



**SAVONIA**

RAPORTIN TYYPI - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO  
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN ALA

# HYDRAULISYLINTERIN MÄNNÄNVARREN VAKIOINTI

TEKIJÄ

Teemu Pehkonen

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala	
Tutkinto-ohjelma Konetekniikan tutkinto-ohjelma	
Työn tekijä(t) Teemu Pehkonen	
Työn nimi Hydraulisyylinterin männänvarren vakiointi	
Päiväys 28.4.2021	Sivumäärä/Liitteet 44/X
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t) Hydroline Oy	
<p>Tiivistelmä</p> <p><b>Opinnäytetyöstä on piilotettu yritysalaisuudeksi katsottuja asioita. Myös liitteet on poistettu.</b></p> <p>Opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella Hydroline Oy:lle vakioitu hydraulisen sylinterin männänvarsi, jota voitaisiin käyttää useammalla hydraulisen sylinterin männän koolla.</p> <p>Opinnäytetyössä käytettäväksi sylinterikokoluokaksi valittiin 80, 90 ja 100 mm sylinterit ja painetasoksi <math>n</math> Bar. Vakiodulla männänvarrella on mahdollista helpottaa tuotantoa ja tarjota tähän halvempaa hintaa. Männänvarsi mitoitettiin Hydrolinen määrittämään painetasoon ja kestoikään.</p> <p>Opinnäytetyössä suunniteltiin männänvarsi käyttämällä SolidWorks 3d-mallinnusohjelmaa ja jännityksien laskentaan hyödynnettiin Ansys FEM-analyysi ohjelmaa. Jännityksiä tutkittiin pääasiassa oletettavasta väsymismurtumisen pisteestä kierteen lopetusuran alueelta ja vastepinnasta. Opinnäytetyössä käytettiin myös erinäisiä tarvittavia kaavoja, joilla selvitettiin tarvittavaa esikivistysvoimaa, kierteenpituutta ja jännityksiä, näiden laskemiseen käytettiin Excel taulukkolaskentaohjelmaa.</p> <p>Lopputuloksena suunniteltu kappale kesti <math>1,9 \cdot X</math> sykliä ennen hajoamistaan kuormituskehässä. Saatu tulos oli melkein kaksi kertaa enemmän kuin vaadittu <math>X</math> syklin kestoikä. Väsymismurtopinta kului pääosin ta-saiseksi testin aikana, mutta väsymissärön syntymispisteessä oli nähtävissä särön etenemisjälkiä. Kuitenkin suunniteltu männänvarsi olisi voinut kestää pitempään, mutta männän sisäisenkierteen koneistuksen pin-nanlaatu ei ollut hyvä, vaan koneistusterä on värissyt. Männän huono pinnanlaatu on näkyvissä selvästi tes-tin jälkeisessä männänvarren kierteessä jälkinä ja näkyvät jäljet viittaavat mahdolliseen esikivistysvoiman vähenemiseen.</p> <p>Opinnäytetyön lopputulosta pidän onnistuneena ja sille asetetut tavoitteet täytettiin. Kuitenkin ennen tuo-tantoon asettamista ohjeistan tekemään samanlaiset kestoikätestit oikealla hydraulisella sylinterillä, jotta tuloksista voidaan olla varmoja normaalissa hydraulisen sylinterin työolosuhteessa.</p>	
Avainsanat Hydraulisyylinteri, Ansys, SolidWorks, FEM, 3D-mallinnus, esikivistys, väsyminen, materiaalin väsyminen, kes-toikä, kuormituskehä, dynaaminen testaus	

Field of Study Technology, Communication and Transport	
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering	
Author(s) Teemu Pehkonen	
Title of Thesis Standardization of a Piston Rod in Hydraulic Cylinder	
Date 28.4.2021	Pages/Appendices 44/X
Client Organisation /Partners Hydroline Oy	
<p>Abstract</p> <p><b>Some trade secrets have been censored and appendices are removed.</b></p> <p>The aim of this thesis was to design a standardized hydraulic cylinder piston rod for Hydroline Oy.</p> <p>The purpose of the standardized piston rod is the possibility to use it in multiple hydraulic cylinders that are of different sizes. In this case the sizes are 80, 90 and 100 mm hydraulic cylinders which operate at <math>n</math> Bar pressure. The main advance of a standardized cylinder series is easier manufacturing which leads to cheaper prices and smaller inventory stock.</p> <p>The thesis mainly focuses on the areas where the fatigue fracture will most likely happen, those areas are the thread end groove and reaction surface of the piston rod. In this thesis 3D-modelling of piston rod was done with SolidWorks software and FEM calculations were done with Ansys software. Also Excel was used to calculate forces, surface areas and other formulas to find out the required pre-tightening force and thread length. The designed piston rod was machined and fatigue tested in Savonia University of Applied Sciences laboratory with loading frame.</p> <p>As a result, the designed piston rod broke from fatigue at cycle <math>1,9 \cdot X</math> in the loading frame. The result was almost twice over the demanded <math>X</math> cycle amount. Fracture surface was mostly polished smooth during the test, but there was some visible fatigue striation at the starting point of the fatigue crack. The piston rod could have lasted longer, but the machined surface quality was poor in the piston thread, which left visible marks on the piston rod thread which can be seen after the test. Visible marks also might indicate loss of pre-tightening moment. Poor machining surface quality is result from vibration of the machining tool.</p> <p>As a result of the thesis, it can be said that the design work what was done in this thesis was successful. Before production it is advised to make similar fatigue tests with the real hydraulic cylinder under the right stress conditions.</p>	
<p>Keywords Hydraulic Cylinder, Ansys, Solidworks, FEM, 3D-Modelling, Pretightening, fatigue, material fatigue, Lifetime Estimation, Loading Frame, Dynamic testing</p>	

## ESIPUHE

Kiitän Hydroline Oy yritystä opinnäytetyöaiheen tarjoamisesta. Kiitän myös Hydroline yrityksestä mukana olleita henkilöitä suunnittelupäällikköä Toni Huttusta ja suunnittelijaa Jarmo Aallosvirtaa opinnäytetyön ohjeistamisessa.

Kiitän myös Savonian konetekniikan lehtori Tatu Westerholmia Ansys ohjelmiston käytön opetuksesta ja lujuuslaskennassa ohjeistamisessa, ohjaavaa lehtoria Sami Ipattia ja projekti-insinööriä Lauri Alostaa kuormituskehäkoneen käytöstä.

## SISÄLTÖ

1	JOHDANTO .....	8
2	SOVELLETTAVAT OHJELMAT JA STANDARDIT .....	9
2.1	SolidWorks .....	9
2.2	Ansys .....	9
2.3	Sovelletut standardit .....	9
2.4	Testauslaitteisto.....	10
3	ANALYSOITAVA RAKENNE .....	11
3.1	Kierreosan pituus ja jännityksien sijainti. ....	11
3.2	Männän vastepinnan jännitys.....	11
3.3	Materiaalin väsyminen .....	12
4	MÄNNÄN JA VARREN SUUNNITTELU .....	13
5	KIERTEEN MITOITUS.....	14
5.1	Kierteenkoko ja pituus.....	14
5.2	Tulokset .....	17
5.3	Esikiristysvoima .....	17
5.3.1	Esikiristysvoiman laskeminen .....	17
5.3.2	Esikiristysmomentti ja voima .....	18
6	JÄNNITYKSIEN LASKENTA.....	20
6.1	Hydraulisen sylinterin tuottamat voimat.....	20
6.2	Jännityksien laskeminen kaavoilla .....	21
6.3	Jännityksien laskeminen Ansys ohjelmistolla .....	22
6.3.1	3D-mallin tuonti Ansys ohjelmistoon.....	22
6.3.2	Liitoksien määrittäminen.....	23
6.3.3	Verkotuksen reunaehdot.....	24
6.3.4	Voimien ja tuen reunaehdot.....	24
6.3.5	Laskettavat tulokset .....	25
6.4	Saadut jännitysarvot Ansys ohjelmistolla .....	25
6.4.1	Ansys FEM-analyysin jännitysten arviointi .....	26
7	VÄSYMISKESTÄVYYS .....	27
7.1	Wöhler käyrä .....	27
7.1.1	Wöhler kuvaaja.....	27

7.2	Kestoiän määrittäminen standardin kaavoilla .....	29
8	KUORMITUSKEHÄ.....	30
8.1	Osien koneistaminen ja kiristäminen .....	30
8.2	Osien kiinnittäminen kuormituskehään .....	31
8.3	Testausarvot.....	32
8.4	Kuormituskehän antamat tulokset .....	32
8.5	Saadut tulokset.....	33
8.6	Murtopinta.....	34
9	TULOKSIEN ARVIOINTI.....	35
9.1	Analysoitavan kappaleen arviointi .....	35
9.2	Testiympäristön arviointi .....	37
9.3	Kuormituskehän antamien tulosten varmentaminen .....	38
10	POHDINTA.....	40
10.1	Kuormituskehä testissä mukana olleiden henkilöiden mielipiteet.....	41
10.2	Jatkotoimenpiteet .....	42
11	LÄHDELUETTELO.....	43

$\sigma_{MEsall}$	Suurin sallittu vetojännitys
$\Delta\sigma_{Sd}$	Suunnittelu jännitys
$\sigma_{1000}$	Jännitysarvo, jolla kappale kestää 1000 sykliä
$\sigma_w$	Materiaalin vaihtolujuus
$\sigma_{wred}$	Redusoitu vaihtolujuus
$\sigma_{max}$	Suurin jännitys
$\sigma_{min}$	Pienin jännitys
$\sigma_a$	Jännitysamplitudi
$\sigma_m$	Keskijännitys
$\sigma_N$	Redusoitu jännitysamplitudi
$\mu_G$	Kitkakerroin
$a$	Loviherkkyysluvun materiaalivakio
$A_t$	On kierteen murtopinta-ala
$A_0$	Ruuvien pienimmän kohdan pinta-alalla
$c_1$	Kappaleen mittatekijä
$c_2$	Pinnan laatukerroin
$D_{km}$	Kosketuspinnan keskihalkaisija
$F_M$	Esikiristysvoima
$F_{Msall}$	Suurin sallittu aksiaalivoima
$M_A$	Kokonaiskiristysmomentti
$M_K$	Kitkamomentti
$q$	Loviherkkyysluku
$R_{p0,2}$	Materiaalin myötöraja
$v$	Myötörajan hyödyntämissuhde

## 1 JOHDANTO

Opinnäytetyössä suunnitellaan hydraulisten sylinterien komponenttien valmistamisen vakiointia siilinjärveläiselle Hydroline Oy yritykselle. Komponenttien valmistamisen vakioinnilla pyritään tuotannon nopeuttamiseen ja varastonimikemäärien pienentämiseen. Komponenttien vakiointi myös vaikuttaa hydraulisten sylinterien hinnoitteluun asiakkaan kannalta positiivisesti.

Opinnäytetyössä ei perehdytä hydraulisen sylinterin männäntiivisteisiin ja aihe on rajattu koskemaan männän ja männänvarren aluetta, jotka ovat suurimmalla kuormituksella. Opinnäytetyöhön on valittu vakioitaviksi sylinteri koiksi 80, 90 ja 100 mm. Opinnäytetyössä keskitytään kyseisten sylintereiden yleisimpiin männänvarren paksuuksiin 40–60 mm. Sylintereiden käyttöpainetaso on määritetty olemaan  $n$  Bar ja laskennalliseksi kestoiksi määritetään  $X$  sykliä.

Hydroline Oy on Siilinjärven Vuorelassa sijaitseva yritys, joka on erikoistunut hydraulisten sylinterien suunnitteluun, valmistamiseen ja huoltoon. Yritys on saanut alkunsa vuonna 1962 nimellä Metallisorvaamo H. Laakkonen, ja se työllisti aluksi yhden henkilön. 1970- ja 1980-luvulla yritys kasvoi nopeasti ja 1984 se muutti nykyiselle paikalleen Vuorelaan. 1990-luvulla yrityksen tuotantotiloja laajennettiin, yritykseen myös hankittiin ensimmäiset automatisoidut robotit ja sen nimeksi muuttui nykyinen Hydroline Oy. 2000-luvulla Hydroline kasvoi suomen suurimmaksi hydraulisten sylinterien valmistajaksi ja liikevaihto kasvoi kuudesta miljoonasta eurosta ja 32 miljoonaan euroon, samalla myös työntekijämäärä kasvoi kuudestakymmenestä yli kahteensataan. Vuonna 2014 Hydroline rakensi tuotantotehtaan Puolaan ja vuonna 2019 avattiin uusi isompi tehdas Puolaan (Hydroline).

Nykyisin Hydroline Oy työllistää noin 308 henkilöä, joista 78 työskentelee Puolassa ja sen liikevaihto Suomessa oli vuonna 2019 42 miljoonaa euroa.

Opinnäytetyössä suunniteltiin hydraulisen sylinterin männänvarsi, jota voidaan käyttää useassa eri halkaisijan omaavassa sylinterissä mitoituksien pysyessä vakiona. Työssä selvitettiin vetoliikkeen aikana männän ja männänvarren kierteeseen kohdistuvat voimat ja mitoitettiin rakenne kestämään pahimman mahdollisen tilanteen mukaan. Myös sylinterin työntöliikkeen aikana syntyvät jännitykset tulee mitoittaa. Työntöliikkeen aikana voima välittyy männästä männänvarteen pääasiassa männänvarren vastepinnan kautta. Kierre ja männänvarren vastepinta tulee mitoittaa kestämään väsymistä Hydrolinen määrittämän  $X$  syklimäärän verran valitulla  $n$  Bar käyttöpainella.



## 2 SOVELLETTAVAT OHJELMAT JA STANDARDIT

Opinnäytetyössä sovelletaan aiheeseen liittyvää standardia ja kappaleiden mallintamisessa hyödynnetään koululla olevaa SolidWorks 3D-mallinnusohjelmistoa. Ennen kuormituskehä testiä kappaleiden jännityksiä arvioitiin Ansys ohjelman FEM-analyysillä.

FEM, *Finite Element Method* on Menetelmä, jolla voidaan tarkastella kappaleen ominaisuuksia halutussa olosuhteessa tietokoneella. Tarkasteltavia tilanteita voivat olla esimerkiksi rakenteessa esiintyvät jännitykset, lämmönsiirtyminen tai kappaleen resonanssitaajuuksien selvittäminen.

### 2.1 SolidWorks

SolidWorks perustettiin 1993 ja ensimmäinen ohjelmisto tuli markkinoille 1995 ja pian jo vuonna 1997 Ranskalainen Dassault Systèmes osti SolidWorksin. Nykyään SolidWorks on kasvanut suosituksi 3D-mallinusohejelmaksi maailmanlaajuisesti. (Bethany, 2017)

SolidWorksiin on saatavissa useita maksullisia lisäosia, kuten *Simulation* FEM-analyysi ja *Motion* lisäosa, jolla voidaan määrittää kappaleen tekemä liikerata ja tarkastella sitä. SolidWorks FEM-analyysi ei omasta mielestäni ole aivan yhtä hyvä kuin Ansysin FEM-analysointi. Ansys on selkeämpi käyttää ja tarjoaa reunaehdoja, joita ei suoraan SolidWorksin FEM-analysoinnissa ole. SolidWorks FEM-analysointi on kuitenkin hyvä pieniä analyysejä tehdessä, koska kaikki toiminnot tapahtuvat saman ohjelman sisällä.

### 2.2 Ansys

Ansys sai juurensa Yhdysvaltojen Pittsburgh kaupungissa 1970 nimellä *Swanson analysis Systems inc* nimellä ja myöhemmin 1990 luvun lopulla sen nimi muuttui ANSYS inc muotoon. (Weisberg, 2008, pp. 4-5)

Ansysissä on kattavat ominaisuudet tutkittavien kappaleiden erilaisten ominaisuuksien ja kuormitusten tarkasteluun. Opinnäytetyössä käytetään Ansysin *Static Structural* analyysiä, jolla tarkastellaan kappaleeseen kohdistuvia jännityksiä ja näistä syntyviä muodonmuutoksia. Ansys tarjoaa enemmän valittavia reunaehdoja ja ne ovat helpommin asetettavissa, kuin SolidWorksissä. Myös kappaleen verkotus on tarkemmin hallittavissa, kuin SolidWorksissä omasta mielestäni. Ansysissä on oma SpaceClaim 3D-mallinnusohjelma, mutta se ei käytettävyydeltään ole omasta mielestäni yhtä hyvä kuin SolidWorks. Näin ollen yleensä Ansysiin tuodaan 3D-mallin muista ohjelmista.

### 2.3 Sovelletut standardit

Opinnäytetyössä sovellettiin SFS-EN 13001-3-1-6:2018 standardia. Standardiin SFS-EN 13001 kuuluu osat 1-3 ja standardi keskittyy koskemaan nosturien mekaanista suunnittelua ja kestävyys teoreettista todentamista. Standardi pyrkii tekemään nostolaitteista käyttäjälle turvallisempia ja standardin osien 1-3 mukaan suunniteltu nostolaite täyttää EU:n konedirektiivin terveys- ja turvallisuusvaatimukset. (Suomen Standardisoimisliitto SFS ry)

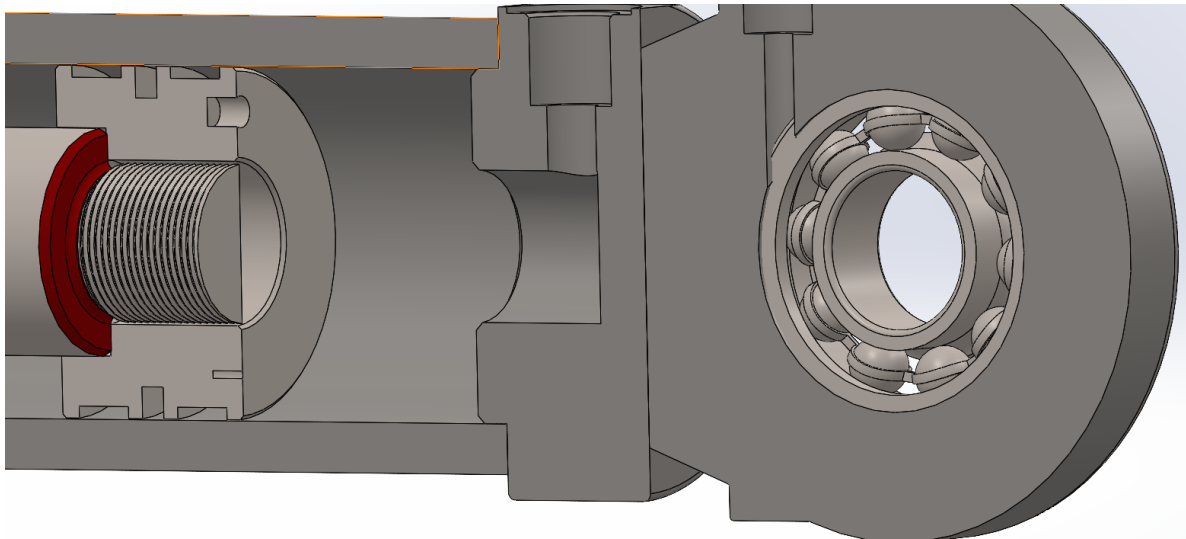
Opinnäytetyössä käytettiin pääasiassa standardin SFS-EN 13001-3-1-6:2018 osaa, joka käsittelee nosturien yleissuunnittelua ja niiden koneistojen rajatiloja ja kelpoisuuden osoittamista, hydraulisyliinterit mukaan lukien (SFS-EN 13001-3-6:2018).

## 2.4 Testauslaitteisto

Kappaleen testaaminen suoritettiin koululla dynaamista kuormituskehää käyttämällä. Koululla oleva LFV 500-HH dynaaminen kuormituskehä on tarkoitettu materiaalienkoestukseen. Kyseisen koneen on valmistanut Sveitsiläinen Walter+Bai ag ja sen suurin kuormituskuorma on 500 kN, kone mahdollistaa suurimmalla kuormituskuormalla tehtävän dynaamisen ja staattisen testauksen. Koneen ohjelmistolla on mahdollista tehdä vakiotestien lisäksi tehdä räätälöityjä testausarjoja. Koneella voidaan myös testata kappaleita kylmissä ja kuumissa olosuhteissa asentamalla siihen olosuhdekammio. Kone myös kykenee tarkastelemaan kappaleessa tapahtuvia puristus ja venymä mittamuutoksia mekaanisesti tai videoekstensiometrillä (Alonen, 2021).

### 3 ANALYSOITAVA RAKENNE

Kappaleen analysointiin käytettiin koulun tarjoamia ohjelmistoja eli SolidWorks 3D-mallinnusohjelmaa ja Ansys FEM-analysointiohjelmaa. Kappaleille suoritettiin staattinen mitoitus käyttöpaineella  $1,6 \cdot n$  Bar, mutta varsinainen materiaalin väsymiskestoikä laskettiin paineella  $n$  Bar.



Kuva 1. Kuvassa hydraulisen sylinterin kiinteäpäätty. Kuvaan on korostetusti merkattu punaisella männän vastepinta ja kierteen lopetusura. Opinnäytetyössä mitoitettiin vastepintaan ja lopetusuraan kohdistuvia voimia ja oikean kokoinen kierre, joilla kyseiset voimat ovat kestoian kannalta sopivat (Yazici, 2020).

#### 3.1 Kierreosan pituus ja jännityksien sijainti.

Vetoliikkeen aikana männänvarren kierteessä suurin jännityskeskittymä tulee kierteen lopetusuraan, jossa varsi on kapeimmillaan. Lopetusurassa olevaa jännitystä voitiin analysoida käyttämällä FEM-analysointia Ansys ohjelmalla tai yleisiä lujuusopin kaavoja käyttämällä. Kuvassa 1 on merkattuna punaisella suurimmille jännityksille altistuvat pinnat männänvarressa. Kierteenpituutta mitoittaessa tulee huomioida sen ei haluttu vaikutus hydraulisen sylinterin pituuteen, liian pitkä kierre kasvattaa männän pituutta, joka vaikuttaa sylinterin kokonaispituuteen. Kierteen tulee kuitenkin olla riittävän pitkä, että se kestää siihen kohdistuvan esikiristysvoiman ja vetoliikkeen aikana tulevan lisäkuorman ilman, että kierteen harjat murtuvat ennen aikaisesti.

Mitoitettavan männän vähimmäispituuteen vaikuttaa myös männäntiivistys, jos mäntä jää liian lyhyeksi niin mäntään ei välttämättä saada tehtyä toimivaa tiivistystä. [REDACTED]

#### 3.2 Männän vastepinnan jännitys

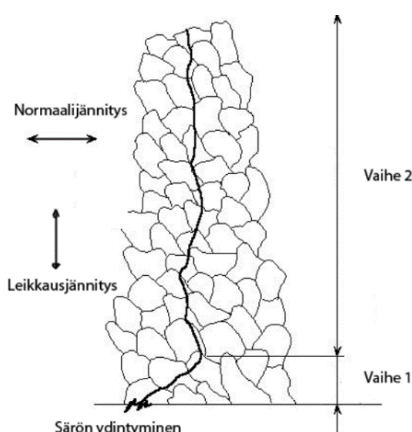
Työntöliikkeen aikana männän voima välittyy männänvarteen pääasiassa vastepinnan kautta. Vastepintaan siis vaikuttaa puristusaine ja tämä täytyy huomioida vastepinnan mitoituksessa. Jos vastepinta on liian pieni pinta-alaltaan, niin on riski, että se menettää muotonsa ja leviää. Tällöin kierreosa vahingoittuu ja mäntää ei välttämättä saada enää irti tarvittaessa, koska männän kierre on kiinnileikkautunut.

### 3.3 Materiaalin väsyminen

Käytettävät materiaalit väsyvät käytössä, jos materiaaliin kohdistuu riittävästi vaihtolujuuden ylittävää jännitysvaihtelua eli dynaamista kuormitusta ja ne lopulta hajoavat yllättäen. Vaihtolujuudelle käytetään teräkselle usein 50 % murtolujuudesta arvoa. Väsymismurtumiseen ei tarvita suuria voimia ja väsymissäröytyminen voi alkaa, vaikka kappaleen jännitykset ovat alle materiaalin myötörajan. Väsymissäröytyminen käynnistyy materiaalin raerajoilta ja siinä olevista mikroskooppisista virheistä. Väsymissärön kasvamiseen vaikuttaa huomattavasti kappaleen pinnanlaatu ja materiaalin kovuus. Myös erinäiset epäjatkuvuuskohdat, joissa on korkeampia jännityksiä, kuten kulmaukset tai lommot voivat johtaa väsymissärön syntymiseen. Väsymismurtuminen käynnistyy väsymissärön ydintymisellä, edeten särönkasvuvaiheeseen. Särönkasvuvaiheessa, särön kärjessä vaikuttaa suuria jännityksiä ja jo syntynyt särö etenee vaihtelevan kuormituksen alla olevaan kappaleeseen vaikuttavaa voimaa kohtisuoraan syvemmälle kappaleeseen. Lopulta kappale murtuu poikki särön kasvettua riittävän isoksi. (Järvenpää, 2012). Kuitenkin kappaleen kestoikää voidaan arvioida eri menetelmillä, kuten Smithin ja Wöhlerin käyrällä. Kuvassa 2 on esitetty särön etenemistä materiaalissa.

Mitoitettaville komponenteille on määritetty kestoiksi  $X$  sykliä, eli männän edestakaista liikettä maksimikuormalla käyttöpaineen ollessa  $n$  Bar. Todennäköisimmin väsymisen kannalta kriittisin tarkastelun piste on kierteen lopetusosa.

Kestoiän määrittämiseen voidaan käyttää FEM-analysointia ja siitä saatuja jännityksen lukuarvoja. Kyseisiä jännityksen lukuarvoja voidaan käyttää kestoian määrittämiseen Wöhlerin käyrällä. Opinnäytetyössä käytettiin Wöhlerin käyrää kestoian määrittämiseen. Wöhlerin käyrään voi hyödyntää erilaskenta menetelmiä, kuten Gerber, Soderberg ja Goodman. Gerberin laskenta kaava antaa yleisesti optimistisen tuloksen, Soderbergin kaava on hyvin konservatiivisen ja Goodmanin kaavalla saatua tulosta pidetään lähimpänä todellista kestoikää (Salmi, Lujuusoppi, s. 363). Opinnäytetyössä määritettiin Goodmanin kaavaa hyödyntämällä saatavaa väsymiskestoikää suunniteltavalle kappaleelle.



Kuva 2. Väsymissärön eteneminen. (Järvenpää, 2012)

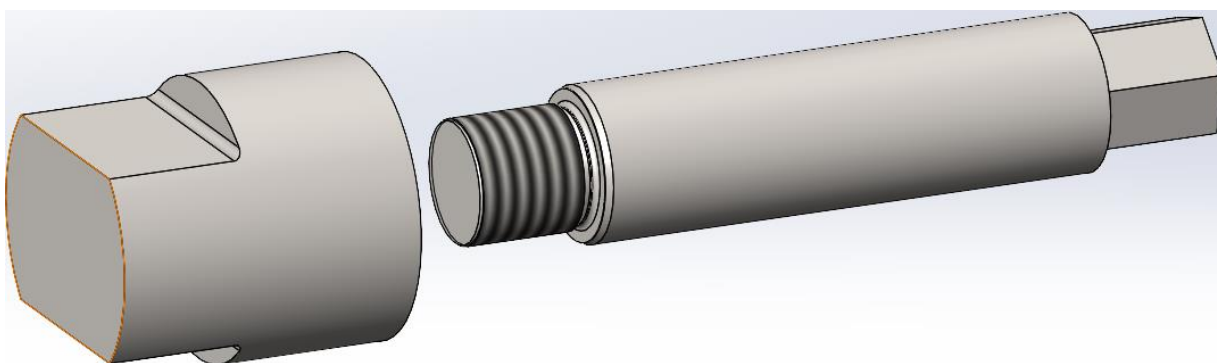
#### 4 MÄNNÄN JA VARREN SUUNNITTELU

Mäntää ja männänvartta lähdettiin mallintamaan SolidWorks 3D-mallinnusohjelmalla. Kyseiset kappaleet voitiin mallintaa SolidWorksin *Revolve Boss/Base* toiminnolla. Kyseisellä toiminnolla voidaan tehdä pyörähdys symmetrisiä kappaleita kappaleelle asetetun keskiviivan suhteen. Kyseistä toimintoa käyttämällä voitiin nopeasti mallintaa mäntä ja sen varsi, koska ne olivat pyörähdys symmetrisiä.

Lopetusuraan on tehtävä riittävät kulmapyöritykset, koska yleensä suurimmat jännitykset keskittyvät teräviin kulmiin ja näistä alkaa väsymismurtuman säröytyminen. Kulmapyörityksillä on myös suurivaikutus lovenmuotolukuun, joka vaikuttaa lovenvaikutuslukuun, jolla lasketaan lopetusurassa olevaa jännitystä.

Männän ja sen varren mittoihin on myös asetettu Hydrolineltä muita reunaehtoja, jotka tulee täyttyä esimerkiksi tiivisteitä varten.

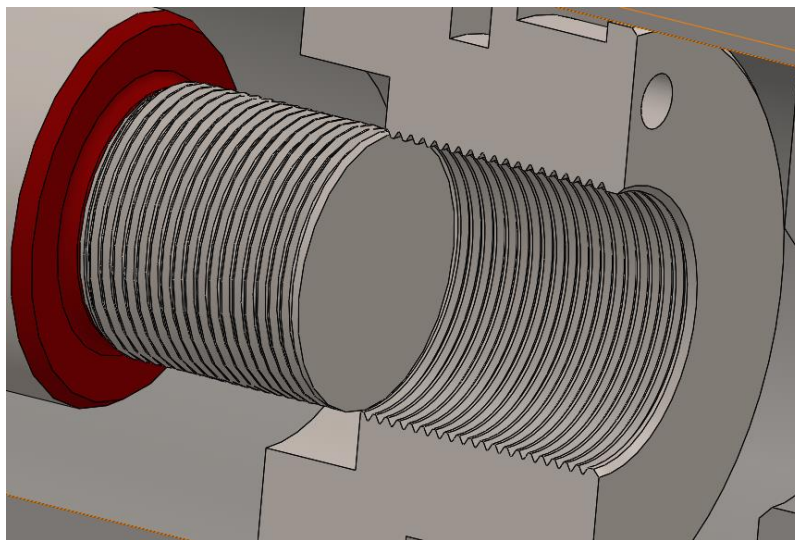
Tulevaa kuormituskehä testiä varten kappaleista tehtiin kuvassa 3 näkyvät toiset 3D-mallit, joissa on erilliset kiinnityspinnat, joista kuormituskehäkoneen kiinnitysleuat tarttuvat kiinni. Männänvarren pätyyn myös mallinnettiin 36 mm kokoinen pultinkanta, josta kappaleita yhteen ruuvatessa tarvittavan esikiristysvoiman saamiseksi voitiin vääntää. Kiinnityspinnat suunniteltiin niin, etteivät ne vaikuttaisi kuormituskehä analyysiin. Kappaleet pyritään pitämään yksinkertaisina Ansys FEM-analyysiä varten ja tämän vuoksi näitä kiinnityspintoja ei tuoda FEM-malliin. Koululla käytössä oleva Ansys lisenssi on oppilaslisenssi, joka asettaa rajoitteita monimutkaisille analyyseille.



Kuva 3. Kappaleista tehdyt toiset mallit, joiden mukaisesti osat koneistetaan, jotta osat voitaisiin kiinnittää kuormituskehäkoneeseen.

## 5 KIERTEEN MITOITUS

Käytettäväksi kierteenä valittiin hienokierre, jossa on tiheämpi nousu. Kuvassa 4 näkyy 3D-mallista kierteen sijainti ja kuvaan on myös merkattu lopetusura ja vastepinta punaisella. Hydraulisia sylintereitä käytetään usein koneissa, joissa esiintyy värinöitä ja hienokierre ei lähde pyörimään auki niin helposti kuin normaali ISO-kierre, koska sen kierteen nousukulma on pienempi. Tiheämmän kierteen pohjasyvyys on myös pienempi kuin normaalilla kierteen nousulla olevalla kierteenä. Tällöin myös kierteen lopetusura on isompi poikkileikkaus pinta-alaltaan ja näin ollen kykenee kestävämmän enemmän kuormitusta. Tiheä kierteenä ruuvissa on myös suurempi jännityspinta-ala  $A_s$ , kuin normaalissa ISO-kierteenä (Katofastening).



Kuva 4. Mitoitettava männän ja männänvarren kierre (Yazici, 2020).

### 5.1 Kierteenkoko ja pituus

Hydrolineltä saatujen tietojen mukaan tiedettiin, että materiaalina männänvarressa on 20MnV6, jolla on myötörajana 460 MPa ja murtoraja on 600 MPa. Tarkkoja materiaalin ominaisuuksia sisältävää materiaalitoistusta ei kuitenkaan toimitettu. Männän materiaalina on S355J2 rakenneteräs ja tälle saatiin myötö- ja murtorajat alla olevasta Ovakon taulukosta 1.

Taulukko 1. Ovakon antamat materiaalin mekaaniset ominaisuudet. (Ovako)

Variant	Condition	Format	Dimension [mm]	Yield strength min [MPa]	Tensile strength [MPa]	Elongation $A_5$ [%]	Hardness	Impact (ISO-V) strength <sub>min</sub>
S355J2 EN10025-2:2019	+AR		< 16	355**	470-630	22	140-190 HB	-20 °C 27 J (long)
			16 < 40	345**	470-630	22	140-190 HB	-20 °C 27 J (long)
			40 < 63	335**	470-630	21	140-190 HB	-20 °C 27 J (long)
			63 < 80	325**	470-630	20	140-190 HB	-20 °C 27 J (long)
			80 < 100	315**	470-630	20	140-190 HB	-20 °C 27 J (long)

Kierteen tulisi kestää yhtä paljon tai enemmän kuin kierteen lopetusura. Jotta tämä toteutuisi, niin täytyi kierteelle laskea riittävä pituus. Excel taulukkolaskentaohjelmassa tehdyillä laskelmilla haettiin alustavia mitatietoja männänvarren ja kierteen kooksi. FEM-analyyysien perusteella olen valinnut käytettäväksi männänvarreksi ■■■■■ varren ja kierteeksi M40 x 2 kierteen. Kyseistä kierrettä olisi saatavissa myös hienommalla 1.5 mm nousulla, mutta palaverissä Hydrolinen suunnittelijoiden kanssa päädyttiin 2 mm nousuun, koska se on helpommin koneistettavissa. Hydrolinen suunnittelijoiden kanssa myös sovittiin kierteen lopetusuran pohjahalkaisijaksi ■■■■■. Kierteen pituuden nyrkkisääntönä on sanottu olevan, että kierteen tulee olla yhtä pitkä, kuin se on paksu. Nettisivusto Engineers Edge tarjoaa kuitenkin kierteenpituuden laskemiseen tarkoitettun kaavan, jolla saadaan tarvittava kierteenpituus laskettua. (Edge, Minium Thread Engagement Equation and Calculator ISO, n.d.) Ennen kuin kierteen pituus voitiin laskea, täytyi laskea kierteen murtopinta-ala  $A_t$ . Murtopinta-ala saadaan laskettua Engineers Edgen kertomalla kaavalla. (Edge, Fastener / Thread Area of External Thread Equation and Calculator)

Taulukko 2. M40 x 2 kierteen mitat (MarylandMetrics).

ISO Metric profile		External (bolt thread)						Internal (nut thread)						Basic mm				
Size mm	Thread Designation	Simple Thread Designation	Pitch mm	Class	Major Dia d=D max.	Pitch Dia d2=D2 max.	Minor Dia d3		Class	Minor Dia D1		Pitch Dia d2=D2		Major Dia d=D		Tap Drill		
					min.	max.	min.	max.		min.	max.	min.	max.	min.	max.			
40	M40x2	M40x2	2	6g	39.96	39.68	38.66	38.49	37.797	37.261	6H	37.835	38.21	38.701	38.925	40	40.513	38

$$A_t = \frac{\pi}{4} (D - 0.938194 * p)^2 = \frac{\pi}{4} * (40 \text{ mm} - 0.938194 * 2)^2 = 1141.51 \text{ mm}^2$$

$$L_e = \frac{2 * A_t}{0.5 * \pi * (D - 0.64952 * p)} = \frac{2 * 1141.5 \text{ mm}^2}{0.5 * \pi * (40 \text{ mm} - 0.64952 * 2 \text{ mm})} = 37.55 \text{ mm}$$

Jossa

$A_t$  on kierteen murtopinta-ala.

$D$  on Kierteen halkaisija.

$p$  on kierteen nousu.

$L_e$  on pienin mahdollinen kierteenpituus.

$J$  on kierteen pituuden materiaalikerroin

$L_{e2}$  on kierteenpituus

Kyseinen kaava ei kuitenkaan huomioi mutterin ja ruuvin eri materiaaleja ja tähän voitaisiin lisätä kerroin tarvittaessa, jos ruuvin vetolujuus jaettuna mutterin vetolujuus on isompi kuin 1. Jos saatu luku on yli 1 niin saatu  $L_e$  kerrotaan tällä.

$$J = \frac{\text{tensile strength of external thread material}}{\text{tensile strength of internal thread material}} = \frac{600 \text{ MPa}}{470 \text{ MPa}} = 1.28$$

$$L_{e2} = J * L_e = 47.94 \text{ mm}$$

Kierteen pituutta laskettiin myös Roymech sivuston kertomilla kaavoilla, jotka perustuvat FED-STD-H28/2B standardiin ja Machinery`s Handbook Eighteenth Edition kirjaan. Tarvittavat kierteen mittatiedot saadaan edellisen sivun 15 taulukosta (2). Kyseiset kaavat ovat tarkoitettu erityisesti UN-kierteille, mutta UN-kierteet ovat profiililtaan samanlaisia ISO metrisien kierteiden kanssa, joten kaavaa voidaan käyttää myös metrisille kierteille (Roymech, 2020).

$$A_t = \frac{\pi}{4} * (D - 0.938194 * p)^2 = 1141.51 \text{ mm}^2$$

$$L_e = \frac{2 * A_t}{K_n \text{max} * \pi * (\frac{1}{2} + 0.57735 * n * (E_s \text{min} - K_n \text{max}))}$$

$$= \frac{2 * 1141.5 \text{ mm}^2}{38.21 \text{ mm} * \pi * (\frac{1}{2} + 0.57735 * 0.5 \text{ mm} * (38.49 \text{ mm} - 38.21 \text{ mm}))} = 32.7 \text{ mm}$$

Huomattiin, että Roymechin antamilla kaavoilla kierreestä tulee huomattavasti lyhyempi, kuin Engineers Edgen kaavoilla. Kierteen pituutta voitiin kuitenkin määrittää vielä tarkemmin lisäkaavoilla, joita tarvitaan kierteenpituuden määrittämiseen, kun sisäpuolen kierre eli mutteri on heikompi materiaaliltaan, kuin ulkokierre eli ruuvi. Mitoitettavassa tilanteessa männän ja männänvarren materiaalien vetolujuus eivät kuitenkaan eronneet huomattavasti, mutta silti mahdollinen vaikutus laskettiin kierteen pituuteen.

$$A_s = \pi * n * L_e * K_n \text{max} * (\frac{1}{2 * n} + 0.57735 * (E_s \text{min} - K_n \text{max}))$$

$$= \pi * 0.5 * 32.7 \text{ mm} * 38.21 \text{ mm} * (\frac{1}{2 * 0.5 \text{ mm}} + 0.57735 * (38.49 \text{ mm} - 38.21 \text{ mm})) = 2283 \text{ mm}^2$$

$$A_n = \pi * n * L_e * D_s \text{min} * (\frac{1}{2 * n} + 0.57735 * (D_s \text{min} - E_n \text{max}))$$

$$= \pi * 0.5 \text{ mm} * 32.7 \text{ mm} * 39.68 \text{ mm} * (\frac{1}{2 * 0.5 \text{ mm}} + 0.57735 * (39.68 \text{ mm} - 38.925 \text{ mm})) = 2930.5 \text{ mm}^2$$

Jossa

$K_n \text{max}$  on mutterin kierteen vaihteluvälin isoin halkaisija kierteen päältä mitattuna (D1).

$E_s \text{min}$  on ruuvin kierteen keskisyvyyden vaihtelun pienin mitta (d2).

$E_n \text{max}$  on mutterin kierteen keskisyvyyden vaihtelun isoin mitta (D2).

$D_s \text{min}$  on ruuvin kierteen vaihteluvälin pienin halkaisija kierteen päältä mitattuna (d).

$p$  on kierteennousu.

$n$  on  $1/p$ , eli montako kierrettä on millimetrissä.

Näistä voitiin laskea pituuskerroin  $J$  kertomalla ruuvin murtopinta-ala  $A_s$  ruuvinmateriaalin vedonkestolla ja jakamalla tämä mutterin murtopinta-alalla  $A_n$  kerrottuna mutterin materiaalin vedonkesto.

$$J = \frac{A_s * \text{tensile strength of external thread material}}{A_n * \text{tensile strength of internal thread material}} = \frac{2283 \text{ mm}^2 * 600 \text{ MPa}}{2926.6 \text{ mm}^2 * 460 \text{ MPa}} = 1.02$$

$$L_{e2} = J * L_e = 1.02 * 32.7 \text{ mm} = 33.3 \text{ mm}$$

Saatu  $J$  kerroin oli yli 1, joten pienin mahdollinen kierteenpituus  $L_e$  kerrottiin tällä, jotta saatiin eri valmistusmateriaalit huomioiva kierteenpituus  $L_{e2}$ .



## 5.2 Tulokset

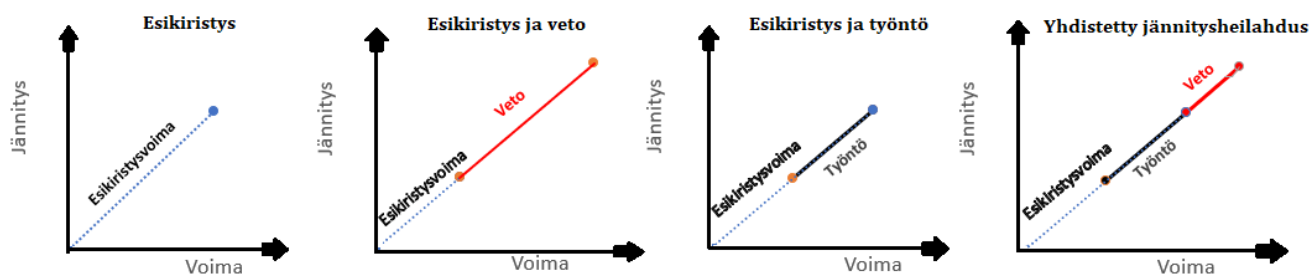
Kierteen pituudessa on yllättävän suuri ero Roymechin mallin mukaisella tavalla laskettuun kierteen pituuteen verrattuna Engineers Edgen kaavojen mukaan laskettuihin ja todennäköisesti nyrkkisääntö myös pitää paikkansa, jossa kierre on yhtä pitkä kuin paksu. Nyrkkisäännöllä saatu kierteenpituus ei kuitenkaan välttämättä päde, jos ruuvi ja mutteri ovat eri materiaaleja.

Saadut kierteenpituudet ovat kuitenkin pulteille tarkoitettuja, joissa ei ole erillistä lopetusuraa. Tämän vuoksi todellinen kierteen pituus voi olla lyhyempi ja yhteisessä palaverissa Hydrolinen ohjaajien Toni Huttusen ja Jarmo Aallosvirran kanssa valittiin käytettäväksi kierteenpituudeksi [REDACTED].

## 5.3 Esikiristysvoima

Mäntä ja männänvarsi kiristetään esikiristysmomenttiin. Tällä estetään männän aukipyöräminen käytössä ja pidennetään männänvarren kestoikää. Männänvarren kestoikää on mahdollista pidentää esikiristyksellä, koska kun männänvarressa vaikuttaa riittävän iso esikiristysvoima, tällöin männänvarren kierteenlopetusura pysyy jännitykseltään koko ajan vedonpuolella niin vetoliikkeessä, kuin työntöliikkeessä (Kuva 5). Kun jännitys pysyy vedon puolella, niin työliikkeiden aikana tapahtuva jännitysheilahdus on huomattavasti pienempi, johtaen pidempään kestoikään.

Esikiristysvoiman tuoma jännitys lopetusuraan vaihtelee huomattavasti työliikkeiden aikana. Vetoliikkeen aikana männänvarren kierre ja lopetusura venyy, joka pienentää olevaa esikiristysvoimaa, kun vetoliike loppuu, niin varsi palautuu takaisin muotoonsa ja esikiristysvoima palautuu aikaisemmalle tasolle. Työntöliikkeessä mäntää painetaan männänvarren vastepintaa vasten, jolloin myös esikiristysvoiman tuoma jännitys lopetusurassa pienenee. Materiaalin pieni venyminen ja siitä palautuminen on mahdollista, kun jännitykset säilyvät alle materiaalin myötörajan.



Kuva 5. Hahmotelma kuva esikiristysvoiman vaikutuksesta lopetusurassa olevaan jännitykseen.

### 5.3.1 Esikiristysvoiman laskeminen

Tarvittavaa esikiristys voimaa lähdettiin määrittämään Koneenosien suunnittelukirjan ohjeiden mukaisesti. Lasketaan aluksi suurin sallittu vetojännitys  $\sigma_{MEsall}$  kiristysvaiheessa elastisella vääntövastuksella. Elastisella vääntövastuksella laskettuja arvoja käytetään enemmän Suomessa, kuin plastisella vääntövastuksella laskettuja arvoja. Plastisella vääntövastuksella laskettuna suurimmaksi sallituksi vetojännitykseksi vetovaiheessa saadaan noin 10% suurempia arvoja, kuin elastisella vääntövastuksella laskettuna (Lavi, 2014, pp. 141-143).

Käytetään laskukaavassa myötöarvona  $R_{p0,2}$  heikomman materiaalin myötörajaa, eli männän materiaalin myötörajaa 315 MPa. Kitkakertoimena  $\mu_G$  käytämme arvoa 0,1 [REDACTED]. Myötörajan hyödyntämisuhteena  $\nu$  käytetään arvoa 0.55, jotta mäntä kestäisi siihen vetoliikkeessä kohdistuvan jännityksen paremmin.

$$d_0 = \frac{d_2 + d_3}{2} = \frac{38.49 \text{ mm} + 37.261 \text{ mm}}{2} = 37.88 \text{ mm}$$

$$\sigma_{MEsall} = \frac{v * R_{p0,2}}{\sqrt{1 + 3 * \left[ \frac{2 * d_2}{d_0} * (1.155 * \mu_G + \frac{P}{\pi * d_2}) \right]}}$$

$$\sigma_{MEsall} = \frac{0.55 * 315 \text{ MPa}}{\sqrt{1 + 3 * \left[ \frac{2 * 38.49 \text{ mm}}{37.88 \text{ mm}} (1.155 * 0.1 + \frac{2 \text{ mm}}{\pi * 38.49 \text{ mm}}) \right]}} = 128.9 \text{ MPa}$$

Jossa

$R_{p0,2}$  on 0,2 % venymisraja Megapascalina

$d_2$  on ruuvien kylkihalkaisija.

$d_3$  on ruuvien sydänhalkaisija.

$d_0$  on jännityspinta-ala kierteen kohdalla.

$\mu_G$  on kitkakerroin kierteessä.

$P$  on kierteennousu.

$v$  on myötörajan hyödyntämssuhde.

Suurimmasta sallitusta vetojännityksestä voidaan johtaa suurin sallittu aksiaalivoima  $F_{Msall}$  kertomalla suurin sallittu vetojännitys  $\sigma_{MEsall}$  kiristysvaiheessa, ruuvien pienimmän kohdan pinta-alalla  $A_0$ , eli tässä tapauksessa männänvarren kierteen lopetusura. (Lavi, 2014, pp. 141-143)

$$F_{Msall} = \sigma_{Msall} * A_0 = 128.954 \text{ MPa} * \left( \left( \frac{37 \text{ mm}}{2} \right)^2 * \pi \right) = 138649 \text{ N}$$

Suurin sallittu aksiaalivoima  $F_{Msall}$  mikä esikiristyksellä saadaan, on siis noin 139 kN, kun materiaalin myötörajan hyödyntämssuhde on 0.55.

### 5.3.2 Esikiristysmomentti ja voima

Vaadittava kiristysmomentti määritettiin koneenosien suunnittelukirjan kaavoilla. Kitkakertoimina  $\mu_G$  ja  $\mu_K$  käytettiin aikaisempaa 0.1 arvoa. Ennen kuin ruuvien kokonaiskiristysmomentti ja esikiristysvoima voitiin ratkaista, täytyi ratkaista kitkamomentti  $M_K$  ja tämän ratkaisuun tarvittiin ratkaista kosketuspinnan keskihalkaisija  $D_{km}$ . (Lavi, 2014, p. 143)

$$D_{km} = \frac{d_w + d_h}{2} = \frac{49 \text{ mm} + 40 \text{ mm}}{2} = 44.5 \text{ mm}$$

$$M_K = \frac{1}{2} * \mu_K * D_{km} * F_M = \frac{1}{2} * 0.1 * 0.0445 \text{ m} * 138649 \text{ N} = 308.5 \text{ Nm}$$

Jossa

$\mu_K$  on ruuvien tai mutterin kannan välinen kitkakerroin.

$D_{km}$  on ruuvien, eli männän varren ja alustan välisen kosketuspinnan keskihalkaisija.

$d_h$  on kierteen halkaisija.

$d_w$  on ruuvien tai mutterin kannan kantavan pinnan ulkohalkaisija.

$M_K$  on mutterin kannan, eli männän ja alustan välinen kitkamomentti.

Kierrettä kiristettäessä siis männän ja männänvarren väliset kitkat vievät kiristysmomentista noin 309 Nm vääntöä. Kun kitkahäviö tiedetään, niin voidaan kokonaiskiristysmomentti  $M_A$  laskea.

$$M_A = M_K + M_G = \frac{1}{2} * F_M * \left( 1.155 * \mu_G * d_2 + \mu_K * D_{km} + \frac{P}{\pi} \right) =$$

$$M_A = M_K + M_G = \frac{1}{2} * 138649 \text{ N} \left( 1.155 * 0.1 * 0.03849 \text{ m} + 0.1 * 0.0445 \text{ m} + \frac{0.002 \text{ m}}{\pi} \right) = 661 \text{ Nm}$$

Kokonaiskiristysmomentista voidaan ratkaista esikiristysvoima  $F_M$ , kun kiristysmomentti on tunnettu.

$$F_M = \frac{2 * M_A}{1.155 * \mu_G * d_2 + \mu_K * D_{km} + \frac{P}{\pi}} = \frac{2 * 661 \text{ Nm}}{1.155 * 0.1 * 0.03849 + 0.1 * 0.0445 \text{ m} + \frac{0.002 \text{ m}}{\pi}} = 138649 \text{ N}$$

Todetaan, että laskettu  $F_M = F_{Msall}$ , eli laskettu esikiristysvoima  $F_M$  on yhtä suuri, kuin laskettu suurin sallittu aksiaalivoima  $F_{Msall}$ . Kyseiset voimat eivät kuitenkaan ole täysin tarkkoja johtuen kitkakertoimista ja niiden suuresta vaikutuksesta laskennallisiin lopputuloksiin. Kitkakertoimien erot voivat johtaa suureen hajontaan, joka vaikuttaa kiristysmomenttiin ja esikiristysvoimaan (Lavi, 2014, p. 143). Kiristäminen tulee tehdä yhteisellä ja tasaisella liikkeellä, eikä mutteri saa pysähtyä lopullisen kiristyksen aikana, koska lepokitka on aina suurempi tai yhtä suuri kuin liikekitka. Jos mutteri pysäytetään kesken lopullisen kiristyksen niin on mahdollisuus, että se jää löysemmälle kuin on tarkoitettu ja tämä pienentää sen kohdistamaa esikiristysvoimaa.

## 6 JÄNNITYKSIEN LASKENTA

Kappaleissa vaikuttavia jännityksiä laskettiin opinnäytetyössä pääasiassa Ansys FEM-analyysiohjelmalla. Lopetusurassa työliikkeiden aikana tapahtuvat jännitys muutokset ovat erittäin hankalasti laskettavissa käsin. Vetoliikkeen aikana lopetusura pyrkii venymään ja samalla esikristysjännitys pienenee. Työntöliikkeessä männän vastepinnat painuvat kasaan vähäisen määrän, joka myös vaikuttaa esikristysjännitykseen ja lopetusurassa vallitsevaan jännitykseen. Standardissa SFS-EN 13001-3-6:2018 on käsitelty hydraulisen sylinterin jännityksien laskentaa kaavoilla, mutta standardissa myös kerrotaan, että jännityksiä voidaan myös laskea FEM-analyysillä paremman tarkkuuden aikaan saamiseksi. Standardissa ei ole otettu erikseen kantaa esikristysjännitykseen ja sen vaikutukseen kappaleissa eri työliikkeiden aikana. *"The design stress range  $\Delta\sigma_d$  may additionally be computed using a FEM model for increased accuracy by applying one of the methods described in [1] and [3]."* (SFS-EN 13001-3-6:2018, s. 33).

### 6.1 Hydraulisen sylinterin tuottamat voimat.

Hydraulinen sylinteri työntää mäntää joko sisään tai ulospäin riippuen sitä ohjaavan suuntaventtiilin asennosta. Hydraulikkaöljy työntää mäntää haluttuun suuntaan ja sen voima on riippuvainen käytettävästä paineesta ja männän pinta-alasta. Fysiikan kaavojen mukaan paine  $p$  on voima  $F$  jaettuna pinta-alalla  $A$ . Näistä voidaan muodostaa yhtälö, jossa paine kerrotaan pinta-alalla, jolloin saatiin tietää sylinterin voima.

$$A_+ = \pi * r^2 = \pi * 0,05^2 m = 0,007854 m^2$$

$$p = \frac{F}{A} \rightarrow F = p * A_+ = n * XXpa * XXX m^2 = XXX N$$

$$p = \frac{F}{A} \rightarrow F = p * A_+ = n * XXpa * XXX m^2 = XXX N$$

Sylinteri kykenee siis noin ■■■ N työntövoimaan työntöliikkeessä, kun paine on  $1,6 * n$  Bar ja ■■■ N työntövoimaan  $n$  Bar paineella. Vetävän liikkeen, eli vetoliikkeen voima saadaan samalla tavalla kuin työntöliikkeen voima, mutta männän pinta-alasta vähennetään varren pinta-ala.

$$p = \frac{F}{A} \rightarrow F = p * (A_+ - A_-) = n * XXpa * (XXX m^2 - (\pi * XXXm)) = XXX N$$

$$p = \frac{F}{A} \rightarrow F = p * (A_+ - A_-) = n * XXpa * (XXX m^2 - (\pi * XXXm)) = XXX N$$

## 6.2 Jännityksien laskeminen kaavoilla

Lujuusoppi kirjassa on kerrottuna, miten lopetusurassa vaikuttava normaalijännitys lasketaan, kun hydraulisella sylinterillä tehdään vetoliikettä. Lopetusuran jännityksen laskentaan annettu kaava ei kuitenkaan huomioi lopetusuran lovenvaikutuslukua, joten tämä täytyy erikseen laskea (Salmi, Lujuusoppi, s. 24).

$$\Delta\sigma_{sa} = \frac{F}{A} = \frac{XXX \text{ N}}{(XX^2 \text{ mm} * \pi)} = XXX \text{ MPa}$$

Jossa

$F$  on hydraulisen sylinterin vetoliikkeen voima.

$A$  on lopetusuran poikkileikkauksen pinta-ala.

Lovenvaikutusluku voidaan laskea lujuusoppikirjan kaavoilla. Kaavoissa otetaan huomioon kappaleen loviherkkyys, joka muodostuu kappaleen loviherkkyys materiaalivakiosta  $a$  ja loven pyöritys säteestä  $r$  suhteessa muihin mittoihin, materiaalivakio luvut ovat listattuna taulukossa 3 ja männänvarren lopetusuran pyöritys kuvassa 6. Männänvarren materiaalin murtoraja on 600 MPa, joten sen loviherkkyys materiaalivakio on ■■■, lopetusuran pyöritys säde on ■■■ mm (Salmi, Lujuusoppi, s. 376).

Taulukko 3: Materiaalivakio  $a$ . (Salmi, Lujuusoppi, s. 376)

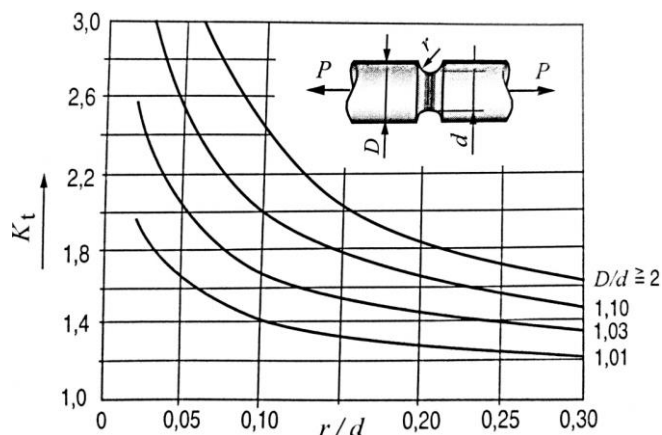
$R_m$ / MPa	$a$ / mm
400	0,33
600	0,20
800	0,14
1000	0,10
1200	0,06
1400	0,05
1600	0,04



Kuva 6.( Kuva poistettu) Kuva lopetusuran pyörityksestä.

$$q = \frac{1}{1 - \frac{a}{r}} = \frac{1}{1 - \frac{XX}{XXX \text{ mm}}} = XXX$$

Kun loviherkkyyysluku  $q$  tiedettiin, niin voidaan levyherkkyyysluku  $K_f$  laskea. Loviherkkyyksluvun laskemiseen tarvittiin lovenmuotolukua  $K_t$ , joka muodostuu pyörähdyskappaleen halkaisijasta suhteessa pyörähdyskappaleen loven halkaisijaan ja loven pyörityssäteen suhteesta loven halkaisijaan. Loven muotoluku graafeja on lueteltuna Lujuusoppikirjassa ja kirjasta skannattu kuva 7 näyttää lovenmuotoluvun muodostumisen. Näistä saadaan lovenmuotoluvuksi noin XX.



Kuva 7. Loven muotoluvun muodostuminen. (Salmi, Lujuusoppi, p. 436)

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + XX(X - 1) = XXX$$

Kun lovenvaikutusluku tiedetään, niin voidaan lopullinen jännitys lopetusurassa laskea kertomalla jännitys  $\sigma_{sd}$  lasketulla lovenvaikutusluvulla.

$$\sigma_{sd} * K_f = XXX \text{ MPa} * XXX = XXX \text{ MPa}$$

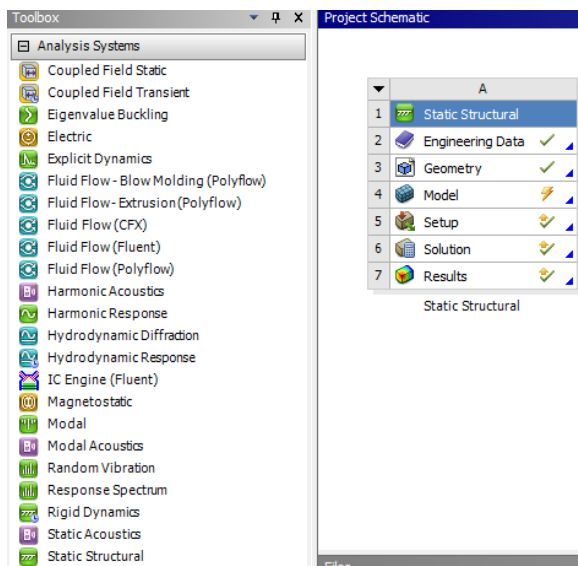
Saatu jännitysarvo on suunnilleen samaa suuruutta, kuin mitä Ansys FEM-analyysi antaa ilman esikiristystä. Ansys ilmoittaa jännitykseksi ilman esikiristystä noin ■■■ MPa.

### 6.3 Jännityksien laskeminen Ansys ohjelmistolla

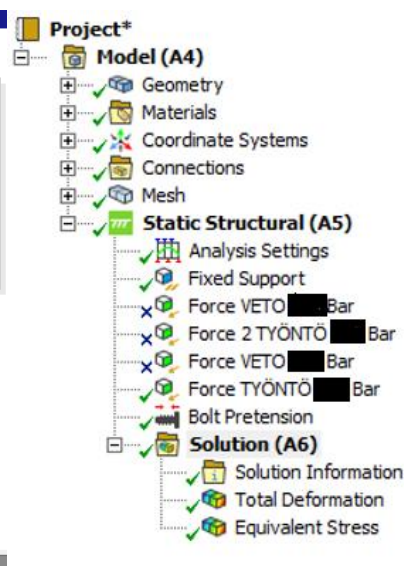
Lopetusurassa ja vastepinnalla olevia jännityksiä laskettiin Ansys FEM-analyysiohjelmalla. Käytössä oli Ansysin opiskelija lisenssi, joten laskentaan käytettävien elementtien ja solmujen maksimimäärä on rajallinen. Rajallisen elementti ja solmumäärän takia kierreosa jätettiin pois analyysistä.

#### 6.3.1 3D-mallin tuonti Ansys ohjelmistoon

Ansys FEM-analysointiohjelmistosta käytettiin *Static Structural*, toimintoa. FEM-analyysiä varten tuotiin tallennetut SolidWorks 3D-mallit ohjelmistoon *Import Geometry* toiminnolla. Kun kappaleesta SolidWorks ohjelmistolla tehty geometria malli on tuotu Ansys ohjelmistoon, niin tehtiin vielä männänvarrelle oma materiaali *Engineering Data* välilehdestä. Kun mallin geometria ja materiaali on valittu, niin käynnistetään *Mechanical* osio. Kuvissa 8 ja 9 näkyy Ansys ohjelmiston yleistä käyttöliittymää, johon määritetään tehtävän analyysin reunaehdot.



Kuva 8. Ansys ohjelmiston käynnistysvalikko.



Kuva 9. Mechanical osion valikko.

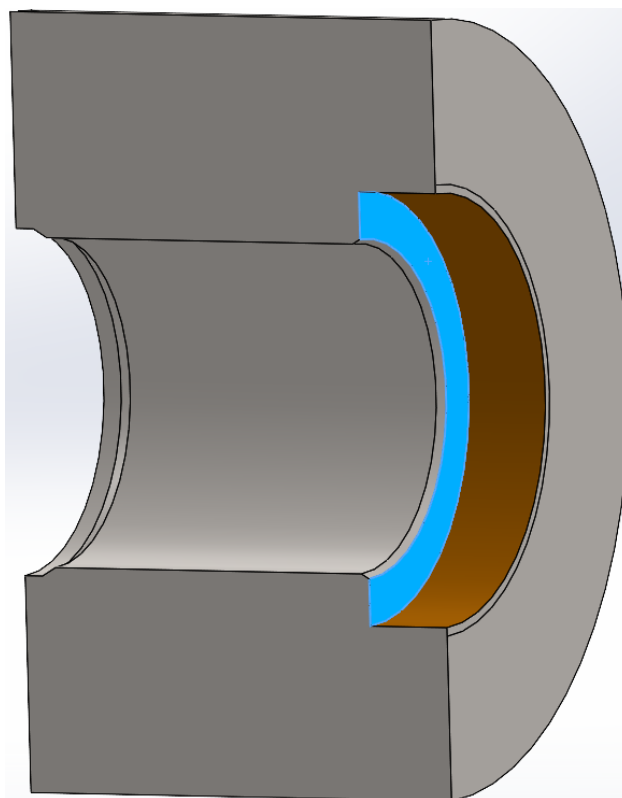
### 6.3.2 Liitoksien määrittäminen

Kappaleiden väliset liitokset täytyi määrittää, jotta ne käyttäytyvät halutulla tavalla analyysin aikana ja tuloksista saadaan tarkempia. Liitoksia lähdettiin tekemään painamalla *Connections* kohtaa hiiren oikealla napilla ja valitsemalla aukeavasta valikosta *Manual Contact Region*, joka antaa määrittää liitokset käsin. Seuraavan sivun (24) kuvassa 10 on näkyvissä männän vastepinta ja ohjauspinta.

Männän ja männänvarren vastepintoihin valittiin kitkaton liitos *Frictionless*. Tämä sallii kappaleiden irtoamisen, jos männänvarsi venyisi tarpeeksi, mutta työntöliikkeessä mäntä pystyy tukeutumaan männänvarreen.

Männän ja männänvarren kierre kohtaan valittiin liimattuliitos *Bonded*. Tämä määrittää kyseisen kohdan liikukumattomaksi. Valitaan männänvarsi *Contact* kohdaksi ja mäntä *Target* kohdaksi.

Männän ja männänvarren ohjauspinnalle valittiin käytettäväksi myös *Frictionless* liitos.



Kuva 10. Männän vastepinta merkattuna sinisellä ja ohjauspinta punaisella

### 6.3.3 Verkotuksen reunaehdot

Koululla on käytössä Ansysksen koulutusversio, joka asettaa rajoitteita käytettävien elementtien ja niiden solmujen määrään. Tämän vuoksi asetetaan malliin reunaehdot, että vain lopetusurassa ja sen ympäristössä on huomattavasti tiheämpi verkotus käytössä. Painamalla hiiren oikealla *Mesh* kohtaa valitaan kohdan *Insert* alta *Sizing*. Valitaan tähän Geometriaksi ne pinnat, joihin tiheämpi verkotus halutaan. Valitsin lopetusuran ja sen viereiset pinnat ja asetin verkotuksen kooksi 1 mm. Lopetusuraan tehty tiheämpi verkotus on näkyvässä seuraavan sivun 25 kuvassa 11.

### 6.3.4 Voimien ja tuen reunaehdot

Määritetään kappaleeseen vaikuttavat voimat, sekä kappaleen kiinnityspiste. Kaikki seuraavat reunaehdot asetetaan painamalla hiiren oikealla *Static Structural* kohdasta ja valitsemalla *Insert*. Kuitenkin kohdasta *Analysis Settings* tulee muuttaa *Step*-askelien määrä yhdestä kahteen.

Kappale kiinnitettiin männänvarren kierteettömästä päädystä *Fixed Support* toiminnolla, tämä estää kappaleen liikkumisen mihinkään suuntaan, mutta venyminen on yhä mahdollista.

Sylinterillä tehtävässä vetoliikkeessä voima tulee mäntään männänvarren puoleiselle männän seinämälle. Voimaksi laskettiin  $n$  N osiossa *6.1 Hydraulisen sylinterin tuottamat voimat*, kun paine on  $n$  Bar. Voima asetettiin käyttämällä *Force* reunaehto. Vastaavasti sylinterin työntöliikkeessä voima tulee männän toiselle puolelle, voiman ollessa  $n$  N. Voimia asettaessa tulee huomioida se, että ne eivät ole heti ensimmäisessä *Step* askeleessa mukana, vaan ne tulevat vasta toisessa askeleessa. Tämä siis muutettiin *Tabular data* osiosta. Voimat eivät voi tulla ensimmäisellä askeleella, koska ensimmäisellä askeleella tulee pultin esikiristys ja jos nämä ovat päällekkäin niin Ansys ei osaa ratkaista tilannetta.

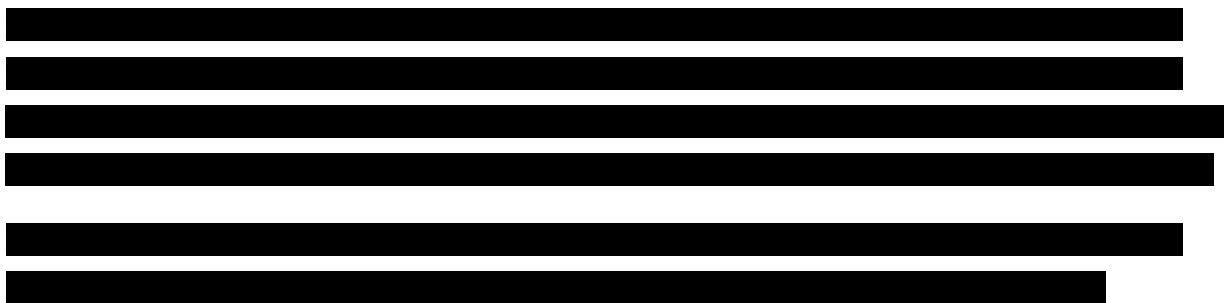


Jotta männänvarressa tapahtuvaa jännitysheilahdusta saadaan minimoitua, niin asetettiin esikiristys reuna-ehto eli *Bolt Pretension*. Laskimme tämän olevan [REDACTED] N osiossa *5.3.2 Esikiristysmomentti ja voima*. Tämä tulee myös muuttaa *Tabular data* kohdasta olemaan ensimmäisessä askeleessa laskettu voima ja seuraavassa askeleessa se lukitaan. Esikiristystä laitettaessa tulee huomioida kappaleen koordinaatiston suunta. Esikiristysvoima tulee kappaleeseen Z-akselin suunnassa, joten voi olla, että kappaleeseen täytyy tehdä apukoordinaatisto, jossa Z-akseli on oikeaan suuntaan, jossa esikiristysvoima vaikuttaa.

#### 6.3.5 Laskettavat tulokset

Kohdasta *Solution* valittiin analyysissä laskettavat tulokset. Kohdasta *Solution* hiiren oikealla painettaessa valitaan laskettaviksi tuloksiksi kokonaismuodonmuutokset *Total Deformation* ja kappaleessa vaikuttava Von mises jännitys *Equivalent Stress*.

#### 6.4 Saadut jännitysarvot Ansys ohjelmistolla



Kuva 11. (Kuva poistettu) [REDACTED]

#### 6.4.1 Ansys FEM-analyysin jännitysten arviointi

Saadut tulokset Ansys ohjelmistolla ovat todennäköisesti lähellä totuutta. Ansys FEM-analyysissä ei ole kuitenkaan mukana kierreosaa analyysin keventämisen vuoksi. Todellisuudessa kierteen ensimmäiset kierreet voivat myös venyä ja vastaanottaa jännitystä lopetusurasta, jolloin todellinen jännityslopetusurassa voi olla pienempi ja varsinainen jännityshuippu kierteessä. Todellisen jännityksen määrittämiseen lopetusurassa voisi hyödyntää venymäliuskoja, mutta näiden asettaminen lopetusuraan on hankalaa, koska venymäliukojen johdot täytyy saada myös ulos, kun kappaleet on yhteen ruuvattu.

## 7 VÄSYMISKESTÄVYYS

Männänvarren väsymiskestävyys määritettiin käyttämällä Goodmanin menetelmällä laskettua Wöhlerin käyrää. Saadut väsymiskestävyden tulokset ovat arvioita, eivätkä koskaan täysin tarkkoja. Jo kappaleessa olevat pienet naarmut pinnassa ja pinnankarheus voivat vaikuttaa huomattavasti väsymiskestävyteen ja säröytymisen alkamiseen. Väsymiskestävyteen vaikuttaa myös voimakkaasti tarkasteltavaan kohtaan vaikuttavat jännitysheilahdukset.

Tarkasteltava kappale eli männänvarsi ja sen kierre valmistettiin koneistamalla, jolla valmistamalla pinnanlaatu on yleensä hyvä, mutta opinnäytetyön kappaleissa pinnanlaatu ei vastannut yleisiä koneistuksella saatavia pinnankarheuksia, vaan sorvausterässä on esiintynyt värinää. Männän ja männänvarren esikiristysvoimalla on tarkoitus pitää lopetusuran jännitys vedon puolella, vaikka sylinterillä tehtäisiin työntöliikettä. Pitämällä lopetusuran jännitys vedon puolella työliikkeiden aikana, saadaan jännitysheilahdusta pienennettyä huomattavasti.

### 7.1 Wöhler käyrä

Wöhlerin käyrää varten täytyi laskea materiaalin  $\sigma_{1000}$  arvo, eli jännitysarvo, jolla kappale kestää 1000 käyttösykliä.

$$\sigma_{1000} = f_y = 0.9 * f_u = 0.9 * 600 \text{ MPa} = 540 \text{ MPa}$$

Männänvarsi siis kestäisi 540 MPa jännitystä 1000 sykliä. Seuraavaksi laskettiin vaihtolujuus  $\sigma_w$  joka määrittää materiaalin vaihtolujuuden, jonka alle materiaali ei enää väsy ja kestää teoriassa loputtomiin. Vaihtolujuudesta  $\sigma_w$  laskettiin redusoitu vaihtolujuus  $\sigma_{wred}$ , johon vaikuttaa kappaleen valmistustapa ja koko. Männänvarsi valmistettiin koneistamalla, joten sen  $c_2$  kerroin on 0.7 (Kuva 23, s.37). Yleisesti käytetty 0,5 kerroin vaihtolujuudelle  $\sigma_w$  on likiarvo ja todellisuudessa arvo vaihtelee teräksillä noin 0,35–0,6 välillä (Salmi, Lujuusoppi, pp. 360-361).


$$\sigma_w = 0.5 * f_u = 0.5 * 600 \text{ MPa} = 300 \text{ MPa}$$


$$c_1 = 1.189 * d^{-0.097} = 1.189 * 37^{-0.097} \text{ mm} = 0.84$$

$$\sigma_{wred} = c_1 * c_2 * \sigma_w = 0.7 * 0.84 * 300 \text{ MPa} = 175.9 \text{ MPa}$$

Laskennallinen redusoitu vaihtolujuus  $\sigma_{wred}$  on siis noin 176 MPa.

#### 7.1.1 Wöhler kuvaaja

Wöhler kuvaajaan merkittiin laskettu  $\sigma_{1000}$  arvo ja redusoitu vaihtolujuus  $\sigma_{wred}$ . Kun  $\sigma_{1000}$  ja  $\sigma_{wred}$  on merkitty kohdalleen, niin ne yhdistettiin viivalla. 

 Saaduista jännitysarvoista laskettiin jännitysamplitudi  $\sigma_a$ , keski­jännitys  $\sigma_m$  ja redusoitu jännitys­amplitudi  $\sigma_N$  lujuusoppikirjan mukaisilla kaavoilla (Salmi, Lujuusoppi, p. 358).

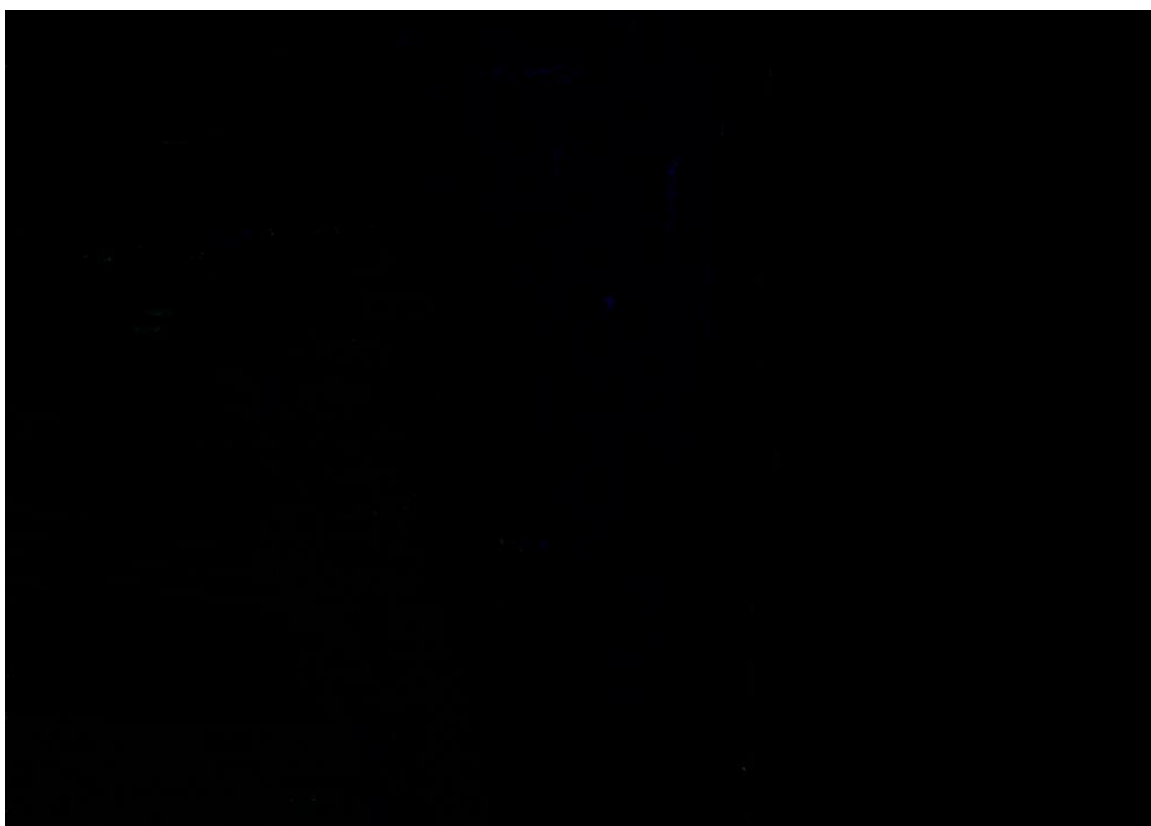
$$\sigma_a = \frac{1}{2} * (\sigma_{max} - \sigma_{min}) = \frac{1}{2} * (XXX MPa - XXX MPa) = XXX MPa$$

$$\sigma_m = \frac{1}{2} * (\sigma_{max} + \sigma_{min}) = \frac{1}{2} * (XXX MPa + XXX MPa) = XXX MPa$$




Saaduista arvoista laskettiin redusoitu jännitysamplitudi  $\sigma_N$ .

$$\sigma_N = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{XXX MPa}{1 - \frac{XXX MPa}{XXX MPa}} = XXX MPa$$

Redusoidun jännitysamplitudin  $\sigma_N$  voimasta piirrettiin vaakasuuntainen viiva, kunnes se osuu  $\sigma_{1000}$  ja  $\sigma_{wred}$  yhdistävään viivaan. Viivojen kohtauspisteestä piirrettiin viiva alaspäin, joka näyttää arvioidun kestoian.



Kuva 12. (Kuva poistettu) .

Saatu kestoikä arvio voi olla tässä tapauksessa liian pitkä, johtuen mahdollisesta esikiristysvoiman vähenemisestä kuormitusyhtymäärän kasvaessa. Tällöin jännitysheitto kasvaa, joka vaikuttaa jännitysamplitudiin ja keskijännitykseen. Esimerkiksi, jos jännitys työntöliikkeessä vaihtuu lopetusurassa puristukselle  MPa niin kestoikäksi tulee Wöhlerin käyrän mukaan noin  sykliä. Tämäkin on kuitenkin huomattavasti tavoitelun  syklimäärän yli. Laskut myös laskettiin koneistuksen pinnanlaatu kertoimella, kuumavalssattu pinnanlaatu kerroin olisi voinut olla tässä parempi, johtuen karheasta pinnanlaadusta.

## 7.2 Kestoiän määrittäminen standardin kaavoilla

Standardissa SFS-EN 13001-3-6:2018 on käsitelty, kuinka yleisimmät hydraulisylinterin jännitykset lasketaan. Standardin sivulla 31 on kaava (51), jolla saadaan laskettua kierteen lopetusuran suunnittelujännitys  $\Delta\sigma_{sd}$  ilman esikristysjännitystä. Standardi ei kuitenkaan huomioi loven muotoa, mäntä tyyppiä ja esikristyksen tekemää jännitystasoa pidetään nollassa työntöliikkeessä ja laskenta perustuu normaalijännityksiin (SFS-EN 13001-3-6:2018, s. 31).

$$\Delta\sigma_{sd} = \frac{\Delta F_{sd}}{A} = \frac{XXX N + XXX N}{(XXX mm * \pi)} = XXX MPa$$

Jossa

$\Delta F_{sd}$  on suunniteltu männänvarteen vaikuttavan voiman alue.

$A$  on lopetusuran pinta-ala.

$\Delta\sigma_{sd}$  on lopetusuran suunnittelujännitys.

Käytettävänä materiaalina on 20MnV6, jossa myötöraja  $f_y$  on 460 MPa, valitaan myötörajaa vastaava FAT-luokka  $\Delta\sigma_c$  standardista SFS-EN 13001-3-1:2012.  $\Delta\sigma_c$  tarkoittaa materiaalin väsymislujuutta vakioamplitudisella jännitysvaihtelulla jännitysvaihtoluvun  $2 \cdot 10^6$  kohdalla, josta se selviää 97,7 % todennäköisyydellä.

Logaritmissen  $N$  käyrän kaltevuuskerroin  $m$  on 5 (SFS-EN 13001-3-1:2012, ss. 37,62). Näistä voidaan laskea väsymiskestoikä käyttämällä SFS-EN 1993-1-9 standardia, eli Eurokoodin teräsrakenteiden väsymistä käsittelevän standardin mukaisella tavalla (SFS-EN 1993-1-9, s. 14).

$$\Delta\sigma_{sd}^m * N_r = \Delta\sigma_c^m * 2 * 10^6 \rightarrow N_r = \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\Delta\sigma_{sd}}\right)^m * 2 * 10^6 = \left(\frac{XXX MPa}{XXX MPa}\right)^5 * XX * XX = XXX$$

Jossa

$N_r$  on suunniteltu väsymiskestoikä syklien lukumääränä, vakioamplitudisella jännitysvaihtelulla.

Käytetyssä nosturi standardissa ei ole määritetty tapausta, jossa huomioitaisiin esikristys, mäntä tyyppiä ja lopetusuran muoto, joten kyseinen laskenta menetelmä ei yksinään anna välttämättä aina todenmukaisia kestoikä mitoitettavalle kappaleelle.

## 8 KUORMITUSKEHÄ

### 8.1 Osien koneistaminen ja kiristäminen

Opinnäytetyössä tutkittavan hydraulisen sylinterin mäntä ja varsi koneistettiin Savonian koneistamossa työstökoneiden käyttöön pätevyitetyn henkilön toimesta, osien pinnoista otetut lähikuvat kuvassa 13. Hydroline antoi tarvittavat materiaalit osiin. Koneistettavat osat suunniteltiin Savonian kuormituskehän kiinnityksiin sopiviksi, eikä näihin koneistettu analyysiin vaikuttamattomia tiivistepintoja koneistusajan pienentämiseksi.



Kuva 13. Koneistetut osat ennen yhteen ruuvaamista.

Männänvarren pätyyn koneistettiin esikiristystä varten 36 mm mutterikanta, josta sitä voitiin kiristää momenttiavaimella. Mäntä suunniteltiin kuormituskehä testiä varten umpinaiseksi, jossa on toisessa päädyssä jyristetty tasainen pinta kiinnitysleukoja varten.

Kappaleet ruuvattiin yhteen ilman lisättyä voiteluainetta kierteeseen, kappaleissa kuitenkin oli leikkuunesteen jäämiä. Lopullisessa kiristyksessä kappaleita kiristettiin, kunnes kiristysvoima alkoi huomattavasti kasvaa. Tässä vaiheessa tarkastettiin momenttiavaimen ympäristö, että sitä liikuttaessa on tarpeeksi tilaa eikä liikerata jää kesken, vaan kiristys saadaan tehtyä yhtenäisellä liikkeellä. Pian kiristämisen aloituksen jälkeen kuitenkin kiristäminen lopetettiin, koska kävi selväksi, että momenttiavaimen tarvitaan jatkovarsi, jotta oikea vääntömomentti saavutetaan.

Kun kappaleet oli yhteen ruuvattu, paikalle kutsuttiin kuormituskehän operaattori projekti-insinööri Lauri Alonen. Koneen operaattori ohjeisti vielä koneistamaan kappaleisiin paremmat tartuntapinnat, jotka ovat yhden-suuntaisia toisiinsa nähden kuormituskehä koneeseen kiinnittämistä varten. Kappaleet olisi ollut mahdollista kiinnittää myös suoraan pyöreistä pinnoista, kun kuormituskehä koneesta olisi poistettu pyörimisen estävä rajoitin, mutta tällöin olemassa todennäköisyys, että kappale pääsee pyörähtämään testin aikana ja samalla esikiristysvoima häviää, joka vaikuttaa saataviin tuloksiin.



Kuva 14. Osat yhteen ruuvattuna ja männänvarren pätyyn on koneistettu samansuuntainen tartuntapinta männän tartuntapinnan kanssa.

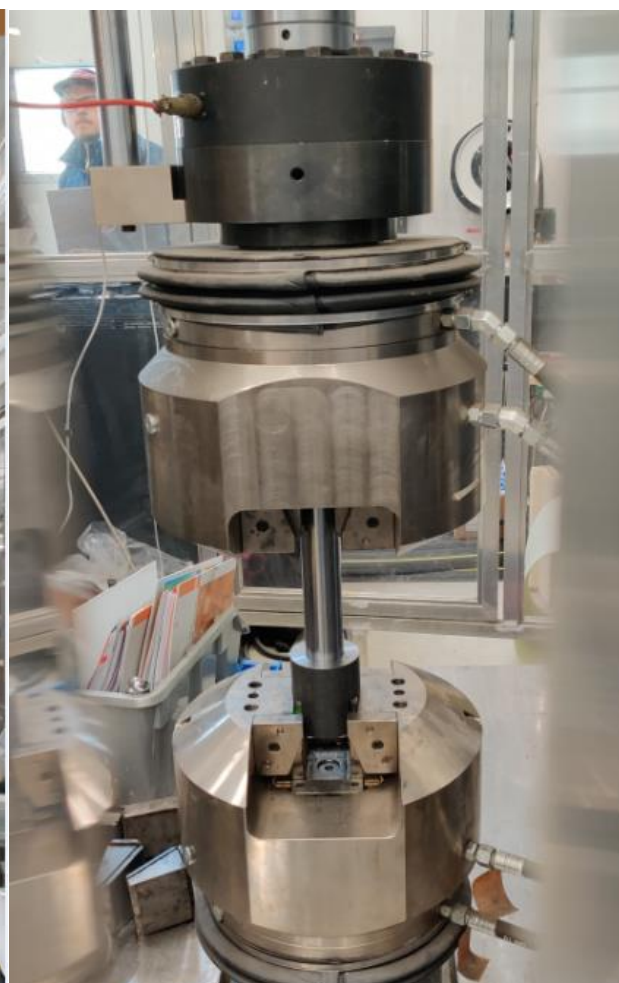
## 8.2 Osien kiinnittäminen kuormituskehään

Kun osat oli yhteen ruvattu lasketulla esikristysvoimalla ja varteen koneistettu männän tasopinnan kanssa yhdensuuntainen tartuntapinta, voitiin ne kiinnittää kuormituskehään. Yhdensuuntaiset tasopinnot näkyvät kuvassa 14. Kuormituskehäkoneeseen vaihdettiin sopivankokoiset kiinnitysleuat, alapuolen leuat olivat kokoa 41–60 mm ja yläpuolen leuat 21–40 mm.

Kappale kiinnitettiin silmämääräisesti keskelle puristusleukoja. Leukojen puristuspaineksi valittiin noin ██ % koneen maksimivoimasta eli noin ██ kN.



Kuva 15. Kuormituskehä



Kuva 16. Testattava kappale kiinnitettyä kiinnitysleukoihin

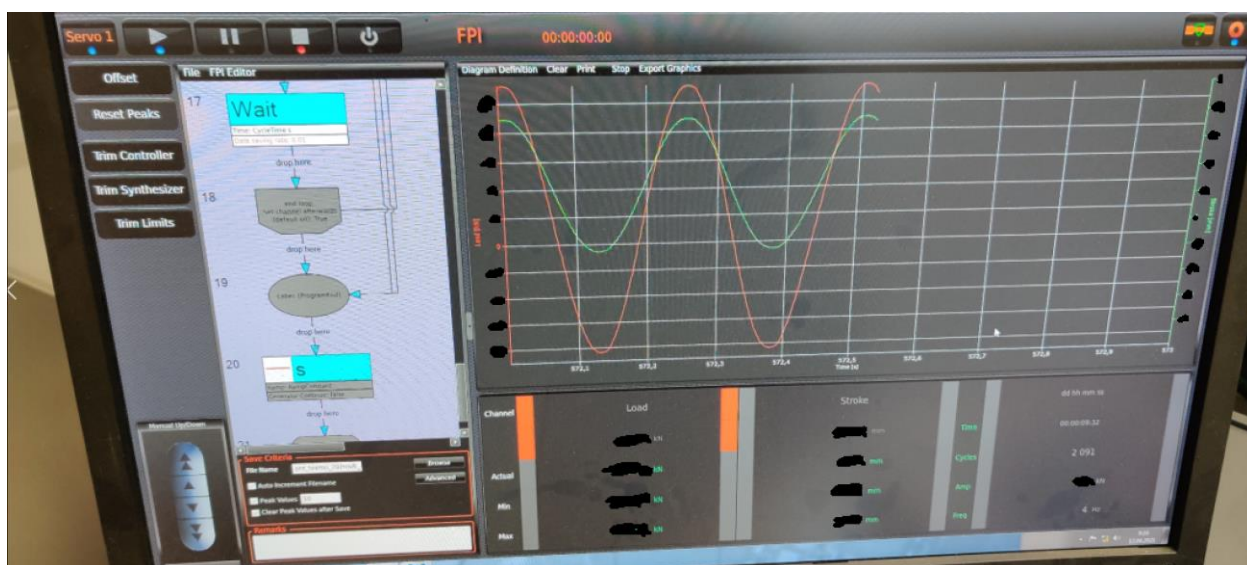


### 8.3 Testausarvot

Kuormituskehän operaattori teki tarvittavan dynaamisen testiohjelman, jolla testiä lähdettiin ajamaan. Kone pyytää syöttämään voimat kilonewtoneina ja ohjelmaan asetettiin puristusvoimaksi ■■■ kN ja vetovoimaksi - ■■■ kN, koneen operaattori kuitenkin huomautti, että testin aikana kyseiset arvot tulevat poikkeamaan pienemmän lähtöarvoista syklien aikana. Ohjelman alkuun kirjoitettiin koneelle 10 sykliä, joina se etsii tavoite arvoja, joilla saavutetaan ohjelmoidut voimat.

Operaattori asetti ohjelmaan reunaehtoja, joiden täytyessä testi pysähtyy, mutta hydraulikkamoottori kuitenkin pysyy käynnissä, jotta kappaleet pysyvät siltikin tukevasti kiinni puristusleuoissa. Reunaehtoihin määritettiin, että jos kone ei saavuta yli 80 % ohjelmaan asetetuista puristus- ja vetovoimista, niin kone pysähtyy. Kyseinen reunaehto on tärkeä, jotta kone ymmärtää pysähtyä, kun kappale katkeaa. Joissakin tapauksissa kone ei ole pysähtynyt kappaleen katketessa ja kone on jatkanut katkenneiden kappaleiden yhteen hakkaamista, jolloin murtopintaa ei voida enää tutkia. Erillistä maksimi syklimäärää ei määritetty, vaan se asetettiin äärettömäksi.

Kun arvot oli kirjoitettu ylös, niin testi käynnistettiin ohjelmistossa olevasta käynnistys nappulasta ja varmistamalla tämä painamalla välilyöntiä.



Kuva 17. Näkymä kuormituskehäkonetta ohjaavan tietokoneen näytöltä testin aikana. Vihreä viiva kuvaa kappaleen mittamuutoksia veto- ja työntöliikkeen aikana ja punainen voimaa ja sen suunnanvaihtelua.

### 8.4 Kuormituskehän antamat tulokset

Kuormituskehätestin arvioitiin vievän vähintään XX tuntia, jolloin kone olisi tehnyt tavoitellun  $X$  sykliä, joten kone jätettiin tekemään testiä itseksensä. Lopulta kappale oli pääosin murtunut syklin  $1,9 \cdot X$  kohdalla, jolloin kuormituskehä oli yhtäjaksoisesti toiminut noin XX tuntia ja XX minuuttia. Kappale ei kuitenkaan ollut täysin murtunut poikki, vaan kone oli lopettanut testin, koska ei ollut kyennyt enää saavuttamaan tavoiteltua 80 % lähtöarvojen voimasta. Kappale irrotettiin kuormituskehästä lähempää tarkastelua varten. Kappale kiinnitettiin ruuvipenkkiin ja tässä voitiin huomata, että männänvarsi heiluu sitä kädellä kokeilemalla. Savonian laboratoriossa työskentelevän projekti-insinöörin Arvo Tiilikaisen kanssa mietittiin olisiko mahdollista, että kierre ja lopetusura olisi venynyt ja kappaleiden kiristysvoima löystynyt. Kuitenkin männänvarren päädyistä hylsyavaimella kevyesti väännettäessä männänvarsi katkesi poikki.



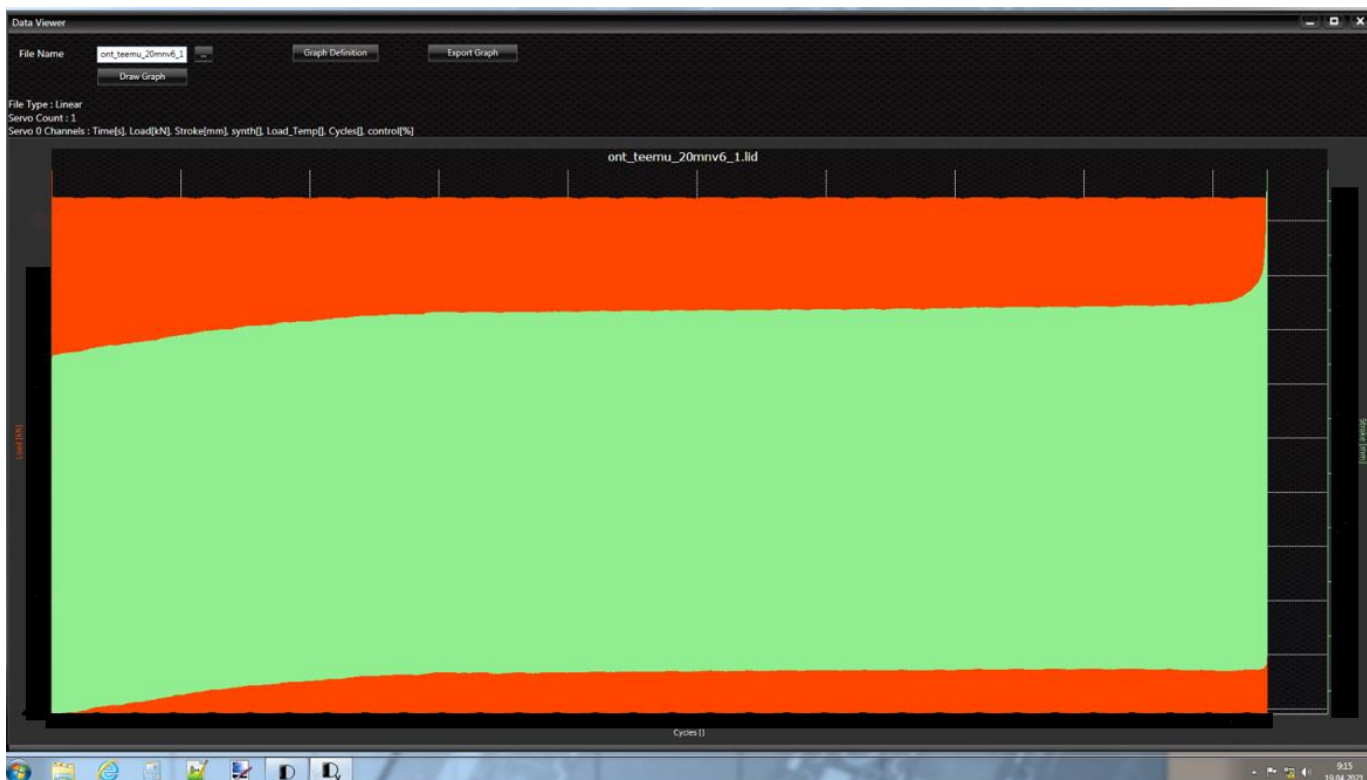
Kuten aikaisemmin kohdassa *8.3 Testausarvot* mainittiin, että testinaikana voimien arvot tulevat vaihtelevaan pienen määrän lähtöarvoista, niin kone on tallentanut korkeimmaksi puristusvoimaksi ■■■ kN ja veto-voimaksi -■■■ kN.



Kuva 18. Katkennut männänvarsi. Varren puolikkaat olivat toisissaan kiinni näkyvällä kierteenosalla.

## 8.5 Saadut tulokset

Kuormituskehäkoneeseen kytketystä tietokoneesta saatiin graafit kappaleen muodonmuutoksista testin aikana. Graafista kuvassa 19 näkyy kappaleeseen vaikuttavat voimat punaisella ja vasemmalla on annettuna arvot voimalle pystysuuntaisesti. Kappaleessa oleva venymä näkyy vihreällä ja sen suuruus näkyy oikealla pystysuuntaisesti, venymässä ei ole huomioituna koneen venymää. Alhaalla vaakasuuntaisesti on ajettu syklimäärä.



Kuva 19. Kuormituskehäkoneen testin aikana piirtämä graafi. Graafissa näkyy, miten punaisella merkitty voima on tehnyt pientä aaltoliikettä jatkuvasti korjatakseen saavutettua voimaa lähemmäksi annettuja arvoja.

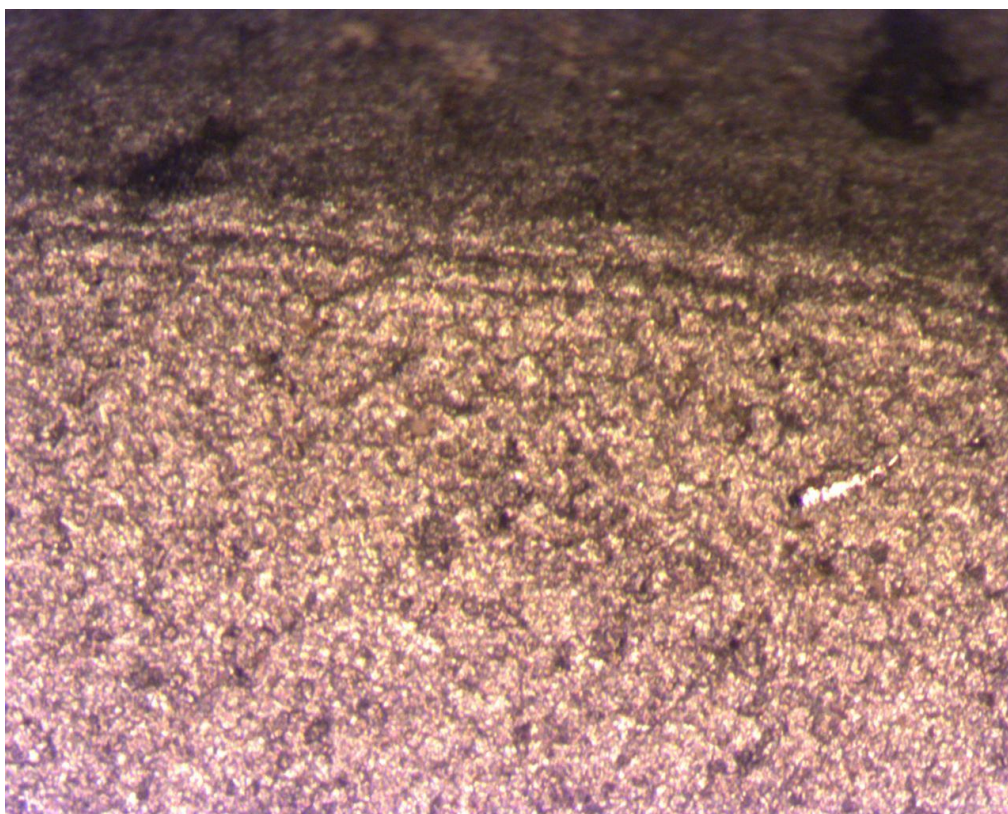
Graafista havaittiin, että kappaleessa oleva venymä on säilynyt hyvin samana tavoitellun  $X$  syklimäärän ajan. Ainoastaan testin alussa on pieni venymän muutos havaittavissa. Venymä on myös säilynyt hyvin samana  $X$  syklin jälkeen noin  $1,8 \cdot X$  syklimäärään asti. Tällöin kappaleeseen syntynyt väsymissäroytyminen on todennäköisesti edennyt kestävyuden kannalta kriittiseen pisteeseen ja syntyneet säröt ovat alkaneet kasvaa huomattavan nopeasti. Noin  $1,8 \cdot X$  syklin kohdalla venyminen alkaa huomattavasti nopeutumaan, kunnes kappale murtuu syklin  $1,9 \cdot X$  kohdalla.

Tietokoneelle on myös tallentunut erilliseen tekstitiedostoon mittatiedot joka kymmenennestä syklistä. Tietokoneelle tallentunut tiedosto on PKD muodossa ja se täytyi muuttaa PKA tiedostomuotoon erillisellä *Dataviewer* ohjelmalla. Kuormituskehä ei kuitenkaan huomioi itse koneessa tapahtuvia mittamuutoksia, joten suoraan mittojen muutokset eivät ole täysin tarkkoja. Kappaleessa *9.3 Kuormituskehän antaminen tulosten varmentaminen* sivulla 38 on huomioitu koneessa tapahtuvat venymät.

## 8.6 Murtopinta

Jotta kappaleiden murtopintoja pystyttiin tutkimaan, niitä täytyi lyhentää, jotta ne mahtuivat Savonian materiaalilabran mikroskooppien alle. Kappaleiden lyhennys suoritettiin ensin karkeasti vannesahalla, jonka jälkeen sahattu pinta oikaistiin vielä sorvissa. Pinnan oikaisulla varmistettiin, että kappaleet olisivat mahdollisimman kohtisuorassa mikroskooppia kohti.

Mikroskoopilla pintoja tutkimalla, ei pinnoissa ollut juurikaan näkyvissä säröytymisen vaiheita, kappaleen reunassa kykeni näkemään säröytymistä ja sen etenemistä silmämääräisesti. Säröytymisen etenemisjäljet mikroskoopin läpi katsottuna ovat kuitenkin himmeitä ja kameralla kuvattuna kuvassa 20 nämä eivät kunnolla näy. Kappaleen pinta on osittain hioutunut tasaiseksi syklien aikana, joka on pääsääntöisesti tuhonnut säröytymisestä syntyneet aaltomaiset särön etenemisjäljet. Lopullinen rikkoutuminen on näkyvissä kappaleiden reunalla selvästi karkeampana alueena.



Kuva 20. Männänvarressa himmeästi näkyviä aaltomaisia jälkiä säröytymisestä ja sen etenemisestä.

## 9 TULOKSIEN ARVIOINTI

Männänvarsi katkesi kierteestä noin X kierteenkierrosta eli noin X mm lopetusurasta. Halkeama on lähtenyt kierteen kyljestä, mistä pohjapyöröstys alkaa. Saaduissa tuloksissa päästiin tavoiteltuun kestoikään ja huomattavasti sen ylikin.

Kappaleen katketessa kierteestä, on mahdollista, että Ansys FEM-analysistä saatiin liian pieniä jännityksiä, johtuen siitä, että analysississä ei ollut kierrettä mukana, kuten kohdassa *6.4.1 Ansys FEM-analysin jännitysten arviointi* sivulla 26 mietittiin. Todennäköisesti lopetusuraa lähimmäiset ensimmäiset kierteet ottavat huomattavan osan jännityksestä vastaan, jolloin lopetusuran jännitys pääsee leviämään isommalle alueelle, eikä lopetusuraan pääse syntymään niin isoa jännitystä ja suurin jännitys kohdistuu kierteeseen lähinnä oleville kierteille.

Myös männän kierreosan erittäin karhealla pinnanlaadulla on todennäköisesti ollut vaikutus saavutettuun kestoikään ja miksi Wöhlerin käyrällä lasketusta kestoikä arvioista jäätettiin niin paljon.

### 9.1 Analysoitavan kappaleen arviointi

Kappaleen valmisteluissa kuormituskehään voitaisiin olla tarkempia. Männänvarren lopetusura oli koneistuksen jäljiltä 30 µm yli tavoitellun ■ mm mitan, mutta tällä ei oletettavasti ole merkittävää vaikutusta saatuihin tuloksiin. Myös kappaleiden yhteen ruuvauksessa ei tiedetä täysin tarkkaa kitkamomenttia ja kun männänvarteen koneistettiin yhdensuuntainen kiinnityspinta männän kanssa, niin ovatko pinnat täysin yhdensuuntaisia. Jos pinnat eivät ole täysin yhdensuuntaisia, niin kuormituskehä asettaa ne yhdensuuntaiseksi, kun kappaleet kiristetään kiinnityslukoihin. Tällöin esikieristysmomentti voi muuttua löysemmälle tai kireämmälle. Onko myös mahdollisuus, että kappaleiden esikieristys on muuttunut koneistuksen aikana, vaikka tehty tasopinnan koneistus onkin pieni, tämän tarkastaminen edellyttäisi kappaleiden uudelleen tiukkaamista, jolloin on mahdollisuus, etteivät pinnat ole enää yhdensuuntaisia. Esikieristuksen tarkkuuden säilymistä olisi voitu parantaa käyttämällä kierteeseen lukkoliimaa, mutta tällöin kierteen kitkamomentti olisi ollut erilainen kuin esikieristuksen laskemisessa käytetty arvo. Myös kappaleiden irti ruuvaaminen kuormituskehä testin jälkeen tarkastelua varten olisi vaikeutunut huomattavasti ja pinnoissa olevat jäljet peittyneet liima jäämiin.

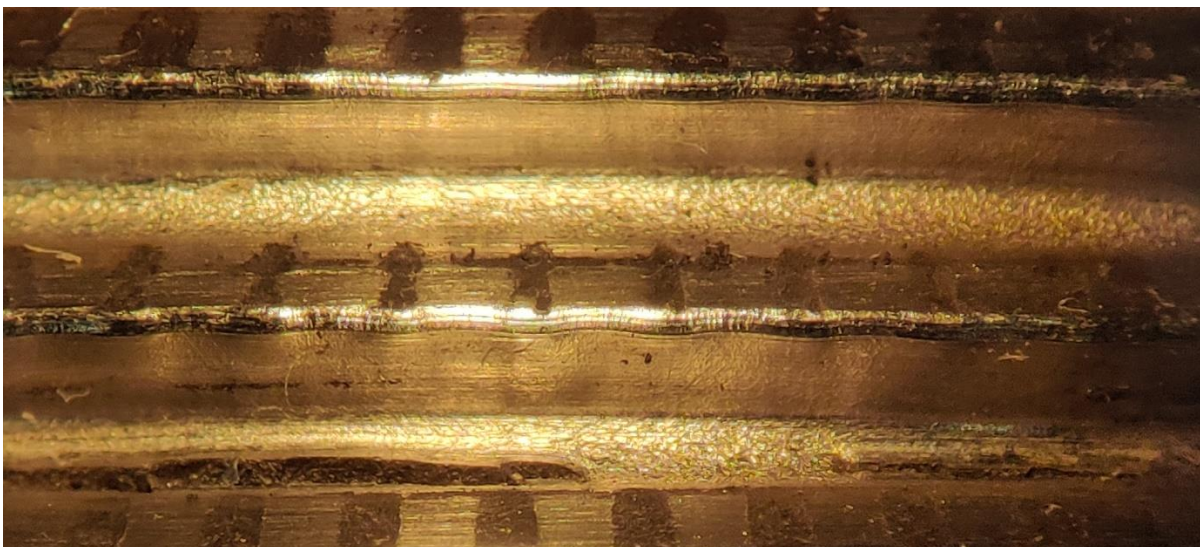
Kappaleiden vastepinnoilla ei ole havaittavissa muutoksia, vaikka siihen kohdistuikin suuria voimia kuormituskehä testinaikana. Molempien kappaleiden vastepinnoilla on vielä nähtävissä koneistuksessa tulleet koneistusjäljet ja koneistuksessa ollut sorvausterän värinä. Sorvausterän värinä näkyy aaltomaisena pintana kappaleissa. Kappaleet Savonialla koneistanut henkilö sanoi, että hänellä ei ollut kyseisen kaltaiseen sisäkierteen sorvaukseen oikean kokoista terää, jonka takia pinnanlaadussa on terän värinäjälkiä näkyvissä. Kuitenkin männänvarteen tehty ulkokierre oli parempi pinnanlaadultaan, mutta männänvarren kierteen lopetusura oli kuitenkin pinnanlaadultaan karhea, johtuen isosta sivuttaisesta syöttönopeudesta.





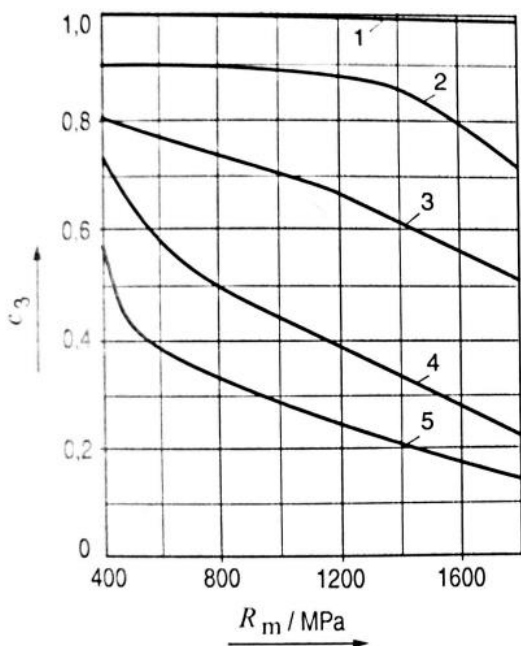
Kuva 21. Yleisnäkyvä männästä, jossa on katkennut männänvarren kierreosa sisällä. Näkyvissä on myös vastepinnalle ja kierteeseen koneistuksessa syntynyttä värinän tuomaa aaltomaista jälkeä.

Mäntä sahattiin vannesahalla kahteen osaan ja männän sisällä olevaan männänvarren ehjään pätyyn hitsattiin mutteri kiinni, jolloin katkennut männänvarren osa saatiin kierrettyä pois männästä. Männänvarren kierreosa pyöri ensimmäiset kierrokset tahmeasti, mutta löystyi kun murtopinnan läheisyydessä oleva kierrekohta oli ruuvattu ulos männästä.



Kuva 22. Mikroskoopilla otettu kuva männänvarren kierteestä. Vasemmalla alhaalla on näkyvissä halkeama, joka myös jatkuu kuvassa oikeammalla. Kuvassa on selvästi näkyvissä männän pinnanlaadusta johtuva kierteen harjojen vääntyileminen.

Kierteessä kuitenkin on havaittavissa silmämääräisesti venymistä murtopinnan läheisyydessä. Samalla on havaittavissa karkeita männänkierteestä syntyneitä jälkiä murtopinnan läheisyydessä. Erinäiset pinnanlaadun epätasaisuudet ovat otollisia kohtia väsymissärön syntymiseen, ja pinnanlaatu on vahvasti sidoksissa väsymiskestävytyteen. Pinnanlaatu myös vaikuttaa esikristyksessä saavutettavaan momenttiin, männänkierteen pinnan ollessa karkea, tavoiteltuun ■ Nm esikristysmomenttiin tuskin päästiin. Kierteessä olevat korkeat kohdat voivat myös tasoittua testin aikana, jolloin esikristysvoima vähenee. Esikristysvoiman ollessa pienempi, voi jännitysheilahdus isontua ja näin ollen väsymiskestoikä lyhentyä.



### Pinnan laatu

Kappaleen pinnassa olevat geometriset epätasaisuudet tai kappaleen pinnan vetojäännösjännitykset helpottavat alkusäröjen syntyä ja näin pienentävät materiaalin väsymiskestävyyttä. Erilaiset pinnan laadut on helpointa ottaa huomioon kuvassa 2 esitettyjen käyrästöjen avulla. Käyrästöistä näkyy, että teräksen lujuuden kasvaessa pinnan laadun merkitys kasvaa.

- 1 kiillotettu
- 2 hiottu
- 3 koneistettu tai kylmävedetty
- 4 kuumavalssattu
- 5 taottu

Kuva 23. Ots lujusoppikirjasta, jossa näkyy eri valmistusmenetelmien pinnanlaadun merkitys väsymiskestävyyteen (Salmi, Lujusoppi, p. 369).

Kuvassa 23 näkyy eri työstömenetelmillä saatujen pinnanlaadujen merkitys väsymissärön alkamiseen ja väsymiskestoikään. Taulukko ei kuitenkaan kerro esimerkiksi millä koneistuksen pinnankarheus arvolla  $Ra$  taulukko on laskettu.

## 9.2 Testiympäristön arviointi

Kuormituskehän käyttö opinnäytetyön kaltaisen hydraulisen sylinterin männän ja männänvarren tarkasteluun tarjoaa huomattavasti tarkemman tarkastelu ympäristön, kuin se että testi olisi tehty käyttämällä normaalia hydraulista sylinteriä. Kuormituskehästä saadaan mittatietoja jokaiselta sykliltä. Kuormituskehän rajoitteet ovat kuitenkin pyöreiden kappaleiden kiinnitettävyydessä ja sen hankaluudessa, varsinkin kun kappaleet eivät saa pyörähtää. Kuormituskehään asetettiin kuormitustaajuudeksi 4 Hz, tämä ei ehkä täysin kuvaa normaalin hydraulisen sylinterin käytössä saamaa kuormitusta. 4 Hz tuoma tykyttävä kuormitus on kuitenkin oletettavasti pahempi, kuin hitaasti tuleva kuormitus.

On myös mahdollista, että testin jatkuessa yli kymmeniä tunteja, kappale lämpenee jännityksien ja voimien nopeasta vaihtelusta ja tämä vaikuttaa kappaleessa oleviin jännityksiin ja saatavaan kestoikään. Testin aikana lämpötilan mittaaminen on hankalaa kuormituskehän suojarasien takia ja oven aukaisu laukaisisi ovesa olevan kytkimen, joka sammuttaa koneen. Infrapunamittarilla voitaisiin tehdä mittauksia suoja-aidan yli, mutta tämäkin olisi hankalaa johtuen välimatkasta, olisi myös mahdollista, että tällöin kiinnitysleuat olisivat edessä. Suojarasien läpi mittaamalla ei välttämättä saataisi oikeita lämpötila arvoja.

### 9.3 Kuormituskehän antamien tulosten varmentaminen

Kuormituskehän piirtämässä graafissa kuvassa 19 sivulla 33 huomion herättää myös kappaleen minimimitan kasvaminen samalla, kun kappaleen maksimimita kasvaa. Graafin perusteella tätä tapahtuu ensimmäisten ■■■ syklin aikana. Tästä nousi esiin mahdollisuus koneen lämpölaajenemisesta, kun koneessa kiertävä hydraulikkaöljy lämpenee. Koneen lämpötilan muuttumista dynaamisessa kuormituksessa ja sen vaikutusta saataviin mittatietoihin ei ole tutkittu aiemmin. Koneelle on tehty staattisella kuormituksella koneen mittojenmuuttumista kuvaava kuvaaja, mutta opinnäytetyön kaltaiselle dynaamiselle testille kyseistä testiä ei ole tehty aikaisemmin. Kyseisien tietojen saamiseksi kuormituskehällä ajettiin vielä opinnäytetyön jälkeen testi koneenlämpötilan muutoksesta johtuvien mittamuutosten, kuin myös koneen rungossa dynaamisessa testissä tapahtuvien mittamuutosten selvittämiseksi. Testissä käytettiin kappaletta, joka ei muuta mittojaan opinnäytetyössä käytetyillä voimilla. Kappaleeksi valittiin 50 mm paksu noin 300 mm leveä metallilevy.



Kuva 24. Koneen rungon mittamuutosten selvittämiseen käytetty 50 mm paksu metallilevy.

Kuvassa 24 olevaa metallilevyä kuormitettiin samalla ohjelmalla kuin opinnäytetyön kappaletta, jotta tästä saataisiin luotettavia vertailuarvoja opinnäytetyö kappaleessa tapahtuneille mittamuutoksille. Metallilevyä kuormitettiin noin ■■■ sykliä, jonka aikana kuormituskehän lämpötilan oletettiin vakiintuvan opinnäytetyöstä saadun graafin perusteella (Kuva 19 s.34).

Koneen antamissa mitta-arvoissa mittavirhe pysyi samana noin 0,7 mm läpi ■■■ syklin testin. Vaikka Excel taulukkolaskentaohjelmassa tehdyissä laskelmissa on nähtävissä koneen lämpölaajeneminen ei se vaikuta mittavirheeseen, lämpölaajeneminen ■■■ syklin kohdalla oli noin 0,215 mm.

Taulukko 4.(Taulukko poistettu) Kuormituskehän ilmoittama männänvarren maksimimitta vähennettynä koneen levyllä ilmoittama maksimimitta. Taulukon alkupäässä on mittapisteen XXX syklin välein ■■■ sykliin asti. Tämän jälkeen mittapisteen ovat ■■■ välein syklille ■■■ asti, jonka jälkeen mittapisteen ovat tiiviimmin ■■■ syklin välein.



Taulukosta 4 voidaan todeta kappaleen todellisen venymän olleen noin ■■■ mm läpi kuormituskehä testin. Ensimmäinen mittapisteen aikaan heti alussa 10 syklillä kone ei todennäköisesti ole vielä täysin löytänyt tarvittavaa voimaa ja siksi se poikkeaa niin paljon seuraavasta mittapistestä. Alussa olevalle venymälle ja sen heittoon ei Savonian materiaalilaboratoriossa työskentelevän projekti-insinööri Arvo Tiilikaisen kanssa täysin pätevää syytä löydetty. Mahdolliseksi syyksi mietittiin kuormituskehän leukojen eri aikainen lämpeneminen, mutta tämä tuskin aiheuttaisi näin isoa mittaeroa. Myös alapuoleisen kiinnitysleuan hydraulikkaöljyn vuotoa ja sen käyttäytymistä öljyn lämmitessä mietittiin. Myöskään lujuusoppikirjan venymän laskentaan tarkoitettuilla kaavoilla ei saada täysin samoja venymäarvoja kuin kuormituskehässä, vaan kuormituskehän ilmoittamat venymät ovat noin kolminkertaisia (Salmi, Lujuusoppi, s. 142).

$$\Delta L = \frac{NL}{AE} = \frac{XXX N * XXX mm}{(\pi * (XXXm))^2 * XXX pa} = XXX mm$$

Jossa

$N$  on vaikuttava voima

$L$  on pituus

$A$  on pinta-ala

$E$  on materiaalin kimmokerroin

Kaavoilla laskemalla männänvarren pituuden muutokseksi saadaan ■■■ mm. Vastaavasti Ansys FEM-analyysillä venymäksi saadaan noin ■■■ mm. Kyseiset laskelmat ovat käytännössä identtisiä venymältään, mutta koneen ilmoittama venymä poikkeaa tästä huomattavasti, kappale voi kuitenkin venyä enemmän kapeammissa kiinnitys kohdissa. On siis mahdollista, että kuormituskehä ilmoittaa venymäksi noin ■■■ mm liikaa tehdystä dynaamisesta testistä.



## 10 POHDINTA

Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella ja mitoittaa hydraulisen sylinterin mäntä ja sen varsi määritettyyn  $X$  syklin kestoikään, kun käyttöpaine on  $n$  Bar. Myös muut työlle asetetut mittarajoitteet ovat annettujen rajojen sisällä. Tavoite saavutettiin ja valitulla männänvarren paksuudella kestoikä oli noin 1.94 kertainen vaadittuun. Opinnäytetyön väsymiskestoiän laskentaan käytettiin Goodmanin menetelmällä laskettua Wöhlerin käyrää ja kestoikä arvioksi saatiin ■■■, SFS-EN 13001-3-6:2018 ja SFS-EN 13001-3-1 mukaisella tavalla laskettu kestoikä ■■■ oli huomattavasti lähempänä saavutettua kestoikää. Kuitenkaan kyseisiin arvioituihin kestoikiin ei päästy vaan kappale murtui syklillä ■■■. Väsymiskestoiän määrittämisessä olisi ehkä saatu käytetyillä arvoilla lähempänä totuutta oleva kestoikäarvio käyttämällä Soderbergin kaavaa, joka on hyvin konservatiivinen. Olisiko Goodmanin menetelmällä laskettua kestoikäarviota lähemmäksi päästy, jos pinnan karheus olisi ollut normaalilla koneistusjälkeä vastaavalla tasolla, todennäköisesti. Myöskään standardin mukaisella menetelmällä laskettuun ■■■ sykliin ei päästy, mutta erittäin lähelle, todennäköisesti kappale olisi kestänyt tämän yli, jos koneistuksessa ei olisi esiintynyt värinöitä ja pinnanlaatu olisi ollut näin ollen parempi.

Pinnanlaadusta olisi todennäköisesti voitu saada parempi oikeilla koneistustyökaluilla. Mutta voitaisiinko nykyisillä työkaluilla päästä parempaan pinnanlaatuun käyttämällä eri lastuamisarvoja tai lastuamismenetettä. Jos koneistettavia kappaleita olisi enemmän, niin voitaisiin etsiä parempia työstöarvoja tai ostaa koneistukseen oikeanlainen sorvausterä.

Voidaanko kuitenkin yhden testin perusteella olla vielä täysin varmoja kestävydestä ja tämän vuoksi olisi omasta mielestäni kannattavaa vielä testata mitoitettu mäntä ja sen varsi niiden oikeassa käyttöympäristössä hydraulisessa sylinterissä. Hydrolinella on tähän tarkoitettu testipenkki, mutta koronaviruspandemian vuoksi kyseistä testipenkkiä ei voitu käyttää opinnäytetyön kestävyden määrittämiseen. Samankaltaisia testejä voitaisiin tehdä paremmin todellista käyttöympäristöä kuvaavaksi ruuvaamalla kappaleet auki esimerkiksi ■■■ täyskuormitus syklin välein sylinterille tehtävää huoltotoimenpidettä kuvaamaan. Kyseisen kaltainen testaus ei onnistuisi kuormituskehässä, koska tällöin kappaleen tartuntapinnat eivät enää olisi yhdensuuntaisia ja esikieristysvoima vaihtelisi huomattavasti. Kuormituskehään olisi kuitenkin mahdollista tehdä kiinnikkeet, jotka sallisivat kappaleen pyörimisen, mutta tämä vaatisi resursseja ja materiaaleja näiden tekemiseen.

Testiä ajettaessa epäilytti kierteenkestävyys, koska käytettäessä kahta erilaista laskutapaa saatiin huomattavasti erilaiset kierteenpituudet. Engineers Edge nettisivuston kaavoilla kierteenpituudeksi laskettiin noin ■■■ mm, kun taas Roymech sivuston kaavoilla saatiin kierteenpituudeksi vain noin XX mm. Jos kierrettä lyhennettäisiin nykyisestä ■■■ mm mitasta Roymechin ■■■ millimetriin ja männän pituus pidettäisiin samana, niin kestäisikö kierre vielä? Jos kierre lyhenisi ■■■ mm ja tämä olisi mahdollista lisätä lopetusuran pituuteen, niin lopetusurassa olevaa jännitystä voisi tasata isommalle alueelle ja kestoikää saataisiin ehkä lisättyä.

Olisiko myös mahdollista käyttää ■■■ mm männänvartta, jos kierteestä tehtäisiin Roymech sivuston mukaisesti lyhyempi ja näin ollen lopetusurasta pidempi, jolloin jännitys jakautuisi isommalle alueelle.

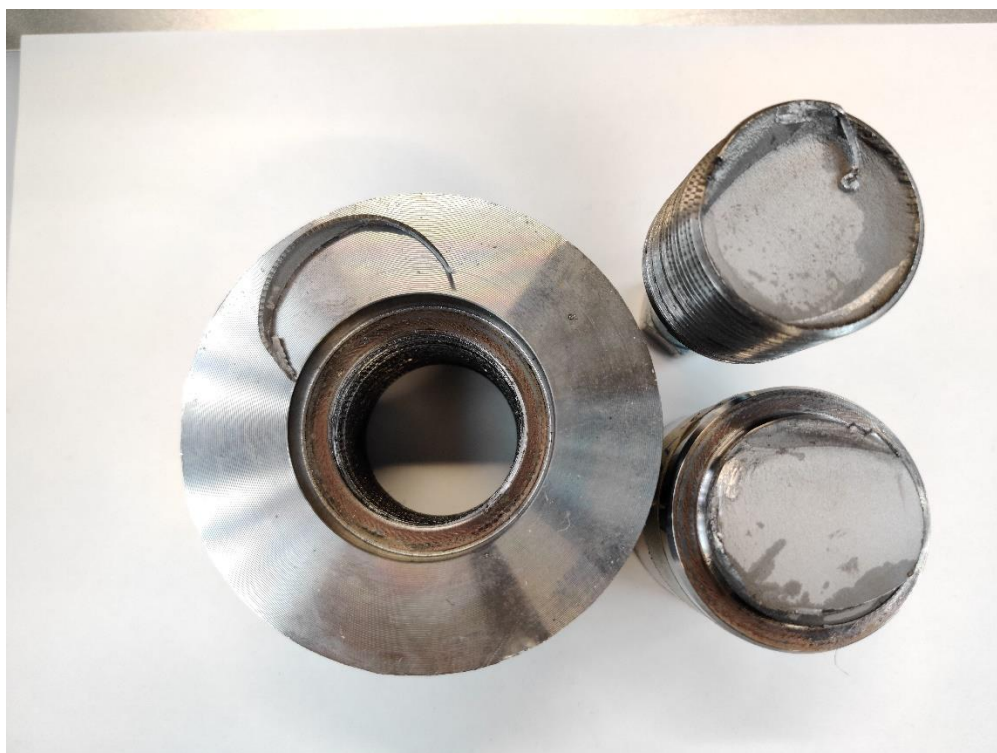


Savonian lujuuslaskennan lehtori Tatu Westerholm ehdotti venymäliuskan hyödyntämistä lopetusuran todellisen jännityksen ja venymän selvittämiseen. Venymäliuskan hyödyntäminen lopetusuran jännityksen ja venymän tutkintaan on kuitenkin hankalaa, koska mäntä kiinnitetään kiertämällä. Venymäliuskan johdoille täytyisi siis koneistaa ura jyrshintapilla ja Savonialla tämänhetkinen kapein jyrshintappi on 6 mm. Käyttämällä kyseistä jyrshintappia uran koneistukseen, olisi tällä todennäköisesti vaikutusta jo kappaleen kestoikään tai muuhun testeistä saataviin tuloksiin. Urajyrshinteriä olisi kuitenkin saatavissa 1 mm lastuamishalkaisijalla tilaustavana. Uran täytyisi kuitenkin olla huomattavasti kierteiden pohjasyvyyttä syvempi, tai vastaavasti ura täytyisi tehdä vastepinnalle, jossa on jo ennestään suuria pintapaineita.

#### 10.1 Kuormituskehä testissä mukana olleiden henkilöiden mielipiteet

Kuormituskehän operaattoria projekti-insinööri Lauri Alostaa haastatellessa ja hänen mielipidettään testeistä kysyessä hänen mielipiteensä oli, että: Voidaanko yhden testin perusteella vielä tehdä täysin tarkkoja johtopäätöksiä. Jos kuormitettava kappale onkin kestävyydeltään normaalia isompi tai pienempi. Jos kuitenkin kuormituskehästä saatu kestoikä arvo on lasketun teorian mukainen, niin testin tuloksiin voidaan todennäköisesti luottaa. Saadut kestoikä arvot ovat kuitenkin 4Hz taajuudella pienempiä, kuin että ne ajettaisiin hitaammalla taajuudella, kuten Hydroliin tapauksessa ■■■ Hz. 4 Hz taajuus ei kuitenkaan kuvaa todellista kuormitustilannetta.

Materiaalilaboratorion puolella työskentelevä projekti-insinööri Arvo Tiilikainen ja Mika Mäkinen harmitteli koneistuksen pinnanlaatua ja tämän mahdollisesti suuriakin vaikutuksia saavutettuun kappaleen väsymiskestävyyteen.



Kuva 25. Mikroskoopilla analysoidut osat kuvattua dokumentti kameralla noin viikko testien jälkeen. Huokoiseen murtumispintaan on imeytynyt kapillaari-ilmillä lyhennykseen käytetystä vannesahasta roiskunutta öljypitoista leikkuunestettä.

## 10.2 Jatkoimenpiteet

Opinnäytetyössä tehtyä työtä jatkettiin vielä Savonian konetekniikan opintoihin kuuluvassa Erikoistumisprojekti 2 kurssissa aiheessa. Erikoistumisprojektissa tutkittiin eri materiaalien kestoikää samalla kappalegeometrialla. Käytettäviksi materiaaleiksi valittiin opinnäytetyössä olleen 20MnV6 lisäksi CK45 ja S355. Tarkoituksena oli vertailla saatuja tuloksia kahteen muuhun männänvarsissa käytettyyn materiaaliin. Erikoistumisprojektin CK45 materiaalille tehdyn kuormituskehä testin jälkeen kappaleessa ei ollut käsin havaittavaa lämpötilan kasvamista, mitä kappaleessa *9.2 Testiympäristön arviointi* sivulla 33 pohdittiin. Kyseinen CK45 materiaalia oleva testikappale katkesi opinnäytetyön ja erikoistumisprojektin tehneen Teemu Pehkosen ollessa koneen äärellä, joten kappaletta voitiin lämpötilan kannalta tutkia välittömästi.

Erikoistumisprojektiin on myös tarkoitus asettaa paremmin todellista kuormitustilannetta vastaavat reunaehdot Ansys FEM-analyysiin. Ansyksestä löytyy reunaehto kierteelle, ilman että kierrettä täytyisi mallintaa kappaleeseen. Reunaehto kysyy kierteen koon, nousun ja kylkikulman ja osaa näiden perusteella tehdä kyseistä kierrettä vastaavan reunaehdon. Tällöin olisi mahdollista saada tarkempia jännitysarvoja kestoikä laskentaan ja tämän vuoksi kestoikä arvio olisi tarkempi. Kuitenkin Savonian konetekniikan osastolla oleva Ansys lisenssi on koulutus lisenssi ja tämä asettaa tarkemman tutkinnan kannalta erittäin hankalia rajoituksia elementtien ja solmujen määrään.

## 11 LÄHDELUETTELO

- Alonen, L. (22. 3. 2021). Kuormituskehä. (T. Pehkonen, Haastattelija)
- Bethany. (7. 12. 2017). *A Brief History Of Solidworks*. (Scan2CAD) Haettu 5. 2. 2021 osoitteesta Scan2CAD:  
<https://www.scan2cad.com/cad/solidworks-history/>
- Edge, E. (ei pvm). *Fastener / Thread Area of External Thread Equation and Calculator*. Haettu 18. 2. 2021 osoitteesta Engineers Edge:  
[https://www.engineersedge.com/thread\\_strength/thread\\_tensile\\_stress\\_area.htm](https://www.engineersedge.com/thread_strength/thread_tensile_stress_area.htm)
- Edge, E. (ei pvm). *Minium Thread Engagement Equation and Calculator ISO*. Haettu 18. 2. 2021 osoitteesta Engineers Edge:  
[https://www.engineersedge.com/thread\\_strength/thread\\_minimum\\_length\\_engagement.htm](https://www.engineersedge.com/thread_strength/thread_minimum_length_engagement.htm)
- Hydroline. (ei pvm). *Hydroline*. (Hydroline) Haettu 21. 01. 2021 osoitteesta History:  
<https://hydroline.fi/company/history/>
- Järvenpää, A. (2012). *Fatigue of high strength steels*. Haettu 15. 4. 2021 osoitteesta Oulu Southern Institute:  
[https://www.oulu.fi/sites/default/files/content/Jarvenpaa\\_0.pdf](https://www.oulu.fi/sites/default/files/content/Jarvenpaa_0.pdf)
- Katofastening. (ei pvm). *Coarse Threads vs Fine Threads*. Haettu 8. 2. 2021 osoitteesta Katofastening:  
<https://katofastening.com/article/coarsevsfine.html>
- Lavi, M. (2014). Ruuviliitokset ja liikeruuvit. Teoksessa M. Lavi, *Koneenosien suunnittelu*. Helsinki: Sanoma Pro.
- MarylandMetrics. (ei pvm). *Thread Data Charts*. Haettu 16. 4. 2021 osoitteesta Maryland Metrics:  
[http://www.professeurs.polymtl.ca/luc.baron/biblio/Vis\\_Metrique/METRIC%20THREAD.pdf](http://www.professeurs.polymtl.ca/luc.baron/biblio/Vis_Metrique/METRIC%20THREAD.pdf)
- Ovako. (ei pvm). *Ovako Steel Navigator*. Haettu 09. 02. 2021 osoitteesta Ovako:  
<https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/s355j2/>
- Roytech*. (2020). Haettu 23. 2. 2021 osoitteesta Scer Stress Areas:  
[https://roytech.org/Useful\\_Tables/Screws/Thread\\_Calcs.html](https://roytech.org/Useful_Tables/Screws/Thread_Calcs.html)
- Salmi, T. (2010). *Lujuusoppi*. Helsinki: Pressus Oy.
- SFS-EN 13001-3-1:2012. (2018). Teoksessa *Nosturit. Yleissuunnittelu. Osa 3-1: Koneistojen rajatilat ja kelpoisuuden osoittaminen* (s. 62). Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS.
- SFS-EN 13001-3-6:2018. (2018). Teoksessa *Nosturit. Yleissuunnittelu. Osa 3-6: Koneistojen rajatilat ja kelpoisuuden osoittaminen. Hydraulisyliinterit*. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. Haettu 9. 2. 2021
- SFS-EN 1993-1-9. (2005). Teoksessa *EUROCODE 3: TERÄSRAKENTEIDEN SUUNNITTELU. OSA 1-9: VÄSYMINEN* (s. 14). Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS.
- Suomen Standardisoimisliitto SFS ry. (ei pvm). *SFS Standardien verkkokauppa*. Haettu 18. 2. 2021 osoitteesta Standardit ja julkaisut: <https://sales.sfs.fi/fi/index/tuoteutiset/sfs-en13001nosturistandardit.html.stx>

Weisberg, D. E. (2008). *Analysis Companies*. (D. E. Weisberg, Tuottaja) Haettu 4. 3. 2021 osoitteesta <http://www.cadhistory.net/22%20Analysis.pdf>

Yazici, Y. (18. 12. 2020). *Hydraulic Cylinder*. Haettu 15. 4. 2021 osoitteesta Grabcad: <https://grabcad.com/library/hydraulic-cylinder-hydraulischer-zylinder-hidrolik-silindir-1>