



TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN TOIMIALA

Konetekniikka

Tuotesuunnittelu

INSINÖÖRITYÖ

ARINAN HYDRAULISEN KÄYTÖN TUOTEKEHITYS JA KUNNONVALVONTA

**Työn tekijä: Tuomo Hannikainen
Työn valvoja: Heikki Paavilainen
Työn ohjaaja: Jarmo Saastamoinen**

Työ hyväksytty: __. __. 2008

**Heikki Paavilainen
lehtori**



ALKULAUSE

Tämä insinööryö tehtiin Wärtsilä Biopower Oy:lle, joka sijaitsee Helsingin Hakaniemessä. Haluan kiittää työni ohjaajaa Service Engineer Jarmo Saastamoista opettavaisen ja haastavan insinööryön aiheen saamisesta ja luottamuksesta. Työni valvojaa lehtori Heikki Paavilaista haluan kiittää hänen osoittamastaan kiinnostuksesta ja tuesta.

Kiitokset myös kaikille niille Wärtsilä Oy:n työntekijöille, jotka ovat antaneet panoksensa työn onnistumisen edistämiseksi.

Helsingissä 18.4.2008

Tuomo Hannikainen

TIIVISTELMÄ

Tekijä: Tuomo Hannikainen	
Työn nimi: Arinan hydraulisen käytön tuotekehitys ja kunnonvalvonta	
Päivämäärä: 18.4.2008	Sivumäärä: 49 s. + 8 liitettä
Koulutusohjelma: Kone- ja tuotantotekniikka	
Suuntautumisvaihtoehto: Tuotesuunnittelu	
Työn valvoja: Heikki Paavilainen	
Työn ohjaaja: Jarmo Saastamoinen	
<p>Tämän insinööriyön aiheen tarjosi Wärtsilä Biopower Oy. Tutkimuksen tavoitteena oli BioGrate-arinan hydrauliiikan tuotekehitys ja käyttölaitteiston kunnonvalvonnan tehostaminen. Arinan käyttölaitteiston toiminnasta ei saatu aikaisemmin muuta tietoa laitoksen valvontajärjestelmään kuin hydraulisten käyttösylinterien liike induktiivisista rajakytkimistä. Arinakehä saattoi pysähtyä käyttölaitteiston mekaanisen vian vuoksi. Tätä ei pystytty välittömästi havaitsemaan, koska hydrauliiikka jatkoi normaalisti toimintaansa.</p> <p>Teoriassa käyttösylinterin paineen pitäisi työliikkeen aikana nousta vain virtausvastusten ja omien sisäisten kitkavastusten verran, jos sylinterillä ei ole ulkopuolista kuormaa. Tutkimukset käyttösylinterien painetasoista laitoksen toiminnan aikana tehtiin kahdella paikakunnalla Suomessa. Mittauksissa käytettiin kannettavaa mittaustaitteistoa ja tilapäisesti asennettuja paineenmittauspisteitä.</p> <p>Myönteisten mittaustulosten perusteella suunniteltiin kiinteän painemittaustaitteiston tuoteistamista markkinoitavaksi voimalaitostarjousien yhteyteen.</p> <p>Ensimmäinen paineenmittaustaitteiston kiinteä asennus on tehty Amel 1 BioPower-laitokseen Belgiassa.</p> <p>Tuotekehitystä vaativia kohteita olivat käyttösylinterien kiinnitys ja männänvarsien tiivistyksen kestävyden parantaminen. Tutkimuksen kohteena oli myös hydrauliiikkasynterien korvaaminen sähköisillä karamoottoreilla. Arinakäytön työntötangoille tehtiin nurjahdustarkastelu.</p> <p>Näihin tuotekehityskohteisiin löytyi uusia rakenneratkaisuja, jotka vaativat lisää käytännön testaustyötä. Karamoottorit eivät olleet soveliaita tähän käyttökohteeseen. Työntötankojen lujuuslaskennalla saavutettu mitoitus ja oikea materiaalivalinta varmistavat osien kestävyden.</p>	
Avainsanat: arina, hydrauliiikka, painemittaus, karamoottori	

ABSTRACT

Name: Tuomo Sakari Hannikainen	
Title: Product Development and Monitoring of Functioning of Grate Hydraulics.	
Date: 18.4.2008	Number of pages: 49 + 8
Department: Mechanical and Production Engineering	
Study Programme: Machine Design	
Instructor: Heikki Paavilainen	
Supervisor: Jarmo Saastamoinen	
<p>This graduate study was carried out for Wärtsilä Biopower Oy. The objective of this study was to improve the hydraulics of the BioGrate system and to make the monitoring of the actuator more efficient. Earlier, information was not available for the power plant's control system, except for the movement of the hydraulic cylinder's actuators. The problem was that the grate circle might also be stopped due to a mechanical defect in the actuator. This could not be observed immediately because the hydraulics would continue to function normally.</p> <p>In theory, actuator cylinder's pressure should rise during the pushing movement by only the amount of its own internal friction and flow drag, when the cylinder does not have any external load. The studies of the pressure levels were carried out on two different power plants in Finland. Portable measurement equipment was used in temporary measurement points.</p> <p>Positive measurement results provided a basis for planning the product development of solid equipment for measuring pressure to be marketed in connection with power plant offers.</p> <p>The first installation of the equipment for measuring hydraulic pressure was made in Amel 1 BioPower plant in Belgium.</p> <p>The product development focused on improving the actuator cylinder's attachment and piston rod sealing. One aim of this study was to replace the hydraulic cylinder with an electric actuator. The checking of buckling was carried out with the pushrod of actuator.</p> <p>This study revealed new solutions for product development. However, the electric actuator turned out to be not suitable for this purpose. The proper sizing achieved by the push rod strength calculus and the right material selection ensure the durability of the parts.</p>	
Keywords: Grate, hydraulics, pressure measurement, electric actuator.	

SISÄLLYS

ALKULAUSE

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	1
2	MITTAUS- JA LASKENTATYÖN TEORIA	5
2.1	Käyttösylinterien paineenmittaus	5
2.2	Työntötankojen nurjahduslaskenta	5
2.3	Arinakehän käyttövastuslaskenta.....	6
3	ARINAHYDRAULIIKKA	9
3.1	Paineenmittaustyö Nummelan BioEnergy-laitoksessa	9
3.1.1	Mittaustyön valmistelu	9
3.1.2	Mittaustilanne	12
3.2	Paineenmittaustyö Rengon BioPower-laitoksessa	13
3.2.1	Mittaustyön valmistelu	14
3.2.2	Mittaustilanne	14
3.3	Paineenmittauslaitteisto Amel 1 Biopower, Belgia	14
3.3.1	Kiinteän mittauslaitteiston osat.....	15
3.3.2	Kiinteän mittauslaitteiston asennus	17
4	ARINAMEKANIikka.....	18
4.1	Käyttösylinterin hydraulikkaöljyvuohto.....	20
4.1.1	Männänvarren oksidoituminen	21
4.1.2	Männänvarren suojaus	21
4.1.3	Käyttösylinterien tiivistyksen kesto	23
4.2	Käyttösylinterien liikeraja-anturit.....	25
4.3	Käyttösylinterin kiinnitys	26
4.4	Käyttösylinterin korvaaminen sähköisellä karamoottorilla	27
4.5	Työntötankojen mitoituslaskenta.....	28
4.5.1	Halkaisijaltaan 63 mm:n käyttösylinterin työntötanko	28
4.5.2	Halkaisijaltaan 80 mm:n käyttösylinterin työntötanko	28

4.6	Arinakehän 7 kääntövastuksen laskenta.....	29
5	MITTAUS- JA LASKENTATULOKSET	33
5.1	Nummelan laitoksen mittaukset.....	33
5.2	Rengon laitoksen mittaukset	35
5.3	Amel 1-mittalaitteiston ensimmäiset mittaustiedot.....	38
5.4	Työntötankojen mitoituslaskenta.....	39
5.5	Arinakehän 7 kääntövastuslaskenta.....	42
6	PÄÄTELMÄT	45
7	VIITTELUETTELO	49

LIITTEET

LIITE 1	Työntötankolaskenta
LIITE 2	Arinakehän 7 kääntövoiman laakerivastusten laskenta
LIITE 3	Hydrauliikkakaavio painelähetinkytkennästä
LIITE 4	Esite kiinteästi asennetusta painelähetimestä

1 JOHDANTO

Lisääntyvään kiinteiden biopolttoaineiden käyttöön Wärtsilä Biopower Oy valmistaa ja markkinoi patentoitua BioGrate-polttotekniikkaa. Ensimmäinen laitos valmistui syksyllä 2003, joten tekniikka on vielä nuori ja voimakkaalla kehitystyöllä haetaan entistä parempia yksityiskohtaisia rakenneratkaisuja sekä korkeampaa käyttöastetta. Tämän työn tarkoitus on kehittää BioGrate-arinan käyttölaitteistoa niin hydraulii kuin myös mekaniikan osalta. Lisäksi halutaan parantaa myös kunnonvalvontaa ja tämän kautta käyttövarmuutta.

Arinalaitteiston toimintaperiaate

BioGrate-kekoarinan polttoaine siirtyy varastosta kuljettimella syöttöruuville, joka annostelee sitä kehistä muodostuvan arinan alitse sen keskipisteeseen /7/. Tällöin polttoaine muodostaa kasan, jossa se kuivuu ympäröivän tulen lämpösäteilyssä. Kasassa hetken kuivuttuaan liikkuvat arinarenkaat siirtävät sen tasaisesti polttovyöhykkeelle. Palamisen tapahduttua tuhka varisee uloimmalta kehältä alas vesialtaaseen, joka sammuttaa tuhkan ja sitoo pölyä. Altaan pohjalla tuhkakola siirtää palamistähteet tuhkakuljettimen vietäväksi vaihtolavatyypiseen tuhkakonttiin. Näin prosessi jatkuu lukuisten säätöparametrien ohjaamina (kuva 1.1).



Kuva 1.1. Wärtsilä BioGrate-kekoarina /7/

Tutkimuskohteet

Tärkein yksittäinen selvittävä asia oli arinan käyttöhydrauliikkasynterien kuormituksen tarkkailu toimilaittekohtaisia painetasoja mittaamalla. Oli havaittu, että sylinteri saattoi tehdä liikerataansa rajakytkimiensä ohjaamana, vaikka siihen kytketty mekanismi ei kääntäisikään arinakehää. Tämän kaltaisesa virhetilanteessa ei ollut mahdollisuutta havaita nopeasti vikaa ja eliminoida sitä. Vika saattoi pysäyttää yksittäisen arinakehän yli vuorokaudeksi ennen kuin esim. kohonneet päästöarvot kertoivat jotain olevan vialla. Tässä ajassa pysähtynyt kehä saattoi jumiutua polttoaineen ja tuhkan vaikutuksesta jopa vaatien laitoksen alasajon ja arinan puhdistuksen lähteäkseen jälleen liikkeelle. Tämän lisäksi arinakehän liikkeelle saattamisesta aiheutui voimakkaita rasituksia kääntömekanismille.

Kääntömekanismin hydrauliikkasyntereissä on havaittu öljyvuotoja männänvarrentiivisteissä. Osasyynä voidaan pitää huonolaatuista polttoainetta, josta aiheutuu voimakkaasti hapettavia yhdisteitä. Nämä yhdisteet joutuvat männänvarsien kanssa kontaktiin, kun savukaasuilla sekoitettu primääripalamisilma johdetaan arinarenkaiden alle kanavia pitkin, joissa männänvarret ja työntötangot sijaitsevat. Kromatuille varsille muodostuu paksu oksidikerros, joka vaurioittaa tiivisteitä.

Käyttösynterit ovat tällä hetkellä kiinnitettynä paikallensa primääriilmakanavan päätyyn asennuslaipalla ja kookkaalla silmälaakerilla, jonka läpi sylinteri on asennettu. Käyttösynteri on kiinnitetty laakeriin SKF-laakerimutterilla, joka on lukittu taivutettavalla sakara-aluslevyllä. Silmälaakeri on kiinnitetty asennuslaippaan sisäpuolisella Seger-lukkorenkaalla. Laakerointi toimii myös kaasun tiivistyksenä kattilasalin ja ilmkanan välillä. Tähän kiinnitykseen oli tutkittava vaihtoehtoisia rakenneratkaisuja.

Hydrauliikkasynterien induktiiviset rajakytkimet reagoivat männässä sijaitseviin kestmagneetteihin ja ovat tähän asti olleet kiinnitettynä synterien ulkopintoihin ruostumattomilla letkuklemmareilla. Tämä kiinnitystapaan ei ole kovin viimeistellyn näköinen, vaikka muuten ajaa asiansa. Sen vuoksi siihen oli etsittävä paremman näköistä vaihtoehtoa.

Arinalaitteiston hydrauliikkasynterien mahdollista korvaamista sähköisillä kuula- tai trapetsiruuvikaramoottoreilla selvitettiin. Tällöin liikeraja-

anturoinnin kiinnitys tapahtuisi suoraan karamoottoriin. Tarvittavaa työntövoimaa mitattaisiin käytettävän sähkövirranmäärästä.

Aikaisemmin mainittua arinan jumiutumistilannetta vapautettaessa saattoi hydraulikkasyylinterin jatkeena oleva työntötanko nurjahtaa, joten siihen täytyi valita isomman jäyhyysmomentin omaava putkipalkki. Profiilin keveys olisi myös toivottava ominaisuus käyttösyylinterin säteisrasituksia minimoitaessa.

Arinakehän alla on sen halkaisijasta riippuen kuudesta kymmeneen kesto-voideltua kannatin- ja keskityslaakeriyksikköä. Vuosihuolloissa on havaittu joidenkin laakereiden saattavan jumiutua käytön aikana. Näin vierimiskitka muuttuu liukumiskitkaksi ja kääntövoimat lisääntyvät. Kääntämiseen vaadittavaa teoreettista voimaa on tarkoitus laskea vertaamalla tilannetta, jolloin kaikki arinalaakerit toimivat moitteettomasti suhteessa tilanteeseen kaikkien laakerien ollessa jumissa. Tarkoitus oli saada teoreettista tietoa kääntövoimien muutoksista laakeroinnin osalta.

Paineenmittausjärjestelmän osoittaessaan toimivuutensa, se on tarkoitus tuotteistaa ja tehdä selostukset sekä PowerPoint-esitykset markkinointiin.

Menetelmät

Arinan käyttölaiteiston hydraulikkasyylinterien painetasojen mittaukseen käytettiin väliaikaisesti kiinnitettyjä pikaliittimellisiä mittalaattoja, kannettavaa tietokonetta ja Parker SensoControl-mittauslaitteistoa.

Käyttösyylinterien männänvarsien suojausta, karamoottorien teknisiä ominaisuuksia ja induktiivisten anturien kiinnitystä selvitettiin kyseisten laitteiden jälleenmyyjiltä tiedustelemalla.

Työntötangon nurjahdustaipumusta käsiteltiin siihen soveltuvilla matemaattisilla kaavoilla /1, s. 142/ ja teräsvalmistajan tuotetietoja /4, s. 151/ käyttäen.

Arinakehän käyttövastuksien laskennassa käytettiin laakerioppaan /5, s. 88/ ja arinan valmistajan tietoja.

Rajaukset

Käyttösylinterien painetasoja mitattaessa huomattiin tuhkakolaa käyttävän sylinterin toimivan jaksoittain tehden esim. kymmenen 15 sekuntia kestävää edestakaista liikettä peräkkäin ja ollen sitten pysähdyksissä 15 min. Vaihtoehtoinen toiminta olisi pidentää liikeaikaa huomattavasti ja lyhentää taukoaikaa.

Tässä työssä ei alettu tutkia, kumpi vaihtoehto on parempi tiivisteiden kestoajan, kitkavastusten aiheuttamien häviöiden ja käyttölaitteiston muun kulumisen kannalta.

2 MITTAUS- JA LASKENTATYÖN TEORIA

Tässä osiossa on selostettu ne insinööriyön osa-alueet, joiden käsittelyssä on käytetty matemaattisia kaavoja.

2.1 Käyttösylinterien paineenmittaus

Käyttösylinterin paineenmittauksen perusteella saadaan tietää sylinterin kuormitus ja tätä kautta käyttölaitteiston toimintakuntoisuus. Samalla selviää myös käyttöhydrauliikan todellinen paineentarve järjestelmää käyttävässä vakiopaine tyyppisessä hydrauliikkakoneikossa. Tästä tiedosta saadaan lasketuksi sylinterin /1, s. 99/ teoreettinen työntövoima F kaavalla

$$F = p * A \quad (1)$$

missä p on hydrauliikkasynterinin mäntään vaikuttava paine ja A on männän pinta-ala. Käyttösynterinin sisäisiin kitkavastuksiin suhteessa käyttöpaineeseen ei laskennallisesti otettu kantaa.

2.2 Työntötankojen nurjahduslaskenta

Työntötankojen nurjahduksen kestävyyttä laskettaessa kysymyksessä on tässä tapauksessa kummastakin päästä nivelletty sauva, /1, s. 142/ joten nurjahdusvoima F tietyn pituiselle sauvalle saadaan Euler tapaus 2-kaavasta

$$F = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2} \quad (2)$$

jossa E on materiaalin kimmokerroin, I käytetyn profiilin jäyhyysmomentti ja L on sauvan pituus.

Kaavasta (2) saadaan laskettua myös tarvittava profiilin minimi jäyhyysmomentti I , kun voima F kerrotaan varmuuskertoimella n . Saadun tuloksen perusteella voidaan oppaan /4/ taulukosta valita sopiva profiili.

Nurjahdustarkastelun ja profiilin valinnan jälkeen sauvan maksimi puristusjännitys σ on tarkastettava /2, s. 9/. Se määritetään kaavasta

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3)$$

missä F on maksimi voima ja A on valitun profiilin poikkileikkauksen pinta-ala.

Työntötanko on vaihtokuormituksen alainen osa ja tämä alentaa merkittävästi sen sallittua maksimi jännitystä /1 s. 151/. Käytettäessä taulukon antamaa suurinta sallittua jännityksen arvoa, ei voimaa F kerrota varmuusluvulla n kaavassa (3), koska taulukon antamassa luvussa on jo huomioitu varmuus.

2.3 Arinakehän käyttövastuslaskenta

Arinakehän käyttövastusta laskettaessa täytyy ottaa huomioon kannatin- ja ohjainlaakeriyksikköjen pyörintävastukset. Kukin laakeriyksikkö koostuu kahdesta urakuulalaakerista. Lisäksi tarvitaan kummankin laakeriryhmän vierintäradan säde sekä käyttöhammastuksen jakosäde. Käyttövastus oletetaan samaksi voimaksi kuin minkä käyttösylinteri muodostaa A-liikkeensä aikana, eli männänvarren liikkuessa sylinteristä ulospäin. Arinakehän kokonaisuudessa arinarautoineen ja tarvittavat mittatiedot saatiin arinan valmistajalta. Tarkastellaan teoreettisesti kahta eri tilannetta.

Ensimmäinen tapaus

Ensimmäisessä tapauksessa lasketaan toimivan laakeroinnin teoreettinen käyttövastus. Tällöin kaikki laakeriyksiköt pyörivät.

Yksittäisen arinalaakeriyksikön urakuulalaakerin teoreettinen pyörintämomentti saadaan laskettua yleistä laakerilaskentakaavaa ja urakuulalaakerille annettua keskimääräistä kitkakerrointa μ käyttäen. /5, s. 88/

$$M = 0.5 * \mu * P * d \quad (4)$$

Kaavassa M on laakeriyksikön pyörintämomentti, P on säteittäinen laakerikuorma ja d on laakerin sisähalkaisija. Kannattavissa eli horisontaalilaakereissa säteittäinen laakerikuorma saadaan arinakehän kokonaisuudessa jaet-

tuna laakereiden määrällä. Ohjaavissa eli vertikaalilaakereissa säteittäinen laakerikuorma muodostuu keskitysjousten työntövoimasta, joka kerrotaan 0,5:llä.

Yhden laakeriyksikön kitkamomentti saadaan kaavasta

$$M_y = M * 2 \quad (5)$$

Laakeriyksiköiden kokonaiskitkamomentti saadaan kaavasta

$$M_{kok} = M_y * x \quad (6)$$

jossa x on laakeriyksiköiden määrä. Horisontaali- ja vertikaalilaakerit ovat kummatkin käsiteltävä tällä kaavalla erikseen johtuen erilaisista säteiskuormista ja vierintäratojen säteistä.

Laakeriyksiköiden kokonaismomentista lasketaan tarvittava käyttövoima F_{kok} niin horisontaali- kuin myös vertikaalilaakeriyksiköille molemmille erikseen kaavalla

$$F_{kok} = \frac{M_{kok}}{\frac{D}{2}} \quad (7)$$

missä D on laakeriyksikön halkaisija.

Kunnossa olevan laakeroinnin tarvitsema käyttövoima F_{ok} laskettuna käyttöhammaskehän jakosäteelle määritetään kaavasta

$$F_{ok} = \frac{F_{hkok} * R_h + F_{vkok} * R_v}{R_j} \quad (8)$$

missä F_{hkok} on kokonaisvoima horisontaalilaakerien vierintäradalla, R_h on horisontaalilaakerien vierintäkehän säde, F_{vkok} on kokonaisvoima vertikaalilaakerien vierintäradalla, R_v on vertikaalilaakerien vierintäkehän säde ja R_j on käyttöhammaskehän jakosäde.

Toinen tapaus

Toisessa tapauksessa lasketaan täysin jumiutuneen laakeroinnin teoreettinen käyttövastus. Tällöin vierintä muuttuu liukumiseksi ja liukukitkan μ_l arvona käytetään yleisesti kahden kuivan teräspinnan keskinäistä arvoa 0,3.

Arinakehän kokonaismassan m_{kok} aiheuttama käyttövastusvoima F_{hk} horisontaalilaakerien vierintäkehän kohdalla saadaan kaavasta

$$F_{hk} = m_{\text{kok}} * g * \mu_l \quad (9)$$

jossa g on painovoimakiihtyvyys ja μ_l on kitkakerroin.

Vertikaalilaakerien aiheuttama käyttövastus F_{vk} omalle vierintäkehälle lasketaan kaavasta

$$F_{vk} = x * P_{vy} * \mu \quad (10)$$

missä P_{vy} on keskitysjousten voima.

Jumiutuneen laakeroinnin tarvitsema käyttövoima F_k laskettuna käyttöhammaskehän jakosäteelle määritetään kaavasta

$$F_k = \frac{F_{hk} * R_h + F_{vk} * R_v}{R_j} \quad (11)$$

Käyttövastusvoimaa vastaava työpaine käyttösylinterille saadaan kummasakin tapauksessa kaavasta (1), kun tiedetään männän halkaisija.

3 ARINAHYDRAULIIKKA

3.1 Paineenmittaustyö Nummelan BioEnergy-laitoksessa

Arinan käyttösylinterien painetasojen testimittauksia varten piti etsiä Etelä-Suomesta käytössä oleva voimala, jossa on BioGrate-arina. Lähinnä pääkaupunkiseutua sijaitsee Nummelan 6 MW kaukolämpöä tuottava Bioenergy-laitos. Rengossa taas toimii tyypiltään 2 HW (hot water) Biopower-voimala, joka tuottaa 1,3 MW sähköä ja 8 MW lämpöä. Nämä ovat Fortum Oyj:n hallinnoimia. Fortum Oyj osoitti mielenkiintoa asiaa kohtaan ja myönsi luvan mittauksille. Mittauksia oli tarkoitus tehdä kummassakin laitoksessa niiden arinoiden keskinäisten koko- ja rakenne-erojen vuoksi. Nummelassa on kolme arinakehiä liikuttavaa ja yksi tuhkakolaa käyttävä sylinteri.

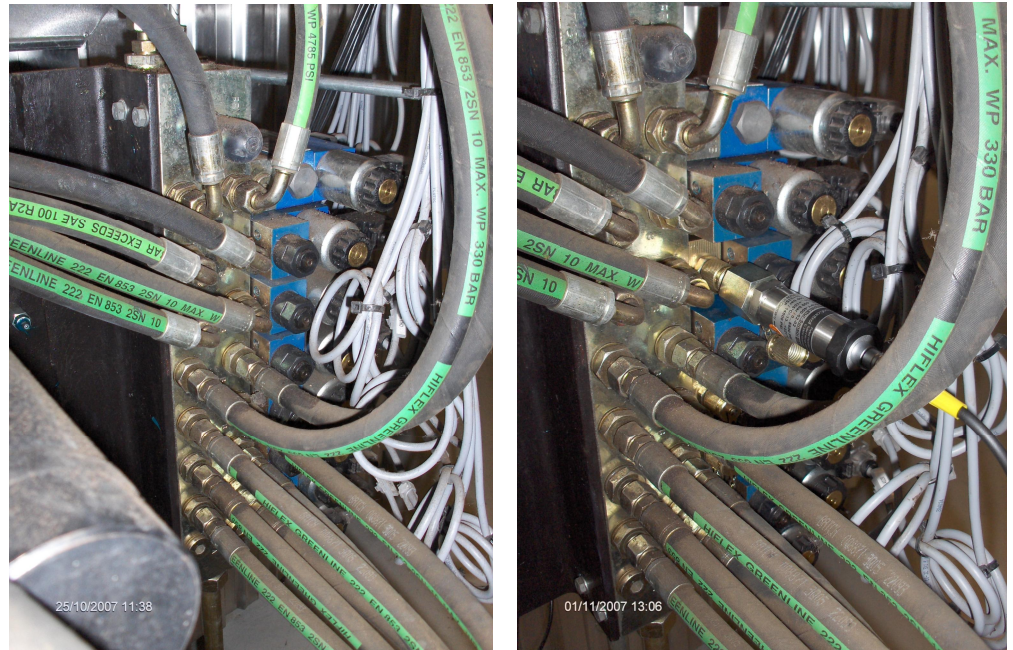
3.1.1 Mittaustyön valmistelu

Hydoring Oy toimittaa Wärtsilälle arinahydrauliikkalaitteistot, joihin kuuluu hydraulikkakoneikko, suuntaventtiilibloki ja hydraulikkasyylinterit. Sieltä saatiin hankittua tarvittavat lisäkomponentit mittaustyöhön, mittauslaatat mittauspistepikaliittimin, O-rengastiivisteet ja pidemmät 120 mm:n kuusiokolokiinnitysruuvit. Nämä ruuvit ovat lujuusluokka 12.9 ja M5 kierteiset (kuva 3.1).



Kuva 3.1. Mittalaatat mittauspikaliittimineen ja O-renkaineen sekä kiinnitysruuvit

Ennen asennustyötä hydraulikkakoneikko täytyi pysäyttää. Tämä oli n. 15 minuutin lyhytkestoisuutensa vuoksi mahdollista, vaikka laitos oli muutoin normaalisti käynnissä. Pientä hankaluutta aiheuttivat kuuma, n. 50 °C hydraulikkajälky ja komponentit (kuva 3.2). Mittauslaatat asennettiin suuntaventtiiliblokiin sijoittuen blokirungon ja kunkin toimilaitteen säädettävän kuristimen väliin (kuva 3.3). Magneettiventtiilit sijaitsivat edelleen päällimmäisinä säädettävien kuristimien päällä.



Kuva 3.2. (vasen) Venttiilibloki alkuperäisessä kokoonpanossa. Vasemmalta oikealle: blokirunko letkuineen, säädettävät kuristimet ja magneettiventtiilit.

Kuva 3.3. (oikea) Mittalaatat ja paineanturi asennettuna venttiiliblokiin

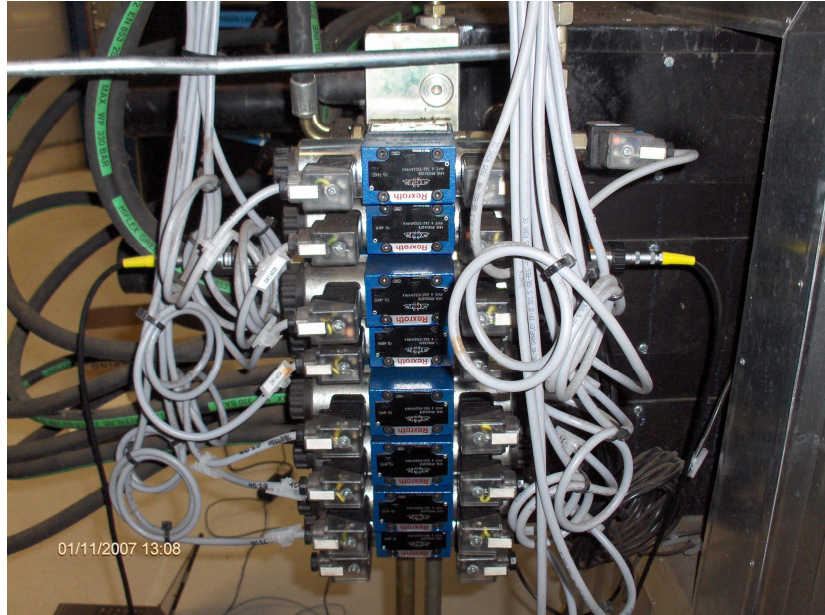
Öljyn lämpötila oli hyväksyttävällä alle 65 °C tasolla. Koneikon päälle sijoitettu öljynjäähdytin ja siinä oleva puhallin ei ollut käynnissä kertaakaan mittaus-
töiden aikana.

Mittauksissa käytettiin Parkerin SensoControl-mittauslaitteistoa (kuva 3.4). Laitteistoon kuuluivat neljä paineanturia, joista kaksi enintään 400 barin painelle ja kaksi enintään 60 barin painelle. Nummelassa päädyttiin käyttämään 60 barin antureita, koska testimittauksissa työpaineet jäivät aina alle tämän. Alhaisemman painetason anturilla saavutetaan tarkempi mittaustulos kuin korkeamman painetason anturilla. Lisäksi laitteistoon kuuluivat mittaus-tiedon keräinlaite, liitäntäjohdot ja kannettava tietokone SENSOW40-ohjelmiseen, jolla mittaustietoja käsiteltiin.



Kuva 3.4. Parker SensoControl-mittauslaitteisto ja kannettava tietokone

Paineanturit saattoi nyt vuorollaan asentaa kunkin toimilaitteen A- ja B-liikkeiden liitännöihin mittausta varten ja mittapistepikaliittimet mahdollistivat kytkennät, vaikka arinahydrauliikka oli toiminnassa ja liitännät ajoittain paineenalaisia (kuva 3.5).



Kuva 3.5. Paineanturit kytkettyinä mittalaattaan ja mittalaitteeseen

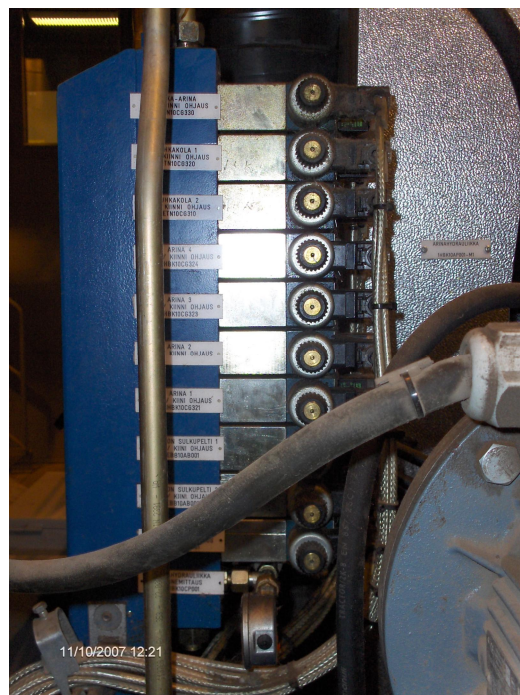
3.1.2 Mittaustilanne

Parker SensoControl-mittauslaitteistossa on useita eri tapoja tallentaa mittaustietoa. Ennen varsinaisia mittauksia täytyi selvittää, mikä näistä soveltuisi parhaiten tässä tapauksessa. Tavoitteena oli saada riittävän monta mittaustantaa tietyssä ajassa. Keräinlaitteessa on kuitenkin rajallinen muistikapasiteetti, joka olisi hyödynnettävä mahdollisimman tarkasti. Alkusuunnitelmissa oli tavoitteena saada toimintahäiriön vaikutus tallennuttua. Nummelan laitos on toiminut erittäin luotettavasti, joten häiriön osuminen mittausjaksolle olisi ollut hyvin epätodennäköistä. Tähän vaikutti sekin seikka, että sopivimmaksi mittausjakson pituudeksi osoittautui 1000 sekuntia 0.1 sekunnin otantavälillä. Huomattiin mittausjakson tästä pidentyessä myös otantavälin pitenevän, mikä taas johtaisi mittaustarkkuuden heikkenemiseen. Mittauskapasiteetin säästämiseksi alussa oli tarkoitus kerätä tietoa A- ja B-liikkeiltä ainoastaan niiden ollessa aktivoituneina. Mittauslaitteistossa on ominaisuus, jolla mittaus käynnistyy, kun paineanturi havaitsee paineen nousevan tietyn ennalta säädetyn arvon yläpuolelle. Samoin mittaus pysähtyy, kun paine laskee arvon alapuolelle. Alkueletus oli A- ja B-liitännöjen olevan paineettomia, kun ne

eivät ole aktivoituneita. Arinasyliinterit ovat vaakatasossa, eikä niiden tarvitse pitää kuormaa lepotilassa, joka aiheuttaisi niihin painetta. Testimittauksissa huomattiin kuitenkin eräs vakiopainejärjestelmälle ominainen seikka. Venttiiliblokissa vallitsee painekanavassa jatkuva, tässä tapauksessa n.110 barin paine. Käytössä olevissa aksiaaliluisti tyyppisissä suuntaventtiileissä on ominaisuutenaan aina pieni ohivuoto. Tämä vaikuttaa kunkin toimilaitteen liitäntöihin samalla tavalla, jolloin A- ja B-liitäntöjen paineet alkavat hiipimään ylöspäin arinasyliinterin männän eri puolien pinta-alojen suhteessa venttiilin ollessa lepotilassa. Tällöin sylinteri pyrkii hitaasti liikkumaan ulospäin, ellei se ole jo täysin ulkona. Tämän vuoksi mittaukset olivat käynnistettävä manuaalisesti ja ne pysähtyivät automaattisesti 1000 sekunnin kohdalla. Jokaisen mittausjakson jälkeen tiedot siirrettiin tietokoneelle ja mittalaitteen muisti tyhjennettiin seuraavaa mittausta varten.

3.2 Paineenmittaustyö Rengon BioPower-laitoksessa

Rengon BioPower-laitos on kokoluokkaa suurempi kuin Nummelan laitos. Rengossa on yksi liikkuva arinakehä enemmän niiden kokonaismäärän ollessa neljä ja tuhkakolaa käyttää kaksi erillistä hydraulikkasyliinteriä. Kun mittaukset Nummelan laitoksessa oli saatettu päätökseen, siirrettiin hydraulikkaventtiiliblokissa olevat mittalaatat Rengon laitoksen vastaavaan venttiiliblokiin, joka on asennettuna hydraulikkakoneikon päälle (kuva 3.6).



Kuva 3.6. Rengon laitoksen venttiilibloki ennen mittalaitteiden asennusta

3.2.1 Mittaustyön valmistelu

Mittalaatat päätettiin sijoittaa kahta suurinta arinaa ja kahta tuhkakolaa käyttävän hydraulikkaventtiilien yhteyteen. Täten saataisiin sellaista painetietoa, jota vielä ei ollut kerätty. Havaittiin tarvittavan pidemmät 130 mm:n lujuusluokka 12.9 ja M5 kierteiset kuusiokolokiinnitysruuvit kuin Nummelassa. Tämä johtui vanhemmasta hydraulikkaventtiiliblokista, jossa oli ulkomitoiltaan korkeammat käsisäätöruuvilliset kuristimet.

Rengon laitoksessa tuotetaan lämmön lisäksi myös sähköä höyryturbiinilla. Tämän vuoksi höyrykattilan polttoaineensyötön on tapahduttava hyvin tasaisesti, jotta vaadittava höyrynpaine säilyy eikä laitos aja itseään alas pysähtyksiin. Mittalaattojen asennuksen aikana hydraulikkakoneikkoa käytettiin jokaisen asennuksen välillä. Näin palaminen pysyi lähes vakiona eikä aiheutunut virheilmoitukseen johtavia toimintahäiriöitä. Asennuspäiväksi valittiin sellainen, jolloin energiankulutus ja siihen suoraan liittyvä polttoaineen tarve laitoksella olisi mahdollisimman pieni. Hydraulikkaöljy oli viileää johtuen öljynjäähdyttimen sijainnista kattilarakennuksen seinässä, johon johdettiin suoraan kylmää ulkoilmaa puhaltimella. Tämä järjestelmä oli rakennettu ratkaisuksi laitoksen aikaisempiin lämpöongelmiin arinahydrauliikassa. Nyt öljyn lämpötila vaikutti olevan jopa hieman liian alhainen, kun paras lämpötilataso olisi n. 40 °C. Testimittauksien tuloksena päädyttiin käyttämään 400 barin antureita, koska paineet saattoivat nousta 120 bariin. Tämä oli koneikkoon säädetty vakiopaine.

3.2.2 Mittaustilanne

Varsinainen mittaustietojen talteenotto tehtiin samalla järjestelyllä ja järjestyksessä, joka on selostettu Nummelan mittaustilanne osiossa 3.1.2.

3.3 Paineenmittauslaitteisto Amel 1 Biopower, Belgia

Nummelan ja Rengon laitoksista saatiin mittausten perusteella merkittävästi tärkeää tietoa arinalaitteiston toiminnasta, jota ei muuten olisi pystynyt havaitsemaan. Tämän perusteella alettiin valmistella kiinteää arinahydrauliikanpainetiedonkeräysjärjestelmää, kuten alun perin oli suunniteltukin. Ensimmäinen kiinteä mittaustilanne oli mahdollista asentaa Belgiaan Amel 1 Biopower 5 CEX laitokseen, joka tuottaa 5,2 MW sähköä ja 10 MW lämpöä.

3.3.1 Kiinteän mittauslaitteiston osat

Aluksi piti selvittää tarvittavat komponentit ja niiden määrät. Amel 1-laitoksessa on hydraulisesti kääntyviä arinoita 4 kpl, joista numerot 1 ja 3 kääntyvät samalla sylinterillä. Arina 1 voi olla myös kiinteä. Arinoilla 5 ja 7 on kummallakin oma sylinterinsä. Tuhkakolaa pyörittää kaksi sylinteriä samanaikaisesti. Näin ollen mitattavia toimilaitteita on 5 kpl. Koska hydraulikkakoneikon paine saattaa nousta jopa 140 bariin, valittiin painelähtimet käyttöalueeltaan riittävän korkeaksi kestävyuden varmistamiseksi. Korkeamman paineenkestoisilla painelähtimillä on pienempi resoluutio, eikä niillä päästä yhtä tarkkaan painetietoon. Kiinteästi asennettavaan painetiedonkeräysjärjestelmään kuuluvat seuraavat komponentit:

- 5 kpl mittalaattoja tiivistys O-renkaineen
- 10 kpl painelähtimiä 160 barin maksimi paineelle
- 20 kpl kuusiokolokiinnitysruuveja M5 kierteillä, pituudeltaan 130 mm ja lujuusluokka 12.9
- Kaapelit ja liittimet painelähtimien ja kenttäkotelon välille
- 5 kpl I/O-piirikortteja.

Tarjouskyselyiden ja toimitusaikojen perusteella hydraulikkakomponentit valittiin Parker Hannifin Oy:ltä. Mittalaataksi tuli välilaatta A-4264, painelähettimiksi SCP-160-34-06 tarkkuusarvolla täydestä skaalasta $\pm 0,5$ % FS ja liittimiksi SCK-006 (liite 4). Kaapelit liittimet ja I/O-kortit asennuksineen tulivat Vaasa Engineering Oy:ltä. I/O-kortit ovat tyypiltään 6ES7 4674GB10-0AB0 ja 6ES7 193-4CB20-A00A ja liittimet WTR 2.5 STB 2.3. Sähköinen toimintaperiaate on, että tieto menee painelähettimiltä kenttäkotelolle (kuva 3.7) analogisena ja siitä järjestelmään digitaalisessa muodossa Profibus-väylällä.



Kuva 3.7. I/O-kortit sisältävä kenttäkotelo kattilasalissa Amel 1:ssä

3.3.2 Kiinteän mittauslaitteiston asennus

Arinahydrauliikan venttiiliblokiin tulevat komponentit asennettiin itse (kuva 3.8). Työ tapahtui samalla tavalla kuin aikaisemmin mittauslaattojen asennus koemittauksia varten Suomessa.

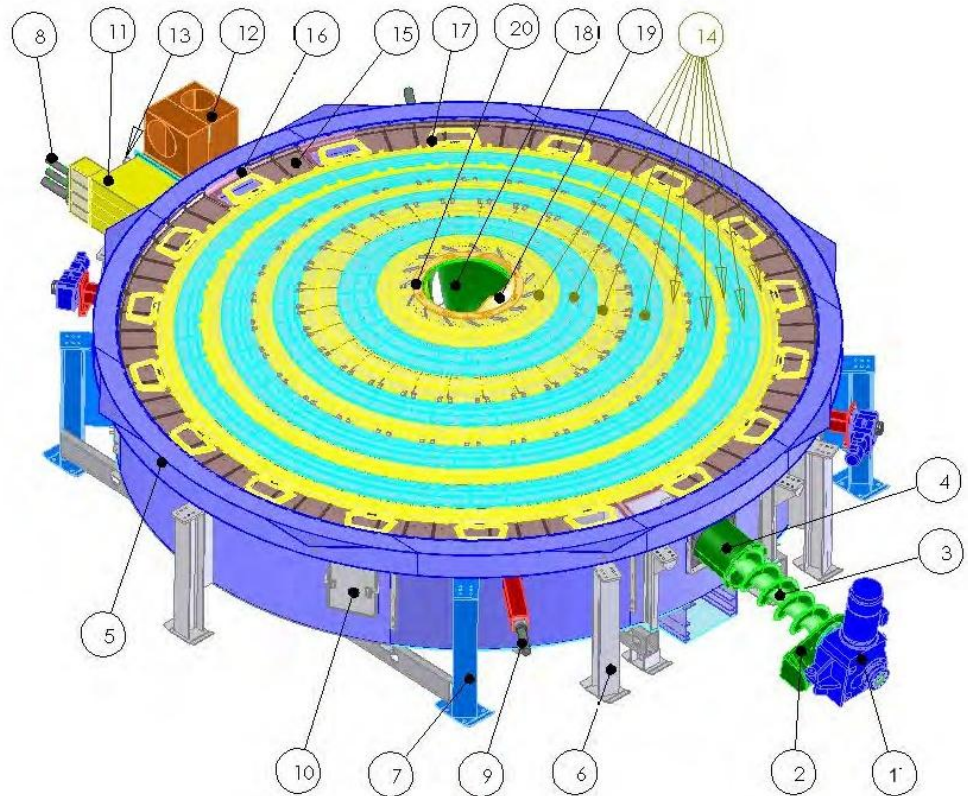


Kuva 3.8. (Suuntaventtiilibloki vasemmassa reunassa) Mittalaatat, painelähtimet ja kaapelit asennettuna Amel 1:ssä

Amel 1 oli asennustyön aikana kausihuollon vuoksi pysäytettynä ja näin osat saatiin helposti paikoilleensa. Vaasa Engineering Oy liitti painelähtimet liittimineen analogiseen väylään.

4 ARINAMEKANIikka

Arinamekaniikka käsittää useita tutkittavia kohteita alkaen käyttösylinterien männänvarsien öljyvuoodoista arinakehien kääntövoimalaskentaan.



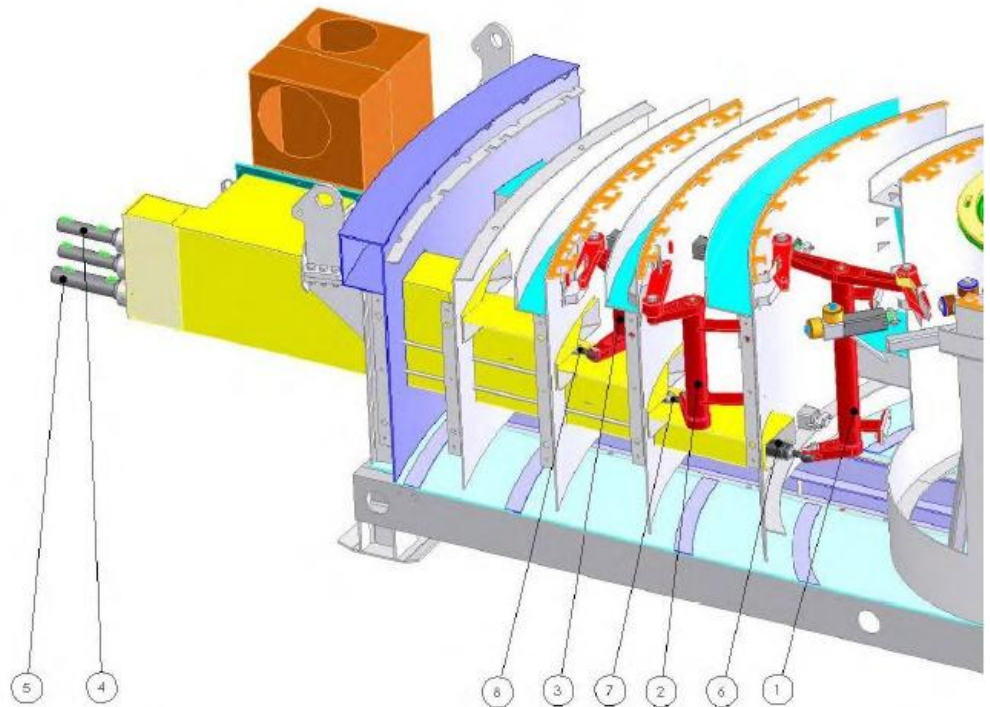
Kuva 4.1. Pääosat (BGU 9) /8/

Etupesän pääosat ovat (kuva 4.1)

1. vaihdemoottori, stokerruovi
2. momenttituki
3. syöttöruuvi
4. syöttöruuvin kouru
5. ulkovaippa
6. pesän yläosan tukivaippa
7. kattilan tukijalka
8. arinan käyttösylinteri
9. tuhkakolan käyttösylinteri

10. huoltoluukku
11. primääri-ilmakanava, liikkuvat arinat
12. primääri-ilmakanava, kiinteät arinat
13. primääri-ilman säätöventtiilit
14. polttoarinakehät 1-9 (BGU9)
15. tuhka-arina, aukoton
16. tuhka-arina, aukollinen
17. tuhkaneräjä
18. syöttökartio
19. polttoaineen kaatorauta
20. syöttökartion sidontapanta.

Arinoiden käyttölaitteiston kokoonpano näkyy kuvassa 4.2.



Kuva 4.2. Arinoiden käyttölaitteisto (BGU 9) /8/

Arinoiden käyttölaitteiston osat ovat (kuva 4.2)

1. liikutusmekanismi 1
2. liikutusmekanismi 2
3. liikutusmekanismi 3
4. käyttösylinteri halkaisija 63 mm kehä 7
5. käyttösylinteri halkaisija 80 mm kehät 1 ja 3
6. työntötanko kehä 1 ja 3
7. työntötanko kehä 5
8. työntötanko kehä 7.

4.1 Käyttösylinterin hydraulikkaöljyvuohto

Arinalaitteiston hydraulikkasyntereissä on havaittu öljyvuohto männänvarren tiivisteistä. Erityisesti tätä tapahtuu Keski-Euroopan laitoksissa, joissa polttoaineen laatu ei aina täytä laitoksen valmistajan spesifikaatioita.

4.1.1 Männänvarren oksidoituminen

Männänvarret liikkuvat tilassa, joka on yhteydessä liikkuvien arinoiden alle johtaviin primääripaloilmakanaviin. Paloilman joukkoon on sekoitettu savukaasuja tietyssä suhteessa ja savukaasut saattavat polttoaineesta johtuen sisältää voimakkaasti hapettavia yhdisteitä. Nämä yhdisteet joutuessaan hydraulikkasynterin männänvarrelle muodostavat paksun oksidikerroksen, joka taas vaurioittaa männänvarrentiivisteitä. Kiinteiden arinoiden alle johdetaan omia kanaviansa pitkin sekoittamatonta, puhdasta primääri-ilmaa. Hydraulikkaöljyn epäillään myös olevan osallisena oksidoitumisessa. Oksidikerros alkaa pahimmassa tapauksessa olla havaittavissa muutamassa vuorokaudessa himmentymänä kromatulla varren pinnalla.

4.1.2 Männänvarren suojaus

Koska polttoaine saattaa jatkossakin olla heikkolaatuista, tulee ensisijaisesti kysymykseen männänvarren suojaus savukaasuilta ja epäpuhtauksilta. Tähän mennessä on kokeiltu huopatiivistelevyä eristämään männänvarren tila ilmakehän kanavasta. Neliöprofiilista valmistettu työntötanko liittyy tässä tilassa kierteellä männänvarren päähän. Tiiviste on sijoitettu siten, että se voi liikkua työntötangon mukana hieman sivusuunnassa mekaanisesti aiheutuvan sivuttaisliikkeen vuoksi. Tämä rakenne ei ole osoittautunut riittävän tiiviiksi ja ylipaineinen ensiöpaloilma pääsee tiivisteiden ohi hapettaen ja tuhkaa kuljettaen.

Yksi tutkituista vaihtoehdoista on kumipalje männänvarren ympärille. Parker Hannifin Oy:llä arveltiin ilmavirrassa olevan tuhkan ajan kuluessa kuitenkin hirtävän palkeen puhki ja vaurio pääsisi huomaamatta jälleen muodostumaan.

Männänvarren pinnoittamiseen on olemassa kestävämpi vaihtoehto kuin normaali kovakromaus. Laser-pinnoitusta voidaan käyttää vaikeissa olosuhteissa, mutta se nostaa merkittävästi hydraulikkasynterin hintaa ja silti se ei estä ylimääräisen aineen kerrostumista varren pinnalle tiivisteitä vaurioittamaan.

On ehdotettu sekoitus- ja puhtaan primääri-ilman kanavien vaihtamista keskenään. Tällöin hapettava ilma kulkisi kiinteiden arinoiden alle, eikä olisi mekaanisen kanssa tekemisissä ja puhdas ilma kulkisi liikkuvien arinoiden alle. Tämä saattaisi olla toimiva ratkaisu, mutta johtuen muutostyön vaikutuksista

valmistusdokumentteihin, sen tutkimiseen ja toteuttamiseen ei tässä vaiheessa ryhdytty.

Tähän mennessä käytännön testeissä toimivimmaksi ratkaisuksi on osoittautunut jälkiasennettu keskipakoispuhallin, joka on sijoitettu männänvarsitilan sivuseinämään ylläpitämään ylipainetta. Jatkuvatoiminen puhallin ottaa ilmaa kattilasalista. Ensimmäinen varsinainen asennus on Amel 1:ssä. Pitämpi aikaiset kokemukset puuttuvat vielä tästä versiosta (kuva 4.3).



Kuva 4.3. Puhallin asennettuna Amel 1-käyttösylinterien männänvarsitilan sivuseinään

4.1.3 Käyttösylinterien tiivistyksen kesto

Männänvarrentiivistesten keston on oletettu myös vaikuttavan työntötangon massasta aiheutuva säteisvoima. Tämän voiman vaikutuksesta männänvarsi liikkuu epäkeskeisesti käyttösylinterin päätykappaleen läpi. Epäkeskeisyys kuluttaa varrentiivistettä toispuoleisesti ja lyhentää tiivisteiden kestoikää. Männänvarrentiivisteinä käytetään yksihuulista tiivistettä (kuva 4.4). Tämä olisi mahdollista korvata ns. pakka-tyyppisellä, moniosaisella tiivisteellä (kuva 4.5). Moniosainen tiiviste vaatii isomman tilan itselleen sylinterin päätykappaleeseen ja kiristysosan, jolla tiiviste asetetaan oikeaan kireyteen. Tämän tiivistetyypin huonoina puolina on alkuperäistä tiivistettä korkeampi hinta ja tarve monimutkaisempaan rakenteen päätykappaleessa. Hyvät seikat ovat erinomainen mukautumiskyky männänvarren säteiskuormituksissa, säädettävyys kulumisen mukaan ja tästä johtuva pitkäikäisyys.



Kuva 4.4. Huulitiiviste /6/

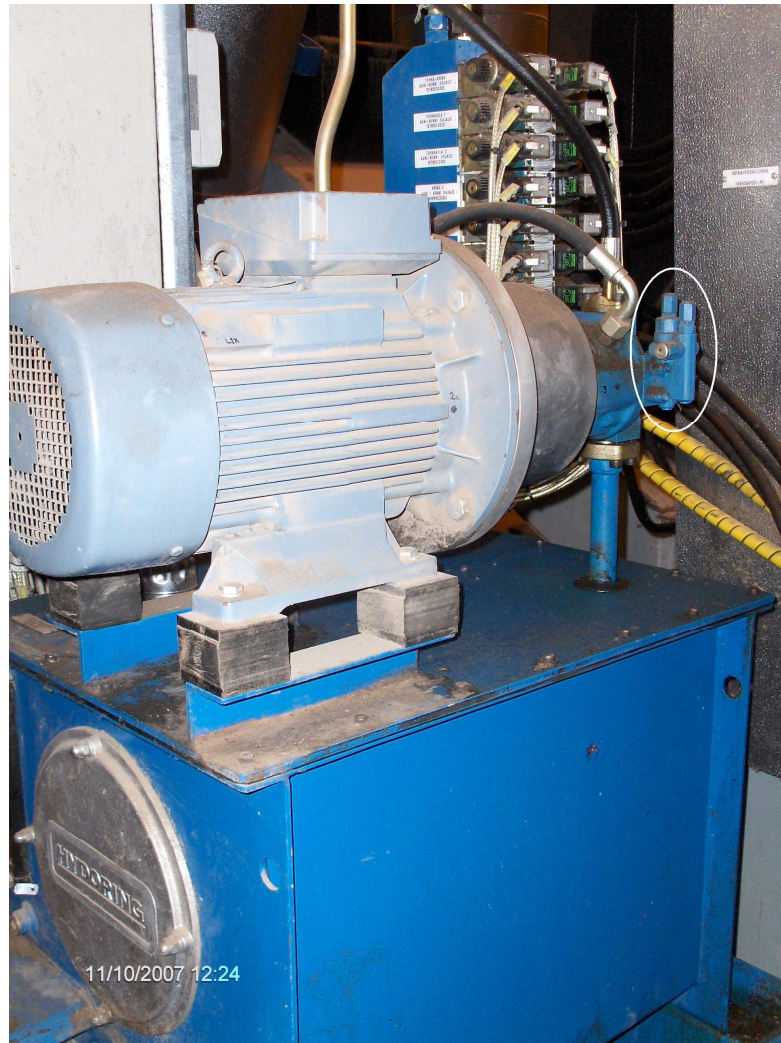


Kuva 4.5. Pakkatiiviste /6/

Yksi merkittävä keino lisätä männänvarren ohjautuvuutta on kasvattaa varren paksuutta. Paksummalle männänvarrelle on mahdollista saada isompi ohjaava liukulaakeripinta sylinterin kokonaispituutta kasvattamatta.

Tarpeettoman korkea vakiopaine hydraulikkajärjestelmässä lisää kitkahäviöitä ja kulumista hydraulikkasynterierien tiivisteissä. Tämä aiheuttaa hydraulikkaöljyn lämpenemistä ja tehohävikkiä hydraulikkakoneikossa. Arinahydraulikkajärjestelmän maksimipaineen säätö tapahtuu hydraulikkapumpun säätimen säätöruuveista (kuva 4.6). Vakiopainejärjestelmässä aiemmin havaittu paineenousuominaisuus taukohetkinä työntää männänvarrtta ulos sylinteristä. Ilmiö voimistuu, kun männäntiivisteet kulumat ja muodostuu ohiuotoa niiden yli. Tällöin varrenpuoleinen männän eripuolien pinta-alojen

suhteen korkeampipaineinen hydraulikkaöljy puristuu männäntiivisteiden yli toiselle, matalampi paineiselle puolelle.

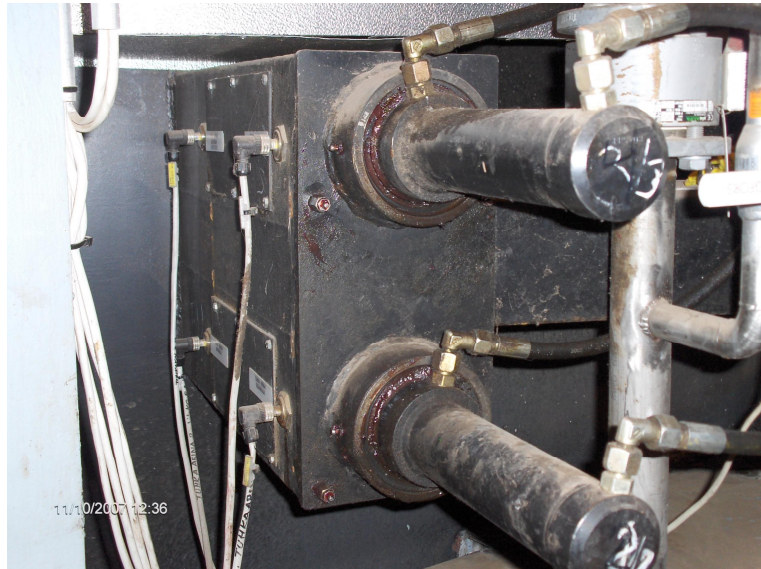


Kuva 4.6. Hydraulikkakoneikon paineensäätöruuvit ympyröitynä Rengon laitoksessa

Toimilaitokohtaiset kokonaisliikeajat tulisi säätää mahdollisimman pitkiksi, n. 25 sekuntiin. Männänvarren liikkeessä hitaasti sylinterin sisäinen paine ja tiivisteisiin vaikuttavien pintojen liikenopeus pysyy mahdollisimman alhaisena. Tämä pidentää tiivisteiden ikää ja vähentää painepiikkejä järjestelmässä. Hydraulikkasynterierien käyttöaste vaikuttaa suoraan suhteessa tiivisteiden käyttöikään. Suomessa tehtyjen mittausten aikana sylinterien käyttöaste vaikutti olevan maksimissaan n. 50 %. Amel 1-laitoksessa Belgiassa tuhakkola kääntävät sylinterit olivat mittauksien perusteella liikkeessä koko ajan eli niiden käyttöaste oli 100 %. Tämä on erittäin rasittavaa laitteistolle. Heikkolaatuisesta polttoaineesta johtuen tuhkanmuodostus on siellä suomalaisia laitoksia runsaampaa.

4.2 Käyttösylinterien liikeraja-anturit

Arinankääntösylinterien liikeraja-anturointi on toteutettu nykyisin Hydoring Oy:n patentoimalla sylinterin magneettisella männällä ja kahdella induktiivisella anturilla. Aikaisemmin liikeraja-anturit sijaitsivat käyttösylinterien männänvarsitilan sivussa ja reagoivat työntötankoon liitettyyn teräsulokkeeseen (kuva 4.7).



Kuva 4.7. Liikeraja-anturit asennettuna männänvarsitilan sivuun

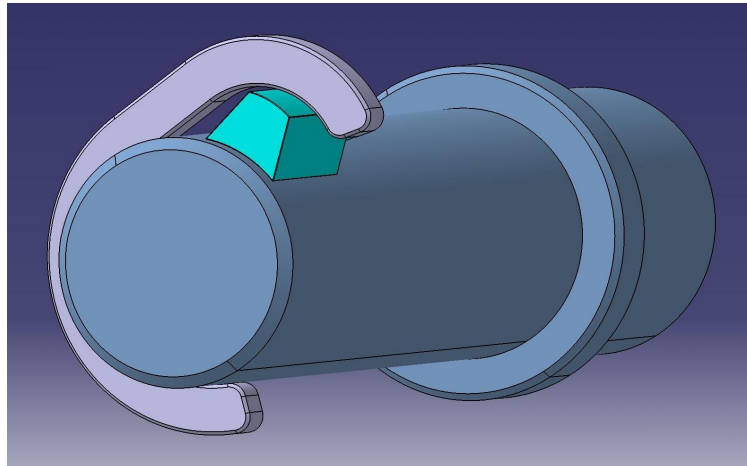


Kuva 4.8. Liikeraja-anturit asennettuna käyttösylinterin ulkopintaan

Männän saapuessa anturin vaikutusalueelle anturilta tulevan tiedon perusteella ohjausjärjestelmä käyttää kyseisen sylinterin magneettiventtiiliä. Tällä estetään mekaaniset törmäykset hydraulikkasyylinterin ääri-asennoissa. Sylinterin oma liikevara on pidempi kuin säädetty liikematka. Pepperl+Fuchs:n valmistamat anturit ovat kiinnitettyinä sylinterin ulkopintaan ruostumattomilla letkukiristimillä (kuva 4.8). Tämä kiinnitystapa vaikuttaa alkeelliselta, mutta on anturivalmistajankin suunnittelema anturissa olevan uran perusteella.

Yksi mahdollinen vaihtoehto olisi leikata esim. laserilla tai vedellä 12 mm alumiinilevystä koukumainen osa, joka sopii tarkalleen hydraulikkasyylinterin

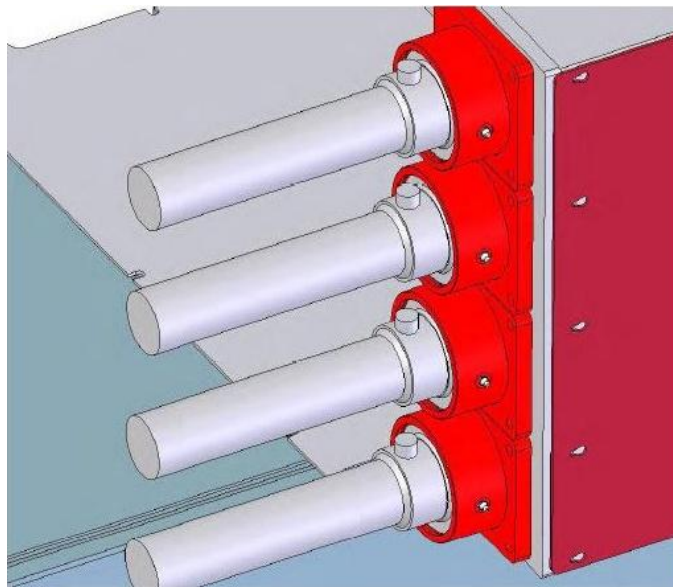
ja anturin ympärille (kuva 4.9). Kiinnike kiristetään paikallensa M 6-kierteisellä lukitusruuvilla. Kiinnikkeeseen on tehty tätä varten kierteitetty reikä säteen suuntaisesti hydraulikkasynterin kohdalle. Tällainen ratkaisu olisi toimiva ja tyylikäs, mutta hinta on moninkertainen verrattuna letkuklemmariin. Magneettisen männän havaitakseen induktiivisen anturin tulee olla aivan kiinni sylinterissä.



Kuva 4.9. Liikeraja-anturin kiinnikkeen malli CAD – kuvassa

4.3 Käyttösynterin kiinnitys

Tällä hetkellä kaikki arinalaitteiston käyttösynterit ovat kiinnitetty synterin etupään ympärillä olevalla silmälaakerilla, joka toimii samalla tiivisteenä ilmakehän ja kattilasalin välillä (kuva 4.10). Tähän kiinnitystapaan on haettu vaihtoehtoja kalliin laakerin ja koneistettujen osien vuoksi.



Kuva 4.10. Käyttösynterien alkuperäinen kiinnitystapa /8/

Yksi esitetty vaihtoehto olisi sylinterin kiinnittäminen kiinteästi laippakiinnityksellä etupäästänsä ja käyttää erillistä ohjainosaa ottamaan työntötangosta aiheutuvat säteisvoimat vastaan. Tämän kiinnitystavan toteuttaminen olisi erittäin haasteellista, jotta ohjain ja sylinteri saataisiin täsmälleen samaan linjaan keskenään. Ohjaimen tulisi olla tarkasti valmistettu, mutta ei arka epäpuhtauksille ja oksidoiville savukaasuille. Lisäksi tässä rakenteessa olisi tarkoitus käyttää kummastakin päästä nivellettyä työntötankoa, joka olisi symmetrinen päittänsä suhteen.

Toinen rakenteen muutosvaihtoehto olisi kiinnittää sylinteri takapäädään silmukasta, jonka sisällä on silmälaakeri. Työntötanko olisi kiinnitetty alkupepäisenkaltaisesti kierteellä männänvarren päähän. Tämä rakenne vaatisi suojarakenteen eristämään sylinterin männänvarsineen ilmanavasta. Parker Hannifin Oy:llä epäiltiin suojarakenteen kestävyyttä kyseisessä paikassa. Arinan kääntösylinterien tilavaatimus pituussuunnassa ei tällä konstruktiolla lisääntyisi n.100 mm enempää, mutta sylinterin säteiskuormien kestävyys pitäisi varmistaa esim. sen sisäisiä liukulaakeripintoja lisäämällä joko männänvarren paksuutta kasvattamalla tai ohjaavan liukupinnan pituutta lisäämällä.

4.4 Käyttösylinterin korvaaminen sähköisellä karamoottorilla

Arinahydrauliikkasyylinterien korvaamista sähköisillä karamoottoreilla (kuva 4.11) tutkittiin selvittämällä niiden suorituskykyä ja soveltuvuutta näihin olosuhteisiin.



Kuva 4.11. Karamoottorin halkileikkaus (Raco Schwelm) /3/

Vaadittava maksimi työntövoima oli 50 kN. Tämä merkitsi vaadittavan liikkeenopeuden kanssa karamoottorille 3-vaihesähkömoottoria. Kuularuuvikäytöllä saavutetaan herkempi käynti kovalla kuormituksella kuin trapetsiruuvilla, mutta kuularuuvin hinta on kolminkertainen trapetsiruuviin verrattuna. Konaflex Oy:n mukaan 50 % käyttöasteella trapetsikierteen elinikä ei ole kuin yksi

vuosi, jonka jälkeen osia joutuu vaihtamaan. Wexon Oy:n markkinoima /3/ karamoottori 40 kN:n työntövoimalla maksoi 5000 €:sta ylöspäin. Yhden hydraulikkasynterinin hinta on n. 500 € sekä sitä ohjaavan magneettiventtiin hinta n. 100 €. Kaikki synterit korvattaessa karamoottoreilla voidaan luopua myös hydraulikkakoneikkosta, jonka kustannus on yhden järeän karamoottorin verran. Mekanex Oy:n tarjoama karamoottorin käyttöastemaksimi oli 15-20 %. Käyttöasteen nosto tästä olisi aiheuttanut lämpöongelmia.

4.5 Työntötankojen mitoituslaskenta

On tapauksia joissa jumiutunutta arinaa irrotettaessa liikkeelle tai liikutusmekanismin jumiutuessa kääntösynterinin ja arinan liikutusmekanismin välissä oleva työntötanko on nurjahtanut. Tämän vuoksi tangolle oli syytä tehdä nurjahdustarkastelu. Laskennassa käytettiin MathCad 14-ohjelmaa.

4.5.1 Halkaisijaltaan 63 mm:n käyttösynterinin työntötanko

Materiaalina halkaisijaltaan 63 mm:n kääntösynterinin työntötanko on S355 rakenneterästä ja mitoitaan 60 x 60 x 4 mm /4, s. 151/. Tämän profiilin metripaino on 6,71 kg/m, mikä suoraan vaikuttaa hydraulikkasynterinin säteisvoimaan. Piti tutkia löytyisikö metripainoltaan kevyempää, mutta jäyhyysmomentin I puolesta nurjahdusjäykempää profiilia. Pituudeksi L valittiin neljä metriä, joka on hyvin lähellä BGU 9 arinan pisimmän tangon pituutta. Tämä valittiin laskettavaksi, koska pisin työntötanko on nurjahduksen suhteen kriittisin. Maksimi työntövoiman F perusteeksi valittiin 49 kN. Tämä vastaa n. 160 barin painetta käyttösynterinissä. Varmuuskerroin n nurjahduksen suhteen on 1,5. Maksimi puristusjännityksen tarkastelu tehtiin kaavalla (3). Lisäksi on huomioitava työntötangon olevan vaihtokuormituksen alainen ja sallittu jännitys myös sen suhteen oli varmistettava /1 s. 151/. Vaihtokuormitustarkastelussa vaikuttavaa voimaa F ei kerrottu varmuuskertoimella n. Laskutoimitukset ovat liitteessä 1.

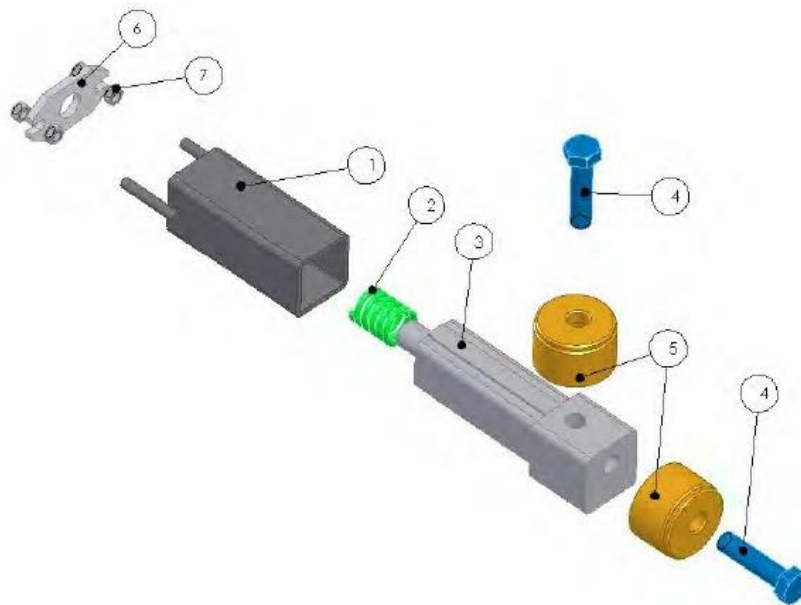
4.5.2 Halkaisijaltaan 80 mm:n käyttösynterinin työntötanko

Työntötankojen nurjahduskestävyyttä tarkastellessa oli syytä myös huomioida isomman, halkaisijaltaan 80 mm:n arinahydraulikkasynterinin työntötangon mitoitus. Tämä työntötanko on laadultaan S355 rakenneterästä ja mitoitaan 80 x 80 x 6 mm. Metripaino kyseisellä profiililla on 13,2 kg/m. Tämänkin pituudeksi L valittiin neljä metriä. Työntövoima F saadaan laskettua samasta n. 160 barin oletuspaineesta kuin edellisessäkin tapauksessa ollen 79 kN.

Varmuuskerroin n nurjahduksen suhteen on 1,5. Laskenta eteni samalla tavalla kuin kappaleessa 4.5.1. Laskutoimitukset ovat liitteessä 1.

4.6 Arinakehän 7 kääntövastuksen laskenta

Arinakehä 7 valittiin kääntövastuksen laskentaan, koska se on suurin arinaraudallisista kehistä ulkomitoiltaan ja kokonaismassaltaan. Sen alla on 8 kestovoideltua kannatin- ja keskityslaakeriryksikköä kiinnitettyinä laakerikannakkeeseen (kuva 4.12). Laakeriryksiköt koostuvat kahdesta erikoisvalmisteisesta grafiittipastalla täytetystä urakuulalaakerista, jotka ovat tiivistetty metallisilla Nilos-tiivisterenkailla. Laakerin tyyppi on 6211 C5 /5, s. 338/. Suuren lämpökuorman vuoksi laakerin vällyluokaksi on valittu C5.

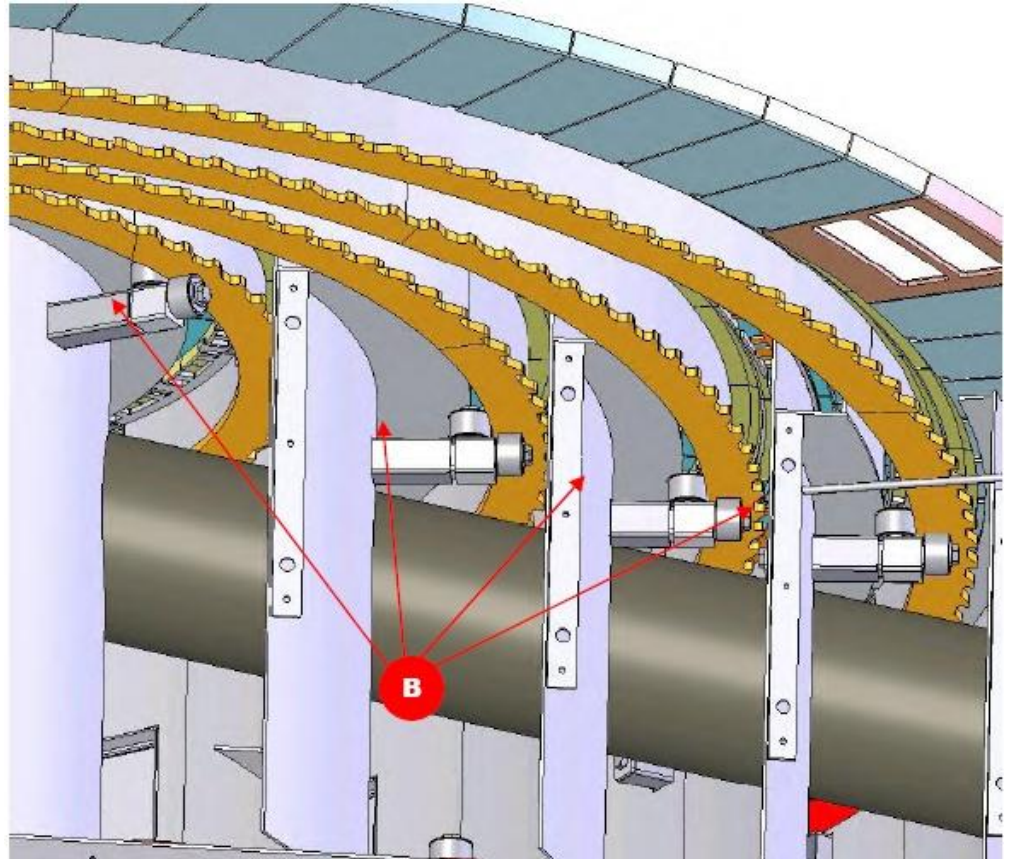


Kuva 4.12. Laakerikannake /8/

Laakerikannakekokoontalon osat ovat (kuva 4.12)

1. laakeroinnin ulkoputki
2. puristusjousi
3. laakeroinnin sisäputki
4. kuusioruuvi M30 x 120
5. arinalaakeri
6. jousen takalevy
7. kuusiomutteri M16.

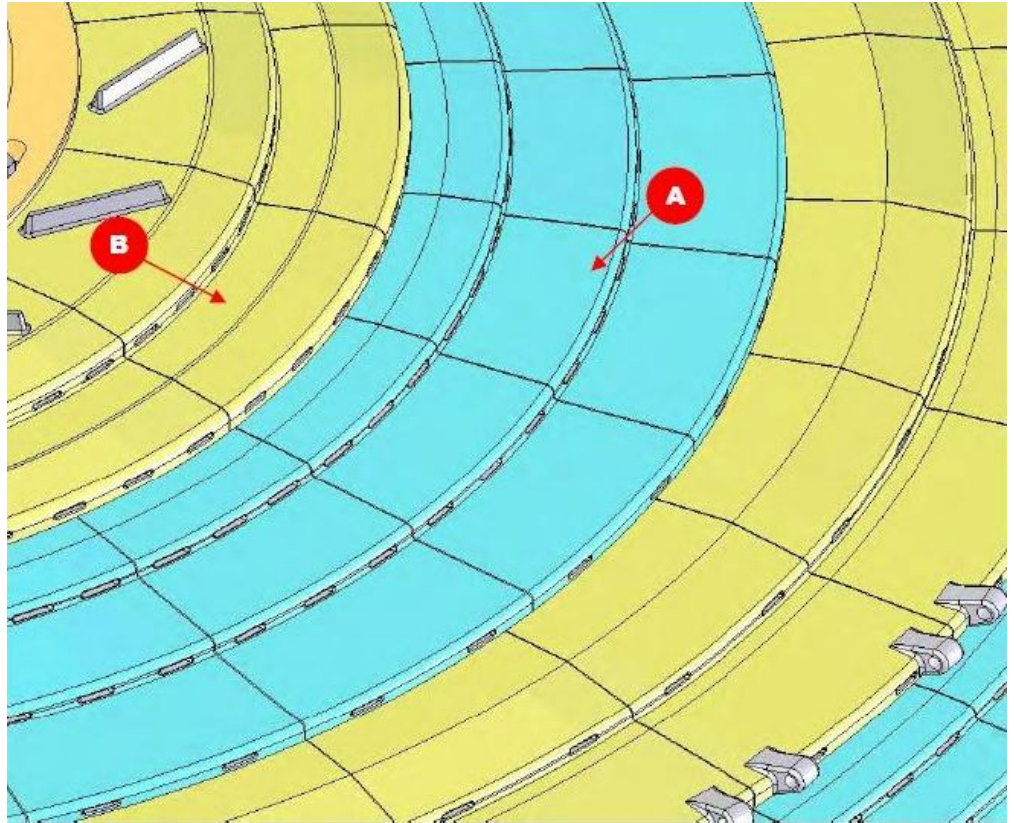
Vuosihuolloissa on havaittu joidenkin laakeriryksiköiden (kuva 4.13) saattavan jumiutua käytön aikana. Tällöin vierimiskitka muuttuu liukumiskitkaksi ja käänntövoimat lisääntyvät.



Kuva 4.13. Laakerikannakkeiden (B) sijainti arinakehien alla /8/

Kääntämiseen vaadittavaa teoreettista laakerivastusten aiheuttamaa voimaa oli tarkoitus laskea vertaamalla tilannetta, jolloin kaikki arinalaakerit toimivat moitteettomasti suhteessa tilanteeseen kaikkien laakerien ollessa jumissa. Tästä oli tarkoitus saada teoreettista suuntaa käänntövoimien muutoksille laakeroinnin osalta. Arinarenkaan päälle ladotut arinaraudat lepäävät osittain seuraavan kiinteän kehän rautojen päällä.

Samoin edellisen kiinteän kehän raudat ovat tämän pyörivän kehän päällä (kuva 4.14). Tämän perusteella laskennassa käytettiin kehän kokonaismassana arinarenkaan ja sen päällä olevien rautojen kokonaismassaa. Laskennassa käytettiin MathCad 14-ohjelmaa.



Kuva 4.14. Kiinteä arinarauta (A) ja liikkuva arinarauta (B) /8/

Laakerit kunnossa-tilanne

Ensimmäisessä tapauksessa selvitettiin toimivan laakeroinnin teoreettinen käyttövastus. Tällöin kaikki laakeriyksiköt pyörivät. Aluksi laskettiin arinakehän ja arinarautojen kokonaismassa, kun tiedettiin massat ja rautojen kappalemäärät. Tämä kokonaismassa jaettiin horisontaalisille urakuulalaakereille, joita tiedettiin olevan 2 kpl laakeriyksikköä kohden ja yksiköitä on 8 kpl. Yksittäisen urakuulalaakerin kitkamomentti saatiin kaavasta (4), kun tiedettiin keskimääräinen kitkakerroin μ /5, s. 88/.

Vertikaalilaakereissa säteittäinen laakerikuorma yhtä laakeriyksikköä kohden muodostuu keskitysjousten työntövoimasta.

Kaikkien laakeriyksiköiden kokonaismomentti saatiin kaavasta (6). Horisontaali- ja vertikaalilaakerit olivat kummatkin käsiteltävä näin erikseen johtuen erilaisista säteiskuormista.

Laakeriyksiköiden kokonaismomentista laskettiin tarvittava käyttövoima F niin horisontaali- kuin myös vertikaalilaakereille kummallekin erikseen käyttäen kaavaa (7).

Kaavasta (8) laskettiin kunnossa olevan laakeroinnin vaatima käyttövoima F_{ok} arinakehän käyttöhammastuksen jakosäteelle. Laskutoimitukset ovat liitteessä 2.

Laakerit jumissa-tilanne

Toisessa tapauksessa laskettiin täysin jumiutuneen laakeroinnin aiheuttama käyttövastus. Tällöin vierintä muuttuu liukumiseksi ja liukukitkan μ_l arvona käytettiin yleisesti kahden kuivan teräspinnan keskinäistä arvoa 0,3.

Arinakehän kokonaismassan aiheuttama käyttövastusvoima horisontaalilaakerien vierintäkehän kohdalla saatiin kaavasta (9). Kaavalla (10) laskettiin vertikaalilaakerien aiheuttama käyttövastus omalle vierintäkehälle.

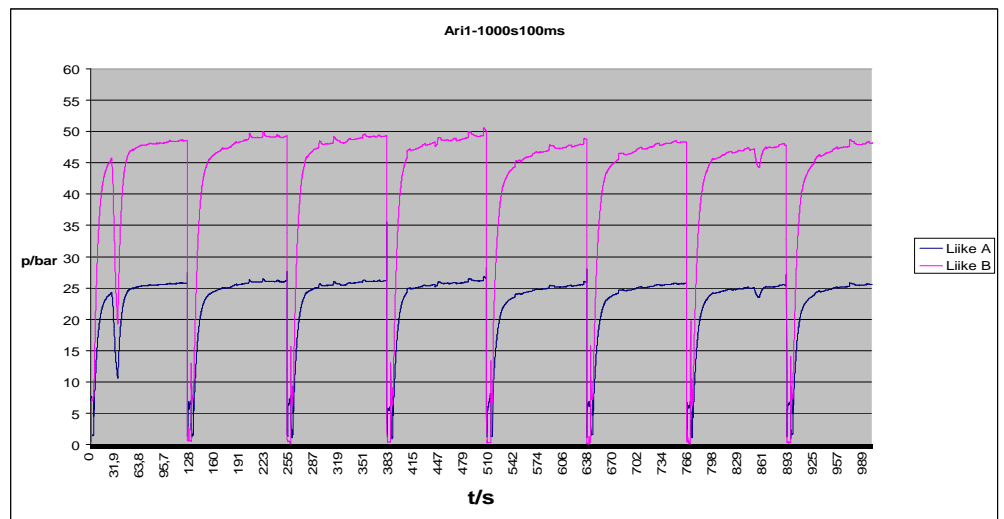
Jumiutuneen laakeroinnin tarvitsema käyttövoima laskettuna käyttöhammaskehän jakosäteelle määritettiin kaavalla (11).

Tarvittava teoreettinen työpaine käyttösylinterille kummassakin tapauksessa saatiin kaavasta (1). Laskutoimitukset ovat liitteessä 2.

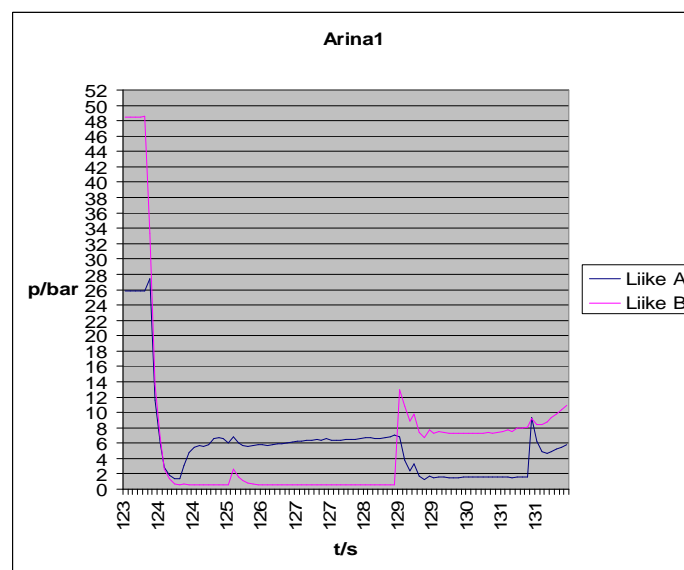
5 MITTAUS- JA LASKENTATULOKSET

5.1 Nummelan laitoksen mittaukset

Ensimmäisessä mittaussarjassa saatiin kahdeksan mittausjaksoa, kultakin neljältä toimilaitteelta A- sekä B-liitännästä. Havaittiin sylinterien liikkuvan huomattavasti alhaisemmillä painetasoilla (kuva 5.1), kuin mitä järjestelmän vakiopaineeksi oli asetettu. Yleisesti paineet jäivät työliikkeen aikana alle 20 barin. Myös sylinterien yhteen toimintasykliin käyttämä aika oli alle 15 sekuntia, kun se voisi olla n. 25 sekuntia (kuva 5.2).



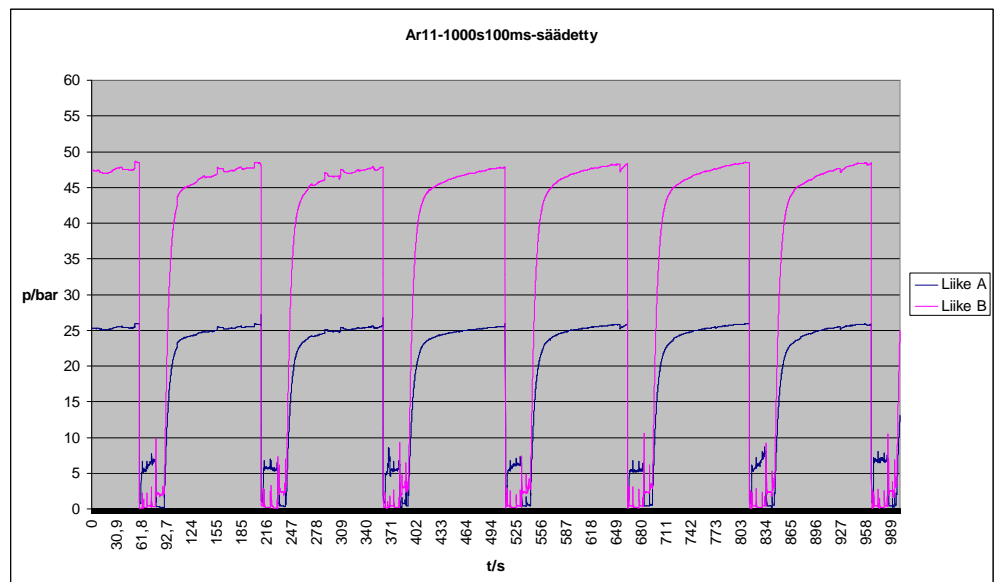
Kuva 5.1. Nummelan laitoksen arina 1 kuvaaja alkuperäisessä säädössä. Mittausaika 1000 sekuntia ja mittapisteväli 0,1 sekuntia.



Kuva 5.2. Nummelan laitoksen arina 1 kuvaajan ensimmäinen työliike alkuperäisessä säädössä

Tarpeettoman nopea liikeaika aiheuttaa ylimääräisiä rasiuksia käyttölaitteistolle, kun sylinteri lähtee kovalla vauhdilla liikkeelle ja käyttövivuston työnnin törmää paikallaan olevaan kehän käyttöhammastukseen.

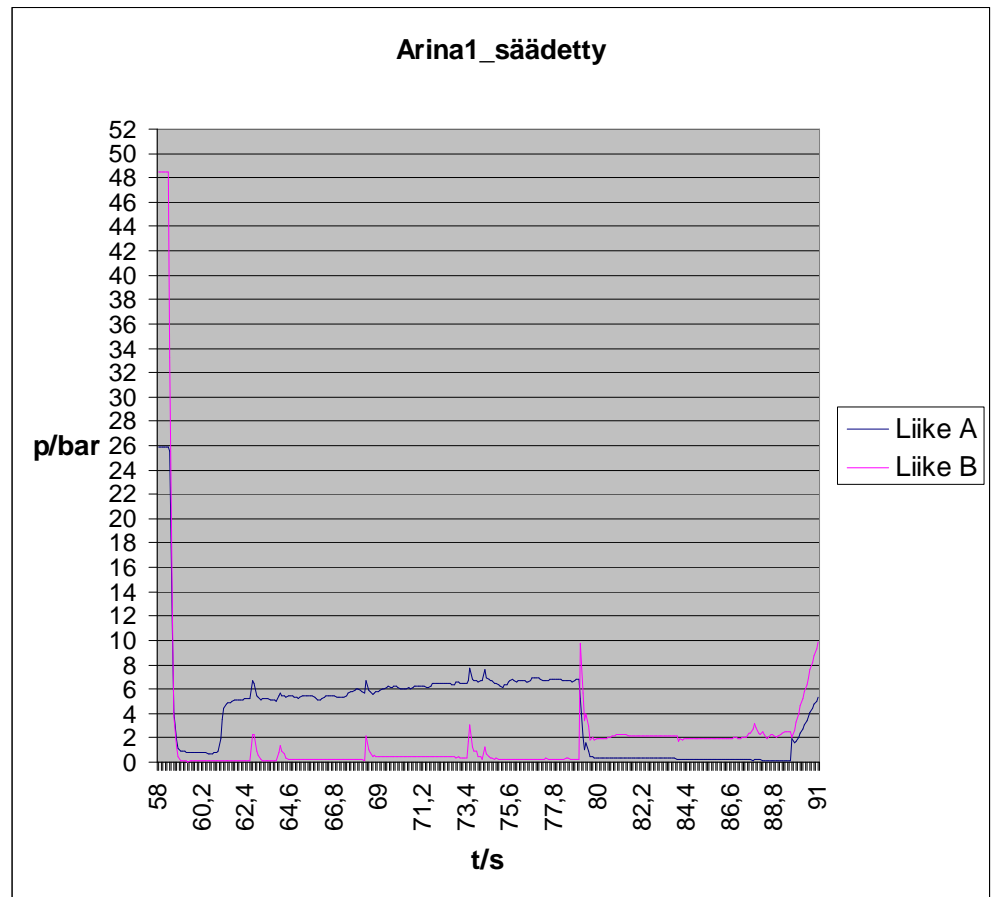
Päätettiin testata liikeajan pidennystä, jotta laitteisto toimisi jouheammin. Tämä oli helppo tehdä säätämällä kunkin sylinterin omaa kuristinta pienemmälle virtaukselle. Virtauksen rajoitus tapahtuu magneettiventtiiliin tulevaa painekanavaa kuristamalla. Säätoruuvia kierrettiin myötäpäivään 3 mm:n kuusiokoloavaimella samanaikaisesti kellosta seuraten kunnes oikea liikeaika saavutettiin. Tämä tehtiin jokaiselle neljälle mittauskohteelle. Laitteisto vaikutti toimivan moitteetta säädön jälkeen ja suoritettiin uusi mittausarja (kuva 5.3).



Kuva 5.3. Nummelan laitoksen arina 1 kuvaaja säädettynä. Mittausaika 1000 sekuntia ja mittapisteväli 0,1 sekuntia.

Liikekohtaisissa painetasoissa ei ollut muita muutoksia kuin, että B-liikkeiden paineet olivat noin puolet jääden muutamaan bariin verrattuna ensimmäisiin tuloksiin (kuva 5.4). Itse mekanismin vastuksissa ei ollut tapahtunut muutoksia, joten luultavasti itse sylinterin tiivistekitkat pienenevät kun männän ja varren liikenopeus laskee. Etenkin säädön jälkeen työliikkeiden aikana mittaustietokuvaajissa näkyi pieniä samanaikaisia painepiikkejä A- sekä B-liikkeiden käyrillä. Painepeikkien keskinäinen suuruus oli suhteessa männän pinta-aloihin varrettomalla ja varrellisella puolella. Nämä johtuivat toisista satunnaisesti samanaikaisista työliikkeistä hydraulikkajärjestelmässä eikä niillä ollut vaikutusta laitteiston toimintaan.

Viikkoa myöhemmin arinalaitteiston hydraulikkakoneikossa sijaitsevan mittalasin kapilaarisen lämpömittarin lukema oli laskenut noin 5 °C, mikä viittaisi kitkahäviöiden vähenemiseen. Olosuhteet laitteistolla kattilasalissa olivat vakiot.



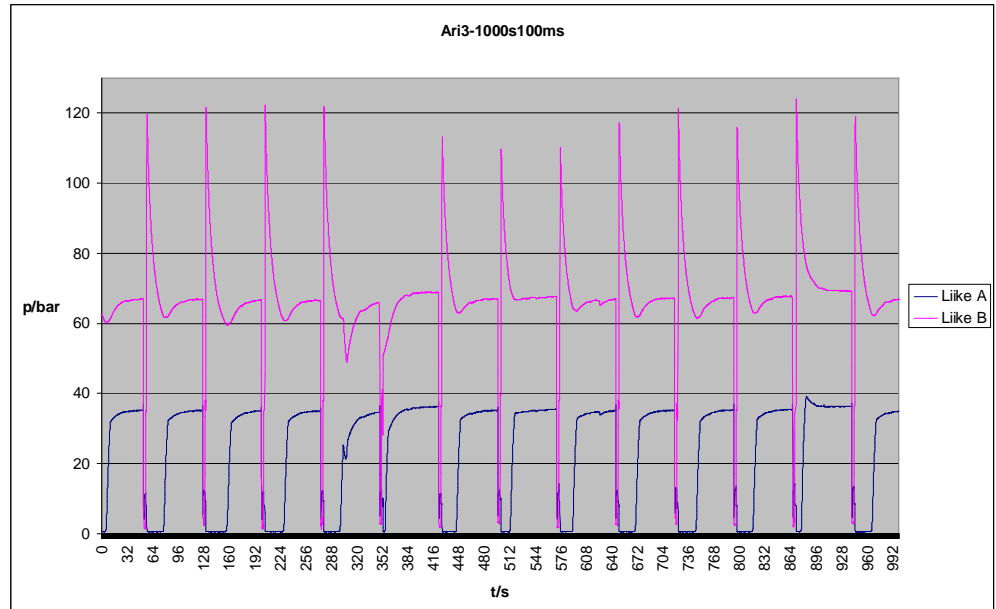
Kuva 5.4. Nummelan laitoksen arina 1 kuvaajan ensimmäinen työliike säädettyinä

Hydraulikkakoneikossa sijaitsevan pääpainemittarin saattoi havaita ajoittaan laskevan n. 60 bariin, vaikka järjestelmässä pitäisi vallita vakiopaine. Tämä johtui useista samanaikaisista sylinterientyöliikkeistä, jolloin hydraulikkapumppu saavutti maksimi tuottonsa eikä pystynyt ylläpitämään vakiopainetta.

5.2 Rengon laitoksen mittaukset

Korkein painetaso työliikkeissä oli n. 35 bar. Tämäkin tapahtui sylinterin paaluuliikkeen aikana jolloin ei sylinterin ulkopuolinen kuorma ole muuta kuin kääntömekanismin vetäminen takaisin lähtötilanteeseen.

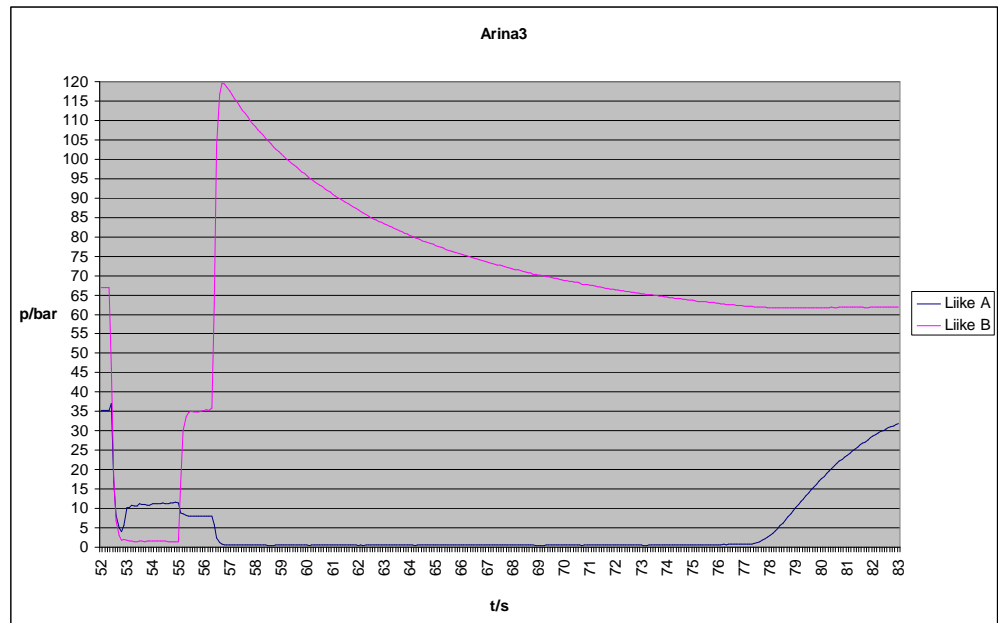
Nummelan laitoksen mittauksien perusteella etenkin paluuliikkeiden painetasoihin vaikutti voimakkaasti liikeaika. Rengossa sylinterit liikkuvat erittäin nopeasti.



Kuva 5.5. Rengon laitoksen arina 3 kuvaaja alkuperäisessä säädössä. Mittausaika 1000 sekuntia ja mittapisteväli 0,1 sekuntia.

Kokonaisliikeajat olivat 4-11 sekuntia, mikä on huomattavasti alle suositeltavat 25 sekuntia (kuva 5.5). Nummelasta saadulla aikaisemmalla hyvällä kokemuksella päätettiin säätää kuristimia niin, että päästäisiin suositusaikoihin ja saavutettaisiin siitä aiheutuvat edut. Säättöjä suoritettaessa valvontajärjestelmä alkoi antaa virheilmoituksia arinoiden puutteellisesta toiminnasta. Järjestelmään oli ohjelmoitu tietty aika, jonka puitteissa sylinterin tulee liikkua liikkeensä päästä päähän eli perusrajalta palautusrajalle. Tämä aika oli ohjelmoitu liian lyhyeksi eikä siihen pystytty vaikuttamaan ilman erillistä ohjelmamuutosta. Ohjelmistomuutos on taas oman alansa asiantuntijan työtä, joten kuristimien säädöt oli palautettava alkuperäiseen asemaan. Tällä varmistettiin, ettei laitokselle aiheudu ongelmia säätöttestistä.

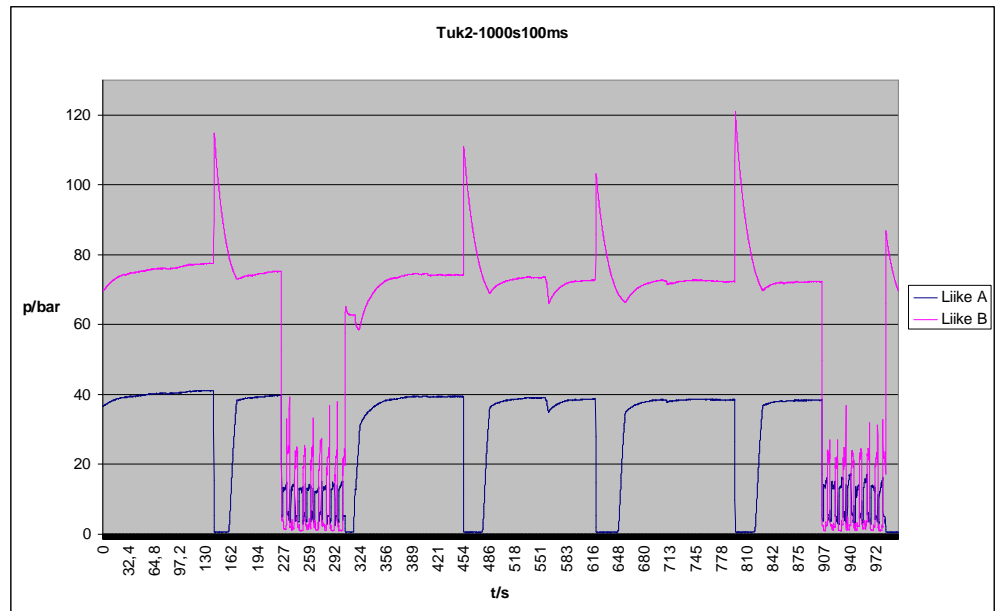
Mittaustietokuvaajista havaittiin myös muita puutteita laitteiston toiminnassa (kuva 5.6). Arina 3:n sylinterin palatessa alkuasentoon B-liikkeen lopussa paine nousi nopeasti 120 bariin ja liike A:n paine oli lähes nolla bar, mikä viittaisi mekaaniseen pysähdykseen ennen kuin rajakytkin rajoittaa liikkeen tai magneettiventtiili takertelee pysyen vielä toiminta-asennossa vaikka ei ole enää virroitettuna. Viallinen tai väärin säädetty induktiivinen anturi voi myös johtaa mekaaniseen pysähdykseen.



Kuva 5.6. Rengon laitoksen arina 3 kuvaajan ensimmäinen työliike alkuperäisessä säädössä

Tuhkakolan sylinteri 2 nosti myös liikesarjansa lopussa paineen B-liikkeellä n. 65 bariin A-liikkeen paineen ollessa lähes nolla bar. Tämän voisi olettaa johtuvan magneettiventtiilin takertelusta kuten myös viallisesta tai väärin säädetyistä induktiivisesta anturista. Tuhkakolan sylinterit toimivat jaksoittain tehden useita työliikkeitä peräkkäin ja työliikesarjojen välissä on pidempi tauko. Näiden taukojen aikana kuvaajista päätellen sylinterit tekevät korjausliikkeitä satunnaisesti korjatakseen vakiopainejärjestelmän ominaista sisäistä vuotoista johtuvaa männänvarren ulospäin liikkumista.

Kun mäntä liikkuu rajakytkimen alueelta pois, niin kyseisen sylinterin magneettiventtiili virroittuu sen verran, että männän palautus alkuasemaan tapahtuu (kuva 5.7).

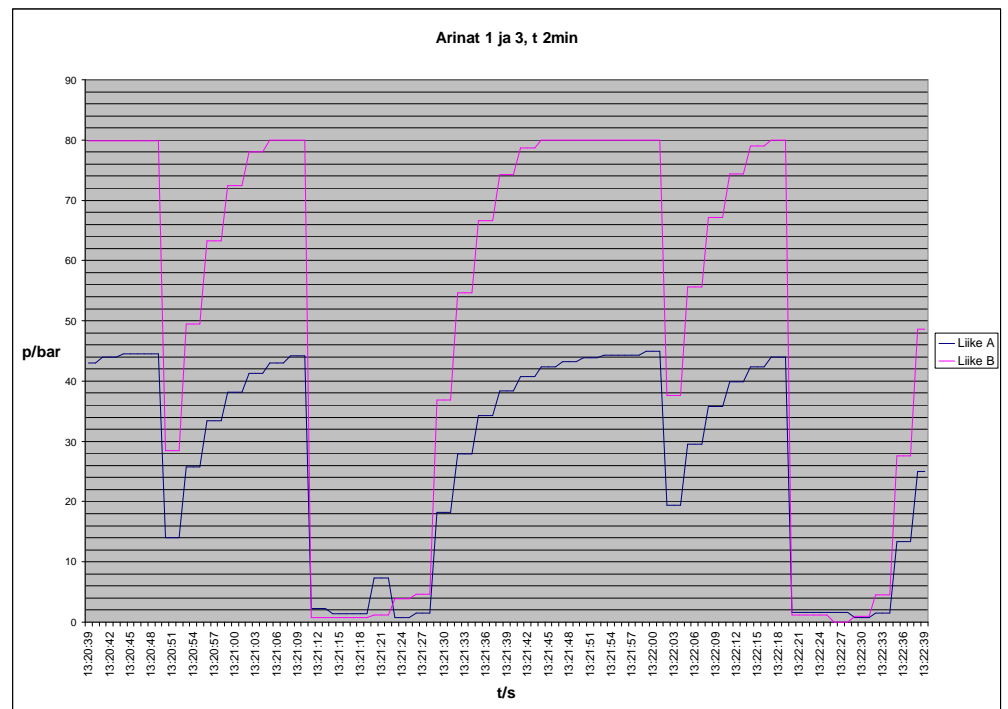


Kuva 5.7. Rengon laitoksen tuhkakolan sylinterin 2 kuvaaja alkuperäisessä säädössä. Mittausaika 1000 sekuntia ja mittapisteväli 0,1 sekuntia.

5.3 Amel 1-mittalaitteiston ensimmäiset mittauksiedot

Laitoksen käynnistyttyä kausihuollon jälkeen pyydettiin ensimmäiset painemittauksietosarjat Belgiasta. Tietojen piti olla suoraan Wärtsilän käytettävissä, mutta järjestelmä ei vielä siltä osin ollut valmis. Paineenmittauksiedot tulivat sähköpostilla paikalliselta operaattorilta tekstitiedostona, joka piti muokata Excel-taulukoiksi ja kuvaajiksi. Tiedot olivat tunnin ajalta ja otantaväli oli yksi sekunti. Yleisesti painetaso työliikkeissä jäi alle 30 barin. Arinankääntösylinterien paine tauon aikana varren puolella mäntää saattoi nousta yli 80 barin. Tämän yli menevä paine leikkautui mittauksiedoista pois, koska järjestelmään oli ohjelmoitu painearvokatoksi 80 bar.

Männän varrettoman puolen paineesta ja suunnilleen kaksinkertaisesta pinta-alasta päätellen maksimi varren puoleinen paine oli n.90 bar (kuva 5.8).



Kuva 5.8. Amel 1 arinat 1 ja 3 kuvaaja 2 minuuttia

Tuhkakolan sylinterit vaikuttivat tekevän koko ajan liikettänsä toisin kuin Suomen laitoksissa. Tämä asettaa erittäin kovat vaatimukset hydraulikkasyylintereille, koska käyttöaste on 100 %. Ilmeisesti Amel 1-laitoksessa muodostuu tuhkaa enemmän suhteessa syötettyyn polttoaineeseen kuin suomalaisissa laitoksissa johtuen polttoaineen koostumuksesta.

5.4 Työntötankojen mitoituslaskenta

Halkaisijaltaan 63 mm:n käyttösylinterin työntötanko

Laskennassa käytetty työntötankoon vaikuttava työntövoima

$$F_t = 49050 \text{ N}$$

on saatu kertomalla voimaksi annettu 5000 kg painovoiman kiihtyvyydellä $9,81 \text{ m/s}^2$.

Nykyisen työntötangon nurjahduksen aiheuttava voima

$$F_0 = 56404 \text{ N}$$

on saatu kaavasta (2).

Varmuuskertoimella n laskettu nurjahduslaskennassa tarvittava voima

$$F_s = 73575 \text{ N}$$

Voimalla F_s laskettu jäyhyysmomentti

$$I_s = 5,68 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

on saatu kaavalla (2).

Tämän jäyhyysmomentin arvon perusteella valittiin profiili 70 x 70 x 3 mm /4, s. 151/. Metripaino jää tällöin pienemmäksi kuin alkuperäisellä profiililla ollen 6,13 kg/m. Puristusjännityslaskennassa kaavalla (3) saatu maksimi jännitys on

$$\sigma = 9,421 \times 10^7 \text{ N/m}^2 = 94 \text{ N/mm}^2$$

Työntötankoa tarkasteltiin vaihtokuormituksen suhteen voimalla F_t ilman varmuuskerrointa n kaavalla (3).

$$\sigma_v = 6,28 \times 10^7 \text{ N/m}^2 = 63 \text{ N/mm}^2$$

Maksimi vaihtojännitys pysyi sallitulla alueella /1 s. 151/.

Työntötangon seinämävahvuuden ollessa vain 3 mm ja huomioiden korroosiota aiheuttava ympäristö ilmanavassa suositeltavinta olisi käyttää haponkestävää terästä. Tällä materiaalivalinnalla eliminoidaan myös raerajakorroosion mahdollisuus.

Työntötangon vaihtoehtoisia profiileja vertaillessa tuli esille myös vielä ohuemmalla seinämällä olevan, poikkileikkaukseltaan pyöreän profiilin käyttömahdollisuus. Rajoittavana seikkana ilmeni putken poikkileikkauksen kokonaispinta-alan mahdollinen vaikutus rajoittavana tekijänä primääri-ilman virtaukselle ilmanavassa. Tämän vuoksi työntötangon poikkileikkauspinta-ala on pyritty valitsemaan mahdollisimman pieneksi profiilin jäyhyysmomentti huomioiden. Tarkemmat laskutoimitukset ovat liitteessä 1.

Halkaisijaltaan 80 mm:n käyttösylinterin työntötanko

Laskennassa käytetty työntötankoon vaikuttava työntövoima

$$F_t = 78480 \text{ N}$$

on saatu kertomalla voimaksi annettu 8000 kg painovoiman kiihtyvyydellä $9,81 \text{ m/s}^2$.

Nykyisen työntötangon nurjahduksen aiheuttava voima

$$F_0 = 193246 \text{ N}$$

on saatu kaavasta (2).

Varmuuskertoimella n laskettu nurjahduslaskennassa tarvittava voima

$$F_s = 117720 \text{ N}$$

Voimalla F_s laskettu jäyhyysmomentti

$$I_s = 9,09 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

on saatu kaavalla (2).

Tämän jäyhyysmomentin arvon perusteella valittiin profiili $80 \times 80 \times 4 \text{ mm}$ /4, s. 151/. Metripaino jää tällöin pienemmäksi kuin alkuperäisellä profiililla ollen $9,22 \text{ kg/m}$. Puristusjännityslaskennassa kaavalla (3) saatu maksimi jännitys on

$$\sigma = 1,002 \times 10^8 \text{ N/m}^2 = 100 \text{ N/mm}^2$$

Työntötankoa tarkasteltiin vaihtokuormituksen suhteen voimalla F_t ilman varmuuskerrointa n kaavalla (3).

$$\sigma_v = 6,679 \times 10^7 \text{ N/m}^2 = 67 \text{ N/mm}^2$$

Maksimi vaihtojännitys pysyi sallitulla alueella /1 s. 151/.

Aikaisemmin kerrotuin perustein myös tässä tapauksessa olisi syytä käyttää haponkestävää terästä. Tarkemmat laskutoimitukset ovat liitteessä 1.

5.5 Arinakehän 7 kääntövastuslaskenta

Laakerit kunnossa-tilanne

Yksittäisen horisontaalisen urakuulalaakerin kitkamomentti

$$M_{hl} = 0,044 \text{ Nm}$$

on saatu laskettua kaavalla (4). Laakerioppaassa /5/ olisi ollut tarkempikin kaava tämän laskentaan, jossa oli esim. huomioitu voiteluaineen viskositeetti. Monimutkaisemman kaavan käytölle ei ollut perusteita, koska arinakäytössä on useita kohteita joiden tarkkaa kitkakerrointa ei pystytty määrittämään.

Yksittäisen horisontaalisen laakeriyksikön kitkamomentti

$$M_{hy} = 0,088 \text{ Nm}$$

on saatu kaavasta (5).

Kaikkien horisontaalisten laakeriyksiköiden kokonaiskitkamomentti

$$M_{hkok} = 0,704 \text{ Nm}$$

on laskettu kaavalla (6).

Kaikkien horisontaalisten laakeriyksiköiden pyörittämiseen tarvitaan voima

$$F_{hkok} = 12,809 \text{ N}$$

on laskettu kaavalla (7).

Yksittäisen vertikaalisen urakuulalaakerin kitkamomentti

$$M_{vl} = 0,021 \text{ Nm}$$

on saatu kaavasta (4).

Yksittäisen vertikaalisen laakeriyksikön kitkamomentti

$$M_{vy} = 0,041 \text{ Nm}$$

on saatu kaavasta (5).

Kaikkien vertikaalisten laakeriyksiköiden kokonaiskitkamomentti

$$M_{v\text{kok}} = 0,33 \text{ Nm}$$

on laskettu kaavalla (6).

Kaikkien vertikaalisten laakeriyksiköiden pyörittämiseen tarvitaan voima

$$F_{v\text{kok}} = 6 \text{ N}$$

on saatu kaavasta (7).

Arinakehän kaikkien laakeriyksiköiden pyörittämiseen tarvitaan voima

$$F_{ok} = 17,965 \text{ N}$$

joka vaikuttaa arinan hammaskehälle, on laskettu kaavalla (8).

Kaikki laakerit jumissa-tilanne

Arinakehän kokonaismassan aiheuttama kääntövastus

$$F_{hk} = 5123,5 \text{ N}$$

on saatu kaavasta (9).

Vertikaalilaakeriyksiköiden aiheuttama kääntövastus

$$F_{vk} = 2400 \text{ N}$$

on laskettu kaavalla (10).

Arinakehän kääntämiseen tarvittava voima

$$F_k = 7185,9 \text{ N}$$

joka vaikuttaa arinan hammaskehälle, on saatu kaavasta (11)

Laakerointivoimien vaikutus käyttösylinterin painetasoihin

Käyttösylinterin halkaisijaksi valittiin 63 mm. Liikutusmekanismin ylä- sekä alavipu ovat yhtä pitkiä keskenään. Vipusuhteiden ja -kulmien perusteella arinakehän kääntämiseen hammaskehällä vaadittava voima on hyvin lähelle sama kuin millä työntötankoa on liikutettava käyttöliikkeen aikana.

Kunnossa olevien laakeriyksiköiden pyörittämiseen vaadittava painetaso

$$P_{ok} = 5763 \text{ Pa} \quad = 0,058 \text{ bar}$$

on laskettu kaavalla (1).

Kaikkien laakeriyksiköiden ollessa jumissa, vaadittava painetaso

$$P_k = 2,305 \times 10^6 \text{ Pa} \quad = 23,052 \text{ bar}$$

on saatu kaavasta (1).

Tarkemmat laskutoimitukset ovat liitteessä 2.

6 PÄÄTELMÄT

Mittaukset Nummelassa

Mittaussarjojen perusteella hydrauliiikkakoneikon vakiopainetta voisi pudottaa puoleen nykyisestä laitteiston toiminnan häiriintymättä. Tämä pienentäisi sisäisiä ohivuotoja hydrauliiikassa hyötysuhdetta lisäten ja käyttölämpötilaa vähentäen. Kun toimilaittekohtaisia liikenopeuksia hidastettiin, myös tarvittava tilavuusvirta aikayksikköä kohden pieneni ja hydrauliikkapumpun tuotto pystyi vastaamaan paremmin järjestelmän tarvetta.

Mittaukset Rengossa

Mittaustietojen perusteella Rengon laitoksella pitäisi tehdä säätötoimenpiteitä niin ohjausjärjestelmän ohjelmistoon kuin myös hydrauliikkajärjestelmään. Ohjausjärjestelmä tulisi säätää sellaiseksi, että se mahdollistaisi kuristimilla tehtävät pidemmät liikeajat arinankäntölaitteistolle. Mahdollisesti virheellisestä rajakytkimen säädöstä tai takertelevasta magneettiventtiilistä aiheutuvat mekaaniset pysähdykset olisi tutkittava. Jos induktiivinen raja-anturi olisi viallinen, valvontajärjestelmä antaisi aikarajaan perustuvan vikailmoituksen, ettei tietoa tule anturilta. Yleisistä painetasoista liikkeiden aikana voisi päätellä myös Rengossa olevan tarvetta maksimipaineen laskemiselle. Näillä toimenpiteillä hydrauliikkajärjestelmän häviöt pienenisivät sekä mekaaniset rasitukset ja kuluminen arinankäntölaitteistossa vähenisi.

Amel 1 mittalaitteiston ensimmäiset mittaustulokset

Tuhkakolan toiminnan jaksottaminen olisi kannattavaa laitteiston käyttöikää ajatellen, jos se vain suinkin olisi mahdollista. Maksimi vakiopaine hydrauliiikkakoneikossa oli 110 barin paikkeilla, joten sitäkin voisi laskea paineen tarpeen ja edellä mainittujen saavutettavien etujen perusteella.

Käyttösylinterin männänvarren suojaus

Männänvarren suojauksessa kannattaisi kokeilla kumipaljetta, vaikka Parker Hannifin Oy:n edustaja sen kestävyttä epäilikin. Kumipalkeita on saatavilla useista eri materiaaleista valmistettuina ja todellinen kestävyys tässä soveluksessa selviää vain kokeiden perusteella. Laser-pinnoitus männänvarressa ei estä epäpuhtauksien ja oksidoivien kaasujen vaikutusta tiivisteisiin ja on

merkittävästi kalliimpi kuin normaali kovakromaus. Ilmakanavien vaihtoa voisi suositella kokeiltavaksi arinan seuraavaa kehitysversiota suunniteltaessa. Tällöin ei ylimääräistä suojausta tarvittaisi ollenkaan. Aikaisemmin kehitettyä, mutta vasta nyt käyttöön otetusta puhallinsovelluksesta ei ole vielä tuloksia saatavilla.

Käyttösylinterin tiivistyksen kesto

Männänvarren huulitiivisteiden vaihdolla pakkatiivisteeseen saavutettaisiin pidempi tiivistyksen käyttöikä vaikka rakenne tulisikin hiukan kalliimmaksi. Käyttösylinterien liikeajat ja -tarve tulisi optimoida, jotta niiden kulumiseen suoraan vaikuttava käyttöaste saataisiin mahdollisimman alhaiseksi. Hydraulikkoneikkojen tarpeettoman korkean vakio paineen säätö alemmalle tasolle vähentäisi kitkahäviöitä ja kulumista käyttösylinterien tiivisteissä.

Käyttösylinterien liikeraja-anturit

Induktiivisen liikeraja-anturin nykyinen hieman alkeellisen näköinen letkuklemmarikiinnitys on korvattavissa itse valmistetulla huolitellumman ulkomuodon omaavalla kiinnikkeellä. Tämä olisi kuitenkin huomattavasti kalliimpi valmistaa, ja kun kyseessä on vain ulkonäköasia voimalaitosympäristössä, niin alkuperäinen kiinnitys on käytössä jatkossakin. Toinen vaihtoehto on palata aikaisempaan tapaan laittaa anturit työntö tankokotelon sivuun ja seurata näillä työntö tangossa olevaa kohdetta. Tällöin päästäisiin eroon patentoidusta magneettimäntäisestä sylinteristä ja se laajentaisi sylinterin valmistajavaihtoehtoja.

Käyttösylinterin kiinnitys

Ensimmäinen sylinterin kiinnitysvaihtoehto kiinteällä laipalla ja erillisen ohjurin käyttäminen edellyttää enemmän osia kuin alkuperäinen sovellus. Käyttösylinterin ja ohjurin saaminen samalle linjalle keskenään vaatii suurta tarkkuutta niin valmistuksessa kuin myös asennuksessa. Tämä tarkkuus lisää rakenteen kustannuksia merkittävästi. Lisäksi on huomioitava kuormitusten aiheuttamat rakenteiden joustot, jotka muuttavat linjausta käytön aikana. Jos ohjuri aiheuttaa sylinterille yhtään säteisvoimia, se on turha osa.

Toinen kiinnitysvaihtoehto sylinterin takapäätä silmukalla ei vaadi suurempaa valmistustarkkuutta kuin nykyinen rakenne. Suojapalje vaatisi lisätuki-

muksia, jotta sen kestävydestä voitaisiin olla varmoja. Sylinterin ohjaavien pintojen kasvattaminen ei ole merkittävä kustannuslisä. Käyttösylinterien kiinnityskotelona oleva ilmakanaaviston pääty olisi muotoiltava uudelleen ja lisättävä korvakkeet kiinnitystappeja varten, mutta tämäkään ei vaadi mitään erikoista rakennetta tai suurta valmistustarkkuutta.

Ensimmäisenä esitettyyn kokoonpanoon tulee enemmän osia ja se on valmistusteknisesti vaativampi rakenne kuin alkuperäinen, joten merkittävää kustannussäästöä sillä tuskin saavutetaan. Toisena esitetty rakenne olisi ensimmäistä kehityskelpoisempi. Hyvää nykyisessä rakenteessa on yksinkertaisuus.

Käyttösylinterin korvaaminen sähköisellä karamoottorilla

Hydrauliikkasyylinterien käyttöä edelleen puolsivat seuraavat asiat verrattuna sähköisiin karamoottoreihin:

- hydrauliikkasyylinterien selvästi edullisempi hankintahinta
- karamoottorien täysin riittämätön käyttöaste lämpöongelmineen
- karamoottorien nopea kuluminen korkealla käyttöasteella
- karamoottorien selvästi sylintereitä isommat ulkomitat.

Työntötankojen mitoituslaskenta

Mitoituslaskennan perusteella havaittiin työntötankojen alkuperäisen mitoituksen olevan puutteellista. Tästä johtuen toinen työntötangoista oli alimitoitettu ja toinen ylimitoitettu. Ohuempiseinäisiä profiileja valittaessa on tärkeää materiaalin korroosionkestävyys. Tällöin haponkestävä teräs on hyvä valinta eikä tangon pintakäsittelyä tarvitse huolehtia kuin päätyosien kohdalla mikäli ne tehdään edelleen tavallisesta rakenneteräksestä.

Arinakehän 7 kääntövastuksen laskenta

Laakerivastuksia laskettaessa selvisi yhden laakeriryksikön jumiutumisen aiheuttavan niin pieneen vaikutuksen käyttösylinterin painetasoon, ettei sitä välttämättä edes huomaa. Kiinteät ja liikkuvat arinaraudat aiheuttavat keskinäisillä kitkoillaan merkittävimmän osan käyttövastuksista. Polttoaineesta muodostuu huomattava kuorma keskimmaisille arinakehille. Isoimmassa pe-

sissä voi olla useita kuutiometrejä erittäin kosteaa polttoainetta, joka painaa arinarautoja. Lisäksi siinä voi olla hiekkaa, joka lisää kitkavastuksia. Muita huomattavia käyttövastuksen lisääjiä voivat olla vauriot arinaraudoissa tai liikutusmekanismeissa.

Paineenmittauslaitteiston tuotteistaminen

Myönteisten testausmittausten perusteella ensimmäinen kiinteästi asennettava paineenmittauslaitteisto kokonaisuutenaan on markkinoitu Amel 1 BioPower-laitokseen Belgiaan. Jatkossa on arvioitu riittävän pelkän A-liikkeen painetason mittaaminen. Järjestelmä tulee olemaan vakiovarusteena uusissa BioPower- ja BioEnergy-laitoksissa. Tähän insinööriyöhön kuuluvana on tehty Wärtsilä Biopower Oy:lle paineenmittausjärjestelmän markkinointiin Power point-esitykset suomeksi ja englanniksi, sekä kirjallisia tarjouksia asiakkaille.

7 VIITELUETTELO

- /1/ Amk-Kustannus Oy Tammertekniikka, Tekniikan kaavasto. Hämeenlinna: Karisto Oy. 2005.
- /2/ Karhunen Jouko - Lassila Veikko - Pyy Seppo - Ranta Aarno - Räsänen Satu - Saikkonen Matti - Suosara Eero, Lujuusoppi. Helsinki: Otatieto Oy. 2004.
- /3/ RACO ELEKTRO-MASCHINEN GMBH Schwelm. WWW – dokumentti.
<http://www.raco.de/english/ez.php>. Luettu 14.4.2008.
- /4/ Rautaruukki steel, Suunnittelijan opas. Keuruu: Otava Oy. 2000.
- /5/ SKF, General catalogue. Germany. 2005.
- /6/ Tiivistekeskus Oy. WWW – dokumentti.
http://customer.canter.fi/Tiivistekeskus_luettelo/index.php?page=products&c=1154028&e=1&p=0. Luettu 14.4.2008.
- /7/ Wärtsilä Oyj. WWW – dokumentti.
<http://www.wartsila.com/en,solutions,0,generalcontent,74CC35A3-C8A5-447A-8272-710F0087CB99,D76DB858-CCB4-499C-9347-EB8FAB0B9B6B,..htm>. Luettu 14.4.2008.
- /8/ Wärtsilä BioPower Oy. BioGrate Etupesä BGU 3-5-7-9. Pdf – dokumentti. Kiuruvesi. 2008.

Työntötankolaskenta

1) Halkaisijaltaan 63 mm:n käyttösylinterin työntötanko.

Kimmokerroin E.

$$E := 210 \cdot 10^9 \quad \text{N/m}^2$$

Laskennassa käytetty työntötankoon vaikuttava max. voima F.

$$F := 500 \quad \text{kg}$$

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

$$F_t := F \cdot g \quad F_t = 49050 \quad \text{N}$$

Työntötangon laskentapituus L.

$$L := 4 \quad \text{m}$$

Jäyhyysmomentti I.

$$I := 4.355 \cdot 10^{-7} \quad \text{m}^4$$

Kaksinivelinen sauvan laskut kaavalla Euler 2.

$$F_o := \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

$$F_o = 56414.04 \quad \text{N}$$

Tarvittava voima F_s varmuuskertoimella n.

$$n := 1.5$$

$$F_s := F_t \cdot n \quad F_s = 73575 \quad \text{N}$$

Tarvittava jäyhyysmomentti I voimalla F_s .

$$I_s := \frac{F_s \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E} \quad I_s = 5.68 \times 10^{-7} \quad \text{m}^4$$

Rautaruukin suunnittelijan oppaan mukaan I_s ylittyy neliöprofiililla 70x70x3 mm,

jolla $I = 5.753 \times 10^{-7} \text{ m}^4$. Metripaino jää pienemmäksi kuin alkuperäisellä profiililla ollen 6.13 kg/m.

Profiilin poikkileikkauksen pinta-ala A.

$$A := 7.81 \cdot 10^{-4} \quad \text{m}^2$$

Maksimi jännitys σ .

$$\sigma := \frac{F_s}{A} \quad \sigma = 9.421 \times 10^7 \quad \text{N/m}^2$$

Myötöraja on 355 N/mm^2 , joten sigma 94.2 N/mm^2 alittaa sen ja on hyväksyttävä.
Sallittu jännitys vaihtokuormituksessa σ_v .

$$\sigma_v := \frac{F_t}{A} \quad \sigma_v = 6.28 \times 10^7 \quad \text{N/m}^2$$

2) Halkaisijaltaan 80 mm:n käyttösylinterin työntötanko.

Laskennassa käytetty työntötankoon vaikuttava max. voima F.

$$F := 8000 \quad \text{kg}$$

$$F_t := F \cdot g \quad F_t = 78480 \quad \text{N}$$

Työntötangon laskentapituus L.

$$L := 4 \quad \text{m}$$

Jäyhyysmomentti I.

$$I := 14.91810^{-7} \quad \text{m}^4$$

Kaksinivelinen sauvan laskut kaavalla Euler 2

$$F_o := \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

$$F_o = 193245.62 \quad \text{N}$$

Tarvittava voima F_s varmuuskertoimella n.

$$n := 1.5$$

$$F_s := F_t \cdot n \quad F_s = 117720 \quad \text{N}$$

Tarvittava jäyhyysmomentti I voimalla F_s .

$$I_s := \frac{F_s \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E} \quad I_s = 9.09 \times 10^{-7} \quad \text{m}^4$$

Rautaruukin suunnittelijan oppaan mukaan I_s ylittyy neliöprofiililla $80 \times 80 \times 4 \text{ mm}$,

jolla $I = 11.104 \times 10^{-7} \text{ m}^4$. Metripaino jää pienemmäksi kuin alkuperäisellä profiililla ollen 9.22 kg/m .

Profiilin poikkileikkauksen pinta-ala A.

$$A := 11.75 \cdot 10^{-4} \quad \text{m}^2$$

Maksimi jännitys σ .

$$\sigma := \frac{F_s}{A} \quad \sigma = 1.002 \times 10^8 \quad \text{N/m}^2$$

Myötöraja on 355 N/mm^2 , joten sigma 100.2 N/mm^2 alittaa sen ja on hyväksyttävä.

Sallittu jännitys vaihtokuormituksessa σ_v .

$$\sigma_v := \frac{F_t}{A} \quad \sigma_v = 6.679 \times 10^7 \quad \text{N/m}^2$$

Arinakehän 7 kääntövoiman laakerivastusten laskenta

Laakerit 6211 C5

Kannakelaakeriyksikköjen määrä 8 kpl, kussakin 2 laakeria.

Ohjainlaakeriyksikköjen määrä 8 kpl, kussakin 2 laakeria.

Arinarautojen määrä 30 kpl.

Kannatuskehän massa m_k

$$m_k := 960.9 \quad \text{kg}$$

Arinarautojen kokonaismassa m_s

$$m_{s1} := 26 \quad \text{kg}$$

$$n_s := 30 \quad \text{kpl}$$

$$m_s := n_s \cdot m_{s1} \quad m_s = 780 \quad \text{kg}$$

Arinarenkaan kokonaismassa m_{kok}

$$m_{\text{kok}} := m_k + m_s \quad m_{\text{kok}} = 1740.9 \quad \text{kg}$$

Urakuulalaakerin vierintäkitka μ_l

$$\mu_l := 0.0015$$

Laakerikuorma P_{hy}

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

Horisontaalilaakerit = arinaa kannattavat laakerit

$$P_{hy} := \frac{m_{\text{kok}}}{8} \cdot g \quad P_{hy} = 2134.8 \quad \text{N}$$

Koska laakeriyksikössä 2 laakeria, yhdelle laakerille P_{hl}

$$P_{hl} := \frac{P_{hy}}{2} \quad P_{hl} = 1067.4 \quad \text{N}$$

Laakerin sisähalkaisija d laakerille 6211

$$d := 0.055 \quad \text{m}$$

Yleinen kitkamomentin kaava yhdelle laakerille

$$M_{hl} := 0.5 \mu_l \cdot P_{hl} \cdot d \quad M_{hl} = 0.044 \quad \text{Nm}$$

Kitkamomentti yhdelle laakeriyksikölle

$$M_{hy} := M_{hl} \cdot 2 \quad M_{hy} = 0.088 \quad \text{Nm}$$

Kitkamomentti 8 laakeriyksikköä

$$M_{\text{hkok}} := M_{hy} \cdot 8 \quad M_{\text{hkok}} = 0.704 \quad \text{Nm}$$

Kaikkien kannatuslaakerien pyörittämiseen tarvittava voima käyttäen momenttivartena yksikön ulkosädettä $D / 2$.
Laakeriyksikön halkaisija D

$$D := 0.11 \quad \text{m}$$

$$F_{\text{hkok}} := \frac{M_{\text{hkok}}}{\frac{D}{2}} \quad F_{\text{hkok}} = 12.809 \quad \text{N}$$

Vertikaalilaakerit = arinaa ohjaavat laakerit. Jousivoima yhdellä keskitysrousella P_{vy}

$$P_{\text{vy}} := 100 \quad \text{N}$$

Koska laakeriyksikössä 2 laakeria, yhdelle laakerille P_{vl}

$$P_{\text{vl}} := \frac{P_{\text{vy}}}{2} \quad P_{\text{vl}} = 500 \quad \text{N}$$

Yleinen kitkamomentin kaava yhdelle laakerille

$$M_{\text{vl}} := 0.5 \cdot \mu_1 \cdot P_{\text{vl}} \cdot d \quad M_{\text{vl}} = 0.021 \quad \text{Nm}$$

Kitkamomentti yhdelle laakeriyksikölle

$$M_{\text{vy}} := M_{\text{vl}} \cdot 2 \quad M_{\text{vy}} = 0.041 \quad \text{Nm}$$

Kitkamomentti 8 laakeriyksikköä

$$M_{\text{vkok}} := M_{\text{vy}} \cdot 8 \quad M_{\text{vkok}} = 0.33 \quad \text{Nm}$$

Kaikkien ohjauslaakerien pyörittämiseen tarvittava voima käyttäen momenttivartena yksikön ulkosädettä $D_y / 2$.

$$F_{\text{vkok}} := \frac{M_{\text{vkok}}}{\frac{D}{2}} \quad F_{\text{vkok}} = 6 \quad \text{N}$$

Vierintärajojen etäisyydet oletetusta kehän keskipisteestä.

Ohjainlaakereille R_v

$$R_v := 2.75 \quad \text{m}$$

Kannatinlaakereille R_h

$$R_h := 2.78 \quad \text{m}$$

Hammaskehän jakosäde R_j

$$R_j := 2.90 \quad \text{m}$$

Laakerointivoimien vaikutus hammaskehällä, kaikki laakeriyksiköt toimivat normaalisti.

$$F_{\text{ok}} := \frac{F_{\text{hkok}} \cdot R_h + F_{\text{vkok}} \cdot R_v}{R_j} \quad F_{\text{ok}} = 17.965 \quad \text{N}$$

Arinakehän teoreettinen kääntövoima F_k kitkojen voittamiseksi, jos laakerit jumituvat.

Liukukitka teräs-teräs μ

$$\mu := 0.3$$

Seuraavien voimien vaikutus omilla vierintäradoillaan.
Voimien yhteisvaikutus kääntöhammastuksen kohdalla edempänä.

Arinakehän massan aiheuttama kääntövastus, jos kaikki horisontaalilaakerit jumissa F_{hk} .

$$F_{hk} := m_{\text{kok}} \cdot g \cdot \mu \quad F_{hk} = 5123.5 \quad \text{N}$$

Vertikaalilaakerien aiheuttama kääntövastus F_{vk} , jos kaikki jumissa.

$$F_{vk} := 8 \cdot P_{vy} \cdot \mu \quad F_{vk} = 2400 \quad \text{N}$$

Laakerointivoimien vaikutus hammaskehällä, kaikki laakeriyksiköt jumissa.

$$F_k := \frac{F_{hk} \cdot R_h + F_{vk} \cdot R_v}{R_j} \quad F_k = 7185.9 \quad \text{N}$$

Laakerointivoimien vaikutus hydraulikkasynterin paineeseen.

Sylinterin halkaisija 63 mm.

Sylinterin halkaisija D_s

$$D_s := 0.063 \quad \text{m}$$

Sylinterin männän pinta-ala A_s

$$A_s := \pi \cdot \left(\frac{D_s}{2} \right)^2 \quad A_s = 3.11725 \times 10^{-3} \quad \text{m}^2$$

Kaikki laakerit kunnossa paine P_{ok}

$$P_{ok} := \frac{F_{ok}}{A_s} \quad P_{ok} = 5763 \quad \text{Pa}$$

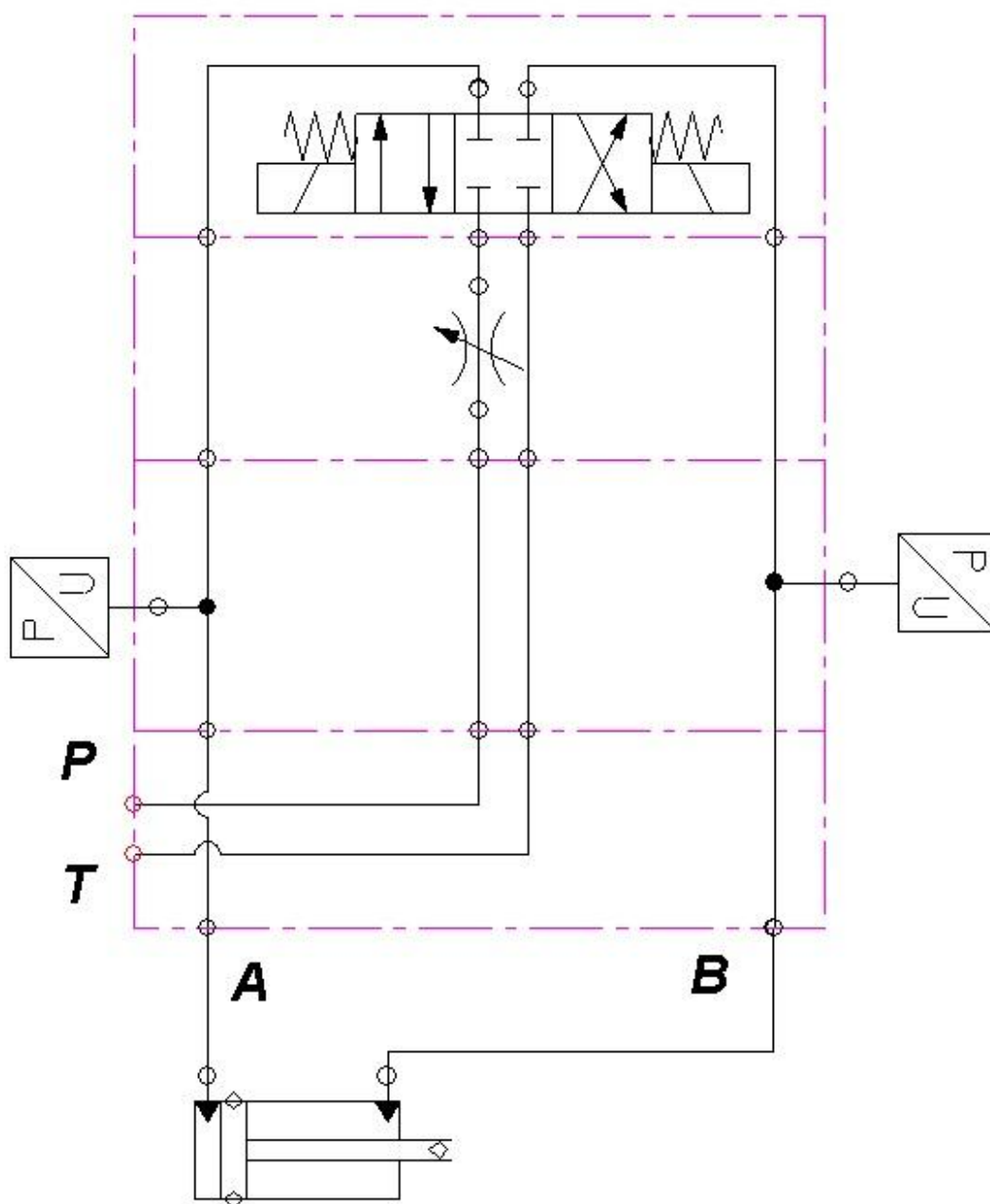
$$P_{okb} := \frac{P_{ok}}{100000} \quad P_{okb} = 0.058 \quad \text{bar}$$

Kaikki laakerit jumissa paine P_k

$$P_k := \frac{F_k}{A_s} \quad P_k = 2.305 \times 10^6 \quad \text{Pa}$$

$$P_{kb} := \frac{P_k}{100000} \quad P_{kb} = 23.052 \quad \text{bar}$$

Hydrauliikkakaavio painelähetinkytkenästä



Esite kiinteästi asennetusta painelähettimestä

SCP-Mini

The SCP-Mini pressure transmitters contain only a small number of active components, such as the sensor element, a signal processing ASIC and a U/I converter circuit. Calibration takes place electronically, so that the pressure transmitters display a comparably small total error and are stable in the long term. The hermetically welded thin film-measuring cell ensures a high degree of long term resistance to leakage and stability. The ASIC is a programmable precision CMOS ASIC with EEPROM data storage and analogue signal path, which is suitable for an extended operating temperature range.

The special steel membrane is completely vacuum-tight, burst-proof and can be used with all standard media in hydraulics, pneumatics, environmental technology, process technology, semi-conductor technology and automotive engineering, in as far as they are compatible with special steel. This thereby covers use in standard applications in mobile hydraulics and in other areas of application.

The great exactness and the robust, compact structure guarantee a broad range of possible uses in industry. On the basis of the combinability of different mechanical and electronic connections, a variety of different pressure transmitters is offered.



Pressure range

004; 006; 010; 016; 025;
040; 060; 100; 160, 250;
400; 600 bar

DIN EN 175301-803 Form A, G1/4 (BSPP), class 0,5%

0...20 mA
4...20 mA, 3-wire
4...20 mA, 2-wire
0...10 V

SCP-XXX-14-06
SCP-XXX-24-06
SCP-XXX-34-06
SCP-XXX-44-06



M12 Socket Connector, G1/4 (BSPP), class 0,5%

0...20 mA
4...20 mA, 3-wire
4...20 mA, 2-wire
0...10 V

SCP-XXX-14-07
SCP-XXX-24-07
SCP-XXX-34-07
SCP-XXX-44-07



Connection cable & Connector

Connection cable, screened
(one side with blank wires)

SCK-400-XX-XX

Cable length in m
02 = 2 m ; 05 = 5 m ; 10 = 10 m

Socket connection
45 M12 Connector, straight
55 M12 Connector, 90° elbow
56 DIN EN 175301-803 Form A Plug

Separate Connector

M12 Connector, straight
M12 Connector, 90° elbow
DIN EN 175301-803 Form A Plug

SCK-145
SCK-155
SCK-006

SCP-Mini

SCP-	004	006	010	016	025	040	060	100	160	250	400	600
Pressure range (bar) 0...	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
	relative pressure						absolute pressure					
Overload pressure max. (bar)	2-times											
Burst-pressure min. (bar)	3-times											
	2,5-times											

Pressure port

Connection to measuring media

Threaded stud
G1/4A
DIN 3852 T11, Form E

Drilling

0,6mm

Seal

Seal DIN 3869-14-FKM

Materials: Viton,

Stainless Steel 1.4301,
1.4542, 1.4548, 17-4PH

Electrical Connection

Short-circuit protection¹

Polarity-reversal protection

Protectionclass 3

Plug connector

4-pin, M12x1, IP 67²

4-pin, DIN EN 175301-803 Form A, IP65²

Accuracy

Characteristic curve deviation

Max. $\leq \pm 0,5\%$ FS

Total error³ at -20...+85 °C

Typ. $\leq \pm 0,7\%$ FS, max. $\leq \pm 1\%$ FS

Thermal coefficient

Zero point

Max. $\leq \pm 0,3\%$ FS/10 K

Sensitivity

Max. $\leq \pm 0,3\%$ FS/10 K

Environmental conditions

Working temperature range

-40...+85 °C

Fluid temperature range

-40...+125 °C

Compensated range

-20...+85 °C

Storage temperature

-40...+125 °C

General

Response time

typ. 0,5 ms ; max. 1 ms

Long-term stability

< 0,1 %FS/a

Load alternating cycles

>20 Mio.

Weight

ca. 80 g

Vibration resistance

IEC 60068-2-6:

± 5 mm / 10 Hz...32 Hz

200 m/s² / 32 Hz...2 kHz

Shock resistance

IEC 60068-2-29: 500 m/s² 11 ms

IEC 60068-2-32:

1 m (free-fall onto steel plate) **

EM-according *5

DIN EN 61000-6-3

DIN EN 61000-6-2

¹ with output signal 0...10V short-circuit protection short-time

² in connected situation

³ including non-linearity, hysteresis, repeatability, Calibration, temperature influence

⁴ not for electrical Connector (plug)

⁵ Details see declaration sheet

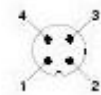
Output signal	0...20 mA 3-wire	4...20 mA 3-wire	4...20 mA 2-wire	0...10 V
Auxiliary power +U _b (U _{CC})	9...30 V	9...30 V	12...30 V	12...30 V
Load impedance max.				
	(U _b -9 V)/28 mA	(U _b -9 V)/30 mA	(U _b -12 V)/20 mA	≥ 5 kOhm

Connection Transmitter (View Transmitter):

DIN Plug



Connector M12



PIN	0...20 mA 3-wire	4...20 mA 3-wire	4...20 mA 2-wire	0...10 V
1	P-Signal	P-Signal	P-Signal	P-Signal
2	0 V / GND	0 V / GND	n.c.	0 V / GND
3	-U _b	-U _b	+U _b	-U _b
4	NC: Do Not connect!			

PIN	0...20 mA 3-wire	4...20 mA 3-wire	4...20 mA 2-wire	0...10 V
1	-U _b	+U _b	-U _b	-U _b
2	P-Signal	P-Signal	P-Signal	P-Signal
3	0 V / GND	0 V / GND	n.c.	0 V / GND
4	n.c.	n.c.	n.c.	n.c.

