



# **OTTOMOOTTORIN SUORITUSARVOJEN MITTAAMINEN JA VALITTUJEN KOMPONENTTIEN LUJUUSANALYYSI**

Raine Hannula

Opinnäytetyö  
Huhtikuu 2011  
Kone- ja tuotantotekniikka  
Kone- ja laiteautomaatio  
Tampereen ammattikorkeakoulu

## TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Kone- ja tuotantotekniikka  
Kone- ja laiteautomaatio

RAINE HANNULA: Ottomoottorin suoritusarvojen mittaaminen ja valittujen komponenttien lujuusanalyysi.

Opinnäytetyö 72 sivua + 50 liitesivua  
Kesäkuu 2011

---

Kova kilpailu metalliteollisuudessa pakottaa yritykset keskittymään ydinosaamiseensa ja kehittämään sitä edelleen tuotteissaan. Tämäntapainen toiminta on yleensä osa strategiaa, johon hyvä yritys väistämättä ajautuu, jos haluaa pysyä markkinoilla.

Asiakkaiden tarpeisiin pohjautuvalla tuotekehityksellä voidaan saavuttaa tukeva jalansi- ja markkinoilta. Tuotekehitys voi myös palvella yritystä kustannuksia laskemalla. Tuotteessa voi olla useita hyviä ominaisuuksia, joilla palvellaan strategian mukaisen segmentin asiakkaita.

Kampikoneiston lujuusanalyysin kohdalla tuotekehitys palvelee sekä asiakasta että tuotteen valmistajaa. Asiakkaalle syntyy kuva yrityksestä, jonka tuotteissa jokaisen komponentin valinta on tarkan laskennan ja testauksen tulos. Omien tuotteiden tuntemus vahvistaa asiakkaan luottamusta, ja samalla myös yrityksen omat materiaalikustannukset pienenevät.

Opinnäytetyö rakentuu ajoneuvon moottorin suoritusarvojen mittauksesta kaupallisella, tähän tarkoitettulla ohjelmalla. Työssä selvitetään ottomoottorin sylinterivoimia teoreettisesti termodynamiikan kaavoilla ja verrataan tuloksia mitattuihin arvoihin. Työhön sisältyy myös 3D-mallien muodostaminen kaupallisella suunnitteluohjelmalla ja tällä suoritettu lujuusanalyysi.

Tietokoneohjelman mittataajuus osoittautui liian pieneksi moottorissa olevien suureiden muutosnopeuteen verrattuna. Tämän takia moottorinohjausyksiköltä saatu suoritusarvo ei välttämättä edusta todellista maksimiarvoa eikä sijaintia kierrosnopeusalueella.

Moottorin painetilavuuskuvaaja muodostettiin laskemalla moottoritekniikan yleispätevillä kaavoilla, jonka tuloksena saadaan vain hyvä arvaus moottorin sisällä olevasta paineesta. Paineetilavuuskuvaaja pitäisi muodostaa siihen tarkoitettulla paineanturilla.

Komponenttien 3D-mallien muodostaminen täysin identtisiksi todellisten komponenttien kanssa oli haastavaa sisäpinnoilla olevien pyörityksien osalta. Lujuusanalyysi selvensi ohjelman puutteita tukien ja kontaktien muodostamisessa, jolloin jouduttiin ajamaan lukuisia kertoja tuloksia ja vertaamaan muodonmuutoksia keskenään, mikä vastaisi kyseisen komponentin todellista tilannetta kuormituksen alaisena. Lujuusanalyysin tuloksista voidaan todeta komponentteihin syntyvien suurimpien jännityksien sijainnit. Tämä auttaa tilanteessa jossa halutaan muuttaa osan muotoa.

---

Asiasanat: Lujuusanalyysi, ottomoottorin työkierto, FEM

## ABSTRACT

Tampere University of Applied Sciences  
Mechanical engineering  
Machine and automation

RAINE HANNULA: Otto engine performance measurement and the selected  
components strength analysis

Thesis 72 pages + 50 enclosures  
June 2011

---

Intense competition forces companies to focus core competencies at metal industry and further develop its products. This kind of activity is usually part of a strategy, which inevitably enters into a good company, if you want to stay in the market.

Customers' needs go basis through product development to achieve a firm foothold on the market. R & D can also serve the company the cost of computation. The product may have several good features, which are served in accordance with the strategy segment of customers.

Strength analysis of engines crankcase product development serve the both customer and the manufacturer of the product. Client is a picture of the company, whose products for each component selection and testing of an accurate census results. Their own product knowledge to strengthen customer confidence, and also the company's own material costs are reduced.

This study consists of the vehicle's engine performance measurement in the commercial, the purposes of this program. The project examines recruitment cylinder automatically forces in theoretical thermodynamics equations, and compared the results with measured values. Work also includes 3D models of the formation of a commercial design program, and this made the strength analysis.

Measuring the frequency of a computer program proved to be too small for the engine of magnitudes compared to the rate of change. That is why engine control unit obtained performance does not necessarily represent the actual maximum value and the location of speed area.

Engine pressure volume curve was constructed by calculating the known engine technology formulas, resulting in a just a good guess the pressure inside the engine. Compressed photographer should be referred to a pressure sensor.

Formatting components 3D models of a fully identical with the actual components was a challenge to the internal surfaces of the rounding. Structural analysis clarified the shortcomings of the program of aid and contacts the formation, in which case you will have to run on numerous occasions, and compare the results of the deformation, which must reflect the real situation of the component under load. Strength of the results of this analysis can be seen arising from the major components of stress positions. This will help in a situation where you want to change part of the form.

---

Keywords: Strength Analysis, Otto engine cycle, FEM

## ALKUSANAT

Metalliteollisuuden huonon taloustilanteen vuoksi vuonna 2009-2010, opinäytetyö on oma valintani. Työn laajuuden vuoksi minun täytyi perehtyä moniin tekniikan alueisiin, joita ovat moottoritekniikka, murtumismekaniikka, materiaalitekniikka, väsyminen ja termodynamiikka.

Opinnäytetyössä minua ovat auttaneet teoriatasolla Tampereen ammattikorkeakoulun opettajat TkL Matti Lähteenmäki ja TkT Markus Aho, joille kiitokset avustaan.

Kampikoneiston osien mallintamista varten oli etsittävä kohtalaisen harvinaisen moottorin osat, joita osoittautui olevan varastossa kahdella henkilöllä Suomessa. Eteläsuomessa. Vantaalla toimivan Pro-mo racing yrityksen Jyrki Repo auttoi opinnäytetyössäni, antamalla männän ja kiertokangen lainaksi mallintamista varten. Häneltä saadut vinkit, mistä kiertokanget ovat katkenneet käytössä, oli nähtävissä 3D-mallin lujuustarkastelussa.

Kiitokset Jyrkille.

Mikko Välitalo auttoi minua kiertokangen ja kampiakselin 3D-mallin muodostamisessa tarvittavien mittojen kanssa. Kampiakseli jäi kuitenkin pois opinnäytetyöstä, työn laajuuden takia.

Kiitokset Mikolle.

# SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ.....	2
ABSTRACT .....	3
ALKUSANAT.....	4
1 JOHDANTO.....	7
2 AUDI S4 BITURBO .....	8
3 POLTTOMOOTTORI.....	9
3.1 Lämpövoimakoneen kiertoprosessit .....	9
3.1.1 Lämpövoimakoneen todellinen kiertoprosessi .....	11
3.2 Palamisen kulku .....	12
3.3 Sylinteriin saatava täytös .....	13
3.3.1 Boylen laki.....	13
3.3.2 Lämpötilan vaikutus tuloon pV .....	13
3.3.3 Ihannekaasun tilanyhtälö .....	14
3.3.4 Painehäviö putkivirtauksessa.....	14
4 MOOTTORISSA VAIKUTTAVAT VOIMAT KAMPIKONEISTOON .....	15
4.1 Kiertokangen edestakaisen massan diskretisointi.....	16
5 MATERIAALIT.....	18
5.1 Metallin sisäinen rakenne .....	18
5.1.1 Mikrorakenne.....	18
5.2 Metallin plastinen muodonmuutos ja sen estäminen .....	19
6 METALLIN VÄSYMINEN.....	20
6.1 Wöhler käyrä.....	21
6.2 Mitoitus väsymisrajaan nähden .....	23
7 SOLIDWORKS OHJELMAN LUJUUSLASKENTA .....	24
8 MOTRONIC ME7.....	26
9 MOOTTORIN SUORITUSARVOJEN MITTAUS LASKENTAA VARTEN .....	28
9.1 Mittauksen suorittaminen .....	28
9.2 Mittauksen tulokset.....	28
10 MOOTTORIN OSIEN MATERIAALIT .....	30
10.1 Mäntä .....	30
10.2 Männäntappi .....	31
10.3 Kiertokanki .....	34
10.3.1 Kiertokangen M8 pultti .....	35

11	LUJUUSANALYYSI.....	36
11.1	3D-mallien kontaktit, voimat ja tuennat .....	36
11.1.1	Mäntä .....	36
11.1.2	Männäntappi .....	51
11.1.3	Kiertokanki .....	56
12	JOHTOPÄÄTÖKSET .....	69
	LÄHDELUETTELO .....	70
	LIITTEET .....	73

## 1 JOHDANTO

Opinnäytetyössä selvitetään Audi S4 2.7 biturbon kampikoneistoon vaikuttavat voimat moottorissa täydellä kaasulla tehdyssä kiihdytyksessä. Työssä mallinnetaan kampikoneisto 3D-ohjelman avulla ja tehdään tarkempi lujuusopillinen analyysi männälle, männätapille ja virityskäyttöön tarkoitettulle kiertokangelle.

Työ sisältää valitun ajoneuvon moottorin suoritusarvojen mittauksen Ross-Tech merkisen, tietokoneeseen asennettavan ohjelman ja saman valmistajan OBD kaapelin avulla. Tulokset liitteessä A analysoidaan ja muodostetaan Microsoft ohjelman Excel laskentaohjelmalla moottorin teho ja momenttikuvaaja saaduista tuloksista.

Moottorin sisällä kampikoneistoa rasittavat massa- ja kaasuvoimat lasketaan termodynamiikan ja moottoritekniikan kaavoilla liitteessä B, josta saamme kyseisen moottorin painetilavuuskuvaaja.

Voimien avulla voidaan kampikoneiston komponenteille suorittaa lujuusanalyysi. Voimille rakennetaan niitä kuvaavat lausekkeet kampiakselin astelukuvun funktiona, mikä kuvaa kiertoprosessin alusta loppuun. FEM-mallien avulla ja tekniikan kaavoilla saatuja tuloksia verrataan keskenään, mikä helpottaa mahdollisten virheiden huomaamista ja välttämistä.

Laskennan tuloksena nähdään suurimpien jännityksien esiintymispaikat ja voidaan tehdä päätelmiä komponenttien kestävyyksistä moottorissa.

## 2 AUDI S4 BITURBO

Audi on valmistanut 2.7 biturbo moottorista viittä eri tehoista mallia, jotka ovat taulukossa 1. Suurimman tehon tuottava RS4 moottori on tehty yhteistyössä moottorivalmistaja Cosworthin kanssa, mutta muut pienemmän tehon tuottavat moottorit Porschen kanssa.

Taulukko 1. Audi 2.7 biturbo moottorien eri mallimerkintöjen suoritusarvoja.

Merkki	Moottorin malli	Teho [kW]	Momentti [Nm]	Kierrosluvulla [rpm]
A6 /allroad	AJK / ARE / BES	169	310	1800 - 4600
S4 USA / A6	APB	185	350	1850 -
S4 EURO	AGP	195	400	1950 - 3500
RS4	AZJ	280	440	2500 - 6000
RS4	AZJ / MTM	337	580	4300 -
S4	APB / MTM	235	500	2000 -



### 3 POLTTOMOOTTORI

Polttomoottori on autoissa yleisimmin käytetty lämpövoimakone, joka muuttaa polttoaineisiin kemiallisesti sitoutuneen energian mekaaniseksi työksi.

Mekaanista työtä saadaan ulos sylinteristä siirtämällä polttoaineen kemiallista energiaa palamisen avulla lämpöenergiaksi työaineeseen, jonka paine nousee ja tekee työtä männän liikkeessä alaspäin. Sylinterin sisällä syntynyt hyötytyö muunnetaan kampikoneiston avulla kampiakselilta saatavaksi vääntömomentiksi.

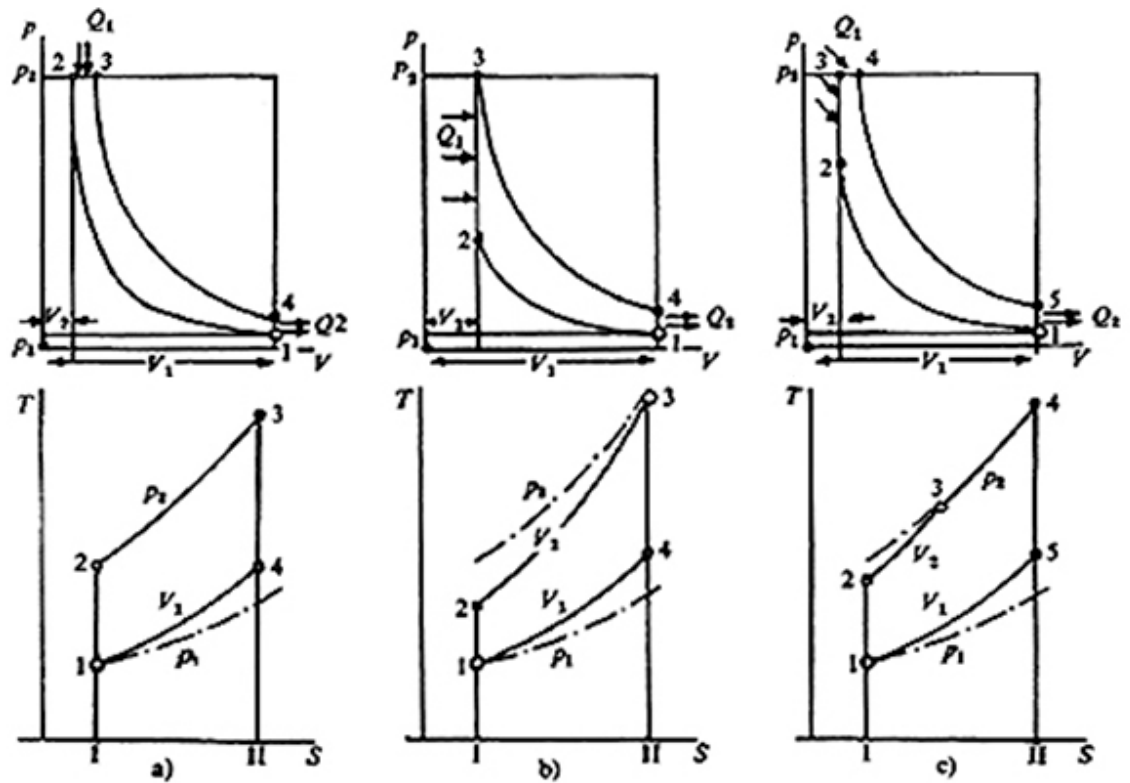
Mekaanisen työn jatkuva kehittäminen on mahdollista vain joko jaksottaisesti (mäntämoottorit) tai jatkuvasti (ohivirtausmoottorit) vuorottelevien lämmönoton, paisunnan ja työaineen alkutilaan palautuksen toistoilla, jotka ovat kiertoprosesseja./7,s.5/ /1,406/

#### *3.1 Lämpövoimakoneen kiertoprosessit*

Kiertoprosessi on sarja kaasun tai höyryn tilanmuutoksia, joiden jälkeen työaine on jälleen alkuperäisessä tilassa. Jokainen lämpövoimakone suorittaa peräkkäisiä kiertoprosesseja ja koneen käyttämä työaine palautetaan alkutilaansa aina jokaisen kiertoprosessin päätteeksi./2/

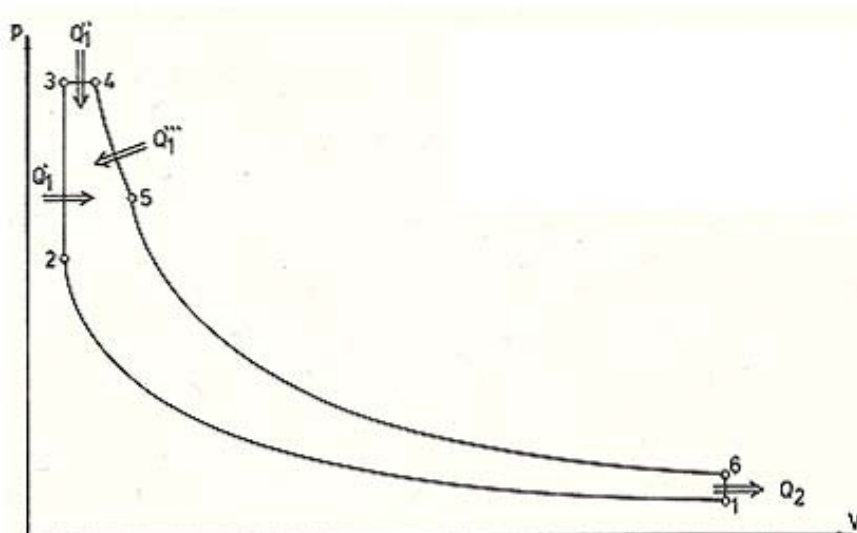
Nelitahtisella polttomoottorilla on kolme työkiertoa, Otto- Diesel- ja Seiligertyökierto. Työkierrat eroavat toisistaan tilanmuutoksesta, jossa polttoaine poltetaan.

Dieselyökierrrossa polttoaine poltetaan vakioaineessa, Ottotyökierrrossa vakioilavuudessa ja Seiligertyökierto on edellisten yhdistelmä.



Kuva 1. Lämpövoimakoneen kiertoprosessit vasemmalta; Diesel, Otto, Seiliger. (Eerola 1976, 37)

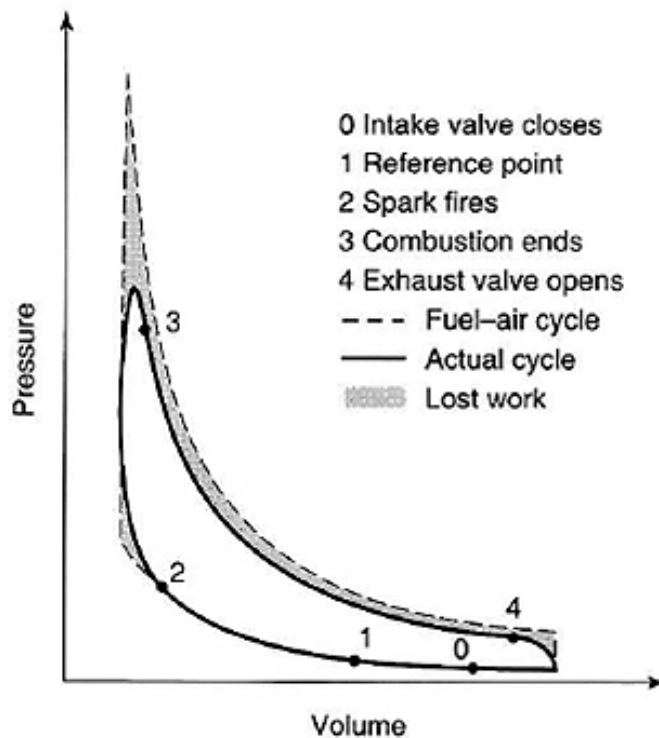
Koska ahdetussa autossa poltetaan suhteellisen paljon polttoaine/ilmaseosta, on kuvan 1 Seiligertyökiertoon tuotava energiaa vakio paine polton jälkeen. Kuva 2./7,27/



Kuva 2. Ahdetun auton Seiligertyökierto. (Lampinen 1985, 27)

### 3.1.1 Lämpövoimakoneen todellinen kiertoprosessi

Lämpövoimakoneet eivät kuitenkaan voi toimia tarkasti näiden pV-piirrosten mukaan, vaan piirrokset ovat kulmistaan pyöristyneet. Polttoaineella kuluu tietty aika palamiseen ja se aika on yleensä pidempi kuin sylinterin pysyminen vakiotilavuudessa, jolloin palaminen jakaantuu tietylle välille ennen ja jälkeen yläkuolonkohtaa.



Kuva 3. Ottotyökierrolla toimivan ahtamattoman moottorin todellinen pV-piirros. (Ferguson; Kirkpatrick 2001, 96)

Kuvassa 3 on moottorin sylinterissä tekemä työ  $W_i$ , joka on käyrän sisään jäävä pinta-ala ja tästä muodostuu sylinterin sisälle indikoitua työtä, joka lasketaan kaavalla (1),

$$W_i = \int p dV \quad (1)$$

missä  $p$  on sylinterin sisällä oleva paine ja  $V$  on sylinterin tilavuus.

Sylinterin sisällä oleva indikoitu teho lasketaan kaavalla (2),

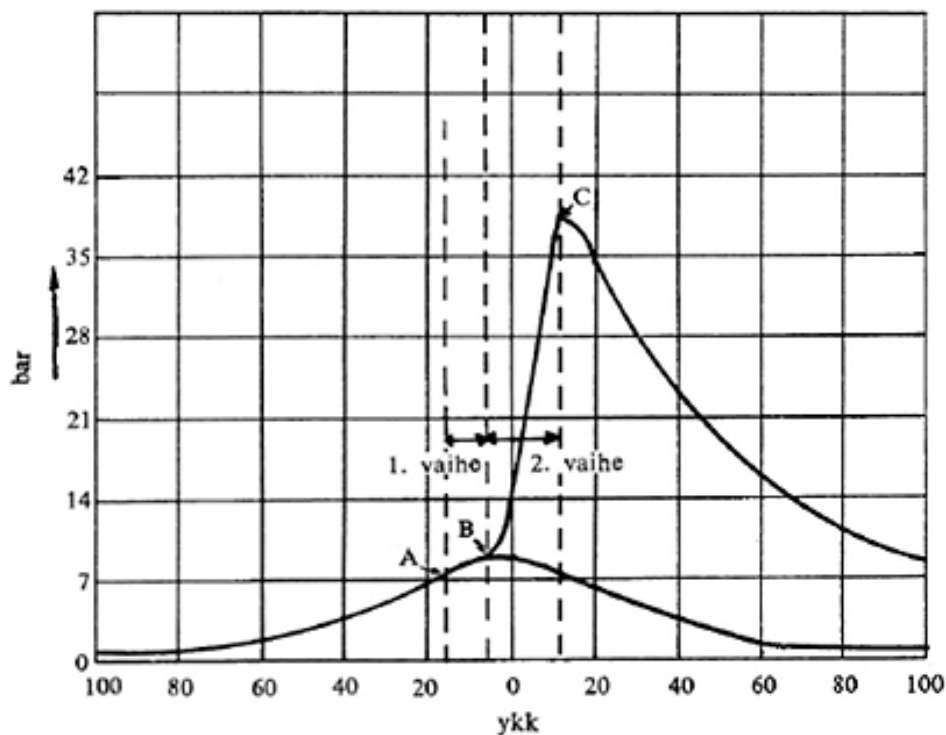
$$P_i = W_i \frac{n * z}{i} \quad (2)$$

missä  $n$  on moottorin pyörimisnopeus,  $z$  on sylinterien lukumäärä ja  $i$  on tahtisuusluku.

### 3.2 Palamisen kulku

Prosessin lämmönkehitys riippuu palamisnopeudesta, joka puolestaan muodostuu liekkirintaman etenemisnopeudesta ja pinta-alasta. Liekkirintaman palamisnopeus on suurimmillaan noin 10 % ilmaylimäärällä ja on 20...40 m/s./1/

Ottomoottorissa on kuvassa 4 huomattavissa sytytyksessä kaksi vaihetta. Ensimmäinen vaihe lasketaan alkavan sytytystulpassa syntyvän valokaaren syttymishetkestä ja toinen vaihe siitä hetkestä, kun indikaattoriirroksessa on havaittavissa selvä paineen nousu./5,s.50/



Kuva 4. Palamisen eri vaiheet ottomoottorissa kammenkulma-asteiden funktiona. (Eerola 1976, 50)

Sylinterin nurkkauksissa syntyy kohtia, joissa palaminen epäedullisista olosuhteista johtuen hidastuu ja jatkuu ns. jälkipalamisena kauemmin, usein koko työtahdin ajan. Rikastamalla seosta saadaan epäedulliset kohdat pois poltosta ja palorintaman eteneminen säilyy paremmin pallomaisena, tosin liekki sammuu kun kaikki happi on ilmasta käytetty, mutta näin koko palaminen on sijoittunut polttomoottorin optimiin kohtaan, joka on tavallisesti noin 10...15 astetta JYKK. Myös kuvassa 3, painehuipun täytyisi osua tähän kohtaan. Rikkaammalla seoksella saavutetaan myös korkein liekin lämpötila ja nopein palamisaika. /5,s.50 /

### 3.3 Sylinteriin saatava täytös

Tuottosuhte riippuu lähinnä sylinteriin virtaavan ilmamäärän lämpenemisestä, millä tarkoitetaan ilman ja sylinteriseinämien lämpötilaeroja täytöksen aikana, virtausvastuksista venttiilissä ja imukanavissa./6,s.127/

Täytöstä sylinterissä voidaan laskea ihannekaasun tilanyhtälön avulla ja putkessa olevan painehäviön avulla tietyllä virtausnopeudella./2,s.434/

#### 3.3.1 Boylen laki

Englantilainen fyysikko ja kemisti Robert Boyle havaitsi, että tietyn kaasumäärän paineen ja tilavuuden tulo pysyy vakiona, edellyttäen että lämpötila on vakio

$$pV = \text{vakio}, \text{ kun } T = \text{vakio} \quad (3)$$

missä p tarkoittaa kaasun absoluuttista painetta ja T termodynaamista lämpötilaa. Sama yhtälö kirjoitettuna kaasun kahden tilan 1 ja 2 välille on

$$p_1V_1 = p_2V_2, \text{ kun } T = \text{vakio} \quad (4)$$

#### 3.3.2 Lämpötilan vaikutus tuloon pV

Ranskalaiset Jacques Charles ja Joseph Gay-Lussac havaitsivat, että vakiopaineessa kaasun tilavuuden muutos on verrannollinen lämpötilan muutokseen.

Termodynaamisen lämpötilan avulla ilmoitettuna Charlesin ja Gay-Lussacin tulokset voidaan kirjoittaa

$$V \propto T, \text{ kun } p = \text{vakio} \quad (5)$$

Gay-Lussac havaitsi myös, että kaasun paineen muutos on verrannollinen lämpötilan muutokseen, kun tilavuus on vakio. Tulokset voidaan kirjoittaa

$$p \propto T, \text{ kun } V = \text{vakio} \quad (6)$$

### 3.3.3 Ihannekaasun tilanyhtälö

Boyleyn, Charlesin ja Gay-Lussacin tulokset yhdistämällä kirjoitetaan ihannekaasun tilanyhtälö

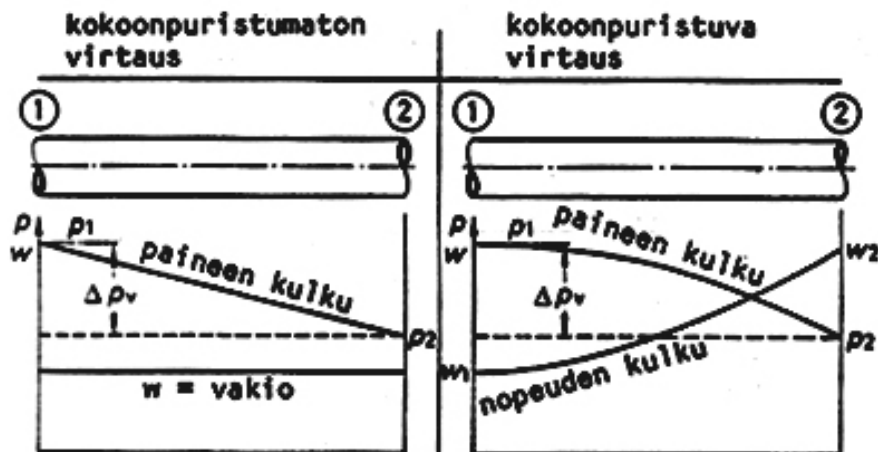
$$pV = nRT \quad (7)$$

Missä  $n$  on kaasun ainemäärä. Vakio  $R$  on moolinen kaasuvakio.

Moottoriin menevä ilmassa ei käyttäydy ihannekaasun tavoin matalissa lämpötiloissa ja suurissa paineissa. Imuventtiilin sulkeutuessa moottorissa ei ole suurta painetta eikä matalaa lämpötilaa, tämän takia moottorissa olevan kaasun massa voidaan selvittää ihannekaasun tilanyhtälöllä./4,s.12/

### 3.3.4 Painehäviö putkivirtauksessa

Ilman, kaasun ja höyryn virratessa putkessa on kyseessä paisuntavirtaus, koska paine alenee kitkahäviöiden takia virtaussuunnassa. Koska putkivirtauksessa kokoonpuristuvalla aineelle paineen aleneminen ei tapahdu lineaarisesti eikä nopeus pysy vakiona, painehäviöt lähteävät kasvamaan eksponentiaalisesti virtausnopeuden kasvaessa./4,s.171/

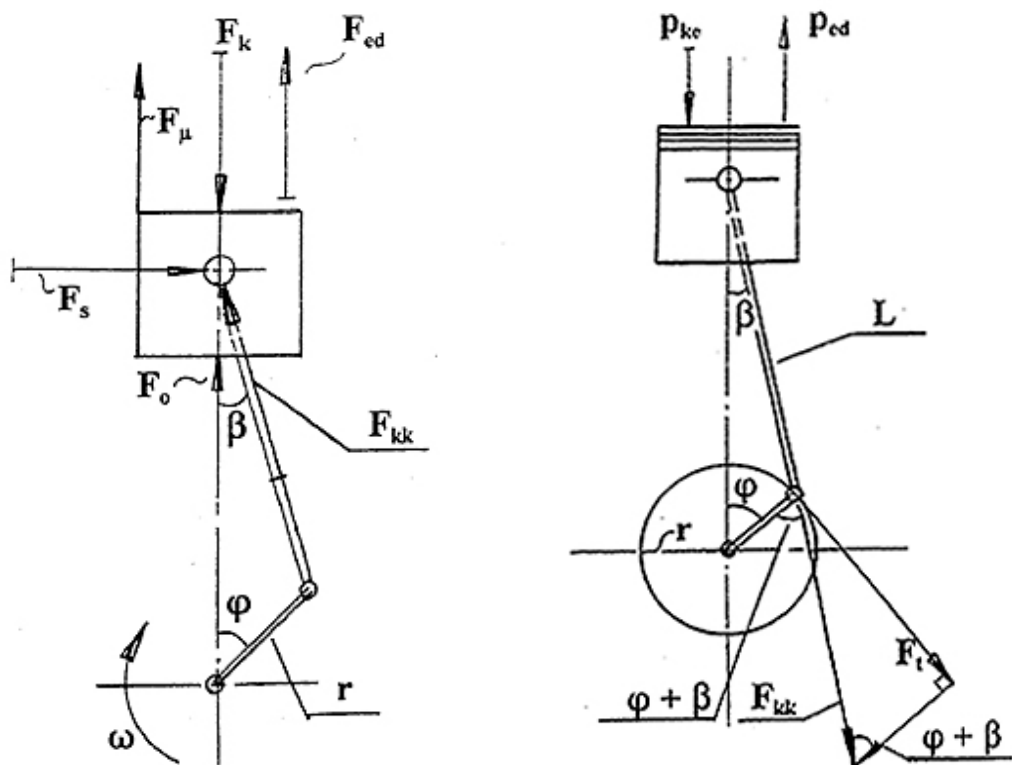


Kuva 5. Virtausvastuksia putkissa kokoonpuristuvalla ja kokoonpuristumattomalle virtaukselle. (Bohl 1988, s.171)

## 4 MOOTTORISSA VAIKUTTAVAT VOIMAT KAMPIKONEISTOON

Sylinterin sisällä poltettaessa polttoaine/ilmaseosta seos lämpenee ja aiheuttaa sylinterin mäntää alaspäin työntävän painevoiman. Kampiakselin pyöriessä kampikoneiston edestakaisessa liikkeessä olevat massat aiheuttavat hitausvoimia Newtonin toisen lain mukaan./2,s.95/

Kuvassa 6 on esitetty kampikoneiston voimakomponentit.



Kuva 6. Kampikoneistoon syntyvät voimat paine- ja massavoimista.

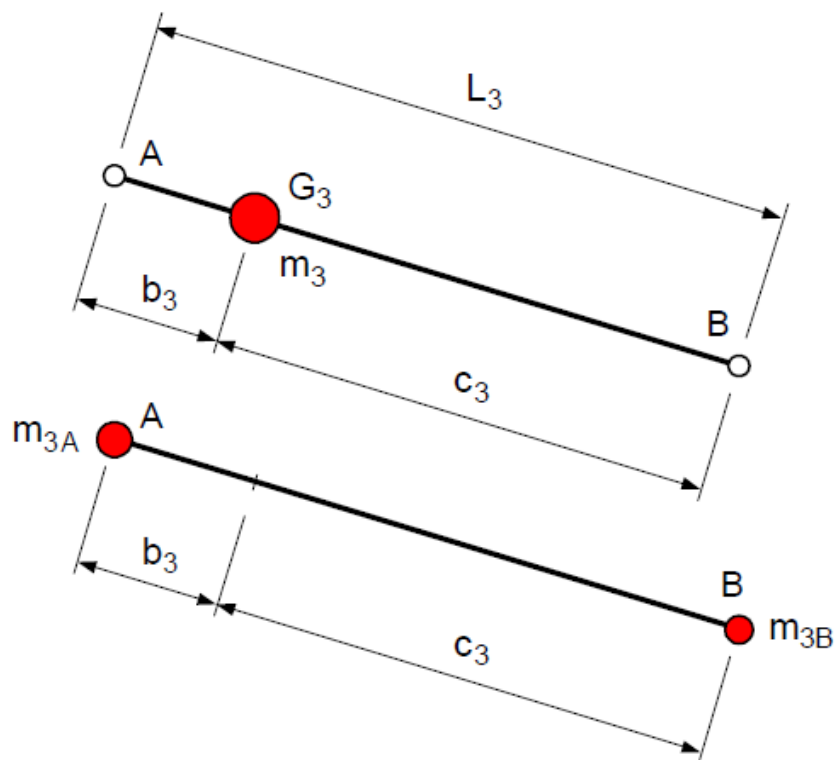
- $F_{ed}$  = massojen edestakaisesta liikkeestä aiheutuva massavoima  
 $F_k$  = sylinterin absoluuttisesta paineesta aiheutuva kaasuvoima  
 $F_{kk}$  = kiertokankivoima  
 $F_s$  = männän sivuttaissuuntainen voima  
 $F_\mu$  = sylinterin ja männän välinen kitkavoima  
 $F_o$  = kampikammipaineesta aiheutuva voima  
 $F_t$  = kampiakselin mutkan kohtisuora tangentiaalivoima  
 $\alpha$  = kampiakselin kiertymiskulma

- $\beta$  = kiertokangen kiertymiskulma  
 $\omega$  = kampiakselin kulmataajuus (pyörintänopeus)  
 $L$  = kiertokangen silmäväli  
 $r$  = kampiakselin mutkan säde

#### 4.1 Kiertokangen edestakaisen massan diskretisointi

Massavoimia syntyy edestakaisin liikkuvista massoista, joita ovat mäntä, männäntappi ja 2/3 osaa kiertokangen painosta.

Kiertokangen massa  $m_3$  voidaan diskretisoida kuvan 7 mukaisesti, jolloin kiertokangi korvataan massoilla  $m_{3A}$  ja  $m_{3B}$  sekä niitä kytkevällä massattomalla sauvalla AB. /29/



Kuva 7. Kiertokangen massojen diskretisointi

[http://home.tamk.fi/~m/lahten/arkistot/simu\\_pdf/mekanismi.pdf](http://home.tamk.fi/~m/lahten/arkistot/simu_pdf/mekanismi.pdf)

Seuraavat yhtälöt on oltava voimassa, jotta korvaavan systeemin massa olisi sama kuin alkuperäisen systeemin ja massakeskiö pysyisi kohdassa  $G_3$ .



$$m_{3A} + m_{3B} = m_3 \quad (8)$$

$$m_{3B}(b_3 + c_3) = m_3 b_3 \quad (9)$$

$$L_3 = b_3 + c_3 \quad (10)$$

joista saadaan ratkaistua ekvivalenteille massoille lausekkeet

$$m_{3A} = \frac{c_3}{L_3} * m_3 \quad (11)$$

$$m_{3B} = \frac{b_3}{L_3} * m_3 \quad (12)$$

Korvaava systeemi on siis likimääräinen ja yleensä se yliarvioi hieman kiertokangen hitausmomenttia. /29/

## 5 MATERIAALIT

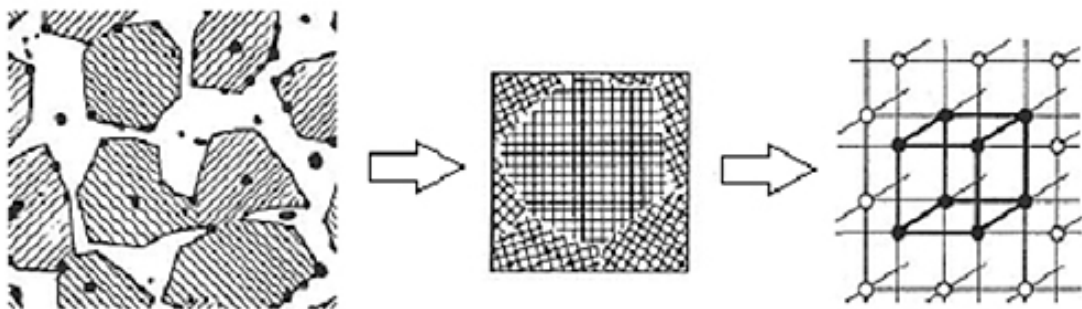
Kampikoneiston kestävyydelle tärkein ominaisuus on väsymiskestävyys, joka on mikro-  
skooppisella tasolla plastista muodonmuutosta. Tähän kestävyYTEEN voidaan vaikuttaa  
materiaalin myötörajaa nostamalla.

Teräs materiaalina olisi noin sata kertaa kestävämpää ilman lukuisia vikoja mikroraken-  
teessa, joita ovat

- hilaviat
- dislokaatiot
- raerajat

### 5.1 Metallin sisäinen rakenne

Tavallisesti metallit ovat kiteisiä makrorakenteeltaan. Kiteet rakentuvat hiloista, joilla  
tarkoitetaan atomien säännöllistä järjestystä.



Kuva 8. Metallin sisäinen rakenne. Kide ja hila.

#### 5.1.1 Mikrorakenne

Metallin sisälle muodostuneiden rakeiden koolla on merkitystä metallin ominaisuuksiin.  
Hienorakeinen mikrorakenne parantaa metallin lujuutta, erityisesti myötölujuutta.

Mikrorakennetta voidaan pienentää kylmämuokkaamalla metallia. Valssaamalla valmistetuilla metalleilla on tavallisesti hienompi mikrorakenne valamalla valmistetuihin teräksiin nähden./12/

## 5.2 *Metallin plastinen muodonmuutos ja sen estäminen*

Metallin pysyvä eli plastinen muodonmuutos on valtaosaltaan siirrosliukumista, millä tarkoitetaan liukutasoa pitkin tapahtuvaa kiteen osien siirtymistä toistensa suhteen.

Koska tähän tarvitaan dislokaatioita, on metallin lujittamisessa kyseessä näiden dislokaatioiden estäminen. Metallin lujittamiskeinoja ovat /12,s.67/

- Liuoslujittaminen metallin seostamisella toisella metallilla
- Faasimuutoksien hyväksikäyttö lämpökäsittelyllä
- Raerajalujittaminen hienommalla mikrorakenteella

Liuoslujittamisessa seosatomit aiheuttavat kantametallin hilaan häiriöitä ja sisäistä jännitystä, jotka vaikeuttavat dislokaation kulkua.

Faasimuutoksessa lisätään metallin lujempien kiteiden osuutta rakenteessa, joka tässä tapauksessa on martensiittia.

## 6 METALLIN VÄSYMINEN

Dynaamisesti kuormitetuille osille erittäin tärkeä rakenteiden suunnittelussa huomioon otettava asia on rakenteen väsyminen. Tämän tapaisen kuormituksen alaisena, rakenteiden väsyminen on hyvin yleinen rakenneaurio.

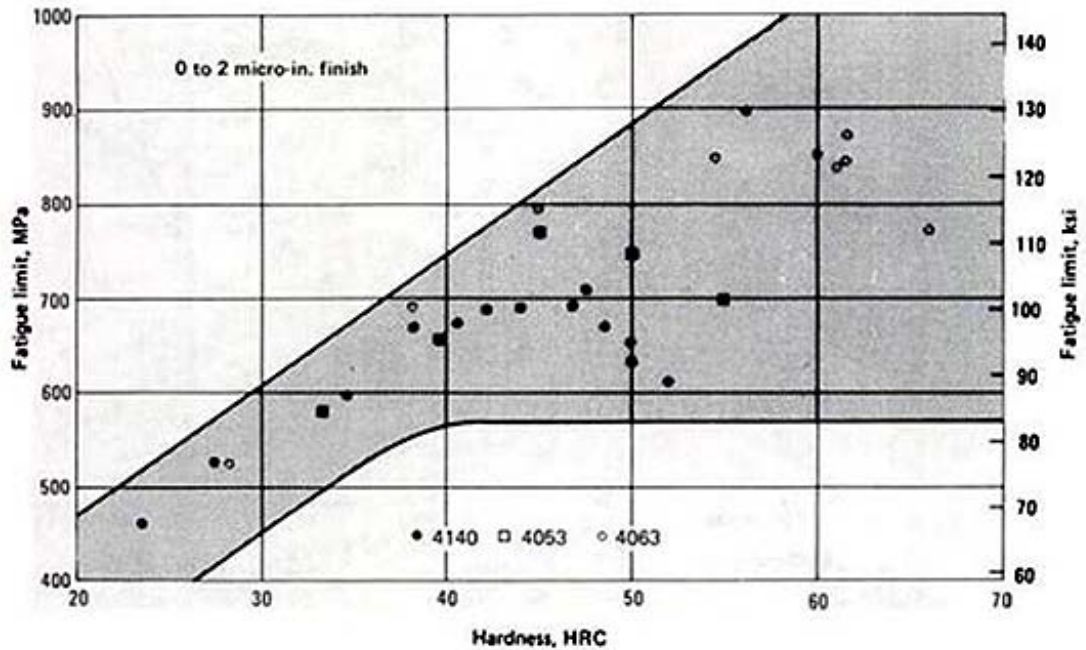
Väsyminen ilmiönä on hyvin monimutkainen teoriankin kannalta ja sille ei ole toistaiseksi voitu antaa yleispäteviä laskentaohjeita, vaan on tyydyttävä tiettyjen kokeellisten tulosten mahdollisimman tehokkaaseen hyväksikäyttöön. Väsymismurtuman selitetään johtuvan metallin / 9, s368/

Koska metalli jähmettyessään muodostaa epätasaisen mikrorakenteen, ei sen sisällä jännityksetkään ole tasan jakautuneet. Metallin sisällä on paikallisia jännityshuippuja, joista särönmuodostus alkaa jännityksen kohdistuessa tarpeeksi usein samaan kohtaan./12,s.24,s.46/

Väsymisilmiössä materiaalissa esiintyy plastista muodonmuutosta, tämä tarkoittaa materiaalin myötörajan ylittämistä. Murtumiseen johtanut väsyminen, joka on tapahtunut lukuisten kuormituskertojen jälkeen, alkaa mikroskooppiselta tasolta. Materiaaliin syntyy mikrosärö, jota sanotaan ydintymiseksi. Alue kasvaa ja etenee makroskooppiselle tasolle, tällöin materiaaliin syntyy makrosärö. Säröjen reunoihin syntyy voimakkaita jännityshuippuja ja tästä johtuen tapahtuu säröjen etenemistä, kunnes poikkileikkaus on pienentynyt riittävästi aiheuttaen materiaalin murtumisen./9, s.367/

Väsymismurtumaa voidaan ehkäistä teräksen mikrorakennetta muuttamalla martensiittiseksi. Teräkseen ei saisi jäädä ferriittiä. Myös pinnassa oleva puristusjännitys ehkäisee hyvin väsymisilmiön syntymistä./11, s.95/

Kuvasta 9 nähdään kovuuden ja hiilipitoisuuden vaikutus metallin 4140 väsymiseen./17,s.93/

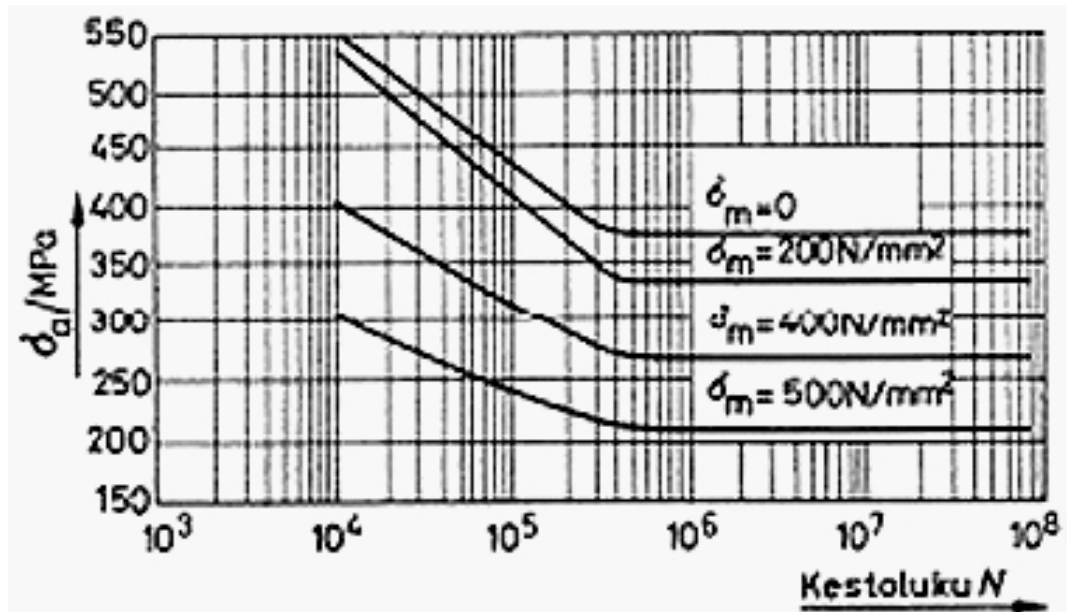


Kuva 9. Kovuuden ja hiilipitoisuuden vaikutus väsymisen raja-arvoon(vaihtolujuus).

[http://books.google.fi/books?id=Hbo8dI4CqVAC&printsec=frontcover&dq=atlas+of+fati-gue&hl=fi&ei=8Mm1TazoOYOTswbUvKjgDA&sa=X&oi=book\\_result&ct=result&resnum=1&ved=0CDcQ6AEwAA#v=onepage&q&f=false](http://books.google.fi/books?id=Hbo8dI4CqVAC&printsec=frontcover&dq=atlas+of+fati-gue&hl=fi&ei=8Mm1TazoOYOTswbUvKjgDA&sa=X&oi=book_result&ct=result&resnum=1&ved=0CDcQ6AEwAA#v=onepage&q&f=false)

### 6.1 Wöhler käyrä

Wöhler-käyrä kuvassa 10 ilmoittaa materiaalin murtumiseen johtavan jännitysambli-tudin  $\sigma_a$  tietyllä kestoluvun  $N$  arvolla. Tämä ambli-tudi riippuu keskijännityksestä  $\sigma_m$ . Ma-teriaalin vaihtolujuus  $\sigma_w$  tarkoittaa suurinta sallittua jännitysambli-tudia keskijännityk-sen ollessa nolla, jolloin siis  $N=\infty$ . Wöhler-käyrän määrittäminen perustuu materiaalille teh-tyihin väsytykskokeisiin.

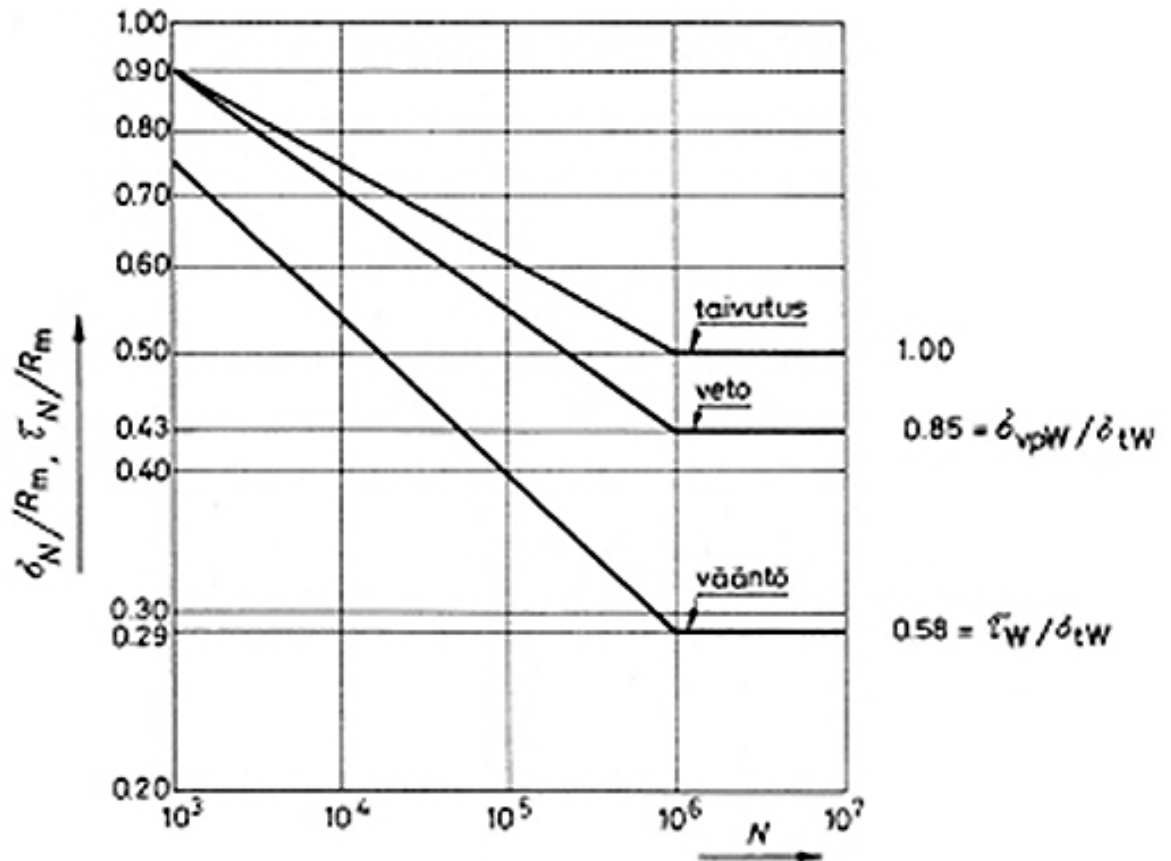


Kuva 10. Wöhler-käyrä. (Outinen 2007, 373)

Kun jännitysamplitudi on tietyn rajan alapuolella, ei rautametalleille tapahdu lainkaan murtumista, vaikka kuormitusjaksojen määrä olisi ääretön. Tämä näkyy kuvaajassa Wöhler-käyrän ollessa lähes vaakasuora kuormituskertojen ollessa suuri. Alumiinilla ja useimmilla muilla epärautametalleilla ei Wöhler-käyrässä ole vaakasuoraa aluetta. /9,s.373/

Alumiiniseosten väsymisluku pienenee monotonisesti kestopuvun funktiona. Tällaisilla materiaaleilla käytetään väsymislukuudelle usein kuormanvaihtolukua  $10^6 \dots 10^8$  vastaavaa arvoa. Erkkautuskarkeneville seoksille otetaan perusaineen vaihtoluku, koska väsyttävä kuormitus purkaa erkautuskarkaisun vaikutusta. /11/

Wöhler-käyrän selvittämiseksi tarvittavan koesarjan vaatimasta suuresta työmäärästä johtuen ei sitä useinkaan ole saatavissa halutulle materiaalille.



Kuva 11. Teräksen likimääräisiä Wöhler-käyriä. (Outinen 2007, 373)

## 6.2 Mitoitus väsymisrajaan nähden

Menetelmällä rakenteen laskennallinen kestoikä tulee äärettömän pitkäksi. Väsymisrajaan tapahtuvaa mitoitusta käytetään rakenteissa, joissa elinikäinen kuormituskertojen lukumäärä on satoja tai tuhansia miljoonia. Ottomoottorin kampikoneiston komponenteille tällainen mitoitus on käytännöllinen niissä esiintyvien suurien kuormituskertojen takia./10,s.354/

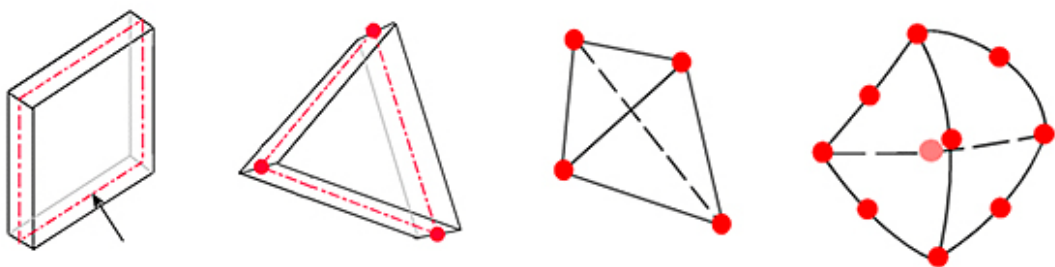
## 7 SOLIDWORKS OHJELMAN LUJUUSLASKENTA

Tarkasteltavana olevat kampikoneiston osat ovat jokaisen moottorimallin lujuusanalyysissä tuennoiltaan, voimien sijainniltaan, komponenttien kontakteiltaan ja elementtiverkoiltaan samanlaiset. Vain voimien suuruutta vain muuttamalla tehtävässä.

Lujuusanalyysi tehdään Solidworks simulation osiossa, jossa edellä mainitut asiat rakennetaan malliin ja lopuksi annetaan Solidworksin laskea tulokset solmupisteissä. Vaihtoehtoisesti Solidworks voisi näyttää myös elementeissä olevia arvoja halutuista suureista kuten jännityksistä.

Ohjelmassa on valittavana kaksi verkottajaa, standardi joka perustuu Voronoi – Delaunay-menetelmään ja kaarevuuteen (*curvature*) perustuvaan verkon muodostamiseen. Viimeinen tarkoittaa sitä, että ohjelma pienentää automaattisesti elementtien kokoa kappaleen kaarevissa kohdissa tehden verkosta tiheämmän. Curvature-tyyppinen verkko sopii hyvin kokoonpanoihin, joissa komponentit koskettavat toisiaan pinnoiltaan.

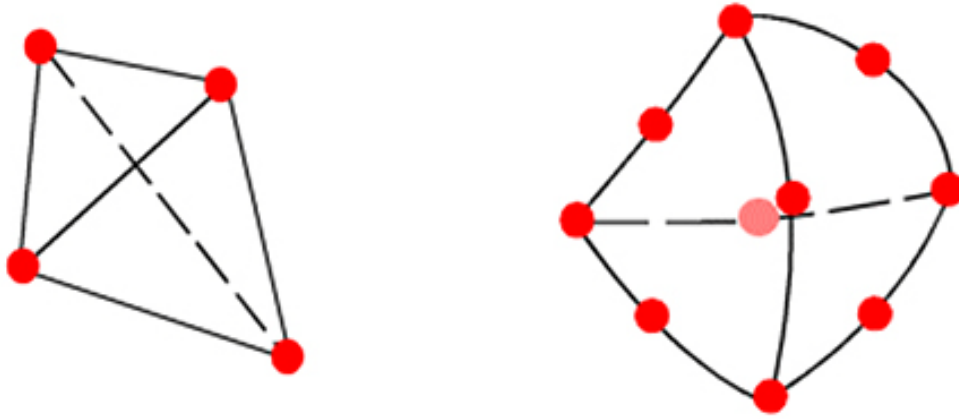
Solidworks käyttää solideille kappaleille tetraedrin muotoista elementtiä, käyttäjä itse ei voi valita esim. kuorielementin tai solidielementin väliltä, vaan ohjelma tekee valinnan mallin rakenteen perusteella.



Kuva 12. Solidworks ohjelman yleisimmät elementit, kuori- ja solidielementti.

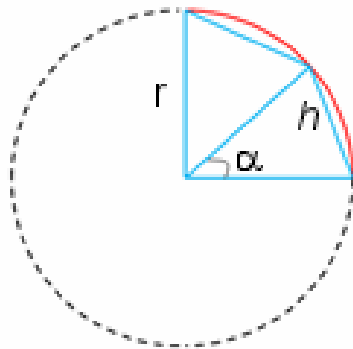
Solidielementeistä voidaan valita lineaarinen tai parabolinen elementti ”draft quality” valinnalla.





Kuva 13. Lineaarinen ja parabolinen elementti.

Elementtien lukumäärää voidaan lisätä ohjelmassa kuvan 14 alueella, jonka suuruus on valittu asettamalla verkon tiheys. Ympyrän sisälle muodostuu valittu lukumäärä elementtejä. Punainen viiva on mallin pinnan kaari.



Kuva 14. Elementin koon määrittäminen Solidworks ohjelmassa.

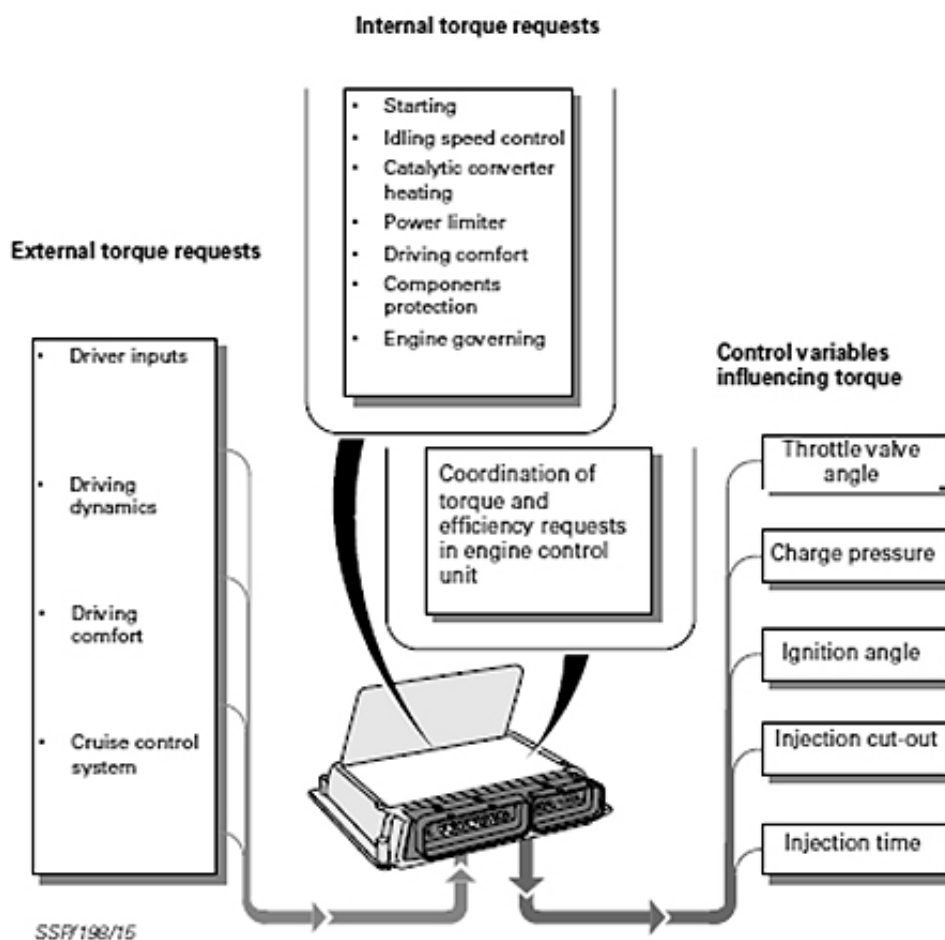
Kuvassa 14  $r$  on ympyrän säde,  $h$  on yhden sivun pituus ja  $\alpha$  on kulma.

## 8 MOTRONIC ME7

Audi S4 biturbo moottoria ohjataan sähkökäyttöisellä kaasuläpällä. Ohjausyksikkö tunnistee kuljettajan kaasupolkimen, nopeuden ja kierrosluvun avulla kuinka paljon kuljettaja pyytää momenttia. Motronic laskee tarvittavan ilmassan halutulle momentille ja tuottaa sen tarvittaessa ahtimella./19/

Turvallisuussyistä Motronic säättää ahtopainetta, eikä ilmassaa, toisin kuin 1.8 litran 4-sylinterisessä turbomoottorissa. Jos esimerkiksi pakokaasujärjestelmä tukkeutuu tai katalysaattorit sulavat, puhtaasti ilmassa ohjattu järjestelmä yrittäisi väkisin sopeuttaa tilannetta ahtamalla tarvittavan määrän ilmaa sylinteriin ahtopaineista välittämättä. /19/

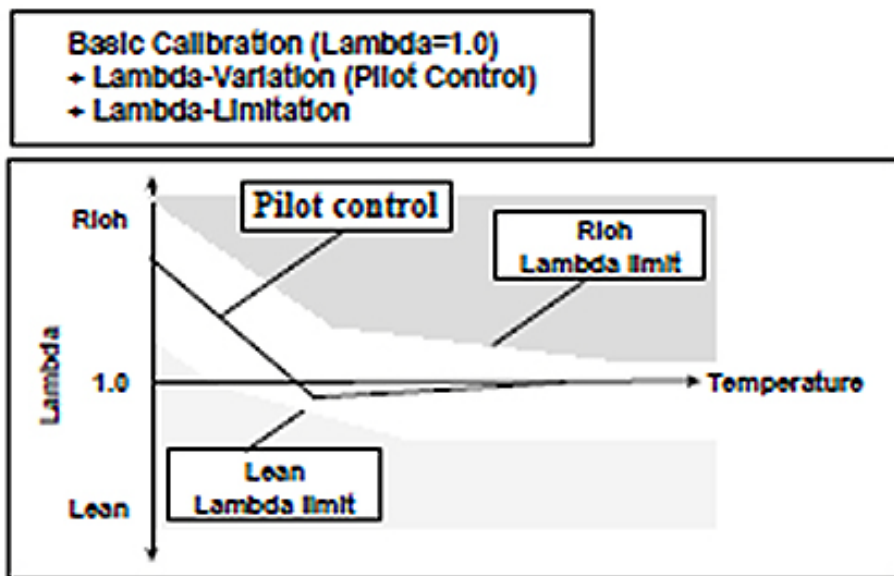
Motronic näkee sisääntulevana tietona ulkoiset momentin vaatimukset, jotka ohjaamosta tulevat sekä sisäiset vaatimukset, joita ovat antureilta kerättävää tietoa ja ohjausyksikköön asetetut rajoitteet, kuva 15. /19/



Kuva 15. Motronic ME7 momentin muodostaminen kuvattuna (SSP 198).

Edellä mainituista asioista on seurauksena moottorin tuottama kohtalaisen vakio momenttikuvaaja läpi kierrosalueen. Esimerkiksi ahtoilman lämpötilan laskeminen ei lisää moottorilta saatavaa momenttia, kuten vanhemmissa autoissa. Ohjausyksikkö alentaa lämpötilan laskiessa ahtopainetta ja säättää tarvittaessa moottorinohjauksen muita parametrejä, jotta kuljettajan ja ohjausyksikön vaatimukset tulee täytettyä. /19/

Kuvasta 16 nähdään, että seossuhdetta ei pidetä lambdan arvossa 1, vaan sitä voidaan säätää lämpötilan funktiona./18/



Kuva 16: ME7 seossuhteen säätö lämpötilan funktiona (Gerhardt, Hönninger, Bischof)

S4 biturbo moottori säätää seossuhdetta lämpimänä pakokaasun lämpötilan mukaan, jotta se pyrkii pitämään 980°C asteessa. Koska Ross-Tech ohjelmasta ei saatu seossuhdetta ulos, täytyi laskelmia varten valita pakokaasumittauksen ilmoittama 13,5 seossuhde.

## 9 MOOTTORIN SUORITUSARVOJEN MITTAUS LASKENTAA VARTEN

Moottorin suoritusarvot mitattiin Ross-Tech:in tietokoneelle asennettavalla Windows-pohjaisella ohjelmalla. Tietokone ja auto yhdistetään toisiinsa OBD-kaapelilla, jonka jälkeen päästään lukemaan auton anturien ilmoittamia arvoja ja tarvittaessa uudelleen koodaamaan auton asetuksia.

### 9.1 Mittauksen suorittaminen

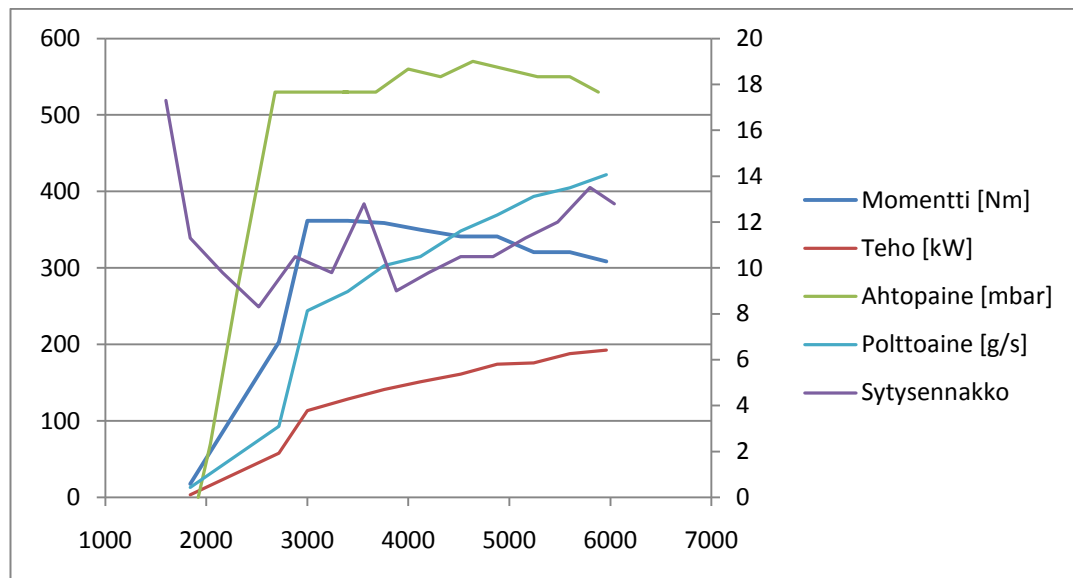
Autolla kiihdytettiin kolmosvaihteella täyskaasulla kierrosalueella 1500 – 6500 rpm ja Ross-Tech:in ohjelmasta saatiin listattua arvot Excel – taulukkoon. Tilastollisesti mittaukset eivät ole luotettavia ja sisältävät paljon virhettä, koska autolle suoritettiin vain yksi mittaukset.

Ajon aikana seurattuja arvoja tietokoneelta (anturi):

- Aika [s]
- Kierrosnopeus (G28) [rpm]
- Ahtopaine (G31) [mbar]
- Polttoaineen syöttöaika [ms]
- Ilmamassa (G70) [g/s]
- Ajoneuvon nopeus (laskettu kulmanopeudesta) [km/h]
- Sytytysennakko [°BTCD]
- Vääntömomentti (laskettu)

### 9.2 Mittauksen tulokset

Liitteessä 7.1 on log-tiedot, mitä Ross-tech - ohjelma on antanut ja näistä saadaan piirrettyä Excel – taulukkolaskentaohjelmassa kuvaaja, josta nähdään seuraavat arvot.



Kuvaaja 1. Audi S4 biturbo APB moottorin suoritusarvoja.

Moottorin teho saadaan momentin ja kulmataajuuden tulona kaavalla 13.

$$P = M\omega \quad (13)$$

Kulmataajuus saadaan kaavalla (14)

$$\omega = 2\pi n \quad (14)$$

jossa  $n$  on kierrostaajuus 1/sekunti.

Polttoaineen kulutus on laskettu moottorin ohjausyksikön ilmoittaman ilmamassan avulla lambda arvolla 1. Polttoaineen kulutuksen tarkkaan arvoon päästään vain kun tiedetään lambda-arvo tarkasti.

## 10 MOOTTORIN OSIEN MATERIAALIT

### 10.1 Mäntä

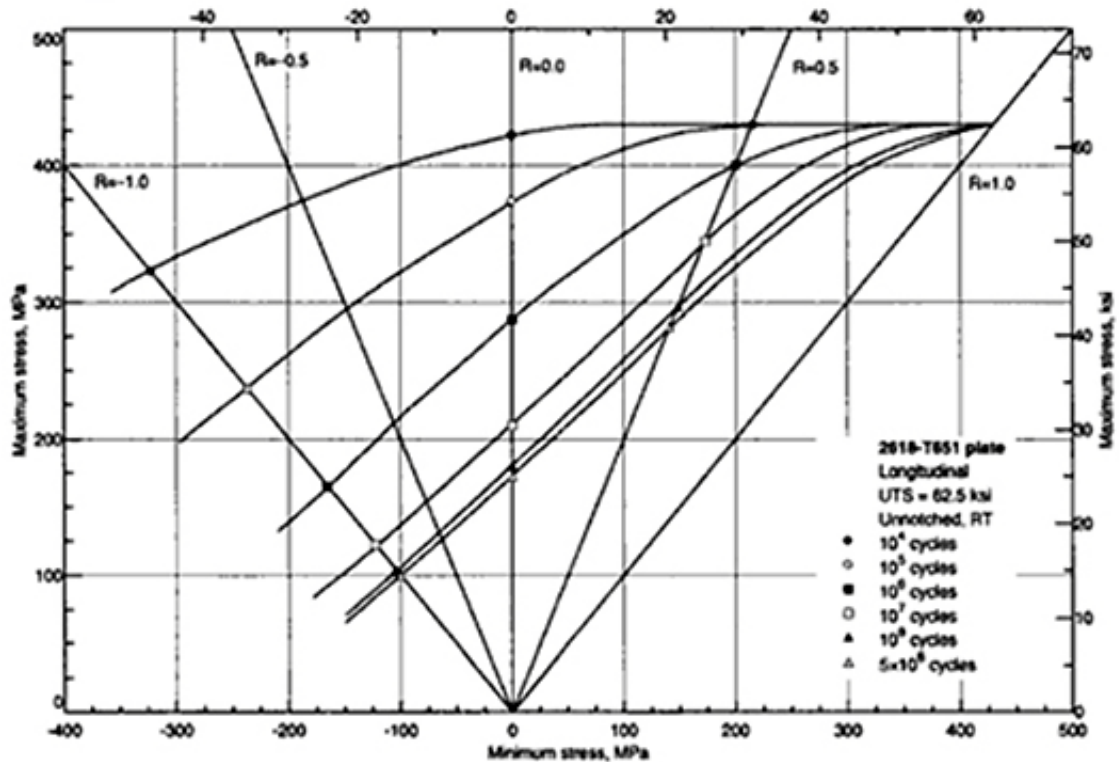
Wiseco käyttää omissa tuotteissaan kahta alumiiniseostyyppiä, standardin 4032 ja 2618 mukaisia. 4032 standardin alumiini on yleisin mäntämateriaalina. Wiseco käyttää kireissä turboahdetuissa moottoreissa vahvempaa 2618 standardin alumiinia, joka on yleisesti käytetty lentokoneiden moottoreissa./23,24,25/

2618 alumiiniseos on vakiinnuttanut aseman kilpakäytössä särön alhaisen etenemiskyvyn ansiosta. 4032 alumiinissa oleva silikoni tekee siitä hauraan, minkä takia särön kasvu ei pysähdy missään vaiheessa. 2618 alumiinissa ei käyttydy hauraasti koska siinä ei ole silikonia, tämä vaikuttaa särön etenemiseen komponentissa sillä tavalla, että matalamman jännityksen alueella särön eteneminen pysähtyy, jolloin välttyään vakavilta moottorivautioilta./26/

Taulukko 2. 2618-T6 alumiinin materiaalitiedot Solidworks ohjelmasta.

Elastic Modulus in X	74500	N/mm <sup>2</sup>
Poisson's Ration in XY	0.33	N/A
Shear Modulus in XY	27000	N/mm <sup>2</sup>
Mass Density	2760	kg/m <sup>3</sup>
Tensile Strength in X	441	N/mm <sup>2</sup>
Compressive Strength in X		N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	372	N/mm <sup>2</sup>
Thermal Expansion Coefficient in X	2.2e-005	/K
Thermal Conductivity in X	146	W/(m·K)
Specific Heat	875	J/(kg·K)

Männän materiaalille valitaan kuvasta 17 sallitun rajajännityssuhteen (R) avulla. Kamppikoneiston komponenteilla on suhteellisen alhainen keskijännitys, nelitahtimoottorille tyypillisen kaasunvaihdon takia.



Kuva 17. 2618-T651 alumiinin sallitut jännitykset. Aksiaalisesti kuormitettu, 1.35 tuumaa paksu levy huoneenlämmössä./16/

Taulukko 3. Väsymisarvoja 2618-T651 alumiinille huoneenlämmössä.

Stress ratio	Fatigue strength (ksi/MPa) at cycles of:					
	$10^4$	$10^5$	$10^6$	$10^7$	$10^8$	$5 \cdot 10^8$
0,5	...	60/413	58/400	50/345	43/296	41/282
0	60/413	54/372	42/290	30/207	26/179	25/172
-0,5	47/324	34/234	24/165	18/124	9/62	...

## 10.2 Männäntappi

Wiseco käyttää männäntapeissaan AISI 4140 Chrome Moly materiaalia. Oikeanlaisella lämpökäsittelyllä materiaalille voidaan saada 1500 MPa:n murtolujuus./28/

Taulukko 4. AISI 4140 Chrome Moly arvoja. Öljyyn jäädytys 1600°F ja hehkutus 950°F.

<http://www.weldingwire.com/applications/DocumentLibraryManager/upload/4140%20FC.pdf>

Ominaisuus	Arvo	Yksikkö
Kimmokerroin	210000	N/mm <sup>2</sup>
Poissonin luku	0.28	N/A
Liukkerroin	79000	N/mm <sup>2</sup>
Tiheys	7800	kg/m <sup>3</sup>
Murtolujuus (Tensile)	1517	N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	1344	N/mm <sup>2</sup>
Thermal Expansion Coefficient in X	1.1e-005	/K
Thermal Conductivity in X	14	W/(m·K)
Specific Heat	440	J/(kg·K)

Taulukko 5. Männäntapin materiaalimerkintä eri standardeissa.

<http://www.steelexpress.co.uk/engineeringsteel/AISI-4140.html>

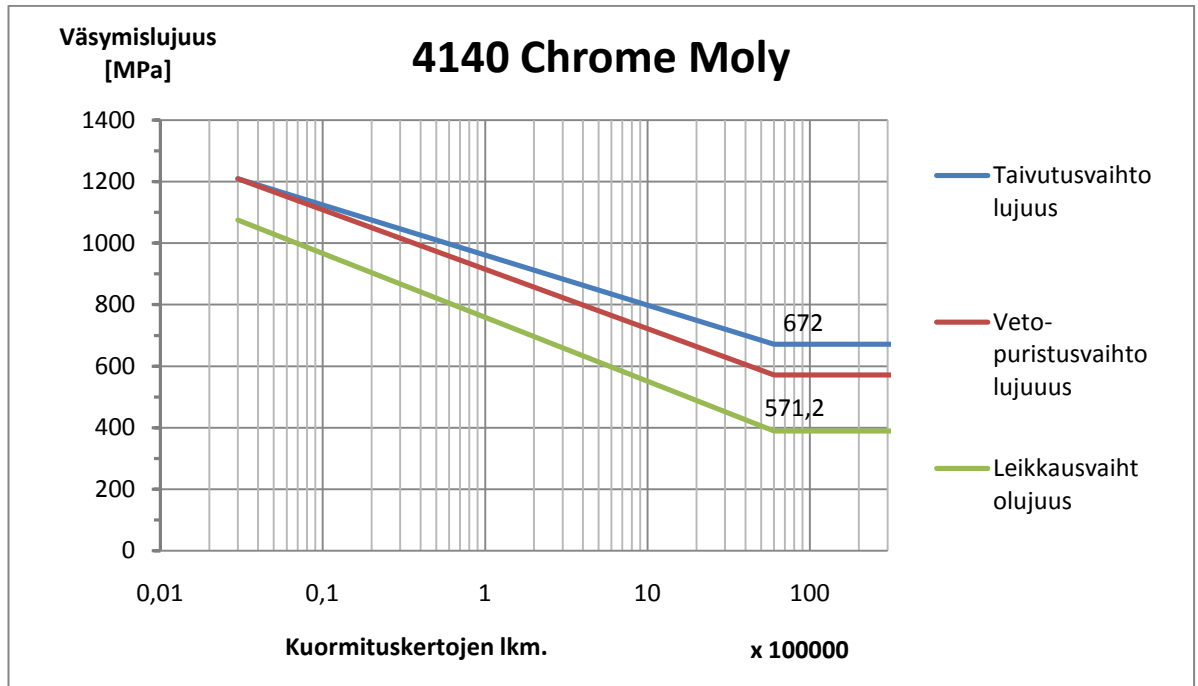
International Steel Specification Comparison (EN19)	
BS 970:1955 EN	EN 19
BS 970:1991	708M40
German / DIN	42CrMo4
American AISI / SAE	4140
German Werkstoff No.	1,7225

Taulukko 6. Männäntapin lisäaineet

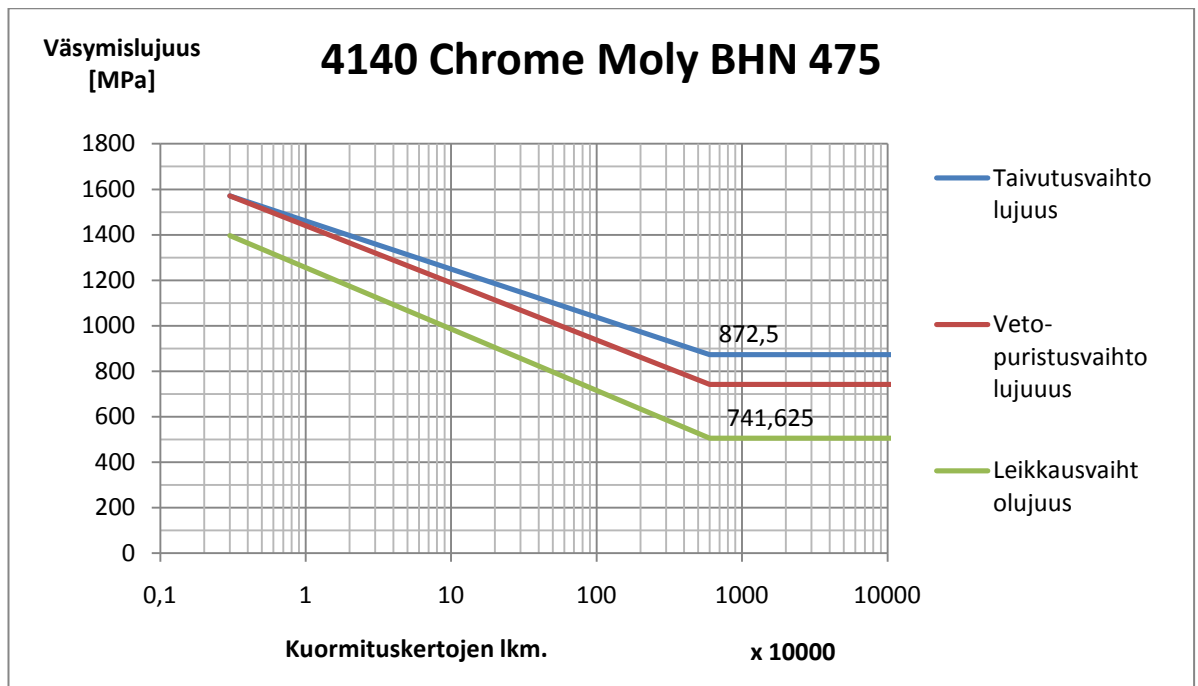
<http://www.weldingwire.com/applications/DocumentLibraryManager/upload/4140%20FC.pdf>

TYPICALWELD CHEMISTRY						
C	SI	MN	S	P	Cr	Mo
0.35	0.5	0.8	0.014	0.012	0.75	0.33





Kuvaaja 2. Männäntapin materiaalin 4140 Chrome Moly wöhler-käyrä. (Veto/puristus- ja leikkausvaihtolujuuksien arvot ilmoitettuna).



Kuvaaja 3. Männäntapin materiaalin 4140 Chrome Moly karkaisukovuus BHN 475 wöhler-käyrä. (Veto/puristus- ja leikkausvaihtolujuuksien arvot ilmoitettuna).

### 10.3 Kiertokanki

Kiertokangen ja kampiakselin materiaalina Wiseco käyttää seostettua ruostumatonta lentokoneterästä AISI 4340./22/

Taulukko 7. Kiertokangen materiaalimerkintä eri standardeissa.

<http://www.steelexpress.co.uk/engineeringsteel/EN24-properties.html>

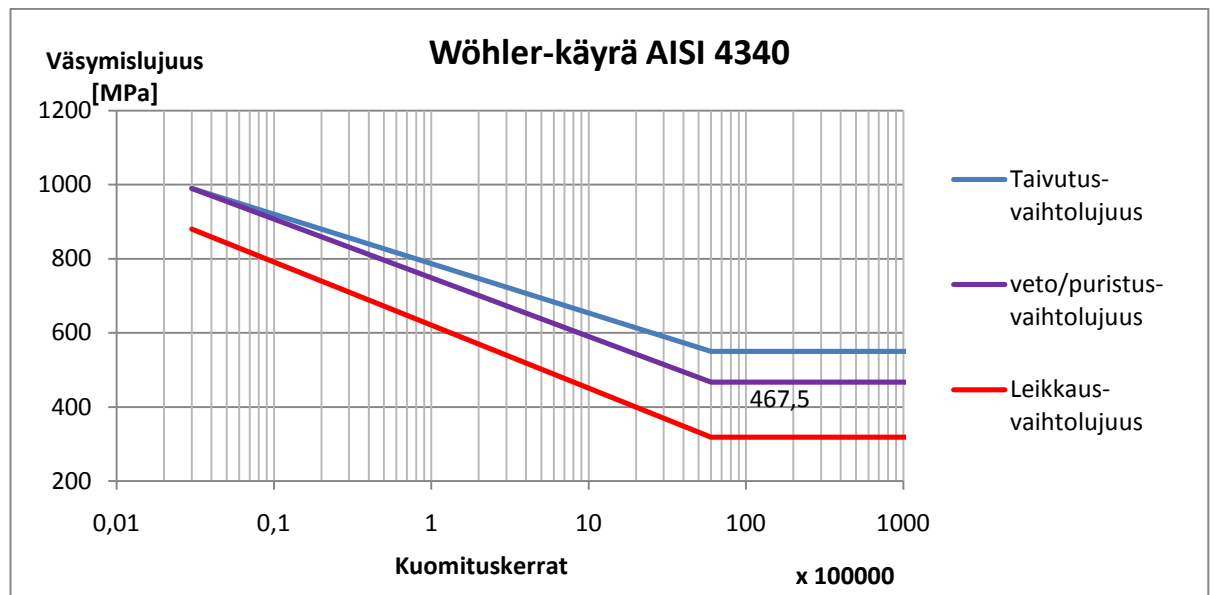
International Steel Specification Comparison (EN24T)	
BS 970:1955	EN24T
BS 970:1991	817M40T
German / DIN	34CrNiMo6
French AFNOR	35NCD6
American AISI / SAE	4340
German Werkstoff No.	1,6582
European Standard	EN10277-5

Taulukko 8. Kiertokangen lisäaineet./21/

Typical chemical composition of En24							
C	SI	MN	S	P	Cr	Mo	Ni
0.36/0.44	0.10/0.35	0.45/0.7	0.04 max	0.035 max	1.00/1.40	0.20/0.35	1.30/1.70

Taulukko 9. ASM AISI 4340 , oil quenched 845°C, 425°C (800°F) temper, tested at 25°C (77°F)./27/

Ominaisuus	Arvo	Yksikkö
Kimmokerroin	212000	N/mm <sup>2</sup>
Poissonin luku	0.3	N/A
Liukkerroin	81500	N/mm <sup>2</sup>
Tiheys	7850	kg/m <sup>3</sup>
Murtolujuus (Tensile)	1595	N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	1475	N/mm <sup>2</sup>
Thermal Expansion Coefficient	1.23e-005	/K
Thermal Conductivity	44.5	W/(m·K)
Specific Heat	475	J/(kg·K)



Kuvaaja 4. Materiaalin AISI 4340 Wöhler-käyrä. (Veto- puristusjännityksen arvo ilmoitettu)

### 10.3.1 Kiertokangen M8 pultti

Koska viritysosilla on tapana joutua suurempien rasituksen kohteeksi, lujuusanalyysissä pulttina on ARP:n valmistama ARP2000-sarjan pultti. Materiaalilla saavutetaan 1500 MPa:n murtolujuus valmistajan mukaan. /20 /

Kyseisen valmistajan pultteja käytetään formula 1 kilpa-autoissa, dragster kiihdytysautoissa ja Nascar kilpa-autoissa. ARP:n kehittämällä parhaimmalle pultin materiaalille yritys lupaa 2000-2100 MPa:n murtolujuuden.

Taulukko 10. ARP valmistaja arvoja pultille.

ARP2000 M8 pultti		
Murtolujuus	1515	Mpa
Myötölujuus	1240	Mpa
Kiristysmomentti	43	Nm

## 11 LUJUUSANALYYSI

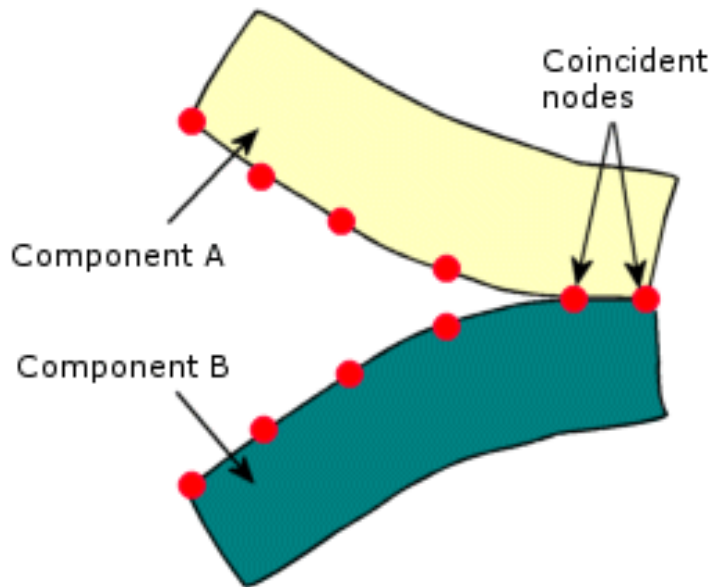
### *11.1 3D-mallien kontaktit, voimat ja tuennat*

Lujuusanalyysiin valitaan kierrosalueelta kohta, jossa esiintyy kampikoneiston komponentteja eniten rasittavat voimat. Tämä kohta esiintyy maksimi momentin kohdalla. Jos momentti on tasainen, valitaan kohta pienimmän pyörimisnopeuden kohdalla. Tällä kohdalla massavoimat ovat pienimmillään heikentämässä kaasuvoimaa. Mittaustuloksen perusteella valitaan tarkasteltavaksi kohdaksi pyörimisnopeus 3000 rpm ja tällä kohdalla moottorin momentti on 361,6 Nm.

#### *11.1.1 Mäntä*

Männän lujuusanalyysiin FEM-mallissa vaikuttavat voimat ovat sylinterin painevoima ja kiihtyvyydestä aiheutuva massavoima. Männäntapin reiässä tuentana on pintaan sen normaalin suuntaan kohdistuva tuki.

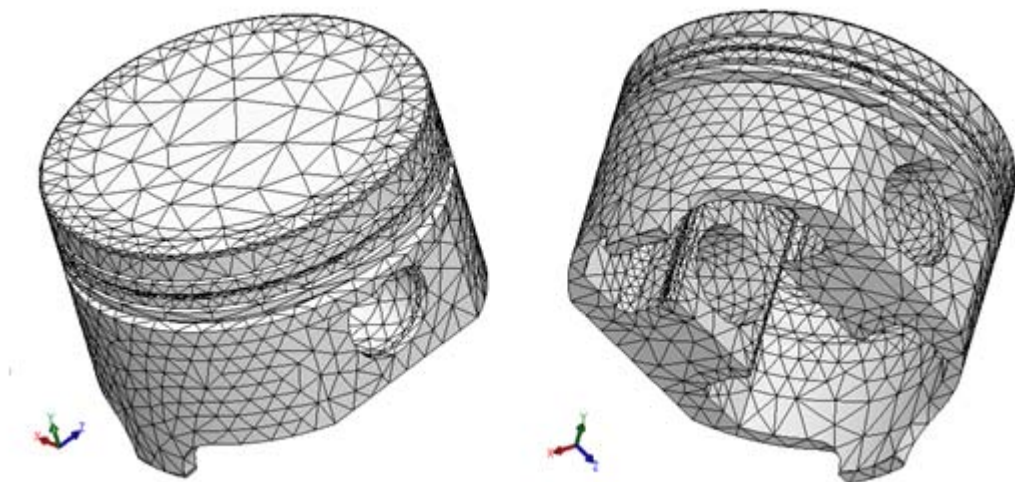
Sylinterin seinämän ja männän välinen kontakti on tehty ”Contact set” työkalulla. Kontaktin on sallittu muodostavan välyksiä ”no penetration”, mutta se ei päästä rakenteita lävistymään. Tämän tapainen kontakti on ”Node to node contact”. Tämä kontakti ei sallii pintojen välille etäisyyksiä, sitä varten on ”Node to surface contact”. /31/



Kuva 18. Sylinterin ja männän seinämän välinen kosketus.

[http://help.solidworks.com/2010/english/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing\\_topics/Node\\_to\\_node\\_contact.htm](http://help.solidworks.com/2010/english/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing_topics/Node_to_node_contact.htm)

Komponenteille rakennetaan elementtiverkko, joka tukee ja antaa välyksien muodostua komponenttien kosketuskohtien väliin. Tähän tarkoitukseen on ”curvature” tyyppinen verkottaja, millä on enemmän ominaisuuksia ”standard” tyyppiseen verkottajaan verrattuna.



Kuva 19. Männän elementtiverkko.

Automaattinen elementtiverkottaja muodostaa elementit pinnoille sattumanvaraisesti. Kohdissa, joissa pinnan muoto muuttuu nopeasti, elementtien sivusuhteet saattavat muuttua epäedullisiksi. Laskennan tarkkuuden kannalta paras ja täydellinen tetraedri on sivusuhteilla yksi, kuva 20. Tämän tapaista elementtiä on käytännössä mahdotonta saa-

vuttaa kohdissa, joissa pinnan muoto muuttuu nopeasti. Sivusuhteen arvolla kymmenen elementtimenetelmään perustuva lujuuslaskenta ohjelma Lusas ilmoittaa virheestä.

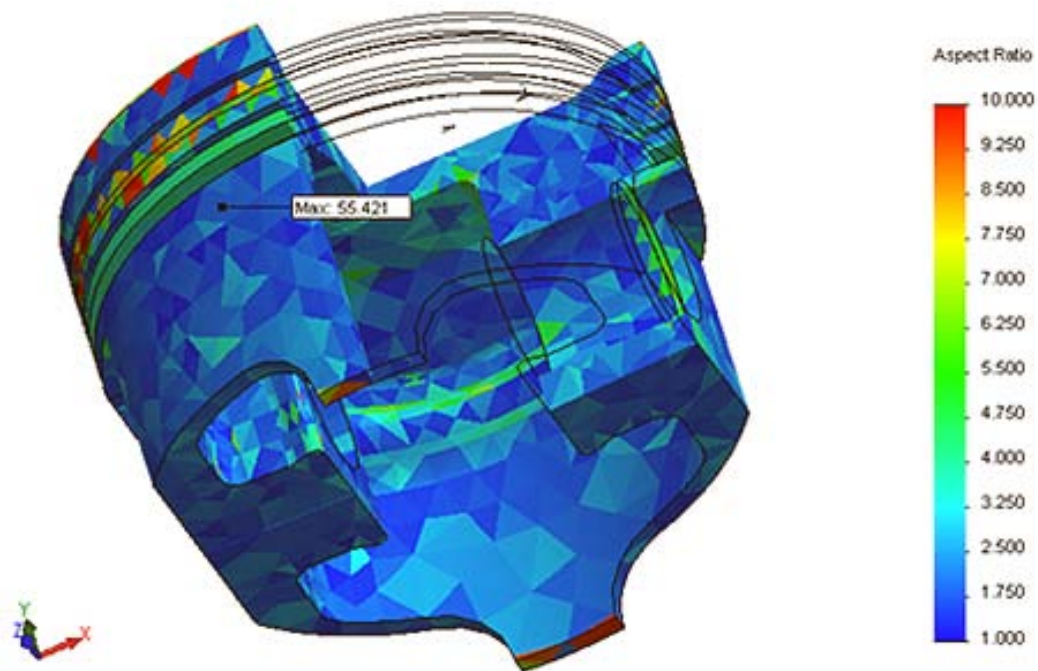
Männän pinnan geometrian suuret muutokset tuovat epätarkkuutta laskentaan. Tätä epätarkkuutta on yritetty pienentää käyttämällä tihentyvää elementtiverkkoa kohdissa, joissa geometria muuttuu nopeasti sekä käyttämällä elementtiä, jonka muotofunktiot ovat 2. asteen polynomeja. Tämänkaltainen elementti ottaa paremmin huomioon geometrian ja jännityksien muutokset elementin alueessa.

Solidworks ohjelma tarkkailee automaattisesti elementtien sivusuhdetta korjaamalla sitä, mutta tässäkin tulee varmasti raja vastaan jos liian suuria elementtejä yritetään sovittaa pieniin nurkkapyörityksiin.



Kuva 20. Elementtien sivusuhteen kuvaus. Vasemmalla sivusuhte 1 ja oikealla suuri sivusuhte.

Mäntään muodostetussa elementtiverkossa on suuren sivusuhteen elementtejä, mutta ne eivät ole muodostuneet kohtiin, joista jännityksen arvoja on otettu.



Kuva 21. Männen elementtiverkon elementtien sivusuhteet.

3D-ohjelma tarvitsee Jacobin matriisia muodostaessaan jäykkyysmatriisia kaavalla (15),

$$[k] = \iiint_{-1}^1 [B]^T [E] [B] |J| d\xi d\eta d\zeta \quad (15)$$

missä  $[k]$  on elementin jäykkyysmatriisi,  $[B]$  on kinemaattinen matriisi,  $[E]$  on konstitutiivinen matriisi ja  $|J|$  on Jacobin matriisin determinanti. /14 s.378/

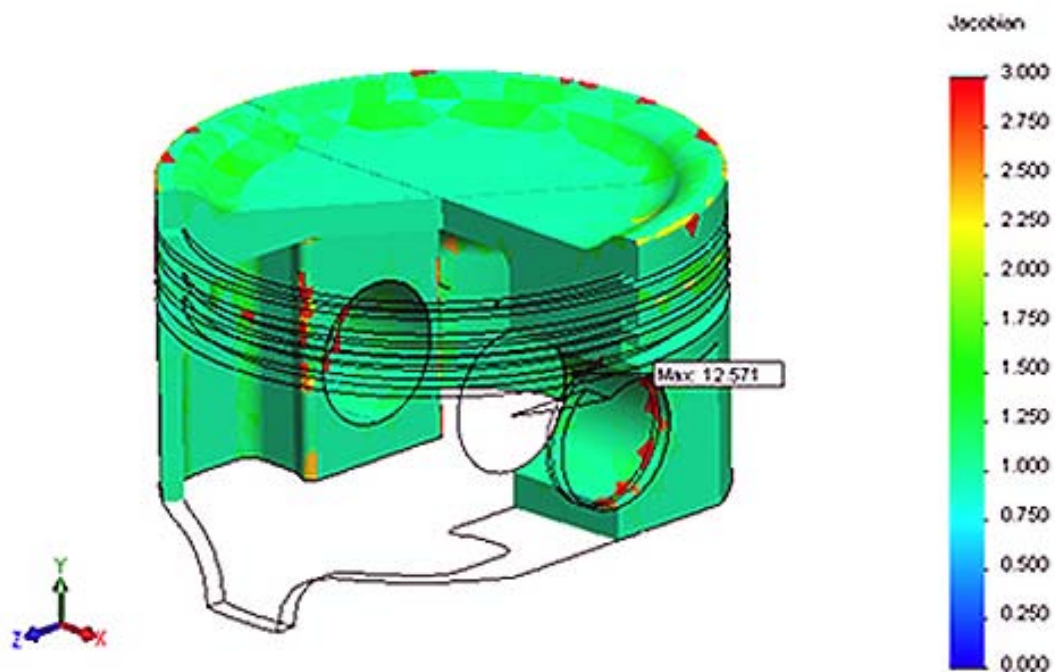
3D-ohjelma suorittaa elementissä olevat laskut elementin koordinaatistossa, mihin elementtiverkon elementti ”siirretään” laskuja varten elementin geometrian kuvausmatriisin avulla. Elementin kuvaus uudessa koordinaatistossa ei ole kääntäen yksikäsitteinen ja syntyvä kuvaelementti on elementtiverkon osana kelvoton Jacobin determinantin arvolla nolla. Tämantapaisen elementin sivut ylittävät toisensa tai ovat taittuneet toistensa päälle. /30/

Solidworks-ohjelman antama Jacobin arvo mittaa elementin sivun keskisolmun sijainnin suhdetta sivun pituuteen. Jacobin arvolla yksi, elementin keskisolmut sijaitsevat tasan keskellä elementin suoralla sivulla. Jacobin suhdeluvun kasvu tarkoittaa parabolisen elementin sivun kaarevuuden kasvua, tämä tarkoittaa myös sivun keskisolmun sijainnin muuttumista.

Solidworks ohjelma säättää automaattisesti keskisolmun sijaintia elementin kaarevalla sivulla, ettei Jacobin arvo mene nolleen elementin laskentapisteissä ja elementti läpäisisi Jacobin tarkistuksen. Hyväksyttävä arvo Jacobin arvolle on alle 40.

Jacobin arvo lasketaan elementin sisällä olevissa Gaussin integrointi pisteissä, joiden lukumäärän käyttäjä voi valita 4, 16, 29 pisteestä. Vaihtoehtona on myös laskentapisteen sijoittaminen solmuihin, jota Solidworks-ohjelma suosittelee käyttämään.

Männän elementtiverkoksi on tullut hyvän muotoisia elementtejä, joiden Jacobin arvot ovat kauttaaltaan alle kolmen.

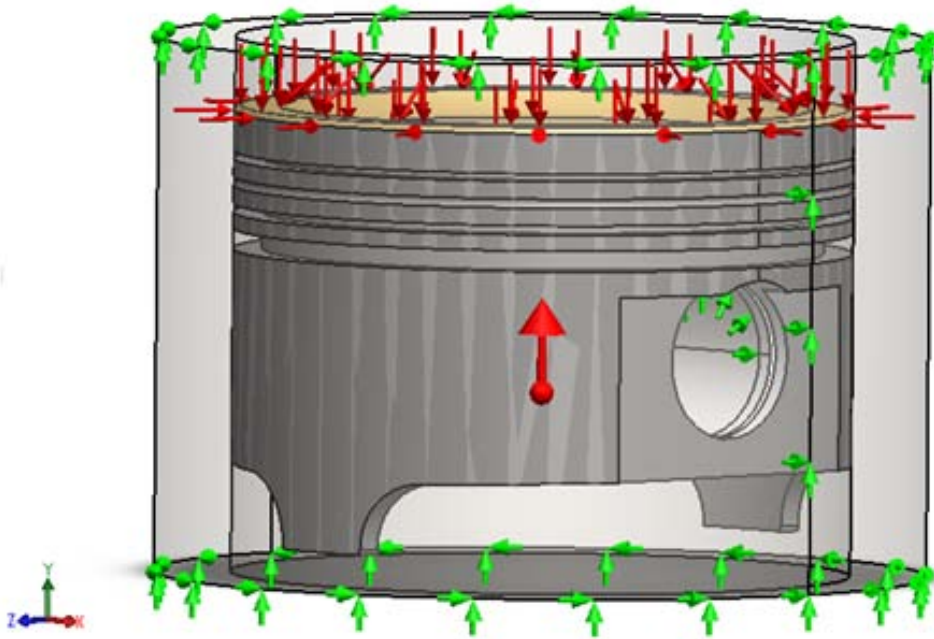


Kuva 22. Männän elementtien Jacobin arvot.

### **Kuormitustapaus 1: Maksimipuristus**

Kuvassa 23 on mäntä sylinteriputkessa sekä mäntään vaikuttavat voimat ja tuki, joka vastaisi männäntappia.





Kuva 23. Mäntään vaikuttavat voimat ja tuennat YKKJ 20deg vakiopainepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000rpm.  $p=7,85$  MPa,  $a=4698$  m/s<sup>2</sup>.

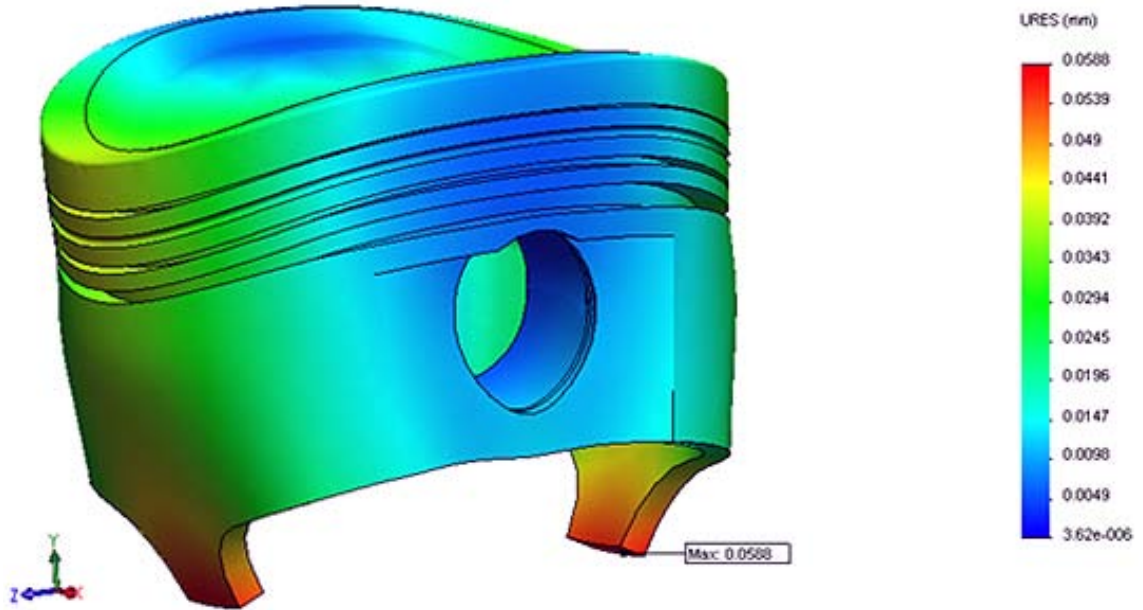
Hyvien ja toimivien FEM-mallien rakentaminen vastaamaan todellista tilannetta on haastavaa ja ilman mittauksia, joilla voidaan todeta todellisen kappaleen ja FEM-mallin yhtäläisyydet on hyvä seurata liioiteltuja muodonmuutoksen kuvia. Vastaavatko ne sitä tilaa mihin voimat todellisuudessa kappaletta muuttavat.

Siirtymämenetelmään perustuvassa elementtimenetelmässä kappaleen siirtymät ovat potentiaalienergian minimin kohdassa. Elementtiverkon siirtymiä interpoloidaan ja ohjelma etsii voimien aiheuttamat siirtymät potentiaalienergian minimin toteutuessa kaavalla (16),

$$\Pi = \frac{1}{2} \{U\}^T [K] \{U\} - \{U\}^T \{R\} \quad (16)$$

jossa  $\Pi$  on potentiaalienergian minimin arvo,  $\{U\}$  on elementtiverkon solmusiirtymien vektori,  $[K]$  on elementtiverkon jäykkyydsmatriisi ja  $\{R\}$  elementtiverkon kokonaiskuormitusvektori.

Männän muodonmuutokset on esitetty kuvassa 24.



Kuva 24. Männän resultanttisiirtymät voimista, jotka ovat JYKK 20deg vakiopainepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000rpm.

Ohjelma selvittää solmuisiirtymien avulla elementin alueessa olevan integrointipisteen siirtymäkomponentit interpoloinnin avulla kaavalla (17)

$$f(\xi, \eta, \zeta) = \sum_{i=1}^k N_i(\xi, \eta, \zeta) f_i \quad (17)$$

jossa  $f$  on siirtymäkomponentti,  $k$  on solmujen lukumäärä,  $N_i$  on elementin interpolointifunktio ja  $f_i$  on solmuarvo.

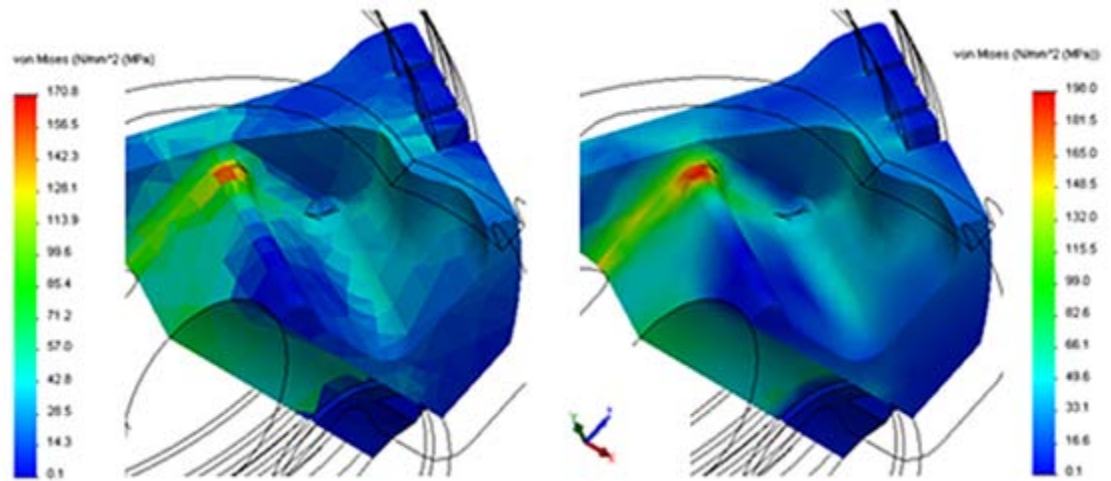
$$\{d\} = [N]\{u\} \quad (18)$$

$\{d\}$  on muotofunktio,  $[N]$  on interpolointimatriisi ja  $\{u\}$  on elementin integrointipisteen siirtymät vektorina.

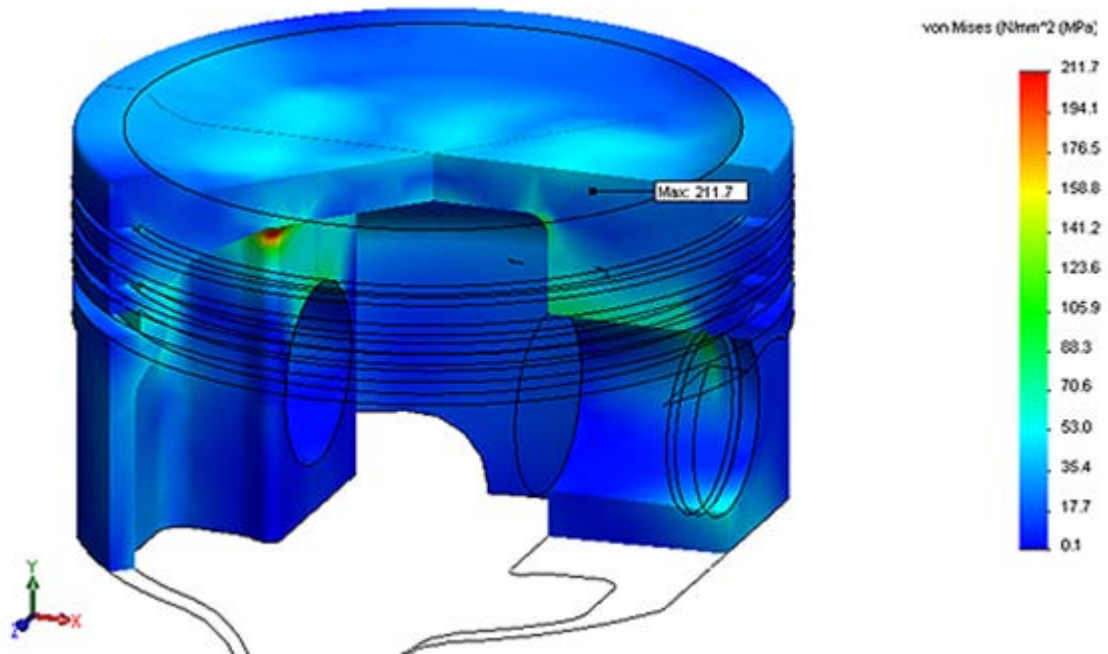
Elementtien jännitykset lasketaan elementin integrointipisteessä kaavalla (19)

$$\{\sigma\} = [E][B]\{u\} + \{\sigma_o\} \quad (19)$$

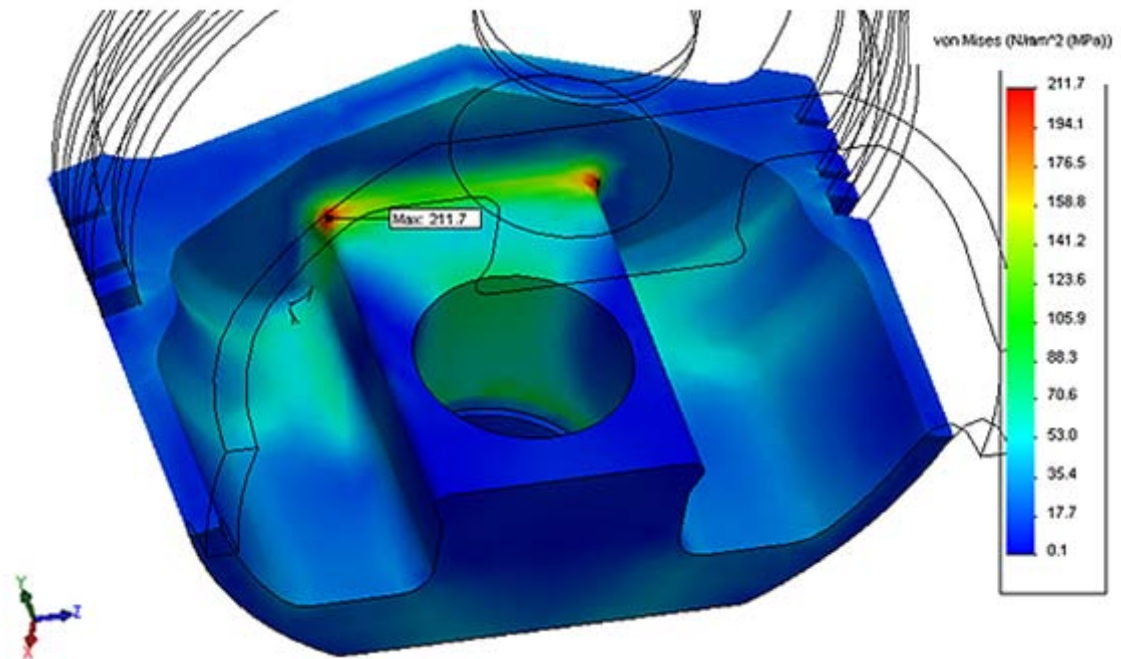
missä  $\{\sigma\}$  on jännitysvektori,  $[E]$  on konstutiivinen matriisi,  $[B]$  kinemaattinen matriisi,  $\{u\}$  solmuisiirtymävektori ja  $\{\sigma_o\}$  mahdollinen esijännitysvektori.



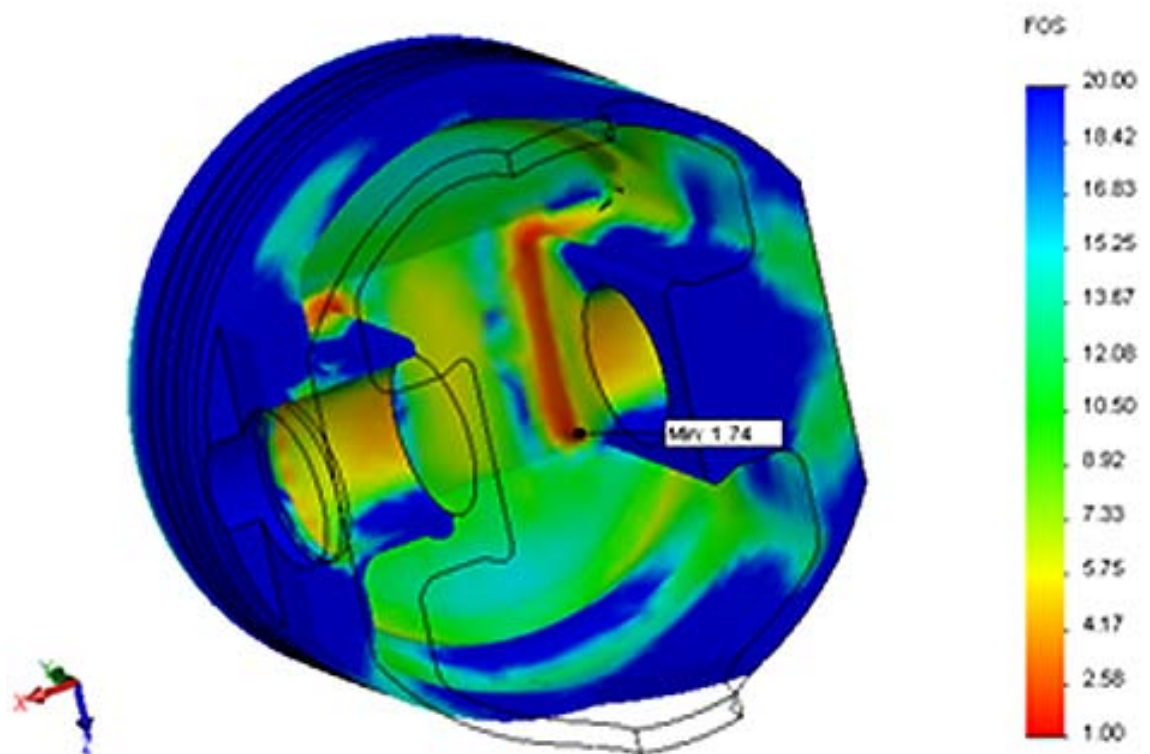
Kuva 25. Mäntän jännityksen arvot elementin alueessa (vas.) ja solmuissa (oik.).



Kuva 26. Mäntä VVEH-jännitykset JYKK 20deg vakiopainepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000rpm.

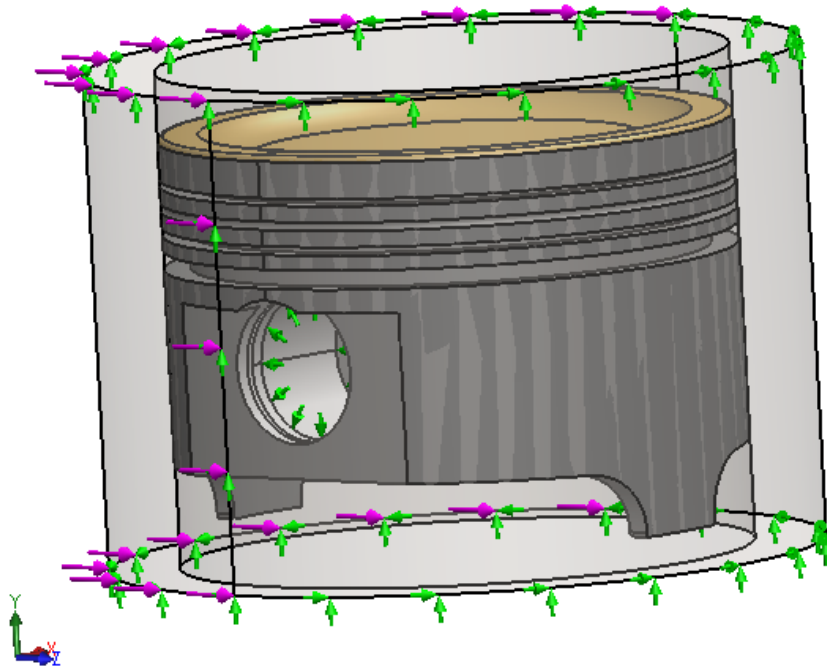


Kuva 27. Mäntä VVEH-jännitykset JYKK 20deg vakiopainepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000rpm.



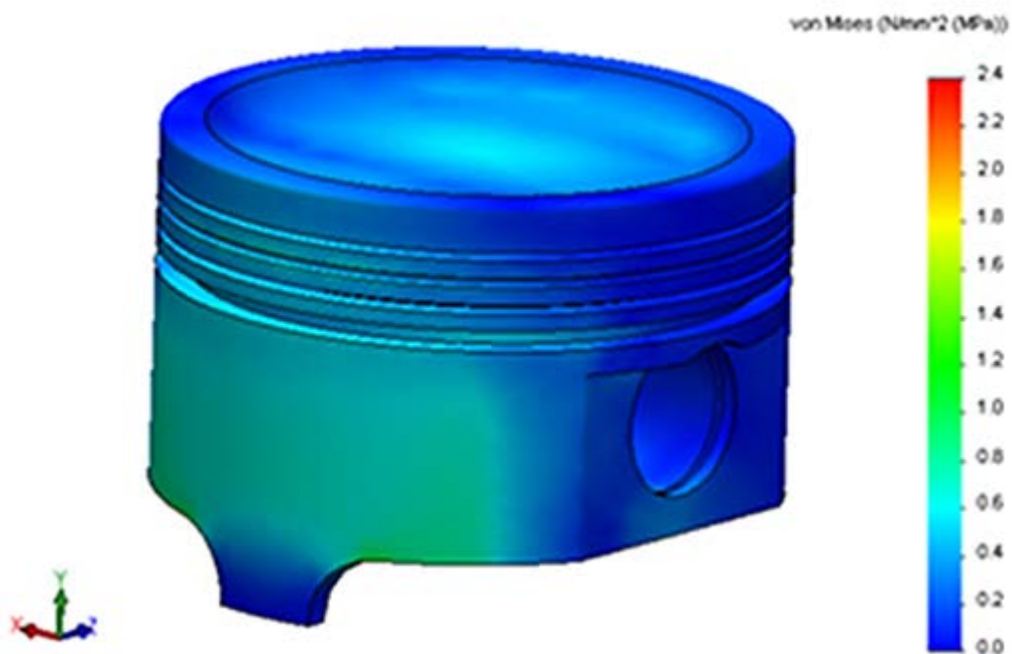
Kuva 28. Mäntä varmuusluku myötämiseen (Re330Mpa) JYKK 20deg vakiopainepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000rpm.

Mäntään vaikuttava vaakasuuntainen voimakomponentti  $F_x$  on niin pieni, ettei sen vaikutusta voida nähdä kuormitustapauksen 1 kuvista.

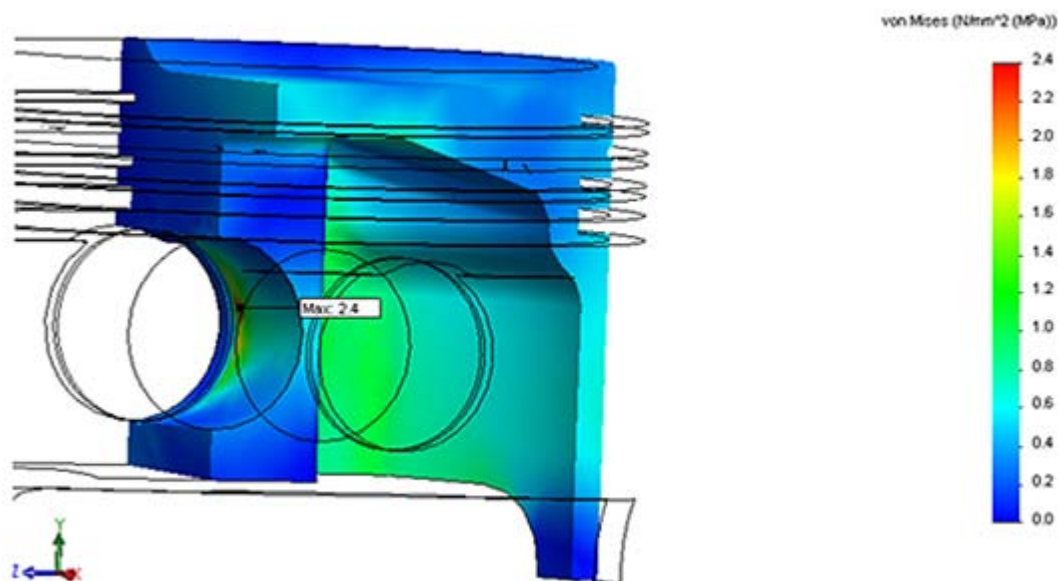


Kuva 29. Männän tuenta ja voima vaakasuuntaisesta voimakomponentista  $F_x$ . JYKK 20deg vakiopainepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000 rpm.  $F_x=4332$  N

Kuvasta 31 nähdään vaakasuuntaisen voiman aiheuttama jännitys, joka on merkityksellön kaasuvoimasta aiheutuvaan jännitykseen verrattuna.



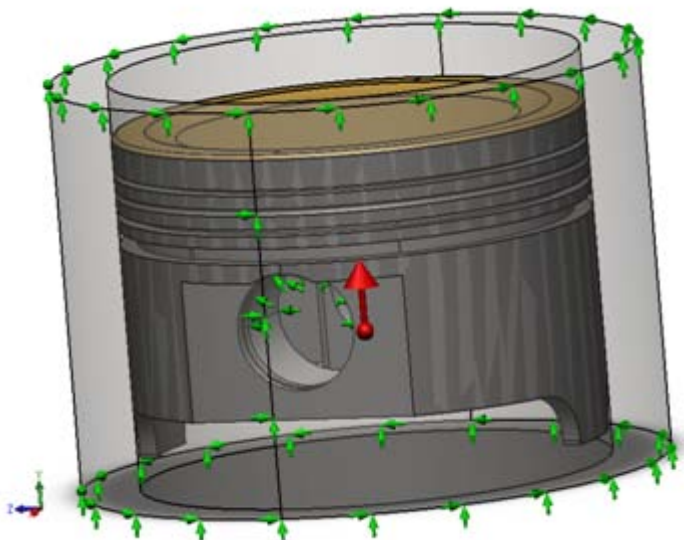
Kuva 30. Männän VVEH-jännitykset voimasta  $F_x$  JYKK 20deg vakiopainepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000rpm



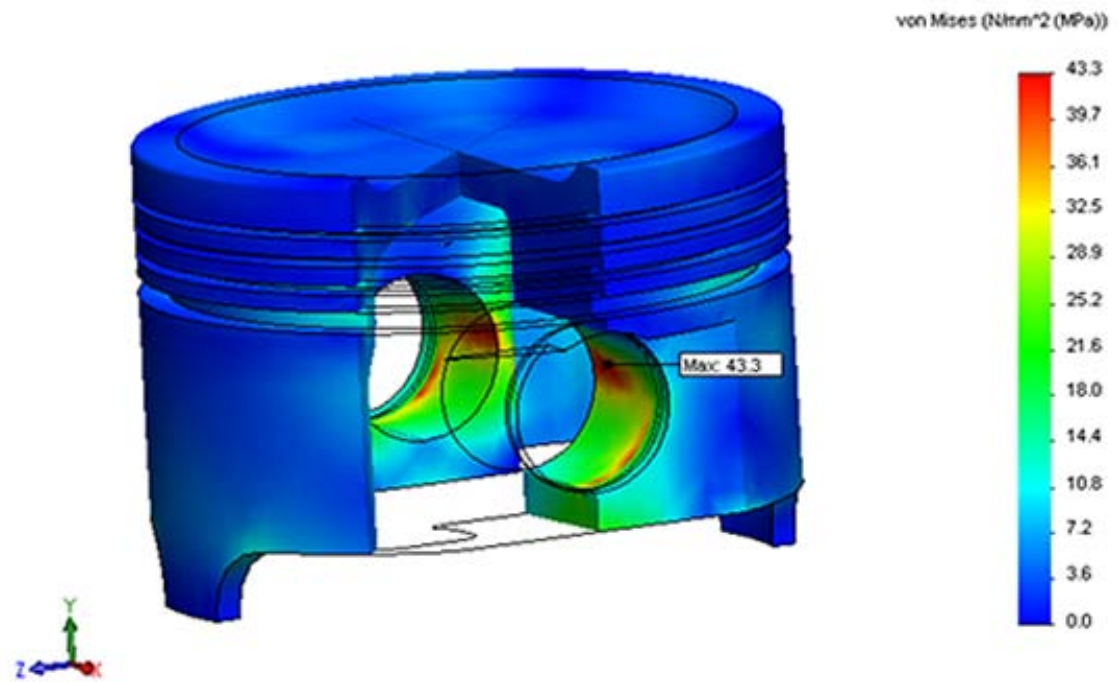
Kuva 31. Männän VVEH-jännitykset voimasta Fx JYKK 20deg vakiopainepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000 rpm.

### Kuormitustapaus 2: Maksimimassavoima

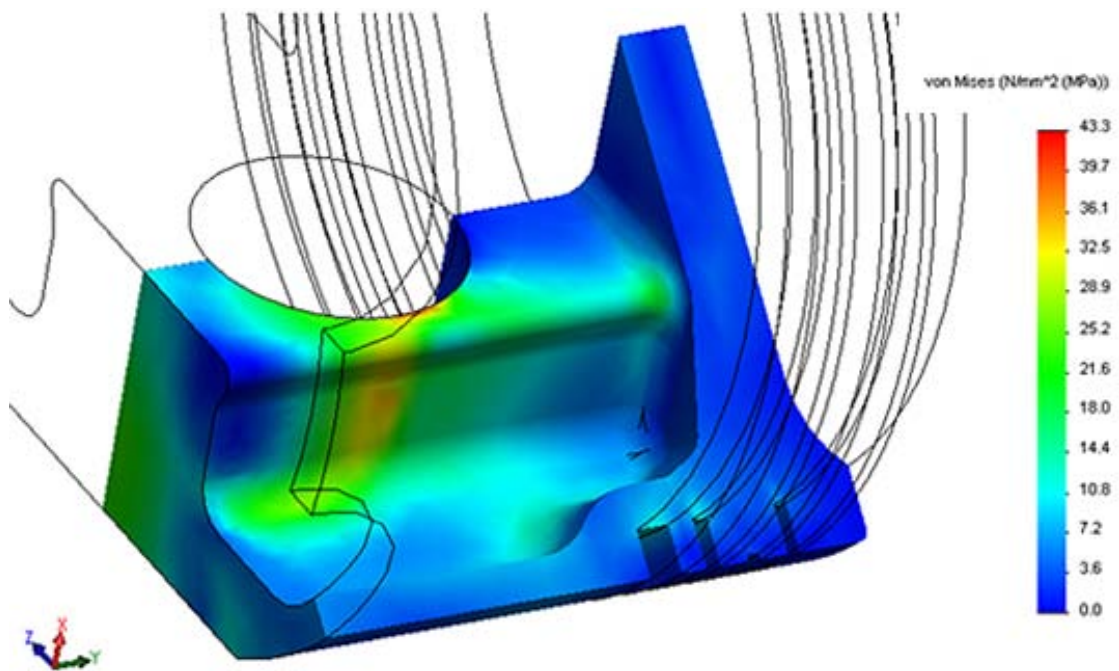
Kuvassa 32 on männän tuennat ja kiihtyvyydet, joista aiheutuvat massavoimat mäntään.



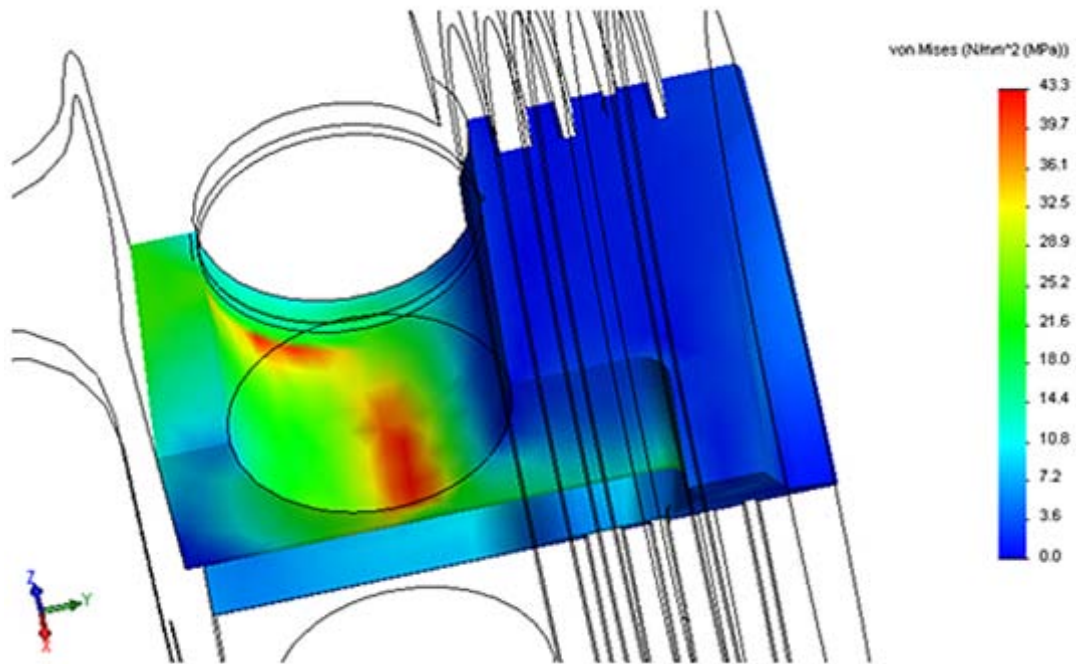
Kuva 32. Mäntään vaikuttavat voimat ja tuennat YKK:ssa ilman kaasuvoimaa.  $a=28051 \text{ m/s}^2$ .



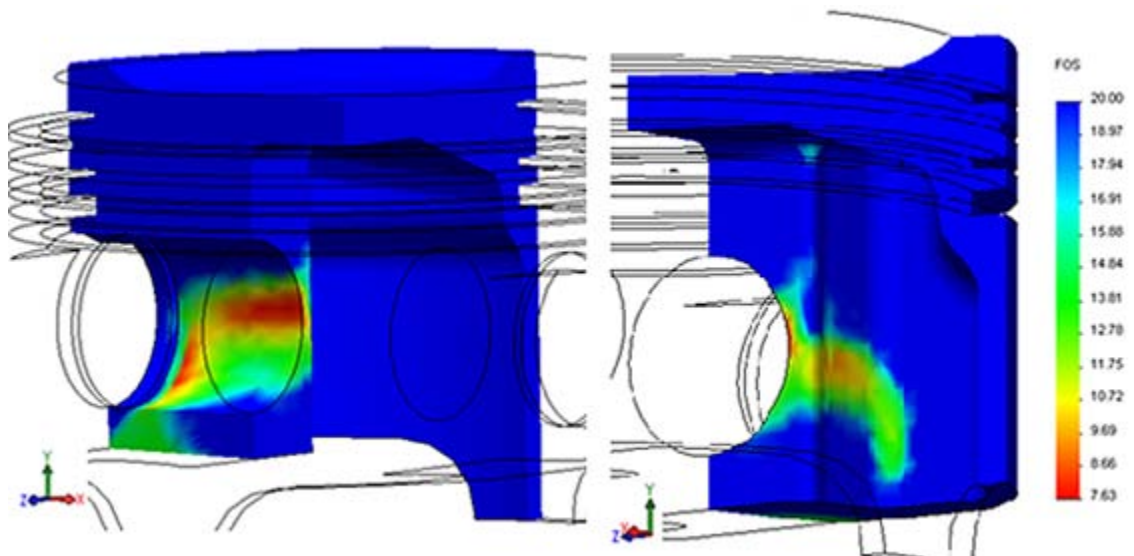
Kuva 33. Männän VVEH-jännitykset massavoimasta YKK:ssa kierrosnopeudella 6800 rpm.



Kuva 34. Männän VVEH-jännitykset massavoimasta YKK:ssa kierrosnopeudella 6800 rpm.

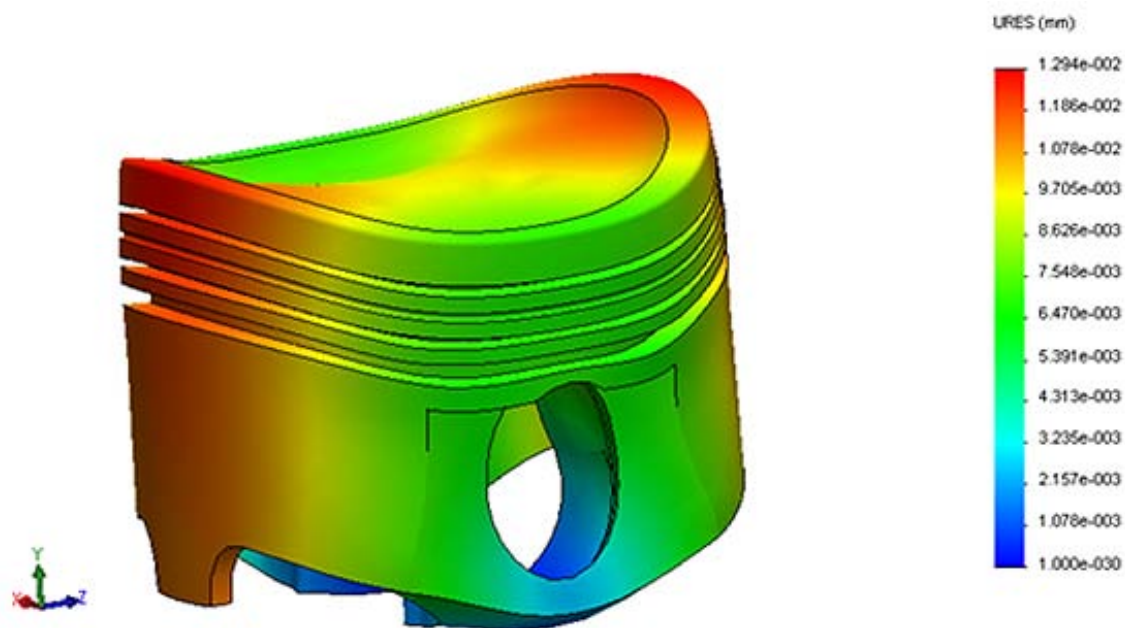


Kuva 35. Männän VVEH-jännitykset massavoimasta YKK:ssa kierrosnopeudella 6800 rpm.



Kuva 36. Männän varmuusluku myötämiseen (Re330MPa) massavoimasta YKK:ssa kierrosnopeudella 6800 rpm.





Kuva 37. Mäntän resultanttisiirtymät voimista, jotka ovat YKK:ssa kierrosnopeudella 6800rpm.

### Mäntämateriaali väsyttävässä kuormituksessa

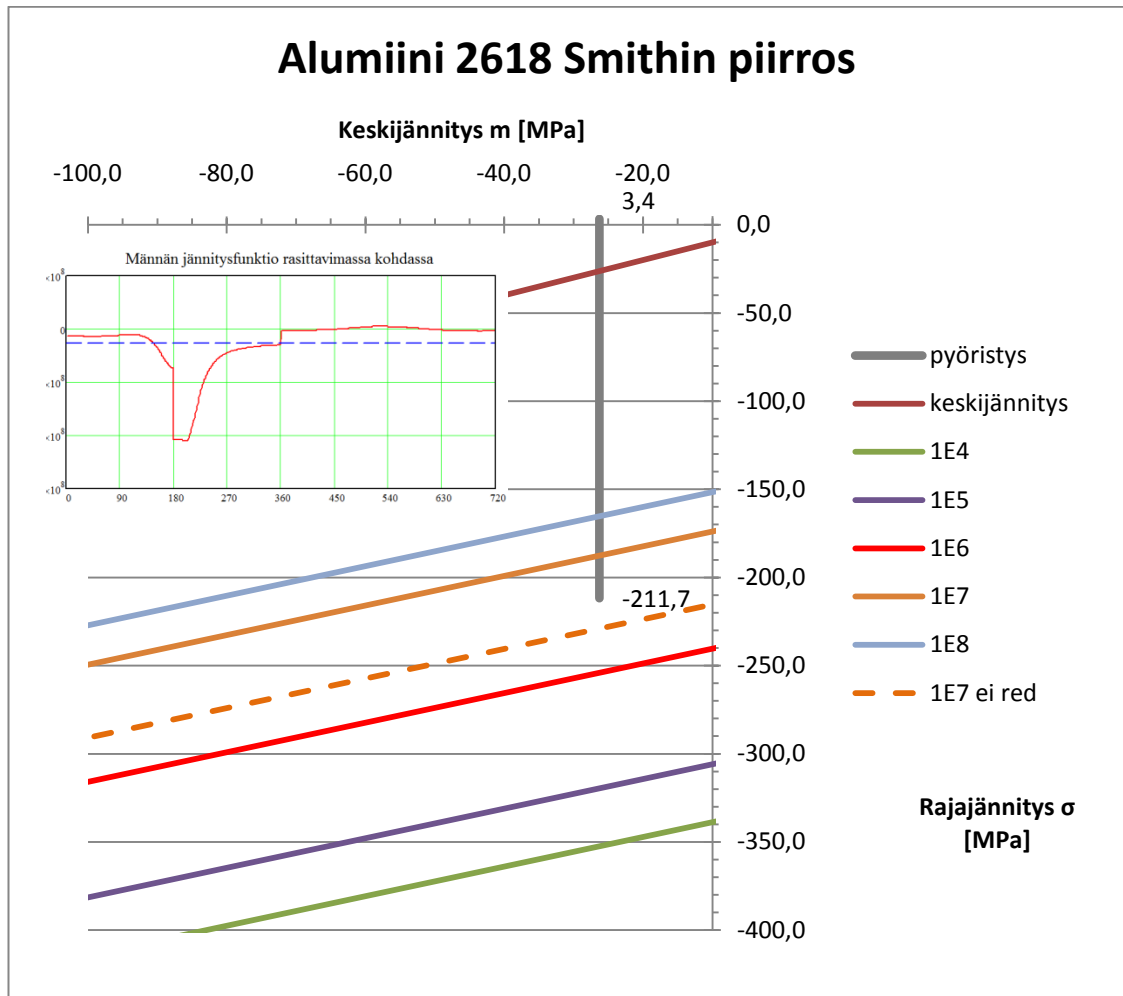
Koska alumiinilta puuttuu tasainen osuus Wöhler-käyrältä, mäntä rikkoontuu tietyllä kuormituskerralla. Mäntämateriaalille on valittava käyttöikä, jolloin taulukoista saadaan materiaalille sallittu jännitysarvo.

Käyttöiän määrittämisessä käytetään esimerkkinä rata-sm sarjassa ajavaa autoa ja tämän kaltaisessa ajossa moottorin mäntään tulevaa kuormituskertaa. Yksi osakilpailu kestää 36 minuuttia, harjoitukset ja aika-ajot 60 minuuttia. Moottorin keskikierrosnopeus on 5000 r/min. Kuormituskertoja kilpailussa tulee 240 000 joka tarkoittaa 416 osakilpailua. Materiaali kestää tämän määrän osakilpailuita, jos materiaalissa olevat jännitykset ovat pienemmät kuin Smithin piirroksen vaaka-akselin keskijännityksen kohdalta valitun  $10^8$  maksimi rajajännitys. kts MOOTTORIN SUORITUSARVOJEN LASKENTA LIITE A sivulta 93.

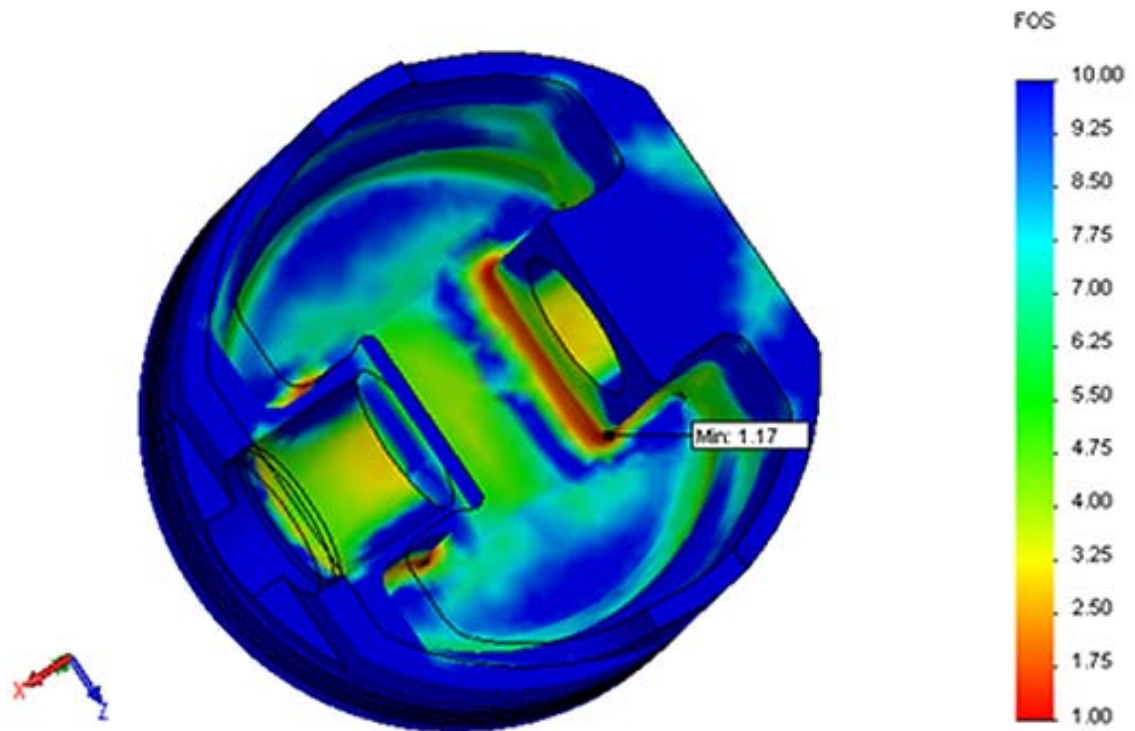
Smithin piirroksen minimijännitys otetaan pyörityksestä, ei samasta solmusta. Lujuusopillisesti oikein jännitysvaihtelut jännitysvaihtelut pitäisi ottaa samasta solmusta. 3D- mallintaminen, FEM-ohjelman taustalla pyörivästä laskennasta, jossa käytetään in-

tegrointia, aiheuttavat osan virheestä. Tämän takia ei voida tarkasti sanoa, onko jännitysvaihtelun minimi- ja maksimi-arvo samassa solmussa vai viereisissä.

Alumiinin 2618 Smithin piirroksen mukaan materiaali kestää FEM tuloksista saaduilla jännityksillä varmasti miljoona kuormituskertaa ja mahdollisesti viisi miljoonaa kertaa.



Kuvaaja 5. Alumiinin 2618 Smithin piirros. Rajajännitykset eri kuormituskertoilla. Redusoitu lämpötilakertoimen avulla ( $K_3=0,8$ ). Kts.MOOTTORIN SUORITUSARVOJEN LASKENTA LIITE A s.93.



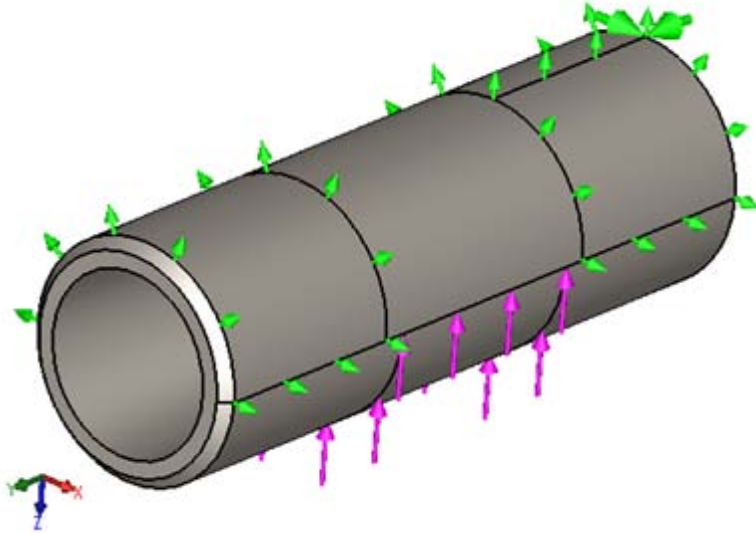
Kuva 38. Männän varmuusluku väsymiseen kuormituskerran  $1E6$  rajajännityksellä ( $\sigma_{red}=232$  MPa) JYKK 20deg vakiopainepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000rpm.

Mäntämateriaalin ei pitäisi kestää käytössä Smithin piirroksen mukaan  $1E7$  ja sitä suurempia kuormituskertoja. Valmistajalla ja materiaalitoimittajalla voi mahdollisesti olla parempaa tietoa materiaalin käyttäytymisestä dynaamisesti kuormitetussa tilanteessa.

Pyörityksellä ja sen sijainnilla männän sisällä on merkittävä vaikutus materiaaliin tuleviin jännityksiin. 3D-mallin rakentaminen pyörityksineen identtiseksi todelliseen malliin verrattuna on kyseenalaista ja on saattanut tuoda huomattavaa virhettä laskentaan.

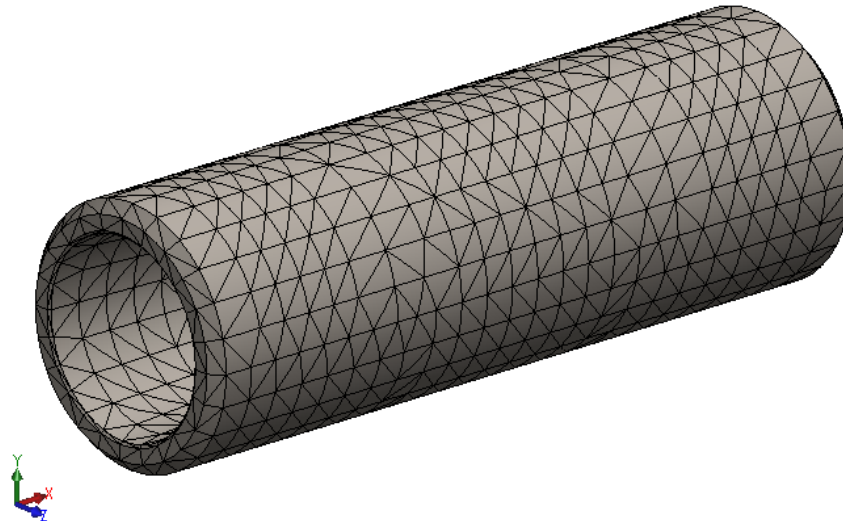
### 11.1.2 Männäntappi

Männän tappiin vaikuttaa kaasuvoima  $F_k$ , joka on FEM-mallin toiminnan kannalta asetettu vaikuttamaan keskelle männäntappia kiertokangen voimana. Männän kosketuspinnat toimivat tukina ja männäntappi on kiinnitetty vasemmasta kulmastaan x- ja y-suunnissa. Tämä on välttämätöntä, jotta estetään suuret liikkeet tapissa.

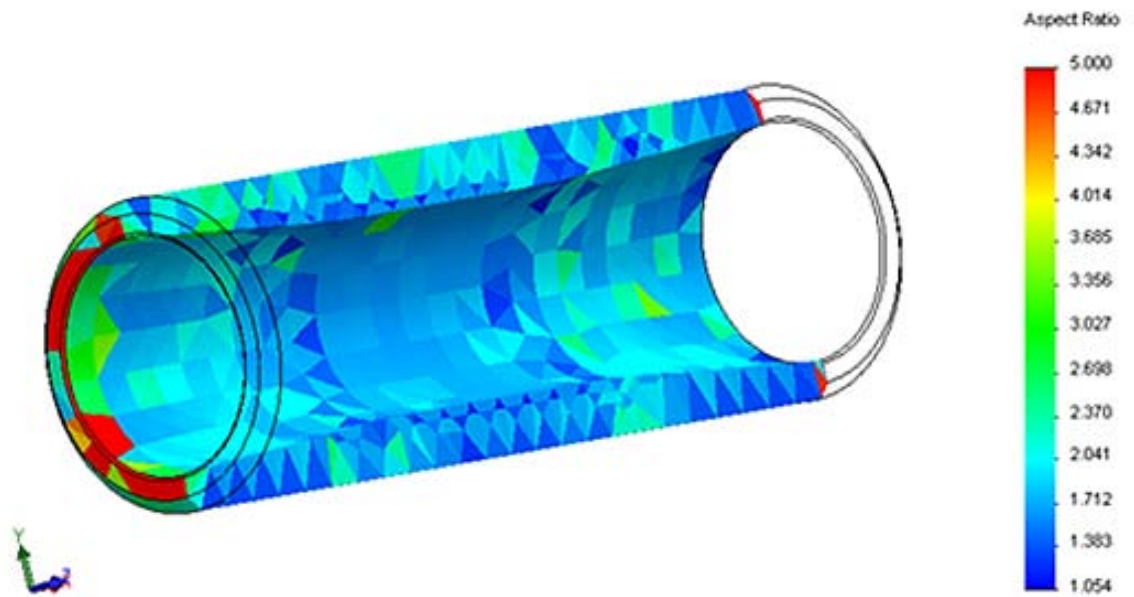


Kuva 39. Männäntappiin vaikuttava voima ja tuennat.

Elementtiverkon teossa on käytetty standardiverkottajaa, joka muodostaa Voronoi-De-launay tyyppisen verkon komponentille. Standardi verkottaja sopii hyvin yksittäiselle kappaleelle, joka ei ole kosketuksissa pinnoiltaan toiseen kappaleeseen.

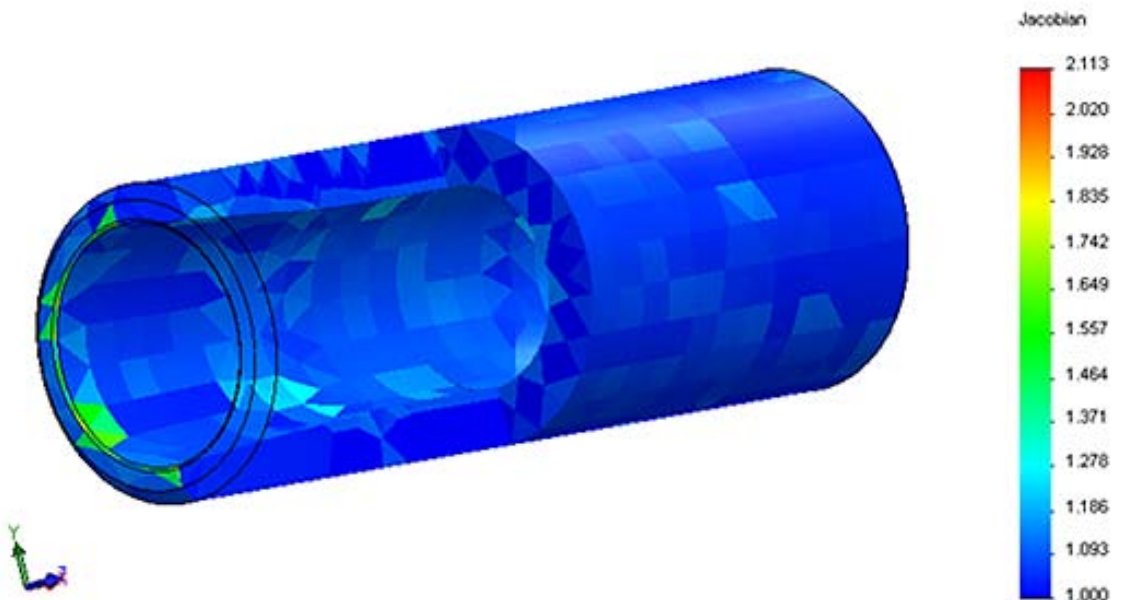


Kuva 40. Männäntapin elementtiverkko standardiverkottajalla.



Kuva 41. Männäntapin elementtiverkon elementtien sivusuhteet.

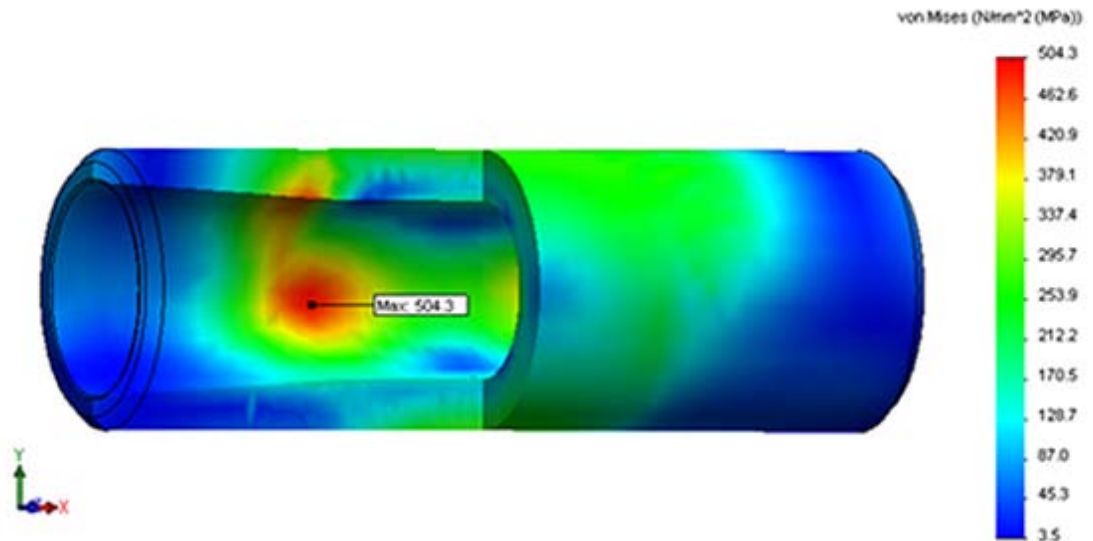
Männäntapin elementtiverkon hyvinmuotoisten elementtien vaikutus heijastuu Jacobin arvoihin. Männäntapin maksimi Jacobin arvo on 2,11, mikä on todella hyvinmuotoisen elementin arvo.



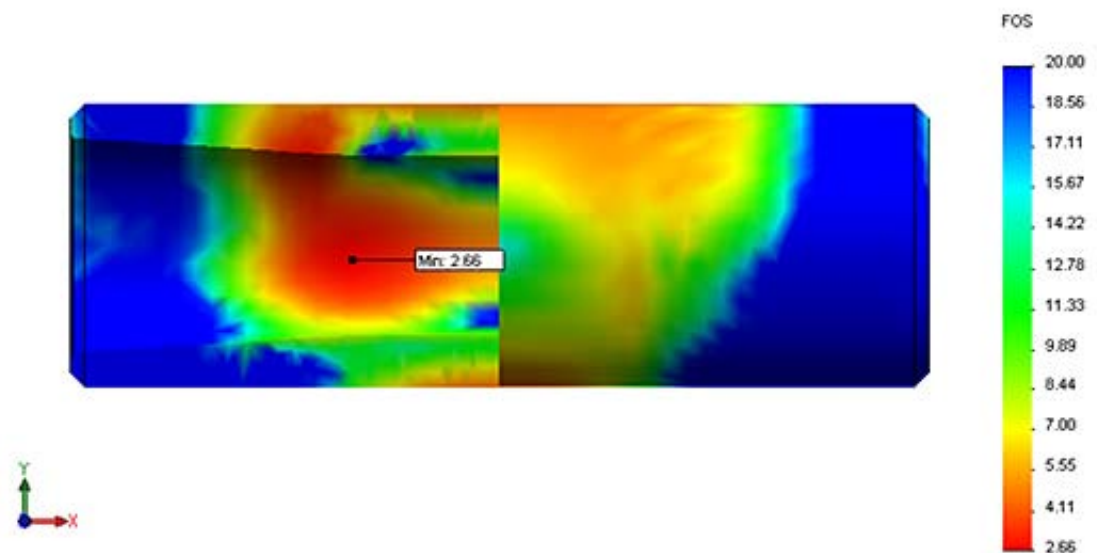
Kuva 42. Männäntapin elementtien Jacobin arvot.

### Kuormitustapaus 1: Maksimi puristus

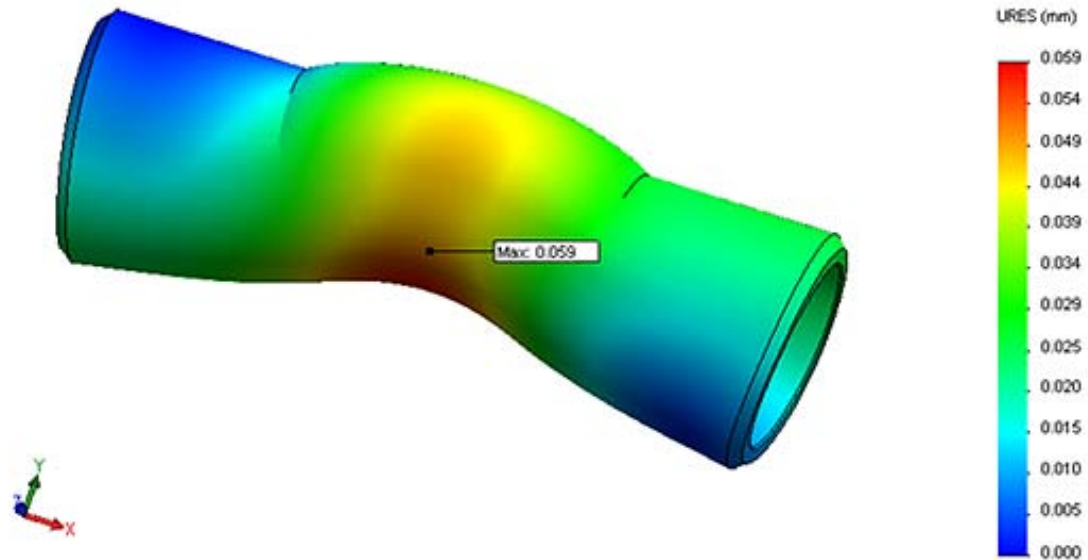
Männäntapille tehdään lujuusanalyysi kohdassa, jossa paine on maksimissaan ja massa-voimat pienimmillään. Männäntapille ei tarvitse tehdä kuormitustapausta YKK:n mas-savoimille tapin symmetrisyyden takia.



Kuva 43. Männäntapin VVEH-jännitykset YKKJ 20°deg, vakiopainepolton lopussa kierrosnopeudella 3000rpm.



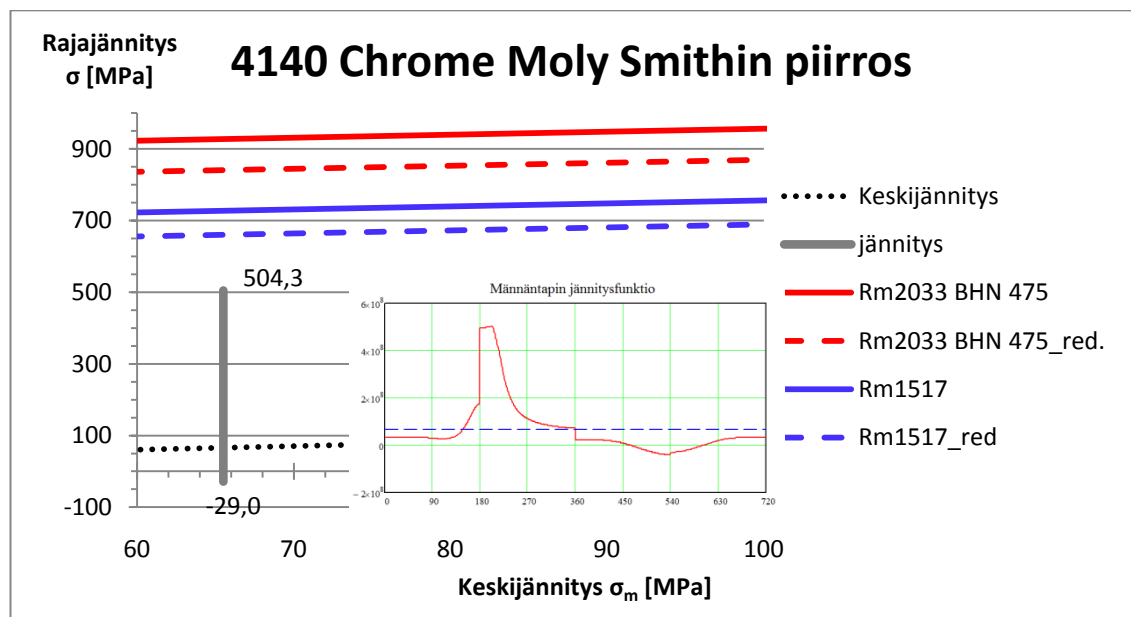
Kuva 44. Männäntapin varmuusluku myötämiseen (Re 1344 MPa) YJKK 20deg vakio-painepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000rpm.



Kuva 45. Männäntapin resultanttisiirtymä YKKJ 20°deg, vakiopainepolton lopussa kierrosnopeudella 3000rpm.

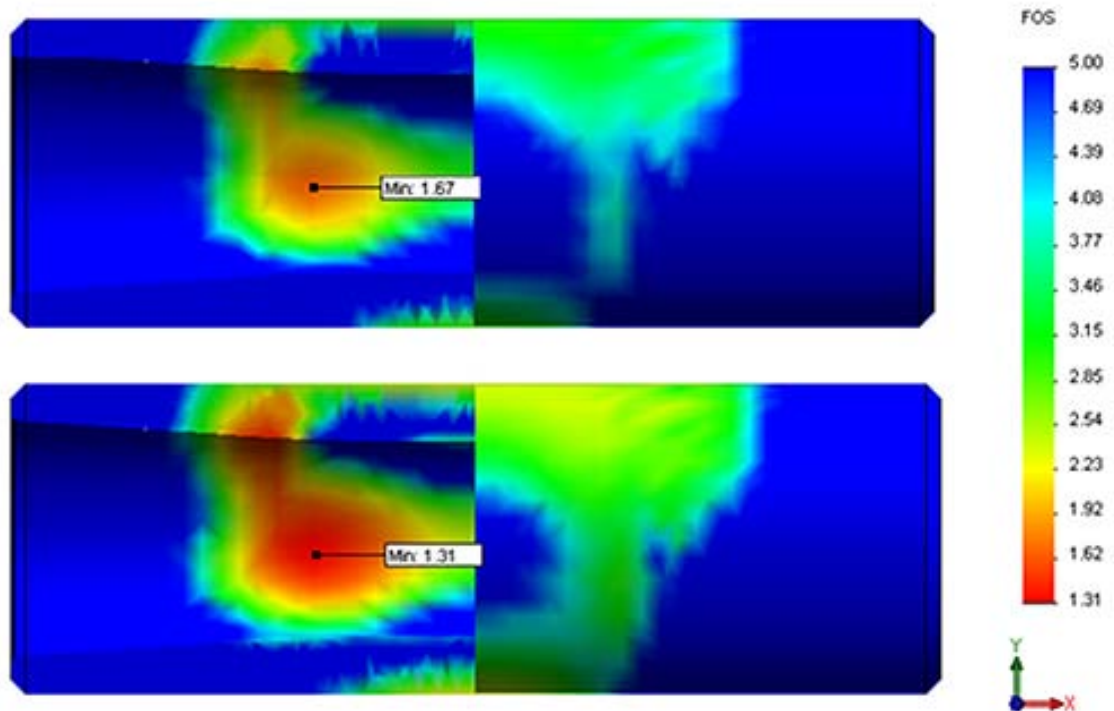
### Männäntappi väsyttävässä kuormituksessa

Materiaalin Smithin piirros kuvaa männäntapin maksimijännityksen raja-arvoja, joita ei saa ylittää, jos tapille halutaan elinikäistä käyttöikää. Smithin piirros on tehty kahdelle materiaalille, joiden murtolujuuteen vaikuttaa materiaalille tehty lämpökäsittely.



Kuvaaja 6. Materiaalin 4130 Chrome Moly Smithin piirros. Rajajännitykset eri materiaaleilla. Redusoitu kokokertoimella ( $K_2 = 0,9$ ). Voimat JYKK 20°deg, vakiopainepolton

lopussa kierrosnopeudella 3000 rpm. Kts.MOOTTORIN SUORITUSARVOJEN LASKENTA LIITE A s.95.



Kuva 46. Männtapin varmuusluku väsymiseen ( $\sigma_{W\_red} = 840$  MPa ylh. ja  $\sigma_{W\_red} = 660$  MPa alh.) YJKK 20deg vakioapainepolton lopussa, kierrosnopeudella 3000 rpm.

Männtapin materiaalille saadaan eri vaihtolujuudet leikkaus-, puristus- ja taivutusvoimista aiheutuville jännityksille ja tapissa on kuormitustapauksessa vaikuttamassa kaikki kolme jännitystä. Tämän takia on vaikea antaa selviä tuloksia kestävyydestä, vertaamalla tapin VVEH-jännitystä taivutusvaihtolujuuteen.

Männtappi kestää huonommallakin karkaisulla moottorissa olevat voimat klassisen väsymistarkastelun mukaan, vertaamalla tapin VVEH-jännitystä taivutusvaihtolujuuteen.

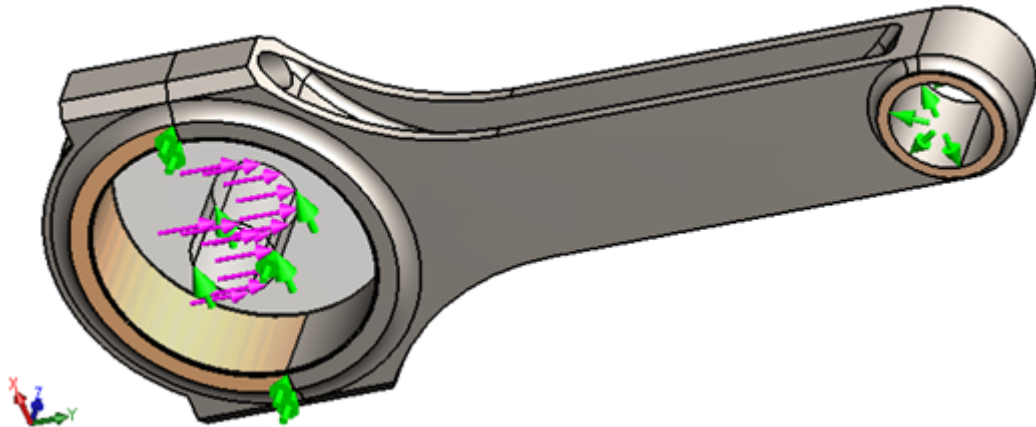
### 11.1.3 Kiertokanki

Massa- ja kaasuvoimat on muutettu vaikuttamaan kampiakseliksi tehdyn kappaleen reikään y-suunnassa, mikä johdetaan kiertokankeen "contact set" kontaktilla. Tämä kontakti tukee pinnat toisiaan vasten, mutta antaa välyksien muodostua pintojen välille.



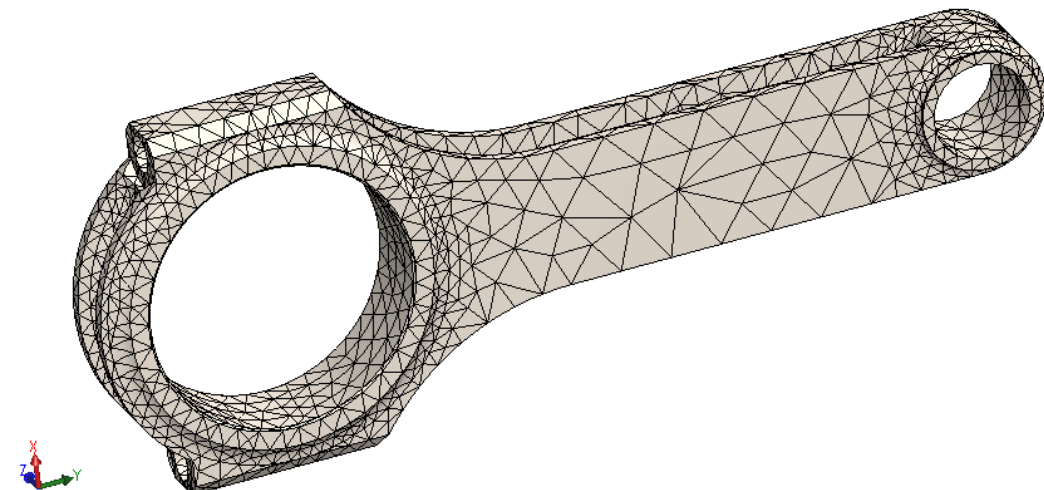
Voimat voidaan kuljettaa kiertokankeen paineenvoiman tai normaalivoiman avulla. Solidworks-ohjelman tuentojen ja kontaktien puutteiden vuoksi on päädytty kuvan 47 mukaiseen aseteluun.

Kiertokangen alasilmä on tuettu x- ja z-suunnassa, jättäen vapaaksi translaatiot y-suunnassa.



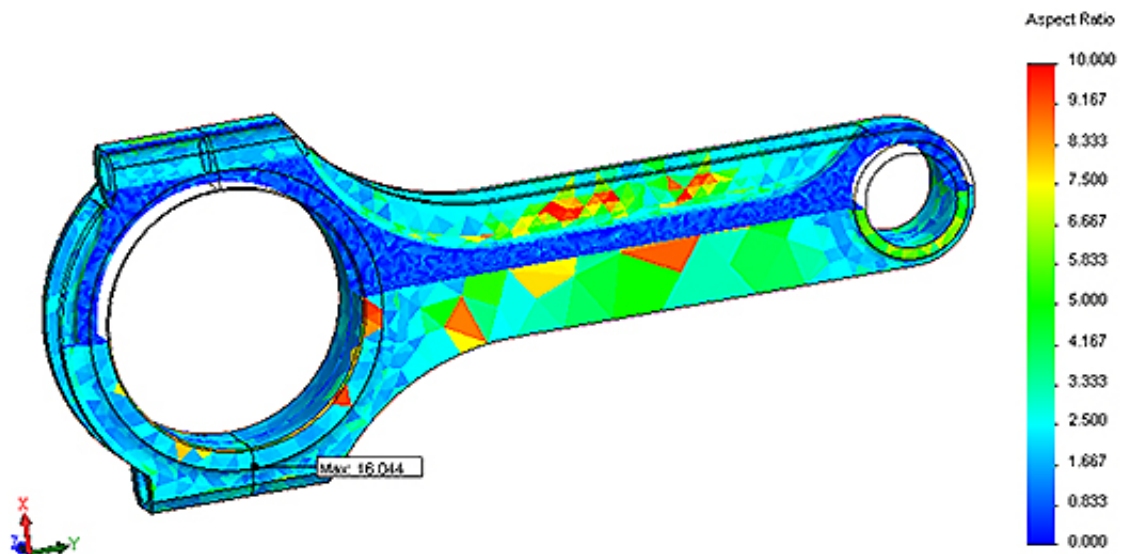
Kuva 47. Kiertokangen voimat ja tuennat puristustilanteessa. JYKK 20°deg, vakiopainepolton lopussa kierrosnopeudella 3000rpm.

Kiertokangen elementtiverkko on ”curvature” tyyppinen, mikä sopii kokoonpanoille tehtäviin lujuusanalyysille, joissa komponentit ovat kosketuksissa toisiinsa.



Kuva 48. Kiertokangen elementtiverkko JYKK 20°deg, vakiopainepolton lopussa kierrosnopeudella 3000 rpm.

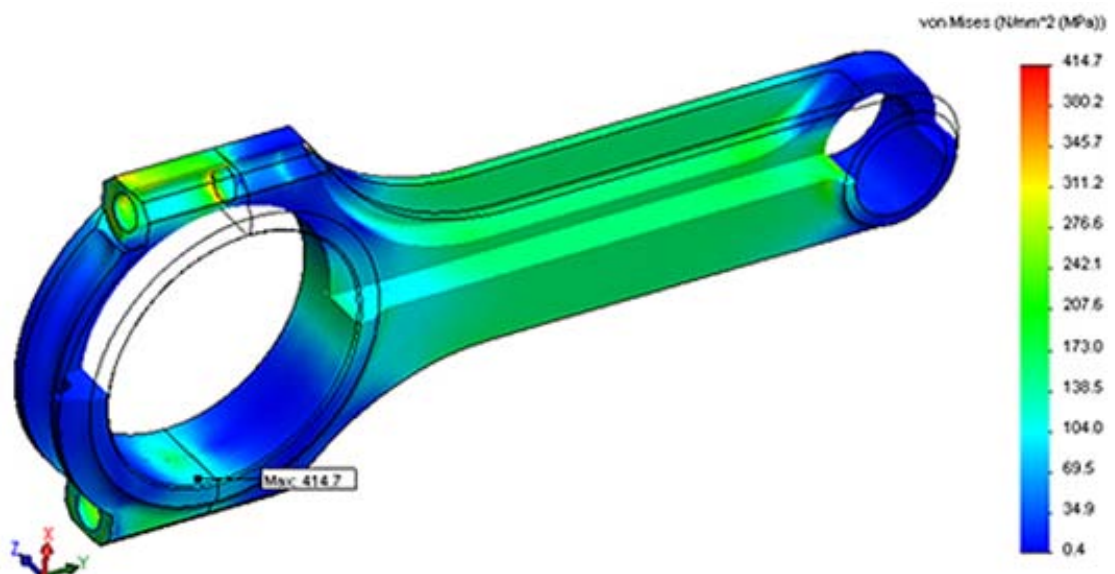
Kiertokangen pinnoilla elementtien sivusuhteet kasvavat huononmuotoisiksi, mutta pinnan alle on muodostunut hyvänmuotoisia elementtejä kuvassa 49.



Kuva 49. Kiertokangen elementtien sivusuhteet

Suurimmat VVEH-jännitykset esiintyvät pulttien kohdalla. Suuri jännityshuippu saattaa pienentyä ajan kuluessa relaksaation takia. /9,s.48/

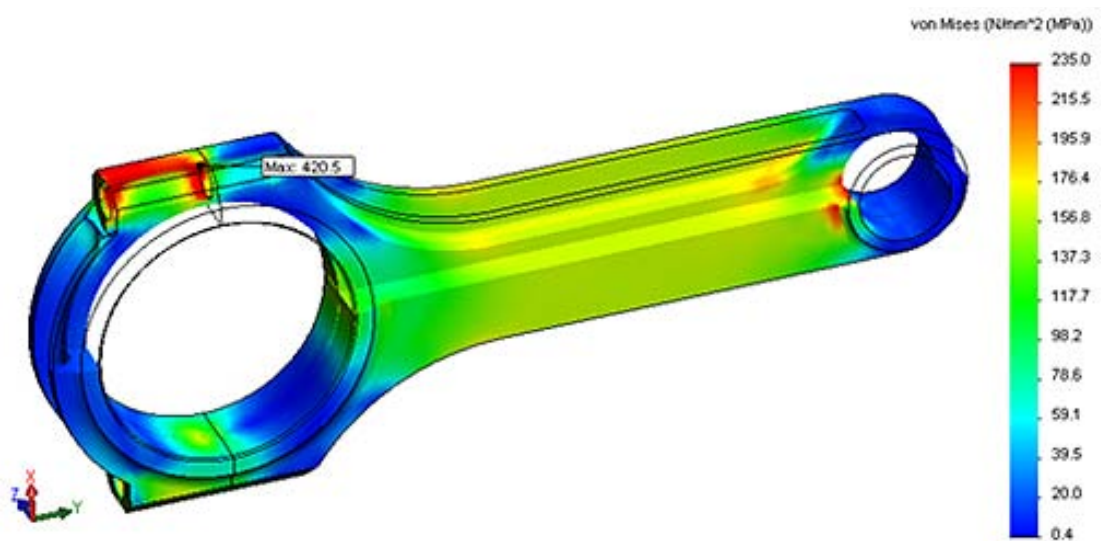
### Kuormitustapaus 1: Maksimi puristus



Kuva 50. Kiertokangen VVEH-jännitykset kohdassa JYKK 20° deg, vakiopainepolton lopussa kierrosnopeudella 3000 rpm.

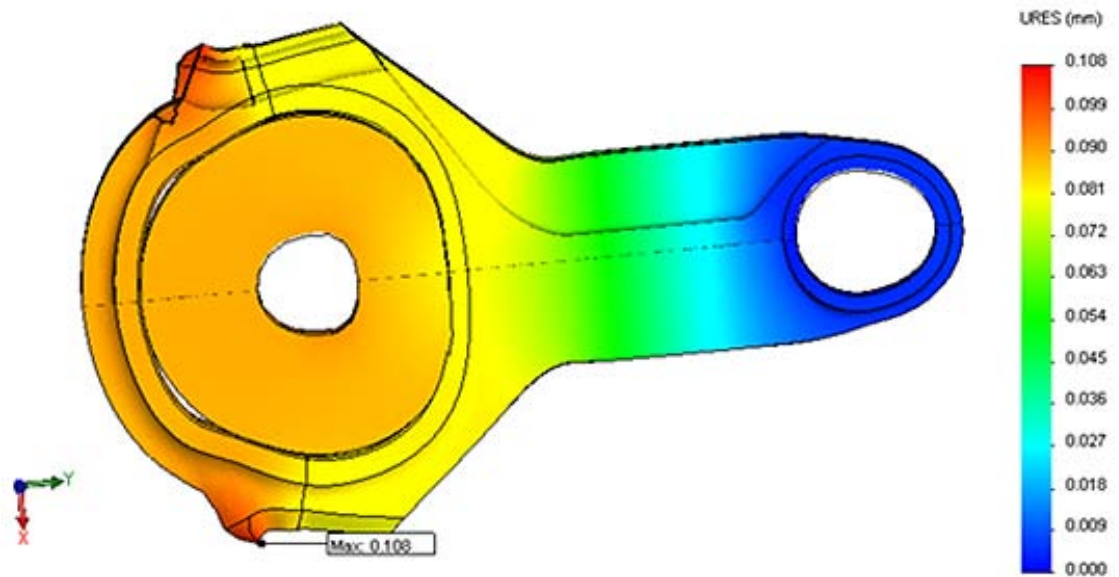
Kiertokangen laakeripinnalle syntyvä jännitys ei todellisessa kiertokangessa ole kuvan 51 suuruinen. Jännitys jakauma on todellisuudessa tasaisempi pehmeämmän kuparisen liukulaakerin takia, jolloin maksimijännityskin on pienempi. Lujuusanalyysissä on käytetty lineaarista menetelmää, joka ei ota huomioon rakenteen muodonmuutoksia, mikä epälineaarilla menetelmällä otetaan huomioon. Tämä aiheuttaa myös pienen virheen laakeripinnalle.

Voimat kuitenkin välittyvät laakerin läpi kiertokankeen ja pyöristyksen r2.5 mm kohdalla jännitys on jakautunut, kuten todellisessa kappaleessa.

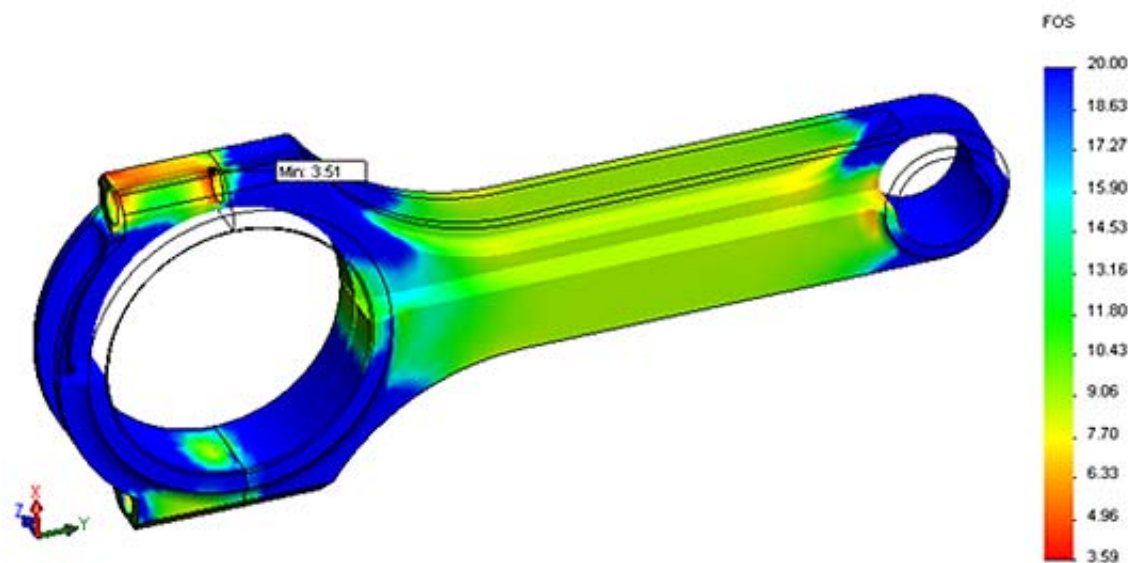


Kuva 51. Kiertokangen VVEH-jännitykset kohdassa JYKK 20° deg, vakiopainepolton lopussa kierrosnopeudella 3000 rpm.

Kuvasta 52 voidaan muodonmuutoksista tehdä johtopäätöksiä tuentojen ja voiman vastaanvaisuutta todelliseen tilanteeseen. Muodonmuutoksien 650 kertaisessa suurennoksessa huomataan pintojen tukevan toisiaan, mutta ne antavat välyksien muodostua.



Kuva 52. Kiertokangenen muodonmuutokset JYKK 20°deg, vakiopainepolton lopussa kierrosnopeudella 3000rpm.



Kuva 53. Kiertokangenen varmuusluku myötörajaan ( $R_e$  1475 MPa) kohdassa JYKK 20°deg, vakiopainepolton lopussa kierrosnopeudella 3000 rpm.

## Kuormitustapaus 2: Maksimiveto

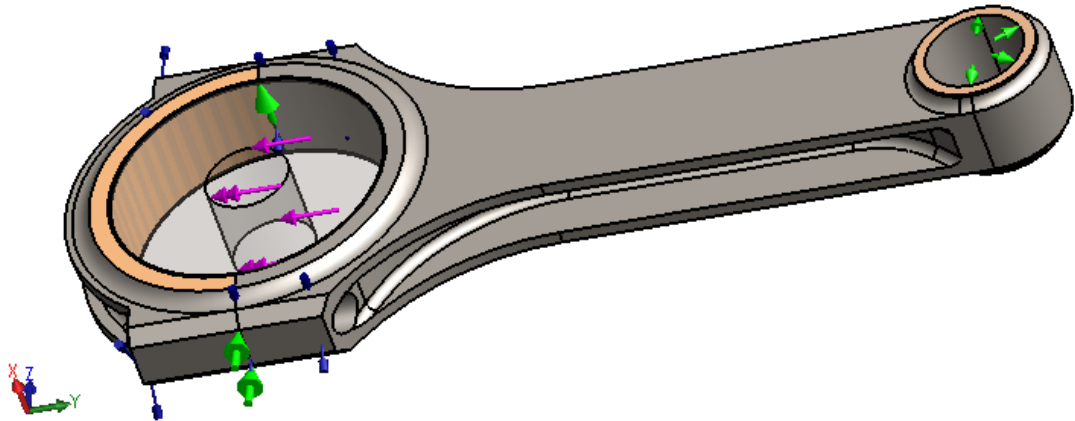
Kiertokangas on tuettu yläsilmän puolikkaasta vastaamaan männäntapin kontaktia.

Alasilmä on tuettu x- ja z-suunnassa. Tuenta on mahdollista tehdä yläsilmiin, mutta

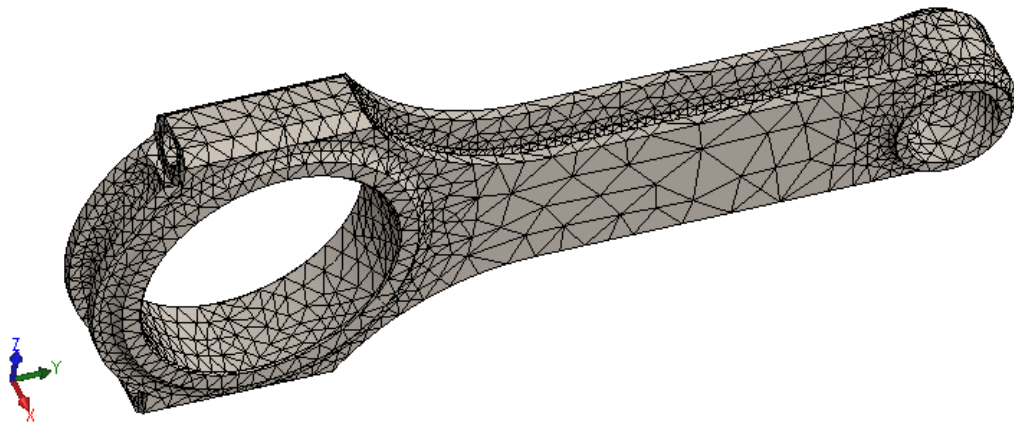
kuvan 54 geometriaan olisi pitänyt tehdä muutoksia, jotka olisivat aiheuttaneet aikaisempien tulosten katoamisen.

Voima on sijoitettu kampiakselille mistä jännitykset siirtyvät komponentista toiseen ”*contact set*” kontaktin avulla, mikä salli pintojen muodostaa välyksiä.

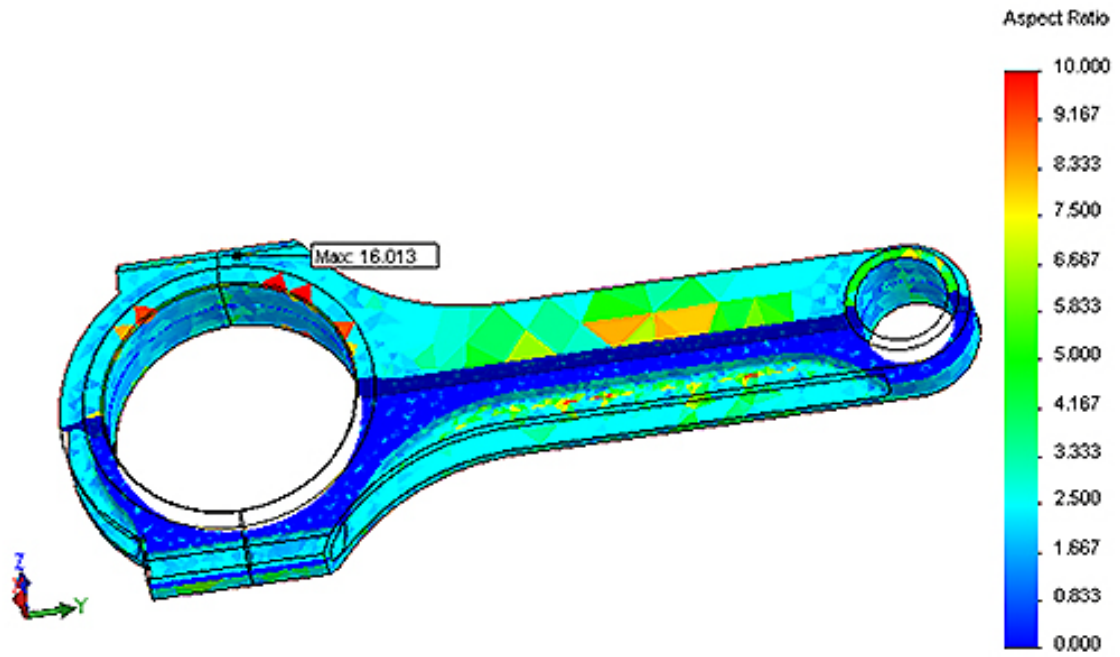
Pultit on kiristetty 43 Nm momentilla ja mallinnettu pulttikontaktilla.



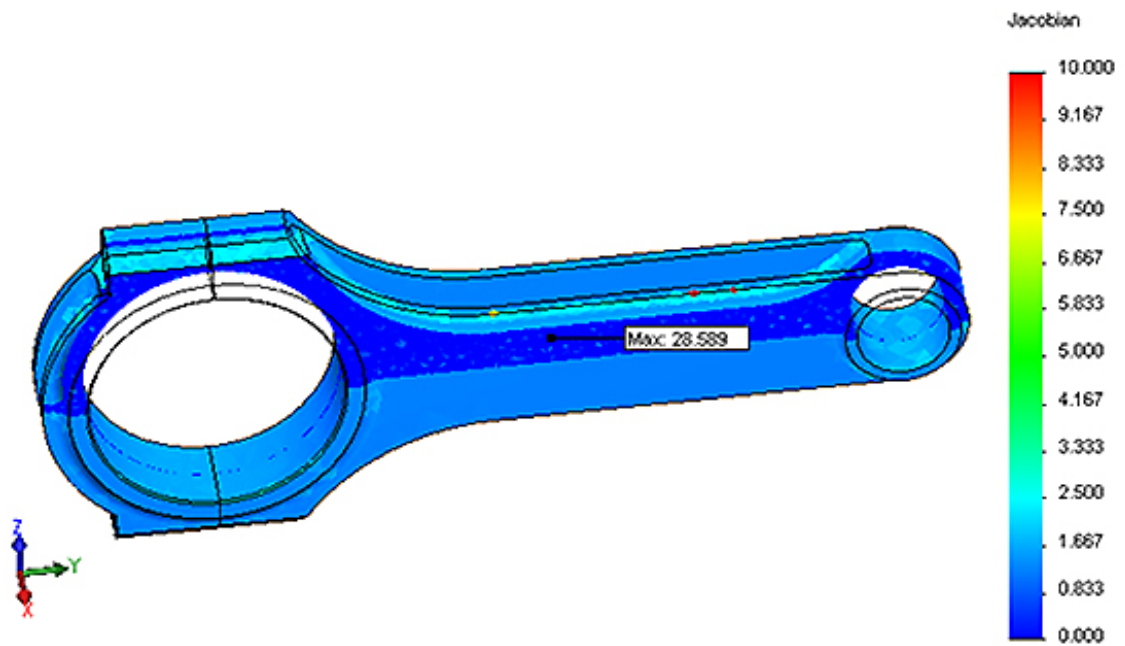
Kuva 54. Kiertokangen voimat ja tuennat maksimi vedossa 6800 rpm.



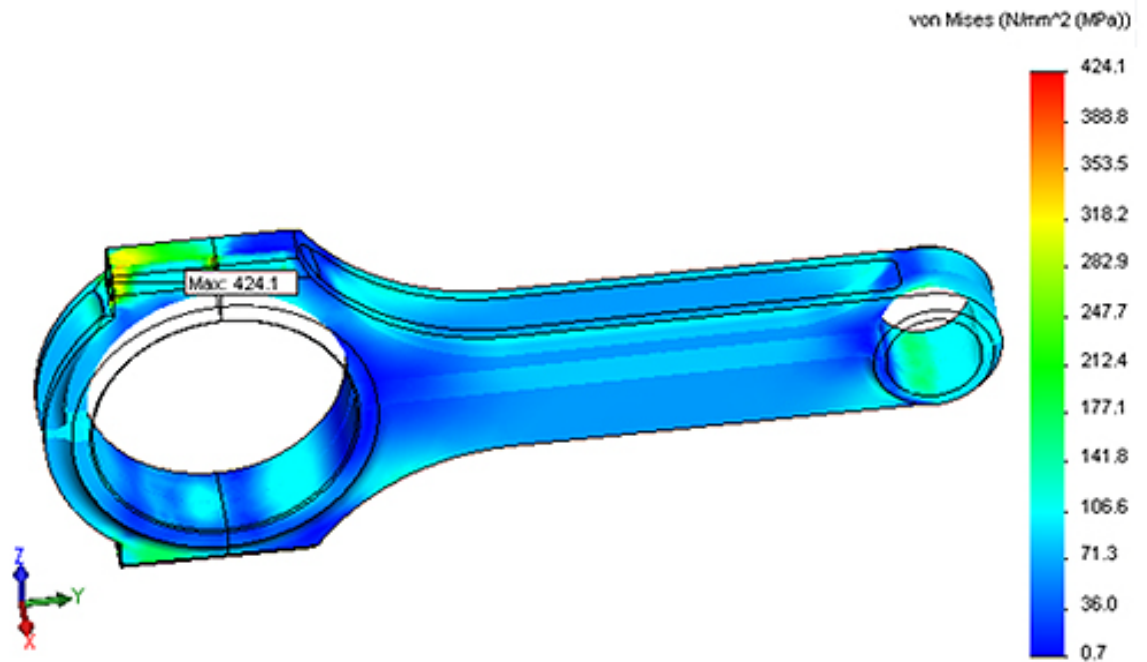
Kuva 55. Kiertokangen elementtiverkko. Maksimi vetovoima YKK 6800 rpm.



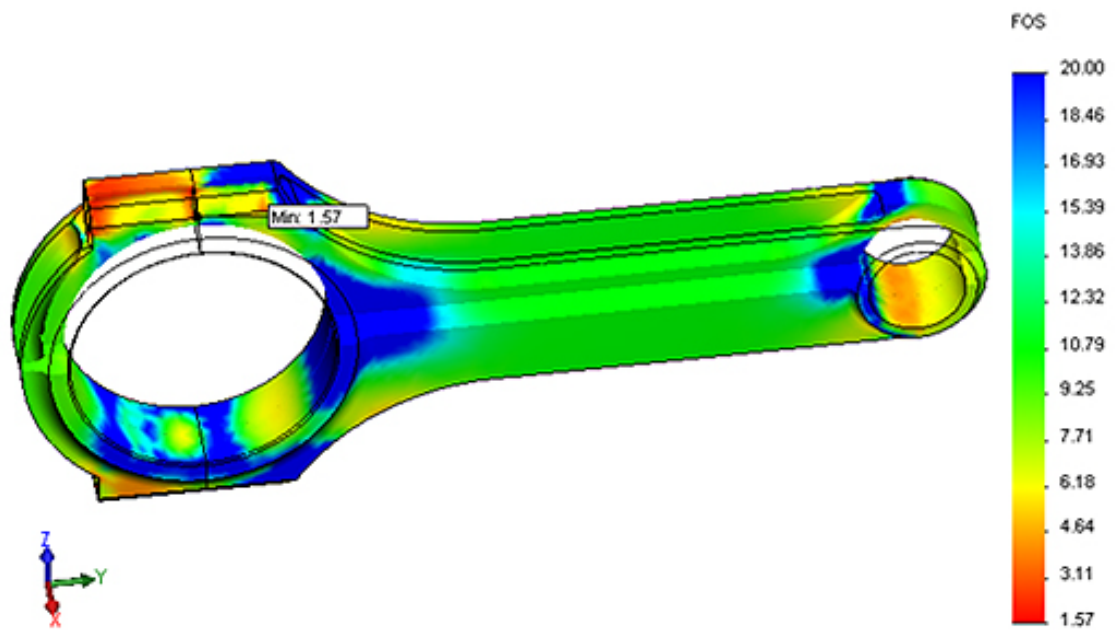
Kuva 56. Kiertokangen elementtiverkon elementtien sivusuhteet. Maksimi vetovoima YKK 6800 rpm.



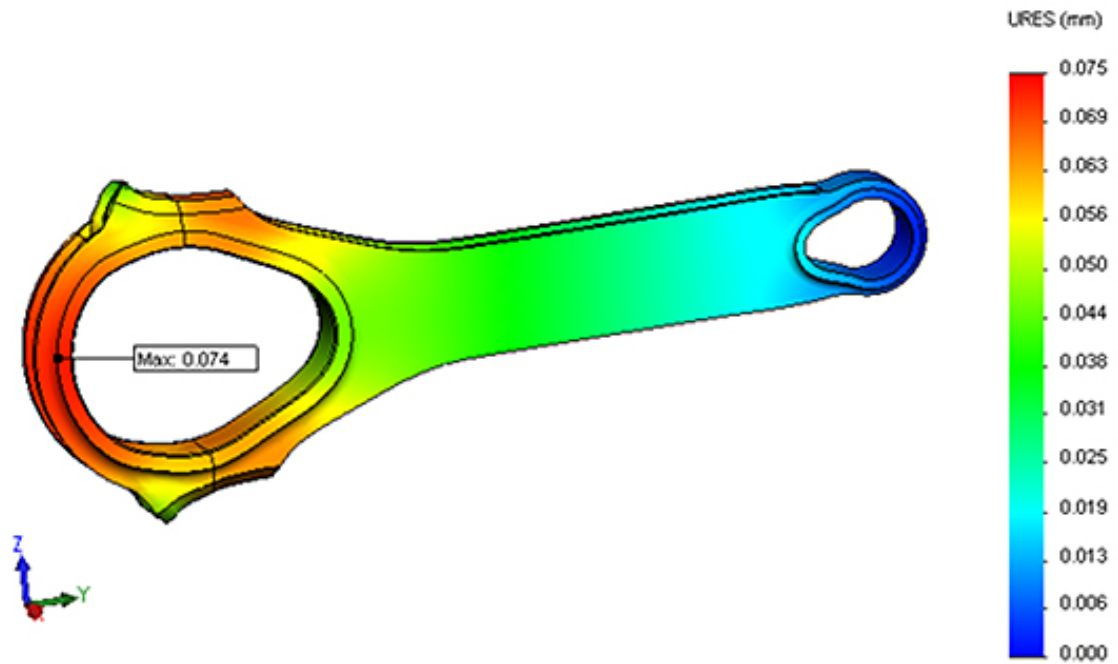
Kuva 57. Kiertokangen elementtien Jacobin arvot. Maksimi vetovoima YKK:ssa kierrosnopeudella 6800 rpm.



Kuva 58. Kiertokangas VVEH-jännitykset kohdassa YKK kierrosnopeudella 6800 rpm.



Kuva 59. Kiertokangas varmuusluku myötörajan kohdassa YKK 6800 rpm.



Kuva 60. Kiertokangen muodonmuutokset YKK:ssa kierrosnopeudella 6800rpm.

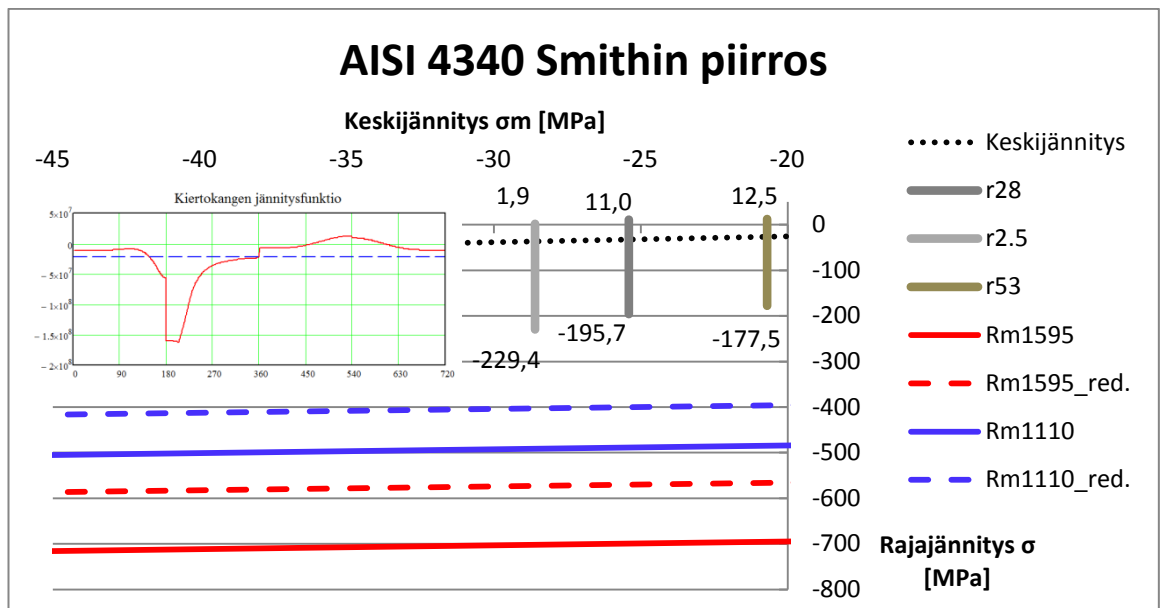
### **Kiertokangi väsyttävässä kuormituksessa**

Suurimmat jännitysvaihtelut sijaitsevat kiertokangen yläsilmän alapuolella olevassa pyöristyksen pinnassa, alasilmän yläpuolella olevan pyöristyksen pinnassa sekä kiertokangen H-profiilin rivassa alasilmän yläpuolella. Kts.MOOTTORIN SUORITUSARVOJEN LASKENTA LIITE A s.97.

Kiertokangen keskellä olevan jännitysvaihtelun amplitudit ovat pienemmät, eikä se siis ole määräävä mitoituskohta materiaalin väsymisessä.

Kiinnitysruuvien kohdassa ei ilmene väsymistä jännitysvaihteluiden puuttuessa kiinnitysruuvien kiristyksestä johtuvasta esijännityksestä.





Kuvaaja 7. Kiertokangen pyöristyksien Smithin piirros ja kiertokangen jännitysfunktio.  
Kts.MOOTTORIN SUORITUSARVOJEN LASKENTA LIITE A s.97

Materiaalitiedoista ja kiertokangessa olevien voimien perusteella on tehty Smithin piirros kuvaajassa 7. Kuvaajan on lisätty kiertokangen jännitysfunktion kuvaaja havainnollistamaan rasitustilannetta.

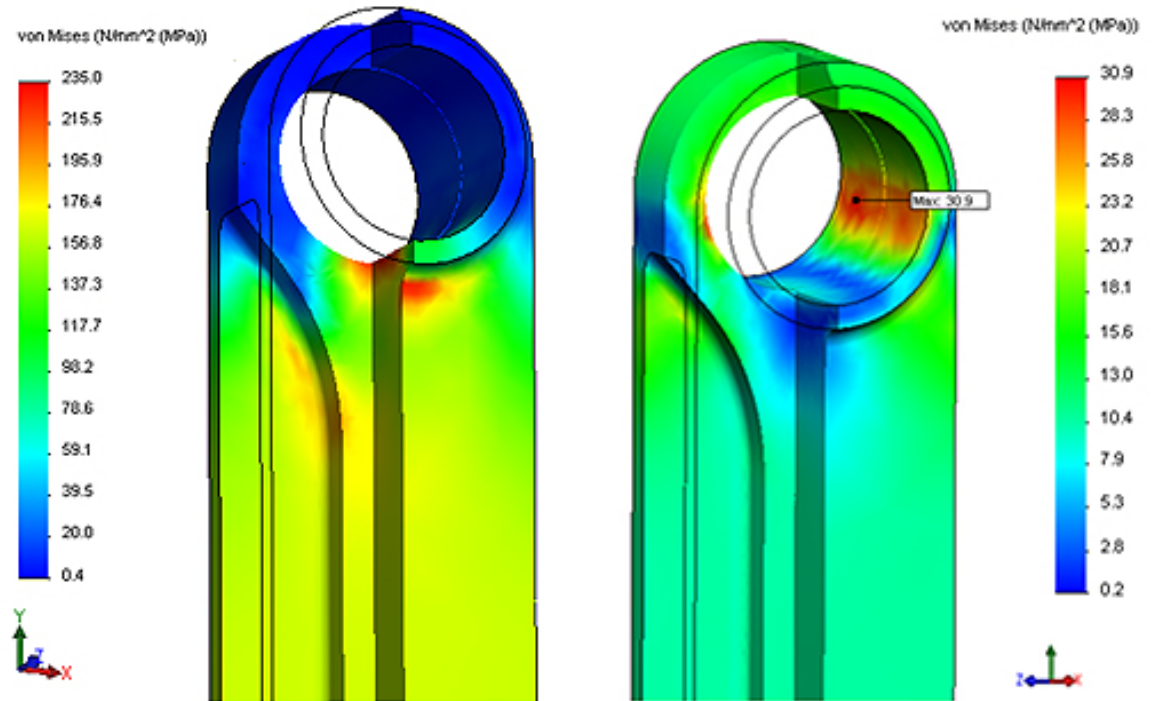
Kuvaajan 7 Smithin piirroksessa huomataan, että kiertokangessa on varmuutta väsymiseen nähden huomommallakin karkaisulla.

Markkinoilta ostetun kiertokangen todellista rajajännitystä, joka on piirretty Smithin piirroksen katkoviivalla, voidaan jälkikäteen nostaa pinnankarheutta muuttamalla. Tämä tarkoittaa kiertokangen pinnan kiilloittamista.

Smithin piirroksessa on redusoitua rajajännitystä alennettu pinnanlaatukertoimen  $K_1$  arvolla 0,9 ja kappaleen kokokertoimen  $K_2$  arvolla 0,9. Lämpötilakerroin  $K_3$  arvo on yksi kiertokangen korkean seostamisen takia, minkä seurauksena materiaali kestää korkeissa lämpötiloissa murto- ja myötölujuusarvojen laskematta. Kuumalujia karkaistuja teräksiä ei saa pitää hetkeäkään päästölämpötilassa, jolloin ne menettävät hyvän lujuutensa. AISI 4340 materiaaliin alin päästölämpötila on 450°C mutta TATA ilmoittaa teräkseen AISI 4340 muodostuvan päästöaurautta lämpötila-alueella 250°C - 450°C. Kampikoneistos- sa todennäköisesti ei tällaisiin lämpötiloihin yletytä ja voidaan lämpötilakertoimenä käyttää arvoa yksi./12/ 32/

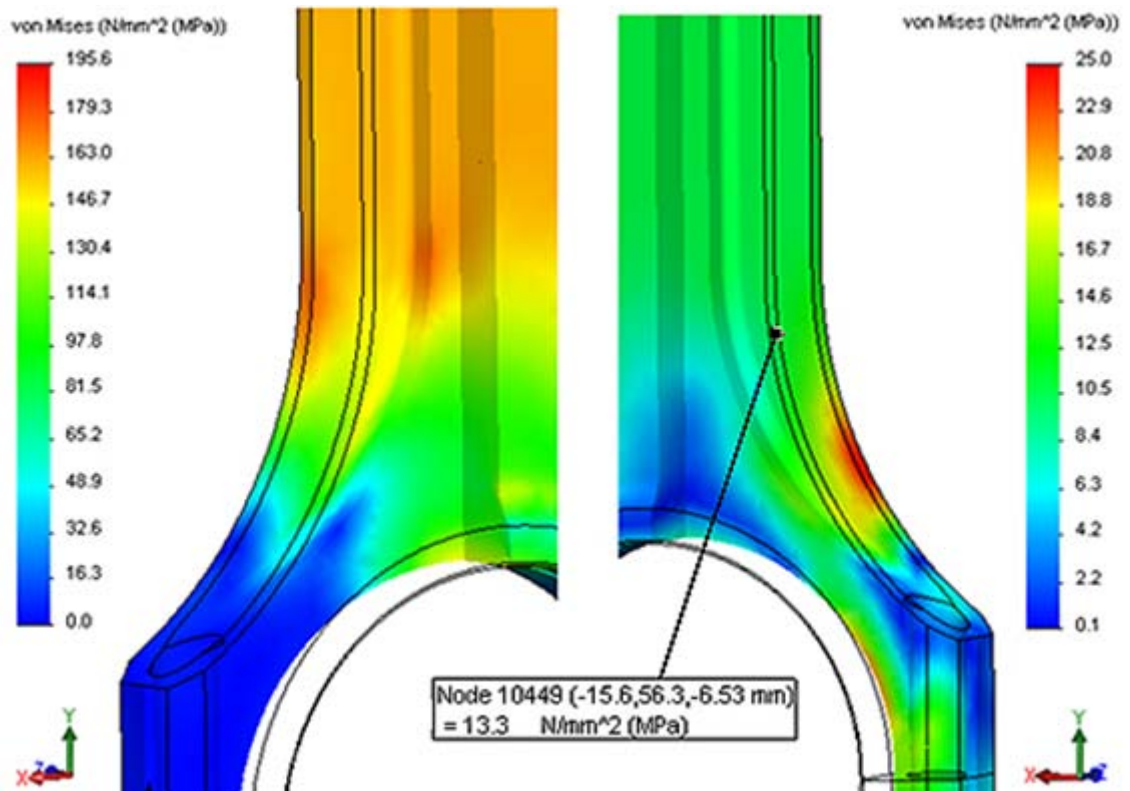
Yläsilmän kohdalla suurimmat jännitykset sijaitsevat pyörityksissä r28 ja r2,5. Kuvassa 61 kohdat ovat punaisella. Tarkastelukohtana on pyöritys r.2,5, jossa maksimijännitys sijaitsee. Jos säröt ydintyvät samanaikaisesti, on särön kasvu pyörityksessä r28 olevan suuremman vetojännityksen takia nopeampaa ja kiertokanki katkeaa tältä kohdalta.

Kiertokangen yläsilmän kaulan pyörityksessä olevat veto- ja puristusjännityksen itseisarvojen esiintymiskohdat on esitetty kuvassa 61.



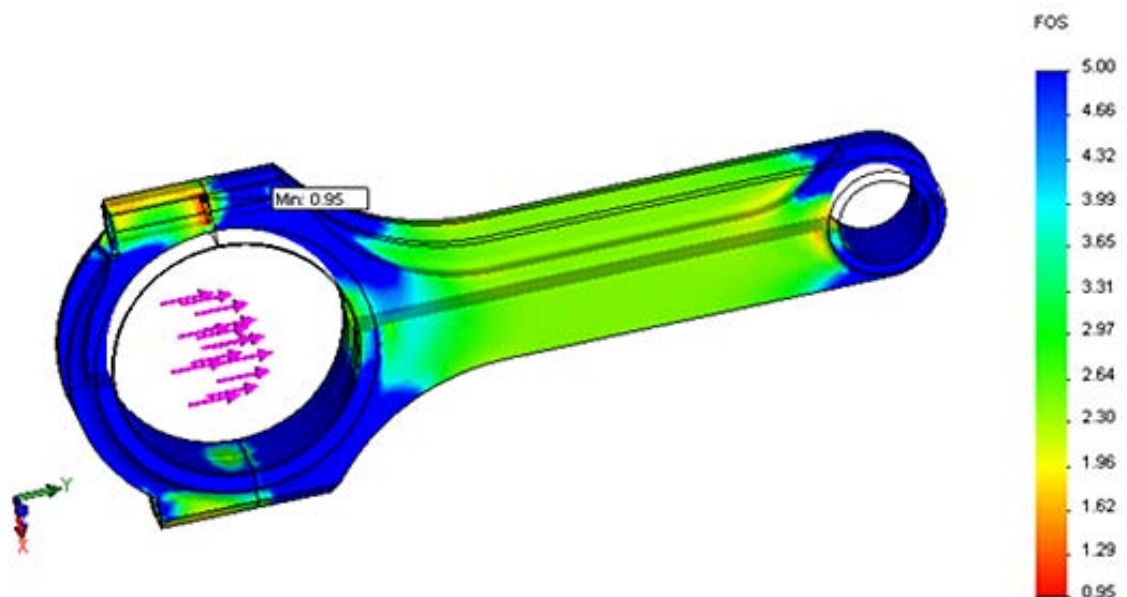
Kuva 61. Kiertokangen kaulan pyörityksen r28 ja r2,5, VVEH mukaiset jännitykset 3000 rpm. r28 (puristus JYKK 20deg  $\sigma_{\max}=195,7\text{MPa}$ , veto YKK  $\sigma_{\min}=11\text{MPa}$ ), r2,5 (puristus JYKK 20deg  $\sigma_{\max}=229,4\text{MPa}$ , veto YKK  $\sigma_{\min}=1,9\text{MPa}$ )

Kiertokangen alasilmän kaulan pyörityksessä r53 olevat veto- ja puristusjännityksen itseisarvojen esiintymiskohdat on esitetty kuvassa 61.



Kuva 62. H-profiilin pyöristyksen 2, VVEH mukaiset jännitykset 3000 rpm. (puristus JYKK 20deg  $\sigma_{\max}=177,5$  MPa, veto YKK  $\sigma_{\min}=13,3$  MPa)

Kiertokangen varmuusluvun sallittun jännityksen vertailuarvoksi väsymiseen on käytetty Smithin piirroksen murtolujuuden 1100 MPa:n redusoidun teräksen sallittua rajajännityksen arvoa, joka katsotaan piirroksen vaaka-akselilta kiertokangen keskijännityksen arvon kohdalta.



Kuva 63. Kiertokangen varmuusluku väsymiseen vaihtolujuuden arvolla  $\sigma_w=399$  MPa. JYKK 20 deg, kierrosnopeudella 3000 rpm.

Kaksinkertaisella varmuusluvulla kiertokanki kestäisi noin 155 baarin sylinteripaineita. Tämän suuruisia paineita ottomoottorissa ei todennäköisesti ole mahdollista saavuttaa nakutusrajan tullessa vastaan.

Nakuttavassa tilanteessa sylinteripaineet kuitenkin nousevat niin suuriksi, että se pidemmällä ajalla varmasti väsyttää kiertokangen ja kampikoneiston muut komponentit. Nakutus sylinterissä lähentelee räjähdystä, eikä se ole polttoaineen hallittavaa palamista. Räjähdyksmäisen palamisnopeuden takia työkierron vakioilavuuspolton aikana polttoaineesta vapautuu sen kaikki energia, mikä vastaa ottotyökiertoa. Paineet nousevat huomattavasti korkeammiksi kuin yhdistetyn Seiligertyökierron aikana. Myös todellisen mitatun moottorin pV-kuvaajan painehuippu siirtyy lähelle yläkuolonkohtaa, mikä laskee moottorin akselilta saatavaa momenttia.

Kiertokangen pitkälle käyttöiälle ja sen kestävyydelle, ei teräsmateriaalissa saa olla jo valmiita säröjä, jotka lähtevät kasvamaan hyvin pienillä vetojännityksen arvoilla.

## 12 JOHTOPÄÄTÖKSET

Vaikka Ross-Tech kanaville näyttämät tulokset olivat epätarkkoja ohjelman taajuuden ollessa riittämätön luettaessa monta kanavaa yhtäaikaisesti. Päästiin ajoneuvon mittaus-tuloksien ja moottoritekniikan teoreettisten kaavojen avulla järkeviin tuloksiin.

Klassinen väsymistarkastelu antaa varman kestävyuden kampikoneiston teräksistä valmistetuille komponenteille. Jännityksien ollessa kaukana myötörajasta ja vaihtolujuuden jännityksistä, voidaan todeta teräksisten komponenttien kestävänsä niihin kohdistetut voimat.

Männän alumiini materiaalille väsymisen rajajännitys pitäisi määrittää tarkemmin, siinä olevien jännitysten ollessa lähellä myötörajaa. Männän kimmomoduulin ollessa matala, tarkastelussa olisi hyvä käyttää Solidworks ohjelman epälineaarista puolta lujuuslaskenta osiossa.

Jännityskuvista huomataan selkeästi kohdat, joihin jännityksien muodostuvat. Rakenteen mittojen muuttamiseksi vastaavanlaisten jännityskuvien tekeminen on välttämätöntä alkuperäiselle komponentille ja mahdollisten mittojen muuttamista varten halutun muotoiselle komponentille.

## LÄHDELUETTELO

**Painetut**

1. *Bauer, Horst . 2003. Bosch Autoteknillinen taskukirja 6. painos. ISBN: 951-9155-17-1. Stuttgart:Robert Bosch GmbH, 2002. Suomenkielinen käännös Autoalan Koulutuskeskus Oy. Jyväskylä: Gummerrus Oy*
2. *Inkinen, Pentti.; Tuohi, Jukka. 1999; Momentti 1 Insinöörifysiikka, 2.painos, 2003. ISBN: 951-1-16598-4. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy.*
3. *Lampinen, Markku J. 1997; Termodynamiikan perusteet, 3. korjattu painos, 2002. ISBN: 951-672-324-1. Helsinki: Otatieto Oy Yliopistokustannus.*
4. *Bohl, Willi. 1982; Teknillinen virtausoppi, 5. painos, 1988. ISBN; 951-9405-28-3. Tampere: Tampereen Pikakopio Oy.*
5. *Eerola, Oiva E. 1978; Polttomoottorit, 2. painos. ISBN: 951-20-1319-3. Jyväskylä: Gummerrus Oy.*
6. *Eerola, Oiva E. 1978; Polttomoottorit 2, 2. painos. ISBN: 951-20-1513-7. Jyväskylä: Gummerrus Oy.*
7. *Kainulainen, Paavo. 1985; Polttomoottorit.ISBN: 951-859-894-0. Helsinki: Valtion painatuskesku.*
8. *Ferguson, Colin R.;Kirkpatrick, Allan T. 2001; Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, 2nd Edition. ISBN: 0-471-35617-4. United States of America: John Wiley & Sons*
9. *Outinen, Hannu; Salmi, Tapio. 2004; Lujuusopin perusteet, 3.painos. ISBN: 952-9835-64-7.Tampere: Pressus Oy*
10. *Karhunen, Jouko; Lassila, Veikko; Pyy, Seppo; Ranta, Aarno; Räsänen, Satu; Saikkonen, Matti; Suosara, Eero. 1993; Lujuusoppi, 8. muuttumaton painos, 2002. ISBN: 951-672-253-9. Helsinki:Yliopistokustannus/Otatieto. Hakapaino Oy*

11. *Airila, Mauri; Ekman, Kalevi;...1995; Koneenosien suunnittelu. ISBN: 951-0-20172-3. Juva: WSOY*
12. *Koivisto, Kaarlo; Laitinen, Esko; Niinimäki, Matti; Tiainen, Tuomo; Tiilikka, Pentti; Tuomikko, Juho. 2008; Konetekniikan materiaalioppi, 12. uudistettu painos. ISBN: 978-951-37-5259-0. Helsinki: Edita Publishing*
13. *Kivioja, Seppo; Kivivuori, Seppo; Salonen, Pekka. 2007; Tribologia – kitka, kuluminen ja voitelu, 5. korjattu painos. ISBN: 978-951-672-355-9. Helsinki: Hakapaino Oy.*
14. *Hakala, Matti K. 1999; Elementtimenetelmä.*
15. *Ikonen, Kari; Kantola, Kari. 1986; Murtumismekaniikka, 2. uudistettu painos, 1991. ISBN: 951-672-119-2. Helsinki: Otatieto Oy.*
16. *Dragolich, Kathleen S; DiMatteo, Nikki. 1995; Fatigue data book: light structural alloys. ISBN: 0-87170-507-9.*
17. *Boyer, Howard E. 1986;. Atlas of fatigue curves, sixth printing, 2006. ISBN: 13-978-0-87170-214-2.*

#### **Painamattomat / sähköiset**

18. *Gerhardt, Jurgen.; Hönniger, Harald.; Bischof, Hubert. A New Approach to Functional and Software Structure for Engine Management Systems - BOSCH ME7. Stuttgart, Robert Bosch GmbH. <http://nyet.org/cars/info/ME7sw.pdf>*
19. *Audi AG, Dept.I/GS-5. D-85045: Ingolstadt. [http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP\\_198.PDF](http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_198.PDF)*
20. *ARP automotive racing products 2011 catalog. <http://issuu.com/arpbolts/docs/catalog2.pdf?mode=embed&layout=http%3A%2F%2Fskin.issuu.com%2Fv%2Fflight%2Flayout.xml&showFlipBtn=true>*
21. *<http://www.steelexpress.co.uk/engineeringsteel/AISI4340.html>*

22. <http://www.wiseco.com/Automotive/CrankshaftsConnectingRods.aspx>
23. <http://www.wiseco.com/Automotive/Pistons.aspx>
24. <http://www.suppliersonline.com/propertypages/2618.asp>
25. <http://www.suppliersonline.com/propertypages/4032.asp>
26. <http://www.bmeltd.com/pistons.htm>
27. <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=M434AT>
28. <http://www.weldingwire.com/applications/DocumentLibraryManager/upload/4140%20FC.pdf>
29. [http://home.tamk.fi/~mllahteen/arkistot/simu\\_pdf/mekanismi.pdf](http://home.tamk.fi/~mllahteen/arkistot/simu_pdf/mekanismi.pdf)
30. [http://home.tamk.fi/~mllahteen/arkistot/elja\\_ark.htm](http://home.tamk.fi/~mllahteen/arkistot/elja_ark.htm)
31. [http://help.solidworks.com/2010/english/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing\\_topics/Node\\_to\\_Surface\\_Contact.htm](http://help.solidworks.com/2010/english/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing_topics/Node_to_Surface_Contact.htm)
32. <http://www.corusnz.com/Tata-Steel/Company-Introduction.asp>



## MOOTTORIN SUORITUSARVOJEN LASKENTA

## LIITE A

$$\begin{aligned}
 S4_{250hp} &:= 1 & h &:= \text{hr} & \text{ORIGIN} &:= 1 \\
 MTM_{316hp} &:= 1 & \text{kJ} &:= 1000\text{J} & \mu &:= \frac{1}{1000 \cdot 1000} \\
 RS4_{485hp} &:= 1 & \frac{\text{g}}{\text{kg}} &:= \frac{1}{1000} & & \\
 \text{moottorit} &:= (S4_{250hp} \quad MTM_{316hp} \quad RS4_{485hp})^T
 \end{aligned}$$

**S4 APB250hp tiedot:**

Tiedot perustuvat mittaustuloksiin (n.max.s4) eikä valmistajan ilmoittamiin suoritusarvoihin.

$$\begin{aligned}
 n_{P.s4} &:= 5860 \cdot \frac{1}{\text{min}} & P_{\text{max.s4}} &:= 192.7\text{kW} = 258.415 \cdot \text{hp} & n_{\text{max.s4}} &:= 6800 \cdot \frac{1}{\text{min}} \\
 n_{M.s4} &:= 3000 \cdot \frac{1}{\text{min}} & M_{\text{max.s4}} &:= 361.6\text{N}\cdot\text{m} & \omega_{s4} &:= 2\pi n_{\text{max.s4}} = 712.094 \frac{1}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

**S4 MTM316hp tiedot:**

$$\begin{aligned}
 n_{P.mtm} &:= 5200 \cdot \frac{1}{\text{min}} & P_{\text{max.mtm}} &:= 306\text{hp} & n_{\text{max.mtm}} &:= 7000 \cdot \frac{1}{\text{min}} \\
 n_{M.mtm} &:= 3000 \cdot \frac{1}{\text{min}} & M_{\text{max.mtm}} &:= 500\text{N}\cdot\text{m} & \omega_{\text{mtm}} &:= 2\pi n_{\text{max.mtm}}
 \end{aligned}$$

**RS4 AZJ485hp tiedot:**

$$\begin{aligned}
 n_{P.rs4} &:= 6800 \cdot \frac{1}{\text{min}} & P_{\text{max.rs4}} &:= 485\text{hp} & n_{\text{max.rs4}} &:= 7000 \cdot \frac{1}{\text{min}} \\
 n_{M.rs4} &:= 4500 \cdot \frac{1}{\text{min}} & M_{\text{max.rs4}} &:= 615\text{N}\cdot\text{m} & \omega_{rs4} &:= 2\pi n_{\text{max.rs4}}
 \end{aligned}$$

$$M_{\text{max}} := (M_{\text{max.s4}} \quad M_{\text{max.mtm}} \quad M_{\text{max.rs4}})^T \quad \omega_{\text{max}} := 2\pi (n_{\text{max.s4}} \quad n_{\text{max.mtm}} \quad n_{\text{max.rs4}})^T$$

$$P_{\text{max}} := (P_{\text{max.s4}} \quad P_{\text{max.mtm}} \quad P_{\text{max.rs4}})^T \quad \omega_{\text{max.P}} := 2\pi (n_{P.s4} \quad n_{P.mtm} \quad n_{P.rs4})^T$$

$$P_{e.P} := (P_{\text{max.s4}} \quad P_{\text{max.mtm}} \quad P_{\text{max.rs4}})^T \quad \omega_{\text{max.M}} := 2\pi (n_{M.s4} \quad n_{M.mtm} \quad n_{M.rs4})^T$$

$$P_e := (M_{\text{max.s4}} \cdot 2\pi n_{M.s4} \quad M_{\text{max.mtm}} \cdot 2\pi n_{M.mtm} \quad M_{\text{max.rs4}} \cdot 2\pi n_{M.rs4})^T$$

$$n_P := (n_{P.s4} \quad n_{P.mtm} \quad n_{P.rs4})^T$$

$$n_M := (n_{M.s4} \quad n_{M.mtm} \quad n_{M.rs4})^T$$

## Ominais- ja suoritusarvojen laskeminen

### Kampikoneiston mittoja:

Sylinterien lukumäärä:	$Z := 6$
Kiertokangen silmäväli:	$L_{kk} := 154\text{mm}$
Männän halkaisija:	$D := 81\text{mm}$
Iskunpituus:	$S := 86.4\text{mm}$
Kampiakselin säde:	$r := \frac{S}{2} = 43.2\text{mm}$
Puristus:	$\varepsilon := (9.3 \ 9.3 \ 9)^T$
Kiertokankisuhde:	$\lambda_{kks} := \frac{r}{L_{kk}} = 0.281$

### Moottorin iskutilavuus:

$$V_m := \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \cdot Z = 2.671 \text{ L}$$

$V_i$  = on yhden sylinterin iskutilavuus:

$$V_i := \frac{V_m}{Z} = 0.445 \text{ L}$$

### Puristustilavuus $V_p$

Lasketaan moottorin palotilan tilavuus puristussuhteen avulla:

$$\text{Sylinterin puristustilavuus } V_2 = V_p \quad V_p := \frac{V_i}{\varepsilon - 1} \quad V_2 := V_p$$

$$\text{Sylinterin kokonaistilavuus } V_1 = V_s \quad V_s := V_p + V_i \quad V_1 := V_s$$

$$\text{Sylinterin iskutilavuus } V_3 = V_i \quad V_3 := V_i$$

### Tehollinen keskipaine

Kertoo moottorin "kireyden" sylinteripaineesta, tätä painetta ei kuitenkaan ole moottorin sisällä vaan se on kuvainnollinen.

Moottorin tahtisuusluku:  $i := 2$

$$\text{Maksimi momentin kohdalla} \quad p_e := \frac{M_{\max} \cdot 2\pi \cdot i}{V_m} \quad p_e = \begin{pmatrix} 1.701 \\ 2.352 \\ 2.893 \end{pmatrix} \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Litrateho:} \quad P_1 := \frac{P_{\max}}{V_m} \quad P_1 = \begin{pmatrix} 96.737 \\ 114.55 \\ 181.559 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{hp}}{1}$$

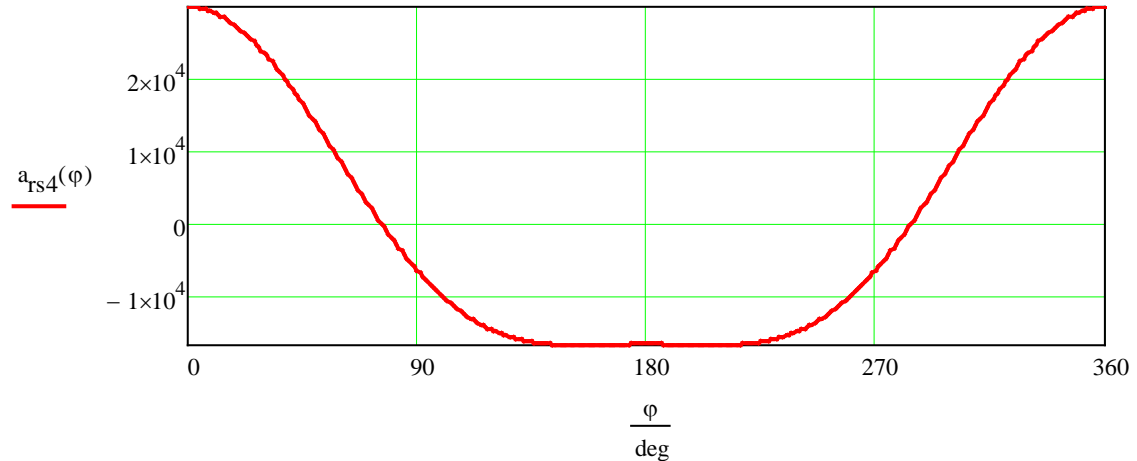
## Kampikoneiston arvoja:

Männän kiihtyvyys:

RS4<sub>AZJ</sub> moottorin männän kiihtyvyydet maksimi pyörimisnopeudella:

$$a_{rs4}(\varphi) := r \cdot \omega_{rs4}^2 (\cos(\varphi) + \lambda_{kks} \cdot \cos(2\varphi)) \quad \varphi := 0\text{deg}, 1\text{deg}.. 720\text{deg}$$

RS4 AZJ männän kiihtyvyys



Moottorien maksimi männän kiihtyvyydet suurimman pyörimisnopeuden kohdalla:

$$a_{\max}(\varphi) := r \cdot \omega_{\max}^2 (\cos(\varphi) + \lambda_{kks} \cdot \cos(2\varphi)) \quad a_{\max}(0\text{deg}) = \begin{pmatrix} 28050.8 \\ 29725.1 \\ 29725.1 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Moottorien maksimi männän kiihtyvyydet suurimman tehon kohdalla:

$$a_{\max,P}(\varphi) := r \cdot \omega_{\max,P}^2 (\cos(\varphi) + \lambda_{kks} \cdot \cos(2\varphi)) \quad a_{\max,P}(0\text{deg}) = \begin{pmatrix} 20831.6 \\ 16403.4 \\ 28050.8 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

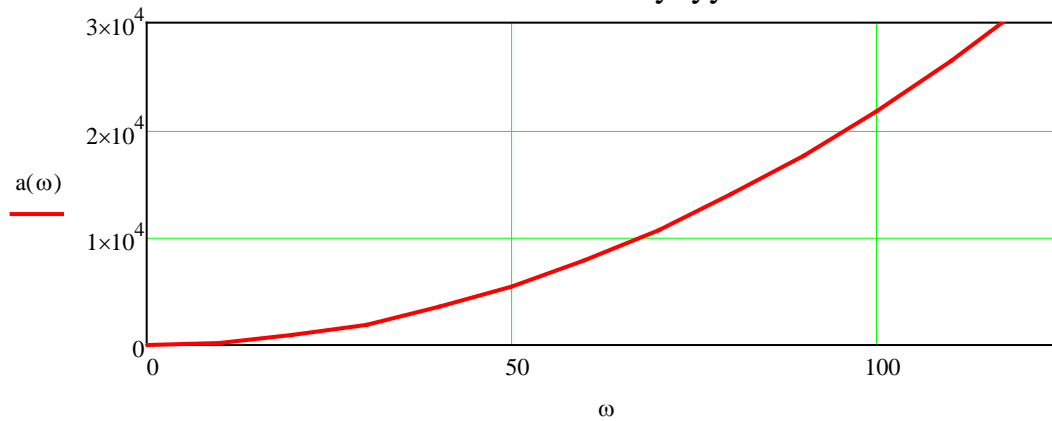
Moottorien maksimi männän kiihtyvyydet suurimman momentin kohdalla:

$$a_{\max,M}(\varphi) := r \cdot \omega_{\max,M}^2 (\cos(\varphi) + \lambda_{kks} \cdot \cos(2\varphi)) \quad a_{\max,M}(0\text{deg}) = \begin{pmatrix} 5459.7 \\ 5459.7 \\ 12284.4 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Pyörimisnopeuden vaikutus männän kiihtyvyyteen pyörimisnopeuden funktiona:

$$a(\omega) := 2\pi^2 S \cdot \omega^2 (\cos(0) + \lambda_{kks} \cdot \cos(0.2)) \quad \omega := 0\text{Hz}, 10\text{Hz}.. 120\text{Hz}$$

## Männän kiihtyvyys



## Männän nopeus

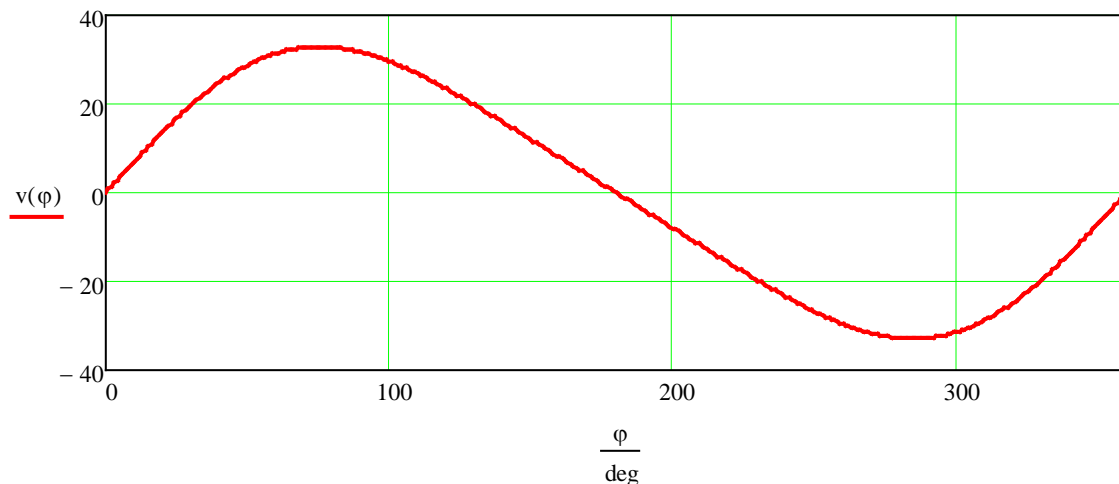
Ratkaistaan kampiakselin kiertymiskulma, jolla suurin nopeus saavutetaan:

$$v(\varphi) := r \cdot \omega_{rs4} \cdot \left( \sin(\varphi) + \frac{\lambda_{kks} \cdot \sin(2\varphi)}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda_{kks}^2 \cdot \sin(\varphi)^2}} \right)$$

$$\varphi_v := 5 \text{deg}$$

$$\varphi_{v.\max} := \text{Maximize}(v, \varphi_v) \quad \varphi_{v.\max} = 75.36 \cdot \text{deg} \quad v(\varphi_{v.\max}) = 32.896 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

## Männän nopeus



Ratkaistaan yhtälöistä moottorien maksimi männän nopeudet:

$$v_{\max}(\varphi) := r \cdot \omega_{\max} \cdot \left( \sin(\varphi) + \frac{1}{2} \cdot \lambda_{kks} \cdot \sin(2\varphi) \right) \quad v_{\max}(\varphi_{v.\max}) = \begin{pmatrix} 31.874 \\ 32.811 \\ 32.811 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

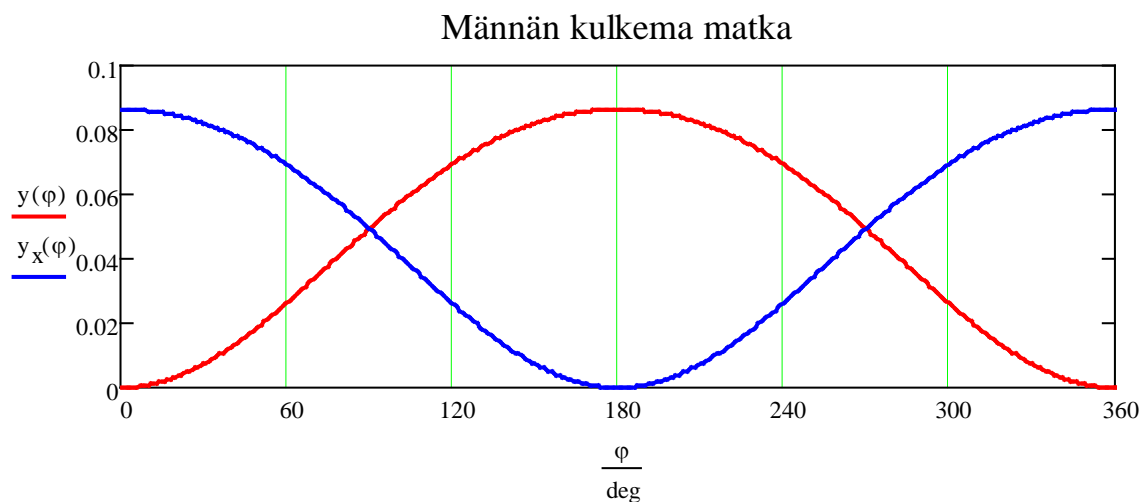
Ratkaistaan suurimmalla teholla oleva maksimi männän nopeus:

$$v_{\max.P}(\varphi) := r \cdot \omega_{\max.P} \cdot \left( \sin(\varphi) + \frac{1}{2} \cdot \lambda_{\text{kks}} \cdot \sin(2\varphi) \right) \quad v_{\max.P}(\varphi_{v.\max}) = \begin{pmatrix} 27.468 \\ 24.374 \\ 31.874 \end{pmatrix} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Männän kulkema matka

$$y(\varphi) := r \cdot \left[ 1 - \cos(\varphi) + \left( \frac{\lambda_{\text{kks}}}{4} \right) \cdot (1 - \cos(2\varphi)) \right]$$

$$y_x(\varphi) := (1 + \cos(\varphi))r + \frac{r}{\lambda_{\text{kks}}} - \sqrt{\left( \frac{r}{\lambda_{\text{kks}}} \right)^2 - (r \cdot \sin(\varphi))^2}$$



Vaadittava polttoaine ja ilmamäärä

Ahdetun ilman lämpötila:  $T_a := 295\text{K}$

Moottorilta mitattu ahtopaine:  $p_{1m} := 1.5\text{bar}$

Poltonesteen ominaiskulutus:  $b := 270 \frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}}$

Moolinen kaasuvakio:  $R_{\text{ww}} := 8.3145 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}$

Moolimassa:  $M := 29.0 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$

Lambda:  $\lambda := 14.9$

Moottoreihin viety lämpöteho

Oletetaan että moottoreiden hyötysuhteet pysyvät samoina, mitä mittaustuloksista saatiin testi-moottorille.

$P_e$  = akseliteho max.M  
H = polttonesteen lämpöarvo

$$H := 43000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_q := b \cdot P_e \cdot H = \begin{pmatrix} 366.4 \\ 506.6 \\ 934.6 \end{pmatrix} \cdot \text{kW} \quad P_e = \begin{pmatrix} 113.6 \\ 157.08 \\ 289.812 \end{pmatrix} \cdot \text{kW}$$

### Sylinteriin viety polttoainemassa, jonka polttamisella lämpöteho saadaan

Kuten edellä teoria osassa ilmeni, lambda-arvoa ei voida pienentää ilmassa pienentämällä. Tämä sen takia, että akselitehon tarvittava polttoaine jäisi polttamatta, kun ilma loppuu sylinteristä. Ainoa keino, jolla lambda-arvoa voidaan pienentää on lisäämällä polttoainetta. Tällä saadaan palonopeutta kasvatettua, koska tehoon tarvittava polttoaine/ilmaseoksen palaminen loppuu ennen epäedullisen palamisen kohtia, joita ovat sylinterissä olevat kulmat. Näissä palorintaman pinta-ala on pienentynyt niin paljon, että palaminen tapahtuu jo jälkipalamisena.

Polttoainemassa sylinterissä maksimimomentilla:

$$m_p := \frac{b \cdot P_e \cdot i}{n_M \cdot Z} \quad m_p = \begin{pmatrix} 0.0568 \\ 0.0785 \\ 0.0966 \end{pmatrix} \cdot \text{g}$$

Moottorin kokonaishyötysuhde, joka kertoo moottorin sisälle viedyn polttoaineen lämpötehon ja akselilta saatavan tehon suhteen:

$$\eta_e := \frac{\vec{P}_e}{\vec{P}_q} = \begin{pmatrix} 0.31 \\ 0.31 \\ 0.31 \end{pmatrix}$$

Moottorin mekaanista hyötysuhdetta on vaikea laskea, joten arvataan sen (Kainulainen, s.24 taulukosta 2.). Mekaaninen hyötysuhde käsittää kitkatehon, kaasun pumppauksen (ei ahdetut) ja toimilaitteiden käyttämisen. Koska kitka kasvaa neliöllisesti pyörimisnopeuteen nähden (Kirkpatrick, s.10) ja moottorin käyntinopeus on matala, otetaan mekaaniseksi hyötysuhteeksi korkein arvo. /8, s.134/

$$\eta_m := (0.85 \ 0.85 \ 0.85)^T$$

Mekaaninen hyötysuhde moottorin olisi 100%, jos moottori ei pyörisi, koska kitkaa ja kaasun pumppausta ei olisi. Tämä tarkoittaa käytännössä sitä, että voima  $F=pA$  saadaan kampikoneiston välityksellä kampiakselille momentiksi ilman häviöitä, mutta pyörivässä moottorissa häviöitä syntyy. Tämän seurauksen sylinterin sisällä olevaa painetta määritettäessä on ymmärrettävä indikoidun tehon ja akselitehon merkitys. Mekaaninen hyötysuhde otetaan huomioon, kun lasjetaan moottorin kaikkien sylinterien tuottamaa momenttia akselille integroimalla painefunktio sylinterin tilavuuden yli.

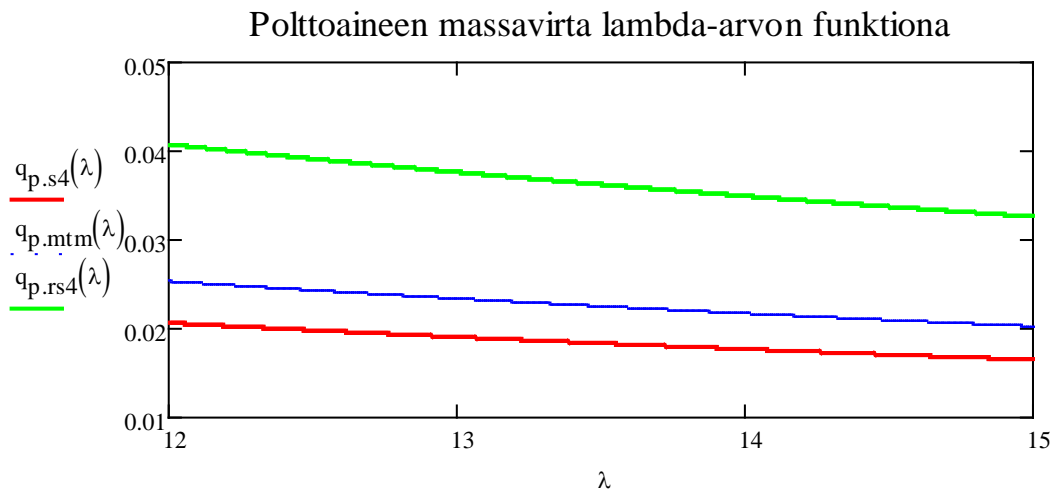
Polttoaineen massavirta moottoriin lambda-arvolla 13,5.

$$\lambda_1 := 13.5$$

$$q_p := Z \cdot \frac{\lambda}{\lambda_1} \cdot \overrightarrow{\left( m_p \cdot \frac{n_p}{i} \right)} = \begin{pmatrix} 18.368 \\ 22.538 \\ 36.252 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

Polttoaineen massavirta moottoriin lambda-arvon funktiona.

$$q_{p.s4}(\lambda) := Z \cdot \frac{\lambda}{\lambda} \cdot m_{p,1} \cdot \frac{n_{p.s4}}{i}$$



**Ilmamassa, jolla tehoon vaadittava polttoaine saadaan poltettua**

HUOM!! rikastettua seosta ei tarvitse polttaa kuin tehoon tarvittava määrä.

$$m_i := m_p \cdot \lambda \quad m_i = \begin{pmatrix} 0.846 \\ 1.17 \\ 1.439 \end{pmatrix} \cdot \text{g}$$

Moottoriin vietävä ilmamassavirta,

$$q_i := Z \cdot \overrightarrow{\left( m_p \cdot \frac{n_M}{i} \right)} \cdot \lambda \quad q_i = \begin{pmatrix} 126.948 \\ 175.536 \\ 323.865 \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

**Sylinterin tarvitsema paine, jolla saadaan ilmamassa sylinteriin polttoaineen polttamiseen**

Lämpötila  $T_a$  on saatu ajoneuvon lämpötila-anturilta, joka sijaitsee kaasuläpän edessä. Kaasuläppä on kiinnitetty imusarjaan. Sylinterissä oleva lämpötila, eli puristusvaiheen alkulämpötila  $T_1$  saadaan seuraavasti: /7,s.37/

Ahdetun ilman lämpötila:

$$T_1 := 75\text{K} + \frac{5}{6} \cdot T_a$$

Ahtopaine:

$$p_1 := \frac{m_i \cdot R \cdot T_1}{M \cdot V_1} \quad p_1 = \begin{pmatrix} 1.561 \\ 2.158 \\ 2.643 \end{pmatrix} \cdot \text{bar}$$

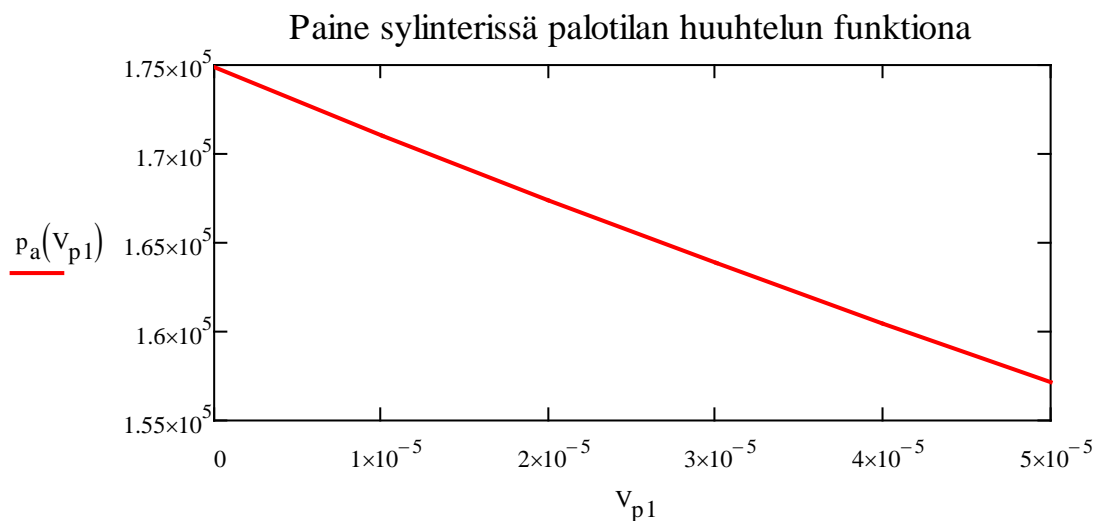
$T_1$  = sylinterissä olevan ilman lämpötila

$m_i$  = sylinterissä oleva ilmassa

Opinnäytetyössä käsiteltävät paineet ovat absoluuttisia paineita, toisin kuin moottorinohjauksyksiköltä ja tavallisilta paineantureilta saatava arvo on ylipainetta. Absoluuttisesta paineesta on vähennettävä ilmanpaine, niin saadaan ylipaine.

Ahtimella tuotettava paine sylinteriin, joka vaaditaan, että saadaan tarvittava ilmassa tehoa vastaavan polttoaineen polttamiseen palotilan huuhtelun funktiona.

$$p_a(V_{p1}) := \frac{m_{i,1} \cdot R \cdot T_1}{M \cdot (V_i + V_{p1})} \quad V_{p1} := 0L, 0.01L \dots \max(V_p)$$



Sylinterin huuhtelua parantamalla on kohtalaisen suuri merkitys ahtopaineeseen ainakin pienillä ahtopaineilla.

$$\frac{p_a(V_p) - p_a(0)}{(p_a(0) - \text{atm})} = \begin{pmatrix} -25.57 \\ -25.57 \\ -26.422 \end{pmatrix} \cdot \%$$

S4 moottorissa on imuventtiilin ajoitusta säätävä järjestelmä, joten siinä on venttiilien yhtäaikaista aukioloaika. Tästä seuraa että moottori voi imeä ilmaa myös iskutilavuuden lisäksi palotilan verran. Venttiilien yhtäaikaisella aukiololla parannetaan palotilan huuhtelua, jolloin saadaan lisättyä ilmaa palotilan verran. Palotilan huonommalla huuhtelulla sama teho pitäisi tuottaa 0.75 baarin ylipaineella.



### Polttoaine/ilmaseoksen massa.

Koska moottori todennäköisesti käyttää rikastettua seosta, lisätään polttoaine/ilmaseoksen massaun polttoainetta lambda-arvon verran. Tämä kohta eroaa aiemmasta "Ilmamassa, jolla tehoon vaadittava polttoaine saadaan poltettua" siinä, että aiemmassa kohdassa polttoainetta täytyy polttaa ko. määrä. Tässä kohtaa sitä ei polteta, vaan se on mukana vain, että saadaan estettyä seoksen palaminen sylinterin reunoihin, mikä on epäedullista.

$$\text{Sylinterissä oleva polttoaine/ilmaseos:} \quad m_1 := m_p \cdot \frac{\lambda}{\lambda_1} + m_i \quad m_1 = \begin{pmatrix} 0.909 \\ 1.257 \\ 1.546 \end{pmatrix} \cdot g$$

### S4 biturbo paine ja ilmamassavirta todellisesta moottorista mitattu arvo:

$m_{it}$  = moottorin todellinen ilmamassa tietokoneen mukaan

$$m_{it} := 121.2 \frac{g}{s} \quad m_{it1} := \frac{m_{it} \cdot i}{Z \cdot n M_{1,1}} \quad m_{it1} = 0.808 \cdot g \quad m_i = \begin{pmatrix} 0.846 \\ 1.17 \\ 1.439 \end{pmatrix} \cdot g$$

$$\frac{m_{1,1} - m_{it1}}{m_{it1}} = 4.743\%$$

Lasketut arvot pitävät hyvin paikkansa mitatuista arvoista. Täytyy muistaa että moottorinohjauksyksiköllä on tietty taajuus, jolla se ilmoittaa arvot kanaville. Testauksen aikana luettavana oli neljä kanavaa ja jo seuraamalla lukuja, pystyi huomaamaan ohjelmaan ke- rätävien aikapisteiden kohdilla eroavaisuutta.

### Seiliger-työkierron tilapisteiden laskenta

pV-kuvaaja tehdessä olellisinta on tietää kuinka paljon lämpöenergiaa luovutetaan eri vaiheissa. Vakiotilavuus-, -paine- ja -lämpötilapoltoille on annettu yleispäteviä arvoja, joilla on kuitenkin jopa 10% toleranssialue. Itoimme tehtävässä näitä arvoja niin, että saamme laskentatuloksena saman momentin akselille mitä moottorinohjauksyksikkö ilmoittaa. Näin pääsemme mahdollisimman lähelle sylinterissä olevaa maksimipainetta./7, s.32/

$$\begin{aligned} k_{seos} &= \text{polytrooppivakio seokselle} & k_{seos} &:= 1.35 \\ k_{pk} &= \text{polytrooppivakio pakokaasulle} & k_{pk} &:= 1.37 \\ W_{1,2} &= \text{tilavuuden muutostyö} \\ Q &= \text{prosessissa tuotu lämpöenergia} \\ Q_1 &= \text{vakiotilavuuspoltossa tuotu energiamäärä} \end{aligned}$$

Vapautuva energia syötetyllä polttoainemassalla:

$$Q := m_p \cdot H \quad Q = \begin{pmatrix} 2.442 \\ 3.377 \\ 4.154 \end{pmatrix} \cdot kJ$$

## 1-2 Polytrooppinen puristus:

Todellisessa moottorissa puristus ja paisunta tapahtuvat polytrooppisesti mm. jäähdytys-häiriöiden vuoksi. Tästä syystä adiabaattivakion  $\gamma$  käyttäminen ei johda oikeaan tulokseen. Valitaan suositusarvo polytrooppivakiolle taulukoista. /7, s.29/

$$p_2 := \left( p_1 \cdot \varepsilon^{k_{seos}} \right) \quad p_2 = \begin{pmatrix} 31.676 \\ 43.799 \\ 51.333 \end{pmatrix} \cdot \text{bar}$$

$$T_2 := T_1 \cdot \varepsilon^{k_{seos} - 1} \quad T_2 = \begin{pmatrix} 700.243 \\ 700.243 \\ 692.252 \end{pmatrix} \text{ K}$$

Tuotu tilavuuden muutostyö:

$$W_{1,2} := \left[ \frac{m_1 \cdot R}{M \cdot (k_{seos} - 1)} \cdot (T_2 - T_1) \right] \quad W_{1,2} = \begin{pmatrix} 282.518 \\ 390.651 \\ 470.381 \end{pmatrix} \text{ J}$$

## 2-3 Isokoorinen tilanmuutos:

Polttimoottorin vakiotilavuuspoltossa poltettava polttoainemäärä arvataan auton testin perusteella keskiarvoksi koko kiihdytyksestä.

Sytytysennakot moottoreille:

$$S_{s4} := 10 \text{ deg}$$

$$S_{mtm} := 10 \text{ deg}$$

$$S_{rs4} := 10 \text{ deg} \quad ss := (S_{s4} \ S_{mtm} \ S_{rs4})^T$$

Polttoaineen palamisaika kk asteina:

$$p_p := 28 \text{ deg}$$

Vakiotilavuudessa poltettu energiamäärä prosentteina:

$$Q_{I\%} := \frac{S_{s4}}{p_p} = 35.714\%$$

Ensimmäisessä vaiheessa vapautuva energia miinus jäähdytyslämmöt:

$$j_h = \text{Jäähdytyslämmöt} \quad j_h := 5\%$$

$$Q_I := \left( \frac{ss}{p_p} \cdot Q \right) \cdot (1 - j_h) \quad Q_I = \begin{pmatrix} 0.829 \\ 1.146 \\ 1.409 \end{pmatrix} \cdot \text{kJ}$$

Arvataan  $T_3$  ja valitaan taulukosta arvot  $c_{vT2}$  ja  $c_{vT3}$ . Arvauksen pitäisi osua 30 Kelvinin sisään lasketusta arvosta.

$$c_{vT2} := (0.736 \quad 0.736 \quad 0.7355)^T \frac{\text{J}}{\text{g} \cdot \text{K}} \quad \text{Arv}_3 := \begin{pmatrix} 1700 \\ 1700 \\ 1700 \end{pmatrix} \text{K} \quad T_2 = \begin{pmatrix} 700.243 \\ 700.243 \\ 692.252 \end{pmatrix} \text{K}$$

$$c_{vT3} := (.8222 \quad .8222 \quad .8222)^T \frac{\text{J}}{\text{g} \cdot \text{K}}$$

Lasketaan sylintereiden  $T_3$  lämpötilat seuraavalla kaavalla:

$$T_3 := \frac{\overrightarrow{(Q_I + m_1 c_{vT2} T_2)}}{\overrightarrow{(m_1 \cdot c_{vT3})}} \quad T_3 = \begin{pmatrix} 1735.6 \\ 1735.6 \\ 1728 \end{pmatrix} \text{K}$$

Lasketaan sylintereissä olevat paineet  $p_3$  seuraavalla kaavalla:

$$p_3 := \overrightarrow{\left( p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} \right)} \quad p_3 = \begin{pmatrix} 78.51 \\ 108.559 \\ 128.139 \end{pmatrix} \cdot \text{bar}$$

### 3-4 Isobaarinen tilanmuutos:

Toisessa vaiheessa eli vakiotilavuuspoltossa tuotu energiamäärä arvataan, josta menee osa jäähtytshäviöihin, noin 5% (7,s.34).

$$Q_{II\%} := 42\%$$

$$Q_{II} := (Q_{II\%} - j_h) \cdot Q$$

$$Q_{II} = \begin{pmatrix} 0.904 \\ 1.25 \\ 1.537 \end{pmatrix} \cdot \text{kJ}$$

Arvataan  $T_4$  ja valitaan taulukosta arvot  $c_{pT3}$  ja  $c_{pT4}$ . Arvauksen pitäisi osua 30 Kelvinin sisään lasketusta arvosta.

$$c_{pT3} := (1.109 \quad 1.109 \quad 1.109)^T \frac{\text{J}}{\text{g} \cdot \text{K}} \quad \text{Arv}_4 := \begin{pmatrix} 2500 \\ 2500 \\ 2500 \end{pmatrix} \text{K}$$

$$c_{pT4} := (1.1572 \quad 1.1572 \quad 1.1572)^T \frac{\text{J}}{\text{g} \cdot \text{K}}$$

Lasketaan sylintereiden  $T_3$  lämpötilat seuraavalla kaavalla:

$$T_4 := \frac{\overrightarrow{(Q_{II} + m_1 \cdot c_{pT3} T_3)}}{\overrightarrow{(m_1 \cdot c_{pT4})}} \quad T_4 = \begin{pmatrix} 2522 \\ 2522 \\ 2515 \end{pmatrix} \text{K}$$

Vakiopainepolton (päättymisen) tilavuus:

$$V_4 := \overrightarrow{\left( \frac{T_4}{T_3} \cdot V_2 \right)} \qquad V_4 = \begin{pmatrix} 0.078 \\ 0.078 \\ 0.081 \end{pmatrix} \text{ L}$$

Ratkaistaan kampikulma YKK jälkeen tilavuudelle  $V_4$

$$\text{Given} \quad \varphi_x := 1 \text{ deg}$$

$$P_4 := P_3$$

$$y(\varphi_x) \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D^2 = V_{4_{1,1}} - V_{P_{1,1}}$$

$$\varphi_1 := \text{Find}(\varphi_x) = 23.953 \cdot \text{deg}$$

Tuotu tilavuuden muutostyö:

$$W_{3\_4} := \overrightarrow{\left[ P_3 \cdot (V_4 - V_2) \right]} \qquad W_{3\_4} = \begin{pmatrix} 190.915 \\ 263.986 \\ 324.833 \end{pmatrix} \text{ J}$$

## 4-5 Isoterminen tilanmuutos

Vakio lämpötilassa palava energia:

$$Q_{III\%} := 18\%$$

$$Q_{III} := \overrightarrow{(Q)} \cdot (Q_{III\%} - j_h) \qquad Q_{III} = \begin{pmatrix} 317.512 \\ 439.038 \\ 540.016 \end{pmatrix} \text{ J}$$

$$Q_{\%} := Q_{I\%} + Q_{II\%} + Q_{III\%} = 95.714 \cdot \%$$

Jälkipalamisen ohjearvo 5% ja moottorissa jälkipalamisena palaa seuraava määrä:

$$100\% - Q_{\%} = 4.286 \cdot \%$$

Vakio lämpötila polton lopussa oleva paine:

$$P_5 := \frac{\overrightarrow{P_3}}{\overrightarrow{\left( \frac{Q_{III}}{P_3 \cdot V_4} \right)}} \qquad P_5 = \begin{pmatrix} 46.733 \\ 64.62 \\ 76.161 \end{pmatrix} \cdot \text{bar}$$

Vakio lämpötilan lopussa oleva tilavuus:

$$V_5 := \overrightarrow{\left( \frac{P_3}{P_5} \cdot V_4 \right)} \qquad V_5 = \begin{pmatrix} 0.131 \\ 0.131 \\ 0.136 \end{pmatrix} \text{ L}$$

Kulmakerroin vakio lämpötilapoltoille:

$$k := \frac{(p_{5,1} - p_{4,1})}{(V_{5,1} - V_{4,1})} = -59946249550.777 \frac{\text{kg}}{\text{m}^4 \cdot \text{s}^2}$$

## 5-6 Adiabaattinen tilanmuutos:

$$T_6 := \left[ T_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_1} \right)^{k_{pk}-1} \right] \quad T_6 = \begin{pmatrix} 1269 \\ 1269 \\ 1282 \end{pmatrix} \text{K}$$

$$p_6 := \left[ p_5 \cdot \left( \frac{V_5}{V_1} \right)^{k_{pk}} \right] \quad p_6 = \begin{pmatrix} 7.48 \\ 10.343 \\ 12.803 \end{pmatrix} \cdot \text{bar}$$

Tuotu tilavuuden muutostyö:

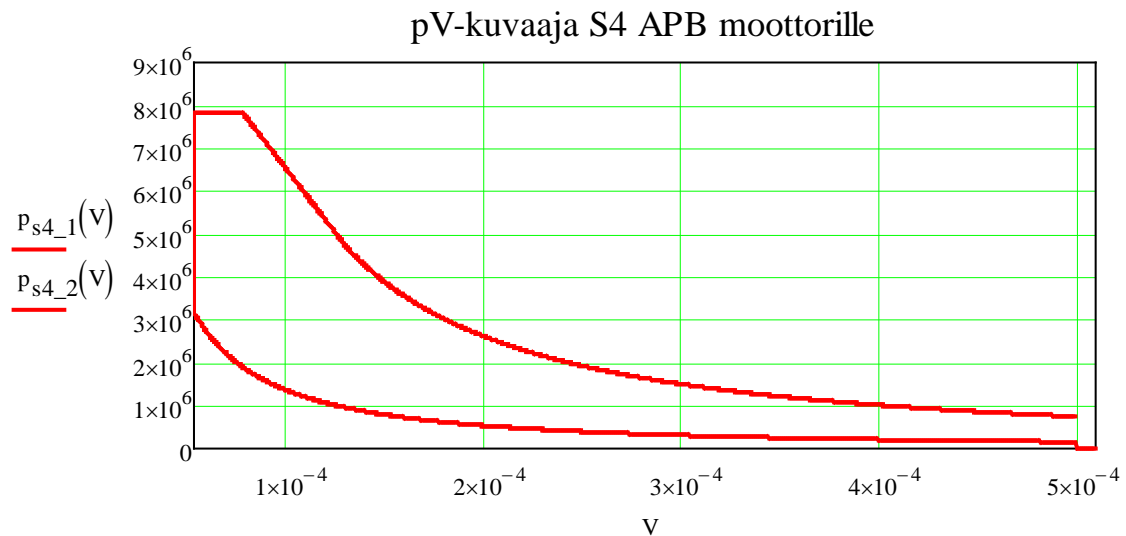
$$W_{4_5} := \left[ \frac{m_1 \cdot R}{M \cdot (k_{pk} - 1)} \cdot (T_6 - T_4) \right] \quad W_{4_5} = \begin{pmatrix} -882.7 \\ -1220.5 \\ -1477.6 \end{pmatrix} \cdot \text{J}$$

Moottorin paineen määrittäminen teorian kannalta on todella hankalaa, koska ei tiedetä palamisprosessia tarpeeksi hyvin. Tähän tarvittaisiin painemittaria tai auton valmistajan tukea.

## Muodostetaan pV-kuvaaja

$$p_{s4_1}(V) := \begin{cases} p_{1,1} \cdot \left( \frac{V_{1,1}}{V} \right)^{k_{seos}} & \text{if } (V_{p_{1,1}} < V < V_{1,1}, 1, 0) \\ p_{3,1} & \text{if } V \leq V_{p_{1,1}} \end{cases}$$

$$p_{s4_2}(V) := \begin{cases} p_{3,1} + k \cdot (V - V_{4,1}) & \text{if } V_{4,1} \leq V \leq V_{5,1} \\ p_{3,1} & \text{if } V_{p_{1,1}} \leq V \leq V_{4,1} \\ p_{5,1} \cdot \left( \frac{V_{5,1}}{V} \right)^{k_{pk}} & \text{if } V_{5,1} < V \leq V_{1,1} \end{cases}$$



Moottorin sisälle indikoitu työ, joka saadaan integroimalla tilavuuden yli. pV-kuvaajan pinta-ala ei ole teoreettinen, koska siitä on yritetty saada todellinen. Tämä sen takia, että meitä kiinnostaa todellinen paine sylinterissä. Tämä menetelmällä on ominaisuudet, jotka eivät vastaa todellista pV-kuvaajaa, kuten kuvasta 3 (Kirkpatric) huomataan. Tällä kuitenkin pääsemme jonkinlaisiin tuloksiin ja saamme mitoitettua kampikoneiston osat.

$$W_i := \int_{V_{P_{1,1}}}^{V_{1,1}} p_{s4\_2}(V) - p_{s4\_1}(V) \, dV = 905.497 \text{ J} \qquad P_i := \frac{Z \cdot W_i \cdot n_{M.s4}}{i} = 135.825 \cdot \text{kW}$$

Tuloksemme on indikoitua tehoa, koska juuri sitä olemme hakeneetkin, eikä meitä muu kiinnosta. Tästä voisi halutessa jatkaa ja laskea muitakin arvoja pV-kuvaajaan.

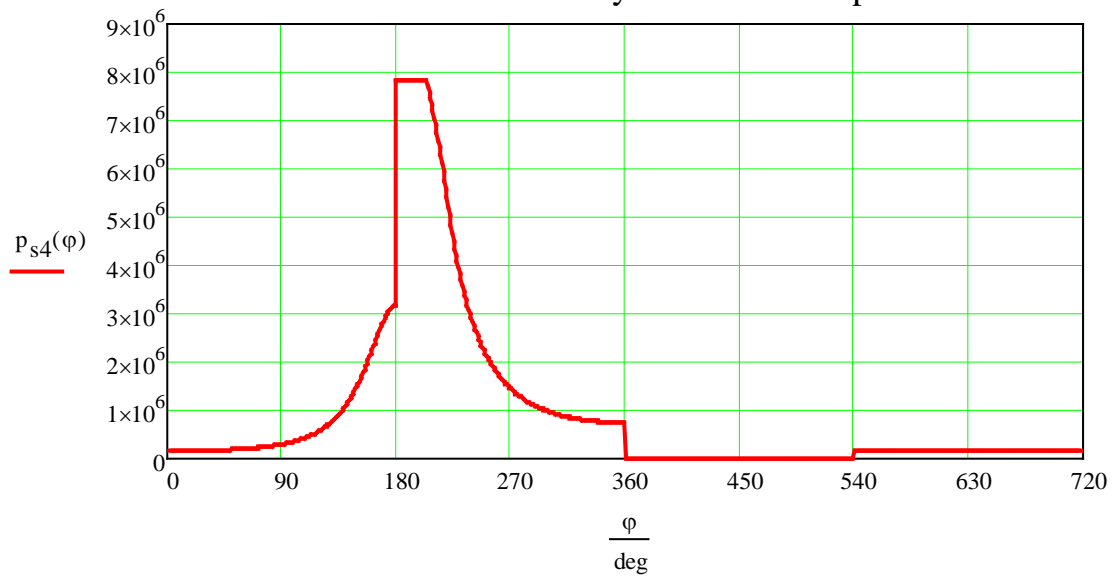
Moottorin mekaaninen hyötysuhde on tässä tapauksessa pieni, koska saamamme momentti ohjauyksiköltä on ohjauyksikön laskemaa arvoa, siihen ei vaikuta toimilaitteiden käyttö. Toimilaitteiden ottama teho huomattaisiin vasta kun auton kiihtyvyyttä mitattaisiin, tulos ei välttämättä olisi oikea saatavaan momenttiin nähden. Kuitenkin jo ko. kiihtyvyyden mittauksessa saattaisi olla lukuisia muita muuttujia, joiden vaikutus haittaisi moottorin hyötysuhteen määrittämistä kiihtyvyyden avulla.

## Funktioiden muodostaminen

Muodostetaan yhtälö paineelle kammankulmanfunktiona

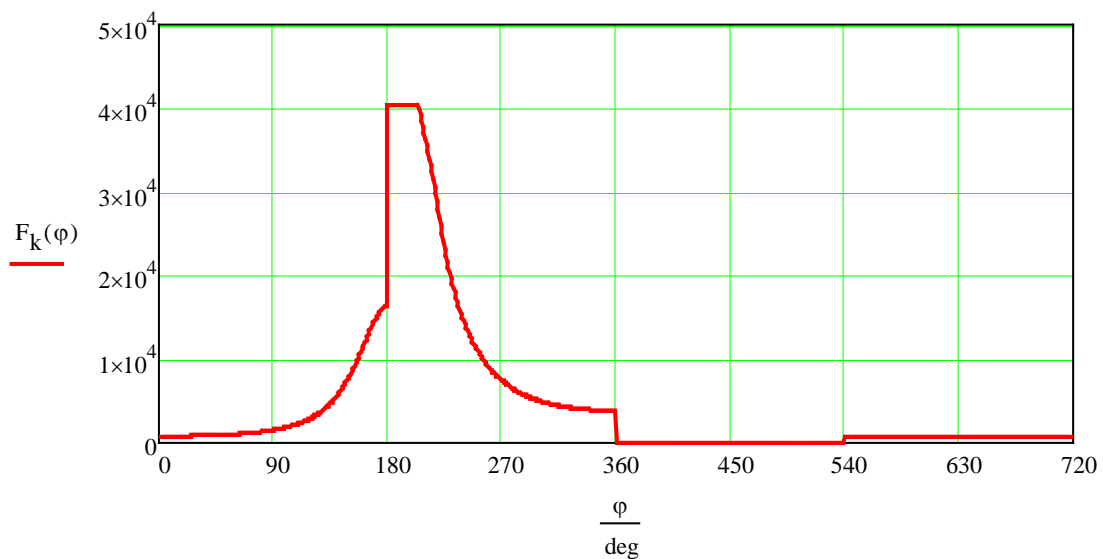
$$p_{s4}(\varphi) := \begin{cases} p_{s4\_1} \left( y_x(\varphi) \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi D^2 + V_{p1,1} \right) & \text{if } 0\text{deg} < \varphi \leq 180\text{deg} \\ p_{s4\_2} \left( y_x(\varphi) \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi D^2 + V_{p1,1} \right) & \text{if } 180\text{deg} < \varphi < 360\text{deg} \\ 0\text{bar} & \text{if } 360\text{deg} \leq \varphi < 540\text{deg} \\ p_{1,1} & \text{if } 540\text{deg} \leq \varphi < 720\text{deg} \end{cases}$$

S4 APB moottorin sylinterissä oleva paine



$$F_k(\varphi) := p_{s4}(\varphi) \cdot \frac{1}{4} \pi D^2$$

Kaasuvoima  $F_k$



### Muodostetaan yhtälö massavoimille kammankulmanfunktiona

$m_m$  = männän paino.

$$m_m := 278.5\text{g}$$

$m_t$  = männäntapin paino.

$$m_t := 92\text{g}$$

$m_{kk}$  = kiertokangen paino pulttien kanssa.

$$m_{kk} := 583.5\text{g}$$

$L_{pkk}$  = Kiertokangen painopiste kampiakselin kaulasta

$$L_{pkk} := 46.85\text{mm}$$

Moottorin pyörintänopeus on maksimimomentin pyörimisnopeus

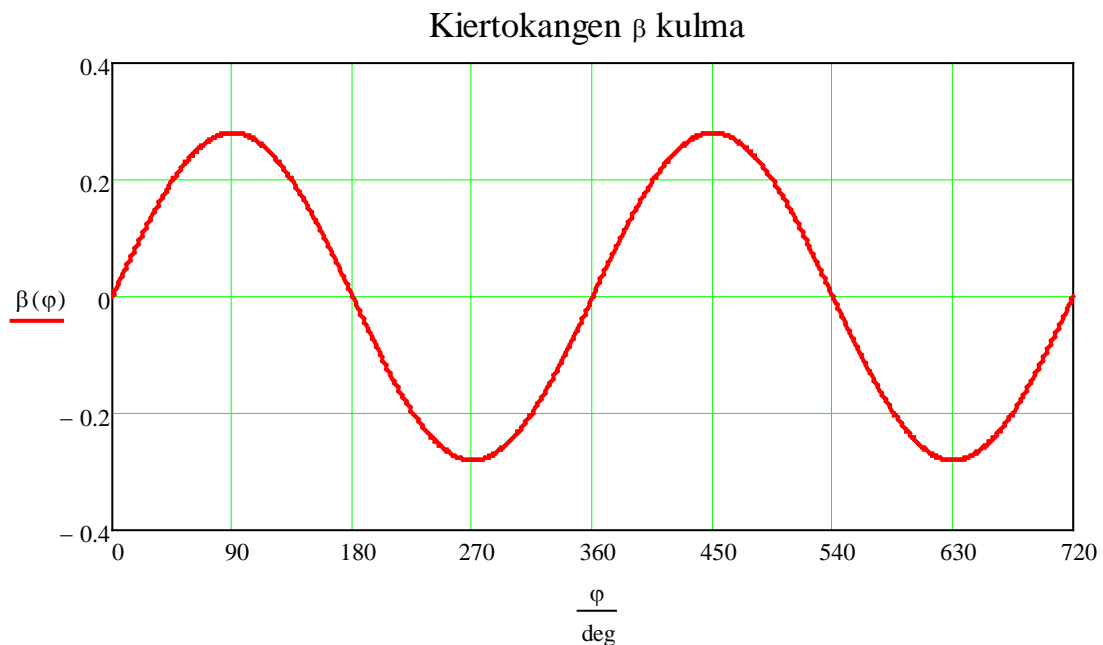
$$a_{s4\_1}(\varphi) := -r \cdot (2\pi n_{M.s4})^2 (-\cos(2\varphi) \cdot \lambda_{kks} + \cos(\varphi))$$

Männän kiihtyvyys maksimipyörintänopeudella

$$a_{s4\_2}(\varphi) := -r \cdot (2\pi n_{\max.s4})^2 (-\cos(2\varphi) \cdot \lambda_{kks} + \cos(\varphi))$$

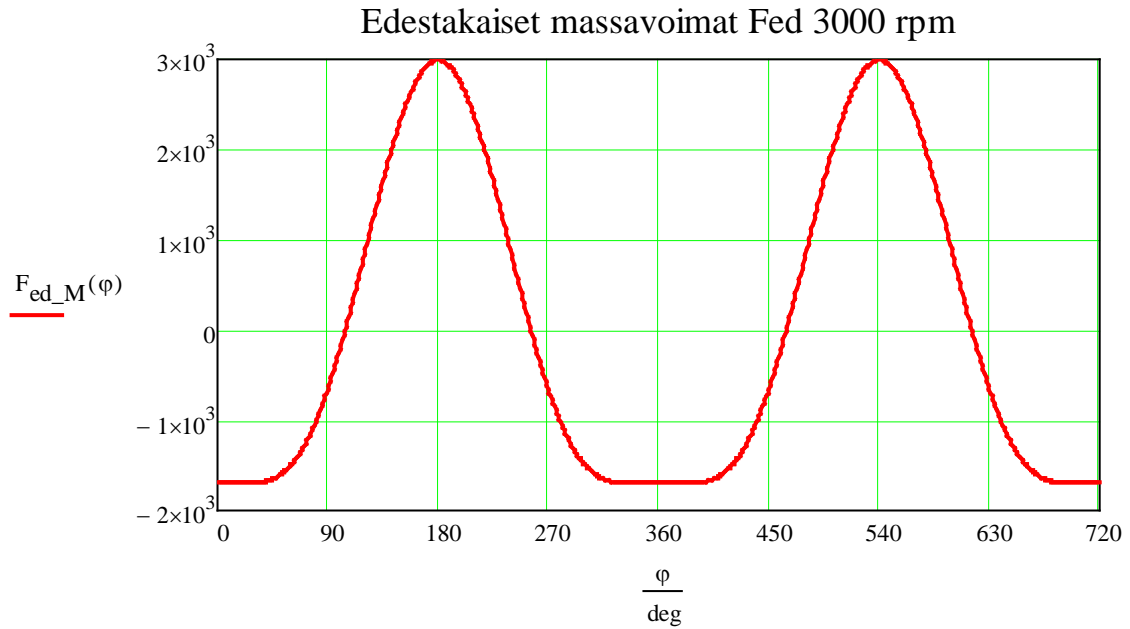
**Kiertokangen kulma  $\beta$   $\varphi$ :n funktiona:**

$$\beta(\varphi) := \sin(\varphi) \cdot \frac{r}{\left(\frac{r}{\lambda_{kks}}\right)}$$

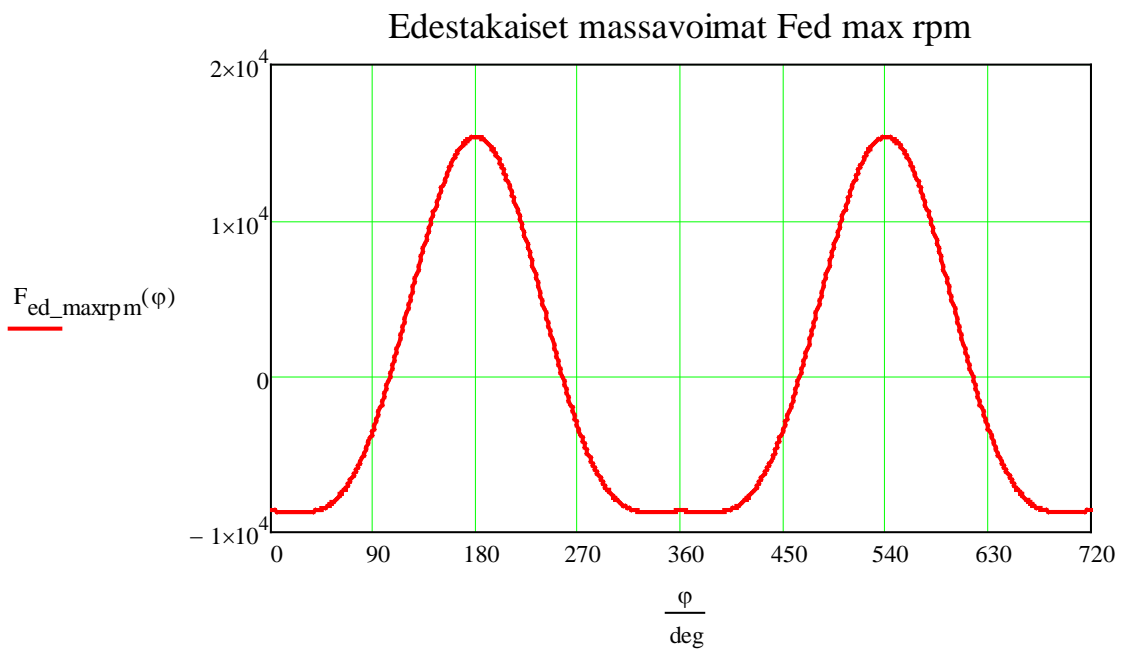




$$F_{ed\_M}(\varphi) := \left( m_m + m_t + \frac{L_{pkk}}{L_{kk}} \cdot m_{kk} \right) \cdot a_{s4\_1}(\varphi)$$

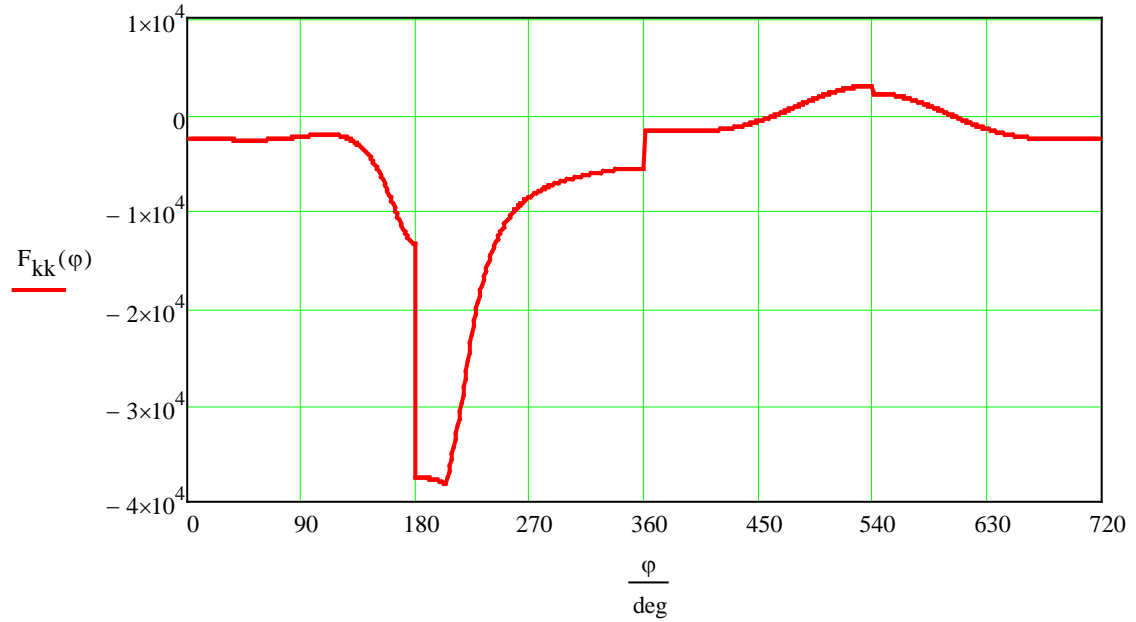


$$F_{ed\_maxrpm}(\varphi) := \left( m_m + m_t + \frac{L_{pkk}}{L_{kk}} \cdot m_{kk} \right) \cdot a_{s4\_2}(\varphi)$$



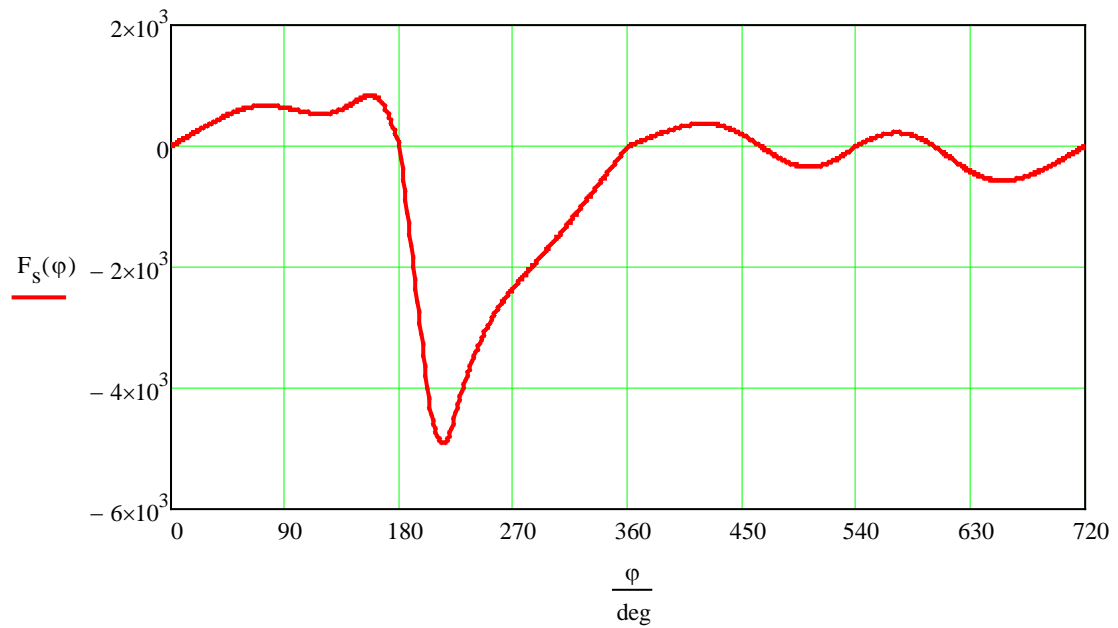
$$F_{kk}(\varphi) := \frac{-F_k(\varphi) + F_{ed\_M}(\varphi)}{\cos(\beta(\varphi))}$$

Kiertokangen voima Fkk



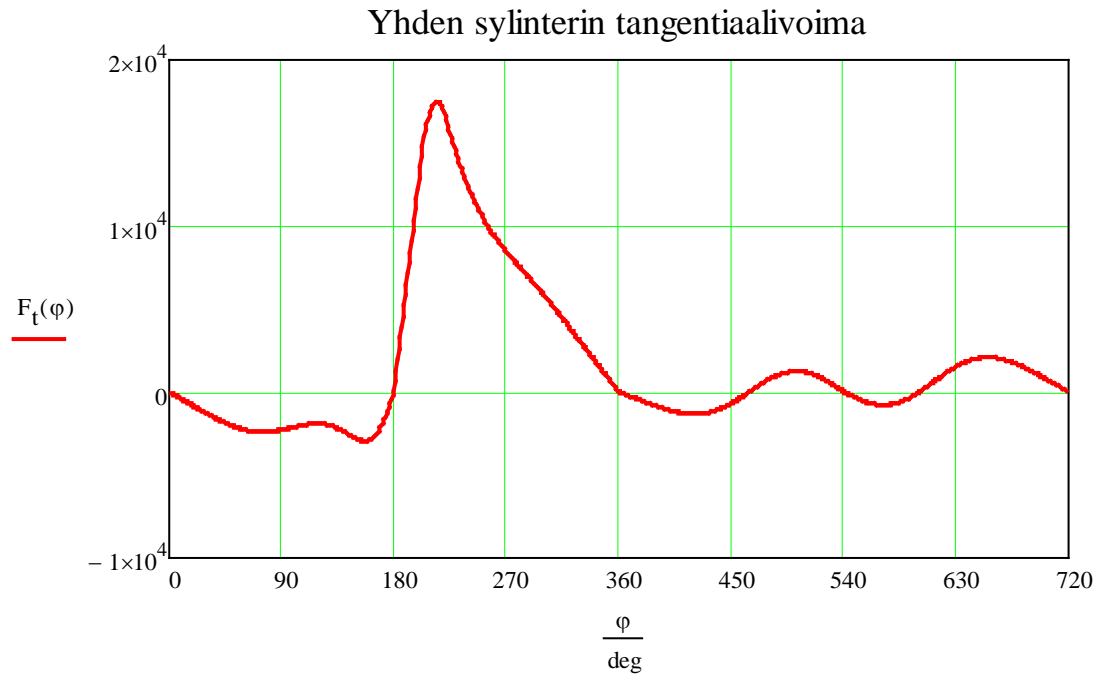
$$F_s(\varphi) := -F_{kk}(\varphi) \cdot \sin(\beta(\varphi))$$

Männän sivuttaisvoima Fs



Tangentiaalivoima on voima, joka on kohtisuorassa kampikaulan kanssa aiheuttaen momentin.

$$F_t(\varphi) := -F_{kk}(\varphi) \cdot \sin(\varphi + \beta(\varphi) \text{ deg})$$



#### Yhden sylinterin tuottama momentti:

$$M_1(\varphi) := F_t(\varphi) \cdot r$$

Kuvaajan nollakohdat:

Given  $e := 455 \cdot \text{deg}$

$$M_1(e) = 0 \quad e_3 := \text{Find}(e)$$

Given  $e := 535 \cdot \text{deg}$

$$M_1(e) = 0 \quad e_4 := \text{Find}(e)$$

Given  $e := 590 \cdot \text{deg}$

$$M_1(e) = 0 \quad e_5 := \text{Find}(e)$$

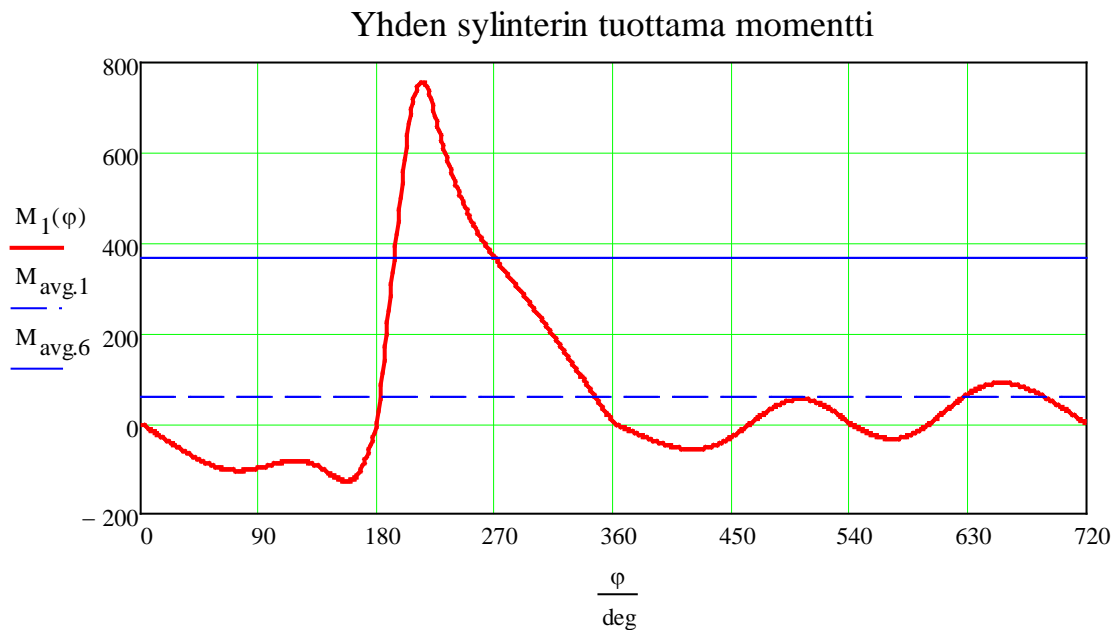
Moottorin hyötysuhde:

$$\eta_m := \eta_{m_{1,1}} = 0.85$$

$$M_{\text{avg.1}} := \frac{1}{720 \text{deg}} \left( \int_{0 \text{deg}}^{720 \text{deg}} M_1(\varphi) \cdot \eta_m \, \phi \right) = 60.827 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{avg.6}} := \frac{6}{720 \text{deg}} \left( \int_{0 \text{deg}}^{720 \text{deg}} M_1(\varphi) \cdot \eta_m \, \phi \right) = 364.962 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Moottorin ohjausyksikkö ilmoittaa 361 Nm, joten lopputulos on hyvä:



## Lujuusanalyysiin valittavat voimat

### Männän voimat

#### 1. Kuormitustapaus maksimi puristus

Mäntää puristava maksimi voima sijaitsee 3000 rpm kohdalla vakiopainepolton lopussa, missä massavoimat ovat pienentyneet YKK:sta. Mäntään vaikuttavat voimakomponentit ovat alapuolella:

Mäntää kuormittava y-suuntainen voimakomponentti:

$$F_k(180\text{deg} + \varphi_1) - F_{ed\_M}(180\text{deg} + \varphi_1) = 37.8761 \cdot \text{kN}$$

Mäntää kuormittava x-suuntainen voimakomponentti:

$$F_s(180\text{deg} + \varphi_1) = -4.332 \cdot \text{kN}$$

Jotta voidaan luottaa valittuihin voimakomponentteihin, tarkistetaan vielä niiden todenmukaisuus kiertokangen kanssa.

$$\sqrt{(F_k(180\text{deg} + \varphi_1) - F_{ed\_M}(180\text{deg} + \varphi_1))^2 + (F_s(180\text{deg} + \varphi_1))^2} = 38.123 \cdot \text{kN}$$

$$F_{kk}(180\text{deg} + \varphi_1) = -38.123 \cdot \text{kN}$$

$$F_k(180\text{deg} + \varphi_1) = 40.451 \cdot \text{kN}$$

Voimien itseisarvot ovat samat, joten laskuissa ei ole epäselvyyttä.

Kiertokangen kulma  $\beta$  :

$$\beta(180\text{deg} + \varphi_1) = -6.525 \cdot \text{deg}$$

**Männän kiihtyvyys 3000rpm ja vakiopainepolton lopussa:**

$$a_{s4} := a_{s4\_1}(180\text{deg} + \varphi_1) = 4698 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

## 2. Kuormitustapaus maksimi veto

Maksimi vetävä voima ylöspäin esiintyy kohdassa, missä kaasuvoimaa ei ole ja vaikuttamassa on vain maksimi massavoima, mikä on YKK:ssa.

**Massavoima y-suunnassa:**

Massavoimaksi mäntään vaikuttaa kuvan mukaan leikkaustason yläosan massa. Alaosan massavoima vaikuttaa männäntapin kautta kiertoankeen.

Yläosan massa:

$$m_{my} := 209.8\text{g}$$

Massavoima:

$$a_{\max}^{(0\text{deg})}_{1,1} \cdot m_{my} = 5.885 \cdot \text{kN}$$

Kiihtyvyyden arvo YKK maksimikierronopeudella:

$$a_{\max}^{(0\text{deg})}_{1,1} = 28051 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

## 3. Mäntä väsyttävässä kuormituksessa:

Väsyttävän kuormituksen tarkasteluun on rakennettava funktio jännityksistä männän rasitetuimmassa kohdassa, joka nähdään kuvista.

Iteroidaan pinta-ala vastaamaan Solidworksista saatuja jännitysarvoja. Funktiossa käytetään kahta pinta-alaa, koska jännitykset ovat jakautuneet erilaisesti paineen vaikutuksesta kuin massavoimien vaikutuksesta.

Pinta-ala arvaus:

$$A_{mx1} := 180\text{mm}^2 \quad A_{mx2} := 600\text{mm}^2$$

**Funktio männän jännityksille:**

$$\sigma_m(\varphi) := \begin{cases} \frac{F_k(\varphi) - F_{ed\_M}(\varphi)}{A_{mx1}} \cdot -1 & \text{if } 0 \leq \varphi \leq 360\text{deg} \\ \frac{F_k(\varphi) - F_{ed\_M}(\varphi)}{A_{mx2}} \cdot -1 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{m\_max} := \sigma_m(180\text{deg} + \varphi_1) = -210.423 \cdot \text{MPa}$$

Solidworks ohjelmasta saatuja tuloksia jännityksille: 211,7 MPa

$$\sigma_{m\_min} := \sigma_m(540\text{deg}) = 3.646 \cdot \text{MPa}$$

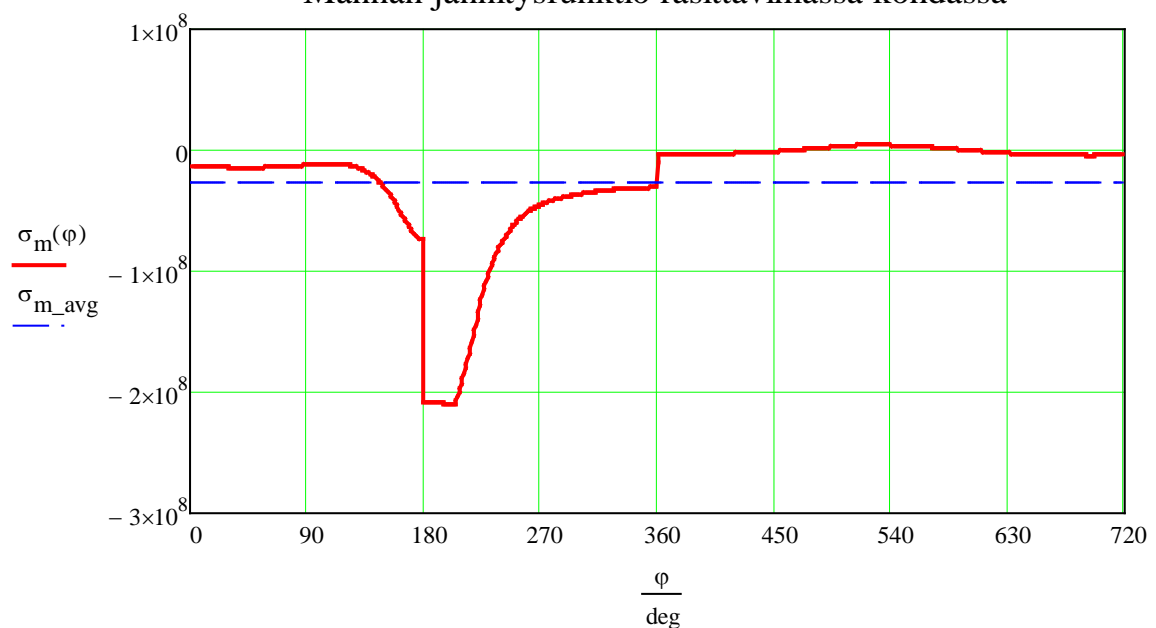
Solidworks ohjelmasta saatuja tuloksia jännityksille: -3,36 MPa

Jännityssuhde:  $R_s := \frac{\sigma_{m\_min}}{\sigma_{m\_max}} = -0.017$

Keskijännitys männän pyörityksessä:

$$\sigma_{m\_avg} := \frac{1}{720\text{deg}} \cdot \int_{0\text{deg}}^{720\text{deg}} \sigma_m(\varphi) \, \varphi = -26.251 \cdot \text{MPa}$$

**Männän jännitysfunktio rasittavimassa kohdassa**



## Männäntapin voimat

### 1. Kuormitustapaus maksimi voima

Männäntappi ei erota vetoa ja puristusta kuin merkkiä vaihtamalla ja voiman suuruuden muuttuessa. Tämä helpottaa lujuusanalyysiä siinä, että tarkasteltavana on vain yksi kuormitustapaus.

Männäntapin maksimi kuormittava voima.

$$F_{kk}(180\text{deg} + \varphi_1) = -38.123 \cdot \text{kN}$$

Tämä on myös männän resultantti x-y-suuntaisista voimista.

### 2. Männäntappi väsyttävässä kuormituksessa

Iteroidaan pinta-ala vastaamaan Solidworksista saatujen jännityksien arvoja.

Pinta-ala:

$$A_{mtx} := \frac{1}{4} \pi \left[ (21\text{mm})^2 - (21\text{mm} - 3.8\text{mm})^2 \right] = 114.008 \cdot \text{mm}^2$$

Funktio männäntapin leikkausjännitykselle, jossa käytetään kerrointa joka vastaa 3D-ohjelman VVEH-jännitystä.

$$\sigma_{mt}(\varphi) := \frac{-F_{kk}(\varphi)}{A_{mtx}} \cdot 1.5084$$

Männäntapin maksimijännitys:

$$\sigma_{mt}(180\text{deg} + \varphi_1) = 504.391 \cdot \text{MPa}$$

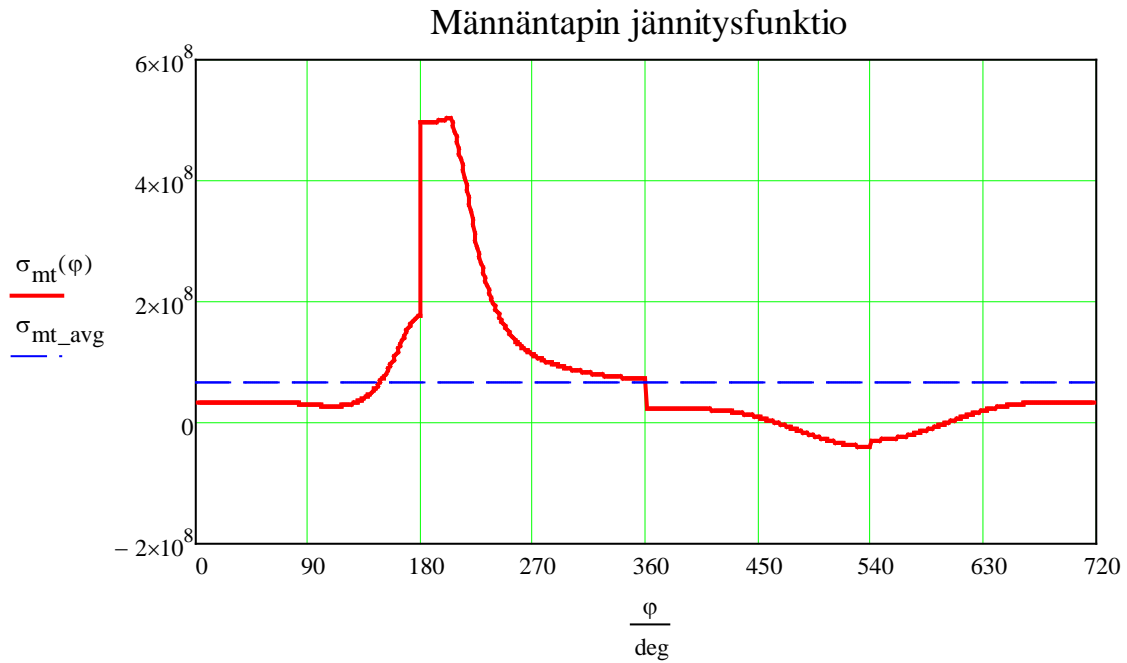
Solidworks ohjelmasta saatu tulos jännitykselle: 504,3 MPa

Männäntapin minimijännitys:

$$\sigma_{mt}(540\text{deg}) = -28.947 \cdot \text{MPa}$$

Männäntapin keskijännitys:

$$\sigma_{mt\_avg} := \frac{1}{720\text{deg}} \int_{0\text{deg}}^{720\text{deg}} \sigma_{mt}(\varphi) \, \varphi = 65.381 \cdot \text{MPa}$$



### Kiertokangen voimat

Kiertokangen poikkileikkauksen pinta-ala:  $A_{kk} := 235.3 \text{ mm}^2$

#### 1. Kuormitustapaus maksimipuristus

Kiertokankea puristava maksimi voima sijaitsee 3000 rpm kohdalla vakiopainepolton lopussa, missä massavoimat ovat pienentyneet YKK:sta.

$$F_{kk\_max} := F_{kk}(180\text{deg} + \varphi_1) = -38.123 \cdot \text{kN}$$

$$F_{ed\_M}(180\text{deg} + \varphi_1) = 2.575 \cdot \text{kN}$$

Tämä voima aiheuttaa kiertokankeen jännityksen:

$$\sigma_{kk} := \frac{F_{kk\_max}}{A_{kk}} \quad \sigma_{kk} = -162.019 \cdot \text{MPa}$$

Solidworks ohjelmalla saatu tulos:  $\sigma_{kk} = 162,5 \text{ MPa}$

#### 2. Kuormitustapaus maksimiveto

Maksimi vetovoima esiintyy kaasujen pumppauksessa pois sylinteristä, kun sylinteripainetta ei ole. Suurin massavoima on maksimikierronopeudella.

$$F_{kk\_min} := \frac{F_{ed\_maxrpm}(180\text{deg})}{\cos(\beta(180\text{deg}))} = 15.372 \cdot \text{kN}$$



### 3. Kiertokanki väsyttävässä kuormituksessa

#### Kiertokangen kaulan yläosan jännitysvaihtelut:

Funktio kiertokangen yläosilman alapuolella olevan rungon pyöristykseen.

$A_{kk}$  = kiertokangen poikkileikkauksen pinta-ala

Kiertokangen jännitysfunktio:

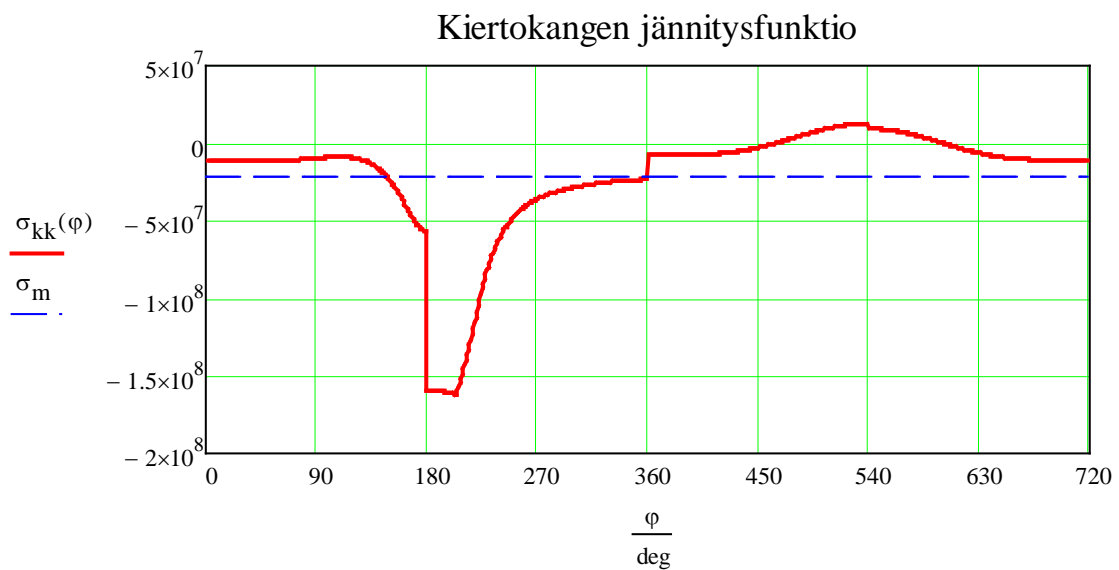
$$\sigma_{kk}(\varphi) := \frac{F_{kk}(\varphi)}{A_{kk}}$$

Keskimääräinen jännitys:

$$\sigma_m := \frac{1}{720\text{deg}} \left( \int_{0\text{deg}}^{720\text{deg}} \sigma_{kk}(\varphi) \cdot \varphi \right) = -21.002 \cdot \text{MPa}$$

Jännitysamplitudin suuruus Smithin piirroksessa:

$$\sigma_a := \sigma_{kk}(180\text{deg} + \varphi_1) - \sigma_m = -141.017 \cdot \text{MPa}$$



Kiertokangen rungön yläosan pyörityksen r28 jännitysvaihtelut.

Ratkaistaan kiertokangen maksimi ja minimi jännitykset loven muotoluvun avulla

$K_t$  = Loven muotoluku

$$\begin{aligned} x &= \text{kerroin, millä saadaan jännitykset vastaa maan FEM mallin jännityksiä} & b_z &:= 15.7\text{mm} \\ b_x &= \text{kiertokanki paksuus x-suunta} & r &:= 25\text{mm} \\ h_z &= \text{kiertokanki paksuus z-suunta} & h_y &:= 6.8\text{mm} \\ H_z &= \text{kiertokanki paksuus z-suunta} & & \\ r &= \text{säde} & H_y &:= 30.4\text{mm} \end{aligned}$$

Lujuusopin perusteet Outinen sivulla 442 Liitteessä 2 ensimmäisestä taulukosta valitaan seuraavien suureiden perusteella  $K_t$  arvo:

$$\frac{r}{h_y} = 3.676 \quad \frac{H_y}{h_y} = 4.471 \quad K_t := 1.4$$

Kiertokangen pyörityksen jännitysfunktiota rakennettaessa, iteroidaan funktion perässä olevaa suuretta niin, että se vastaa kiertokangessa olevia maksimi- ja minimijännityksen arvoja:

$$\sigma_{r28}(\varphi) := \sigma_{kk}(\varphi) \cdot K_t \cdot 0.864 \quad \sigma_{r28}(180\text{deg} + \varphi_1) = -195.98 \cdot \text{MPa}$$

$$\varphi_{11} := 170\text{deg} \quad \varphi_{1\text{max}} := \text{Minimize}(\sigma_{r28}, \varphi_{11}) = 203.9 \cdot \text{deg}$$

$$\sigma_{r28\_max} := \sigma_{r28}(\varphi_{1\text{max}}) = -196 \cdot \text{MPa}$$

Solidworks ohjelmasta saatu jännityksen arvo: -195,7 MPa

Ratkaistaan pyörityksen maksimi vetojännitys

$$\varphi_{12} := 450\text{deg} \quad \varphi_{1\text{min}} := \text{Maximize}(\sigma_{r28}, \varphi_{12}) = 540 \cdot \text{deg}$$

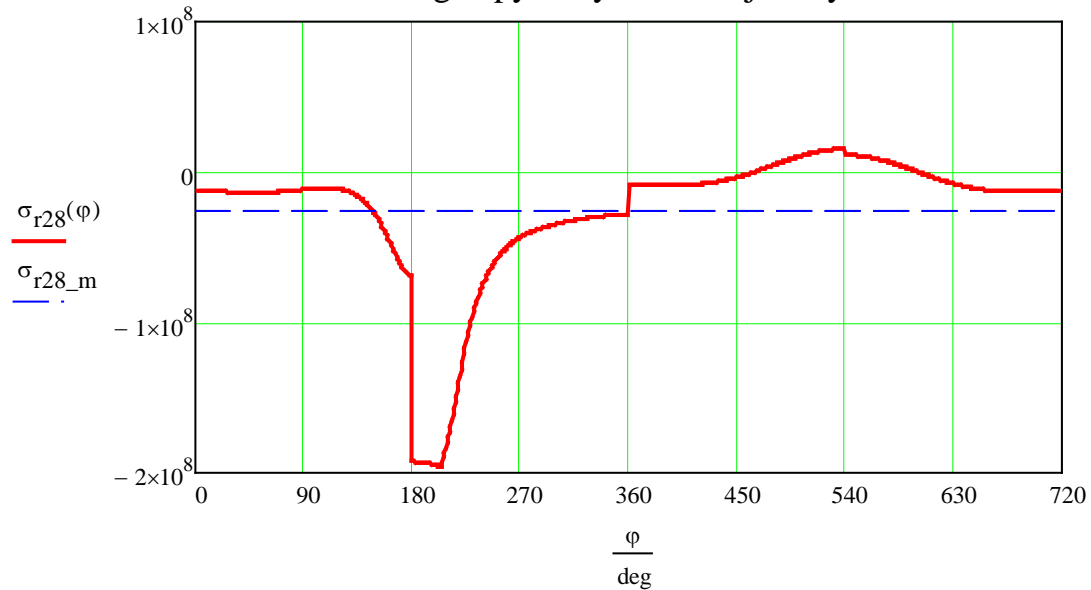
$$\sigma_{r28\_min} := \sigma_{r28}(\varphi_{1\text{min}}) = 15.381 \cdot \text{MPa}$$

Solidworks ohjelmasta saatu jännityksen arvo: 11 MPa

$$\sigma_{r28\_m} := \frac{1}{720\text{deg}} \left( \int_{0\text{deg}}^{720\text{deg}} \sigma_{r28}(\varphi) \, \varphi \right) = -25.403 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Jännityssuhde:} \quad R_{s1} := \frac{\sigma_{r28\_min}}{\sigma_{r28\_max}} = -0.078$$

## Kiertokangen pyöristyksen r28 jännitysfunktio



Kiertokangen pyöristyksen r2,5 jännitysfunktiota rakennettaessa, iteroidaan suuretta samanlailla kuin edellisen funktion kohdalla niin, että saadaan kiertokangessa olevia maksimi- ja minimijännityksen arvot vastaamaan Solidworks-ohjelman arvoja.

$$\sigma_{r2.5}(\varphi) := \begin{cases} \sigma_{kk}(\varphi) \cdot K_t \cdot 1.012 & \text{if } 0\text{deg} \leq \varphi < 360\text{deg} \\ \sigma_{kk}(\varphi) \cdot K_t \cdot 0.07 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\sigma_{r2.5}(180\text{deg} + \varphi_1) = -229.549 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{r2.5\_max} := \sigma_{r2.5}(180\text{deg} + \varphi_1) = -229.549 \cdot \text{MPa}$$

Solidworks ohjelmasta saatu jännityksen arvo: -229,4 MPa

Ratkaistaan pyöristyksen maksimi vetojännitys

$$\varphi_{2.5\min} := \text{Maximize}(\sigma_{r2.5}, \varphi_{12}) = 540 \cdot \text{deg}$$

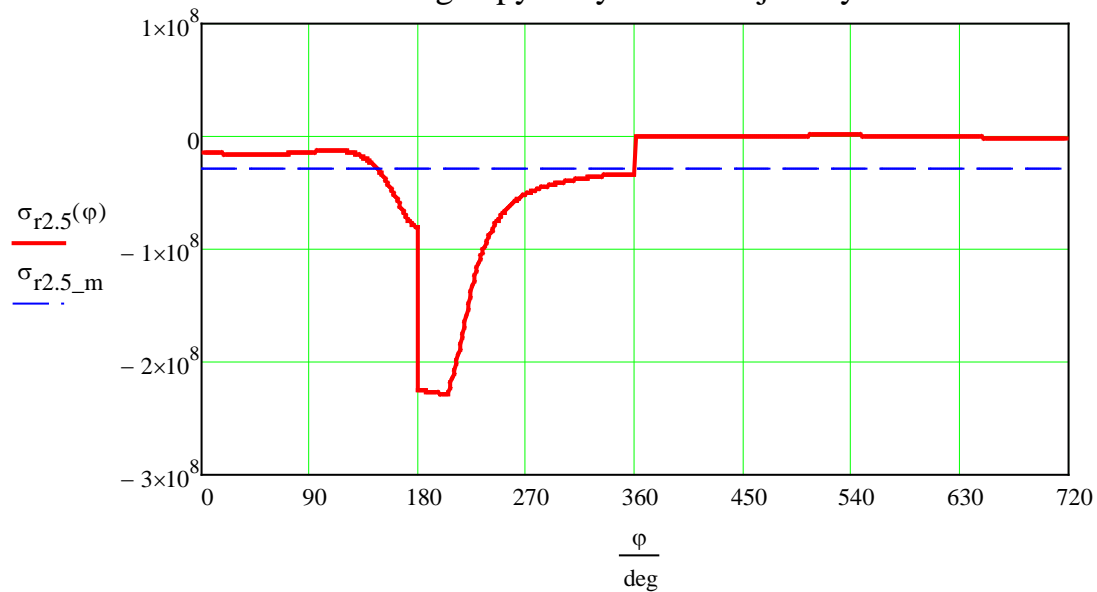
$$\sigma_{r2.5\_min} := \sigma_{r2.5}(\varphi_{1\min}) = 1.246 \cdot \text{MPa}$$

Solidworks ohjelmasta saatu jännityksen arvo: 1 MPa

$$\sigma_{r2.5\_m} := \frac{1}{720\text{deg}} \left( \int_{0\text{deg}}^{720\text{deg}} \sigma_{r2.5}(\varphi) \, \phi \right) = -28.587 \cdot \text{MPa}$$

Jännityssuhde:  $R_{s\_2.5} := \frac{\sigma_{r2.5\_min}}{\sigma_{r2.5\_max}} = -0.005$

## Kiertokangon pyörityksen r2.5 jännitysfunktio



Kiertokangon pyörityksen r53 jännitysfunktiota rakennettaessa iteroidaan jo tutulla tavalla.

$$\sigma_{r53}(\varphi) := \begin{cases} \sigma_{kk}(\varphi) \cdot K_t \cdot 0.7825 & \text{if } 0\text{deg} \leq \varphi < 360\text{deg} \\ \sigma_{kk}(\varphi) \cdot K_t \cdot 0.705 & \end{cases}$$

$$\sigma_{r53\_max} := \sigma_{r53}(180\text{deg} + \varphi_1) = -159.913 \cdot \text{MPa}$$

Solidworks ohjelmasta saatu jännityksen arvo: -177,5 MPa

Ratkaistaan pyörityksen maksimi vetojännitys

$$\varphi_{2min} := \text{Maximize}(\sigma_{r53}, \varphi_{12}) = 540 \cdot \text{deg}$$

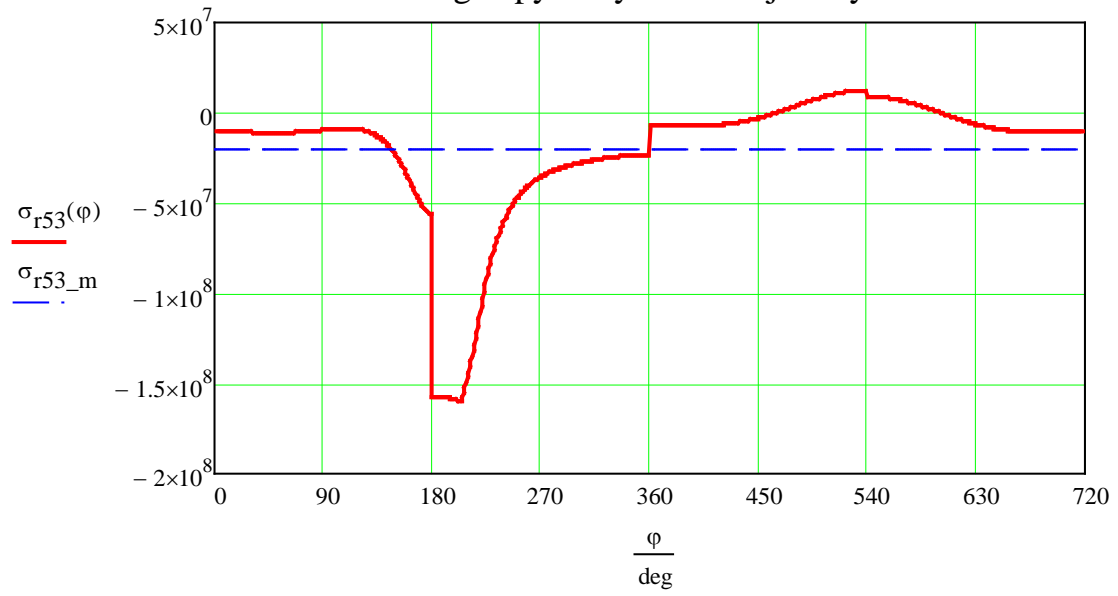
$$\sigma_{r53\_min} := \sigma_{r53}(\varphi_{2min}) = 12.55 \cdot \text{MPa}$$

Solidworks ohjelmasta saatu jännityksen arvo: 12,5 MPa

$$\sigma_{r53\_m} := \frac{1}{720\text{deg}} \left( \int_{0\text{deg}}^{720\text{deg}} \sigma_{r53}(\varphi) \, \varphi \right) = -20.729 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Jännityssuhde: } R_{s53} := \frac{\sigma_{r53\_min}}{\sigma_{r53\_max}} = -0.078$$

## Kiertokangen pyörityksen r53 jännitysfunktio



## ROSS-TECH OHJELMAN LOG TIEDOSTO

## LIITE B

Engine speed (G28)	Boost pressure (G31)	TIME	Engine speed (G28)	Injection time	Mass air flow (G70)	TIME	Engine speed (G28)	Ignition timing <sup>0</sup>
1520	970	485,92	1520	8,5	37,25	485,29	1520	-6
1640	1040	486,8	1720	10,2	53,67	486,19	1600	17,3
1920	1250	487,73	2040	12,24	77,08	487,1	1840	11,3
2280	1500	488,61	2400	14,62	100,97	488,01	2160	9,8
2640	1500	489,51	2760	13,94	110,11	488,91	2520	8,3
3000	1500	490,43	3120	14,28	124,28	489,82	2880	10,5
3360	1500	491,32	3480	13,94	136,17	490,72	3240	9,8
3680	1500	492,24	3800	13,6	147,92	491,63	3560	12,8
4000	1530	493,14	4080	13,6	160,11	492,55	3880	9
4320	1520	494,07	4440	13,94	171,81	493,45	4200	9,8
4640	1540	495,04	4760	13,94	181,22	494,41	4520	10,5
4960	1530	496,03	5080	13,94	193,47	495,37	4840	10,5
5280	1520	497,07	5400	13,6	198,89	496,37	5160	11,3
5600	1520	498,12	5680	13,26	207,78	497,41	5480	12
5880	1500	499,2	5960	13,26	211,31	498,48	5800	13,5

6160	1480	500,31	6200	1,7	33,72	499,57	6040	12,8
------	------	--------	------	-----	-------	--------	------	------

Vehicle speed	Mass air flow (G70)	Polttoaine g/s	Throttle valve (G187)	Engine speed (G28)	Engine torque	kW	g/kWh
21	26,8	1,80	12,2	1600	126,4	21,2	305,2
24	27,9	1,87	12,2	1800	111,7	21,1	319,7
27	35,2	2,36	15,3	2040	105,8	22,6	376,2
37	66,7	4,48	22,7	2840	261,7	77,8	207,0
29	22,2	1,49	10,2	1400	144,1	21,1	253,8
37	45,2	3,03	29,8	1760	238,1	43,9	248,7
48	20,2	1,36	9	1680	123,5	21,7	224,8
52	22,1	1,48	9	1800	82,3	15,5	343,6
48	30,8	2,06	15,7	1440	164,6	24,8	299,3
95	29,8	2,00	11,8	2280	97	23,2	311,0
95	32,7	2,19	12,5	2280	120,5	28,8	274,5
95	54,1	3,63	19,2	2320	185,2	45,0	290,7
61	12,2	0,82	5,1	1480	32,3	5,0	589,8

63	6,5	0,44	2,4	1840	17,6	3,4	463,1
61	46,2	3,10	17,6	2720	202,9	57,8	193,1
63	121,2	8,13	83,9	3000	361,6	113,6	257,8
70	133,7	8,97	76,9	3400	361,6	128,7	250,9
79	150,6	10,10	80,4	3760	358,7	141,2	257,6
87	156,4	10,50	91,4	4120	349,9	151,0	250,3
95	173,0	11,61	91,8	4520	341	161,4	259,0
104	183,3	12,30	96,9	4880	341	174,3	254,2
113	195,5	13,12	100	5240	320,5	175,9	268,5
121	201,1	13,50	100	5600	320,5	188,0	258,6
129	209,5	14,06	100	5960	308,7	192,7	262,8



**SOLIDWORKS OHJELMAN RAPORTTI MÄNNÄSTÄ****LIITE C****Study Properties**

Study name	YKK 24deg pmax+Fm 3000rpm
Analysis type	Static
Mesh Type:	Solid Mesh
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Thermal Effect:	Input Temperature
Zero strain temperature	298.000000
Units	Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Friction:	Off
Ignore clearance for surface contact	Off
Use Adaptive Method:	Off

**Units**

Unit system:	SI
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	rad/s
Stress/Pressure	N/m <sup>2</sup>

## Material Properties

NO.	BODY NAME	MATERIAL	MASS	VOLUME
1	SolidBody 1(Fillet50)	[SW]2618-T61 (SS)	0.271853 kg	9.84975e-005 m <sup>3</sup>
2	SolidBody 1(Split Line1)	[SW]1.0045 (S355JR)	1.56093 kg	0.000200119 m <sup>3</sup>

MATERIAL NAME:	[SW]2618-T61 (SS)
Description:	
Material Source:	
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic
Default Failure Criterion:	Unknown
Application Data:	

PROPERTY NAME	VALUE	UNITS	VALUE TYPE
Elastic modulus	7.45e+010	N/m <sup>2</sup>	Constant
Poisson's ratio	0.33	NA	Constant
Shear modulus	2.7e+010	N/m <sup>2</sup>	Constant
Mass density	2760	kg/m <sup>3</sup>	Constant
Tensile strength	4.41e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Yield strength	3.72e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Thermal expansion coef- ficient	2.2e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	146	W/(m.K)	Constant
Specific heat	875	J/(kg.K)	Constant
Hardening factor (0.0- 1.0; 0.0=isotropic; 1.0=kinematic)	0.85	NA	Constant

MATERIAL NAME:	[SW]1.0045 (S355JR)
Description:	
Material Source:	
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic
Default Failure Criterion:	Unknown
Application Data:	

PROPERTY NAME	VALUE	UNITS	VALUE TYPE
Elastic modulus	2.1e+011	N/m <sup>2</sup>	Constant
Poisson's ratio	0.28	NA	Constant
Shear modulus	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>	Constant
Mass density	7800	kg/m <sup>3</sup>	Constant
Tensile strength	5.2083e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Yield strength	2.75e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Thermal expansion coefficient	1.1e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	14	W/(m.K)	Constant
Specific heat	440	J/(kg.K)	Constant

## Loads and Restraints

### Fixture

RESTRAINT NAME	SELECTION SET	DESCRIPTION
On Cylindrical Faces-3 <Sylinteri-1>	on 2 Face(s) with displacement 0.000000 mm along circumferential. displacement 0.000000 mm along axial.	
On Cylindrical Faces-4 <Mäntä2-1>	on 4 Face(s) with displacement 0.000000 mm along radial.	

## Load

LOAD NAME	SELECTION SET	LOADING TYPE	DESCRIPTION
Pressure-1 <Mäntä2-1>	on 5 Face(s) with Pressure 7.85 N/mm <sup>2</sup> (MPa) along direction normal to selected face	Sequential Loading	
Force-2 <Sylinteri-1>	on 1 Face(s) apply force -4332 N normal to reference plane with respect to selected reference Front Plane using uniform distribution	Sequential Loading	
Gravity-1	Gravity with respect to Top Plane with gravity acceleration 4698 m/s <sup>2</sup> normal to reference plane	Sequential Loading	

## Connector Definitions

No Connectors were defined

## Contact

Contact state: Touching faces - Free

Contact Set-1	No Penetration contact pair: Between selected entities of Sylinteri-1 and Mäntä2-1 Include friction with Friction Coefficient: 0.05
Description:	

## Mesh Information

Mesh Type:	Solid Mesh
Mesher Used:	Curvature based mesh
Automatic Transition:	Off
Smooth Surface:	On
Jacobian Check:	4 Points
Element Size:	4.4994 mm
Tolerance:	0.22497 mm
Quality:	High
Number of elements:	22791
Number of nodes:	40007
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:11
Computer name:	RAINE-PC

### Mesh Control Information:

Control-2 <Mäntä2-1>	Mesh control on 8 Face(s) with seed 3.85523 mm and ratio 1.6.
Control-3 <Sylinteri-1, Mäntä2-1>	Mesh control on 3 Face(s) with seed 5.03365 mm and ratio 1.6.

## Reaction Forces

SELECTION SET	UNITS	SUM X	SUM Y	SUM Z	RESULTANT
Entire Body	N	1.15856	24238.3	4331.51	24622.3

**SOLIDWORKS OHJELMAN RAPORTTI MÄNNÄNTAPISTA****LIITE D****Study Properties**

Study name	Fmax YJKK 20deg 3000 rpm
Analysis type	Static
Mesh Type:	Solid Mesh
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Thermal Effect:	Input Temperature
Zero strain temperature	298.000000
Units	Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Friction:	Off
Ignore clearance for surface contact	Off
Use Adaptive Method:	Off

**Units**

Unit system:	SI
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	rad/s
Stress/Pressure	N/m <sup>2</sup>

## Material Properties

NO.	BODY NAME	MATERIAL	MASS	VOLUME
1	SolidBody 1(Split Line4)	[SW]1.7225 (42CrMo4)	0.0914927 kg	1.17298e-005 m <sup>3</sup>

MATERIAL NAME:	[SW]1.7225 (42CRMO4)
Description:	
Material Source:	
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic
Default Failure Criterion:	Unknown
Application Data:	

PROPERTY NAME	VALUE	UNITS	VALUE TYPE
Elastic modulus	2.1e+011	N/m <sup>2</sup>	Constant
Poisson's ratio	0.28	NA	Constant
Shear modulus	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>	Constant
Mass density	7800	kg/m <sup>3</sup>	Constant
Tensile strength	7e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Yield strength	7e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Thermal expansion coefficient	1.1e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	14	W/(m.K)	Constant
Specific heat	440	J/(kg.K)	Constant

## Loads and Restraints

### Fixture

RESTRAINT NAME	SELECTION SET	DESCRIPTION
On Cylindrical Faces-1 <Männän tappi1>	on 3 Face(s) with displacement 0.000000 mm along radial.	
Reference Geometry-1 <Männän tappi1>	on 1 Vertex(s) with respect to reference geometry Right Plane with displacement 0.000000 mm along plane Dir 1 displacement 0.000000 mm normal to reference plane	

### Load

LOAD NAME	SELECTION SET	LOADING TYPE	DESCRIPTION
Force-1 <Männän tappi1>	on 1 Face(s) apply force 38123 N normal to reference plane with respect to selected reference Top Plane using uniform distribution	Sequential Loading	

### Contact

Contact state: Touching faces - Free

### Mesh Information

Mesh Type:	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Smooth Surface:	On
Jacobian Check:	4 Points
Element Size:	2.7276 mm



Tolerance:	0.13638 mm
Quality:	High
Number of elements:	4737
Number of nodes:	8557
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:03
Computer name:	RAINE-PC

## Reaction Forces

SELECTION SET	UNITS	SUM X	SUM Y	SUM Z	RESULTANT
Entire Body	N	-1.16216	-38121.6	-4.62068	38121.6

## Study Results

### Mesh Quality Plots

NAME	TYPE	MIN	LOCATION	MAX	LOCATION
Mesh Quality3		1 Element: 480	(-12.8652 mm, -4.82095 mm, 7.04473 mm)	2.11316 Element: 405	(31.6207 mm, 1.81399 mm, -8.19134 mm)
Mesh Quality4		1.05428 Element: 1322	(-0.0244663 mm, -3.66484 mm, -8.73465 mm)	14.8408 Element: 2790	(31.4251 mm, 4.78833 mm, -7.68649 mm)

NAME	TYPE	MIN	LOCATION	MAX	LOCATION
Stress1	VON: von Mises Stress	1.92065 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Element: 2744	(28.1127 mm, -7.8541 mm, 2.96943 mm)	439.34 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Element: 4427	(14.4982 mm, 6.99343 mm, 1.89562 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm  Node: 126	(-30.725 mm, 10.5 mm, -6.4294e-016 mm)	0.0588263 mm  Node: 7513	(0.851528 mm, -1.21547 mm, 0.169615 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	7.80454e-006  Element: 2744	(28.1127 mm, -7.8541 mm, 2.96943 mm)	0.00178525  Element: 4427	(14.4982 mm, 6.99343 mm, 1.89562 mm)
Stress2	SX: X Normal Stress	-388.494 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 615	(0.0131011 mm, -10.4436 mm, 1.81572e-005 mm)	356.874 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 6203	(-13.524 mm, 6.53153 mm, 2.11832 mm)
Stress3	SY: Y Normal Stress	-472.263 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 2900	(-13.798 mm, 6.40373 mm, -8.3212 mm)	77.5845 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 45	(-31.5163 mm, -0.00474683 mm, 8.01106 mm)
Stress4	SZ: Z Normal Stress	-548.034 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 505	(-13.8001 mm, 10.5 mm, 3.51585e-005 mm)	214.487 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 1999	(0.0130814 mm, 6.6947 mm, 0.701056 mm)
Displacement2	RFRES: Resultant Reaction Force	0 N  Node: 1	(31.5425 mm, -0.00474561 mm, -8.01107 mm)	1131.1 N  Node: 2900	(-13.798 mm, 6.40373 mm, -8.3212 mm)
Displacement3	UX: X Displacement	-0.000482622 mm  Node: 4915	(-12.5459 mm, 10.5069 mm, 8.06268e-005 mm)	0.026675 mm  Node: 5008	(12.5721 mm, 10.4172 mm, 1.36886 mm)

Displacement4	UY: Y Displacement	-0.00746567 mm Node: 965	(-31.7019 mm, -9.50747 mm, 2.45389e-005 mm)	0.0572964 mm Node: 7511	(0.643467 mm, -7.50174 mm, 0.162798 mm)
Displacement5	UZ: Z Displacement	-0.00982081 mm Node: 1438	(0.0805717 mm, -0.225196 mm, -8.49507 mm)	0.0098994 mm Node: 1230	(-0.980921 mm, -0.201393 mm, 8.53023 mm)
Stress5	TYZ: Shear in Z Dir. on XZ Plane	-109.52 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 2048	(14.846 mm, 5.16698 mm, -4.64255 mm)	112.327 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 282	(13.5553 mm, -2.77039 mm, -6.27463 mm)
Stress6	TXY: Shear in Y Dir. on YZ Plane	-234.298 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 158	(10.9867 mm, 0.0248482 mm, 6.70433 mm)	237.242 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 205	(-10.9605 mm, 0.0247309 mm, -6.70413 mm)

## SOLIDWORKS OHJELMAN RAPORTTI KIERTOKANGESTA LIITE E

### Study Properties

Study name	Puristus YJKK 20deg
Analysis type	Static
Mesh Type:	Solid Mesh
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Thermal Effect:	Input Temperature
Zero strain temperature	298.000000
Units	Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Friction:	Off
Ignore clearance for surface contact	Off
Use Adaptive Method:	Off

### Units

Unit system:	SI
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	rad/s
Stress/Pressure	N/m <sup>2</sup>

## Material Properties

NO.	BODY NAME	MATERIAL	MASS	VOLUME
1	SolidBody 1(Split Line3)	[SW]AISI 4340 Steel, normalized	0.370909 kg	4.72496e-005 m <sup>3</sup>
2	SolidBody 3(Split Line2)	[SW]AISI 4340 Steel, normalized	0.412027 kg	5.24875e-005 m <sup>3</sup>
3	SolidBody 4(Fillet36)	[SW]AISI 4340 Steel, normalized	0.126588 kg	1.61259e-005 m <sup>3</sup>

MATERIAL NAME:	[SW]AISI 4340 STEEL, NORMALIZED
Description:	
Material Source:	
Material Model Type:	Linear Elastic Isotropic
Default Failure Criterion:	Unknown
Application Data:	

PROPERTY NAME	VALUE	UNITS	VALUE TYPE
Elastic modulus	2.05e+011	N/m <sup>2</sup>	Constant
Poisson's ratio	0.32	NA	Constant
Shear modulus	8e+010	N/m <sup>2</sup>	Constant
Mass density	7850	kg/m <sup>3</sup>	Constant
Tensile strength	1.11e+009	N/m <sup>2</sup>	Constant
Yield strength	7.1e+008	N/m <sup>2</sup>	Constant
Thermal expansion coefficient	1.2e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	44.5	W/(m.K)	Constant
Specific heat	475	J/(kg.K)	Constant

## Loads and Restraints

### Fixture

RESTRAINT NAME	SELECTION SET	DESCRIPTION
Reference Geometry-1 <Kiertokanki viri_orig.-1>	on 2 Edge(s) with respect to reference geometry Front Plane with displacement 0.000000 mm normal to reference plane	
On Cylindrical Faces-3 <Kiertokanki viri_orig.-1>	on 1 Face(s) with displacement 0.000000 mm along radial.	
Reference Geometry-2 <Kampi-2>	on 2 Edge(s) with respect to reference geometry Right Plane with displacement 0.000000 mm normal to reference plane	
Reference Geometry-3 <Kampi-2>	on 1 Vertex(s) with respect to reference geometry Front Plane with displacement 0.000000 mm normal to reference plane	

### Load

LOAD NAME	SELECTION SET	LOADING TYPE	DESCRIPTION
Force-2 <Kampi-2>	on 2 Face(s) apply force 38123 N normal to reference plane with respect to selected reference Top Plane using uniform distribution	Sequential Loading	

### Contact

Contact state: Touching faces - Free

Contact Set-2	No Penetration contact pair: Between selected entities of Kiertokanki viri_orig.-1 and Kampi-2
Description:	
Global Contact	Contact component: on Assem1
Description:	

## Mesh Information

Mesh Type:	Solid Mesh
Mesher Used:	Curvature based mesh
Automatic Transition:	Off
Smooth Surface:	On
Jacobian Check:	4 Points
Element Size:	4.5644 mm
Tolerance:	0.22822 mm
Quality:	High
Number of elements:	19215
Number of nodes:	32885
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:00:07
Computer name:	RAINE-PC

### Mesh Control Information:

Laakeripinnat <Kiertokanki viri_orig.-1, Kampi-2>	Mesh control on 5 Face(s) with seed 4.38889 mm and ratio 1.5.
Pulttipinnat <Kiertokanki viri_orig.-1>	Mesh control on 6 Face(s) with seed 7.45709 mm and ratio 1.5.

## Reaction Forces

SELECTION SET	UNITS	SUM X	SUM Y	SUM Z	RESULTANT
Entire Body	N	0.00256348	-38123	-0.000300571	38123

## Bolt Forces

### Counterbore Screw-1

TYPE	X-COMPONENT	Y-COMPONENT	Z-COMPONENT	RESULTANT
Shear Force (N)	102.04	2.4283	-6.53	102.28
Axial Force (N)	529.19	-22115	45.545	22121
Bending moment (N-m)	-0.11894	-0.0089279	-2.9531	2.9555

### Counterbore Screw-2

TYPE	X-COMPONENT	Y-COMPONENT	Z-COMPONENT	RESULTANT
Shear Force (N)	-114.82	0.98511	-30.386	118.77
Axial Force (N)	-132.13	-22128	-218.14	22130
Bending moment (N-m)	-0.65414	-0.029292	3.3676	3.4307

## Study Results

### Default Results

NAME	TYPE	MIN	LOCATION	MAX	LOCATION
Stress1	VON: von Mises Stress	0.467789 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 9872	(-7.51092 mm, 167.219 mm, 1.96384 mm)	420.528 N/mm <sup>2</sup> (MPa) Node: 26393	(36.0785 mm, 0.0804293 mm, 3.85367 mm)
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0.000137443 mm Node: 5436	(0.251656 mm, 143.503 mm, -10.91 mm)	0.108149 mm Node: 24644	(43.4334 mm, 47.2193 mm, 6.01775 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent	1.56621e-006	(0.674402 mm,	0.00147885	(31.4435 mm,



	Strain	Element: 4559	166.621 mm, -9.64445 mm)	Element: 18268	-22.5577 mm, 4.68663 mm)
Stress2	SY: Y Normal Stress	-534.404 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 25905	(31.3884 mm, -22.8999 mm, 4.14644 mm)	164.607 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 28450	(-29.1183 mm, -24.3517 mm, 4.65088 mm)
Stress3	SX: X Normal Stress	-236.291 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 25901	(36.5975 mm, -22.8953 mm, 5.2664 mm)	231.552 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 7953	(-38.805 mm, 0.0796877 mm, 1.23782 mm)
Stress4	SZ: Z Normal Stress	-259.114 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 25905	(31.3884 mm, -22.8999 mm, 4.14644 mm)	221.095 N/mm <sup>2</sup> (MPa)  Node: 7944	(34.7084 mm, 0.0808581 mm, 3.99099 mm)