

Antti Kaurala

# **Kilpamoottorin männän simulointi elementtimenetelmällä**

Makotec Oy

Opinnäytetyö

Kevät 2020

SeAMK Tekniikka

Konetekniikan tutkinto-ohjelma

**SeAMK** 

SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU  
SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU

## Opinnäytetyön tiivistelmä

Koulutusyksikkö: Tekniikan yksikkö

Tutkinto-ohjelma: Konetekniikka

Suuntautumisvaihtoehto: Kone- ja tuotantotekniikka

Tekijä: Antti Kaurala

Työn nimi: Kilpamoottorin männän simulointi elementtimenetelmällä

Ohjaaja: Samuel Suvanto

Vuosi: 2020

Sivumäärä: 69

Liitteiden lukumäärä: 0

---

Tämän opinnäytetyön toimeksiantaja oli Makotec Oy. Makotec on Kempelessä sijaitseva koneistuspalveluita tarjoava yritys, joka valmistaa tuotteita erilaisista metalleista ja muoveista. Makotecin yhtenä tuotteena ovat kilpa-autojen männät.

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli selvittää mäntään kohdistuvia voimia ja miettiä, miten mäntää voisi kehittää lujuuden ja keveyden näkökulmista. Tavoitteeksi asetettiin uuden kestävämmän mäntämallin kehittäminen FEM-laskennan avulla.

Teoriaosuudessa ennen varsinaista työn suorittamista tutkittiin nelitahtimoottorin toimintaa, männän rakennetta, valmistusmenetelmiä, mäntään kohdistuvia kuormituksia, FEM-laskennan perusteita sekä metallien väsymistä. Teorian pohjalta muodostettiin Mathcad-pohja voimien laskentaa varten, FEM-laskentapohja jännitystuloksien selvittämistä varten ja Excel-laskentapohja väsymislaskelmia varten.

Työn tavoitteet saavutettiin. Työn tuloksena saatiin parannetun mäntämallin lisäksi valmiit laskentapohjat mahdollisia tulevia uusia mäntämalleja varten.

Avainsanat: polttomoottorit, FEM, simulointi

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

## **Thesis abstract**

Faculty: School of Technology

Degree programme: Mechanical Engineering

Specialisation: Mechanical and Production Engineering

Author: Antti Kaurala

Title of thesis: FEM analysis of a racing piston

Supervisor: Samuel Suvanto

Year: 2020

Number of pages: 69

Number of appendices: 0

---

The thesis was made for Makotec Oy. Makotec is a machine shop located in Kempele. The company machines products from different kinds of metals and plastics. One of Makotec's products is pistons for racing cars.

The purpose of the thesis was to research forces affecting pistons and to investigate how to develop a piston from the points of view of structural strength and lightness. The target of the thesis was to develop a new more robust piston model with the help of FEM simulations.

The theoretical part of the thesis covered four-stroke engines, piston theory, manufacturing methods, forces affecting pistons, the basics of FEM simulations and fatigue of metals. Based on the theory section, a Mathcad calculator was made for force calculations, a FEM calculation model was made to study the stresses on the piston structure and an Excel calculation model was built for fatigue analysis.

The target of the thesis was achieved. The outcome of the thesis was not only the improved piston model, but also the calculation models which could be used for possible new piston models in the future.

Keywords: internal combustion engines, FEM, simulation

## SISÄLTÖ

Opinnäytetyön tiivistelmä.....	2
Thesis abstract .....	3
SISÄLTÖ.....	4
Kuva-, kuvio- ja taulukkoluettelo.....	6
Käytetyt termit ja lyhenteet .....	9
1 JOHDANTO.....	10
1.1 Yritysesittely .....	10
1.2 Työn tausta .....	10
1.3 Toyota Corolla FX .....	10
2 MÄNTÄ.....	11
2.1 Mäntämoottorit yleisesti.....	11
2.2 Nelitahtimoottorit .....	11
2.3 Männän rakenne ja tehtävä.....	13
3 MÄNNÄN VALMISTUS JA MATERIAALIT .....	15
3.1 Valmistusmenetelmät.....	15
3.2 Materiaalit.....	15
3.3 Korkean lämpötilan vaikutus materiaaleihin .....	16
4 MÄNNÄN KUORMITUKSET .....	18
4.1 Mekaaniset kuormitukset.....	18
4.2 Lämpötilan aiheuttamat kuormitukset.....	25
5 MÄNNÄN FEM-LASKENTA.....	27
5.1 FEM-laskenta yleisesti .....	27
5.2 Männän FEM-laskennan erityisvaatimukset.....	29
6 METALLIEN VÄSYMINEN .....	30
6.1 Yleistä metallien väsymisestä .....	30
6.2 Wöhler-käyrä.....	30
6.3 Väsymislujuuteen vaikuttavia asioita.....	31
6.4 Palmgren-Minerin vaurioteoria .....	34
7 KILPAMOOTTORIN MÄNNÄN LASKENNAN SUORITTAMINEN .	36

7.1 Alkuperäinen mäntä .....	36
7.2 Laskennan suorittaminen (esittely, geometria, verkotus, kuormitukset, ohjelman käyttö ja esittely) .....	37
<b>8 LOPULLISET FEM JA VÄSYMISTULOKSET .....</b>	<b>47</b>
8.1 Laskentakierrokset .....	47
8.2 Lopullisen männän FEM- ja väsymislaskelmat .....	53
8.3 Lopullisten tulosten arviointi .....	63
<b>9 POHDINTA JA YHTEENVETO .....</b>	<b>66</b>
9.1 Yhteenveto .....	66
9.2 Pohdinta .....	66
<b>LÄHTEET .....</b>	<b>68</b>

## Kuva-, kuvio- ja taulukkoluettelo

Kuva 1. Modernin männän rakenne.....	14
Kuva 2. Männän lämpötilat.....	25
Kuva 3. Lämpöjännitykset männässä. ....	26
Kuva 4. Väsymisen rikkoma mäntä.....	36
Kuva 5. Reikä männän laessa. ....	37
Kuva 6. Mäntäkoonpano Autodesk Inventor-ohjelmistossa.....	38
Kuva 7. Mecway-ohjelmiston perusnäkyä.....	38
Kuva 8. Laskentageometria verkotettuna.....	40
Kuva 9. Männän lämpötilakenttä.....	42
Kuva 10. Kaikki laskennan reunaehdot.....	43
Kuva 11. Von Mises-jännitykset männässä huippuväännön aiheuttamilla rasiuksilla. ....	44
Kuva 12. Von Mises-jännitykset männässä huippuväännön kohdalla, muodonmuutos 20-kertainen oikeaan nähden.....	45
Kuva 13. Männän rasiukset suurimman kiihtyvyyden vaikutuksesta.....	46
Kuva 14. Muokattu alkuperäinen mäntä.....	47
Kuva 15. Männän jännitystasot ensimmäisten muutosten jälkeen.....	48
Kuva 16. Männän jännitystasot tapin seinämäpaksuuden kasvattamisen jälkeen.....	49
Kuva 17. Männän jännitykset 20 mm tapilla.....	50
Kuva 18. Uusi mäntämalli. ....	51
Kuva 19. Osien yhteensopivuuden varmistaminen 3D-mallin avulla.....	52

Kuva 20. Uuden mäntämallin laskentatulokset. ....	53
Kuva 21. Dataa Motec-tiedonkeruusta. Punainen käyrä on moottorin kierrosluku RPM ja vihreä käyrä kaasunasento prosentteina. ....	54
Kuva 22. Tarkastelun kohteena ollut jännityskeskittymä. ....	57
Kuva 23. Väsymistarkasteltavat paikat ja lopullisiin laskelmiin käytettävä parannettu verkotus. ....	59
Kuvio 1. Imu- ja puristustahti (Lehtinen & Rantala 2012). ....	12
Kuvio 2. Työ- ja poistotahti (Lehtinen & Rantala 2012). ....	13
Kuvio 3. Männän voimakomponentit, kulmanopeus, paikka kampiakselin pyörimiskeskistä sekä kampikulma yläkuolokohdasta mitattuna. ....	18
Kuvio 4. Männän kiihtyvyys kampikulman funktiona, X-akselilla kampikulma asteina, Y-akselilla männän kiihtyvyys ms <sup>2</sup> . ....	20
Kuvio 5. Männän sylinteriseinämään kohdistama voima kampiakselikulman funktiona. X-akselilla kampiakselikulma ja Y-akselilla voima Newtonina. ....	24
Kuvio 6. Verkotettu malli. ....	27
Kuvio 7. Teräksen Wöhler-käyrä. ....	31
Kuvio 8. Haigh-diagrammi. ....	33
Kuvio 9. Moottorin kuormitusspektri. Y-akselilla prosenttiosuudet ja X-akselilla kierrosluvut RPM. ....	35
Kuvio 10. Verkottajan asetukset. ....	39
Kuvio 11. Männän ja männäntapin välinen kontakti. ....	41
Kuvio 12. Mallin ratkaisemiseen vaaditut laskentakierrokset. ....	43
Kuvio 13. Yksinkertaistettu moottorin kuormitusspektri. ....	55

Kuvio 14. Männän kuormitusyöykli sprint-kisan kierroksen aikana. ....	56
Kuvio 15. Elementtikoon vaikutus männän Von Mises-jännityksiin. ....	58
Kuvio 16. 2618-T6 alumiinin väsymislujuus 250°C lämpötilassa. ....	60
Kuvio 17. Haigh-diagrammi 2618-T6 alumiinille 250°C lämpötilassa. ....	62
Kuvio 18. Männän eri osioiden väsymiseliniät. ....	63
Taulukko 1. Solmupisteiden Von Mises-jännitykset. ....	61



## Käytetyt termit ja lyhenteet

<b>Billet</b>	Tanko tai levyaihiosta koneistamalla valmistettu osa.
<b>FEM</b>	Elementtimenetelmä.
<b>YKK</b>	Yläkuolokohta, tilanne, jolloin mäntä on korkeimmassa mahdollisessa asemassa sylinterissä.
<b>AKK</b>	Alakuolokohta, tilanne, jolloin mäntä on alimmassa mahdollisessa asemassa sylinterissä.
<b>RPM</b>	Revolutions per minute, kierrosta minuutissa.
<b>CNC</b>	Computerized Numerical Control, tietokoneistettu numeerinen ohjaus.

# 1 JOHDANTO

## 1.1 Yritysesittely

Opinnäytetyö tehtiin Makotec Oy:lle. Makotec on Pohjois-Pohjanmaalla Kempeleessä sijaitseva koneistuspalveluita tarjoava yritys. Yrityksen perusti vuonna 2005 Mikko Konola, jolloin nimenä oli Tmi M. Konola. Makotec nimi otettiin käyttöön vuonna 2009, jolloin Tmi Alpo Konolan ja Tmi M. Konolan yritystoiminnot yhdistettiin. Alun perin Makotec Oy toimi Rantsilan Mankilan kylässä, kunnes vuonna 2017 yritys muutti Ouluun. Nykyiseen paikkaansa Kempeleen Takatielle yritys muutti vuonna 2019. Makotec tarjoaa koneistuspalveluita pitkällä kokemuksella yksityishenkilöille sekä yrityksille. Koneistettavia materiaaleja ovat mm. teräkset, kuparit, messingit, muovit sekä alumiinit. (Makotec Oy [viitattu 11.1.2019].)

## 1.2 Työn tausta

Yrityksen yhtenä tuotteena ovat kilpa-autojen männät, mutta männille ei ole suoritettu mitään lujuteen tai lämpölaajenemiseen liittyviä laskelmia. Aiemmin tehtyjen mäntien kestävyuden kanssa on ollut jonkin verran ongelmia. Työn tarkoituksena on selvittää nykyaikaisten mäntien rakennetta ja mäntiin kohdistuvia voimia. Työn tavoitteena on kehittää uusi kestävämpi mäntämalli.

## 1.3 Toyota Corolla FX

Männän kehitystyön kohteena on F-ryhmän vuosimallin 1988 Toyota Corolla Fx-ralliauto. Autossa on moottorina 1600-kuutioinen Toyotan 4A-FE, johon on tehty paljon muutoksia tehon kasvattamiseksi. Moottorissa on muun muassa muokattu sylinterikansi isommilla venttiileillä, pidemmät kiertokanget, itsetehty billet-kampiakseli, männät sekä kuivasumppuvoitelujärjestelmä. Moottorista on mitattu parhaimmillaan yli 230 hevosvoimaa 8600 RPM kohdalla. (Konola 2020.)

## **2 MÄNTÄ**

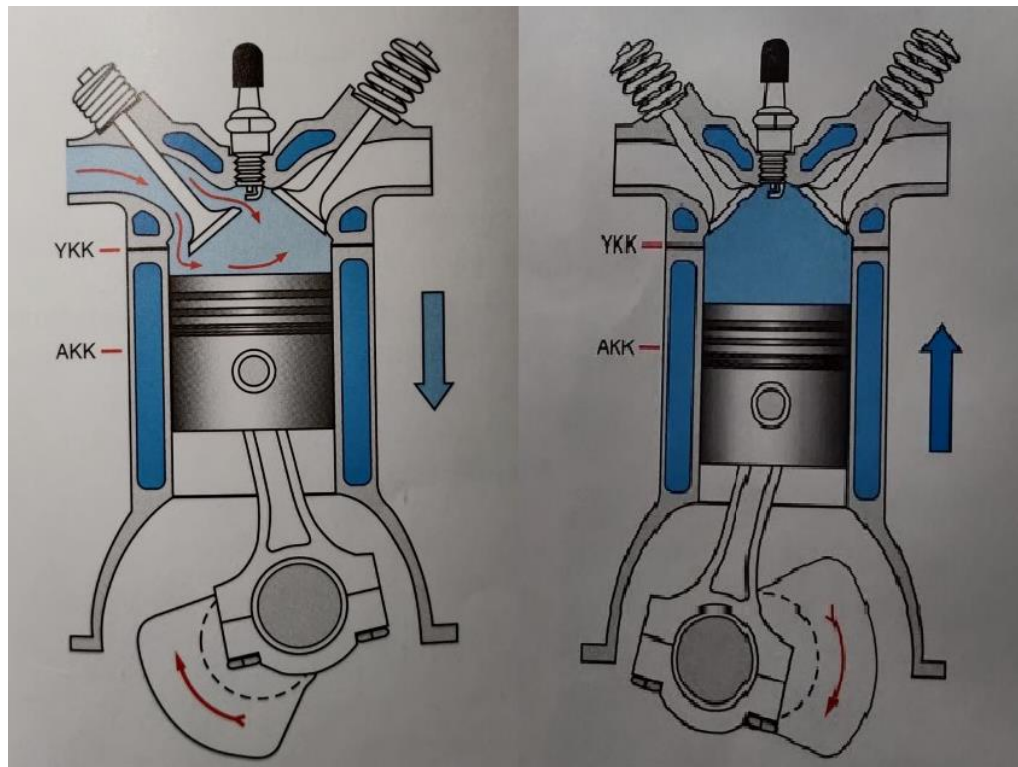
### **2.1 Mäntämoottorit yleisesti**

Mäntämoottori on kilpa-autoissa yleisimmin käytetty voimanlähde. Moottori muuttaa polttoaineisiin sitoutuneen kemiallisen energian lämmöksi ja osan tästä lämmöstä mekaaniseksi työksi. Kemiallisen energian muuttaminen lämmöksi tapahtuu polttamalla polttoaineen ja ilman seos. Lämpö muuttuu mekaaniseksi energiaksi, koska työaineen lämpötilan nousu aiheuttaa tilavuuden kasvua, joka nostaa painetta moottorin sisällä. (Robert Bosch GmbH 2002, 406.)

### **2.2 Nelitahtimoottorit**

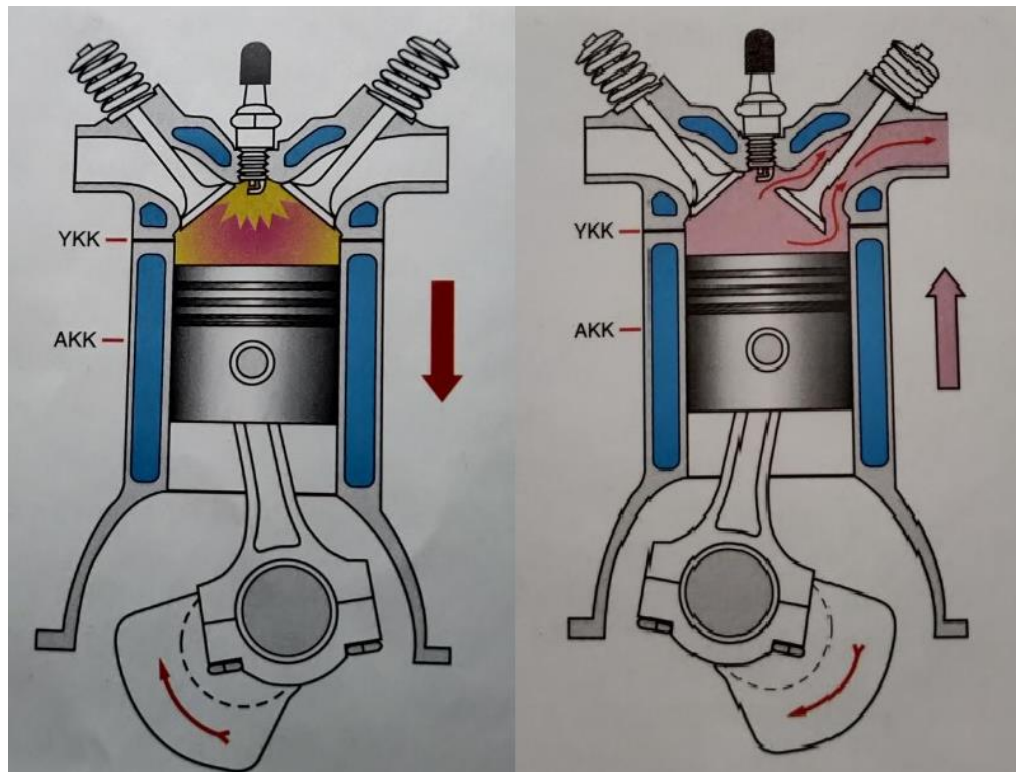
Nelitahtimoottorissa kaasunvaihtoa ohjaa nokka-akseli, jota kampiakseli pyörittää. Nokka-akselin avulla avataan moottorin sylinterinkannessa sijaitsevat imu- ja pakovernttiilit vuorotellen oikeaan aikaan, pakokaasujen poistamiseksi ja uuden seoksen moottoriin ohjaamiseksi. (Robert Bosch GmbH 2002, 425.)

4-t moottorissa on nimensä mukaisesti neljä tahtia. Ensimmäinen on imutahti, jolloin imuventtiili avautuu männän liikkuessa sylinterissä alas aiheuttaen imun, jonka avulla uutta seosta imeytyy moottoriin aukinaisen venttiilin kautta. Imutahdin jälkeen vuorossa on puristustahti, jolloin imuventtiili sulkeutuu ja mäntä liikkuu sylinterissä ylöspäin puristaen palotilassa olevan seoksen pieneen tilaan.



Kuvio 1. Imu- ja puristustahti (Lehtinen & Rantala 2012).

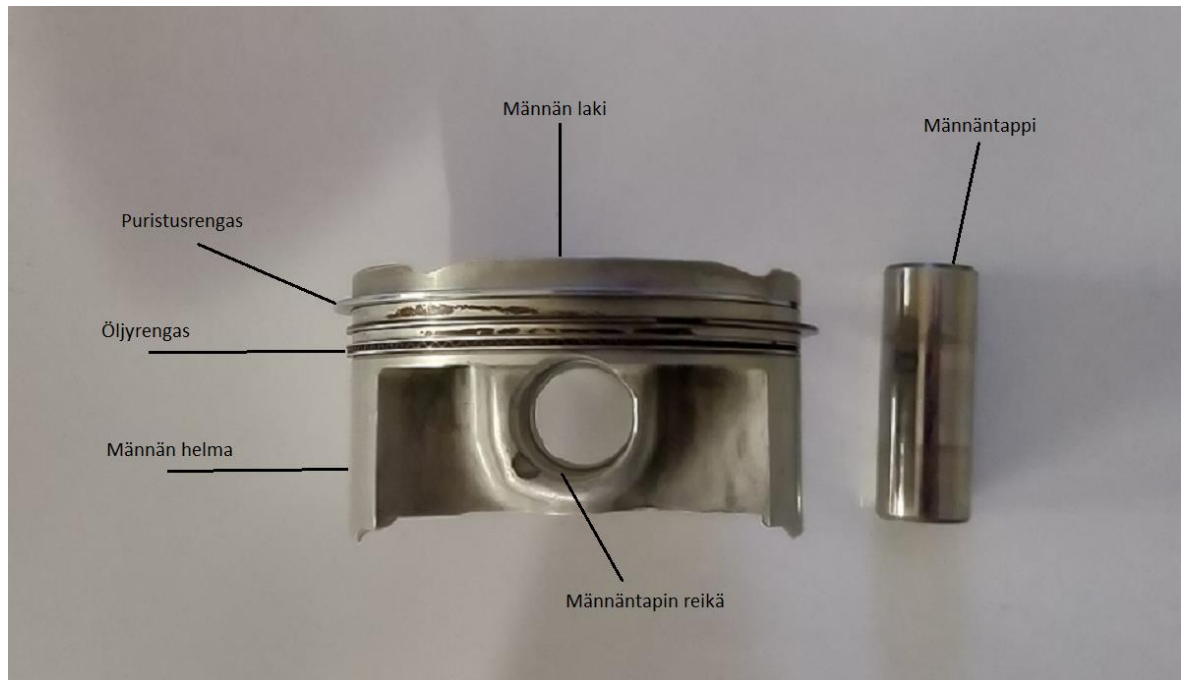
Seuraavana vuorossa ovat alla olevassa kuviossa näkyvät työtahdi ja poistotahti. Työtahdin aikana hieman ennen yläkuoloa uusi seos sytytetään kipinän avulla. Seos palaa vauhdilla, nostaen seoksen lämpötilaa ja tilavuutta. Suuri paine kohdistuu mäntään painaen sitä alaspäin. Tästä prosessista syntyvä voima vaikuttaa mäntäntapin välittämänä kiertokankeen, joka välittää voimaa kampiakselille. Viimeisenä vuorossa on poistotahti, jolloin männän mennessä alaspäin työtahdin lopussa avataan pakoventtiili. Venttiilin avautuessa suuren paineen alla olevat pakokaasut virtaavat ulos moottorista ylöspäin liikkuvan männän avustuksella. Poistotahdin päättyessä alkaa uusi imutahti. (Lehtinen & Rantala 2012, 21-22.)



Kuvio 2. Työ- ja poistotahti (Lehtinen & Rantala 2012).

### 2.3 Männän rakenne ja tehtävä

Polttomoottorissa männän työnä on muuttaa polttoaineen ja ilman seoksen palamisesta syntyvä kaasuvoima mekaaniseksi työksi. Mäntä liikkuu kilpamoottorissa edestakaisin jopa yli 150 kertaa sekunnissa ja männän valtavat kiihtyvyydet aiheuttavat massavoimia, jotka rasittavat kampikoneistoa. Massavoimien minimoimiseksi männän rakenne täytyy saada mahdollisimman kevyeksi, kuitenkin kestävydestä liikaa tinkimättä. Omat haasteensa männän suunnitteluun tuovat myös lämpölaajenemisen vaikutukset männän muotoon, väärä männän muoto lisää moottorin kitkahäviöitä ja johtaa pahimmillaan männän kiinnileikkaamiseen. (Lehtinen & Rantala 2012, 71-72.)



Kuva 1. Modernin männän rakenne.

Kuvassa 1 nähdään nykyaikainen mäntä Suzuki Hayabusa moottoripyörästä. Puristusrenkaiden tehtävänä on estää palotapahtuman aiheuttamaa painetta pääsemästä kampikammioon. Öljyrenkaan tehtävä on estää voiteluöljyn pääseminen palotilaan, ja johtaa öljy takaisin kampikammioon männän sisäpuolen kautta. Männäntappi on osa, joka yhdistää kiertokangen ja männän. Useimmissa moottoreissa tappin liike estetään männässä oleviin uriin asennettavien lukkorenkaiden avulla. Tappi on yksi eniten rasitettuja osia polttomoottorissa, eli tappin täytyy olla luja ja tämän lisäksi vieläpä mahdollisimman kevyt massavoimien aiheuttamien kampikoneiston kuormitusten minimoimiseksi. Näiden vaatimusten vuoksi tappi valmistetaan yleensä korkealaatuisesta teräksestä. (Lehtinen & Rantala 2012, 73-74.)

## 3 MÄNNÄN VALMISTUS JA MATERIAALIT

### 3.1 Valmistusmenetelmät

Mäntien massatuotannossa yleisimmät valmistusmenetelmät ovat takominen ja valaminen, joista takomisella saavutetaan paremmat lujuusominaisuudet. Kummassakin näistä menetelmistä lopulliset muodot joudutaan koneistamaan kovien tarkkuusvaatimusten vuoksi vähintään 0.01 mm tarkkuudella. (Lehtinen & Rantala 2012, 72.)

Kilpakäytössä käytetään yleisesti takomäntiä, koska kilpamoottoreissa kuormitukset ovat niin kovia, etteivät valamalla valmistettujen mäntien mekaaniset ominaisuudet riitä. Taotun materiaalin etuna on erityisesti suurempi venymä ennen lopullista murtumista, mikä parantaa kestävyyttä esimerkiksi moottorin nakuttaessa. Taotun mäntän huonona puolena on kalliimpi hinta verrattuna valettuun mäntään sekä tietyt muodon rajoitteet kuten negatiivisen päästökulman pintojen vaikea valmistettavuus. (MAHLE 2012, 15.)

Yksittäiskappaleina tai pieninä sarjoina mäntien valmistus on yleensä kannattavaa suorittaa kokonaan koneistamalla. Koneistamalla valmistettujen niin sanottujen Billet-mäntien suurimpana etuna on nopea läpimenoaika, uusi mäntämalli saadaan tehtyä jopa seuraavaksi päiväksi 3D-mallin valmistumisen jälkeen. Samasta materiaalista valmistettuna takomalla valmistettu mäntä on yleensä hieman lujempi kuin alumiinialuehiosta kokonaan koneistettu billet-mäntä, koska takomalla valmistettaessa materiaalin kiderakenne myötäilee kappaleen muotoja. (Magda [Viitattu 24.02.2020])

### 3.2 Materiaalit

Kuten luvussa 2.3 todettiin, männän rakenteen täytyy olla kestävä mutta samalla mahdollisimman kevyt, ja nämä seikat yhdistettynä korkeisiin lämpötiloihin asettavat männän materiaalille erittäin korkeat vaatimukset.

Yleensä hyvin lämpöä johtava männän materiaali on etu, koska se tasoittaa lämpötilaeroja männän sisällä. Matalammat lämpötilat parantavat materiaalin kestävyyttä

ja lisäksi vähentävät moottorin nakutusherkkyyttä sekä lämpöjännityksiä. Materiaalilla täytyy olla lisäksi hyvä väsymisenkesto, koska moottorissa osat saavuttavat nopeasti miljoonia kuormituskertoja. Näiden lisäksi materiaalin täytyy olla hyvin kulu-  
tusta kestävä, koska moottorin käydessä mäntä liikkuu liukumalla sylinterissä. Lisäksi on etua, jos materiaalin lämpölaajenemiskerroin olisi mahdollisimman lähellä sylinterin lämpölaajenemiskerrointa, jotta pystyttäisiin käyttämään mahdollisimman tiukkaa käyntivälystä. Luvussa 3.1 käsitellyn valmistuksen näkökulmasta materiaalin koneistettavuuden täytyy olla hyvä, jotta valmistus olisi taloudellisesti kannattavaa ja että saavutettaisiin hyvä pinnanlaatu (MAHLE 2012, 59.)

### 3.3 Korkean lämpötilan vaikutus materiaaleihin

Metallien ominaisuudet ovat lämpötilariippuvaisia, lämpötilan korottaminen heikentää myötölujuutta, murtolujuutta sekä pienentää kimmokerrointa. Yleensä myös väsymislujuus huononee lämpötilan kohotessa. Materiaalien korotettujen lämpötilojen väsymislujouden selvittämiseksi tarvitaan testausta. Testaaminen on kuitenkin kallista, koska testaamiseen tarvitaan erikoislaitteistot, joilla lämpötila saadaan pysymään tasaisena. Lisäksi väsymistestaus vaatii paljon aikaa, koska materiaalia pitää kuormittaa miljoonilla kuormitusyhteillä. (Jaap Schijve 2009, 481-482.) Testauksen kalliin hinnan takia monille materiaaleille on vaikeaa löytää väsymislujouden arvoja korkeissa lämpötiloissa.

Lujat lämpökäsitellyt alumiinit ovat erityisen herkkiä korkeiden lämpötilojen aiheuttamille muutoksille, koska korkeissa lämpötiloissa materiaali ylivanhenee. Esimerkiksi yleisesti käytetyn 6061-T6 alumiiniseoksen murtolujuus laskee noin 300 megapascalista 50 MPa:iin jo puolen tunnin ajan jälkeen 300 °C:ssa. (Teknologiateollisuus, 79-80.) On kuitenkin olemassa alumiiniseoksia, jotka säilyttävät ominaisuuksensa poikkeuksellisen hyvin korkeissa lämpötiloissa. Yksi näistä on Rolls Roycen alun perin lentokonekäyttöön kehittämä RR58 (2618-T6) alumiini. Tätä kyseistä alumiinia on käytetty hyvällä menestyksellä muun muassa Concorde-yliäänimatkustajakoneessa. (Jaap Schijve 2009, 485.)

Erittäin suurella kuormituksella olevia mäntiä voidaan valmistaa myös nuorrutusteräksestä, joka säilyttää mekaaniset ominaisuutensa alumiinia paremmin männälle

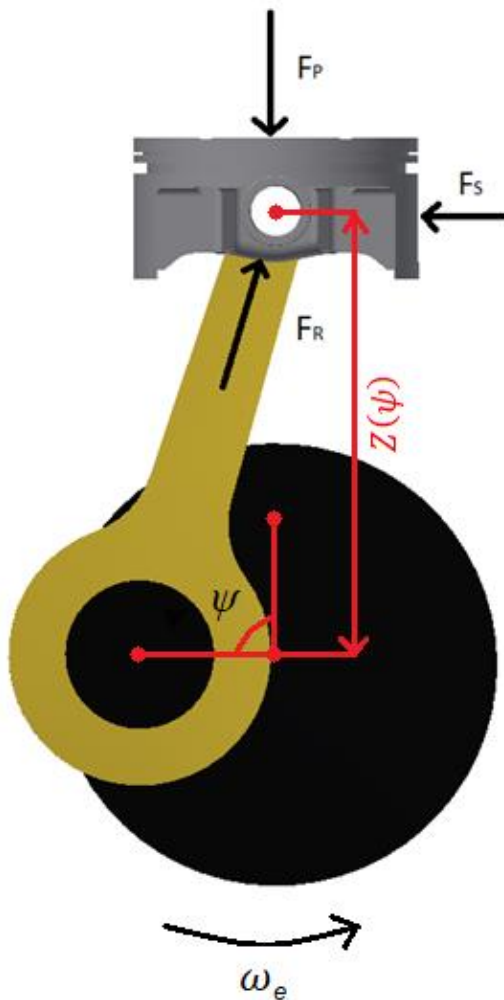


ominaisissa lämpötiloissa. Huonona puolena teräksessä on huono lämmönjohtavuus alumiiniin verrattuna, mikä saattaa lisätä nakutusta korkeavirtteisissä bensiinimoottoreissa. (MAHLE 2012, 74-75.)

## 4 MÄNNÄN KUORMITUKSET

### 4.1 Mekaaniset kuormitukset

Mäntään kohdistuu käyvässä moottorissa kaasun paineen ja kiihtyvyyden takia koivia voimia. Eräs eniten männän kestävyysvaikuttavista asioista on maksimi sylinteripaine  $P_P$  joka aiheuttaa mäntää alaspäin painavan voiman  $F_P$ . Maksimisyylinteripaine on yleensä vapaasti hengittävässä bensiinillä käyvässä moottorissa noin 90 Bar, mutta tehokkaissa kilpamoottoreissa sekä turboahdetuissa moottoreissa paine voi kasvaa normaalissa sytytyksessä jopa 130 bariin asti. (MAHLE 2012, 5.)



Kuvio 3. Männän voimakomponentit, kulmanopeus, paikka kampiakselin pyörimis-keskiöstä sekä kampikulma yläkuolokohdasta mitattuna.

Tehokkaissa moottoreissa on vaarana myös nakutus, jolloin vielä palamaton seos syttyy normaalin sytytyksen jälkeen paineen nousun ja korkeiden lämpötilojen seurauksena. Nakutuksen aikana seos palaa äärimmäisen suurella nopeudella, aiheuttaen nopean paineen nousun. Yhdessä normaali palopaine sekä nakutuksen aiheuttama paine voivat jopa kaksinkertaistaa kaasunpaineen sylinterissä, aiheuttaen nopeasti vaurioita moottorin komponenteille. (MAHLE 2012, 187-189.)

Kiertokangen kulman vuoksi mäntään kohdistuu myös sivuttainen voimakomponentti  $F_s$ , joka painaa mäntää kohti sylinteriseinämää. Yleensä mäntään kohdistuva sivuttaisvoima on suurimmillaan työtahdin aikana. Todella korkeakierroksisissa moottoreissa sivuttaisvoimat voivat olla suurimmillaan jonkin toisen tahdin aikana, johtuen moottorin osien kiihtyvyyksien aiheuttamista inertiaivoimista. (MAHLE 2012, 42.)

Kaasuvoimien lisäksi mäntään kohdistuu kovia inertiaivoimia, johtuen männän rajusta kiihtyvyyksistä erityisesti moottorin yläkuolokohdan läheisyydessä. Inertiaivoimat aiheuttavat suurimmat räsitukset poistotahdin aikana, jolloin sytytyksen aiheuttama paine ei aiheuta vastakkaiseen suuntaan kohdistuvaa voimaa. Eräs asia, jolla männän kiihtyvyyksiin sekä sivuttaisvoimiin pystytään vaikuttamaan, on kiertokangen pituus. Kiertokangen pituutta kasvattamalla sekä männän maksimikiihtyvyys että mäntää sylinteriseinämää vasten painama sivuttaisvoima pienenevät. Kiertokangen pituuden suhde männän kiihtyvyyksiin on lineaarinen, mutta moottorin kierrosnopeutta kasvatettaessa kiihtyvyyden aiheuttavat voimat kasvavat nopeuden nelioon, eli kierrosluvun kaksinkertaistuessa voima nelinkertaistuu. (MAHLE 2012, 41-42.) Mäntään kohdistuvien voimien laskentaan tarvitaan alla esitettyjä kaavoja.

Männän kiihtyvyyden selvittämiseksi täytyy ensin laskea kampisuhde kaavalla:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (1)$$

Jossa

$\lambda$  on kampisuhde

$r$  on kampiakselin pyörähdyssäde

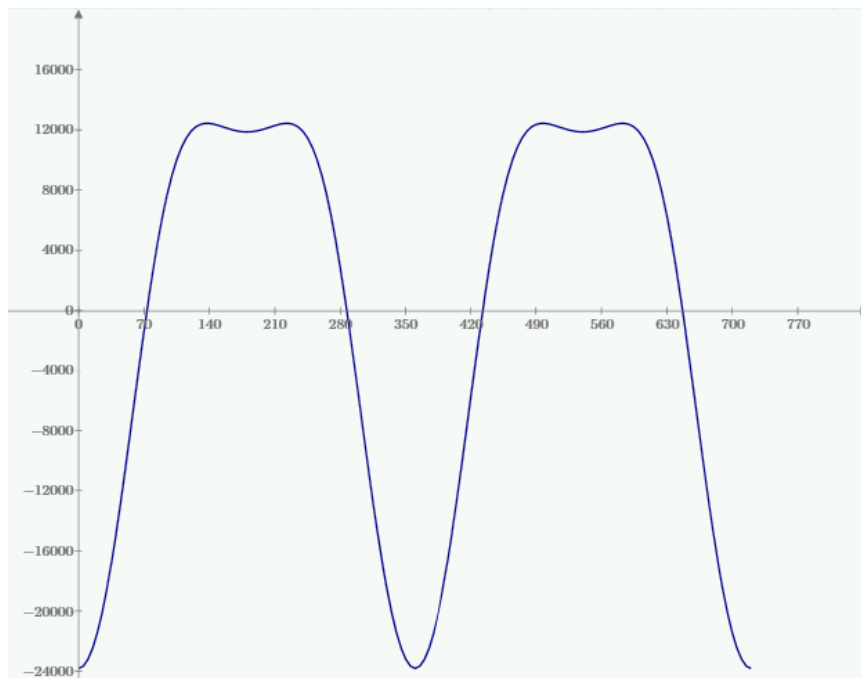
$l$  on kiertokangen pituus silmästä silmään

Männän kiihtyvyyden kampikulman funktiona saadaan ratkaistua kaavasta:

$$a_p(\psi) = -\omega_e^2 r \cos \psi + \frac{\omega_e^2 l (\lambda^2 \sin^2 \psi - \lambda^2 \cos^2 \psi - \lambda^4 \sin^4 \psi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \psi}^3} \quad (2)$$

Jossa

- $a_p$  on männän kiihtyvyyden
- $\psi$  on kampikulma yläkuolokohdasta mitattuna
- $\omega_e$  on moottorin kulmanopeus
- $r$  on kampiakselin pyörähdyssäde
- $l$  on kiertokangen pituus silmästä silmään
- $\lambda$  on kampisuhde



Kuvio 4. Männän kiihtyvyyden kampikulman funktiona, X-akselilla kampikulma asteina, Y-akselilla männän kiihtyvyyden  $m/s^2$ .

Männän sivuttaisvoiman selvittämiseksi täytyy laskea sylinteripaineen aiheuttama vääntö:

$$T_G(\psi) = F_G(\psi)r \left( \sin \psi + \frac{\lambda \sin \psi \cos \psi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \psi}} \right) \quad (3)$$

Jossa

$T_G$	on sylinteripaineen aiheuttama vääntö
$\psi$	on kampikulma yläkuolokohdasta mitattuna
$F_G$	on sylinteripaine
$\lambda$	on kampisuhde

Oskilloivien massojen aiheuttamien voimien ratkaisemiseksi tarvitaan kiertokangen oskilloiva massa:

$$m_{cro} = \frac{l_{crocog}}{l} m_{cr} \quad (4)$$

Jossa

$m_{cro}$	on kiertokangen oskilloiva massa
$l_{crocog}$	on kiertokangen massakeskipisteen paikka kampiakselin silmän keskeltä mitattuna
$m_{cr}$	on kiertokangen kokonaismassa
$l$	on kiertokangen pituus silmästä silmään

Lasketaan oskilloivat massat yhteen:

$$m_o = m_{cro} + m_p \quad (5)$$

Jossa

$m_o$	on oskilloivien massojen kokonaissumma
$m_{cro}$	on kiertokangen oskilloiva massa
$m_p$	on männän kokonaismassa mukaan lukien renkaat ja männäntappi

Oskilloivien massojen aiheuttama voima:

$$F_o(\psi) = m_o a_p(\psi) \quad (6)$$

Jossa

$F_o$  on oskilloivien massojen aiheuttama voima

$\psi$  on kampikulma yläkuolokohdasta mitattuna

$m_o$  on oskilloivien massojen kokonaissumma

$a_p$  on männän kiihtyvyys

Oskilloivien massojen aiheuttama vääntö:

$$T_o(\psi) = F_o(\psi)r \left( \sin \psi + \frac{\lambda \sin \psi \cos \psi}{\sqrt{1-\lambda^2} \sin \psi} \right) \quad (7)$$

Jossa

$T_o$  on oskilloivien massojen voiman aiheuttama vääntö

$F_o$  on oskilloivien massojen aiheuttama voima

$\psi$  on kampikulma yläkuolokohdasta mitattuna

$r$  on kampiakselin pyörähdyssäde

Oskilloivien massojen aiheuttama sivuttaisvoima:

$$F_{oL}(\psi) = \frac{T_o(\psi)}{Z(\psi)} \quad (8)$$

Jossa

$F_{oL}$  on oskilloivien massojen aiheuttama sivuttaisvoima

$\psi$  on kampikulma yläkuolokohdasta mitattuna

$T_o$	on oskilloivien massojen aiheuttama vääntö
$Z$	on männän pystysuuntainen paikka kampikulman funktiona kampiakselin pyörimiskeskiöstä mitattuna

Männän pystysuuntainen paikka kampikulman funktiona kampiakselin pyörimiskeskiöstä mitattuna saadaan kaavasta:

$$Z(\psi) = r \cos \psi + l\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \psi} \quad (9)$$

Jossa

$Z$	on männän pystysuuntainen paikka kampikulman funktiona kampiakselin pyörimiskeskiöstä mitattuna
$\psi$	on kampikulma yläkuolokohdasta mitattuna
$r$	on kampiakselin pyörähdyssäde
$l$	on kiertokangen pituus silmästä silmään

Joista saadaan moottorin tuottama kokonaisvääntö:

$$T_e = T_G + T_o \quad (10)$$

Jossa

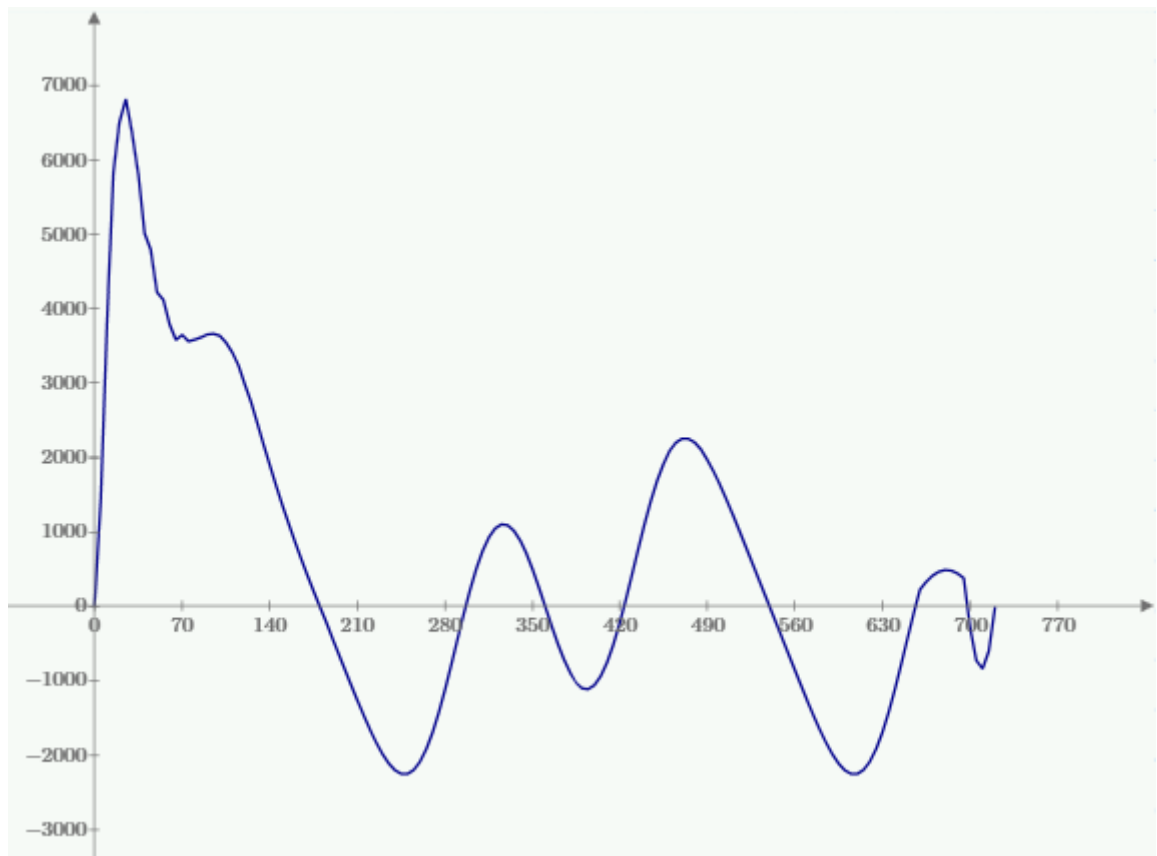
$T_e$	on moottorin tuottama kokonaisvääntö
$T_G$	on sylinteripaineen aiheuttama vääntö
$T_o$	on oskilloivien massojen voiman aiheuttama vääntö

Männän sivuttaisvoima saadaan selville kaavasta:

$$F_s = \frac{T_e(\psi)}{r \cos \psi + l\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \psi}} \quad (11)$$

Jossa

- $F_s$  on männän sivuttaisvoima
- $T_e$  on moottorin tuottama vääntö
- $r$  on kampiakselin pyörähdyssäde
- $\psi$  on kampikulma yläkuolokohdasta mitattuna
- $l$  on kiertokangen pituus silmästä silmään



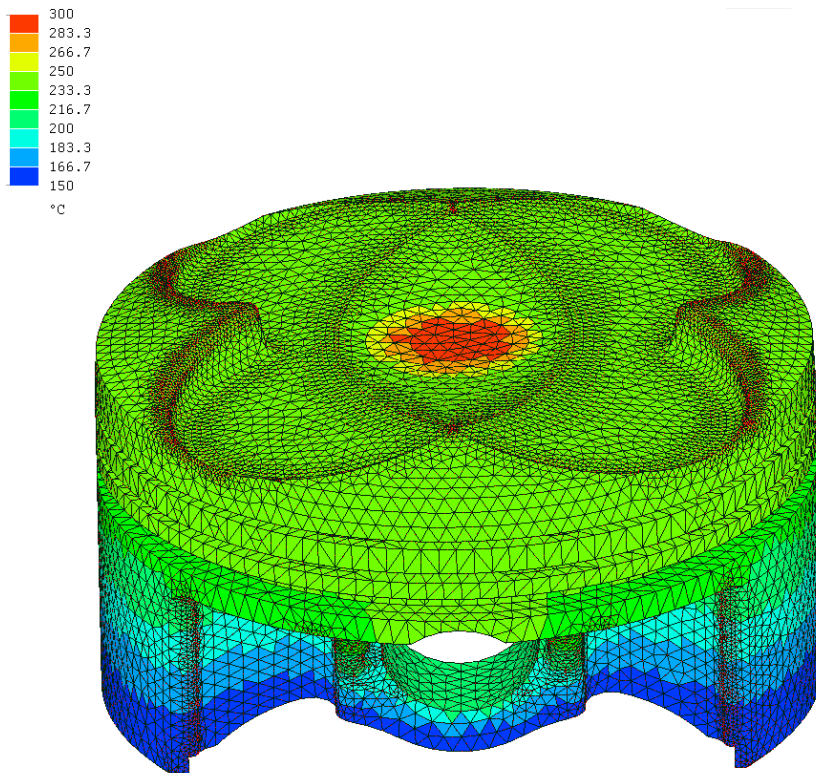
Kuvio 5. Männän sylinteriseinämään kohdistama voima kampiakselikulman funktiona. X-akselilla kampiakselikulma ja Y-akselilla voima Newtonina.

Ylläolevilla yhtälöillä voidaan ratkaista mäntiin kohdistuvat kuormitukset, joita voidaan käyttää tarkempia männän rakenteen laskelmia tehtäessä. (Bonneau, Fatu, & Souchet, 2014, 4-29; Suvanto, S 2011, 4-23.)



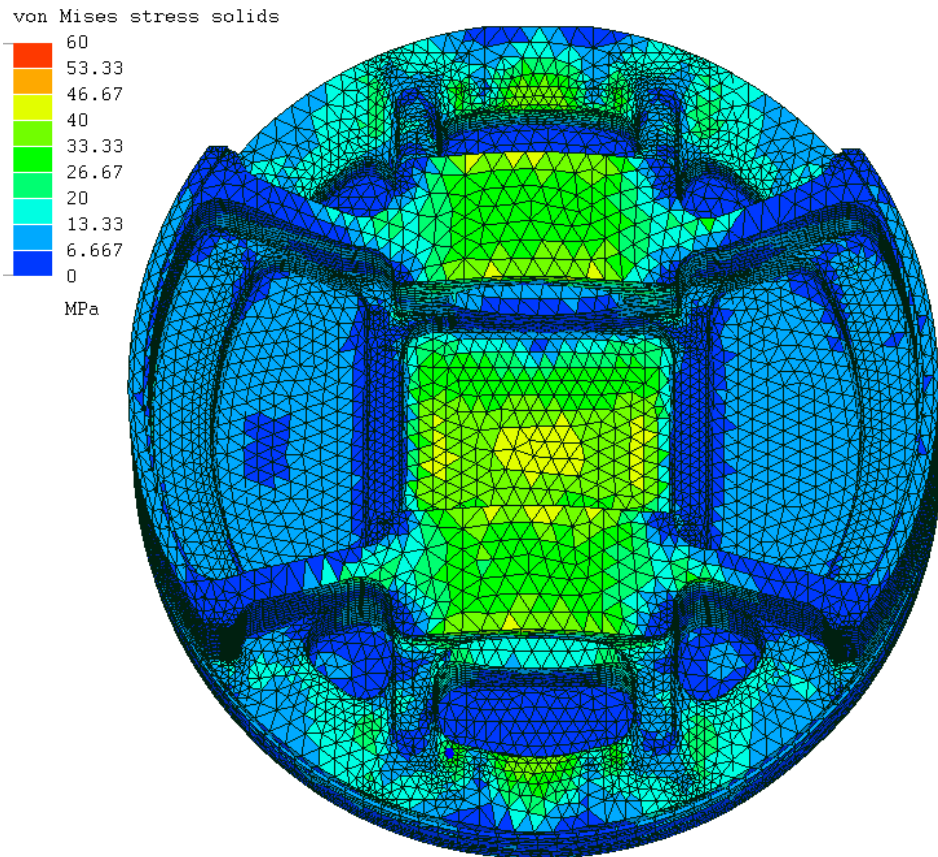
## 4.2 Lämpötilan aiheuttamat kuormitukset

Polttoaineen sisältämä kemiallinen energia muutetaan palotilassa lämmöksi, jolloin männän avulla saadaan osa tästä energiasta muutettua mekaaniseksi työksi. Kaikki lämpö ei kuitenkaan muutu mekaaniseksi työksi, vaan osa tästä lämmöstä poistuu moottorista pakokaasun mukana ja jäljelle jäävä lämpö siirtyy moottorin komponentteihin aiheuttaen lämpöjännityksiä. (MAHLE 2012, 83.)



Kuva 2. Männän lämpötilat.

Männässä on suuria lämpötilaeroja, yleensä korkeimmat lämpötilat ovat männän laen keskiosassa, jossa ne voivat bensiinimoottorissa saavuttaa jopa 300 °C lämpötilan. Pienimmät lämpötilat löytyvät männän helmojen alaosasta, jossa lämpötilat ovat tyypillisesti noin 130 °C. (MAHLE 2012, 85.)



Kuva 3. Lämpöjännitykset männässä.

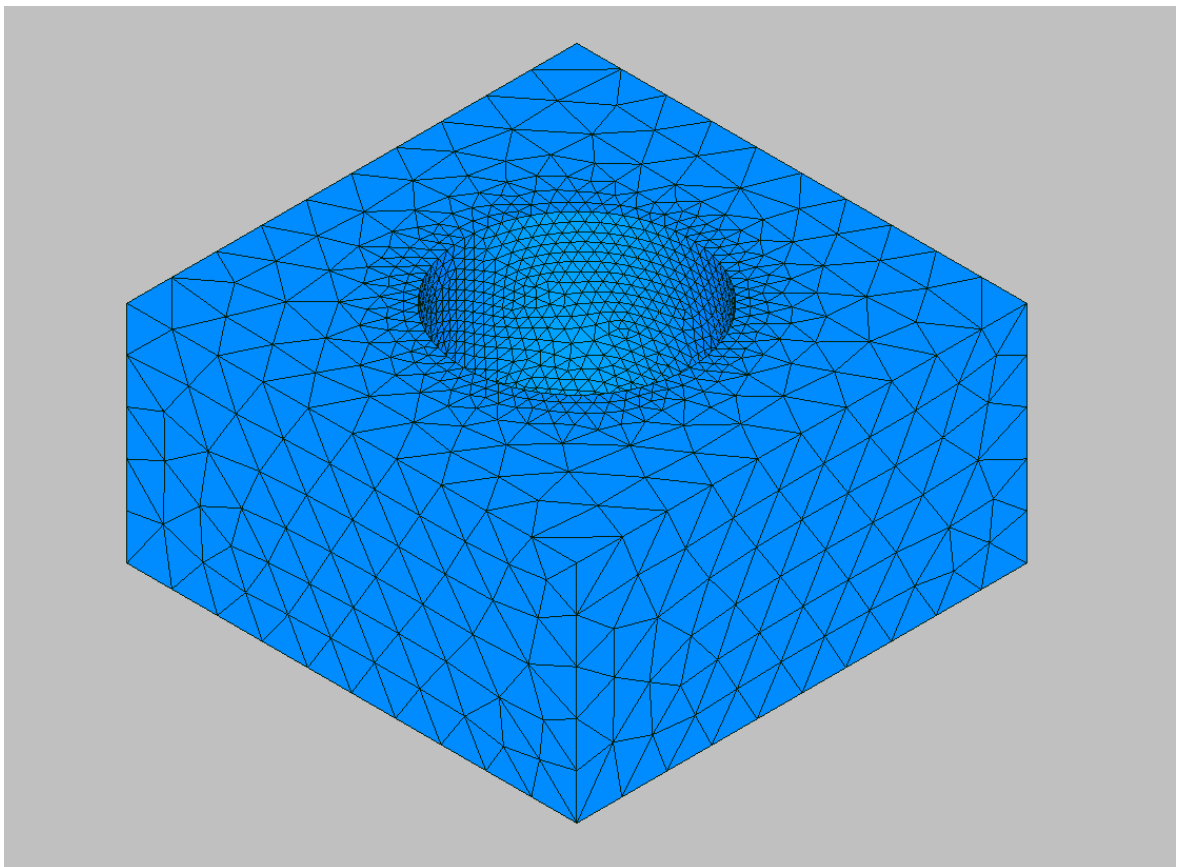
Edellä olevasta kuvasta voidaan nähdä esimerkkinä käytetyn männän jännitysja-kauma pelkän lämpötilan vaikutuksesta. Esimerkistä huomataan, että mäntään kohdistuvat lämpöjännitykset ovat huomattavan suuria ja niinpä ne ovatkin tärkeitä ottaa huomioon laskelmissa oikeiden tulosten saamiseksi. Lämpöjännitysten lisäksi korkeat lämpötilat heikentävät materiaalien lujuutta, kuten luvussa 3.3 todettiin.

## 5 MÄNNÄN FEM-LASKENTA

### 5.1 FEM-laskenta yleisesti

Elementtimenetelmä, jota myös yleisesti kutsutaan nimillä FEM (Finite Element Method) tai FEA (Finite Element Analysis), on numeerinen menetelmä, jonka avulla saadaan ratkaistua lujuuteen ja lämpötilaan liittyviä ongelmia erilaisissa rakenteissa. FEM-mallia varten tarvitaan 3D-malli kappaleen geometriasta, materiaalitiedot sekä reunaehdot, kuten kiinnitykset ja voimat. (Kurowski 2017, 1-7.)

Seuraavaksi kappale täytyy verkottaa, eli jakaa pieniin osiin, joita kutsutaan elementeiksi. Verkotusta tarvitaan laskennan yksinkertaistamiseen; monimutkaisen kappaleen kuvaaminen yhdellä yhtälöllä olisi äärimmäisen vaikeaa, mutta jakamalla kappale pieniin osiin voidaan käyttää huomattavasti yksinkertaisempaa matematiikkaa (Kurowski 2017, 12).



Kuvio 6. Verkotettu malli.

Yllä nähdään automaattiverkottajan avulla verkotettu malli, jossa verkkoa on tihennetty reiän ympäriltä. Verkon tihennystä käytetään yleensä alueilla, joissa on kovimmat kuormitukset tai jokin kiinnitys. Verkon paikallista tihentämistä käyttämällä laskenta-aikaa saadaan pienennettyä, tulosten tarkkuuden kärsimättä. (Robert Bosch GmbH 2002, 75). Verkon hyvyyttä voidaan tarkastella laskemalla malli läpi useaan kertaan tihentäen verkkoa joka laskentakierroksen välissä. Tuloksista piirretään käyrä, josta nähdään elementtikoko jonka jälkeen verkkoa lisää tihentämällä jännitustulokset eivät juurikaan muutu. Tämän käyrän perusteella laskennan suorittaja valitsee lopullisiin laskelmiin käytettävän elementtikoon. (Kurowski 2017, 42-45.)

Elementtimenetelmän peruskaava on

$$[K] * \{d\} = [F] \quad (12)$$

Jossa

$[K]$  on jäykkyysmatriisi

$\{d\}$  on siirtymävektori

$[F]$  on voimavektori

Jäykkyysmatriisi  $[K]$  muodostetaan mallin geometrian, reunaehtojen ja materiaalitietojen perusteella. (Kurowski 2017, 12-13.)

FEM-laskentaa on lineaarista ja epälineaarista. Erona näiden kahden välillä on se, että epälinearisessa laskennassa kappaleen jäykkyys muuttuu kuormitusten seurauksena, aiheuttaen sen, että jäykkyysmatriisi joudutaan muodostamaan useaan kertaan ennen lopullista ratkaisua. Eri osien väliset kontaktit ovat eräs epälineaarisen laskennan sovellus, kontakteissa kontaktipinta-ala muuttuu kuormitusten vaikutuksesta vaikuttaen laskentamallin jäykkyyteen. (Kurowski 2017, 110, 123.) Epälineaarisen elementtimallin ratkaisu tapahtuu aina iteroimalla. Koska malli joudutaan ratkaisemaan useaan kertaan, on se huomattavasti lineaarista laskentaa raskaampaa. (Robert Bosch GmbH 2002, 75.)

Elementtimenetelmällä on myös mahdollista ratkaista kappaleen lämpötilakenttä, kun tiedetään esimerkiksi kappaleen lämpötila muutamassa kohdassa. Lämpötilakentän avulla voidaan ratkaista lämmön aiheuttamat muodonmuutokset ja tätä kautta myös kappaleeseen kohdistuvat lämpöjännitykset. (Robert Bosch GmbH 2002, 74.)

Yhtenä rajoitteena elementtimenetelmän käytössä on vielä nykyäänkin tietokoneiden rajallinen laskentateho; ratkaisuun vaadittava aika kasvaa elementtien lukumäärän ja mallin monimutkaisuuden lisääntyessä. Laskennasta on mahdollista saada täysin virheellisiä tuloksia esimerkiksi liian karkeaa verkkoa, väriä tuentoja tai kuormia käyttämällä. Matriisin kokoa ja laskentaan vaadittavaa aikaa saadaan osassa tapauksista pienennettyä käyttämällä hyväksi kappaleen symmetriaa, eli ratkaisemalla esimerkiksi vain puolikas malli. (Robert Bosch GmbH 2002, 74-75.)

## **5.2 Männän FEM-laskennan erityisvaatimukset**

Männän FEM-laskennan erityispiirteitä ovat laskennassa tarvittavat kontaktit eri osien välillä sekä lämpöjännitysten ratkaisumahdollisuus. (MAHLE 2012, 37-38). Näitä ominaisuuksia ei löydy monistakaan suunnitteluohjelmiin yhdistetyistä FEM-ratkaisijoista, joten tarvitaan edistynyt ohjelmisto, jotta saadaan tällainen laskenta suoritettua oikeaoppisesti.

## 6 METALLIEN VÄSYMINEN

### 6.1 Yleistä metallien väsymisestä

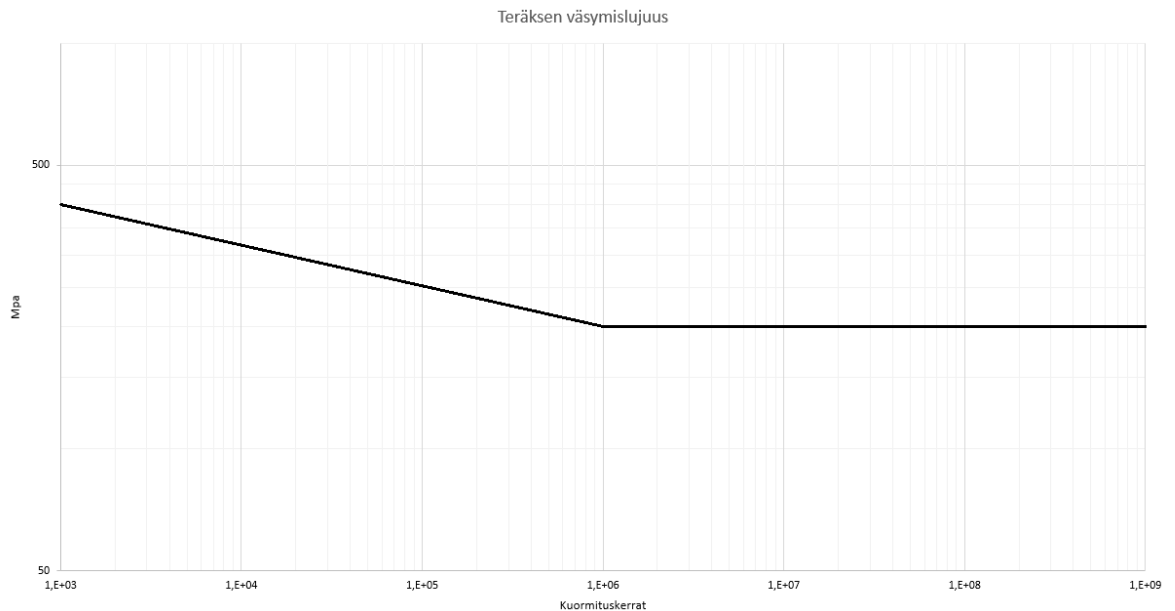
Metallisten rakenteiden väsyminen on nykyään hyvin tunnettu ilmiö. Jo 1800-luvulla havaittiin metallisten rakenteiden väsyvän, ja aiheesta tehtiin ensimmäisiä laboratoriotutkimuksia. Eräs merkittäviä väsymisilmiöön liittyviä tutkimuksia tehnyt henkilö oli August Wöhler. Wöhler huomasi, että kun rakennetta kuormitettiin kuormalla, joka oli huomattavasti alle rakenteen staattisen kestävyuden, kuormituskertoja lisäämällä rakenne kuitenkin lopulta rikkoutui. 1800-luvulla metallien väsymistä pidettiin vaikeaselkoisena asiana, koska väsymistä ei voinut nähdä ja lopullinen vaurioituminen tapahtui yllättäen. 1900-luvun aikana on opittu, miten toistuvat kuormitukset aloittavat väsymisvaurion, miten vaurio etenee ja miten se johtaa lopulta rakenteen tuhoutumiseen. Historiasta on tiedossa paljon väsymisvaurioiden aiheuttamia onnettomuuksia, kuten paineastioiden räjähdyksiä, siltojen sortumisia ja lento-onnettomuuksia. (Jaap Schijve 2009, 1.)

Vaikka tänä päivänä on käytettävissä monia metallien väsymistä selittävää teoriaa ja pitkälle kehittyneitä tietokoneohjelmistoja, edelleenkin väsymisvauriot muodostavat yleisen arvion mukaan yli 50 % erilaisten koneiden mekaanisista vioista. (Salmi & Pajunen 2010, 353.)

### 6.2 Wöhler-käyrä

Väsymislaskenta pohjautuu kokeellisesti saatuihin tuloksiin. Tärkeimpänä näistä kokeista mainittakoon R. Mooren testi, jossa kiillotettua vähintään 8 mm:n halkaisijalla olevaa pyörivää tankoa kuormitetaan taivutuksella. Tätä testiä jatketaan, kunnes kappale murtuu. Mooren testin avulla saadaan selvitettyä testattavan materiaalin kestoikä testissä käytetyllä jännitysamplitudilla. Testin tulokset voidaan näyttää Wöhler-käyrässä, josta on helppo katsoa materiaalin elinikä eri jännitystasoilla. (Salmi & Pajunen 2010, 359.) Alla olevassa kuvasta teräksen Wöhler-käyrästä voidaan helposti havaita teräkselle tyypillinen käyrän vaakasuora osuus miljoonan

kuormitusyökin jälkeen. Wöhler-käyrä, toiselta nimeltään SN-käyrä on logaritminen kummaltakin akseliltaan.



Kuvio 7. Teräksen Wöhler-käyrä.

### 6.3 Väsymislujuuteen vaikuttavia asioita

Metallisten rakenteiden väsymisenkestoon vaikuttaa niin moni asia, että on kehitetty erilaisia metodeja, joilla Mooren testistä saatua Wöhler-käyrää saadaan helposti muokattua vastaamaan paremmin tietyn osan kuormitusilannetta. Yleensä alle 1000 kuormitusyökin tapauksissa niin kutsuttuja redusointikertoimia ei käytetä, koska mitä lyhyempi käyttöikä kappaleella on, sitä vähemmän kyseiset asiat ehtivät väsymiseen vaikuttaa. Yleensä Wöhler-käyrän redusoinnissa otetaan huomioon kappaleen koko, kuormitustyyppi, pinnanlaatu ja mahdolliset pintakäsittelyt, (Salmi & Pajunen 2010, 367-370.) ja kuten luvussa 3.3 todettiin, myös lämpötilalla on suuri vaikutus väsymislujuuteen.

Käytännössä on havaittu, että kappaleen koko vaikuttaa väsymisrajaan. Suurempi-kokoisella osalla on alempi väsymisraja kuin pienempikokoisella osalla. Jos ajatellaan kappaleita, joissa jännitystasot ovat samat joka paikassa, suuremmassa kap-

paleessa on suurempi pinta-ala, joka on jännityksen alaisena. Tämä taas johtaa todennäköisyysteorian perusteella siihen, että isommasta kappaleesta löytyy todennäköisemmin materiaalivika, josta väsymisvaurio alkaa. (Rabb 2013, 107.)

Kappaleen pinnanlaadun ja pintakäsittelyn vaikutus väsymislujuuteen johtuu yksinkertaisesti siitä, että suurin osa väsymisvaurioista alkaa kappaleen pinnasta, joten parempi pinnanlaatu parantaa väsymislujuutta vähentämällä mahdollisten pintavikojen määrää. Alumiinin anodisoinnilla on havaittu joissain tapauksissa olevan väsymiskestoa laskeva vaikutus, kun taas lasikuulapuhalluksella saavutetaan suurempi väsymislujuus. Lasikuulapuhalluksen vaikutus perustuu kappaleen pinnan myötämisen jättämiin puristaviin jäännösjännityksiin, jotka vaikeuttavat säröjen muodostumista ja kasvua huomattavasti. (Jaap Schijve 2009, 421-432.)

Myös keskijännityksellä on suuri vaikutus väsymisilmiöön, korkeampi keskijännitys huonontaa kappaleen väsymisenkestoa. Yleensä Wöhler-käyrät on muodostettu käyttäen R. Mooren testiä, jossa keskijännitys on nolla, eli testattava kappale vaihtelee samansuuruisten veto- ja puristusjännitysten välillä. Tilanteissa joissa keskijännitys poikkeaa nolasta, voidaan käyttää esimerkiksi Haigh-diagrammia keskijännityksen vaikutuksen selvittämiseksi. Haigh-diagrammin käyttämiseksi tarvitaan keskijännitys ja jännitysamplitudi (Salmi & Pajunen 2010, 358-364.):

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}) \quad (13)$$

Jossa

$\sigma_m$	on keskijännitys
$\sigma_{max}$	on ylempi rajajännitys
$\sigma_{min}$	on alempi rajajännitys

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \quad (14)$$

Jossa

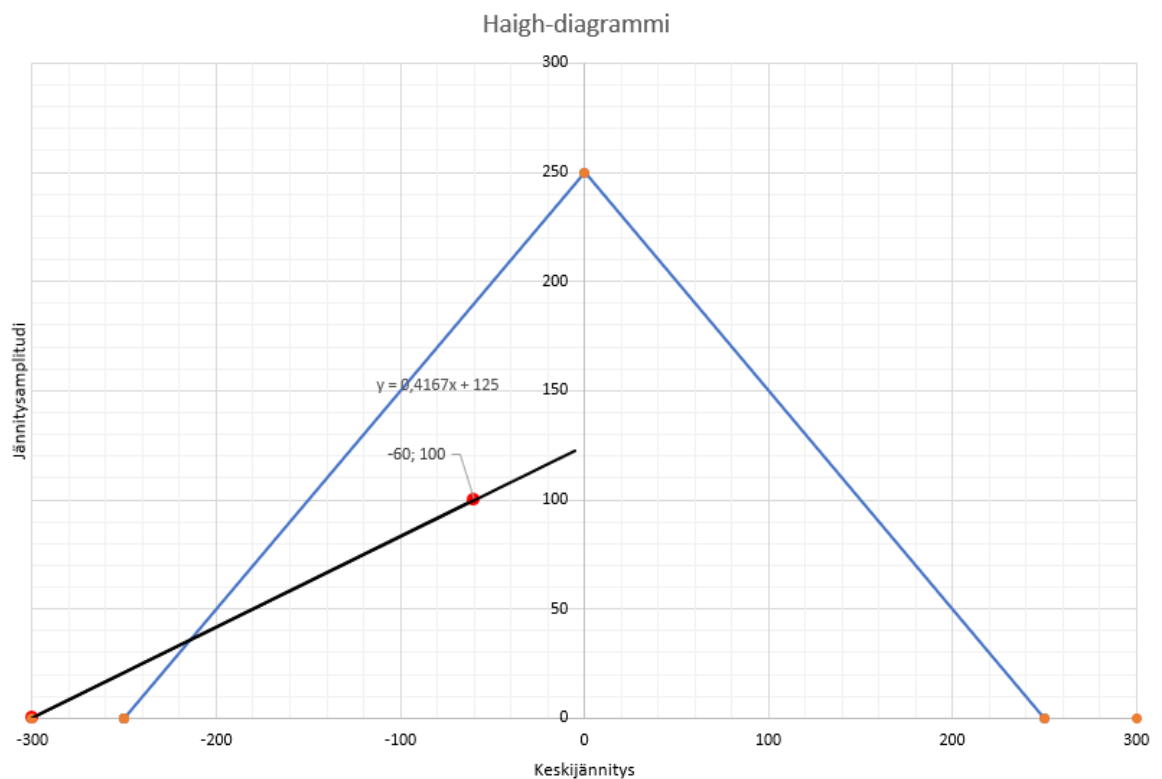
$\sigma_a$	on jännitysamplitudi
------------	----------------------



$\sigma_{max}$  on ylempi rajajännitys

$\sigma_{min}$  on alempi rajajännitys

Alla olevassa diagrammissa X-akselilla murtolujuus -300 ja +300 MPa sekä myötölujuus -250 ja +250 MPa. Y-akselilla kohdassa +250 MPa on myötölujuus. Diagrammia käytettäessä luetaan keskijännitys X-akselilta ja jännitysamplitudi Y-akselilta ja piirretään piste näiden leikkauskohtaan. Seuraavaksi piirretään viiva murtolujuuden sekä äsken piirretyn pisteen kautta. Kohdasta jossa tämä viiva leikkaa Y-akselin luetaan jännitysarvo, jota käytetään jännitystasoa vastaavaa jännitystä SN-käyrästä luettaessa. Esimerkin tapauksessa keskijännitys on -60 MPa ja jännitysamplitudi 100 MPa. SN-käyrää luettaessa käytettävä jännitysarvo olisi 125 MPa.



Kuvio 8. Haigh-diagrammi.

## 6.4 Palmgren-Minerin vaurioteoria

Tämän teorian kehitti vuonna 1924 A. Palmgren, mutta M. A. Miner esitteli sen laajemmalle yleisölle vuonna 1945. Palmgren-Minerin menetelmä on pohjimmiltaan yksinkertainen, se pohjautuu ideaan, että jokainen kuormitusyksi kuluttaa materiaalin käyttöiästä tietyn osan. Esimerkiksi sykli, jonka keistoluku on  $10^5$  käyttää materiaalin käyttöiästä  $1/10000$ . Palmgren-Minerin kaava on:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_k}{N_k} = 1 \quad (15)$$

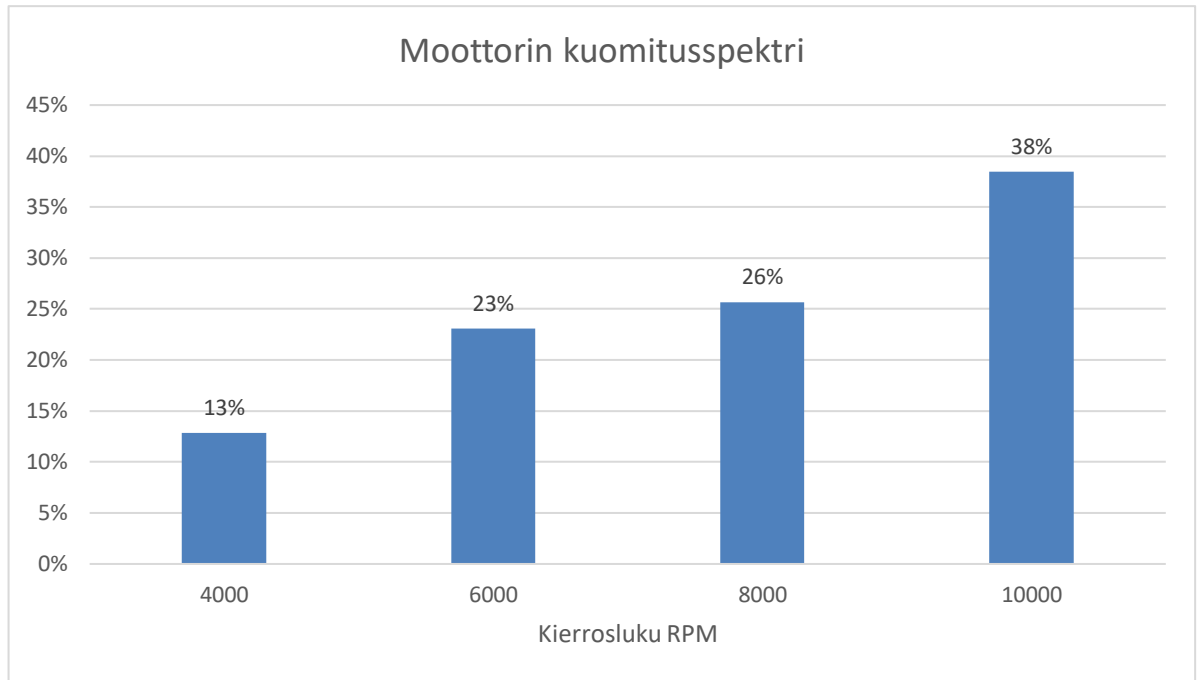
jossa

$n$  ovat määrätyillä jännitystasoilla esiintyvien kuormituskertojen summia

$N$  ovat jännitysarvoja vastaavia kestoikien arvoja

Yleensä päästään lähelle oikeita tuloksia, kun vaurion oletetaan tapahtuvan kaavan tuloksen ylittäessä arvon 1, mutta tässä on pientä vaihtelua eri testien välillä (Sonino, Lagoda & Demofonti, 2004, 495). Palmgren-Minerin vaurioteorian suurin heikkous piilee siinä, että se ei huomio jännityssykliden esiintymisjärjestyksen vaikutusta. Lisäksi kyseistä vaurioteoriaa voidaan hyödyntää myös tapauksissa, joissa rakenteen keskijännitys ei ole nolla. Sääntöä käytettäessä täytyy ottaa huomioon myös muut väsymislujuuteen vaikuttavat asiat, kuten pinnan laatu ja lämpötila. (Salmi & Pajunen 2010, 396.)

Kuormitusyksiä määriteltäessä on yleensä tarpeetonta ottaa laskentaan mukaan jokaisen yksittäisen syklin arvoja. Eräs menetelmä, jolla väsymislaskentaa voidaan yksinkertaistaa huomattavasti laskentatarkkuuden kuitenkin juurikaan kärsimättä, on muuttaa monimutkainen kuormituskertymä esimerkiksi porrasdiagrammiksi, josta nähdään kunkin kuormitustason osuudet. (Rabb 2013, 355-356.) Alla olevassa taulukossa nähdään esimerkki yksinkertaistetusta moottorin kuormitusspektristä.



Kuvio 9. Moottorin kuormituspektri. Y-akselilla prosenttiosuudet ja X-akselilla kierros-luvut RPM.

Moottorin kuormituspektrin avulla väsymislaskelmia tehdessä täytyy ottaa huomioon se, että korkeammilla kierroksilla ajettaessa tulee enemmän väsymistä aiheuttamia jännitys-amplitudeja aikaa kohden. Kuormituspektri voidaan muodostaa esimerkiksi nykyaikaisissa kilpa-autoissa olevaa tiedonkeruuta hyödyntäen.

## 7 KILPAMOOTTORIN MÄNNÄN LASKENNAN SUORITTAMINEN

### 7.1 Alkuperäinen mäntä

Tämä mäntämalli on kahdella puristusrenkaalla ja yhdellä öljyrenkaalla varustettu. Mäntä on suunniteltu käytettäväksi 42 mm pitkän 18 mm halkaisijalla olevan männäntapin kanssa. Mäntä on CNC-koneistettu 7075-T6 alumiinista. (Konola 2020.) Tämän työn tekemisen aikana eräs kilpailu päättyi moottoririkon vuoksi keskeytykseen. Moottoria purettaessa havaittiin männässä pitkälle edenneen väsymisvaurion aiheuttama reikä.



Kuva 4. Väsymisen rikkoma mäntä.

Ylläolevasta kuvasta voidaan havaita väsymisvaurion alkaneen männänlaen alla olevan pyöristykseen reunasta ja edenneen sitten laen pohjaa pitkin lopulta tehden mäntään reiän. Tarkistuksen jälkeen havaittiin pitkälle edenneitä säröjä myös männän laen alapinnalla olevien poikittaisten vahvikkeiden liitoskohdissa.



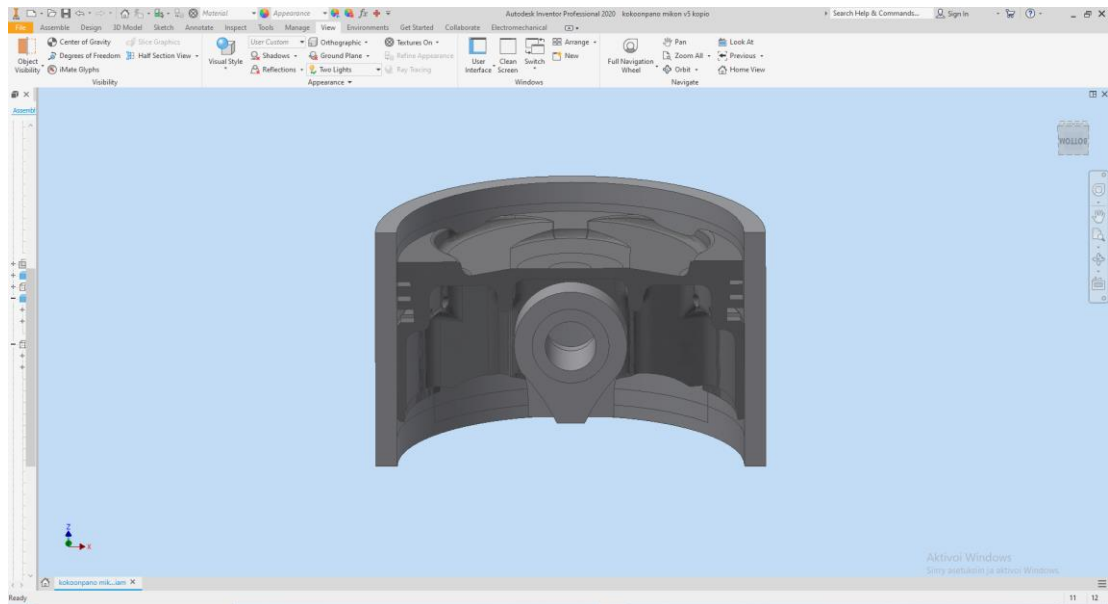
Kuva 5. Reikä männän laessa.

## 7.2 Laskennan suorittaminen

Männän laskentaan käytettiin Mecwayn FEM-ohjelmistoa. Mecway on edullinen mutta monipuolinen ohjelmisto, josta löytyy kaikki männän lujuusanalyysiin tarvittavat ominaisuudet. Ohjelmiston avulla pystytään suorittamaan muun muassa staattista- ja epälineaarista laskentaa, lämpölaskentaa sekä nurjahduslaskentaa. Männän laskennassa käytettiin Mecwayssa olevaa Calculix Pardiso -ratkaisijaa.

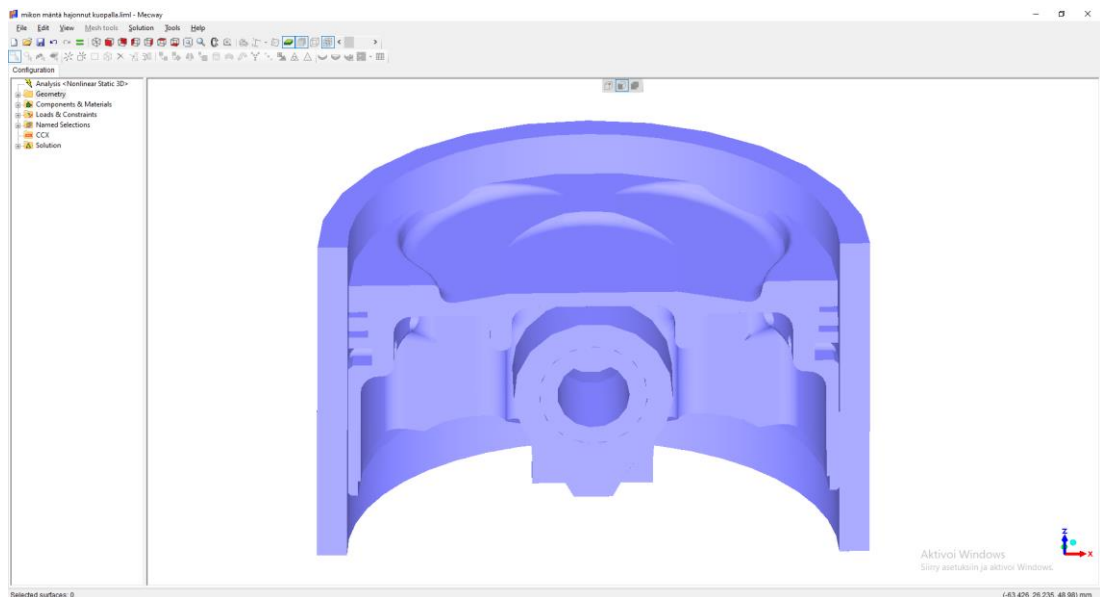
Laskentaa varten mäntäkokoontaan luotiin puoliksi leikattu 3D-malli Autodesk Inventor -ohjelmistolla. Syynä puolikkaan mallin käyttämiseen on tietokoneen rajallinen laskentateho, puolittamalla malli laskenta keventyy huomattavasti tarkkuuden

kuitenkaan kärsimättä. Kokoontaanon kuuluivat mäntä, männäntappi, kiertokanki ja sylinteriputki.



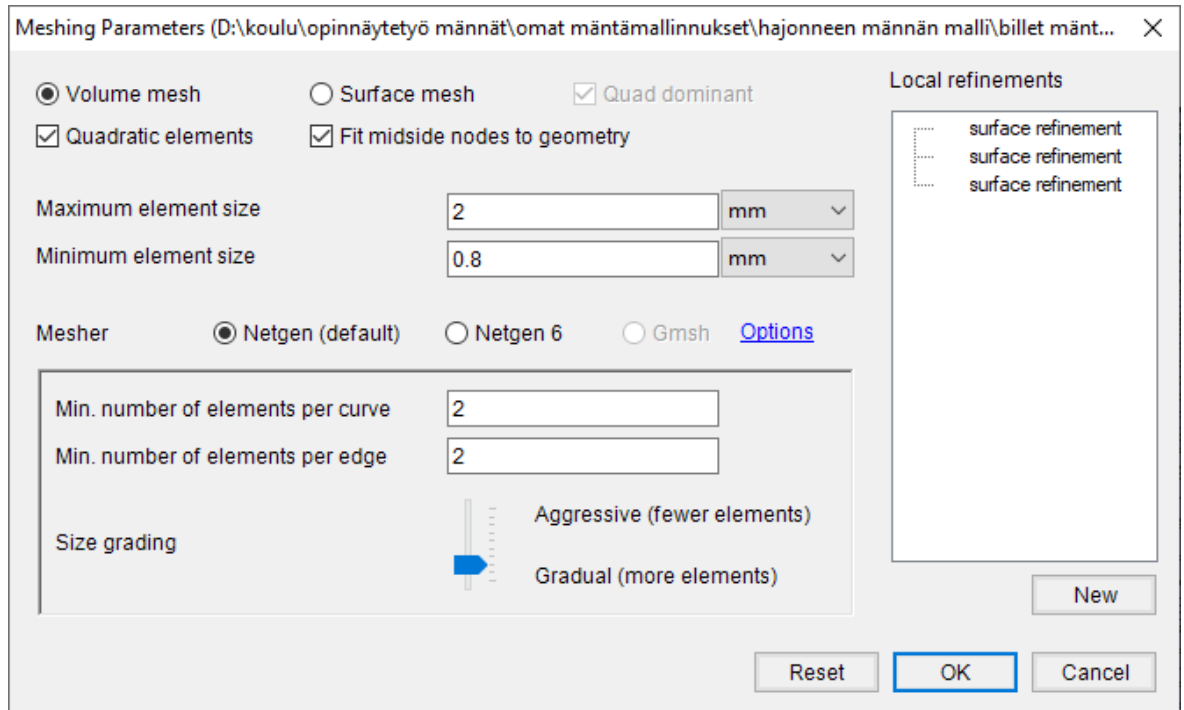
Kuva 6. Mäntäkokoontano Autodesk Inventor -ohjelmistossa.

Mäntäkokoontanon luomisen jälkeen malli tallennettiin Export-komennolla .STP-tiedostomuotoon. Seuraavaksi malli tuotiin Mecwayhin Import-komennolla. Mecwayssa analyysityypiksi valittiin Nonlinear Static 3D.



Kuva 7. Mecway-ohjelmiston perusnäkyä.

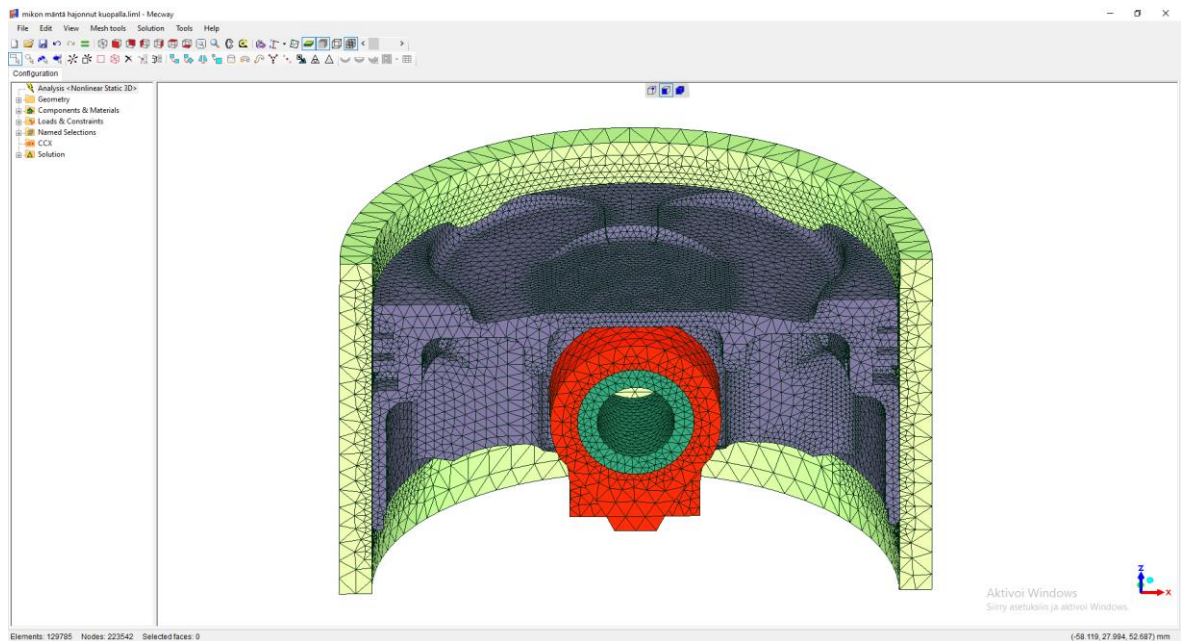
Mallin avaamisen jälkeen vuorossa oli laskentaa varten tarvittava verkotus. Verkotus suoritettiin käyttämällä Mecwayn sisäänrakennettua Netgen-verkottajaa.



Kuvio 10. Verkottajan asetukset.

Elementtityypiksi valittiin tet10 ja maksimi elementtikooksi männälle valittiin 2 mm minimin ollessa 0.8 mm. Männän sylinteriputken kanssa kontaktissa oleville sekä männäntapin kanssa kontaktissa oleville pinnoille verkon kooksi asetettiin 1 mm. Verkkoa tihennettiin 0.8 mm:iin alueilta, joista alkuperäinen mäntä oli vaurioitunut. Kiertokangen maksimielementtikooksi määritettiin 3 mm ja minimiksi 1 mm kontaktipinnalle. Männäntapin vastaavat luvut olivat 1.25 mm ja 1 mm kontaktipinnoille. Sylinteriputken elementtikooksi asetettiin 4 mm ja kontaktipinnoilta verkkoa tihennettiin 1 mm:iin.



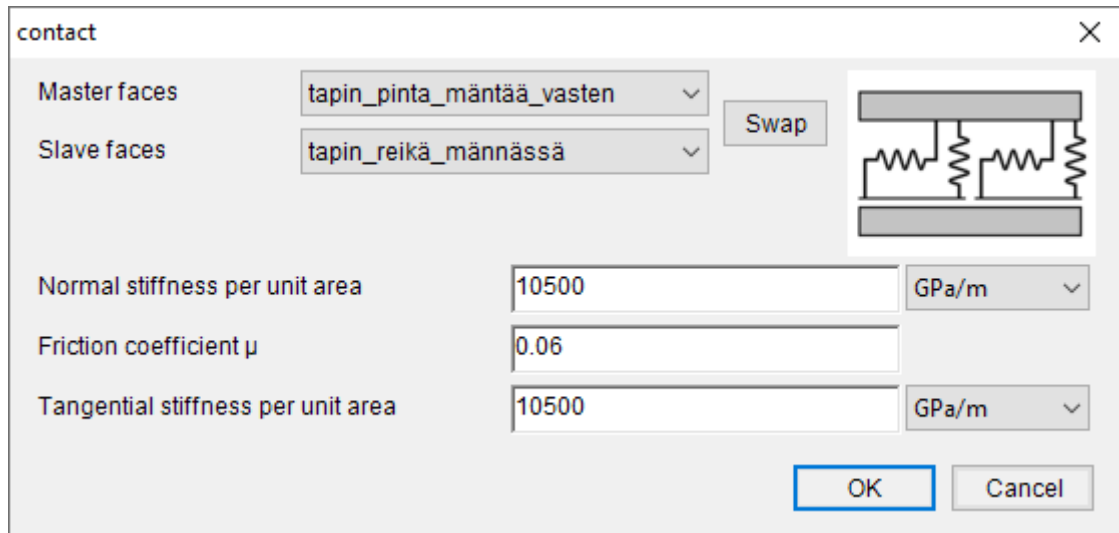


Kuva 8. Laskentageometria verkotettuna.

Verkotuksen jälkeen geometrioille annettiin laskentaan tarvittavat materiaalien ominaisuudet, kimmokerroin, Poissonin luku, lämpölaajenemiskerroin, tiheys ja lämmönjohtavuuden kerroin. Kiertokangen ja männäntapin tarkkaa materiaalia ei ole tiedossa, joten materiaaliksi asetettiin nuorrutusteräs 42CrMo4, joka on yleisesti käytössä korkeaa lujuutta vaativissa osissa. Sylinteriputki on valmistettu valuraudasta.

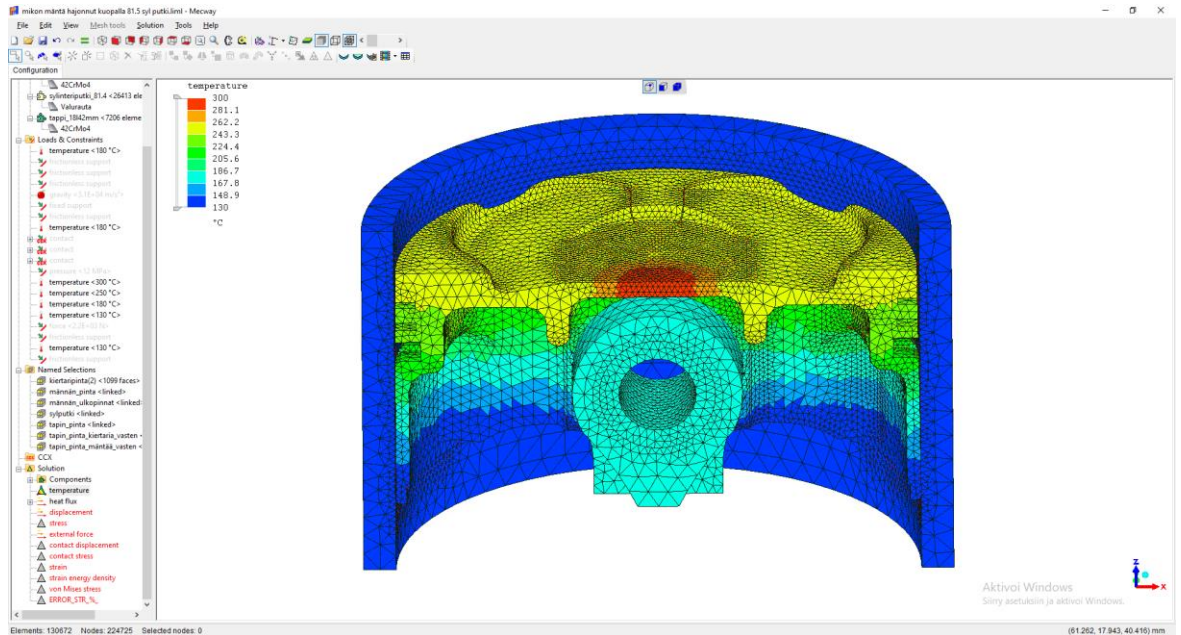
Seuraavaksi malliin asetettiin kiinnitykset, kontaktit ja voimat. Koska laskennassa käytettiin symmetriaa, kaikille leikkauspinoille asetettiin frictionless support -reunaehdot. Frictionless support asetettiin myös sylinteriputken alapinnalle. Kiertokanki kiinnitettiin fixed supportilla alapinnaltaan kiinteästi. Kiertokangen ja männäntapin, männäntapin ja männän sekä sylinteriputken ja männän pintojen välille määritettiin kontaktit. Kiertokangen ja männäntapin sekä männäntapin ja männän kontaktin jäykkyydeksi asetettiin 10500 GPa/m, kitkakertoimeksi 0.06 ja tangentialiseksi jäykkyydeksi 10500 GPa/m. (Dhondt Guido, 2018. 191-212). Männän ja sylinteriputken väliset arvot olivat muuten samat, mutta kitkakertoimeksi asetettiin 0.08. (Andersson, Tamminen & Sandström 2002, 67).





Kuvio 11. Männän ja männäntapin välinen kontakti.

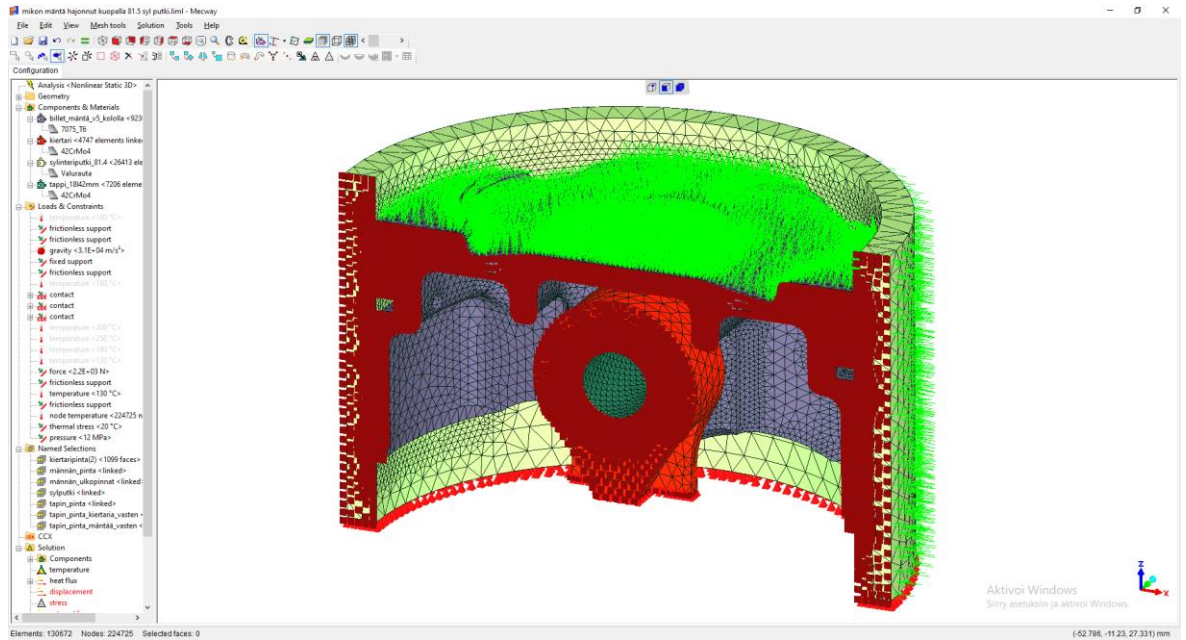
Kun kaikki reunaehdot ja materiaalit oli määritetty, oli vuorossa lämpötilojen ratkaisu. Lämpötilojen ratkaisua varten analyysityypiksi määritettiin Thermal Steady State. Seuraavaksi syötettiin lämpötilat eri osiin. Lämpötilojen syöttämisen helpottamiseksi männän laki oli jaettu eri osiin Inventorin Split-komennolla. Männän laen keskikohdan lämpötilaksi syötettiin 300 °C, laen reunaosien 250 °C, männäntapin reiän pinnan 180°C ja männän helmojen alaosien lämpötilaksi 130 °C. Kiertokangen ja männäntapin lämpötilaksi asetettiin 180 °C ja sylinteriputken lämpötilaksi 130 °C. (MAHLE 2012, 85.) Kun kaikki tarvittavat arvot oli asetettu, ratkaistiin malli ja saatiin tulokseksi alla oleva lämpötilakenttä.



Kuva 9. Männän lämpötilakenttä.

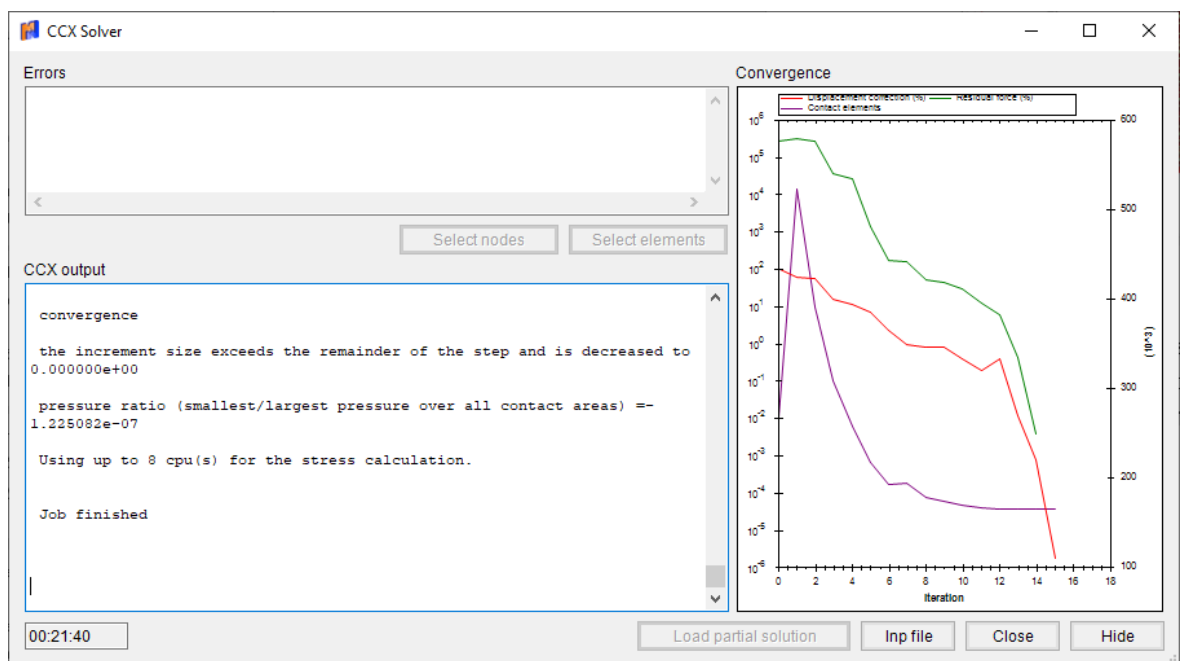
Seuraavaksi lämpötilat siirrettiin Nonlinear Static 3D -analyysiin käyttäen komentoa `transfer temperatures from solution` ja luotiin lämpöjännitykset käyttäen komentoa `thermal stress`. Referenssilämpötilaksi asetettiin huoneenlämpö eli 20 °C.

Mekaaniset kuormitukset asetettiin seuraavaksi. Kuormitusten laskentaan käytettiin Mathcad-ohjelmistoa ja luvussa 4.1 esitettyjä laskukaavoja. Sylinteripainetiedot laskentaa varten saatiin Dynomation-5 moottorisimulaattorista. Alkuperäisen männän laskennassa käytettiin 7500 RPM kohdalla olevan huippuväännön aiheuttamia rasituksia. Todellisessa tilanteessa kaikkien voimien huippuarvot eivät esiinny aivan yhtä aikaa moottorin työtahdin aikana, mutta laskennan yksinkertaistamiseksi niiden oletetaan vaikuttavan yhtä aikaa. Palopaine 123 Bar syötettiin männän laen yläpinoille sekä ylimmän männänrenkaan uraan. Sivuttaisvoimaksi saatiin laskennan perusteella 4600 N ja se jaettiin kahdella koska käytettiin puolikkaasta mallia. Tämä jaettu voima syötettiin sylinteriputken ulkopinnan toiseen puolikkaaseen. Lisäksi asetettiin kiihtyvyys 27000 m/s<sup>2</sup> vaikuttamaan Z-akselin + suuntaan. Alla olevasta kuvasta nähdään kaikki männän laskennan reunaehdot.



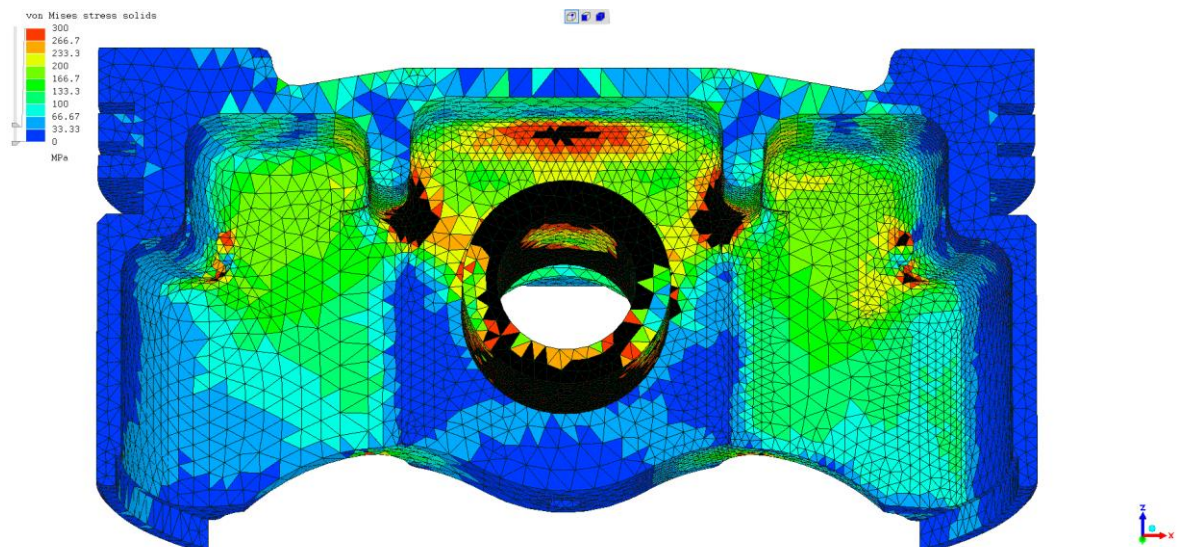
Kuva 10. Kaikki laskennan reunaehdot.

Elementtejä tässä mallissa oli 130672 ja solmupisteitä 224725. Mallin ratkaisemiseen tarvittiin noin 21 Gt keskusmuistia ja aikaa ratkaisemiseen kului Intel Xeon E3-1230 v3-prosessorilla varustetulla tietokoneella 21 minuuttia 40 sekuntia. Mallin ratkaisemiseen vaadittiin 16 iteraatiota eli laskentakierrosta.



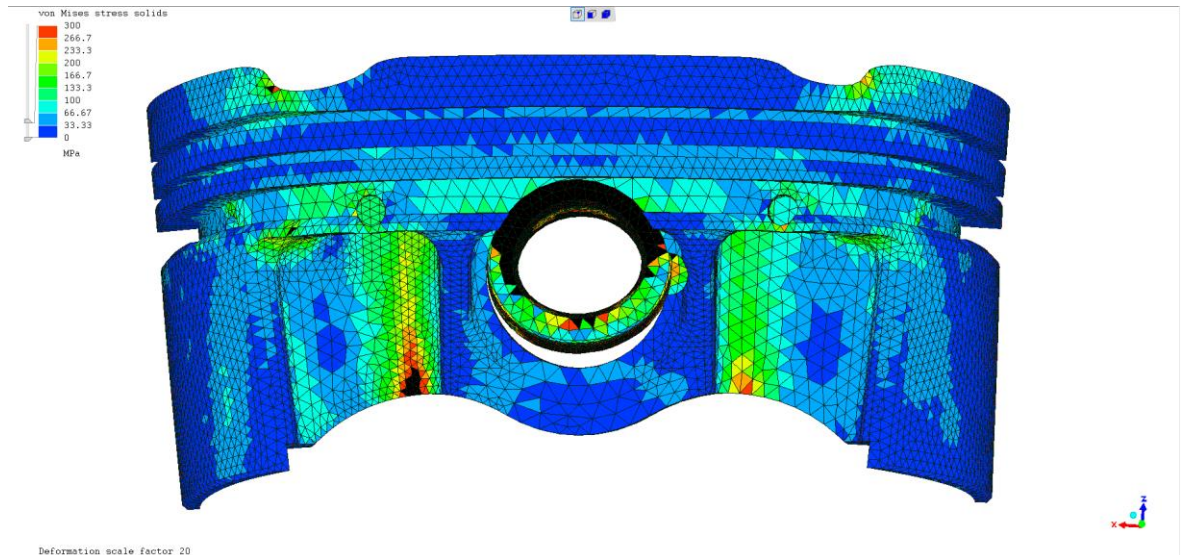
Kuvio 12. Mallin ratkaisemiseen vaaditut laskentakierrokset.

Laskennan tuloksena saatujen Von Mises-jännitysten esiintymispaikkojen huomattiin vastaavan vaurioituneen männän murtumakohtia. Tuloksena saatiin lähes 600 MPa:n maksimijännitys männän laen alapinnalla oleville välituille ja noin 320 MPa:n jännitys männän laen alla olevaan pyöristykseen. Tässä vaiheessa elementtikoon vaikutusta tuloksiin ei vielä lähdetty tutkimaan, mutta lopullisissa uudelle männälle tehtävissä laskelmissa tätäkin asiaa tutkitaan tarkemmin.



Kuva 11. Von Mises-jännitykset männässä huippuväännön aiheuttamilla rasituksilla.

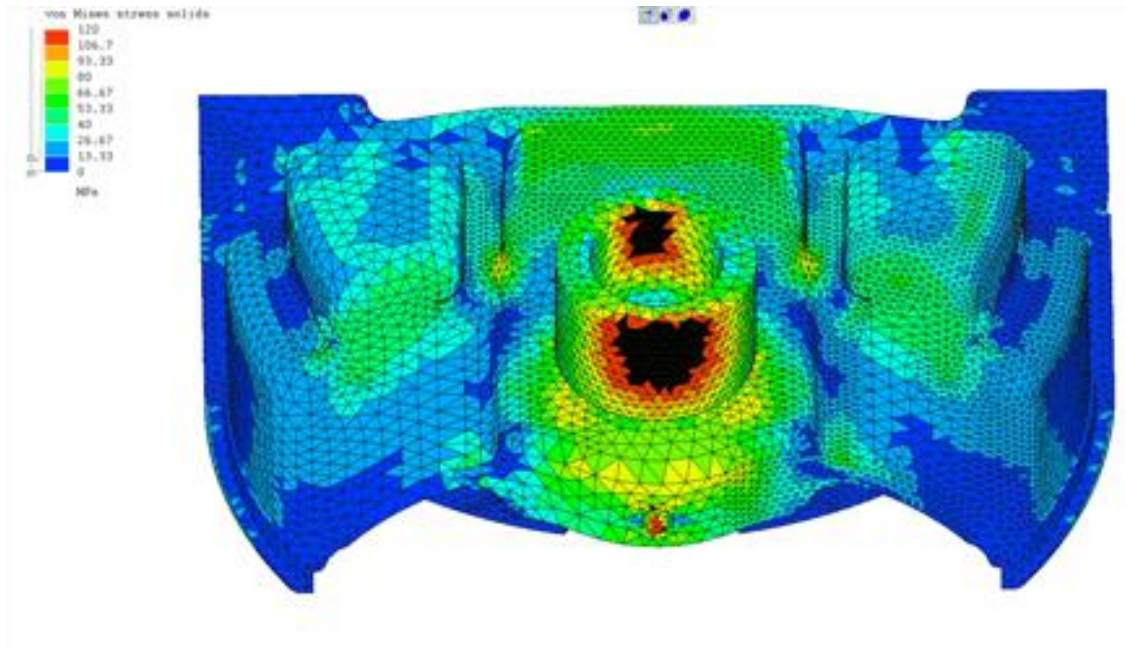
Jännitystulosten lisäksi tutkittiin myös männän muodonmuutoksia rasituksen alaisena. Alla olevassa kuvasta nähdään 20-kertaiseksi liioiteltuna, kuinka mäntä muuttaa muotoaan korkeiden rasituksen alaisena. Lisäksi kuvasta voidaan havaita merkittävä jännityskeskittymä alueella, jossa männän helmaan johtava osa kohtaa männäntapin alueen. Jännityskeskittymä on sillä puolella mäntää, joka painuu sivuttaisvoiman vaikutuksesta sylinteriputkea vasten, joten tämäkin tulos vaikuttaisi realistiselta. Kuvasta voidaan havaita myös männäntapin suuri muodonmuutos.



Kuva 12. Von Mises-jännitykset männässä huippuväännön kohdalla, muodonmuutos 20-kertainen oikeaan nähden.

Männälle suoritettiin lisäksi laskenta arvoilla, jotka vastaavat tilannetta jolloin männän kiihtyvyys on suurimmillaan poistotahdin aikana. Tässä tilanteessa palopaine ei vaikuta vastakkaiseen suuntaan kiihtyvyyden kanssa, joten rasitus männäntapin alapuoliselle osalle on korkea. Kuten alla olevasta kuvasta nähdään, rasitukset männässä ovat huomattavan paljon pienemmät kuin maksimiväännön tilanteessa. Maksimijännitys voitelureiän lähistöllä on noin 100 MPa.





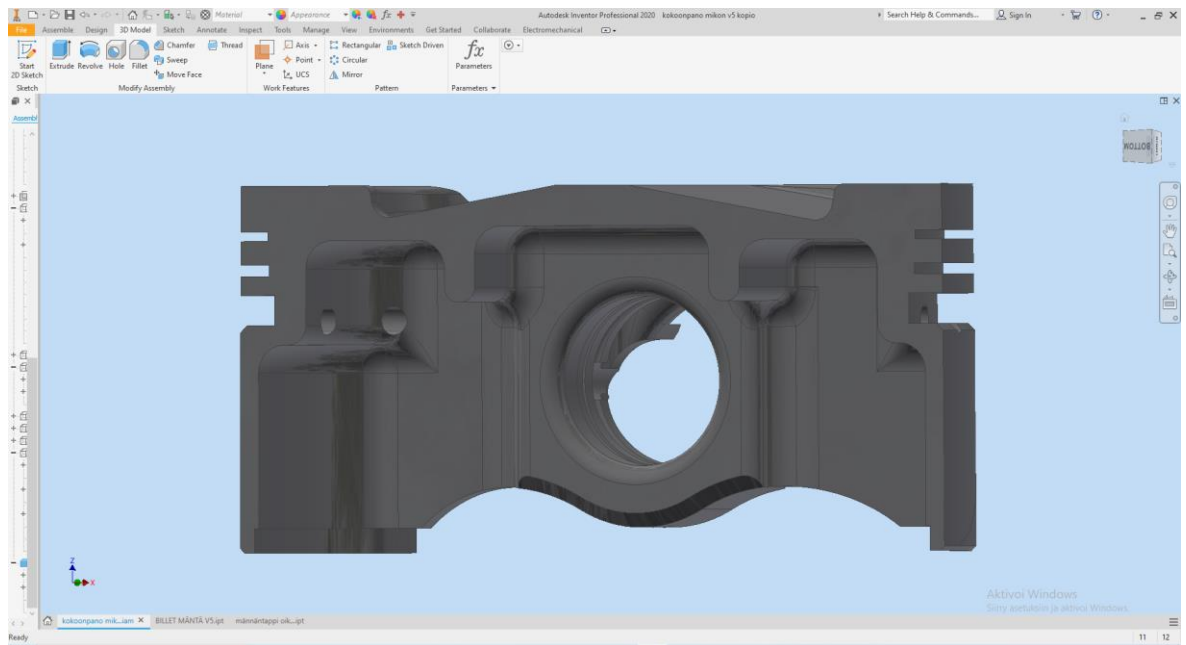
Kuva 13. Männän rasitukset suurimman kiihtyvyyden vaikutuksesta.

Tuloksien perusteella voidaan lähteä kehittämään uutta mäntämallia. Erityisesti männän laen alla olevien välitukien ja pyöristyksen jännityksiä tulisi saada pienennettyä reilusti. Maksimiväännön tilanteessa nähdään kovia jännityksiä öljyrenkaan uraan menevissä rei'issä ja lisäksi kiihtyvyyden tilanteessa näkyvä voitelureikä vaikuttaisi olevan mahdollinen väsymismurtuman alkupaikka.

## 8 LOPULLISET FEM JA VÄSYMISTULOKSET

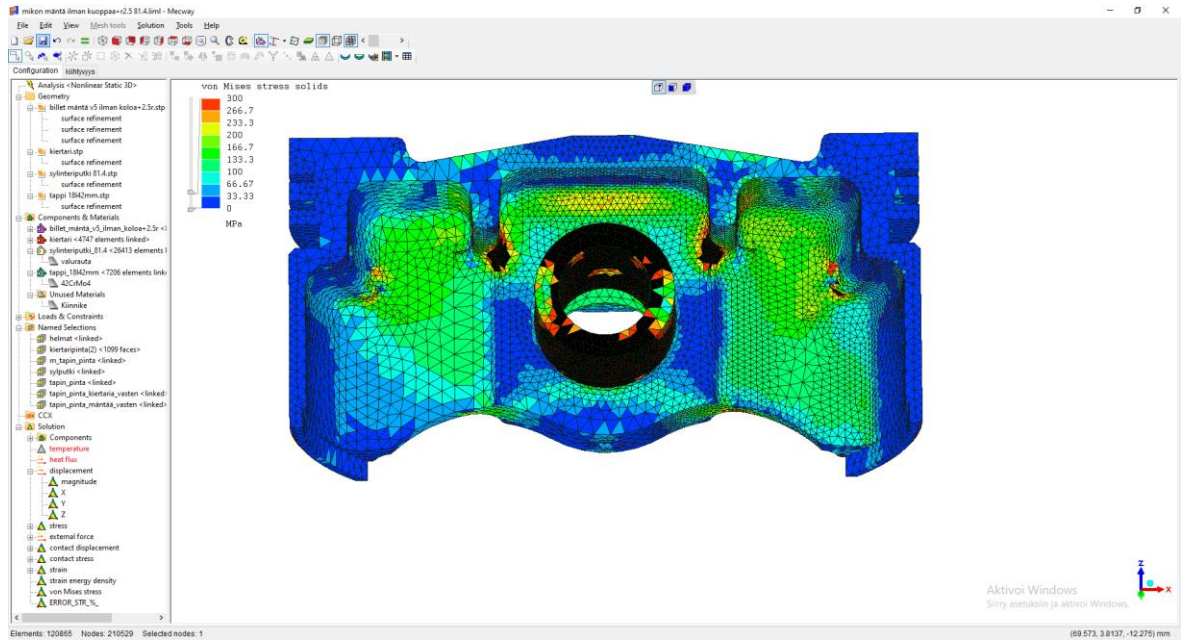
### 8.1 Laskentakierrokset

Uutta mäntämallia lähdettiin kehittämään alkuperäisen männän laskentatuloksien perusteella. Männän testaamiseen käytettiin suurimmaksi ongelmaksi havaittua maksimiväännön kuormitustapausta. Alkuperäiseen mäntämalliin lisättiin 2 mm säteellä oleva pyöritys männäntapin reiän ympärille ja poistettiin männän laen keski- osassa ollut kuoppa.



Kuva 14. Muokattu alkuperäinen mäntä.

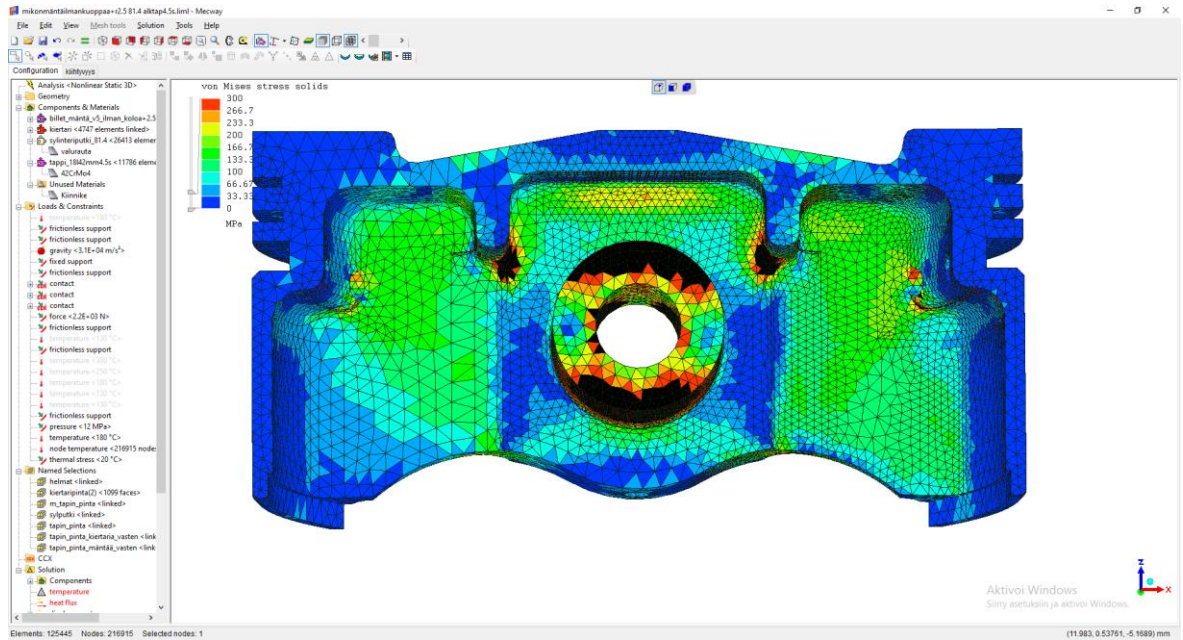
Kuten alla olevasta kuvasta nähdään, saatiin pyörityksen lisäämisellä ja kuopan poistamisella laskettua kovimpien rasituksen alaisena olevien alueiden jännityksiä hieman. Jännitysmaksimi välitukien alueella oli nyt 450 MPa ja vastaavasti laen alla olevassa pyörityksessä noin 230 MPa. Nämä muutokset pienensivät jännitystasoja huomattavasti, mutta eivät kuitenkaan riittävästi männän kestävyuden varmistamiseksi.



Kuva 15. Männän jännitystasot ensimmäisten muutosten jälkeen.

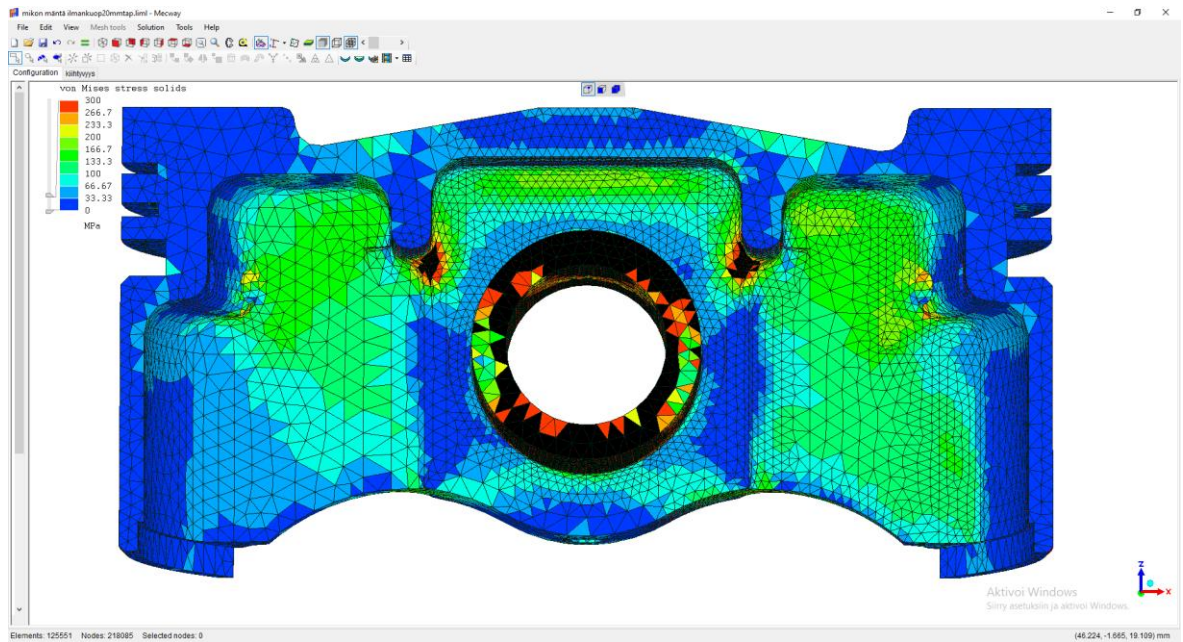
Koska jännitystasot olivat edelleenkin todella korkeita, päätettiin seuraavaksi kokeilla männäntapin vaikutusta. Männäntapissa havaittiin suuria muodonmuutoksia jo alkuperäisen männän laskennoissa, joten tapilla arveltiin olevan suuri vaikutus myös männän jännitystasoihin. Männäntapin pituus ja halkaisija pidettiin alkuperäisenä, vain seinämävahvuutta kasvatettiin 3 mm:stä 4.5 mm:iin. Kuten alla olevasta kuvasta huomataan, männän maksimijännitykset eivät muuttuneet lähes ollenkaan.





Kuva 16. Männän jännitystasot tapin seinämäpaksuuden kasvattamisen jälkeen.

Koska tapin seinämävahvuuden kasvattamisella ei saatu haluttuja tuloksia, päätettiin seuraavaksi kokeilla tapin pituuden ja halkaisijan kasvattamista. Männässä oli edelleen 2 mm säteellä oleva pyöristys männäntapin reiän ympärillä. Tapin pituutta kasvatettiin 42 mm:stä 48 mm:iin ja halkaisijaa 18 mm:stä 20 mm:iin. Seinämäpaksuutena säilyi alkuperäinen 3 mm. Alla olevasta kuvasta voidaan todeta jännitystasojen laskeneen huomattavasti, laen alla olevan pyöristyksen maksimijännitys oli nyt 190 MPa ja välitukien jännitys noin 390 MPa. Kuvasta alla voidaan havaita männäntapin halkaisijan ja pituuden kasvattamisen laskeneen männän jännityksiä myös muualla männän rakenteessa.

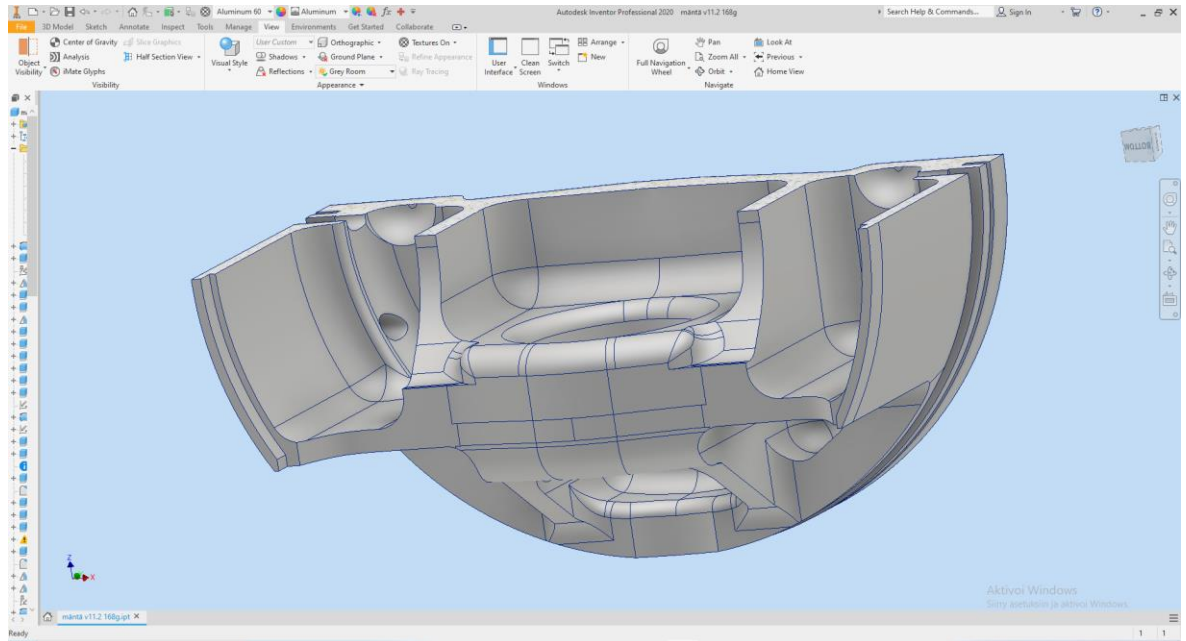


Kuva 17. Männän jännitykset 20 mm tapilla.

Tässä vaiheessa alkoi olla selvää, että pienillä muutoksilla rakenteeseen ei saataisi jännitystasoja laskemaan tarvittavaa määrää. Jännityksen maksimiarvot olivat edelleen lähellä 7075-T6 alumiinin myötörajaa huoneenlämpötilassa, joten kestävyys tulisi olemaan suuri ongelma korotetussa lämpötilassa väsyttävän kuormituksen vaikutuksen alla.

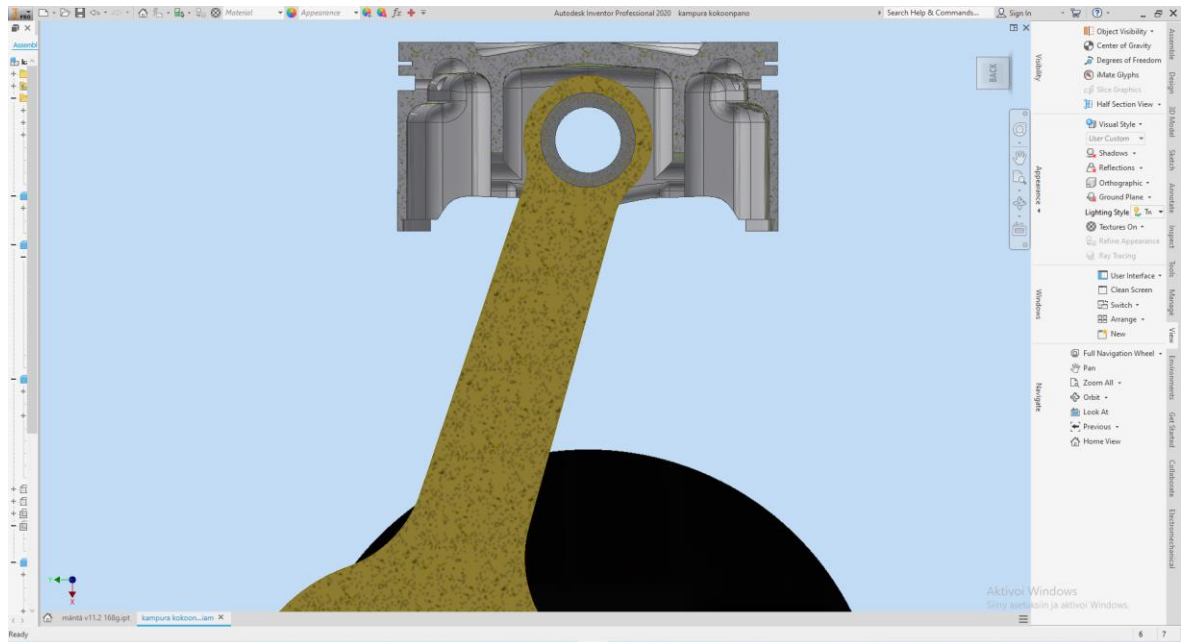
Uusi mäntä mallinnettiin käyttäen Autodesk Inventor -ohjelmistoa. Suunnittelun lähtökohdiksi valittiin 20 mm halkaisijalla oleva 48 mm pitkä männäntappi 3 mm seinävahvuudella. Materiaaliksi valittiin yleisesti kilpamännissä käytetty 2618-T6-alumiini, joka säilyttää lujuusominaisuutensa kuumana huomattavasti alkuperäistä 7075-T6 materiaalia paremmin. (Senkova, Senkov & Miracle 2006, 3570). Tässä vaiheessa mäntä päätettiin tehdä vain yhdellä puristusrenkaalla rakenteen keventämiseksi ja kitkan vähentämiseksi. Alkuperäisen männän paino oli mallinnusohjelman mukaan ilman männänrenkaita tai tappia 153 g, kun taas uuden männän painoksi saatiin 168 g. Tapin paino kasvoi uudessa versiossa 59 g:aan alkuperäiseen 46 g:aan verrattuna. Suurimpana muutoksena tapin halkaisijan kasvattamisen lisäksi oli välitukien korottaminen ja siirtäminen kauemmas keskilinjasta sekä männän laen alla olevien pyörityksien säteen kasvattaminen 3 mm:stä 4 mm:iin. Män-

nän rungon ja helmojen väliset kannakset muutettiin kulkemaan 90° kulmassa männän tappiin nähden. Uuden mäntämallin väsymisen suhteen kriittisimmille kohdille päätettiin myös suorittaa lasikuulapuhallus parantamaan väsymisenkestoa luvussa 6.3 mainitun puristavan jäännösjännityksen avulla.



Kuva 18. Uusi mäntämalli.

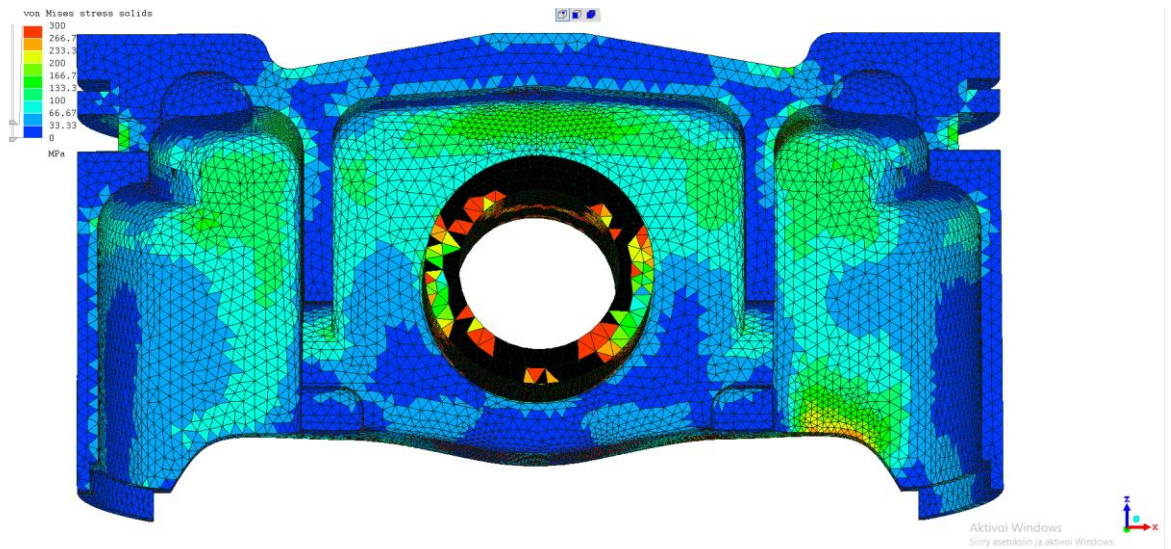
Korkeampien välitukien ja pyörityksen kasvattamisen vuoksi jouduttiin tekemään 3D-malli osien yhteensopivuuden varmistamiseksi. Tarkastelussa havaittiin kierto-  
kangen osuvan männän laen alla olevaan pyöritykseen. Tämän vuoksi kierto-  
kangas jouduttiin viistämään yläpäästään hieman.



Kuva 19. Osien yhteensopivuuden varmistaminen 3D-mallin avulla.

Seuraavaksi uudelle männälle suoritettiin FEM-laskenta samoilla voimilla kuin alkuperäiselle männälle käyttäen maksimiväännön kuormitustapausta. Alla olevasta kuvasta voidaan havaita maksimi Von Mises jännityksen männän laen alla laskeneen huomattavasti verrattuna alkuperäiseen mäntään, ollen nyt 156 MPa. Myös välitukien jännitysmaksimi oli laskenut paljon, nyt maksimiarvoksi saatiin 122 MPa.

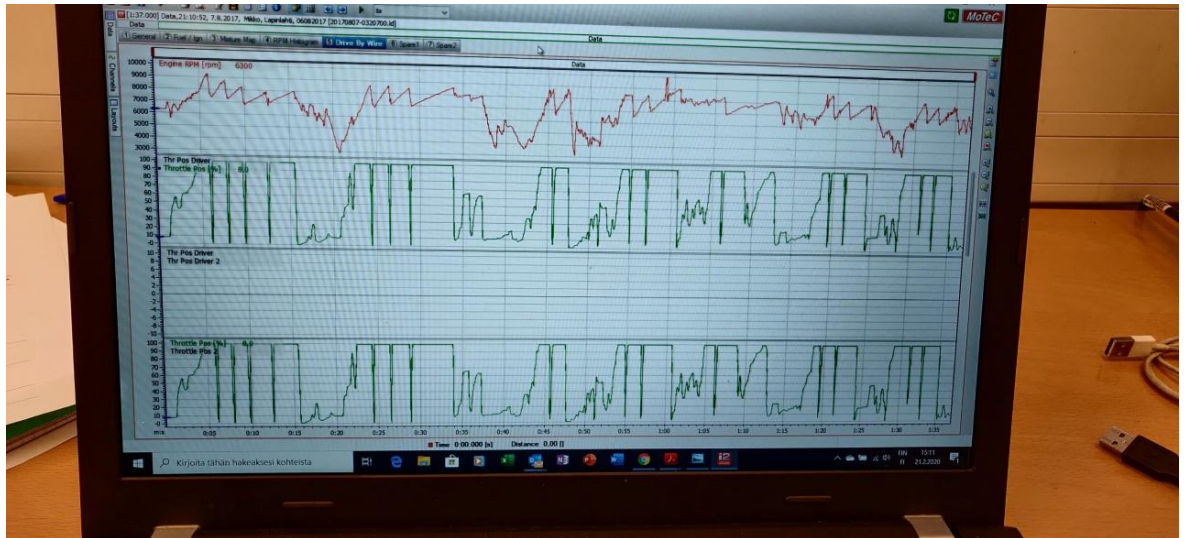




Kuva 20. Uuden mäntämallin laskentatulokset.

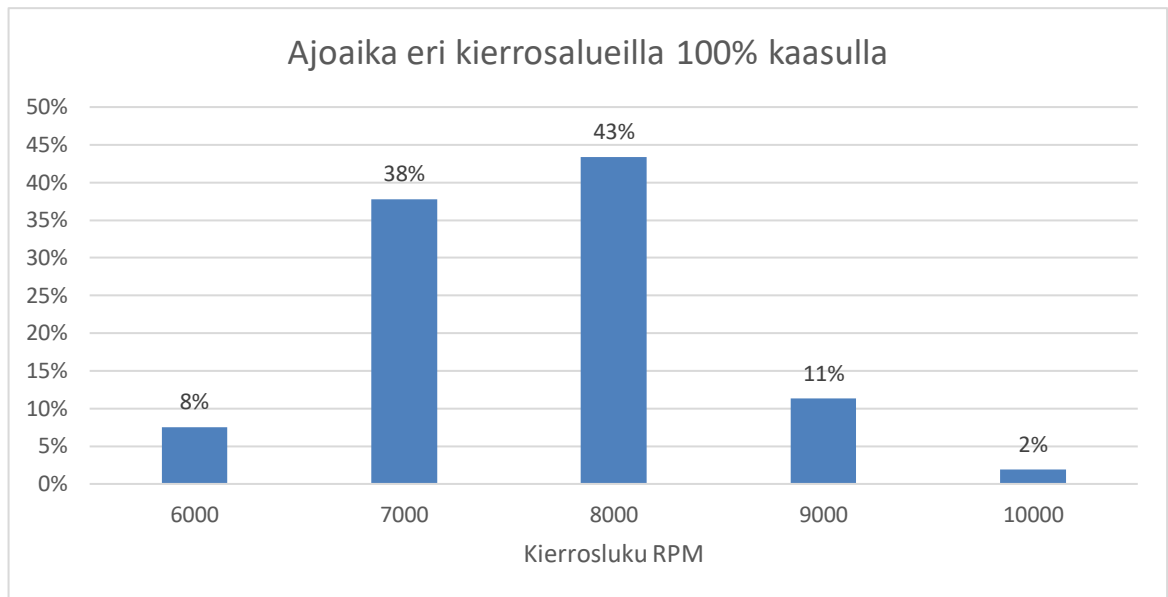
## 8.2 Lopullisen männän FEM- ja väsymislaskelmat

Väsymislaskelmia varten selvitettiin, millaisia rasituksia mäntään kohdistuu kilpailujen aikana. Tähän käytettiin hyväksi auton Motec-tiedonkeruusta saatua dataa. Alla olevista käyristä nähdään aika, kierrosluku ja kaasunasento sprint-kilpailun yhden kierroksen aikana. Datan perusteella muodostettiin yksinkertaistettu kuormitus-spektri kilpailun ajalta työn kohdan 6.4 esimerkin mukaisesti. Kuormitusspektrin eri osien männälle aiheuttamat voimat laskettiin käyttäen Mathcad-ohjelmistoa ja näitä voimia käytettiin lopullisissa FEM-laskelmissa.



Kuva 21. Dataa Motec-tiedonkeruusta. Punainen käyrä on moottorin kierrosluku RPM ja vihreä käyrä kaasunasento prosentteina.

Yksinkertaistettua kuormituspektriä käyttämällä lopullisten väsymislaskelmien tekemiseen kuluva aika saadaan pienennettyä huomattavasti laskelmien tarkkuuden merkittävästi kärsimättä. Alla olevaa spektriä käytettäessä täytyy huomioida, että korkeammilla kierroksilla ajettaessa kuormitusyklejä syntyy enemmän samassa ajassa. Lisäksi laskelmissa täytyy ottaa huomioon tilanteet, joissa ajetaan kaasua kiinni, tällöin palopaine sylinterissä on todella pieni ja suurin mäntään vaikuttava voima on kiihtyvyyden voima. Datasta tulkittiin noin neljäsosan ajasta kaasun olevan kiinni tai lähes kiinni. Yhteen kierrokseen kilpailussa meni 97 sekuntia ja kisassa ajettiin kaksi kierrosta.



Kuvio 13. Yksinkertaistettu moottorin kuormituspektri.

Väsymislaskelmissa käytettiin kolmea eri kuormitusilannetta, joista laskettiin maksimi- ja minimijännitys, jotta voitiin selvittää väsymislaskelmiin tarvittava keskijännitys ja jännitysamplitudi. Kuormitusilanteet olivat: 1. *Otetaan tehoa*: Maksimijännitys: palopaineen aiheuttamat voimat + lämpöjännitys. Minimijännitys: AKK jännitystila + lämpöjännitys. 2. *Kierrokset ilman tehoa*: Maksimijännitys YKK + lämpöjännitys. Minimijännitys: AKK + lämpöjännitys. 3. *Kylmäkäynnistys*: Maksimijännitys: Lämpöjännitys kylmästä lämmitettäessä. Minimijännitys: 0 MPa. Ensimmäinen ja toinen kuormitusilanne laskettiin 6000-10000 RPM tuhannen välein Mecway-ohjelmistoa käyttäen. Kylmäkäynnistys oletetaan tapahtuvan yhden kerran jokaiselle sprint-kisan kierroksella. Tätä aikaa ja yksinkertaistettua kuormituspektriä käyttäen saatiin alla olevien kaavojen avulla laskettua kuinka monta kuormituskertaa männälle tuli kisan aikana milläkin kuormitusilanteella. *Otetaan tehoa* tilanteen syklimäärä:

$$s_p = k \cdot \frac{t}{2} \quad (16)$$

Jossa  $s_p$  on syklimäärä

$k$  on kierrosalue RPM

$t$  on aika minuutteina

*Kierrokset ilman tehoa* syklimäärä:

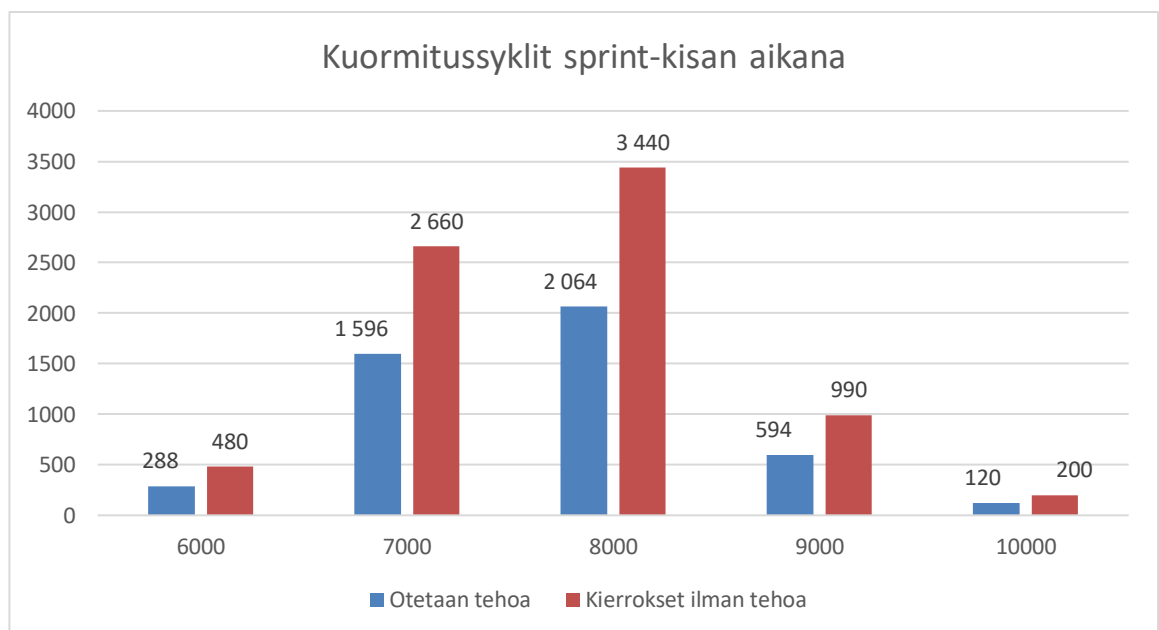
$$s_a = k \cdot \frac{t}{2} \quad (17)$$

Jossa  $s_a$  on syklimäärä

$k$  on kierrosluku RPM

$t$  on aika minuutteina

Esimerkiksi ylläolevilla kaavoilla laskettaessa yksinkertaistetun kuormituspektrin mukaan 8000 RPM palopaineen aiheuttamia kuormitussyklejä tulisi sprint-kisan aikana 2064 kpl, kun otetaan huomioon myös se seikka, että neljäsosan ajasta kaasu on kiinni, jolloin kuormitustilanne on tyyppi 2. *Kierrokset ilman tehoa*. Tyyppin 2 kuormitustilanteita tulisi 3440 kpl, koska tähän lasketaan mukaan myös  $\frac{1}{4}$  palopaineen aikana tapahtuvista kiihtyvyyksistä tilanteissa, joissa kaasu on kiinni. Seuraavasta taulukosta nähdään helposti, että kuormitustilanne 2. Kierrokset ilman tehoa aiheuttaa reilusti suurimman osan sykleistä. Kokonaissyklimäärä yhden sprint-kierroksen aikana on siis 12432 + kylmäkäynnistyssykli.

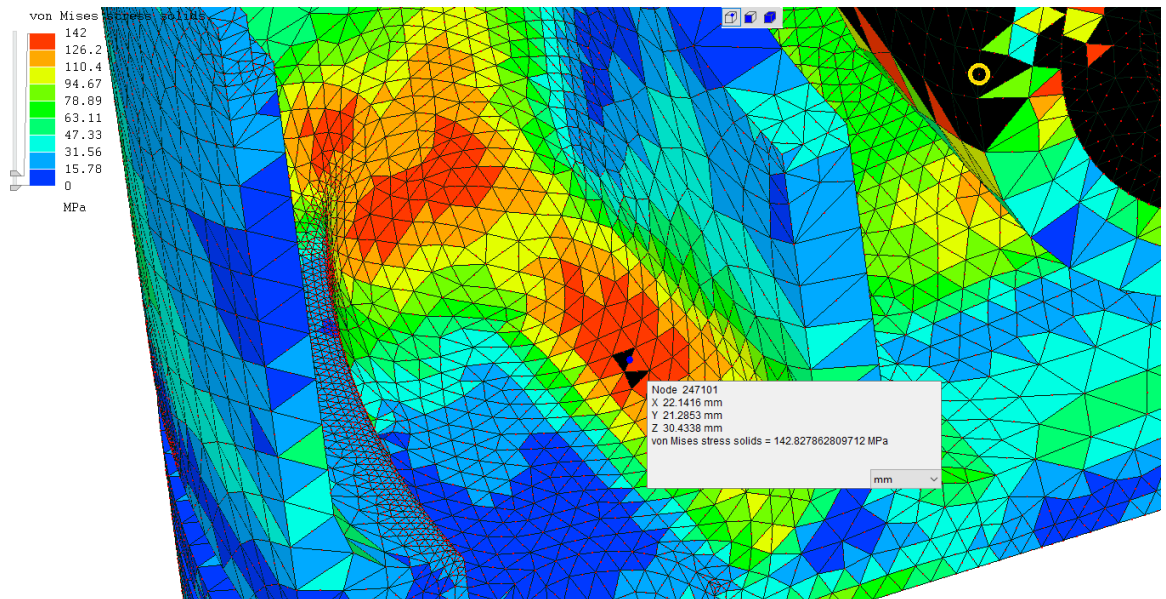


Kuvio 14. Männen kuormitussyklit sprint-kisan kierroksen aikana.

Ennen lopullisia laskelmia täytyi tarkastella elementtiverkon hyvyttä. Tässä vaiheessa havaittiin Gmsh-verkottajalla saatavan laadukkaampi verkko, joten lopullisiin laskelmiin käytettiin tätä verkottajaa. Verkkoa tarkasteltiin männän laen alta merkittävästi rasittuneesta yksityiskohdasta. Malli laskettiin läpi useita kertoja aina

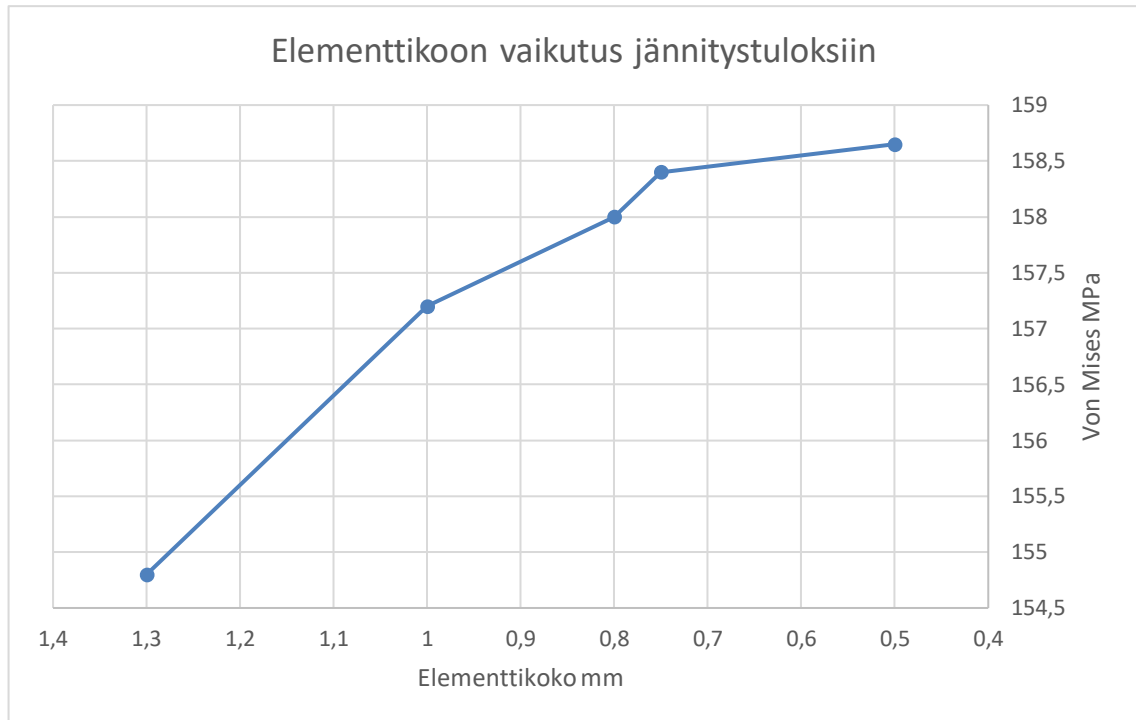


välissä verkkoa tihentäen kyseiseltä alueelta. Saaduista tuloksista piirrettiin käyrä elementtikoon valintaa helpottamaan.



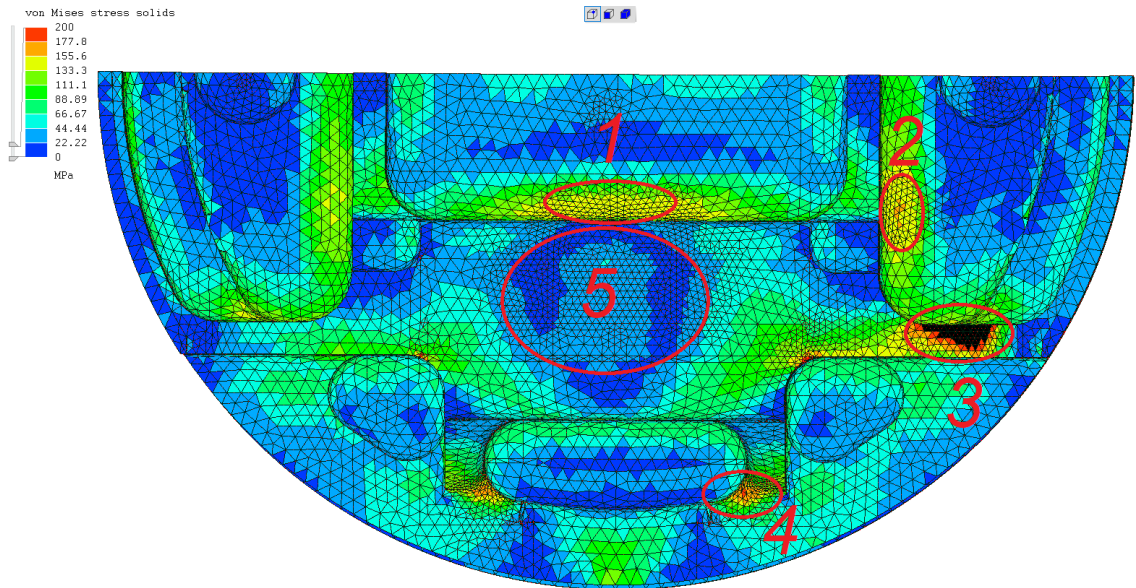
Kuva 22. Tarkastelun kohteena ollut jännityskeskittymä.

Elementtikoon vaikutusta tutkittiin viidellä eri elementtikoolla, jotka nähdään seuraavalla sivulla olevasta käyrästä. Käyrän perusteella nähdään että 1 mm ja 0.8 mm verkon välillä eroa jännitystuloksissa on alle 1 MPa, joten koko mallin verkkokoon edelleen pienentämistä ei nähty järkeväksi. Männän malli verkotettiin 1 mm verkolla ja tihennettiin Local mesh refinement -komennolla kovimpien jännityksien alueelta 0.5 mm kokoon, koska joissain alueilla havaittiin huonolaatuisia elementtejä, jotka saattaisivat vääristää tuloksia.



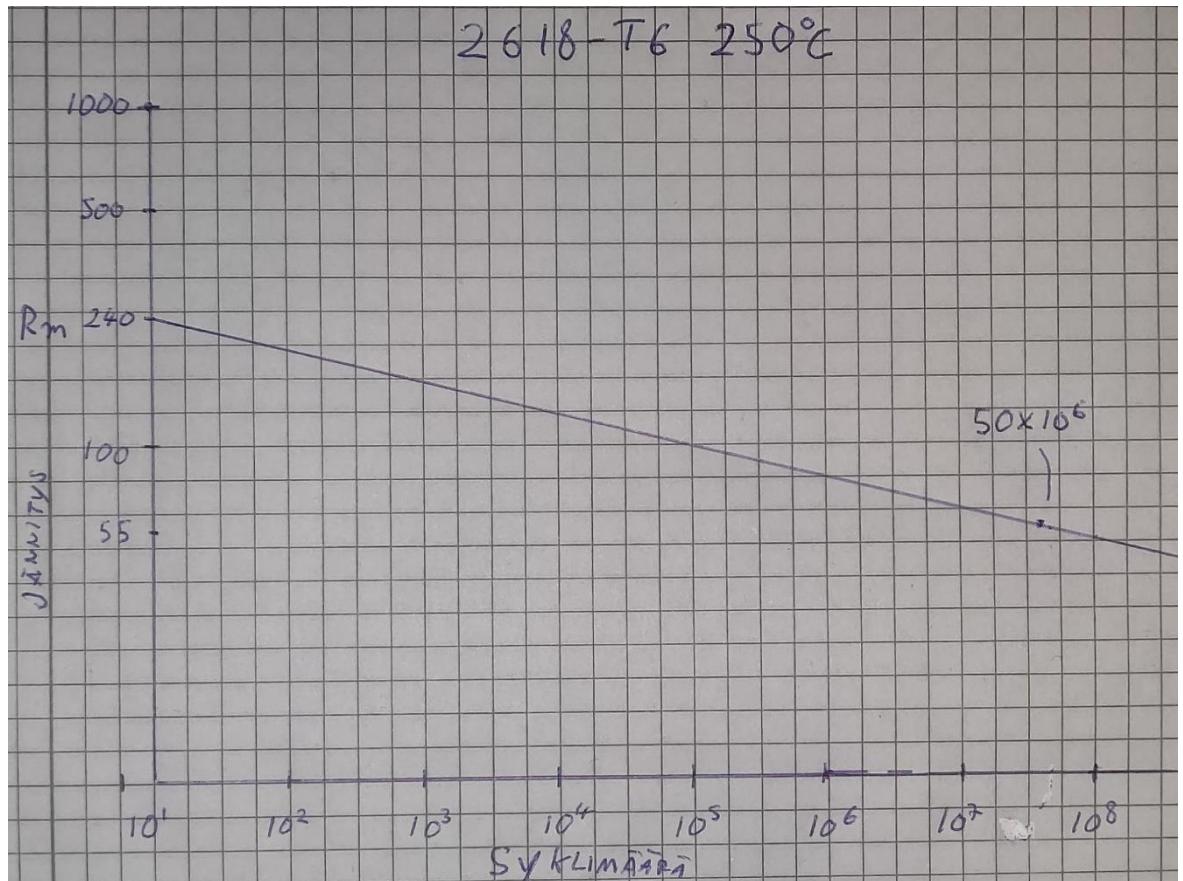
Kuvio 15. Elementtikoon vaikutus männän Von Mises-jännityksiin.

Väsymiselinikä laskettiin viidestä alustavien laskelmien sekä vaurioituneen männän perusteella kovimmalla kuormituksella olevasta paikasta: 1. Männän laen alta tapin reiän yläpuolelta. 2. Laen alta poikkituen vierestä. 3. Helman ja männän rungon välisestä kannaksesta. 4. Laen lisätuen juuresta. 5. Männän alapinnalta tapin reiän läheltä. Tässä työssä käytetään esimerkkinä kohdan 1, eli männän laen alla olevan jännityskeskittymän väsymislaskelmia.



Kuva 23. Väsymistarkasteltavat paikat ja lopullisiin laskelmiin käytettävä parannettu verkotus.

Väsymislaskelmia varten tarvittiin SN-käyrä valitulle 2618-T6 alumiinille korotetussa lämpötilassa. Materiaalitiedot saatiin MAHLEN:n (MAHLE 2012, 67-68) kirjasta. Kyseinen käyrä on saatu taotusta männästä otetulle materiaalille, joka on altistettu pitkään 250°C lämpötilalle. Käyrä on saatu testimenetelmällä, jossa keskijännitys on ollut 0. Käyrästä voidaan havaita, että myös kyseinen alumiiniseos menettää lujuuttaan korkeassa 250°C lämpötilassa huomattavasti, murtoraja laskee huoneenlämmön noin 450 MPa:sta vain 240 MPa:iin pitkässä altistuksessa. Huomaa käyrän logaritminen asteikko kummallakin akselilla.



Kuvio 16. 2618-T6 alumiinin väsymislujuus 250°C lämpötilassa.

Koska keskijännityksellä on suuri merkitys väsymislujuteen, se otettiin huomioon käyttäen niin kutsuttua signed von mises -väsymiskriteeriä (Rabb 2013, 367-369). Jokaisesta laskentamallin avulla ratkaistusta kuormituskerrasta tutkittiin laskennan kohteena olevan solmupisteen pääjännitykset, jotta saatiin selville, onko kyseinen kohta veto- vai puristusjännityksen alaisena. Mecwayssa laskentatuloksista principal stress 1 on mahdollinen vetojännitys ja principal stress 3 mahdollinen puristusjännitys, näistä suuremman itseisarvon omaava määrää onko jännitys veto- vai puristusvoittoinen. Laskentatulokset kerättiin Excel-taulukkoon, johon puristusjännityksellä olevat tulokset merkittiin sinisellä ja vetojännityksellä olevat punaisella. Taulukossa Pp tarkoittaa palopaineen aiheuttamia jännityksiä, YKK ja AKK kiihtyvyyksien aiheuttamia jännityksiä männän kiihtyessä poispäin ylä- ja alakuolokohdista. Kaikissa näissä tuloksissa on mukana myös lämpöjännitykset. Taulukon oikeassa laidassa nähdään myös kylmäkäynnistysyökin aiheuttamat lämpöjännitykset.

solmunumero	6K PP	6K YKK	6K AKK	7K PP	7K YKK	7K AKK	8K PP	8K YKK	8K AKK	9K PP	9K YKK	9K AKK	10K PP	10K YKK	10K AKK	Kylmä- käynnistys
144033	-135	32,9	28,1	-155	33,3	26,2	-138	34,1	24	-130	34,9	21,7	-106,7	35,8	19,2	68,7
145699	-138	21,7	-15,3	-156	23,9	-14,7	-139	26,4	-14,1	-131	29,3	-13,5	-107	32,7	-13	40,2
81696	-264	1,8	-7,2	-280	2,9	-8,7	-248	4,4	-10,3	-229	6,2	-12,1	-172,8	8,4	-14,1	-13,4
108209	-172	-39,1	-43,8	-188	-38	-44,9	-175	-36,9	-46,2	-168	-35,6	-47,7	-149,6	-34,1	-49,3	-76,7
80298	5,8	41,3	1,5	6	52,2	1,9	5,5	63,3	2,4	5,3	75,6	3	4,4	89,1	3,6	-21,6

Taulukko 1. Solmupisteiden Von Mises -jännitykset.

Excel-taulukon avulla kaikille eri jännityssykleille laskettiin jännitysamplitudit ja keskijännitykset käyttäen kohdassa 6.3 olevia kaavoja. Kaavoja käytettäessä vetojännityksellä olevat jännitykset ovat + merkkisiä ja puristuksella olevat – merkkisiä.

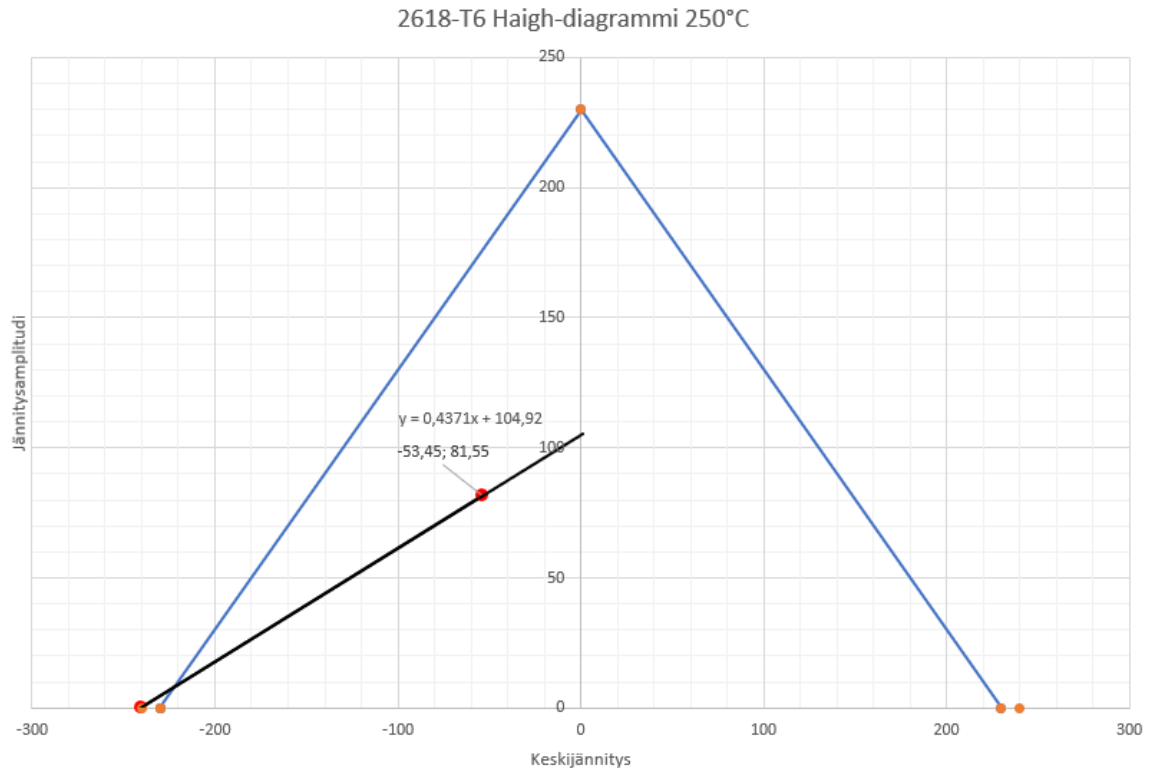
Esimerkkinä laen alapinnan keskijännitys 6000 RPM kuormitustyyppin 1. otetaan tehoa tilanteessa:

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(28.1 + (-135)) = -53.45 \text{ MPa}$$

Sekä saman tilanteen jännitysamplitudi:

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(28.1 - (-135)) = 81.55 \text{ MPa}$$

Koska keskijännitys poikkeaa nolasta, täytyy se ottaa huomioon väsymislaskelmissa. Keskijännityksen huomioon ottamista varten piirrettiin Haigh-diagrammi. Seuraavalla sivulla olevassa diagrammissa esimerkki tilanteesta, jossa keskijännitys on -53.45 MPa ja jännitysamplitudi 81.55 MPa. Kohdasta jossa musta viiva leikkaa Y-akselin saadaan jännitysarvo, jota käytetään kyseistä tilannetta vastaavaa elinikää luettaessa SN-käyrästä. Tässä kyseisessä tapauksessa jännitysarvo on noin 105 MPa, mikä vastaa 2618-T6-alumiinilla 250°C lämpötilassa noin 21000 jännityssyklin kestoikää. Kyseisen kohdan lämpötilan ollessa 150°C kestoikä olisi jo noin 312800000 sykliä, joten lämpötilalla on todella suuri vaikutus männän väsymiselinikään.



Kuvio 17. Haigh-diagrammi 2618-T6 alumiinille 250°C lämpötilassa.

Kyseisen kohdan kokonaisliniän laskemiseksi täytyi jännitysamplitudit laskea jokaiselle kuormitustapaukselle ja käyttää saatuja arvoja luvussa 6.4 annetussa Palmgren-Minerin kaavassa. Laskelmista jätettiin pois  $1 \cdot 10^9$  syklin eliniän ylittävät arvot, koska kyseessä on kilpamoottori, jonka elinikä on suhteellisen lyhyt. Kyseisen kohdan laskelmiin käytettiin materiaalin lämpötilaa 250°C.

$$\frac{288}{308234} + \frac{1596}{25265} + \frac{2064}{249242} + \frac{594}{861518} + \frac{120}{33479121} = 0.07307892219$$

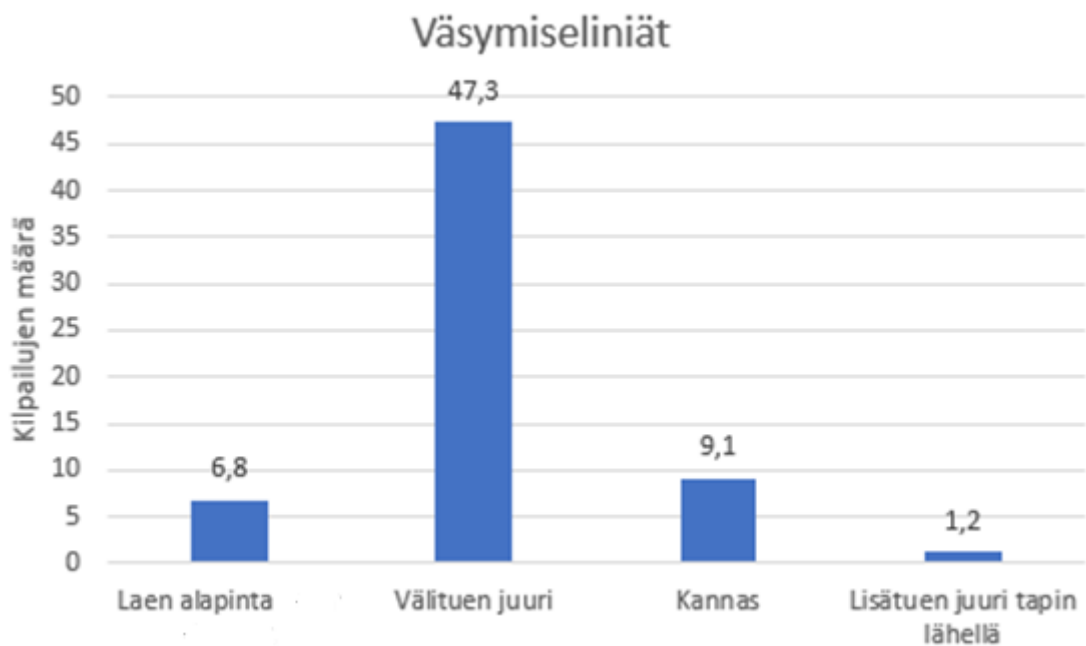
Männän oletetaan vaurioituvan vauriosumman saavuttaessa 1, koska tarkempaa tietoa ei ole saatavilla. Vauriosummalla 1 kyseinen kohta männässä kestäisi:

$$\frac{1}{0.07307892219} = 13,68 \text{ kierrosta}$$

Koska sprint-kisassa ajetaan 2 kierrosta männän elinikä olisi:

$$\frac{13,68}{2} = 6,84 \text{ kilpailua}$$

Näiden laskelmien perusteella männällä kestäisi siis ajaa 6 kokonaista sprint-kilpailua ennen kyseisen kohdan lopullista vaurioitumista. Männän muillekin osille suoritettiin vastaavat laskelmat ja tulokseksi saatiin alla olevat eliniät. Tuloksista puuttuu männän tapin kiinnityksen alapuolisen osan tulokset, koska kyseisen kohdan pienet jännitysarvot ylittivät jokaisella kuormitustyypillä  $1 \cdot 10^9$  kestoiän.



Kuvio 18. Männän eri osioiden väsymiseliniät.

### 8.3 Lopullisten tulosten arviointi

Näiden väsymislaskelmien perusteella heikoin paikka tässä mäntämallissa on lisätuen juuri eli kuvan 23 kohta 4. Kyseinen kohta on erittäin kuuma noin  $250\text{ °C}$  ja altistuu suurille jännitysamplitudeille erityisesti huippuväännön kohdalla. Myös kannakselle suurimmat jännitykset tulevat huippuväännön kohdalla kuormitustapauksessa 1. *Otetaan tehoa.* 2. Tilanteessa eli *kiihytyvyys ilman* tehoa kannaksen Von Mises -jännitys puolestaan on lähellä nollaa. Suuren maksimijännityksen ja lähes 0 MPa jännityksen yhdistelmä aiheuttaa todella suuren väsyttävän jännitysamplitudin. Näiden kohtien keskijännitys on kuitenkin voimakkaasti puristavaa, joka ei ole materiaalin väsymisen kannalta lainkaan niin kriittistä kuin vetojännitys. (Rabb 2013, 186). Puristusjännitys kuitenkin oletettiin yhtä suurina väsymisvaurioita aiheuttavaksi,



koska tutkimustietoa keskijännityksen vaikutuksesta laskelmissa käytetylle materiaalille oli huonosti saatavilla. Lisäksi kannaksen jännitystaso on pienentynyt alkupe- räiseen mäntään verrattuna huomattavasti, joten kyseisen kohdan väsymiselinikä on suurella todennäköisyydellä kasvanut. Tapin kiinnityksen alapinnan väsymi- selinikä vaikuttaisi olevan erittäin paljon suurempi kuin männän muiden osien. Osal- taan tätä selittää kyseisen mäntämallin todella kevyt paino ja moottorin suhteellisen matala kierrosluku, lisäksi väsymisenkestoa parantaa huomattavasti kyseisen koh- dan suhteellisen viileä noin 150 °C lämpötila. Kohdan 8.2 taulukosta voidaan nähdä, että tilanteen 1. *Otetaan tehoa* jännitystasot laskevat esimerkiksi männän laen alla olevassa pyörityksessä kierrosluvun noustessa. Tämä johtuu korkeammilla kier- roksilla pienenevästä palopaineesta, sekä korkeamman kiihtyvyyden aiheuttamasta suuremmasta inertiaivoimasta, joka toimii vastavoimana palopaineen aiheuttamalle voimalle.

Ennen valmistusta uudesta mäntämallista täytyy vahvistaa lisätuen aluetta jännitys- tason laskemiseksi. Muilta osin uuden mäntämallin voidaan suurella varmuudella todeta olevan vanhaa mäntämallia huomattavasti kestävämpi, koska uuden män- nän jännitystasot ovat paljon vanhaa mäntää matalammat ja alumiinin 2618-T6 kes- tävyys korotetuissa lämpötiloissa on huomattavasti alkuperäisessä männässä käy- tettyä 7075-T6 alumiinia parempi. Lisäksi uudelle männälle suoritetaan väsymislju- utta nostava lasikuulapuhallus korkeimmilla jännityksillä olevien kohtien osalta. Lopullinen väsymiselinikä ja vauriokohta selviävät tarkemmin vasta käytännön tes- teissä. Männän mekaaniset kuormitukset ovat suhteellisen helposti selvitettävissä, mutta erittäin suuresti väsymiselinikään vaikuttavat lämpötilat vaihtelevat eri moot- torien välillä paljon. Joissain tapauksissa jo 10°C pienennys männän lämpötilaan noin kaksinkertaistaa väsymiseliniän. (MAHLE 2012, 55-56). Tämän takia tarkempia tuloksia haluttaessa täytyisi suorittaa jonkinlaisia lämpötila- ja palopainemittauksia käyvästä moottorista ja muuttaa laskentaa mittauksien perusteella. Tulosten tark- kuutta voisi myös mahdollisesti parantaa käyttämällä Bergmann:in vaurioparamet- ria, mutta siihen ei aika riittänyt enää tämän työn osalta (MAHLE 2012, 55). Osal- taan virhettä aiheuttaa myös se, että käytettiin yksinkertaistettuja kuormitustilan- teita, oikeassa moottorissa esimerkiksi yläkuolokohdan suurin kiihtyvyys ilmenee hieman eri aikaan kuin maksimi palopaine.



Uutta moottoria kyseiseen autoon rakennettaessa suositellaan moottoriin asennettavan öljysuihkut mäntiä jäähdyttämään, todennäköisesti tällä mäntien lämpötila laskee parantaen väsymislujuutta. Jatkokehittelyissä lisätuen vahvistamisen lisäksi voisi männästä tehdä epäsymmetrisen helmojen ja niiden välisten kannasten osalta, koska toisen helman puoli on lähes ilman kuormituksia toisen ottaessa vastaan korkeat palopaineen aiheuttamat sivuttaisvoimat. Lisäksi männän puristuskorkeutta kannattaisi nostaa, jotta saataisiin laen alaisen pyörityksen jännityksiä jaettua suuremmalle pinta-alalle Saint Venant:n periaatteen mukaisesti. (Salmi & Pajunen 2010, 134).

## 9 POHDINTA JA YHTEENVETO

### 9.1 Yhteenveto

Tämä opinnäytetyö tehtiin Makotec Oy:lle. Tämän työn tarkoituksena oli kehittää kestävämpi mäntämalli Toyotan 4A-FE-moottoriin. Männän lujuuslaskentaa varten kehitettiin Mathcad-laskentapohja mäntään kohdistuvien voimien laskentaan, sekä FEM-laskentamalli Mecway-ohjelmistoa käyttäen. Teoriaosiossa kerrottiin perusteet nelitahtimoottorin toiminnasta ja männän tehtävästä. Osiossa käsiteltiin myös FEM-laskennan teoriaa, mäntään kohdistuvien kuormitusten laskentaa, väsymislaskentaa, sekä kovien lämpötilojen aiheuttamia ongelmia männän kestävyuden kannalta. Työssä saavutettiin tavoitteena ollut männän rakenteen kestävyuden parantaminen ja rakennettiin laskentapohjat myös tulevaisuudessa mahdollisesti tulevia uusia mäntämalleja silmällä pitäen.

### 9.2 Pohdinta

Työn tekijällä oli hieman aiempaa kokemusta FEM-laskennan suorittamisesta moottorin osille. Tekijä oli aiemmin suorittanut yksinkertaisempia simulointeja, joissa ei ollut tarvittu kontakteja eri osien välille tai muutenkaan epälineaarista laskentaa. Koulussa käyty kurssit antoivat hyvän pohjan simulointimallien rakentamiselle. Opinnäytetyö oli vaativa, mutta erittäin mielenkiintoinen, mikä osaltaan auttoi jaksamaan työn parissa ongelmista huolimatta. Suurin ongelma oli saada FEM-laskentamallin eri osien väliset kontaktit toimimaan hyvin. Väärillä kontaktien arvoilla tulokset voivat vääristyä ja pahimmillaan laskenta saattaa jatkua vuorokausia ilman tuloksia. Lisäksi päänvaivaa aiheuttivat väsymislaskelmien tulosten luotettavuuden arviointi, olisikin mielenkiintoista perehtyä metallien väsymisilmiöön syvemmin tulevaisuudessa.

Työssä saatiin suuri määrä kokemusta simulointimallien rakentamisesta ja väsymislaskennasta. Myös tekijälle ennestään tuntematon FEM-ohjelmisto Mecway tuli työn

aikana tutuksi ja osoittautui kyvykkääksi myös vaativaan epälineaariseen laskentaan. Tämän työn aikana opitut taidot ovat varmasti hyödyllisiä tekijälle tulevaisuudessa työelämässä ja harrasteprojekteissa.

## LÄHTEET

- Andersson, P. Tamminen, J. & Sandström C-E. 2002. Piston ring tribology: A literature survey. [Verkojulkaisu]. [Viitattu 14.3.2020.] Saatavana: <https://www.vtt.fi/inf/pdf/tiedotteet/2002/T2178.pdf>
- Bonneau, D., Fatu, A. & Souchet, D. 2014. Internal Combustion Engine Bearings Lubrication in Hydrodynamic Bearings. [Verkkokirja]. London, ISTE Ltd. [Viitattu 14.3.2020]. Saatavana ProQuest Ebook Central-palvelusta. Vaatii käyttöoikeuden.
- Dhondt Guido. 2018. CalculiX CrunchiX USER'S MANUAL version 2.14. [Verkojulkaisu]. [Viitattu 14.3.2020.] Saatavana: [http://www.dhondt.de/ccx\\_2.14.pdf](http://www.dhondt.de/ccx_2.14.pdf)
- Jaap Schijve. 2009. Fatigue of Structures and Materials: Second edition with CD-ROM. Springer Science+Business Media, B. V.
- Konola, M. 2020. Toimitusjohtaja. Makotec Oy. Haastattelu 28.2.2020.
- Kurowski Paul M. 2017. Finite Element Analysis for Design Engineers: Second Edition. [Verkkokirja]. Warrendale, PA, USA: SAE International. [Viitattu 3.2.2020]. Saatavana Ebsco eBook Collection -palvelusta. Vaatii käyttöoikeuden.
- Lehtinen, A. Rantala, J. Autotekniikka 4: Moottori. 2012. Helsinki: Kustannusosakeyhtiö Otava.
- Magda, M. Ei päiväystä. JE Pistons: Billet Versus Forged Pistons: What's the Difference? [Blogikirjoitus]. JE Pistons. [Viitattu 24.2.2020]. Saatavana: <https://www.jepistons.com/blog/billet-versus-forged-pistons-whats-the-difference>
- MAHLE GmbH. 2012. Pistons and engine testing. 2. uud, p. Springer vieweg.
- Makotec Oy. Ei päiväystä. [Verkkosivu]. Kempele: Makotec Oy. [Viitattu 11.1.2020]. Saatavana: <https://makotec.fi/>
- Rabb, Roger. 2013. Todennäköisyysteoriaan pohjautuva väsymisanalyysi. Helsinki: BoD – Books on Demand.
- Robert Bosch GmbH. 2002. Autoteknillinen taskukirja. Suomentaja Autoalan Koulutuskeskus Oy. Jyväskylä: Gummerrus Oy.
- Salmi, T. Pajunen, S. Lujuusoppi. 2010. Tampere: Pressus Oy.

- Senkova, S.V., Senkov, O.N., & Miracle, D.B. 2006. Cryogenic and Elevated Temperature Strengths of an Al-Zn-Mg-Cu Alloy Modified with Sc and Zr. [Verkköjulkaisu]. Metallurgical and materials transactions A (37A). [Viitattu 5.4.2020]. Saatavana ResearchGate-palvelusta. Ei vaadi käyttöoikeutta.
- Sonsino, C T., Lagoda, T., & Demofonti, G. 2004. Damage accumulation under variable amplitude loading of welded medium- and high-strength steels. [Verkköjulkaisu]. Internal Journal of Fatigue. [Viitattu 14.3.2020]. Saatavana ScienceDirect-palvelusta. Vaatii käyttöoikeuden.
- Suvanto, S. 2011. Mode-based vibration response analysis of an engine-generator set. Tampere: Tampereen teknillinen yliopisto. Diplomityö.
- Teknologiateollisuus ry. 2006. Raaka-ainekäsikirja: Alumiinit. [Verkkokirja]. Helsinki: Teknologiainfo Teknova Oy. [Viitattu 24.2.2020]. Saatavana Ellibs E-kirjakaupasta. Vaatii käyttöoikeuden.