

Opinnäytetyö (AMK)

Kone- ja tuotantotekniikka

Koneautomaatio

2019

Markus Karlsson

BETONIN KOEKUUTIOPURISTIMEN AUTOMATISOINTI

OPINNÄYTETYÖ (AMK) | TIIVISTELMÄ

TURUN AMMATTIKORKEAKOULU

Kone- ja tuotantotekniikka | Koneautomaatio

2019 | 44 sivua

Ohjaaja: Jussi Liikkanen

Markus Karlsson

BETONIN KOEKUUTIOPURISTIMEN AUTOMATISOINTI

Tässä työssä oli tarkoitus suunnitella ja toteuttaa betonialan yritykselle jo olemassa olevan laitteen modernisointi. Tämänpäivän betonimassojen valmistuksessa sen testaamisen tarve kasvaa. Vaikka yrityksessä on lujuuden testaamiseen tarkoitettu koekuutiopuristin, on se käytettävyydeltään ja toimintavarmuudeltaan jo vanhentunut. Siksi tuon laitteen modernisointi katsottiin aiheelliseksi.

Puristin on yhdysvaltalaisen SOILTEST INC:n CT-710, joka on alunperin suunniteltu mobiililaitteeksi. Koska laitteen kapasiteetti on melko pieni ja nykystandardien mukaista toimintaa ei sillä enää saavuteta automatisoinnista huolimatta, on työssä mukana myös uuden ja isomman puristinrunon suunnittelu. Tämä osa työstä tosin on automatisoinnin jälkeistä työn jatkojalostamista, mutta ohjausjärjestelmän puolesta toteutettavissa oleva uudistus.

Työn tavoitteena oli suunnitella ohjausjärjestelmä, jota käytetään kannettavalta tietokoneelta. Samalla koetapahtumien ja puristustulosten tallennus ja muu jatkokäyttö tapahtuu tuolla samalla tietokoneella. Ajatuksena oli, että tuota tietokonetta voisi hyödyntää muissakin pienyrityksen toimissa ja tarpeissa.

ASIASANAT:

Hydrauliikka, anturit, käyttöliittymät, murtolujuus, paine, puristuslujuus, puristusvoima, säätötekniikka.

BACHELOR'S THESIS | ABSTRACT

TURKU UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Mechanical and Production Engineering | Machine Automation

2019 | 44 pages

Instructor: Jussi Liikkanen

Markus Karlsson

AUTOMATION OF A CONCRETE COMPRESSION TESTING MACHINE

The purpose of this work was to plan and implement the modernization of an existing device for a concrete company. Nowadays, in the manufacture of concrete masses, the need for testing is increasing. Although the company has a test cube press for strength testing, but it is already out of date with its usability and reliability. Therefore, the modernization of that device was considered appropriate.

The press is from United States formerly known company called SOILTEST INC. and model CT-710, originally designed as a mobile device. Since the capacity of the device is rather small and the operation according to the current standards is no longer achieved despite the automation, the work also includes the design of a new and larger press body. This part of the work, however, is a post-automation process of further processing, but a feasible reform for the control system.

The aim of this work was to design a control system that is used from a laptop computer. At the same time, the recording and other use of test events and compression results are performed on the same computer. The idea was that this computer could be utilized in other activities and needs of a small company.

KEYWORDS:

Hydraulics, control technology, sensors, interfaces, breaking strength, pressure, compression strength, compression force.

SISÄLTÖ

1 JOHDANTO	5
2 YRITYS	6
3 ALKUPERÄINEN LAITE	6
3.1 Rakenne	8
3.2 Toimintaperiaate	10
4 AUTOMATISOINNIN TAVOITE	11
5 VAIHTOEHDOT	11
6 TOTEUTUS	15
6.1 Ohjausjärjestelmä	15
6.2 Hydrauliiikka	19
6.3 Sähköistys	36
6.4 Rakenne	39
7 PÄÄTELMÄT JA JATKOKEHITYS	42
LÄHTEET	44

KUVAT

Kuva 1. Puristin edestä, käyttäjästä katsoen.	6
Kuva 2. Puristin sivusta.	7
Kuva 3. Puristin takaa.	7
Kuva 4. Puristimen kalottinivelen yläosa (jouset), alaosa ja ylälevy.	8
Kuva 5. Kalottinivelen yläosa.	9
Kuva 6. Puristimen näyttö, jossa puristusvoima kilogrammoina, sekä normaali osoitin ja voimahuippuosoitin.	9
Kuva 7. Näyttö takaa. Ylempänä liitin, jolla näyttö liitetään kuvissa 1 ja 2 puristimen päällä näkyvällä liittimellä puristimeen.	9
Kuva 8. Käyttöliittymä tietokoneella.	16

TAULUKOT

Taulukko 1. Hiilivety pohjaisten öljyjen tilavuuden ja tiheyden paine- ja lämpötilariippuvuus. (Mobil teollisuusvoiteluopas, 2013)	25
Taulukko 2. Kytkinlaiteluokitukset. (Prosessiteollisuuden sähkö- ja automaatioasennukset, M.J.J. Mäkinen, 2009; Sähköasennustekniikka, J. Ahoranta, 2006.)	37

1 Johdanto

Rakennuslalla toimivien betoniin ja betonituotteisiin erikoistuneiden yritysten toimintaedellytyksiin kuuluu nykyään valmistamansa tai käyttämänsä betonimassan testaus. Sen tarkoituksena on taata asiakkaalle rakennusvaatimusten mukainen tuote. Toisaalta toimituksen aikana suoritettulla näytteenotolla voidaan todentaa betonimassan asianmukaisuus ja näin taata myös toimittavan yrityksen oikeusturva massan osalta.

Näin ollen yrityksellä on yleensä omatkin itressit mukana testaustoiminnassa. Edellä mainittujen syiden lisäksi yrityksen omaehtoisen testauksen tarkoituksena on varmistaa betonimassan suhteutuksen onnistuminen. Massan suhteutuksella pyritään löytämään käytettävien materiaalien optimaaliset sekoitussuhteet halutun lujuuden saavuttamiseksi. Suhteutuksella pystytään jonkin verran vaikuttamaan myös massan käsiteltävyyteen ja käyttäytymiseen sen työstön, eli valuvaiheen aikana. Samoin, jos jokin ainesosa joudutaan korvaamaan toisella esim. raekooltaan samanlaiseen, mutta rakeisuusjakaumaltaan erilaiseen ainesosaan, pitää massan suhteutus tehdä uudelleen ja uuden suhteutuksen mukainen betonimassa testata.

Kolmosbetoni Oy:ssä tuotteen laatu ja laatutietoisuus on ollut alusta alkaen erittäin tärkeää. Betonimassan osalta laatuvaatimukseen vastaamiseksi on testinäytteiden, eli koekuutioiden koestus hankittu ulkopuoliselta palveluntarjoajalta. Yrityksellä on tällä hetkellä olemassa oma laite myös näiden koekuutioiden testaamista varten, mutta uudistuneiden normien mukaan tuo laite on toimintatapansa vuoksi vanhentunut. Tästä syystä yrityksessä heräsi halu selvittää eri keinot ja mahdollisuudet tuon laitteen päivittämiseksi vastaamaan nykynormeja.

2 Yritys

Kolmosbetoni Oy on Varsinais-Suomessa Huittisten kaupunginosassa Vampulassa toimiva betonialan yritys. Se on toiminut nyky muodossaan vuodesta 2000. Toiminta on keskittynyt yhteen toimipisteeseen. Yritys on kooltaan pienyritys. Liikevaihto alle 500 000 € ja työntekijöitä 0-10 henkeä.

3 Alkuperäinen laite

Yrityksellä on ollut betonin koekuutiopuristin jo vuosia, mutta standardien uudistuessa ja samalla tiukentuessa, se on jäänyt käyttämättömäksi. Osin myös laitteen hitaan ja raskaan käytettävyyden vuoksi. Laite on valmistajan mukaan suunniteltu alunperin mobiililaitteeksi, eli rakenteeltaan riittävän keveäksi kuljetettavaksi tarpeen mukaan työmaalta työmaalle. Puristin on Yhdysvaltalaisen SOILTEST INC:in valmistama. SOILTEST INC on nykyisin osa ELE International -yhtiötä. Puristin kapasiteetiltaan 1,112 MN:ia.

Puristimen merkki ja malli: SOILTEST CT 710.



Kuva 1. Puristin edestä, käyttäjästä katsoen.



Kuva 2. Puristin sivusta.



Kuva 3. Puristin takaa.

3.1 Rakenne

SOILTEST CT-710 puristimen runko on koottu osista hitsaamalla. Runko ja siihen suoraan liittyvät osat ovat:

- Pohjalevy
- Vetotangot
- Ylärunkolevy
- Kierre- / lukitusholkki
- Hydraulisylinteri

Tämän lisäksi laitteeseen kuuluu

- Ylä- ja alapuristuslevyt
- Käsikäyttöinen hydraulipumppu
- Hydrauliöljysäiliö
- Painemittari maksimi -osoittimella
- Kalottinivel



Kuva 4. Puristimen kalottinivelen yläosa (jouset), alaosa ja ylälevy.



Kuva 5. Kalottinivelen yläosa.



Kuva 6. Puristimen näyttö, jossa puristusvoima kilogrammoina, sekä normaali osoitin ja voimahuippuosoitin.



Kuva 7. Näyttö takaa. Ylempänä liitin, jolla näyttö liitetään kuvissa 1 ja 2 puristimen päällä näkyvällä liittimellä puristimeen.

Rungon ylä- ja alalevyyn on tehty kierteytetyt reiät kulmiin, samoin vetotangot on päistään kierteytetyt. Kokoamisvaiheessa vetotangot on ensin asennettu ylä- ja alarunkolevyssä oleviin reikiinsä ja lopuksi hitsattu levyn molemmin puolin. Ylälevyyn on tehty keskitetysti reikä myös hydraulisyylinterille, johon on sylinterin kiinnittämistä varten hitsattu kierreholkki.

Ylä- ja alapuristuslevyt ovat erilliset puristuksen ajaksi laitteeseen asennettavat osat. Levyt ovat karkaistua terästä ja erikokoisille koekappaleille on omat puristuslevysarjansa. Hydrauliöljysäiliön ohessa oleva käsikäyttöinen pumppu on liitetty teräskudosletkulla hydraulisyylinteriin. Hydraulisyylinterin päässä olevaan liitosnipaan on liitetty myös painemittari.

3.2 Toimintaperiaate

Koekuutiopuristimen toimintaperiaate on hyvin yksinkertainen. Testattava koekuutio asetaan hydraulisyylinterin alle vetotankojen väliin hydraulisyylinterin pysty akselin suhteen keskitetysti. Puristuslevysarjalla koekuutio asetetaan sopivalle etäisyydelle hydraulisyylinterissä olevasta yläpuristuslevystä. Tässä vaiheessa kun on varmistettu koekuution olevan keskellä hydraulisyylinterin alla oikean puristuslevysarjan kanssa, voidaan aloittaa itse puristuskoe.

Aluksi nollataan tai tarkistetaan, että maksimi –osoitin on nollattu. Seuraavaksi suljetaan pumpusta paineenpoistoventtiili ja pumppaaminen voi alkaa. Pumppaamista jatketaan tasaiseen tahtiin niin kauan, kunnes koekuutio murtuu. Samaan aikaan, kun koekuutio lopulta murtuu, alkaa hydraulpaine laskea ja maksimi –osoitin jää paikoilleen osoittamaan saavutettua huippuarvoa. Kyseinen painemittari on muutettu ja kalibroitu puristusvoimamittariksi. Näytöltä voidaan siis lukea käytetty kokonaisvoima, joka koekuutioon on kohdistettu, mutta testattavan betoninäytteen saavuttama puristuslujuus täytyy vielä erikseen laskea käytetyn koekuution koon mukaan.

Jokaisen testatun koekuution jälkeen on rikkoontuneen kuution kappaleet ja muut jäänteet siivottava puristimesta ja sen ympäristöstä huolellisesti, avattava paineenpoistoventtiili ja varmistuttava hydraulisylinlerin männän palautumisesta alkuasentoonsa. Tämän jälkeen voidaan aloittaa seuraavan koekuution testipuristus edellä esitetyn kaavan mukaan alusta alkaen.

4 Automatisoinnin tavoite

Ajatus koekuutiopuristimen automatisoinnista heräsi kasvavan tarpeen myötä suorittaa yrityksen omaa laaduntarkkailua. Yrityksessä jo oleva puristin on kuitenkin kiristyneiden standardien vaatimusten mukaan sellaisenaan soveltumaton laite yleisesti hyväksyttävien puristuskokeiden ja tulosten aikaansaamiseksi jo pelkästään lihas- ts. käsikäyttöisen pumpun vuoksi. Standardissa on vaatimuksena, että laitteessa on oltava ohjausjärjestelmä, jolla voimaa voidaan lisätä tasaisesti ilman nopeita muutoksia tai vaihteluja. Tämä voi olla joko käsikäyttöinen tai automaattinen (SFS-EN 12390-4 s.7).

Automatisoinnin tavoitteena on nostaa kokeen tarkkuutta, tapahtuman toistettavuutta ja hallintaa. Tämän lisäksi yksinkertaistaa tulosten käsiteltävyyttä sähköisessä muodossa ja saattamista myös tallennettavaksi sähköiseen muotoon. Myös laitteella työskentely nykymuodossaan tuo esiin yhdeksi tavoitteeksi fyysisen työn keventämisen, joka korostuu etenkin hieman suuremman koe-erän tai testirupeaman työstämisessä.

5 Vaihtoehdot

Uudistuneen ja vaatimuksiltaan kiristyneen standardin SFS-EN 12390-4 mukaiseksi laitteeksi saattaminen vaatii lähtökohtana olevaan laitteeseen kokonaan uuden järjestelmän voiman, tässä tapauksessa, hydraulisen paineen tuottamiseksi. Tämän lisäksi tuota laitteistoa pitää pystyä hallitusti ohjaamaan.

Asettamiemme alkutavoitteidemme mukaisesti on tuo ohjausjärjestelmä kehitettävä ns. lihasohjausta pidemmälle. Syyinä tähän on tavoitteenamme olevat kokeiden toistettavuus ja tulosten kirjaaminen ja tallennus, eli yleensäkin sähköisessä muodossa tapahtuva käsittely.

Aluksi selviteltiin ohjausjärjestelmän osalta ensimmäistä vaihtoehtoa, joka asiaan enempää perehtymättä tuli esille. Ohjelmoitavan logiikan ympärille suunniteltua kokonaisuutta. Tähän pyydettiin kahden ehkä tunnetuimman valmistajan tuotteista tarjoukset. Tässä tilanteessa yksinkertaisesti siitä syystä, että vain näiden kahden valmistajan tuotteisiin on tullut hieman tutustuttua kouluopintojen myötä. Nämä valmistajat ovat SIEMENS ja MITSUBISHI. Seuraavana tarjokkaana tuli kokoonpano, joka on ennemminkin PC-lähtöinen vaihtoehto edellä mainitulle logiikalle, eli PLC-keskeiselle järjestelmälle. Tämän kokoonpanon ohjausjärjestelmä rakentuukin käyttöliittymäksi suoraan tietokoneelle. Tämän mahdollistaa NATIONAL INSTRUMENTS:n kehittämä yksinkertaistettu, mutta silti monipuolinen ohjelmointi-ohjelmisto.

Hydrauliikan osalta on huomioitava, että yrityksen koekuutiopuristimen valmistajalla ELE INTERNATIONAL / SOILTESTilla on tarjolla valmis hydraulikokeikko juuri kyseiseen puristinmalliin, mutta se ei aivan vastaa asettamiemme tavoitteita. Tämä valmis koneikko on varustettu käsiohjauksella. Se sinänsä ylittää nykyisen standardin tasolle ja riittää, jos pelkästään standardin minitaso olisi tavoitteenamme, mutta tavoitteenamme on sisällyttää koko puristimen käyttö sähköisen automaatiojärjestelmän tehtäväksi. Toisin sanoen, projektin valmistuttua koneen käyttäjä käsittelisi vain koekuutioita puristettavaksi koneeseen, siivoaisi koneen murskaantuneista koekuutioista ja niistä syntyvästä betonijätteestä ja ajaa konetta joko tietokoneelta tai vähintään koneeseen asennetulta erilliseltä käyttöpaneelilta. Tästä syystä tämä helpoin valmis ratkaisu hydraulikoneikoksi on tässä vaiheessa projektia suljettu pois vaihtoehdoista.

Tarvitaan siis hydraulikoneikko jossa on sähköisesti ohjattavat venttiilit, sopivan kokoluokan hydraulipumppu ja öljysäiliö. Tietenkin myös asennustarvikkeet ym. oheistarpeet, joista ei tässä yhteydessä enempää. Laskelmat osoittivat paineen tarpeeksi varsin korkeaa painetta ottaen huomioon markkinoilla vallitsevan

tilanteen hydraulikkatuotteissa. Suomessa käytössä olevien koekuutiokokojen ja lujuusluokkien vuoksi voiman tarve on vähintään noin 1,112 MN. Koska nykyisen laitteen sylinteri on halkaisialtaan vain 155mm (6 1/8") nousee paineen tarve noin 580-590 bariin riippuen mille tasolle tarkalleen laite kalibroidaan ennen käyttöön ottoa. Tämän vuoksi markkinoilla tarjolla olevien komponenttien määrä supistui huomattavan pieneksi. Valtaosa markkinoista on keskittynyt tällä hetkellä komponentteihin joiden suurin sallittu jatkuva paine on alle 350 bar. Erittäin vähäisestä tarjonnasta huolimatta löytyi pumppuja vaadittuun 600-700 barin paineeseen asti, mm. valmistajilta BoschRexroth, Dynex (Dynex/Rivett Inc.), Bieri Hydraulik AG (osa Hydac –konsernia). Dynexilta löytyy valikoimastaan pumppuja jopa 1380 bar:iin asti (20000 psi).

Korkean paineen tuottoon voidaan käyttää korkeapainepumpun lisäksi myös paineenkorottimia. Näiden käytön yhteydessä voidaan päähydraulikassa käyttää perinteisempiä alempia painetasoja, mutta paineenkorottimella tämä järjestelmän peruspaine saadaan korotettua suhteella 1:2 aina 1:32. Tämän projektin tiimoilta tuli näihinkin komponentteihin hieman tutustuttua, mutta nykyisessä puristuskoestandardissa (SFS-EN 12390-3 s.5, SFS-EN 12390-4 s.7) määrätään, että paineen nousun pitää olla tasaista. Tästä johtuen tämä vaihtoehto karsiutui pois. Myös taloudelliset seikat huomioiden paineenkorotin ei olisi tuonut mitään etua, sillä koko hydraulinen järjestelmä, lukuun ottamatta hydraulisylinteriä, on joka tapauksessa hankittava ja näin siitä olisi koitunut vain lisäkustannus. Paineenkorotin on erittäin hyvä vaihtoehto esimerkiksi tapauksessa, jossa jo olemassa olevasta järjestelmästä on saatava jollekin uudelle lisätoimilaitteelle korkeampi paine. Tällöin ei tarvitse hankkia kokonaan uutta hydraulijärjestelmää.

Voiman ja liikkeen ohjaukseen hydraulijärjestelmään tarvitaan suuntaventtiili ja tarkkaan paineen hallintaan soveltuva venttiili. Kaiken lisäksi näiden tulee sietää tuo edellä esille tullut paine. Tämän alueen tarjonta kapenee entisestään, sillä vaikka suuntaventtiilien valmistajia vielä löytyisikin samoin kuin pumppujen, niin paineen portaattomaan säätöön soveltuvia sähköisesti ohjattuja paineenalennus- tai paineenrajoitusventtiilejä ei enää löydy moneltakaan valmistajalta. Toki

kehityksen mennessä koko ajan eteenpäin lisääntyy myös näiden komponenttien valikoima jatkuvan automaation lisääntymisen myötä. Näitä sähköisesti ohjattuja korkean paineen venttiileitä valmistavat tällä hetkellä mm. Dynex ja Bieri Hydraulik AG.

Käytyämme projektin kuluessa läpi erilaisia vaihtoehtoja, tuli esiin myös olemassa olevan puristimen rungon käytännöllisyys. Tämä siksi, että tässä yhteydessä on sopivaa tältäkin kannalta arvioida paljonko ja millä tavalla olemassa olevaan puristimeen on järkevää investoida. Yrityksessä käytössä olevat koekuutiomallit ovat sivumitaltaan standardeissa SFS-EN 12390-3 ja SFS-EN 12390-4 mainitut 100 mm:n ja 150 mm:n kuutiot. Pääasiassa isompi 150 mm:n kuution. Tämä vaatii puristimelta niin paljon kapasiteettia, ettei sillä koekuutiokoolla päästä käytännössä testaamaan kuin korkeintaan lujuusluokan C35/45 ja sen alle olevia betonilujuuksia. Mikäli halutaan päästä puristamaan nykyisen standardin mukaisia huippulujuuden C105/115 omaavia betonikoekuutioita standardin läpäisevällä puristimella, on tehtävä kokonaan uusi runko huomattavasti massiivisemmasta teräsmateriaalista. Tähän tarkoitukseen tarvitaan myös huomattavasti suurempi hydraulisyylinteri, koska voiman tarve tulee olemaan yli kaksinkertainen verrattuna nykyisen koneen 1,112 MN:in kapasiteettiin.

Puristimen voiman mittaamiseen on mahdollista käyttää kahta menetelmää. Laitteeseen voidaan mitoittaa ja asentaa joko suoraan voimaa mittaavat anturit tai hydrauliiikan painetta mittaava paineanturi. Tässä työssä käsiteltävään SOILTEST CT-710 koekuutiopuristimeen voima-anturit olisi asennettava rungon alalevyn päälle puristettavan koekuution alapuolelle, jolloin puristustapahtuman alkutilanteessa eripainoiset koekuutiot aiheuttaisivat sen, että anturien näyttämä olisi joka kerta ennen puristuskokeen aloittamista nollattava koekuutioiden massavaihteluiden vuoksi. Paineanturia käytettäessä ei taas tällaiseen ole tarvetta, koska testattavan koekuution oma massa ei vaikuta hydrauliiikan paineeseen millään tavalla, vaan puristusmittaus alkaa aina samasta minimitasosta. Paineanturi käyttö tässä sovelluksessa on myös edullisempi vaihtoehto hankintahinnaltaan. Se on seikka joka vaikuttaa puoltavasti myös

tulevaisuutta ajatellen, jos anturi syystä tai toisesta rikkoontuu, on sen vuoksi tehtävä huoltokin edullisempi. Erittäin vaativissa hydrauliiikan sovelluksissa missä vaaditaan asemointitarkkuutta tai nopeutta ja hallittavana on myös kohtuullinen massa pitää mitoituksissa ottaa huomioon erilaiset joustot. Niitä voivat aiheuttaa käytettävä hydraulineeste, mahdollisesti nesteessä oleva liukenematon ilma ja mekaaniset, ts. rakenteelliset osat (Fonselius, Rinkinen & Vilenius, Koneautomaatio – Servotekniikka 2006: 67). Tässä laitteessa, jossa tarkoituksena on tuottaa vain voimaa puristustestiä varten, ei joustolla ole merkitystä (Kauranne, Kajaste & Vilenius, Hydraulitekniiikan perusteet 2004: s.68).

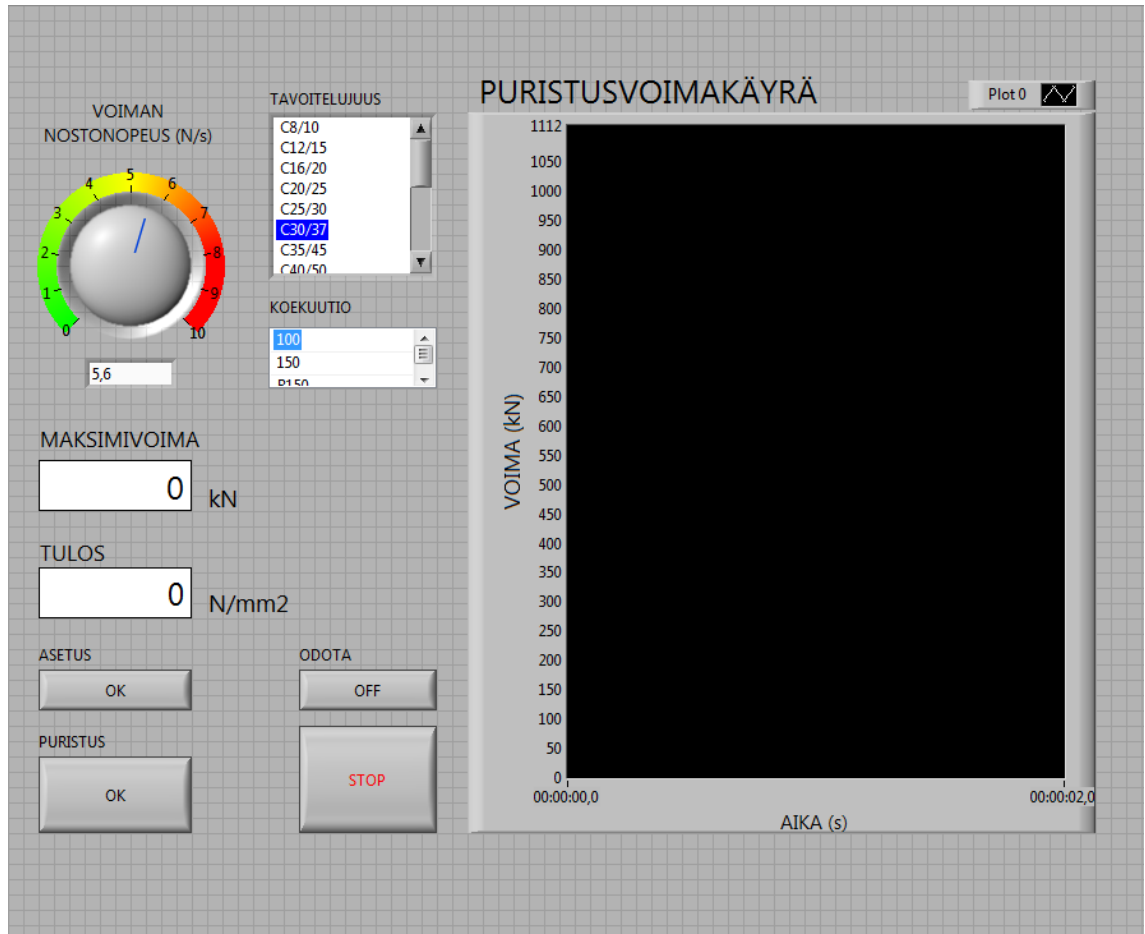
6 Toteutus

Tässä vaiheessa projektia ei ole vielä päästy toteutusvaiheeseen, mutta seuraavissa kappaleissa käydään läpi sen mahdollinen tuleva tekninen toteutus, jolla päästään käyttämään jo tuon olemassa olevan laitteen koko kapasiteettia. Jos uudistus toteutetaan tuolla seuraavalla kokoonpanolla, voidaan nykyinen laitteen runko ja hydraulisylinteri korvata myöhemmin uudella isommalla kokonaisuudella. Tämä voidaan silloin suunnitella ja rakentaa kokonaan toiseen, suurempaan puristinluokkaan esim. 3 MN:iin.

6.1 Ohjausjärjestelmä

Ohjausjärjestelmäksi valitaan tähän tarkoitukseen räätälöity käyttöliittymä, joka ohjelmoidaan sisältämään puristimen ohjaukseen ja puristustapahtuman rekisteröintiin ja tallennukseen soveltuvan ohjelman. Ohjelma ja käyttöliittymä tulevat käytettäväksi yrityksen kannettavalle tietokoneelle. Tällä tavoin pienyrityksen tietokoneen käyttöä voidaan jakaa laajemmalle, kuin vain perinteiseen toimistotyöhön. NATIONAL INSTRUMENTS:n Lab View –ohjelmalla voidaan tehdä ohjelma, jolla päästään edellä kuvattuun tavoitteeseen. Kuvassa

8 on esitettyä raakavedos käyttöliittymästä, jossa näkyy liittymään kaavailut eri komponentit.



Kuva 8. Käyttöliittymä tietokoneella.

Seuraavassa käyttöliittymän osien toimintojen kuvaus. VOIMAN NOSTONOPEUS -säätö. Tällä säätönupilla asetetaan puristimen puristusvoiman nousunopeuden tavoitearvo. SFS-EN 12390-3 standardin mukaan $0,6 \pm 0,2$ MPa/s, eli $0,6 \pm 0,2$ ((N/mm²)/s). Keskellä näkyvät TAVOITELUJUUS- ja KOEKUUTIO-valintalaatikot, joilla voidaan asettaa ehdot hyväksymistä varten. Hyväksynnän ilmaisin (joka näkymästä puuttuu) kertoo, joko animoidulla merkkivalolla tai ns. checkbox merkillä onko tavoitelujuus saavutettu tai ylitetty. Checkbox-merkki on rasti tms. merkki ruutuun tyyppinen ilmaisin, joka toimii

boolean mallin, tosi – epätosi, ehtojen mukaan. Vasemmassa reunassa näkyvät laatikot MAKSIMIVOIMA ja TULOS, jotka tulostavat puristustuloksen kokonaisvoiman huipun ja siitä laskennallisesti koekuutiokohtaisen ominaispuristuslujuuden näkyviin numeroarvona. Niiden alapuolella näkyvät neljä painiketta, jotka liittyvät suoraan puristimen ajoon. ASETUS –paikkeella ajetaan puristimen puristinpää vasten koekuutiota yläpuristuslevyn linjaamiseksi koekuution pinnan suuntaiseksi. Tämä asetusajo ohjelmoidaan tapahtumaan standardin (SFS-EN 12390-3 s.5) mukaan, joka ohjeistaa asetuspuristuksen voimakkuudeksi korkeintaan 30 % koekappaleen murtolujuudesta. Tähän toimintoon on liitetty TAVOITELUJUUS-valinta. Tämä osa ohjelmaa käskyttää sen mukaan annetuin ehdoin paineenrajoitusventtiiliä pitämään alkuasetuspaineen hydraulisylinterissä korkeintaan sille annetussa raja-arvossa, eli korkeintaan 30 % tavoitelujuudesta. Alimpana vasemmassa reunassa näkyvällä PURISTUS –painikkeella annetaan varsinaisen puristukokeen aloitussignaali, jolloin puristus aloitetaan lepopaineesta ja sitä jatketaan ohjelman asetusten mukaan tasaisesti kasvattaen niin kauan kunnes koekuutio rikkoontuu. Koekuution puristustapahtuma ja rikkoutumishetki rekisteröidään, josta ohjelma havaitsee voimahuipun ja näyttää sen MAKSIMIVOIMA-ikkunassa. ODOTA-painikkeella pysäytetään laitteen puristustoiminnot siihen asemaan, joka sillä hetkellä sattuu olemaan. Hydraulisylinterin liike ja voimanmuutos seisahtuu siten, että hydrauliyksiköstä suuntaventtiili suljetaan ja paineenalennusventtiilin säätö seisautetaan. Tämä toiminto tarvitaan erityisesti ko. CT-710 puristimen kanssa, koska sen hydraulisylinteri on yksitoiminen jousipalautteinen. Ajan säästämiseksi työssä, jotta sylinteri ei pääse palautumaan alkuasentoonsa asetuspuristuksen jälkeen ja myös puristimen kalibroinnin yhteydessä. STOP-painikkeella puristimen hydrauliset toiminnot nollautuvat ja palautuvat alkuasentoihinsa. Käyttöliittymän oikeassa reunassa on puristustapahtuman visuaalinen osa, eli näyttöruutu, johon puristuskäyrä piiryy. Tämä on erittäin hyödyllinen esimerkiksi siksi, että siinä paljastuu mahdollinen puristusvirhe, joka voi johtua esimerkiksi koekuution osittaisesta murtumisesta ennen varsinaista koekuution murtumispistettä. Tällainen virhe voi helposti näkyä käyrällä poikkeamana

voimannousun epätasaisuudesta johtuen. Tällöin saattaa kyse olla esimerkiksi epäonnistuneesta koekuution valmistuksesta.

Ohjausjärjestelmän osaksi tulee myös NI USB-6211DAQ (data acquisition), eli tiedonkeruulaite, jolla kyetään välittämään myös ohjaukaskäskyjä. Laite on National Instruments Finland Oy:n suosittelema komponentti juuri tähän kyseiseen sovellukseen.



Kuva 9. National Instruments NI USB-6211.

Tämän tiedonkeruulaitteen tehtävät ovat välittää tarpeellista tietoa antureilta ja toimilaitteilta ohjausjärjestelmälle ja ohjaukaskäskyjä ohjausjärjestelmältä toimilaitteille. Se sijoittuu siis kentän toimilaitte-/anturitasoon ja ohjausjärjestelmän väliin. USB-6211 DAQ on USB-kaapelilla tietokoneeseen liitettävä laite ja se saa käyttövoimansa tietokoneesta samasta USB-liitynnästä. Tämän vuoksi siihen liitettävien virran kuluttajien kanssa pitää olla tarkkana. Tietokoneen USB-liitynnästä ei saada kovin korkeita jännitetasoja eikä suurta virtaa, joten suoraan tätä laitetta ei voida käyttää esimerkiksi 12V tai 24V toimilaitteiden ohjaamiseen. Siksi NI Finland Oy:stä ehdotettiin käytettäväksi kaikissa digitaalisissa

lähtöporteissa välireleinä esimerkiksi kotimaisen Delcon Oy:n releitä. Heidän välikoimistaan löytyy tähän sovellukseen sopiva SLO 5CRA rele.

Suuntaventtiilin ohjauksen lisäksi pitää ohjata myös paineenalennusventtiiliä. Sen ohjaamiseen NI USB-6211 DAQ:n lisäksi kytketään Bieri Swiss Hydraulik AG:n suosittama HYDAC – EHCD-CMPREXAXPA venttiilinohjaukorkortti. Ohjain on takaisinkytkennän mahdollistava ohjaukorkortti. Takaisinkytkennällä tuodaan mittatieto paineanturilta jatkuvana muuttuvana sähköisenä viestinä venttiilinohjaukorkorttiin. Viestitieto välittyy ohjaukorkortin eroelimelle, johon tulee myös ohjausjärjestelmän antama tavoitearvon tieto. Eroelin tekee näiden arvojen vertailun, jolloin eroelimen eteenpäin antaman tiedon perusteella kortin säätimet suorittavat mahdolliset korjausliikkeet niille annettujen asetusten mukaisesti.

Järjestelmään liitetään komponentit myös käsiajoa varten, joita voidaan käyttää esimerkiksi vikatilanteessa. Ehkä käytännöllisintä on suunnitella ja rakentaa käsiajopaneeli tämän kokoluokan koneeseen sähkökojekotelon kanteen. Näin kotelo saadaan hyödynnettyä kahteen käyttötarkoitukseen.

6.2 Hydrauliiikka

Aluksi piti selvittää valmistajan määrittelemä puristimen suurin voima ja sitä kautta laskea hydraulikalta vaadittava suurin vähimmäispaine, jolla tuo voima saavutetaan. Laitteen tyyppikilpeen ei tuota suurinta voimaa ole merkitty, joten oli tyytyminen valmistajan verkkosivuilta löytyneen nykymallin ilmoitettuihin tietoihin. Tietojen myös vahvistettiin olevan edelleen samat, kuin vanhassa laitteessa, otettuani sähköpostitse yhteyttä ELE International konttoriin Iso-Britanniassa. Laitteen suurin kokonaisvoima on tuo jo aiemmin mainittu 1,112 MN. Laskennassa tarvitaan myös sylinterin halkaisijamitta $\varnothing = 155$ mm.

$$p = \frac{F}{\pi \left(\frac{d}{2}\right)^2}$$

$$\frac{1\,112\,000\text{ N}}{\pi \times \left(\frac{155\text{ mm}}{2}\right)^2} = 58,9\text{ N/mm}^2$$

Tämä paineen muoto voidaan muuntaa hydraulikassa yleisesti käytössä olevaksi *baariksi* (bar), jotta tarvittavien komponenttien etsiminen olisi käytännössä mahdollista. Yksikkö on itse asiassa omien havaintojeni mukaan niin vakiintunut, ettei juuri muuta paineen yksikköä näe käytettävän valmistajien ja jälleenmyyjien dokumenteissa. Myös CIPM (International Committee for Weights and Measures) on hyväksynyt sen käyttöön toistaiseksi.

$$1\text{ Pa} = 1\text{ N/m}^2$$

$$1\text{ m}^2 = (1 \times 10^6)\text{ mm}^2$$

$$100\text{ kPa} = 1\text{ bar} = 0,1\text{ MPa}$$

(Inkinen & Tuohi, Momentti 1 – Insinöörifysiikka 2002: s. 301)

Muuntosuhteeksi yksikkömuodosta (N/mm^2) muotoon (bar) saadaan 10, joten

$$\Rightarrow p = 58,9\text{ N/mm}^2 \times 10 = 589\text{ bar.}$$

Järjestelmän pitää näin ollen kyetä tuottamaan vähintään tuo 589 barin paine, jotta toeriasa olisi saavutettavissa haluttu 1,112 MN:in voima. Koska laitteesta ei ole tiedossa sylinterin mahdollisten kitkavoimien ja yksitoimisen sylinterin männän palautusjousen voiman suuruutta, jotka hydraulisella paineella on voitettava, on mitoituksessa otettava huomioon muutaman kymmenen barin varmuusvara yli laskennallisen maksimipaineen. Järjestelmään liitettävän manuaalisen paineenrajoittimen rajapaine voidaan tarpeen vaatiessa tarkemmin säätää laitteen kalibroinnin yhteydessä, tai sen jälkeen ammattilaisen toimesta, kun mittalaitteistolla on voitu todentaa millä paineella haluttu suurin puristusvoima saavutetaan.

Tarvittava paine on siis huomattavan korkea tavanomaisiin hydrauliiikan sovelluksiin verrattuna, joihin yleensä riittänee noin 200 barin paine. Kuten jo aiemmin tuli esille, on tähän tavanomaiseen painetasoon tarjolla komponentteja runsaastikin moneltakin eri valmistajalta. Se, miksi kohteena olevassa koekuutiopuristimessa ei tulla käyttämään tätä alempaa 200 – 300 barin maksimipainetta, selviää laskemalla paljonko laite tuottaa puristusvoimaa esimerkiksi 250 barin paineella. Koska 150 mm:n koekuutio on yleisemmin käytössä oleva koekuutiokoko, määritetään puristusvoima sille pinta-alayksikköä kohden, eli muodossa $F_{150kk} = XX \text{ N/mm}^2$. Tämä saatava arvo osoittaa samalla suurinta mahdollista testattavan betonin lujuuden arvoa $C(XX/XX)$, betonin ominaispuristuslujuutta. Aiemmin lujuuden merkinnässä käytettiin isoa K-kirjainta.

$$\begin{aligned} F_{150kk} &= \frac{p \times A_{syl}}{A_{150kk}} \\ &= \frac{25 \text{ N/mm}^2 \times \pi \times \left(\frac{155 \text{ mm}}{2}\right)^2}{(150 \text{ mm})^2} \\ &= 20,96.. \approx \underline{21 \text{ N/mm}^2} \end{aligned}$$

Tuloksesta nähdään, ettei 250 barin paineella ole käytännössä paljoakaan testattavaa, koska valtaosa tänä päivänä rakennusalalla työmaabetonoinnissa käytettävästä betonista on rakennusnormien mukaan C25/30 – C35/45 luokkien alueelta. Luokituslukua luettaessa C:n jälkeen ensimmäinen luku viittaa sylinterimäisten koekappaleiden ja jälkimmäinen luku kuutiomaisten koekappaleiden puristuslujuuteen (SFS-EN 206-1).

Hydraulisessa järjestelmässä tapahtuu joustoja, joka tarkoittaa hydraulinesteen kokoonpuristumista ja mekaanisten osien joustoa. Tässä työssä kohteena olevassa puristimessa ei joustoilla ole varsinaisen työn suorittamisen kannalta merkitystä, koska puristimen tarkoituksena on ainoastaan suuren voiman aikaansaanti. Ainoa joustojen kannalta merkityksellinen tilanne syntyy silloin, kun puristetaan lujia koekuutiota, joiden kokonaiskantokyky on lähellä puristimen

voiman ääriarvoja. Tällöin suhteellisen kevytrakenteinen puristimen runko venyy muutamia millimetrin kymmenesosia. Kuvitellaan tilanne missä koekuutio tässä tilanteessa äkillisesti ja räjähdysnomaisesti rikkoutuu niin, että puristimen rungon jännitys kiihdyttää jäljelle jääneen koekuution osan ja sitä ylhäältä puristavan hydraulisynterin toisiaan vasten kummankaan rikkoutumatta. Tuossa yhteentörmäyksessä on suuri vaara syntyä paineisku, joka johtaa laiterikkoon. Vaikka kyseinen tilanne on erittäin epätodennäköinen, lienee silti syytä selvittää kuinka suuri tuo isku voi olla. Näin saadaan selville mahdollinen raja-arvo laitteiston fysiikan kannalta vaativimmasta kuormitustilanteesta. Seuraavien tietojen pohjalta määritetään aluksi jousto.

Vetotankojen halkaisia	$d = 50,8 \times 10^{-3} \text{ m}$
Vetotankojen pituus	$l = 0,47 \text{ m}$
Kansi- ja pohjalevyn paksuus	$s_{k/p} = 63,7 \times 10^{-3} \text{ m}$
Kansi- ja pohjalevyn sivut	$a_{k/p} = 0,37 \text{ m}, b_{k/p} = 0,31 \text{ m}$
Teräksen kimmokerroin	$E = 206 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
Puristimen voima	$F_{max} = 1\,112\,000 \text{ N}$
Männän halkaisia	$d_m = 155 \times 10^{-3} \text{ m}$
Männän varsi	$d_{mv} = 89 \times 10^{-3} \text{ m}$
Männän varren pituus (arvio)	$l_{mv} = 0,25 \text{ m}$
Sylinterin seinämä	$s_{syl} = 17,5 \times 10^{-3} \text{ m}$
Sylinterin pääty	$s_{s-pääty} = 63,7 \times 10^{-3} \text{ m}$
Sylinterin pituus	$l_{syl} = 0,29 \text{ m}$
Puristimen rungon massa	$m = \rho \times V$

$$m_{tangot} = 7\,850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4 \times \pi \times (25,4 \times 10^{-3} \text{ m})^2 \times 0,47 \text{ m} = 29,91 \text{ kg}$$

$$m_{levyt} = 7\,850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2 \times (0,37 \times 0,31 \times 0,0637) \text{ m}^3 = 114,71 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} m_{syl} &= 7\,850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \pi \times ((0,095 \text{ m})^2 \times 0,29 \text{ m} - (0,0775 \text{ m})^2 \times 0,1626 \text{ m}) \\ &= \underline{40,46 \text{ kg}} \end{aligned}$$

$$m_{mv} = 7\,850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \pi \times \left(\frac{0,089}{2} \text{ m}\right)^2 \times 0,25 \text{ m} = 12,21 \text{ kg}$$

$$m_{kok} = (29,91 + 114,71 + 40,46 + 12,21) \text{ kg} = 197,29 \text{ kg}$$

Kokonaismassa on suuntaa-antava arvio, koska puristinta ei ole purettu ja kokonaan mitoitettu.

Vetotankojen venymä.

$$\frac{F}{A} = E \frac{\Delta l}{l}$$

$$\Delta l = \frac{Fl}{AE}$$

$$\Delta l_{vt} = \frac{1\,112\,000 \text{ N} \times 0,47 \text{ m}}{4 \times \pi \times \left(\frac{50,8 \times 10^{-3} \text{ m}}{2}\right)^2 \times 206 \times 10^9 \text{ N/m}^2} = 0,3129 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Sylinterin venymä.

$$\Delta l_s = \frac{1\,112\,000 \text{ N} \times 0,29 \text{ m}}{\left[\pi \times \left(95^2 - \left(\frac{155}{2}\right)^2\right) \times 10^{-6} \text{ m}^2\right] \times 206 \times 10^9 \text{ N/m}^2} = 0,1651 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Paineiskun laskentaan tarvittava nopeus lasketaan esiin kiihtyvyyden kautta.

$$F = ma$$

$$a = \frac{F}{m}$$

Koska puristimella toimitaan rakennemateriaalin kannalta palautuvalla kuormitusalueella, eli alle myötörajan R_{eL} , voidaan kiihtyvyyteen vaikuttava voiman huippuarvo puolittaa ja katsoa vaikuttavan koko palautumisajan huippukuormituksesta lepotilaan tarkasteltavalla hetkellä. Samoin puristimen massa.

$$a = \frac{1\,112\,000\text{ N}}{(197,29\text{ kg})/2} = 11\,272\text{ m/s}^2$$

Paineiskun määrittämisessä tarvittava nopeus saadan ratkaistua kaavasta (Momentti 1, Insinöörifysiikka, Keuruu 2002 s.58),

$$v^2 = v_0^2 + 2ax$$

$$\Rightarrow v = \sqrt{v_0^2 + 2ax}$$

jossa matka $x = \Delta l_{vt} + \Delta l_s$ ja $v_0 = 0\text{ m/s}$

$$v = \sqrt{2 \times 11\,272\text{ m/s}^2 \times \frac{((0,3129 + 0,1651) \times 10^{-3}\text{ m})}{2}} = 2,321\text{ m/s}$$

Paineiskujen määrittämiseksi kirjassa (Hydrauliteknikka, Kauranne-Kajaste-Vilenius, WSOY 2008, s. 97) on nesteeseen puristuksessa varastoituneen energian ja nesteen kineettisen energian väliseen yhteyteen nojaten esitetty kaava, joka määrittää nesteeseen törmäyksessä syntyvän paineaallon suurimman paineen.

$$p_e = p_0 + v \times \sqrt{K_f \times \rho_0}$$

Kaavassa lähtöpaine p_0 on tässä laskelmassa järjestelmän suurin paine 600 bar sillä olettamuksella, että paine ei ehdi laskea koekuution osittaisen rikkoontumisen ja männän uudelleentörmäämisen välillä. Sehän ei käytännössä pysy muuttumattomana, mutta näin voimme olla ns. varman puolella lopputuloksen suhteen. Nopeus v on puristimen palautumisnopeus törmäyshetkellä, nesteen puristuskerroin K_f lämpötilassa 10 °C ja tiheys ρ_0 paineenalaisessa tilassa. Öljy-yhtiöiden ilmoittama hydraulioöljyn tiheys

normaalitilassa +15 °C lämpötilassa vaihtelee jonkin verran, siksi lähtökohtana laskelmissa käytetään tähän sovellukseen soveltuvista öljyalaaduista ns. paksumpien hydraulioöljyjen ISO- ja DIN- viskositeettiluokan 32 tiheyttä, joka on noin $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$. Alla olevasta taulukosta voidaan karkeasti määrittää hydraulioöljyn tiheyden suhteellinen muutos 600 barin paineessa 10 °C lämpötilassa.

$$\Delta\rho = \left(\frac{3,292 - 1,802}{2} + 1,802 \right) \times \frac{3,292}{2 \times 1,802} = 2,326 \%$$

$$\rho_0 = \rho + \rho \times \Delta\rho$$

$$= 880 \text{ kg/m}^3 \times 1,02326 = 900 \text{ kg/m}^3$$

Taulukko 1. Hiilivetypohjaisten öljyjen tilavuuden ja tiheyden paine- ja lämpötilariippuvuus. (Mobil teollisuusvoiteluopas, 2013)

Paineen aiheuttama tilavuuden pieneneminen tai tiheyden suureneminen prosenteissa					
Ylipaine bar	Öljyn lämpötila °C				
	10	40	60	80	100
100	0.490	0.568	0.658	0.730	0.813
200	0.952	1.111	1.250	1.370	1.538
400	1.802	2.094	2.326	2.548	2.817
800	3.292	3.774	4.145	4.444	4.762
1000	3.953	4.484	4.831	5.263	5.650

Nesteen puristuskerroin K_f

$$\Delta V = \frac{1}{K_f} \times V_0 \times \Delta p$$

$$\Rightarrow K_f = \frac{V_0 \times \Delta p}{\Delta V}$$

$$= \frac{6,0 \times 10^7 \text{ N/m}^2}{0,02326} = 2,579 \times 10^9 \text{ N/m}^2$$

Nesteen puristuskerroin K_f vastaa kiinteiden aineiden kimmokerrointa. Ominaisuuksiltaan se poikkeaa kuitenkin huomattavasti esimerkiksi teräksestä. Hydraulinesteillä puristuskertoimen suuruus vaihtelee melko suuresti nesteessä vallitsevasta lämpötilasta ja paineesta. Tämän ominaisuuden johdosta mm. hydraulijärjestelmän joustojen ja siitä riippuvaisten muiden tekijöiden määrittäminen voi olla haasteellista. Vielä tätäkin suuremman haasteen aiheuttaa nesteeseen muodostunut liukenematon ilma, ilmakuplat. Tätä haittatekijää pyritään poistamaan hydraulioöljyyn lisättävillä lisäaineilla ja säiliöön sijoitetuilla erilaisilla ilmaa keräävillä väliseinillä, joiden tarkoituksena on kerätä ilmakuplia yhteen isommiksi kupliksi, jotka suuremman kokonsa vuoksi nousevat herkemmin öljyn pinnalle ja poistuvat sitä kautta häiritsemästä hydraulijärjestelmän toimintaa. (Hydraulitekniikka, Kauranne-Kajaste-Vilenius, WSOY 2008, s. 88-89; 114; 405-408)

$$\begin{aligned}
 p_e &= p_0 + v \times \sqrt{K_f \times \rho_0} \\
 &= 6,0 \times 10^7 \text{ N/m}^2 + 2,321 \text{ m/s} \times \sqrt{2,579 \times 10^9 \text{ N/m}^2 \times 900 \text{ kg/m}^3} \\
 &= 6,35 \times 10^7 \text{ N/m}^2 \\
 &= 635 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Tämä paine muodostuu männän pintaa vasten törmäävän nesteen nopeuden vaikutuksesta ja kyseinen paineaalto lähtee etenemään nesteen liikesuuntaa vastakkaiseen suuntaan nopeudella

$$c = \sqrt{\frac{K_e}{\rho_0}}$$

Tässä puristimen tapauksessa neste ei itsessään virtaa, vaan saa nopeuden ja suunnan sylinterin mukana, kunnen törmää esimerkkitapauksen mukaan

koekuutioon pysähtyvän männän pintaa vasten, jolloin sitä pintaa vasten syntyy nesteeseen paineen nousu ja se näin ollen muodostaa ääniaallon kaltaisen paineaallon. Paineaallon kaavassa K_e on hydraulijärjestelmän kokonaispuristuskerroin, jota kutsutaan myös teholliseksi puristuskertoimeksi. Siinä on osatekijöinä mukana kaikki järjestelmän eri laiteosien ominaisuudet, nestetilavuus ja sen ominaisuudet, jotka vaikuttavat järjestelmän kyseisen osan toimintaan.

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_f} + \frac{V_c}{V_t} \times \frac{1}{K_c} + \frac{V_p}{V_t} \times \frac{1}{K_p} + \frac{V_h}{V_t} \times \frac{1}{K_h} + \frac{V_a}{V_t} \times \frac{1}{K_a}$$

Alaindeksit: f, fluid – neste; c, cylinder – sylinteri; p, pipe – putki; h, hose – letku; a, air – ilma; t, total – yhteis-/kokonais-.

Puristimen tehollisen puristuskertoimen laskemiseksi tarvitaan nesteen, sylinterin ja letkun arvot. Koska puristimen runkoon kohdistuva rasitus säilyy rakenneteräksen palautuvalla alueella, kuten aiemmin tuli esille alle alemman myötörajan R_{eL} , tapahtuu kyseisessä äkillisessä palutumisessa mahdollisesti rungon normaalipituuden alle ulottuva puristumisjousto, kuten esimerkiksi kierrejousessa. Tämän puristumisjouston aiheuttaman paineen nousun määrittämiseksi sylinterissä pitää laskea myös putistimen tehollinen puristuskerroin K_e . Nesteen puristuskerroin K_f on jo laskettu, joten lasketaan seuraavaksi sylinterin tiedot.

$$\begin{aligned} V_c &= \pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 \times h \\ &= \pi \times \left(\frac{0,155 \text{ m}}{2}\right)^2 \times 0,076 \text{ m} \\ &= 1,434 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$K_c = \frac{E \times s}{d}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{2,06 \times 10^{11} \text{ N/m}^2 \times 1,75 \times 10^{-2} \text{ m}}{0,155 \text{ m}} \\
 &= 2,326 \times 10^{10} \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$

Letkun tiedot. Tämän hetkisen tietämykseni mukaan ainakin Dunlop Hiflex Oy:ltä löytyy tähän puristinsovellukseen käypä korkeapaineletku, joko Spir Star 8/2 tai 8/4, joidenka nimellinen sisähalkaisija on 8 mm. Tämä letkukoko voi olla jopa hieman suuri koneikon tuottamalle tilavuusvirralle, ainakin Reynoldsin luvun mukaan, mutta tällaisessa käytössä letkun lopullinen koko on ehkä ennemminkin maku- kuin vaatimuskysymys, jos puhutaan 5 – 12 mm:n korkeapaineletkuista. Valmistajan laatiman taulukon mukaan kyseisten letkujen tilavuuden muutos 600 barin paineessa on noin 6 %.

$$\begin{aligned}
 V_h &= \pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 \times l \\
 &= \pi \times \left(\frac{8,0 \times 10^{-3} \text{ m}}{2}\right)^2 \times 1 \text{ m} \\
 &= 5,026 \times 10^{-5} \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_h &= \frac{V_0 \times \Delta p}{\Delta V} \\
 &= \frac{\pi \times \left(\frac{8,0 \times 10^{-3} \text{ m}}{2}\right)^2 \times 1 \text{ m} \times 6,0 \times 10^7 \text{ N/m}^2}{\pi \times \left(\frac{8,0 \times 10^{-3} \text{ m}}{2}\right)^2 \times 1 \text{ m} \times 0,06} \\
 &= 1,0 \times 10^9 \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$

Tarvittavat tiedot ovat koossa puristimen tehollisen puristuskertoimen K_e laskemiseksi.

$$K_e = \left(\frac{1}{2,579 \times 10^9 \frac{N}{m^2}} + \frac{1,434 \times 10^{-3} m^3}{1,484 \times 10^{-3} m^3} \times \frac{1}{2,326 \times 10^{10} \frac{N}{m^2}} + \frac{5,026 \times 10^{-5} m^3}{1,484 \times 10^{-3} m^3} \times \frac{1}{1,0 \times 10^9 \frac{N}{m^2}} \right)^{-1}$$

$$= 2,159 \times 10^9 N/m^2$$

Seuraavaksi määritetään puristumisjoustossa syntyvä suurin mahdollinen paineppiikki teoriassa, edelleen sillä oletuksella, ettei paine sylinterissä ehdi laskea ennen törmäystä. Lähtökohtana on sama kaava kuin nesteen puristuskertoimen laskennassa.

$$\Delta p = p_0 + \frac{\Delta V \times K_e}{V_t}$$

$$= p_0 + \frac{\pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 \times \Delta l_t \times K_e}{V_t}$$

$$= 6,0 \times 10^7 \frac{N}{m^2} + \frac{\pi \times \left(\frac{0,155 m}{2}\right)^2 \times 4,78 \times 10^{-4} m \times 2,159 \times 10^9 \frac{N}{m^2}}{1,484 \times 10^{-3} m^3}$$

$$= 7,31 \times 10^7 N/m^2$$

$$\cong 730 bar$$

Tuloksesta voidaan havaita, että paine näyttäisi nousevan hieman yli seitsemäsadan barin, joka on kolmisenkymmentä baria yli pääkomponenttien

valmistajan ilmoittaman suurimman käyttöpaineen. Käytännössä paine ei kuitenkaan missään tapauksessa kohoakaan tasolle, koska vaikka tapahtumasarja onkin varsin pikainen, rungon teräksen, sylinterin ja hydraulioöljyn sisäiset kitkat ja korkea paine vastustavat puristimen ja nesteen kokoonpainumista, jota ei laskelmissa kuitenkaan oteta huomioon vaikka ne ovat olemassa. Myös koekuutio todennäköisesti murtuu ja rikkoontuu uudelleen lisää saadessaan tuon voimakkaan iskun. Tästä johtuen voidaan olettaa, että huippupaine ei koskaan tule yltämään komponenttien suurimpaan sallittuun käyttöpaineeseen, 700 bariin. Koekuutioiden tai koekappaleiden käyttäytymistä voidaan myös hieman tarkastella sen mukaan, mitä kokemukset jo ennalta osoittavat.

Kun lieriömäinen koekappale rikkoutuu, se rikkoutuu siten ettei siihen jää kunnollista kantopintaa ollenkaan. Se johtuu lieriömäisen koekappaleen mittasuhteista. Se on pitkänomainen, 320 mm korkea ja 160 mm halkaisijaltaan ja tästä syystä sitä kuormitettaessa saattavat epätyytyttävät halkeamat kulkea lieriön yläkulmasta vastakkaiselle puolelle alakulmaan koko lieriön läpi. Hyväksyttävissä rikkoontumisissa voi syntyä erittäin kapeita tiimalasimuotoja, tasaisen symmetrisiä tai johonkin suuntaan vinoutuneita. Myös pystysuorat halkeamat ovat mahdollisia ja hyväksyttäviä. Koekuutioiden hyväksyttävissä rikkoontumisissa kuutio saa mm. tiimalasimuodon ja räjähtävässä tapahtumassa koekuutio saa jonkinlaisen kartio- tai pyramidimaisen muodon. Epätyytyttävissä tapauksissa kuutio rikkoutuu esimerkiksi vetojännityksen johdosta halkeamalla kahtia tai suuri pala irtaantuu kuution kulmasta vinottain. Kuutioon voi tulla väärällä tavalla jopa vaakasuuntaisia halkeamia.

Edellä käsittelemässäni kuvitteellisessa tapauksessa painepiikin suuruuksia määrittäessäni kyseessä oli juuri tällainen rajahtävä rikkoontuminen sillä seurauksella, että koekuutioon jää kantava kärki, jota vasten puristimen rungon jännitys iskee sylinterin männän. Rikkoentuessaan koekuutio madaltuu vain puristimen rungon venymän verran ja tapahtuma on niin nopea, ettei hydraulisyylinterissä nesteen paine ehdi laskea. Rungon jännityksen laukeaminen taydestä voimasta lepopituuteensa kestää vain noin 0,3 ms. Koekappaleiden

erilaisista rikkoontumismuodoista on tarkemmin SFS-EN 12390-3 standardissa Kovettuneen betonin testaus. Osa 3: Koekappaleiden puristuslujuus.

Järjestelmän lämpeneminen on seikka jota ei voi jättää huomiotta, edes tällaisessa pienehkössä laitekokonaisuudessa. Öljyn ylikuumeneminen aiheuttaa tiivistevaurioita ja vanhentaa öljyn itsensä ennenaikaisesti käyttökelvottomaksi. Se voi saada järjestelmän myös toimimaan epävakaasti. Järjestelmän lämpenemistä laskennallisesti on lähes mahdotonta määrittää etukäteen tarkasti erilaisten komponenttien pintojen, muotojen, materiaalien, pinta-alojen ja ympäröivän tilan monenlaisten variaatiomahdollisuuksien vuoksi, joten tässä on käytettävä yksinkertaistavia oletuksia. Yksi oletus on se lähtökohta, että venttiilien, suodattimen ja mahdollisten letkujen lämmönläpäisyä ei oteta lukuun. Toinen seikka on se, että laskelmassa keskitytään vain nesteen lämpenemiseen ja tässä tapauksessa pienkoneikon säiliön pinnalta ilmaan tapahtuvan jäähtyysvaikutuksen määrittämiseen ja siihen, tarvitaanko erillistä jäähtyyslementtiä koneikon yhteyteen. Aluksi lasketaan koneikkoon kaavaillun pumpun hukkaenergia ja sen vaikutus. Pumpussa tapahtuva häviö jakaantuu vuoto ja lämpöhäviöihin, mutta laskennassa koko häviön katsotaan olevan lämpöhävikkiä, jonka neste vastaanottaa ja levittäytyy virtauksen mukana järjestelmässä eteenpäin. Valmistajan esitteessä on laskentamalli pumpun vaatiman tehon laskemiseksi.

Tarvittavat tiedot:

- toimintapaine $p = 600$ bar
- pumpun kierrostilavuus $V_k = 0,68$ cm³/rev
- pyörimisnopeus $n = 1500$ rpm
- pumpun sykekerroin $k = 1,05$ (3-mäntäiselle)
- kokonaishyötysuhde $\eta_t = 0,9$

$$\begin{aligned}
 P_m &= \frac{p \times V_k \times n \times k}{\eta_t \times 600 \times 10^3} \\
 &= \frac{600 \text{ bar} \times 0,68 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \times 1500 \text{ rpm} \times 1,05}{0,9 \times 600 \times 10^3} \\
 &= 1,19 \text{ kW} \\
 &\cong 1200 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Tehohäviö pumpussa (spillage).

$$\begin{aligned}
 P_{sp} &= P_m - P_m \times \eta_t \\
 &= 1200 \text{ W} - 1200 \text{ W} \times 0,9 \\
 &= 120 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Tehohäviö paineenrajoitusproportionaaliventtiilissä. Suurin käyttöpaine tulee olemaan 600 bar, mutta laskennassa käytetään 300 barin jatkuvaa painetasoa tasaisesti nousevan 0 – 600 barin paineen asemasta.

- $p_s = 300 \text{ bar}$.

- tilavuusvirta $q_v = 1,68 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\begin{aligned}
 P_{spa} &= q_v \times p_s \\
 &= 1,68 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 3,0 \times 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \\
 &= 504 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Venttiileissä häviöön vaikuttaa ainoastaan paineenalennema, joka kertoo venttiin kanavissa muodostuvasta virtausvastuksista. Puristinsovelluksessa komponenttien määrä pysyy varsin pienenä. Lämmöntuoton kannalta huomioitavia osia ovat käytännössä vain pumppu ja paineenalenninventtiili. Laitteistoon kyllä sisältyy myös suuntaventtiili, sylinterille vievä letku ja sylinteri, mutta niiden toiminnan liiketaajuus on niin harva, ettei niillä ole järjestelmän lämpiämisen kannalta mitään merkitystä. Kirjassa (Hydrauliikka, Kauranne – Kajaste – Vilenius, WSOY 2008, s. 83 – 87) on eräs malli määrittää järjestelmän lämpenemistä ja käytän niitä tietoa hyväkseni tässäkin kohtaa. Järjestelmään syntynyt lämpö pyrkii tasaantumaan ulkoilman lämpötilan kanssa, mikäli lämpötilaeroa on. Tasaantumisen pyrkimys on sitä voimakkaampaa, mitä suurempi lämpötilaero on olemassa. Hydraulisessa järjestelmässä yleisesti ottaen järjestelmän lämpötila on suositeltavaa pyrkiä pitämään ≤ 60 °C:ssa. Tätä korkeammassa lämpötiloissa alkavat vähitellen ilmaantua ei toivotut asiat. Öljyn enneaikainen vanheneminen, voitelukyvyyn katoaminen ja tiivistevauriot.

Tässä puristinsovelluksessa lämpöä passiivisesti siirtävä, eli jäähdyttävä elementti on säiliö. Kokoluokkaan löytyy erilaisia säiliövaihtoehtoja ja yleinen ohje säiliökapasiteetin määrittämiseen on 2 – 5 kertaa vakioilavuuspumpun tuotto minuutissa. Tämän järjestelmän pumpuksi kaavaillun pumpun tuotto on 1,01 l/min. Öljytilavuutta tässä koneikossa saa olla enemmänkin mitä tuo ohjeellinen laskutapa antaa tulokseksi ja juuri jäähdytyksen kannalta 10 l:n alumiinisäiliö on hyvä vaihtoehdolta. Hydacin valmistaman alumiinisäiliön jäähdytyspinta-ala 10 l:n täytöllä on noin 0,15 m². Jäähdyttäväksi pinta-alaksi voidaan katsoa säiliön nestepinnan korkeuden ja sivuseinien ympärysmittan muodostama ala. Lasketaan aluksi säiliön lämmönläpäisyyluku k ja säiliön jäähdytyskyky B_{θ} .

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{\alpha_i \alpha_a}{\alpha_i + \alpha_a} \\
 &= \frac{30 \frac{W}{m^2K} \times 8,5 \frac{W}{m^2K}}{30 \frac{W}{m^2K} + 8,5 \frac{W}{m^2K}} \\
 &= 6,6 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned}$$

Jäähdytyskyky B_θ .

$$\begin{aligned} B_\theta &= kA \\ &= 6,6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 0,15 \text{ m}^2 \\ &= 0,99 \frac{\text{W}}{\text{K}} \end{aligned}$$

Tarkastellaan seuraavaksi järjestelmän lämpenemistä ja lisäjäähdytyksen tarvetta ajan hetkellä $t = 1800 \text{ s}$ (30 min), joka vastaa noin yhden tunnin yhtäjaksoista työskentelyä, jossa työ-/tyhjäkäyntiaika -suhde on 50 %. Standardin mukaisen voimannousunopeuden mukainen puristusvaihe täyteen voimaan kestää noin 3 minuuttia ja tallennus, puhdistus ja uuden testin aloitustoimet ottavat myön noin 3 minuuttia.

$$\theta_t = \theta_0 + \frac{P_{sj}}{B_\theta} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right)$$

- $\theta_0 = 293 \text{ K}$ (+20 °C)
- $P_{sj} = P_{sp} + P_{spa} = 625,68 \text{ W}$
- $\tau = \text{aikavakio } C_\theta / B_\theta$
- $C_\theta = \text{nestetilavuuden lämpökapasiteetti}$

$$\begin{aligned} C_\theta &= V_o \times \rho_o \times c_o \\ &= 10 \text{ dm}^3 \times 0,88 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \times 1880 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \\ &= 16\,544 \frac{\text{J}}{\text{K}} \end{aligned}$$

Aikavakio τ

$$\tau = \frac{16544 \frac{\text{J}}{\text{K}}}{0,99 \frac{\text{W}}{\text{K}}}$$

$$= 16\,711 \text{ s}$$

Lämpötila t

$$\theta_t = 293 \text{ K} + \frac{625,68 \text{ W}}{0,99 \frac{\text{W}}{\text{K}}} \times \left(1 - e^{\frac{-1800 \text{ s}}{16711 \text{ s}}}\right)$$

$$= 357,5 \text{ K}$$

$$= +84,5 \text{ °C}$$

Tulos osoittaa, että koneikko vaatii lisjäähdytyksen järjestämisen, koska jo näin lyhyen työajan kuluttua lämpötila on noussut reilusti yli suositellun +60 °C:en. Vaikka tässä yhteydessä en laskenutkaan tyhjäkäyntiajan kokonaisjäähdytystehoa, on säiliön lasketusta jäähdytystehosta astetta kohti selkeästi nähtävissä, ettei se tule mitenkään riittämään. Edes puhaltimella järjestetty tehokas ilman kierto ei ole riittävä. Tähän tarkoitukseen löytyy Hydacilta öljyn jäähdytin OK-ELC0H/1.0/230V/1/S/AITF50. Jäähdytin on varustettu yksivaihemoottoridulla puhaltimella ja termostaattianturilla, eli paketti on valmis jäähdytysjärjestelmä kytkettäväksi hydrauliiikan paluulinjaan ja käyttöjärjestelmään. Jäähdytin on mallisarjansa pienin, mutta riittää tämän koneikon tarpeisiin oikein hyvin.

Hydrauliiikan pääkomponenteiksi valitaan siis Bieri Hydraulik AG:n WV700 3/3-G suuntaventtiili, PDV700 propositiaalinen paineenalennin ja HRK 03 pumppu.

Lisäksi Hydacin 10 l:n valmis alumiinisäiliösarja HYNG 12-160 ja OK-ELC0H ilma/öljy –jäähdytin puhaltimella. Erilliskomponenteista koottu koneikko antaa enemmän mahdollisuuksia muunnella kokoonpanoa tulevaisuudessa tarpeen mukaan.

6.3 Sähköistys

Laitteen sähköistyksen kokoaminen lähti liikkeelle koneikon moottorin valitsemisella. Tärkein ja tässä tapauksessa ainoa valinnan peruste oli moottorin riittävä tehontuotto. Laskennallisesti hydraulipumpun tehontarve on hieman yli yhden kilowatin. Tähän ei löytynyt tarkalleen vastaavaa sähkömoottoria ja siksi valinta osui 1,5 kW:n standardityypin 3-vaiheoikosulkumoottoriin, joita löytyy kaikilta moottorivalmistajilta. Moottorissa on siis tehoreserviä hieman yli tarpeen, mutta tässä kohtaa sillä ei ole suurta merkitystä, koska laitteistolla ei tulla operoimaan satoja tai tuhansia tunteja vuodessa. Moottorin koko ei siis ole ainakaan käyttökustannuskysymys. Moottori on varustettu etulaipalla ja se liitetään hydraulipumpun sovitteeseen suoraan. Yhdistelmä taas sijoitetaan hydraulioiljysäiliön kanteen pystysuoraan asentoon siten, että pumppu on säiliön sisäpuolella.

Moottori tarvitsee aina suojalaitteen ja sellaisenkin valinta on melko yksinkertaista. Moottorinsuojakytkin löytyi valitun moottorin nimellisvirrankulutuksen mukaan. Valmistajan mukaan moottorin virrankulutus on 3 A, sama valmistaja tekee myös moottorinsuojia ja lähimmän suojan nimellisvirta on 2,5 A, joten oli valittava seuraava suurempi 4 A:n moottorinsuoja. Tässä raportissa esille tulevat sähkölaitteet löytyvät kaikki yksilöitynä liitteenä olevasta sähkötarvikeluettelosta. Suoja on aseteltavissa erikseen 2,5-4 A:n nimellisvirralle. Vakiona kyseinen moottorinsuojakytkin sisältää lämpö- ja ylivirtasuojauksen, mutta siihen on saatavilla lisäksi alijännitesuojaus, joka saattaa tulla kyseeseen, mikäli paikallisverkkoyhtiö ei kykene toimittamaan riittävän tasalaatuista sähköä.

Koekuutiopuristimen toteutuksesta olemme olleet sitä mieltä, että sen on oltava siirrettävissä tarvitsematta kutsua sähköasentajaa paikalle ja siksi järjestelmään otetaan tehonsyöttö 16 A:n ns. voimavirtapistorasian kautta. Laboratoriolaitteesta kun on kysymys, niin pistorasian ja pistokkeen kontakti pitää varmistaa. Jokaisen navan koskettimien puristusvoimakkuus pitää tarkistaa ja myös pintojen puhtaus.

Järjestelmä tarvitsee päävirtakytkimen, josta virransyöttö saadaan kytkettyä päälle ja pois myös hädän tullen. Perusrakenteeltaan nämä ovat kuormakytkimiä ja niitä käytetään erilaisten koneiden pää- ja turvakytkiminä. Käyttötarkoitusta selventämään käytetään kytkinten vääntiössä visuaalisesti huomiota herättävää hätäväritystä, punainen-keltainen –yhdistelmää, tai mustaa pääkytkintarkoituksessa. Puristimessa kytkin sijoitetaan sähkökojekaapin oikealle sivulle ja varustetaan lisäkoskettimella suojamaajohdinta varten. Kytkinlaitteille on omat luokituksensa, jotka rajaavat kytkimet kapasiteettiensa mukaan eri käyttötarkoituksiin soveltuviksi. Valitsemalleni pää-/turvakytkimelle sen valmistaja ilmoittaa luokassa AC3 tehonkestoksi ja katkaisukapasiteetiksi 3x400 V jännitteelle 5,5 kW ja luokassa AC23 3x400 V jännitteelle 7,5 kW. Luokituksista tarkemmin taulukossa.

Taulukko 2. Kytkinlaiteluokitukset. (Prosesseiteollisuuden sähkö- ja automaatioasennukset, M.J.J. Mäkinen, 2009; Sähköasennustekniikka, J. Ahoranta, 2006.)

Luokka	Toiminto
AC-1	Resistiivisten tai heikosti induktiivisten kuormien kytkeminen (mm. sähkölämmitykset)
AC-2	Liukurengasmoottorien käynnistys ja pysäytys
AC-3	Oikosulkumoottorin käynnistys ja pyörivän koneen pysäytys
AC-4	Oikosulkumoottorin käynnistys (suora käynnistys, toistuva käynnistys, suunnanvaihtokäynnistys, vastavirtajarrutus)
AC-5A	Purkauslamppujen kytkeminen

AC-6A	Muuntajien kytkeminen
AC-6B	Kondensaattoriparistojen kytkeminen
AC-12	Resistiivisten ja jatkuvien kuormien ohjaus
AC-13	Jatkuvien kuormitusten ohjaus muuntajaeristyksellä
AC-14	Pienten, enint. 72 VA sähkömagneettisten kuormien ohjaus (mm. kontaktorit)
AC-15	Yli 72 VA sähkömagneettisten kuormien ohjaus (mm. kontaktorit, magneettiventtiilit) <u>HUOM! Aiemmin AC-11</u>
AC-21	Kuormakytkimellä resistiivisen kuorman kytkentä ja erotus vaihtosähköverkosta
AC-23	Kuormakytkimellä kytketään tai erotetaan moottorikuorma tai muu induktiivinen kuorma vaihtosähköverkosta
DC-1	Kontaktorilla kytketään ja erotetaan resistiivinen tai lievästi induktiivinen kuorma tasasähköverkosta
DC-12	Resistiivisten ja jatkuvien kuormien ohjaus optoeristyksellä
DC-13	Sähkömagneettien ohjaus
DC-14	Sähkömagneettisten piirien ohjaus, kun piirissä on säätövastus

Moottorin käyttöä varten oheen asennetaan myös nelinapainen luokan AC-3 kontaktori 24 VDC ohjauksella. Tätä kontaktoria ohjataan koneen sähkökeskuksen kanteen sijoitetuilla painonapeilla, jotka on kytketty 24 VDC jännitepiiriin. Piiriin olen suunnitellut pitopiirin kytkennän, joka mahdollistaa ohjauspiiriin sijoitetulla hätä-seis-painikkeella standardien vaatimusten mukaisesti kaikkien toiminnassa olevien osien irtikytketymisen ja sammumisen. Myös uudelleen käynnistyminen itsestään jännitteen taas kytkeytyessä on näin estetty.

Puristimen käsiajoon on sähkökeskuksen kannessa painonapit myös suuntaventtiilin ohjaukseen ja keskuksessa välireleet pitoa varten. Paineen käsisäätöön käytetään omalla sisäisellä kytkimellä varustettua muuntajaa/potentiometriä. Näin puristinta on mahdollista käyttää ns.

häätapauksessa ilman ohjausautomaattikkaa, joka tässä sovelluksessa tarkoittaa siis kannettavaa tietokonetta puristuskoeohjelmineen.

Automaattikapiiriin tarvitaan releet suuntaventtiilin käyttöön ja 0-10 V ohjausjänniteviesti, joka saadaan NI USB-6211 DAQ tiedonkeruu- ja ohjauslaitteelta. Suuntaventtiilien käyttöön sopivista releistä oli maininta jo aiemmin ohjausjärjestelmää käsiteltäessä. Releet saavat ohjausjännitteen, eli kelajännitteen USB-6211:ltä ja kytkevät järjestelmän 24 VDC jännitettä ohjaten näin suuntaventtiiliä.

Paineanturiksi valitsin HYDAC:in valikoimista 4845-B -tyypin, jolla on erinomaiset tarkkuusominaisuudet ja sen vuoksi se on sopiva käytettäväksi kyseiseen puristuskoelaitteeseen. Anturille luvataan DIN 16086 normin mukaan 0,125 % tarkkuus täydellä mittausalueella (FS = Full Scale). Anturi asennetaan suositusten mukaan mahdollisimman lähelle mitattavaa kohdetta, eli sylinteriä. Anturin toinen valintaperuste oli, että sen tarkkuus tukee paineenohjaimen säädön tarkkuutta ja näin ollen osaltaan nostaa mittausten tarkkuutta ja luotettavuutta.

Hätä-seis kytkimen toiminta on suunniteltu siten, kuten juuri aiemmin sivusin, että sillä katkaistaan piiri, joka syöttää pienjännitepiirejä. Eli käytännössä kaikki toiminnassa olevat laitteet, pumpun moottorin, suuntaventtiilin ohjauksen, paineventtiilin ohjaimen jännite katkeaa ja ne kytkeytyvät pois päältä. Kuvat sähkösuunnitelmasta ovat liitteinä.

6.4 Rakenne

Puristimen nykyinen rakenne ei valmistajan mukaan ole uutenakaan ollut eurostandardien mukainen. Joten sen vuoksi puristimen modernisointi jää käytettävyyden ja ohjausjärjestelmän parantamiseen. Mikäli projektia halutaan viedä myöhemmässä vaiheessa pidemmälle, on suunniteltava ja rakennettava kokonaan uusi runko ja puristinsylinteri. Kaikkein vähiten kyse ei ole myöskään puristimen ylälevystä, josta on myös kuva ohessa. Nykystandardin (SFS-EN

12390-4) vaatimus on, että standardin ilmestymisen jälkeen valmistettujen puristimien ylälevyn yhteydessä olevan pallonivelen tulee olla lukittuva. Ennen puristuskoetta pallonivelen on tarkoitus myötäillä ylälevyn liikkeitä niin, että ylälevy pääsee asettumaan koekuution pintaa vasten tarkalleen ja sen jälkeen lukkiuduttava itse puristuskokeen ajaksi. Tähän tekniseen yksityiskohtaan en omasta mielestäni hyvistäkään yrityksistä huolimatta ole löytänyt, saati itse kehittänyt, ratkaisua. Tämän vuoksi mikäli uuden puristimen rakentamiseen päädytään, pitänee tuo pallonivel hankkia kokonaisuudessaan valmiina joltakin vastaavanlaisia koestuslaitteita valmistavalta yritykseltä.

Raportin liitteenä on piirustukset uuden runkorakenteen valmistukseen mukaillen vanhaa puristinmallia. Uuden rungon kapasiteetti riittää aina 3 MN:in saakka, jolla voidaan jo testata nykyisiä vielä harvinaisia suurilujuisia betonilaatuja isommalla 150 mm:n koekuutiolla. Sylinterin kuvia en ole piirtänyt siitä syystä, että se on parasta jättää sylinterivalmistajan tehtäväksi. Heillä on paras tieto-taito tämän kaltaisten erikoisratkaisujen suhteen. Riippuen sylinterin valmistajan lopputuotoksesta, voi rungonkin ylärunkolevyyn joutua tekemään muutoksia. Vetotankojen pituuden olen hahmotellut sen mukaan, että puristimella tulitisiin testaamaan ainoastaan kuutioita ja näin ollen vaapaan välin voinee minimoida ja saattaa paksut korotuslevyt tarpeettomiksi. Toki on otettava huomioon sekin, että johtuen pallonivelsysteemin koosta, voidaan joutua suunniteltua rakennetta kasvattamaan edelleen hieman sekä horisontaalisessa, että vertikaalisessa suunnassa. Olemassaolevista pallonivelsysteemeistä ei ole ollut projektini aikana mitään teknisiä tietoja saatavilla, eikä siksi ole juurikaan todellista tietoa asiasta paljonko se tulee tarvitsemaan tilaa. Siksi tuo uuden rungon suunnitelmaan on suhtauduttava erittäin väljästi.

Seuraavassa kuitenkin hieman laskelmia suunnitelmien tueksi.

Puristimen voima- ja sylinteritarkastelu.

C110 betonilujuuteen yltävä puristusvoima

$$\begin{aligned}
 F &= A \times \sigma_{max} \\
 &= (150 \text{ mm})^2 \times 110 \text{ N/mm}^2 \\
 &= 2,475 \times 10^6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Tarvittava sylinterin halkaisija d saadaan alan kaavalla

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

, josta ratkaisemalla saadaan ulos d

$$\begin{aligned}
 d &= \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \frac{F}{p}}{\pi}} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \times \frac{2,475 \times 10^6 \text{ N}}{59 \text{ N/mm}^2}}{\pi}} \\
 &= 231 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Sylinterin putkimateriaalia on saatavilla 250 mm sisähalkaisialla, joten valitaan se. Tuolla sylinterikoolla ja 590 barin paineella puristin yltää vastaamaan betonilujuutta C128, kokonaisvoiman ollessa noin 2,9 MN.

Vetotankojen mitoitus saadulla sylinterivoimalla, vetotankojen sijainnin tasajaolla suhteessa puristuskeskilinjaan, neljällä vetotangolla ja varmuuskertoimella 3.

Edellä saatua kaavaa mukailien

$$d = \sqrt{\frac{4 \frac{F_s/4}{R_e/3}}{\pi}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times \frac{2896155 \text{ N/4}}{355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} / 3}}{\pi}}$$

$$= 88,26 \text{ mm}$$

Imatran terästankoa on saatavilla lähimpänä mitalla $d = 90 \text{ mm}$, joten se sopii tarkoitukseen hyvin. Vetotankoihin sorvataan M90x6 kierteet molempiin päihin vastakkaisilla kätisyyksillä, jotta ne voidaan asentaa ylä- ja alarunkolevyihin, kaikki neljä tankoa samalla kerralla vuorollaan kutakin tankoa kiertäen. Lopuksi kun asetelma on saatu tarkistusmittauksilla säädettyä linjaan tangot sinetöidään paikoilleen levyn molemmin puolin hitsaamalla sekä ala-, että ylälevyyn. Ylärunkolevyyn työstetään 5 mm:n upotus sylinterin tarkkaa istutusta varten. Suunnitelmasta piirustukset liitteenä.

7 Päätelmät ja jatkokehitys

Projekti oli mielenkiintoinen ja opettava erityisesti siinä, että se paljasti heikkouksia liittyen itseeni ja ammattikorkeakouluun. Itsessäni olen havainnut haasteeksi kysyä neuvoa pulmallisessa tilanteessa ja siksi projekti saattaa aika-ajoin jäädä pyörimään paikoilleen.

Käyttöliittymän ja ohjelman teko osoittautui luultua vaikeammaksi, vaikka siitä kävimmekin koulussa lyhyen mutta sitäkin kiivastahtisemman opintojakson. Jotta National Instrumentsin ohjelmistolla pääsee käyttöliittymää ja siihen sisältyvää ohjelmistoa rakentamaan ja muokkaamaan, vaatii se melko paljon vielä lisäperehtymistä ja mieluiten vielä siihen liitettävien komponenttien kokoonpanon. Näin on mahdollista lähteä rakentamaan ohjelmistoa yrityksen ja erehdyksen kautta. Vaihtoehtoinen ratkaisu puristimen ohjaukseen on se, että puristimeen hankitaan, ohjelmoidaan ja asennetaan erillinen käyttöpaneeli, jossa on oma näyttö, tulot ja lähdöt ohjauksia varten ja esim. USB-liittin tietokoneen liittämiseksi ja datan siirtämiseksi tietokoneelle. Toinen vaihtoehto on hankkia valmis ohjelma National Instrumentsin sisältämään kokoonpanoon taholta, jolla on enemmän kokemusta ohjelmoinnista.

Projektin huonoksi puoleksi voisi ehkä katsoa myös sen, että laitteiston pienuudesta huolimatta aineistoa olisi saanut toiseenkin päättötyöhön. Ehkäpä useampaankin, riippuen miten pitkälle sen haluaisi viedä. Haasteista lähinnä tiedon hankinnassa kertoo esimerkiksi se, että eräältä maahantuojalta sain työn aikana tarjouksen audienssista heidän asiakkaansa luo heidän investoimansa koekuutiopuristimen luovutuspäiväksi. Kyseinen audienssiin suostunut yritys sijaitsee Oulussa.

Hyvänä puolena voisi pitää sitä, että se on pakottanut kaivamaan tietoa kirjoista, verkosta, patenttirekistereistä ja muista lähteistä. Nimenomaan sellaisen tiedon, jota ei koulussa ole opetettu. Käytännössä se tarkoittaa lähes kokonaan sähkö- ja automaatio suunnittelua ja osin hydraulikkaakin. Tuo osuus työstä on kuitenkin välttämätön.

Valitettavasti projekti jää vielä tässä vaiheessa vaille käytännön toteutusta, koska rahoitusjärjestelyt yrityksen muiden toimintojen ylläpitämiseksi ovat toistaiseksi menneet tämän opinnäyteprojektin edelle. Työtä on tarkoitus jatkaa tämän työn pohjalta heti kun aika ja taloudelliset seikat antavat siihen mahdollisuuden.

LÄHTEET

- Ahoranta, J. 2006. Sähköasennustekniikka. Helsinki: WSOY
- Mäkinen, M.J.J.; Kallio, R. ; Tantarimäki, R. 2009. Prosessiteollisuuden sähkö- ja automaatioasennukset. Keuruu: Otava.
- Valtanen, E. 2002. Tekniikan taulukkokirja. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy
- Kauranne, H.; Kajaste, J.; Vilenius, M.; 2008. Hydraulitekniikka. Helsinki: WSOY
- Keinänen, T.; Kärkkäinen, P. 2005. Automaatiojärjestelmien hydraulikka ja pneumatiikka. Helsinki: WSOY
- Inkinen, P.; Tuohi, J. 2002. Momentti 1 Insinöörifysiikka. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy
- Inkinen, P.; Manninen, R.; Tuohi, J. 2003. Momentti 2 Insinöörifysiikka. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy
- Suomen Sähkö- ja teleurakoitsijaliitto ry. 2004. Sähköasennustekniikka. Helsinki: Painokurki Oy.
- Suomen Standardisoimisliitto SFS ry. 2005. SFS Käsikirja 144. Helsinki: SFS.
- Suomen Sähkö- ja teleurakoitsijaliitto. 2002. Sähköpiirustuskirja. Espoo: Tammer-Paino Oy, Tampere.
- Pere, A. 1998. Sähköpiirustus. Espoo: Kirpe Oy
- Fonselius, J.; Rinkinen, J.; Vilenius, M. 2006. Servotekniikka. Tampere: Tampereen Yliopistopaino Oy – Juventes Print.
- Keinänen, T.; Kärkkäinen, P.; Lähetkangas, M.; Sumujärvi, M. 2007. Automaatiojärjestelmien logiikat ja ohjaustekniikat. Helsinki: WSOY Oppimateriaalit Oy.
- Ruppa, E.; Perkiö, T. 1996. Sähkötekniinen dokumentointi. Helsinki: Hakapaino Oy.
- Fonselius, J.; Rinkinen, J.; Vilenius, M. 1995. Hydraulikka II, Koneautomaatio. Helsinki: Painatuskeskus Oy.
- Ahoranta, J. 2000. Sähkötekniikka. Porvoo: WS Bookwell Oy.
- Kippo, A.K.; Tikka, A. 2008. Automaatiotekniikan perusteet. Helsinki: Edita Prima Oy.
- SFS-EN 12390-4. Rakennustuoteteollisuus RTT ry.
- SFS-EN 12390-3. Rakennustuoteteollisuus RTT ry. 2. painos. ICS 91.100.30.
- <http://www.sahkonumerot.fi/>
- <http://www.abb.fi/ProductGuide/>
- <http://www.dynexhydraulics.com/index.htm>
- <http://www.minibooster.com/>
- <http://www.ele.com/usa/>
- <http://www.3r-labo.com/en/testing-machines>