

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

Konetekniikan koulutusohjelma

BK10A0401 Kandidaatintyö ja seminaari

## VOIMA – ANTURIN SUUNNITTELU

Ohjaaja: Professori Timo Björk

Lappeenrannassa 05.02.2014

Jarkko Järvinen

c0341182

## SISÄLLYSLUETTELO

<b>1</b>	<b>JOHDANTO.....</b>	<b>5</b>
1.1	TYÖN TAVOITTEET .....	5
1.2	TYÖN RAJAUS.....	6
<b>2</b>	<b>MITATTAVAT SUUREET JA NIIDEN OMINAISUUDET.....</b>	<b>7</b>
2.1	VENYMÄLIUSKAT.....	7
2.1.1	Wheatstonen silta.....	8
2.2	VOIMAN MITTAAMINEN.....	9
2.2.1	Leikkausvoima .....	11
2.2.2	Normaalivoima .....	12
2.2.3	Taivutusmomentti.....	14
2.3	JÄNNITYSKONSENTRAATION MUODOSTUMINEN .....	14
2.4	SUUREIDEN VAIKUTUS SUUNNITTELUSSA.....	15
2.5	MUITA VOIMA-ANTURIN SUUNNITTELUSSA HUOMIOON OTETTAVIA ASIOITA .....	16
<b>3</b>	<b>VOIMA - ANTURIN SUUNNITTELU .....</b>	<b>18</b>
3.1	VAATIMUSLISTA .....	18
3.2	MALLINTAMINEN.....	19
3.3	MATERIAALIVALINTA .....	20
3.4	MITTAUSLAITTEISTON SUOJAAMINEN .....	20
<b>4</b>	<b>LUJUUSTEKNINEN TARKASTELU .....</b>	<b>21</b>
4.1	FINITE ELEMENT- ANALYYSI.....	21
4.2	MATERIAALIN KESTÄVYYS .....	23
4.3	LOMMAHDUS .....	23
4.4	HITSAUSLIITOSTEN MITOITUS.....	24
4.5	KALIBROINTI.....	24
<b>5</b>	<b>JOHTOPÄÄTÖKSET.....</b>	<b>26</b>
	<b>LÄHTEET .....</b>	<b>27</b>
	<b>LIITTEET</b>	
	LIITE 1: MATERIAALIN KESYTYÄVYYS	
	LIITE 2: LOMMAHDUS	
	LIITE 3: HITSIEN MITOITUS	

## SYMBOLILUETTELO

$A$	Pinta-ala [mm <sup>2</sup> ]
$dx$	Taivutusmomentin varren muuttuva pituus [mm]
$E$	Kimmokerroin [N/mm <sup>2</sup> ]
$F$	Voima [N]
$F_{cr}$	Kriittinen voima [N]
$F_{Rd}$	Mitoituskestävyys
$f_y$	myötölujuus [N/mm <sup>2</sup> ]
$GF$	Venymäliuskan herkkyyserroin
$h_w$	Voima-anturin rungon vapaa korkeus [mm]
$K$	kalibroinnin korjauserroin
$k_{\sigma}$	Lommahduserroin
$L_p$	Poikkileikkauksen pituus [mm]
$M$	Momentti [Nm]
$N$	Normaalivoima [N]
$Q$	Leikkausvoima [N]
$R$	Resistanssi [ $\Omega$ ]
$S_s$	Tehollinen jakautumis pituus
$t$	Levykentän paksuus
$t_w$	Voima-anturin rungon paksuus [mm]
$V$	Jännite [V]
$\nu$	Poissonin suppeumaluku
$\beta_w$	Hitsin beetta-arvo
$\gamma_{M2}$	Murtolujuuden osavarmuusluku
$\varepsilon$	Venymä
$\varepsilon_K$	Katkeamisraja
$\varepsilon_M$	Murtovenymä
$\eta$	Käyttöaste
$\lambda_F$	Suhteellinen hoikkuus
$\sigma$	Jännitys [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{cr}$	Kriittinen jännitys [N/mm <sup>2</sup> ]

$\sigma_E$	<i>Kimmo</i> raja [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_M$	Murtoraja [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{ma}$	Alamyö <i>tö</i> raja [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{my}$	Ylämyö <i>tö</i> raja [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_N$	Normaalijännitys [N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_s$	Suhteellisuusrajan jännitys [N/mm <sup>2</sup> ]
$\chi_F$	Pienennyskerroin
$\psi$	Jännityssuhde

# 1 JOHDANTO

Voima-anturin suunnittelussa on perehdyttävä mitattavan kohteen venymän ja jännityksen väliseen korrelaatioon, joka mitataan vastusvenymäliuskoilla. Mittaustekniikassa on otettava huomioon mittauskohdan herkkyys. On siis tärkeää, että voima-anturin rungon paksuus, jossa vastusvenymäliuskat sijaitsevat, on optimimaalinen niin rasittavan kuorman kantamiseen kuin tarpeeksi laadukkaan mittausdatan saamiseen.

## 1.1 Työn tavoitteet

Tavoitteena tässä kandidaatintyössä on suunnitella voima-anturi, joka mittaa työkoneessa kiinni olevan puomin rasituksia. Voima-anturi mallinnetaan Solidworks-ohjelmalla ja sen kestävyyttä ja herkkyyttä analysoidaan elementtimenetelmällä.

Voima-anturiin kohdistuvat rasitukset muutetaan mitattavaan muotoon vastusvenymäliuskalla, joka muuttaa rakenteen venymän vastukseksi (Hannah & Reed, 1992, s. 35 - 37). Vastusvenymäliuskojen tyypillä, niiden paikoituksella ja silloittamisella on suuri merkitys suureiden mittaamisessa, joten työssä kiinnitetään näihin seikkoihin erityistä huomiota. Voima-anturilla kerätään kuormitusdataa leikkausvoiman, taivutusmomentin ja normaalivoiman aiheuttamista rasituksista puomin runkoon. Tarkoituksena on siis perehtyä kuormitusten mittaamiseen, venymäliuskojen valintaan, rakenteen suunnitteluun ja sen kestävyuden analysoimiseen. Työn teettäjä käyttää voima-anturista saatavaa kuormitusdataa hyödyksi murtumien ymmärtämisessä ja rungon suunnittelussa.

Työnteettäjällä on käytössään useita erimallisia työkoneita ja puomeja. Jotta voima-anturia voitaisiin käyttää useammassa työkoneissa ja puomeissa, on suunnittelussa otettava huomioon myös sovellusmahdollisuudet. Voima-anturin sovellusmahdollisuudet ovat laajennettavissa käytettäessä modulaarista tuotekonseptia anturin kiinnityspinnoissa.

## 1.2 Työn rajaus

Voima-anturin suunnittelutyöstä rajattiin pois laitteen instrumentointi työn laajuuden vuoksi. Instrumentointiin olisi kuulunut voima-anturin oheislaitteiden valinta ja niiden yhteensopivuuden tarkasteleminen. Oheislaitteita ovat muun muassa langaton tiedonsiirtojärjestelmä, lähetin, vastaanotin, vahvistin, akku ja piirikortti. Työssä keskitytään voima-anturin rungon suunnitteluun ja sen kestävyden tarkasteluun ja mitoittamiseen

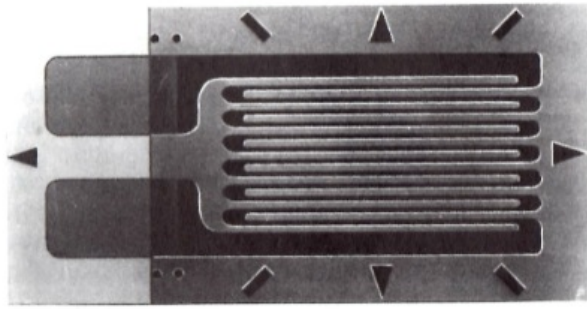
## 2 MITATTAVAT SUUREET JA NIIDEN OMINAISUUDET

Työssä keskitytään normaalivoiman, momentin ja leikkausvoiman mittaamiseen. Momentti ja leikkausvoima mitataan kahden akselin suhteen ja normaalivoima mitataan puomin pituussuunnassa. Mitattavat suureet analysoidaan sekä reaaliaikaisesti puomin ollessa kuormitettuna että jälkikäteen tietokoneella. Työn rajauksen vuoksi voima-anturin kuormitusdatan analysointia ei tässä työssä tarkastella, mutta venymäliuskat ja niiden silloitus suunnitellaan niin, että datan analysointi työnteettäjän haluamalla tavalla on mahdollista.

### 2.1 Venymäliuskat

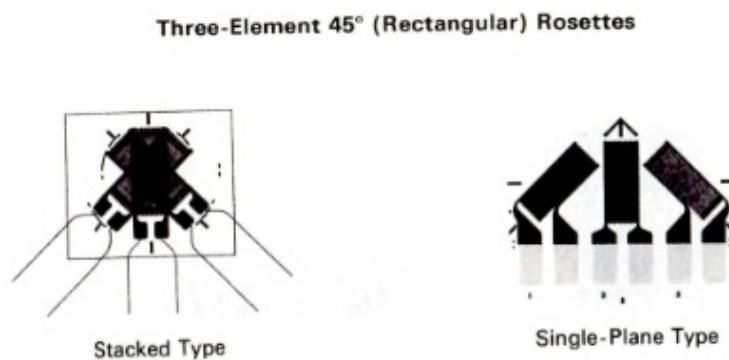
Voima-anturin suureiden mittaamiseen käytetään venymäliuskoja. Venymäliuskat keksittiin vuonna 1856, kun Lordi Kelvin jännitti kupari- ja metallilankoja. Hän huomasi samalla, että lankojen resistanssi suureni mitä enemmän hän lankoja venytti. Samalla Lordi Kelvin ymmärsi, että eri materiaalit reagoivat erisuuruisilla resistansseilla samansuuruiseen voimaan ja että Wheatstonen sillankytkentää voidaan käyttää hyväksi resistanssin muutoksen mittaamisessa. (James W. Dally & William F. Riley, 1991, s. 164-165.)

Venymäliuskan tyypiksi valitaan kolmielementtinen rosette - liuska mittaamaan leikkausvoimaa ja normaalivoimaa ja yksiakselin venymäliuska mittaamaan voima-anturiin kohdistuvia momenteja. Toinen mahdollisuus olisi tehdä kolme eri Wheatstonen sillankytkentää yksiaksellisella venymäliuskalla jokaiselle suurelle, mutta yksinkertaisemman kytkentäkaavion vuoksi käytetään kolmiakselista ja yksiakselista venymäliuskaa.



**Kuva 1.** Kalvo venymäliuska (Hannah R.L et al., 1992, s. 18).

Kuvassa 1 on yksielementtinen kalvo venymäliuska, jota käytetään voima-anturin momenttien mittaamiseen. Kalvo venymäliuska valmistetaan tulostetun piirilevyn tapaan. Aluksi tietokoneella suunnitellaan liuskan runko josta tehdään negatiivi haluttuun kokoon. Negatiivista tulostetaan haluttu määrä venymäliuskoja, joka valssataan tarkasti haluttuun mittaan. Tyypillisesti venymäliuskat ovat 0,0025 – 0,005 mm paksuja. Tämän jälkeen metallista valmistettu runko laminoidaan molemmilta puolilta. (Hannah R.L et al. 1992. s. 18-19.) Venymäliuskan alustapituus tarkoittaa tartuntamatkaa ja hilapituus mittaussmatkaa.



**Kuva 2.** kolmielementtinen rosette venymäliuska (R. L. Hannah & S. E. Reed, 1992, s. 73).

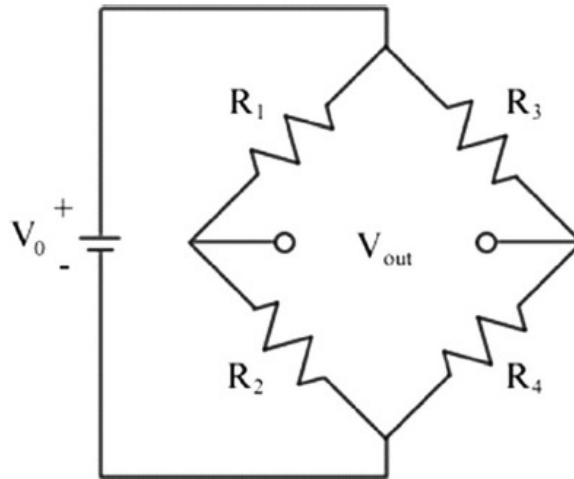
Kuvassa 2 oikealla olevan kalvo venymäliuskan kaksi uloimmaista elementtiä mittaavat leikkausvoimaa ja keskimäinen elementti mittaa normaalivoimaa.

### 2.1.1 Wheatstonen silta

Vastusvenymäliuskan ulostulojännite vastaa resistanssin muutosta liuskan venyessä. Venymäliuskojen venymät ovat tuhannesosamillimetrien suuruisia. Venymiä vastaavat



resistanssin muutokset olisivat liian heikkoja normaaleille resistanssimittareille. Tämän vuoksi on tarpeellista käyttää Wheatstonen sillankytkentää anturoinnissa. (Hannah R.L et al. 1992. s. 12.)



**Kuva 3.** Wheatstonen sillankytkentä (Ma R et al., 2013, s. 4).

Kuvassa 3 on normaali wheatstonen sillankytkentä, jossa  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  ja  $R_4$  ovat venymäliuskojen resistansseja,  $V_{out}$  on tulojännite ja  $V_0$  venymän muutoksen aiheuttama jännite. Wheatstonen sillankytkentä tekee anturoinnista automaattisesti lämpökompensoidun, kun haarojen liuskat ovat keskenään samassa lämpötilassa. (Ma R et al., 2013, s. 4.)

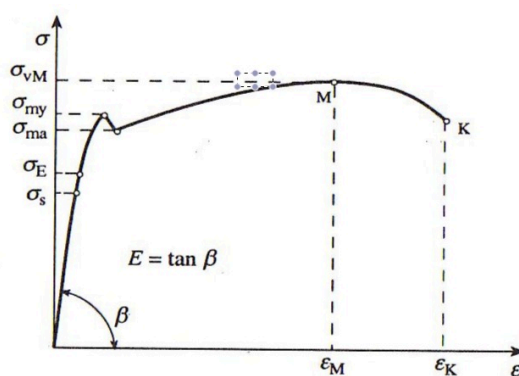
## 2.2 Voiman mittaaminen

Suureiden mittaaminen voima-anturissa perustuu venymän ja jännityksen suoraan verrannollisuuteen, eli Hooken lakiin. Tämä Hooken laki keksittiin 1700- vuosisadalla, mutta myöhemmin sen ymmärrettiin olevan voimassa vain suhteellisuusrajaan saakka. Tekninen suhteellinen venymä, eli venymä, voidaan laskea yhtälöllä 1. (Pennala, 1994, s. 25.)

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{EA} \quad (1)$$

Hooken lain yhtälössä  $\epsilon$  on suhteellinen venymä,  $\sigma$  on jännitys,  $F$  on voima,  $E$  on jännityksen ja venymän välinen verrannollisuuskerroin eli kimmokerroin ja  $A$  on ala. (Pennala, 2000, s. 25.)

Hooken laki on suoraan verrannollisena kuitenkin voimassa vain tiettyyn suhteellisuusrajaan  $\sigma_s$  asti. Tämä pitää ottaa huomioon voima-anturin suunnittelussa, sillä jos suhteellisuusraja ylitetään, voi anturin runkoon tulla plastisia muodonmuutoksia. (Pennala, 2000, s. 22.)



**Kuva 4.** Niukkahiilisen teräksen jännitys-venymäpiirros (Pennala, 2000, s. 22).

Kuvasta 4 niukkahiilisen teräksen jännitys-venymäpiirroksista näkee selvästi, että suhteellisuusrajan  $\sigma_s$  jälkeen nouseva suora ei ole enää suoraan verrannollinen jännityksen määrään. Kuvassa 4 oleva symboli  $\sigma_E$  on kimmoraja,  $\sigma_{ma}$  ja  $\sigma_{my}$  ovat ala- ja ylämyötörajoja,  $\sigma_M$  on murtoraja,  $\epsilon_M$  on murtovenymä ja  $\epsilon_K$  on katkeamisraja. (Pennala, 2000, s. 22 – 23.)

Hooken lain antaman jännityksen ja venymän suhteen ollessa selvillä on tärkeää saada mitattava suure sähköiseen muotoon. Venymäliuskan tehtävä on mitata resistanssin muutoksia venymän muuttuessa. Resistanssin muutos voidaan laskea yhtälöllä 2. (Hannah et al. 1992, s. 35.)

$$GF = \frac{\Delta R/R}{\Delta L/L} = \frac{\Delta R/R}{\epsilon} \quad (2)$$

Yhtälössä 2  $GF$  on liuskan herkkyyserroin,  $\Delta R$  on resistanssin muutos venymäliuskassa ohmeina,  $R$  on kuormittamattoman voima-anturin mittauskohdan resistanssi,  $L$  on pituus ja  $\varepsilon$  on venymä. Suhteellisen venymän muuttuessa siis resistanssi muuttuu. Resistanssi siirtyy jännitteenä  $U$  voima-anturin piirikortille. (Hannah et al. 1992, s. 35 - 37).

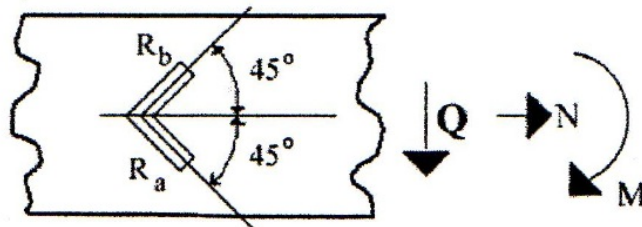
### 2.2.1 Leikkausvoima

Tasoa kuormitettaessa leikkaustasossa mielivaltaisella voimalla saadaan aikaan leikkausjännitys  $\tau$ . Muuttuva leikkausjännitys voidaan laskea yhtälöllä 3. (Pennalla, 2000, s. 17).

$$\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta A} = \frac{dQ}{dA} \quad (3)$$

Ytälössä 3  $\tau$  on leikkausjännitys,  $\Delta Q$  on muuttuva leikkausvoima,  $Q$  on leikkausvoima ja  $A$  on leikkausvoimaa vastaan oleva ala. (Pennalla, 2000, s. 17).

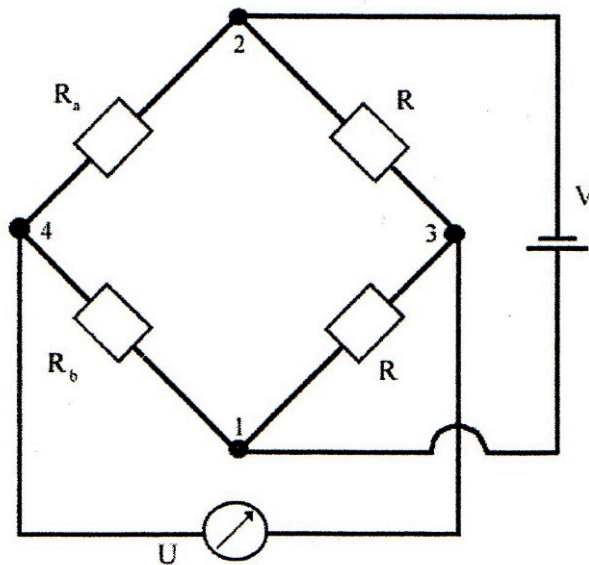
Puhdas leikkausjännitys voidaan ajatella syntyvän 45 asteen kulmassa rungon vaak akseliin nähden vaikuttavan vetojännityksen ja siihen ristikkäin vaikuttavan yhtä suuren puristusjännityksen yhteisvaikutuksesta. Tämän vuoksi leikkausvoimaa mittaava venymäliuska asennetaan 45 asteen kulmaan leikkausvoiman siirtymissuuntaan nähden, kuten kuvassa 5 on esitetty. (Konstruktio tekniikan mittaukset, 1993, s. 27 - 28.)



**Kuva 5.** Leikkausvoimaa mittaavan venymäliuskan asennus (Konstruktio tekniikan mittaukset, 1993, s. 27).

Venymäliuskan konkreettinen sijoituspaikka tulisi olla mahdollisimman lähellä neutraaliakselia, jossa leikkausjännityksen arvo saavuttaa maksiminsa. Jos leikkausjännitystä mittaavan venymäliuskan keskipisteiden välinen jännityksien muutos on

pienempi vaaka-akselille sijoitettuna, on se parempi sijoitusvaihtoehto kuin pystyakselille. Mitä pienempi venymäliuskojen keskipisteiden jännityskonsentraation muutos on, sitä tarkempi ja validimpi on mitattu tulos. (Konstruktitekniikan mittaukset, 1993, s. 29.)



**Kuva 6.** Leikkausvoiman 1/2 – sillankytkentä (Konstruktitekniikan mittaukset, 1993, s. 27.)

Leikkausjännityksen 1/2 sillankytkentä on esitetty kuvassa 6. Siinä 45 asteen kulmaan asennetut venymäliuskat kytetään samaan haaraan sillassa. (Konstruktitekniikan mittaukset, 1993, s. 27.)

### 2.2.2 Normaalivoima

Normaalijännityksen kaavassa 4 voima  $F$  on kohtisuoraan leikkaustasoa vastaan, jonka pinta-ala on  $A$ . Normaalijännitys  $\sigma_N$  on siis veto- tai puristusjännitystä. Yhtälöstä 4 voidaan laskea helposti normaalivoima. (Pennala, 2000, s. 15.)

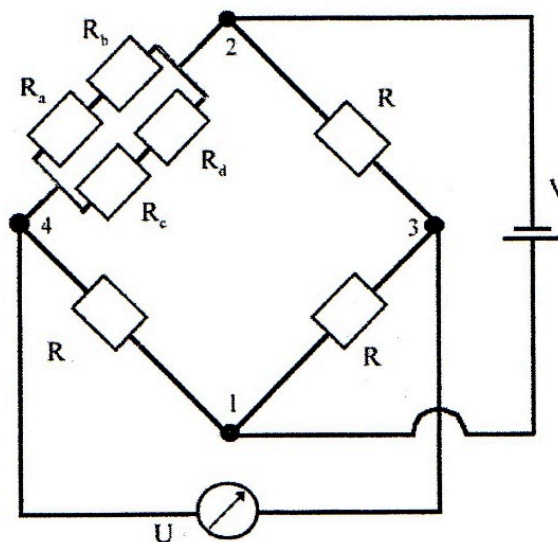
$$\sigma_N = \frac{F}{A} \quad (4)$$

Jos normaalivoima poikkipinnassa on muuttuva, saadaan normaalijännitykselle yleisempi muoto yhtälössä 5 (Pennala, 2000, s. 15).

$$\sigma_N = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} = \frac{dF}{dA} \quad (5)$$

Yhtälössä 5  $\Delta F$  on sisäinen voima poikkipinnassa,  $\Delta A$  on poikkipinnan muuttuva ala. Kun normaalijännitys on negatiivinen, on voima  $F$  puristuksella. Jos voima  $F$  on vedolla, on normaalijännitys positiivinen. (Pennala, 2000, s. 16.)

Normaalivoiman mittaus venymäliuskalla tehdään neljällä elementillä, jotka ovat sijoitettu voima-anturin pituusakselille. Jälleen neutraaliakseli on suotuisin paikka normaalivoimaa mittaavien venymäliuskojen sijoitukseen, sillä suurin normaalivoiman arvo saavutetaan neutraaliakselilla. Normaalivoiman määrittämiseksi yksinkertaisin tapa on kytkeä anturit Wheatstonen sillan yhteen haaraan puolikkaaseen peräkkäin ja rinnakkain. Kuvassa 7 on havainnollistettu kyseinen  $\frac{1}{4}$  - siltakytkentä. Voima-anturin normaalivoima mitataan kolmielementtisen venymäliuskan keskimmäisestä elementistä, rosette- venymäliuskan kaksi muuta elementtiä mittaa siis leikkausvoimaa. (Konstruktiotekniikan mittaukset, 1993, s. 24.)



**Kuva 7.** Normaalivoiman  $\frac{1}{4}$  - siltakytkentä (Konstruktiotekniikan mittaukset, 1993, s. 25.)

### 2.2.3 Taivutusmomentti

Taivutusmomentti  $M$  on mielivaltaisen pisteen  $X$  oikealla tai vasemmalla puolella vaikuttavien voimien ja momenttien summa. Taivutusmomentti saadaan laskettua leikkausvoiman avulla. Yhtälöllä 6 voidaan laskea taivutusmomentti  $M$ . (Pennala, 2000, s. 42.)

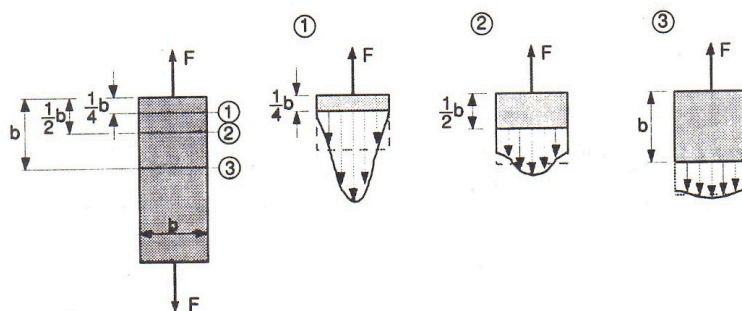
$$Q = \frac{dM}{dx} \quad (6)$$

Yhtälössä 6  $dx$  on taivutusmomentin varren muuttuva pituus (Pennala, 2000, s. 42).

Taivutusmomentti  $M$  mitataan kahden akselin suhteen neljällä venymäliuskalla, jotka sijaitsevat yhtä kaukana neutraaliakselilta, symmetrisesti poikkileikkauksen neutraaliakseliin nähden. Pituussuunnassa liuskat sijoitetaan paikkaan, jossa taivutusmomenttia häiritsee mahdollisimman vähän tekijöitä kuten esimerkiksi reiät, materiaalipaksuuden muuttuminen tai levykentän aukot. Mittausperiaate silloituksen suhteen on sama, jota käytetään myös leikkausvoiman mittaamiseen, joka näkyy kuvassa 6. (Konstruktiotekniikan mittaukset, 1993, s. 33.)

### 2.3 Jännityskonsentraation muodostuminen

Jännityskonsentraatio on epätasainen voiman vaikutuspisteen läheisyydessä. Mitä kauempana tarkastelupiste on voiman vaikutuspistettä, sitä tasaisempi on todellinen jännitys jakauma. Kuormitettavan kappaleen leveyden päässä olevan tarkastelupisteen todellinen jännitys jakauma on jo lähes tasainen. Kuvassa 8 näkee jännityskonsentraation muodostumisen lähempänä ja kauempana voiman vaikutuspistettä. Tämä jännitys jakauman tasoittuminen tunnetaan nimellä Saint Venantin periaate. (J. Karhunen et al., 1993, s. 43.)



**Kuva 8.** Jännitysten tasoittuminen rakenteessa (J. Karhunen et al, 1993, s. 44).

Kuvassa 8  $b$  on rakenteen leveys ja  $F$  on rakennetta kuormittava voima. Ihanteellinen voimien mittauspiste Saint Venantin periaatteen mukaisesti olisi siis noin voima-anturin rungon leveyden päässä, tai kauempana kuormittavasta voimasta. (J. Karhunen et al., 1993, s. 43).

Saint Venantin periaatetta ei kyseisessä voima-anturin suunnittelutyössä kuitenkaan pystytä toteuttamaan. Jos venymäliuskojen sijoituspiste olisi noin levykentän leveyden päässä sen kiinnityspisteestä, tulisi voima-anturin rungosta liian korkea. Tämä puolestaan haittaisi koneen käyttäjää.

#### 2.4 Suureiden vaikutus suunnittelussa

Voima-anturin mitattavien suureiden luonne vaikuttaa suurelta osin venymäliuskojen valintaan ja niiden paikoitukseen. Voima-anturiin kohdistuvat rasitukset ja voimavuon kulku anturin rungossa sanelevat myös rungon suunnittelun eri vaiheissa. Vastusvenymäliuskamittauksilla pyritään hakemaan usein eniten rasitettuja kohtia rakenteessa. Voima-anturin sijoituspaikka työkohteessa on siis työkoneen ja puomin välissä ja tarkoituksena on kartoittaa puomin runkoon kohdistuneet rasitukset tietyn ajanjakson aikana. Tämän vuoksi hot spot- jännityksien kartoittaminen puomin rungossa ei ole mahdollista, vaan voima-anturista haetaan runkoon kohdistuneita nimellisiä jännityksiä. (Konstruktio tekniikan mittaukset, 1993, s 33.)

Parhaiten mittaustulokset vastusvenymäliuskamittauksissa saadaan esiin silloin, kun poikkileikkauksessa on tarpeeksi pitkä osuus, jota ei häiritse rakenteellinen epäjatkuvuus. Saint Venantin periaatteen mukaisesti rakenteessa tulisi olla epäjatkuvuuksista vapaa

osuus, jonka pituus on annettu yhtälössä 7. Tämän takia voima-anturin levykenttiin ei tulisi tehdä reikiä tai aukkoja. Jos rungon sisällä oleva tyhjä tila käytettäisiin esimerkiksi instrumenteille, se tekisi anturista epäluotettavamman mittausdatan suhteen. (Konstruktiotekniikan mittaukset, 1993, s 23.)

$$2 * L_p \leq L \quad (7)$$

Yhtälössä 7  $L_p$  on poikkileikkauksen pituus ja  $L$  on riittävän epäjatkuvuuksista vapaana olevan osuuden pituus (Konstruktiotekniikan mittaukset, 1993, s.23).

Jännityskenttä, johon venymäliuska sijoitetaan, tulee sanelemaan suurelta osin venymäliuskojen pituuden. Vastusvenymäliuska mittaa vastuksen muutoksen koko pituuden keskiarvona, joten jos rakenteissa on ns. jännityskonsentraatio tai hot spot jännitys tulisi valita mahdollisimman lyhyt venymäliuska. Jos rakenteen jännityskenttä on yhtenäinen tai vakio tulisi valita pidempi venymäliuska. Venymäliuskan pituus vaikuttaa myös sen kestoikään. Lyhyempi venymäliuska kestää siis enemmän kuormituksia kuin pidempi. Useimpiin dynaamisiin mittauksiin käytetään  $\frac{1}{4}$  - tuumaa eli noin 6 – 7 mm. pitkää venymäliuskaa. (Hannah R.L et al. 1992. s. 257.)

Toimeksiantajan vaatimuksen vuoksi anturirungon korkeutta pyritään minimoimaan mahdollisimman paljon, jottei siitä olisi haittaa puomin käyttäjälle. Vaikka voima-anturin korkeudessa ei noudatettaisikaan Saint Venantin periaatetta, saadaan puomin kuormituksesta tärkeää informaatiota, joka on esimerkiksi verrattavissa toisen käyttäjän tai toisen puomin kuormituksiin.

## 2.5 Muita voima-anturin suunnittelussa huomioon otettavia asioita

Ennen venymäliuskan asenamista voima-anturin runkoon on huolehdittava, että pinta on puhdas liasta, rasvoista, maalista, oksideista ja pinnan tulee olla erittäin tasainen. Tämän jälkeen, kun pinta on puhdistettu ja hiottu tasaiseksi, tulee pinta käsitellä laimealla hapolla. Lopuksi pinta puhdistetaan lieväällä pesuaineella ja pinta puhdistetaan nukkaamattomalla liinalla samansuuntaisin liikkein. (Hannah R.L et al. 1992. s. 145.)



Venymäliuskan kiinnityksessä mitattavaan kappaleeseen on oltava huolellinen. Oikean sideaineen eli liiman valitseminen varmistaa pysyvän sidoksen venymäliuskan ja mitattavan kappaleen välille. Liima on valittava kuormituksen ja ympäristön mukaan. Tässä sovelluksessa puomiin kiinnitettävään voima-anturiin kohdistuu suuria dynaamisia voimia, jotka vaikuttavat taajuudella 6,7 – 9,3 Hz. Ympäristön lämpötila vaikuttaa myös liiman valintaan. Liiman on suoriuduttava siis äärimmäisistä ympäristöolosuhteista, jossa se saattaa elinkaarensa aikana tulla rasitetuksi. Lämpötila voi vaihdella noin -40 - +70 C astetta. Epoksi liima soveltuu käyttökohteeseen hyvin, mutta liiman valinnassa olisi syytä katsoa myös venymäliuskatoimittajan suosittelemaa liimaa. (Hannah R.L et al. 1992. s. 29 - 31.)

Venymäliuskojen suojaaminen ympäristöltä on myös tärkeä seikka anturin eliniän kannalta. Voima-anturista on tehtävä vedenpitävä, sillä vesi ei saa päästä tekemiseen venymäliuskojen kanssa missään olomuodossa. Jos vesi ja venymäliuska pääsevät reagoimaan toistensa kanssa, niin liuskan laminoidut muoviosat ja liima absorboivat vettä. Tämä saattaa johtaa resistanssin mittaamiskyvyn vaimenemiseen tai pahimmillaan liiman hauraaseen murtumiseen. Vesi voi aiheuttaa venymäliuskan pinnalla myös galvaanisen korroosion, sillä ulostuleva jännite ja elektrolyytti eli vesi reagoivat suhteellisen nopeasti. Voima-anturi on suojattava myös iskuilta ja muilta venymäliuskoja vaarantavilta tekijöiltä. (Hannah R.L et al. 1992. s. 62-64.)

### 3 VOIMA - ANTURIN SUUNNITTELU

Voima-anturin runko mallinnetaan ensin Solidworks ohjelmalla työnteettäjän antamien reunaehtojen mukaisesti. Tämän jälkeen 3D- malli syötetään Femap with NX Nastran ohjelmaan ja analysoidaan sen rakenteellinen kestävyys. Finite element- menetelmällä analysoidaan myös jännityskonsentraation muodostuminen ja sen kulku voima-anturin rungossa. Rungosta varmistetaan myös se että rakenteelliset epäjatkuvuuskohdat eivät ole haitaksi venymäliuskojen sijoituspaikalle.

#### 3.1 Vaatimuslista

Aloituspalaverissa käytiin läpi työnteettäjän kanssa voima-anturin vaatimuksista ja toiveista. Päämäärä kandidaatin työssä oli saada verrattavissa olevaa dataa puomiin kohdistuvista kuormituksista, jota käytetään hyväksi tulevien runkojen mitoittamisessa ja mahdollisten puomin murtumien ymmärtämiseen. Tärkeäksi vaatimukseksi kerrottiin myös voima-anturin korkeuden minimointi, jotta mittaustapahtuma ei häiritsisi koneenkäyttäjän työskentelyä. Työtä rajattaessa datan jälkikäsitteily ja instrumentointi jätettiin jatkotoimenpiteisiin. Taulukossa 1 on esitetty vaatimusluettelo ja vaatimuksen tärkeys.

Taulukko 1. Voima-anturin vaatimusluettelo.

	VAATIMUS
	<b>1. Suureiden mittaaminen</b>
KV	<ul style="list-style-type: none"> <li>Mittaa momentin- ja leikkausvoiman kahden akselin suhteen sekä normaalivoiman.</li> </ul>
T	<ul style="list-style-type: none"> <li>Reaaliaikainen Rainflow analyysi.</li> </ul>
	<b>2. käytettävyys</b>
KV	<ul style="list-style-type: none"> <li>Ei saa kuormittaa koneen käyttäjää.</li> <li>pystyttävä toimimaan normaalisti työn aikana.</li> </ul>
	<b>3. Datun siirtäminen</b>
T	<ul style="list-style-type: none"> <li>Langaton.</li> </ul>
	<b>4. Kunnossapito</b>
VV	<ul style="list-style-type: none"> <li>On oltava helposti huollettavissa.</li> </ul>
	<b>5. Liitettävyys</b>
KV	<ul style="list-style-type: none"> <li>Voima-anturi pystytään liittämään myös muihin työkoneisiin ja puomeihin.</li> </ul>
	<b>6. Kestävyys</b>
KV	<ul style="list-style-type: none"> <li>Anturin on kestävä maksimikuormitukset suurimmalla työkoneella ja puomilla.</li> </ul>
	<b>7. Kustannukset</b>
T	<ul style="list-style-type: none"> <li>Mahdollisimman edullinen</li> </ul>
	KV = Kiinteä vaatimus, VV = vähimmäisvaatimus, T = toivomus

### 3.2 Mallintaminen

Voima-anturin rungon mallintamisessa käytettiin Solidworks 2012- ohjelmaa. Taulukon 1 mukaan voima-anturin rungosta on tehty mahdollisimman matala konstruktio, jotta anturi ei häiritse työkoneen käyttäjää. Seuraavaksi 3D mallinnus syötetään elementtimenetelmää käyttävälle ohjelmalle, jolla analysoidaan anturirungon kestävyys ja viimeistellään materiaalien mitoitus.

### 3.3 Materiaalivalinta

Puomin rungon valmistamiseen on käytetty S355 terästä. Voima anturin rungon materiaali tulee olla ominaisuudeltaan yhtä jäykkää tai jäykempää kuin puomin runko, jotta puomia voitaisiin käyttää maksimikuormituksissa, johon se on suunniteltu. Materiaalivalinnalla pystytään myös vaikuttamaan voima-anturin herkkyyteen. Voima-anturin rungon valmistamiseen käytetään S420 rakenneterästä.

Voima-anturissa käytetään Straintech Finland Oy:n maahantuomaa Kyowan kolmiakselista venymäliuskaa KFG-2-350-D30-16 ja johtoa R3M3. Venymäliuskan resistanssi on 350  $\Omega$ . (Chofygaoka C. 2011, s. 38.)

### 3.4 Mittauslaitteiston suojaaminen

Työssä jo aiemmin kerrottiin anturoinnin huolellisen suojaamisen tärkeydestä ja sen laiminlyönnin mahdollisista vaikutuksista. On siis erittäin tärkeää hoitaa suojaaminen hyvin. Voima-anturin suojaamisessa on otettava huomioon myös voima-anturiin tulevien oheislaitteiden sijoitus, niiden suojaaminen ja helppo huollettavuus. Tämän vuoksi voima-anturin rungon ympärille tulisi valmistaa venymäliuskoja ja muita anturin instrumentteja suojaava kehikko. Kehikon materiaali on muovia, jotta langaton data pystytään lähettämään tietokoneelle.

## 4 LUJUUSTEKNINEN TARKASTELU

Finite Element- analyysissä tarkastellaan vastusvenymäliuskojen kohdalla olevia paikallisia venymiä. Kun venymät on saatu jokaisen vastusvenymäliuskan elementin suunnassa, voidaan analyytisesti laskea voima-anturin runkoon kohdistuneet jännitykset. Aluksi venymien avulla selvitetään jännitykset venymäliuskojen elementtien suunnassa ja tämän jälkeen rakennejännityksen suunta ja suuruus. Myös leikkausjännitys ja momentti tarkastetaan venymien avulla. Lopuksi varmistetaan voima-anturin lommahduskestävyys ja hitsausliitosten mitoitus.

### 4.1 Finite Element- analyysi

Finite Element- analyysi tehdään Femap with NX Nastran ohjelmalla. Tässä elementtimenetelmän analyysissä on tarkoitus tarkastella vastusvenymäliuskojen kohdilla vaikuttavien venymien vaikutusta mittausjärjestelmään ja tarkastetaan voima-anturin herkkyyks ja toimivuus.

Femap ohjelmalla analysoidaan koko rakenteen vaikutusta voima-anturin käyttäytymiseen, eli ohjelmaan syötetään koneen puomin ja voima-anturin 3D mallit. Vaikuttava kuormitus on iskumainen voima. Puomin käyttöolosuhteissa kuorma voi tulla kaikkien kolmen akselin suunnasta, tosin kuorman suuruus vaihtelee suunnan vaihtuessa. Suurin kuormitus saadaan z-akselin eli pystyakselin suunnassa, jolloin vastusvenymäliuskat mittaavat normaalivoiman suuruutta. Tällöin puomin runkoon vaikuttaa niin puomin käyttöpainosta johtuva ja osittain käyttökoneen painosta johtuva kuormitus. Pienempi iskumainen voima kuormittaa leikkaus- ja taivutusvoimaa mittaavia vastusvenymäliuskoja x- ja y-akseleiden suunnassa. Suurempana kuormana analyysissä käytetään 210 kN ja pienempänä 100 kN. Kuormat ovat arvioituja kuormituksia, jotka rasittavat puomia ääritilanteessa.

Taulukko 2. Fem analyysin venymät levyypaksuudella 20 mm

Voiman suunta	Venymäliuska	$\varepsilon$
alhaalta	1	0,00011
	2	9,6E-05
1	3	0,00011
	4	0,00014
Voiman suunta	Venymäliuska	$\varepsilon$
edestä	1	-0,00032
	2	-0,00065
2	3	3,2E-07
	4	0,00065
Voiman suunta	Venymäliuska	$\varepsilon$
sivusta	1	-0,00047
	2	-7,5E-07
3	3	0,00076
	4	-1,2E-07

Taulukko 3. Fem analyysin venymät levyypaksuudella 18 mm.

Voiman suunta	Venymäliuska	$\varepsilon$
alhaalta	1	0,00011
	2	9,8E-05
1	3	0,00011
	4	0,00014
Voiman suunta	Venymäliuska	$\varepsilon$
edestä	1	-0,00036
	2	-0,00057
2	3	-4,0E-07
	4	0,00067
Voiman suunta	Venymäliuska	$\varepsilon$
sivusta	1	-0,00079
	2	7,9E-07
3	3	0,00079
	4	4,0E-07

Taulukossa 2 ja 3 on esitetty Fem - analyysillä saatuja venymiä vastusvenymäliuskan kohdalla z – akselin eli pysty akselin suunnassa. Vastusvenymäliuskat ovat numeroitu ja liuskat 2 ja 4 ovat y- akselilla ja liuskat 1 ja 3 ovat y- akselilla.

Liitteessä 4. On laskettu normaalivoima  $N$  käyttäen Femap ohjelmalla saatuja venymiä. Normaalivoima on laskettu tilanteesta, jossa kuormitus vaikuttaa suoraan puomiin z – akselin suunnassa. Taulukossa 2 ja 3 voiman suunta on siis numero 1. Venymillä laskettu normaalivoima oli 2.2 kertaa suurempi kuin oikea voima 18 mm uumapaksuudella. Kun voima-anturin uuman paksuutta vaihdettiin 20 mm, on normaalivoima venymillä laskettuna 2.5 kertaa suurempi. Venymässä ei suuria muutoksia tullut levyypaksuutta muuttaessa, joten 18 mm levyypaksuus antaa reaalisemman tuloksen verrattuna 20 mm

levypaksuuteen. Tämä virhe oikean kuormitusvoiman ja venymäliuskoilla saatujen tuloksien välillä korjataan kalibroinnilla.

#### 4.2 Materiaalin kestävyys

Voima-anturin materiaalin kestävyystarkastelu voidaan tehdä yksinkertaisesti tarkastelemalla materiaalin myötölujuutta ja siihen kohdistuvaa painetta.

$$\frac{F}{A} < f_y \quad (7)$$

Yhtälössä 7  $F$  on materiaaliin 90 asteessa kohdistuva voima,  $A$  on poikkileikkauksen ala ja  $f_y$  on materiaalin myötölujuus. Voima-anturin rungon teräksenä käytetään astetta lujempaa terästä kuin puomin runko, eli S420. Materiaalin myötölujuus ei ole arvioidulla nimelliskuormituksella ongelma (liite 1).

#### 4.3 Lommahdus

levyrakenteita suunniteltaessa on otettava huomioon levykentän lommahdus. Puristuksella oleva levyrakenne voi lommahtaa, jos tietty kriittinen jännitys  $\sigma_{cr}$  ylitetään. Levy puristuu kimmoisasti kokoon, noudattaen Poissonin suppeamalukua  $\nu$ , ennen kriittisen jännityksen saavutusta. Kun jännitys ylittää kriittisen arvon  $\sigma_{cr}$ , taipuu se sinipuooliaallon mukaisesti.

Voima-anturin kootaan kokonaisuudessaan levyrakenteista, joten lommahdus on tarkasteltava. Levykentät, eli voima-anturin pystysuorat sivut, ovat jäykästi tuettuja jokaiselta sivulta. Yhtälössä 8 on esitetty kriittisen jännityksen  $\sigma_{cr}$  muodostuminen.

$$\sigma_{cr} = k_\sigma \frac{\pi^2 E}{12 \cdot (1 - \nu^2)} * \frac{t^2}{b^2} \quad (8)$$

Yhtälössä 8  $k_\sigma$  on lommahduskerroin,  $E$  on materiaalin kimmomoduuli,  $\nu$  on Poissonin suppeamalkuku,  $t$  on levykentän paksuus ja  $b$  on kuormitetun reunan leveys. (Niemi, 2003, s. 18). Kuvassa 12. on esitetty jännityssuhteen  $\psi$  ja lommahduskertoimen  $k_\sigma$  riippuvuus.

$\psi$	$k_o$
1	4
$1 > \psi > 0$	$8,2 / (1,05 + \psi)$
0	7,81
$0 > \psi > -1$	$7,81 - 6,29\psi + 9,78\psi^2$
-1	23,9
$-1 > \psi > -2$	$5,98 \cdot (1 - \psi)^2$

**Kuva 12.** Lommahdukertoimen riippuvuus jännityssuhteesta  $\psi$  (Niemi, 2003, s. 23).

Liitteen 2 mukaan voima-anturilla ei ole nimelliskuormituksilla vaaraa lommahtaa. Myöskään leikkausjännityksen rasituksen alainen voima-anturin levykenttä ei lommahda.

#### 4.4 Hitsausliitosten mitoitus

Voima-anturin levyrakenteet hitsataan tasalujiksi. Tasaluja hitsi ei ole rakenteessa kriittinen ja antaa rakenneosalle maksimaalisen muodonmuutoskyvyn. Voima-anturin hitsauksessa on otettava huomioon, että suljetun rakenteen hitsaus sisältäpäin on mahdotonta, joten alapuolen hitsaus on tehtävä yksittäisellä pienahitsillä. Liitteessä 3. on esitetty hitsien mitoituskalkelmat.

#### 4.5 Kalibrointi

Sen jälkeen kun vastusvenymäliuskat ovat asennettu ja liitetty vahvistimen kautta tietokoneeseen, tulee anturi kalibroida. Kalibrointi tehdään, jotta mitattava suure ja lopullinen anturin antama tulos olisi yhtä suuria. Vastusvenymäliuskalla mitattaessa yleinen kaava pätee kaikille mitattaville suureille yhtälön 9 mukaisesti. (Hannah & Reed, 1992, s. 101).

$$\Delta R/R = \varepsilon * K \quad (9)$$

Yhtälössä 9  $\Delta R$  on resistanssin muutos,  $\varepsilon$  on suhteellinen venymä ja  $K$  on liuskan korjauskerroin.

Ensimmäisenä kalibroinnissa voima-anturiin syötetään jokin tunnettu voima, joka aiheuttaa venymäliuskoille tunnetun venymän. Samalla monitoroidaan anturi systeemin ulostuloa mittausdatan lukulaitteesta. Tunnettu kuormittava voiman aiheuttaman resistanssin muutos



venymäliuskassa tulisi olla siis yhtä suuri kuin ulostulo signaali lukulaitteessa. Signaalien erotus tasataan korjauskertoimella K.

Voima-anturissa käytetään shuntti kalibraatiota. Shuntti kalibrointi tarkoittaa voima-anturista saadun jännitteen korjaamista siten, että tunnettu voima ja anturista saatu jännite vastaa toisiaan.

## 5 JOHTOPÄÄTÖKSET

Levyrakenteista kootun voima-anturin mittausdatan kerääminen soveltuu hyvin käyttämällä vastusvenymäliuskoja. Saint Venantin jännitys jakauman periaatteen vuoksi anturia ei pystynyt suunnittelemaan matalammaksi. Luotettavan ja tarkan mittausdatan saamiseksi on mittauspisteen oltava jatkuva ja muuttumaton. Tämän vuoksi myös anturin rungon seinämät on tehtävä reiättömäksi, jotta jännitys jakauma ei häiriinny vastusvenymäliuskan kohdalla.

Voima-anturin instrumentointi tapahtuu rungon ulkopuolelle. Venymäliuskoja suojaavaa kehikkoa voidaan hyödyntää instrumentointi laitteiden kiinnityksessä, jotta voima-anturin venymäliuskojen tielle ei tulisi turhia instrumentointilaitteiden kiinnityspisteitä. Näin varmistetaan voima-anturin hyvä huollettavuus ja mittausdatan langaton siirto.

Modulaarisen suunnittelun vuoksi kyseinen voima-anturi on skaalattavissa niin pienempiin kuin suurempiinkin puomeihin. Jos voima-anturia skaalataan, on otettava huomioon levypaksuuksien pieneneminen ja sen aiheuttama lommahdusvaara. Myös suurempien voimien vaikutus on tarkastettava, jotta anturin runko kestäisi niiden vaikutukset.

Staattisessa Fem – analyysissä varmistettiin, ettei anturin runkoon, tai puomiin tule liian suuria jännityspiikkejä. Myös käyttökoneen kiinnityskohtaan tulee suurempia momenteja kuin pelkän puomin käytössä. Momentin varsi pitenee n 300 mm, joka on noin 12% lisäys puomin pituuteen. Venymistä lasketun normaalivoiman virhe korjataan kalibrointivaiheessa, ja anturin ulostulo muutetaan vastaamaan tarkkaa tunnettua arvoa.

Anturin kalibrointi on tehtävä jokaiselle valmistetulle voima-anturille erikseen. Tarkat korjauskertoimet voidaan tarkastaa mitatulla kuormalla kenttäolosuhteissa, jonka jälkeen voima-anturi on valmis käytettäväksi.

**LÄHTEET**

Chofygaoka C. Kyowa: Strain Gages [verkkodokumentti]. Japani: huhtikuu 2011. 98 s. Saatavissa PDF-tiedostona: [http://www.straintech.fi/pdf/2012Kyowastraingage\\_cat\\_e.pdf](http://www.straintech.fi/pdf/2012Kyowastraingage_cat_e.pdf)

Fraden Jacob. 2010. Handbook of modern sensors: Physics, designs, and applications. New York: Springer. 663 s. ISBN 978-1-4419-6465-6.

Hannah R. L. & Reed S. E. 1992. Strain gage users' handbook. London: Chapman & Hall. 476 s. ISBN 0-412-53720-6

James W. Dally & William F. Riley. 1991. Experimental stress analysis. 3. painos. New York: McGraw-Hill, Inc. 639 s. ISBN 0-07-015218-7

Karhunen Jouko, Veikko Lassila, Seppo Pyy, Aarno Ranta, Satu Räsänen, Matti Saikkonen & Eero Suorsa. 1993. Lujuusoppi. Helsinki. Otatieto Oy. 567 s. ISBN 951-672-145-X

Konstruktitekniikan mittaukset – vastusvenymäliuskamittaukset. 1993. 41 s.

Ma R, Slocum A. H. Jr., Sung E. Bean J. F, Culpepper M. L. Journal of Mechanical Design: Torque Measurement With Compliant Mechanisms, vol 135 [Verkkodokumentti].  
Maaliskuu 2013 [Viitattu 7.4.2013]. 5 s. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://mechanicaldesign.asmedigitalcollection.asme.org/>

Niemi Erkki. 2003. Levyrakenteiden suunnittelu. Helsinki. Teknologiainfo Teknova Oy. 136 s. ISBN: 951-817-813-5

Pennala Erkki. 2000. Lujuusopin perusteet. 11. muuttumaton painos. Helsinki. Otatieto Oy. 400 s. ISBN 951-672-297-0

Liite 1.

Voima-anturin materiaalin kestävyystarkastelu levynpaksuuden ollessa minimi  $t = 18$  mm.

$$\frac{F}{A} < f_y \quad \frac{210000 \text{ kN}}{549 \cdot 539 - 531 \cdot 211} = 10,9 \text{ Mpa.} \quad \text{Valitun materiaalin myötölujuus } 420 \text{ Mpa}$$

riittää.

## LOMMAHDUS

Kriittinen lommahdus kun voima tulee kohtisuoraan seinämän reunaa kohden.

$$\sigma_{cr,1} = k_{\sigma} \frac{\pi^2 E}{12 \cdot (1 - \nu^2)} * \frac{t^2}{b^2} = 4 * \frac{\pi^2 * 210000}{12 \cdot (1 - \nu^2)} * \frac{18^2}{549^2} = 816 \text{ Mpa.}$$

Kriittinen lommahdus kun voima tulee 90° puomiin. Jännitys jakauma jakautuu tällöin puristukselta vedolle, eli neutraaliakseli on levykentän puolella välissä. Tällöin  $k_{\sigma}$  on kuvan 9. mukaisesti 23,9.

$$\sigma_{cr,2} = k_{\sigma} \frac{\pi^2 E}{12 \cdot (1 - \nu^2)} * \frac{t^2}{b^2} = 23,9 * \frac{\pi^2 * 210000}{12 \cdot (1 - \nu^2)} * \frac{18^2}{549^2} = 4881 \text{ Mpa.}$$

$\sigma_{cr,1}$  on kriittisempi arvo, eikä se pääse kyseisessä tapauksessa lommahtamaan.

Ideaalisen levyn lommahdusjännitys leikkausrasituksen alaisena: (Niemi, 2003, s. 33-34)

Suureet  $m_1$  ja  $m_2$

$$m_1 = \frac{b_f}{t_w} = \frac{90}{18} = 5$$

$$m_2 = 0.02 * \left(\frac{h_w}{t_f}\right)^2 = 0.02 * \left(\frac{250}{40}\right)^2 = 0.78$$

Tehollinen jakautumis pituus:

$s_s$  = kuorman jakautumis pituus laipalle ja se on laskettu geometrian avulla  $s_s = 44,2$ .

$$l_y = s_s + 2 * t_f * (1 + \sqrt{m_1 + m_2}) = 44,2 + 2 * 40 * (1 + \sqrt{5 + 0,78}) = 316,5 \text{ mm.}$$

Lommahduskerroin  $k_{\sigma} = 6 + 2 * \left(\frac{h_w}{a}\right)^2 = 6 + 2 * \left(\frac{250}{531}\right)^2 = 6,44$ , jossa  $a$  on tukien välinen etäisyys.

$$\text{Kriittinen voima } F_{cr} = 0,9 * k_{\sigma} E * \frac{t_w^3}{h_w} = 0,9 * 6,44 * 210000 * \frac{18^3}{250} = 28\,394 \text{ kN}$$

$$\text{Uuman suhteellinen hoikkuus } \lambda_F = \sqrt{\frac{l_y t_w f_y}{F_{cr}}} = \sqrt{\frac{316.5 * 18 * 420}{28394000}} = 0,29$$

$$\text{Pienennyskerroin } \chi_F = \frac{0.5}{\lambda_F} = \frac{0.5}{0,29} = 1,72$$

$$\text{Mitoituskestävyys } F_{Rd} = f_y * \chi_F * l_y * t_w = 420 * 0,29 * 316.5 * 18 = 693.9 \text{ kN}$$

$$\text{Käyttöaste } \eta_2 = F/F_{Rd} = 210/693.9 = 0.303$$

Aksiaalijännityksen ja pistekuorman yhteisvaikutus levyn keskikohdalla.  
Aksiaalijännityksen käyttöaste  $\eta_1 = 1$ .

$$\text{Ehto: } \eta_2 + 0.8 \eta_1 \leq 1.4 \rightarrow 0,303 + 0.8 * 1 = 1,203. \text{ Voima ok.}$$

Pistekuormaa voitaisiin kasvattaa arvoon  $F_{Rd}(\eta_1)$ . Huom. aksiaalijännityksen käyttöaste  $\eta_1$  ollessa muuttumaton.

$$F_{Rd}(\eta_1) = \frac{1.4 - 0.8}{0.303} * 210 = 416 \text{ kN}$$

## HITSIEN MITOITUS

T- liitos: S420 a/t suhde = 0.63. Näin ollen ohuemman levypaksuuden a-mitta on:  
 $a/t = 0.63 \rightarrow a = 11.3 \approx 12$  mm. Tämä hitsi toimii vain voima-anturin yläpuolen T-hitseissä,  
 sillä alapuolen levyä hitsattaessa ei sisään enää pysty hitsaamaan.

Alapuolen T-liitoksen yksittäinen pienahitsi yksinkertaisella mitoituksella:

$$a \geq \frac{\sqrt{3}\beta_w \gamma_{M2} f_y}{2\gamma_{M0} f_u} t = \frac{\sqrt{3} * 1 * 1.25 * 420}{2 * 1.0 * 540} * 18 = 15,1 \approx 16 \text{ mm.}$$

voima-anturin kulmahitsi hitsataan samalla a- mitalla tasalujaksi.

## NORMAALIVOIMAN LASKEMINEN VENYMÄLIUSKOILLA

Uuman paksuus  $t = 18$  mm.

Normaali voima  $N = E \cdot A \cdot \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4}{4}$  (Konstruktitekniikan mittaukset, 1993, s 41).

$$= 210000 \cdot (549 \cdot 539 - 531 \cdot 521) \cdot \frac{0.00011 + 9.8E-5 + 0.00011 + 0.00014}{4} = 463\,107 \text{ N}$$

Kuormitettu voima tilanteessa on 210 kN joten suhteellinen kerroin on noin 2.2

Uuman paksuus  $t = 20$  mm.

$$= 210000 \cdot (549 \cdot 539 - 529 \cdot 519) \cdot \frac{0.00011 + 9.8E-5 + 0.00011 + 0.00014}{4} = 513\,601 \text{ N}$$

Kuormitettu voima tilanteessa on 210 kN joten suhteellinen kerroin on noin 2.5