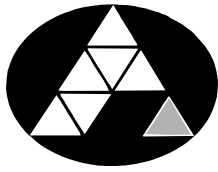


POHJOIS-KARJALAN AMMATTIKORKEAKOULU  
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma

Jussi Suutarinen

PYLVÄIDEN TYÖSTÖASEMAN MODERNISOINTI

Opinnäytetyö  
Huhtikuu 2011



POHJOIS-KARJALAN  
AMMATTIKORKEAKOULU

**OPINNÄYTETYÖ**  
**Huhtikuu 2011**  
**Kone- ja tuotantotekniikan**  
**koulutusohjelma**

Karjalankatu 3  
80200 JOENSUU  
p. (013) 260 6800 p. (013) 260 6906

**Tekijä**  
Jussi Suutarinen

**Nimeke**  
Pylväiden työstöaseman modernisointi

**Toimeksiantaja**  
Iivari Mononen Oy

**Tiivistelmä**

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli kartoittaa Iivari Mononen Oy:n Höljäkän yksikön pylväiden työstöaseman modernisointitarpeet ja tehdä niiden toteuttamiseksi vaadittavat mekaniikkasuunnitelmat. Tavoitteena oli parantaa työn tehokkuutta, ergonomiaa ja työturvallisuutta työstöasemalla. Suunnitellut muutokset on pyritty tekemään siten, että työstöasemalta vaadittavan CE-merkinnän hankkiminen on mahdollista modernisoinnin yhteydessä.

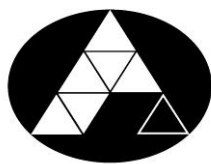
Mekaniikkasuunnittelussa sovellettiin järjestelmällisen- ja intuitiivisen suunnittelumetodien parhaimmiksi katsottuja käytäntöjä. Suunnittelussa on käytetty hyväksi Autodesk Inventor 3D -suunnittelu- ja simulointiohjelmaa, MS Visiota ja MS Excel -taulukkolaskentaa.

Suunnittelun tuloksena saatiin laskelmat ja valmistuskuvat tarvittavista muutoksista. Kuvat ovat hyvä perusta lähteä pyytämään mahdollisia tarjouspyyntöjä modernisoinnin toteutuksesta ja tarvittavista koneista. Suunnittelun tuloksena saadut ratkaisut on vielä toteuttamatta, joten niiden todellinen toimivuus ei ole vielä mitattavissa. On myös epävarmaa, tullaanko modernisointi toteuttamaan pelkästään tässä opinnäytetyössä suunnitelluilla muutoksilla, vai laajennetaanko se koskemaan koko pylväiden työstöhallia.

**Kieli**  
suomi

Sivuja 67  
Liitteet 2  
Liitesivumäärä 59

**Asiasanat**  
modernisointi, mekaniikkasuunnittelu, pylväs



NORTH KARELIA  
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

**THESIS**  
**April 2011**  
**Degree Programme in Mechanical  
and Production Engineering**  
Karjalankatu 3  
FIN 80200 JOENSUU  
FINLAND  
Tel. 358-13-260 6800

Author  
Jussi Suutarinen

Title  
Modernization of a Workstation for Wooden Poles

Commissioned by  
Iivari Mononen Ltd

#### Abstract

The object of this study was to examine and design the modernization needs of a workstation in the production plant of Iivari Mononen Oy at Höljäkkä. The goal was to improve the productivity, ergonomics and safety of the workstation. The planned changes have been made so that getting the necessary CE-mark during the modernization is possible.

Mechanical designing was done using the best practices of the systematic and intuitive design methods. Designing was done using tools such as MS Excel, MS Visio and Autodesk Inventor 3D Mechanical Design and Product Simulation program.

The results of this thesis were calculations and manufacturing drawings of the changes needed. The drawings are a good basis to call for offers for the implementation of the modernization and for the new machines needed. The planned modernization hasn't been put into practice yet, so there are no results of the benefits of it. It's also unsure if the modernization is going to be executed like it has been designed in this thesis or if it's going to cover the whole processing hall of wooden poles.

Language  
Finnish

Pages 67  
Appendices 2  
Pages of Appendices 59

Keywords  
modernization, mechanical design, pole

# Sisältö

Tiivistelmä

Abstract

1	Johdanto .....	5
1.1	Modernisointitarpeiden kartoitus .....	5
1.2	Työn rajausta .....	6
2	Koneensuunnittelu .....	6
2.1	Systemaattinen metodi .....	7
2.2	Intuitiivinen metodi .....	7
3	Ergonomia .....	8
4	Pidempien pylväiden työstön mahdollistaminen .....	9
4.1	Erlaisia vaihtoehtoja pylvään latvapään tukemiseen .....	9
4.2	Neljännän pyörittäjän lisäämisen vaikutus .....	10
5	Pyörittäjän ja siihen liittyvien osien suunnittelu .....	15
5.1	Pyörittäjien pyörät .....	15
5.2	Ketjuvälityksen mitoitus .....	16
5.3	Pyörittäjän runko .....	18
5.4	Pyörittäjän suojukset .....	19
6	Työskentelyergonomian parantaminen .....	21
6.1	Tarvittavan säätövaran määrittäminen .....	21
6.2	Vaihtoehtoja säädön toteuttamiseen .....	21
6.3	Työskentelytason muuttaminen säädettäväksi .....	23
6.4	Työskentelytason mitoitus .....	24
6.4.1	Työskentelytason lattiapinnan muuttaminen .....	24
6.4.2	Työskentelytason rungon mitoitus .....	25
6.4.3	Hydrauliikkakomponenttien mitoitus ja valinta .....	28
6.5	Pyörittäjien eristäminen rungosta .....	32
6.6	Pilarien pohjalevyn ja liitoksen mitoitus .....	35
6.7	Muut muutokset työskentelytason .....	36
6.8	Työskentelytilan lisääminen .....	38
7	Pylvään lukitseminen työstön ajaksi .....	39
7.1	Lukinnan suunnittelu .....	39
7.2	Lukinnan komponenttien mitoitus .....	42
8	Läpimenoajan lyhentäminen odotusajan poistamisella .....	50
8.1	Puskurivaraston toteutus .....	50
8.2	Annostelijan mitoitus .....	53
8.2.1	Pääakselin mitoitus .....	53
8.2.2	Akseli- ja kytkinliitoksen mitoitus .....	56
8.2.3	Laakereitten mitoitus .....	59
8.2.4	Hydrauliikan mitoitus .....	59
8.2.5	Lineaarijohteen mitoitus .....	63
9	Yhteenveto .....	64
	Lähteet .....	67

## LIITTEET

Liite1	Hydrauliikkakaaviot
Liite2	Työstöaseman piirustukset

## Opinnäytetyössä käytettyjen symbolien selitykset

$M$  = mometti, jonkin pisteen suhteen (Nm)

$\rho$  = tiheys ( $\text{kg/m}^3$ )

$g$  = gravitaatiokiihtyvyys ( $\text{m/s}^2$ )

$s$  = painopisteen etäisyys pyörimisakselilta (mm)

$P$  = teho (W)

$n$  = pyörimisnopeus (1/s)

$i$  = välityssuhde

$n_1$  = moottorin pyörimisnopeus (rpm)

$n_2$  = pyörimisnopeus vaihteiston jälkeen

$M_1$  = moottorin vääntö (Nm)

$M_2$  = pylvästä pyörittävä momentti (Nm)

$N$  = tukivoima (N)

$\mu$  = kitkakerroin

$r$  = säde (mm)

$T_A$  = vääntömomentin siirtokyky akselilla

$l$  = pituus (mm)

$d$  = halkaisija

$t_1$  = akselin uran syvyys

$\eta_V$  = vaihteiston hyötysuhde

$\eta_M$  = moottorin hyötysuhde

$\eta_K$  = ketjuvälityksen hyötysuhde

$Q$  = suurin sallittu tasaisesti jaettu kuorma ( $\text{kN/m}^2$ )

$f_Q$  = taipuma (mm) kuormalla  $Q$

$P$  = suurin sallittu pistekuorma (kN), joka kohdistuu  $200 \times 200$  mm:n alueelle

$f_P$  = taipuma (mm) kuormalla  $P$

$f$  = valittua kuormitusta vastaava taipuma (mm)

$Q_v$  = valittu kuormitus, esim.  $3 \text{ kN/m}^2$

$f_{\text{sall}}$  = sallittu taipuma

$\beta_W$  = korrelaatiokerroin (S235: 0,8 / S355: 0,9)

$\gamma_{M2}$  = osavarmuusluku (Hitsausliitoksille 1,25)  
 $f_u$  = heikoimman liitettävän osan vetomurtolujuuden nimellisarvo (S235: 340 MPa / S355: 490 MPa)  
 $t$  = materiaalin paksuus (mm)  
 $\sigma_{z.Ed}$  = liitokseen vaikuttava normaalijännitys (MPa)  
 $\tau_{yz.Ed}$  = liitokseen vaikuttava leikkausvoima (MPa)  
 $\sigma_{sall}$  = suurin sallittu normaalivoima kyseiselle materiaalille (MPa)  
 $I$  = rakenteen tai osan neliömometti (mm<sup>4</sup>)  
 $W$  = rakenteen tai osan taivutusvastus (mm<sup>3</sup>)  
 $A$  = pinta-ala  
 $a_w$  = hitsin a-mitta (mm)  
 $r$  = etäisyys (mm)  
 $p_o$  = pintapaine (MPa)  
 $F_s$  = Sylinterin voima (N)  
 $F_p$  = pylvääseen vaikuttava voima (N)  
 $l_n$  = Redusoitupituus (mm)  
 $F_n$  = Nurjahdusvoima (N)  
 $p$  = paine (MPa)  
 $Q$  = virtaus (l/min tai cm<sup>3</sup>/min)  
 $v$  = nopeus (m/s tai mm/s)  
 $F_A$  = Akselia kuormittava voima (N)  
 $y$  = etäisyys neutraaliakselista (mm)  
 $a$  = kappaleen korkeus taivutusvastusta laskettaessa (mm)  
 $b$  = kappaleen leveys taivutusvastusta laskettaessa (mm)  
 $F_K$  = pintaan vaikuttava puristusvoima (N)  
 $F_{QT}$  = pintaan vaikuttava leikkausvoima (N)  
 $\mu_T$  = pintojen välinen kitkakerroin  
 $\tau_{Tx}$  = taivutuksesta aiheutuva leikkausjännitys (MPa)  
 $\tau_{Vx}$  = väännöstä aiheutuva leikkausjännitys (MPa)  
 $\sigma_{1,2}$  = pääjännitykset (MPa)  
 $\sigma_{vert}$  = vertailujännitys (MPa)  
 $T$  = vääntömomentti (Nm)  
 $z$  = ruuvien lukumäärä (kpl)  
 $K_1$  = Kerroin (1,2 halkaistulle navalle)

$n$  = varmuuskerroin

$l_R$  = pituus navankeskestä ruuvien keskelle (mm)

$m$  = taivuttavien ruuvien määrä (halkaistulle navalle  $z/2$ )

$\sigma_{Re}$  = materiaalin myötörajaa vastaava jännitys (MPa)

$F_Q$  = leikkausvoima (N)

$F_{w,Ed}$  = hitsin pituusyksikköä kohti vaikuttavan voiman mitoitusarvo (kN/mm)

$F_{w,Rd}$  = hitsin kestävyuden mitoitusarvo pituusyksikköä kohti (kN/mm)

$f_{wv,d}$  = hitsin leikkauslujuuden mitoitusarvo (MPa)

$F_r$  = radiaalivoima (N)

$S_o$  = laakerin varmuusluku

$C_o$  = myötövoimaluku (N)

$P_o$  = maksimikuormitus (N)

$l_p$  = pylvään matka pyörähdysakselista (mm)

$l_s$  = sylinterin matka pyörähdysakselista (mm)

$v_p$  = pylvään kehänopeus (m/s)

$v_s$  = sylinterin lineaarinen nopeus (mm/s)

$\Phi$  = sylinterin kulma (astetta)

$C$  = dynaaminen kantavuusluku (N)

$M_{A/B}$  = lineaarijohteeseen kohdistuva momentti (Nm)

$P$  = maksimi kuormitus (N)

$L_{10}$  = odotettu kestoikä (m)

## 1 Johdanto

Tehtävänanto tähän opinnäytetyöhön tuli livari Mononen Oy:n tekniseltä johtajalta Pekka Tahvanaiselta. Opinnäytetyön tavoitteena oli kartoittaa livari Mononen Oy:n Höljäkän yksikön työstöaseman modernisointitarpeet ja suunnitella niiden vaatimat muutokset työstöasemaan ja sen ympäristöön. Tarkoituksena on myös tehdä tarvittavat piirustukset koskien tulevia muutoksia. Työstöasemalla pylvästä tarkastetaan mitat, kosteus ja laatu [1]. Samalla tehdään asiakkaan vaatimusten mukaiset merkinnät, poraukset ja muut tarvittavat työstöt [1].



Kuva 1. Työskentelyä työstöhallissa [1].

### 1.1 Modernisointitarpeiden kartoitus

Tarve työstöaseman modernisointiin tuli halusta käsitellä pidempiä pylväitä ja lyhentää läpimenoaikaa sekä halusta parantaa työstöasemalla työskentelevien henkilöiden työskentelyolosuhteita. Työstöasemalle tarvittavia muutoksia ja toivomuksia kartoitettiin työstöaseman työntekijöiltä sekä yhtiön tekniseltä johtajalta Pekka Tahvanaiselta. Uudistustarpeiden kartoituksessa pyrittiin hyödyntämään opiskelusta ja kokemuksesta karttunutta tietotaitoa teknisistä mahdollisuuksista jotta oltaisi löydetty vielä lisää parannuksia, joita loppukäyttäjät ei ole osannut toivoa.



Kartoituksen tuloksena saatiin lista ongelmista, johon tämä opinnäytetyö pyrkii vastaamaan. Kartoitusta tehtäessä tiedossa olleet muutostarpeet tarkentuivat ja niihin tuli lisätoiveita. Työskentelyolosuhteita pyritään parantamaan ergonomiaan liittyvillä tekijöillä, sekä vähentämällä työntekijään kohdistuvaa melu- ja värinäkuormitusta. Työstöprosessia pyritään kehittämään, jotta asemalla pystyttäisiin työstämään pitempiä pylviä ja saataisiin lyhennettyä läpimenoaikaa. Pylväiden kääntyily ja liikkuminen työstön aikana pyritään saamaan paremmin hallintaan, jotta päästäisiin tarkempiin työstötoleransseihin. Opinnäytetyön tuloksena saatiin piirustukset tehtävistä muutoksista. Piirustukset löytyvät opinnäytetyön liitteistä.

## **1.2 Työn rajaus**

Opinnäytetyöstä rajattiin pois CE-merkinnän hankkiminen koneelle. Laite on kuitenkin CE-merkittävä livari Mononen Oy:n toimesta ennen sen käyttöön ottamista. CE-merkinnän mukaisuus edellyttää muun muassa käyttö- ja huolto-ohjeen laatimisen sekä riskianalyysin tekemisen. Tämän lisäksi tulee kirjoittaa valmistajan vakuutus, jossa livari Mononen Oy vakuuttaa koneen olevan sitä koskevien direktiivien mukainen. Riskianalyysissä saattaa nousta esiin mahdollisia lisämuutostarpeita. Opinnäytetyössä suunnitellut muutokset on tehty siten, että ne eivät ole esteenä CE-merkinnälle.

## **2 Koneensuunnittelu**

Koneensuunnittelun lähtökohtana voidaan pitää koneen direktiivien mukaisuutta ja tuotteen hyvää palvelemista suunnitellussa tehtävässään. Monesti tuotteiden suunnittelijalta vaaditaan sekä nopeaa ja tuottavaa suunnittelua että luovaa työskentelyä, jossa tulisi pystyä synnyttämään uutta ja erilaista. Näiden osittain ristiriitaisten vaatimusten takia on kehitetty erilaisia menetelmiä päästä haluttuun tavoitteeseen.

## 2.1 Systemaattinen metodi

Systemaattinen metodi VDI2222 on kehitetty vanhojen metodien ja tutkimusten pohjalta Saksassa vastaamaan koneensuunnittelun tehostamistarpeisiin ja luomaan alalle yleinen konstruktiointioppi [2, s. 17]. Sen peruseriaatteena on edetä järjestelmällisesti käyttäen hyväksi metodiin kuuluvia suunnittelutyökaluja. Systemaattisessa metodissa laaditaan kehitettävälle tuotteelle vaatimuslista, jonka tarkoituksena on jäsentää tuotteelle asetettavat vaatimukset eri luokkiin. Kiinteät vaatimukset tulee täyttää kaikissa tilanteissa, vähimmäisvaatimukset on täytettävä tiettyyn rajaan saakka, ja toivomukset otetaan huomioon mahdollisuuksien mukaan [3, s. 80].

Vaatimuslistan teon jälkeen jaetaan kokonaistoiminnot osatoimintoihin, jotka pyritään yhdistämään vaatimuslistaa soveltaen toimivaksi kokonaisuudeksi. Erilaisia yhdistelmiä vertaillaan valintataulukon avulla ja parhaita vaihtoehtoja vielä valinnantekopistearvostelutaulukon avulla, jossa on mukana painokertoimilla varustetut arvostelukriteerit erilaisille ratkaisuille. [3, s. 83 – 94.]

## 2.2 Intuitiivinen metodi

Intuitiivinen metodi pohjautuu ihmisen alitajunnan hyödyntämiseen suunnittelussa. Alitajunta nähdään suuren kapasiteetin omaavana tietopankkina, johon elämän aikana kertynyt tieto varastoituu. Alitajuntaa hyödyntämällä pyritään pois suunnittelua helposti ohjaavilta kahleilta, jotka haittaavat luovaa suunnittelua. Ratkaisu pyritään kehittämään syntyvän jännitteen, aikataulun, lyhyen logiikan ja niin sanottujen heurististen pisteiden avulla. [3, s. 29–33.]

Tehtävää sisäistäessä syntyy intuitiivinen jännite, jonka suuruus on riippuvainen tehtävän kiireellisyydestä. Tehtävää analysoitaessa ja kerätessä tietoa syntyy heuristisia pisteitä, jotka kasvavat heurististen pisteiden ongelmia analysoimalla ja keräämällä tietoa aiheesta. Tietojen välittämistä heurististen pisteiden välillä kutsutaan loogisiksi siirroiksi. Edetessä lähemmäksi ratkaisua jännite kasvaa,

heuristiset pisteet voimistuvat ja ne kytkeytyvät toisiinsa. Pisteiden kytkeydyttyä toisiinsa niiden välillä vallitsee looginen yhteys, jolloin jännite on valmis laukeamaan toteutettavaksi ratkaisuksi. [3, s. 29–33.]

### 3 Ergonomia

Ergonomia on ihmisen ja kaikenlaisen teknologian tai järjestelmien vuorovaikutusta. Hyvä ergonomia yhdistää hyvinvoinnin ja järjestelmän optimaalisen suorituskyvyn. Ergonomiasta on säädetty konedirektiivissä 2006/42/EY ja sen vuoksi siitä on useita kansainvälisiä ja eurooppalaisia standardeja. Ergonomialla on suora yhteys ihmisen hyvinvointiin ja sairauspoissaolokustannuksiin. Hyvällä ergonomialla voidaan vähentää sairauspoissaoloja, parantaa työmotivaatiota sekä parantaa tuottavuutta ja laatua. [4.]

Ergonomiaa arvioidaan kolmen eri luokan suhteen: terveyden ja hyvinvoinnin, turvallisuuden sekä työsuorituksen kannalta. Kaikkiin kolmeen luokkaan kuuluu niitä kuvaavia erilaisia mitattavia suureita. Terveyttä ja hyvinvointia arvioidaan lääketieteellisillä, fysiologisilla ja subjektiivisilla mittauksilla. Turvallisuutta arvioidaan toimintavarmuudella, virheiden- ja vaaratilanteiden määrällä, sekä läheltä piti -tilanteiden ja tapaturmien määrällä. Työsuoritusta arvioidaan laadulla ja määrällä. [5.]

Ergonomia tulisi ottaa aina huomioon suunnittelussa, kun suunnitellaan laitteita tai järjestelmiä, joissa ihminen on niihin vuorovaikutuksessa. Laitteen suunnittelulle tulisi asettaa ergonomiset tavoitteet. Suunnittelijan tulee ottaa huomioon käyttäjän eri toiminnot ja käyttää asetettuja ergonomiakriteereitä. Ergonomiakriteerit tulee huomioida kokonaisvaltaisesti. Huomioidaan työorganisaatio, työtehtävät ja työkokonaisuus, työympäristö, välitettävä informaatio, työtila ja työpiste. Työtilan ja työpisteen suunnittelussa on erityisesti huomioitava kehon mitat, voimat ja liikkeet. Käyttöönnotossa täytyy antaa työpisteen käyttäjille ergonomiaan liittyvä opastus sekä tarkastaa ergonomian

toimivuus. Työntekijöiltä kannattaa kerätä palautetta ja tehdä muutoksia tarvittaessa, koska he kokevat konkreettisesti mahdolliset huonosta ergonomiasta johtuvat kuormitukset. [4.]

## 4 Pidempien pylväiden työstön mahdollistaminen

Työstöasemalla on käytössä pylväiden pyörityslaitteisto, joka koostuu kolmesta pyörittäjästä. Pyörittäjiä käytetään, jotta pylväs saataisiin hyvään asentoon työstämistä varten. Työstöasemalla työstettävien pylväiden pituudet vaihtelevat välillä 7-12 m ja pylväiden paksuus välillä 105 - 350 mm. Siellä haluttaisiin kuitenkin työstää 14 m pitkiä pylväitä. 12 m pidempien pylväiden työstäminen tuottaa ongelmia, koska pylväänlatva jää roikkumaan pitkän matkaa ilman pyörittäjien antamaa tuentaa. Pyörittäjien välimatkoja ei kuitenkaan voitu suurentaa, koska muuten niiden väliin jäävä välimatka kasvaa liian suureksi lyhyemmille pylväille.

### 4.1 Erilaisia vaihtoehtoja pylvään latvapään tukemiseen

Vaihtoehtojen paremmuuden määrittämiseen käytettiin apuna pistearvotaulukkoa. Arvostelukriteereiksi valittiin ominaisuuksia, jotka katsottiin sovelluksen kannalta tärkeiksi. Pidempien pylväiden onnistunut työstäminen voidaan varmistaa valmistamalla neljäs pyörittäjä (taulukko 2 V1) tai rakentamalla pyörittäjille johteet (taulukko 2 V2), joita pitkin niiden välimatka saadaan säädettyä kullekin pylväälle sopivaksi.

Taulukko 1. Arvostelupisteiden merkitys [3, s. 94].

Arvostelupisteitys			
0	sopimaton	6	hyvä, pieniä puutteita
1	puutteellinen	7	hyvä ratkaisu
2	vaikea ratkaista	8	erittäin hyvä
3	hyväksyttävä	9	yli tavoitteen
4	riittävä	10	ideaaliratkaisu
5	tyydyttävä		

Taulukko 2. Vaihtoehtojen pistearvostelu [3, s. 94].

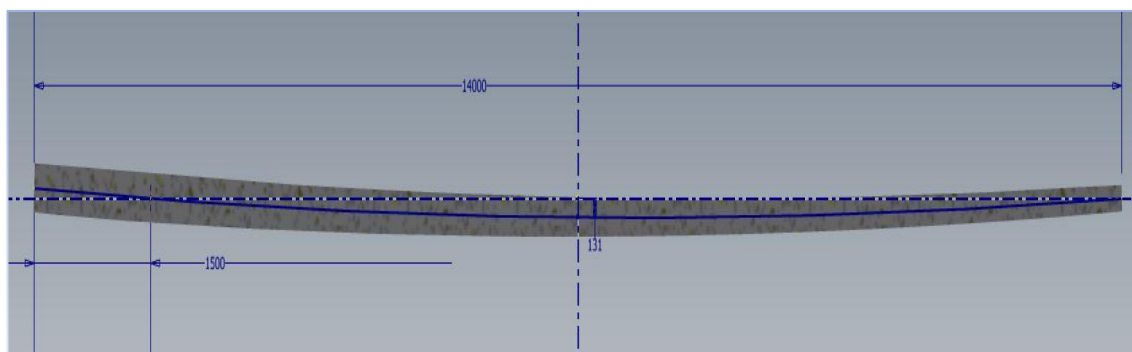
		V1		V2	
Arvostelukriteerit	painokerroin	arvo	arvo	arvo	arvo
		1-10		1-10	
<b>Valmistettavuus</b>					
Yksinkertainen valmistaa	10 %	7	0,7	7	0,7
Asennettavuus	5 %	7	0,35	5	0,25
<b>Kustannukset</b>	10 %	8	0,8	6	0,6
<b>Luotettavuus</b>					
Ei kuluvia osia	5 %	8	0,4	7	0,35
Vähän ulkoisia häiriöitä	10 %	8	0,8	8	0,8
Yksinkertainen rakenne	5 %	8	0,4	7	0,35
<b>Käytettävyys</b>					
Ei lisää prosessin aikaa	10 %	10	1	8	0,8
Ei haittaa työskentelyä	15 %	10	1,5	9	1,35
Helppo käyttää	15 %	10	1,5	9	1,35
<b>Turvallinen</b>	15 %	9	1,35	8	1,2
	<b>100 %</b>		<b>8,8</b>		<b>7,75</b>

Vaihtoehtoja vertailtiin tekemällä karkeat toteuttamissuunnitelmat molemmista vaihtoehtoista. Vaihtoehto V1 osoittautui rakenteeltaan yksinkertaisemmaksi toteuttaa. Se ei myöskään vaadi niin suuria muutoksia muihin työstöaseman rakenteisiin, kuin vaihtoehto V2, jolloin sen toteuttamis- ja ylläpitokustannukset voidaan olettaa olevan pienemmät. Vaihtoehtoa V1 puolsi myös, sen helppokäyttöisyys ja ettei se vaadi käyttäjältään mitään ylimääräisiä toimenpiteitä. Vaihtoehtojen toimivuuden ja toteuttamisen arvioinnin jälkeen päädyttiin tutkimaan tarkemmin neljännen pyörittäjän lisäämisen vaikutuksia pylvään pyörimiseen, koska se osoittautui edellä mainituin kriteerein hieman paremmaksi pistearvostelussa.

#### 4.2 Neljännen pyörittäjän lisäämisen vaikutus

Jotta muutoksen vaikutus saataisiin selville, on sitä luonnollisinta verrata nykyiseen tilanteeseen. Tilanteessa tulee selvittää erityisesti haittaako neljännen tukipisteen lisäys pylvään pyörimistä. Vaikein tilanne pyörittäjille on, kun suurimassaisen pylvään painopiste akseli on kaukana sen pyörimisakselista. Pylvään painopiste- ja pyörimisakselit eroavat toisistaan pylvään lenkouden takia. Pyörimisakselin paikkaan vaikuttaa pylvään

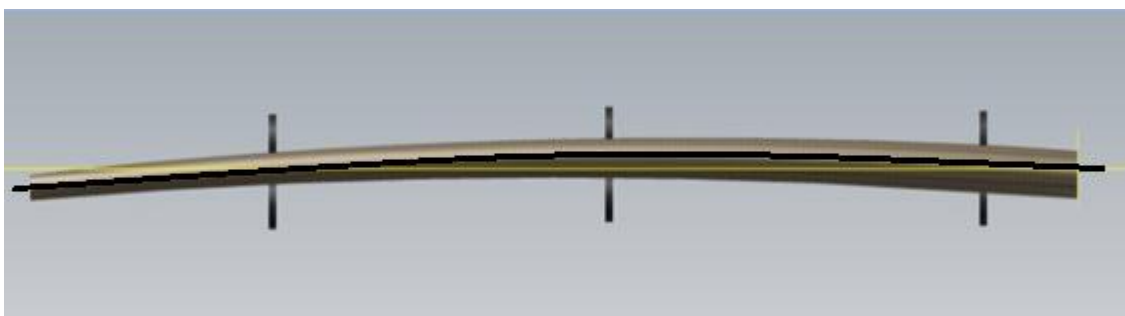
tukeutuminen rullien päälle, kun taas pylvään painopiste akseli pysyy samana. Painopiste akseli on kuvattu kuvassa 1 yhtenäisellä viivalla. Pylväiden pyöriminen on vaikeaa erityisesti lengoilla pylväillä, koska ne eivät asetu rullille yhtä hyvin kuin suorat pylväät. Pylväiden lenkoustoleranssi on, ettei pylvään niin sanotun rintamitan ja latvan poikkileikkauksien keskipisteiden kautta piirretty jana saa ylittää pylvään ulkovaippaa. Pylvään rintamitta mitataan 1,5 m päästä pylvään tyvestä.



Kuva 2. Pylväs lengoimmillaan

Tarkastellaan tilannetta, jossa suuri pylväs on lenkoudeltaan juuri hylkäämisrajalla ja pylvään lenkous on tasaisesti jakautunut koko pylvään matkalle. Pylväs mukautuu pyöriessään tilanteen mukaan liukumalla pyörittäjien pintaa pitkin, jolloin se on koko ajan vähintään kahden pyörittäjän varassa. Pyörittäjien jako on sellainen, että pitkänkin pylvään painopiste tulee keskimmäisen pyörittäjän tyven puolelle. Tällöin pylväälle jää kolme perusasentoa, joille pylväs yleensä asettuu. Pylväiden pyörimisen simuloinnissa käytettiin apuna Inventor 3D -ohjelmaa, josta saatiin myös painopiste akselin paikka kulloisessakin tilanteessa.

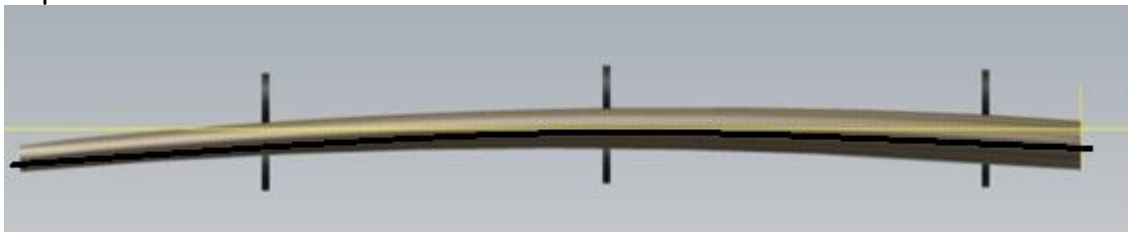
Tapaus 1:



Kuva 3. Pylväs laitimmaisten rullien keskellä

Kuvassa 3 pylvään painopiste akseli on laitimmaisten rullien kohdalla pyörimis akselilla ja keskimmäisen pyörittäjän kohdalla painopiste akseli on noin 131 mm:n päässä pyörimis akselilta, jolloin pylvään kokonaispainopiste on noin 27 mm:n päässä pyörimis akselista.

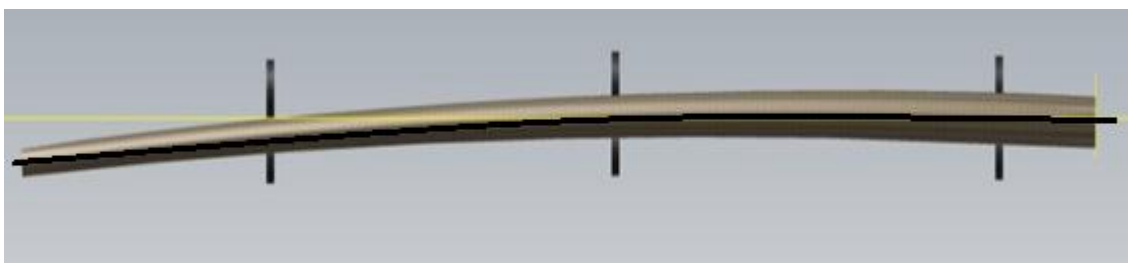
Tapaus 2:



Kuva 4. Pylväs keskimmäisten rullien keskellä

Kuvassa 4 pylvään painopiste akseli on keskimmäisen rullan kohdalla pyörimis akselilla, jolloin pylvään kokonaispainopiste on 47 mm:n päässä pyörimis akselilta.

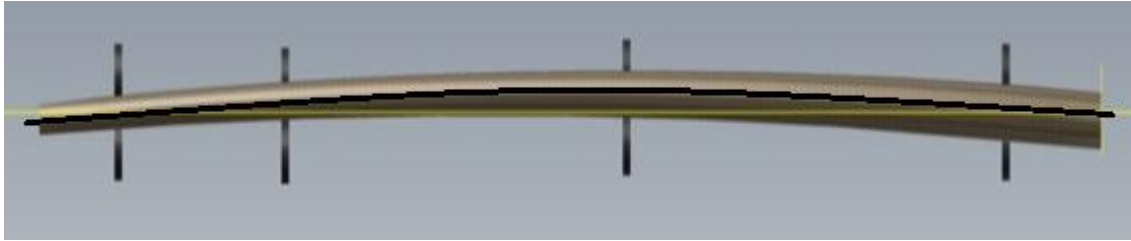
Tapaus 3:



Kuva 5. Pylväs oikeenpuoleisen ja keskemmissen rullien keskellä

Kuvassa 5 pylvään keski akseli on etummaisimman ja keskimmäisen rullan kohdalla pyörimis akselilla, jolloin pylvään painopiste on noin 30 mm:n päässä pyörimis akselista.

Neljännän pyörittäjän lisääminen vaikuttaa lähinnä tapaukseen 1, jolloin pylvään latvapuolen tukipiste siirtyy neljännelle pyörittäjälle siirtäen pylvään painopistettä 59 mm:n päähän pyörimis akselilta.



Kuva 6. Pylväs laitimmaisten rullien keskellä

Tällöin pylvään pyörittämiseen tarvittava momentti kasvaa ja on vaara, ettei pylväs enää pyöri, vaan se alkaa luistaa rullien päällä tai moottori joutuu hetkellisesti ylikuormitetuksi.

Pylvään pyörittämiseen tarvitaan seuraavanlainen momentti, kun suurimman pylvään tilavuus on  $0,9 \text{ m}^3$  ja tiheys  $600 \text{ kg/ m}^3$ :

$$M = V\rho gs = 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,9 \text{ m}^3 * \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2} * 0,059 \text{ m} = 113 \text{ Nm}$$

Moottorin teho on  $0,37 \text{ kW}/1500 \text{ rpm}$ , jolloin moottorista saatava vääntö on:

$$M = \frac{P}{2\pi n} = \frac{370 \text{ W} * 60}{2\pi * 1500 \text{ 1/s}} = 2,36 \text{ Nm}$$

Vaihteiston välityssuhde:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1500}{5} \text{ rpm} = 300$$

Voimansiirrossa tapahtuu häviöitä matkalla moottorista pyörittäjien renkaille. Kyseisen vaihteiston hyötysuhteena voidaan pitää  $0,9$  [14, s.8], sähkömoottorien hyötysuhde noin  $0,96$  [24] ja ketjuvälityksen hyötysuhteena voidaan pitää  $0,98$  [8, s. 223]. Tällöin pyörittäjille tuleva momentti on häviöt mukaan luettuna:

$$M = i * M_1 * \eta_V * \eta_M * \eta_K = 300 * 2,36 \text{ Nm} * 0,9 * 0,96 * 0,98 = 519 \text{ Nm}$$



Kun pylvään paksuutena käytetään keskiarvoa 273 mm ja pyörittäjän säde on 200 mm saadaan pylvästä pyörittäväksi momentiksi:

$$M_2 = \frac{519 \text{ Nm}}{0,2 \text{ m}} * 0,273 \text{ m} = 708 \text{ Nm}$$

Tämä momentti jakautuu pyörittäjien kesken kulloisenkin tilanteen mukaan, jolloin yksittäisen pyörittäjän välittämä momentti on huomattavasti pienempi. Momentti on kuitenkin aivan riittävä pylvään pyörittämiseen. Pylvään ja pyörittäjän välinen kitkakerroin vaihtelee suuresti lian, jään, kosteuden ja pinnanlaadun mukaan. Tilannetta voidaan kuitenkin tarkastella käyttämällä määrän kumin ja jään liikekitkakerrointa 0,08 [6, s. 82], sekä laskemalla puhtaan puun ja kumin välisellä kitkakertoimella 0,35 [7, s.3]. Tapauksessa on syytä käyttää liikekitkakerrointa, koska pylväk hakee koko ajan omaa paikkaansa ja pyörien ja pylvään välillä on tapahduttava liukumista, koska pylvään halkaisija vaihtelee eri pyörittäjien kohdalla. Näin laskettuna pylvääseen siirrettävissä oleva maksimimomentti liikkuu välillä:

$$M = N\mu r = V\rho g\mu = 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,9 \text{ m}^3 * \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2} * 0,08 * 0,273 \text{ m} = 116 \text{ Nm}$$

$$M = N\mu r = V\rho g\mu = 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,9 \text{ m}^3 * \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2} * 0,35 * 0,273 \text{ m} = 506 \text{ Nm}$$

Tuloksien perusteella voidaan todeta olemassa olevan moottorin riittävän hyvin ja pylväiden pyörittämisen onnistuvan neljälläkin pyörittäjällä, koska pylvääseen johdettavissa oleva momentti on pienempi, kuin pyörittäjien antama maksimi momentti (708 Nm > 506 Nm). Asentamalla neljäs pyörittäjä mahdollistetaan pitempien pylväiden työstäminen ja säästetään muun muassa johteiden rakentamiselta, lisämoottorien hankkimiselta ja kuljettimen runkopalkkien siirroilta.

## 5 Pyörittäjän ja siihen liittyvien osien suunnittelu

Neljännän pyörittäjän suunnittelu aloitettiin nykyisten pyörittäjien rakenteen rikkianalysoinnilla, jonka tavoitteena oli siinä käytettyjen ratkaisujen ymmärtäminen ja mahdollisten kehityskohtien löytäminen. Rikkianalyysin myötä rakenteesta löytyi muutamia parannusta kaipaavia kohtia, joita oli syytä tarkastella tarkemmin.

Neljännelle pyörittäjälle johdetaan vääntö käyttäen hyväksi olemassa olevaa pääakselia. Pääakseliin liitetään kytkimen avulla samanpaksuinen jatkoakseli, joka johtaa väännön ketjupyörille ja siitä eteenpäin pyörille. Uuden pyörittäjän myötä täytyy myös pyörittäjät yhdistäviä palkkeja jatkaa, sekä lisätä päähän yksi kallistuksen sylinteri lisää, jottei rakenteeseen kohdistu turhia taivutusmomenteja. Näiden toimenpiteiden avulla saadaan neljäs pyörittäjä toimimaan tahdistetusti muiden pyörittäjien kanssa.

### 5.1 Pyörittäjien pyörät

Pyörien valinnassa päädyttiin elastisiin umpikumipyöriin, jotka on valmistettu tahraamattomasta kumista. Elastisilla renkailla saadaan vähennettyä tärinää, eikä tahraamattomasta materiaalista tehty kumi jätä pylvääseen ylimääräisiä jälkiä. Pyörissä on pieni kuviointi auttamassa pylvään pyörimistä. Kumin ominaisuudet kelpaavat hyvin vallitseviin olosuhteisiin ja niiden vaihto on helppoa ruuviliitoksella olevan laippakiinnityksen ansiosta. Pyöränlaippa ja -napa kiinnitetään toisiinsa hitsaamalla ja napa kiinnittyy akselilleen tasakiilan avulla. Renkaiden paksu kumikerros auttaa vaimentamaan pylväiden pyörimisestä ja työasemalle putoamisesta aiheutuvaa tärinää. Paksukumiset renkaat eivät myöskään vahingoita puulle tarkoitettua poranterää, jos reikä porataan renkaiden kohdalta pylvään läpi.

## 5.2 Ketjuvälityksen mitoitus

Pyörittäjien ketjuvälitys päätettiin mitoittaa uusiksi, koska vastaavanlaista ketjua ei ollut enää saatavilla. Ketjuvälityksen mitoituksen perustana käytettiin moottorin ilmoitettua tehoa jakautuneena kahdelle pyörittäjälle, eli yhteensä neljälle pyörälle. Näin yhden ketjun välittämäksi tehoksi tulee  $\frac{370}{4} W = 92,5 W$ , kierrosnopeudella 5 rpm. Ketjutyypiksi valittiin yksirivinen rullaketju, joita on helposti saatavilla ja ne ovat hinta-laatu-suhteeltaan sovellukseen sopivia.

Ketjujen mitoituksessa käytettiin Inventor-suunnitteluohjelmasta löytyvää ketjulaskuria, jolla saadaan mitoitettua ketju, ketjupyörät ja niiden odotettu elinkaari. Tämä tapahtuu lisäämällä kenttiin tiedot kokoonpanosta, ketjusta, sille tulevista kuormituksista ja halutusta huoltovälistä. Ohjelma laskee annettujen tietojen pohjalta suunnittelutehon ja ketjuun kohdistuvat voimat, joissa otetaan huomioon annetut olosuhde- ja käyttökertoimet. Ketjuvalmistajan tehokäyrästä esivalittiin valmistajan kyseiselle teholle suosittama ketju 12 B-1 ja tarkistettiin sen odotettu elinikä syöttämällä tiedot ketjun toimintaolosuhteista ja kuormituksesta. Odotettavissa oleva huoltoväli ketjulle on 10 000 tunnin välein tarvittava kiristys, 180 000 tunnin kohdalla liitoslenkin vaihto ja noin 2,7 miljoonan tunnin jälkeen ketju tulee vaihtaa. Ketjun voidaan olettaa kestävän koko työstöaseman eliniän. Koska ketjun kulkunopeus on alle 1 m/s riittää sen voitelemiseksi käsivoitelu [8, s. 229].

The screenshot shows the 'Roller Chains Generator' software interface. It is divided into several sections:

- Working conditions:** Power, Speed -> Torque. Power: 0,0925 kW; Torque: 176,662 N m; Speed: 5 rpm; Efficiency: 0,980 ul; Required service life: 15000,000 hr; Maximum chain elongation: 0,030 ul; Application: Occasional slight shocks; Environment: Soiled; Lubrication: Manual.
- Chain Properties:** Tensile strength: 28900,000 N; Specific mass: 1,200 kg/m; Chain power rating: 0,138 kW; Chain construction factor: 1,000 ul.
- Power Correction Factors:** Shock factor (Y: 1,100 ul), Service factor (f<sub>1</sub>: 1,0 ul), Sprocket size factor (f<sub>2</sub>: 0,900 ul), Strands factor (f<sub>3</sub>: 1,000 ul), Lubrication factor (f<sub>4</sub>: 0,25 ul), Center distance factor (f<sub>5</sub>: 1,364 ul), Ratio factor (f<sub>6</sub>: 1,200 ul), Service life factor (f<sub>7</sub>: 1,000 ul).
- Limit Chain Bearing Area Pressure:** Permissible pressure (p<sub>0</sub>: 32,868 MPa), Specific friction factor (λ: 0,147 ul).
- Vibration analysis:** Chain stiffness (c: 1600,000 N/mm), Limit of critical speed (Δn: 0,100 ul).
- Results:**
  - Chain: P<sub>D</sub>: 0,136 kW; F<sub>P</sub>: 2901,420 N; F<sub>C</sub>: 0,001 N; F<sub>Tmax</sub>: 2901,421 N; S<sub>S</sub>: 9,961 ul; S<sub>D</sub>: 9,055 ul.
  - Expected service life: t<sub>h</sub>: 98407 hr; t<sub>hL</sub>: 184325 hr; t<sub>hr</sub>: 2777778 hr.
  - Chain: p: 19,050 mm; X: 46,000 ul; k: 1,000 ul; A: 89,000 mm<sup>2</sup>; v: 0,032 mps; P<sub>B</sub>: 32,600 MPa.
  - Sprocket 1: z: 20,000 ul; z<sub>c</sub>: 10,000 ul; D<sub>p</sub>: 121,776 mm; β: 180,00 deg; P<sub>x</sub>: 1,000 ul; P: 0,093 kW; T: 176,662 N m; n: 5,000 rpm; F<sub>T</sub>: 2901,422 N; F<sub>1</sub>: 2901,421 N; F<sub>2</sub>: 0,001 N; L<sub>f</sub>: 247,623 mm.
- Recommended safety factors:** Static: S<sub>Smin</sub>: 7,000 ul; Dynamic: S<sub>Dmin</sub>: 5,000 ul. A checkbox is checked: 'Lubrication factor impacts just power rating limited by galling between pins and bushings'.

Log messages at the bottom left:

- 14:42:46 Calculation: Recommended lubrication : Manual lubrication
- 14:42:46 Calculation: Maximum chain power rating is limited by link plate fatigue.
- 14:42:46 Calculation: Calculation indicates design compliance!

Kuva 7. Ketjunmitoituksen tulokset Inventor 2011 -ohjelmasta.

Ketjupyörät johtavat väännön akselille kiilauran avulla. Ketjuvälityksessä on tarkoitus käyttää valmiita ketjupyöriä, joiden kiilauran valmistaja on mitoittanut kestämaan ketjun siirtämän väännön. Tarkistetaan esivalittujen ketjupyörien kiilan kantokyvyn riittävyys akselilla.

Akseliin vaikuttava sallittu pintapaine, kun kyseessä tasakiila, johon kohdistuu yksisuuntainen kuormitus keveillä iskuilla ja akselin materiaalina on S355 [8, s. 94]:

$$0,7 * 150 \text{ MPa} = 105 \text{ MPa}$$

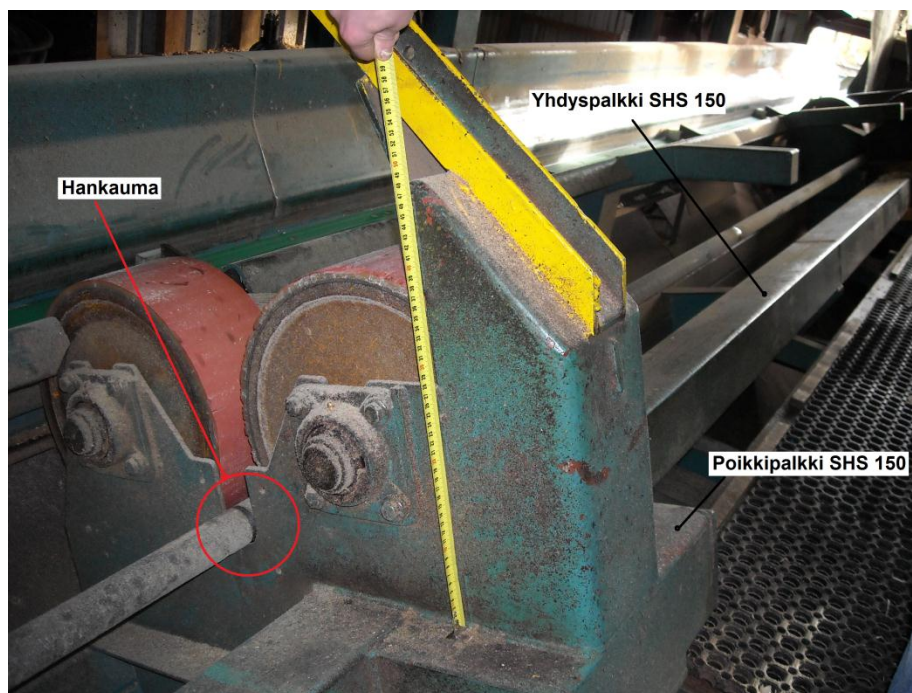
Vääntömomentin siirtokyky akselilla:

$$T_A = \frac{p_a * l * t_1 * (d - t_1)}{2} = \frac{105 \text{ MPa} * 35 \text{ mm} * 5,5 \text{ mm} * (50 - 5,5) \text{ mm}}{2} = 450 \text{ Nm}$$

Akselin siirtämä maksimivääntö akselilla on laskettu käyttäen hyväksi mitoitustehoa 92,5 W ja kierrosnopeutta 5 rpm. Tällöin akselin maksimiväännöksi tulee 177 Nm, jolloin voidaan todeta kiilan olevan riittävän kokoinen siirtämään tarvittava vääntömomentti.

### 5.3 Pyörittäjän runko

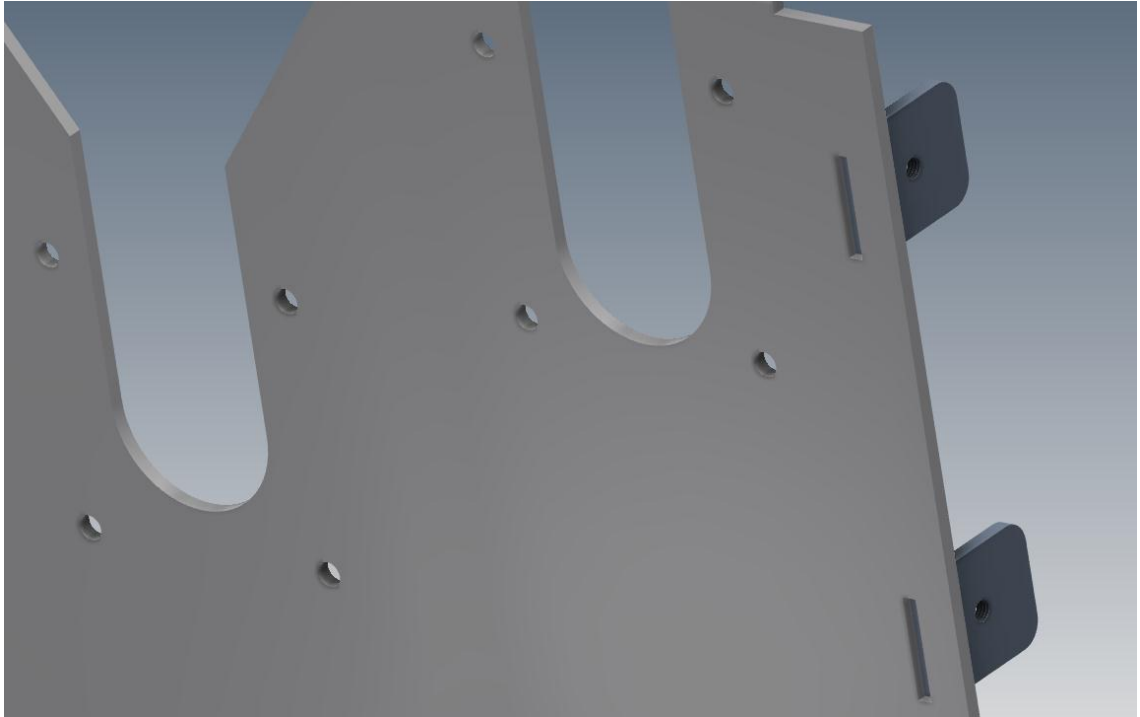
Pyörittäjien runko koostuu kahdesta teräslevystä, joihin on poltettu tarvittavat aukot akseleille ja laakereille. Teräslevyt yhdistyvät toisiinsa 150x5 SHS-palkilla, sekä kaikki pyörittäjät yhdistävällä 150x5 SHS-poikkipalkilla. Uusi runko on pyritty tekemään vähemmän tilaa vieväksi, jolloin työstäjä pystyy työskentelemään vapaammin ja paremmassa asennossa pyörittäjän kohdalla. Pyörittäjän rungosta saatiin kapeampi käyttämällä kapeampia renkaita sekä jättämällä pois poikittainen 150 SHS-palkki. Vanhoista rungoista täytyy poistaa materiaalia hieman punaisella merkitystä kohdasta, koska siinä kohdin akseli pääsee hankautumaan runkolevyä vasten.



Kuva 8. Pyörittäjä

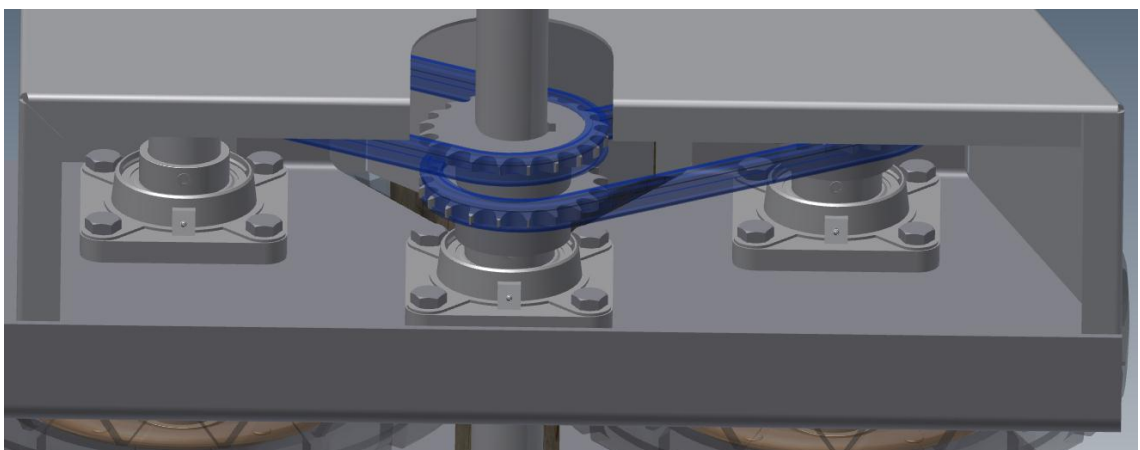
#### 5.4 Pyörittäjän suojukset

Pyörittäjissä on pyöriviä osia, joissa on kiinnitarttumisen- ja puristumisen vaara. Nämä kohdat tulee suojata siten, etteivät ne altista ketään tapaturmalle. Suojuksia suunniteltaessa käytettiin apuna Standardia SFS-EN 953, joka määrittelee suojusten suunnittelun yleiset periaatteet. Suojuksesta haluttiin suunnitella sellainen, ettei se häiritse työskentelyä, mutta turvaa hyvin käyttäjän turvallisuuden, sekä suojaa koneen pyöriviä osia. Suojus suunniteltiin valmistettavaksi kahdesta särmättävästä ohutlevystä, jotka liitetään toisiinsa hitsaamalla. Levyn paksuudeksi valittiin 2,5 mm, jolloin suojus ei rämise, ja kestää siihen odotettavissa olevan kuormituksen särmättyjen nurkkien ja pienten tasopintojen ansiosta. Suojuksen materiaaliksi valittiin Ruukin DC01 - teräs, joka on tarkoitettu särmättäviin ohutlevytuotteisiin. Sillä on hyvät kylmämuovattavuusominaisuudet ja hyvä hitsattavuus [9, s. 8]. Suojuksen kiinnitys tapahtuu Standardin SFS-EN 953 mukaisilla suojuksesta irtoamattomilla ruuveilla.



Kuva 9. Muotosulkeisuuden hyödyntämistä termisestäileikattujen osien liitoksissa

Suojus suunniteltiin niin, ettei normaalissa kunnossapidossa ole tarvetta suojuksen irrottamiselle. Laakerit pystytään rasvaamaan ja ketju voitelemaan työskentelytason alapuolelta. Vaikka suojus on alhaalta avoin se ei aiheuta vaaraa, koska työskentelytason alapuolelle ei pääse koneen ollessa käynnissä. Tämä hoidetaan erillisillä turvarajoilla, joiden avulla työskentelyalue eristetään vain huoltoa varten tarkoitetusta alueesta.



Kuva 10. Pyörittäjän suojus alhaalta katsottuna

## 6 Työskentelyergonomian parantaminen

Huono ergonomia johtuu pääosin työstettävien kappaleiden halkaisijoiden vaihtelusta ja eripituisista työstäjistä asemalla. Työstäjät joutuvat joko kyyristelemään liian matalalta tai nostamaan työstössä käytettäviä työkaluja turhan korkealle. Työskentelijä joutuu tekemään myös kurotusliikkeitä osittain huonon luoksepäästävyuden takia. Nämä ongelmat pyritään minimoimaan säädettävyydellä ja poistamalla työstettävän kohteen luoksepääsyä haittaavat tekijät.

### 6.1 Tarvittavan säätövaran määrittäminen

Pylvään korkeutta tulisi saada säädettävä suhteessa työstäjään, jolloin työstökorkeus pysyy samana myös paksummilla pylväillä ja eripituisilla työstäjillä olisi mahdollisuus yhtä hyvään työergonomiaan. Pylväiden paksuuden vaihtelu on 100 - 350 mm eli siitä johtuva säätötarve on 250 mm. Ihmisten eri koosta muodostuva säädön tarve 5 - 95 % säännöllä: kynnärkorkeus 970 - 1190 mm, josta säätötarpeeksi saadaan 220 mm, joista yhteensä muodostuu kokonaissäädön tarve 470 mm [10]. Säädön tarpeen suunta saadaan määritettyä, kun nykyinen korkeus on optimaalinen kynnärkorkeuden 1120 mm omaavalle henkilölle 250 mm pylväällä, jolloin korkeuden vaihteluiksi tulee nykyisestä:

$$1\ 120\ mm - 970\ mm + 350\ mm - 250\ mm = 250\ mm$$

$$1\ 120\ mm - 1\ 190\ mm + 100\ mm - 200\ mm = -220\ mm$$

### 6.2 Vaihtoehtoja säädön toteuttamiseen

Säätö voidaan toteuttaa korkeussäädettävillä pyörittäjillä, säädettävällä työskentelytasolla tai säätämällä molempia. Vaihtoehtojen vertailussa käytettiin hyväksi pistearvotaulukkoa. Taulukosta jätettiin pois vaihtoehto, jossa



säädettäisiin molempia, koska se ei toisi rakenteeseen lisäarvoa, mutta lisäisi toteuttamiskustannuksia huomattavasti, sekä monimutkaistaisi rakennetta turhaan. Taulukossa 3 vaihtoehtona V1 pyörittäjien korkeudensäätö ja V2 on työskentelytason korkeudensäätö.

Taulukko 3. Vaihtoehtojen pistearvostelu [3, s. 94].

		V1		V2	
Arvostelukriteerit	painokerroin	arvo	arvo	arvo	arvo
		1-10			
<b>Valmistettavuus</b>					
Yksinkertainen valmistaa	10 %	7	0,7	8	0,8
Asennettavuus	5 %	7	0,35	7	0,35
<b>Kustannukset</b>	10 %	7	0,7	7	0,7
<b>Luotettavuus</b>					
Ei kuluvia osia	5 %	8	0,4	8	0,4
Vähän ulkoisia häiriöitä	10 %	8	0,8	8	0,8
Yksinkertainen rakenne	5 %	6	0,3	7	0,35
<b>Käytettävyys</b>					
Ei lisää prosessin aikaa	10 %	7	0,7	9	0,9
Ei haittaa työskentelyä	15 %	10	1,5	10	1,5
Helppo käyttää	15 %	8	1,2	9	1,35
<b>Turvallinen</b>	15 %	7	1,05	8	1,2
	<b>100 %</b>		<b>7,7</b>		<b>8,35</b>

Vaihtoehtoja vertaillaessa tehtiin molemmista toteuttamistavoista alustavat suunnitelmat, joiden perusteella pistearvostelutaulukko täydennettiin. Ratkaisevaksi tekijäksi nousi vaihtoehdon V1 hankala toteuttaminen ilman, että se olisi lisännyt työstöasemalla jaksonaikaa tai johtanut koko kuljetin järjestelmien toisenlaisiksi muuttamiseen. Tämä johtuu työstöaseman kuljetin järjestelyistä, joiden välillä pylvään siirtämisessä hyödynnetään sen potentiaalienergiaa. Suuria kuljetin muutoksia pyrittiin välttämään, joten vaihtoehto V1 olisi jouduttu toteuttamaan siten, että korkeussäädettävät pyörittimet olisivat joka jaksonaikana joutuneet tekemään ylimääräisiä ylös alasliikkeitä, jolloin se olisi hidastanut työstöaseman läpimenoaikaa. Koska vaihtoehto V2 ei vaikuta millään tavalla toiminnallaan itse tuotanto prosessiin oli luontevinta lähteä jatkokehittämään sitä.

### 6.3 Työskentelytason muuttaminen säädettäväksi

Korkeussäädön toteuttamisessa päätettiin hyödyntää entistä runkoa, vaikka tarjolla olisi ollut muun muassa saksihydrauliperiaatteella toimivia valmiita sovelluksia. Vanhan rungon hyödyntämiseen päädyttiin, koska se mahdollistaa paremmin työskentelytason alapuolella tehtävät siivous- ja huoltotoimenpiteet kompaktimman rakenteensa ansiosta. Se osoittautui myös huokeammaksi ja nopeammaksi vaihtoehdoksi muutostyöt mukaan luettuna. Omaa runkoa hyödynnettäessä voidaan käyttää myös standardisoituja osia, jolloin huoltokustannukset pienenevät ja varaosien saanti on varmempaa. Koska käytettävä runko sisältää vähän tilaa vieviä rakenteita, mahdollistaa sen hyödyntäminen myös purukuljettimen lisäämisen työstöaseman alle joskus tulevaisuudessa.

Työskentelytason muuttaminen säädettäväksi vaatii liikkuvan ylärungon eli säätävän osan irrottamisen muusta rakenteesta sekä uusien tuentojen suunnittelun. Työskentelytason korkeussäätö päätettiin toteuttaa käyttäen hyväksi osittain vanhaa runkoa ja lisäten runkoon tarvittavia pilareita ja palkkeja. Työskentelytasoon saadaan näillä toimenpiteillä kiinteä alarunko ja liikkuva ylärunko, joiden välissä ovat korkeutta säätävät hydraulisyliinterit.

Hydraulisyliinterien käyttöön päädyttiin niiden varmatoimisuuden, vähäisen huoltotarpeen, huokean hinnan ja hyvän saatavuuden vuoksi. Hydraulisyliinterien käyttöä puolsi myös valmiina oleva hydrauliiikkaverkosto, mihin on helppo lisätä vielä korkeussäätöön tarvittavat sylinterit. Tarjolla olisi ollut myös valmiita korkeussäätöön tarkoitettuja karamoottoripylväitä, mutta niiden toiminnalliset ominaisuudet eivät tahtoneet riittää tarkoitettuun tehtävään. Karamoottoreita käytettäessä olisi jouduttu pienentämään pilariväliä ja näin vanhan rungon hyödyntäminen olisi tullut kannattamattomaksi. Tarpeeksi voimakkaiden karamoottoripylväiden nopeus ei myöskään saavuta toivottua nousunopeutta, vaan jää noin kymmenykseen halutusta nousunopeudesta. Myös karamoottoripylväiden vaihdettavuus ja huollettavuus on hieman kyseenalainen, koska niille ei löydy standardisoituja mittoja, vaan ne ovat

mitoitettu valmistajakohtaisesti. Karamoottorien kappalehinta on noin kolminkertainen verrattuna hydraulisyntereihin.

## 6.4 Työskentelytason mitoitus

Säädettävälle työskentelytasolle ei ole olemassa omaa standardia, joten sen mitoittamiseen voidaan soveltaa kiinteän työskentelytason standardia SFS-EN ISO 14122-2 [11]. Työskentelytason rungon mitoittamisessa on käytetty hyväksi standardin SFS-EN 1993-1-1 (eurocode 3) mitoitusohjeita.

### 6.4.1 Työskentelytason lattiapinnan muuttaminen

Työskentelytason lattiapinta tulee muuttua aukolliseksi, joka kyseisessä tapauksessa onnistuu parhaiten ritilöillä. Näin lattialle ei pääse kertymään purua ja lunta, jolloin liukastumisvaara pienenee huomattavasti ja lattiapinta täyttää standardin 14122-2 kohdassa 4.2.4.2 olevat määräykset. Ritilän aukkojen maksimisuuruuden standardi SFS-EN ISO 14122-2 määrittelee seuraavasti:

”Työskentelytason tai kulkutason lattiapinnassa saa olla korkeintaan niin suuria aukkoja, että halkaisijaltaan 35 mm suuruinen kuula ei pääse putoamaan niiden läpi [12].”

Ritilän valinnassa tulee ottaa huomioon myös standardissa SFS-EN ISO 14122-2 esitetyt kuormat:

”Tasanteiden, työskentelytasojen ja kulkutasojen mitoituksessa huomioon otettavat vähimmäiskuormat ovat seuraavat:

— rakenteeseen tasaisesti kohdistuva kuormitus  $2 \text{ kN/m}^2$

— lattiarakenteen epäedullisimpaan kohtaan kohdistuva  $1,5 \text{ kN}$  kuorma jakautuneena  $200 \text{ mm} \times 200 \text{ mm}$  suuruiselle alueelle.

Kun lattiapintaa kuormitetaan suunnittelukuormalla, lattiapinnan taipuma ei saa ylittää  $1/200$  osaa jännevälisestä eikä korkeusero kuormitetun ja viereisen kuormittamattoman lattiapinnan välillä saa ylittää  $4 \text{ mm}$ . Työskentelytasojen ja kulkutasojen rakenteen lujuuden turvallisuus on todennettava laskelmilla tai testeillä.” [12].

Ritiläksi valittiin Finnritilän mallistosta Finn LT 33x75/35x3 kuumasinkittynä, koska siinä on hyvä liukaturva ja kuumasinkittynä se kestää hyvin vallitsevia

olosuhteita. Ritiän massa on  $31 \text{ kg/m}^2$ . Ritiän taipuma ja maksimikuorma nykyisellä maksimijänneväliä:

$$Q = 11 \text{ kN/m}^2$$

$$f_Q = 14 \text{ mm}$$

$$P = 2,7 \text{ kN}$$

$$f_P = 12 \text{ mm}$$

Standardin määrittelemillä kuormilla laskettu taipuma tasaisella kuormituksella:

$$f_T = \frac{Qv}{Q} * f_Q = \frac{2 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{11 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}} * 14 \text{ mm} = 2,55 \text{ mm}$$

Standardin määrittelemillä kuormilla laskettu taipuma pistekuormituksella:

$$f_P = \frac{Pv}{P} * f_P = \frac{1,5 \text{ kN}}{2,7 \text{ kN}} * 12 \text{ mm} = 6,67 \text{ mm}$$

Ritiän pituussuuntaisten päitten kohdalle pitää lisätä U80-palkkia, jotta ritiöitten päät tukeutuisivat runkoon, eivätkä jäisi tyhjän päälle. U-palkit tukeutuvat 120x5 ja 150x5 SHS -kannatinpalkkien päälle, joten hitsisauman tehtäväksi jää vain pidätellä U-palkkeja pystyssä ja estää niiden liikkuminen. U-palkkia käyttämällä joudutaan rakorokroosion välttämiseksi hitsaamaan U-palkit SHS-palkkeihin ympäri. Hitsiin kohdistuvat lujuusvaatimukset täyttyvät, kun U-palkit hitsataan SHS-palkkien lisäksi päistään poikki U-palkkeihin a-mitalla 4 mm, joka on standardin SFS-EN 1993-1-8 mukainen minimi a-mitta.

#### 6.4.2 Työskentelytason rungon mitoitus

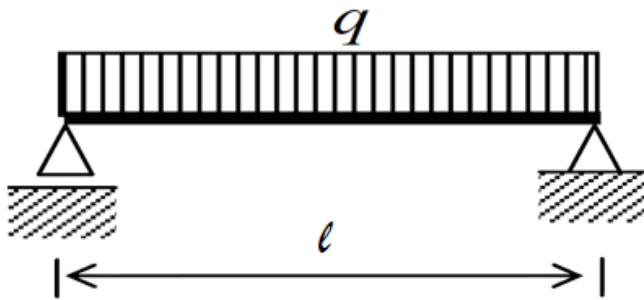
Runko mitoitetaan vastaamaan standardin SFS-EN ISO 14122-2 vaatimuksia. Runko mitoitetaan käyttämällä hyväksi maksimitaipumaa, koska sen suhteen mitoittaessa täyttää runko myös sen maksimijännityksille asetettavat vaatimukset. Lasketaan ruode- ja kannatinpalkkien välissä oleva taipuma ja verrataan sitä standardin SFS-EN ISO 14122-2 maksimitaipumaan:

$$f_{sall} \frac{1520 \text{ mm}}{200} = 7,6 \text{ mm}$$

Ruoteina runkorakenteessa käytetään U80-palkkia, jonka suurin taipuma on kohdassa, jossa ruoteiden välimatka on suurimmillaan. U-palkille tuleva kuorma, on tasaisella kuormituksella:

$$F = \left( 2000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} + \left( \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2} * \frac{31 \text{ kg}}{\text{m}^2} \right) \right) * 1,7 \text{ m} * 1,52 \text{ m} = 6 \text{ kN}$$

U-palkin taipuma kyseisellä kuormalla:



Kuva 11. Palkin taiputus tasaisella kuormalla [13, s.211].

$$f_{TR} = \frac{5 * Fl^3}{384 * EI} = \frac{5 * 6 \text{ kN} * (1700)^3 \text{ mm}}{384 * 2,1 * 10^5 \text{ MPa} * 1,06 * 10^6 \text{ mm}^4} = 1,71 \text{ mm}$$

Kannatinpalkkien rasitus on suurimmillaan kohdassa, jossa niitä tukevien pilarien välimatka on suurimmillaan. Kannatinpalkeille tuleva kuormitus koostuu kuormasta sekä ritilän, U-palkkien ja kannatinpalkkien omasta massasta. Kannatinpalkkeihin kohdistuu kuormasta ja rungon omasta massasta seuraavanlaiset rasitukset:

Kuorma:

$$2 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} * 3 \text{ m} * 1,98 \text{ m} = 11,7 \text{ kN}$$

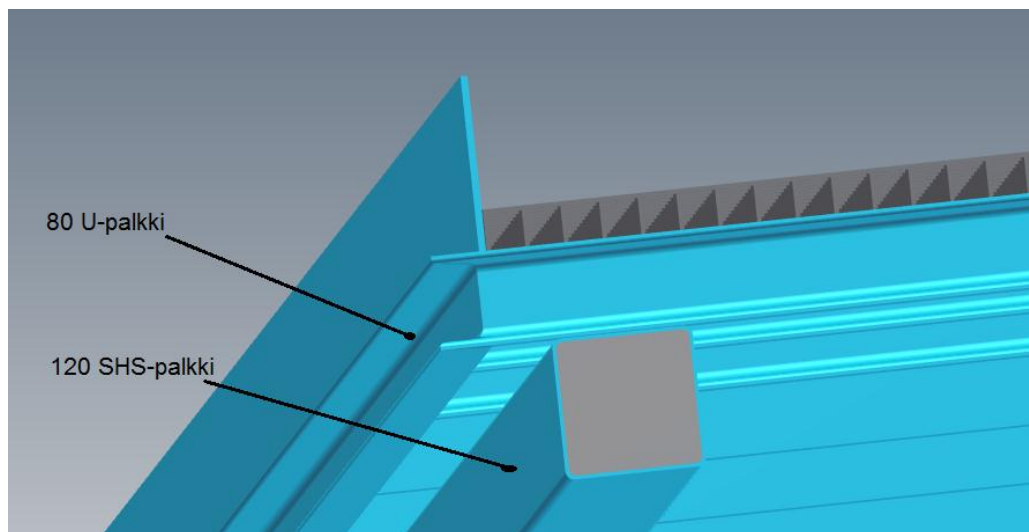
Rakenne:

$$\left( \left( 9m * \frac{8,84kg}{m} \right) + \left( 6m * \frac{17,55kg}{m} \right) + \left( \frac{31kg}{m^2} * 3m * 1,94m \right) \right) * \frac{9,81}{ms^2} = 3,6 kN$$

Yhteensä kannatinpalkkeihin kohdistuvat rasitukset:

$$3,6 kN + 11,7 kN = 15,3 kN$$

Kannatinpalkkeina käytetään 120x5 ja 150x5 -SHS-palkkeja. Rungon taipuma tulee tarkistaa 120 SHS -palkkien kohdalta. Lisäksi rungossa on 120 SHS-palkin puolella sen päällä samansuuntaisesti U80-palkki. Palkit eivät kuitenkaan ole liitettyinä toisiinsa koko matkalta, jolloin rakenteen neliömomentiksi tulee palkkien neliömomenttien summa.



Kuva 12. Runko alhaalta päin

Kannatinpalkkien taipuma kyseisellä kuormalla:

$$f_{TKP} = \frac{5 * Fl^3}{384 * EI} = \frac{5 * 15\,300 N * (3000mm)^3}{384 * 2,1 * 10^5 MPa * 2 * (4,85 + 1,06) * 10^6 mm^4} = 2,17 mm$$

Taipuma tasaisella kuormalla yhteensä:

$$f_{TK} = 2,55 \text{ mm} + 1,71 \text{ mm} + 2,17 \text{ mm} = 6,4 \text{ mm}$$

Kannatinpalkkien taipuma pistekuormalla, kun pistekuorma kohdistuu rakenteen heikoimpaan kohtaan:

$$f_{PKP} = \frac{Fl^3}{48 * EI} = \frac{1\,500 \text{ N} * (3000\text{mm})^3}{48 * 2,1 * 10^5 \text{ MPa} * 2 * (4,85 + 1,06) * 10^6 \text{ mm}^4} = 0,34 \text{ mm}$$

Pistekuorma katsotaan olevan kahden ruode u-palkin välissä, jolloin se taivuttaa molempia saman verran. Taipuma pistekuormalla:

$$f_{PR} = \frac{Fl^3}{48 * EI} = \frac{1\,500 \text{ N} * (1700\text{mm})^3}{48 * 2,1 * 10^5 \text{ MPa} * 2 * 1,06 * 10^6 \text{ mm}^4} = 0,34 \text{ mm}$$

Taipuma pistekuormalla yhteensä, kun kaikki taipumat summataan yhteen:

$$f_{PK} = 6,67 \text{ mm} + 0,34 \text{ mm} + 0,34 \text{ mm} = 7,35 \text{ mm}$$

Rungon taipuma tasaisella- ja pistekuormalla on alle suurimman sallitun taipuman. Runko on tehty niin, että se päättyy pilareihin. Tällöin sen ja viereisen kuormittamattoman lattiapinnan eroksi tulee vain U-palkkien taipuma, joka on alle sallitun maksimitaipuman.

#### 6.4.3 Hydrauliiikkakomponenttien mitoitus ja valinta

Edellä mainittu kannatinpalkkien kuormitus 3 m matkalla jakautuu tasan kahdelle pilarille, jolloin pilareihin kohdistuva kuormitus maksimissaan on 7,65 kN. Lasketaan sylinterin tarvittava halkaisija maksimipaineella 160 bar:

$$d = \sqrt{\frac{4 * F}{\eta * \pi * p}} = \sqrt{\frac{4 * 7\,650\, N}{0,9 * \pi * 16}} = 26\, mm$$

Sylinteriksi valitaan seuraava standardihalkaisija eli 32 mm varren paksuudella 22 mm. Pilareita ei tueta toisiinsa poikkituin, koska se haittaisi työskentelytason alapuolella tapahtuvaa huoltotoimintaa ja siivoamista. Sylinterin redusoitu pituus lasketaan käyttämällä sylinterin ja pilarin yhteispituutta tapauksessa, jossa sylinterin varsi on täysin ulkona. Tällöin saadaan todenmukaisempi tarkastelu kuin käytettäessä pelkkää sylinterin nurjahduspituutta. Sylinteri kiinnitetään sen alapäässä olevasta laipasta pilarin yläpäähän hitsattuun laippaan ruuviliitoksella. Ruuvi- ja hitsiliitokseen tulee käytännössä vain puristusta, joten niitä ei tarvitse erikseen mitoittaa. Sylinterin yläpää kiinnitetään männänvarren kierteellä kannatinpalkkien alapinnassa sijaitseviin levyihin. Kyseessä on Eulerin neljäs nurjahdustapaus, jolloin rakenteen redusoitu pituus on:

$$l_n = 0,5 * l = 0,5 * 1\,900\, mm = 950\, mm$$

Sylinterin sallittu nurjahdusvoima (sylinterien valmistajan suosittelemalla varmuuskertoimella 4):

$$F_n = \frac{\pi^2 EI}{4 * l_n^2} = \frac{\pi^2 * 2,1 * 10^5\, MPa * 9,55 * 10^3\, mm^4}{4 * 950^2\, mm} = 6\,600\, N$$

Kyseinen sylinteri ei täytä aivan nurjahdukselle asetettua varmuutta täydellä kuormalla (6,6 kN < 7,65 kN). Koska varmuuskerroin nurjahduksen suhteen täydelläkin kuormituksella on 3,5 ja työskentelytasoa ei kuormiteta normaalissa käytössä kuin murto-osalla mitoituskuormasta, voidaan kyseiset sylinterit valita.

Lasketaan tarvittava neliömomentti pilareille:

$$I = \frac{4 * F_n * l_n^2}{\pi^2 E} = \frac{4 * 7\,650\, N * (950\, mm)^2}{\pi^2 * 2,1 * 10^5\, MPa} = 13,3 * 10^3\, mm^4$$



Valitaan pilareiksi pyöreä putkipalkki 60,3x3, jonka neliömomentti  $I = 222 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$ . Tällöin pilarit kestävät nurjahdusta yllä laskettua paremmin, koska niiden neliömomentti on todellisuudessa suurempi kuin männänvarrella. Tällä on nurjahdusriskiä pienentävä vaikutus, sillä putkipalkit ovat lähes puolet nurjahduspituudesta eli ylettävät juuri nurjahduserkimpään paikkaan pilarien keskelle.

Työskentelytason nousunopeudeksi halutaan 100 mm/s, jolloin yhden sylinterin tarvitsema tilavuusvirta on:

$$Q = Av = \pi * (16 \text{ mm})^2 * \frac{100 \text{ mm}}{\text{s}} = 80\,425 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 4,83 \text{ l/min}$$

Tällöin sylintereiden (12 kpl) tarvitsema yhteinen tilavuusvirta on:

$$12 * 4,83 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 58 \text{ l/min}$$

Lasketaan sopiva putkikoko, kun haluttu maksimivirtausnopeus putkissa on 3 m/s:

Yksittäiselle sylinterille:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 * 80\,425 \text{ mm}^3/\text{s}}{\pi * 3000 \text{ mm/s}}} = 5,8 \text{ mm}$$

Putkeksi valitaan standardin SFS 2230 mukainen 8x1 hydraulikkaputki ja letkuna käytetään 1/4" letkua.

Pääputki:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 * 12 * 80\,425 \text{ mm}^3/\text{s}}{\pi * 3000 \text{ mm/s}}} = 20 \text{ mm}$$

Putkeksi valitaan standardin SFS 2230 mukainen 30x3 hydraulikkaputki ja letkuna käytetään 1” letkua.

Sylintereiden synkronoimiseksi järjestelmässä käytetään virtauksenjakomoottoria, joka jakaa tilavuusvirran sylintereille moottoreiden volumetristen hyötysuhteiden tarkkuudella [15, s. 3]. Samalle akselille kytkettyjä hammaspyörämoottoreita käyttämällä päästään siis noin 3 % tarkkuuteen [16, s. 12]. Virtauksenjakoyksiköksi valitaan virheenkorjausventtiilillä varustettu versio, jonka avulla sylinterien välille mahdollisesti kertynyt asemointivirhe saadaan nollatuksi ajamalla sylinterit jompaankumpaan päätyasentoon. Virranjakoyksikkö varustetaan myös sisäisellä ohivuotolinjalla, jolloin moottoreiden ohivuotavaa öljyä ei tarvitse johtaa tankkiin erillistä linjaa pitkin.

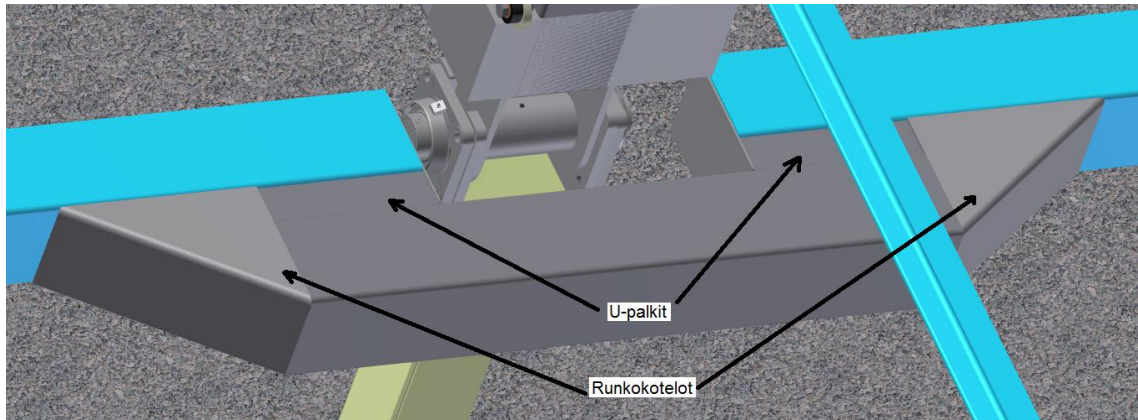
Virtauksenjakoyksikkö valitaan valmistajan ilmoittaman ihannevirtauksen perusteella, joka on annettu yhtä moottorilohkoa kohden. Yhdelle sylinterille menevä virtaus on 4,8 l/min, jolloin valitaan moottorilohkon kooksi 2,2 cm<sup>3</sup>/r, jonka ihannevirtaus on 5 l/min. Tällöin moottorien pyörimisnopeus:

$$n = \frac{Q}{D} = \frac{4\,800\text{ cm}^3/\text{min}}{2,2\text{ cm}^3/\text{r}} = 2\,180\text{ rpm}$$

Kyseinen kierrosluku on moottorille sopiva. Suuntaventtiiliksi valitaan sähköohjattu 4/3 NS10 standardi koko, jolloin venttiilissä syntyvät painehäviöt jäävät pieniksi kyseisellä virtauksella. Asennuslevyksi venttiilille valitaan paineenrajoitusventtiilillä varustettu malli, jolloin sylintereiden maksimipaine saadaan pudotettua 160 bariin. Suuntaventtiilin jälkeen asennetaan säädettävä virtauksenrajoitusventtiili, jonka avulla työskentelytason nousunopeus saadaan hienosäädettyä halutunlaiseksi. Nykyisin käytössä olevan pumpun tuotto (138 l/min) riittää hyvin, sillä järjestelmässä ei ole asennettavien sylintereiden lisäksi muita virtausta vieviä toimilaitteita, jotka toimivat samanaikaisesti. Järjestelmän suodatusaste on tällä hetkellä 25 µm, mikä riittää lisättäville toimilaitteille.

## 6.5 Pyörittäjien eristäminen rungosta

Pyörittäjät on kiinnitetty nykyisellään kannatinpalkkeihin pienahitsillä. Jotta pyörittäjien ja työstöaseman rungon korkeuseroa saataisiin säädettyä tulee pyörittäjät eristää rungosta. Tämä tapahtuu helpoimmin lisäämällä pyörittäjiä kannattavat pilarit pyörittäjien kohdalle kannatinpalkkien alle. Pilarit kiinnittyvät alapäästään hitsillä teräslaippaan, joka kiinnitetään betonilattiaan kiila-ankkureilla. Yläpäästään pilarit hitsataan kannatinpalkin alapintaan. Tämän jälkeen pilarin molemmin puolin oleviin kannatinpalkkien päihin hitsataan U-palkkia, jotka yhdistetään keskenään samansuuntaisella kannatinpalkilla. U-palkin avulla saadaan entisen kannatinpalkin ja sitä kiertävän uuden kannatinpalkin väliin 60 mm rako. Nyt alkuperäinen kannatinpalkki voidaan katkaista pyörittäjän molemmin puolin, koska se tukeutuu pilarin varaan. Kannatinpalkkien päiden välille jätetään 40 mm suuruinen rako ja palkkien päät tulpataan 3 mm paksuilla levyillä, jolloin palkkien väliin jää 32 mm käymisvaraa molemmin puolin.

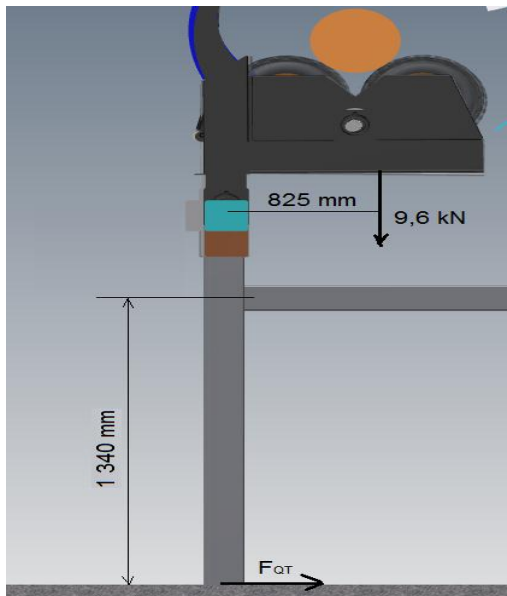


Kuva 13. Runkorakenteen muutos pyörittäjien kohdalla

Uusien kannatinpalkkien, U-palkkien ja vanhojen kannatinpalkkien liitokseen tehdään kuvan 13 mukaiset runkokotelot ehkäisemään epäjatkuvuuskohdasta aiheutuvien jännityshuippujen syntymisiä. Runkokotelojen avulla taivutusjännityksestä aiheutuvien normaalivoimien voimavuo saadaan jakautumaan tasaisemmin. Kotelot ja palkit hitsataan tasalujan rakenteen periaatetta käyttäen s-mitalla 5 mm v-railoon, jolloin rakenne saadaan läpi hitsattua yhdeltä puolelta. Kun pyörittäjät on saatu tuettua pilarien varaan

hitsataan pilareihin poikkituet ottamaan pyörittäjien aiheuttama momentti vastaan. Poikkituet sijoitetaan niin, että ne eivät häiritse alhaalta toimitettavia huoltotoimia, mutta pienentävät pilarien nurjahduspituutta oleellisesti. Pilarin tehtäväksi jää ottaa vastaan pyörittäjien massasta johtuva normaalivoima. Pilarien poikkitukia hitsatessa on varmistuttava pyörittäjien linjauksesta, jottei niitä yhdistävään akseliin pääse tulemaan turhia jännityksiä.

Pyörittäjistä tehtyä mallia hyödyntämällä saatiin pyörittäjien ja niiden päällä olevan suurimman mahdollisen tasapaksun pylvään aiheuttama normaalivoima selville. Laskemalla kuormitus tasapaksulla pylväällä haluttiin varmistua pilarien riittävän suuresta mitoituskuormasta, sillä todellisuudessa kuormitus ei jakaudu tasan, vaan on suurempi tyvipään pyörittäjällä. Rakenteen ja pylvään massasta aiheutuva normaalivoima on 9,6 kN pilaria kohden. Kuorma sijaitsee 825 mm päässä tukipisteestä, jolloin pilaria taivuttavaksi momentiksi saadaan  $9,6 \text{ kN} \cdot 0,825 \text{ m} = 7,92 \text{ kNm}$ .



Kuva 14. Pilariin kohdistuvat kuormitukset

Lasketaan pilareilta vaadittava taivutusvastus, kun niiden materiaaliksi valittiin S235, jonka sallittu normaalijännitys on 156 MPa varmuuskertoimella 1,5:

$$W = \frac{M}{\sigma_{SALL}} = \frac{7,92 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{156 \text{ MPa}} = 50,8 \text{ mm}^3$$

Esivalitaan pilariksi 120x80x5 RHS -palkki ja tarkistetaan tarvitseeko sitä mitoittaa nurjahduksen suhteen. Kriittinen nurjahdusvoima pilarille on:

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l_n^2} = \frac{\pi^2 * 2,1 * 10^5 \text{ MPa} * 353,14 * 10^4 \text{ mm}^4}{(0,7 * 530 \text{ mm})^2} = 37,22 * 10^5 \text{ N}$$

Pilarien hoikkuusluku:

$$\lambda = \sqrt{\frac{A * f_y}{N_{cr}}} = \sqrt{\frac{1 \text{ 836 mm}^2 * 235}{37,22 * 10^5 \text{ N}}} = 0,11$$

Koska  $\lambda < 0,22$ , pilarien mitoituksessa ei oteta nurjahdusta huomioon.

Tarkistetaan pilarit normaalivoiman suhteen:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{9 \text{ 600 N}}{1 \text{ 836 mm}^2} = 5,2 \text{ MPa}$$

Pilarien poikkituiksi valitaan myös 120x80x5 RHS -palkit, koska ne joutuvat pääosin kantamaan rakenteeseen kohdistuvan taivutuksen. Poikkituet ja pilarit kiinnitetään ympäri hitsaamalla osittaisilla piena- ja päittäishitseillä. Hitsiin vaikuttaa jännitys:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{7,92 * 10^6 \text{ Nmm}}{58,86 * 10^3 \text{ mm}^3} = 135 \text{ MPa}$$

Hitsiliitos on staattisesti määräämätön, joten ratkaistaan tarvittavan a-mitan suuruus käyttämällä hyväksi levyn paksuutta ja taivutuksesta aiheutuvaa normaalivoimaa:

$$a = \frac{\beta_W \gamma_{M2} t}{2 f_u} * \sqrt{2 \sigma_{z.Ed}^2 + 3 \tau_{yz.Ed}^2} = \frac{0,8 * 1,25 * 5 \text{ mm}}{2 * 340 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * (135 \text{ MPa})^2} = 1,4 \text{ mm}$$

Valitaan a-mitaksi rakenteellisen hitsin vähimmäis a-mitta 4 mm [17 s.44].

## 6.6 Pilarien pohjalevyn ja liitoksen mitoitus

Koska runkopilareille ja pyörittäjien pilareille on tulossa melkein samanlainen kuormitus käytetään molempien pohjalevyinä seuraavaksi mitoitettavia levyjä. Tämänhetkisen valun laadusta ei ole muuta tietoa, kuin että se on noin 100 mm paksu ja siinä on pieniä halkeilemia. Valun paksuus riittää hyvin ruuviliitoksen toteuttamiseen ilman jälkivalua. Koska valun laadusta ei ole varmuutta mitoitetaan levyt käyttäen hyväksi standardin SFS-EN 206-1 heikointa betoni laatua.

Levyjen tarvittava pinta-ala puristuksen suhteen (varmuuskertoimella 1,5):

$$A = \frac{F}{\sigma_{sall}} = \frac{9\,600\text{ N} * 1,5}{8\text{ MPa}} = 1\,800\text{ mm}^2$$

Tarvittava halkaisija pyöreälle pohjalevyille:

$$d = \sqrt{\frac{4 * 1\,800\text{ mm}^2}{\pi}} = 48\text{ mm}$$

Pohjalevyn tarvittavaksi halkaisija on niin pieni, että niin pieneen levyyn ei saada tehtyä kunnon ruuviliitosta betonin ja pohjalevyn välille. Pilarien poikkituen liitos katsotaan laskennassa elastiseksi, jolloin liitoksen ympäri pääsee vaikuttamaan momentti. Pilarien alapäähän vaikuttaa momenttia vastaava sivuttaisvoima. pilarien alapään etäisyys poikkituesta 1 340 mm.

Pilarien alapäähän vaikuttava sivuttaisvoima:

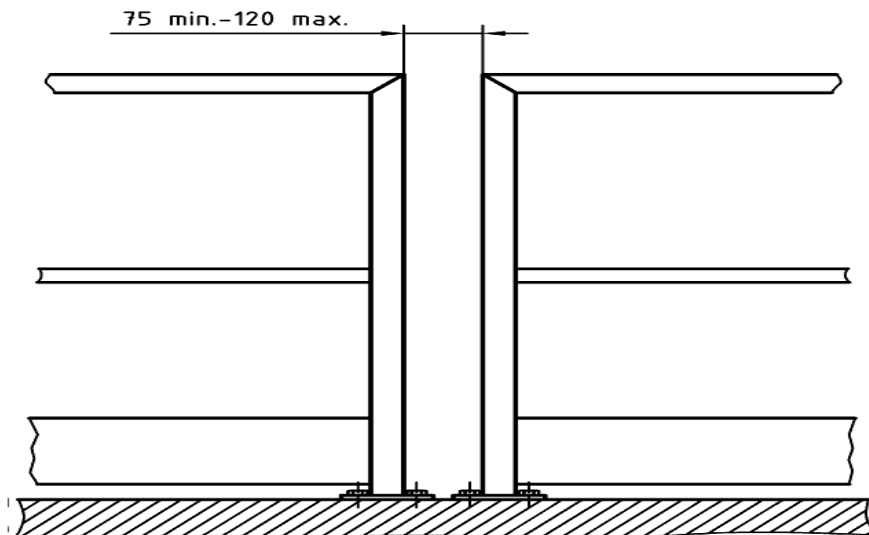
$$F = \frac{M}{r} = \frac{7\,920\text{ kNmm}}{1340\text{ mm}} = 5\,910\text{ N}$$

Tarvittava ruuvivoima:

$$F_K = \frac{F_{QT}}{\mu_T} = \frac{5\,910\text{ N}}{0,5} - 9\,600\text{ N} = 2,2\text{ kN}$$

## 6.7 Muut muutokset työskentelytasoon

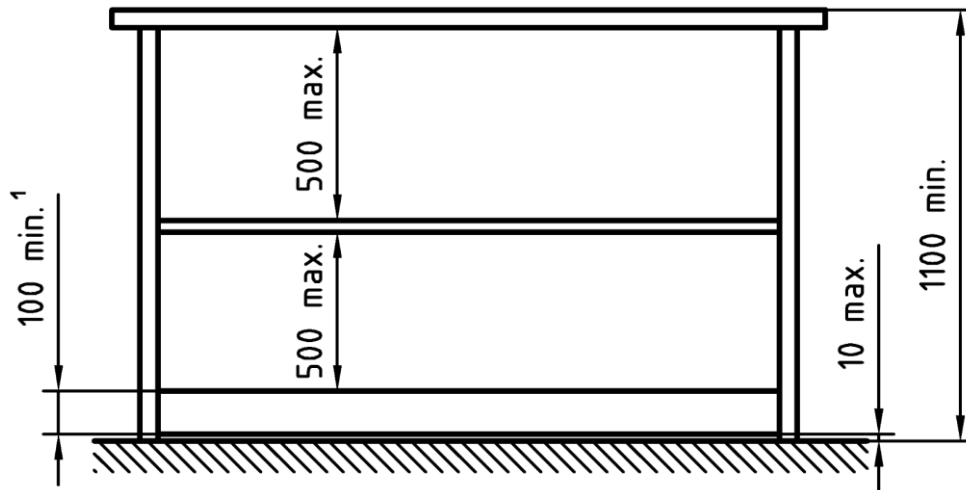
Kiinteään ja korkeussäädettävän työskentelytason väliin tulee asentaa 280 mm korkeat potkulevyt, jotka estävät kehon osien tai esineiden puristumisen runkojen väliin korkeutta säädettäessä. Potkulevyt tulee merkitä huomioteipillä tai huomiomaalilla, jotta on helpposti erotettavissa, jos työskentelytasot ovat erikorkeuksissa. Tämä vähentää mahdollista kompastumisen vaaraa. Korkeuden säädön sylinterien ohjaus tulee tehdä sellaiseksi, että työskentelyaseman säädettävä osa on helppo ajaa perusasentoon eli samaan korkeuteen kiinteään työskentelytason kanssa. Kompastumisvaaran minimoimiseksi käyttäjiä tulee opastaa ajamaan työskentelytaso perusasentoon aina työskentelyn päätyttyä.



Kuva 15. Kahden suojakaide elementin välinen vapaa tila [17, s. 20]

Säädettävän- ja kiinteään työskentelytason kaiteiden välissä tulee olla 75-120 mm rako vartalon ulokkeiden kiinnijäämisvaaran minimoimiseksi [17, s. 20]. Työskentelytason kaiteisiin tulee lisätä standardin SFS-EN ISO 14122-3 mukainen jalkalista, jonka tulee olla vähintään 100 mm korkea. Tähän kannattaa käyttää esimerkiksi 150x5 mm lattaterästä, joka asennetaan ennen

ritilöiden laittoa ja hitsataan katkositseillä kaiteiden pystytolppiin. Jalkalista on kuvattu kuvassa 17 mustalla suorakaiteella. Kaiteet eivät vaadi korottamista, koska lattiapinta laskee entisestä 15 mm. Lattiapinnan korkeus laskee, koska nykyisessä rakenteessa lattiapintana on 50 mm korkea puu ja tuleva ritilä on 35 mm korkea.



Kuva 16. Kaiteelta vaadittavat mitat [17, s. 18].

Työskentelytasolle tulevat sähköjohdot on kiinnitetty pystyssä oleviin U-pilareihin (kuva 17), joita täytyy lyhentää noin 300 mm korkeuden säätymisen vuoksi. Myös sähköjohtoihin tulisi saada lisäpituutta noin 300 mm ottamalla niin sanottuja löysiä pois muualta, jotta johtojen pituus riittäisi myös silloin, kun työskentelytaso on ala-asennossa. Johdot riippuvat näitten muutosten vuoksi noin 400 mm matkan vapaana, jolloin ne kannattaa laittaa kulkemaan erillisten energiasiirtoketjujen sisään. Tämä estää johtojen hankautumista ja vähentää johtojen rikkoutumisesta aiheutuvia riskejä.





Kuva 17. Työstöaseman kaiteet ja energiansiirtokiskot

Työskentelytaso on merkittävä teknisillä tiedoilla ennen käyttöönottoa. Teknisissä tiedoissa on kerrottava, mille kuormalle työskentelytaso on suunniteltu. [12, s.16.]

## 6.8 Työskentelytilan lisääminen

Lyhyt työstäjä joutuu hieman kurottautumaan päästäkseen työstämään ohutta pylvästä, koska pyörittäjät yhdistävä 150 SHS-palkki estää työstäjää pääsemästä käsiksi aivan pylvään kylkeen. 150 SHS-palkin tehtävänä on estää, ettei pyörittäjille väännön johtava pääakseli taipuisi tilanteessa, jossa sylinterit nousisivat eri aikaan tai tapahtuisi jonkin sylinterin letkurikko. Palkki myös osaltaan johtaa sylinterien nostavan voiman kaikkiin pyörittäjiin tasaisesti.

Palkki siirretään pääakselin alapuolelle, jolloin se toimii tarkoituksenmukaisesti ilman, että se haittaa työstäjän työskentelyä. Palkin siirtäminen edellyttää poistokohtien vapaaksi jäävän pään tulppaamista, sekä pyörittäjien runkolevyn alaosaan tulee polttaa tarvittava kolo palkille. Palkki hitsataan asennushitsillä molemmista pystykyljistä ja päältä pyörittäjien runkolevyihin, tällöin se pystyy siirtämään tarvittavat voimat hyvin pyörittäjien välillä.

## **7 Pylvään lukitseminen työstön ajaksi**

Työstämisen aikana on esiintynyt työstämisestä johtuvaa pylvään liikehdintää, jolloin porattavat reiät on ollut hankala saada tarpeeksi yhdensuuntaisiksi. Tämäntapaisen ongelman ratkaisemiseksi tulee pylväs saada kiinnitettyä paikalleen reikien porauksen ajaksi. Kappaleen kiinnittämiseen työstämisen ajaksi on olemassa monia erilaisia sovelluksia, jotka perustuvat voima- tai muotosulkeiseen kappaleen kiinnittämiseen tai molempiin. Voimasulkeisessa kiinnitystavassa kappale puristetaan alustaa vasten siten, että puristusvoimasta aiheutuvasta kitkavoimasta tulee työstämisestä aiheutuvaa voimaa suurempi. Muotosulkeisessa kiinnityksessä työstettävän kappaleen liikkuminen estetään muodostamalla kappaleen ja kiinnityselimien välille liikuttavia voimia suuremmat tukivoimat.

### **7.1 Lukinnan suunnittelu**

Pylvään lukinnan suunnittelua varten laadittiin vaatimusluettelo tärkeimmistä lukinnalle asetettavista vaatimuksista. Vaatimusluettelo jätettiin tarkoituksella varsin ylimalkaiseksi, jottei se sitoisi liikaa suunnittelijan ajatuksia. Vaatimusluettelon tavoitteena on saada kartoitettua ja sisäistettyä tehokkaasti konstruktiolle asetettavat vaatimukset ja toiveet. Vaatimusluettelo voidaan hyödyntää vielä suunnitellun rakenteen rikkianalyysin yhteydessä, jolloin voidaan arvioida rakenteen toimivuutta alussa asetettujen vaatimusten suhteen.

<b>Pylvään lukinta</b>		
<b>Muutos pvm.</b>	<b>KV, VV, T</b>	<b>Vaatus, toivomus</b>
	KV	Lukittava pylväs tarvittaessa
	KV	Turvallinen
	VV	Helppo käyttää
	T	Nopea käyttää
	T	Vähäinen huollon tarve
	VV	Ei saa haitata muita työvaiheita
	T	Halpa
	KV	Ei haittaa työskentelyä
	T	Helppo valmistaa

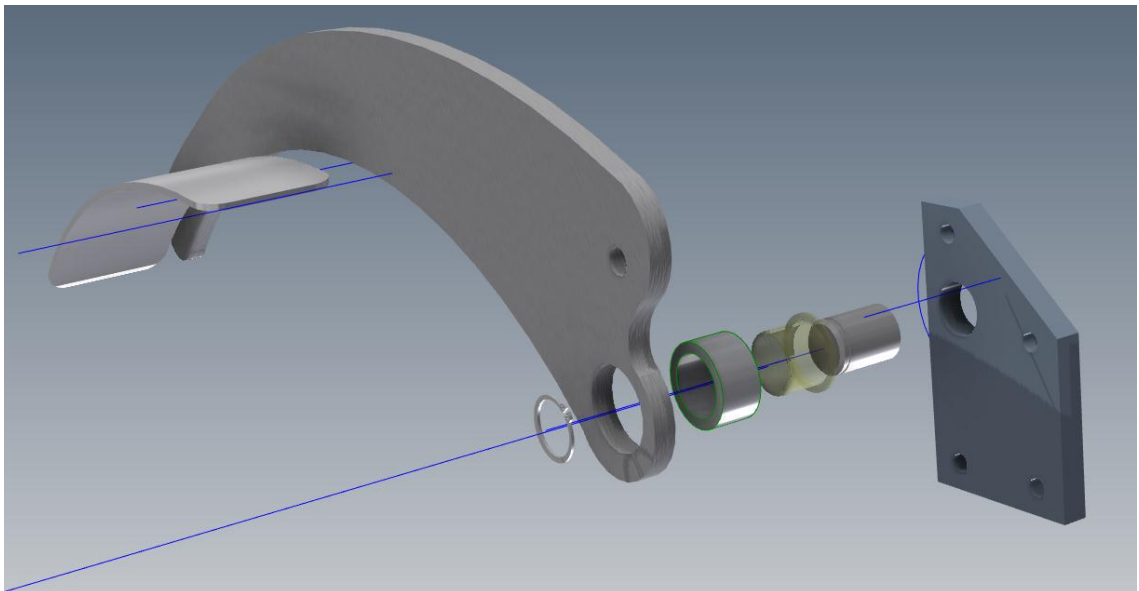
KV=Kiinteävaatus / VV=Vähimmäisvaatus / T=Toivomus

Kuvio 1. Vaatusluettelo

Työstössä aiheutuvat voimat ovat niin pieniä, etteivät ne yksistään jaksa liikuttaa pylvästä, vaan pylvään liikkuminen työstön aikana aiheutuu pääasiassa pylvään hakeutumisesta pienempään potentiaalienergiaan työstövoimien avulla eli se pyrkii luistamalla pyörittäjien päällä ja näin asettautumaan alemmaksi pyörittäjien renkaiden väliin. Pylvään liikkuminen voidaan suurimmaksi osaksi poistaa asettelemalla pylväs paremmin pyörittäjien päälle. Tämän takia pylvään asettumista ja lukitsemista suunniteltaessa päädyttiin etsimään muotosulkeista ratkaisua, joka paikoittaisi pylvään renkaiden väliin.

Erilaisten vaihtoehtojen vertailemisen jälkeen päädyttiin jatkokehittämään kourista tuttua kaksivartista vipusysteemiä. Pylvään lukitseminen perustuu sen puristamiseen pyörittäjän pyörien ja vivun väliin, jolloin saadaan sivuttaissuunnassa hyvin pitävä muotosulkeinen lukinta, sekä pituus- ja pyörimissuunnassa liikkumisen estävä kitkasulkeinen lukinta. Näin hoidettu pylvään lukinta ei tarvitse suurta puristusvoimaa pylvään ja puristimen välillä, koska pylväs kiilataan alimpaan mahdolliseen potentiaaliin pyörien väliin. Käyttäjälle aiheutuva puristumisvaara voidaan eliminoida asettamalla puristinta käytävä hallintalaite riittävän kauas puristimesta.

Kaksivartisena vipuna käytetään termisesti leikattua levyä, jolla on suuri jäykkyys kuormitus suunnassa ja se on helppo muotoilla kaarevaksi. Kaarevuussäde pyrittiin valitsemaan niin, että levy haittaisi mahdollisimman vähän työskentelyä. Toisaalta levystä pyrittiin saamaan kaareva, jolloin puuta puristava voima saatiin suureksi, koska puuta puristava pinta-ala kasvaa. Sallitun puristusvoiman suurentamiseksi puristimen runkolevyyn hitsataan alas lattaraudasta laippa, joka jakaa pintapaineen suuremmalle alalle. Puristinta käyttää hydraulisyylinteri, jonka avulla puristusvoima on helppo säätää halutunlaiseksi paineensäätimellä. Puristin kiinnitetään pyörittäjän pysty SHS-palkkiin ruuviliitoksen avulla, jolloin se on helppo asentaa ja tarvittaessa irrottaa. Puristimen sylinterin alapää kiinnitetään pyörittäjän poikki SHS-palkkiin.

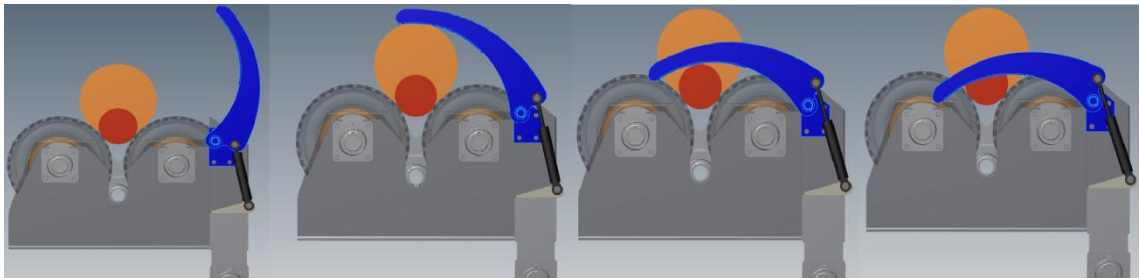


Kuva 18. Puristimen rakenteen räjäytyskuva

Kiinnityslevyyn, jonka avulla puristin on kiinnitetty pysty SHS-palkkiin on hitsattu akseli. Kiinnityslevyyn on leikattu akselille reikä, jolloin napa asettuu levyyn muotosulkeisesti oikealle kohdalle. Vipulevyssä on navalle leikattu reikä, jolloin sekin saadaan asettumaan oikeaan kohtaan. Akselin ja navan välillä käytetään huoltovapaata liukulaakeraa, koska vierintälaakereilla on tapana kulua tavallista nopeammin tämän kaltaisissa kohteissa, joissa laakerin pyörimiskulma on rajoitettu. Liukulaakeroinnilla päästään myös kompaktimpaan rakenteeseen, kuin käytettäessä vierintälaakeraa. Akselin aksiaalinen liike rajoitetaan pidätinrenkaalla, jolloin rakenne on helposti purettavissa huoltoa varten. Muuta

lukintaa eikä laakerointia tarvita aksiaalisuunnassa, koska rakenteessa ei vaikuta aksiaalivoimia. Sylinteri kiinnitetään nivellaakereiden läpi menevillä pulteilla, jotka kiristetään levyihin niin, että syntyvä kitkavoima kumoaa liitokseen syntyvän leikkausjännityksen.

Sylinterin ja puristimenvivun liikegeometria on suunniteltu siten, että sylinterin ollessa miinus-asennossa nousee puristinvipu ylös. Tässä asennossa sitä pidetään, kunnes pylväs tarvitaan lukita. Pylväs lukkiutuu, kun vipu ohjataan venttiin avulla alas ja paineenrajoitusventtiilillä saadaan sopiva puristusvoima. Tällaiset puristimet toimivat työstöasemalla myös turvallisuutta parantavina tekijöinä, koska ne estävät pylvään tulemisen työstäjän päälle tilanteessa, jossa pylväs pääsee jostakin syytä putoamaan hallitsemattomasti pitkittäiskuljettimelta.



Kuva 19. Pylväänlukitsijan toiminnan simulointi

## 7.2 Lukinnan komponenttien mitoitus

Puristin poistaa pylvään todennäköisimmän liikkumissuunnan muotosulkeisesti. Tällöin pylvään todennäköiseksi liikesuunnaksi jää enää oman akselinsa ympäri pyörähtäminen. Pylvään pyörähtämisen akselinsa ympäri aiheuttaa sen mahdollinen lenkous, jolloin sen painopiste hakeutuu mahdollisimman alas. Pylvään paksuuden vaihtelusta johtuen puristimen aiheuttaman kitkavoiman momenttivarsi pyörimisen suhteen vaihtelee. Toisaalta myös pylvään massa vaikuttaa pylvästä pyörittävään momenttiin, sekä massasta johtuvaan kitkavoimaan. Pylvään ja pyörittäjän renkaiden välistä kitkavoimaa ei voida kuitenkaan ottaa lukintaa suunniteltaessa huomioon, sillä pyörittäjät pääsevät liikkumaan hieman ketjuvälityksen aiheuttamien välysten vuoksi. Kitkan

suurentamiseksi teräslaippaan tehdään karhennukset, jotka uppoavat puuhun. Karhennuksesta mahdollisten pienten jälkien jääminen puuhun ei haittaa. Upponeelle kappaleelle voidaan käyttää ”kitkakerrointa” 0,6 [3, s. 70.]

Pylvään massasta ja pylvään lenkoudesta johtuva pylvästä pyörittämään pyrkivä momentti on suurimmillaan, kun pylvään tyven vapaana roikkuva osa on lengoimmillaan vaakatasossa ja pyrkii kääntymään maan vetovoiman vaikutuksesta alaspäin. Tilannetta simuloimalla suunnitteluohjelmalla saatiin pylvään vapaan pään massaksi 103 kg ja painopisteen etäisyydeksi pyörimisakselista 53 mm.

Tällöin massasta ja lenkoudesta syntyvä pylvästä pyörittävä momentti:

$$M = mgs = 103 \text{ kg} * \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2} * 0,053 \text{ m} = 57 \text{ Nm}$$

Tarvittava kitkavoima:

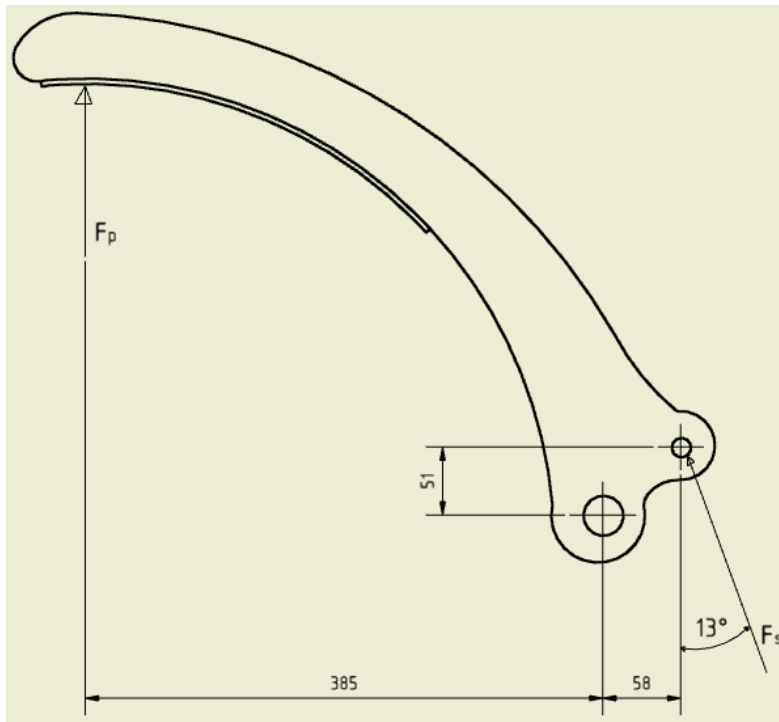
$$F = \frac{M}{r\mu} = \frac{57 \text{ Nm}}{0,15 \text{ m} * 0,6} = 633 \text{ N}$$

Tarkistetaan pylvääseen kohdistuva pintapaine, kun puristavan laipan leveys on 80 mm. Kyseiseen tilanteeseen voidaan soveltaa Hertzin kahden sylinterin välisen kosketuspaineen kaava:

$$p_o = 0,591 * \sqrt{\frac{FE(D_1 - D_2)}{D_1 D_2 l}} = 0,591 * \sqrt{\frac{633 \text{ N} * 12700 \text{ MPa} * (350 - 300) \text{ mm}}{350 \text{ mm} * 300 \text{ mm} * 80 \text{ mm}}} = 4 \text{ Mpa}$$

Puu on niin sanottu ortotrooppinen materiaali, eli sillä on erilaiset lujuusominaisuudet eri akselien suunnissa. Puun sallittu normaalivoima kohtisuoraan syitä vastaan on noin 5 MPa [21 s.240], joten puun voidaan olettaa kestävän laskettu puristusvoima. Mitoitetaan seuraavaksi hydraulikkasyylinteri. Sylinterin  $F_s$  voima, kun pylvästä puristava voima  $F_p = 633$  N

$$F_s = \frac{385 \text{ mm} * 633 \text{ N}}{\cos 13^\circ * 58 \text{ mm} + \sin 13^\circ * 51 \text{ mm}} = 6150 \text{ N}$$



Kuva 20. Puristimen laippa

Sylinterin halkaisija:

$$d = \sqrt{\frac{4 * F}{n * \pi * p}} = \sqrt{\frac{4 * 6\,150\, N}{0,9 * \pi * 16}} = 23,3\, mm$$

Valitaan sylinterin halkaisijaksi seuraava standardikoko 25 mm. Sylinterin iskun pituudella 100 mm saavutetaan haluttu liikerata puristimelle.

Sylinteri on tuettu nivellaakerilla molemmista päistään, jolloin sen nurjahdustapaus on Eulerin 2. Sylinterin redusoitu pituus  $l_n = l$ . Tarkistetaan nurjahdusvoima kyseisellä iskunpituudella:

$$F_n = \frac{\pi^2 EI}{4l_n^2} = \frac{\pi^2 * 2,1 * 10^5\, MPa * 1,89 * 10^3\, mm^4}{4 * (345\, mm)^2} = 8\,230\, N$$

Sylinterillä saavutettava maksimivoima:

$$F = Ap = \pi * (12,5\, mm)^2 * 16\, MPa = 7\,854\, N$$

Sylinteri kestää hyvin siihen kohdistuvan kuormituksen. Lasketaan seuraavaksi sylinterille menevän virtauksen suuruus, kun sylinterin haluttu liikenopeus on 50 mm/s:

$$Q = Av = \pi * (12,5 \text{ mm})^2 * \frac{50 \text{ mm}}{\text{s}} = 24\,500 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 1,5 \text{ l/min}$$

Virtaus säädetään sylinterille sopivaksi säädettävällä virtauksenrajoittimella. Sopiva putkikoko sylinterille on 8x1 ja letku koko 1/4". Sylinteriä ohjataan monostabiilin suuntaventtiilin avulla. Puristimen ohjauksella estetään pyöryksen ja pylvään annostelun toiminta, kun suuntaventtiilin lähtö on päällä. Kun työstäjä siirtää pylvään lajittelukuljettimelle, aukeaa lukitus automaattisesti. Suuntaventtiili asennetaan säädettävällä paineenrajoittimella varustetulle levyille, jolloin sylinterin pylvääseen aiheuttamaa puristusvoimaa on helppo säätää. Puristusvoiman säätäminen voi olla tarpeen erityisesti vuodenajan vaihdellessa, koska puun kovuuteen ja kitkakertoimeen vaikuttaa sen kosteus ja mahdollinen jää. Puristimen akselin tulee olla tarpeeksi tukeva, ettei se taipuessaan muuta laakeroinnin toleransseja. Lasketaan sopiva akselikoko, kun haluttu maksimitaipuma on 0,01 mm.

Akselia kuormittavat voimat:

$$F_A = F_S + F_P = 8\,230 \text{ N} + \frac{8\,230 \text{ N} * (\cos 13^\circ * 58 \text{ mm} + \sin 13^\circ * 51 \text{ mm})}{385 \text{ mm}}$$

$$= 9\,680 \text{ N}$$

Akselin tarvittava neliömomentti:

$$I = \frac{Fl^3}{8Ef} = \frac{9\,680 \text{ N} * (24,5 \text{ mm})^3}{8 * 2,1 * 10^5 * 0,01 \text{ mm}} = 8,6 * 10^3 \text{ mm}^4$$

Akselin paksuudeksi valitaan 30 mm. Materiaaliksi paras olisi helposti koneistettava ja liukulaakerointiin hyvin soveltuva automaattiteräs 11SMn30+C, mutta teräksen korkean rikki-pitoisuuden aiheuttaman kuumahalkeamariskin



vuoksi se ei sovi hitsaukseen [18, s. 138]. Akselin materiaaliksi valitaan S 235, jolla on hyvät hitsattavuusominaisuudet ja se saadaan koneistettua liukulaakerien vaatimaan pinnanlaatuun. Lasketaan taivutuksen aiheuttama jännitys akselissa, sekä tarvittava hitsin a-mitta.

Taivutuksesta aiheutuu normaalijännitys:

$$\sigma = \frac{Fly}{I} = \frac{9\,680\text{ N} * 24,5\text{ mm} * 15\text{ mm}}{39\,761\text{ mm}^4} = 90\text{ MPa}$$

Tarvittava a-mitta, kun  $\tau=0$ :

$$a = \frac{\beta_W \gamma_{M2} t}{2 f_u} * \sqrt{2\sigma_{z.Ed}^2 + 3\tau_{yz.Ed}^2} = \frac{0,8 * 1,25 * 30\text{ mm}}{2 * 340\text{ MPa}} * \sqrt{2 * (90\text{ MPa})^2} = 5,6\text{ mm}$$

Tarkistetaan a-mitta jäähtymiskaavan suhteen:

$$a \geq \sqrt{t} - 0,5\text{ mm} = \sqrt{30} - 0,5\text{ mm} = 5\text{ mm}$$

Valitaan a-mitaksi 6 mm. Sopivan liukulaakerin määrittämiseksi käytettiin hyväksi laakerivalmistajan laakerin valintaohjelmaa. Ohjelmaan syötetään laakeriin kohdistuvat kuormitukset ja olosuhteet, joissa laakeri toimii. Annettujen tietojen perusteella ohjelma antaa eri laakerimalleille odotetut eliniät kyseisellä kuormituksella. Tässä tapauksessa kuormituksena käytettiin laakeriin kohdistuvaa maksimi voimaa (9 680 N) ja olosuhteiksi laitettiin työstöasemalla vallitsevat olosuhteet ja valittu akselimateriaali. Laakeriksi päätettiin valita J-malli, koska sen odotettu kestoikä on kaikista suurin ja se on myös hinnaltaan edullinen.

## Overall result

iglidur® J	221696 h	
iglidur® Q	121148 h	
iglidur® W300	106808 h	
iglidur® Z	101848 h	
iglidur® J260	90965 h	
iglidur® J200	88717 h	
iglidur® B	77609 h	
iglidur® V400	66571 h	
iglidur® L250	54685 h	
iglidur® C	36831 h	
iglidur® R	35088 h	
iglidur® A500	26238 h	
iglidur® D	14282 h	
iglidur® F	12717 h	
iglidur® G	12473 h	
iglidur® X	10483 h	
iglidur® A200	10114 h	
iglidur® M250	5218 h	
iglidur® H4	899 h	
iglidur® UW	824 h	

Kuva 21. Laakereiden odotettu elinikä.

Puristimen laipan vähimmäiskorkeus saadaan laskettua käyttäen hyväksi taivutusvastuksen kaavaa suorakulmaiselle poikkileikkaukselle ja liittämällä se yleiseen taivutuksesta aiheutuvaan normaalijännityksen kaavaan. Yhdistettyä kaavaa hyödyntäen tehtiin Microsoft Excel -ohjelmalla taulukko, josta saatiin selville puristimen laipan tarvittava korkeus poikkileikkauksen eri kohdissa.

$$W = \frac{Fl}{\sigma_{SAll}} = \frac{a^2 b}{6}$$

$$a = \sqrt{\frac{6Fl}{b\sigma_{SAll}}}$$

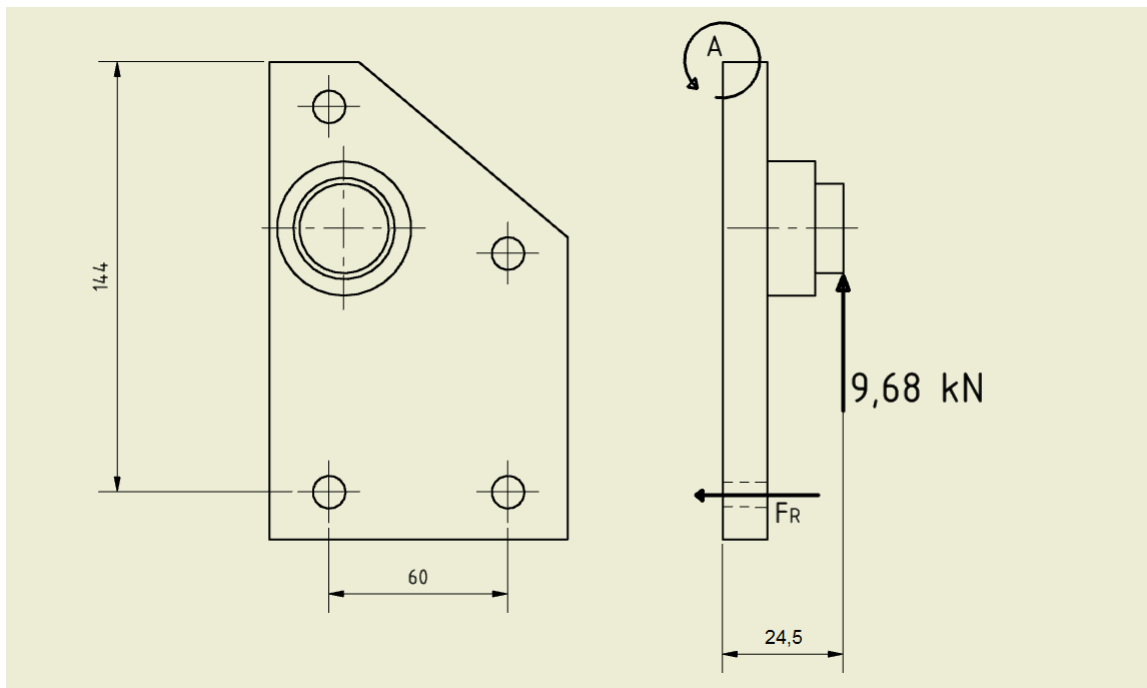
Levynpaksuudeksi b valittiin 12 mm. Taulukossa muuttuvia arvoja ovat pituus l ja laipan poikkileikkauksen korkeus a. Pituus l kertoo matkan puristimen kärjestä.

Taulukko 4. Puristimen poikkileikkauksen tarvittava korkeus.

b (mm)	vakio	F (N)	$\sigma$ (MPa)	l (mm)	a (mm)
12	6	7854	156	385	98
12	6	7854	156	335	92
12	6	7854	156	285	85
12	6	7854	156	235	77
12	6	7854	156	185	68
12	6	7854	156	135	58
12	6	7854	156	85	46
12	6	7854	156	35	30

Tarkistetaan puristimen kiinnityslevyn ruuvien tarvittavat ruuvivoimat kitkaliitoksen aikaansaamiseksi. Kyseessä on taivutusmomentin kuormittama ruuviliitos, jolle ei ole yksinkertaista ja yleispätevää mitoituskaavaa. Lasketaan taivutusmomentin aiheuttama liitoslevyjen välistä kitkaa pienentävä voima alimmissa ruuveissa:

$$F_R = \frac{24,5 \text{ mm} * 9\,680 \text{ N}}{2 * 144 \text{ mm}} = 823 \text{ N}$$

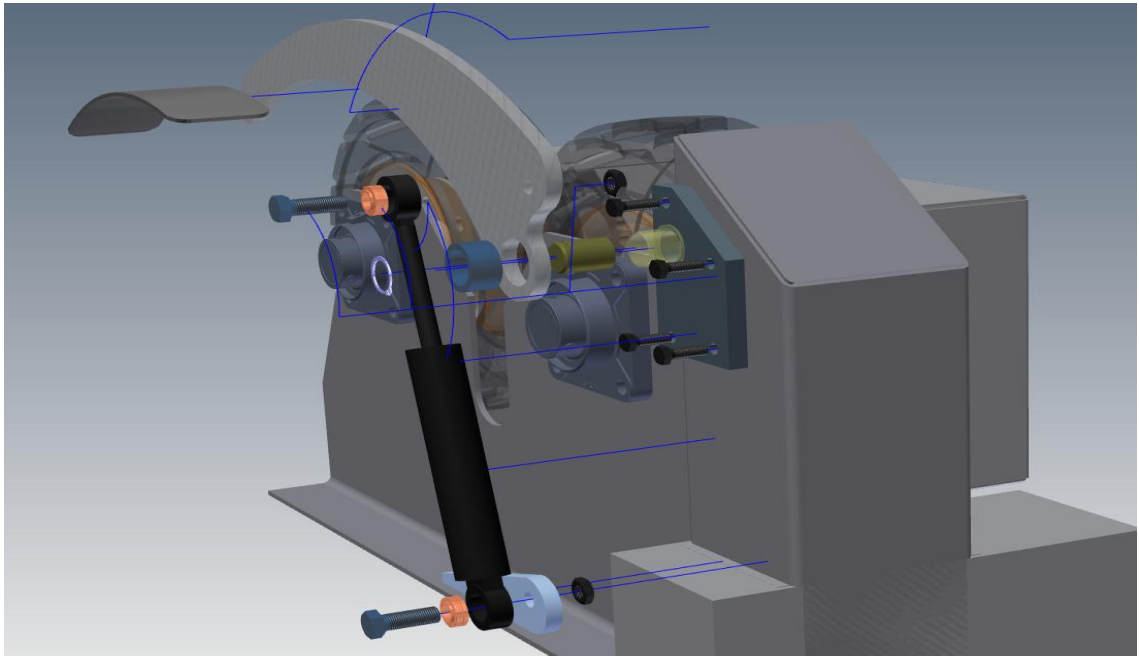


Kuva 22. Puristimen kiinnityslevy.

Lasketaan leikkausvoiman kumoamiseen tarvittava alustan puristusvoima, kun kitkakertoimenä maalatuille pinoille käytetään 0,25 [8, s. 80]:

$$F_K = \frac{F_{QT}}{\mu_T} = \frac{9\,680\text{ N} + 823\text{ N}}{0,25} = 42\text{ kN}$$

M10 ruuvien voidaan todeta riittävän hyvin, koska niiden yhteinen esikiristysvoima on noin  $4 * 26,3\text{ kN} = 105,2\text{ kN}$



Kuva 23. Puristin asennettuna

## **8 Läpimenoajan lyhentäminen odotusajan poistamisella**

Läpimenoajan lyhentämisen tavoitteena on, ettei työstäjä joudu odottamaan pylvään saapumista työskentelyasemalle. Pylväät saapuvat pitkittäin työstöasemalle, jolloin saapuvan pylvään täytyy kulkea vähintään 15 m matka ennen kuin se on saapunut työstöasemalle. Pylvästä joudutaan odottamaan, jos pylvään työstäminen tapahtuu nopeammin kuin uusi pylväs ehtii saapua.

Jotta pylvään saapumista ei tarvitsisi odotella, rakennetaan työstöaseman ja vastaanottokuljettimen väliin yhden pylvään puskurivarasto. Puskurivarasto ei lisää pylväiden varastointia jalostusketjussa, vaan siirtää yhden pylvään ennen vastaanottokuljetinta sijaitsevasta välivarastosta vastaanottokuljettimen ja työstöaseman väliin. Tällä ratkaisulla voidaan varmistaa, että työstäjällä on aina odottamassa seuraava pylväsaihio valmiina.

### **8.1 Puskurivaraston toteutus**

Puskurivaraston toteutuksessa päädyttiin soveltamaan sahalaitoksista tuttua kolmisakara-annostelijaa. Annostelijan tehtävä työstöasemalla on pysäyttää pitkittäiskuljettimelta pukattu pylväs kuljettimen ja työstöaseman väliin. Kun edellinen pylväs on lähtenyt työstöasemalta, syöttää annostelija seuraavan pylvään työstöasemalle. Jotta eripituiset pylväät tukeutuvat tarpeeksi tasaisesti, tarvitaan annostelijoita neljä kappaletta. Annostelijat liitetään toisiinsa pääakselin välityksellä, jonka tehtävä on huolehtia annostelijoiden yhdenaikaisesta toiminnasta.

Annostelijan runkona toimii termisesti muotoon leikattu teräslevy, joka muotoillaan siten, että se saattaa pylvään mahdollisimman hyvin rullien päälle ja estää useamman, kuin yhden pylvään syöttämisen, jos jostakin syystä puskurivarastoon on kertynyt useampi kuin yksi pylväs. Levyn takaosa muotoillaan pyöreäksi, jolloin syötön aikana välivarastoon tullut pylväs ei voi jäädä jumiin palaavan annostelijan ja liukujohteiden väliin. Runkolevyt

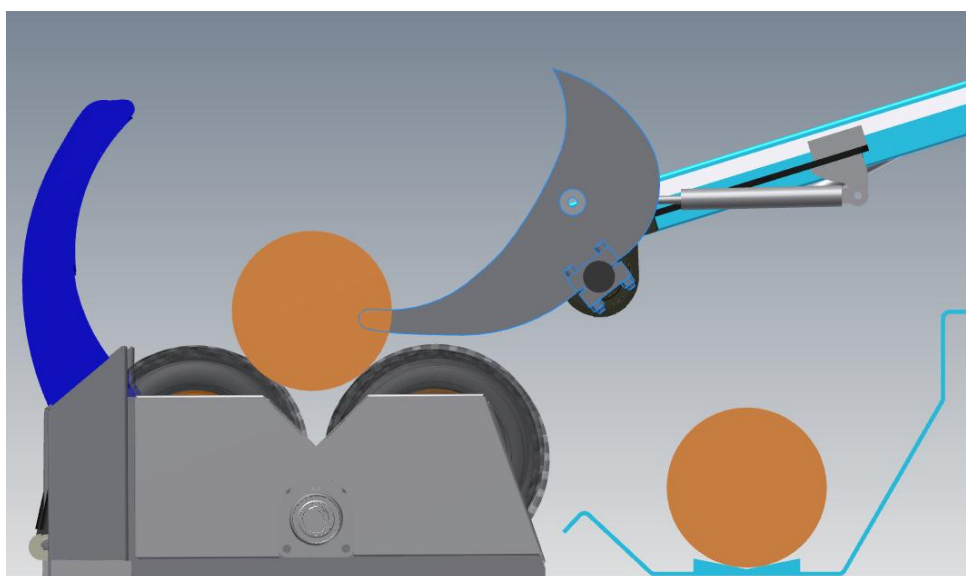
kiinnitetään yhteiselle akselille kiinteästi, jolloin ne kääntyvät aina saman verran. Annostelijan kallistumista voidaan ohjata helposti asentamalla vääntömoottori akselinpäähän tai ohjaamalla akselin kiertymää lineaariliikkeellä ja yksinkertaisella vipumekanismilla. Tässä tapauksessa päädyttiin jälkimmäiseen vaihtoehtoon, koska se osoittautui noin kymmenen kertaa halvemmaksi kuin vääntömoottorin hankkiminen. Lineaariliike toteutetaan hydraulisyntereillä, jotka kiinnittyvät annostelijan runkolevyyn suoraan. Tällöin normaalitilanteessa ei akseliin kohdistu ollenkaan vääntömomenttia, koska se kulkee suoraan annostelijan runkolevyn kautta.

Työstöhallista käytiin mittaamassa meluarvoja kahdella eri melumittarilla ja suurimmaksi melun lähteeksi osoittautui pylvään putoaminen työstöpöydälle eli pyörittäjien rullille. Melu muodostuu pääosin pylvään törmäämisestä pyörittäjien renkaisiin, josta renkaat johtavat syntyvän tärinän koko runkorakenteeseen. Tästä johtuvaa melua on pyritty jo vähentämään valitsemalla umpikumirenkaat pylvään pyörittämiin. Korkeussäädön ansiosta pyörittäjät on saatu eristettyä työskentelytason rungosta, joten tärinä ei pysty johtumaan enää työskentelytasoon niin helposti. Melun vähentämisessä on usein järkevintä ja kustannustehokkainta yrittää poistaa ensiksi melun lähde. Siksi annostelija pyrittiin suunnittelemaan sellaiseksi, ettei pylväs pääse enää putoamaan vapaasti työstöpöydälle, vaan annostelija saattaa sen siihen muilla keinoin.

Mallintamalla annostelijan rakenne ja simuloimalla sitä löydettiin sopivanlainen muoto annostelijan runkolevyille, jolla se saadaan saatettua pylvään työstöpöydälle ilman, että pylväs pääsee putoamaan missään vaiheessa vapaasti. Mallin avulla saatiin määritettyä pylvään massasta johtuvan kuormituksen paikka ja annostelijan omasta rakenteesta johtuva kuorma. Annostelija joutuu toimimaan sen verran ahtaassa paikassa pitkittäis- ja lajittelukuljettimen takia, että se ei mahdu pyörähtämään kokonaan ympäri, kuten perinteiset kolmisakara-annostelijat. Tämän vuoksi annostelija joutuu pyörähtämään tulosuuntaan takaisin saatettuaan pylvään työstöpöydälle.

Jotta annostelija ei kaappaisi pylvästä uudelleen pyörähtäessään takaisinpäin, täytyy annostelijaa liikuttaa sivuttaissuunnassa takaisin päin (kuva 24).

Annostelijan pääakseli kiinnitetään lineaarijohteessa olevaan kelkkaan, joka vetää pääakselin kauemmaksi pylvästä ennen annostelijan runkolevyjen kääntämistä perusasemaan. Kelkan liikuttaminen päätettiin toteuttaa hydraulisyylintereillä niiden varmatoimisuuden, helppohuoltoisuuden ja muita vaihtoehtoja huokeamman hinnan vuoksi. Muita vaihtoehtoja olisi ollut muun muassa männänvarettomansylinterin tai kuularuuvien käyttö, mutta niistä luovuttiin niiden kalliimman hinnan takia ja vaikeamman kunnossapidon kannalta.



Kuva 24. Annostelijan törmäys pylväeseen ilman lineaariliikettä

Annostelijan pääakselin materiaaliksi valittiin Imatra 550 -teräs kylmävedettynä, jota on saatavilla h9-toleranssilla. Kyseinen toleranssialue riittää hyvin tässä sovelluksessa valituille laakereille, jotka kiinnittyvät akseliin kiristysruuvien avulla [23]. Imatra 550 on kirkaspintainen, sitkeä teräs, joka täyttää E295 ja Fe 50K teräksille asetetut vaatimukset [22, s. 922, 1 006]. Annostelijan runkolevyjen kiinnitys akselille päätettiin toteuttaa halkaistulla navalla. Napa siirtää vääntömomentin akselille ruuveilla aikaansaadun kitkavoiman avulla. Pääakseli on yli 12 m pitkä, joten se tulee tehdä kolmesta eri akselista liittämällä. Liitos tehdään kytkimellä, joka pystyy siirtämään väännön pelkän kitkavoiman avulla. Edellä mainittujen valintojen ansiosta vältetään kokonaan pitkien akselien koneistamiselta.

## 8.2 Annostelijan mitoitus

Annostelijan runkolevynä käytetään 12 mm paksua S355 teräslevyä. Teräslevyn tarvittavasta poikkileikkauksen korkeudesta laadittiin samanlainen taulukko kuin kohdassa 7.2 puristimen laipasta. 3D-mallia hyödyntämällä saatiin selville rakenteen massa ja sen keskipiste. Rakenteen massasta ja suurimman pylvään massa annostelijan kärjessä sijaitsevasta massasta saatiin määritettyä annostelijan vaikuttavat maksimirasitukset. Voimaksi saatiin 2 200 N ja vääntömomentiksi pääakselin suhteen 927 Nm (kuva 25).

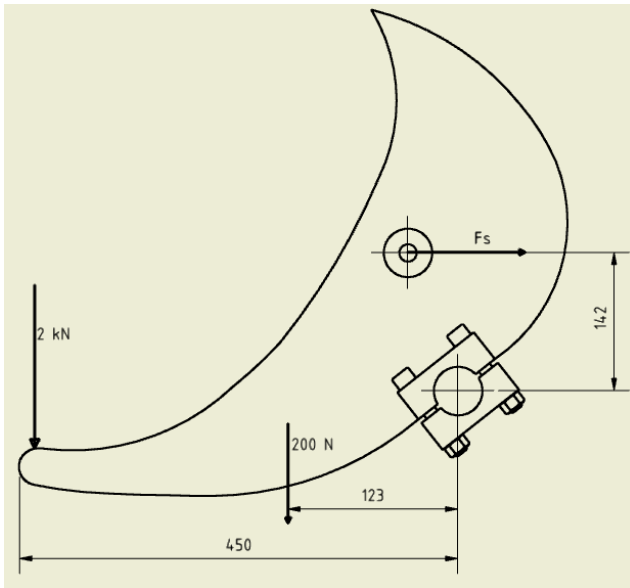
Taulukko 5. Annostelijan runkolevyn tarvittava korkeus pituuden funktiona

b (mm)	vakio	F (N)	$\sigma$ (MPa)	l (mm)	a (mm)
12	6	2200	156	451	56
12	6	2200	156	401	53
12	6	2200	156	351	50
12	6	2200	156	301	46
12	6	2200	156	251	42
12	6	2200	156	201	38
12	6	2200	156	151	33
12	6	2200	156	101	27
12	6	2200	156	51	19

### 8.2.1 Pääakselin mitoitus

Annostelijan pääakseliin kohdistuu taivutusmomentti pylvään ja rakenteen massasta, sylinterin voimasta sekä vääntömomentti siinä tilanteessa, jos pääakselin tarvitsee tasata annostelijoiden liikkeitä. Kuormituslaskuissa rakenteen katsotaan olevan ulkoisesti tasapainossa. Tällöin sylinterin aiheuttamana taivutusmomenttina käytetään samaa momenttia kuin mikä rakenteeseen kohdistuu pylvään ja rakenteen massasta. Esivalitaan akseliksi 50 mm akseli ja lasketaan siihen kohdistuvista rasituksesta tulevat jännitykset.

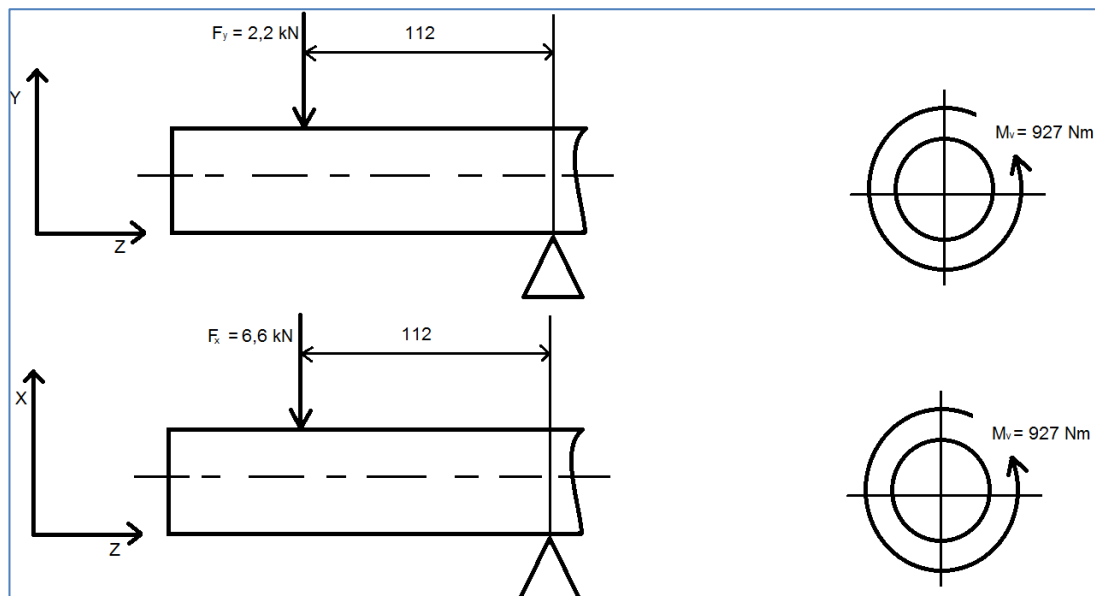




Kuva 25. Annostelijan runkolevyyn kohdistuvat voimat

Sylinterin annostelijan runkolevyyn kohdistama voima suurimmillaan:

$$F_s = \frac{2000 \text{ N} * 450 \text{ mm} + 200 \text{ N} * 123 \text{ mm}}{142 \text{ mm}} = 6,6 \text{ kN}$$



Kuva 26. Akseliin yhtä aikaa kohdistuvat suurimmat kuormat

Taivutuksesta aiheutuva normaalivoimat y-suunnassa:

$$\sigma_y = \frac{M}{W} = \frac{2,2 \text{ kN} * 112 \text{ mm}}{12 \text{ 272 mm}^3} = 20 \text{ MPa}$$

Taivutuksesta aiheutuva normaalivoimat x-suunnassa:

$$\sigma_y = \frac{M}{W} = \frac{6,6 \text{ kN} * 112 \text{ mm}}{12\,272 \text{ mm}^3} = 60,4 \text{ MPa}$$

Lasketaan taivutuksen aiheuttama leikkausvoima pyöreälle poikkileikkaukselle x-suunnassa, koska siinä suunnassa vaikuttaa suurin voima:

$$\tau_{Tx} = \frac{4F}{3A} = \frac{4 * 6,6 \text{ kN}}{3 * \pi * (25 \text{ mm})^2} = 4,5 \text{ MPa}$$

Väännöstä aiheutuva leikkausjännitys akselissa:

$$\tau_{Tx} = \frac{M_V}{W_V} = \frac{2M_V}{\pi r_1^3} = \frac{2 * 927\,000 \text{ Nmm}}{\pi * (25 \text{ mm})^3} = 37,8 \text{ MPa}$$

Pääjännitykset akselissa:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm 0,5 * \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{(60,4 + 20) \text{ MPa}}{2} \pm 0,5 * \sqrt{((60,4 - 20) \text{ MPa})^2 + 4((4,5 + 37,8) \text{ MPa})^2}$$

$$\text{jolloin; } \sigma_1 = 92,4 \text{ MPa}, \sigma_2 = -11,6 \text{ MPa}$$

Koska alla oleva yhtälö toteutuu, lasketaan lopullinen vertailujännitys käyttäen hyväksi vääntötilanteisiin suositeltavaa maksimileikkausjännityshypoteesia.

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} > \frac{\sigma_1}{2}$$

Vertailujännitys:

$$\sigma_{vert} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{vert} = \sqrt{(60,4MPa - (-11,6MPa))^2 + 4((4,5 + 37,8)MPa)^2)} = 111MPa$$

Monesti akseleille suositellaan myötörajaa paljon pienempiä sallittuja jännityksiä, mutta koska akseli ei joudu rasitetuksi tehonsiirtoakselin tavoin, voidaan akselin paksuudeksi valita 50 mm [8, s. 283]. Akselin kestämistä puoltaa myös se, ettei tässä sovelluksessa siihen kohdistu suurta väsyttävää kuormaa, eikä siihen tule lovien kautta minkäänlaisia jännityskeskittymiä. Akselilla on myös kylmämuokkauksen ansiosta normaalia parempi lujuus pinnassa, johon suurimmat jännitykset syntyvät [8, s. 288].

### 8.2.2 Akseli- ja kytkinliitoksen mitoitus

Akseli- ja kytkinliitos päätettiin toteuttaa halkaistulla navalla, joka siirtää väännön navasta akseliin kitkavoiman avulla. Tähän liitostapaan päädyttiin siksi, ettei akseliin tarvitse tehdä koneistuksia ollenkaan, eikä akseliin synny jännityshuippuja luovia epäjatkuvuuskohtia. Napa suunniteltiin mahdollisimman helposti koneistettavaksi. Toinen puoli navasta hitsataan annostelijan runkolevyyn sille varattuun poteroon.

Tarvittava ruuvivoima neljällä ruuvilla (varmuuskertoimella 1,5 luiston suhteen):

$$F_R = \frac{nT}{\mu zd} = \frac{1,5 * 927 \text{ kNmm}}{0,14 * 4 * 50 \text{ mm}} = 49,7 \text{ kN}$$

Valitaan ruuveiksi M14 8.8, joilla saavutettava esikiristysvoima on noin 54,5 kN/ruuvi. Navan vähimmäispituus saadaan laskettua pintapaineen suhteen. Sallittuna pintapaineena käytetään myötörajaa, koska pienet myötörajan

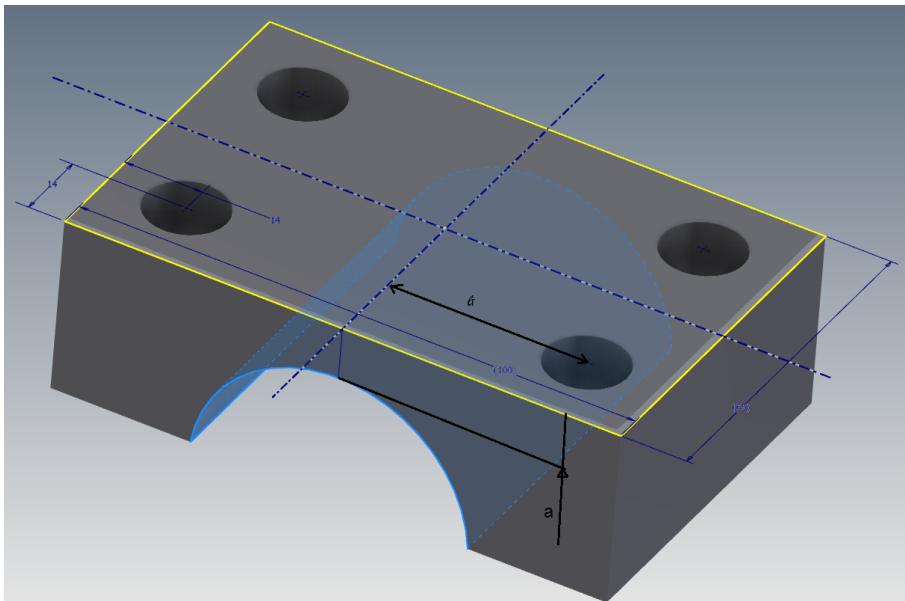
ylitykset eivät haittaa, vaan suurettavat ”kitkakerrointa”, koska kappaleet alkavat mukautua toistensa suhteen.

$$l = \frac{K_1 z F_R}{p_{sall} d} = \frac{1,2 * 4 * 54,5 \text{ kN}}{355 \text{ MPa} * 50 \text{ mm}} = 15,4 \text{ mm}$$

Jotta napa kestäisi ruuvivoimasta syntyvän taivutuksen täytyy sen olla tarpeeksi jäykkä. Lasketaan navan tarvittava paksuus  $a$ , kun navan pituus  $l = 65 \text{ mm}$ .

$$W = \frac{K_2 F_R m l_R}{0,7 * \sigma_{Re}} = \frac{a^2 b}{6}$$

$$a = \sqrt{\frac{6 K_2 F_R m l_R}{b 0,7 * \sigma_{Re}}} = \sqrt{\frac{6 * 0,2 * 54,5 \text{ kN} * 36 \text{ mm}}{0,7 * 355 \text{ MPa} * 65 \text{ mm}}} = 7 \text{ mm}$$



Kuva 27. Halkaistun navan puolikas

Jotta navasta saataisiin tarpeeksi lyhyt, täytyy annostelijan runkolevyn ja navan välinen päällyshitsi toteuttaa päittäishitsinä. Tämä onnistuu siten, että tehdään puoli v-railo annostelijan runkoon molemmille puolille. Kun hitsi on levyn paksuinen, eli se on hitsattu läpi voidaan hitsin lujuuden olettaa olevan perusaineen lujuinen [19, s. 48]. Navan kyljet hitsataan normaalisti pienahitsillä,

koska se on kustannustehokkaampaa. Vääntö aiheuttaa päällyshitsiin suurimman leikkauksen, joten tarkistetaan kestääkö se tulevan rasituksen ilman sivujen pienahitseejä.

Hitsiin kohdistuva leikkausvoima:

$$Q = \frac{F_S}{r} = \frac{927 \text{ kNmm}}{34,5 \text{ mm}} = 26,9 \text{ kN}$$

Tarvittava leikkaus pinta-ala (varmuuskertoimella 1,5):

$$A = \frac{Q}{\tau} = \frac{26,9 \text{ kN} * 1,5}{0,57 * 355 \text{ MPa}} = 200 \text{ mm}^2$$

Navan päällyshitsin pinta-ala:

$$12 \text{ mm} * 100 \text{ mm} = 1\,200 \text{ mm}^2$$

Navan päällyshitsi kestää hyvin siihen kohdistuvan rasituksen. Oletetaan pienahitsien kantavan liitokseen kohdistuvan normaalivoiman, jona käytetään sylinterin aiheuttamaa voimaa.

$$a = \frac{F_{w,Rd}}{f_{vw,d}}$$

$$f_{vw,d} = \frac{f_u}{\sqrt{3}\beta_w\gamma_{M2}}$$

$$F_{w,Rd} \geq F_{w,Ed} = \frac{F}{l}$$

$$a \geq \frac{F\sqrt{3}\beta_w\gamma_{M2}}{f_u l} = \frac{6,6 \text{ kN} * \sqrt{3} * 0,9 * 1,2}{490 \text{ MPa} * 2 * 32 \text{ mm}} = 0,4 \text{ mm}$$

Valitaan a-mitaksi 4 mm.

### 8.2.3 Laakereitten mitoitus

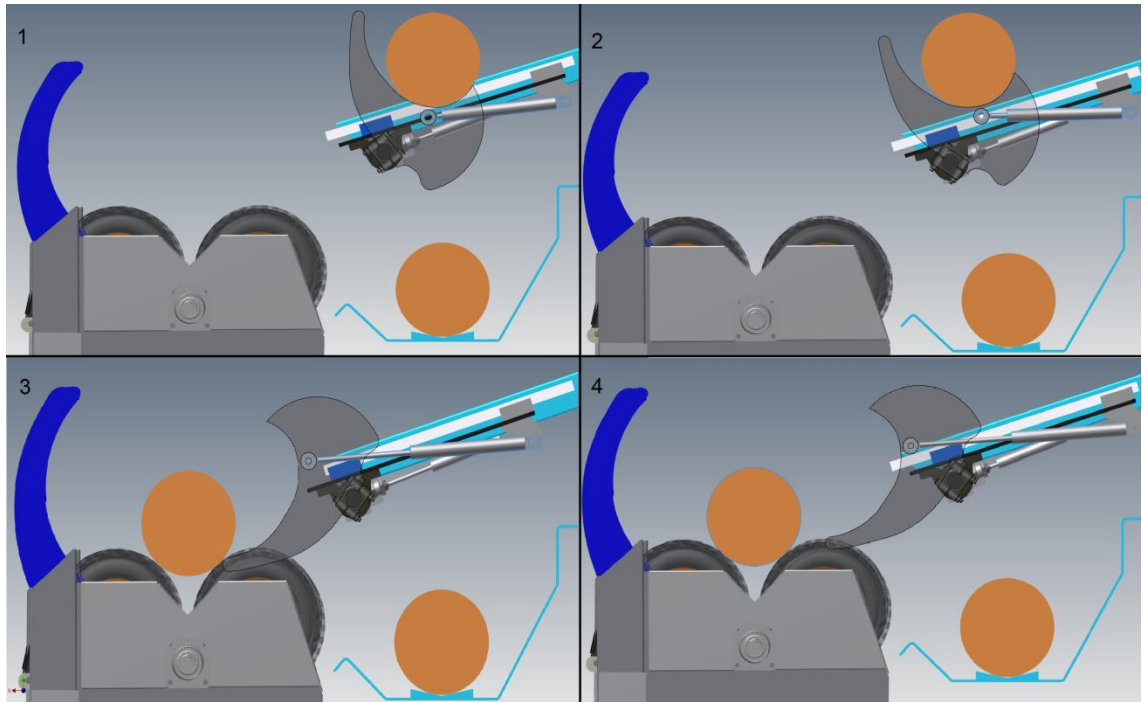
Laakereiksi on valittu SYJ 50 TH -petilaakerit, koska ne on helppohoitoisia, hyvin saatavilla ja tarvittaessa nopeasti vaihdettavissa. Koska akseli ei pyöri kokonaisia kierroksia, vaan liike on edestakaista, tarkistetaan laakerien kestävyys vain vierintämyödyn suhteen. Sovelluksessa ei ole aksiaalivoimia, jolloin  $P_o = F_R$ . Varmuusluku:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{23\,200\text{ N}}{2\,700\text{ N}} = 8,6$$

Laakeri kestää hyvin, koska sillä on suuri varmuus kosketuspaineen ylittymisen suhteen.

### 8.2.4 Hydrauliiikan mitoitus

Annostelijan toimintaa ohjataan monostabiileilla venttiileillä, joita ohjataan sekventiaalisesti logiikan kautta. Annostelijan toiminta alkaa, kun työstäjä painaa annostelunappia. Tämän jälkeen annostelijan kippisylinterit alkavat tehdä plusliikettä kaapaten pylvään mukaansa (kuva 28 kohta 1). Kun pylväs on annostelijassa, ohjataan lineaariliikkeen toteuttavat sylinterit päälle ja kippisylinterille tuleva virtaus ohjataan pienempien kuristimien läpi (kuva 28 kohta 2). Tällä varmistetaan, että lineaariliike ehtii ajaa pohjaan ennen pylvään kippaamista ja että pylväs saapuu hallitummin työstöpöydälle. Pylvään kipattuaan annostelijan lineaariliike ajetaan takaisin ja sitten annostelijan kippisylinterit vetävät annostelijan takaisin perusasentoon odottamaan seuraava pylvästä.



Kuva 28. Annostelijan toiminta

Työstöasemalla työskentelevien turvallisuuden kannalta tarkastellaan hieman pylväälle sallittua annostelunopeutta. Pylväs joutuu annostelijassa ympyräliikkeeseen, jos liike on liian nopea, voi pylväs lähteä lentoon annostelijasta. Maksimipyörähtämisnopeudella pylvään massasta syntyvä gravitaatiovoima ja keskihakuvoima ovat itseisarvoltaan samansuuruisia. Tällöin sylinterin maksimiliikenopeudeksi saadaan:

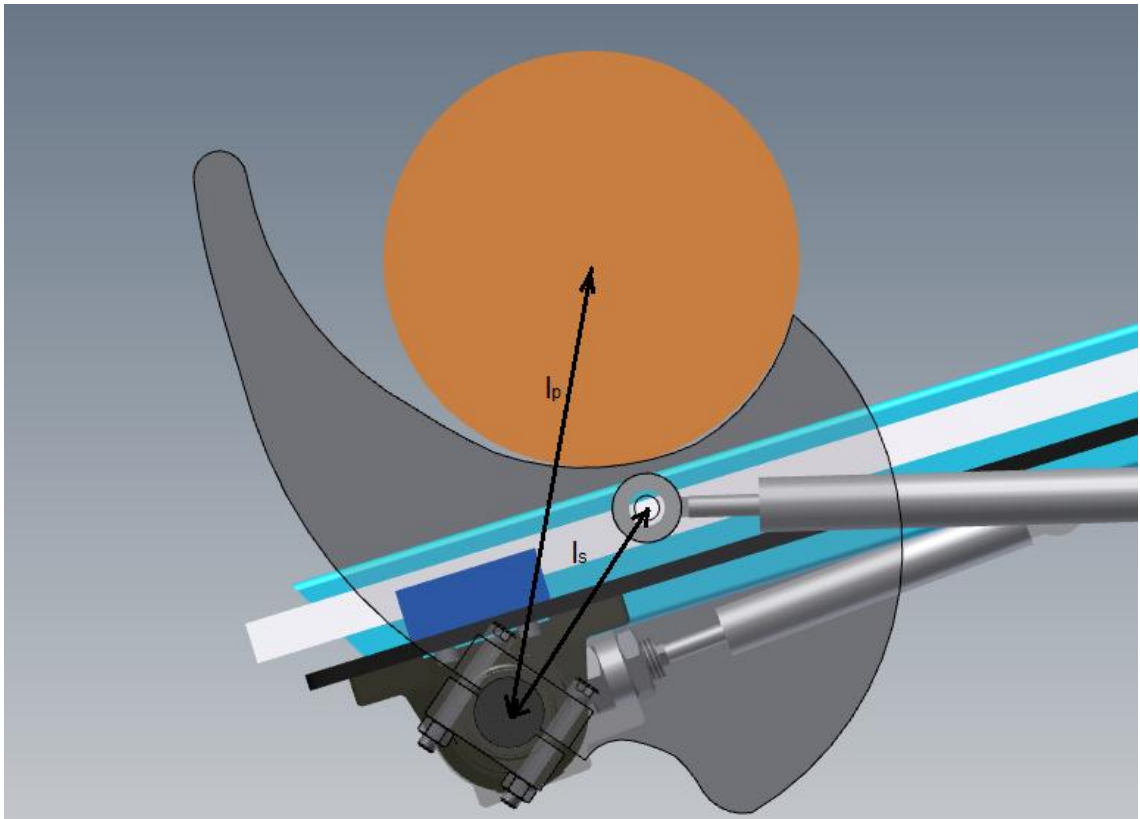
$$F = \frac{mv_p^2}{l_p} = mg$$

$$v_p = \sqrt{l_p g} = 2\pi n$$

$$n = \frac{\sqrt{l_p g}}{2\pi}$$

$$v_s = 2\pi n l_s \cos\Phi = \frac{\sqrt{l_p g}}{l_p} l_s \cos\Phi$$

$$v_s = \frac{\sqrt{0,33 \text{ m} * 9,81 \text{ m/s}^2}}{0,33 \text{ m}} 0,18 \text{ m} * \cos 32^\circ = 0,83 \text{ m/s}$$



Kuva 29. Pylväs annostelijassa

Kippaussylinteriin kohdistuu suurin rasitus, kun sen pitää estää pylvään pyörähtäminen valtoimenaan. Tällöin sylinterin miinuspuolelle syntyy paine. Mitoitetaan sylinterille sopiva koko, kun miinuspuolelle sallittu maksimipaine on 210 MPa. Tarvittava pinta-ala sylinterin miinuspuolella on:

$$A = \frac{F}{p_p} = \frac{6\,600\text{ N}}{0,9 * 21\text{ MPa}} = 350\text{ mm}^2$$

Kyseinen pinta-ala saavutetaan sylinterillä, jonka männänhalkaisija on 32 mm ja männänvarrenhalkaisija 18 mm. Sylinterin maksimiliikenopeudeksi halutaan 180 mm/s. Tarvitaan tilavuusvirta:

$$Q = Av = 804\text{ mm}^2 * \frac{180\text{ mm}}{s} = 144\,800 \frac{\text{mm}^3}{s} = 8,7\text{ l/min}$$

Sopiva putkikoko, kun haluttu maksimivirtausnopeus putkissa 3 m/s:



Yksittäiselle sylinterille:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 * 144\,800 \text{ mm}^3/\text{s}}{\pi * 3000 \text{ mm/s}}} = 7,8 \text{ mm}$$

Putkeksi valitaan standardin SFS 2230 mukainen 12x2 hydraulikkaputki ja letkuna käytetään 3/8" letkua.

Lineaariliikkeen sylintereihin kohdistuu suurin rasitus, kun niiden pitää estää lineaariliikkeen karkaaminen. Tällöin sylinterin miinuspuolelle syntyy paine. Mitoitetaan sylinterille sopiva koko, kun miinuspuolelle sallittu maksimipaine on 210 MPa. Lineaariliikkeen sylintereiltä vaadittava pinta-ala:

$$A = \frac{F}{p_p} = \frac{2\,700 \text{ N} * \cos 73^\circ}{0,9 * 21 \text{ MPa}} = 42 \text{ mm}^2$$

Sylinteriksi valitaan männänhalkaisijaltaan 25 mm ja männänvarrenhalkaisijalta 14 mm oleva sylinteri. Sylinterin maksimiliikenopeudeksi halutaan 130 mm/s. Tarvittava tilavuusvirta:

$$Q = Av = 491 \text{ mm}^2 * \frac{130 \text{ mm}}{\text{s}} = 63\,800 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 3,8 \text{ l/min}$$

Sopiva putkikoko, kun haluttu maksimivirtausnopeus putkissa 3 m/s:

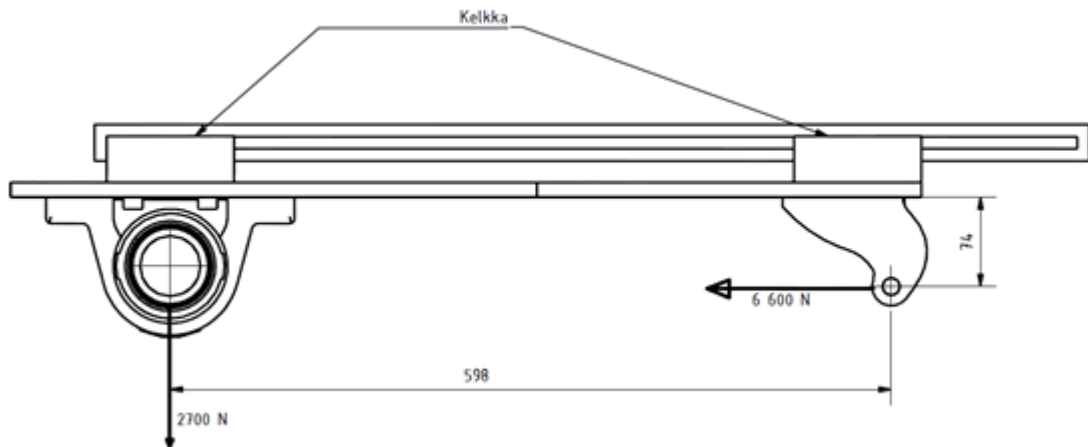
Yksittäiselle sylinterille:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 * 63\,800 \text{ mm}^3/\text{s}}{\pi * 3000 \text{ mm/s}}} = 5,2 \text{ mm}$$

Putkeksi valitaan standardin SFS 2230 mukainen 10x1,5 hydraulikkaputki ja letkuna käytetään 1/4" letkua.

### 8.2.5 Lineaarijohteen mitoitus

Lineaarijohteeksi vaadittiin LLT-lineaarijohdesarjan LA-malli, koska sillä hyvä momentinkatokyky. Kyseinen malli soveltuu, myös hyvin työstöaseman toimintaympäristön asettamiin vaatimuksiin. Kelkan kooksi esivalitaan koko 35 ja lasketaan sen kantokyvyn riittävyys sovelluksessa.



Kuva 30. Lineaarijohteeseen kohdistuvat voimat maksimikuormituksella

Kuvassa 30 olevista voimista määrääväksi tulee sylinterin korvakkoon kohdistava voima, joka aiheuttaa taaempaan kelkkaan seuraavanlaisen momentin:

$$M_{A/B} = 6,6 \text{ kN} * 0,074 \text{ m} = 488 \text{ Nm}$$

Lineaarijohteen mitoitusvoiman suuruus dynaamisen kuormansuhteen on:

$$P = C \frac{M_{A/B}}{M} = 45 \text{ kN} * \frac{488 \text{ Nm}}{708 \text{ Nm}} = 31,1 \text{ kN}$$

Lineaarijohteen odotettuelinikä metreissä on:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 * 10^5 = \left(\frac{45 \text{ kN}}{31,1 \text{ kN}}\right)^3 * 10^5 = 303 \text{ 000 m}$$

Lineaarijohteen yhden jakson pituus on 0,26 m. Jaksoja tulee noin 250 päivässä ja työpäiviä asemalla on noin 220. Tällöin lineaarijohteen odotettuelinikä vuosina on:

$$\frac{303\,000\text{ m}}{0,26\text{ m} * 250 * 220} = 21,2\text{ vuotta}$$

Lineaarijohteen varmuus staattisen maksimikuorman suhteen on:

$$S_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{45\text{ kN}}{31,1\text{ kN}} = 2,6$$

Lineaarijohteeksi kelpaa esivalittu malli, koska sen odotettua elinikää voidaan pitää riittävänä ja sillä päästään tarvittavaan varmuuteen vierintämyödoönsuhteen.

## 9 Yhteenveto

Opinnäytetyön tuloksena saadut piirustukset ja kaaviot löytyvät liitteinä opinnäytetyön lopusta. Piirustukset ja kaaviot on tulostettu A4 -kokoon tilansäästösyistä, vaikka ne olisivatkin tehty suuremmalle piirustusohjelmalle. Kaikista termisesti leikattavista osista ei ole esitetty täydellisiä valmistuspiirustuksia, koska niitä ei tarvita CNC -ohjatulla koneella valmistettavista osista. Niistä on kuitenkin tehty piirustukset joissa näkyvät ääriimitat, levynpaksuus ja mahdolliset muut kappaleen valmistamiseen tarvittavat mitat, jotta on helpompi hahmottaa leikattavien kappaleiden koko ja suunnitella niiden valmistus. Levy kappaleista on toimitettu DWG ja DXF formaatissa olevat piirustukset livari Mononen Oy:lle niiden valmistamista varten. DWG piirustuksiin voidaan tarvittaessa tehdä muutoksia esimerkiksi AutoCAD-ohjelmalla.

Opinnäytetyön aihe oli laaja-alainen ja käytännönläheinen. Tehtävän laaja-alaisuudesta johtuen en pystynyt paneutumaan kaikkiin osa-alueisiin sillä

tarkkuudella, kuin olisin halunnut. Toisaalta tehtävänannon tarkoituksena olikin löytää pikemminkin peruseriaatteet, joilla päästään kartoituksessa esiintulleisiin tavoitteisiin. Siksi opinnäytetyössä ei lähdetty optimoimaan yksittäisiä ratkaisuja, vaan pyrittiin saamaan tehtyä mahdollisimman hyvin yrityksen toiveet kattava selonteko koko työstöaseman modernisoinnista. Valituista ratkaisuista tehdyt laskelmat ja kuvat ovat hyvä pohja modernisoinnin eteenpäin viemiseen.

Opinnäytetyön rajaus onnistui mielestäni kohtalaisesti. Oli hyvä, että CE-merkintää koskeva tarkempi tarkastelu rajattiin heti alkuun pois. Näin pystyin keskittymään paremmin itse koneidensuunnitteluun. CE-merkinnän vaatimukset ja turvallisuus on kuitenkin huomioitu koneita suunniteltaessa. Opinnäytetyöstä tuli odotettua laajempi, koska alussa ei ollut tietoa muutosten toteutustavasta. Aliarvioin muutosten vaativuuden, enkä uskonut tarvitsevani näin monimutkaisia ratkaisuja. Tehtävänannon luonteen vuoksi en halunnut rajata kesken opinnäytetyön tekemisen siitä asioita pois. Opinnäytetyön tekeminen vahvisti käsitystäni siitä, että pystyn suunnittelemaan kokonaisia konesovelluksia. Olen myös kykeneväinen etsimään tarvittavaa tietoa ja hyödyntämään sitä omiin tarkoituksiini.

Jos nyt lähtisin tekemään opinnäytetyötä uudestaan, pyrkisin mallintamaan työstöaseman aikaisemmassa vaiheessa, koska se auttaa paljon tilan ja koon hahmottamisessa. Nyt paperilla tehdyt suunnitelmat menivät osaltaan uusiksi, koska huomasin mallintaessa niiden sopimattomuuden olemassa olevaan tilaan. Vaikeinta opinnäytetyössä oli löytää rajallisiin tiloihin ja olemassa oleviin koneisiin sopivat ratkaisut.

Opinnäytettä tehdessä sai kerrattua monipuolisesti koneenelimien suunnittelua ja niiden mitoitus. Opinnäytetyötä varten minun oli myös opeteltava uusia eurocode 3:n ja IIV:n mukaisia mitoitusmenetelmiä, sekä tutustuttava erilaisiin standardeihin. Mekaniikkasuunnittelussa ja kuvien teossa käytin apuna Inventor 3D-ohjelmaa, jonka avulla oli helppoa hahmottaa tehtävien muutosten vaikutus toimintaympäristöön. Kokeilin Inventor-ohjelmaa ensimmäisen kerran aloittaessani opinnäytetyön teon ja olen tyytyväinen, että sain samalla opetella

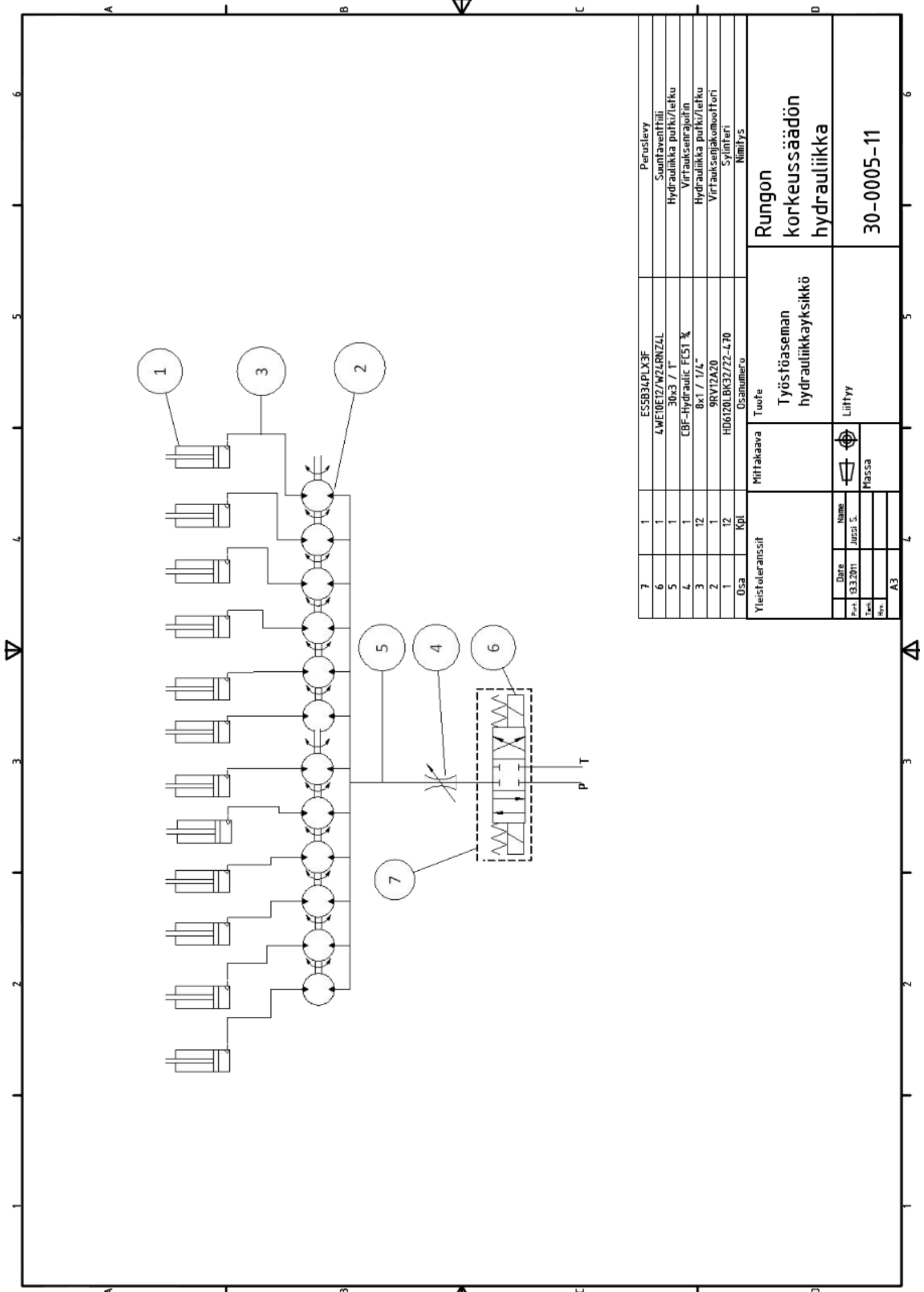
uuden mallinnusohjelman käytön. Uuden mallinnusohjelman käyttöönoton vuoksi täytyi ohjelmaan tehdä SFS-EN ISO -piirustusstandardien mukaiset piirustusohjat, johon sain apua ohjelmaa enemmän käyttäneeltä Niko Saaristolta.

Opinnäytetyön luonteen vuoksi sen tekeminen tuli aloittaa tutustumalla modernisoitavaan kohteeseen. Tähän kuului muun muassa mittaukset ja työstöaseman nykyisen toiminnan rikkianalysoiminen. Työstöasemasta ja siellä olevista koneista otettiin paljon mittoja, jotta voitiin varmistua suunniteltavien laitteiden sopivuudesta ympäristöön. Mittojen ottamisessa suurena apuna toimi työstöasemalla työskennellyt Juho Sormunen. Työstöasemalla mitattiin melua muutamaan otteeseen. Mittausten perusteella kartoitettiin pahimmat melun lähteet ja niille tehtävät toimenpiteet. Valitettavasti meluongelmien ja niille tehtävien toimenpiteiden tarkempi analysointi piti rajata pois opinnäytetyöstä ongelman laajuuden takia.

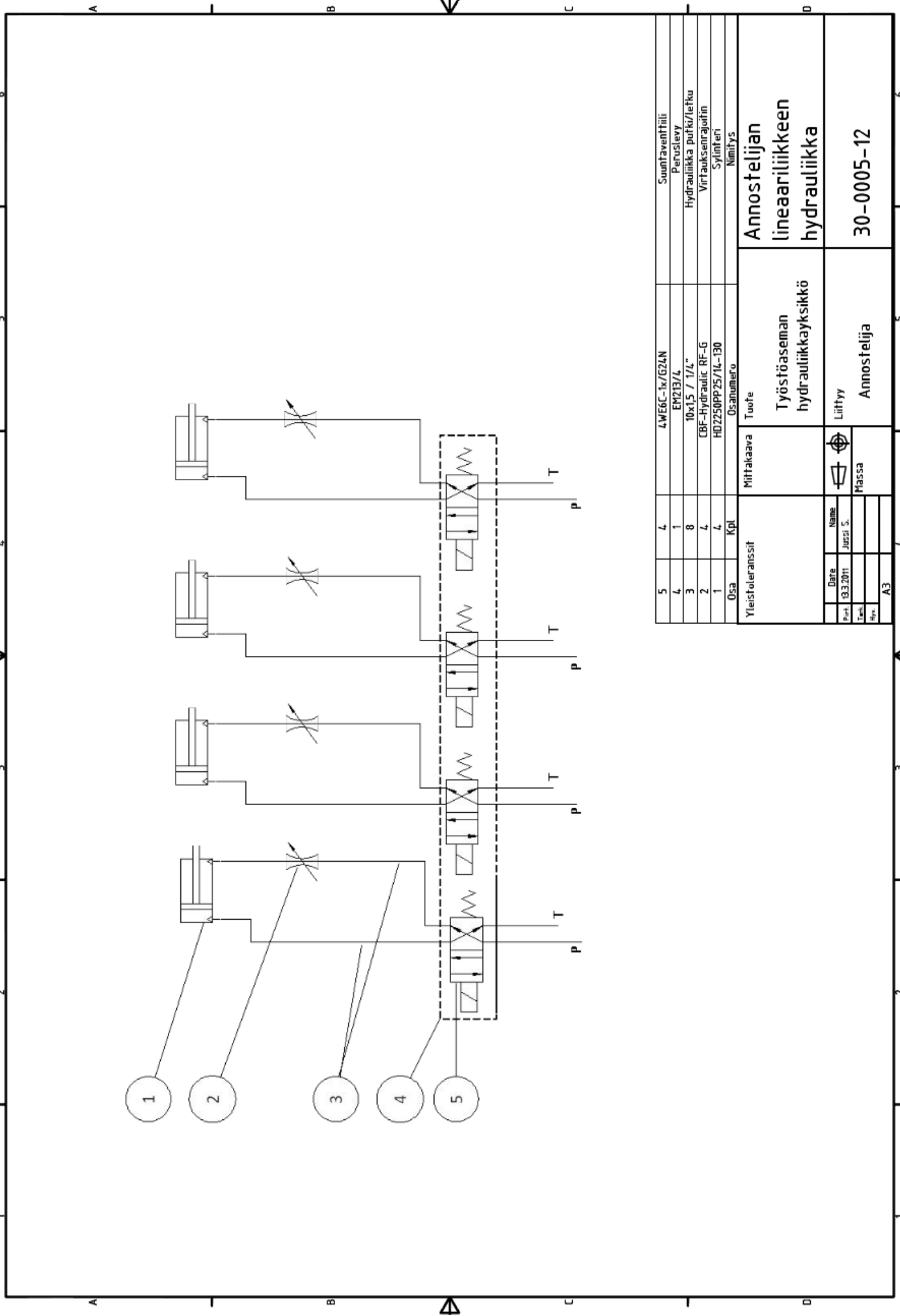
Modernisointia suunniteltaessa jouduttiin paikoitellen menemään vanhojen ratkaisujen ehdoilla, jottei koko työstöaseman toimintaa jouduttaisi muuttamaan. Mielestäni ennen modernisointiin ryhtymistä tulisi pohtia modernisoinnista saatavia etuja suhteessa uuden kompromissittoman työstöaseman rakentamiseen. Jos entinen työstöasema päädytään modernisoimaan, on opinnäytetyössä saatujen tulosten perusteella helppo laskea modernisoinnille kustannusarvio ja suunnitella mahdollisia lisämuutoksia tai rajauksia suunniteltuihin muutoksiin. Toivon että opinnäytetyöstä on hyötyä työstöasemalla työskenteleville ja Iivari Mononen Oy:lle.

## Lähteet

1. Iivari Mononen Oy kotisivut [viitattu 17.1.2011] Saatavissa:  
[http://www.iivarimononen.fi/pt\\_tuotantoketju.php](http://www.iivarimononen.fi/pt_tuotantoketju.php)
2. Gerhard, P & Wolfgang, B. 1990. Koneensuunnitteluoppi. 2. painos. Helsinki: Metalliteollisuuden Kustannus Oy
3. Tuomaala, J. 1995. Luova koneensuunnittelu. Jyväskylä: Gummerus kirjapaino Oy.
4. SFS kotisivut [viitattu 30.1.2011] Saatavissa:  
<http://www.sfs.fi/files//ergonomiasfs.pdf>
5. SFS-EN ISO 6385 Työjärjestelmien ergonomiset suunnitteluperiaatteet. 2004
6. Kervinen, M., Smolander, J., 2000 MAOL-taulukot. Keuruu: Otava.
7. Trelleborg group [viitattu 21.1. 2011] Saatavissa:  
<http://www.trelleborg.com/upload/Infrastructure/Files/TRELLEBORG-%20IESA%20Bearing%20Pads%20&%20Strips.pdf>
8. Blom, S., Lahtinen, P., Nuutio, E., Pekkola, K., Pyy, S., Rautiainen, H., Sampo, A., Seppänen, P., Suosara, E. 1999 Koneenelimet ja mekanismit. 4. painos Helsinki: Edita Oy Ab.
9. Matilainen, J., Parviainen, M., Havas, T., Hiitelä, E., Hultin, S. 2011 Ohutlevytuotteiden suunnittelijan käsikirja Helsinki: Teknologiainfo Teknova Oy.
10. Siirilä, T. Koneturvallisuuden uudet asetukset ja standardit 2010
11. Kivirinta, A. 2011 Standardi asiantuntija SFS 4.1.2011 Puhelin keskustelu
12. SFS-EN ISO 14122-2 Koneturvallisuus. Koneiden kiinteät kulkutiet. Osa 2: Työskentelytasot ja kulkutiet. 2001.
13. Outinen, H., Salmi, T. 2004 Statiikka. Tampere: Glingendahl Pino Oy.
14. Vaihteiden valintaopas 2010 SKS mekaniikka.
15. Nupponen, E. 2010 Luentomoniste.
16. Luentomoniste 2008 [Viitattu 8.1.2011] Saatavissa:  
[http://miniweb.lpt.fi/automaatio/opetus/luennot/pdf\\_tiedostot/Automaatiotek\\_osa2.pdf](http://miniweb.lpt.fi/automaatio/opetus/luennot/pdf_tiedostot/Automaatiotek_osa2.pdf)
17. Leino, T. 2006 Staattisesti kuormitettujen hitsausliitosten suunnittelu.
18. Laitinen, E., Niinimäki, M., Tiainen, T., Tiilikka, P., Tuomikoski, J., Koivisto, K. 1997 Konetekniikan materiaalioppi. 6. painos Helsinki: Edita Oy Ab.
19. SFS-EN 1993-1-8 Eurokoodi 3. Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-8: Liitosten suunnittelu 2005.
20. SFS-EN ISO 14122-3 Koneturvallisuus. Koneiden kiinteät kulkutiet. Osa 3: Portaat, porrastikkaat ja suojakaiteet. 2001
21. Kärkkäinen, M. 2007 Puun rakenne ja ominaisuudet. Hämeenlinna: Metsäkustannus Oy
22. Valtanen, E., 2007 Tekniikan taulukkokirja. 15 painos Jyväskylä: Gummerus
23. SKF kotisivut [Viitattu 1.3.2011] Saatavissa:  
[http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=6\\_1](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=6_1)
24. Wikipedia [Viitattu 21.3.2011] [http://en.wikipedia.org/wiki/Electric\\_motor](http://en.wikipedia.org/wiki/Electric_motor)

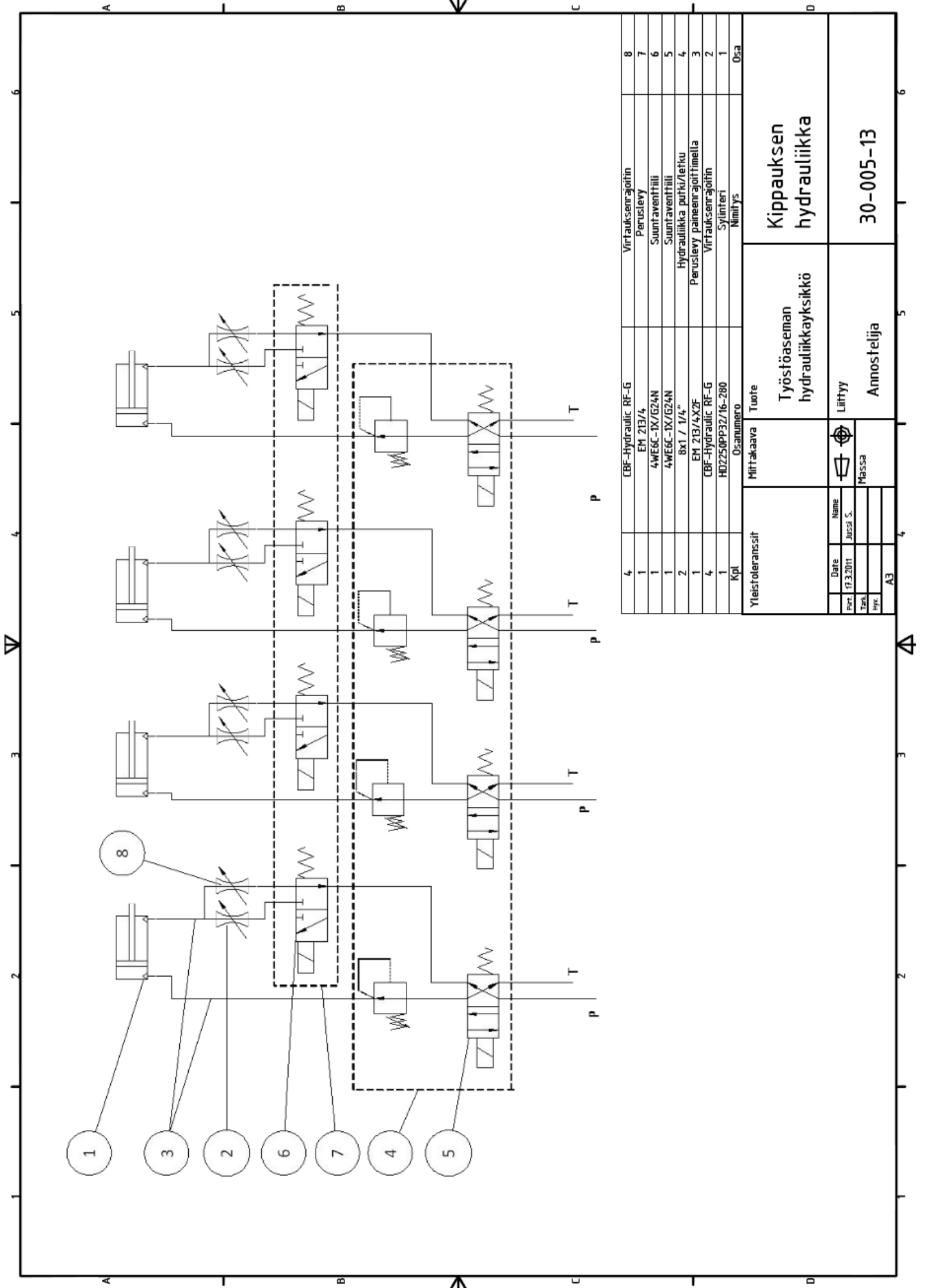


7	1	ESSB3/PLX3F	Peruslevy
6	1	4WE10E12/W24RNZL	Suuntaventtiili
5	1	30x3 / 1"	Hydrauliikka purki/tetku
4	1	CBF-Hydraulic FC51 %	Virtauksenrajoitin
3	12	8x1 / 1/4"	Hydrauliikka purki/tetku
2	1	9RV12A20	Virtauksenjakomoottori
1	12	HD6120L BK32/22-470	Sylinteri
Osa		Osanumero	Nimitys
Yleistoleranssit		Mittakaava	Rungon korkeussäädön hydrauliikka
		Tuote	Työstöaseman hydrauliikkayksikkö
Date	Name	Liittyy	
13.3.2011	Jussi S.		
Peri.		Massa	
Terä.			
Hyv.			
A3			30-0005-11

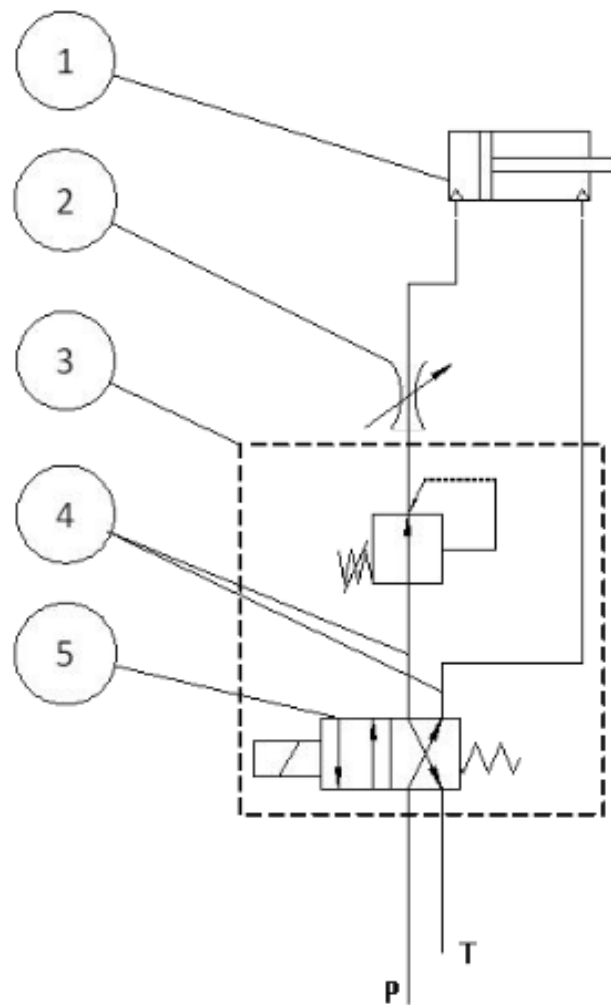


5	4	4WE6C-1x/G24N	Suuntaventtiili
4	1	EM213/L	Peruslewy
3	8	10x1,5 / 1/4"	Hydrauliikka putki/letku
2	4	CBF-Hydraulic RF-G	Virtauksenrajoitin
1	4	HD2250PP25/14-130	Sylinteri
Osa		Osanumero	
Yleistoleranssit		Mittakaava	Nimitys
			Tuote
			<b>Annostelijan lineaariliikkeen hydrauliikka</b>
			<b>Työstöaseman hydrauliikkayksikkö</b>
Date	Name	Liittyy	
13.3.2011	Juust. S.		
Perh.		Massa	
Tech.			
Hyv.			
A3		Annostelija	30-0005-12



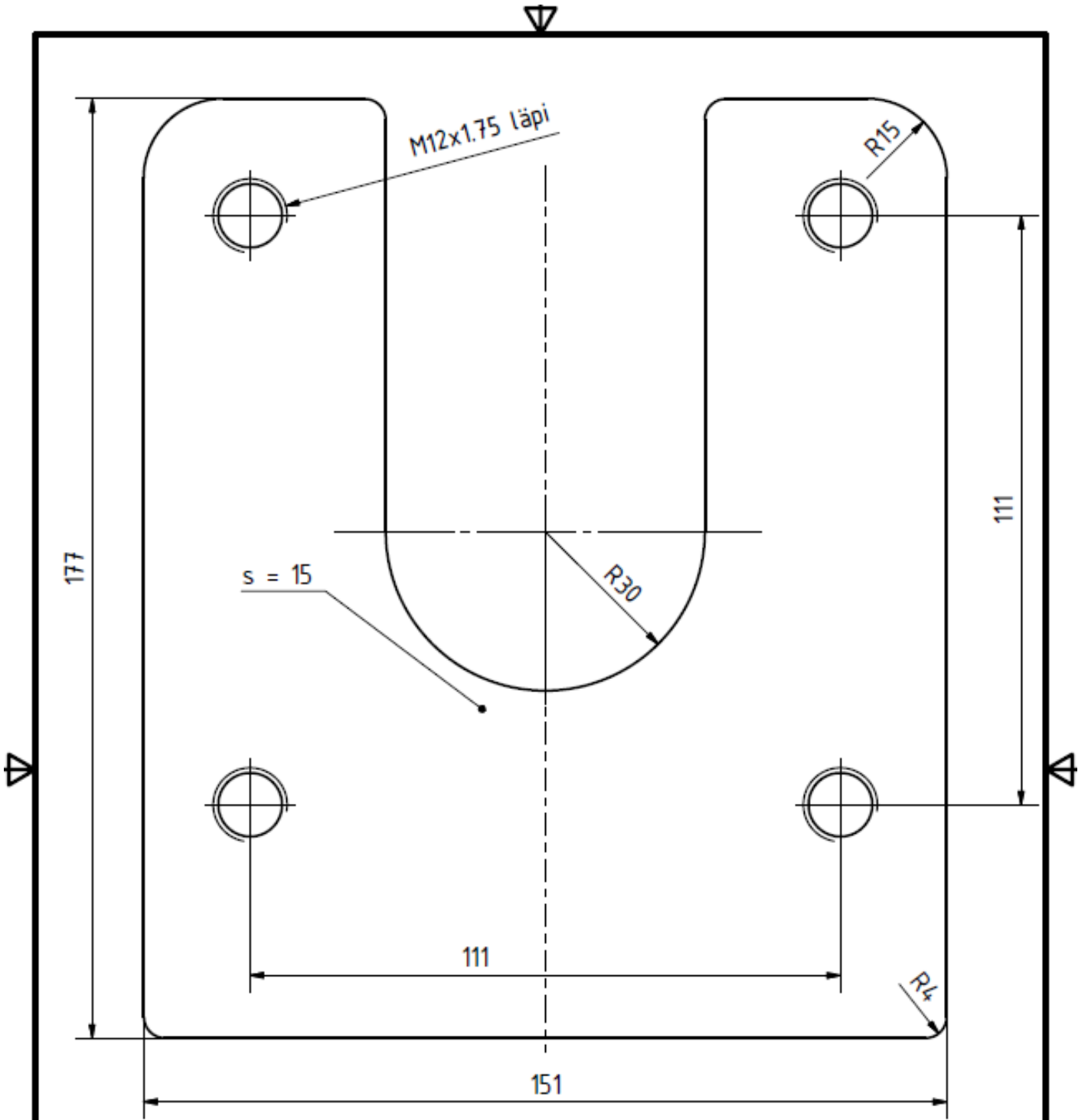


4	CBF-Hydraulic RF-G	Virtausrajoitin	8
1	EM 213/4	Peruslevy	7
1	4WE6C-1X/G24N	Suuntaventtiili	6
1	4WE6C-1X/G24N	Suuntaventtiili	5
2	8x1 / 1/4"	Hydrauliikka putki/terku	4
1	EM 213/4XZF	Peruslevy paine rajoittimella	3
4	CBF-Hydraulic RF-G	Virtausrajoitin	2
1	HD2250PP32/16-280	Sylinteri	1
Kpl		Osa numero	Osa
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote
			Työstöseman hydrauliikkayksikkö
			Kippauksen hydrauliikka
Date	Name	Liittyy	Annostelija
Perf. 17.3.2011	Jurola S.		
Tekn.			
Proj.			
A3			
			30-005-13

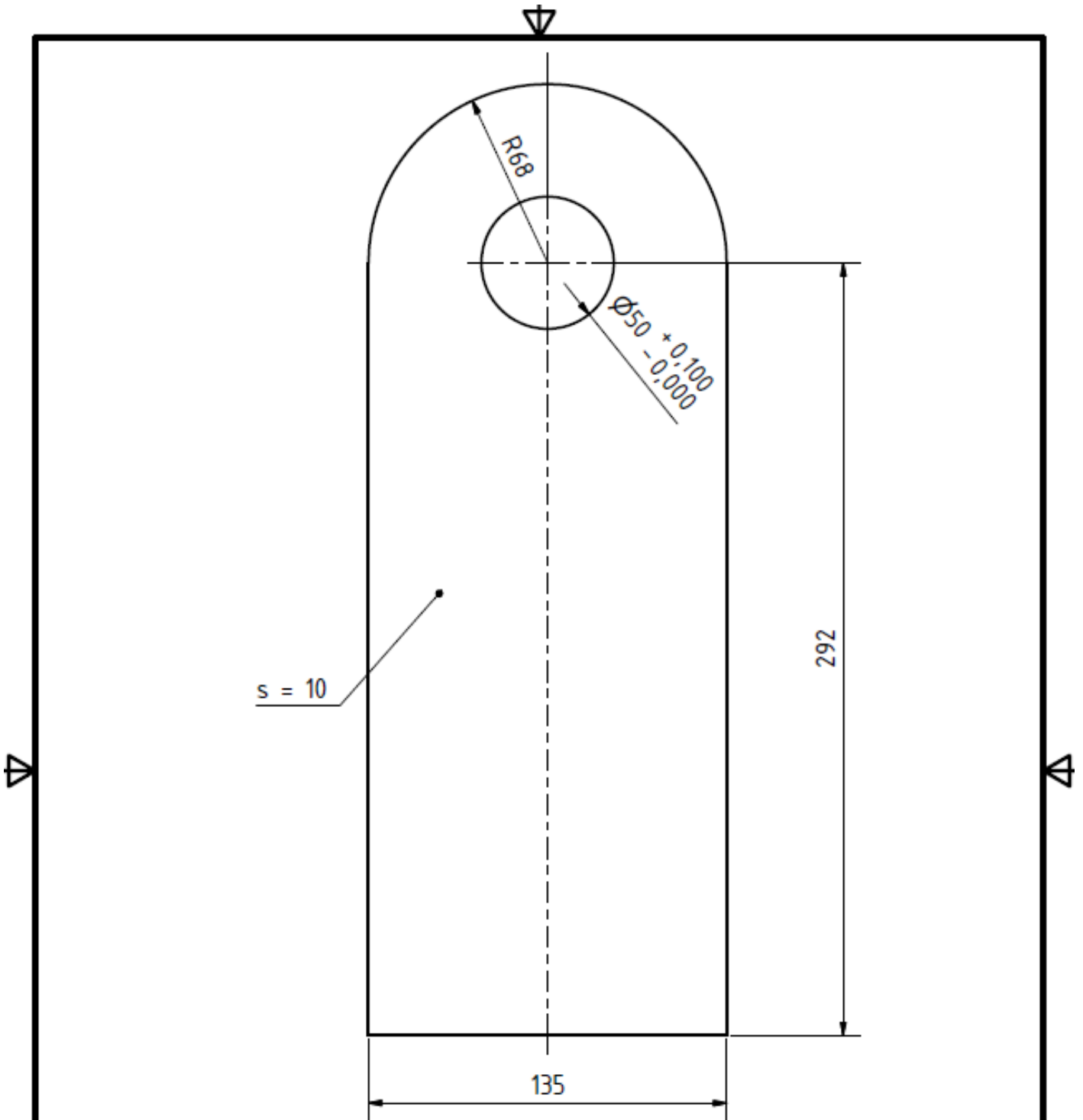


5	1	4WE6C-1X/G24N	Suuntaventtiili
4	2	8x1 / 1/4"	Hydrauliikka putki/letku
3	1	EM103/138X2V	Peruslevy paineenrajoittimella
2	1	CBF-Hydraulic RF-G	Virtauksenrajoitin
1	1	HD2250PP25/14-100	Sylinteri
Osa	Kpl	Osanumero	Nimitys

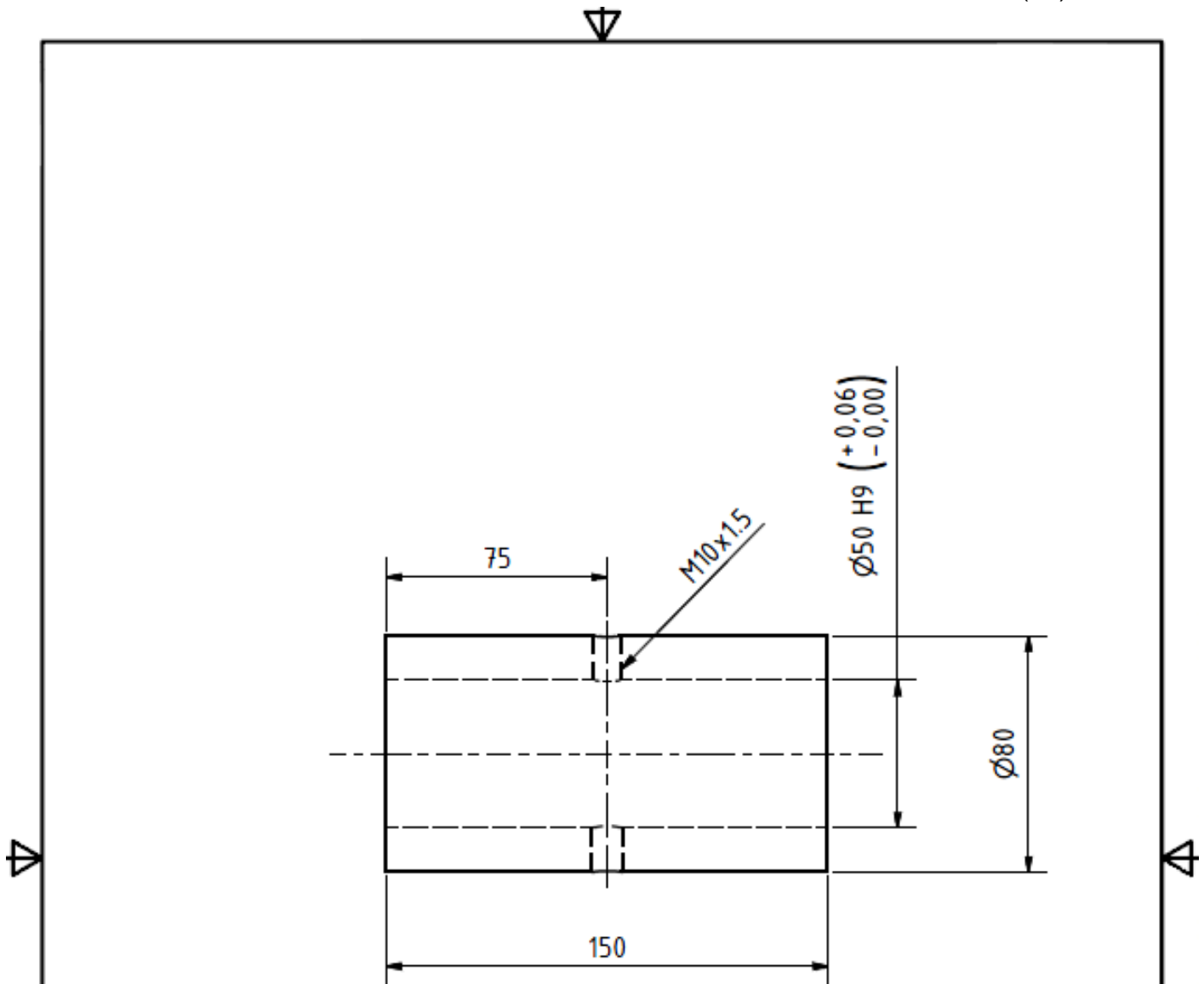
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote	Puristimen hydrauliikka	
			Työstöaseman hydrauliikkayksikkö		
Date	Name		Liitty	30-0005-10	
Piirt.	12.3.2011				Jussi S.
Tark.					
Hyy.					
A4		Massa			



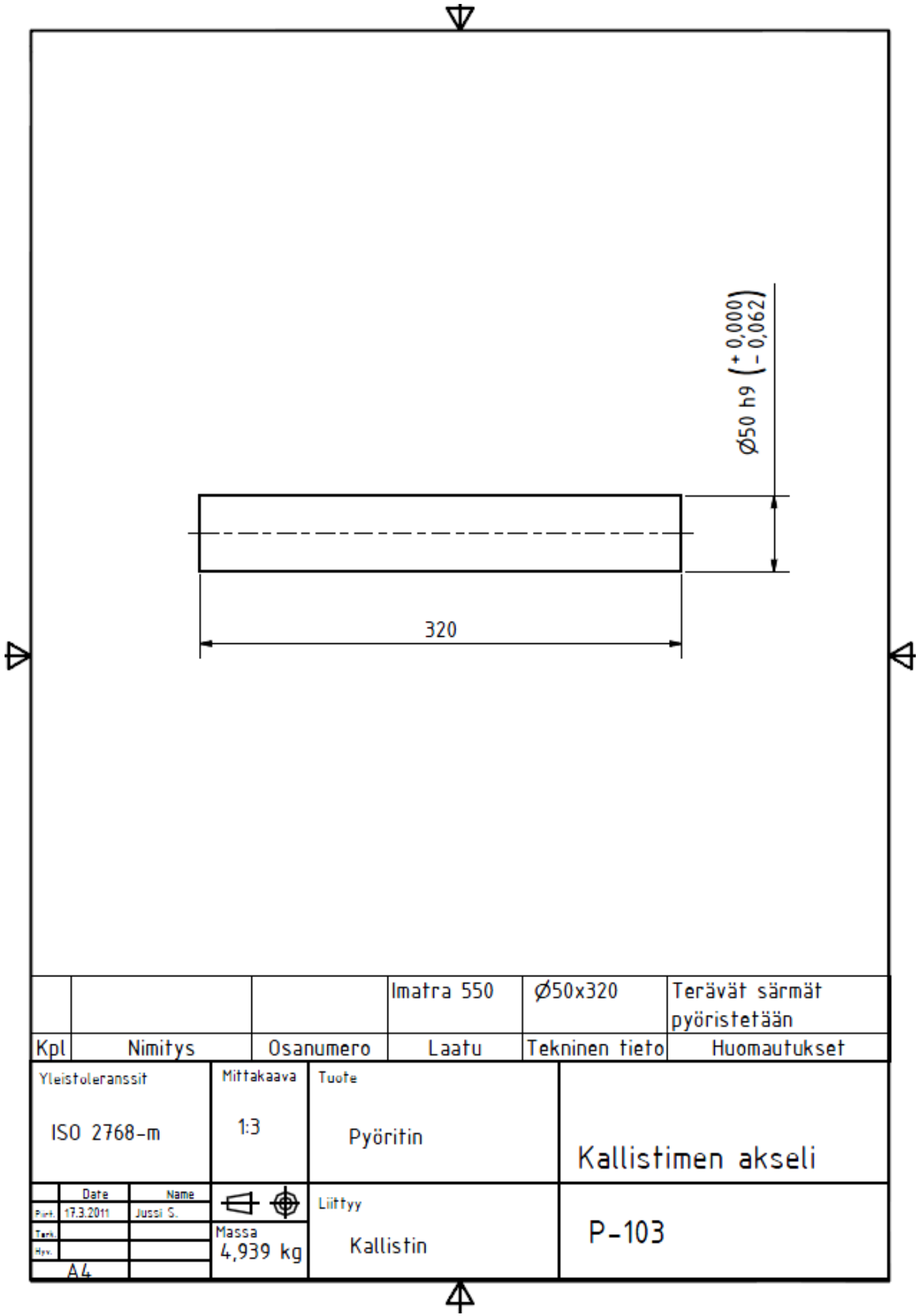
			S235J2+N	177x151x15	Terävät särmät pyöristetään
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		
ISO 9013-2		1:1	Pyörittäjä	Keinulevy	
Date	Name		Liittyy	P-100	
Piirt.	Jussi S.				
Tark.					
Hyy.		Massa			
		2,341 kg			
A4					



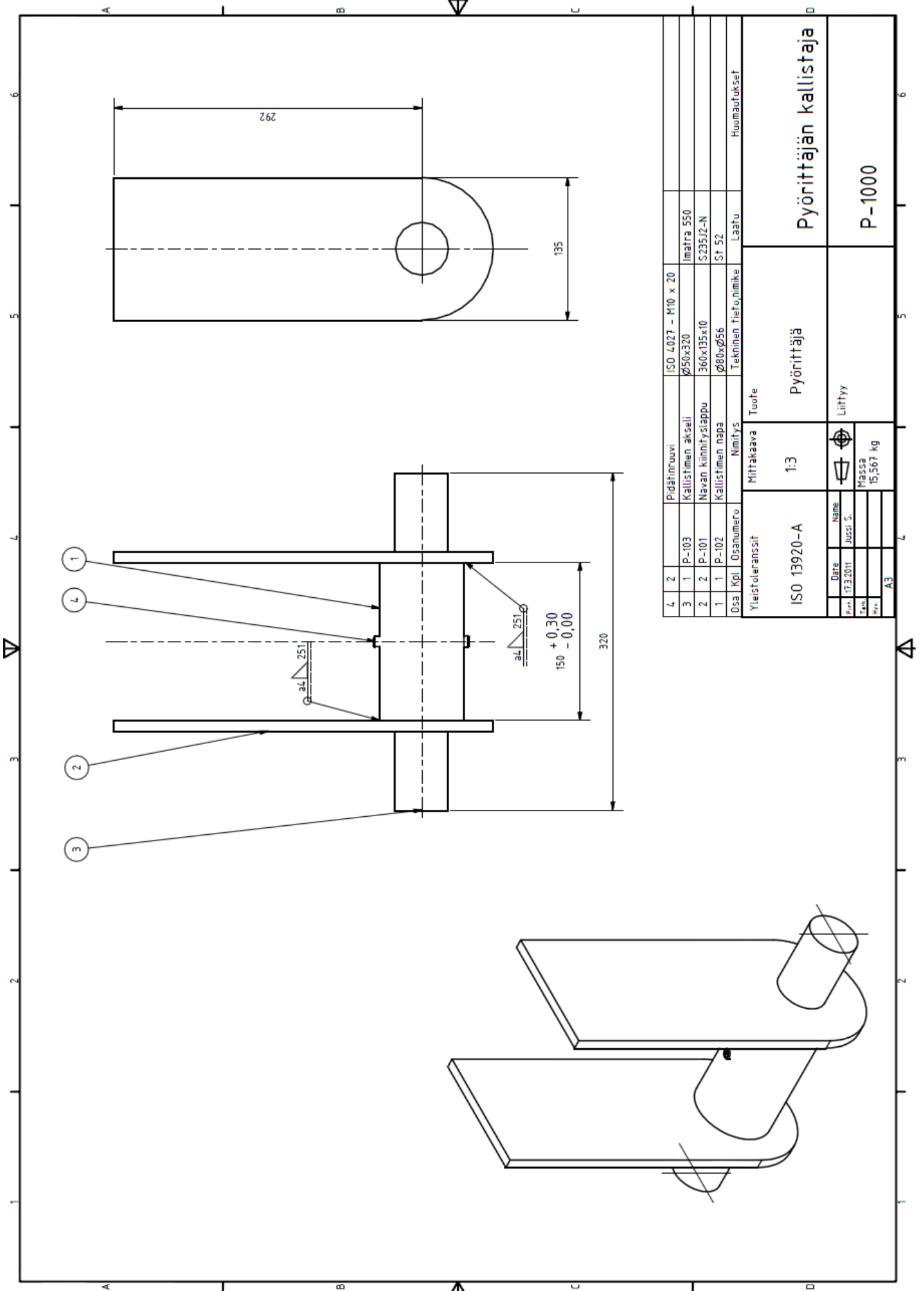
			S235J2+N	360x135x10	Terävät särmät pyöristetään
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Navan kiinnityslappu
ISO 9013-2		1:1	Pyörittäjä		
Date	Name		Liittyy		P-101
Piirt.	Jussi S.		Kallistin		
Tark.		Massa			
Hyv.		3,507 kg			
A4					



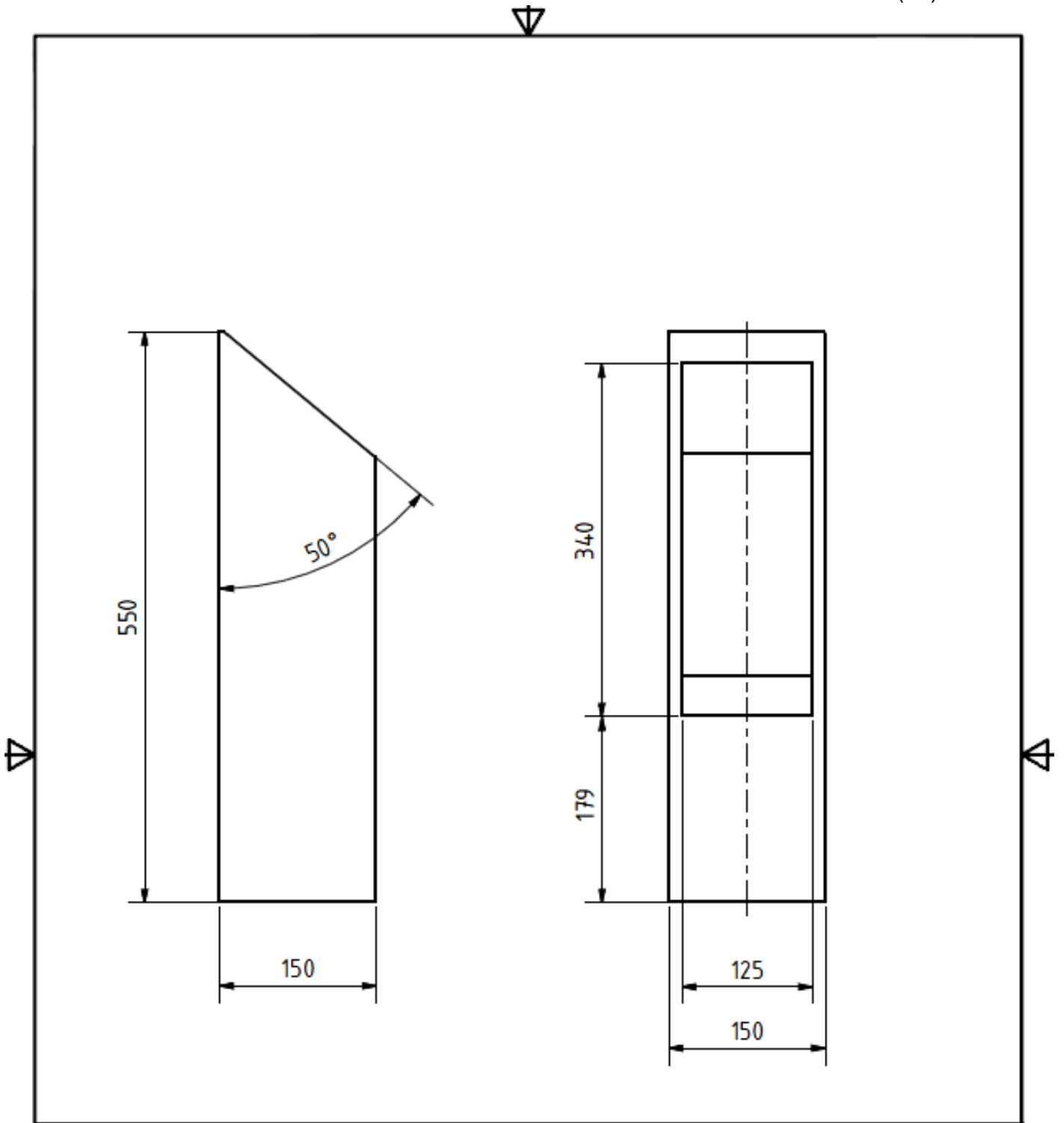
			St 52	$\text{Ø}80 \times \text{Ø}56$	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Kallistajan napa
ISO 2768-m		1:2	Pyörittäjä		
Date	Name		Liittyy		P-102
Piirt.	Jussi S.		Kallistaja		
Massa					
3,595 kg					
Rev.					
A4					



			Imatra 550	Ø50x320	Terävät särmät pyöristetään
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Kallistimen akseli
ISO 2768-m		1:3	Pyöritin		
Date	Name		Liittyy		P-103
17.3.2011	Jussi S.		Kallistin		
Tark.		Massa			
Hv.		4,939 kg			
A4					

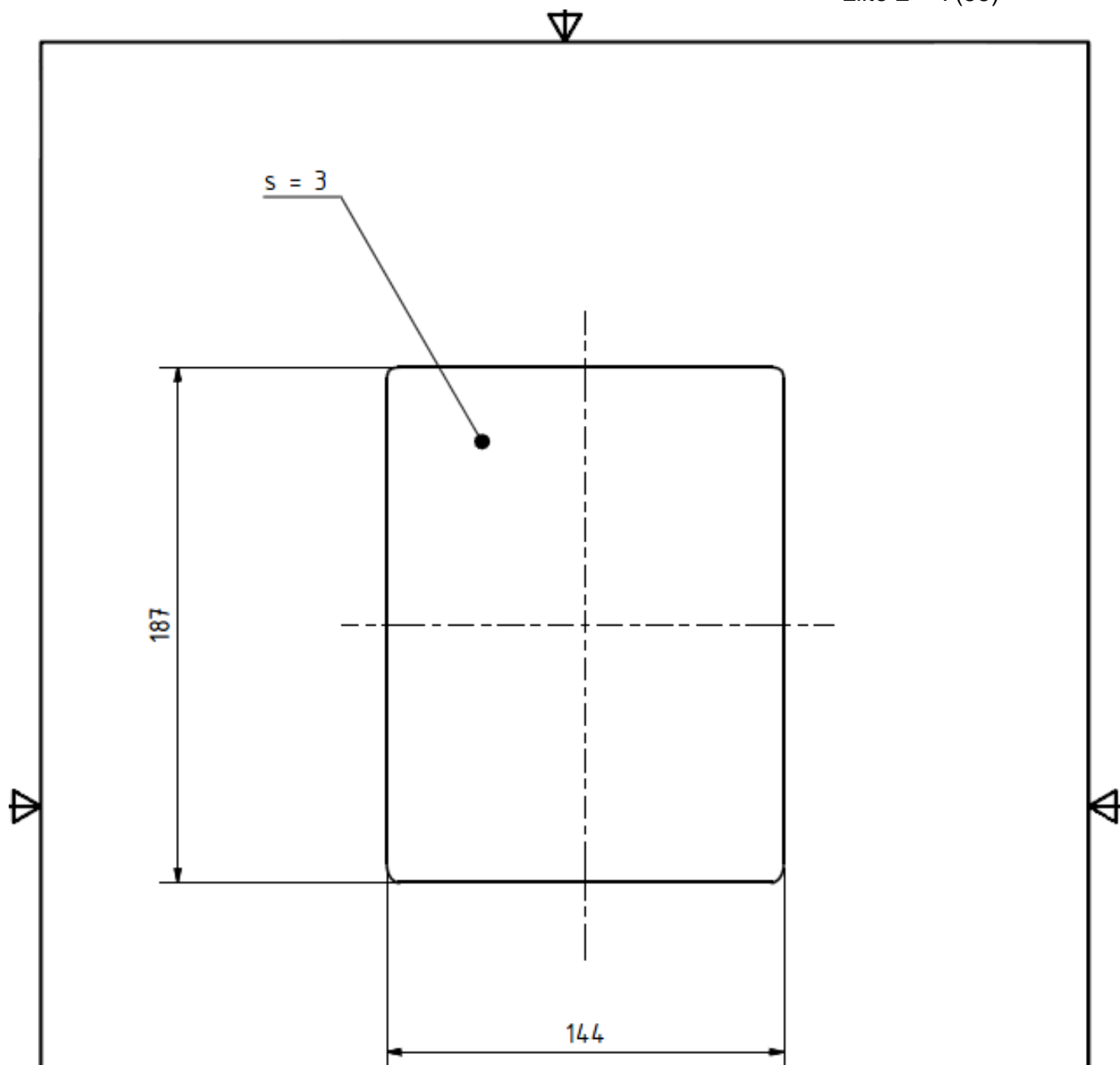


4	2		ISO 4027 - M10 x 20		
3	1	P-103	Pidätinruuvi	Imatra 550	
2	2	P-101	Kallistimen akseli	S.235/2-N	
1	1	P-102	Navan kiinnitysleppä	ST 52	
Osa		Kpl	Osanumero	Nimitys	Tekninen tietojumike
Yleistoleranssit		Mittakaava			
ISO 13920-A		1:3			
Date		Name			
Päiv. 17.2.2011		Jussi S.			
Tekijä		Liittyy			
Paino		Mасса			
15,567 kg					
A3					
			Tuote		
			Pyörittäjä		Pyörittäjän kallistaja
			Laatu		P-1000
			Huomautukset		

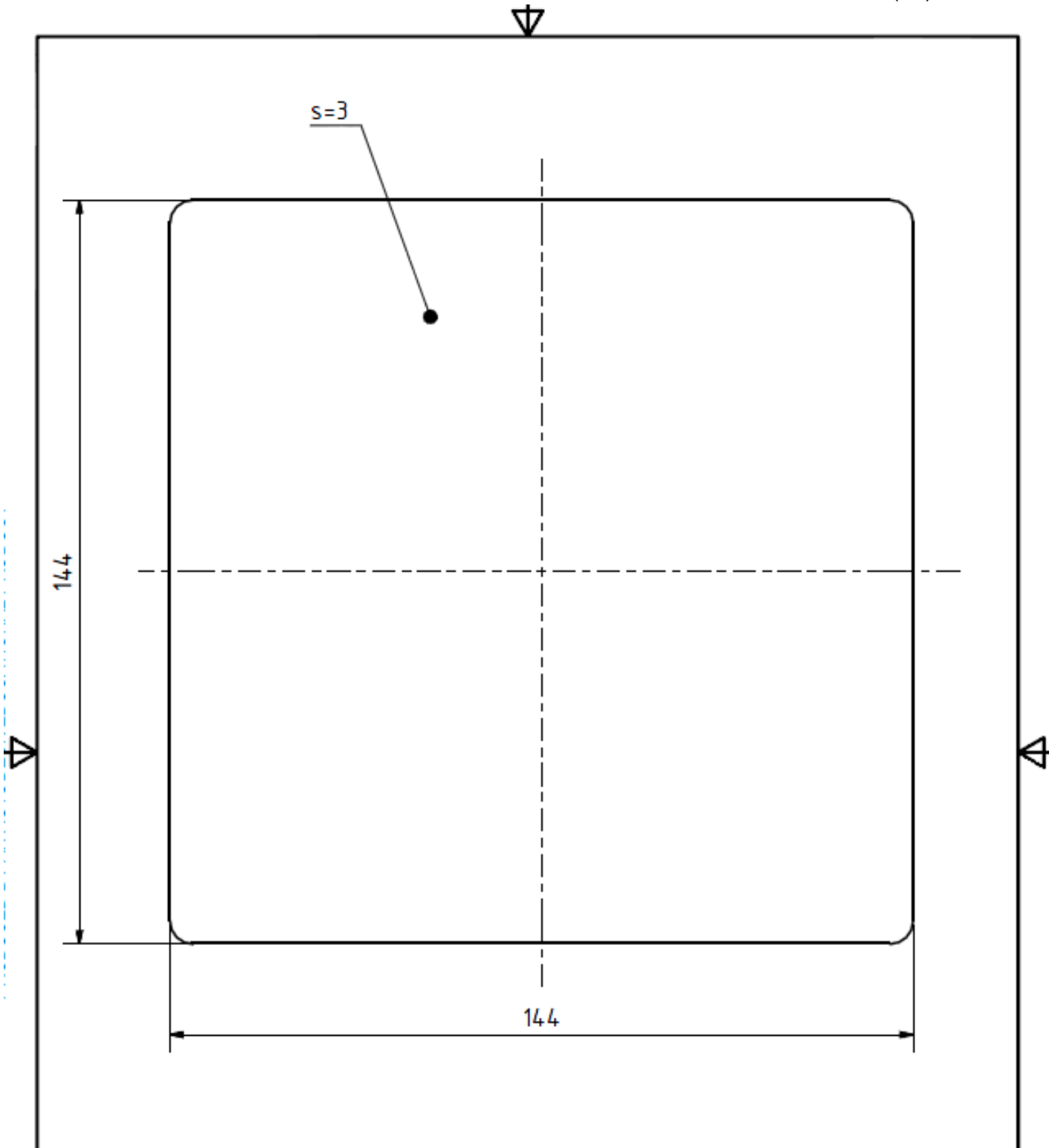


	Runkopilari		S235J2-N	SHS150x150x5 x550	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit ISO 13920-A		Mittakaava 1:5	Tuote Pyörittäjä		Runkopilari
	Date 17.3.2011	Name Jussi S.	Liittyy		P-104
	Tark.		Pystypalkki		
	Rev.		Massa 10,796 kg		
A4					



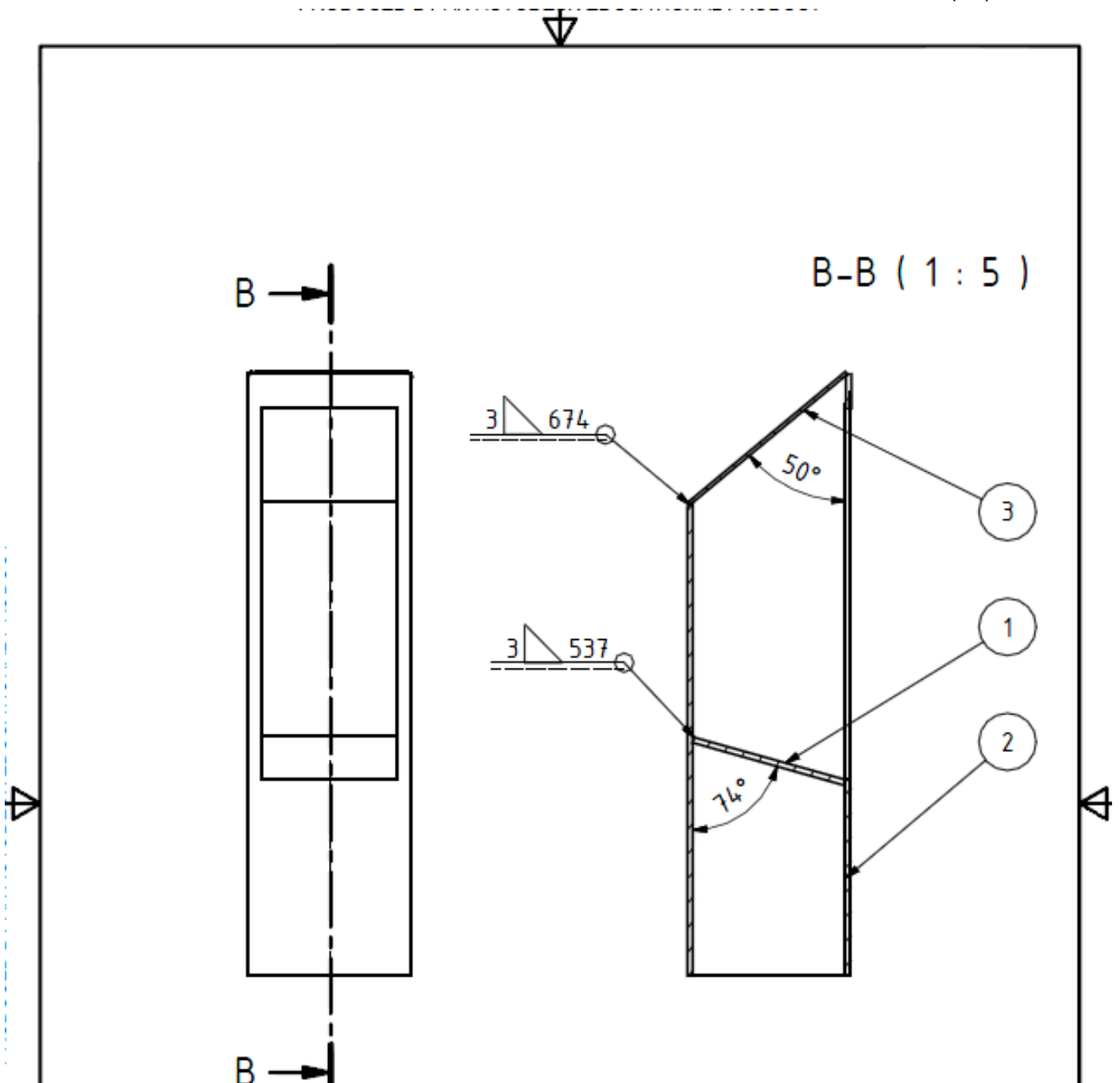


			S236J2-N	187x144x3	Terävät särmät pyöristetään
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit ISO 9013-2		Mittakaava 1:2	Tuote Pyörittäjä	Runkopilarin pätylappu	
	Date	Name	Liittyy	P-105	
Piir.	17.3.2011	Jussi S.			
			Runkopilari		
Terä.		Massa			
Hv.		0,634 kg			
A4					



			S235J2-N	144x144x3	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote	Pystypalkin alalappu	
ISO 9013-2		1:1	Pyörittäjä		
Date	Name		Liittyy	P-114	
Piirt.	20.3.2011		Jussi S.		
Tekn.		Massa			
Rev.		0,814 kg			
A4					





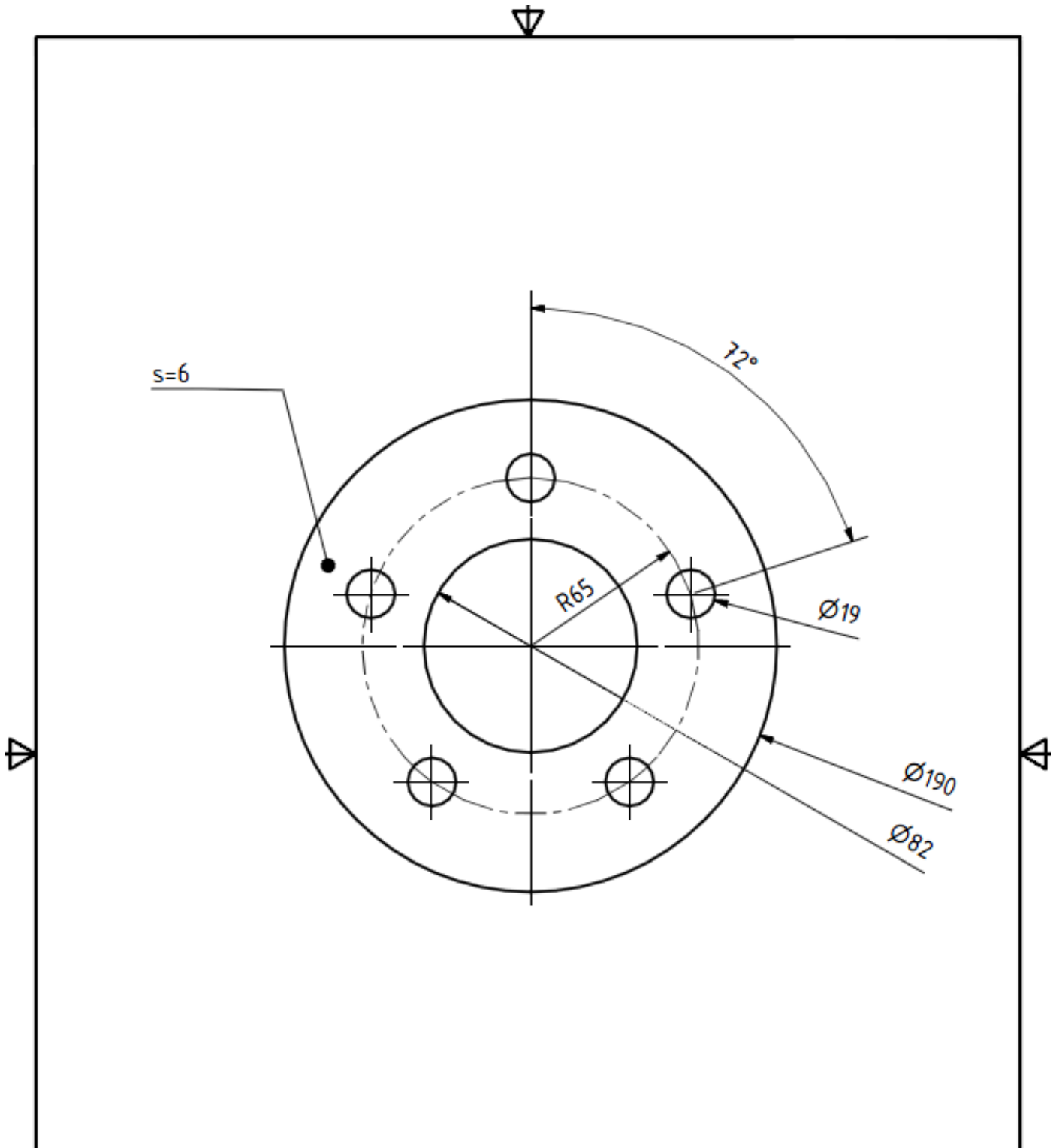
3	1	Runkopilarin päätyläppu	P-104	S235J2-N	187x144x3	
2	1	Runkopilari	P-105	S235J2-N	150x150x5	
1	1	Runkopalkin alalappu	P-114	S235J2-N	144x144x3	

Osa	Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
-----	-----	---------	-----------	-------	----------------	--------------

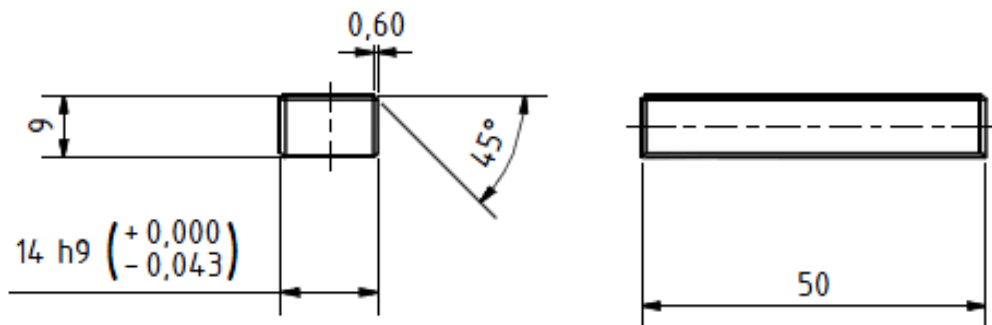
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		
ISO 13920-B		1:5	Pyörittäjä		Pystypalkki

Date	Name		Liittyy	P-1004	
Piirt.	20.3.2011				Jussi S.
Tark.					
Rev.		Massa			
		N/A			

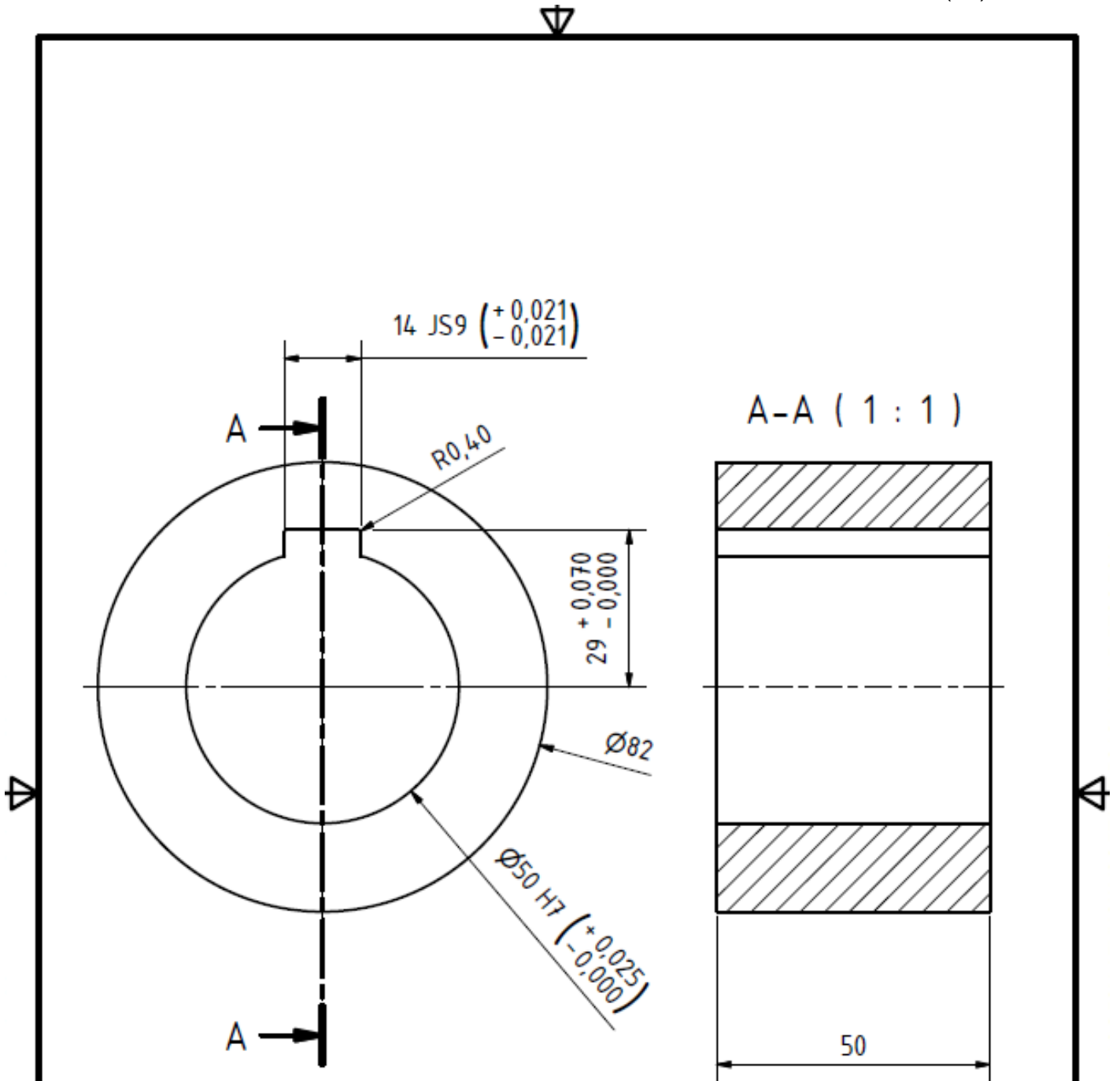
A4



			S235J2-N	Ø190	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote	Pyörän laippa	
ISO 9013-1		1:2	Pyörittäjä		
Date	Name		Liittyy Pyörä	P-106	
Piirt.	17.3.2011				
Tark.		Massa			
Hv.		1,021 kg			
A4					

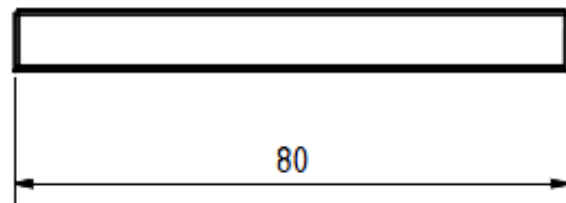
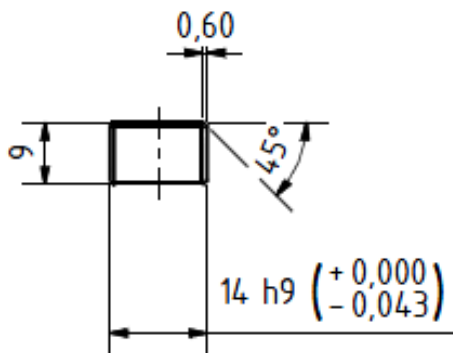


			C35/C45	50x14x9	Tyyppi A SFS 2636
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Kiila
ISO 2768-f		1:1	Pyörittäjä		
	Date	Name	Liittyy Pyörä	P-107	
Piir.	18.3.2011	Jussi S.			
Tekn.					
Rev.					
A4		Massa			
		0,049 kg			

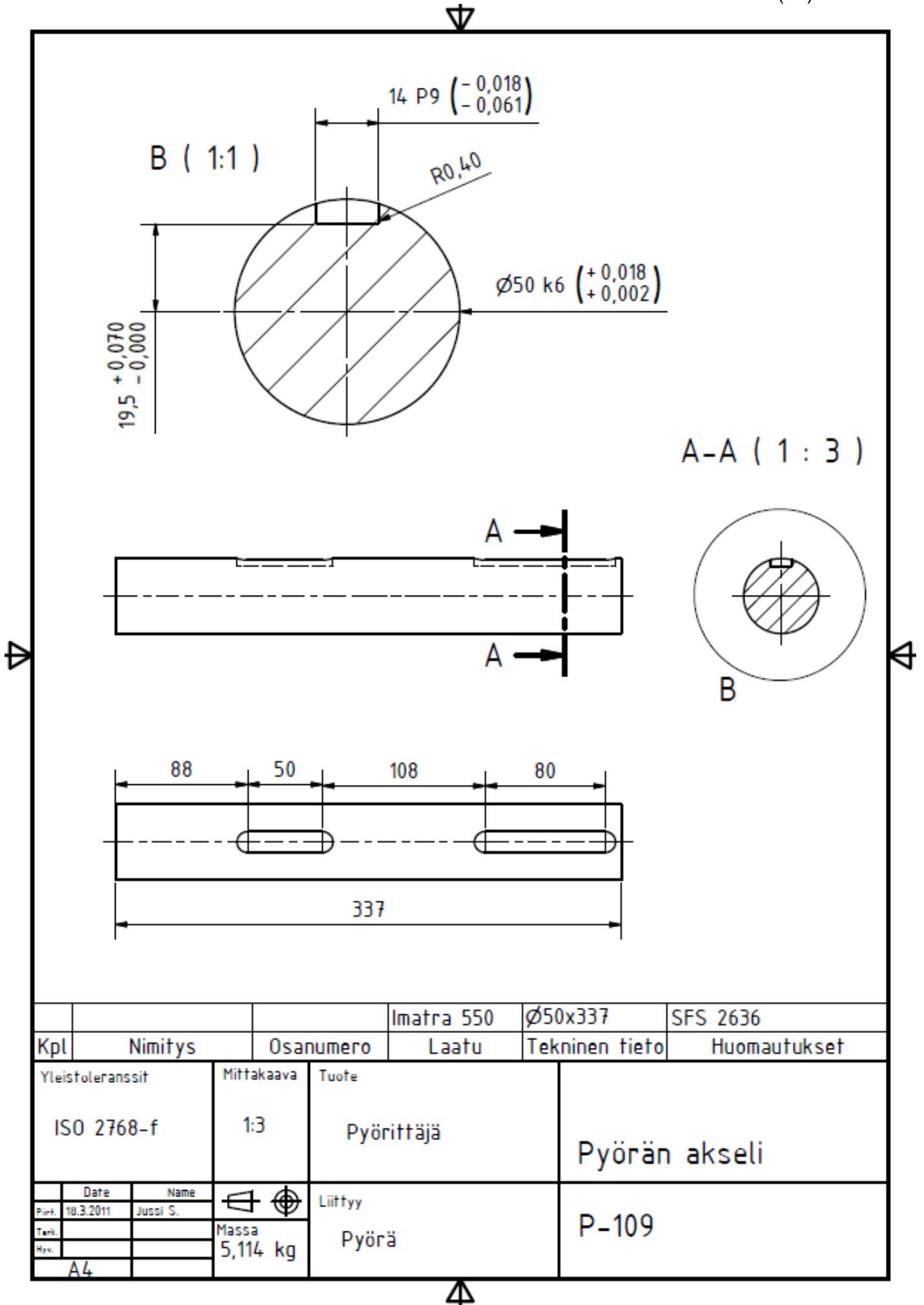


Keskireikä ja kiilaura koneistetaan hitsauksen jälkeen!

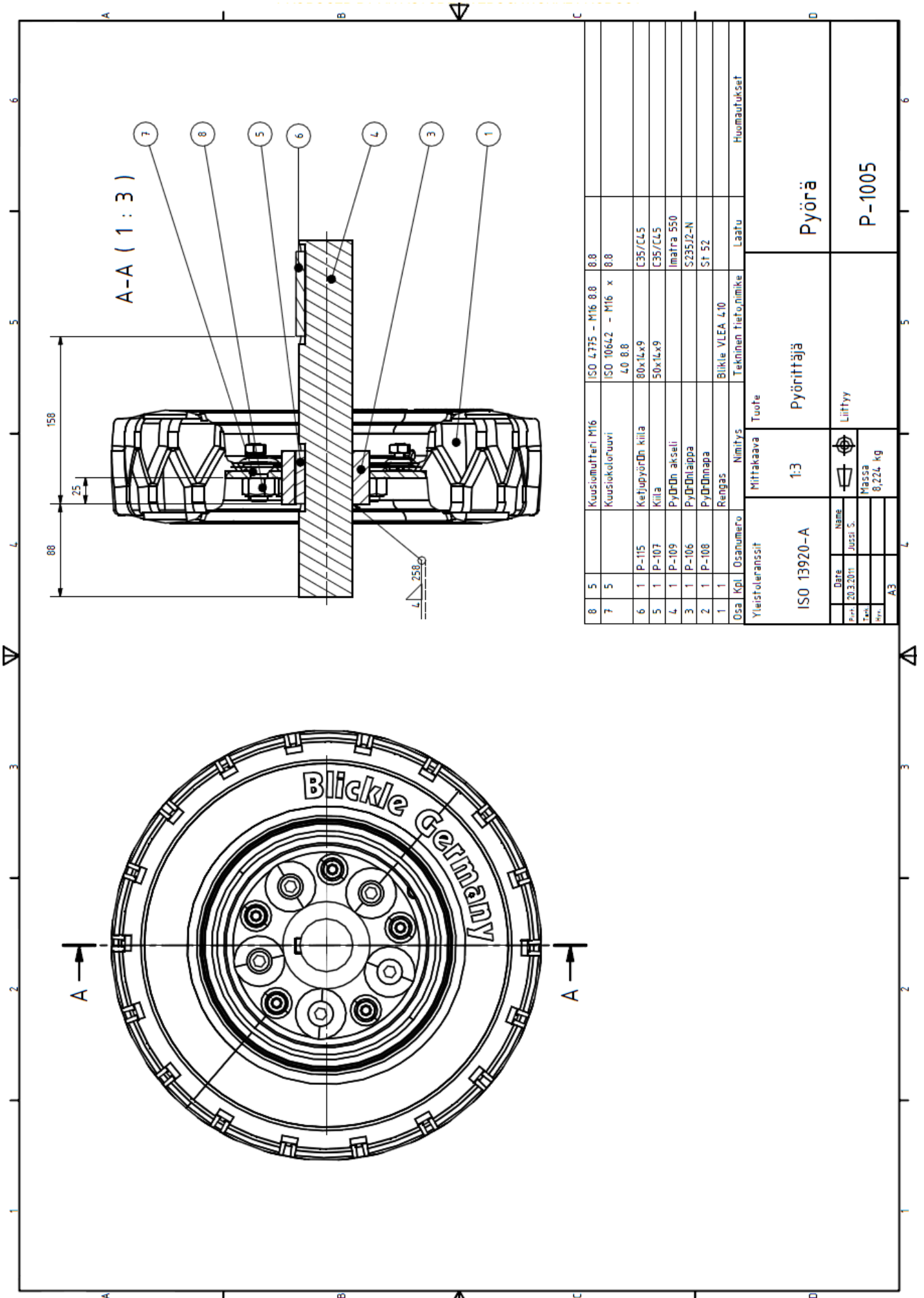
			St 52	82 $\varnothing$ 50 $\varnothing$ x50	Terävät särmät pyöristetään
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote	Pyörännapa	
ISO 2768-m		1:1	Pyörittäjä		
Date	Name		Liittyy	P-108	
Piirt.	17.3.2011		Jussi S.		
Tark.		Massa			
Ryk.		1,296 kg			
A4					



			C35/45	80x14x9	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit ISO 2768-f		Mittakaava 1:1	Tuote Pyörittäjä	Ketjupyörän kiila	
Date	Name		Liittyy	P-115	
Pirt.	20.3.2011		Jussi S.		
Tark.		Massa			
Hyv.		0,079 kg			
A4					

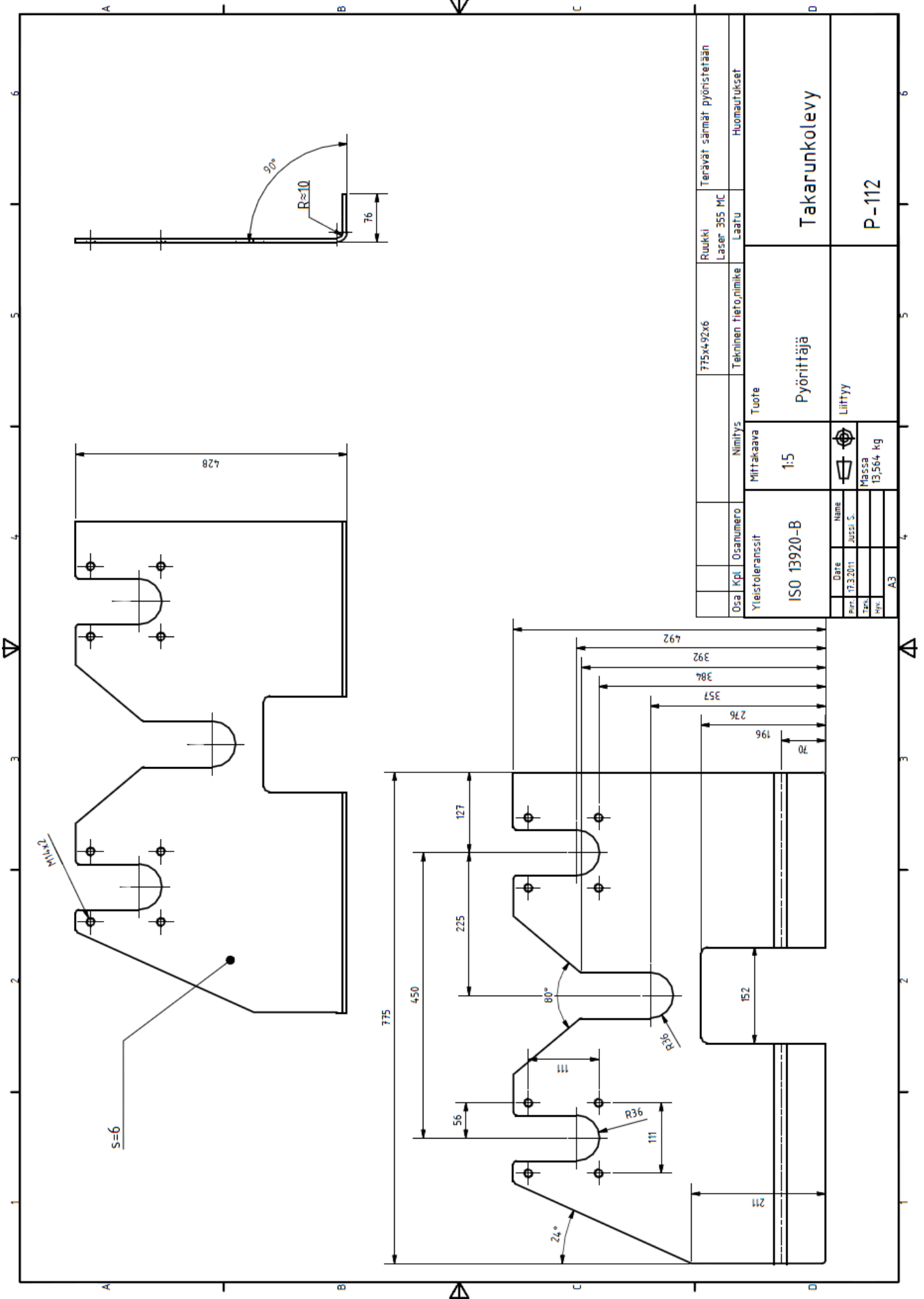




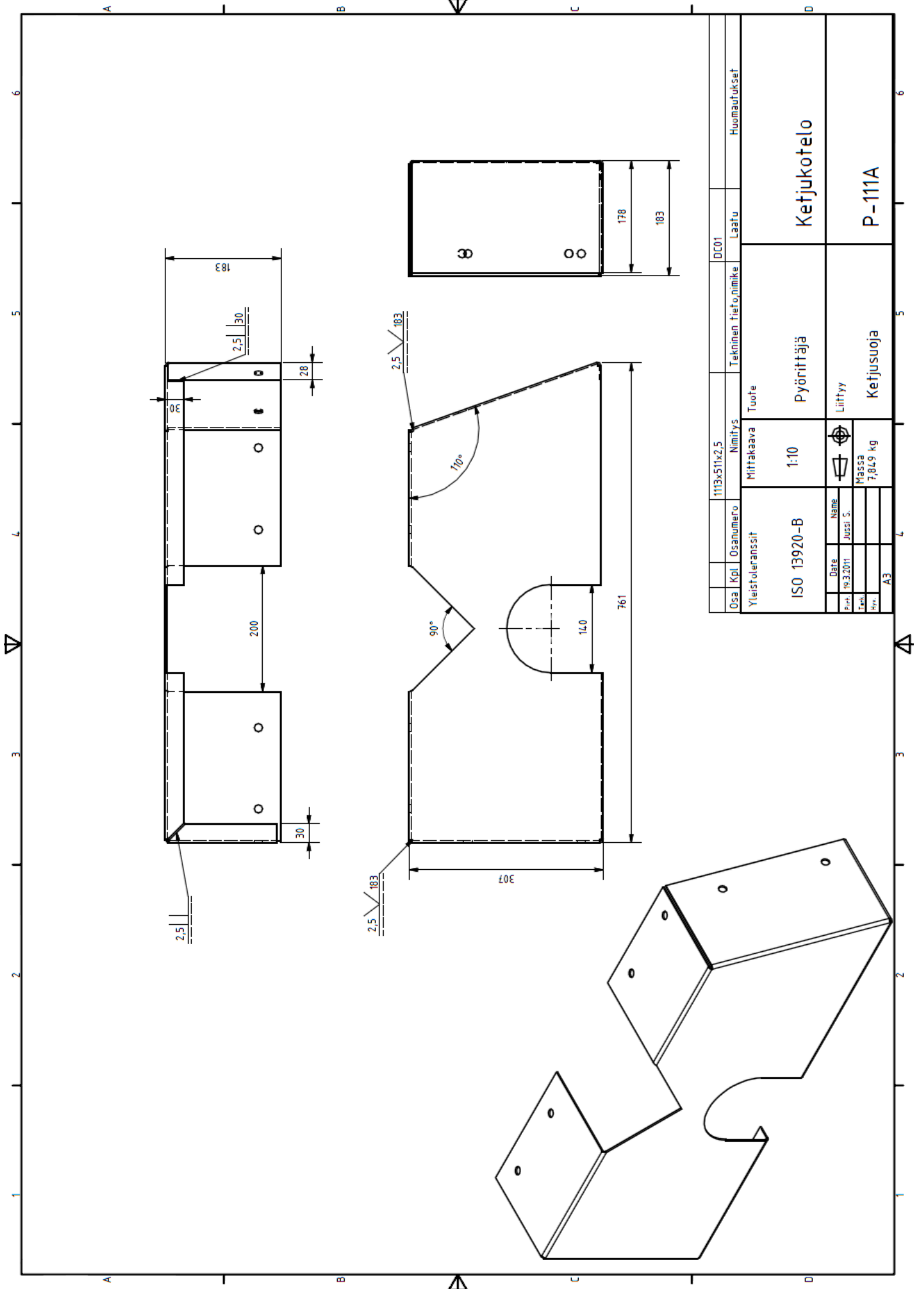


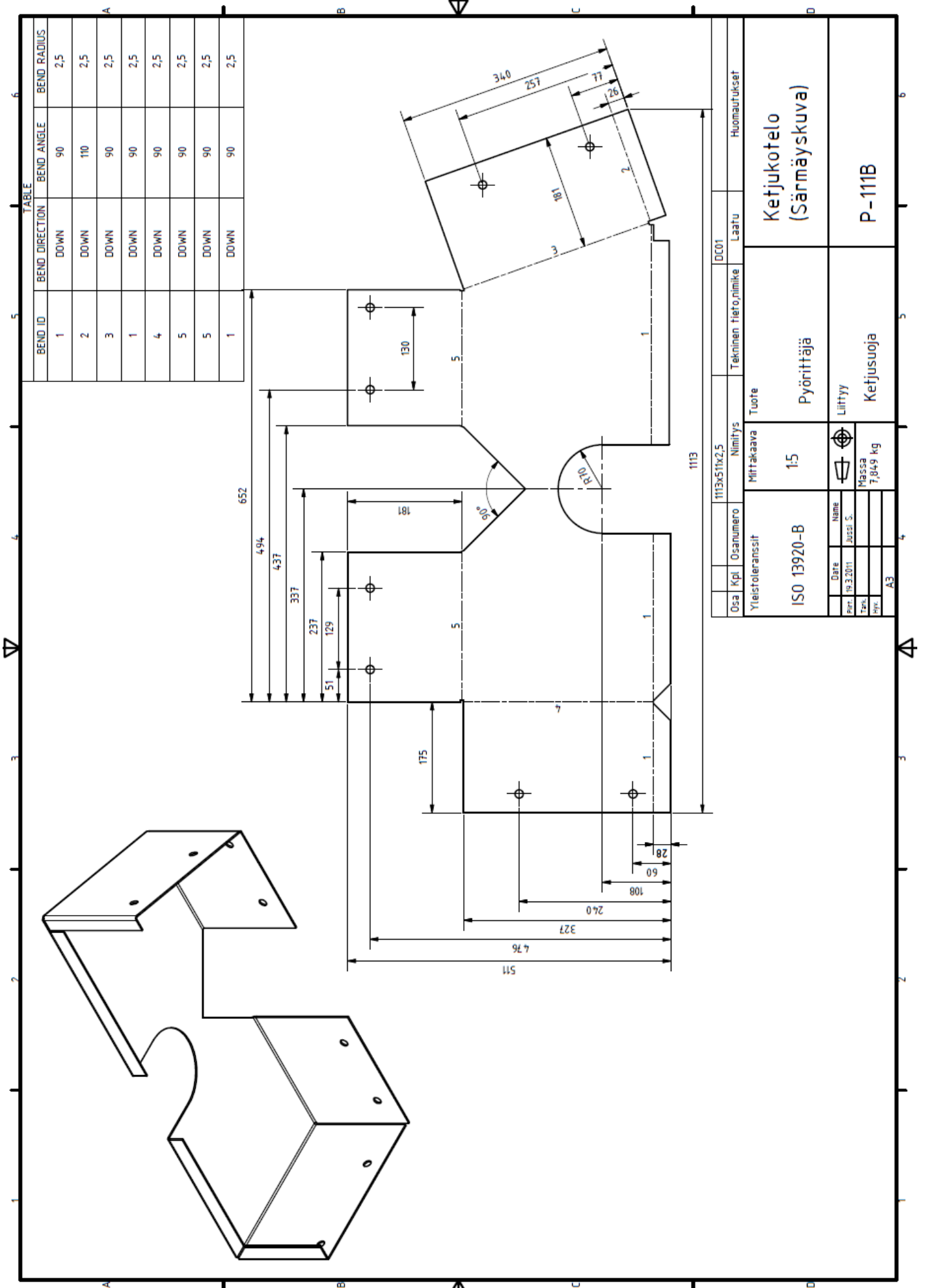
8	5	Kuusiomutteri M16	ISO 4775 - M16 8.8	8.8
7	5	Kuusiokoloruuvi	ISO 10642 - M16 x 8.8 L0 8.8	8.8
6	1	Kefiipyörän kiila	80x14x9	C35/CL5
5	1	Kiila	50x14x9	C35/CL5
4	1	Pyörän akseli	Imatra 550	
3	1	Pyöränlaippa	S235J2-N	
2	1	Pyörännapa	St 52	
1	1	Rengas	Blickle VLEA 4.10	

Osa / Kpl	Osa numero	Nimitys	Laatu	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote	
ISO 13920-A		1:3	Pyörittäjä	Pyörä
Date	Name	Liittyy		
20.3.2011	Jussi S.			
Massa	8,224 kg			
A3				

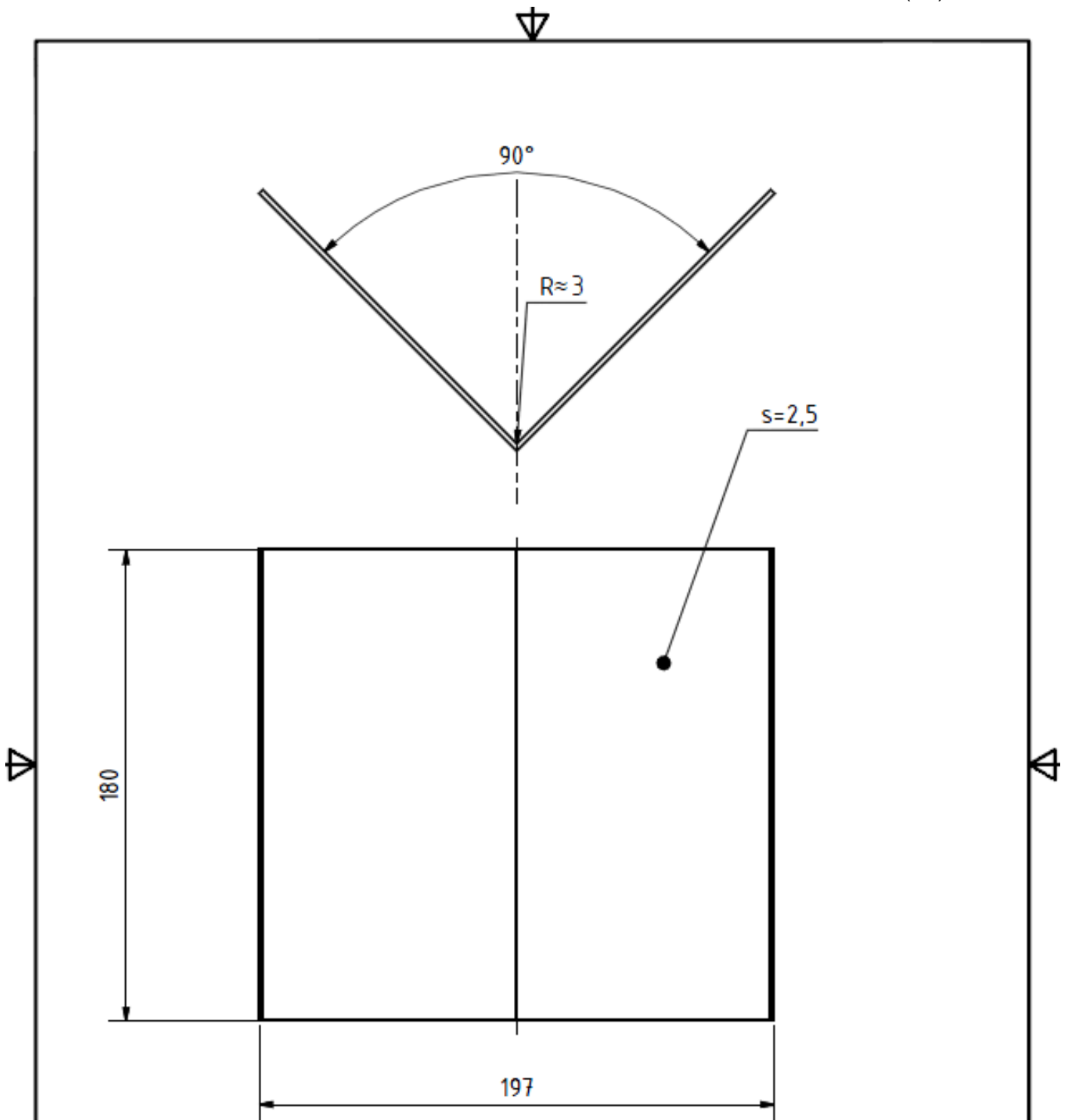


Osa	Kpl	Osanumero	Nimitys	775x492x6	Ruukki Laser 355 MC	Terävät särmät pyöristetään
Yleistoleranssit				Tekninen tieto, nimike	Laatu	Huomautukset
ISO 13920-B				Tuote	Takarunkolevy	
Mittakaava				Pyörittäjä	P-112	
1:5				Liitty		
Date	Name	Massa				
Per: 17.3.2011	JUSSI S.	13,564 kg				
Per:	Per:	A3				

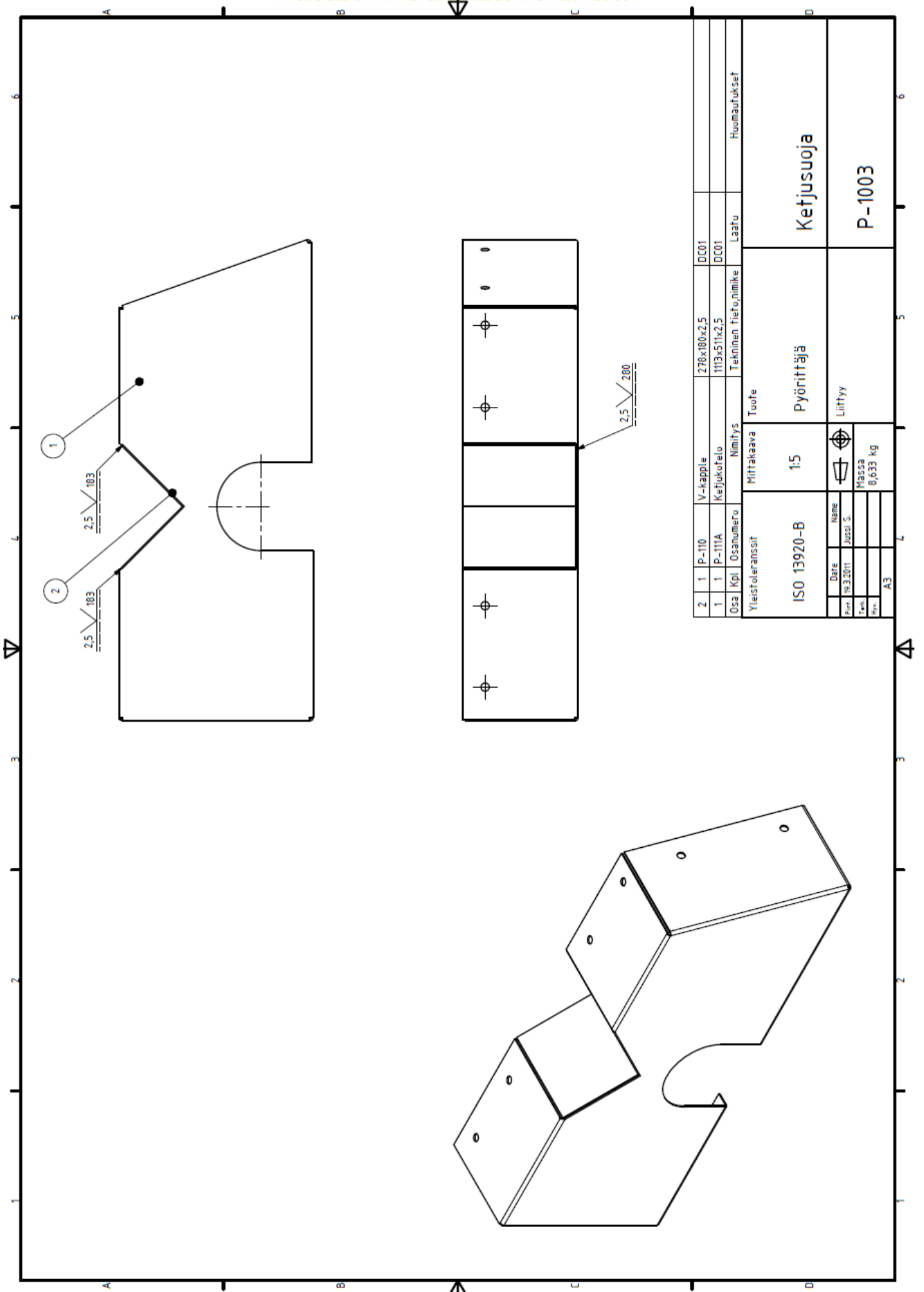


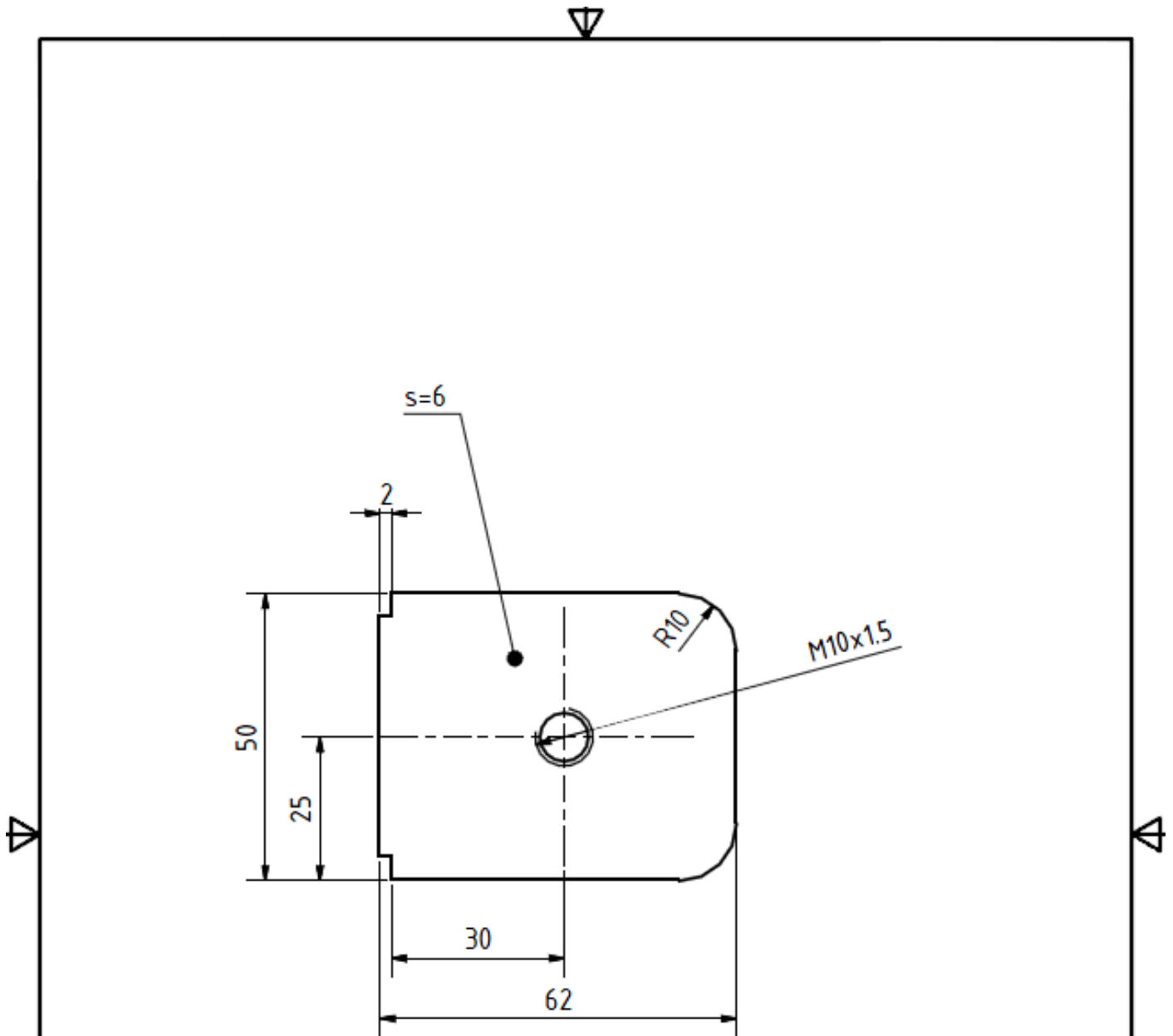


Osa	Kpl	Osanumero	Nimitys	Tekninen tieto, nimeke	Laatu	Huomautukset
Yleistoleranssit		1113x511x2,5		DC01		
ISO 13920-B		Mittakaava		Tuote		Ketjukotelo
		1:5		Pyörittäjä		(Särmäyskuva)
		Liitty		Ketjusuoja		P-111B
Date	Name	Massa				
Per: 18.3.2001	JUSSI S.	7,849 kg				
Tekn:						
Pvk:						
A3						

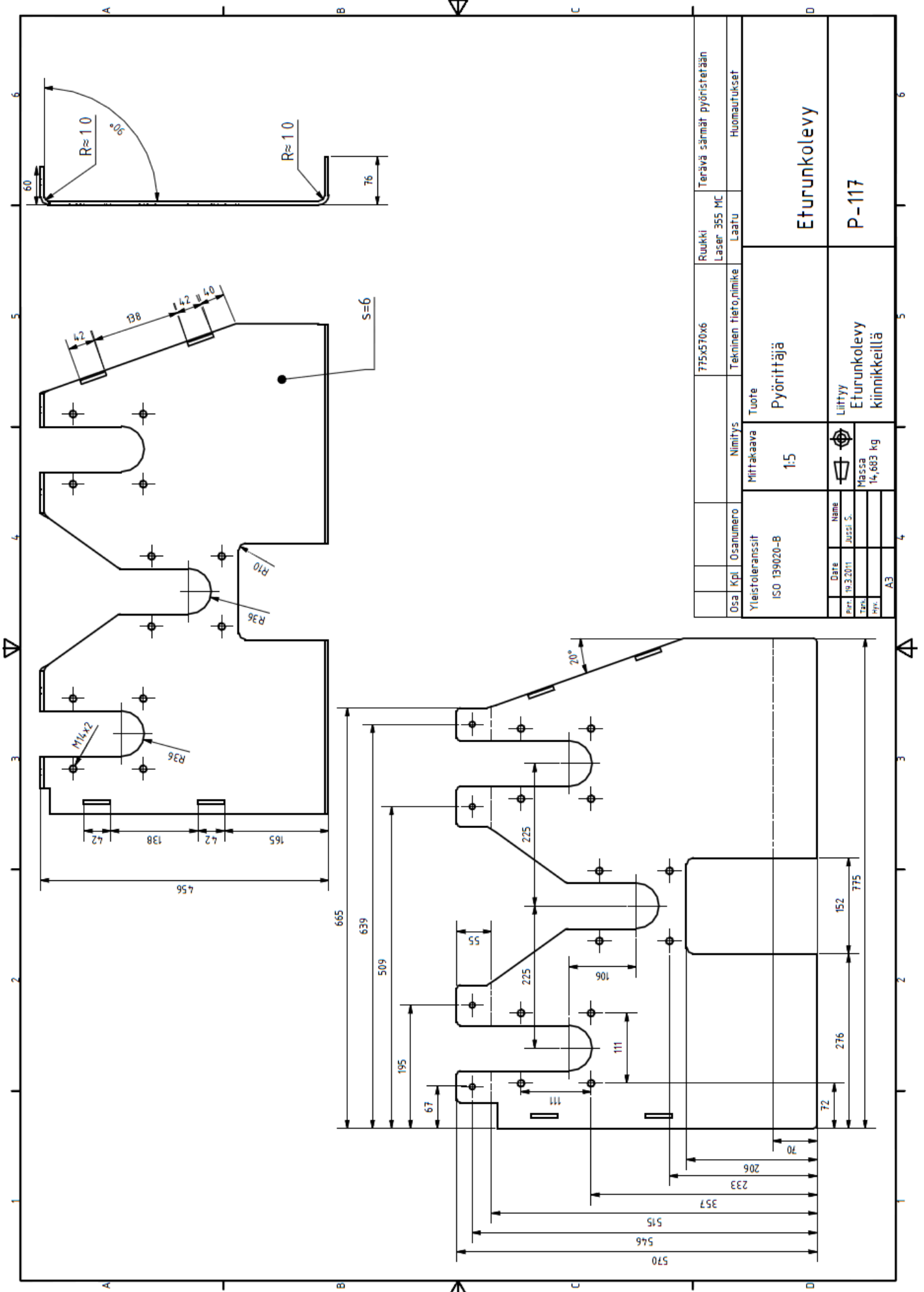


			DC01-A	278x180x2,5	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
	Yleistoleranssit	Mittakaava	Tuote	V-kappale	
	ISO 13920-B	1:1	Pyörittäjä		
	Date	Name	Liittyy	P-110	
Piirt.	19.3.2011	Jussi S.			
Tark.					
Hv.					
A4		Massa			
		0,783 kg			



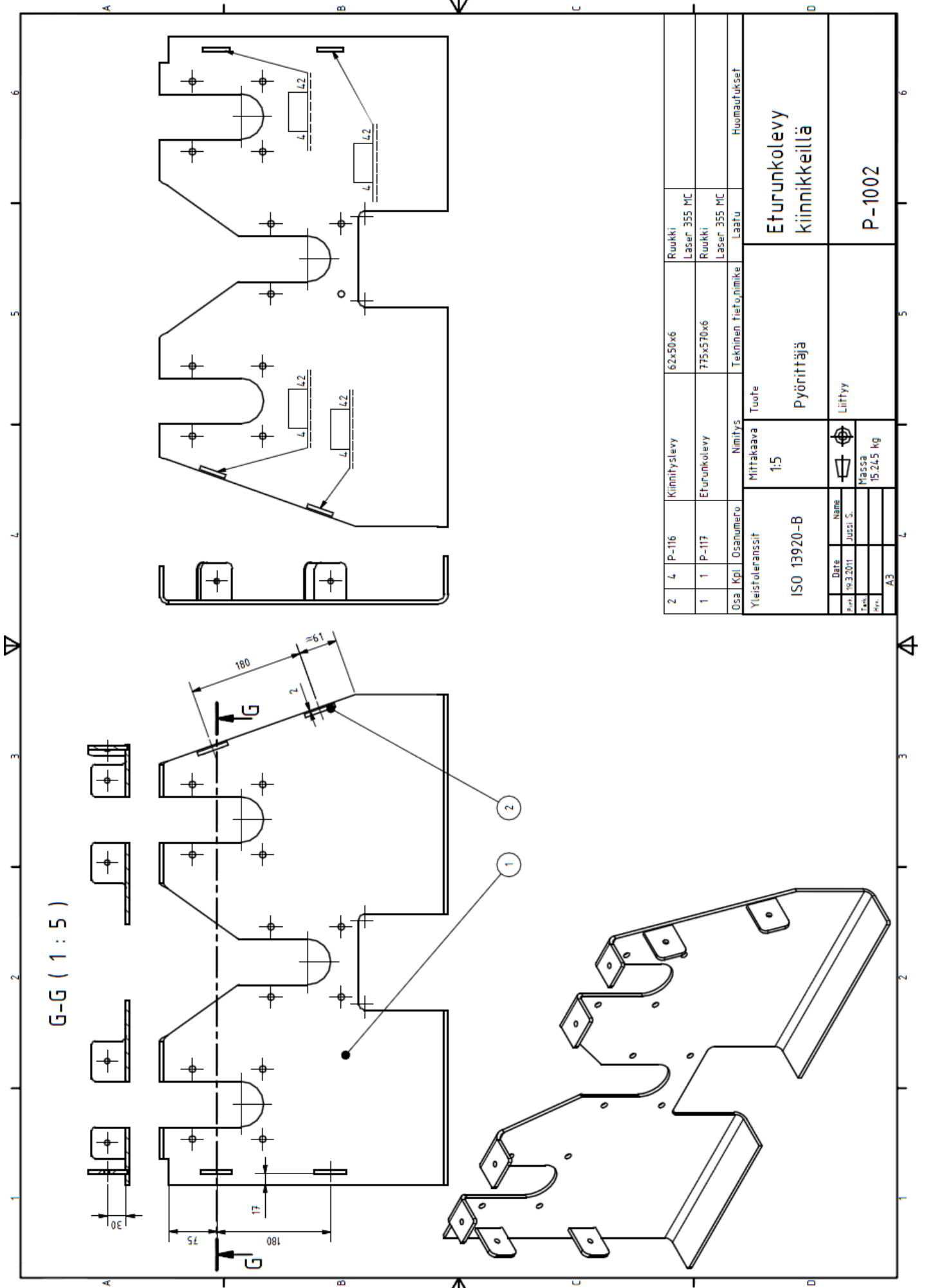


			Ruukki Laser 355 MC	62x50x6	Terävät särmät pyöristetään	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset	
Yleistoleranssit ISO-9013-2		Mittakaava 1:1	Tuote Pyörittäjä		Kiinnityslevy	
Date	Name		Liittyy		P-116	
Pirt.	19.3.2011		Jussi S.	Eturunkolevy kiinnikkeillä		
Tark.				Massa 0.141 kg		
Hyv.						
A4						

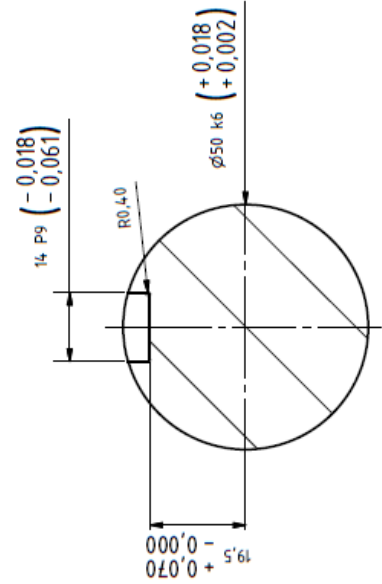
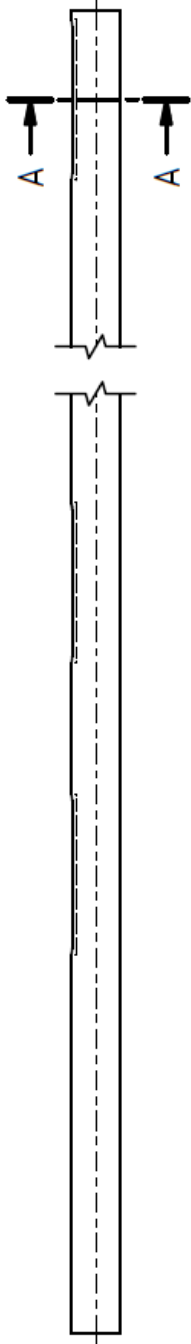


Osa	Kpl	Osanumero	Nimitys	775x570x6	Ruukki	Terävä särmät pyöristetään		
					Laser 355 MC	Huomautukset		
Yleistoleranssit ISO 139020-B								
Mittakaava				Tuote				
1:5				Pyörittäjä				
Date				Liittyy	Eturunkolevy kiinnikkeillä	Eturunkolevy		
19.3.2011						P-117		
JUS21 S								
Massa								
14,883 kg								
A3								



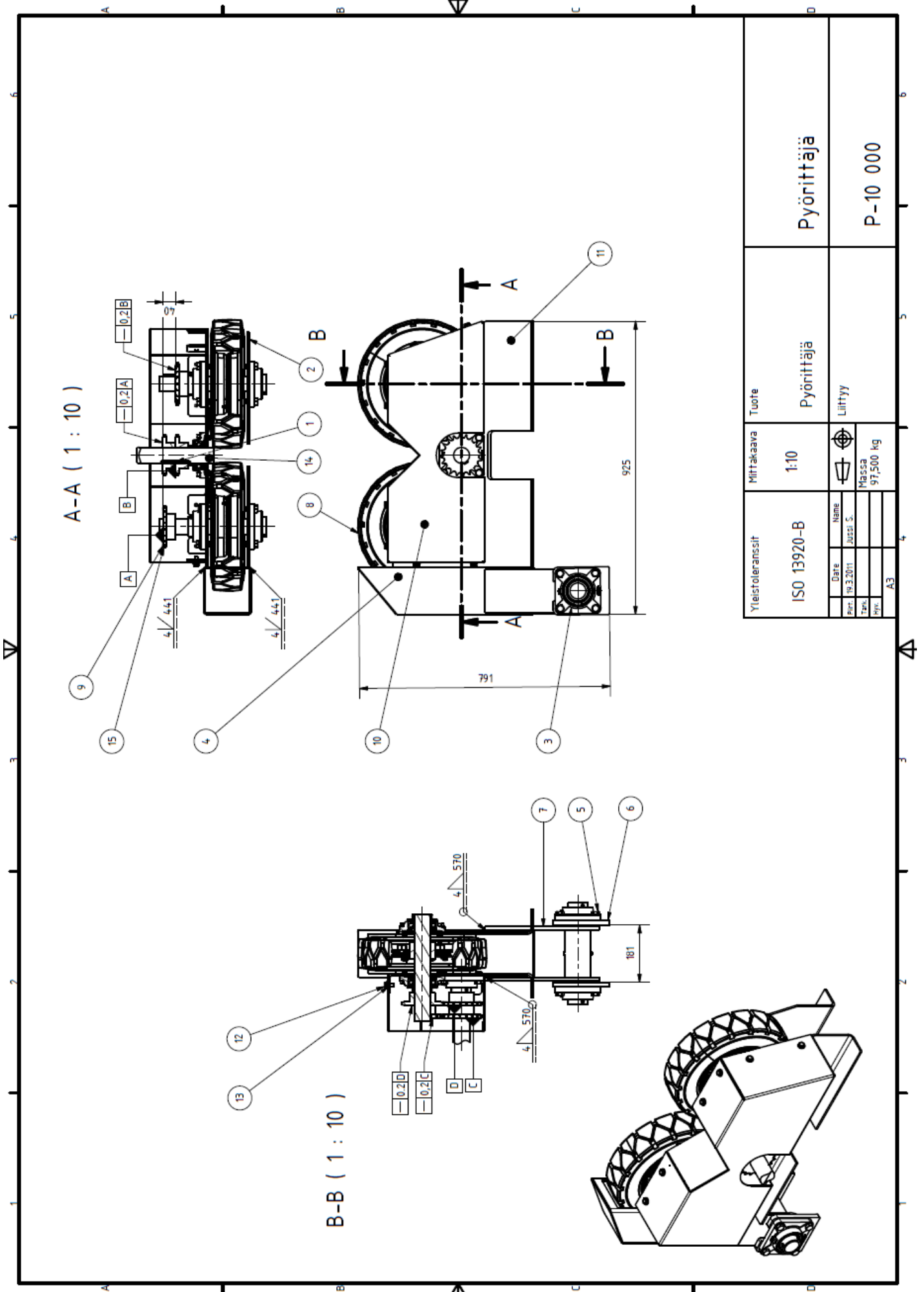


A-A ( 1 : 5 )



B ( 1 : 1 )

Osa / Kpl	Osa numero	Nimitys	Imatra 550	Huomautukset
	Yleistoleranssit	Mittakaava	Laatu	
	ISO 2768-m	1:5	Laatu	
Date	Name	Tuote		
Per. 22.3.2011	Juho S.	Pyörittäjä		
Tekn.		Lititty		
Proj.		Massa		
		54,667 kg		
	A3			
Pääkselin jatkos				
P-118				

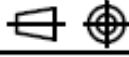


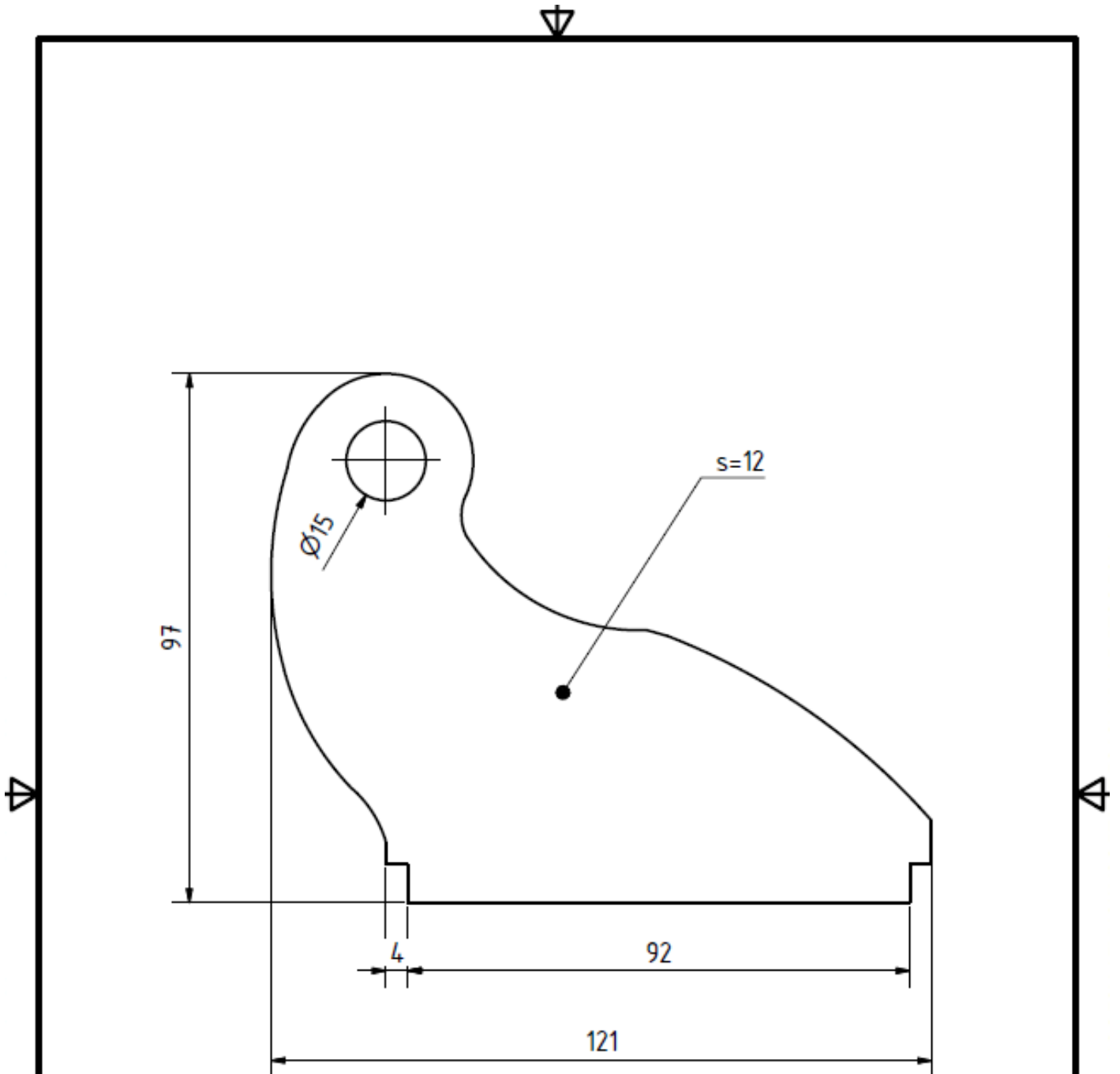
Yleistoleranssit	Mittakaava	Tuote
ISO 13920-B	1:10	Pyörittäjä
Date	Name	Liitty
Per. 19.2.2011	Juho S.	
Tekn.		
Prn.		
		Massa 97,500 kg
A3		

Pyörittäjä

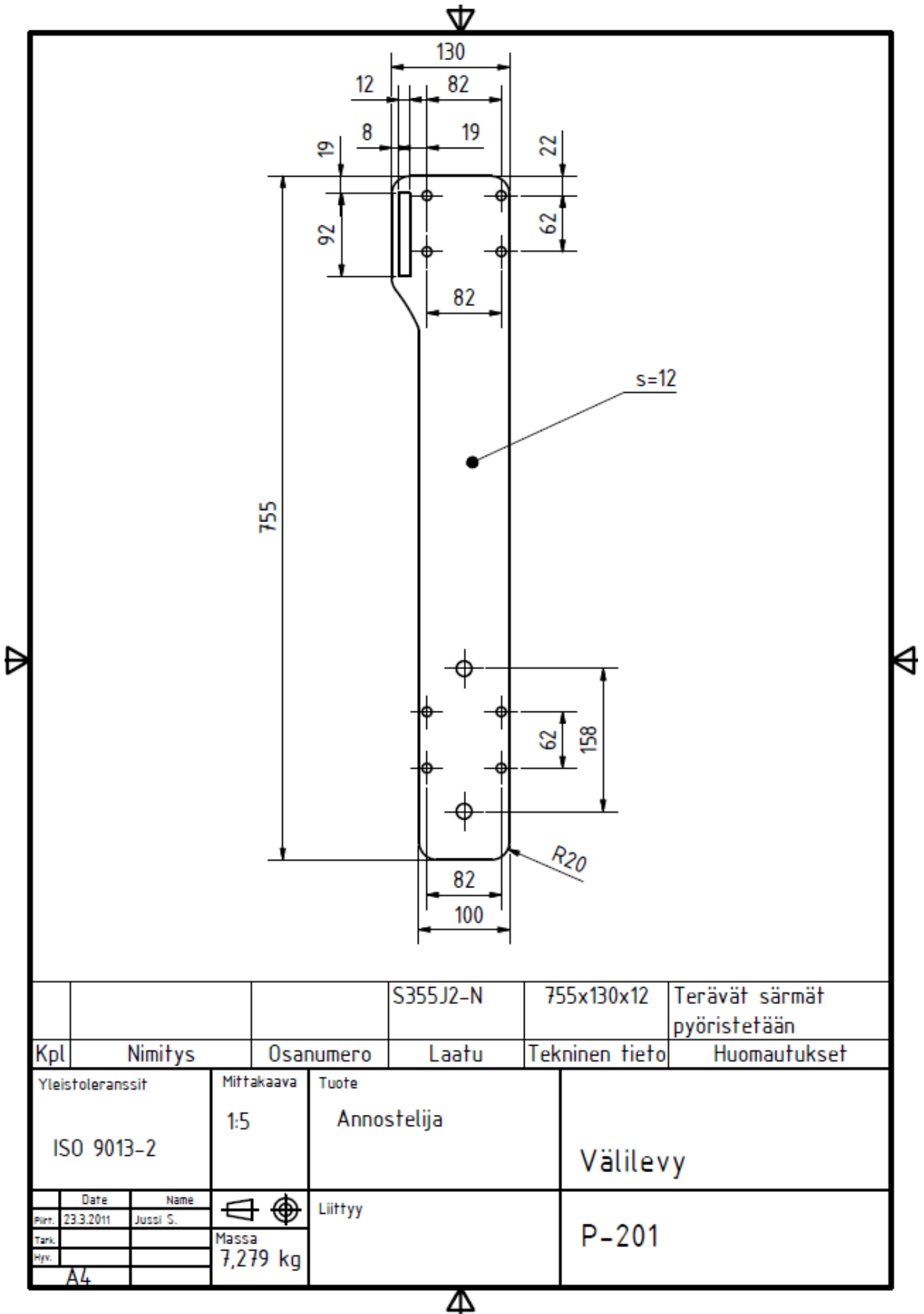
P-10 000

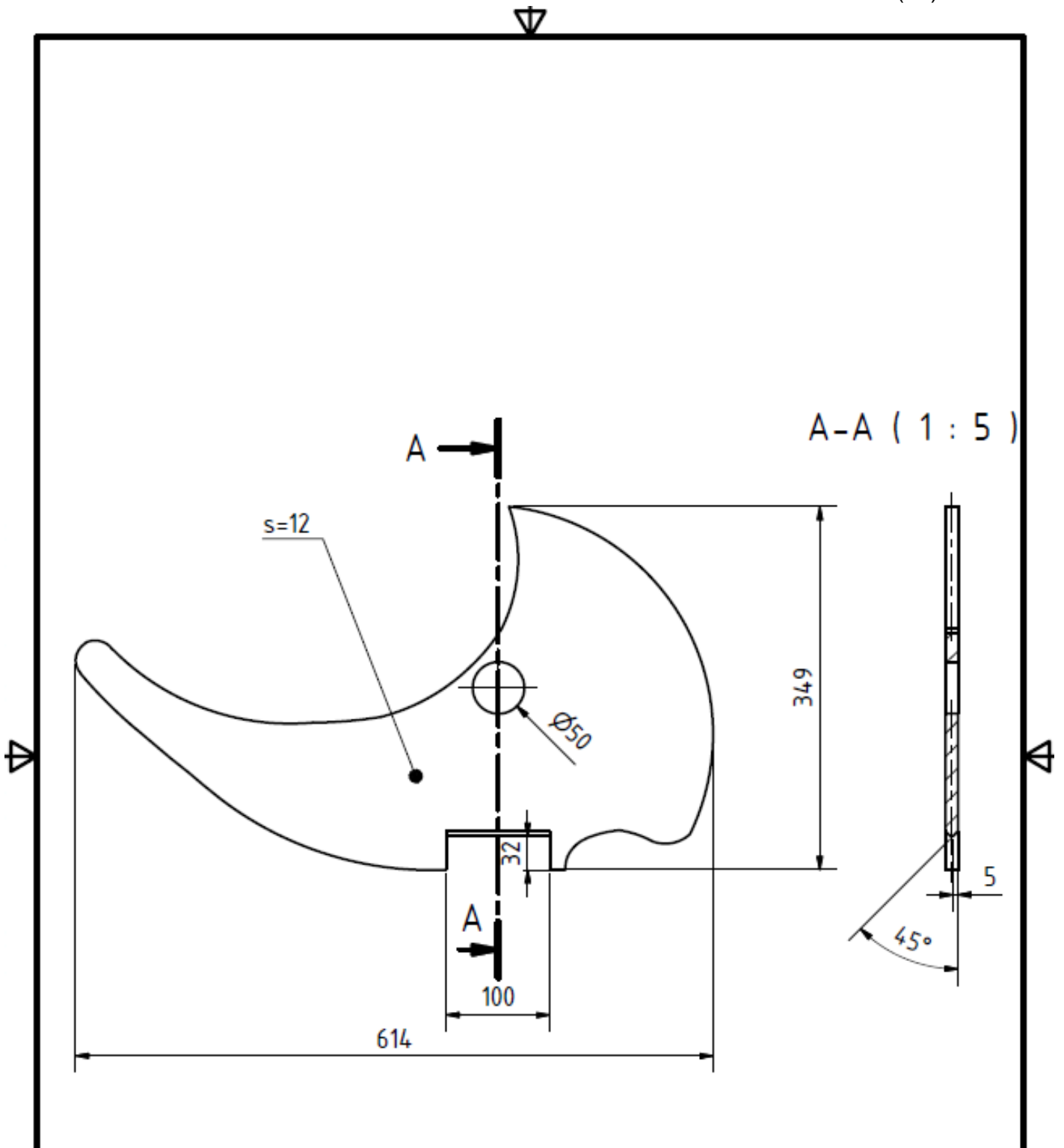
15	2		Ketju	3/4"x7/16"-47	12B-1-47	
14	1	P-118	Pääakselin jatkos	Ø50x3 560	Imatra 550	
13	8		Internal Tooth Lock Washer - Type A	IFI 532 - 10(4) A		
12	9		Kuusiokantaruuvi	DIN 6921 - M10 x 20	8.8	
11	1	P-1002	Eturunkolevy kiinnikkeillä	775x570x76	Ruukki Laser 355 MC	
10	1	P-1003	Ketjusuoja	761x307x183	DC01-A	
9	4		Ketjupyörä	SH34-20/50		
8	2	P-1005	Pyörän kokoonpano	410x337		
7	1	P-1000	Pyörittäjän kallistaja	350x320x135		
6	1	P-100	Keinulevy	177x151x15	S235J2-N	
5	28		Kuusiokantaruuvi	M14x25 8.8	8.8	
4	1	P-1004	Pystypalkki	550x150x150x5	S235J2-N	
3	7		Laakeri	FYJ_50_TF		
2	1	P-112	Takarunkolevy	775x570x76	Ruukki Laser 355 MC	
1	3	P-115	Ketjupyörän kiila	80x14x9	C35/C45	
Osa	Kpl	Osanumero	Nimitys	Tekninen tieto,	Laatu	Huomautukset

Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote Pyörittäjä	Pyörittäjän osaluettelo		
	Date	Name	 Liittyy	P-10 000		
Piirt.	20.3.2011	Jussi S.				
Tark.						
Hyv.						
A4		Massa				

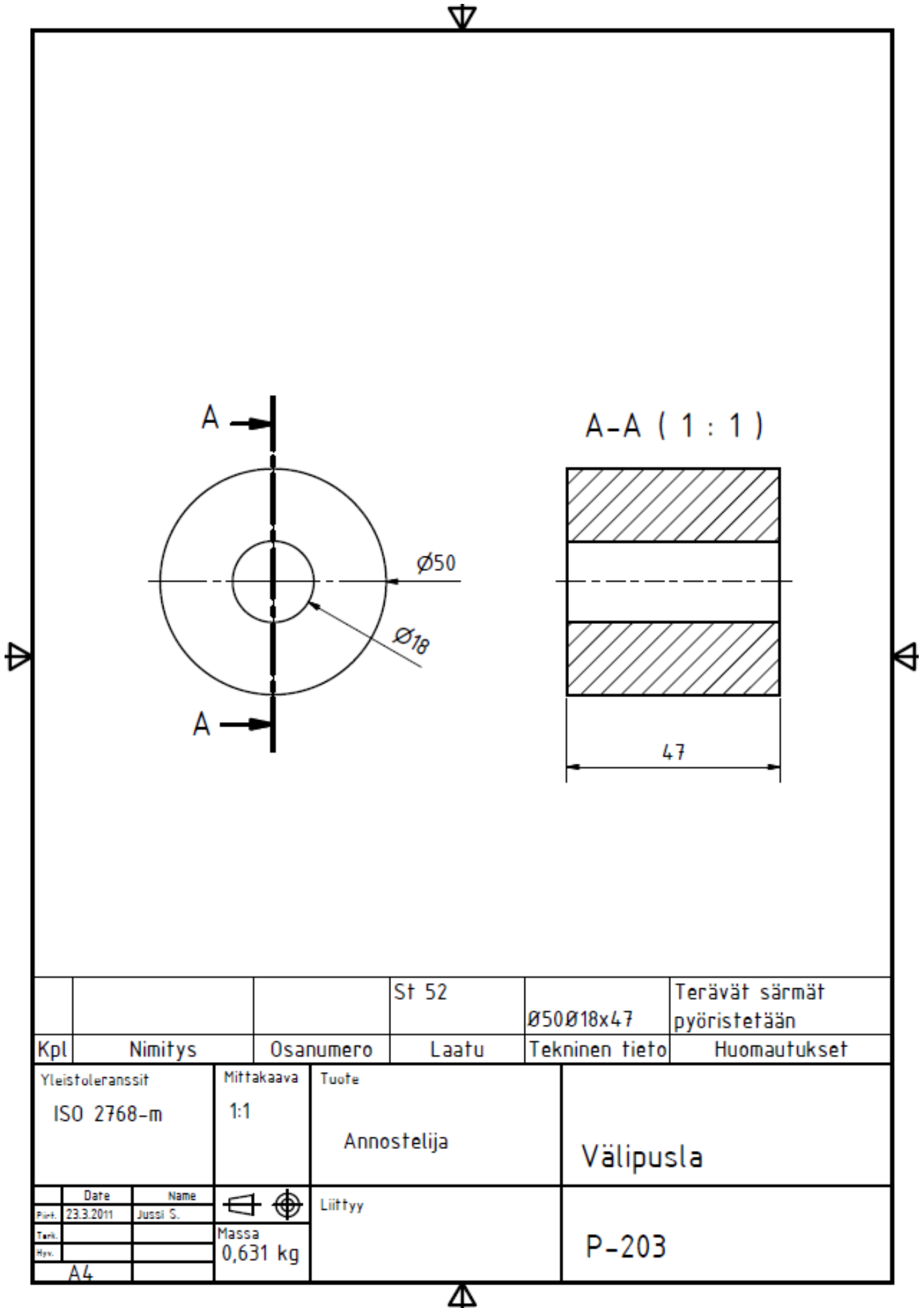


			S355J2-N	121x97x12	Terävät särmät pyöristetään	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset	
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote	Kippisylinterin kiinnike		
ISO 9013-2		1:1	Annostelija			
Date	Name		Liittyy	P-200		
Pirt.	23.3.2011					Jussi S.
Tark.						
Hyy.		Massa				
		0,580 kg				
A4						

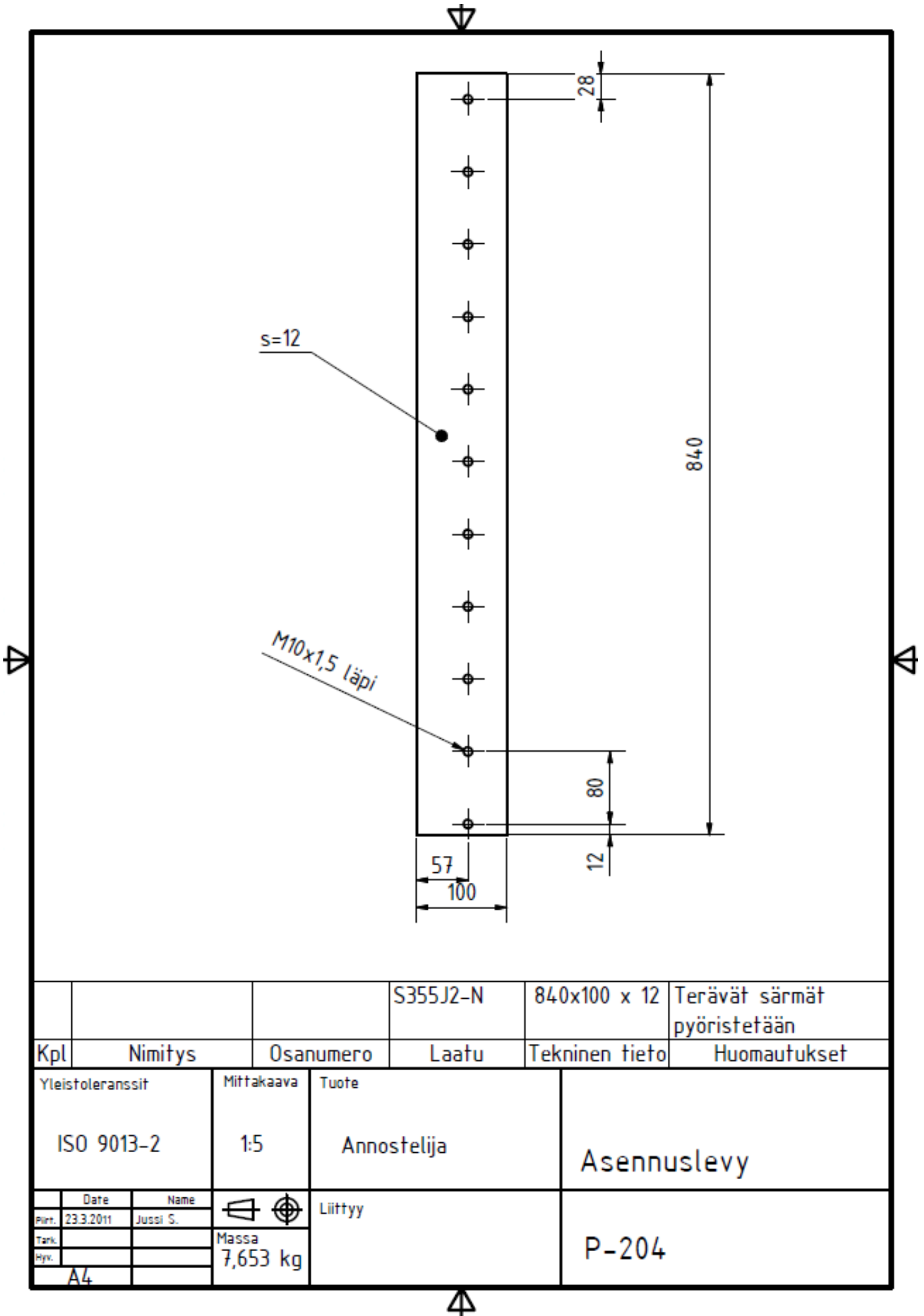


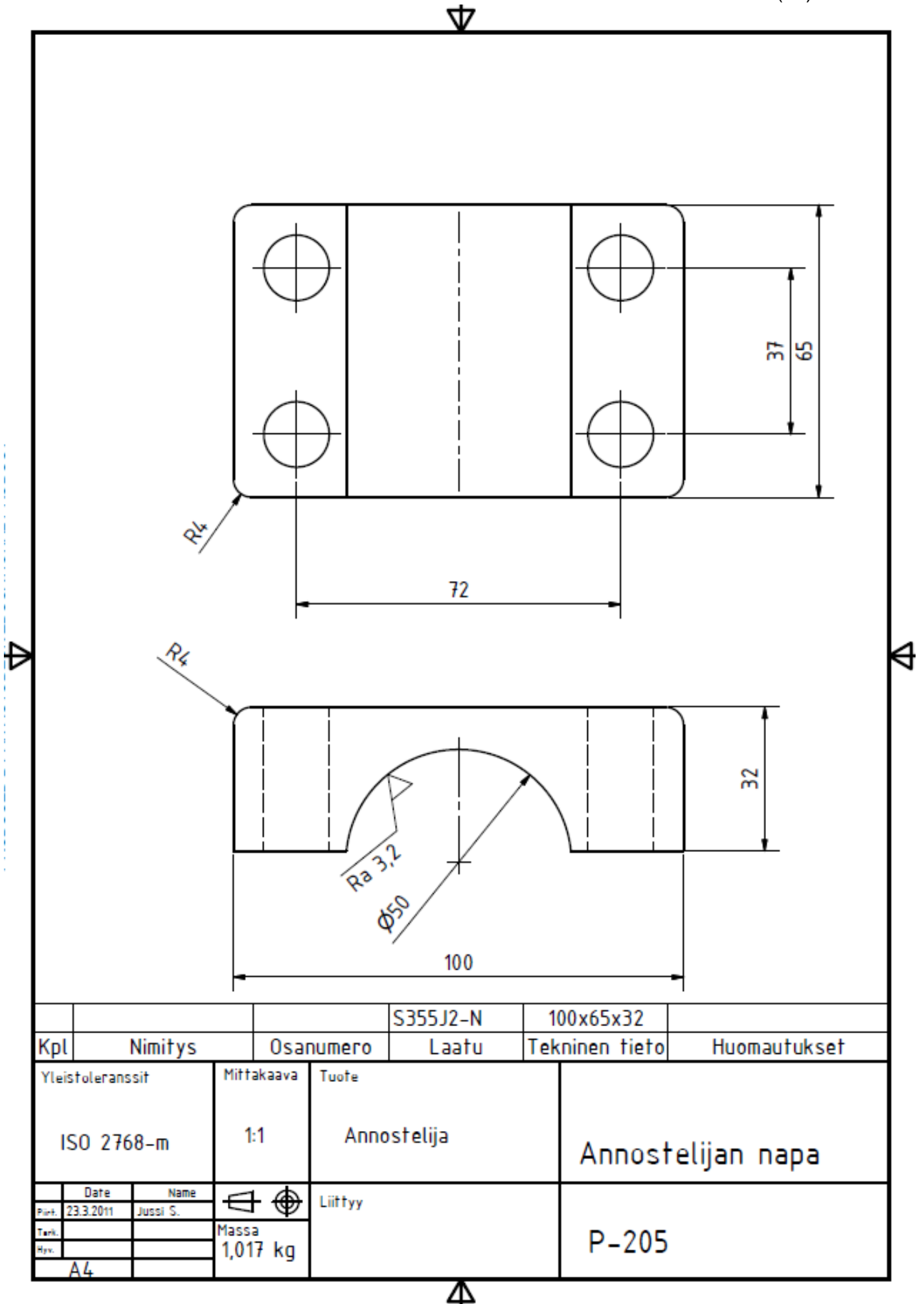


			S355J2-N	614x349x12	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote	Annostelijan peruslevy	
ISO 9013-2		1:5	Annostelija		
Date	Name		Liittyy	P-202	
Piirt.	23.3.2011				
Tark.		Massa			
Hyy.		N/A			
A4					

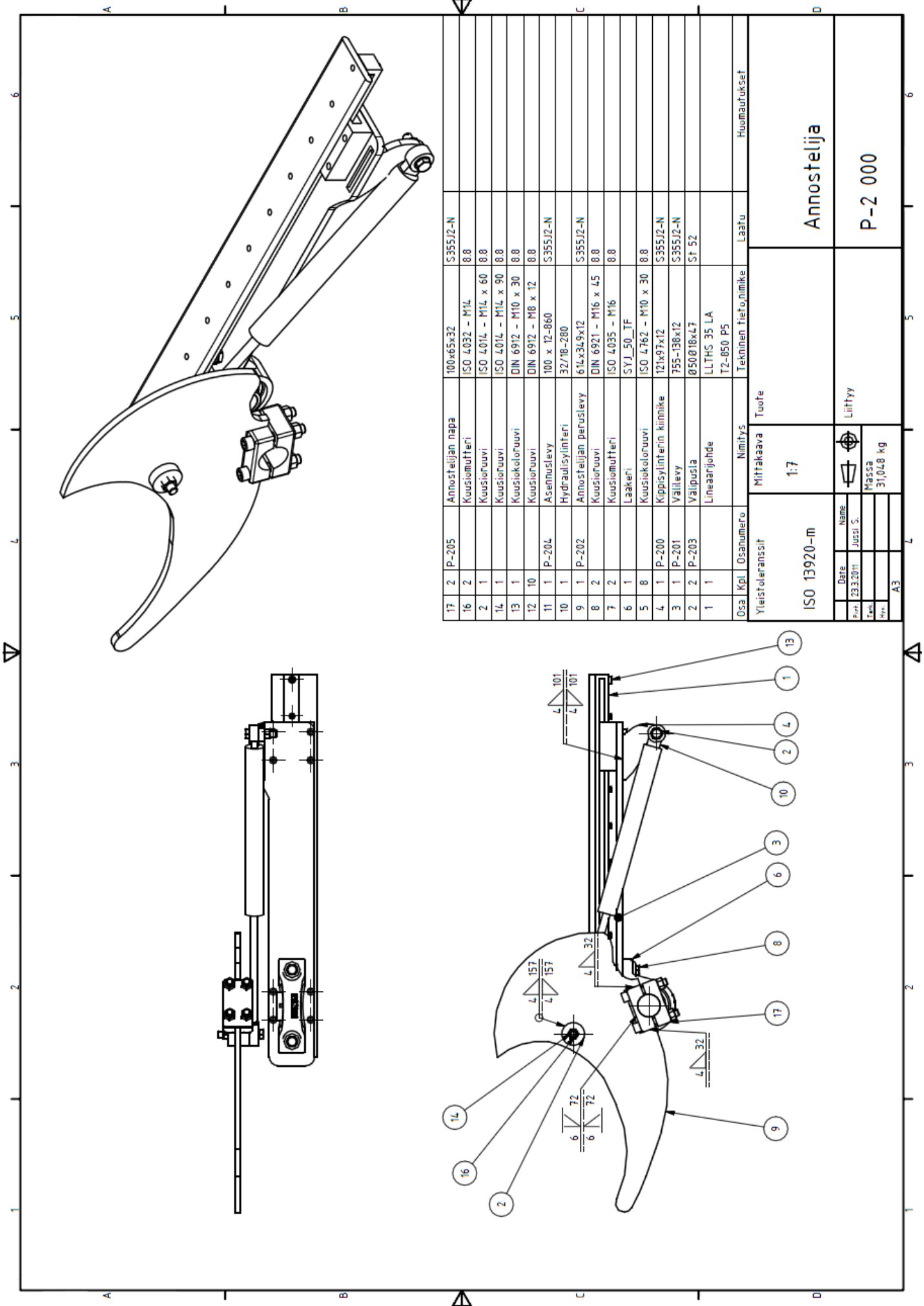






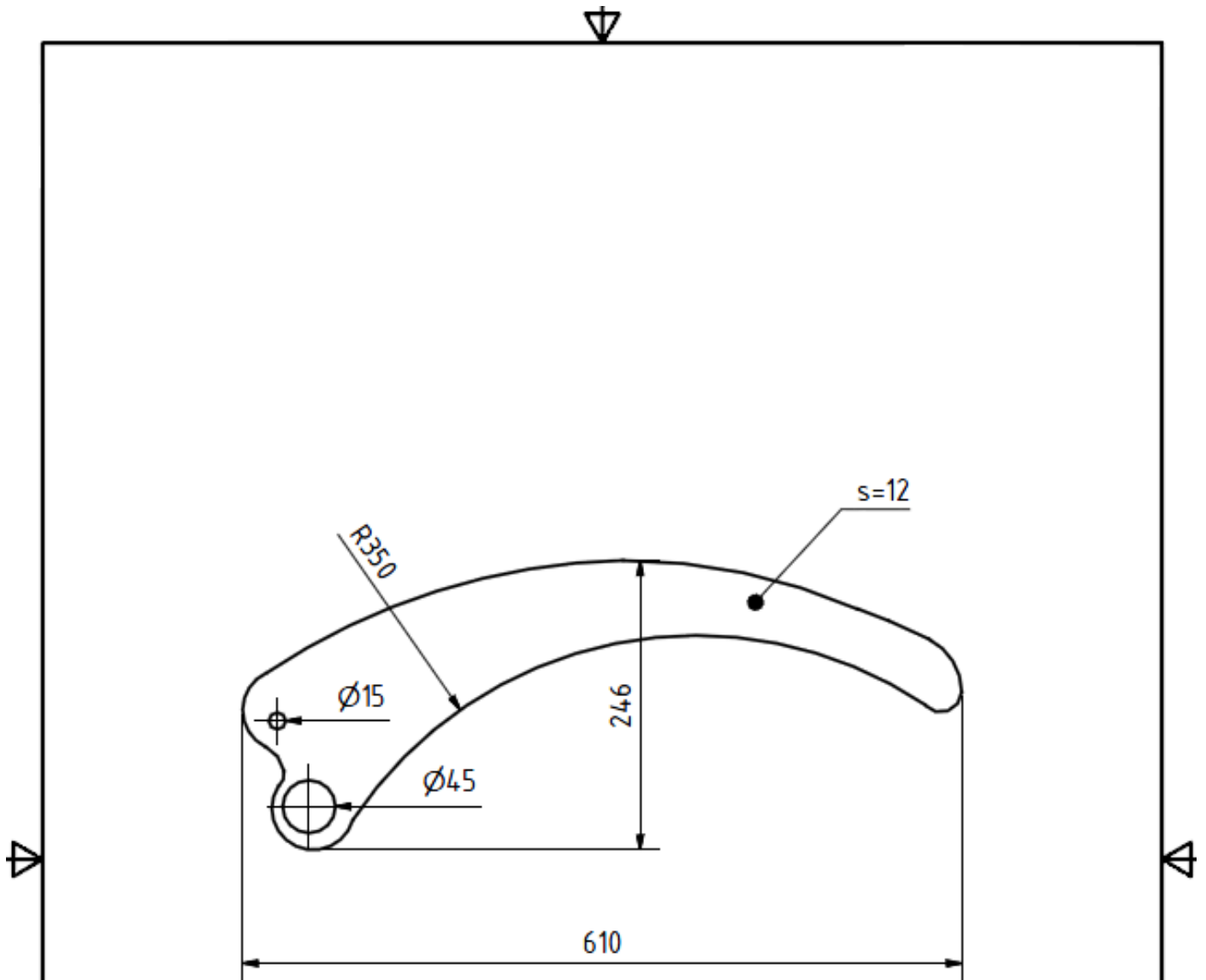


			S355J2-N	100x65x32	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Annostelijan napa
ISO 2768-m		1:1	Annostelija		
Date	Name		Liittyy		P-205
Piirt.	23.3.2011				
Tekn.		Massa	1,017 kg		
Hrv.					
A4					

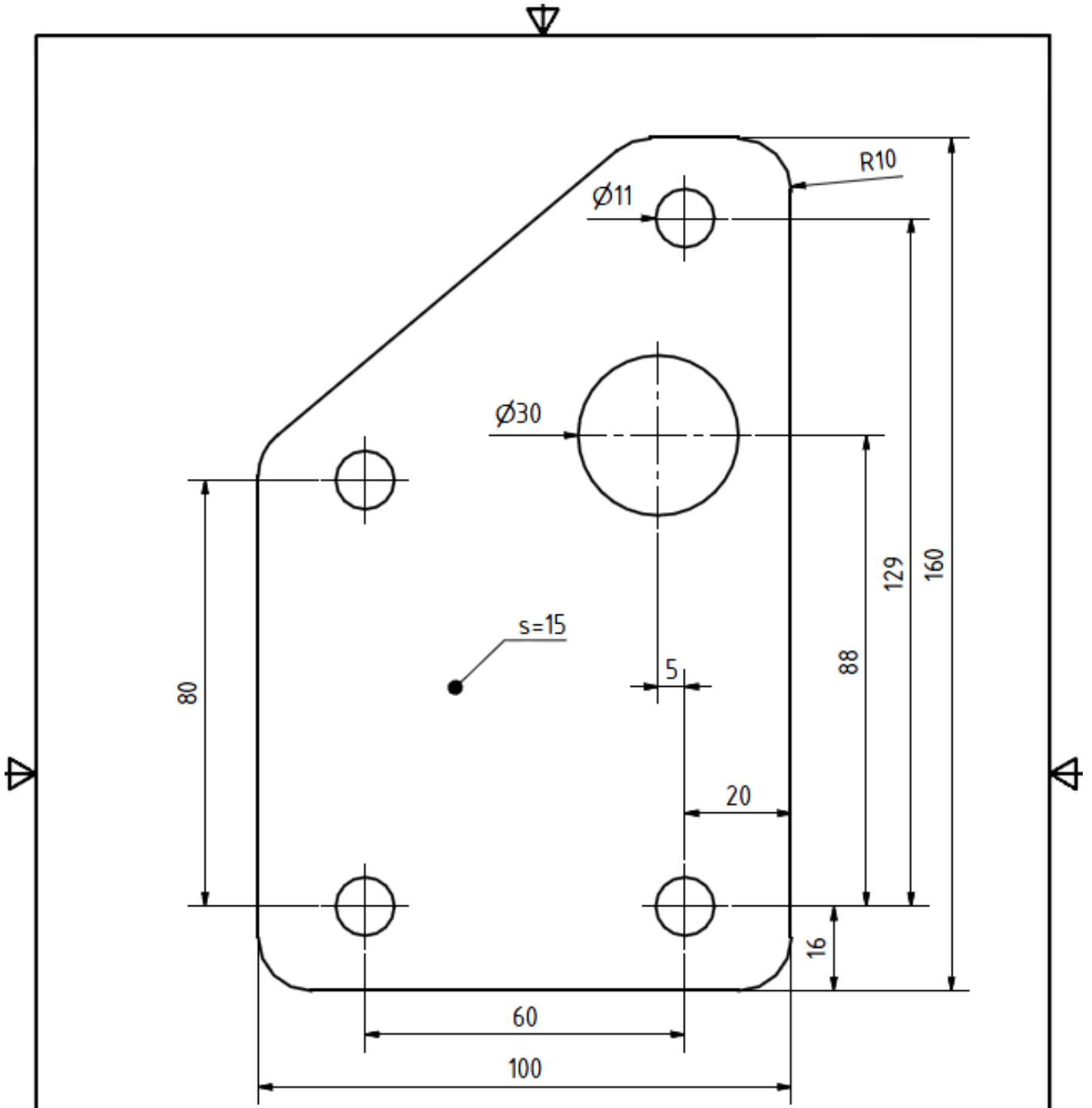


17	2	P-205	Annostelijan napa	100x65x32	S355J2-N
16	2		Kuusiomutteri	ISO 4032 - M14	8.8
2	1		Kuusioruuvi	ISO 4014 - M14 x 60	8.8
14	1		Kuusioruuvi	ISO 4014 - M14 x 90	8.8
13	1		Kuusikoloruuvi	DIN 6912 - M10 x 30	8.8
12	10		Kuusioruuvi	DIN 6912 - M8 x 12	8.8
11	1	P-204	Aseennuslevy	100 x 12-860	S355J2-N
10	1		Hydraulisyliinteri	32/18-280	
9	1	P-202	Annostelijan peruslevy	614x349x12	S355J2-N
8	2		Kuusioruuvi	DIN 6921 - M16 x 45	8.8
7	2		Kuusiomutteri	ISO 4035 - M16	8.8
6	1		Laakeri	SYJ_50_TF	
5	8		Kuusikoloruuvi	ISO 4762 - M10 x 30	8.8
4	1	P-200	Kippisyliinterin kinnike	121x97x12	S355J2-N
3	1	P-201	Välilevy	755-138x12	S355J2-N
2	2	P-203	Välipusia	Ø50Ø18x47	St 52
1	1		Lineaarijohde	LLTHS 35 LA T2-850 P5	

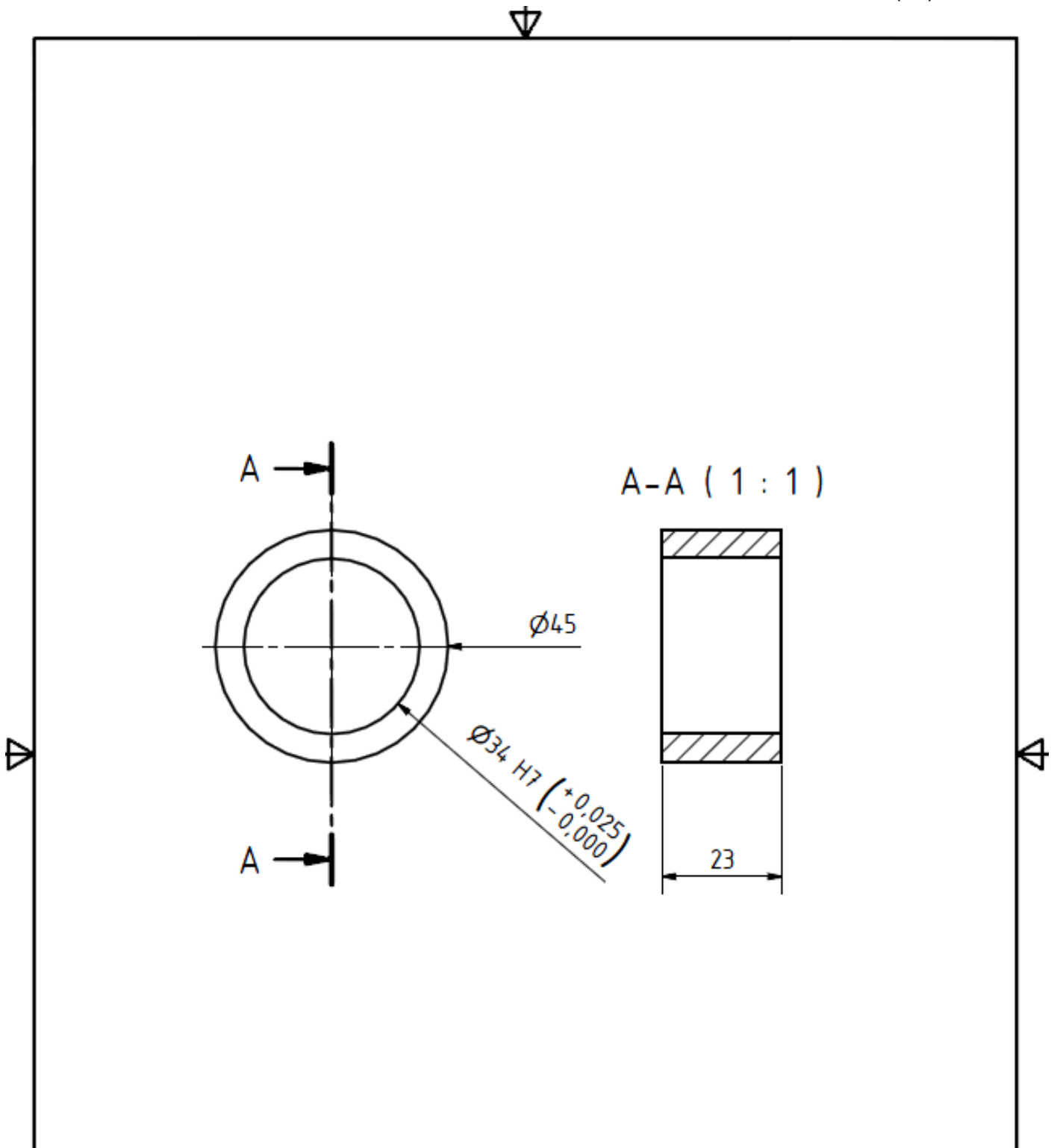
Osa / Kpl		Osa numero	Nimitys	Tekninen tietojenimike	Laatu	Huomautukset
Yleistoleranssit		Tuote				
ISO 13920-m		Mittakaava	1:7			
Date	Name	Liittyy				Annostelija
23.3.2011	Jussi S.	P-2000				
Leh.		P-2000				
Mv.		P-2000				
A3		Massa	31,048 kg			
		P-2000				P-2 000



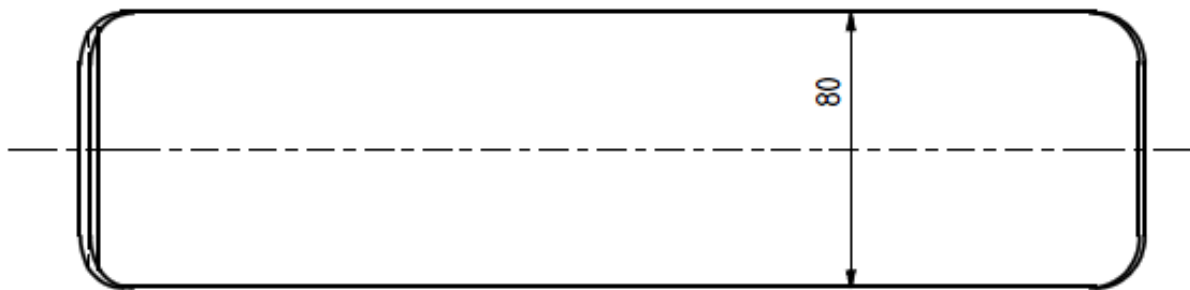
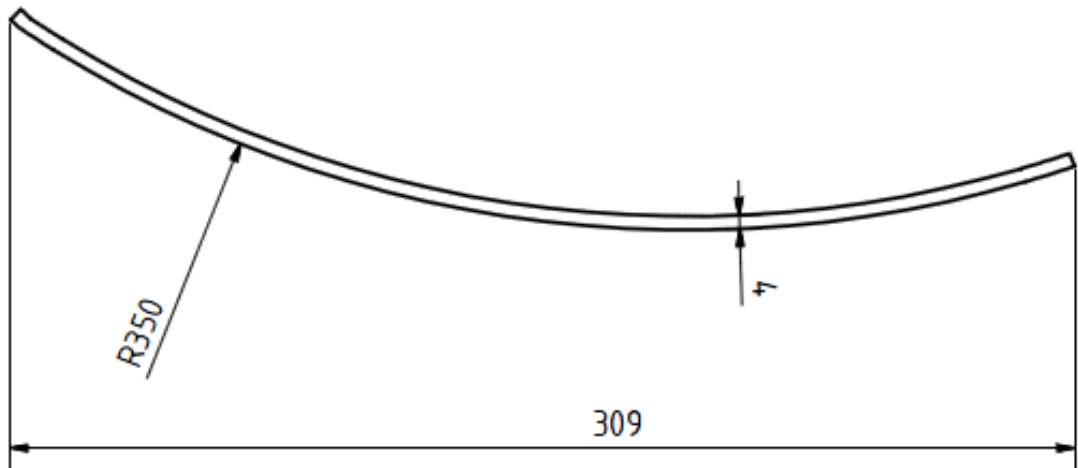
			S235J2-N	610x246x12	Terävät särmät pyöristetään
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Puristinlevy
ISO 9013-m		1:5	Puristin		
	Date	Name	Liittyy	P-300	
Piir.	23.3.2011	Jussi S.			
Tark.			Massa 4,754 kg		
Hyv.					
A4					



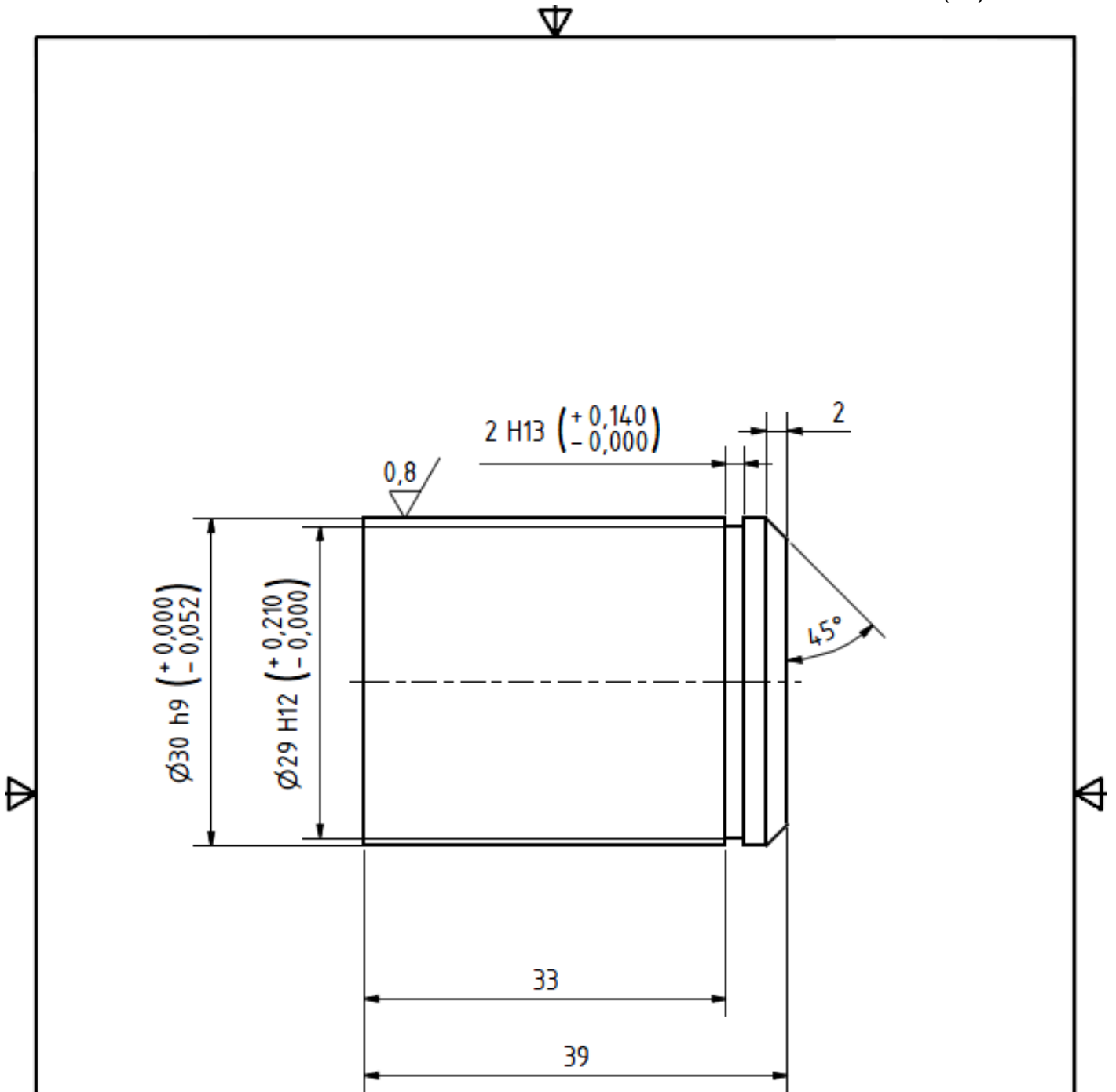
			235J2-N	160x100x15	Terävät särmät pyöristetään
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote	Kiinnityslevy	
ISO 9013-2		1:1	Puristin		
Date	Name		Liittyy	P-301	
Piirt.	23.3.2011				
Tark.		Massa			
Hvk.		1,508 kg			
A4					



			St 52	Ø45Ø34x23	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		
ISO 2768-m		1:1	Puristin	Puristimen napa	
	Date	Name	Liittyy	P-302	
Pirt.	23.3.2011	Jussi S.			
Tark.					
			Massa		
			0,123 kg		
A4					

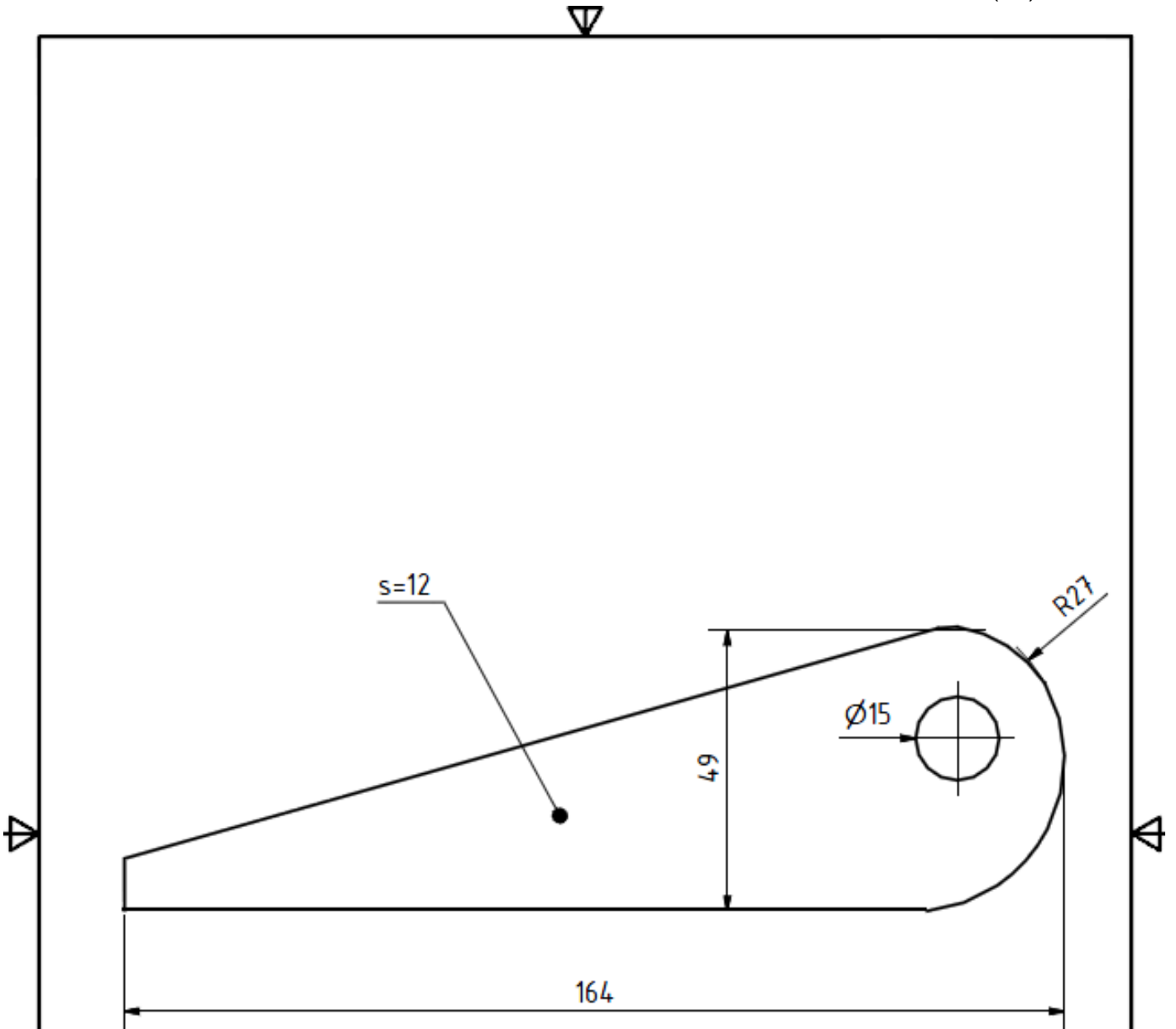


			S235J2-N2	309x80x72x4	Terävät särmät pöyristetään
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Paininlevy
ISO 13920-m		1:2	Puristin		
	Date	Name	Liittyy	P-303	
Piirt.	25.3.2011	Jussi S.			
Tark.			Massa 0,803 kg		
Hv.					
A4					

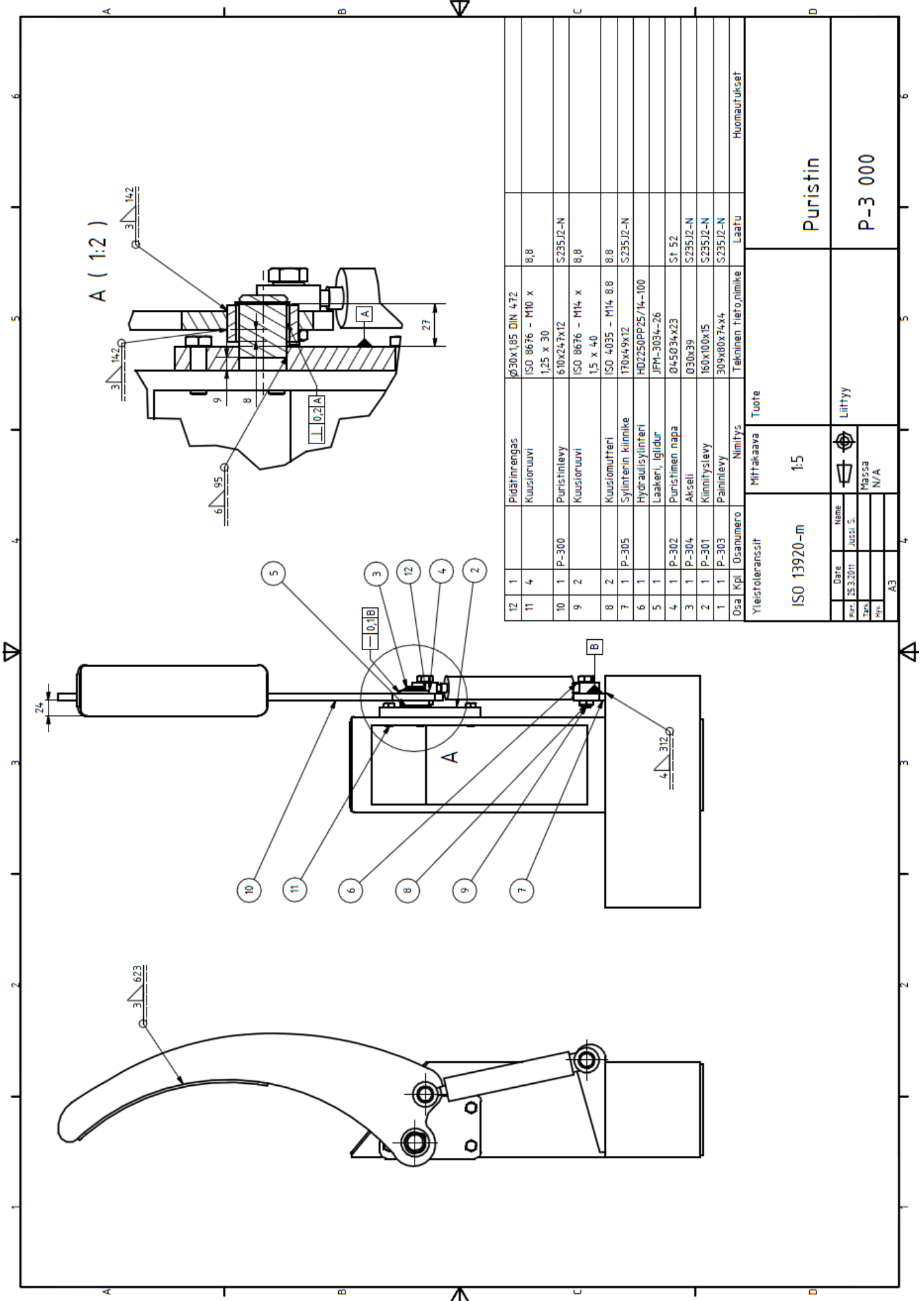


			S235J2-N	$\varnothing 30 \times 39$	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote	Akseli	
ISO 2768-m		2:1	Puristin		
	Date	Name	Liittyy	P-304	
Pirt.	25.3.2011	Jussi S.			
Tark.			Massa		
Hyy.					
A4					





			S235J2-N	164x49x12	Terävät särmät pyöristetään
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit ISO 9013-2		Mittakaava 1:1	Tuote Puristin/Työstöasema	Sylinterin kiinnike	
	Date	Name	Liittyy	P-305	
Pirt.	25.3.2011	Jussi S.			
Tark.					
Hyy.					
A4		Massa N/A			

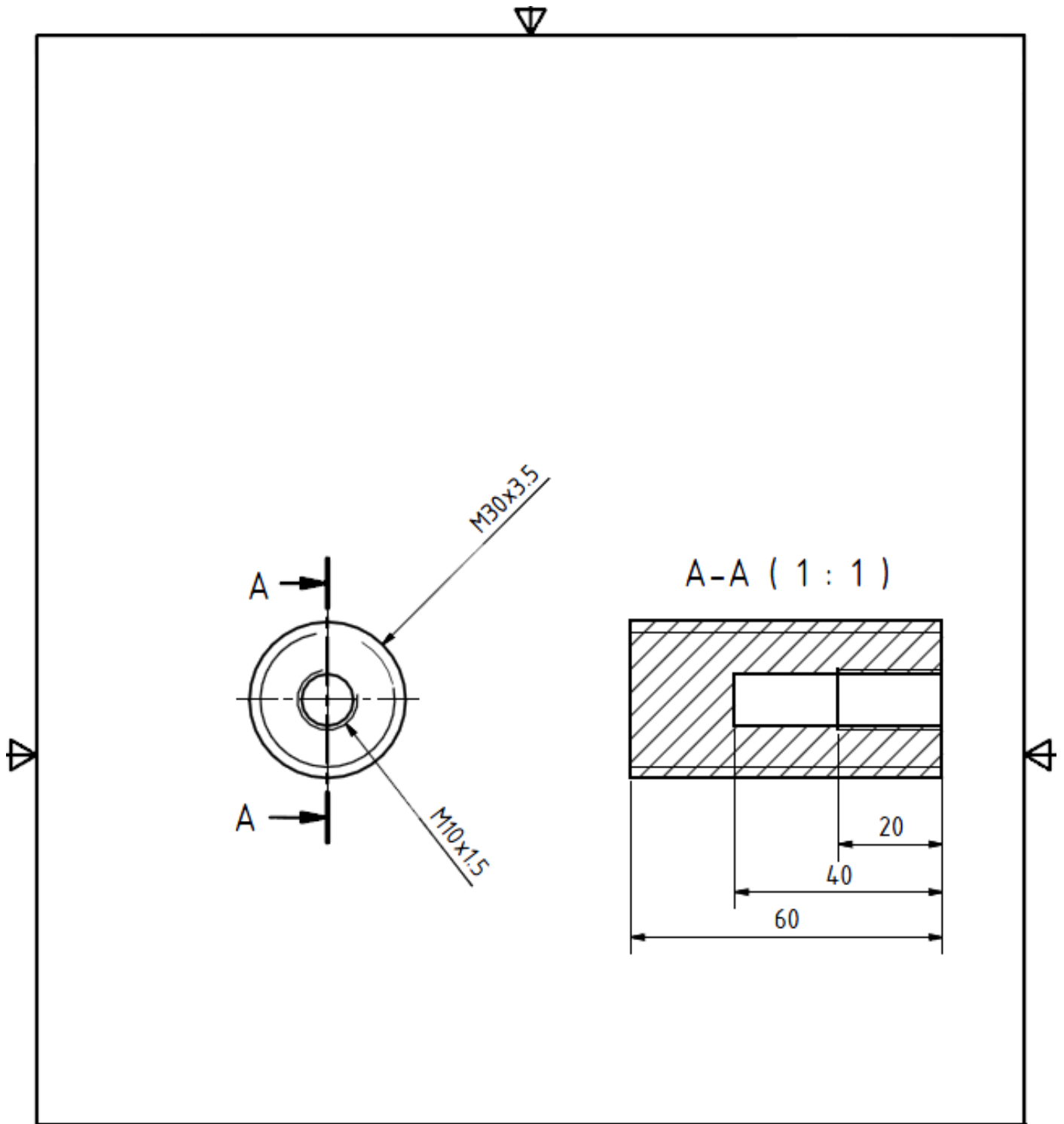


12	1	Pidätinengas	Ø30x1,85 DIN 472		
11	4	Kuusiiruuvi	ISO 8676 - M10 x 1,25 x 30		8,8
10	1	Puristinlevy	610x247x12	S235J2-N	
9	2	Kuusiiruuvi	ISO 8676 - M14 x 1,5 x 40		8,8
8	2	Kuusiomutteri	ISO 4035 - M14 8,8		8,8
7	1	Sylinterin kiinnike	170x49x12	S235J2-N	
6	1	Hydraulisylinteri	H02250PP25/14-100		
5	1	Laakeri, igitur	JFM-3034-26		
4	1	Puristimen napa	Ø45Ø34x23	S1 52	
3	1	Akseli	Ø30x39	S235J2-N	
2	1	Puristinlevy	160x100x15	S235J2-N	
1	1	Paininlevy	309x80x74x4	S235J2-N	
Osa	Kpl	Osa numero	Nimitys	Tekninen tieto/nimike	Laatu
		Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote
		ISO 13920-m		1:5	Puristin

Date	Name	Liittyy
Per: 25.3.2011	JUSSI S.	
Proj:		
Massa	N/A	
A3		

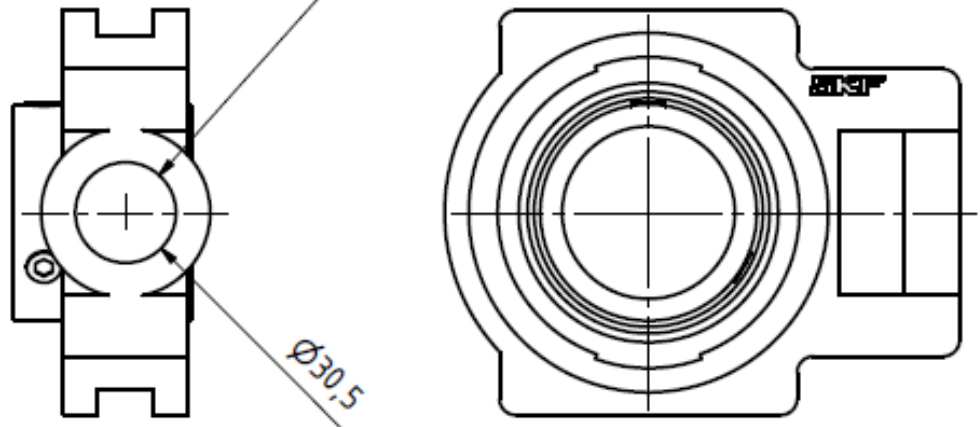
Puristin

P-3 000



			42CrMo4 (8.8)	Ø30x60	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit  ISO 2768-m		Mittakaava  1:1	Tuote  Annostelijan palautin	Adaptteri	
	Date	Name	Liittyy	P-400	
Pirt.	25.3.2011	Jussi S.			
Tark.					
Hyv.			Massa 0,309 kg		
A4					

Reikä suurennetaan alkuperäisestä



Yleistoleranssit

ISO 2768-m

Mittakaava

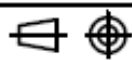
1:2

Tuote

Annostelijan  
palautin

Laakeri

	Date	Name
Piirt.	25.3.2011	Jussi S.
Tark.		
Hvk.		

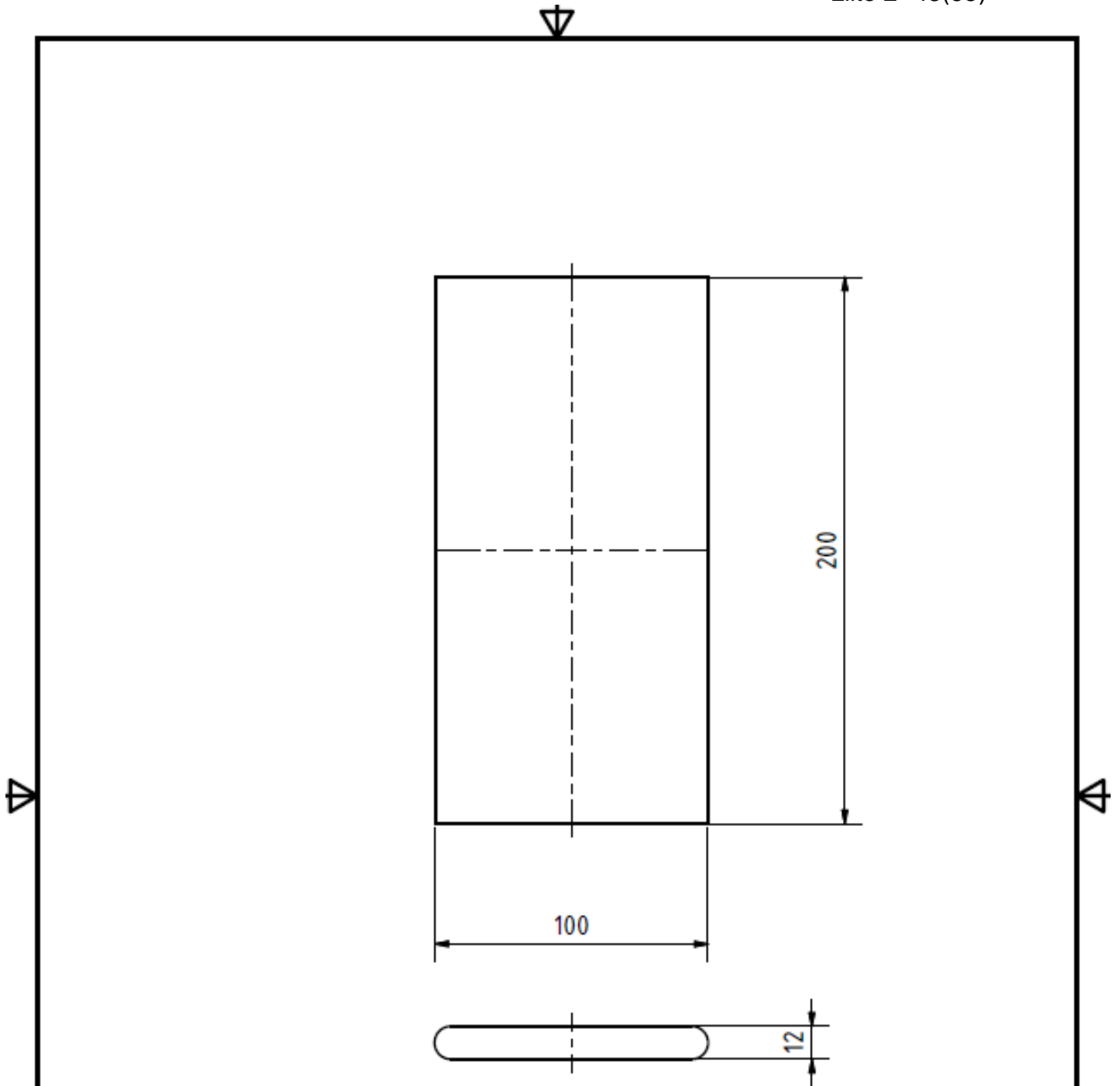


Liittyy

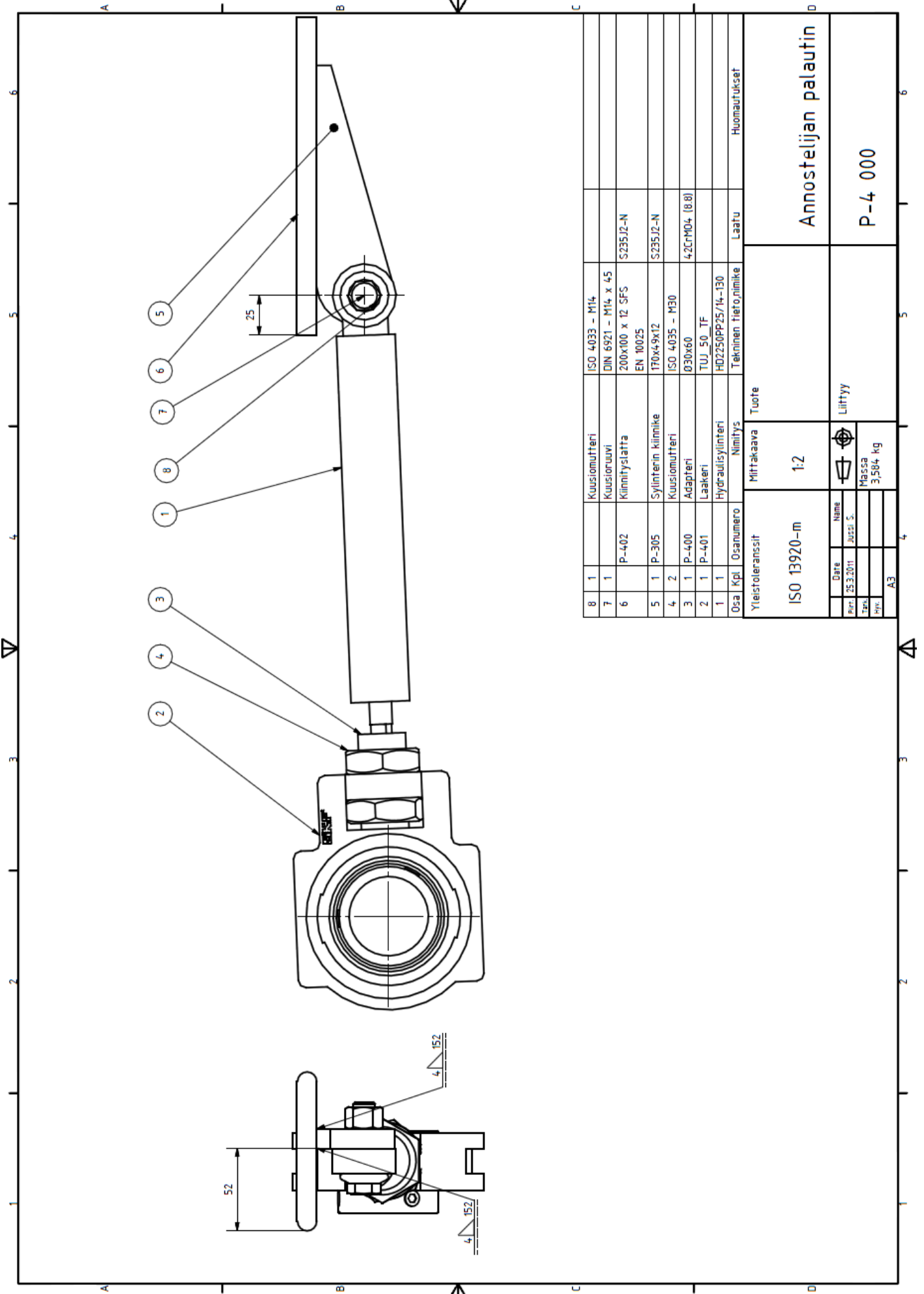
Massa	0,315 kg
-------	----------

P-401

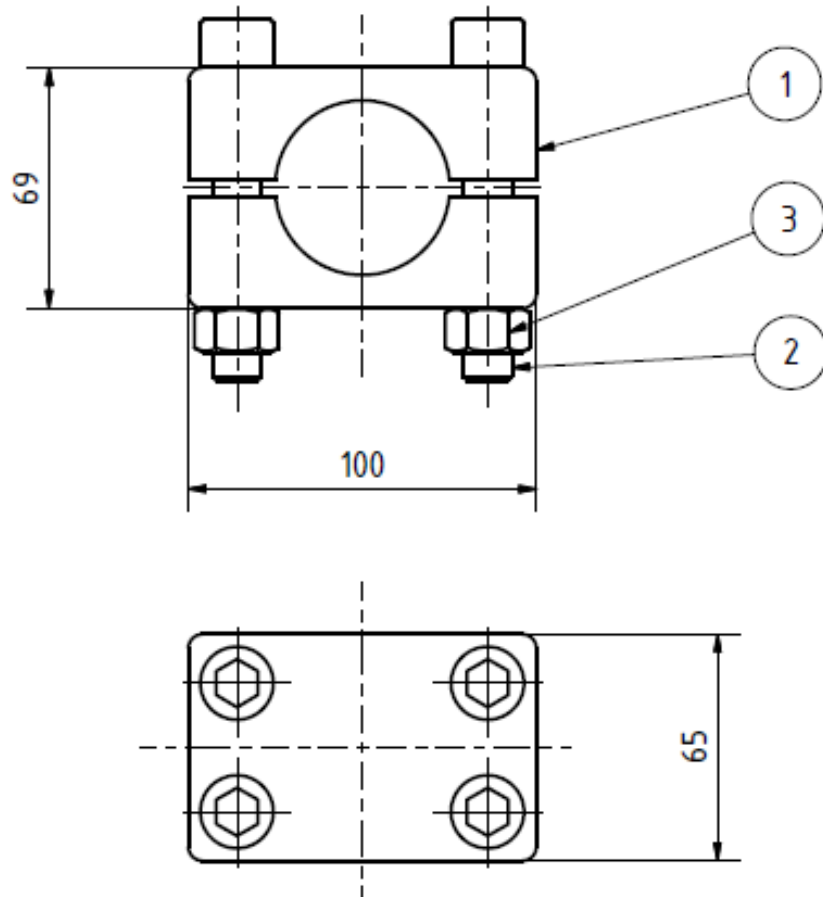
A4



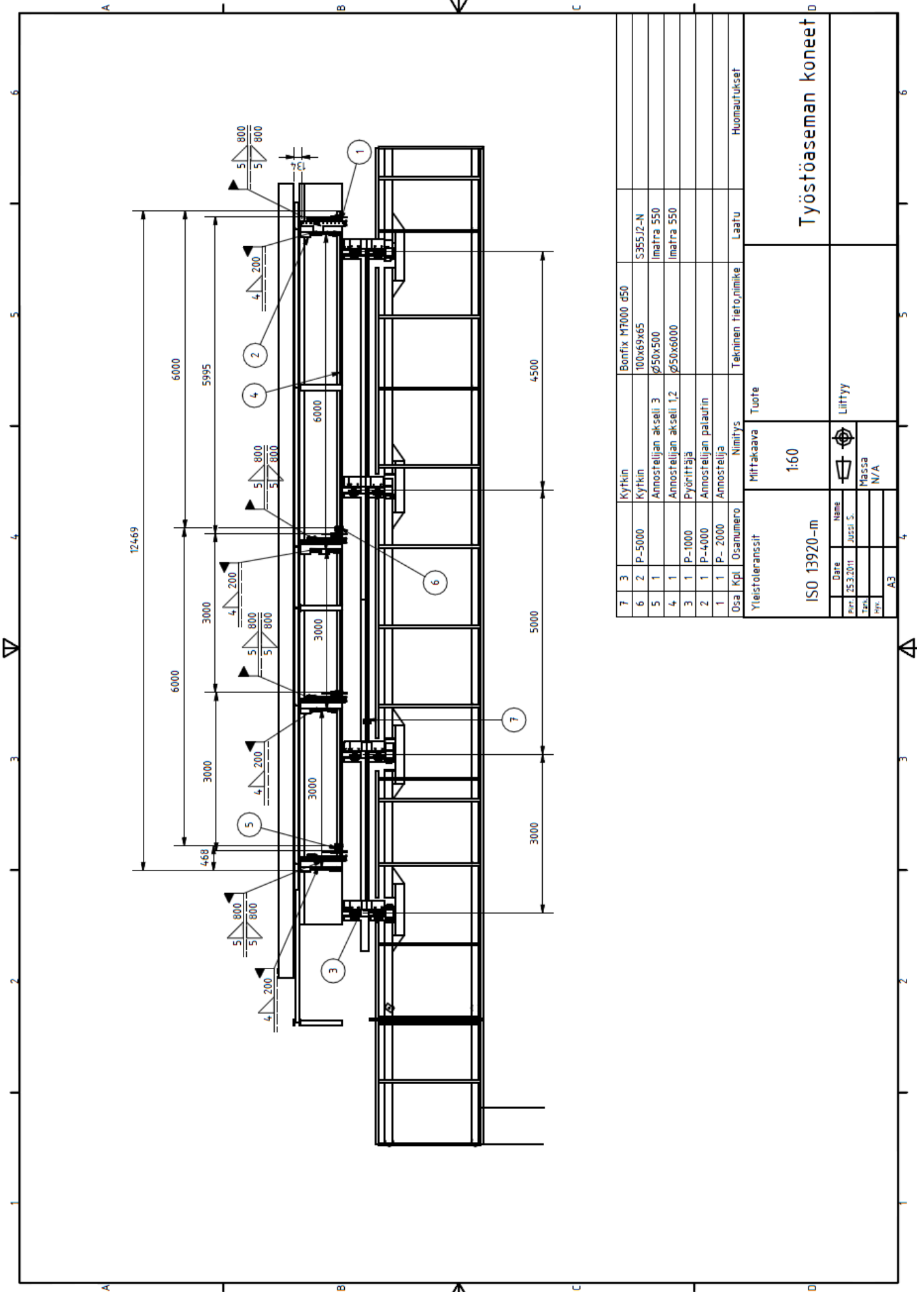
			S235J2-N	200x100 x 12 SFS EN 10025		
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset	
Yleistoleranssit ISO 13920-m		Mittakaava	Tuote Annostelijan palautin		Kiinnityslatta	
	Date	Name	Liittyy	P-402		
Piirt.	25.3.2011	Jussi S.				
Tark.						Massa
Hyv.						1,838 kg
A4						



8	1	Kuusiomutteri	ISO 4033 - M14	
7	1	Kuusioruuvi	DIN 6921 - M14 x 45	
6	P-402	Kiinnityslatta	200x100 x 12 SFS EN 10025	S235J2-N
5	1	Sylinterin kiinnike	170x49x12	S235J2-N
4	2	Kuusiomutteri	ISO 4035 - M30	
3	1	Adaptteri	Ø30x60	42CrMO4 (8.8)
2	1	Laakkeri	TUJ 50_TF	
1	1	Hydraulisylinteri	HD250PP25/14-130	
Osa	Kpl	Osanumero	Nimitys	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote	
ISO 13920-m		1:2	Liittyy	Annostelijan palautin
Date	Name	Massa		P-4 000
25.3.2011	Jussi S.	3,584 kg		
Peri				
Työ				
Prj.				
A3				

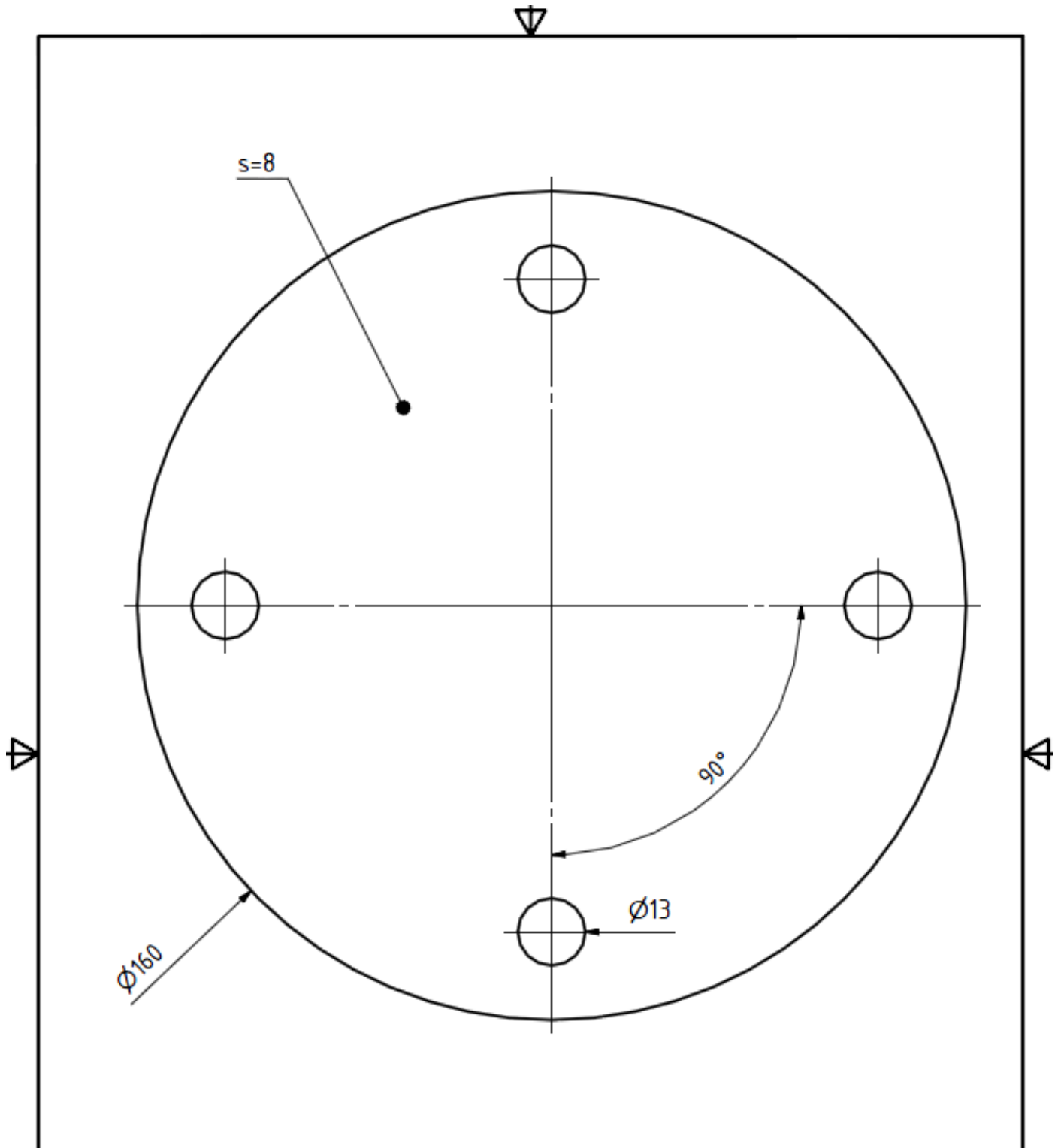


3	4	Kuusiomutteri			M14 8.8	
2	4	Kuusiokoloruuvi			M14x90 8.8	
1	2	Annostelijan napa	P-205	S355J2-N	100x65x32	
Osa	Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Kytkin	
ISO 13920-m		1:2	Annostelijan akseli			
Date	Name		Liittyy		P-5000	
Piirt. 26.3.2011	Jussi S.					
Tark.		Massa				
Hyv.		2,692 kg				
A4						

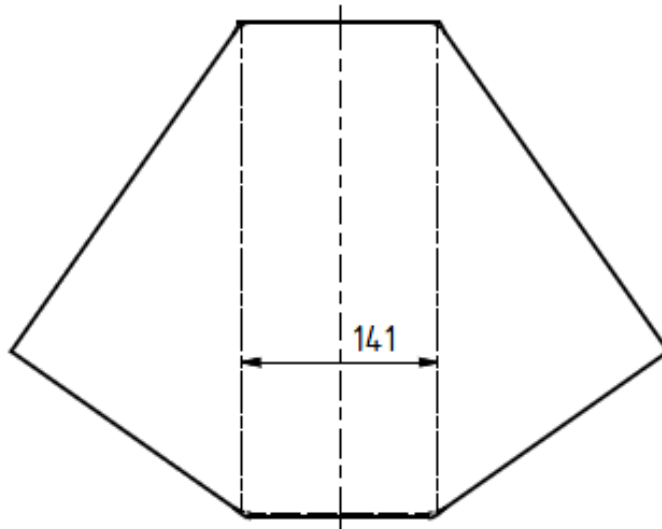
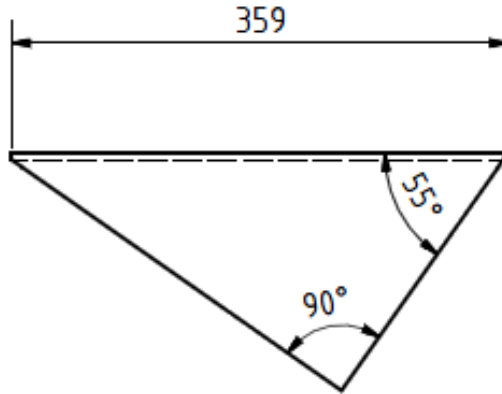
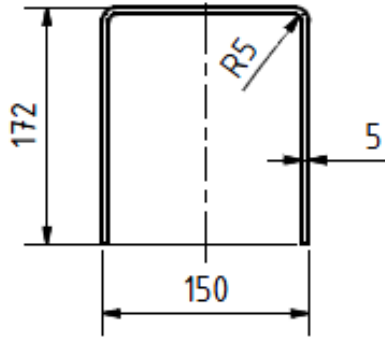


7	3	Kytkin	Bonfix M7000 d50		
6	2	P-5000	100x69x65	S355J2-N	
5	1	Annostelijan akseli 3	Ø50x500	Imatra 550	
4	1	Annostelijan akseli 1,2	Ø50x6000	Imatra 550	
3	1	P-1000			
2	1	P-4000	Annostelijan palautin		
1	1	P- 2000	Annostelija		
Osa / Kpl		Osanumero		Huomautukset	
		Nimitys		Tekninen tieto/nimike	
		Mittakaava		Laatu	
		Tuote			
Yleistoleranssit		1:60		Työstöaseman koneet	
ISO 13920-m		Liittyy			
Date	Name				
25.3.2011	Jussi S.				
Massa					
N/A					
A3					

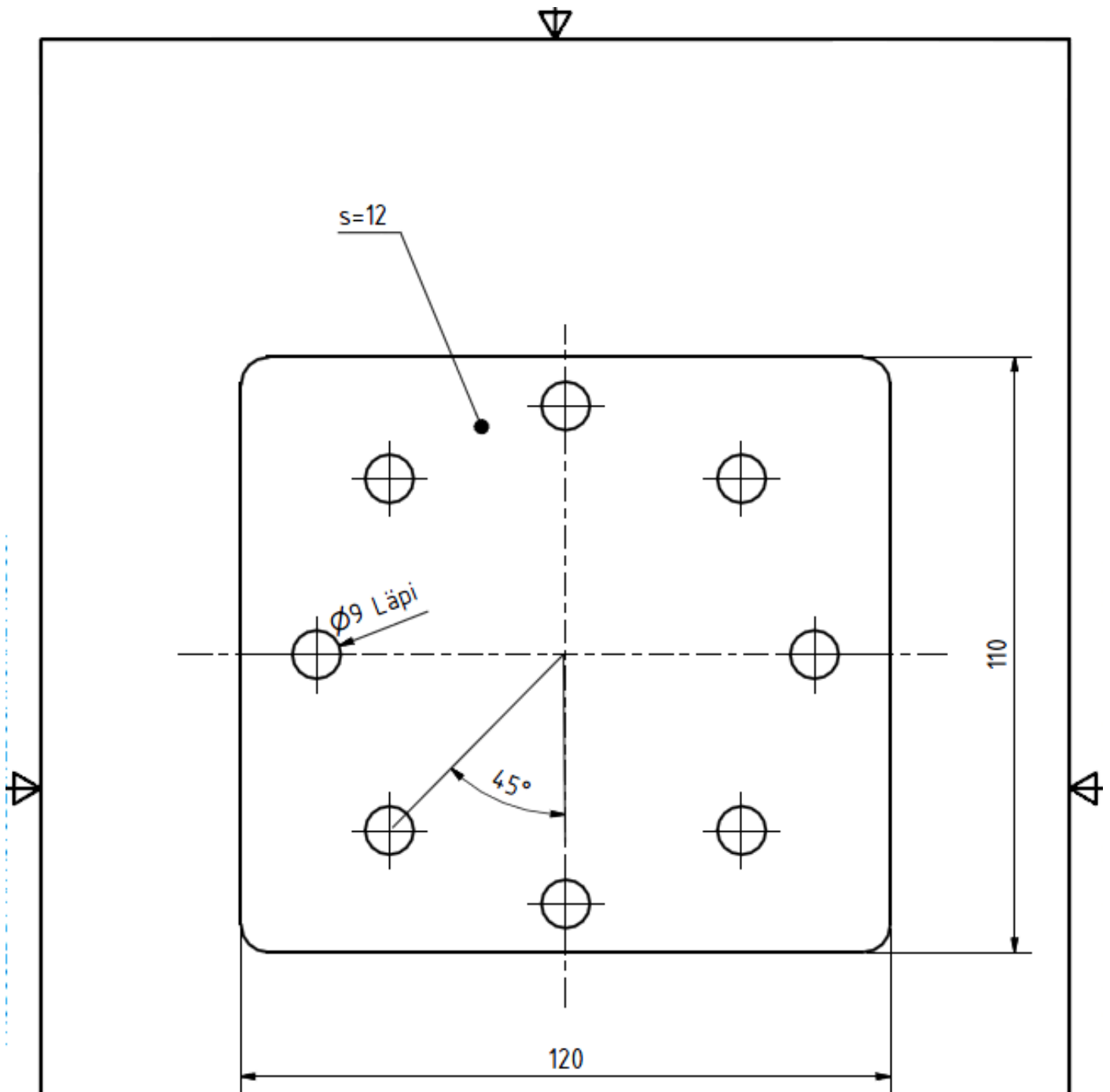




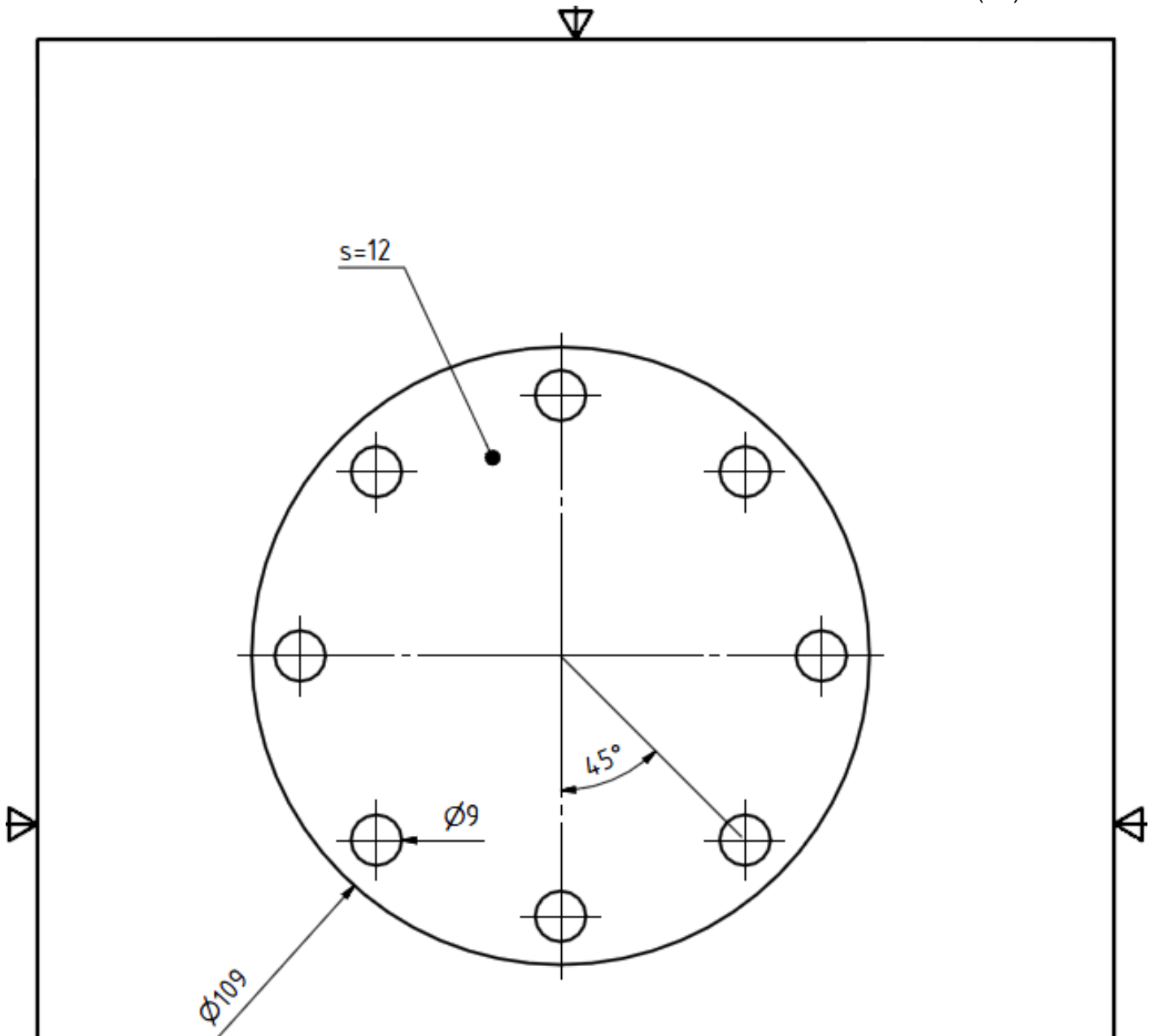
			S235J2-N	Ø160x8	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Pohjalevy
ISO 9013-2		1:1	Työstöasemanrunko		
	Date	Name	Liittyy	P-700	
Piir.	26.3.2011	Jussi S.			
Tark.			Massa 1,229 kg		
Hv.					
A4					



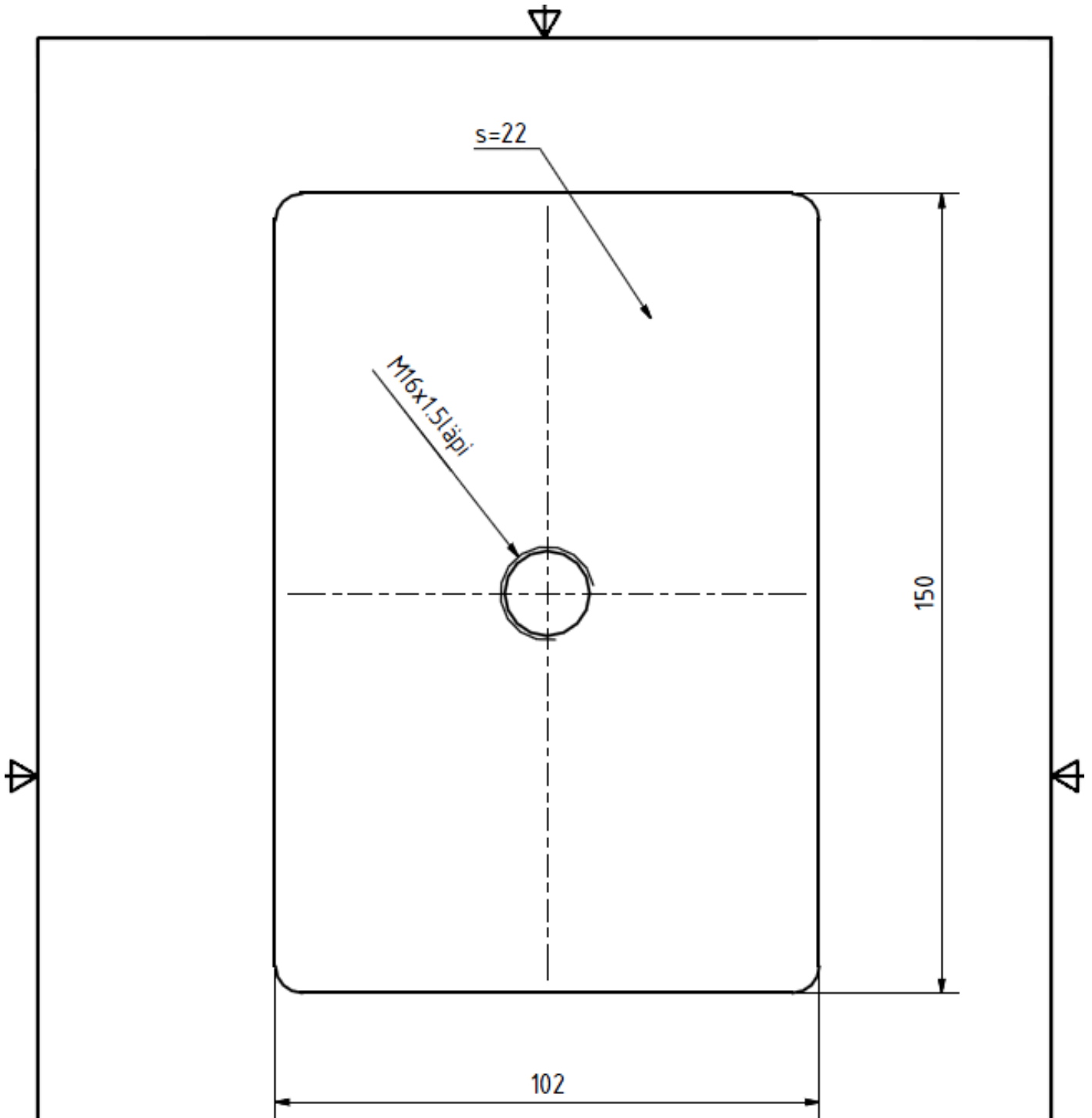
			S355J2-N	359x172x150x 5	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit ISO 13920-m		Mittakaava 1:2	Tuote Työstöasemanrunko		Runkokotelo
Date	Name		Liittyy		P-701
Piir.	Jussi S.				
Tark.					
Hyv.		Massa 4,343 kg			
A4					





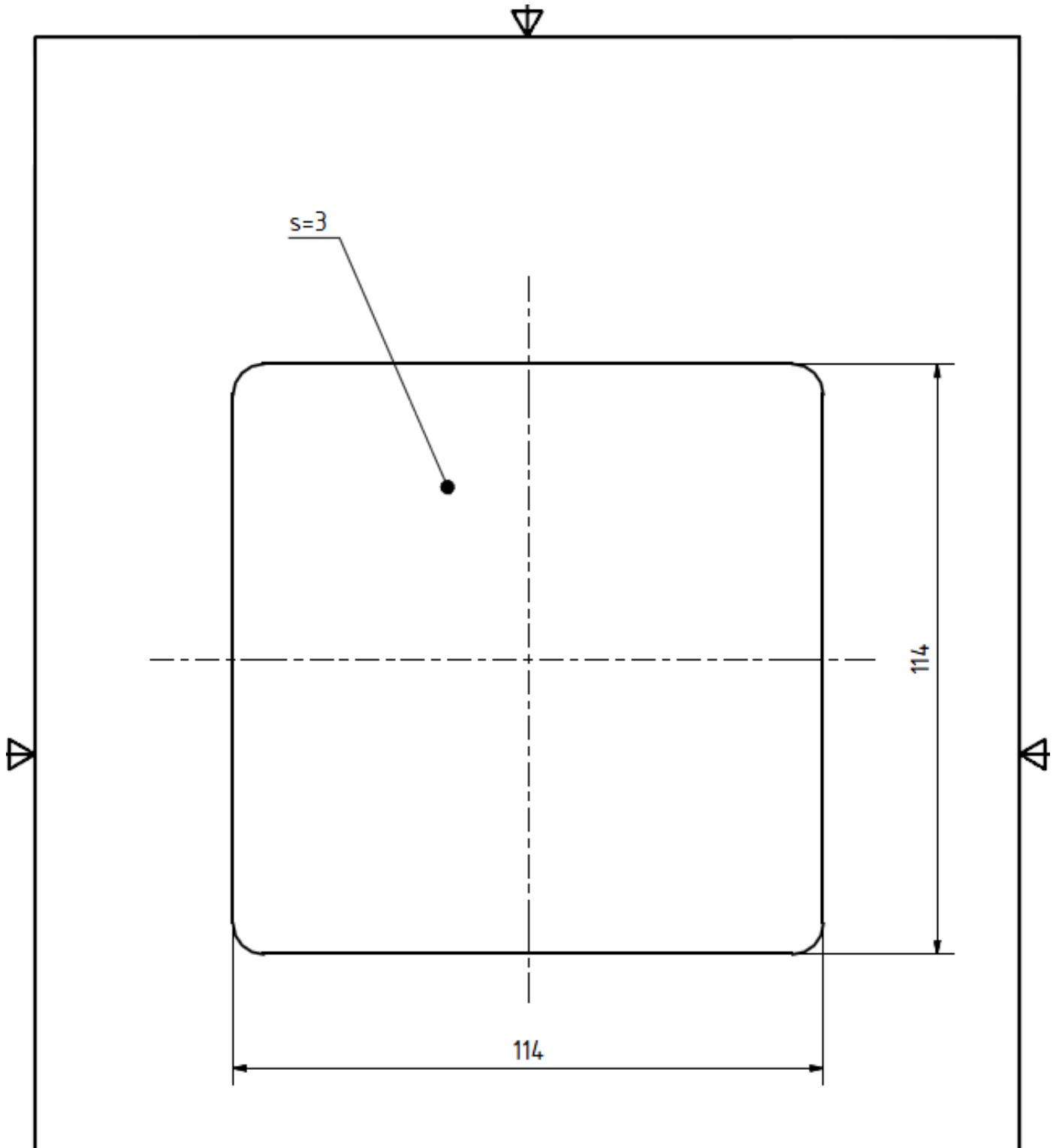
			235J2-N	120x110x12	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		SylinterinkiinnikeHEB
ISO 9013-2		1:1	Työstöasemanrunko		
	Date	Name	Liittyy	P-702	
Piirt.	26.3.2011	Jussi S.			
Tark.			Massa N/A		
Hyv.					
A4					



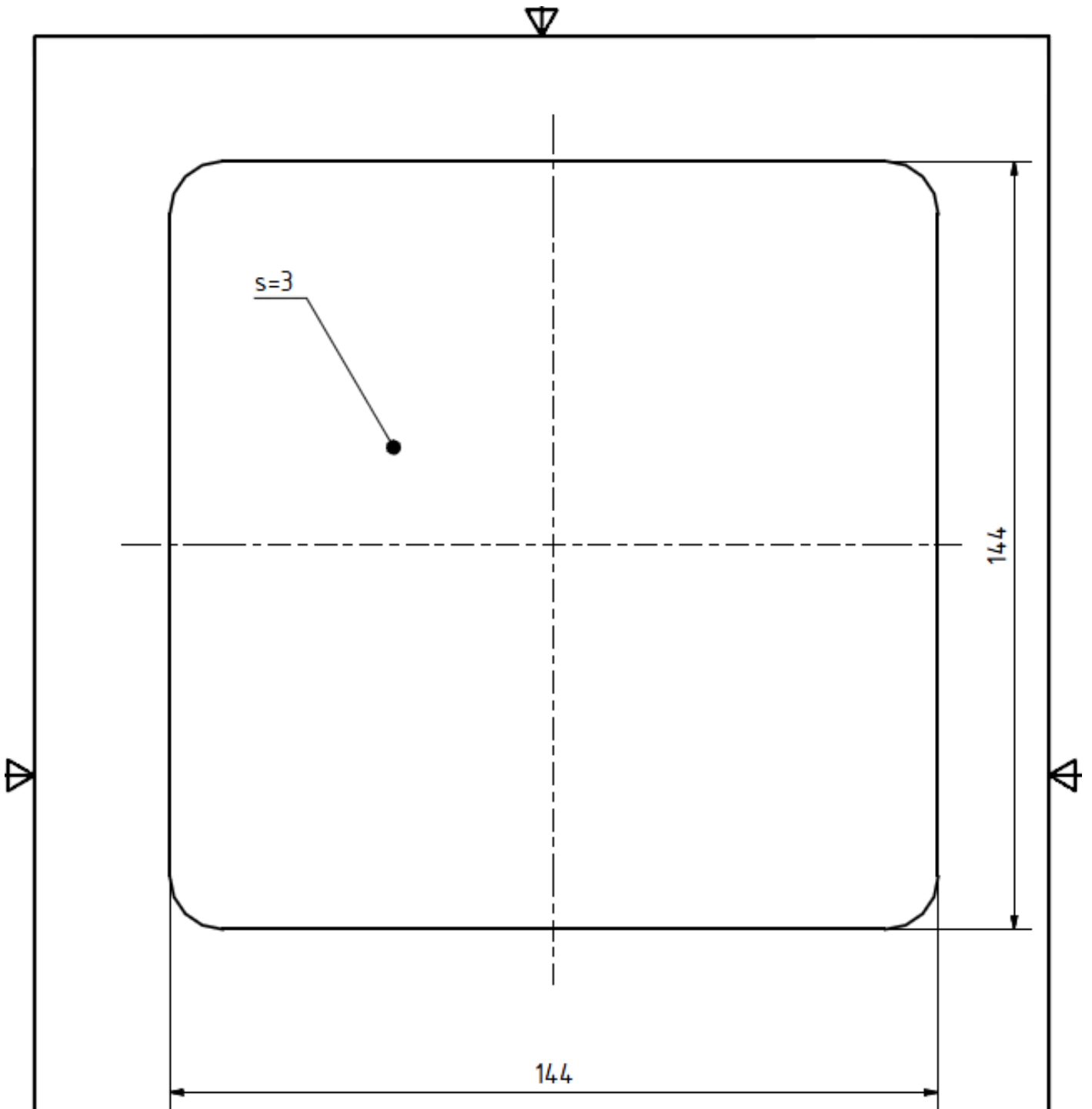
			235J2-N	Ø109x12	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit ISO 9013-2		Mittakaava 1:1	Tuote Työstöasemanrunko		Sylinterin kiinnike, pyöreä
	Date	Name	Liittyy	P-703	
Piirt.	26.3.2011	Jussi S.			
Tark.					
Hyv.					
A4			Massa N/A		



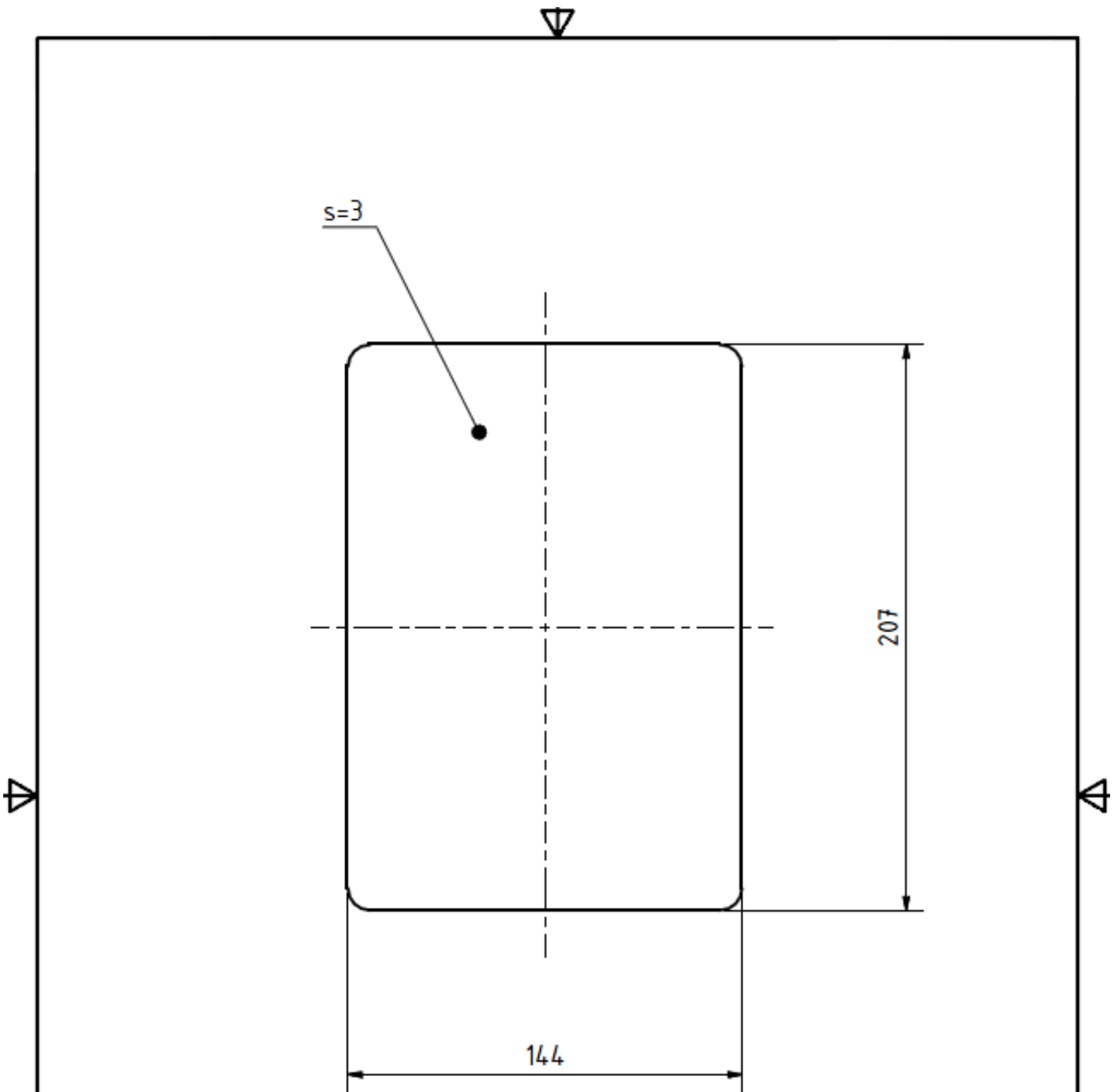
1			S235J2-N	150x120x22	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Yläkiinnityslevy
ISO 9013-2		1:1	Työstöasemanrunko		
	Date	Name	  Liittyy	P-704	
Piir.	26.3.2011	Jussi S.			
Tark.					
			Massa		
			2,607 kg		
A4					



			S235J2-N	114x114x3	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Päätylappu SHS120
ISO 9013-2		1:2	Työstöasemanrunko		
	Date	Name	Liittyy	P-705	
Pirt.	26.3.2011	Jussi S.			
Tark.					
Hyv.			Massa		
			0,306 kg		
A4					



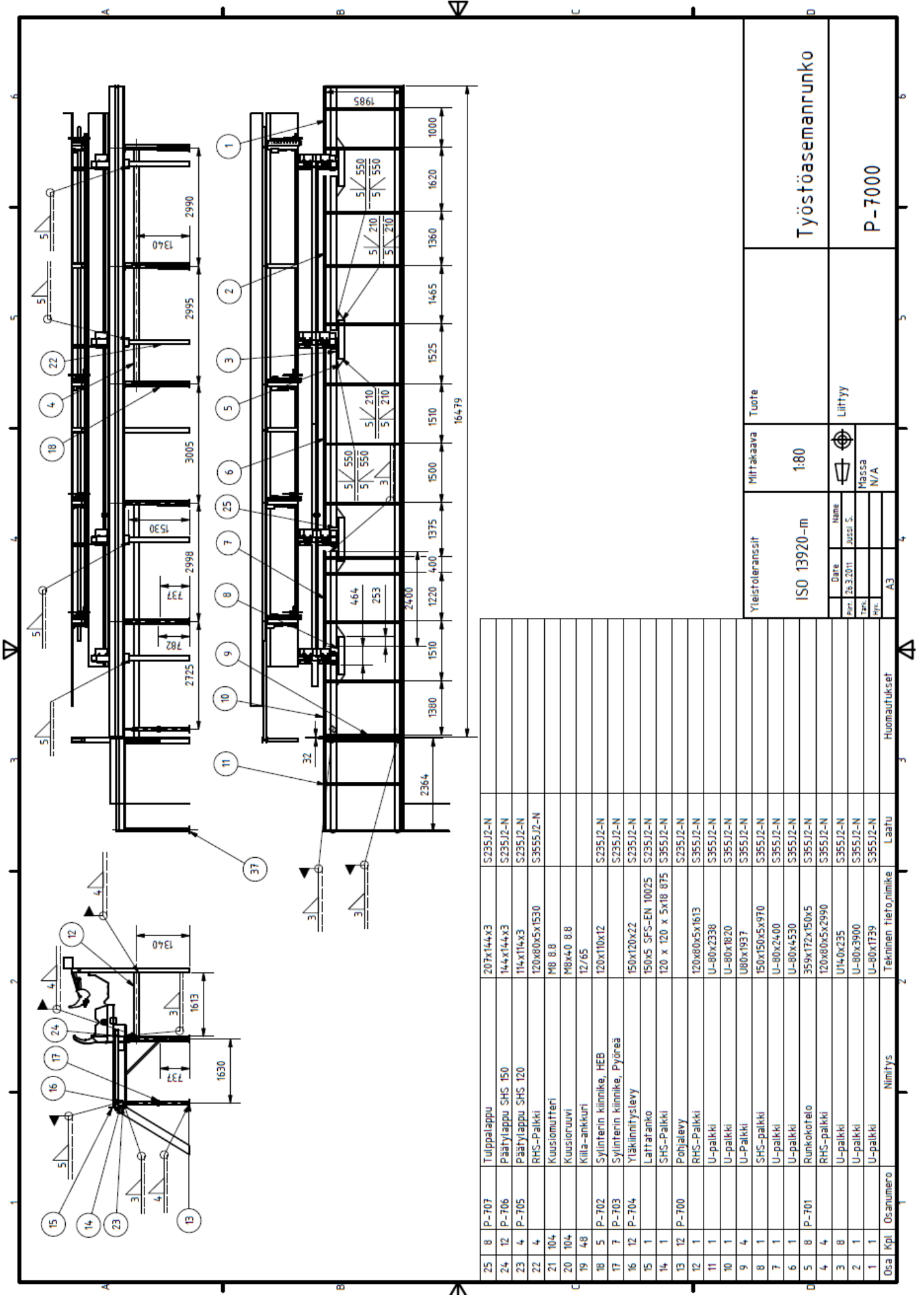
			S235J2-N	144x144x3	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		Päätylappu SHS150
ISO 9013-2		1:1	Työstöasemanrunko		
	Date	Name	Liittyy	P-706	
Pirt.	26.3.2011	Jussi S.			
Tark.			Massa		
Hyy.					
A4					



			S235J2-N	207x144x3	
Kpl	Nimitys	Osanumero	Laatu	Tekninen tieto	Huomautukset
Yleistoleranssit		Mittakaava	Tuote		
ISO 9013-2		1:2	Työstöasemanrunko		Tulppalappu
	Date	Name	Liittyy	P-707	
Piirt.	26.3.2011	Jussi S.			
Tark.					
Hyv.					
A4		Massa			
		0,702 kg			







Osa	Kpl	Osanumero	Nimitys	Tekninen tietonimi	Laatu	Huomautukset
25	8	P-707	Tulppalappu	207x144x3	S235J2-N	
24	12	P-706	Päätylappu SHS 150	144x144x3	S235J2-N	
23	4	P-705	Päätylappu SHS 120	114x114x3	S235J2-N	
22	4		RHS-Palkki	120x80x5x1530	S355J2-N	
21	104		Kuusiomutteri	M8 8.8		
20	104		Kuusioruuvi	M8x40 8.8		
19	48		Killa-ankkuri	12/65		
18	5	P-702	Sylinterin kiinnike, HEB	120x110x12	S235J2-N	
17	7	P-703	Sylinterin kiinnike, Pyöreä		S235J2-N	
16	12	P-704	Yläkiinnityslevy	150x120x22	S235J2-N	
15	1		Lattiainkko	150x5 SFS-EN 10025	S235J2-N	
14	1		SHS-Palkki	120 x 120 x 5x18 875	S355J2-N	
13	12	P-700	Pohjalevy		S235J2-N	
12	1		RHS-Palkki	120x80x5x1613	S355J2-N	
11	1		U-palkki	U-80x2338	S355J2-N	
10	1		U-palkki	U-80x1820	S355J2-N	
9	4		U-palkki	U80x1937	S355J2-N	
8	1		SHS-palkki	150x150x5x970	S355J2-N	
7	1		U-palkki	U-80x2400	S355J2-N	
6	1		U-palkki	U-80x4530	S355J2-N	
5	8	P-701	Runkokotelo	359x172x150x5	S355J2-N	
4	4		RHS-palkki	120x80x5x2990	S355J2-N	
3	8		U-palkki	U16-0x235	S355J2-N	
2	1		U-palkki	U-80x3900	S355J2-N	
1	1		U-palkki	U-80x1739	S355J2-N	
Osa	Kpl	Osanumero	Nimitys	Tekninen tietonimi	Laatu	Huomautukset

Yleistoleranssit		Mititakaava		Tuote	
ISO 13920-m		1:80		Työstöasemanrunko	
Date	Name				
26.3.2011	Jussi S.				
Tek.	Liittyy				
Piir.	Massa N/A				
A3		P-7000			