

SAVONIA



OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO
TEKNIIKAN ALA

TELESKOOPPISEN NOSTOLAITTEEN SUUNNITTELU

TEKIJÄ Matias Anttila

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala	
Tutkinto-ohjelma Kone- ja tuotantotekniikan tutkinto-ohjelma	
Työn tekijä Matias Anttila	
Työn nimi Teleskooppisen nostolaitteen suunnittelu	
Päiväys	16.4.2025
	18/7
Yhteistyötaho MOS Engineering Oy	
<p>Tämän opinnäytetyön pääasiallinen tavoitteena oli suunnitella teleskooppinen nostolaite, joka tulisi olemaan osa suurempaa laitetta. Vähimmäisvaatimuksena oli löytää ratkaisu ongelmaan, jonka aiheuttivat pieni tila, lyhyt kokoon puristettu mitta sekä suuri iskun mitta. Laitteen tulisi kyetä tekemään työntävä ja vetävä, eli tässä tapauksessa nostava ja laskeva liike hallitusti ja tietyllä nopeudella, ottaen huomioon systeemiin vaikuttavat sisäiset sekä ulkoiset voimat.</p> <p>Opinnäytetyö oli tuotekehitysprojekti, joka jakautui neljään vaiheeseen; esitutkimukseen, luonnosteluun kehittämiseen ja viimeistelyyn. Pääasialliset ohjelmat, joita työssä käytettiin, olivat SolidWorks, Excel ja Mathcad. SolidWorksia käytettiin läpi koko projektin ja Exceliä käytettiin muistiinpanojen ja laskureiden tekemiseen. Mathcadilla puolestaan tehtiin suurin osa kaavoista ja laskuista. Teleskooppisen nostolaitteen suunnittelussa apuna olivat konetekniikan koulutuksessa käytyjä kursseja, kuten lujuusoppi, teräsrakenteet, fysiikka ja koneensuunnittelu. Lisäksi suunnittelun apuna käytettiin myös standardeja, Internet-pohjaisia laskentatyökaluja ja komponenttivalmistajien laskureita sekä oppaita.</p> <p>Opinnäytetyössä onnistuttiin suurilta osin suunnittelemaan prototyyppikelpoinen nostolaite. Toisaalta laitetta tulee vielä testata prototyyppivaiheessa, jotta nähdään, toimiiko se kaikin puolin odotetulla tavalla ja tulisiko siihen tehdä muokkauksia. Jos nostolaite toimii odotetulla tavalla, niin seuraavaksi siihen voidaan suunnitella ja lisätä kuorman kiinnikkeet, kotelointi sekä digitaalinen liikkeenhallintajärjestelmä.</p>	
Avainsanat Konetekniikka, tuotekehitys, nostolaite	

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO.....	4
1.1	Toimeksiantaja	4
1.2	Työn kuvaus	4
2	TUOTEKEHITYSPROSESSI.....	5
2.1	Esitutkimus	5
2.2	Luonnostelu.....	5
2.3	Kehittäminen	5
2.4	Viimeistely	6
3	NOSTOLAITTEEN TUOTEKEHITYS.....	7
3.1	Nostolaitteen esitutkimus	7
3.2	Systeemi 1 jatkokehitys.....	10
3.2.1	Systeemi 1 luonnostelu.....	10
3.2.2	Havaitut ongelmat ja niiden ratkaisut.....	10
3.3	Ketjumallin luonnostelu	11
3.4	Komponenttien valinnat ja mitoitukset.....	12
3.4.1	RHS-putkien mitoitukset ja lujuustarkastelut	12
3.4.2	Ketjuvälityksen alustava mitoitus ja ketjun valinta	13
3.4.3	Lohenpyrstöjohteiden mitoitus ja valmistus	13
3.4.4	Laakereiden sekä lukkorenkaiden mitoitukset ja valinnat.....	13
3.4.5	Akselien mitoitus ja valmistus	14
3.4.6	Akselien kutistusliitos	15
3.4.7	Viimeistely.....	15
4	POHDINTA.....	16
	LÄHTEET	17
	LIITE 1: RHS-PUTKEN NURJAHDUSKESTO (CALC RESOURCE N.D.).....	19
	LIITE 2: KETJUVALITYKSEN MITOITUS	20
	LIITE 3: LUKKORENKaidEN MITTOJEN KUVauKSET (DIN-471, 1981, 2-3).....	23
	LIITE 4: AKSELiEN JÄNNITYS- JA KESTOIKÄTARKASTELUT.....	25
	LIITE 5: 100 MM:N RHS-PUTKEN TEKNINEN PIIRUSTUS	29
	LIITE 6: AKSELIN TEKNINEN PIIRUSTUS.....	30
	LIITE 7: KOKO MEKANISMI HAVAINNOLLISTETTU 3D-MALLI	31

1 JOHDANTO

Tässä opinnäytetyössä keskitytään ratkaisemaan työn toimeksiantajan, MOS Engineering Oy:n, teleskooppisen nosto- ja laskulaitteen ahtaiden mittojen sekä suuren iskupituuteen liittyviä ongelmia. Suurimpana ongelmanratkaisuna työssä on saada mitoitettua laite niin, että lyhyt kokoon puristettu mitta sekä suuri iskun pituus täyttävät laitteen tilavaatimukset. Työ olisi yksinkertainen, jos hydrauliiikkaa tai pneumatiikkaa voitaisiin hyödyntää, mutta laitteen tulee olla täysin mekaaninen. Työn aikana ratkaistaan vähintään määriteltyjen vaatimusten ongelmat, mutta toimeksiantajan preferenssinä on saada suunniteltua kokonainen laite, josta voitaisiin jatkaa prototyypivaiheeseen. Kaikki tarvittavat tekniset piirustukset toimitetaan toimeksiantajalle, mutta tässä opinnäytetyössä niitä esitellään akselin sekä RHS-putken osalta.

Opinnäytetyö on jatkoa Erikoistumisprojekti 2 -kurssille, jossa tavoitteena oli löytää valmis tuote, joka ratkaisisi määriteltyjen vaatimusten ongelmat. Kurssin aikana oltiin yhteydessä eri toimittajiin ja valmistajiin, mutta valmista ratkaisua ei löytynyt, eikä valmistajilla ollut motivaatiota alkaa tekemään vaativaa tuotekehitysprojektiä, koska tilattavat kappalemäärät olisivat jääneet liian pieniksi.

1.1 Toimeksiantaja

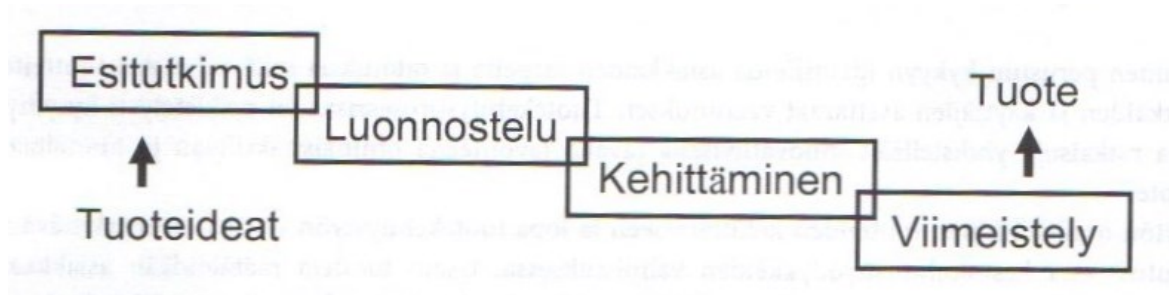
MOS Engineering Oy on insinööripalveluita tekniikan eri toimialoilla tarjoava yritys, joka toimii maailmanlaajuisesti. Yritys on perustettu 9.12.2020 ja se sijaitsee Pieksämäellä sekä se toimii maailmanlaajuisesti. Sieltä löytyy asiantuntemusta monien projektin läpiviemisestä ympäri maailmaa. Koke-
musta löytyy asennus- ja huoltotehtävistä työmaapäällikön tehtäviin. (MOS Engineering Oy n.d.)

1.2 Työn kuvaus

Työ on tuotekehitysprojekti, jonka parhaana tuloksena on saada kehiteltyä valmis kehys tuotteen prototyyppiä varten. Projektin päätavoite on kuitenkin ratkaista ongelma, joka mahdollistaa teleskooppisen nosto- ja laskulaitteen lyhyen 700-800 mm:n kokoon puristetun sekä suuren 1800 mm:n pituisen iskun mitan. Laitteen tulee olla kokonaan mekaaninen, mutta sitä ajava voima saadaan sähkömoottorista. Laitteeseen tulee myös suunnitella kotelointi, jotta laitteen mekanismi olisi suojassa ulkoisilta tekijöiltä.

2 TUOTEKEHITYSPROSESSI

Tuotekehitysprosessi jaetaan neljään osa-alueeseen, joita ovat esitutkimus, luonnostelu, kehittäminen ja viimeistely (Kuva 1). Kun tunnettuja ratkaisuja yhdistellään innovatiivisella tavalla, saadaan ratkaisuna ominaisuuksiltaan ja hinnaltaan kilpailukykyinen tuote. Hyvä suunnittelu on tärkeää, koska suunnittelussa tehtyjä virheitä on erittäin vaikea korjata enää valmistusvaiheessa tai kun tuote on jo luovutettu asiakkaalle. (Kleimola ym. 2014, 9-10.)



Kuva 1. Tuotekehitysprosessin vaiheet (Kleimola ym. 2014, 10)

2.1 Esitutkimus

Esitutkimus on tuotekehityksen ensimmäinen vaihe, jossa kuvataan tuotteelle alustavat ominaisuudet, eli vaatimukset, sekä laaditaan projektille aikataulu (Kleimola ym. 2014, 10).

Lisäksi tässä vaiheessa ideoidaan ja hahmotellaan mahdollisimman paljon erilaisia ideoita siitä minäkäläinen määriteltyjen vaatimusten mukainen laite voisi olla.

2.2 Luonnostelu

Intuitiivisesta ja luovasta ideointivaiheesta saadut ratkaisuperiaatteet arvostellaan ja pisteytetään, ja sen tuloksena saadaan vaatimusluettelon mukainen tuote-ehdotus, joka laaditaan parhaasta tuoteideasta (Kleimola ym. 2014, 11).

Luonnosteluvaiheessa esitutkimuksen ideoinnin tuloksena saatua tuote-ehdotusta lähdetään jatkokehittämään, mutta sen suhteen ei aloiteta vielä tekemään lujuslaskelmia eikä tarkkoja komponenttien ja materiaalien valintoja.

2.3 Kehittäminen

Kehittämisen vaiheessa tekniset ja taloudelliset määräävät tuotteen suunnittelua ja rakennetta. Niihin vaikuttaa myös uudet tiedot, joita laskelmat, mallinnukset ja materiaalien valinnat tuovat. (Kleimola ym. 2014, 14.)

Kehittämisen vaiheessa käytetään myös iterointia, jonka tuloksena rakenteen ja mekanismin logiikan tulisi toimia halutulla tavalla ja tuotteen suunnittelu olisi tarpeeksi hyväksyttävässä muodossa viimeistelyvaiheeseen siirtymistä varten.

Laitteen kehitystyössä tulisi pyrkiä myös siihen, että laite olisi niin yksinkertainen kuin mahdollista, jotta sen valmistaminen olisi mahdollisimman taloudellista. Yksinkertaisuutta voidaan lisätä pienentämällä osien lukumäärää ja yksinkertaistamalla rakennetta. (Kleimola ym. 2014, 14.) Myös valmis- ja standardiosien käyttö lisää taloudellisuutta.

2.4 Viimeistely

Viimeistelyvaiheessa laitteesta laaditaan valmistusta koskevat dokumentit ja lopulliset tekniset piirustukset oikeine mittoineen, toleransseineen sekä pinnankarheuksineen. Lisäksi päätetään komponenttien valmistusmenetelmät ja tehdään asennus- ja huolto-ohjeet. Valmistusvaiheessa ei tulisi enää tehdä muutoksia, koska ne lisäävät kustannuksia. (Kleimola ym. 2014, 14.)

Kehitysvaiheen iteroinnin tuloksena tulisi komponenttien mitoitusten, lujuuslaskelmien ja materiaalien valinnan olevan jo siinä vaiheessa, että viimeistelyvaiheessa ne voidaan tarkistaa vielä läpi sekä tehdä tarvittaessa lisää optimointeja. Toisaalta prototyyppivaiheenkin jälkeen saatetaan joutua tekemään muutoksia ja korjauksia laitteeseen, eli iteroimaan tuotekehitysprosessin kehitysvaiheen osa-alueita.

3 NOSTOLAITTEEN TUOTEKEHITYS

Nostolaitteen tuotekehityksessä ei noudatettu tarkalleen tuotekehitysteorian oppeja, vaan koettiin, että teorioita tulisi soveltaa aina käsillä olevaan projektiin. Suunnittelutyötä yksinkertaistettiin ja siitä karstiin turhat askeleet pois. Näin ollen projektista tuli kevyempi kokonaisuus.

3.1 Nostolaitteen esitutkimus

Esitutkimuksen tuloksena saatiin aikaan vaatimusluettelo (Kuva 2), jonka pohjalta päästiin ideoimaan laitteen mallille eri vaihtoehtoja. Projektille ei määritelty selkeää aikataulua projektin erittäin joustavan aikataulun vuoksi.

MOS Engineering Oy	Vaatimuslista nostolaitteelle	Pvm: 9.1.2025
VAATIMUKSET	ARVOT JA SELITTEET	MERKITYS
Kiinteät vaatimukset		
Järjestelmän tyyppi	Mekaaninen	
Enimmäismitta kokoon taitettuna	700-800 mm	
Iskun pituuden vähimmäismitta	1800 mm	
Laitteen leveyden enimmäismitta	200 mm	
Nosto- ja laskuvoimien voimakkuusalue	0.6-1.0 kN	
Nosto- ja laskunopeus enintään	1.9 m/s	
Vähimmäisvaatimukset		
Vaiheiden vähimmäismäärä	3	II
IP-luokka, vähintään	65	III
Vähimmäiskäyttölämpötila-alue	-30 - +50 C	III
Liikkeenhallinta	Digitaalinen	IV
Toivomukset		
Laite toimisi vaihtovirralla		Ei tulisi liikaa tehohäviöitä
Standardiosien hyödyntäminen		Edullisuus ja helpompi valmistaminen
Mahdollisimman yksinkertainen rakenne		Edullisuus ja helpompi valmistaminen
IV = ratkaiseva merkitys	II = jonkin verran merkitystä	
III = suuri merkitys	I = vähäinen merkitys	

Kuva 2. Vaatimusluettelo

Yhtenä vaatimuslistan kiinteistä vaatimuksista oli, että laitteen tulisi olla täysin mekaaninen, toisaalta järjestelmän tyyppi ei voinut olla esimerkiksi hydraulinen tai pneumaattinen. Digitaalinen liikkeenhallinta oli myös yhtenä vaatimuksena, mutta sen suunnittelu sekä moottorin valinta suoritetaan vasta prototyypivaiheessa. Digitaalinen liikkeenhallinta voidaan toteuttaa potentiometriä hyödyntämällä. IP-luokitusta sen sijaan tarkastellaan prototyypivaiheen jälkeen. Nosto- ja laskuvoimille laskettiin mini- ja maksimiarvot, joiden arvoiksi saatiin $F_{min} = 0.6 \text{ kN}$ ja $F_{max} = 1.0 \text{ kN}$ (liite 2), koska nostolaitteen muiden komponenttien massat jouduttiin arvioimaan ilman tarkkoja mittauksia.

Kaikille itse valmistettaville komponenteille valittiin materiaaliksi soveltuvuutensa vuoksi S355, koska se on yleisimmin käytetty teräslaji koneenrakennuksessa, joten se on edullista sekä sitä on helposti saatavilla.

Laitteesta tehtiin aluksi erilaisia ideointeja, jotka esitellään seuraavaksi.

Systemi 1

Toimintaperiaatteena oli pyörittää ensimmäistä akselia, joka pyörittäisi toista akselia, joka puolestaan pyörittäisi kolmatta akselia (Kuva 3). Näin ollen koko systeemi nousisi ja laskisi synkronoidusti. Systemi 1 kuvaa pelkästään loogista ratkaisua pienen kokoon puristetun mitan sekä suuren iskupituuden suhteen. Malliin ehdotettiin myös vaihtoehtoisesti erilaisia hammaspyörä- ja kierretankoratkaisuja.

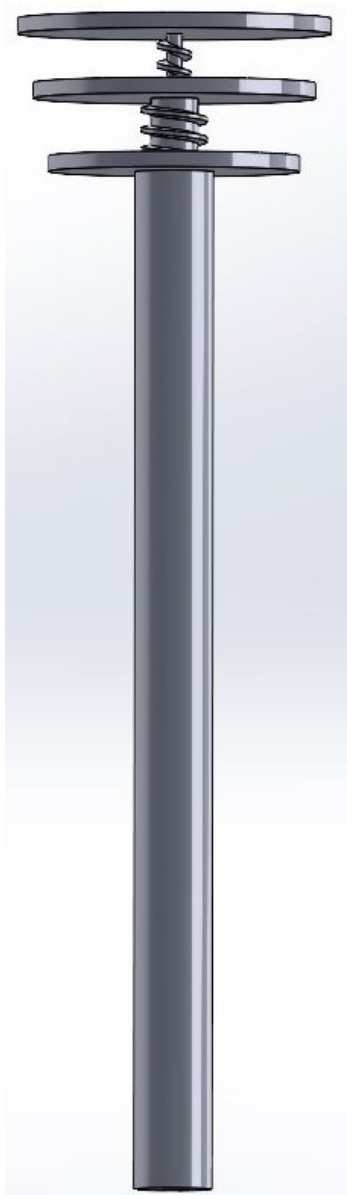


Kuva 3. Systemi 1

Systemi 2

Systemissä 2 sisäkkäiset kierretankoakselit pyörisivät toisiinsa nähden, jolloin nostaminen ja laskeminen saavutettaisiin teleskoopin tavoin (Kuva 4). Vaihtoehtona oli myös toteuttaa nostaminen ja laskeminen koteloinnin sisäpinnoilla sekä akselien laippojen ulkopinnoilla olevien kierteiden ja laakereiden avulla.

Ongelmana kyseisessä systemissä olivat itse akseleiden pyörittäminen ja toteutuksen hankaluus monimutkaisuuden vuoksi.



Kuva 4. Systemi 2

Systemit 3 ja 4

Systemit 3 ja 4 esitellään tässä vain lyhyesti, koska ne jäivät täysin ajatuksen tasolle ja hylättiin nopeasti. Systemissä 3 olisi käytetty sähkömagneettista induktiota hyväksi esimerkiksi Lorenzin periaatteen mukaisesti tai aluslevytyyppisten osien toisiinsa iskeytymistä sähkövirran magnetoinnin vuoksi. Systemissä 4 olisi ollut jonkinlainen jousivoimaan perustuva mekanismi.

Systemi 1 valittiin jatkokehitykseen, koska muut ideat olivat hankalia toteuttaa. Pisteytysjärjestelmää ei tarvinnut käyttää, koska valittu idea oli selkeästi paras vaihtoehto.

3.2 Systeemi 1 jatkokehitys

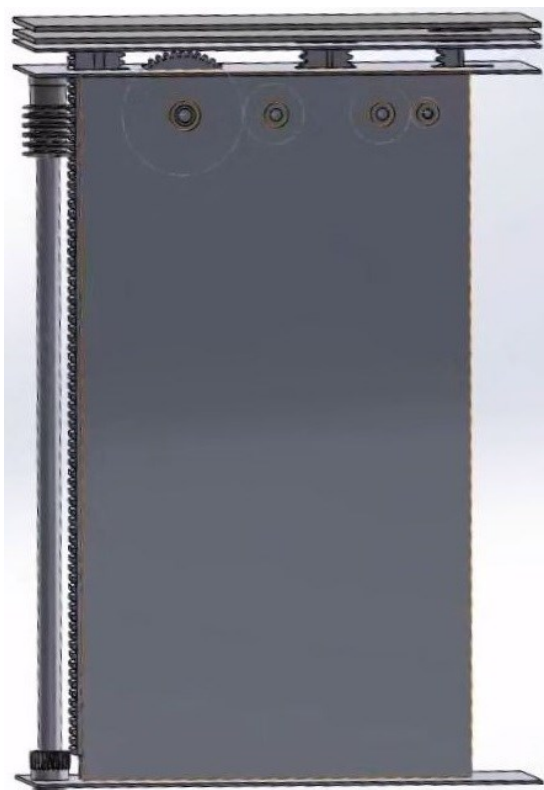
3.2.1 Systeemi 1 luonnostelu

Luonnosteluvaiheessa ei vielä keskitytty ollenkaan laskemaan lujuuslaskuja ja mitoittamaan komponentteja, koska tässä vaiheessa oli vielä epävarmaa, toimiiko systeemi halutulla tavalla.

Systeemi 1 3D-mallinnettiin SolidWorks -ohjelmalla hieman selkeämmäksi, kuin mitä se oli ideointivaiheessa. Malli oli kuitenkin vielä karkea hahmotelma lopullisesta versiosta.

3.2.2 Havaitut ongelmat ja niiden ratkaisut

Luonnosteluvaihetta iteroidessa huomattiin, että toista ja kolmatta vaihetta ei saatu toimimaan niin, että ne olisivat nousseet synkronoidusti. Toinen vaihe saatiin nousemaan ylös, mutta kolmas vaihe nousi pelkästään saman verran kuin toinen vaihe. Vaikka malliin lisättiin hammaspyöriä (kuva 5), niin niiden akseleille olisi pitänyt rakentaa omat voimansiirtomekanismit, jotta hammaspyörät saataisiin pyörimään eri nopeuksilla.



Kuva 5. Iteroitu malli hammaspyörillä sekä tukirakenteella

Ongelmaksi muodostui myös toisen ja kolmannen vaiheen tuennat, joista olisi tullut erittäin monimutkaisia, koska ilman oikeanlaisia tuentoja ne olisivat olleet tyhjän päällä. Lisäksi kierukkapyörän ja hammastangon yhdistelmää ei löytynyt yhdeltäkään valmistajalta. Sellaisen yhdistelmän valmistaminen itse olisi ollut liian työlästä ja kallista.

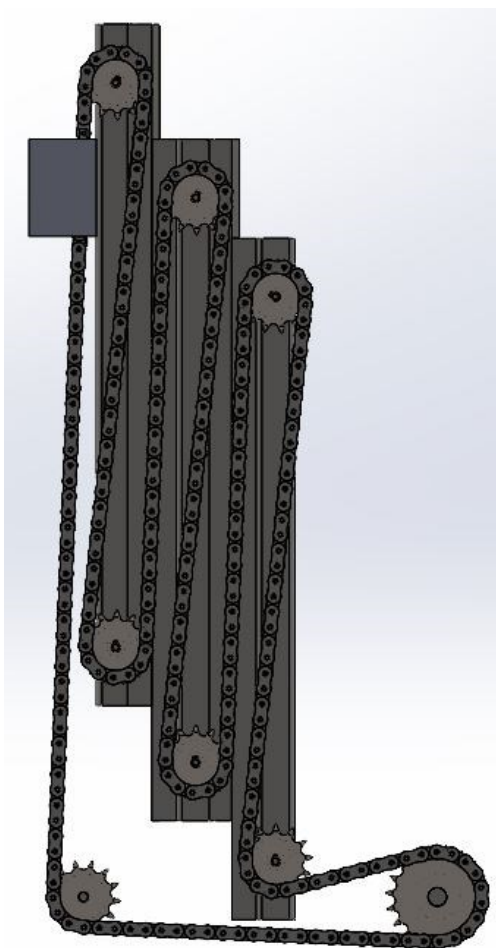
Systeemi 1 yritettiin saada toimimaan monin eri tavoin, mutta päivä päivältä alkoi näyttämään todennäköiseltä, että siihen ei löydy ratkaisua järkevässä ajassa, jos lainkaan. Sen vuoksi malli päätettiin hylätä kokonaan ja ryhtyä uuden mallin ideoimiseen.

Uudeksi malliksi valittiin ketjuvetoinen systeemi, jota lähdettiin jatkokehittämään. Aluksi huomattiin, että malli ei toiminut, mutta sitten löydettiin valmis mekanismi, joka toimisi halutulla tavalla. Mallin toimintaperiaate on se, että ketjun ja ketjupyörien vuoksi eri vaiheet nousevat synkronoidusti.

3.3 Ketjumallin luonnostelu

Esitutkimus pysyi samana, koska uusi malli noudatti edelleen samoja vaatimuksia kuin edellinen malli.

Luonnosteluvaiheessa komponentit valittiin ja mallinnettiin aluksi mekanismin testaamisen toiminnan kannalta (Kuva 6). Jos se saataisiin toimimaan, voitaisiin jatkaa seuraaviin tuotekehityksen vaiheisiin, joissa komponentit mitoitettaisiin ja valittaisiin asianmukaisella tavalla.



Kuva 6. Ketjuvetoisen systeemin havainnekuva

3.4 Komponenttien valinnat ja mitoitukset

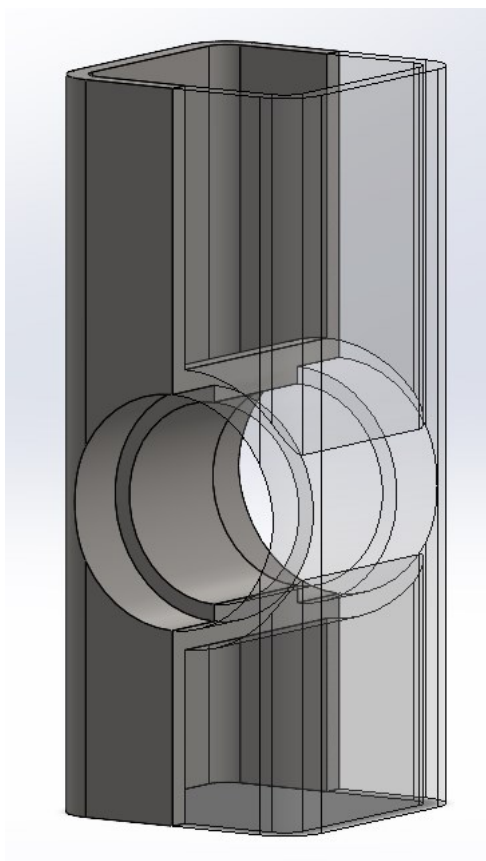
Kaikkien osto- ja standardiosien lähteet ja ostopaikat valittiin työhön vain esimerkin vuoksi; ne voidaan vaihtaa tai korvata tilanteen mukaan.

3.4.1 RHS-putkien mitoitukset ja lujuustarkastelut

RHS-putkien mitoituksen perustana oli suhteuttaa putkien koko ja mitat systeemiin käytännön kannalta; tarpeeksi suuret RHS-putket valittiin, jotta ketjun sekä ketjupyörien koot olisivat riittävät mekaanisin toimivuuden kannalta. Putkien poikkileikkauksen mitoiksi valittiin siten 40x40x3 mm ja materiaali voitaisiin hankkia esimerkiksi Puuilo Tavaratalot Oy:stä (Puuilo n.d.).

Vaikka RHS-putkien poikkileikkausten mittojen arveltiin olevan huomattavan kestäviä mekanismiin kohdistuvat kuormat huomioon ottaen, niiden nurjahdustarkastelut tehtiin vielä Internet-pohjaisella laskurilla (Calc Resource n.d.). Aluksi RHS-profiilille tarkastettiin taivutusneliömomentti (Steelweb.info 2020), jonka arvoksi saatiin $I_x = 93200 \text{ mm}^4$, jonka jälkeen laskettiin nurjahduskesto, jonka arvoksi saatiin $P_{cr} = 394 \text{ kN}$ (liite 1). Laskurista saatujen tulosten perusteella todettiin, että putket ovat laskennallisesti ylimitoitettuja ja kestävästi varmasti mekanismiin kohdistuvat kuormat.

RHS-putkien sisälle hitsataan holkit – tai vaihtoehtoisesti suorakaiteen muotoiset palat, jonka jälkeen akseleita ja laakereita varten koneistetaan niille sopivat reiät sekä navat (Kuva 7). 100 mm:n RHS-putken tekninen piirustus sisällytettiin tähän opinnäytetyöhön liitteenä (liite 5).



Kuva 7. Havainnollistava kuva RHS-putkien rei'istä ja navoista

3.4.2 Ketjувälityksen alustava mitoitus ja ketjun valinta

Ketjувälityksessä käytettiin ensin apuna ja esitietojen hakemiseen SKS Mekaniikka Oy:n esitettä. Hi-taissa käytössä – 4 m/s ja alle – ketjupyörille ei tulisi käyttää pienempiä hammaslukuja kuin 11-13 ja hammaslukujen määrä tulisi olla pariton ja jaoton. Akseliväli ketjupyörien välillä tulisi olla noin 40 x ketjun jako ja ryntökulman vähintään 90 °, mutta mielellään yli 150 °. (SKS Mekaniikka 2008, 6-7.)

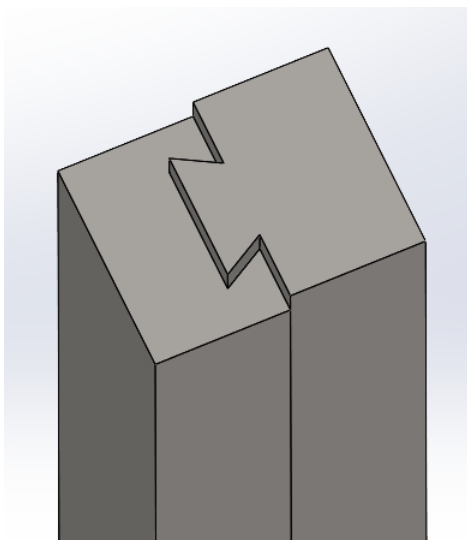
Ketjувälityksen alustavissa mitoituslaskuissa käytettiin käyttökertoimen k_k arvoa 1,37 ja laskettiin joutokäyntipyörien teho sekä kierrosluku. Näin ollen ketjuksi saatiin valittua yksirivinen rullaketju 10B (liite 2). Joutokäyntipyörien aksiaalivoimia ei otettu huomioon, koska ne oletettiin häviävän pieniksi.

Ketjun laajat ja tarkat mittatiedot löytyvät standardista SFS 2392 (SFS 2392 1969, 2) ja 3D-malli la-dattiin CrabCAD-Internetsivustolta (CrabCAD 2015). Lisäksi, ketjupyörien mitoittamiseen käytettiin suunnitteluohjeita, jotka löytyvät SKS Mekaniikka Oy:n esitteestä (SKS Mekaniikka 2008, 5).

Sopivat ketjupyörät löytyivät Etra Oy:n Internet-sivuilta (ETRA 2025).

3.4.3 Lohenpyrstöjohteiden mitoitus ja valmistus

Mitoituksen lähtökohtana oli suunnitella RHS-putkiin sopivat lohenpyrstöjohteet, koska sopivia komponentteja ei löytynyt osto- ja standardiosina. Leveydeksi valittiin 40 mm ja lohenpyrstökulmiksi 60 °, koska se on yksi yleisimmistä käytetyistä kulmista, johtuen metallisorvien terien kulmista (Kuva 8). Johteiden lohenpyrstöt olisi tarkoitus valmistaa jyrsimällä, käyttäen valmista terästankoa, jos sopivaa materiaalia on saatavilla.



Kuva 8. Havainnekuva lohenpyrstöjohteiden poikkileikkauksista

3.4.4 Laakereiden sekä lukkorenkaiden mitoitukset ja valinnat

Laakereiden tarkemmassa mitoituksessa huomattiin, että luonnosteluvaiheessa valitut laakerit olivat liian pienet, eli ne eivät kestäneet mekanismiin vaikuttavia kuormia. Uusien laakereiden valintaan käytettiin SKF:n laakerilaskuria, josta saatiin kaksi vaihtoehtoa laakereille; urakuulalaakeri tiivisteillä 6201-2RSL tai yksirivinen kartiokuulalaakeri 30202 (SKF n.d.). Vaihtoehtoista valittiin 6201-2RSL, koska

ne ovat puolet halvempia kuin 30202-laakerit. Laakereiden valinnassa käytettiin vaatimuksissa määritellyn radiaalikuorman maksimiarvoa $F_r = 1.5 \text{ kN}$ - joka jaettiin kahdella, koska laakereita on kaksi per akseli - kierrosnopeutta 500 rpm ja lämpötilaa 20 C° . Näin ollen laakereiden käyttöiäksi saatiin $L_{10mh} = > 2 \times 10^5 \text{ h}$. Aksiaalikuormia ei otettu huomioon, koska ketjumallissa niitä ei esiinny joutokäyntipyörissä, vaan ainoastaan moottorin akselissa, jossa on myös vääntökuormitusta.

Kestävyystarkastelujen jälkeen laakereille valittiin toleranssit, jotka tuli mitoittaa sekä akselin, että navan vastaisille puolille. Aluksi toleransseiksi valittiin navalle H7 ja akselille m7 kurssien oppimateriaalien sekä toleranssistandardien (Seppo Kivioja 2006; SFS 2231 1973) mukaisesti, mutta tarkastellessa valmistajan omia toleransseja huomattiin, että niissä on poikkeamia. SKF 6201-2RSL -laakerin omista tiedoissa luki, että toleranssiasema olisi ollut P6. Toleranssivalinnat käytiin tarkistamassa vielä SKF:n toleranssien valintaoppailla ja päätettiin, että käytetään niissä ohjeistettuja toleranssiasemia ja -luokkia, jotta laakereiden toleranssien mitoitus vastaisi todellista tilannetta, jossa laakerit tulisivat olemaan. (SKF n.d.)

Sopivat laakereiden toleranssit saatiin SKF:n toleranssien valintaoppaalla laskemalla niille P-arvot, jotka saatiin sovellettuna kaavasta

$$P = X \frac{F_r}{2} \quad (1)$$

jossa P on ekvivalentti dynaaminen laakerikuorma ja X on radiaalikuorman kerroin.

Laakerin tiedoista saatiin arvo $C = 7.28 \text{ kN}$, joten voitiin tarkastella, että seuraavien yhtälöiden ehdot toteutuvat navalle ja akselille:

$$P > 0.1C \quad (2)$$

ja

$$0.05C < P \leq 0.1C \quad (3)$$

jossa C on laakerin perus dynaaminen kuormitusluokitus.

Näin ollen navan toleranssiksi saatiin P6 ja akselin toleranssiksi j5.

Napojen pinnankarheudelle valittiin SKF:n pinnankarheusoppaasta arvoksi Ra 0,8 ja akseleille Ra 0,4 (SKF n.d.).

Kaikki mekanismissa olevat lukkorengaat ovat samankokoisia ja ne valittiin akselin paksuuden perusteella standardista DIN-471 (DIN-471 1981, 2-3), jotka löytyvät liitteestä 3.

3.4.5 Akselien mitoitus ja valmistus

Akselien mitoitus aloitettiin laskemalla akseleihin kohdistuvat kuormat, so. radiaalivoimat, jotka löytyvät liitteestä 4. Näin ollen akselien taivutusjännityksen suuruudeksi saatiin 1,2 GPa ja niitä vastaavat

kuvaajat saatiin Internet-pohjaisen työkalun avulla (SkyCiv 2025). Leikkausjännitystä ei otettu huomioon, koska se oletettiin olevan huomattavan pientä. Taivutusjännityksen laskemisessa käytettiin ketjupyörien akseleihin kohdistuvan radiaalivoiman maksimiarvoa (liite 4).

Akselien mitoituksessa käytettiin iterointia; luonnosvaiheessa vapaasti valitulle olakeakselille tehtiin tarkastuslaskelmat (liite 4), joiden myötä todettiin, että akselin kapeimman kohdan 7 mm:n halkaisija ei ole riittävän suuri. Lisäksi huomattiin, että akselin ei tarvitse olla olakeakseli, joten se muutettiin normaaliksi akseliksi. Se on helpompi koneistaa, joten se on taloudellisesti parempi ratkaisu. Uusi halkaisija akseleille saatiin käyttämällä laskuissa suurinta sallittua jännitystä ja kestoikälaskentaa materiaalin ollessa S355, sekä ottamalla huomioon lukkorengasurien tuomat lovivaikutukset. Näin ollen akselien uudeksi halkaisijaksi saatiin varmistettua 12 mm.

Akselin tekninen piirustus sisällytettiin tähän opinnäytetyöhön liitteenä (liite 6).

3.4.6 Akselien kutistusliitos

Akselit ja ketjupyörät liitetään toisiinsa helpolla pakotussoviteella, joka kootaan vasaroimalla. Toleransseiksi valittiin H7/k6, koska joutokäyntipyörät eivät välitä momenttia (Seppo Kivioja, 2006). Toleranssit varmistettiin vielä standardista SFS 5595 (SFS 5595 1989, 7), josta saatiin myös lieriömäisyystoleranssien suositellut arvot.

3.4.7 Viimeistely

Viimeistelyssä nostomekanismiin lisättiin vielä rajoittimet, jotta säästyttäisiin mahdolliselta liiallisen noston aiheuttamalta vahingolta. Lisäksi iskun vähimmäismitta tuli määrittelyjen mukaan olla 1800 mm, joten se rajoitettiin 2000 mm:n. Liitteestä 7 nähdään nostolaitteen lopullinen versio 3D-mallista, jossa mekanismista näkee edestä ja takaa ylä- sekä ala-asennot. Moottori sekä kuorma on mallinnettu havainnollistamisen vuoksi pelkiksi suorakaiteen muotoisiksi lohkoiksi.

4 POHDINTA

Opinnäytetyön vähimmäistavoitteena oli löytää ratkaisu nostomekanismin loogiseen ongelmaan, jossa eri vaiheet saataisiin nousemaan ja laskemaan synkronoidusti tilavaatimukset huomioon ottaen. Toimeksiantajan preferenssi kuitenkin oli se, että nostolaitteen suunnittelu etenisi siihen vaiheeseen, että seuraavaksi voitaisiin alkaa tekemään prototyyppiä.

Tuloksena saatiin suunniteltua nostolaite, joka voidaan seuraavaksi valmistaa fyysinen prototyyppi, jossa testataan laitteen toimivuutta ja soveltuvuutta sille määrättyyn tehtävään. Nostolaitetta oli mahdollista testata simuloimalla, koska SolidWorksissa voidaan simuloida ketjun ja ketjupyörien liikettä, mutta nosto- ja laskuliikkeiden simulaatiota ei voida tehdä, koska mallinnusohjelman ketjun polku täytyy määrittellä kiinteäksi, eli se ei ole dynaaminen.

Kotelointia ei kannattanut vielä alkaa tekemään, koska prototyyppivaiheessa siihen tulee joka tapauksessa muutoksia, koska nostolaitteeseen pitää vielä mitoittaa ja suunnitella moottori sekä kuorman kiinnitys. Lisäksi digitaalinen liikkeenhallinta ja ketjujen voitelu suunnitellaan vasta kun koteloinnista on tehty lopullinen versio ja prototyyppi on todettu toimivaksi, eikä muutoksia rakenteisiin enää tehdä. Aivan lopuksi päätetään korroosioneston, so. maalin, sinkityksen tai muun pinnoitteen tarve laitteen eri komponenteille sekä mahdollinen värähtelynvaimennus ketjua varten.

On myös mahdollista, että SolidWorksilla pystyisi simuloimaan nostolaitteen toimintaa, mutta opinnäytetyön tekijä ei löytänyt sopivaa tietoa, eikä hänellä ollut tarpeeksi kokemusta, jotta täysimääräinen simulaatio olisi saatu aikaiseksi. Toisaalta projektista saatiin lisää kokemusta 3D-mallintamisesta ja käytännön asioita tuotekehitysprojektista.

Projektissa onnistuttiin suunnittelemaan yksinkertainen ja modulaarinen laite, jossa käytetään yleisiä koneenrakennusmateriaaleja sekä suurilta osin valmis- ja standardiosia. Toisaalta, laitteeseen tulevat valmistettavat osat ovat verraten yksinkertaisia koneistaa ja valmistaa.

Systeemille 1 yritettiin löytää ratkaisua liian pitkään, joten olisi pitänyt tehdä jo aiemmin hankala, mutta tärkeä päätös hylätä se. Lisäksi järjestelmällisyyteen ja aikataulun hallintaan tulisi jatkossa kiinnittää enemmän huomiota.

LÄHTEET

MOS Engineering Oy n.d. Etusivu. <https://mosengineering.fi>. Viitattu 26.3.2025.

Björk, T., Hautala, P., Huhtala, K., Kivioja, S., Kleimola, M., Lavi, M., Martikka, H., Miettinen, J., Ranta, A., Rinkinen, J. & Salonen, P. 2014. Koneenosien suunnittelu. 6., uudistettu painos. Helsinki: Sanoma Pro Oy.

Puuilo n.d. Warma RHS-putki 40x40x3mm 2m. Verkkajulkaisu. <https://www.puuilo.fi/warma-rhs-putki-40x40x3mm-2m>. Viitattu 22.2.2025.

Calc Resource n.d. Column buckling calculator. Verkkajulkaisu. <https://calcresource.com/statics-buckling-load.html>. Viitattu 25.2.2025.

Steelweb.info 2020. Square Hollow Section. Verkkajulkaisu. <http://www.steelweb.info/40x40x3.htm>. Viitattu 25.2.2025.

SKS Mekaniikka Oy. 2008. Ketjupyörät ja tarvikkeet. Verkkajulkaisu. [https://assets.ctfassets-net/qp8rp917jhxs/1ZthpoAUPSuaO8Y48GQGKi/252a70a66fd69c5983348fae47c27a53/Ketjupy_r_t_ja_tarvikkeet.pdf](https://assets.ctfassets.net/qp8rp917jhxs/1ZthpoAUPSuaO8Y48GQGKi/252a70a66fd69c5983348fae47c27a53/Ketjupy_r_t_ja_tarvikkeet.pdf). Viitattu 26.2.2025.

SFS 2392. 1969. Rullaketjut. Ei julkisesti saatavilla.

CrabCAD. 2015. BS Simplex Roller Chains. Verkkajulkaisu. <https://grabcad.com/library/bs-simplex-roller-chains-1>. Ladattu 5.3.2025.

Etra Oy. 2025. 10B-1 Z=13 napaketjupyörä. Verkkajulkaisu. <https://www.etra.fi/fi/10b-1-z-13-napaketjupyora-10500002136>. Viitattu 26.2.2025.

Etra Oy. 2025. 10B-1 Z=19 napaketjupyörä. Verkkajulkaisu. <https://www.etra.fi/fi/10b-1-z-19-napaketjupyora-10500002139>. Viitattu 26.2.2025.

SKF n.d. 6201-2RSL. Verkkajulkaisu. <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6201-2RSL>. Viitattu 14.3.2025.

SKF n.d. 30202. Verkkajulkaisu. <https://www.skf.com/au/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-30202>. Viitattu 14.3.2025.

Seppo Kivioja. 2006. Toleranssit ja pinnankarheus. Ei julkisesti saatavilla.

SFS 2231. 1973. ISO-toleranssit. Ei julkisesti saatavilla.

SKF n.d. Seat tolerances for standard conditions. Verkkajulkaisu. <https://www.skf.com/ph/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-interfaces/seat-tolerances-for-standard-conditions>. Viitattu 14.3.2025.

SKF n.d. Surface texture of bearing seats. Verkkajulkaisu. <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-interfaces/surface-texture-of-bearing-seats>. Viitattu 14.3.2025.

DIN-471. 1981. Circlips. Ei julkisesti saatavilla.

SkyCiv. 2025. Free Online Beam Calculator. <https://skyciv.com/free-beam-calculator/>. Viitattu 14.3.2025.

SFS 5595. 1989. Kutistus- ja puristusliitos. Ei julkisesti saatavilla.

LIITE 1: RHS-PUTKEN NURJAHDUKKESTO (CALC RESOURCE N.D.)

What is the the unknown?

Critical Buckling Load

End supports:

Pinned

Input:

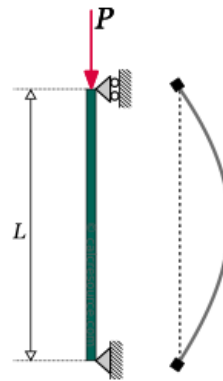
$L = 700$ mm

$E = 210$ GPa

$I = 101972$ mm⁴



Calculate the moment of inertia of various column cross-sections, using our [dedicated calculators](#).



Results:

$P_{cr} = 431.324$ kN

$L_{eff} = 0.7$ m

$K = 1$

LIITE 2: KETJUVÄLITYKSEN MITOITUS

Ketjuvälityksen alustava mitoitus ja ketjun valinta

Esitiedot ja laskelmat

$$\text{Minimikuorma} \quad m_{\min} := 60 \text{ kg}$$

$$\text{Maksimikuorma} \quad m_{\max} := 100 \text{ kg}$$

$$\text{Painovoima} \quad g := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\text{Kiihdytys} \quad a := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\text{Nostovoiman minimiarvo} \quad F_{\min} := m_{\min} \cdot (g + a) = 648.6 \text{ N}$$

$$\text{Nostovoiman maksimiarvo} \quad F_{\max} := m_{\max} \cdot (g + a) = (1.081 \cdot 10^3) \text{ N}$$

$$\text{Ketjun sallittu maksiminopeus} \quad v_{\max} := 1.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Moottorin teho} \quad P := F_{\max} \cdot v_{\max} = 2.054 \text{ kW}$$

$$\text{Moottorin ketjupyörän jakohalkaisija} \quad d_{pm} := 96.45 \text{ mm}$$

$$\text{Moottorin akselin momentti} \quad M := F_{\max} \cdot \frac{d_{pm}}{2} = 52.131 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\text{Moottorin ketjupyörän RPM} \quad \text{RPM}_m := \left(\frac{v_{\max}}{\pi \cdot d_{pm}} \right) \cdot 60 \text{ s} = 376.229$$

$$\text{Moottorin ketjupyörän hammasluku} \quad z_2 := 19$$

$$\text{Joutokäyntipyörien akselien ketjupyörien hammasluku} \quad z_1 := 13$$

$$\text{Välityssuhde} \quad i := \frac{z_2}{z_1} = 1.462$$

$$\text{Joutokäyntipyörien akselien ketjupyörien jakohalkaisija} \quad d_{pa} := 66.32 \text{ mm}$$

Ketjuvälityksen mitoitus

Käyttökerroin (Taulukko 1) $k_k := 1.37$

Taulukko 9.2. Käyttökertoimen k_k valinta, kun akselinväli $a = 40 \cdot p$. /3/

Käytön luonne	k_k
Sysäyksetön käyttö, tasainen kuormitus	1,00
Tasainen käyttö, jossa yksittäisiä keveitä sysäyksiä, kevyt vaihteleva kuormitus	1,25
Keveitä iskuja, keskinäinen vaihteleva kuormitus	1,37
Kohtalaisia iskuja, jossa ajoittaista vaihtelua pienempään päin	1,59
Raskaita kuormitusiskuja, keveitä siirrosta johtuvia iskuja	1,73
Raskaita kuormitusiskuja, kohtalaisia siirrosta johtuvia iskuja	1,89

Lyhyemmillä akselinväleillä ($n \cdot 20 \cdot p$) käyttökerroin kasvaa noin 15 % ja pitemmillä akselinväleillä ($n \cdot 80 \cdot p$) k_k -ta voidaan alentaa noin 15 %.

Taulukko 1. Käyttökertoimen valinta (Urpilainen & Hietikko, 2017)

Hammasluku/
välityssuhde -kerroin

$$k_{iz} := \left(\frac{19}{z_1} \right)^{1.085} \cdot \left(\frac{3}{i} \right)^{0.18} = 1.718$$

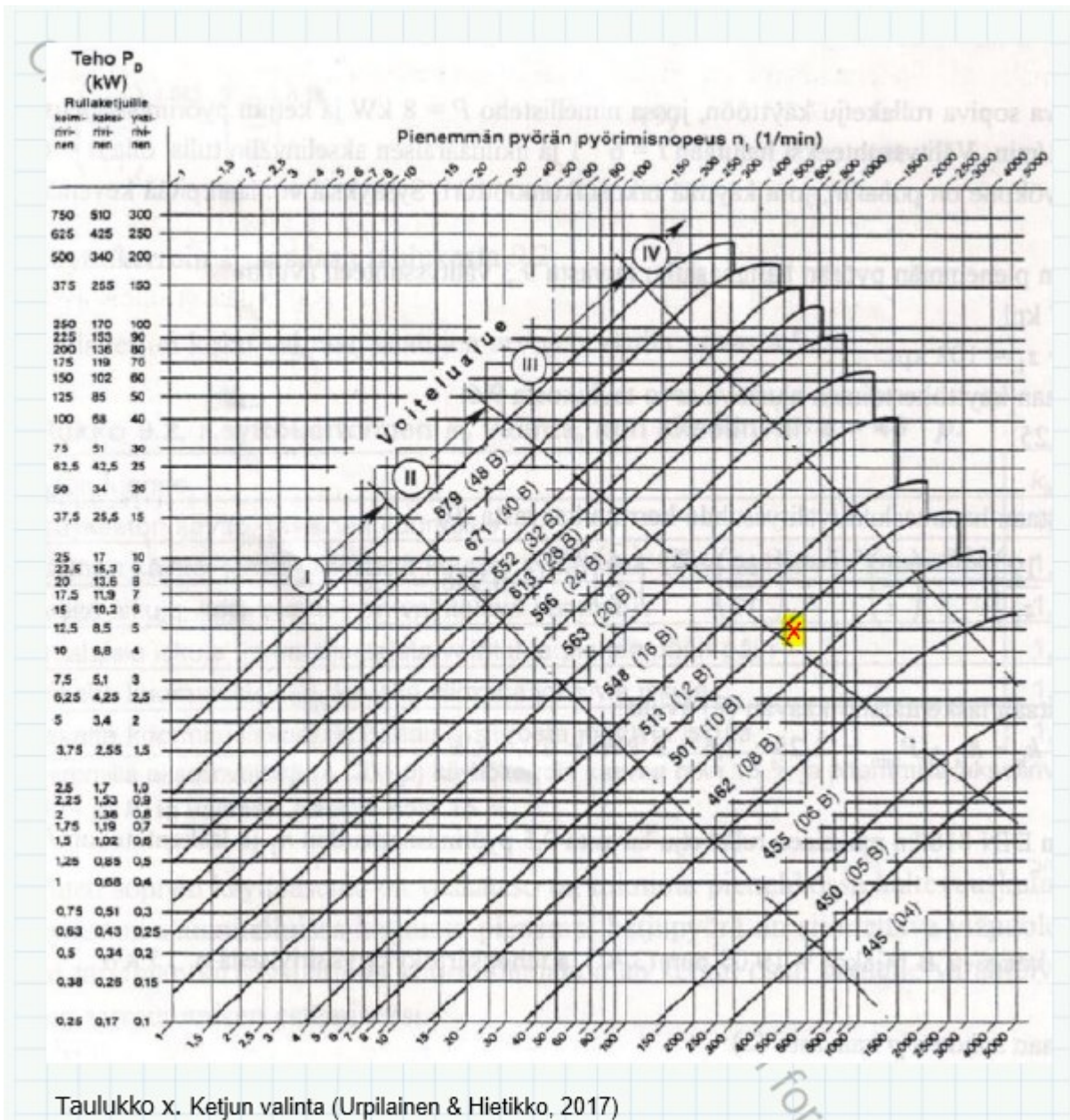
Laskennallinen teho

$$P_{lask} := k_k \cdot k_{iz} \cdot P = 4.834 \text{ kW}$$

Joutokäyntipyörien
akselien ketjupyörien RPM

$$RPM_a := \left(\frac{v_{max}}{\pi \cdot d_{pa}} \right) \cdot 60 \text{ s} = 547.155$$

Valitaan 10B, taulukosta x



LIITE 3: LUKKORENKaidEN MITTOJEN KUVAUKSET (DIN-471, 1981, 2-3)

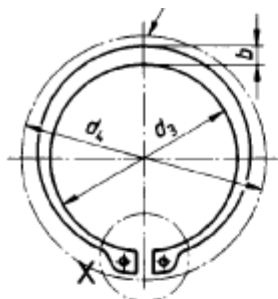


Figure 1.

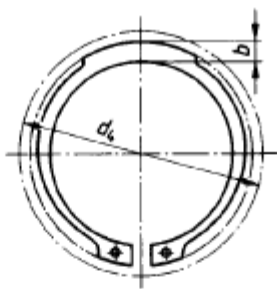
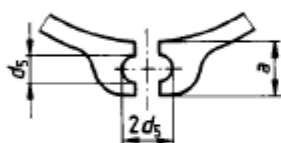
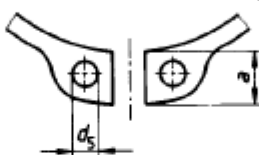
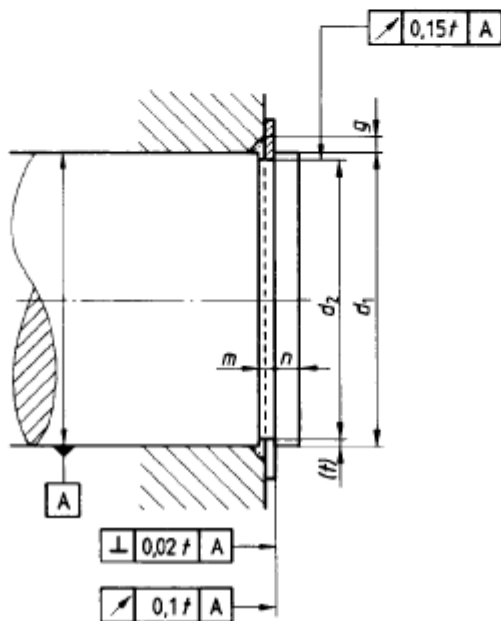
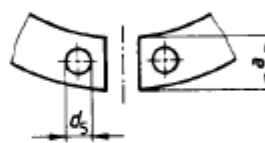


Figure 2.

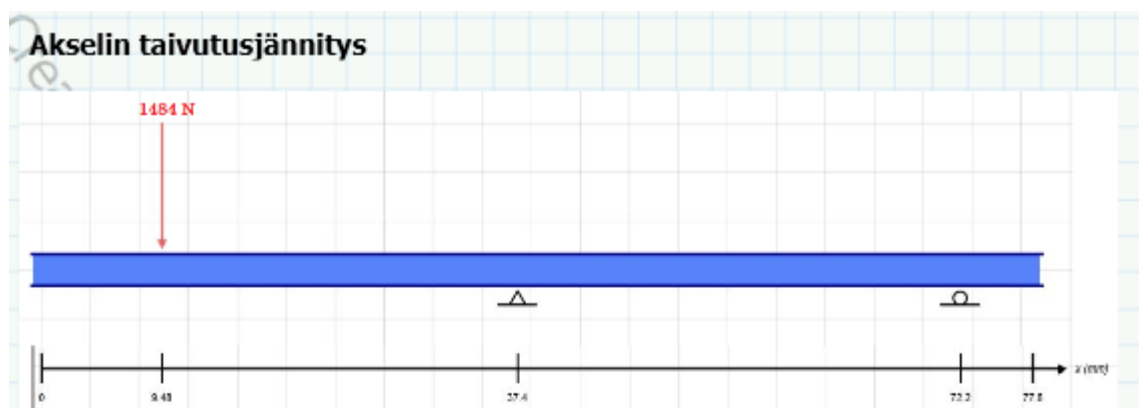


Detail of X

 $d_1 \leq 9 \text{ mm}$  $d_1 > 9 \leq 300 \text{ mm}$  $d_1 \geq 170 \text{ mm}$
at manufacturer's discretion

Shaft diameter d_1 Nominal dimension	Clip							Groove				Supplementary data 4)						Nominal size of pliers according to DIN 5254		
	s	d_3		a	$b^{1)}$	d_5	Weight of 1000 pieces in kg \approx	$d_2^{2)}$	$m^{3)}$	t	n	d_4	F_N	F_R	g	F_{Rg}	n_{abl}			
		per. dev.	per. dev.	max.	\approx	min.													per. dev.	H13
3	0,4	0 -0,05	2,7	+0,04 0,15	1,9	0,8	1	0,017	2,8	0 -0,04 (h10)	0,5	0,1	0,3	7	0,15	0,47	0,5	0,27	360000	3
4	0,4		3,7		2,2	0,9	1	0,022	3,8		0,5	0,1	0,3	8,6	0,20	0,50	0,5	0,30	211000	
5	0,6		4,7	2,5	1,1	1	0,066	4,8	0 -0,048 (h10)	0,7	0,1	0,3	10,3	0,26	1,00	0,5	0,80	154000		
6	0,7		5,6	2,7	1,3	1,2	0,084	5,7		0,8	0,15	0,5	11,7	0,46	1,45	0,5	0,90	114000		
7	0,8		6,5	3,1	1,4	1,2	0,121	6,7	0 -0,06 (h10)	0,9	0,15	0,5	13,5	0,54	2,60	0,5	1,40	121000		
8	0,8		7,4	3,2	1,5	1,2	0,158	7,6		0,9	0,2	0,6	14,7	0,81	3,00	0,5	2,00	96000		
9	1		8,4	3,3	1,7	1,2	0,300	8,6	1,1	0,2	0,6	16	0,92	3,50	0,5	2,40	85000			
10	1		9,3	3,3	1,8	1,5	0,340	9,6	1,1	0,2	0,6	17	1,01	4,00	1	2,40	84000			
11	1		10,2	3,3	1,8	1,5	0,410	10,5	1,1	0,25	0,8	18	1,40	4,50	1	2,40	70000			
12	1		11	3,3	1,8	1,7	0,500	11,5	1,1	0,25	0,8	19	1,53	5,00	1	2,40	75000			
13	1		11,9	3,4	2	1,7	0,530	12,4	1,1	0,3	0,9	20,2	2,00	5,80	1	2,40	66000			
14	1		12,9	3,5	2,1	1,7	0,640	13,4	1,1	0,3	0,9	21,4	2,15	6,35	1	2,40	58000	10		

LIITE 4: AKSELIEN JÄNNITYS- JA KESTOIKÄTARKASTELUT



Kuva 2. Akselin tuennat ja kuormat (SkyCiv, 2025)

Materiaali: S355	$f_u := 510 \text{ MPa}$
Radiaalivoima	$F_r := 1484 \text{ N}$
Säde 1	$r_1 := 9.48 \text{ mm}$
Säde 2	$r_2 := 37.4 \text{ mm}$
Säde	$r := r_2 - r_1 = 27.92 \text{ mm}$
Olakeakselin pienin halkaisija	$D_{oa} := 7 \text{ mm}$
Taivutusmomentti	$M_T := F_r \cdot r = (4.143 \cdot 10^4) \text{ N}\cdot\text{mm}$
Taivutusvastus	$W_{x7} := \frac{\pi \cdot D_{oa}^3}{32} = 33.7 \text{ mm}^3$
Nimellinen taivutusjännitys	$\sigma_{nom7} := \frac{M_T}{W_{x7}} = 1.2 \text{ GPa}$

Suuren nimellisen taivutusjännityksen vuoksi todetaan, että 7 mm halkaisija ei riitä. Tarkastetaan suurinpiirtein, mikä oikea halkaisija voisi olla ja hylätään olakkeet:

Sallittu taivutusjännitys	$\sigma_{sall1} := 340 \text{ MPa}$
Sallittu halkaisija	$D_{sall} := \sqrt[3]{\frac{(32 \cdot M_T)}{(\pi \cdot \sigma_{sall1})}} = 10.747 \text{ mm}$

Valitaan 12 mm akseli ja lasketaan nimellinen taivutusjännitys:

Akselin halkaisija

$$D := 12 \text{ mm}$$

Taivutusvastus

$$W_x := \frac{\pi \cdot D^3}{32} = 169.6 \text{ mm}^3$$

Nimellinen taivutusjännitys

$$\sigma_{nom} := \frac{M_T}{W_x} = 244.2 \text{ MPa}$$

Tehdään lisäksi lovivaikutuksen tarkastelu:

Lukkorengasuran halkaisija

$$d_2 := 11.5 \text{ mm}$$

Halkaisijoiden suhde

$$\frac{D}{d_2} = 1.043$$

Lukkorengasuran pyöristyssäde

$$r_d := 0.1 \text{ mm}$$

r/d -suhde

$$\frac{r_d}{d_2} = 0.009$$

Lovenmuotoluku (Kuva 3)

$$K_t := 3.0$$

Vakio a (Kuva 4)

$$a := 0.28$$

Loviherkkyysluku

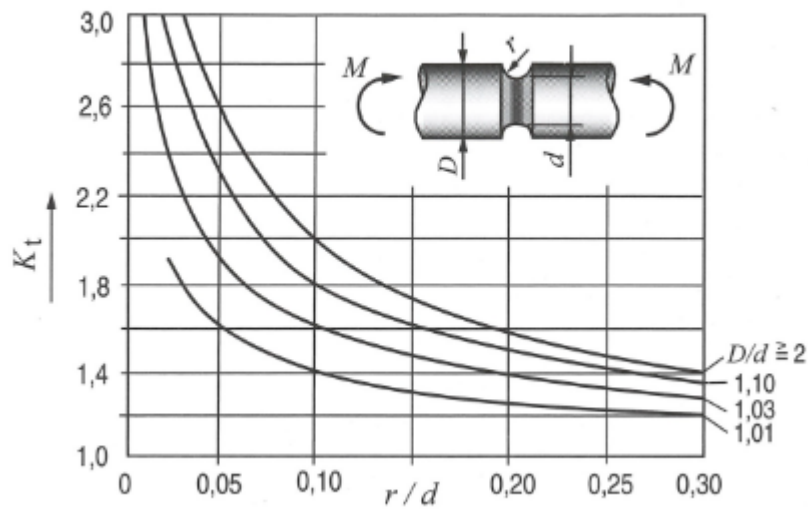
$$q := \frac{1}{\left(1 + \frac{a}{0.1}\right)} = 0.263$$

Loven vaikutusluku

$$K_f := 1 + q \cdot (K_t - 1) = 1.526$$

Taivutusjännitys, ml.
lovivaikutus

$$\sigma := K_f \cdot \sigma_{nom} = 372.778 \text{ MPa}$$



Kuva 3. Kestokälaskenta - kaavakokoelma

f_u [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 4. Kestokälaskenta - kaavakokoelma

Katsotaan Wöhler-käyrältä syklien määrä (Kuva 5):

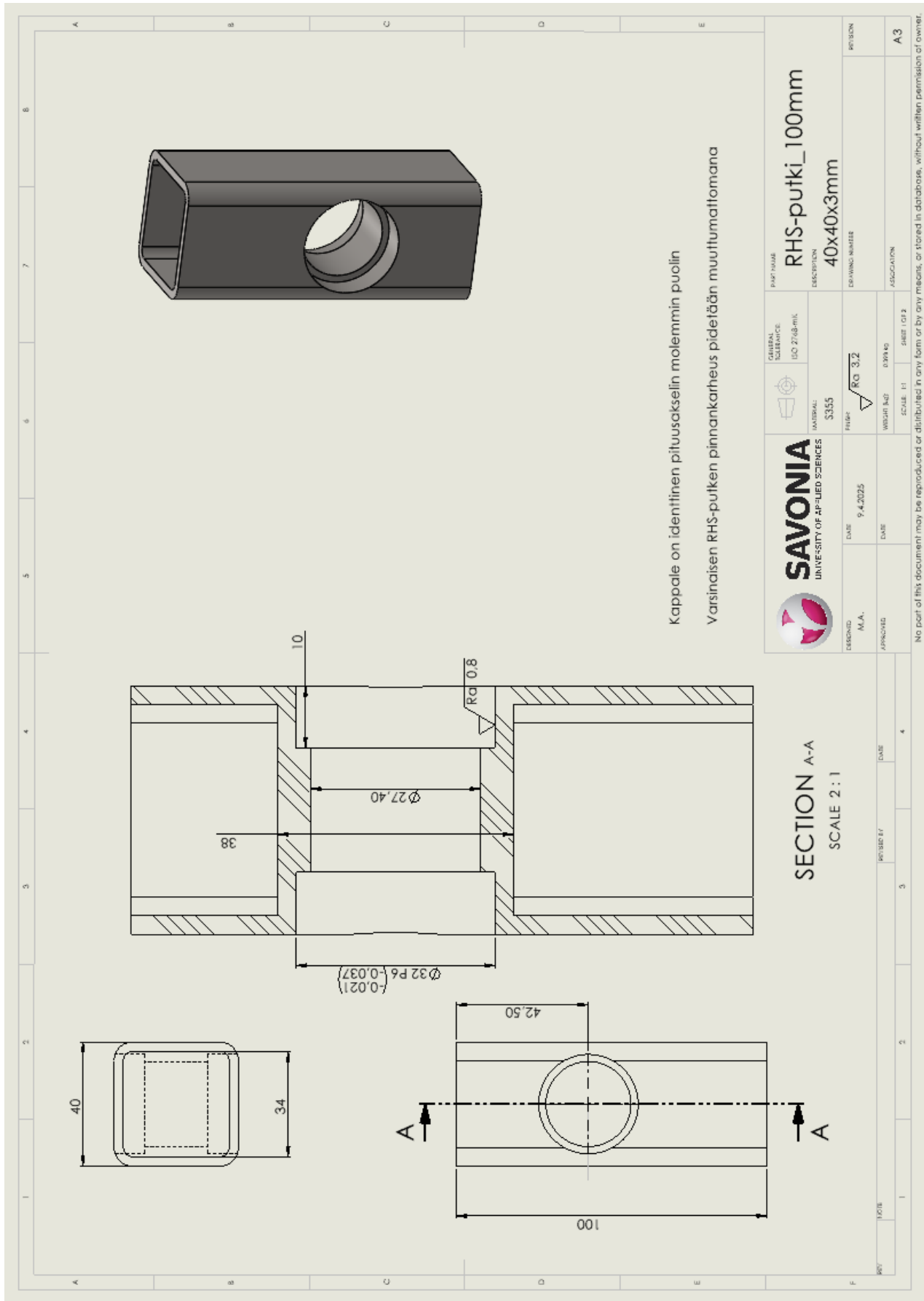
	N	Mpa
σ_{1000}	1000	459
σ_w	1.00E+06	255
	1.00E+07	255
σ_{1000}	1000	459
σ_{wred}	1.00E+06	191
	1.00E+07	191
f_u		510
α		373
σ_s	∞	186.5



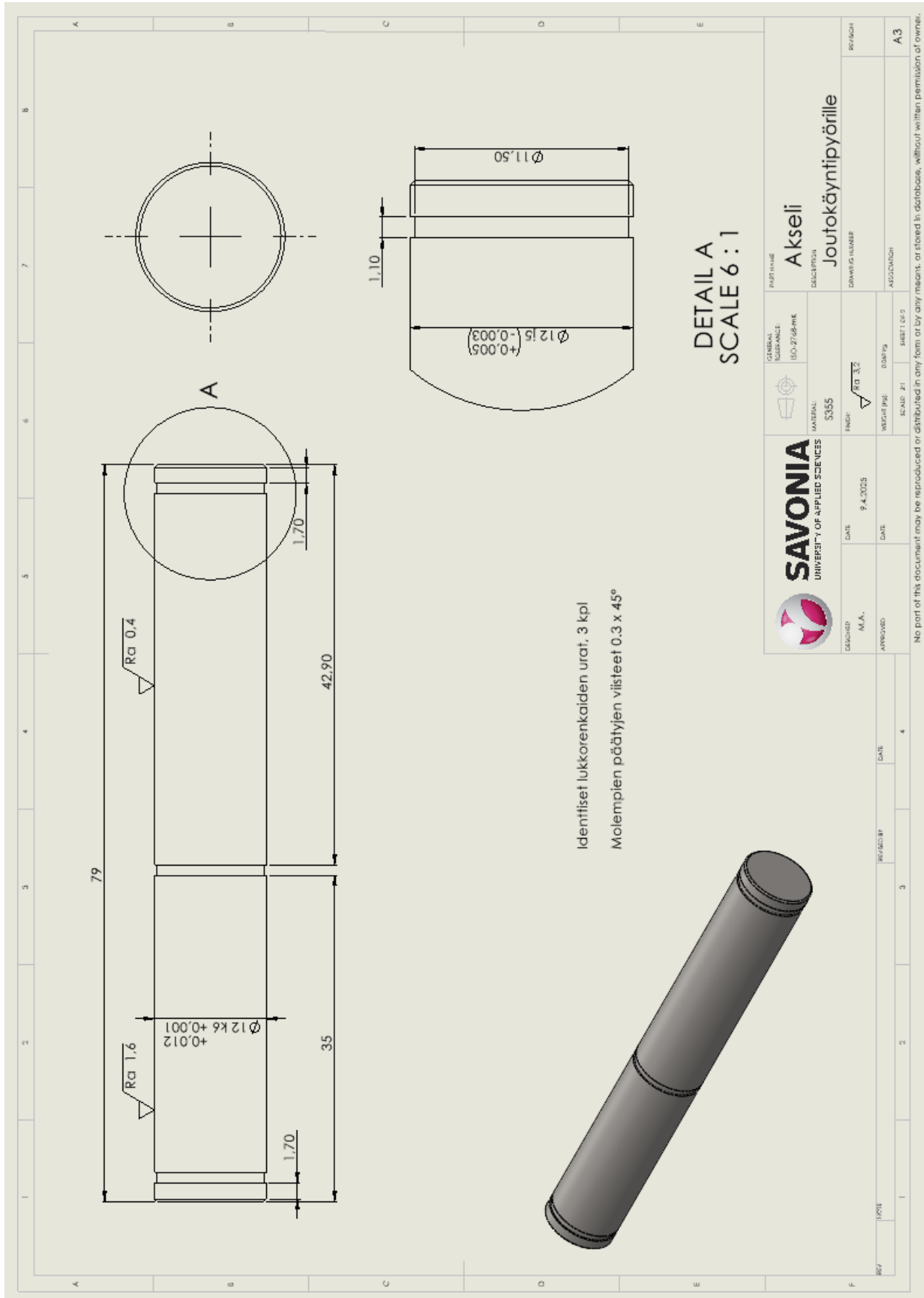
Kuva 5. Wöhler-käyrä

Todetaan 12 mm akseli kestäväksi.

LIITE 5: 100 MM:N RHS-PUTKEN TEKNINEN PIIRUSTUS



LIITE 6: AKSELIN TEKNINEN PIIRUSTUS



LIITE 7: KOKO MEKANISMI HAVAINNOLLISTETTU 3D-MALLI

