.

4. Piirretään nurkasta B pystysuora ja mitataan etäisyys BE. Piste D saadaan, kun $ED = BE$. Vaihtolujuuden $-\sigma_w$ kohdalta piirretään suora S3 pisteeseen D ja suora S5 piirretään pisteestä D pisteeseen C.



Kuva 13. Smithin väsymislujuuspiirros (Lähteenmäki 2009).

Pinnan laatu ja kappaleen koon vaikutus voidaan huomioida käyttämällä pinnan laadun kerrointa m_s ja mittakerrointa m_d . Redusoitu vaihtolujuus σ_{wred} saadaan yhtälöstä (Outinen 2004, 386)

$$\sigma_{wred} = m_s \cdot m_d \cdot \sigma_w \quad (27)$$

Redusoitu vaihtolujuus lisätään Smithin piirrokseen kuvan 14 osoittamalla tavalla. Koneenoson varmuusluvulla k tarkoitetaan murtumiseen johtavan ylikuormituksen

suhdetta suunnittelukuormitukseen, jonka aiheuttama jännitysyhdistelmä on σ_a , σ_m . Varmuuslukua määritettäessä voidaan erotella kolme erilaista ylikuormitustapausta, jotka johtavat väsymismurtumaan. Varmuusluvulle saadaan seuraavat tapaukset (Outinen 2004, 387):

1. Kun keskijännitys ja jännitysamplitudi muuttuvat samassa suhteessa ylikuormitukseen sattuessa, saadaan

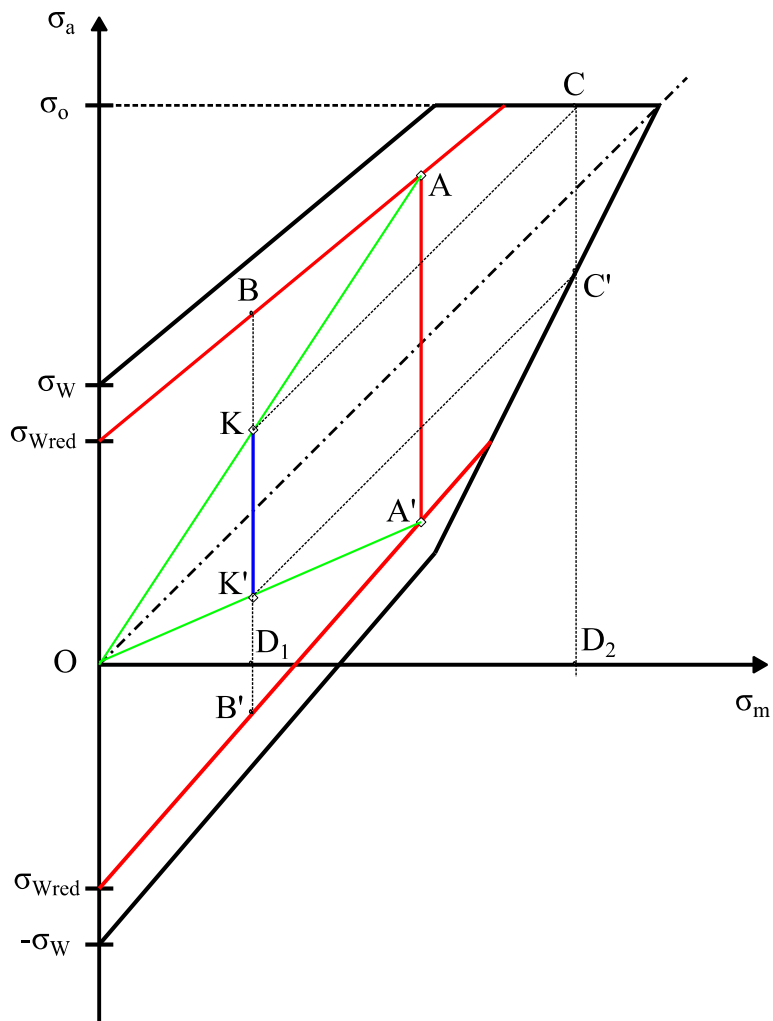
$$k = \frac{OA}{OK}. \quad (28)$$

2. Kun vain jännitysamplitudi kasvaa eli σ_m on vakio, saadaan

$$k = \frac{BB'}{KK'}. \quad (29)$$

3. Kun vain keskijännitys voi ylikuormituksessa kasvaa eli σ_a on vakio, saadaan

$$k = \frac{OD_2}{OD_1}. \quad (30)$$



Kuva 14. Varmuusluvun määrittäminen (Lähteenmäki 2009).

Jos ei varmasti tunneta mahdollisen ylikuormituksen tyyppiä, tulee käyttää tapaus 1. Tämän tapauksen mukainen varmuusluku johtaa samaan kuin, jos varmuuslukua sovellettaisiin materiaalin lujuusominaisuuksiin eli jos materiaalin kaikki lujuudet jaettaisiin kyseisellä luvulla. (Outinen 2004, 387.)

2.2 Kestomagneetikoneet

Pyörivissä sähkökoneissa mekaaninen energia muutetaan sähköenergiaksi tai sähköenergia muutetaan mekaaniseksi energiaksi. Ensimmäisessä tapauksessa puhutaan generaattoreista ja jälkimmäisessä tapauksessa moottoreista. Useimmat sähkökoneet voivat toimia sekä moottorina että generaattorina. Sähkökoneet

voivat toimia joko vaihtosähköllä tai tasasähköllä. Käytännön tekniikassa tasasähkögeneraattoreita ei valmisteta mutta tasasähkömoottori on pysynyt tärkeänä teollisuuden moottorina. Vaihtosähkökoneet voivat olla joko tahtikoneita tai epätahtikoneita. Tahtikoneessa roottori pyörii samalla nopeudella eli tahdissa staattorikäämityksen kehittämän pyörivän magneettikentän kanssa, ja epätahtikoneessa roottori pyörii eri nopeudella pyörivän magneettikentän kanssa. (Aura & Tonteri 1996, 304-305.)

Sähkömoottorin toiminta perustuu magneettikentässä olevan virrallisen johtimen ja magneettikentän väliseen voimavaikutukseen. Kun roottorin johdinsilmukassa vaikuttaa virta, se aiheuttaa silmukan ympärille oman magneettikenttensä, jolloin staattorin ja roottorin magneettikentät yhdistyvät. Johdinsilmukan niihin sivuihin, jotka leikkaavat magneettikenttää, vaikuttavat yhtä suuret mutta vastakkaisuuntaiset voimat, jotka pyrkivät pyörittämään silmukkaa. (Aura & Tonteri 1996, 316.) Generaattorin toiminta perustuu magneettikentässä liikkuvaan johtimeen syntyvään sähkömotoriseen voimaan (smv). Kun magneettinaavat ovat roottorissa, kokevat staattorikäämitykset muuttuvan magneettikentän roottorin pyöriessä. Tällöin staattoriin indusoituu smv, joka saa aikaan virran. Syntynyt virta ja napojen magneettivuo saavat aikaan pyörimistä vastustavan vääntömomentin, jonka roottoria pyörittävän voimakoneen on voitettava. (Korpinen 1998.)

Kestomagneetikoneissa roottorissa on yksi tai useita kestomagneetteja, jotka magnetoivat koneen. Induktiokoneisiin verrattuna kestomagneetikoneiden etuja ovat Li & Chen (2008) mukaan:

- parempi hyötysuhde ja energian tuotto
- ei magnetointikäämitystä kestomagneettien ansiosta
- paremmat lämpöominaisuudet
- parempi luotettavuus
- kevyen rakenteen ansiosta hyvä teho-painosuhte.

Kestomagneetikoneilla on myös joitakin heikkouksia (Li & Chen 2008):

- kestomagneettimateriaalin korkea hinta
- käsiteltävyyden vaikeus tuotannossa

- kestopagneettien demagnetoituminen (magneettisten ominaisuuksien häviäminen) korkeissa lämpötiloissa.

Kestomagneetikoneita voidaan jaotella monin eri tavoin, mutta silti kaikista normaalirakenteisista koneista voidaan erottaa seuraavat pääosat: pyörivä roottori akseleineen, staattori, laakerikilvet ja laakerit. Roottorin ja staattorin välissä on ilmarako niin, että roottori voi pyöriä vapaasti. (Korpinen 1998.) Kurrosen (2003, 24) mukaan koneita voidaan luokitella esimerkiksi taulukon 1 mukaisesti neljällä tavalla magneettien kiinnitystavan, moottorityypin, roottorityypin ja staattorityypin mukaan. Lineaarimoottori on poikkeustapaus, koska siinä ei ole pyörivää roottoria. Tämä ei ole ainoa tapa luokitteluun, ja on huomattava, että jotkin koneet voivat kuulua useampaan ryhmään.

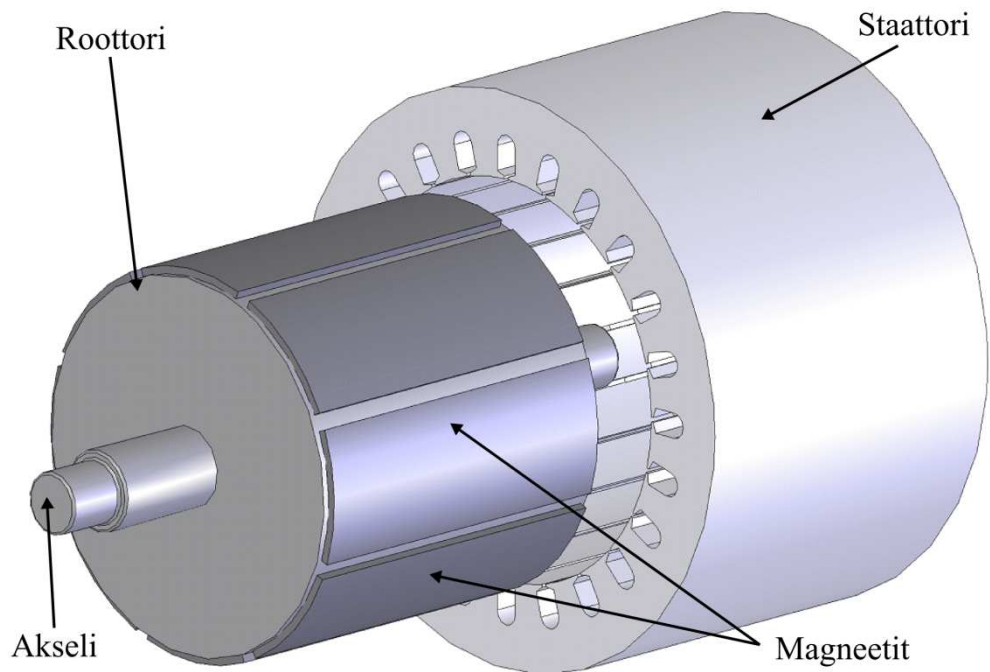
Taulukko 1. Kestomagneetikoneiden kategoriat (Kurrosen 2003, 24).

Magneetin kiinnitys	Moottorityyppi	Roottorityyppi	Staattorityyppi
Roottoriin upotettu	Radiaalivuokone	Sisäpuolinen roottori	Loveamaton
Roottorin pintaan asennettu	Aksiaalivuokone	Ulkopuolinen roottori	Lovettu
Roottorin sisällä	Lineaarimoottori	Levyroottori	
Napakenkä	Poikittaisvuokone		

Kestomagnetoiduissa sähkökoneissa käytetään usein harvinaisista maametalleista tehtyjä kestopagneetteja. Ensimmäisiä tällaisia olivat samarium-kobolttiseoksesta valmistetut kestopagneetit. Koboltin harvinaisuudesta johtuen nämä magneetit ovat kuitenkin hyvin kalliita. Tällä hetkellä kestopagneetteina käytetään neodyymi-rauta-booriseoksia, joilla on vastaavat magneettiset ominaisuudet kuin Sm-Co -magneeteilla mutta ne ovat halvempia. Nd-Fe-B -magneeteilla on huono korroosionkesto, mutta sitä voidaan parantaa esimerkiksi pinnoituksella. Lisäksi Nd-Fe-B -seokset ovat kovia ja hauraita, joten ne rikkoutuvat helposti, jos niihin kohdistuu iskumainen kuormitus. (Parviainen 2005, 26-30.)

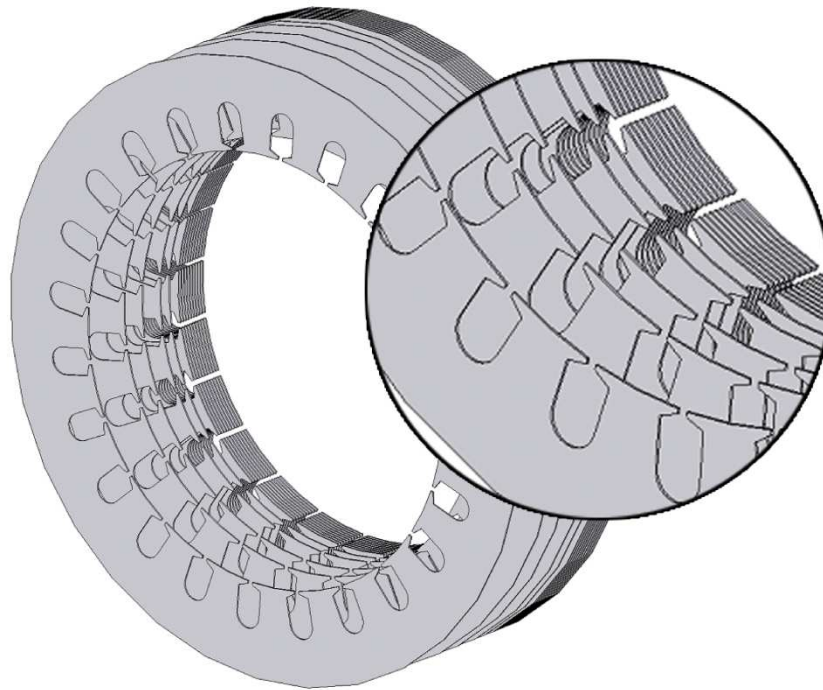
2.2.1 Radiaalivuokoneet

Perinteisesti sähkökoneet ovat radiaalivuokoneita, joissa sylinterin muotoinen roottori pyörii staattorin sisäpuolella. Tällainen rakenne on esitetty kuvassa 15, johon on merkitty nuolilla koneen tärkeimmät osat: staattori, roottori, kestmagneetit sekä akseli. Vaihtoehtona tälle on rumpumoottori, jossa staattori ja roottori ovat päinvastoin aseteltuna, eli staattori on roottorin sisäpuolella. (Parviainen 2005, 24.)



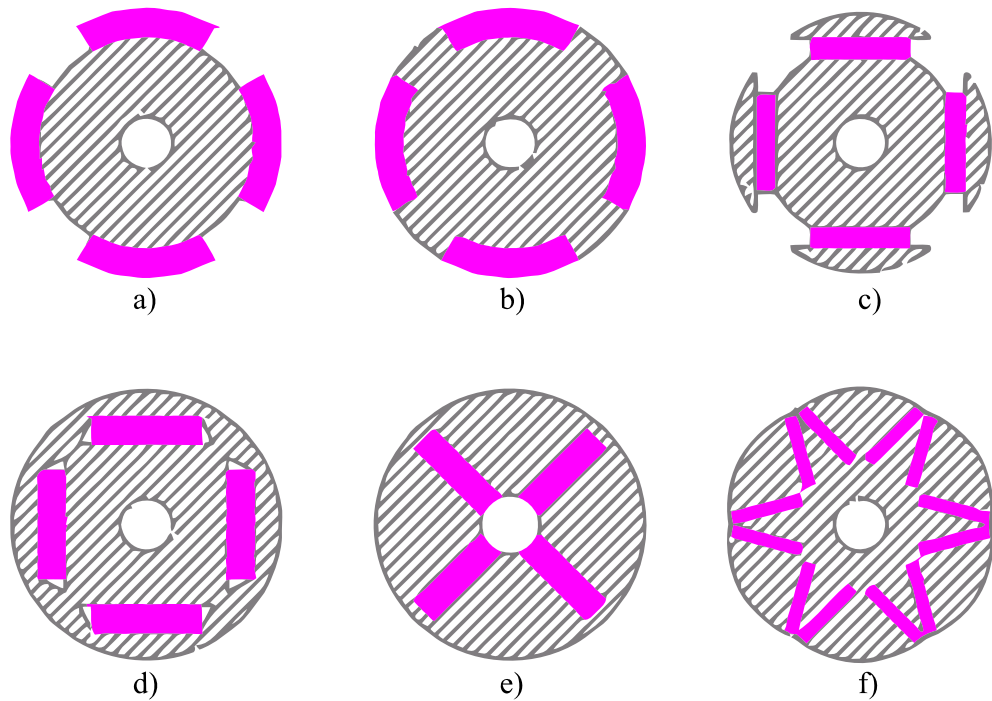
Kuva 15. Radiaalivuokoneen rakenne (Kinnunen 2007, 24).

Radiaalivuokoneen staattori ja roottori valmistetaan usein päällekkäin asetetuista sähköteräslevyistä. Joissakin tapauksissa roottori voidaan valmistaa umpiraudasta mutta laminoitu rakenne vähentää pyörrevirtahäviöitä roottorissa. Kuvassa 16 on esitetty ohuista sähköteräslevyistä valmistettu staattoripakka. (Kinnunen 2007, 24.)



Kuva 16. Radiaalivuokoneen staattoripakka (Kinnunen 2007, 25).

Radiaalivuokoneissa magneetit kiinnitetään joko roottorin pintaan tai upotetaan roottorin sisään. Valmistuksen kannalta helpointa on laittaa magneetit roottorin pintaan esimerkiksi liimaamalla, mutta tällöin pyörimisnopeudet eivät voi olla suuria. Suurilla pyörimisnopeuksilla magneetit laitetaan roottorin sisään, jolloin roottorin valmistus on vaikeampaa, mutta tällä tavalla saavutetaan myös joitakin etuja. Sen lisäksi, että konetta voidaan käyttää suuremmalla pyörimisnopeudella, magneettien valmistus helpottuu, koska ne voidaan valmistaa suorakulmaisen särmiön muotoisiksi. Lisäksi roottorin sisällä olevat magneetit ovat paremmin suojassa ympäristön vaikutuksilta. Kuvassa 17 on esimerkkejä siitä, miten magneetteja voidaan asettaa radiaalivuokoneessa. Roottorit a, b ja c voidaan valmistaa joko laminoimalla tai umpiraudasta, ja roottorit d, e ja f on valmistettava laminoimalla. (Parviainen 2005, 24-25.)

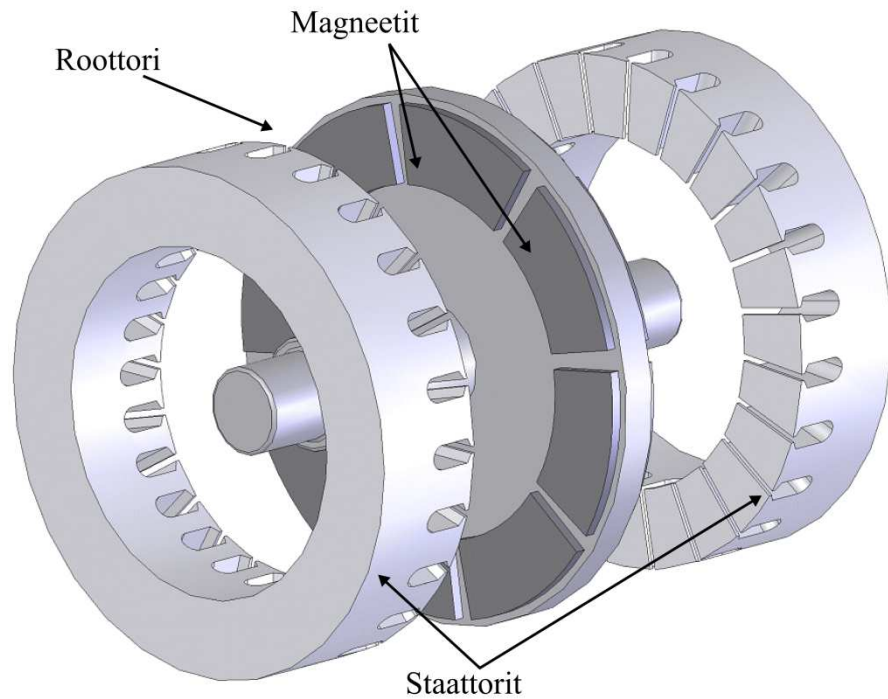


Kuva 17. Radiaalivuokoneen roottoriratkaisuja. Vaihtoehdot: a) pintaan asennetut magneetit, b) upotetut magneetit, c) pintaan asennetut magneetit napakengillä, d), e) ja f) upotetut magneetit (Parviainen 2005, 25).

2.2.2 Aksiaalivuokoneet

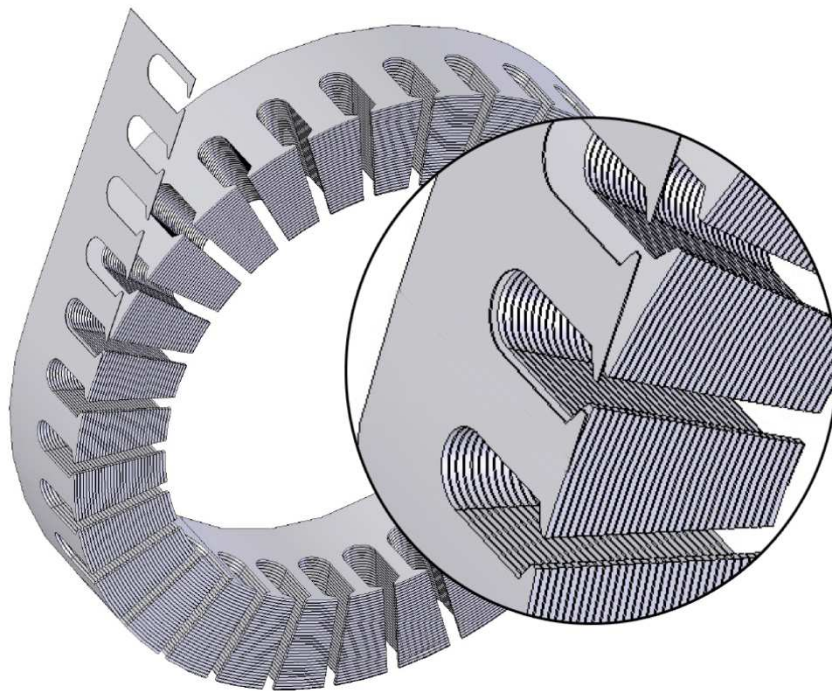
Aksiaalivuokone eroaa radiaalivuokoneesta sekä rakenteeltaan että ominaisuuksiltaan. Staattori ja rottori ovat vierekkäin, jolloin magneettivuo kulkee nimen mukaisesti koneen akselin suuntaisesti. Kuvassa 18 on esitetty periaatekuva aksiaalivuokoneesta, jossa rottori on kahden staattorin välissä. Kuvaan on merkitty nuolilla staattorit, rottori sekä magneetit. Magneetit kiinnitetään yleensä rottorin pintaan. Kiinnitys voidaan tehdä liimalla tai rottorirautaan voidaan tehdä magneeteille sopivat urat. Suurilla pyörimisnopeuksilla keskihakuvoima kasvaa, ja tarvitaan tiukempi magneettien kiinnitys. Kone on rakenteeltaan kiekkomainen, joten se vie vähemmän tilaa kuin perinteiset radiaalivuokoneet. Tyypillisesti aksiaalivuokoneita käytetään kohteissa, joissa tilaa sähkökoneelle on vähän. (Kinnunen 2007, 26.) Lyhyt rakenne mahdollistaa koneen asentamisen esimerkiksi sähkökäyttöisen ajoneuvon pyörään, jolloin ajoneuvon voimansiirto yksinkertaistuu. Myös hisseissä käytetään

nykyään paljon aksiaalivuokoneita, koska moottori voidaan asentaa hissikuiluun, jolloin erillistä konehuonetta ei tarvita. (Gieras 2010, 322-326.)



Kuva 18. Aksiaalivuokoneen rakenne (Kinnunen 2007, 26).

Aksiaalivuokoneen staattori on esitetty tarkemmin kuvassa 19. Staattori tehdään siten, että yksi pitkä levy kierretään rullalle kuvan mukaisesti. Staattorin urajako ei tästä syystä ole vakio, joten staattori on hankalampi valmistaa kuin radiaalivuokoneen staattoripakka. Toisaalta aksiaalivuokoneen roottori on yleensä helpompi valmistaa kuin radiaalivuokoneen. (Kinnunen 2007, 26.)



Kuva 19. Aksiaalivuokoneen staattori (Kinnunen 2007, 26).

Sahin (2001, 25) luettelee joitakin aksiaalivuokoneen etuja ja heikkouksia perinteisiin sähkökoneisiin verrattuna:

Edut

- kompakti rakenne
- suuri tehottiheys
- aksiaalisuunnassa lyhyt roottori
- vankempi rakenne kuin radiaalivuokoneessa.

Rajoitukset

- suuret staattorin kuparihäviöt
- monimutkainen koneen topologia.

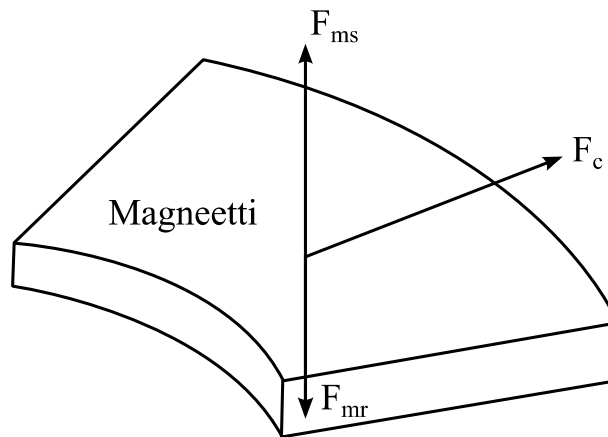
2.2.3 Mekaaniset rasitukset kestopagneetikoneen roottorissa

Sähkökoneessa rasituksia aiheutuu sekä pyörimisliikkeestä että magneeteista. Magneettiset voimat vaikuttavat magneetin ja staattorin välillä sekä magneetin ja roottorin välillä. Magneettisten voimien määrittäminen analyttisesti on hankalaa, koska vetovoimat riippuvat roottorin asennosta staattoriin nähden sekä ilmavälistä

staattorin ja roottorin välillä. Tästä syystä magneettisten voimien laskemiseen käytetäänkin yleensä elementtimenetelmää. Pyörimisliikkeessä syntyvä keskihakuvoima F_c riippuu magneetin massasta m , kulmanopeudesta ω ja säteestä r , ja sitä voidaan kuvata yhtälöllä (Sahin 2001, 168)

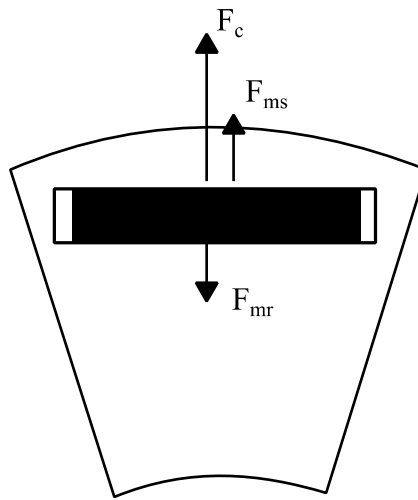
$$F_c = m\omega^2 r \quad (31)$$

Pyörimisliikkeessä magneetti siis painautuu roottorin ulkoreunaan. Yhtälöstä huomataan, että voima riippuu kulmanopeuden toisesta potenssista. Tämä tarkoittaa sitä, että kulmanopeuden kaksinkertaistuessa keskihakuvoima F_c nelinkertaistuu. Yhtälön perusteella voidaan todeta, että myös jännitykset kasvavat kulmanopeuden toisen potenssin mukaan, koska massa ja säde pysyvät vakioina. Kuvassa 20 on esitetty magneetin voimat aksiaalivuokoneessa. Kuvasta huomataan, että staattorin ja magneetin välinen vetovoima F_{ms} sekä roottorin ja magneetin välinen vetovoima F_{mr} ovat aksiaalisuuntaisia, ja keskeisvoima vaikuttaa radiaalisuunnassa.



Kuva 20. Magneettiin kohdistuvat voimat aksiaalivuokoneessa (Sahin 2001, 168).

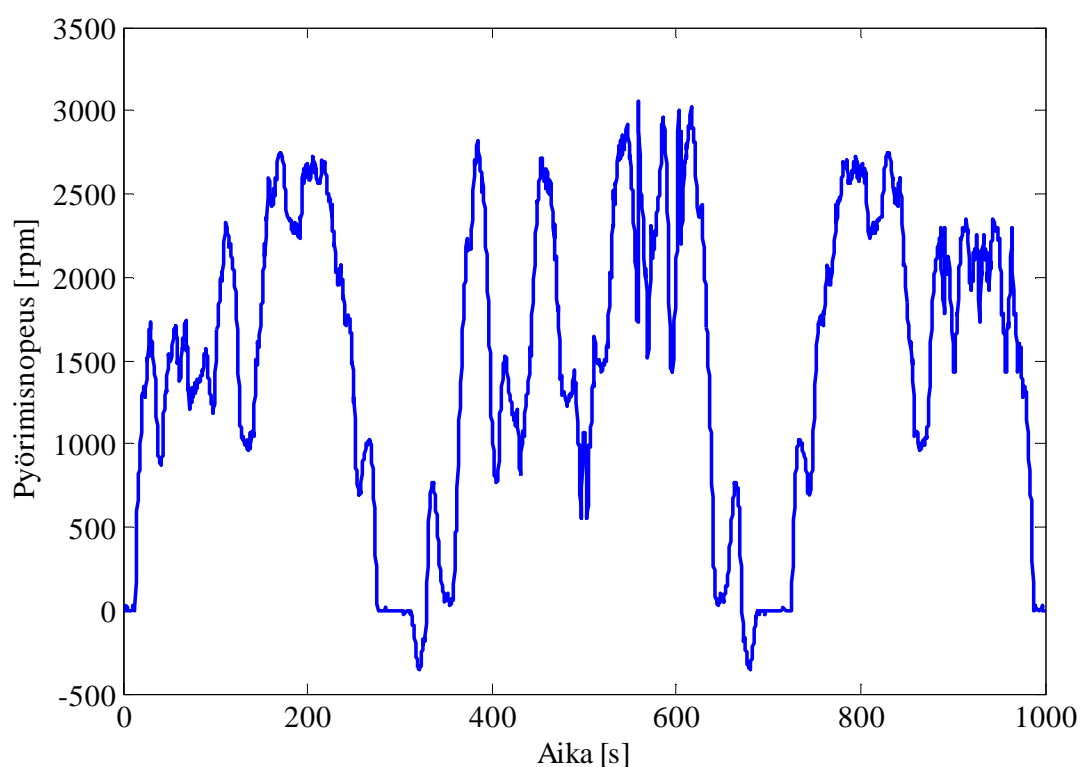
Kuvassa 21 on esitetty segmentti radiaalivuokoneen roottorista. Toisin kuin aksiaalivuokoneessa, tässä sekä magneettiset voimat että keskihakuvoima ovat radiaalisuuntaisia.



Kuva 21. Magneettiin kohdistuvat voimat radiaalivuokoneessa.

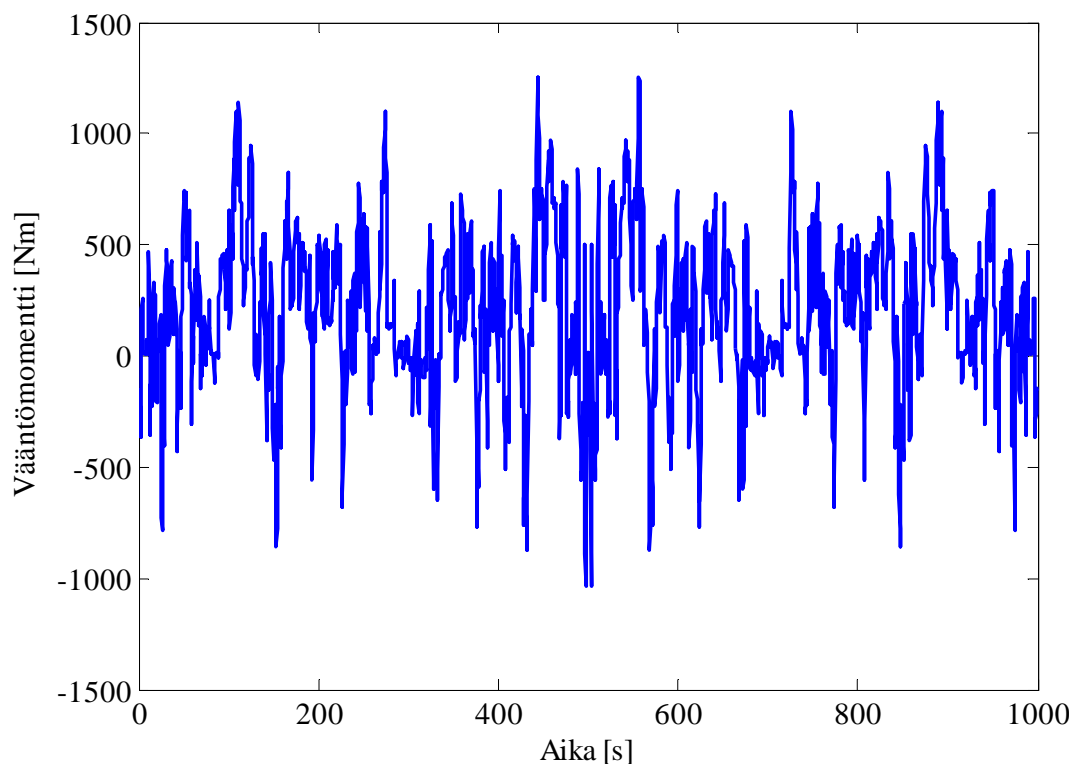
3 ANALYYSIN TULOKSET TUTKITTAVISSA ROOTTOREISSA

Tässä luvussa selostetaan, miten väsymisanalyysityökalu laskee väsymiskestojen tutkittaville roottoreille, sekä esitellään saadut tulokset. Itse työkalua ei esitellä tarkkaan, koska se ei tule yleiseen levitykseen. Tutkittavat tapaukset ovat aksiaali- ja radiaalivuokoneita, joiden kestoajat lasketaan kuvassa 22 esitetyn kuormitusdatan perusteella. Kuormitushistoria mitataan esimerkiksi yhden työkierron aikana suoraan sähkökoneen akselilta. Kuvan työkierto kestää 1000 sekuntia, eli 16 minuuttia ja 40 sekuntia, ja sen oletetaan toistuvan samanlaisena koko koneen käyttöajan. Kuvassa on esitetty koneen pyörimisnopeutta kierroksina minuutissa. Työkierron aikana koneen suurin pyörimisnopeus on ajanhetkellä 560 s noin 3000 kierrosta minuutissa. Sekä roottoreiden geometriat että käytettävä työkierto ovat kuvitteellisia esimerkkitapauksia, joten niitä ei voi yhdistää mihinkään oikeaan koneeseen.



Kuva 22. Analyyseissä käytettävä kuormitushistoria.

Kuvassa 23 on esitetty samasta koneesta mitattu vääntömomenttihistoria. Kuvasta nähdään, että momentti vaihtelee suuresti työkierron aikana. Suurin vääntömomentti on ajanhetkellä 440 s 1250 Nm.



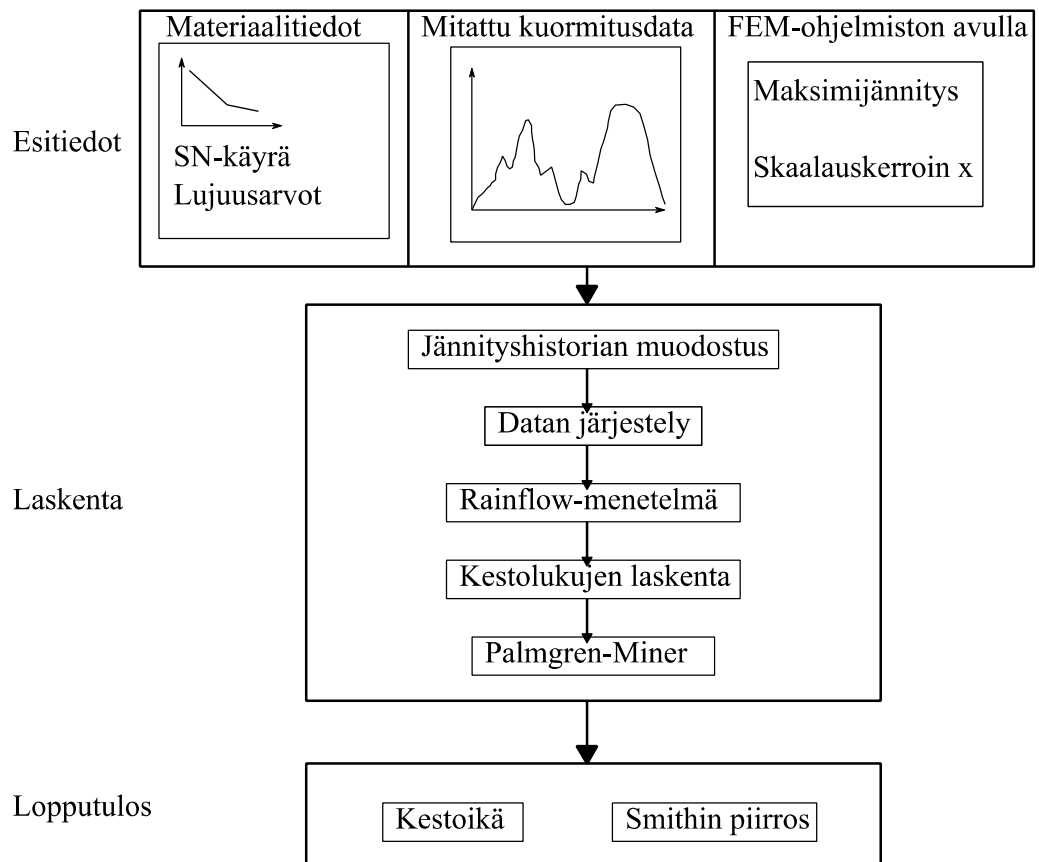
Kuva 23. Työkierrosta mitattu vääntömomentti.

Pyörivissä sähkökoneissa jännityksiin vaikuttaa eniten pyörimisnopeus, joten jännityshistorian muodostamiseen voidaan käyttää hyväksi tietoa, että maksimijännitys on suoraan verrannollinen pyörimisnopeuden toiseen potenssiin. Jännityksen laskentaan käytetään FEMAP-elementtimenetelmäohjelmistoa (Finite Element Modeling And Postprocessing, versio 10.1.0). Kun saadaan laskettua maksimijännitys yhdellä pyörimisnopeudella, voidaan laskea kyseiselle tapaukselle skaalauskerroin x yhtälöllä

$$x = \frac{\sigma}{\omega^2}. \quad (32)$$

Kun pyörimisnopeusdatan kaikki arvot korotetaan toiseen potenssiin ja kerrotaan edellä määritellyllä kertoimella, saadaan jännityshistoria ajan funktiona. Jännityshistorialle voidaan sen jälkeen soveltaa rainflow-menetelmää, jolla

saadaan laskettua jännitysvaihtelut $\Delta\sigma_i$ ja keskijännitykset σ_{mi} . Väsymisanalyysimenetelmistä soveltuvin tähän tapaukseen on jännitykseen perustuva menetelmä, koska sitä varten tarvittavat materiaaliparametrit ovat helposti saatavissa sekä analyysin tekeminen on yksinkertaisempaa kuin muilla menetelmillä. Kestoiät kullekin jännitysvaihtelulle saadaan käyttämällä hyväksi keskijännityksen huomioivia yhtälöitä 13, 14 ja 15, sekä roottorin materiaalin SN-käyrän yhtälöä. Roottorin kokonaiskestoikä kuormituslohkoina saadaan käyttämällä Palmgren-Minerin kumulatiivista vauriosääntöä. Kun kuormituslohkojen määrä kerrotaan kuormitushistoriaan kuluvalle ajalle, saadaan kokonaiskestoikä tunteina. Analyysityökalun toimintaa havainnollistaa kuvassa 24 esitetty kaavio, joka on jaettu kolmeen vaiheeseen: esitiedot, laskenta ja lopputulos. Käyttäjän tehtävä on määrittää aluksi esitiedot, jonka jälkeen laskenta voidaan suorittaa. Loput tehtävät hoituvat automaattisesti.



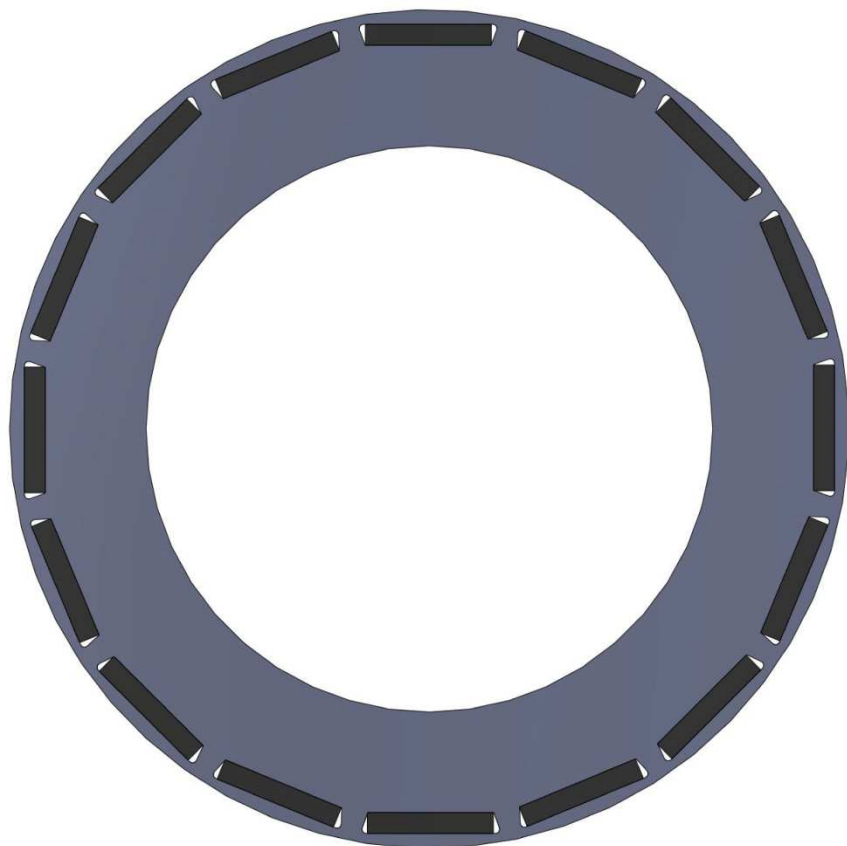
Kuva 24. Analyysityökalun toimintaperiaate.

Analyyseissä ei oteta huomioon magneettisia vetovoimia, koska niiden suuruus riippuu muun muassa roottorin asennosta staattoriin nähden. Näin ollen voimien määrittäminen ajan funktiona on hankalaa. Sopivalla pyörimisnopeudella magneettiset voimat voivat herättää koneessa värähtelyä, jota ei tässä työssä tutkita.

3.1 Radiaalivuokone

Radiaalivuokoneen roottorin geometria on esitetty kuvassa 25, josta näkyvät myös roottorissa olevat magneetit. Magneetit ovat Nd-Fe-B -seosta, jonka tiheys on 7600 kg/m^3 . Roottorin mitat ovat seuraavat:

- ulkohalkaisija 400 mm
- sisähalkaisija 270 mm
- sähköteräslevyn paksuus 0,35 mm
- magneetin leveys 60 mm
- magneetin korkeus 10 mm.



Kuva 25. Tutkittavan radiaalivuokoneen roottori.

Roottorin materiaali on sähköteräs M270-35A, jonka tärkeimmät mekaaniset ominaisuudet on esitetty taulukossa 2, jossa lujuusarvot on annettu valssaussuuntaan. Valssaussuuntaa kohtisuorassa suunnassa myötö- ja murtolujuusarvot ovat noin 5 % suuremmat ja kimmokerroin on 200000 MPa. Vaihtolujuutena käytetään arvoa, joka on puolet murtolujuudesta.

Taulukko 2. Sähköteräksen M270-35A ominaisuudet.

Myötölujuus [MPa]	Murtolujuus [MPa]	Vaihtolujuus [MPa]	Kimmokerroin [MPa]	Poissonin vakio	Tiheys [kg/m ³]
450	565	282,5	185000	0,3	7980

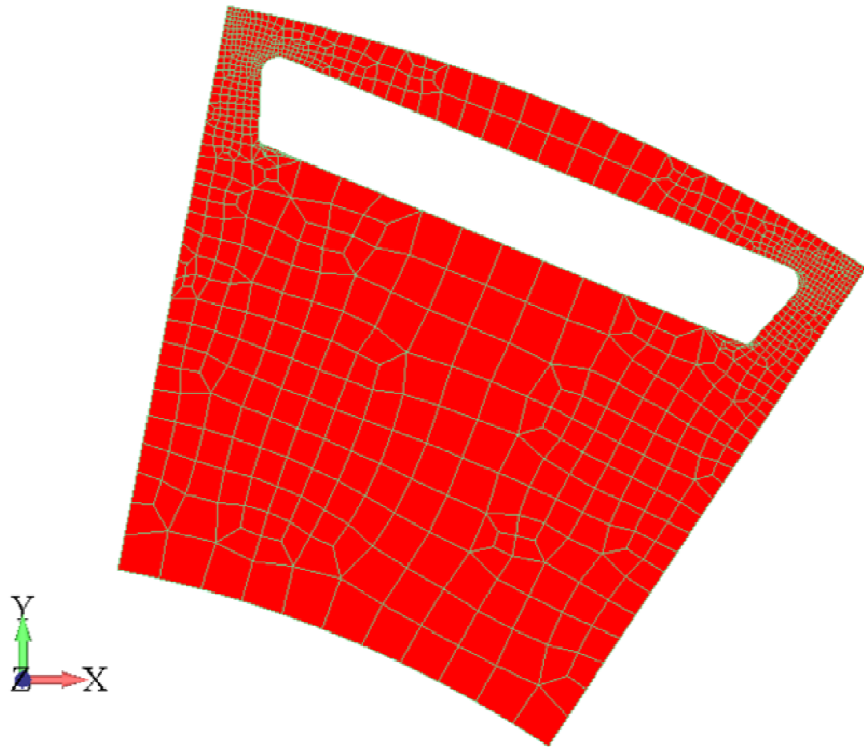
Sähköteräksen SN-käyrän yhtälö jännitysvaihtelulle on Gao et al. (2010) mukaan muotoa

$$\Delta\sigma = 1260,184 \cdot N_f^{-0,09559} . \quad (33)$$

Kun käytetään jännitysamplitudia, voidaan laskea yhtälön 10 avulla, että SN-käyrän parametri σ'_f on 673,25, ja käyrän kulmakerroin b on -0,09959. Koska sähköteräs on ohutta, väsymiskokeissa ei voi olla puristavaa jännitystä koekappaleen nurjahtamisvaaran takia. Tässä käytetyn SN-käyrän jännityssuhde on 0,05 eli väsymiskoe on tehty vetotykytyksellä.

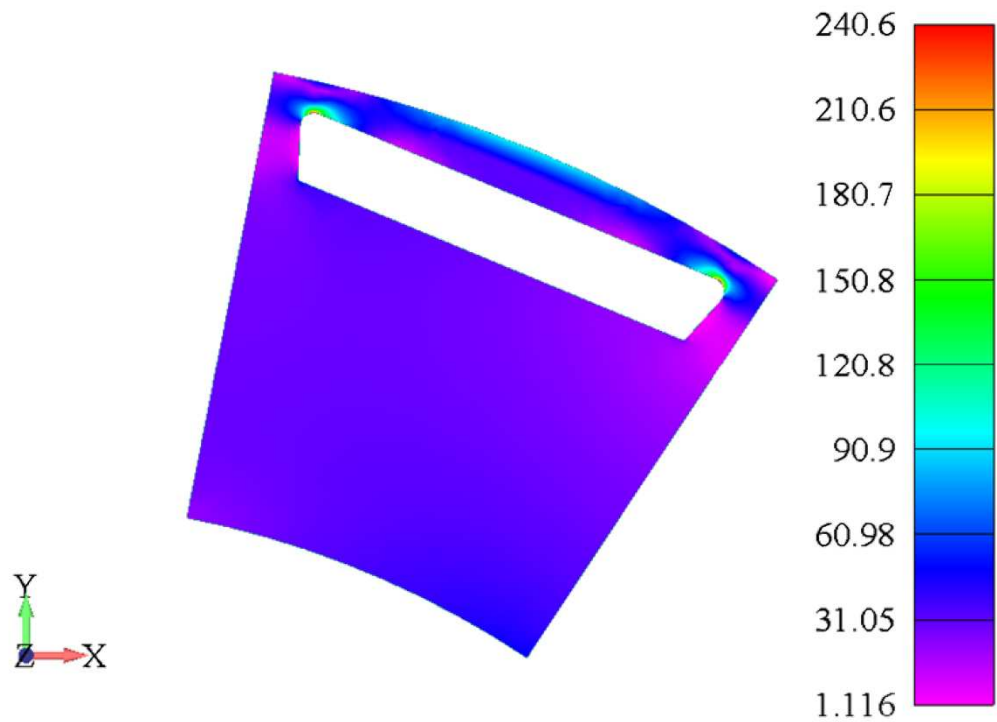
Roottorin elementtimallissa voidaan käyttää hyväksi symmetriaa, jolloin ei tarvitse mallintaa kuin 1/16 koko roottorista. Segmentin sivuilla käytetään symmetriareunaehtoja, eli symmetriatasoa vastaan kohtisuora siirtymä estetään. Tässä tapauksessa reunaehdot määritetään sylinterikoordinaatistossa, jolloin tangentin suuntainen siirtymä estetään. Myös z-akselin suuntainen siirtymä estetään, mutta levyn sisäreuna jätetään vapaaksi. Magneetin aiheuttamaa keskeisvoimaa kuvataan elementtimallissa viivakuormana, jonka suuruus voidaan laskea yhtälöstä 26. Tässä tapauksessa yhteen laminaattiin kohdistuu magneetista 29,7 N voima pyörimisnopeudella 3000 rpm. Malliin täytyy lisätä vielä erikseen pyörimisnopeus, jotta roottorin oma massa tulee huomioitua jännityksiä laskettaessa. Maksimijännityksen kohdassa käytetään tiheää elementtiverkkoa,

jotta saadaan mahdollisimman tarkka tulos. Kuvassa 26 on esitetty radiaalivuokoneen roottorille luotu elementtimalli, jossa elementtityyppinä on laattaelementti.



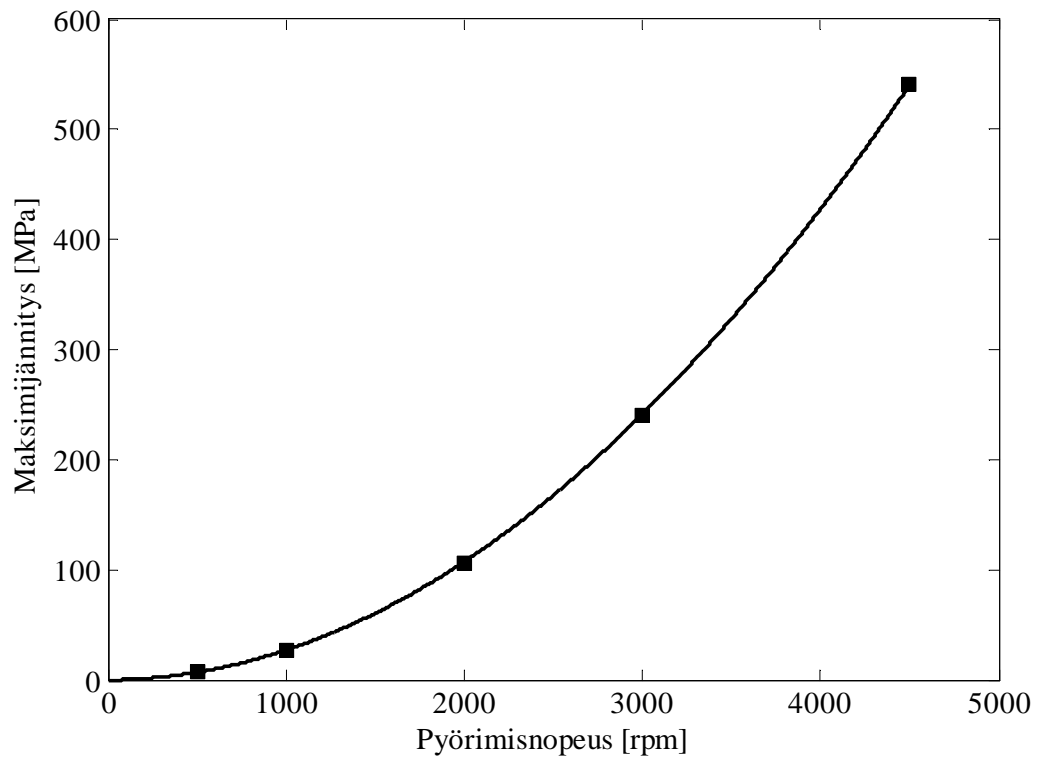
Kuva 26. Radiaalivuokoneen roottorin elementtimalli.

Roottoriin syntyvä jännitysjaakauma näkyy kuvasta 27. Kuvasta nähdään, että maksimijännitys pyörimisnopeudella 3000 rpm on 240,6 MPa. Nyt voidaan laskea skaalauskerroin yhtälöstä 32, jotta voidaan muuttaa kuvassa 22 esitetty kuormitushistoria suoraan jännityshistoriaksi. Skaalauskerroimeksi saadaan tässä tapauksessa $2,673 \cdot 10^{-5}$. Jännityshistoria muodostuu, kun pyörimisnopeusarvot korotetaan toiseen potenssiin ja kerrotaan edellä saadulla kertoimella.



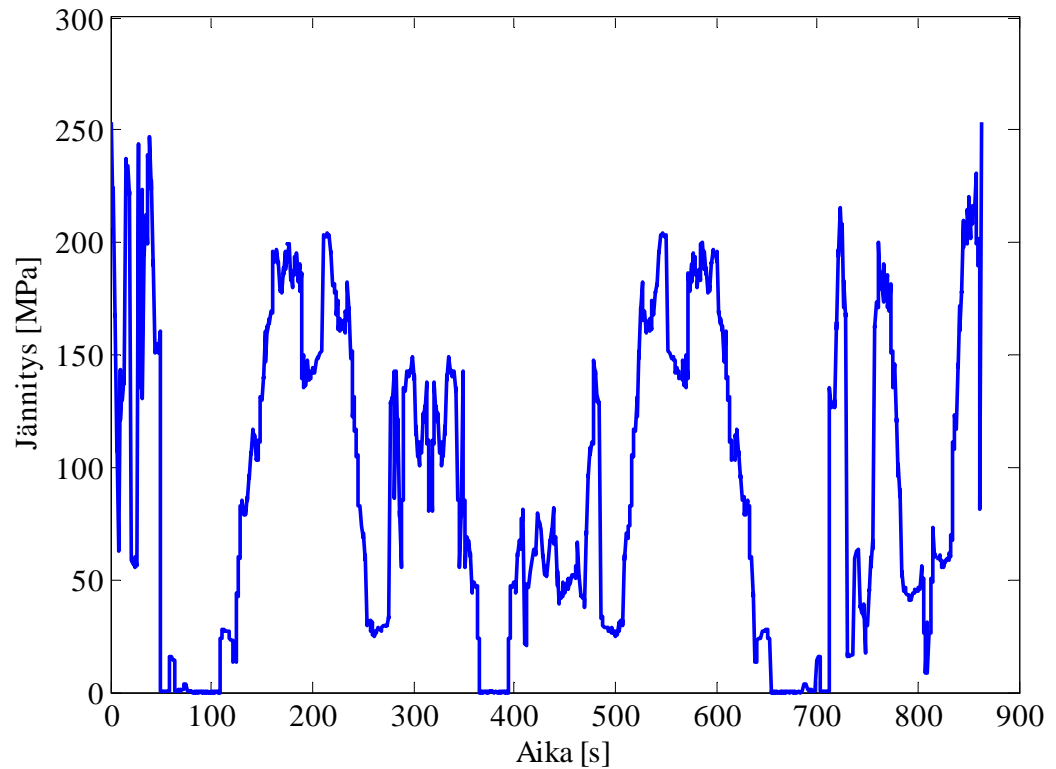
Kuva 27. Jännitysjaakauma radiaalivuokoneen roottorissa.

Jotta saadaan varmennettua pyörimisnopeuksien ja jännityksien välinen riippuvuus, voidaan elementtimallin avulla laskea maksimijännitys useammalla pyörimisnopeudella. Kuvassa 28 on laskettu pyörimisnopeudet 500, 1000, 2000, 3000 ja 4500 kierroksella minuutissa. Kun pisteet yhdistetään, muodostuu paraabelin puolikas, joten tällä perusteella jännitykset näyttävät olevan riippuvaisia pyörimisnopeuden toisesta potenssista.



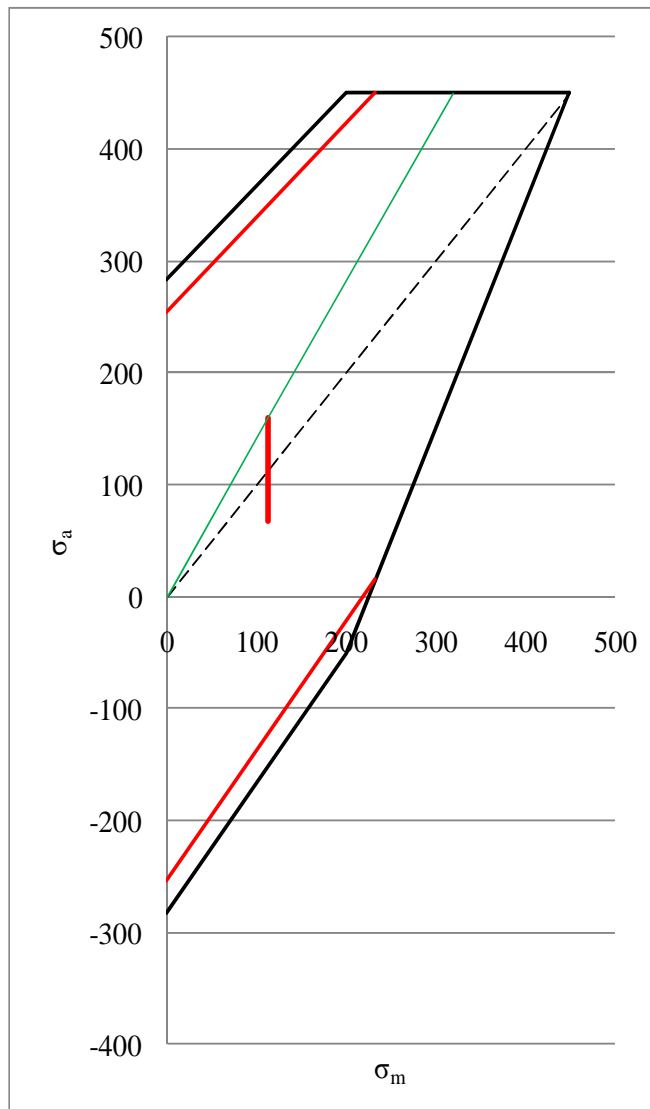
Kuva 28. Jännitysten ja pyörimisnopeuden välinen riippuvuus.

Kuvassa 29 on esitetty roottorin jännityshistoria. Analyysityökalu muokkaa jännityshistoriaa siten, että se alkaa itseisarvoltaan suurimmasta arvosta, joka on nyt suuruudeltaan 250 MPa. Jännityshistoria loppuu samaan arvoon, jotta saadaan myös suurin jännitysvaihtelu laskettua. Datasta on myös poistettu turhat pisteet kuvassa 12 esitetyllä menetelmällä. Lopulliset rainflow-menetelmällä lasketut syklit löytyvät liitteestä I.



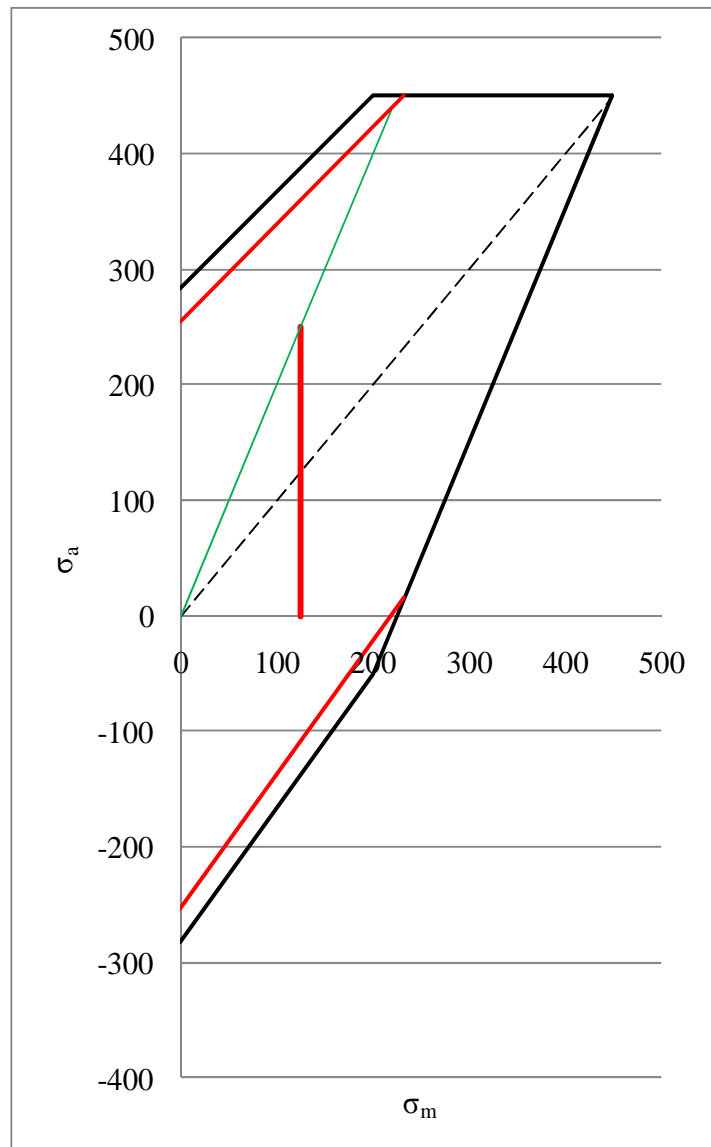
Kuva 29. Radiaalivuokoneen jännityshistoria.

Lopulta voidaan määrittää roottorin kestoikä. Nyt ei voida käyttää laskennassa keskijännityksen huomioivia yhtälöitä, koska sähköteräksen SN-käyrä on määritetty R-arvolla 0,05. Keskijännityksen huomioivat yhtälöt toimivat, kun SN-käyrän R on -1, eli väsytykokeet on tehty vaihtokuormituksella. Kestoluvun N_f voi siis laskea jokaiselle kuormitusyhtälölle käyttämällä suoraan yhtälöä 17. Tuloksena saadaan kestoikäksi $1,523 \cdot 10^7$ kuormituslohkoa. Ajallisesti tämä tarkoittaa 483 vuotta sillä oletuksella, että kone käy 24 tuntia vuoden jokaisena päivänä. Analyysityökalulla saadaan vielä muodostettua roottorille Smithin väsymislujuuspiirros, joka on esitetty kuvassa 29. Kun käytetään keskiarvoa jännitysamplitudeista ja keskijännityksistä, dynaamiseksi varmuusluvuksi saadaan 2,811.



Kuva 30. Smithin väsymislujuuspiirros radiaalivuokoneen roottorille käyttämällä keskiarvoa jännityksistä.

Kuvassa 31 on esitetty saman koneen Smithin piirros käyttämällä jännityshistorian suurinta jännitysvaihtelua, jossa jännitysamplitudi ja keskijännitys ovat 125 MPa. Dynaamiseksi varmuusluvuksi saadaan näin 1,75.



Kuva 31. Smithin väsymislujuuspiirros radiaalivuokoneen roottorille käyttämällä suurinta jännitysvaihtelua.

3.2 Aksiaalivuokone

Kuvassa 32 on esitetty aksiaalivuokoneen roottorin geometria. Magneetit ovat samaa Nd-Fe-B -seosta kuin radiaalivuokoneessa. Roottorin mitat ovat seuraavat:

- ulkohalkaisija 480 mm
- sisähalkaisija 180 mm
- roottorikiekon paksuus 10 mm.

Roottorikiekkon materiaali on ruostumaton teräs EN 1.4301, jonka ominaisuudet on esitetty taulukossa 3. Materiaalin myötölujuutena käytetään 0,2 % venymää vastaavaa jännityksen arvoa.

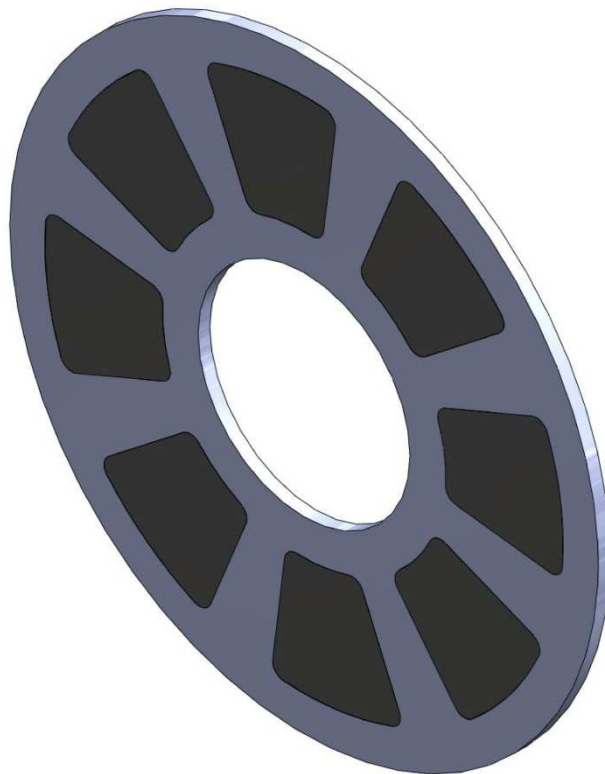
Taulukko 3. Ruostumattoman teräksen EN 1.4301 ominaisuudet.

Myötölujuus [MPa]	Murtolujuus [MPa]	Vaihtolujuus [MPa]	Kimmokerroin [MPa]	Poissonin vakio	Tiheys [kg/m ³]
280	640	240	193000	0,29	7980

Ruostumattoman teräksen SN-käyrän kuvaukseen käytetään yhtälöä (Bergengren et al. 1995.)

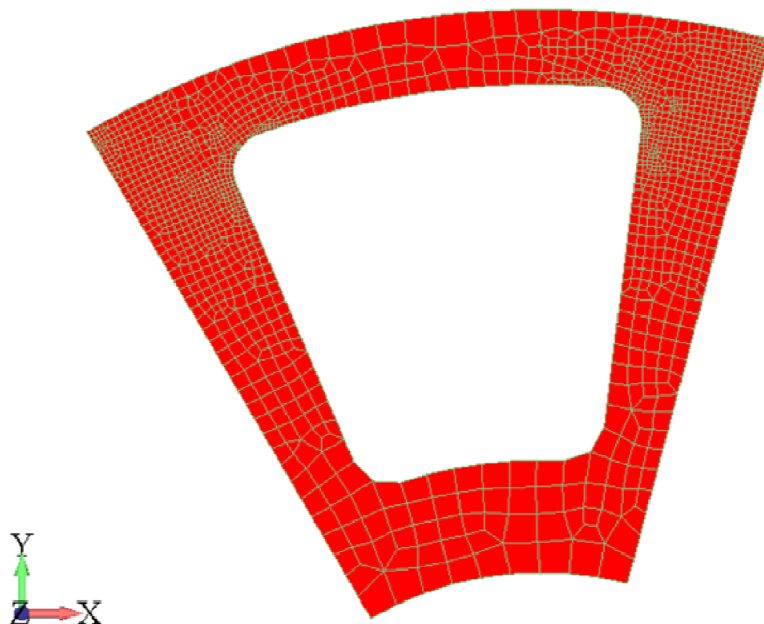
$$\sigma_a = 461,7 \cdot N_f^{-0,0537}, \quad (34)$$

josta saadaan, että σ'_f 479,2 on ja b on -0,0537. Käyrä on määritetty vaihtokuormituksella, eli R on -1.



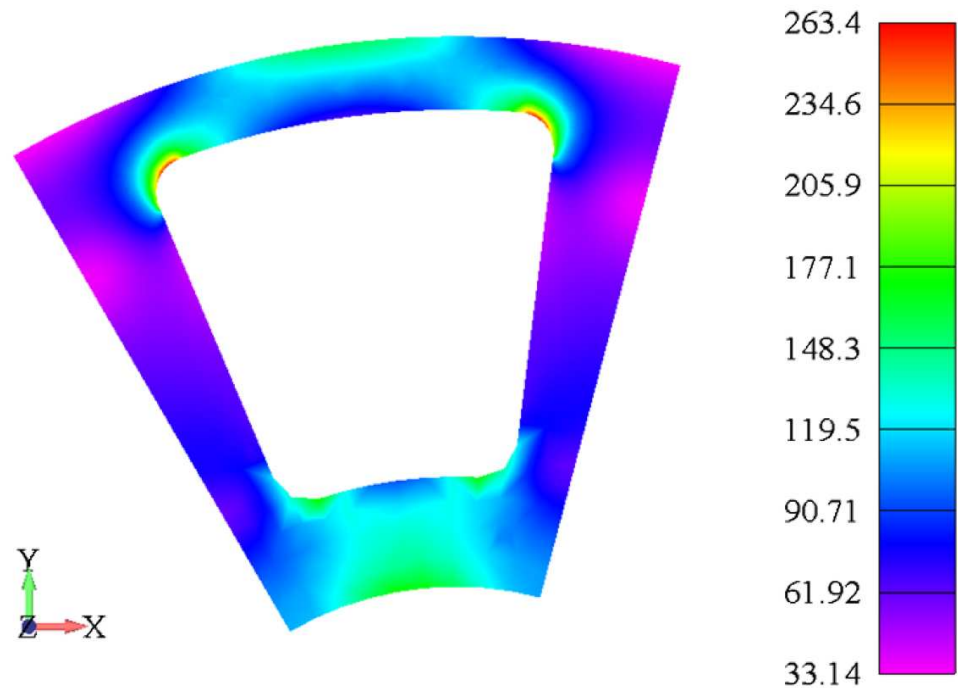
Kuva 32. Tutkittavan aksiaalivuokoneen roottori.

Roottorin elementtimalli voidaan luoda samaan tapaan kuin radiaalivuokoneen tapauksessa, tällä kertaa elementtimallin koko on kahdeksasosa koko mallista. Myös reunaehdot voidaan määrittää samalla tavalla kuin edellisessä esimerkissä. Magneetin keskeisvoimaksi saadaan 11273 N pyörimisnopeudella 3000 rpm, ja se kuvataan myös tässä mallissa viivakuormana. Kuvassa 33 on esitetty aksiaalivuokoneen analysoinnissa käytetty elementtimalli sekä käytettävä koordinaatisto.



Kuva 33. Aksiaalivuokoneen roottorin elementtimalli.

Maksimijännitys saadaan kuvasta 34. Huomataan, että suurimmillaan jännitys on 263,4 MPa, jolloin skaalauskerroimeksi saadaan $2,927 \cdot 10^{-5}$. Koska käytetään samaa kuormituskäyrää kuin radiaalivuokoneen tapauksessa, jännityshistoria on samannäköinen mutta jännityksen arvot ovat erilaisia. Aksiaalivuokoneen jännityshistoriassa suurin jännityksen arvo on 274 MPa keskijännityksellä 137 MPa.

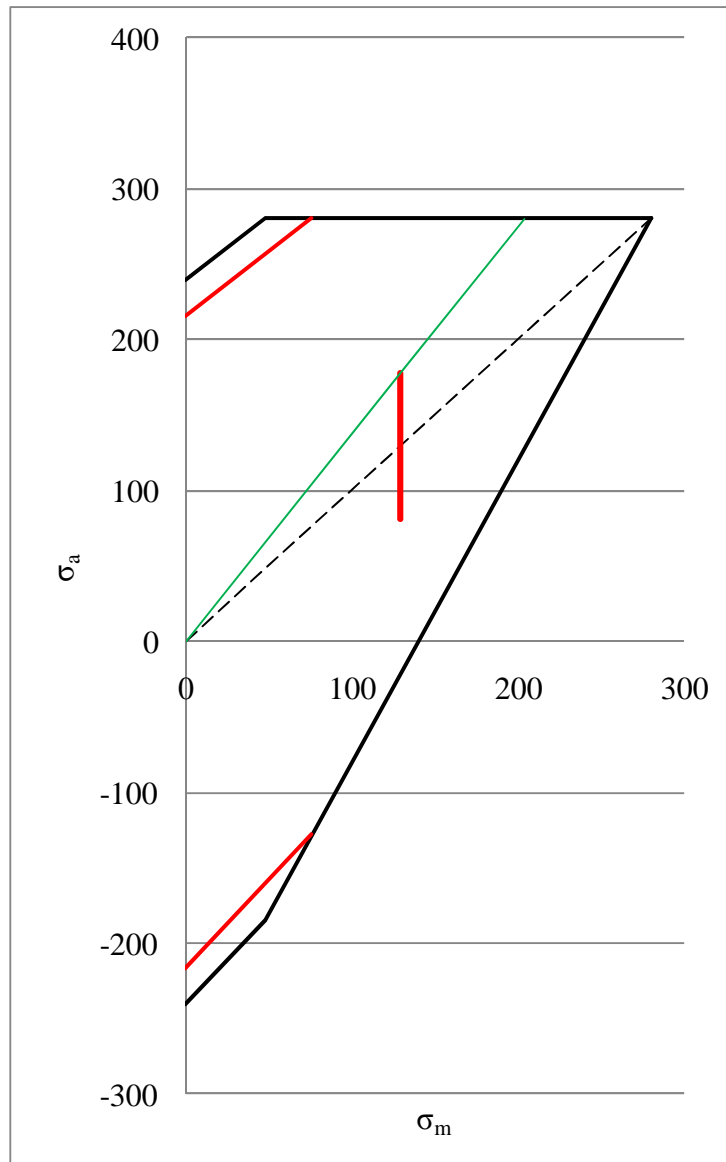


Kuva 34. Jännitys jakauma aksiaalivuokoneen roottorissa.

Aksiaalivuokoneen roottorin analyysin tulokset on esitetty taulukossa 4. Tässä tapauksessa voidaan ja pitääkin käyttää keskijännityksen huomioivia yhtälöitä, koska SN-käyrä on määritetty keskijännityksen arvolla 0. Selvästi pisin kestoikä saadaan Goodmanin yhtälöllä, kun taas pienin tulos tulee käyttämällä Smithin, Watsonin ja Topperin yhtälöä. Aksiaalivuokoneen kestoikä laskut löytyvät tarkemmin liitteestä II, johon on laskettu esimerkkinä suurimman jännitysvaihtelun kestoiluvut kullakin menetelmällä. Liitteen taulukkoon on laskettu kestoiluvut kaikilla jännitysvaihteluilla ja lopulliset kestoajat kuormituslohkoina kullakin menetelmällä. Kuvassa 35 on esitetty aksiaalivuokoneen roottorille muodostettu Smithin väsymislukuunspiroos keskiarvoja käyttämällä, josta saadaan dynaamiseksi varmuusluvuksi 1,577.

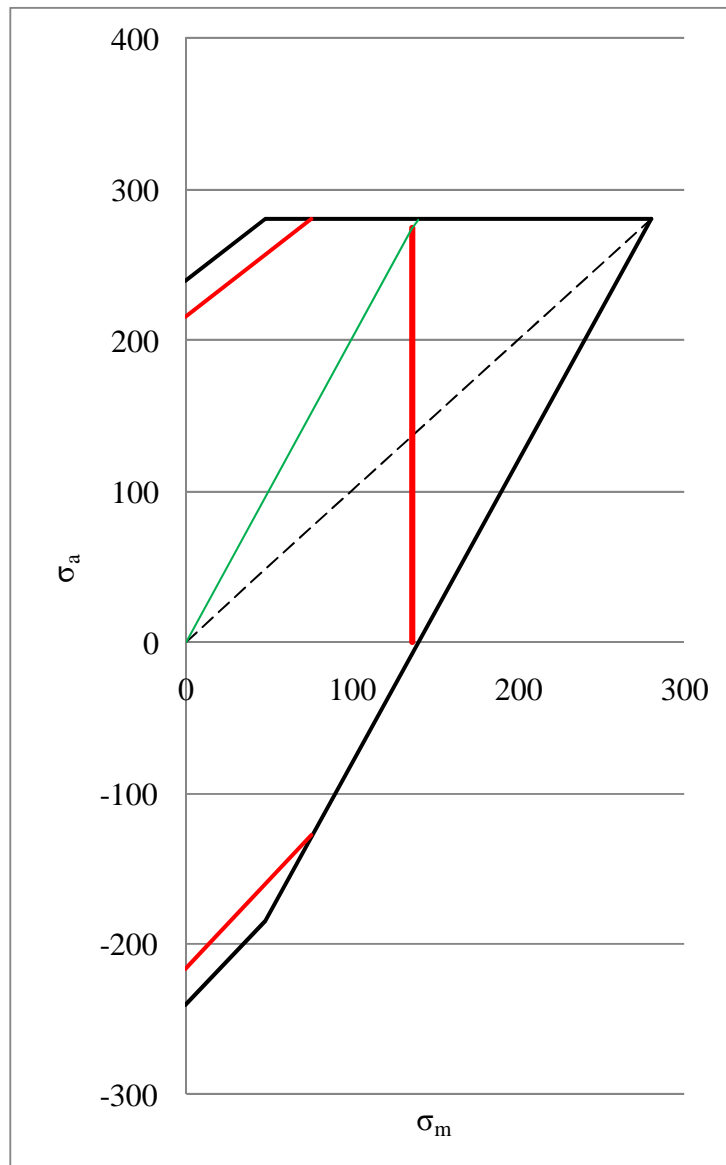
Taulukko 4. Aksiaalivuokoneen kestoikä eri menetelmillä laskettuna.

	Morrow	SWT	Goodman
Kestoikä kuormituslohkoina	$1,199 \cdot 10^7$	$9,094 \cdot 10^6$	$7,170 \cdot 10^7$
Kestoikä vuosina	380	288	2272



Kuva 35. Smithin väsymislujuuspiirros aksiaalivuokoneen roottorille käyttämällä keskiarvoa jännityksistä.

Kuvassa 36 on esitetty Smithin piirros aksiaalivuokoneelle käyttämällä suurinta jännitysvaihtelua, jossa jännitysamplitudi ja keskiarvo ovat 137 MPa. Kuvasta nähdään, että suurimmalla jännitysvaihtelulla laskettuna pysytään juuri ja juuri rajatun alueen sisällä, ja dynaaminen varmuusluku jää näin hyvin pieneksi arvoon 1,02.



Kuva 36. Smithin väsymislujuuspiirros aksiaalivuokoneen roottorille käyttämällä keskiarvoa jännityksistä.

4 TULOSTEN TARKASTELU

Tulosten perusteella kummassakin tutkittavana olevassa tapauksessa saavutetaan hyvin pitkä kestoikä. Tulokset vaikuttavat järkeviltä, koska kummassakaan tapauksessa suurimman jännitysvaihtelun amplitudi ei ylitä vaihtolujuutta. Aksiaalivuokoneessa käytettävässä ruostumattomassa teräksessä paikallinen maksimijännitys käy kuitenkin hyvin lähellä myötörajaa, joten pyörimisnopeutta ei luultavasti voida nostaa kovin paljoa muodonmuutosten välttämiseksi. Aksiaalivuokoneessa voi siis olla tarvetta rakenteen vahvistamiselle, varsinkin mikäli kierrosnopeudet ylittävät 3000 rpm rajan. Radiaalivuokoneessa käytettävällä sähköteräksellä myötölujuus on 450 MPa. Elementtimenetelmän avulla saadun skaalauskerroimen perusteella myötöraja saavutettaisiin radiaalivuokoneessa noin 4100 kierroksella minuutissa.

Kuten jo aiemmin todettiin, sähköteräksen SN-käyrä on määritetty vetokytykskokeella, jossa R on 0,05. Keskijännityksen huomioivat yhtälöt eivät siis toimi tässä tapauksessa suoraan, koska tällöin vetävä keskijännitys tulisi huomioitua tavallaan kahteen kertaan, ensin SN-käyrässä ja sitten vielä empiirisillä yhtälöillä. Ilman keskijännityksen huomiointia saadaan kuitenkin luotettava tulos. Ruostumattomalla teräksellä keskijännityksen huomioivat yhtälöt toimivat, ja niillä saadaan toisistaan poikkeavia tuloksia. Smithin, Watsonin ja Topperin yhtälöllä saadaan pienin arvio kestoikästä. Tämä johtune siitä, että keskijännitystä ei verrata mihinkään materiaaliominaisuuteen kuten muissa menetelmissä. Tästä syystä kestoikäarvio jää konservatiiviseksi. Kuitenkin tällä menetelmällä saadaan varsin turvallinen minimiarvo kestoikälle. Pisimmän kestoian arvion saa yleisesti konservatiivisena pidetyllä Goodmanin yhtälöllä. Kyseisessä yhtälössä keskijännitystä verrataan materiaalin murtolujuuteen σ_u ja Morrow'n yhtälössä SN-käyrän parametriin σ'_f . Morrow'n yhtälö antaa lyhyemmän arvion, koska tutkittavan ruostumattoman teräksen murtolujuus on suurempi kuin parametri σ'_f . Jos käytettäisiin σ'_f :n tilalla materiaalin todellista murtolujuutta, kestoikä tulisi Morrow'n yhtälöllä suuremmaksi kuin Goodmanin yhtälöllä. Liitteessä II olevista laskuista huomataan, että suurimman jännitysvaihtelun kestoiluku on hyvin lähellä lopullista kestoikää, joka on laskettu koko

kuormitushistorialla. Tästä voidaan päätellä, että koneen kuormitushistorian suurimmalla pyörimisnopeudella on myös suurin vaikutus kestoikään. Muut vaihtelut eivät pienennä kestoikää merkittävästi.

Roottoreille muodostetuista Smithin väsymislujuuspiirroksista huomataan että radiaalivuokoneen sähköteräksellä saadaan suurempi dynaaminen varmuusluku kuin aksiaalivuokoneen ruostumattomalla teräksellä. Tämä johtuu siitä, että ruostumattoman teräksen myötöraja on vain 280 MPa, kun taas sähköteräksellä myötöraja on 450 MPa. Suurimmalla jännitysvaihtelulla laskettuna ruostumattoman teräksen dynaaminen varmuusluku on pieni. Tällä perusteella voidaan todeta, että on syytä vahvistaa rakennetta. Ylikuormituksella ylitettäisiin paikallisesti materiaalin myötöraja, jolloin aksiaalivuokoneen roottori voi tulla käyttökelvottomaksi ennen varsinaista väsymismurtumaa.

Analyysityökalussa käytetään pelkästään jännitykseen perustuvaa menetelmää, joka on esitellyistä menetelmistä helpoiten toteutettavissa. Sähköteräksellä analyysien tarkkuuden parantaminen muilla menetelmillä ei ainakaan tällä hetkellä onnistu. Paikallisen venymän menetelmän käyttäminen edellyttää materiaalin syklisten ominaisuuksien testaamista, eli sitä olisi testattava vedolla ja puristuksella. Sähköteräkset ovat niin ohuita, että koekappaleiden puristaminen johtaa väistämättä nurjahtamiseen. Tästä syystä myös SN-käyrät on määritetty vain vetokykytyksellä. Ohuesta materiaalista johtuen myöskään murtumismekaniikan soveltaminen sähköteräkselle ei ole mahdollista. Murtumismekaniikan toimiminen edellyttää sitä, että syntyneen särön kärjen edessä on riittävästi materiaalia, jolloin särön kasvamiseen kuluva aika voidaan lisätä kestoikään. Sähköteräksessä materiaalia ei ole riittävästi särönkasvulle, eli murtuminen tapahtuu luultavasti heti särön ilmettyä. Ruostumattomalla teräksellä muiden menetelmien käyttäminen on mahdollista, koska materiaalitietoa on enemmän saatavilla. Paikallisen venymän menetelmän käyttäminen lisää kuitenkin laskentaan kuluva aikka, koska kestoiluvut on yhtälön 20 perusteella määritettävä iteratiivisesti. Laskenta-aika lisääntyy entisestään käyttämällä murtumismekaniikkaa, joka on työläin ja tarkin laskentamenetelmä.

Tutkittavista koneista on huomioitava, että ne eivät todennäköisesti ole hyviä sähköisiltä ominaisuuksiltaan. Varsinkin radiaalivuokoneen roottori vaatisi uudelleenmuotoilua, mutta se ei ole kovin olennaista tässä tapauksessa. Uudelleenmuotoilu luonnollisesti muuttaa roottorin mekaanisia ominaisuuksia, jolloin kestoiät täytyy määrittää uudelleen.

5 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tämän työn tavoitteena oli suunnitella ja toteuttaa kestmagnetoitujen sähkökoneiden väsymisen analysointiin käytettävä työkalu. Työkalu on tarkoitettu käytettäväksi suunnittelun tueksi erääseen kestmagneetikoneita valmistavaan yritykseen. Työn teoriaosassa käsiteltiin väsymisanalyysiin käytettäviä menetelmiä sekä kestmagneetikoneiden rakennetta.

Hitsaamattoman rakenteen väsymisanalyysiin on käytävissä kolme menetelmää: jännitykseen perustuva menetelmä, paikalliseen venymään perustuva menetelmä ja murtumismekaniikka. Jännitykseen perustuva menetelmä perustuu materiaalin kokeellisten SN-käyrien käyttämiseen, toisin sanoen tiettyä jännitysamplitudia vastaa joku tietty keistoluku. Oletuksena on, että tietyn raja-arvon jälkeen joillakin materiaaleilla, yleensä teräksillä, väsymistä ei tapahtuisi ollenkaan. Paikallisen jännityshuipun huomiointi onnistuu käyttämällä lovenvaikutuslukuja. Jännitykseen perustuvassa menetelmässä on myös mahdollista huomioida keskijännitys käyttämällä empiirisiä keskijännityksen huomioivia yhtälöitä tai useampia materiaalille määritettyjä SN-käyriä eri keskijännityksen arvoilla, joista keistoluvut saataisiin interpoloimalla. Venymään perustuvassa menetelmässä keistolukujen määrittämiseen käytetään paikallista venymää. Menetelmällä toimii parhaiten, kun ennustetaan lyhyttä kestoikää. Materiaaliparametreja tarvitaan enemmän kuin jännitykseen perustuvassa menetelmässä, ja keistolukujen määrittäminen on muutenkin työläämpää. Työläin laskentamenetelmä on murtumismekaniikka, joka soveltuu säröllisten kappaleiden tutkimiseen. Menetelmässä tarvitaan tietoa materiaalin särönkasvuominaisuuksista sekä särön tyypistä. Murtumismekaniikkaa käytetään eniten hitsattujen rakenteiden tutkimiseen, sillä niissä yleensä särö on jo valmiina.

Vaihtelevan kuormituksen huomiointiin esiteltiin Palmgren-Minerin kumulatiivinen vauriosääntö ja rainflow-menetelmä. Palmgren-Minerin vauriosääntö olettaa, että jokainen kuormitusyksi kuluttaa rakenteesta tietyn verran elinikää. Kokonaiskestoikä määritetään hakemalla jokaiselle syklille keistoluku, ja lopullinen kestoikä saadaan, kun lasketaan keistoluvuille

käänteisluvut ja summataan ne. Sykliä määrittämiseen käytetyin menetelmä on rainflow-menetelmä, jossa käytetään hyväksi vesisäiliöanalogiaa. Koko kuormitushistoria kuvitellaan säiliöksi, ja vedenpintaa laskemalla saadaan määritettyä kuormitussyklistä. Menetelmän ohjelmointia varten sille on tehty ohjelmointialgoritmeja, joista yksi esiteltiin työssä.

Tutkittavat kestopagneettikoneet olivat aksiaali- ja radiaalivuokoneita. Nimensä mukaisesti magneettivuot kulkevat niissä joko aksiaali- tai radiaalisuuntaisesti, ja koneiden rakenteet eroavat toisistaan merkittävästi. Radiaalivuokoneissa roottori pyörii yleensä staattorin sisäpuolella, kun taas aksiaalivuokoneissa staattori ja roottori ovat vierekkäin. Selkeimpänä etuna aksiaalivuokoneella on radiaalivuokoneeseen verrattuna se, että aksiaalisuuntainen pituus on huomattavasti lyhyempi, jolloin koneen saa asetettua pieneen tilaan. Molemmissa koneissa suurin vaikutus jännityksiin on keskeisvoimalla, eli yhtenä roottorin tehtävänä on pitää magneetti paikallaan suurillakin pyörimisnopeuksilla. Keskeisvoiman todettiin olevan suoraan verrannollinen pyörimisnopeuden toiseen potenssiin.

Analyysityökalussa sovellettiin kestoajan määrittämiseen jännitykseen perustuvaa menetelmää. Muissa menetelmissä ongelmaksi muodostui materiaalitietojen vaikea saatavuus sekä menetelmien soveltamisen vaikeus ohjelmallisesti. Paikallisen venymän menetelmässä ratkaisu haettaisiin iteroimalla kestoikäytälöä ja murtumismekaniikassa jouduttaisiin laskemaan särön eteneminen sykli kerrallaan. Jännitykseen perustuva menetelmä on helppo ja yleisimmin käytetty kestoajan laskentamenetelmä, ja sitä varten ei tarvita materiaalista kuin lujuusarvot ja materiaalin SN-käyrä. Työkalun käyttöä varten tarvitaan ensimmäiseksi kuormitusdata, jossa sähkökoneiden tapauksessa on esitetty pyörimisnopeus ajan funktiona. Maksimijännitys voidaan määrittää elementtimenetelmäohjelmistolla, ja analyysityökalussa hyödynnetään tietoa, että jännitykset ovat suoraan verrannollisia pyörimisnopeuden toiseen potenssiin. Työkaluun syötetään skaalauskerroin, joka lasketaan jakamalla elementtimallista saatu maksimijännityksen arvo laskennassa käytetyn pyörimisnopeuden toisella potenssilla. Analyysin suorituksen aikana työkalu korottaa ensin kaikki

kuormitushistorian pyörimisnopeusarvot toiseen ja sen jälkeen muokkaa historian alkamaan maksimista ja loppumaan maksimiin. Datasta poistetaan turhat välipisteet, jonka jälkeen työkalu laskee jännitysvaihtelut ja keskijännitykset rainflow-menetelmän avulla. Lopulliset kestoajat saadaan sekä keskijännitys huomioon ottaen että ilman keskijännityksen huomioon ottaen. Työkalulla saadaan tulokseksi myös Smithin väsymislujuuspiirros, jolla voidaan arvioida dynaamista varmuutta.

Työkalun toimivuuden testaamiseksi sitä käytettiin kahden esimerkkitapauksen analysointiin. Molemmissa tapauksissa käytettiin samaa kuormitusdataa. Radiaalivuokoneen tapauksessa ei voitu käyttää keskijännityksen huomioon ottaen tarkoitettuja yhtälöitä, koska materiaalin SN-käyrä oli määritetty vain vedolla. Radiaalivuokoneen kestoajaksi saatiin $1,523 \cdot 10^7$ kuormituslohkoa, jota voidaan pitää äärettömänä kestoikänä. Aksiaalivuokoneessa saatiin tulokset kolmea keskijännityksen huomioon ottaen yhtälöä käyttämällä. Tuloksista huomattiin, että Goodmanin yhtälöllä saatu tulos ($7,170 \cdot 10^7$ kuormituslohkoa) oli noin 6-kertainen verrattuna Morrow'n yhtälöllä saatuun tulokseen ($1,199 \cdot 10^7$) ja lähes 8-kertainen verrattuna SWT-yhtälön tulokseen ($9,094 \cdot 10^6$). Radiaalivuokoneen Smithin piirroksista saatiin dynaamiseksi varmuusluvaksi suurimmalla jännitysvaihtelulla laskettuna 1,75, ja aksiaalivuokoneelle saatiin varmuusluvaksi 1,02. Keskiarvojen sijaan suurinta jännitysvaihtelua tulisi käyttää mieluummin dynaamisen varmuusluvun määrittämiseen, koska suurin jännitysvaihtelu vaikuttaa lopulliseen kestoikään eniten. Varmuusluvuista ilmeni, että radiaalivuokoneessa kuormitus on aika turvallisella puolella, kun taas aksiaalivuokoneessa voi olla tarvetta mittojen muuttamiselle. Tulosten perusteella aksiaalivuokoneen roottori voi ylikuormittua helposti, jos kone käy yli 3000 kierrosta minuutissa, jolloin kestoikä pienenee huomattavasti. Dynaamisen varmuusluvun avulla onkin hyvä varmistaa, että voidaan äärettömä kestoikä luvata.

Vaikka tulokset vaikuttavat järkeviltä, ne olisi silti hyvä varmentaa jollakin tavalla. Valitettavasti hyviä vertailutuloksia ei tällä hetkellä ole saatavilla, joten verifiointi tulisi tehdä muutoin. Yksi vaihtoehto on käyttää jotakin kaupallista väsymisanalyysiin tarkoitettua ohjelmistoa, ja sitten verrata saatuja tuloksia

keskenään. Kaupalliset ohjelmistot ovat kuitenkin yleensä hyvin kalliita, eikä ole välttämättä tarkoituksenmukaista hankkia ohjelmistoa pelkästään vertailua varten. Toinen vaihtoehto on laskea kestoikä ylikuormituksella, ja jos käytettävissä on testikone, voitaisiin sitä kuormittaa ylikierroksilla. Tämän jälkeen voitaisiin verrata laskennallista kestoikää todellisen koneen kestoikään.

Tämän työn päätavoite, eli analyysityökalun luominen saatiin toteutettua. Toiveena oli saada työkaluun eri laskentamenetelmiä, joiden antamia tuloksia voitaisiin vertailla varmuuden saamiseksi. Tämä tavoite onnistui osin, sillä jännitykseen perustuvasta menetelmästä käytettiin kolmea eri keskijännityksen huomioivaa menetelmää. Kuitenkin sähköteräksen tapauksessa voitiin käyttää luotettavasti vain yhtä tulosta, jossa ei oltu huomioitu keskijännitystä. Tarkemmat laskentamenetelmät, eli paikalliseen venymään perustuva menetelmä sekä murtumismekaniikka jäivät toteuttamatta. Ongelmiksi näissä kahdessa menetelmässä muodostuivat materiaalitietojen vaikea saatavuus sekä työläs laskenta.

LÄHTEET

Aura, L. & Tonteri, A.J. Teoreettinen sähkötekniikka ja sähkökoneiden perusteet. Porvoo. WSOY. 448 s.

Balsaver, A. & Desai, Y. M. 2006. Cycle Counting Technique for Variable Amplitude Loading. [verkkodokumentti]. Indian Institute of Technology Bombay. [viitattu 14.6.2011]

Saatavissa: http://www.geocities.ws/ashish_balsawer/Cycle_count_Ashish.pdf

Bergengren, Y. & Larsson, M. & Melander, A. 1995. Fatigue properties of stainless sheet steels in air at room temperature. Materials Science and Technology, December 1995, Vol 11. s. 1275-1279.

Dowling, N. E. 2007. Mechanical Behavior of Materials. Pearson Prentice Hall. 912 s.

Downing, S. D. & Socie, D. F. Simple Rainflow counting algorithms. 1982. International Journal of Fatigue Vol 4, Nro 1. s. 31-40.

Gao, Y. & Long, R. & Pang, Y. & Lindenmo, M. 2010. Fatigue Properties of an Electrical Steel and Design of EV/HEV IPM Motor Rotors for Durability and Efficiency. Sae Technical Paper 2010-01-1308.

Gieras, J. F. 2010. Permanent Magnet Motor Technology: design and applications. Taylor & Francis Group. 600 s.

Korpinen, L. 1998. Sähkökoneet, osa 1. [verkkodokumentti]. [viitattu 1.8.2011]
Saatavissa:

http://www.leenakorpinen.fi/archive/svt_opus/10sahkokoneet_1osa.pdf.

Kinnunen, J. 2007. Direct-On-Line Axial Flux Permanent Magnet Synchronous Generator Static and Dynamic Performance. Lappeenranta, Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Väitöskirja. 167 s.

Kurronen, P. 2003. Torque Vibration Model of Axial-flux Surface Mounted Permanent Magnet Synchronous Machine. Lappeenranta, Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Väitöskirja. 123 s.

Li, H. & Chen, Z. 2008. Overview of different wind generator systems and their comparisons.

Lu, W. & Mäkeläinen, P. 2003. Advanced Steel Structures. Espoo, Teknillinen korkeakoulu, Teknillisen korkeakoulun teräsrakennetekniikan laboratorion julkaisuja n:o 29. 116 s.

Lähteenmäki, M. 2009. Väsyminen, taustaa. [verkkodokumentti]. Päivitetty 30.12.2009. [viitattu 30.6.2011].

Saatavissa: http://home.tamk.fi/~mlahteen/arkistot/luj2_pdf/vasy_k.pdf.

Outinen, H. & Salmi, T. 2004. Lujuusopin perusteet. Tampere, Pressus Oy. 464 s.

Parviainen, A. 2005. Design of Axial-flux Permanent-magnet Low-speed Machines and Performance Comparison Between Radial-flux and Axial-flux Machines. Lappeenranta, Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Väitöskirja. 153 s.

Pennala, E. 2002. Lujuusopin perusteet. Helsinki, Hakapaino Oy. 400 s.

SFS 2378:1992. Hitsaus. Väsyttävästi kuormitettujen teräsrakenteiden hitsausliitosten mitoitus ja lujuuslaskenta. Standardi.

Sahin, F. 2001. Design and Development of a High-speed Axial-flux Permanent-magnet Machine. Eindhoven, Technische Universiteit Eindhoven. Väitöskirja. 228 s.

Stephens, R. I. & Fatemi, A. & Stephens, R. R. & Fuchs, H. O. 2000. Metal Fatigue in Engineering. John Wiley & Sons, Inc. 472 s.

Sipilä, S. & Solin, J. & Öberg, T. 1988. Vaihtelevasti kuormitettujen koneenosien väsymismitoitus. Helsinki, Metalliteollisuuden Keskusliitto. Tekninen tiedotus 12/88. 55 s.

LIITE I. Jännityssykliä tutkittavissa koneissa.

radiaalivuokone		aksaalivuokone	
$\Delta\sigma$ [MPa]	σ_m [Mpa]	$\Delta\sigma$ [MPa]	σ_m [Mpa]
22	131	24	143
173	148	189	162
62	164	68	180
87	177	95	194
111	185	122	202
189	149	207	163
64	166	70	181
23	169	25	185
56	113	61	124
87	98	95	107
37	118	41	129
23	91	25	100
37	118	41	129
68	114	75	124
87	98	95	107
123	86	135	94
202	101	221	110
28	64	31	71
59	50	65	55
27	52	30	57
43	59	47	65
121	85	132	93
23	169	25	185
64	166	70	181
202	101	221	110
45	40	49	44
182	107	199	117
22	19	25	21
204	110	224	121
148	154	162	169
250	125	274	137

LIITE II (1). Esimerkkilaskut aksiaalivuokoneen tapauksessa.

Kestoluku N_f on laskettu tässä suurimmalla jännitysvaihtelulla.

Morrow'n yhtälön avulla:

$$N_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_f - \sigma_m} \right)^{1/b} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{137,036}{479,2 - 137,036} \right)^{1/-0,0537} \approx 1,257 \cdot 10^7$$

Smith, Watson & Topper -yhtälön avulla:

$$N_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\sqrt{\sigma_{\max} \cdot \sigma_a}}{\sigma_f} \right)^{1/b} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\sqrt{274,073 \cdot 137,036}}{479,2} \right)^{1/-0,0537} \approx 1,048 \cdot 10^7$$

Goodmanin yhtälön avulla:

$$N_f = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}}}{\sigma_f} \right)^{1/b} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\frac{137,036}{1 - \frac{137,036}{640}}}{479,2} \right)^{1/-0,0537} \approx 7,494 \cdot 10^7$$

$\Delta\sigma$	σ_m	Morrow		SWT		Goodman	
		N_f	$1/N_f$	N_f	$1/N_f$	N_f	$1/N_f$
24	143	3,24E+26	3,09E-27	1,24E+19	8,03E-20	2,15E+27	4,65E-28
189	162	2,94E+09	3,4E-10	5,96E+08	1,68E-09	2,8E+10	3,57E-11
68	180	2,06E+17	4,86E-18	4,71E+13	2,12E-14	2,83E+18	3,54E-19
95	194	1,5E+14	6,68E-15	6,38E+11	1,57E-12	2,81E+15	3,56E-16
122	202	8,95E+11	1,12E-12	2,93E+10	3,41E-11	2,07E+13	4,82E-14
207	163	5,28E+08	1,89E-09	1,84E+08	5,44E-09	5,15E+09	1,94E-10
70	181	9,06E+16	1,1E-17	2,89E+13	3,46E-14	1,29E+18	7,78E-19
25	185	1,76E+25	5,67E-26	1,07E+18	9,33E-19	2,7E+26	3,7E-27
61	124	3,4E+19	2,94E-20	2,55E+15	3,92E-16	1,62E+20	6,18E-21
95	107	2,38E+16	4,21E-17	4,39E+13	2,28E-14	8,69E+16	1,15E-17
41	129	5,12E+22	1,95E-23	1,54E+17	6,5E-18	2,66E+23	3,76E-24
25	100	1,41E+27	7,08E-28	1,68E+20	5,94E-21	4,66E+27	2,15E-28
41	129	5,12E+22	1,95E-23	1,54E+17	6,5E-18	2,66E+23	3,76E-24
75	124	8,35E+17	1,2E-18	2,63E+14	3,81E-15	4,02E+18	2,49E-19
95	107	2,38E+16	4,21E-17	4,39E+13	2,28E-14	8,69E+16	1,15E-17
135	94	6,18E+13	1,62E-14	1,06E+12	9,45E-13	1,88E+14	5,32E-15
221	110	2,82E+09	3,55E-10	5,83E+08	1,71E-09	1,09E+10	9,19E-11
31	71	1,66E+26	6,02E-27	3,57E+20	2,8E-21	3,67E+26	2,73E-27
65	55	2,93E+20	3,41E-21	2,81E+17	3,56E-18	5,33E+20	1,88E-21
30	57	4,74E+26	2,11E-27	2,24E+21	4,46E-22	8,85E+26	1,13E-27
47	65	7,33E+22	1,36E-23	5,1E+18	1,96E-19	1,5E+23	6,67E-24
132	93	9,16E+13	1,09E-14	1,44E+12	6,95E-13	2,74E+14	3,65E-15
25	185	1,76E+25	5,67E-26	1,07E+18	9,33E-19	2,7E+26	3,7E-27
70	181	9,06E+16	1,1E-17	2,89E+13	3,46E-14	1,29E+18	7,78E-19
221	110	2,82E+09	3,55E-10	5,83E+08	1,71E-09	1,09E+10	9,19E-11
49	44	7,83E+22	1,28E-23	3,48E+19	2,87E-20	1,25E+23	8,01E-24
199	117	1,39E+10	7,2E-11	1,84E+09	5,44E-10	5,92E+10	1,69E-11
25	21	9,07E+28	1,1E-29	1,85E+25	5,4E-26	1,13E+29	8,89E-30
224	121	1,3E+09	7,72E-10	3,17E+08	3,15E-09	5,89E+09	1,7E-10
162	169	3,85E+10	2,6E-11	3,44E+09	2,91E-10	4,16E+11	2,4E-12
274	137	12569320	7,96E-08	10483374	9,54E-08	74941469	1,33E-08
		$\Sigma 1/N_f$	8,34E-08		1,1E-07		1,39E-08
		Kestoikä	11994441		9094032		71703129