

HYDRAULIJÄRJESTELMÄN VÄRÄHTELYJEN TUTKIMI- NEN

TEKIJÄ: Anssi Sarhaluoma

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala			
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma			
Työn tekijä(t) Anssi Sarhaluoma			
Työn nimi Hydraulijärjestelmän värähtelyjen tutkiminen			
Päiväys	30.4.2013	Sivumäärä/Liitteet	45/26
Ohjaaja(t) päätoiminen tuntiohjaaja Tatu Westerholm ja yliopettaja Risto Rönkä			
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t) Paineteho Oy			
Tiivistelmä <p>Työn tarkoituksena oli etsiä tietoa hydraulisista värähtelyistä ja mekaanisista ensimmäisen vapausasteen värähtelyistä. Työn tarkoituksena oli myös suunnitella ja valmistaa laitteisto, jonka avulla hydraulisia sekä mekaanisia värähtelyjä ja niiden keskinäisiä suhteita voitaisiin tutkia. Laitteistosta saatavaa dataa ja teoriaa oli tarkoitus verrata toisiinsa.</p> <p>Työ aloitettiin hydraulisiin ja mekaniisiin värähtelyihin liittyvän tiedon keräämisellä ja siihen perehtymisellä. Hankitun tiedon avulla suunniteltiin ja rakennettiin mittaustulokkeisto Savonia-ammattikorkeakoulun tiloihin. Valmistuksessa käytettiin Savonia-ammattikorkeakoululla olevia laitteita ja tarvikkeita. Laitteisto koostuu mittauspöydästä, palkista, hydraulisyylinteristä ja siihen kiinnitetystä massasta. Hydraulisyylinteri kiinnitettiin palkkiin. Sylinteriä käyttämällä sekä palkkiin että hydraulikkaan syntyy värähtelyitä. Laitteistossa tapahtuvia värähtelyjä mitattiin venymäliuskaanturien, paineanturien ja kiihtyvyyssanturien avulla. Teorian avulla tehtiin laskentataulukot sekä hydraulisille että mekaanisille värähtelyille. Taulukko laskee teorian mukaiset tapahtumat kun taulukkoon syötetään kuorma ja mitattavan palkin tiedot. Laitteistosta saatuja mittaustuloksia verrattiin teorian avulla laskettuihin tuloksiin.</p> <p>Työn tuloksena suunniteltiin ja valmistettiin testauslaite, jolla päästiin mittaamaan värähtelyjä käytännössä. Työssä testattiin teorian suhdetta käytäntöön. Tuloksena saatiin myös laskentataulukkoita ja yhtälö, jonka avulla mitattavan kappaleen vaimennuskerroin voidaan määrittää.</p>			
Avainsanat Värähtelymittaus, hydrauliset värähtelyt, mekaaniset värähtelyt			

Field of Study Technology, Communication and Transport			
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering			
Author(s) Anssi Sarhaluoma			
Title of Thesis Studying Vibrations of the Hydraulic System			
Date	April 30, 2013	Pages/Appendices	45/26
Supervisor(s) Mr Tatu Westerholm, Full-time Teacher and Mr Risto Rönkä, Principal Lecturer			
Client Organisation /Partners Paineteho Oy			
<p>Abstract</p> <p>The aim of this thesis was to gather information about hydraulic vibrations and mechanical single degree-of-freedom vibrations. The aim was also to plan and build an equipment that could be used to study these vibrations and relations between them. The theory and practice was to be compared by using the results given by the equipment.</p> <p>The study was started by gathering information about both hydraulic and mechanical vibrations. Then the calculation tables were made by using the gathered information. The measuring equipment was built by using the materials and gadgets of the Savonia University of Applied Sciences. The equipment consists of four main parts a measuring table, a beam, a hydraulic cylinder and a mass fixed to it. The mass is attached to the hydraulic cylinder and the cylinder is attached to the beam. When using the cylinder, the beam and the hydraulics of the equipment start to vibrate. These vibrations were measured by using strain-gages, pressure sensors and acceleration sensors. The recieved data was analyzed and compared to the theory.</p> <p>As a result the study produced the equipment which can be used for measuring vibrations. The damping-factor of the material can be calculated by using the equipment. The calculation tables for both hydraulic and mechanical vibrations were also made.</p>			
Keywords Vibration measuring, hydraulic vibrations, mechanical vibrations			

ALKUSANAT

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella ja rakentaa värähtelyjen mittauslaitteisto sekä suorittaa värähtelymittauksia. Työ on tehty PaineteHo Oy:lle.

Haluan kiittää työni ohjaajia Savonia-ammattikorkeakoulun päätoiminen tuntiohjaaja Tatu Westerholmia ja yliopettaja Risto Rönkää työn ohjauksesta ja opetuksesta. Kiitokset PaineteHo Oy:lle, erityisesti suunnittelija Arto Ollakalle. Kiitokset myös laboratorion henkilökunnalle ja kaikille, jotka auttoivat työssä.

Kuopiossa 30.4.2013

Anssi Sarhaluoma

SISÄLTÖ

KÄYTETYT TERMIT JA LYHENTEET	7
1 JOHDANTO.....	8
2 MEKAANISET VÄRÄHELYT	9
2.1 Yleistä koneiden ja laitteiden värähtelyistä.....	9
2.1.1 Jousi	9
2.1.2 Massa.....	9
2.1.3 Vaimennin	10
2.1.4 Herätteet.....	10
2.2 Vaimentamattomat ominaisvärähtelyt.....	10
2.3 Vaimennetut ominaisvärähtelyt	12
2.3.1 Ylikriittinen vaimennus.....	13
2.3.2 Kriittinen vaimennus.....	13
2.3.3 Alikriittinen vaimennus	14
2.3.4 Alikriittisesti vaimennetun värähtelijän liikeyhtälö	14
2.4 Dynaamisesti kuormitettu systeemi	15
2.4.1 Vaimenematon pakkovärähtely	15
2.4.2 Vaimenevat pakkovärähtelyt	16
2.5 Impulssiheräte.....	18
3 HYDRAULISET VÄRÄHELYT	19
3.1 Nesteen jousto	19
3.2 Hydraulijärjestelmän jousto	19
3.3 Paineiskut.....	20
3.4 Paineiskut toimilaitteessa.....	21
4 VÄRÄHELYJEN MITTAAMINEN	23
4.1 Venymäliuska-anturi.....	23
4.2 Kiihtyvyyssanturi	23
4.3 Hydraulinen paineanturi	24
5 JÄRJESTELY	26
5.1 Rungon suunnittelu.....	26
5.2 Rungon ja osien valmistus	29
5.3 Hydraulikka.....	30

5.4	Ohjaus	31
5.5	Mitattava palkki	32
5.6	Laitteiston toiminta	35
6	MITTAUKSET JA TULOSTEN KÄSITTELY	37
6.1	Vertailumittaus	37
6.2	Mittaus.....	39
7	TULOSTEN ARVIOINTI	41
7.1	Mekaaniset värähtelyt	41
7.2	Hydrauliset värähtelyt	42
7.3	Kehitettävää	43
8	YHTEENVETO	44
	LÄHTEET	45

LIITTEET

LIITE 1. Valmistuspiirustukset

KÄYTETYT TERMIT JA LYHENTEET

A	pinta-ala
\hat{A}	amplitudi
B	puristuskerroin
C	vaimennuskerroin
C_k	kriittinen vaimennuskerroin
d	halkaisija
E	kimmokerroin
F	voima
\hat{F}	voiman amplitudi
f	taajuus
I	impulssi
I	taivutusneliömomentti
k	jousivakio
l	pituus
p	paine
s	seinämän vahvuus
t	aika
T	ominaisvärähdysaika
T_d	vaimenevan värähtelyn värähdysaika
u	siirtymä
V	tilavuus
v	nopeus
ζ	suhteellinen vaimenneskerroin
θ	vaimennetun värähtelijän vaihekulma
ρ	tiheys
φ	vaihekulma
φ_f	herätteen vaihekulma
ω	ominaiskulmataajuus
ω_d	vaimennetun systeemin ominaiskulmataajuus
Ω	herätteen kulmataajuus

1 JOHDANTO

Hydraulijärjestelmän värähtelyjen tutkiminen on saatu opinnäytetyöaiheeksi Paineteho Oy:ltä. Paineteho Oy on Kuopiossa toimiva perheyriety, joka on perustettu vuonna 1979. Yritys on erikoistunut hydraulikkaan ja pneumatiikkaan liittyviin palveluihin, kuten suunnittelu, valmistus, huolto ja varaosamynti.

Paineteho Oy:n hydraulisissa laitteissa on ilmennyt odottamattomia hydraulisia ja mekaanisia värähtelyjä, jotka häiritsevät laiteiden toimintaa ja pahimmillaan rikkovat niitä. Työn tavoitteena on etsiä tietoa värähtelyistä sekä suunnitella ja rakentaa Savonia-ammattikorkeakoulun tiloihin laitteisto, jonka avulla yksinkertaisia värähtelyjä päästäisiin tutkimaan.

Laitteistolla on tarkoitus tutkia yksittäisen palkin värähtelyominaisuuksia, kun heräte on hydraulinen. Mittausten avulla pyritään selvittämään, miten hyvin teorian mukaiset värähtelyt ja laskentakaavat vastaavat käytäntöä. Työssä keskitytään palkin siirtymien mittaamiseen ja hydraulikan painetasojen muutoksien mittaamiseen.

2 MEKAANISET VÄRÄHTELYT

2.1 Yleistä koneiden ja laitteiden värähtelyistä

Koneiden toistuvat liikkeet aiheuttavat koneessa tai sen osissa värähtelyjä, jotka yleensä lisäävät koneen tai sen osien rasituksia sekä pienentävät koneen hyötysuhdetta. Mekaaninen värähtely on mekaanisen systeemin, partikkelin, jäykän kappaleen tai partikkelisysteemin liikettä, joka toistuu määrääjän kuluttua joko melkein tai täysin samanlaisena. (Salmi & Virtanen 2006, 373.)

Värähtelyjen haitallisuus ilmenee lisääntyneinä jännityksinä, kestojen lyhentymisenä, käynnin epävarmuutena, laadun heikkenemisenä, interferenssinä koneen lähellä olevien muiden koneiden kanssa, enregiahäviönä ja meluna. (Pennala 1999, 11.)

Värähtelyilmiöön vaikuttaa systeemin komponentit ja niiden ominaisuudet. Jos järjestelmän komponentit ja niiden ominaisuudet ovat tiedossa, järjestelmästä voi tehdä matemaattisen mallin. Värähtelyjen luonteeseen vaikuttaa olennaisesti systeemin vaimennus ja heräte. (Pennala 1999, 12.)

Mekaanisen systeemin värähtelyt jaetaan usein kahteen ryhmään: ominaisvärähtelyt ja pakkovärähtelyt. Kun systeemiä poikkeutetaan tasapainoasemastaan ja päästetään liikkumaan vapaasti, sen palautusvoimat pyrkivät palauttamaan systeemin takaisin tasapainoasemaan. Yleensä systeemi saavuttaa tasapainoasemansa jollain nopeudella, joka vie systeemin jälleen pois tasapainoasemasta. Tätä toistuvaa liikettä kutsutaan ominaisvärähtelyksi. Jos systeemiin vaikuttaa palautusvoimien lisäksi myös muuttuvia pakkovoimia, syntyvää liikettä kutsutaan pakkovärähtelyksi. Värähtelyt voivat olla vaimenemattomia ja vaimenevia. (Salmi & Virtanen 2006, 373.)

2.1.1 Jousi

Jousi on kimmainen komponentti, jossa voima aiheuttaa tietyn siirtymän. Jousi oletetaan lineaarisesti kimmoiseksi, jolloin jousivakion k , siirtymän u ja voiman F välillä on yhteys

$$F = ku$$

(Pennala 1999, 14.)

2.1.2 Massa

Massa oletetaan pistemäiseksi tai jäykäksi. Massaan varastoittuva energia muuttuu massan värähdellessä potentiaalienergiaksi ja kineettiseksi energiaksi. Massaan vaikuttava hitausvoima saadaan laskettua yhtälöllä

$$F = m\ddot{u}$$

jossa m on massa ja on \ddot{u} kiihtyvyys. (Pennala 1999, 13.)

2.1.3 Vaimennin

Vaimennin on komponentti, jonka kautta systeemistä poistuu eli dissipoituu energiaa. Poistuvan energian takia värähtelyt heikkenevät eli vaimentuvat, ellei systeemiin tuoda ulkopuolelta lisäenergiaa. Yleensä vaimennusvoiman oletetaan olevan suoraan verrannollinen nopeuteen, jolloin siirtymä vapausasteen ollessa kyseessä

$$F_D = c(\dot{u}_2 - \dot{u}_1) = c\dot{u}$$

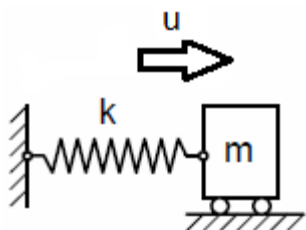
jossa \dot{u} on vaimentimen päiden välinen nopeusero ja c on vaimennuskerroin. (Pennala 1999, 18.)

2.1.4 Herätteet

Heräte on systeemiin vaikuttava voima tai sen johonkin osaan kohdistuva pakko siirtymä. Herätteet voidaan jakaa neljään luokkaan, jotka ovat jaksolliset herätteet, satunnaisherätteet, impulssiherätteet ja itseherätteiset fysikaaliset ilmiöt. (Pennala 1999, 18.)

2.2 Vaimentamattomat ominaisvärähtelyt

Kuviossa 1 on esitetty yhden vapausasteen lineaarinen vaimentamaton mekaaninen värähtelijä. Kuviossa 1 oleva vaunu (partikkeli), jonka massa on m , on kiinnitetty alustaan jousella, jonka jäykkyyserroin on k . Jousen massa oletetaan huomattavasti massaa m pienemmäksi, joten se voidaan jättää huomioimatta laskuissa. (Salmi & Virtanen 2006, 374.)



KUVIO 1. Vaimentamaton värähtelijä

Vaunun siirtymää u mitataan systeemin staattisesta tasapainoasemasta kuvion 1 osoittamalla tavalla. Jousivoiman yhtälöstä saadaan

$$-ku = m\ddot{u},$$

josta seuraa

$$m\ddot{u} + ku = 0 \quad (1)$$

Jos merkitään, että

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad (2)$$

vaunun liikeyhtälö voidaan kirjoittaa muotoon

$$\ddot{u} + \omega^2 u = 0 \quad (3)$$

Yhtälö (3) on harmonisen värähdysliikkeen differentiaaliyhtälö. Se kuvaa vaunun vapaata liikettä, kun vaunu on poikkeutettu tasapainoasemastaan ja päästetty värähtelemään. Yhtälön yleinen ratkaisu on

$$u(t) = C_1 \sin(t\omega) + C_2 \cos(t\omega) \quad (4)$$

jossa ω on värähdysliikkeen ominaiskulmataajuus, C_1 ja C_2 ovat integromisvakioita. Vakioiden arvot voidaan ratkaista alkuehdoista $u(0) = u_0$ ja $\dot{u}(0) = v_0$.

$$\begin{cases} u_0 = C_1 \cdot 0 + C_2 \\ v_0 = C_1 \omega + 0 \cdot C_2 \end{cases}$$

Ratkaisemalla yhtälöpari integromisvakioiden arvoiksi saadaan

$$\begin{cases} C_2 = u_0 \\ C_1 = \frac{v_0}{\omega} \end{cases} \quad (5)$$

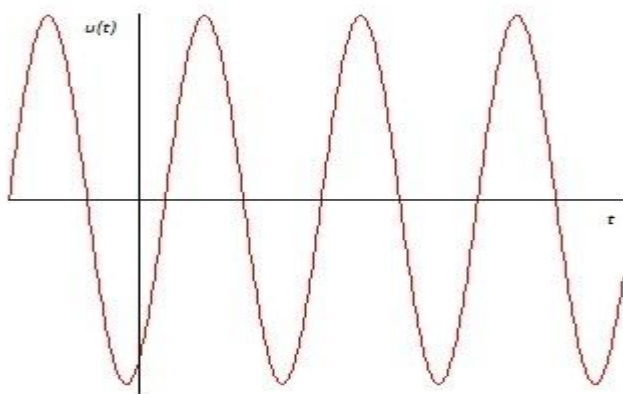
Nyt liikeyhtälön yleinen ratkaisu voidaan kirjoittaa muotoon

$$u(t) = \frac{v_0}{\omega} \sin(t\omega) + u_0 \cos(t\omega) \quad (6)$$

Liikeyhtälö (6) voidaan esittää myös muodossa

$$u(t) = \hat{A} \sin(\omega t + \varphi), \quad (7)$$

jossa \hat{A} on värähdysliikkeen amplitudi ja φ vaihekulma.



KUVIO 2. Aikasiirtymäkuvio

Kuviossa 2 on esitty systeemin aikasiirtymäkuviio. Kahden peräkkäisen samassa vaiheessa olevan pisteen välimatkaa aika-akselilla sanotaan ominaisvärähdysajaksi T ja suuretta $f = 1/T$ kutsutaan ominaistaajuudeksi. Lineaarisen värähtelijän ominaiskulmataajuus ω ja ominaisvärähdysaika T eivät riipu alkuehdoista. (Salmi & Virtanen 2006, 373 – 375.)

2.3 Vaimennetut ominaisvärähtelyt

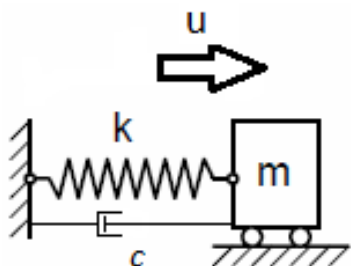
Viskoosivaimennuksella varustetun yhden vapausasteen värähtelijän mallikuva on esitetty kuviossa 3. Vaimennuksen oletetaan olevan suoraan verrannollinen nopeuteen, jolloin systeemin liikeyhtälöksi saadaan

$$\ddot{u} + \frac{c}{m}\dot{u} + \frac{k}{m}u = 0 \quad (10)$$

jossa c on vaimennuskertoimen. Differentiaaliyhtälön ratkaisun löytämiseksi tehdään sijoitus $u(t) = \exp(\lambda t)$, jolloin karakteristiseksi yhtälöksi saadaan

$$\lambda^2 + \frac{c}{m}\lambda + \frac{k}{m} = 0 \quad (11)$$

Ratkaisufunktioiden muoto riippuu karakteristisen yhtälön juurista. Juuret voivat olla reaaliset ja erisuuret, reaaliset ja yhtä suuret tai kompleksiset liittoluvut. Sitä vaimennuskertoimen c arvoa, jolla karakteristisen yhtälön juuret ovat yhtä suuret, kutsutaan kriittiseksi vaimennuskertoimeksi c_k . Kriittisen vaimennuskertoimen arvo saadaan ehdosta, että yhtälön 11 diskriminantti on nolla, eli



KUVIO 3. Vaimennettu värähtelijä

$$\left(\frac{c_k}{m}\right)^2 - 4\frac{k}{m} = 0 \rightarrow c_k = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2m\omega \quad (12)$$

jossa ω on vaimentamattoman värähtelijän ominaiskulmataajuus. Merkitsemällä

$$\zeta = \frac{c}{c_k} \quad (13)$$

jossa ζ on suhteellinen vaimennuskertoimen, saadaan

$$\frac{c}{m} = \frac{\zeta c_k}{m} = 2\zeta\omega \quad (14)$$

Sijoittamalla yhtälöt 2 ja 14 yhtälöön 10 saadaan

$$\ddot{u} + 2\zeta\omega\dot{u} + \omega^2u = 0 \quad (15)$$

Tällöin karakteristiseksi yhtälöksi saadaan

$$\lambda^2 + 2\zeta\omega\lambda + \omega^2 = 0 \quad (16)$$

Karakteristisen yhtälön juuriksi saadaan

$$\lambda = (-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega \quad (17)$$

Juuret ja yhtälön ratkaisu riippuvat vaimennuskertoimen ζ arvosta. Vaimennuskertoimen suuruuden avulla vaimennukselle saadaan kolme erilaista tapausta, jotka on havainnollistettu kuviossa 4. (Salmi & Virtanen 2006, 379 – 383.)

2.3.1 Ylikriittinen vaimennus

Kun $\zeta > 1$, kyseessä on ylikriittinen vaimennus. Tällöin karakteristisen yhtälön yleinen ratkaisu on

$$u(t) = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} \quad (18)$$

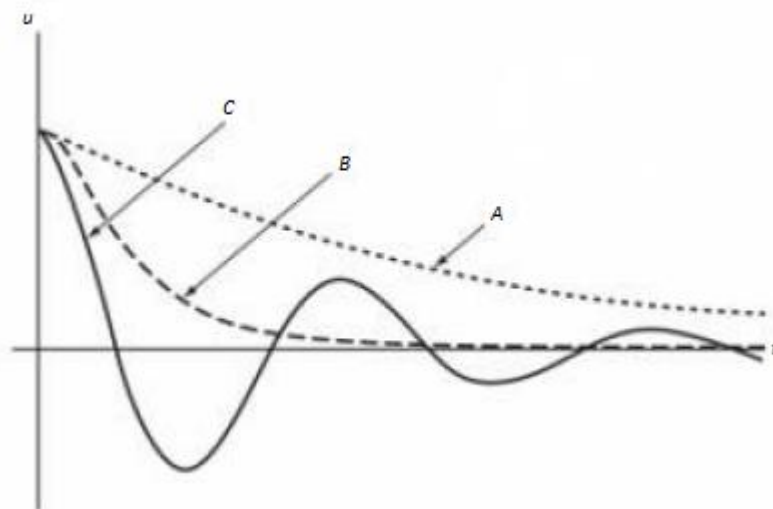
jossa C_1 ja C_2 ovat alkuehdoista riippuvaisia vakioita. Ylikriittisen vaimennuksen aikasiirtymäkuvio on esitetty kuviossa 4 ja sitä kuvaa kuvaaja A. (Salmi & Virtanen 2006, 379 – 383.)

2.3.2 Kriittinen vaimennus

Kun $\zeta = 1$, kyseessä on kriittinen vaimennus. Karakteristisen yhtälön yleinen ratkaisu on

$$u(t) = (C_1 + C_2 t) e^{-\zeta\omega t} \quad (19)$$

Aikasiirtymäkuvio on esitetty kuviossa 4 ja kriittistä vaimennusta kuvaa kuvaaja B. Kuvaajan muoto on riippuvainen alkunopeudesta. Jos alkunopeus on vastakkaisuuntainen alkusiirtymään verrattuna, vaunu ohittaa tasapainoasemansa kerran. (Salmi & Virtanen 2006, 379 – 383.)



KUVIO 4. Vaimennetun systeemin liike

2.3.3 Alikriittinen vaimennus

Jos $\zeta < 1$, kyseessä on alikriittinen vaimennus. Tällöin karakteristisen yhtälön yleinen ratkaisu on

$$\lambda = (-\zeta \pm i\sqrt{1-\zeta^2})\omega \quad (20)$$

Kuvaaja on esitetty kuviossa 4, jossa alikriittistä vaimennusta kuvaa kuvaaja C. (Salmi & Virtanen 2006, 379 – 383.)

2.3.4 Alikriittisesti vaimennetun värähtelijän liikeyhtälö

Liikeyhtälö voidaan esittää myös muodossa

$$u(t) = \hat{A}e^{-\zeta\omega t} \sin(\omega_d t + \theta) \quad (21)$$

jossa ω_d on vaimennetun systeemin ominaiskulmanopeus, joka saadaan yhtälöstä

$$\omega_d = \sqrt{1-\zeta^2}\omega \quad (22)$$

Vaimenevan ominaisvärähtelyn värähdysaika on

$$T_d = \frac{2\pi}{\omega_d} = \frac{T}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (23)$$

Vaimennus pienentää systeemin ominaiskulmataajuutta ja suurentaa ominaisvärähdysaikaa. (Salmi & Virtanen 2006, 379 – 383.)

2.4 Dynaamisesti kuormitettu systeemi

2.4.1 Vaimenematon pakkovärähtely

Värähtelyä, jonka aiheuttaa tai ylläpitää jaksollinen voima, kutsutaan pakkovärähtelyksi. Eräs harmonien heräte on muotoa

$$F(t) = \hat{F} \sin(\Omega t + \varphi_f) \quad (24)$$

jossa \hat{F} on herätteen amplitudi, φ_f herätteen vaihekulma ja Ω herätteen kulmataajuus. Kuviossa 5 on esitetty yhden vapausasteen vaimenematon pakkovärähtelijä. Systeemin liikeyhtälöksi voidaan kirjoittaa

$$\ddot{u} + \frac{k}{m}u = \frac{\hat{F}}{m} \sin(\Omega t) \quad (25)$$

Jos voima vaikuttaisi staattisesti amplitudinsa suuruisena ja vaunun siirtymä olisi \bar{u}_{st} , niin saadaan

$$\hat{F} = k\bar{u}_{st} \quad (26)$$

Sijoittamalla yhtälö 2 yhtälöön 26 saadaan

$$\frac{\hat{F}}{m} = \omega^2 \bar{u}_{st} \quad (27)$$

Nyt yhtälö 25 voidaan kirjoittaa muotoon

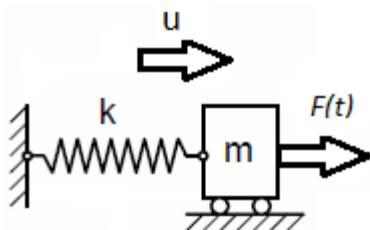
$$\ddot{u} + \omega^2 u = \omega^2 \bar{u}_{st} \sin(\Omega t) \quad (28)$$

Liikeyhtälön (28) ratkaisu saadaan summaamalla homogeenisen yhtälön yleinen ratkaisu (4) ja jokin taydellisen yhtälön yksityisratkaisu $u_t(t)$. Eräs yksityisratkaisu on

$$u_t(t) = \frac{\bar{u}_{st}}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2} \sin(\Omega t) \quad (29)$$

joten yleiseksi ratkaisuksi saadaan

$$u(t) = C_1 \sin(t\omega) + C_2 \cos(t\omega) + \frac{\bar{u}_{st}}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2} \sin(\Omega t) \quad (30)$$



KUVIO 5. Vaimentamaton pakkovärähtelijä

Ratkaisu sisältää ominaisvärähtelyn osuuden ja pysyvän värähtelyn osuuden. Todellisuudessa värähtelyt vaimenevat, jolloin ominaisvärähtely osuus häviää ja jäljelle jää vain pakkovoimasta aiheutuvaa pysyvää värähtelyä

$$u(t) = \frac{\bar{u}_{st}}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2} \sin(\Omega t) \quad (31)$$

Jos pakkovoiman kulmataajuus on yhtäsuuri kuin systeemin ominaiskulmataajuus, niin syntyy resonanssivärähtelyä. Vaste voidaan laskea yhtälöllä

$$u(t) = -\frac{1}{2} \bar{u}_{st} \omega t \cos(\omega t) \quad (32)$$

Yhtälöstä huomataan, että resonanssivärähtelyssä systeemin vaste kasvaa rajatta ajan mukana. (Salmi & Virtanen 2006, 385 – 393.)

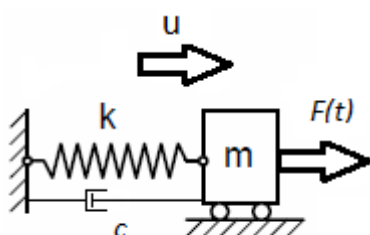
2.4.2 Vaimenevat pakkovärähtelyt

Vaimennetun pakkovärähtelyn malli on esitetty kuviossa 6. Laskuissa tarkastellaan tilannetta, jolloin systeemi on alikriittisesti vaimennettu, tällöin systeemin liikeyhtälöksi saadaan

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = \hat{F} \sin(\Omega t) \quad (33)$$

Käyttämällä samoja merkintöjä kuin aikaisemmissa yhtälöissä, yhtälö voidaan esittää muodossa

$$\ddot{u} + 2\zeta\omega\dot{u} + \omega^2 u = \omega^2 \bar{u}_{st} \sin(\Omega t) \quad (34)$$



KUVIO 6. Vaimennettu pakkovärähtelijä

Merkkaamalla $\omega_d = \omega\sqrt{1 - \zeta^2}$ homogeenisen osan yleinen ratkaisu on

$$u_h(t) = e^{-\zeta\omega t}(C_1 \sin(\omega_d t) + C_2 \cos(\omega_d t)) \quad (35)$$

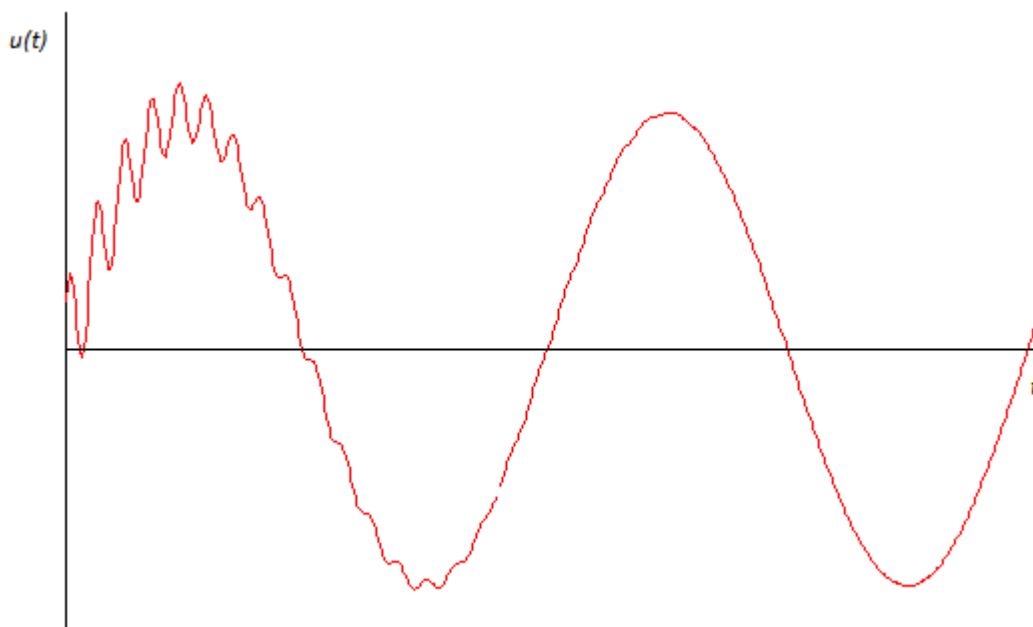
Eräs yhtälön yksityisratkaisu on

$$u_t(t) = \frac{\bar{u}_{st}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2\Omega\zeta}{\omega}\right)^2}} \sin\left(\Omega t + \tan^{-1}\left[\frac{-2\zeta\Omega}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}\right]\right) \quad (36)$$

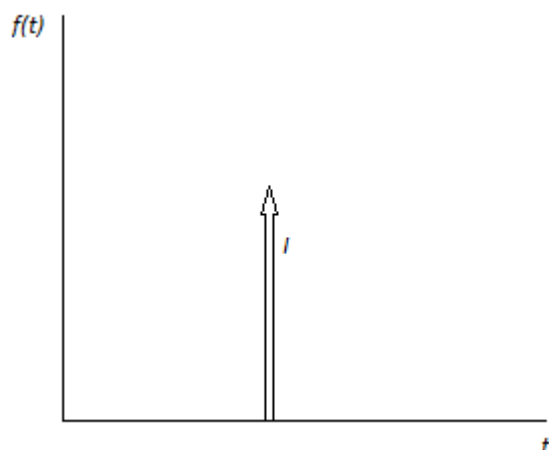
Yleinen ratkaisu on homogeenisen ratkaisun ja yksityisratkaisun summa

$$u(t) = \frac{\bar{u}_{st}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2\Omega\zeta}{\omega}\right)^2}} \sin\left(\Omega t + \tan^{-1}\left[\frac{-2\zeta\Omega}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}\right]\right) + e^{-\zeta\omega t}(C_1 \sin(\omega_d t) + C_2 \cos(\omega_d t)) \quad (37)$$

Homogeeninen ratkaisu kuvaa systeemin ominaisvärähtelyjä ja ajan myötä ne vaimenevat pois, jolloin jäljellä jäävät vain herätteestä aiheutuvat pysyvät värähtelyt. Vaimennetun pakkovärähtelijän aika-siirtymäkuvi on esitetty kuviossa 7. (Salmi & Virtanen 2006, 393 – 395.)



KUVIO 7. Vaimennetun pakkovärähtelijän siirtymä



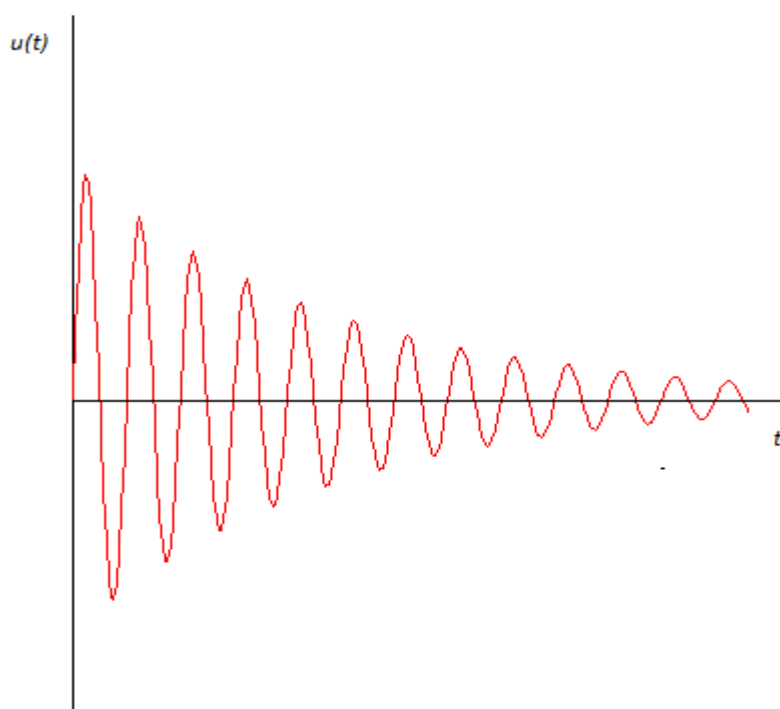
KUVIO 8. Impulssi

2.5 Impulssiheräte

Iskumaista herätettä kutsutaan impulssiksi. Käsitellään kuvion 6 mukaista systeemiä, jossa pakovoima korvataan impulssilla, joka on esitetty kuviossa 8. Jos impulssi kohdistuu systeemiin ajanhetkellä $t = 0$, impulssilauseen ja aikaisempien yhtälöiden avulla siirtymä saadaan yhtälöllä

$$u(t) = \frac{I_0}{m\omega_d} e^{-\zeta\omega t} \sin(\omega_d t) \quad (38)$$

jossa I_0 on impulssi. (Pennala 1999, 77 – 79.) Vaimennetun systeemin impulssivaste on esitetty kuviossa 9.



KUVIO 9. Vaimennetun systeemin impulssivaste

3 HYDRAULISET VÄRÄHTELYT

Hydrauliikassa värähtelyongelmia aiheutuu öljyn seassa olevasta ilmasta, paineiskusta, nesteen ja mekaanisten osien joustosta. Värähtelyt ilmenevät selvimmin, kun liikutellaan suuria massoja. Värähtelyt aiheuttavat järjestelmässä tarkkuus-, ohjaus- ja kavitaatio-ongelmia. (Fonselius, Rinkinen ja Vilenius 1997, 24 – 28 ; Mäkinen 1981, 50 – 57.)

3.1 Nesteen jousto

Nesteen puristuskerroin B_N [N/m^2] ilmaisee nesteen kokoonpuristaman ja paineen välisen yhteyden. Nesteen puristuskerroimen arvot vastaavat metallien kimmomoduulia. Puristuskerroin lasketaan yhtälöllä

$$B_N = \frac{V_0}{\Delta V} \Delta p \quad (39)$$

jossa V_0 on tarkastelun alussa oleva tilavuus, ΔV on tilavuuden muutos ja Δp on paineen muutos. Puristuskertoimen arvot ovat huomattavasti metallien kimmomoduulien arvoja pienempiä, eli nesteet puristuvat kokoon huomattavasti helpommin kuin metallit. Yleensä hydrauliikassa käytettävien nesteiden puristuskertoimen arvot ovat välillä $B_N = 1500 - 2000 \text{ MN/m}^2$. Puristuskertoimen arvo ei ole vakio, vaan se on riippuvainen lämpötilasta ja paineesta. Paineen kasvu suurentaa puristuskerrointa ja lämpötilan kasvu pienentää sitä. Suurin vaikutus joustoon on nesteessä olevalla vapaalla ilmalla, jolla tarkoitetaan nesteessä olevia liukenemattomia ilmakuplia. Ilman puristuu kokoon huomattavasti herkemmin kuin nesteet. Yleensä järjestelmissä on vapaata ilmaa noin 0,1 – 5 % sen nestetilavuudesta. Lämpötilan ja paineen vaihdellessa neste vuoroin absorboi itseensä ilmaa ja vuoroin vapauttaa sitä. Nesteeseen absorboituneella eli liuenneella ilmalla ei ole suurta merkitystä joustoihin, vaikka sitä saattaa olla 9 % nesteen tilavuudesta. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2008, 88 – 89.)

3.2 Hydraulijärjestelmän jousto

Hydraulijärjestelmän joustolla tarkoitetaan hydraulinesteen kokoonpuristumisesta aiheutuvaa tilavuuden muutosta ja mekaanisten osien laajenemisesta aiheutuvaa muodon muutosta. Jousto hidastaa paineen leviämistä nesteessä; leviämisnopeus on normaalisti 1200 m/s. (Keinänen ja Kärkkäinen 2005, 179.) Kun hydraulijärjestelmään muodostuu paine, järjestelmän komponentit laajenevat ja neste puristuu kokoon. Nämä tilavuuden muutokset aiheuttavat järjestelmän toimilaitteisiin värähtelyjä, erityisesti silloin kun paineet ja nestetilavuudet ovat suuria, järjestelmää kuormitetaan suurilla massoilla ja jos liikkeet ovat nopeita ja tarkkoja. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2008, 95 – 98.)

Hydraulijärjestelmän joustoa kuvataan tehollisella puristuskertoimella B_e . Kertoimeen on redusoitu nesteen puristuvuus ja mekaanisten osien jousto. Puristuskertoimeen vaikuttavat systeemin kokonaistilavuus, komponentintilavuus ja jokaisen komponentin puristuskerroin. Puristuskertoimen

käänteisluku saadaan laskemalla yhteen jokaisesta järjestelmän komponentista aiheutuva jousto. Jos järjestelmässä on sylinteri, letku ja putki, sen tehollinen puristuskerroin voidaan laskea yhtälöllä

$$\frac{1}{B_e} = \frac{1}{B_N} + \frac{V_s}{V_K B_S} + \frac{V_p}{V_K B_p} + \frac{V_L}{V_K B_L} + \frac{V_i}{V_K B_i} \quad (40)$$

jossa B_N on nesteen puristuskerroin, B_S on sylinterin puristuskerroin, B_p on putken puristuskerroin, B_L on letkun puristuskerroin, B_i on ilman puristuskerroin, V_s on sylinterin tilavuus, V_K on paineistetun järjestelmän kokonaistilavuus, V_p putken tilavuus, V_L on letkun tilavuus ja V_i järjestelmässä olevan vapaan ilman tilavuus. (Fonselius, Rinkinen & Vilenius 1997, 21 – 22.) Järjestelmän jousto voidaan laskea yhtälöllä

$$\Delta V = \frac{V_K}{B_e} \Delta p \quad (41)$$

jossa Δp on nesteessä tapahtuva paineen muutos. Järjestelmässä voi olla myös muita metallisia komponentteja, esim. moottoreita, venttiileitä ja pumppuja. Metallisten komponenttien tilavuudenmuutoksiin vaikuttavat niiden materiaaliominaisuudet, mitat ja muoto. Nämä vaikutukset on vaikea ottaa huomioon, jolloin laskentaa yksinkertaistetaan ajattelemalla metalliset osat onttoina nesteen täyttämänä sylinterimäisinä kappaleina, joiden seinämävahvuus on vakio. Tällöin puristuskerroin voidaan laskea yhtälöllä

$$B = \frac{E*s}{d} \quad (42)$$

jossa E on kimmomoduuli, s on seinämävahvuus ja d on sylinterimäiseksi ajatellun kappaleen sisähalkaisija. Yleensä laskuissa huomioidaan metallisista komponenteista vain sylinterit ja putket. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2008, 90 – 92.)

Eniten järjestelmän teholliseen puristuskertoimeen vaikuttaa järjestelmässä vapaana oleva ilma, jonka puristuskerroin ei ole vakio. Iman puristuskertoimeen vaikuttaa järjestelmän paine ja ilman kokoonpuristumistapahtuman nopeus. Ilmapitoisuuden ollessa pieni järjestelmän puristuskerroin saavuttaa vakioarvon nopeasti. Ilmamäärän kasvaessa vakioarvon saamiseen tarvitaan yhä suurempi paine eli puristuskerroin ei ole vakio kaikilla painetasoilla. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2008, 90 – 92.)

3.3 Paineiskut

Paineiskun aikana järjestelmän paine nousee hetkellisesti huomattavasti korkeammaksi kuin normaali käyttöpaine. Paineiskut syntyvät nopeista virtauksen nopeuden muutoksen aiheuttamista paineen muutoksista. Virtausnopeusmuutosten suuruuden ja tyypin mukaan painevaihtelut voivat olla tasaisia, pieniamplitudisia värähtelyjä tai suuriamplitudisia värähtelyjä eli paineiskuja. Yleensä paineiskut aiheutuvat nopeasta venttiilien avaamisesta tai sulkemisesta sekä toimilaitteiden äkillisistä

pysäytyksistä. Äkillisen pysäyttämisen tai avauksen aikana syntyvä paineisku aiheutuu, kun liikkuva ja paikallaan oleva neste törmäävät ja menevät osittain toistensa päälle. (Fonselius, Rinkinen & Vilenius 1997, 24 – 25.) Paineaalto etenee järjestelmässä äänen nopeudella

$$c = \sqrt{\frac{B_e}{\rho}} \quad (43)$$

jossa ρ on nesteen tiheys. Aikaa, joka kuluu paineaallon kulkemiseen syntymäpisteestä heijastumis-
pisteeseen ja takaisin, kutsutaan kriittiseksi sulkeutumisaajaksi

$$t_{kr} = \frac{2l}{c} \quad (44)$$

jossa l on syntymispisteen ja heijastuspisteen välinen putkiston pituus. Jos venttiili suljetaan ja sulkemiseen kuluva aika on pienempi kuin kriittinen sulkeutumisaika, paineiskusta aiheutuva paine saadaan yhtälöllä

$$p_i = p_0 + \rho cv \quad (45)$$

jossa p_0 on nesteen paine ennen iskua ja v on nesteen virtausnopeus ennen pysäyttämistä. Sulkeutumisaajan ollessa pitempi kuin kriittinen sulkeutumisaika järjestelmään syntyvä paine saadaan yhtälöllä

$$p_i = p_0 + \frac{2l\rho v}{t_s} \quad (46)$$

jossa l on paineaallon syntymis- ja heijastuspisteen välinen putkistopituus ja t_s on venttiilin sulkeutumisaika. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2008, 95 – 98.)

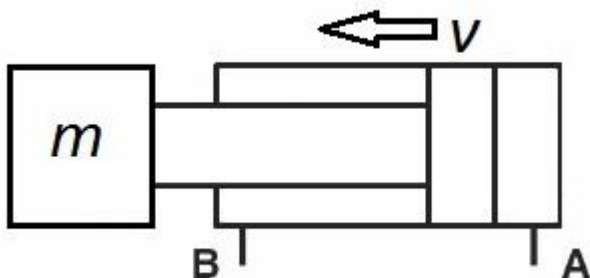
3.4 Paineiskut toimilaitteessa

Paineiskuja voi syntyä myös silloin, kun hydraulinen toimilaitte pysäytetään nopeasti. Käsitellään kuvion 10 mukaista hydraulisyliinteriä, joka pysäytetään nopeasti, jolloin mäntä pyrkii hitausvoimien takia jatkamaan liikettä. Sylinterin kammiossa B oleva nestetilavuus puristuu kokoon ja sinne syntyy paine. Kammion A tilavuus kasvaa, ja kammiossa oleva paine vähenee. Mäntä liikkuu edestakaisin pysäyttämispisteen ympärillä, jolloin kammioihin A ja B muodostuu vuorotellen painetta ja paineen vähenemistä. Värähtely jatkuu, kunnes kitka ja vuodot vaimentavat sen ja systeemi saavuttaa järjestelmän normaalin painetason. (Fonselius, Rinkinen & Vilenius 1997, 25 – 28.)

Sylinterin kammiossa oleva neste käyttäytyy kuin jousi, joka saa männän liikkumaan edestakaisin. Sijoittamalla jousivoiman ja painevoiman tasapainoyhtälöstä ratkaistu paine $\Delta p = \frac{kx}{A}$ ja tieto $\Delta V = Ax$ yhtälöön 41, jolloin sylinterin yksittäisen kammion jousivakiolle k saadaan arvoksi

$$k = \frac{B_e A^2}{V_0} \quad (47)$$

jossa A on männän paineen alainen pintala tarkastelukammiossa, x nesteen kokoonpuristumisesta aiheutuva männän liike ja V_0 on tarkasteltavan kammion sekä sen venttiilin välisen putken yhteistilavuus.



KUVIO 10. Hydraulisyylinteri

Sylinterin kammioiden A ja B muodostumat jouset on kytketty rinnan, joten koko järjestelmän jousivakioksi saadaan

$$k_{kok} = k_A + k_B \quad (48)$$

Oletetaan systeemi häviöttömäksi, jolloin männän liike-energia muuttuu nesteen jousienergiaksi

$$\frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} k_{kok} x^2 \quad (49)$$

jossa v on männän varren nopeus. Yhtälöstä voidaan ratkaista männän suurin siirtymä

$$x = v \sqrt{\frac{m}{k_{kok}}} \quad (50)$$

Siirtymää vastaavat paineen muutokset kammioiden A ja B saadaan ratkaistua yhtälöstä 41, sijoittamalla siihen lauseke $\Delta V = Ax$ ja yhtälö 50, jolloin

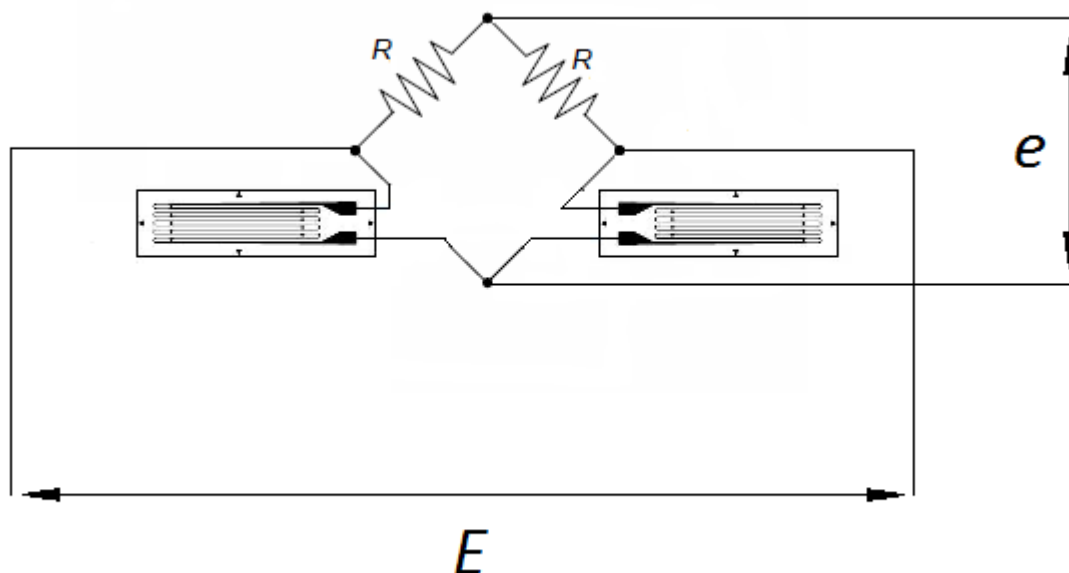
$$\Delta p_{max} = \frac{B_e A v}{V_0} * \sqrt{\frac{m}{k_{kok}}} \quad (51)$$

Paineen arvo lasketaan kummallekin kammiolle erikseen. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2008, 99 – 101.)

4 VÄRÄHTELYJEN MITTAAMINEN

4.1 Venymäliuska-anturi

Venymäliuska-anturin toiminta perustuu elastisen muodonmuutoksen aiheuttamaan resistanssin muutokseen. Resistanssin suuruus on kääntäen verrannollinen kappaleen poikkileikkaukseen ja suoraan verrannollinen kappaleen pituuteen. Venymäliuska-anturi on kiinni mitattavassa kappaleessa, jolloin kappaleen muodonmuutokset vaikuttavat myös venymäliuska-anturiin. Venymäliuska-anturista mitataan resistanssin muutosta, jonka avulla kappaleessa tapahtuvia ilmiöitä voidaan laskea. Venymäliuska-anturin avulla voidaan mitata kappaleeseen syntyviä vetojännityksiä, puristusjännityksiä, taivutusjännityksiä, vääntöjännityksiä, kuormaa, kiihtyvyyksiä, siirtymää ja painetta. Anturin tyyppi, pituus, lukumäärä ja kytkentätapa riipuvat mitattavasta suureesta, tutkittavasta materiaalista, läpötilasta ja olosuhteista. Venymäliuska-anturi kiinnitetään tutkittavaan kappaleeseen liimalla ja sille annetaan jännite E ja siitä mitataan jännitettä e , joiden avulla haluttu mittaussuure saadaan laskettua. Kuviossa 11 on esitetty venymäliuska-kytkentä, jolla mitataan taivutuksesta aiheutuvaa venymää. (Kyowa, 1 ; Harris 1995.)

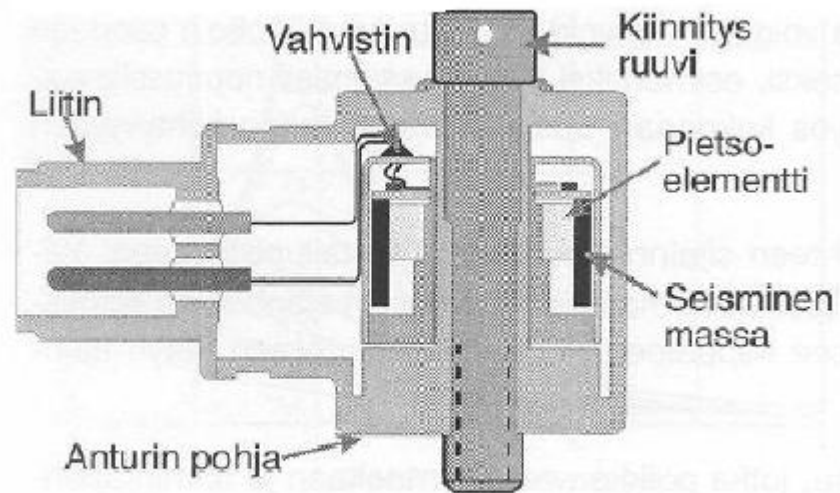


KUVIO 11. Venymäliuska-anturi

4.2 Kiihtyvyyssanturi

Kiihtyvyyssanturin toiminta perustuu pietsosähköiseen kiteeseen, joka on kiinnitetty anturin kuoreen, ja jonka päälle tai sivuille on asennettu massa. Anturi kiinnitetään mitattavaan kohteeseen, jolloin se liikkuu yhtenevästi mitattavan kohteen kanssa. Liikuteltaessa kiteeseen liittyvä massa joko puristaa tai venyttää kidettä, johon syntyy anturin ja kappaleen kiihtyvyyteen verrannollinen varaus. Syntyvä varaus johdetaan vahvistimeen, jossa se muutetaan jännitteeksi, joka on anturista saatava mittaussuure.

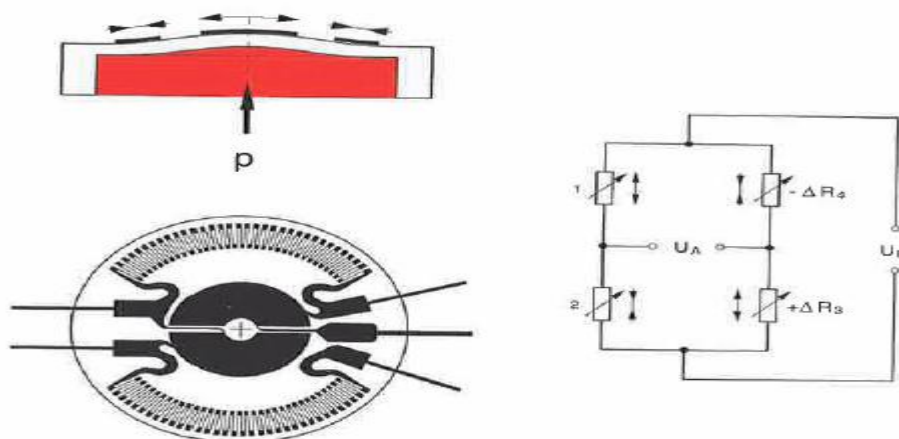
signaali. Anturin rakenne on esitetty kuvassa 1. Yleensä anturi kiinnitetään mitattavaan kappaleeseen ruuveilla, mutta sen voi kiinnittää myös esim. liimalla tai magneetilla. Kiinnitystapa ja anturin ominaisuudet vaikuttavat anturin antamaan taajuusalueeseen. (Nohynek & Lumme 2004, 46.)



KUVA 1. Kiihtyvyyssanturi (Nohynek ja Lumme 2004, 46.)

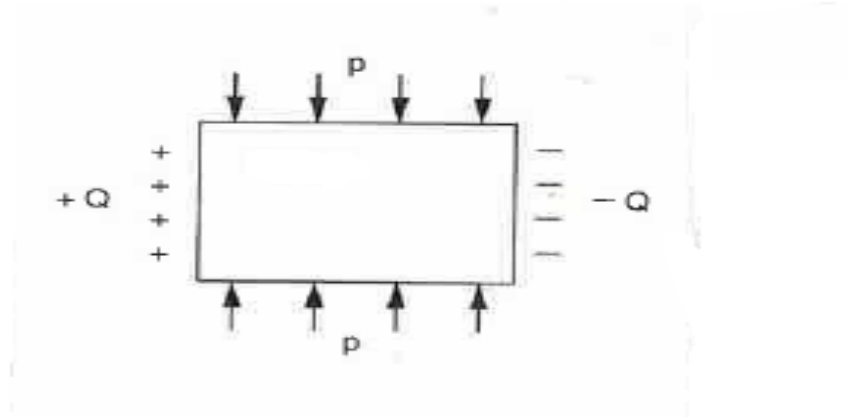
4.3 Hydraulinen paineanturi

Paineanturin toiminta perustuu anturissa tapahtuvaan resistanssin muutokseen, joka on verrannollinen anturiin vaikuttavaan paineeseen. Resistanssin muutos perustuu samaan ilmiöön kuin venymäliuska-anturissa. Anturina toimiva metalli kiinnitetään paineen kuormittaman kalvoon pinnalle kuvan 2 mukaisella tavalla. (Götz 1998, 231.)



KUVA 2. Paineanturi (Götz 1998, 231.)

Toimita voi perustua myös pietsosähköilmiöön. Pietsosähköilmiössä pietsosähköistä kappaletta kuormitetaan kuvion 12 mukaisella tavalla, jolloin kappale polarisoituu ja sen päiden välille muodostuu sähköinen varaus, joka on verrannollinen kuormittavaan paineeseen. (Götz 1998, 231.)



KUVIO 12. Pietsosähköinen kappale (Götz 1998, 231.)

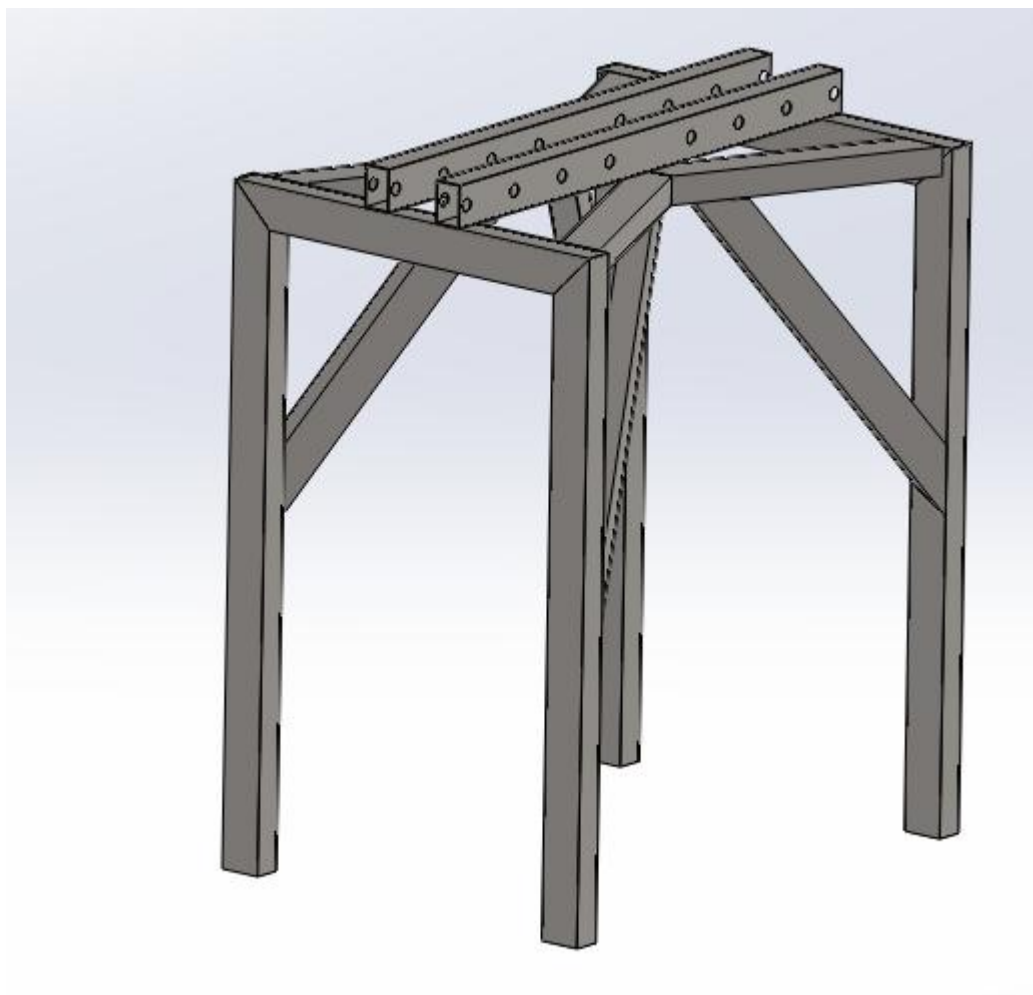
5 JÄRJESTELY

5.1 Rungon suunnittelu

Suunnittelu aloitettiin vaatimusten määrittämisellä.

- Rungon rakenteen tulee olla mahdollisimman jäykkä, jotta se värähtelisi mahdollisimman vähän tutkittavan palkin mukana.
- Rungon tulee kestää ainakin 100 kg:n kuorma.
- Laitteella pitää pystyä tukimaan useita eripituisia ja -muotoisia palkkeja.
- Tutkittavan palkin kiinnityksen tulee olla sellainen, että se vastaa mahdollisimman oppikirjamaisesta tilannetta.
- Kuorman kiinnityksen tulee olla sellainen, että mitattavan kappaleen momenttikuvio on mittausten kannalta sopiva.

Rungosta tehtiin 3D-malli Solid Works - ohjelmalla ja materiaaleina käytettiin koulusta saatavia materiaaleja. Runkoon kohdistuva kuormitus oli todella pieni, koska kuorma oli vain 100 kg. Lujuustarkastelua ei suoritettu kuin kriittisille pisteille. Kriittisiksi pisteiksi muodostuivat tutkittavan palkin kiinnitysruuvit ja kuorman kannattimen kiinnitysruuvit. Rungon 3D-malli on esitetty kuvassa 3.

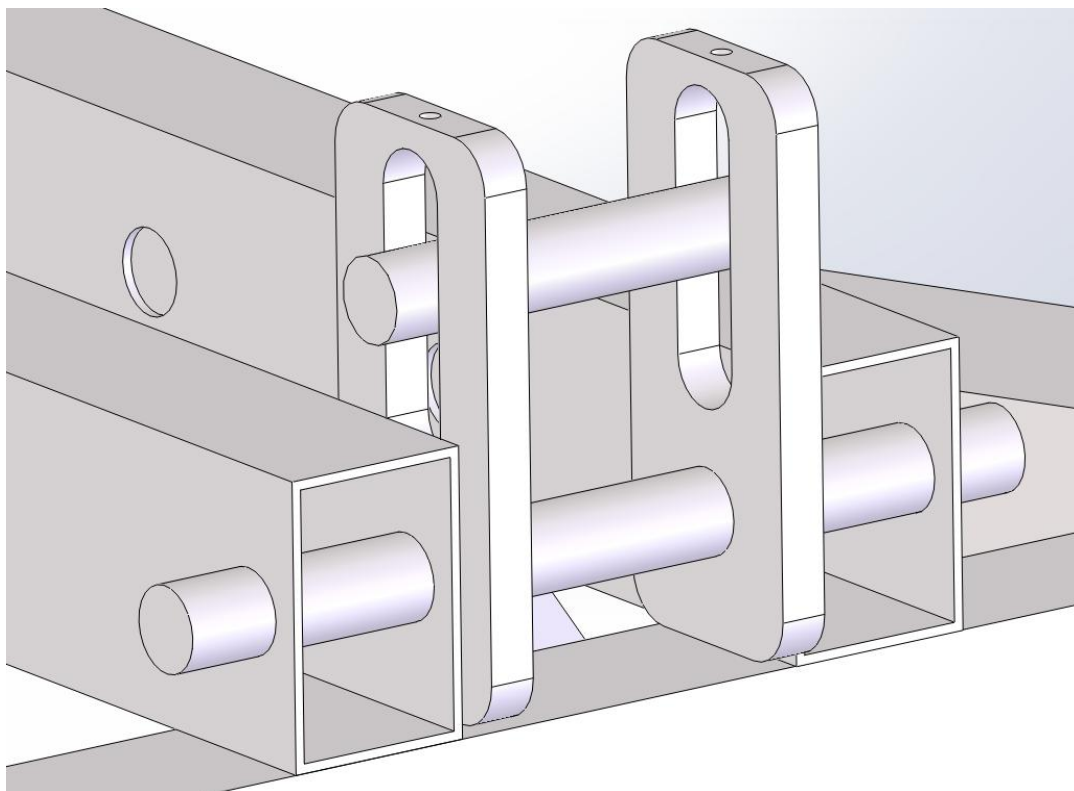


KUVA 3. Runko



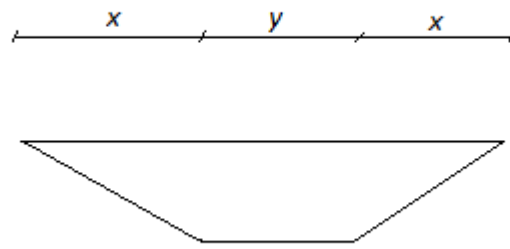
KUVIO 13. Tuennan periaate

Tutkittavan palkin kiinnitys suunniteltiin siten, että toisessa päässä on kaksiarvoinen tuki ja toisessa yksiarvoinen tuki. Tuennan periaate on esitetty kuviossa 13. Tuenta toteutettiin kuvan 4 mukaisella järjestelyllä. Tutkittava palkki asetetaan tuessa olevien tankojen väliin ja ylem্পää tankoa voidaan kiivistää ruuveilla. Kiinnityksissä käytettiin tankoja, jotta kiinnityspiteistä syntyvä kuormitus palkkiin olisi viivamainen.



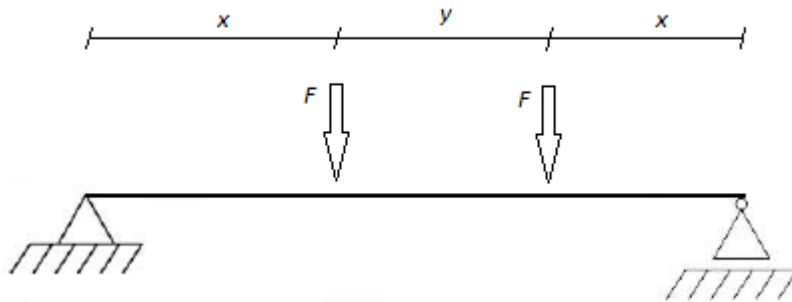
KUVA 4. Tuenta

Kuormitetun palkin momenttikiviosta haluttiin kuvion 14 mukainen, jotta palkille syntyvä momentti olisi tasainen mittausmatkalla. Tasaisen momentin ansiosta venymäliuska-anturia ei tarvitse sijoittaa niin tarkasti ja sen antamat tulokset ovat paremmin tulkittavissa.



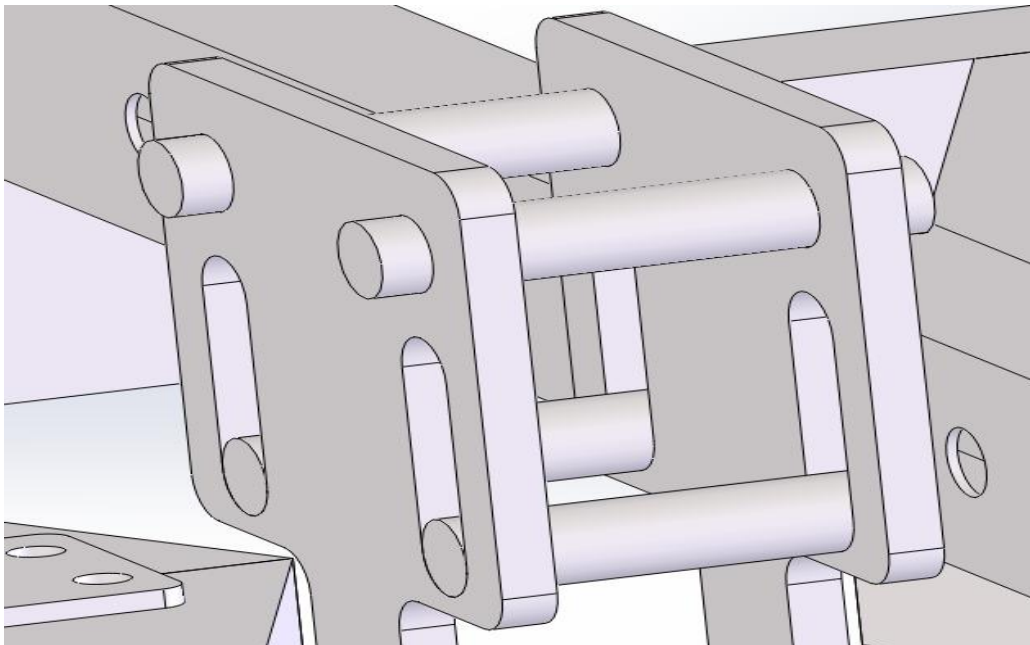
KUVIO 14. Momenttikuvio

Momenttikuviosta tulee kuvion 14 mukainen, jos kuormitus tapahtuu kuvion 15 mukaisesti.



KUVIO 15. Kuormitus

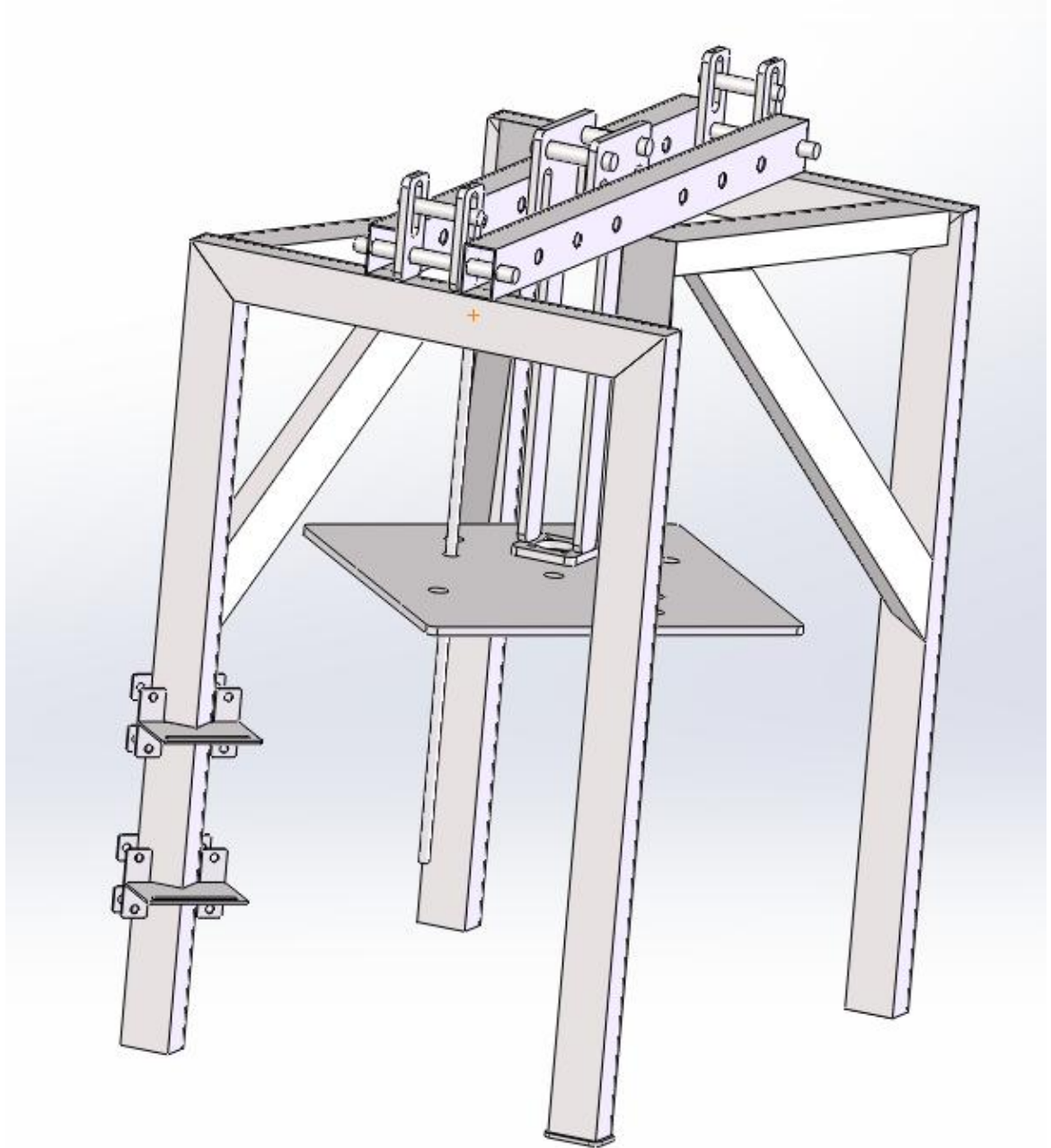
Kuorman kiinnitys toteutettiin kuvan 5 mukaisella tavalla. Toimintaperiaate on sama kuin tuennassa, mutta kiristysruuvit on asetettu alapuolelle, jotta systeemin kokoonpano ja säätö olisivat helpommin toteutettavissa.



KUVA 5. Kuorman kiinnitys

5.2 Rungon ja osien valmistus

Runko ja kaikki osat valmistettiin Savonia-ammattikorkeakoulun tiloissa ja niiden valmistukseen käytettiin koululta saatavia materiaaleja ja laitteita. Valmis runko ja kaikki sen osat on esitetty kuvassa 6.

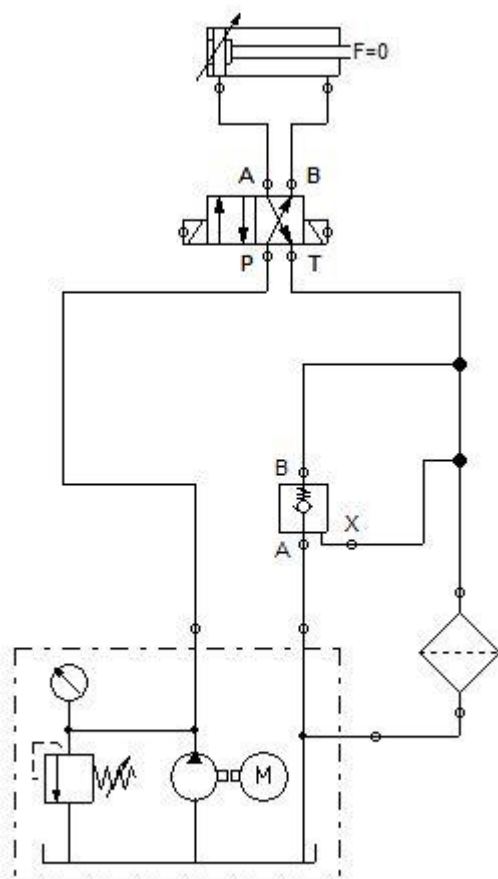


KUVA 6. Runko ja osat

Rungon osista ja kokoonpanoista tehtiin valmistuspiirustukset Solid Works -ohjelmalla (valmistuspiirustukset liitteessä 1). Rungon levyosat leikattiin plasmaleikkurilla ja leikkausradat tehtiin Master-Cam-ohjelmalla.

5.3 Hydrauliiikka

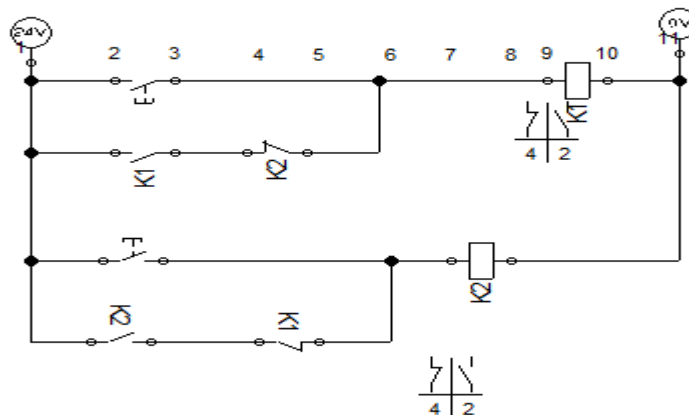
Järjestelyssä käytetty hydrauliiikka on esitetty kuviossa 16. Kuormaa liikutellaan hydraulisyylinterillä, jota ohjataan proportionaaliventtiilillä. Järjestelmässä käytettiin proportionaaliventtiiliä, jotta sylinterin liike hallittiin mahdollisimman hyvin. Kuvio 16 on suuntaa antava eikä vastaa täysin todellista kytkentää. Työssä käytetty suuntaventtiili oli 4/3 proportionaaliventtiili ja pumppuna oli muuttuvatila-vuoksinen vinoakselipumppu. Kuvassa venttiiliin ja sylinterin väli on toteutettu putkilla, mutta todellisuudessa väli toteutettiin letkuilla. Hydraulikkakytkennässä käytetyt komponentit on esitetty taulukossa 1.



KUVIO 16. Suuntaa antava kuva työssä käytetystä hydraulikkakytkennästä

TAULUKKO 1. Hydraulikkakomponentit

Nro.	Nimi	Tyyppi	Valmistaja
1	Sähkömoottori	STR HXA 5,5	
2	Pumppu	PVB10-RSY-31-C	Vickers
3	Säiliö	MT-80	
4	Painemittari	1454 / 084001	VDO
5	Paineenrajoitusventtiili	0 532 002 044	Bosch Rexroth
6	Paluusuodatin	RFMBN 165 G 20 A	Hydac
7	Suuntaventtiili	4 WRE 6 W32-11/24Z4/M	Bosch Rexroth



KUVIO 17. Releohjaus

Kuviossa 17 olevat painokytkimet kuvaavat releiden kärkiä, joita optiset sensorit ohjasivat. Kytkeytyessään rele K1 syöttää proportionaaliventtiilin ohjauksortille +24 V jännitteen pisteeseen *12a* ja rele *K2* pisteeseen *16a*. Ohjauksortin releiden *d2* tai *d3* kytkeytyessä kortille ohjataan jännitettä väliltä +9 V ja -9 V. Jännitteet määräävät sylinterin liikesuunnan ja nopeuden. Sensoreiden avulla sylinteri saadaan tekemään edestakaista liikettä tai pysähtymään halutussa pisteessä.

5.5 Mitattava palkki

Työssä tehtiin Math Cad - tiedosto, joka laskee palkin jousivakion ja maksimisiirtymät, kun sinne syötetään palkin mittatiedot ja palkkiin kohdistuva kuorma.

Suurin siirtymä palkille voidaan laskea siirtymäfunktiolla tai anturien antamien jännityksien avulla. Jos kyseessä 2 –niveltukinen kannatin ja kuormitus kuvion 15 mukainen, niin suurin taivutusmomentti syntyy palkin alueelle, joka on palkkiin vaikuttavien voimien välissä. Suurimmalle taivutusmomentille saadaan momenttikuvion avulla yhtälö

$$F = \frac{M}{x} = \frac{\sigma I}{zx} \quad (52)$$

jossa z on neutraaliakselin etäisyys palkin ulkolaidasta, σ on venymäliuskaantureilta mitattu jännitys, F on palkkiin kohdistuva voima ja x on tuennan ja voiman välinen etäisyys. Pistekuorman aiheuttama suurin siirtymä palkkiin saadaan ratkaistua yhtälöllä

$$u_{max} = \frac{Fx^2(y+x)^2}{3EI} \quad (53)$$

jossa y on voimien välinen etäisyys, l on palkin pituus, u_{max} on palkin maksimisiirtymä, E on palkin kimmokerroin ja I palkin taivutusneliömomentti. (Outinen, Salmi & Vulli 2007, 445.) Sijoittamalla yhtälön 52 yhtälöön 53 saadaan maksimisiirtymälle lauseke

$$u_{max} = \frac{x^2(y+x)^2}{3Elzx} \sigma \quad (54)$$

Vaikuttavia voimia on kaksi ja kytkentä on symmetrinen, joten kokonaissiirtymä saadaan kertomalla maksimisiirtymän lauseke kahdella.

Tutkittavan palkin jousivakio k saadaan ratkaistua yhtälön 53 avulla. Kirjoitetaan yhtälö 53 jousivoiman yhtälön muotoon

$$F = ku$$

Jolloin yhtälö 53 saa muodon

$$F = \frac{3lEI}{2*x^2(y+x)^2} * u_{max}$$

joten palkin jousivakioksi saadaan

$$k = \frac{3lEI}{2*x^2(y+x)^2} \quad (55)$$

Palkin vaimennuskerroin voidaan selvittää, jos tiedetään vähintään kaksi siirtymän amplitudin arvoa ja niiden välissä tapahtuvien värähtelyjen määrä. Oletetaan, että värähdyksen amplitudi on A_1 ja toinen värähdys A_2 ja että värähdysten välillä on yhteys $A_1 = aA_2$. Oletetaan myös, että värähdysten A_1 ja A_2 välissä on tapahtunut n - määrä värähdyksiä, ennen värähdystä A_1 on tapahtunut m -määrä värähdyksiä ja värähdysaika on T_d . Amplitudin A_1 siirtymäfunktioksi saadaan yhtälön 21 perusteella

$$u_{A_1} = u_0 e^{-\xi\omega m T_d} \quad (56)$$

Vastaavasti amplitudin A_2 siirtymäksi saadaan

$$u_{A_2} = u_0 e^{-\xi\omega(m+n)T_d} \quad (57)$$

Ehdosta $A_1 = aA_2$ seuraa

$$u_0 e^{-\xi\omega m T_d} = a * u_0 e^{-\xi\omega(m+n)T_d} \quad (58)$$

Yhtälöä sieventämällä ja sijoittamalla siihen yhtälöt 22 ja 23 saadaan

$$a = \frac{e^{-\xi\omega m T_d}}{e^{-\xi\omega(m+n)T_d}} = e^{-\xi\omega m T_d + \xi\omega(m+n)T_d} = e^{-\xi m \frac{2\pi}{\sqrt{1-\xi^2}} + \xi(m+n) \frac{2\pi}{\sqrt{1-\xi^2}}} = e^{n\xi \frac{2\pi}{\sqrt{1-\xi^2}}} \quad (59)$$

Luonnollisella logaritmilla yhtälö saadaan muotoon

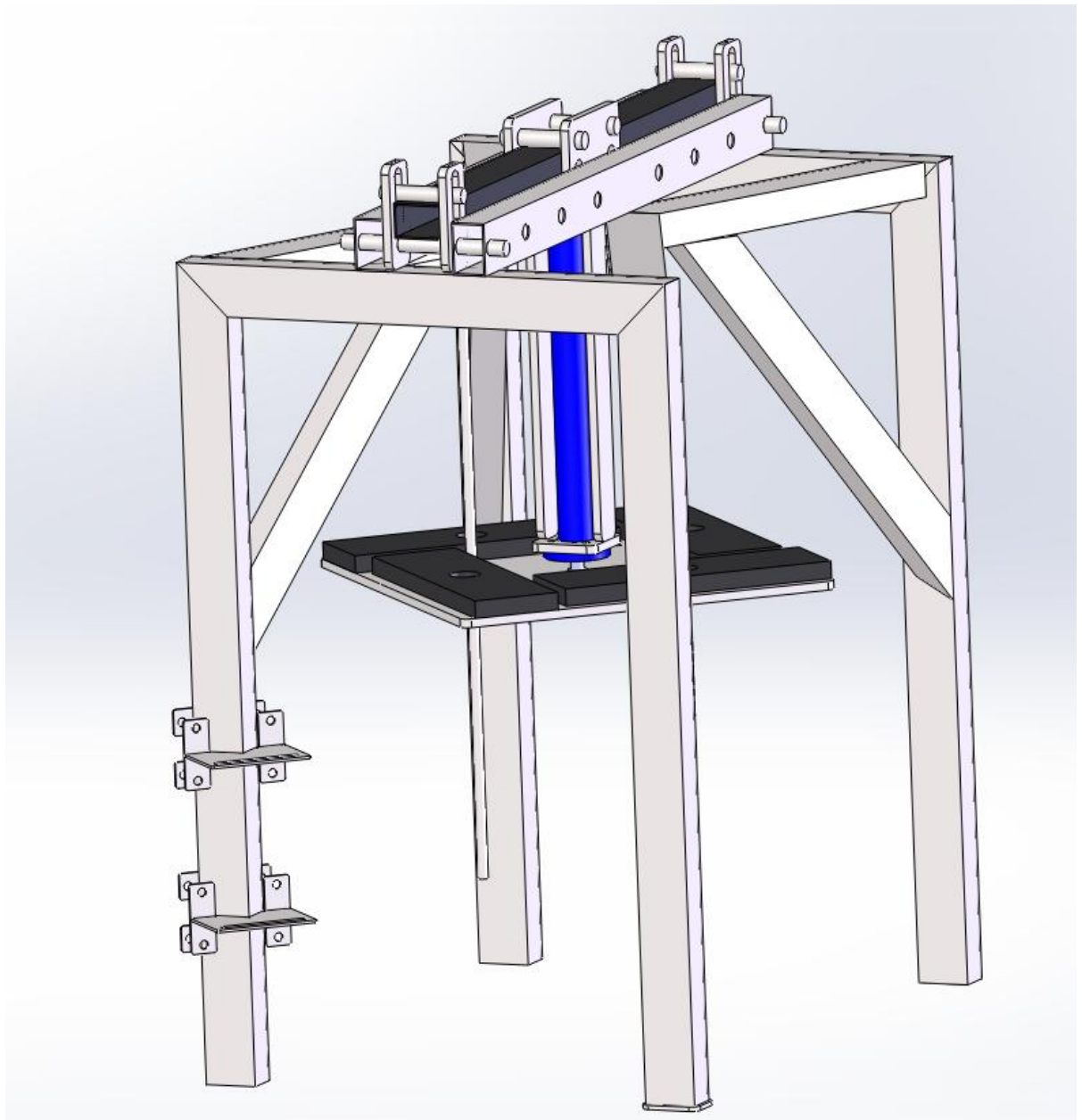
$$\ln a = n\xi \frac{2\pi}{\sqrt{1-\xi^2}} \rightarrow \xi = \pm \frac{\ln a}{\sqrt{(\ln a)^2 + n^2 4\pi^2}} \quad (60)$$

Yhtälöiden 60, 12 ja 13 avulla vaimennuskertoimelle saadaan

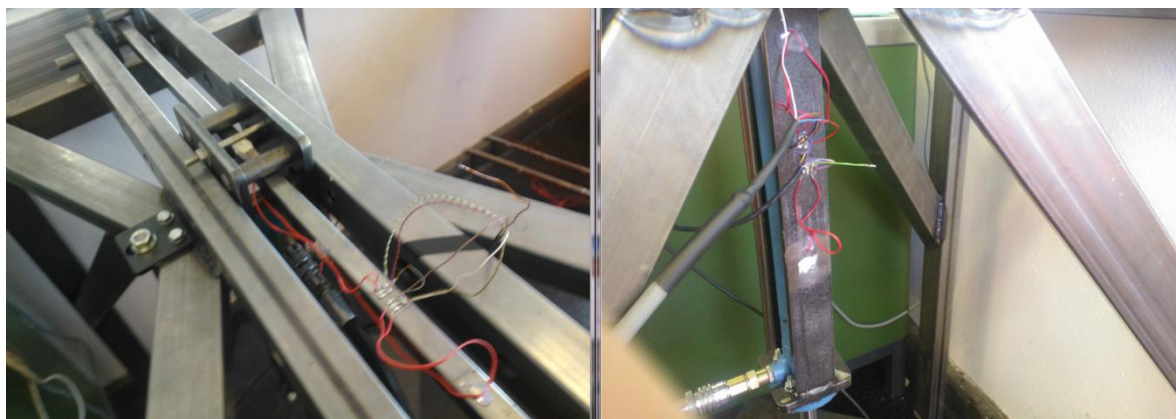
$$c = 2m\omega\xi = 2m\omega \frac{\ln a}{\sqrt{(\ln a)^2 + n^2 4\pi^2}} \quad (61)$$

5.6 Laitteiston toiminta

Hydraulisyliinteri kiinnitettiin mittauspöytään ruuveilla sylinterin päässä olevasta laipasta. Liikuteltava kuorma kiinnitettiin hydraulisyliinterin varren päässä olevaan painolevyyn ruuveilla. Kuormana käytettiin teräspainoja, joita voi lisätä tarpeen mukaan aina 100 kg saakka. Kuvassa 8 on esitetty mittauspöydän 3D-malli, jossa on havainnollistettu sylinterin kiinnitys, painojen kiinnitys ja mitattavan kappaleen kiinnitys. Optiset liikeanturit kiinnitettiin mittauspöydän jalassa oleviin kiinnikkeisiin. Sylinterissä tapahtuvia paineen muutoksia mitattiin Dynisco IDA354 paineanturilla, joka kytkettiin koneikon ja sylinterin väliin tuleviin letkuihin. Kelag KAS903-02A kiihtyvyyssanturi kiinnitettiin painojen kiinnityslevyyn, jotta hydraulikalle tuleva herästä saatiin mitattua.

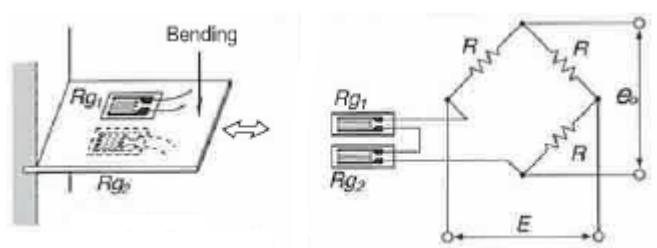


KUVA 8. Mittauspöytä



KUVA 9. Venymäliuska-anturien kiinnitys

Venymäliuska-antureina käytettiin Kyowa KFG-5-120-C1-11L1M2R - antureita. Venymäliuska-antureita kiinnitettiin mitattavaan palkkiin, sekä palkin ja kuorman välissä olevaan kiinnikkeeseen. Kuvassa 9 on esitetty venymäliuska-anturien kiinnityspisteet. Mitattavaan palkkiin kiinnitetyt anturit kytkettiin kuvion 11 mukaisella tavalla, jotta anturit antaisivat taivutuksesta aiheutuvan jännityksen. Kiinnikkeestä mitattiin veto- ja puristusjännityksiä. Kiinnikkeeseen kiinnitettiin kaksi venymäliuska-anturia, jotta mahdollisesta taivutuksesta aiheutuva jännitys saatiin kompensoitua pois mittaustuloksista. Kuvassa 10 on havainnollistetty kiinnikkeeseen tulevien anturien kiinnitys- ja kytkentäperiaate. Mittaukset suoritettiin TCE eDAQ ohjelmalla ja kuvaajat tehtiin ICE-flow ohjelmalla.



KUVA 10. Vetojännityksen mittaus (Kyowa, 14.)

Laitteistolla voi ajaa jatkuvaa edestakaisin liikettä, kuorma voidaan pysäyttää nopeasti tai kuorma voidaan ajaa sylinterin päätä vasten. Kullakin ajotavalla syntyy erilainen tilanne hydrauliiikan ja mekaniikan kannalta. Ajotavan voi säätää proportionaaliventtiilin ohjauksortin kytkennöillä ja optisten sensoreiden sijaintia säätämällä. Tuentapisteitä säätämällä laitteistoon voidaan kiinnittää useita eripituisia ja erimuotoisia profileja.

6 MITTAUKSET JA TULOSTEN KÄSITTELY

6.1 Vertailumittaus

Aluksi suoritettiin vertailumittaus, jossa hydraulisyylinterillä ei ollut kuormaa. Vertailumittaus suoritettiin, jotta kuormasta aiheutuva paineisku voitaisiin havaita. Laitteiston tiedot on esitetty taulukossa 2. Tiedot on saatu teoriaosuuden laskentakaavoilla. Taulukossa 3 on esitetty tutkittavan palkin tiedot lepotilassa. Mittauksessa pyrittiin kuvamaan impulssimaista herätettä. Sylinteriä ajettiin maksiminopeudella kiinni, jonka jälkeen se pysäytettiin nopeasti. Palkkiin syntyi kaksi värähtelytilannetta: ensimmäinen, kun liike alkoi ja toinen kun sylinteri pysäytettiin. Mekaanisten värähtelyjen laskuissa on keskitytty pysäyttämisen jälkeisiin värähtelyihin.

TAULUKKO 2. Järjestelmän tiedot.

Järjestelmän puristuskerroin [Pa]	3,47E+08
Ventiilin sulkeutumisaika [s]	6E-02
kriittinen sulkeutumisaika [s]	3,3E-03
Öljyn virtausnopeus letkuissa [m/s]	7,1
Sylinterin varren halkaisija [mm]	20
Isku [mm]	300
Männän halkaisija [mm]	32
Öljyn tiheys [kg/m ³]	875
Paineen nopeus öljyssä [m/s]	640
Sylinterin liikenopeus avautuessa [m/s]	0,62
Sylinterin liikenopeus sulkeutuessa [m/s]	1,0

Kuvassa 11 on esitetty palkkiin muodotuva jännitys ajan funktiona. Kuvan avulla saadaan arvot $a \approx \frac{222}{194} \approx 1,14$ ja $n = 3$. Sijoittamalla nämä arvot yhtälöön 60 systeemin suhteelliseksi vaimennusker-toimeksi saadaan

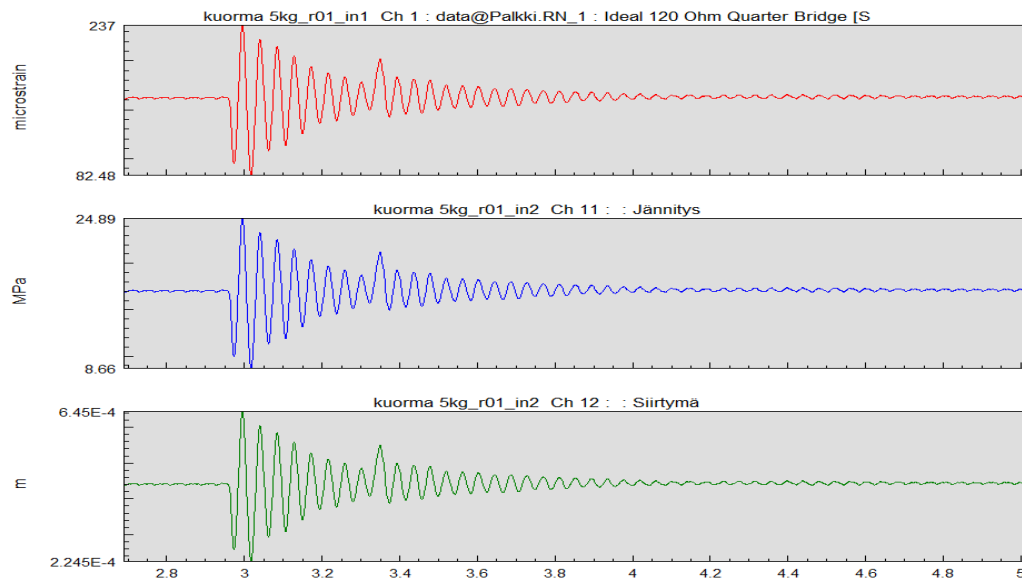
$$\xi = \frac{\ln 1,14}{\sqrt{(\ln 1,14)^2 + 3^2 4\pi^2}} \approx 3,7 * 10^{-4}$$

Maksimi siirtymä mittaustulosten avulla laskettuna oli

$$u_{max} = \frac{(0,34\text{m})^2 * (0,34\text{m} + 0,09\text{m})^2}{3 * 210\text{GPa} * 0,01\text{m} * 0,34\text{m} * 0,77\text{m}} 24,9\text{MPa} * 2 \approx 6,45 * 10^{-4} \text{ m}$$

TAULUKKO 3. Testimittaus.

Profiili [mm]	20x20x2
I [m ⁴]	7,90E-09
k [N/m]	8,96E+04
ω [1/s]	356
M [Nm]	6,1
σ [Mpa]	7,8
l [mm]	770
y [mm]	90
x [mm]	340
z [mm]	10



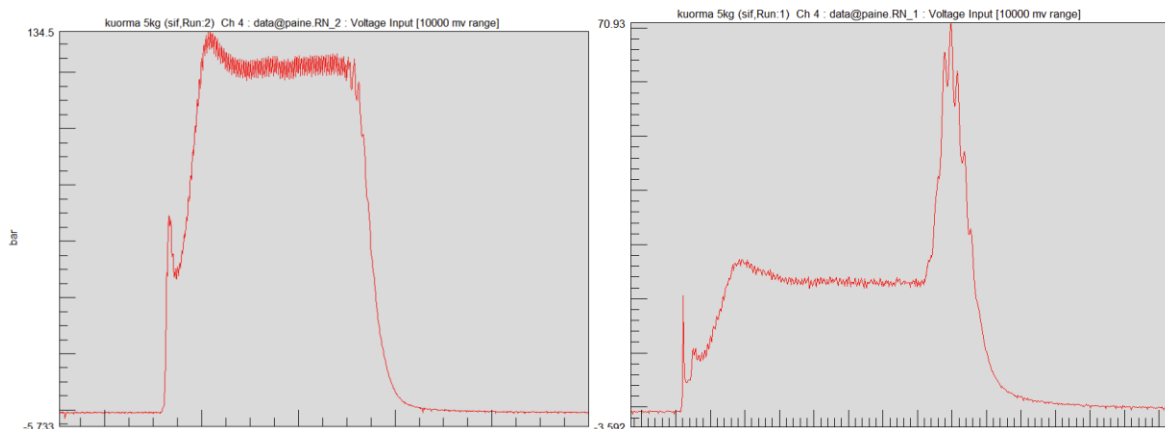
KUVA 11. Palkin siirtymät testimittauksessa

Kuvassa 12 on esitetty sylinterille syntyneet paineet ajan funktiona. Kuvan 12 vasemmassa osassa on esitetty sylinterin varren puolen paineet ja oikeassa männän puolen paineet. Venttiilin liikuttelusta syntyvät paineet teorian mukaan laskettuna

$$\Delta p_{\text{kriittinen}} = 875 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{640\text{m}}{\text{s}} * \frac{7,1\text{m}}{\text{s}} \approx 3980000\text{Pa} \approx 39,8 \text{ bar}$$

Jos venttiilin sulkeutumisaika kriittistä aikaa hitaampi, niin paineeksi saadaan

$$\Delta p = \frac{2 * 1\text{m} * \frac{850\text{kg}}{\text{m}^3} * 7,1\text{m/s}}{0,1\text{s}} \approx 120000 \text{ Pa} \approx 1,2 \text{ bar}$$



KUVA 12. Testimittauksen paineet

Kuvasta 12 havaitaan, että venttiilin avaamisesta varren puolelle syntyi noin 70 baarin paineisku ja sulkeutumisesta noin 20 baarin paineisku. Männän puolelle venttiilin avaamisesta syntyi noin 20 baarin paineisku ja sulkeutumisesta syntyi noin 50 baarin paineisku.

6.2 Mittaus

Mittauksessa hydraulisynterille laitettiin 15 kg kuorma, jolloin palkkiin kohdistui 20 kg kuorma. Taulukossa 4 on esitetty palkin tiedot. Mittauksessa suoritettiin samat toimenpiteet kuin vertailumittauksessa. Kuvassa 13 on esitetty palkkiin syntyvä jännitys ajan funktiona. Kuvasta 13 saadaan arvot $a \approx \frac{382}{75} \approx 5,1$ ja $n = 3$. Nyt systeemin suhteelliseksi vaimennuskertoimeksi saatiin

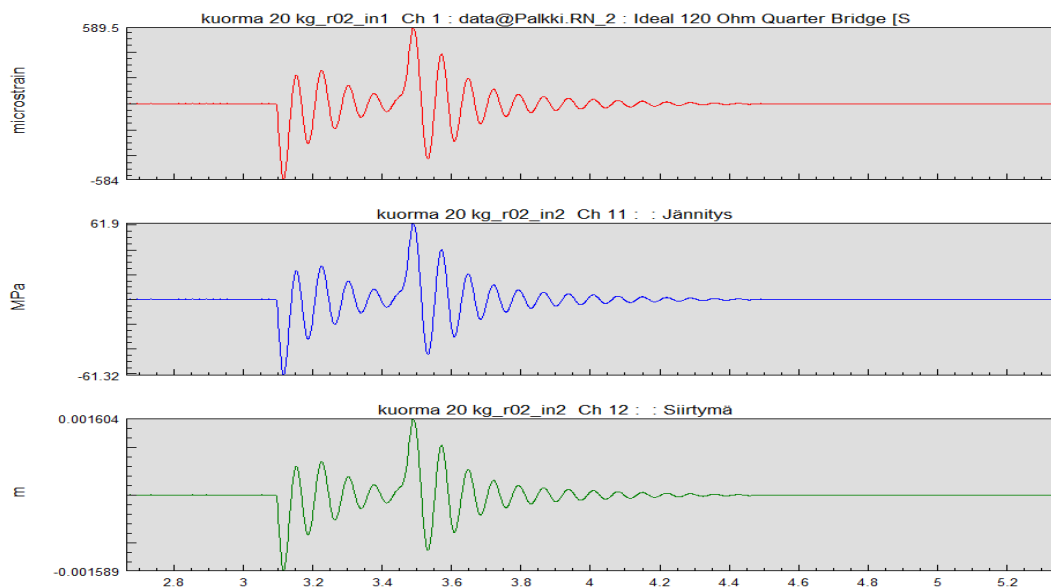
$$\xi = \frac{\ln 5,1}{\sqrt{(\ln 5,1)^2 + 3^2 4\pi^2}} \approx 4,6 * 10^{-3}$$

Maksimi siirtymä mittaustulosten avulla laskettuna oli

$$u_{max} = \frac{(0,34m)^2 * (0,34m + 0,09m)^2}{3 * 210GPa * 0,01m * 0,34m * 0,77m} 61,9MPa * 2 \approx 1,60 * 10^{-3} m$$

TAULUKKO 4. Palkin tiedot.

Profiili [mm]	20x20x2
I [m ⁴]	7,90E-09
k [N/m]	6,30E+05
ω [1/s]	193
M [Nm]	21
σ [Mpa]	26
l [mm]	770
y [mm]	90
x [mm]	340
z [mm]	10



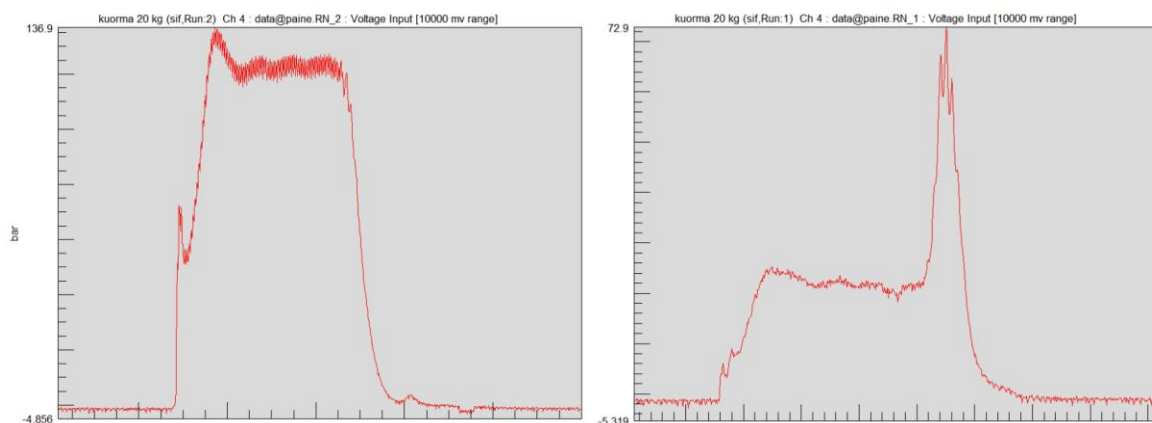
KUVA 13. Palkin siirtymät

Kuvassa 14 on esitetty sylinterille syntyvät paineet ajan funktiona. Kuormasta aiheutuva paineenmuutos sylinterin kammioihin saadaan yhtälöllä 51. Varren puolen kammion suurimmaksi paineenmuutokseksi saadaan

$$\Delta p_v = 3,47 * 10^8 Pa * \sqrt{\frac{15kg}{8,96 * 10^5 \frac{N}{m}}} * 8 * 10^{-4} m^2 * \frac{1 \frac{m}{s}}{2,18 * 10^{-4} m^3} \approx 5,2 MPa \approx 50 Bar$$

Männän puolen kammion paineeksi saadaan

$$\Delta p_m = 3,47 * 10^8 Pa * \sqrt{\frac{15kg}{8,96 * 10^5 \frac{N}{m}}} * 5 * 10^{-4} m^2 * \frac{1 \frac{m}{s}}{1,5 * 10^{-4} m^3} \approx 4,73 MPa \approx 47 Bar$$



KUVA 14. Paineet mittauksen aikana

Kuvasta 14 havaitaan, että venttiilin avaamisesta syntyi varrenpuolelle noin 70 baarin paineisku ja sulkeutumisesta noin 20 baarin paineisku. Männänpuolelle venttiilin avaamisesta ei syntynyt havaittavaa paineiskua, mutta sulkeutumisen yhteydessä männänpuolelle syntyy noin 50 baarin paineisku.

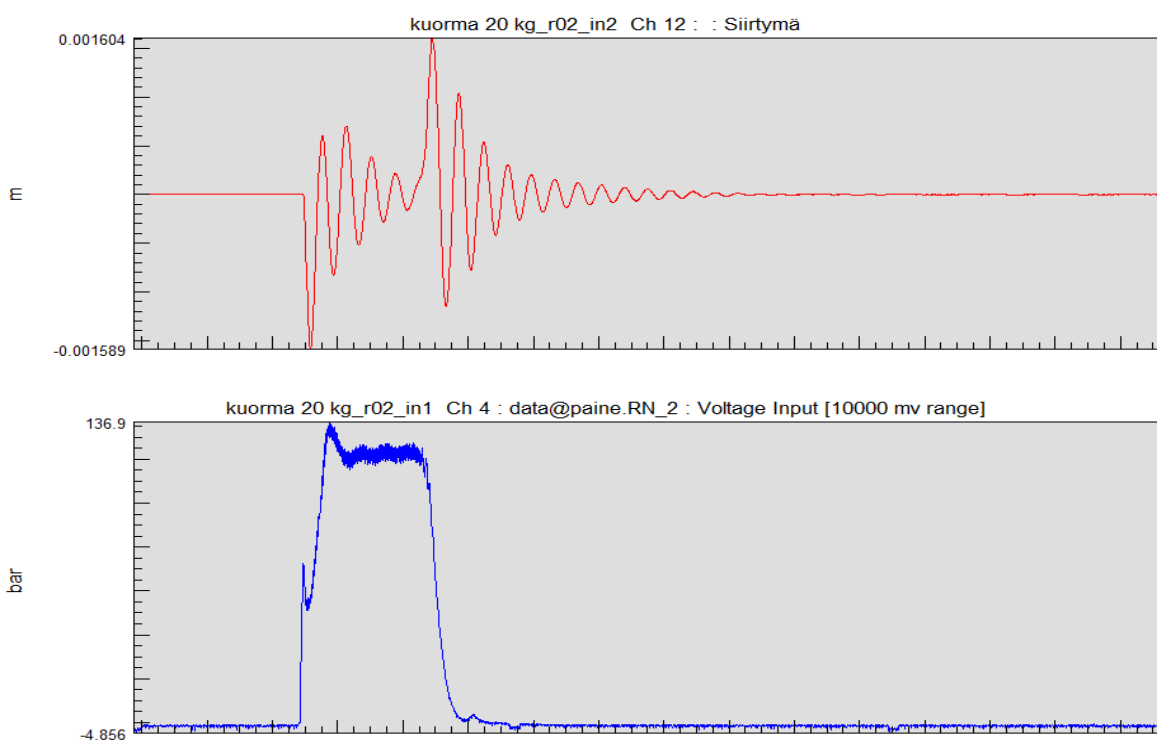
7 TULOSTEN ARVIOINTI

7.1 Mekaaniset värähtelyt

Impulssimaisella herätteellä pitäisi teorian mukaan syntyä kuvion 9 mukainen kuvaaja. Palkin värähtelyjen kuvaajat vastasivat hyvin teorian mukaisia kuvaajia. Venymäliuska-antureiden antamien tuloksien avulla laskettujen siirtymien arvot vaikuttivat todenmukaisilta. Palkissa tapahtuvien siirtymien laskukaava 54 vaikuttaisi myös toimivalta silmämääräisesti tarkasteltuna. Mittaustulosten toimivuuden voisi varmistaa käyttämällä asema-antureita, mutta niitä ei saatu hankittua.

Systeemille laskettujen suhteellisten vaimennuskertoimien suuruusluokka vaikutti järkevältä. Teorian mukaan alkriittisessä vaimennuksessa vaimennuskertoimen arvon tulisi suuruudeltaan olla pienempi kuin yksi ja suurempi kuin nolla. Iskun jälkeen värähdyksiä tapahtui useita eli suhteellisen vaimennuskertoimen tulisi olla huomattavasti pienempi kuin yksi. Teoriatiedon avulla laaditut yhtälöt 61 ja 60 voisivat olla toimivia. Toimivuuden voisi varmistaa tarkastelemalla yhtälön johtamista tai suorittamalla lisämittauksia.

Kuvassa 15 on esitetty paineen ja siirtymän välinen suhde. Kuvasta havaitaan, että venttiilin avaamisesta syntyvä paineisku saa palkin värähtelemään lähes yhtä voimakkaasti kuin kuorman pysäyttäminen. Huomattava kuorman lisääminen sai kuorman pysäytyksestä aiheutuvan värähtelyn kasvamaan. Kuorman kasvattaminen sai laitteiston rungon liikkumaan lattiaa pitkin, jolloin mittaustulokset menivät pilalle. Pienen kuorman takia herätteen mittaaminen epäonnistui, koska kiinnikkeelle syntyvät jännitykset olivat pieniä.



KUVA 15. Paine ja siirtymä

7.2 Hydrauliset värähtelyt

Venttiilin liikuttelusta ei laskujen mukaan pitäisi syntyä merkittävää paineiskua järjestelmään. Lähes jokaisessa mittauksessa kuitenkin havaittiin, että aina liikkeen alkaessa systeemiin syntyi noin 70 baarin paineisku. Isku on huomattavasti kriittisestään nopeudesta aiheutuvaa paineiskuiskua suurempi, vaikka venttiilin nopeus oli huomattavasti kriittistä nopeutta hitaampi. Teorian mukaan 15 kg:n kuorman pysäyttämisenstä syntyvä paine hydraulisynterinin molempiin kammioihin olisi noin 50 baaria. Varren puolella kuorma pyrkii suurentamaan tilavuutta, joten paineiskun pitäisi laskea varren puolella olevaa painetta. Männän puolella kuorma pyrkii pienentämään öljyn tilavuutta, joten paineen pitäisi kasvaa. Männän puolen kuvaajassa on havaittavissa noin 50 baarin suuruinen paineisku, mutta samansuuruinen isku syntyi myös silloin, kun sylinterillä ei ollut ollenkaan kuormaa. Vastavasti varrenpuolella paineen pitäisi laskea, mutta merkittäviä paineen muutoksia ei ollut havaittavissa.

Teorian mukaan venttiilin avautumis- ja sulkeutumisaika on paljon kriittistä sulkeutumisaikaa pidempi, joten venttiilin liikuttelusta syntyvien paineiskujen pitäisi olla mittausten kannalta merkityksettömiä. Liikkeen alkuun syntyvä paineisku voisi selittyä sillä, että proportionaaliventtiilin takaisinkytkentä on viallinen. Viallinen takaisinkytkentä voisi saada venttiilin karan liikkumaan virheellisesti, jolloin syntyisi paineisku. Systeemiin syntyvä paineisku on kuitenkin suuruudeltaan huomattavasti teorian mukaista iskua suurempi, joten karan virheellisen liikkeen ei pitäisi pystyä aiheuttamaan sitä.

Kuorman pysäytyksestä olisi pitänyt syntyä selvät paineiskut. Kuitenkin sylinterin kammioihin syntyneet paineiskut olivat lähes samat sekä testimittauksessa että itse mittauksessa. Tämä voi johtua siitä, että käytetyt kuormat olivat liian pieniä ja systeemin joustot liian suuria. Systeemin joustot saavat paineiskusta syntyvän paineaallon vaimenemaan ennen kuin se saavuttaa anturin.

Kuorman alasliikuttelussa havaittiin myös ongelmia. Alaspäin ajettaessa koneikon paine laski huomattavasti normaalia käyttöpainetta alhaisemmaksi. Työssä käytetty pumppu oli muuttuva tilavuuksinen vinoakselipumppu. Vinoakselipumpun tuotto on riippuvainen pyörivän sylinteriryhmän ja akselin välisestä kallistuskulmasta. Pumppussa oli säädin, joka muutti pumpun tuottoa aina tarvittaessa suuremmaksi tai pienemmäksi. Kuorman ollessa levossa pumpun tuotto oli pienellä. Venttiilin avautuessa pumpun säädin alkoi suurentaa sylinteriryhmän ja akselin välistä kallistuskulmaa, jolloin pumpun tuotto alkoi kasvaa. Venttiilin avautumisen ja pumpun tuoton muuttumisen välistä aikaa kutsutaan säätimen reagointiajaksi. Säätimen reagointiaika saattoi olla liian suuri tilanteeseen, jossa kuormasta aiheutava voima oli liikkeen suuntainen. Paineen putoaminen kuormaa alaspäin ajettaessa saattoi johtua siitä, että säädin ei kerennyt reagoimaan nopeaan liikkeeseen, vaan kuorma veti männän alas.

Paineanturin antamat tulokset eivät vaikuttaneet todenmukaisilta. Tämä saattoi johtua siitä, että anturi oli niin herkkä, että koneikon ja systeemin värähtelyt häiritsivät sen toimintaa. Anturi on voinut olla myös rikki, laskennassa on voinut olla virheitä tai anturia käytettiin väärin. Kiihtyvyyssanturin tuloksia ei voitu hyödyntää, koska paineanturin tulokset eivät olleet luotettavia. Lisäksi työn tulosten

vertailu oli hankalaa, koska työssä käytettiin vain yhtä paineanturia, joka laitettiin vuorotellen joko männän puolelle tai varren puolelle. Tästä syystä piti suorittaa kaksi mittausta, jotta kummankin kammion painemuutokset saataisiin selville. Kyseisellä järjestelyllä kaksi mittausta on lähes mahdollista saada tapahtumaan samalla ajanhetkellä mittalaitteiston käynnistyksen jälkeen. Käytetyllä mittausdatan käsittelyohjelmalla ei pystynyt ajoittamaan saatuja painekäyriä samalle ajanhetkelle, joten kammioiden painekäyriä ei saatu samaan kuvaajaan.

7.3 Kehitettävää

Mittaustuloksista tulisi parempia, jos laitteistolla voisi ajaa suurempaa kuormaa ilman, että se lähtisi värähtelemään kuorman mukana. Kuorman mukana värähtelyn voisi estää kiinnittämällä rungon lattiaan. Suuremman kuorman käyttö mahdollistaisi palkille syntyvän herätteen mittaamisen, koska suuremman kuorman käyttö aiheuttaisi kuorman kiinnikkeeseen suuremman jännityksen. Suurempi kuorma saattaisi myös parantaa paineantureilta saatavia tuloksia, koska paineiskujen pitäisi olla selvempiä kuorman kasvaessa. Lisäksi hydraulijärjestelmän joustojen merkitys mittauksissa pienenesi, jos kuorman suuruutta kasvatettaisiin.

Hydraulipumpun reagointiaika ei olisi ongelma, jos kuormaa liikuteltaisiin vaakasuunnassa. Tällöin kuorma ei vetäisi sylinteriä auki. Hydrauliikalle syntyviä paineiskuja voitaisiin tarkastella paremmin, jos sylinterin molemmille kammioille olisi paineanturit. Tällöin paineiden ja siirtymien väliset yhteydet olisivat helpommin tarkasteltavissa. Palkissa tapahtuvat siirtymät voitaisiin varmistaa asemaantureilla, jolloin laadittujen yhtälöiden todenmukaisuutta voitaisiin tutkia paremmin.

Hydraulisten ja mekaanisten värähtelyjen välistä yhteyttä ei onnistuttu tutkimaan, koska hydraulii-
kan tulokset olivat epämääräisiä ja laitteistolle ei saatu laitettua tarpeeksi suurta kuormaa.

8 YHTEENVETO

Opinnäytetyön tavoitteena oli perehtyä värähtelyihin sekä suunnitella ja valmistaa laitteisto, jonka avulla sekä hydraulisia että mekaanisia värähtelyjä voitaisiin tutkia. Tuloksena saatiin laitteisto, jonka avulla hydraulisia värähtelyjä, mekaanisia värähtelyjä ja niiden herätteitä voitiin mitata.

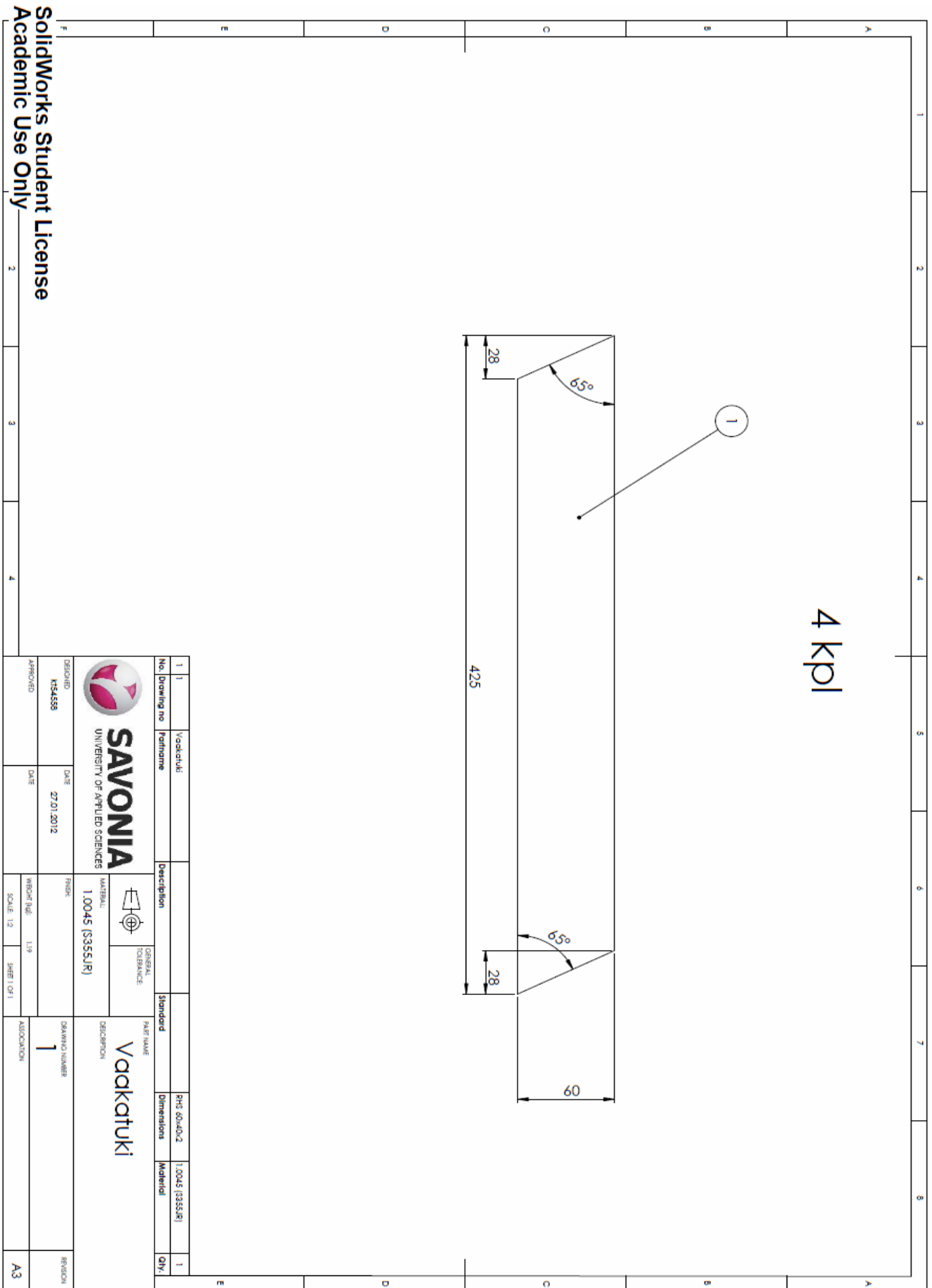
Työ aloitettiin mekaanisiin ja hydraulisiin värähtelyihin liittyvän tiedon hankkimisella ja tietoon perehtymisellä. Hankittujen tietojen avulla laadittiin laskentataulukoita sekä hydraulisille että mekaanisille värähtelyille. Laitteiston suunnittelun vaatimuksiin asetettiin myös se, että se pitää olla valmistettavissa Savonia-ammattikorkeakoulun laitteilla ja materiaaleilla. Suunnitteluun sisältyi toiminnan suunnittelu, mekaniikan suunnittelu, valmistuspiirustusten laatiminen, hydrauliiikan suunnittelu ja ohjauksen suunnittelu. Laitteisto valmistettiin HIT-Savoniassa. Valmistuksen ohessa piti opetella plasmaleikkurin ja MasterCamin käyttö. Rungon valmistuttua aloitettiin mittalaitteisiin perehtyminen ja proportionaaliventtiin ohjaukseen perehtyminen. Perehtymisessä keskityttiin toiminnan ymmärtämiseen ja käytön opettelemiseen. Lopuksi laitteella suoritettiin mittauksia, joiden avulla laitteen toimivuutta arvioitiin.

Opinnäytetyön laajuuden vuoksi suoritettiin vain muutama erilainen mittausta. Aikataulun vuoksi mitaustulosten tulkinta ja virheiden etsintä jäivät myös suppeiksi. Tulokset vaikuttivat mekaniikan osalta hyviltä, vaikka laitteistossa ilmeni ongelmia. Suurin ongelma mekaniikan kannalta oli laitteiston jäykkyys. Kun sylinterillä ajettiin suuria massoja, laitteisto alkoi liikkua lattiaa pitkin. Tämä liike näkyi mitaustuloksissa ja teki niistä kelvottomia. Hydraulisten värähtelyjen osalta koe vaikutti epäonnistuneelta. Epäonnistuminen saattoi johtua siitä, että mittauksissa käytetyt kuormat olivat liian pieniä, käytetty paineanturi on voinut olla viallinen tai laskennassa on voinut tapahtua virheitä.

Tulosten todenmukaisuuden varmistamiseksi mittauksia pitäisi suorittaa useilla eri massoilla ja useilla erilaisilla palkeilla. Laitteistoa pitäisi kehittää siten, että sen voisi kiinnittää tukevasti, jolloin se ei värähtelisi tai liikkuisi massan mukana. Laitteistolta saatavat tulokset olisivat parempia, jos kuormaa liikuteltaisiin vaakasuunnassa. Tällöin hydraulipumpun reagointiaika ei vaikuttaisi mitaustuloksiin niin paljoa ja palkilla ei olisi esijännitystä.

LÄHTEET

- Fonselius, J., Rinkinen, J. & Vilenius, M. 1997. *Hydrauliikka II*. Helsinki: Oy Edita Ab.
- Götz, V. 1998. *Hydraulics. Theory and Applications*. Berkhamsted: Delta Press Ltd.
- Harris, C. 1995. *Shock and Vibration Handbook*. New York: McGraw-Hill.
- Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2008. *Hydrauliteknikka*. Helsinki: WSOY.
- Keinänen, T. & Kärkkäinen, P. 2005. *Automaatiojärjestelmien hydrauliikka ja pneumatiikka*. Helsinki: WSOY.
- Kyowa. *Straingages*. Tuote-esite.
- Mäkelä, M., Soininen, L., Tuomola, S. & Öistämö, J. 2008. *Tekniikan kaavasto*. Hämeenlinna: Amk-Kustannus Oy Tammertekniikka.
- Mäkinen, R. 1981. *Hydrauliikka 3*. Keuruu: Kustannusosakeyhtiö Otava.
- Nohynek, P. & Lumme V. E. 2004. *Kunnonvalvonnan värähtelymittaukset*. Hamina: Kotkan kirjapaino Oy.
- Outinen, H., Salmi, T. & Vulli, P. 2007. *Lujuusopin perusteet*. Tampere: PRESSUS OY.
- Palonen, M. 2008. *Proprtionaalijärjestelmän mitoitus ja testaus*. Opinnäytetyö, Savonia-ammattikorkeakoulu.
- Pennala, E. 1999. *Koneiden ja rakenteiden värähtelyt*. Helsinki: Otatieto.
- Salmi, T. & Virtanen, S. 2006. *Dynamiikka*. Tampere: PRESSUS Oy.



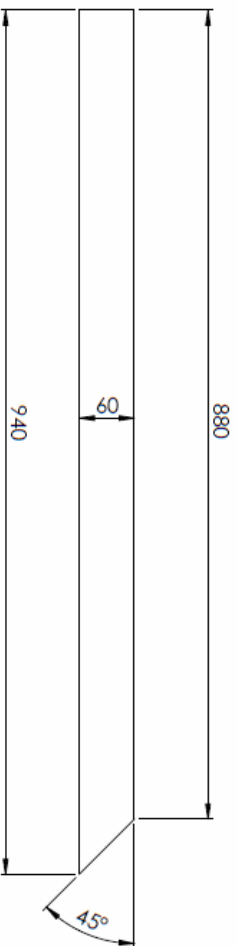
4 kpl

1	1	Vaakatuki								
No. Drawing no	Partname	Description	Standard	PHG 60x40x2	Dimensions	Material	1.0045 (S355JR)	Qty.	1	
				Vaakatuki DESCRIPTION		DRAWING NUMBER 1		REVISION		
DESIGNED	DATE	DRAWN	SCALE	ASSOCIATION		REVISION				
RS44388	27.01.2012		1:1							
APPROVED	DATE	SCALE	SHEET 1 OF 1		ASSOCIATION		REVISION			
		1:1								

SolidWorks Student License
Academic Use Only

No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in database, without written permission of owner.

4 kpl



SolidWorks Student License
Academic Use Only

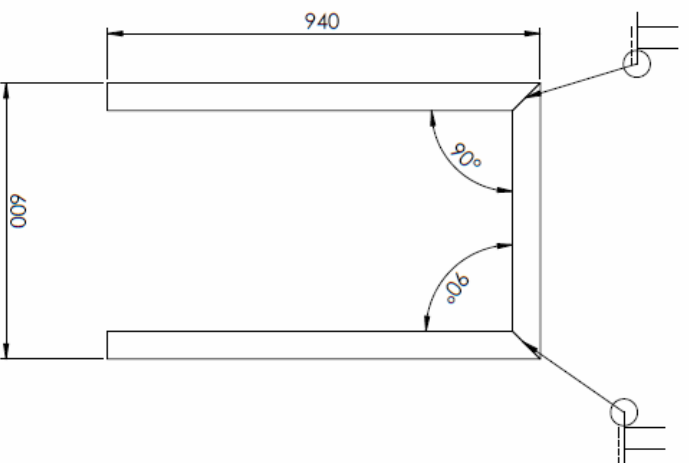
2

3

4

1	2	Jalka		Description		Standard	Part name	Dimensions	Material	Qty.
No. Drawing no		Part name		Description		Standard	Part name	Dimensions	Material	Qty.
DESIGNED KMS4558		DATE 23.01.2012		MATERIAL: 1.0045 (S355JR)		PART NAME Jalka		DESCRIPTION		REVISION 3
APPROVED		DATE		SCALE: 1:5		SHEET 1 OF 1		ASSOCIATION		REGION A3
				GENERAL TOLERANCE						
		WEIGHT (kg): 273								

No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in database, without written permission of owner.



Runggossa 2kpl

No.	Drawing no	Partname	Description	Standard	Dimensions	Material	Qty.
2	3	Jalusta			RMS 60x40x2	1.0045 (3355JR)	2
1	4	Jalosten kierre			RMS 60x40x2	1.0045 (3355JR)	1



SAVONIA
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES



MATERIAL: **Material <not specified>**

PARTNAME: **Jalusta**

DESCRIPTION: **5**

DRAWING NUMBER: **5**

ASSOCIATION: **A3**

REVISION: **A3**

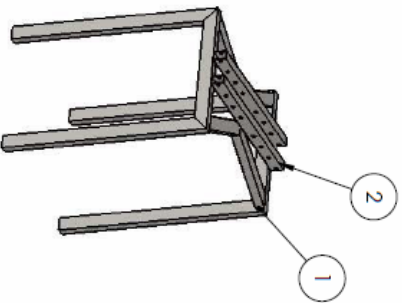
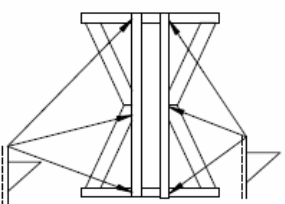
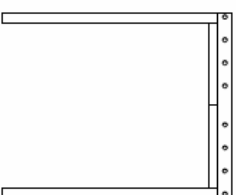
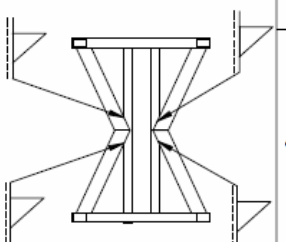
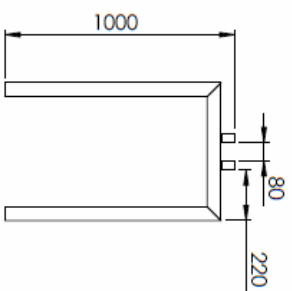
SolidWorks Student License
Academic Use Only

2

3

4

No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in databases, without written permission of owner.



No.	Drawing no	Partname	Description	Standard	Dimensions	Material	Qty.
2	7	Etiketispalkki			RHS 60x40x2	1.0045 (3355LR)	2
1	8	Runko				Materiali ei määritetty	1



SAVONIA
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES



MATERIAL: Materiali ei määritetty

PARTTUUNO: Runko ja palkit

SolidWorks Student License
Academic Use Only

2

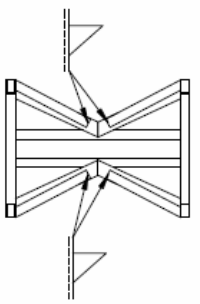
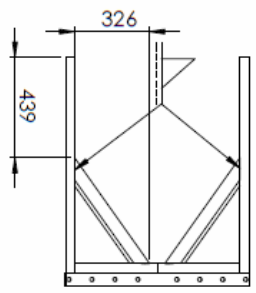
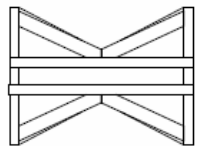
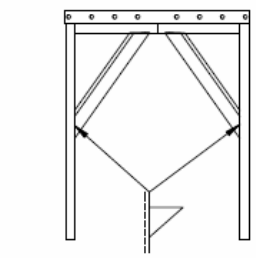
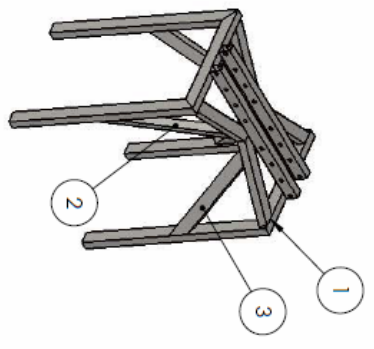
3

4

DESIGNED	DATE	APPROVED	DATE	SCALE	SHEET	OF	ASSOCIATION	DRAWING NUMBER	REVISION
HTS4558	28.01.2013			1:20	23/6	1		8	
									A3

No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in a database, without written permission of owner.

SolidWorks Student License
Academic Use Only

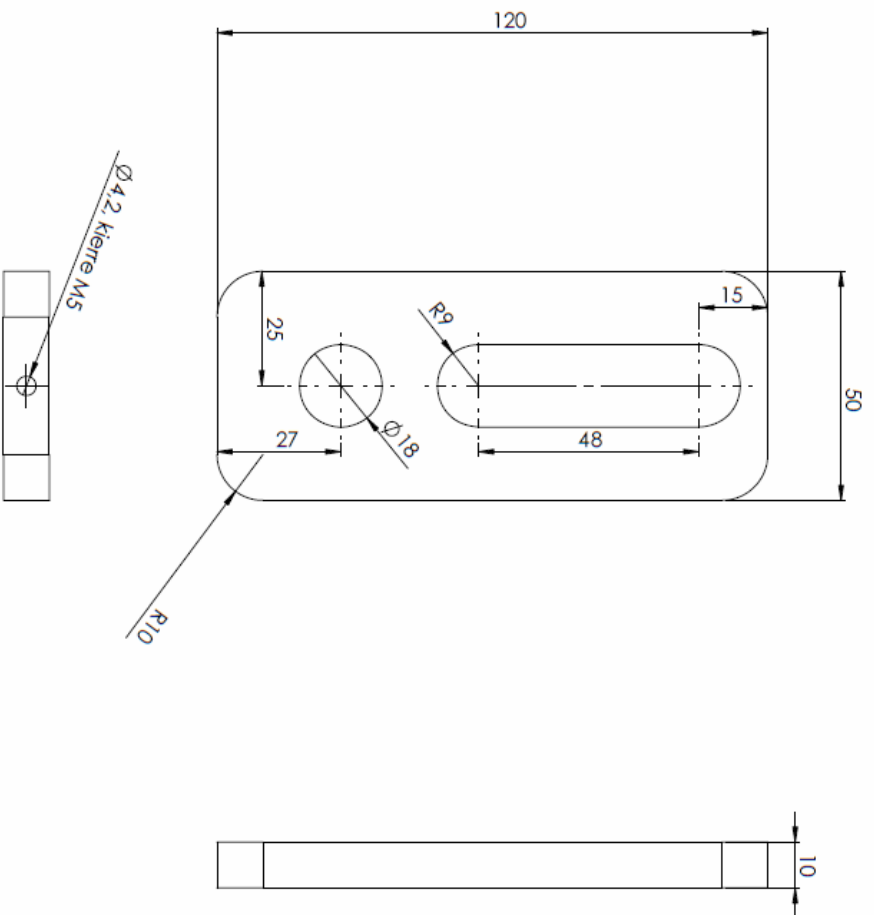


No.	Drawing no	Partname	Description	Standard	Dimensions	Material	Qty.
3	9	Pytytuki			2H5 60x40x2	1.0045 (3355LR)	2
2	10	Pytyhuu:2			2H5 60x40x2	1.0045 (3355LR)	2
1	8	Runko ja polki			Material <not specified>	Material <not specified>	1

DESIGNED	DATE	PROJ. NO.	SCALE	ASSOCIATION	REVISION
KIS4558	28.01.2013	2948	1:20	11	A3

	SAVONIA UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES		Pöytä
MATERIAL: Material <not specified>		DESCRIPTION: Pöytä	

No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in a database, without written permission of owner.



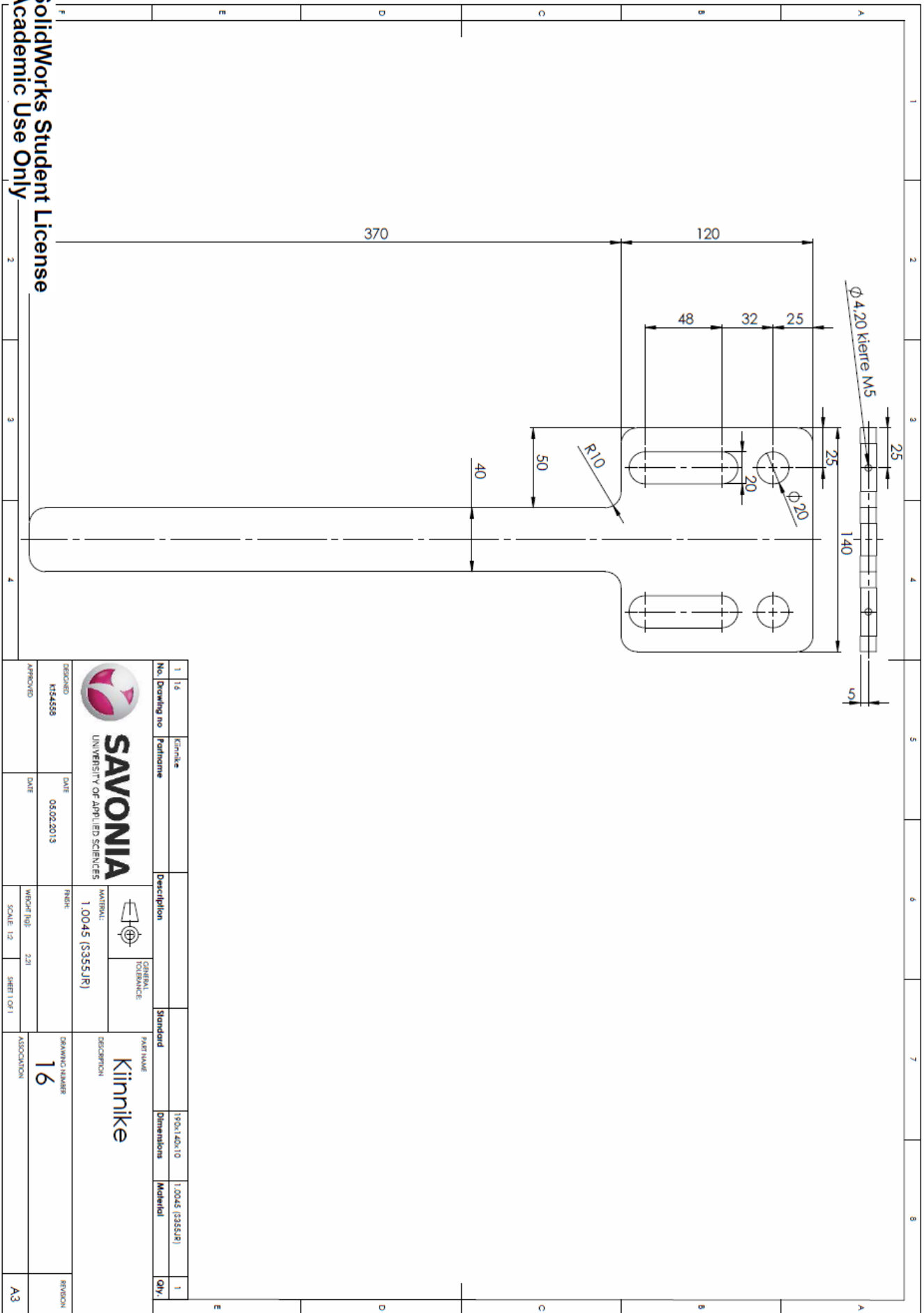
4 kpl

No.	Drawing no	Partname	Description	Standard	Dimensions	Material	Qty.	
1	13	Kierri/akrovaite			120x50x10	1.0045 (S355JR)	1	
SAVONIA UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES		PARTNAME: Kierri/akrovaite GENERAL TOLERANCE: SFS-EN 12768-1-m MATERIAL: 1.0045 (S355JR) SCALE: 1:1		DRAWING NUMBER: 13 DESCRIPTION: Kiinnityskorvake		ASSOCIATION:		
DESIGNED	KIS4558	DATE	04.02.2013	FIGURE		WEIGHT (kg)	0,35	
APPROVED		DATE		SCALE: 1:1	SHEET 1 OF 1	ASSOCIATION		
							REVISION	A3

SolidWorks Student License
Academic Use Only

No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in a database, without written permission of owner.

SolidWorks Student License
Academic Use Only

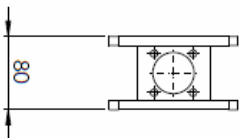
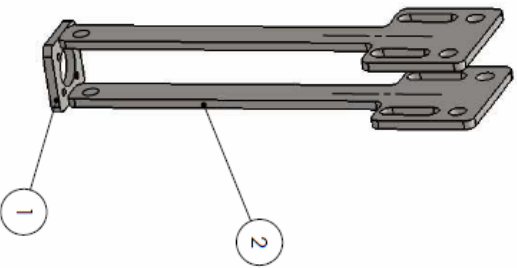
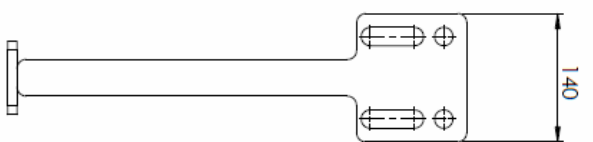
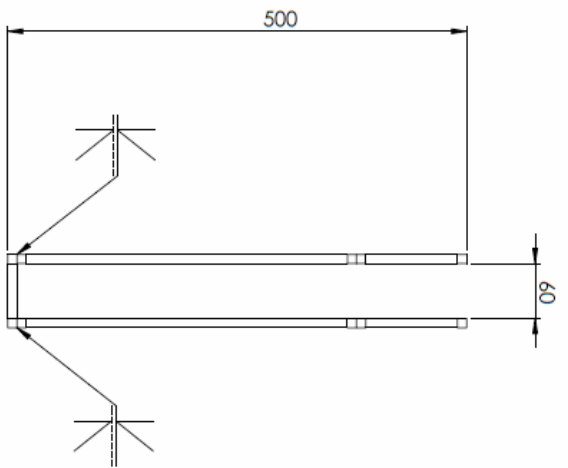


1	1/6	Granite							
No. Drawing no		Partname	Description	Standard	Dimensions	Material	Qty.		
1		1/6			190A140X10	1.0045 (S355JR)	1		
DESIGNED		DATE	MATERIAL	PART NAME	DESCRIPTION				
KTS4598		05.02.2013	1.0045 (S355JR)	Kiinnike					
APPROVED		DATE	SCALE	SHEET	ASSOCIATION				
			1:2	2/1	16				
					A3				



SAVONIA
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in databases, without written permission of owner.



No.	Drawing no	Partname	Description	Standard	Dimensions	Material	Qty.
2	13	Kinnike	Syinteri		1904.140x10	1.0045 (3355LR)	2
1	15	Kinnihyväike			80x80x10	1.0045 (3355LR)	1



SAVONIA
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES



MATERIAL: Syinteri
Material <not specified>

Part name: Syinterin kinnike

SolidWorks Student License
Academic Use Only

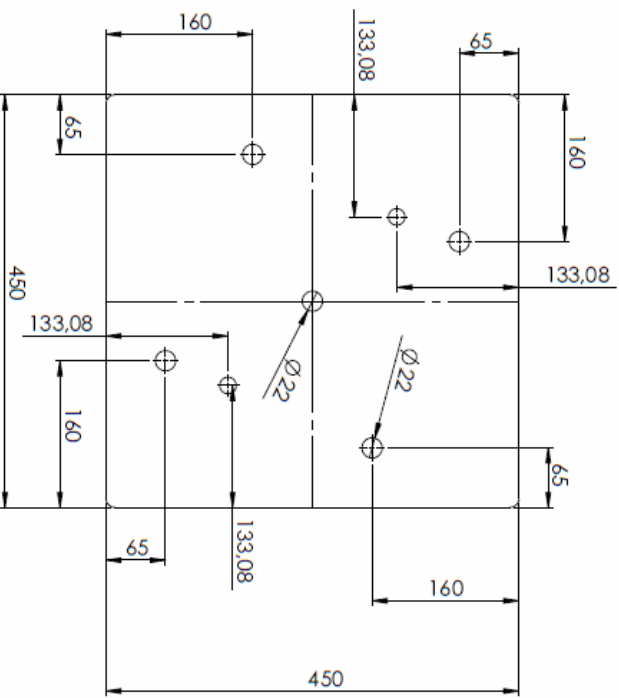
2

3

4

No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in a database, without written permission of owner.

SEKOID	DATE	FRÖR	DRAWING NUMBER	RYKÖN
K344598	04.03.2013		17	
APPROVED	DATE	WÖRÖR NÖÖ	ASSÖÖNÖN	
		477		A3
		SCALE: 1:5	SÖÖR 1:0:1	

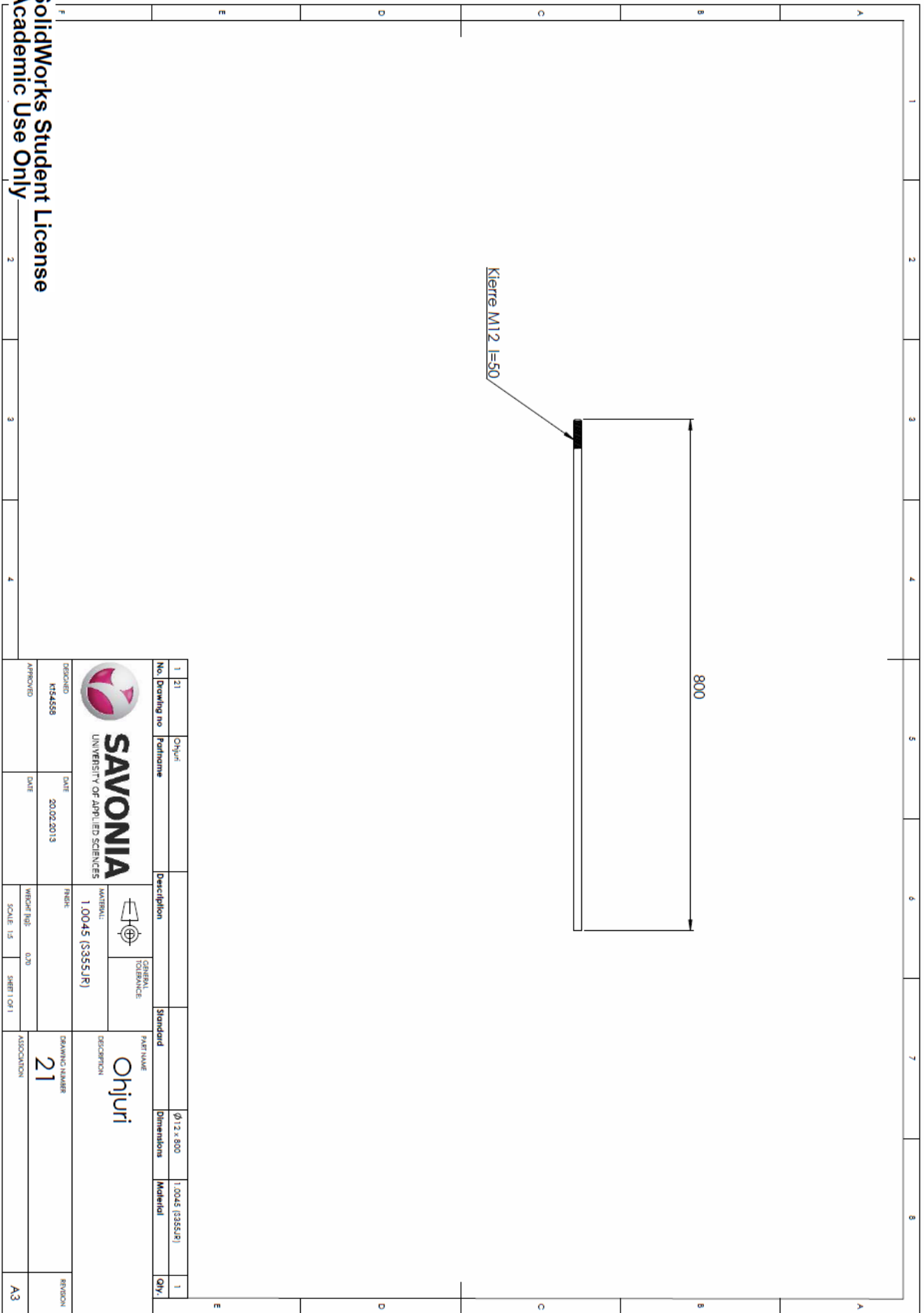


1		2		3		4		5		6		7		8	
A		B		C		D		E		F		A		B	
No. Drawing no		Partname		Description		Standard		Dimensions		Material		Qty.			
1 20		Painolevy		 GENERAL TOLERANCE SFS-EN 12206-1-m		PART NAME 1.0045 (S355JR)		450 x 450 x 10		1.0045 (S355JR)		1			
ESKODAD KTS4558		DATE 12.02.2013		MATERIAL 1.0045 (S355JR)		DRAWING NUMBER 20									
APPROVED		DATE		SCALE 1:5		ASSOCIATION FOYTA									
 SAVONIA UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES															

SolidWorks Student License
Academic Use Only

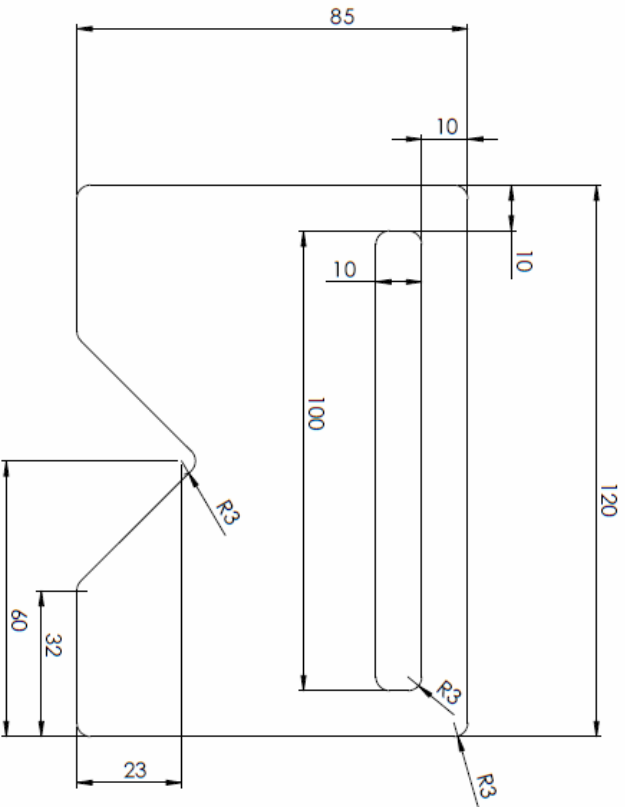
No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in database, without written permission of owner.

SolidWorks Student License
Academic Use Only



1	21	Ohjuri								
No. Drawing no		Partname	Description	Standard	Dimensions	Material	Qty.			
1		21	Ohjuri		Ø12 x 800	1.0045 (S355JR)	1			
				GENERAL TOLERANCE						
				MATERIAL						
			1.0045 (S355JR)	PART NAME						
				DESCRIPTION						
				Ohjuri						
DESIGNED		DATE	DATE	SCALE	SHEET 1 OF 1	ASSOCIATION	DRAWING NUMBER	REVISION		
KTS4538		20.02.2013		1:5			21			
APPROVED		DATE	SCALE	SHEET 1 OF 1	ASSOCIATION				REVISION	
			1:5						A3	

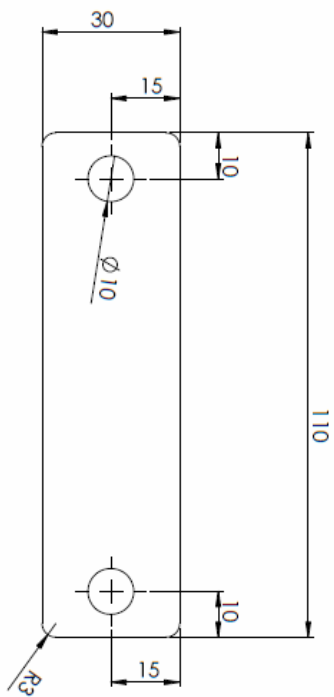
No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in database, without written permission of owner.



SolidWorks Student License
Academic Use Only

1	24	Sensorin alusta	Sensori	120 x 85 x 3	1,0045 (3355UR)	1
No. Drawing no	Partname	Description	Standard	Dimensions	Material	Qty.
				Sensorin alusta Sensori		
RECORDED	DATE	MATERIAL	GENERAL TOLERANCE	Sensorin alusta Sensori		
KIS4598	4.18.02.2013	1,0045 (3355UR)	0,30	Sensorin alusta Sensori		
APPROVED	DATE	SCALE	SHEET 1 OF 1	Sensorin alusta Sensori		
		1:1		Sensorin alusta Sensori		
No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in databases, without written permission of owner.				Sensorin alusta Sensori		

A3



SolidWorks Student License
Academic Use Only

1	26	Sensorin kiristin	Sensori		80 x 30 x 3	1.0045 (3355JR)	1
No. Drawing no		Partname	Description	Standard	Dimensions	Materiaali	QTY.
DESIGNED KIS4558		DATE 18.02.2013	FINISH 1.0045 (3355JR)	GENERAL TOLERANCE SFS-EN 12276-1-m		PART NAME Sensorin kiristin	
APPROVED		DATE	MATERIAL 1.0045 (3355JR)	DESCRIPTION Sensori		DRAWING NUMBER 26	
SCALE: 1:1		SCALE: 1:1	ASSOCIATION	REVISION		A3	

No part of this document may be reproduced or distributed in any form or by any means, or stored in a database, without written permission of owner.