



Akkukäyttöisen hydraulikkakoneen testauslaitteisto

Alexi Rantanen

OPINNÄYTETYÖ
Joulukuu 2023

Autotekniikan tutkinto-ohjelma
Älykkäät koneet

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Autotekniikan tutkinto-ohjelma
Älykkäät koneet

RANTANEN, ALEKSI:
Akkukäyttöisen hydraulikkakoneikon testauslaitteisto

Opinnäytetyö 64 sivua, joista liitteitä 18 sivua
Joulukuu 2023

Kestävän kehityksen ja sähköistymisen siirtyessä entistä vahvemmin myös työ-konepuolelle, vaaditaan yrityksiltä tuotekehitystä sähköistettyihin tuotteisiin siirtymiseksi kilpailukyvyn varmistamiseksi myös tulevaisuudessa. Työn toimeksiantajana toimii Bronto Skylift Oy Ab. Toimeksiantajalla on akkukäyttöinen hydraulikkakoneikko tuotekehitysvaiheessa, jonka testaaminen valmiissa nostolavassa on todettu taloudellisesti kannattamattomaksi.

Tämän opinnäytetyön tavoitteena oli aloittaa akkukäyttöisen hydraulikkakoneikon testaukseen sopivan testauslaitteiston suunnittelu. Testauslaitteistolla on tarkoitus kuormittaa koneikon hydraulikkapumppua, jotta koneikon ominaisuuksia, kuten energiatehokkuutta ja melutasoa voitaisiin tutkia. Testauslaitteiston tulisi olla teknisiltä ominaisuuksiltaan sellainen, että sillä voidaan luoda nostolavallaitetta vastaavia kuormitustilanteita mahdollisimman realistisesti ja keskenään vertailukelpoisesti. Suunnittelun määrääviä parametreja olivat toimeksiantajan tietyt nostolavallaitteen tekniset tiedot, johon koneikko on suunniteltu.

Teoriaosuuksissa käsitellään testauslaitteiston mitoituksen teoriaa, eri hydraulipumpputyyppejä ja erilaisia hydraulikkatestauslaitteistoja. Mitoitusosuudessa arvioidaan järjestelmän lämpöenergian tuotto ja mitoitetaan jäähdytystarve sekä putkistohalkaisijat. Suunnitteluosuudessa esitellään laadittu hydraulikkakaavio ja tehdään pääkomponenttien alustavat valinnat.

Työn lopputuloksena saatiin pääparametrien laskennat, jäähdytystarpeen mitoitukset, hydraulikkakaavio ja alustavat komponenttivalinnat. Työn lopputulosten perusteella voidaan päätellä, että itse toteutettu testauslaitteisto on todennäköisesti yritykselle taloudellisesti kannattavampi vaihtoehto kuin markkinoilla saatavilla olevat kaupalliset laitteet. Työtä eteenpäin jatkaessa seuraavat työvaiheet olisivat järjestelmän simulointi, kustannusarvion laatiminen ja mekaanisen suunnittelun vaiheen aloittaminen. Luottamuksellinen aineisto on opinnäytetyön liitteinä, jotka ovat poistettu julkisesta raportista yrityssalaisuuden suojelemiseksi.

Asiasanat: hydraulikka, lämpö, testaus, hydraulipumppu

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Vehicle Engineering
Intelligent machines

RANTANEN, ALEKSI:
Test Rig for Battery-Operated Hydraulic System

Bachelor's thesis 64 pages, appendices 18 pages
December 2023

As sustainable development and electrification is growing part of the machine industry, companies are forced to advance their product development towards electric products to maintain their competitiveness. The client for this thesis is Bronto Skylift Oy Ab. Client has their own battery powered hydraulic system in development process, but it has been prohibitively expensive to conduct tests when the system is installed on complete aerial platform unit.

The goal of this thesis was to start designing suitable test rig for testing the battery powered hydraulic system. Test rig should be able to apply load to the pump for examining hydraulic systems properties like noise level and energy consumption. The test rig should simulate working scenarios of aerial platforms, while measurement results remain as comparable as possible. The design parameters were determined based on the working parameters of the aerial platforms for which the hydraulic system was built.

System dimensioning, available hydraulic pump types and different hydraulic test rigs are introduced at theory phases of the work. Dimensioning phase introduces the generation of thermal energy, cooling requirements and piping dimensioning. The hydraulic diagram and preliminary component choices are introduced in the design phase of the work.

As final results, main parameter calculations, cooling requirements, hydraulic diagram and preliminary component choices were obtained. Based on the results of this work, a self-designed and manufactured test rig is likely to be more cost-effective than purchasing a ready unit from the market. This conclusion is drawn from results the work. Continuing the work requires simulation, budgeting estimations and starting of mechanical design phase. Confidential material is attached as appendices that are removed from the public version of the report to protect business secrets.

Keywords: hydraulics, heat, testing, hydraulic pump

SISÄLLYS

1	JOHDANTO	6
2	TEORIA	8
	2.1 Massavirta ja tilavuusvirta	8
	2.2 Paine ja teho	9
	2.3 Lämmön johtuminen ja lämpövästus	10
	2.4 Lämmön konvektoituminen	11
	2.5 Lämmön siirtyminen kappaleen läpi	12
	2.6 Lämpötila, energia ja ominaislämpökapasiteetti	13
	2.7 Hydraulipumppu	14
	2.7.1 Hammaspyöräpumput	16
	2.7.2 Lamellipumput	17
	2.7.3 Mäntäpumput	18
	2.8 Putkiston sisähalkaisija	20
	2.9 Säiliö	22
3	HYDRAULIIKKATESTAUSLAITTEISTO	23
	3.1 Hydrauliikkatestauslaitteistoista yleisesti	23
	3.2 Hydraulipumppujen testauslaitteisto	24
4	MITOITTAMINEN	26
	4.1 Tilavuusvirta, paine ja teho	27
	4.2 Jäähdytystehon tarve	27
	4.2.1 Lämmönläpäisyluku	28
	4.2.2 Säiliön poistama lämpöteho	29
	4.2.3 Jäähdytyksen mitoitus	31
	4.3 Hydrauliputkiston mitoitus	33
5	SUUNNITTELU	35
	5.1 Hydrauliikkakaavio	35
	5.2 Hydraulikomponentit	38
	5.3 Ohjainlaite ja anturointi	39
6	JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA	41
	6.1 Työn lopputulos	41
	6.2 Jatkokehitys	42
	6.3 Pohdinta	43
	LÄHTEET	45
	LIITTEET	47
	Liite 1. Sähkömoottorin tekniset tiedot	47
	Liite 2. Hydraulipumpun tekniset tiedot	48

Liite 3. Hydraulinesteen datalehti	49
Liite 4. Hydraulinestesäiliö ja paluusuodatin, tekniset tiedot	52
Liite 5. Jäähdyttimen datalehti, valitun jäähdyttäjän sivu.....	53
Liite 6. Paineenrajoitusventtiilin datalehti	54
Liite 7. Paineensäätöventtiilin tekniset tiedot	55
Liite 8. Vastusventtiilin tekniset tiedot	56
Liite 9. Ohjainlaite	57
Liite 10. Absoluuttisen paineanturin datalehti.....	58
Liite 11. Suhteellisen paineanturin tekniset tiedot	61
Liite 12. Lämpöanturin tekniset tiedot	62
Liite 13. Virtausnopeusanturin datalehti	63

1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön tavoitteena on mitoittaa ja suunnitella hydraulikkatestauslaitteisto akkukäyttöisen hydraulikkakoneikon testaustarpeisiin. Opinnäytetyö tehdään toimeksiantajalle Bronto Skylift Oy Ab. Toimeksiantaja on kansainvälinen yritys, jolla on toimipisteitä ympäri maailman ja jonka päätoimipaikka on Suomessa, Tampereella.

Yrityksen toimialana on nosto- ja siirtolaitteiden valmistus. Toimialalla keskittyy valmistamaan ja huoltamaan kuorma-auton alustan päälle asennettavia henkilönostolavalaitteita. Laitteita valmistetaan muun muassa pelastuslaitoksille, rakennusalan yrityksille ja nostolavoja vuokraaville yrityksille. Laitteita valmistetaan pääasiassa asiakaskohtaisten tarpeiden mukaan, joista jokainen sisältää vaihtelevan määrän muutoksia ja varusteoptioita.

Valmistettavat laitteet jaetaan kahteen ryhmään, palolaitteet ja urakkalaitteet. Palolaitteet ovat nimensä mukaisesti pelastuslaitoksille suunnattuja laitteita, joiden varusteluettelosta löytyy esimerkiksi vesitykkeitä, vaahtotykkeitä, pelastustikkaita ja kaapistot pelastusvälineitä varten. Urakkalaitteet taas ovat yrityksille suunnattu tuoteryhmä, jossa merkittävimpänä erikoisvaihtoehtona on suojaeristetyt laitteet, joiden työkorin ja nostolavan rungon välillä ei ole sähköä johtavaa yhteyttä. Tätä erikoisvaihtoehtoa käytetään sähköverkkojen huolto- ja asennustehtävissä.

Seuratessamme nykytrendejä huomataan, että henkilöliikenteen lisäksi myös työkonepuolella on vahva paine siirtyä kohti sähköistettyjä voimalinjoja. Tästä syystä yritykselle on oman kilpailukyvyn varmistamiseksi myös tulevaisuudessa, edistettävä markkinoille soveltuvan sähkökäyttöisen koneikon kehittämistä ja testaamista mahdollisimman lyhyellä aikataululla. Markkinakelpoinen koneikko tulisi saada kehitettyä ennen, kuin ensimmäistä nostolavaa aletaan suunnittelemaan sähkökuorma-auton alustan päälle sähköiseen voimanulosottoon kytkettäväksi.

Testauslaitteisto olisi tarpeellinen esimerkiksi koneikon akuston suorituskyvyn, energiankulutuksen ja melutason mittaamiseen, jotta tarvittavat kehityskohteet

saataisiin määriteltyä. Testauksia voi suorittaa myös nostolavassa paikallaan, mutta valmiin nostolavan käyttäminen tähän käyttöön on paitsi kallista, myös epäkäytännöllistä nostolavan käyttämisen vaatiessa soveltuvan testikentän käyttöönsä.

Opinnäytetyön tarkoituksena on mitoittaa testauslaitteisto ja valita tarvittavat komponentit. Testauslaitteistolla tulee voida käyttää koneikkoa simuloiden erilaisia nostolavan kuormitusilanteita niin, että koneikko on irrallaan nostolavasta. Testauslaitteiston tehon- ja paineenkeston tulee vastata vähintään nostolavan vastaavia parametrejä. Työssä on myös tarkoitus pohtia, kannattaako testauslaitteiston valmistaminen itse markkinoilla saatavilla oleviin laitteisiin verrattuna. Työn lopputuloksena saatavien laskelmien ja komponenttilistauksen perusteella olisi tarkoitus aloittaa testauslaitteiston simulointi ja mekaaninen suunnittelu.

Toissijaisena, mutta tärkeänä tavoitteena on henkilökohtaisen osaamisen kehittäminen hydraulikkajärjestelmien suunnittelun parissa monipuolisen ammatillisen osaamisen vahvistamiseksi. Testauslaitteistoa ei ole kuitenkaan tarkoitus opinnäytetyön työmäärän puitteissa suunnitella valmiiksi ja valmistaa.

Työssä käsitellään ensimmäisenä testauslaitteiston mitoittamiseen liittyvää teoriaa, esitellään lyhyesti olemassa olevia hydraulikkatestauslaitteistoja ja käydään läpi testauslaitteiston mitoittaminen ja komponenttivalinnat. Viimeisenä arvioidaan työn lopputulosta ja kelpollisuutta seuraavaan vaiheeseen. Opinnäytetyön kielipillisuuden tarkastamisessa ja viimeistelyssä käytetään ChatGPT -tekoälyä.

2 TEORIA

Hydrauliikkatestauslaitteiston tarkoitus on muuttaa kaikki järjestelmään syötetty energia lämmöksi, kun tavanomaisesti mahdollisimman suuri osa energiasta pyritään muuttamaan mekaaniseksi liike-energiaksi. Lisäksi testauslaitteistolla voidaan kuormittaa testattavaa laitetta tai komponenttia poikkeavalla tavalla, yleensä suuremmalla teholla ja pidempiä aikoja kuin tavanomaisessa käyttökohteessaan.

Tavanomaista huomattavasti suurempi lämpöenergian tuotto on huomioitava merkittävänä tekijänä järjestelmää suunnitellessa. Järjestelmää suunnitellessa pitää miettiä, kuinka järjestelmään syötetty energia muutetaan lämpöenergiaksi, jotta komponentit eivät ylikuormitu. Järjestelmän lämpötilojen on pysyttävä nostolavalaitteen normaalilla käyttölämpötila-alueella työturvallisuuden sekä komponenttien ja hydraulinesteen ominaisuuksien vuoksi. Tässä luvussa esitellään järjestelmän mitoituksessa ja ymmärryksessä tarvittavaa teoriaa.

2.1 Massavirta ja tilavuusvirta

Massavirta kuvaa nesteen tai kaasun massayksikön virtausta aikayksikköä kohden. Massavirta on järjestelmän sisällä vakio, eli paineesta riippumaton. Massavirta lasketaan kaavalla 1 (Mäkelä ym. 2019, 99.)

$$q_m = \rho \cdot A \cdot v, \quad (1)$$

jossa q_m on virtaavan aineen massavirta (kg/s), ρ virtaavan aineen tiheys (kg/m³), A virtauksen poikkipinta-ala (m²) ja v nesteen virtausnopeus (m/s). Tilavuusvirralla taas kuvataan nesteen tai kaasun virtausnopeutta tietyssä poikkipinta-alla, eli virtaavaa tilavuusyksikköä aikayksikköä kohden. Tilavuusvirta ei ole kaikissa järjestelmän osissa vakio, vaan muuttuu virtaavan aineen tiheyden muuttuessa. Tilavuusvirtaa kuvataan kaavalla 2 (Mäkelä ym. 2019, 99.)

$$q_v = A \cdot v, \quad (2)$$

jossa q_v on virtaavan aineen tilavuusvirta (m^3/s), A virtauksen poikkipinta-ala (m^2) ja v virtaavan aineen virtausnopeus (m/s). Edellä mainituista kaavoista havaitaan, että virtaavan aineen tiheys on suoraan massavirran suhde tilavuusvirtaan. (Mäkelä ym. 2019, 99.)

Hydraulipumpun tuottama tilavuusvirta riippuu pumpun kierrostilavuudesta, kierrosnopeudesta ja volumetrisesta hyötysuhteesta. Hydraulinesteen kokoonpuristuminen on todella vähäistä, joten pumpun tuottaman paineen vaikutusta tilavuusvirtaan ei huomioida. Kierrostilavuus tarkoittaa pumpun yhden kierroksen aikana teoriassa siirtämää nestemäärää. Pumpun tuottama tilavuusvirta lasketaan kaavalla 3 (Drexler ym. 1989, 39)

$$q_v = V \cdot n \cdot \eta_{vol}, \quad (3)$$

jossa q_v on pumpun tuottama tilavuusvirta (m^3/s), V pumpun kierrostilavuus ($\text{m}^3/1$), n pumpun kierrosnopeus ($1/\text{s}$) ja η_{vol} pumpun volumetrinen hyötysuhde (Drexler ym. 1989, 39).

2.2 Paine ja teho

Paine kuvaa nesteen tai kaasun aiheuttaman voiman suhdetta pinta-alayksikköön. Esimerkiksi suljetussa sylinterissä olevaa mäntää painetaan tietyllä voimalla, syntyy männän taakse paine kaavalla 4 (Mäkelä ym. 2019, 99)

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

jossa p kuvaa männän taakse syntyvää painetta (Pa), F mäntää painavaa voimaa (N) ja A männän poikkipinta-alaa (m^2) (Mäkelä ym. 2019, 99).

Painetta voidaan käsitellä kahdella tavalla, suhteellisena paineena tai absoluuttisena paineena. Yleisempi tapa mitata ja esittää paine on suhteellisena paineena. Tällöin mitattua painetta verrataan ympäröivään ilmanpaineeseen. Kun mitatun

paineen ollessa on suurempi kuin ilmanpaine puhutaan ylipaineesta, kun taas mitatun paineen ollessa ilmanpainetta pienempi puhutaan alipaineesta. (WIKA n.d..)

Mitattaessa painetta absoluuttisena paineena, vertailupaine on nolla. Tämä paine vallitsee avaruudessa, jossa ei ole minkäänlaista kaasukehää. Absoluuttinen paine on aina suurempi kuin vertailupaineensa. Absoluuttinen paine on helpompi tapa saada vertailukelpoisia mittaustuloksia, koska suhteellista painetta mitattaessa vertailukohtana oleva ilmanpaine vaihtelee säätilan ja maantieteellisen korkeuden funktiona. (WIKA n.d..)

Paineistettuja neste- ja kaasujärjestelmiä käytetään yleisesti siirtämään tehoa. Siirrettävän tehon määrään vaikuttaa siirrettävän aineen paine ja tilavuusvirta sekä häviöt. Hydraulipumpun tarvittava ottoteho lasketaan kaavalla 5 (Drexler ym. 1989, 25, 40)

$$P = \frac{\Delta p \cdot q_v}{\eta_{mek} \cdot \eta_{vol}}, \quad (5)$$

jossa P on hydraulipumpun akseliteho (W), Δp paine-ero pumpun imu- ja paine-liitäntöjen välillä (Pa), q_v tuotettu tilavuusvirta (m^3/s), η_{mek} pumpun hydromekaaninen hyötysuhde ja η_{vol} pumpun volumetrinen hyötysuhde (Drexler ym. 1989, 25, 40). Tästä havaitaan, että pumpulle syötetty akseliteho muuttuu pumpulla hydraulitehoksi, eli paineeksi ja tilavuusvirraksi.

2.3 Lämmön johtuminen ja lämpövastus

Lämmön johtumisesta puhutaan silloin, kun lämpöenergia virtaa ainetta pitkin. Tällöin puhutaan kappaleen läpi virtaavasta lämpövirrasta. Lämpövirta syntyy aina kun kappaleessa on lämpötilaeroja, jolloin lämpövirran kulkusuunta on korkeammasta lämpötilasta matalampaan (Lampinen 2006, 22). Lämpövirtaa, joka tapahtuu johtumalla, kuvataan Fourierin mallin mukaan kaavalla 6 (Lampinen 2006, 22)

$$q = -\lambda \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x}, \quad (6)$$

jossa q kuvastaa lämpövirtaa (W/m^2), λ materiaalin lämmönjohtavuutta (W/mK), ΔT vaikuttavaa lämpötilaeroa (K tai $^\circ\text{C}$) ja Δx kappaleen paksuutta lämpövirran kulkusuunnassa (m) (Lampinen 2006, 22).

Materiaalissa tapahtuvaa lämpövirtaa vastustavaa ominaisuutta kutsutaan lämmönvastukseksi. Lämmönvastus lasketaan kaavalla 7 (Mäkelä ym. 2019, 111)

$$R = \frac{d}{\lambda}, \quad (7)$$

jossa R kuvastaa ainekerroksen lämmönvastusta ($\text{m}^2\text{K}/\text{W}$), d ainekerroksen vahvuutta (m) ja λ materiaalin lämmönjohtavuutta (W/mK) (Mäkelä ym. 2019, 111).

Laskennassa käytetään myös lämmönsiirtokerrointa, joka on lämmönvastuksen käänteisluku. Lämmönsiirtokerroin lasketaan kaavalla 8 (Mäkelä ym. 2019, 111)

$$h = \frac{\lambda}{d}, \quad (8)$$

jossa h kuvastaa ainekerroksen lämmönsiirtokerrointa ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$), λ materiaalin lämmönjohtavuutta (W/mK) ja d ainekerroksen vahvuutta (m) (Mäkelä ym. 2019, 111).

2.4 Lämmön konvektoituminen

Konvektio tarkoittaa lämpöenergiansiirtoa, joka tapahtuu pinnan ja siihen kosketuksissa olevan nesteen tai kaasun välillä lämpötilaeron aiheuttaman rajakerrosvirtauksen avulla. Konvektion aiheuttama lämpövirta kuvataan kaavalla 9 (Lampinen 2006, 23.)

$$q = \alpha(T_p - T_y), \quad (9)$$

jossa q kuvastaa lämpövirtaa (W/m^2), α konvektiivista lämmönsiirtokerrointa (W/m^2K) ja T_p pinnan sekä T_y ympäröivän nesteen tai kaasun lämpötilat (K tai °C). Lämmönsiirtokerroin α lukuarvo riippuu pinnasta ja pinnan kanssa kosketuksessa olevasta aineesta sekä sen virtauksesta. Eri tilanteille on olemassa haarakka-arvoja lämmönsiirtokerroimille, mutta tarkempaa laskentaa varten on kehitetty erilaisia laskentamalleja, joita ei tässä opinnäytetyössä käydä läpi. (Lampinen 2006, 23.)

2.5 Lämmön siirtyminen kappaleen läpi

Kappaleen läpi virtaavan lämpöenergian määrä lasketaan hyödyntäen materiaaliominaisuuksia ja edellä esiteltyjä johtumista ja konvektiota. Lämmön siirtymiskykyä rakenteen läpi kuvataan kokonaislämmönläpäisyluvulla, joka on käytännössä sama asia kuin lämmönsiirtokerroin. (Lampinen 2006, 23.) Soveltamalla Lampisen (2006, 23) kokonaislämmönläpäisyluvun kaavaa, yksikerroksiselle nestesäiliölle kokonaislämmönläpäisy-luku lasketaan kaavalla 10

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{h} + \frac{1}{\alpha_u}}, \quad (10)$$

jossa k on kokonaislämmönläpäisy-luku (W/m^2K), h materiaalin lämmönsiirtokerroin (W/m^2K) ja α_s sisäpinnan sekä α_u ulkopinnan konvektiiviset lämmönsiirtokerroimet (W/m^2K). (Lampinen 2006, 23.)

Laskettaessa hydraulinesäiliön läpi virtaavaa lämpötehoa tarvitaan säiliön hydraulinesteen kanssa kosketuksissa oleva pinta-ala. Helpoin arvio saadaan olettamalla nesteen olevan säiliössä tasan kuution muodossa, jolloin pinta-alasta tulee mahdollisimman pieni. Tällöin säiliön pinta ala lasketaan kaavalla 11

$$A = \sqrt[3]{V^2} \cdot 5, \quad (11)$$

jossa A on säiliön nesteen kanssa kosketuksissa oleva pinta-ala (m^2) ja V säiliön nestetilavuus (m^3). Kaavassa lasketaan tilavuudesta kuutiojuurella kuution sivun

mitta, jonka jälkeen korottamalla se toiseen potenssiin ja kertomalla viidellä saadaan viiden kyljen pinta-ala. Säiliön kansi ei ole kosketuksissa nesteen kanssa, jonka vuoksi se jätetään pois laskennasta.

Komponenttien läpi virtaavan lämpötehon laskentaan tarvitaan edellä määritettyä kokonaislämmönläpäisyylukua komponenttikohtaisesti. Kunkin laskettavan komponentin luovuttama lämpöteho lasketaan kaavalla 12 (Lampinen 2006, 23)

$$\phi = k \cdot A \cdot (T_s - T_u), \quad (12)$$

jossa ϕ on rakenteen läpi siirtyvä lämpöteho (W), k kokonaislämmönläpäisyyluku (W/m^2K), A rakenteen pinta-ala ja T_s sisäpinnan sekä T_u ulkopinnan lämpötilat (K tai °C) (Lampinen 2006, 23).

2.6 Lämpötila, energia ja ominaislämpökapasiteetti

Kun järjestelmään tuodaan tehoa, muuttuu se energiaksi ajan funktiona. Järjestelmään syötetty energia lasketaan kaavalla 13 (Mäkelä ym. 2019, 92)

$$W = P \cdot t, \quad (13)$$

jossa W on energia (J), P järjestelmään syötetty teho (W) ja t aika (s) (Mäkelä ym. 2019, 92).

Ominaislämpökapasiteetti kuvaa aineen lämpötilannousun suhdetta aineeseen tuodun lämpöenergian määrään. Ominaislämpökapasiteetti on kokeellisesti määritetty aineominaisuus, joka selvitetään tuomalla aineeseen tietty määrä lämpöenergiaa ja mittaamalla lämpötilannousu. (Lampinen 2006, 43.)

Ominaislämpökapasiteetin arvolla voidaan esimerkiksi laskea aineen kykyä sitoa itseensä lämpöenergiaa, esimerkiksi mitoittaessa hydraulijärjestelmän jäähdytystarvetta. Hydraulikkajärjestelmää mitoittaessa hydraulinesteen kyky sitoa energiaa lasketaan kaavalla 14 (Mäkelä ym. 2019, 107)

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T, \quad (14)$$

josta saadaan johdettua tuodun energiamäärän aiheuttaman lämpötilannousun kaava 15

$$\Delta T = \frac{Q}{m \cdot c}. \quad (15)$$

Kaavoissa Q kuvaa sidottua lämpöenergiaa (J), m aineen massaa (kg), c aineen ominaislämpökapasiteettia (J/kgK) ja ΔT aineen määritettyä lämpötilan muutosta (K tai °C) (Mäkelä ym. 2019, 107).

2.7 Hydraulipumppu

Hydraulipumppuja on useita eri tyyppisiä erilaisiin käyttökohteisiin. Yleisimmät pumpputyypit voidaan jakaa karkeasti kolmeen ryhmään: hammaspyöräpumput, lamellipumput ja mäntäpumput. Jokaisessa pumpputyypissä on omat hyvät ja huonot puolensa ja siitä syystä pumpun valinta järjestelmään ei välttämättä ole niin yksiselitteistä.

Pumppuvalintaa tehtäessä ensimmäisenä määritetään avaintekijät, joiden perusteella pumpputyypin valitaan. Yleisiä avaintekijöitä ovat käyttöpainealue, nopeusalue, kierrosluvu, käyttöikä, käytettävä neste, hyötysuhde, painevaihteluiden kesto, luotettavuus, melutaso, tarve muuttuvalle kierrosluvulle ja huollettavuus. (Drexler ym. 1989, 36–37.) Näiden lisäksi varsinkin sarjatuotantoon suunniteltavissa tuotteissa kustannustehokkuus vaikuttaa pumppuvalintaan. Pumpputyypin valinnan tueksi on tehty erilaisia esimerkin kaltaisia vertailutaulukoita (Kuva 1).

Type of pump			Rexroth designation	Nominal size i.e. delivery in cm ³	$p_{max} > p_{rated}$ in bar	Speed range according to size in rev/min	Pulsation characteristics	Noise level	Efficiency $\eta_{t max}$	
Constant displacement pumps	Gear-type pumps	external teeth	G2	3 to 100	250	500 to 5000	Yellow	Yellow	85 bis 90	
			G3		250					
	G4		250							
	Vane-type pumps	internal teeth	GM	25 to 50	210	900 to 1800	Red	Red	90	
			V2	10 to 36	175	900 to 3000	Green	Green	86	
	Radial piston pumps		R4	0,4 to 20	700	1000 to 3400	Yellow	Green	90	
Axial piston pumps (bent axis type)		A2FO	10 to 250	450	1500 to 3150	Blue	Blue	92		
	A2F	200 to 1000	400	950 to 1800	92					
	KFA2FO	45 and 63	350	2000 to 2240	92					
Variable displacement pumps	Vane-type pumps	V3	12 to 63	100	1000 to 1800	Green	Green	85		
		V4	20 to 125	160	750 to 2000				85	
		V5	8 to 63	70	900 to 1800				85	
	Axial piston pumps	Swash plate type	A4V	28 to 250	450	500 to 4250 *	Blue	Green	91	
			A4VSO	28 to 250	450	500 to 4250 *				91
			A4VSG	28 to 250	450	500 to 4250 *				91
			A10VO	28 to 100	315	1000 to 3000				91
			A10VSO	28 to 100	315	1000 to 3000				91
		Bent axis type	A2V	250 to 1000	400	500 to 2500 *	Blue	Blue	92	
			A7VO	20 to 1000	400	500 to 4100				92
A7V	20 to 1000	400	500 to 4100	92						
A8VO	28 to 107	400	500 to 3150	92						

good
 better
 very good
 excellent

* Closed circuit

KUVA 1. Hydraulipumpputyypien vertailutaulukko (Drexler ym. 1989, 36).

Pumpun kierrostilavuus voi olla kiinteä tai muuttuva (Kuva 1). Kiinteällä kierrostilavuudella varustetun pumpun etuina ovat edullisempi hinta ja tasainen tilavuusvirranto ja haittana suuret tehohäviöt, kun järjestelmää ei kuormiteta pumpun tuottaman tilavuusvirran mukaisesti, vaan osa tilavuusvirrasta joudutaan ohjaamaan paluupuolelle takaisin säiliöön (Drexler ym. 1989, 29). Tehohäviöitä on mahdollista pienentää esimerkiksi kuormantuntevalla venttiiliratkaisulla (Drexler ym. 1989, 34).

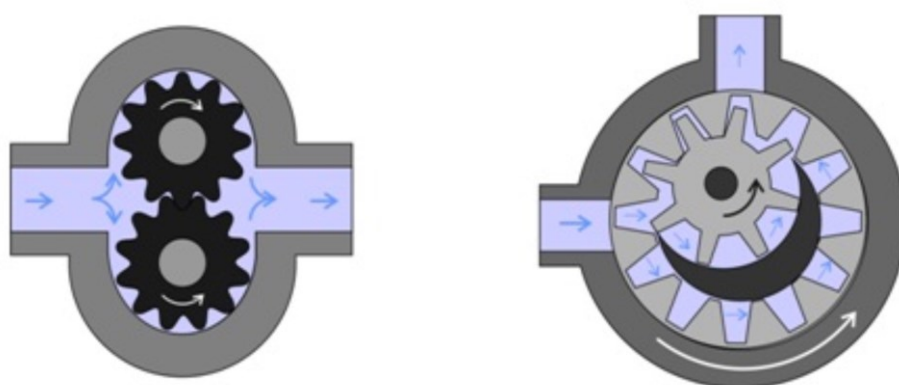
Muuttuvalla kierrostilavuudella varustetun pumpun edut ja haitat ovat käytännössä päinvastaiset. Etuna tarpeen mukaan säädettävä tilavuusvirranto, jolla järjestelmän hyötysuhdetta saadaan parannettua ja haittana korkeampi hinta (Drexler ym. 1989, 29). Lisäksi muuttuvalla kierrostilavuudella varustettu pumppu vaatii monimutkaisemman ohjausjärjestelmän, joka lisää suunnittelu- ja valmistuskustannuksia.

2.7.1 Hammaspyöräpumput

Hammaspyöräpumput ovat yleisesti käytettyjä kohteissa, joissa kustannustehokkuus ja pieni koko ovat tärkeitä valintaperusteita. Hammaspyöräpumppuja on pääasiassa kahdenlaisia, ulkoryntöisiä ja sisäryntöisiä. Hammaspyöräpumppuja ei saa muuttuvalla kierrostilavuudella. (Drexler ym. 1989, 36; Direct Industry n.d.; Bosch Rexroth UK 2022.)

Ulkoryntöisessä hammaspumppussa hammaspyörät ovat vierekkäin hammasketoksella toisiinsa. Pumpun toimintaa havainnoitu kuvassa 2 vasemmassa laidassa. Toisen hammaspyörän pyörimisliike pyörittää myös toista hammaspyörää, jolloin nestettä kuljetetaan hammaspyörien hammasuran ja kotelon välissä. Kun neste kulkee pumpun painepuolelle, se ei enää pääse takaisin hammaspyörien välistä, jolloin nestepaineen nousu pakottaa nesteen virtaamaan pumpusta ulos. Pumpun imupuolella taas nesteen poiskuljettamine laskee nestepainetta aiheuttaen nestevirtauksen pumppuun päin. (Direct Industry n.d.; Bosch Rexroth UK 2022.)

Sisäryntöinen hammaspyöräpumppu toimii muutoin samalla tavalla, paitsi hammaspyörät ovat sisäkkäin. Tässä nestevirtaus kulkee hammasurien ja kotelon, sekä sisällä olevan väliosan välissä, jolloin samaan tapaan muodostuu painepuolelle paine ja ulosvirtaus, sekä imupuolelle matalampi paine ja virtaus sisään pumppuun (Kuva 2). (Direct Industry n.d.; Bosch Rexroth UK 2022.)



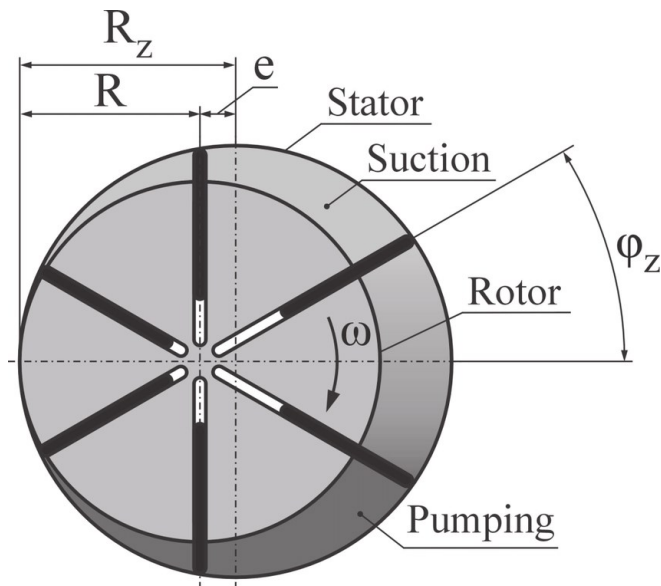
KUVA 2. Hammaspyöräpumppujen havainnekuva (Eurobalt n.d.).

Ulkoryntöisen hammaspyöräpumpun etuina ovat edullinen hinta ja korkea pyörimisnopeus. Haittoina korkea melutaso ja matala volymetrinen hyötysuhde. Sisäryntöisen hammaspyöräpumpun etuina ovat matala melutaso ja tasainen virtauksentuotto. Haittoina matala kierrosnopeus, matala tilavuusvirrantuotto ja ulkoryntöistä pumppua korkeampi hinta. (Drexler ym. 1989, 36; Direct Industry n.d.; Bosch Rexroth UK 2022.)

2.7.2 Lamellipumput

Lamellipumppuja käytetään kohteissa, joissa pumpun tulee toimia mahdollisimman toistotarkasti ja hiljaisesti. Lamellipumpun toistotarkkuus perustuu korkeaan volumetriseen hyötysuhteeseen ja sen erilaiseen rakenteeseen, joka takaa tasaisen tilavuusvirrantuoton. Lamellipumppuja saa kiinteällä sekä muuttuvalla kierrostilavuudella. (Drexler ym. 1989, 36; Direct Industry n.d.; Bosch Rexroth UK 2022.)

Lamellipumppu toimii samankaltaisesti kuin hammaspyöräpumppu. Lamellipumpun toimintaa havainnollistettu kuvassa 3. Pumpun käyttöakseli on asennettu epäkeskeisesti pumpun koteloon nähden ja siinä on urat pumpun lamelleja varten. Uriin asennetut lamellit pysyvät kiinni kotelon seinämässä jousivoiman avulla kaikissa tilanteissa. Akselin pyöriessä lamellien, kotelon ja akselin välille muodostuu tiiviit onkalot, joissa neste pakotetaan liikkumaan. Epäkeskeisyyden johdosta onkalon tilavuus muuttuu eri vaiheissa pumpun akselin pyöriessä. Imupuolella (Kuva 3, Suction) onkalon tilavuus kasvaa luoden matalamman painealueen ja nestevirtauksen pumppuun päin. Painepuolella (Kuva 3, Pumping) päinvastoin onkalon tilavuus pienenee ja paineen nousu pakottaa nestevirtauksen pumpusta ulos. (Bosch Rexroth UK 2022.)



KUVA 3. Lamellipumpun havainnekuva (Klarecki ym. 2015).

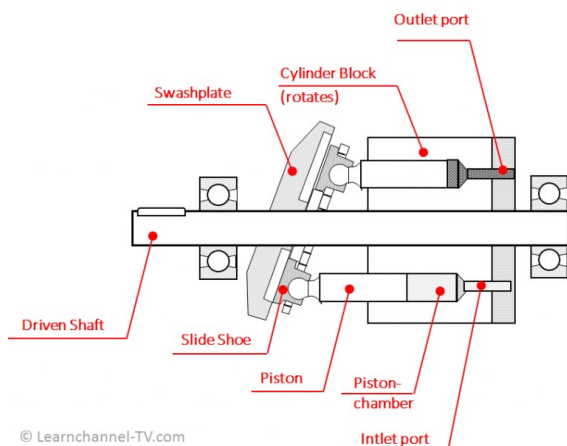
Lamellipumpun etuina ovat hiljaisuus ja tarkkuus. Haittoina ovat hammaspyöräpumppuja korkeampi hinta, helposti särkyvä rakenne, matala paineentuotto ja matala kierrosnopeus. Lamellipumppu onkin pääasiassa soveltuva vain erityisiin käyttötarkoituksiin tärkeimmän ominaisuuden ollessa korkea toistotarkkuus, muiden ominaisuuksien jäädessä suhteellisen huonoiksi. (Drexler ym. 1989, 36; Direct Industry n.d.; Bosch Rexroth UK 2022.)

2.7.3 Mäntäpumput

Mäntäpumppuja käytetään kohteissa, joissa vaaditaan korkeaa painetta tai suurta tilavuusvirtaa. Mäntäpumput voidaan jakaa kahteen ryhmään: aksiaalimäntäpumput ja radiaalimäntäpumput. Aksiaalimäntäpumppuja on saatavilla säädettävällä kierrostilavuudella, toisin kuin radiaalimäntäpumppuja, joiden kierrostilavuus on aina kiinteä. (Drexler ym. 1989, 36; Direct Industry n.d.; Bosch Rexroth UK 2022.)

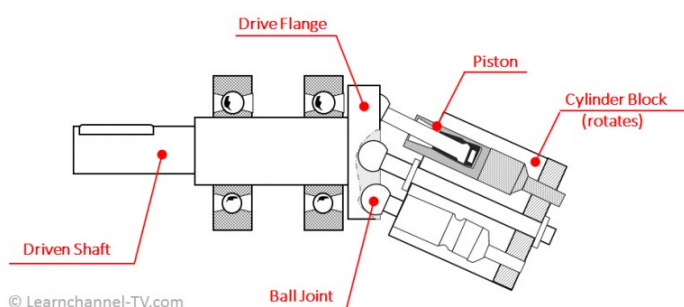
Aksiaalimäntäpumppuja on kahdenlaisia. Ensimmäinen tyyppi on suora aksiaalimäntäpumppu. Tässä pumpputyypissä käyttöakseli pyörittää akselin suuntaisesti asennettua sylinteriryhmää, jolloin nokkalevyä vasten pyörivät männät liikkuvat edestakaisin liikuttaen nestettä imupuolelta sisään ja painepuolelta ulos (Kuva 4).

Pumpun kierrostilavuutta voidaan säätää muuttamalla nokkalevyn kulmaa, jolloin mäntien kierroksen aikana tehty liikematka muuttuu. (Bosch Rexroth UK 2022.)



KUVA 4. Suoran aksiaalimäntäpumpun havainnekuva (Learnchannel-TV.com n.d.).

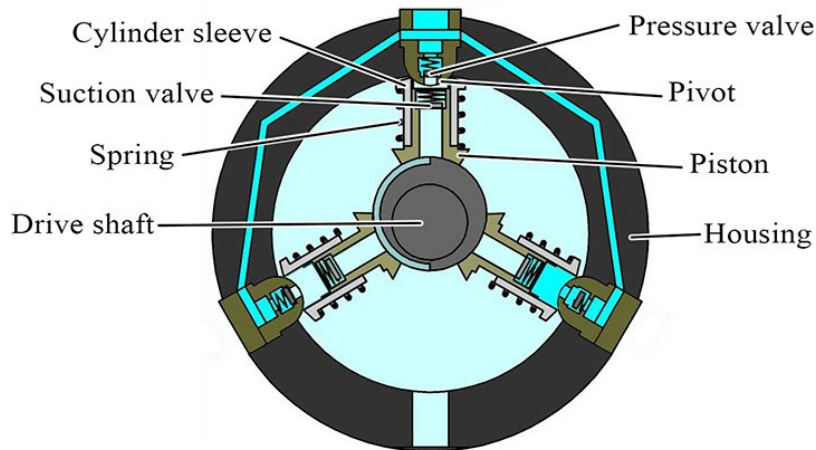
Toinen aksiaalimäntäpumpputyypä on taivutettu aksiaalimäntäpumppu. Muutoin toimintaperiaate on sama kuin suorassakin aksiaalimäntäpumppussa, mutta tässä mäntien edestakainen liike saadaan nokkalevyn sijaan aikaan asentamalla sylinteriryhmä kulmaan käyttöakseliin nähden (Kuva 5). Säädettävissä malleissa kierrostilavuutta säädetäänkin muuttamalla sylinteriryhmän ja käyttöakselin välistä kulmaa. (Drexler ym. 1989, 36; Direct Industry n.d.; Bosch Rexroth UK 2022.)



KUVA 5. Taivutetun aksiaalimäntäpumpun havainnekuva (Learnchannel-TV.com n.d.).

Radiaalimäntäpumppuissa on useampi sylinteri asennettuna radiaalisesti käyttöakseliin nähden. Radiaalimäntäpumppun rakennetta havainnollistettu kuvassa 6. Käyttöakselilla on epäkesko nokka, joka akselin pyöriessä liikuttaa sylinterissä olevia mäntiä edestakaisin. Sylinterissä on imu ja painepuolella takaiskuventtiilit,

jotka määräävät nesteen kulkusuunnan männän liikkuessa edestakaisin. Radiaalimäntäpumppu voidaan toteuttaa myös pyörivällä sylinteriryhmällä, jossa kotelon epäkeskeisyys tuottaa mäntien pumppausliikkeen. Kiinteillä sylintereillä toteutetun radiaalimäntäpumpun sylintereitä on mahdollisuus käyttää myös erikseen useampaan eri piiriin. (Direct Industry n.d.; Bosch Rexroth UK 2022.)



KUVA 6. Radiaalimäntäpumpun havainnekuva (Hydraulic-calculation.com n.d.).

Mäntäpumppujen vahvuuksia ovat hyvä volumetrinen hyötysuhde, korkeat käyttöpainet, luotettavuus ja korkea teho kokoonsa nähden. Heikkouksina pumpputyypillä on melko korkea melutaso ja korkea hinta, jonka vuoksi tämän tyyppisiä pumppuja asennetaan vain kohteisiin, joissa se todella on tarpeen. (Drexler ym. 1989, 36; Direct Industry n.d.; Bosch Rexroth UK 2022.)

2.8 Putkiston sisähalkaisija

Putkiston tehtävä on kuljettaa hydraulineeste komponentilta toiselle. Kun hydraulineeste liikkuu putkistossa suurella nopeudella ja tilavuusvirralla aiheutuu kitkan vuoksi paine- ja tehohäviöitä. Putkiston halkaisijan oikeanlainen mitoittaminen on avainasemassa näiden häviöiden pitämiseksi alhaisella tasolla. Putkiston halkaisija määritetään kaavalla 16 (Drexler ym. 1989, 255–257.)

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v \cdot \pi}}, \quad (16)$$

jossa d on putkiston sisähalkaisija (m), Q nesteen tilavuusvirta (m^3/s) ja v nesteen virtausnopeus (m/s). Nesteen tilavuusvirta määrittyy järjestelmän tarpeiden mukaan ja virtausnopeus valitaan kuvan 7 kaltaisten taulukoitujen arvojen perusteella. (Drexler ym. 1989, 256.) Kuvassa 7 kaavasta 16 poiketen virtausnopeus on w .

Suction line		Pressure line		Return line
Kinematic viscosity ν in mm^2/s	w in m/s	pressure p in bar	w in m/s	w in m/s
150	0,6	25	2,5 to 3	1,7 to 4,5
100	0,75	50	3,5 to 4	
50	1,2	100	4,5 to 5	
30	1,3	200	5 to 6	
		> 200	6	
		When $\nu =$ 30 to 150 mm^2/s		

KUVA 7. Suositellut putkiston virtausnopeudet (Drexler ym. 1989, 257).

Hydraulinesteen virtausnopeudet eivät ole koko putkistossa yhtä suuret, vaan eri osuuksille on omat suositusarvonsa. Esimerkiksi pumpun imupuolella virtausnopeudet ovat huomattavasti pienemmät kuin painepuolella (Kuva 7). Tämä johtuu siitä, että pumpun imupuolella paineen lasku imuhäviöiden vuoksi liian matalaksi johtaa kavitaation aiheuttamaan eroosiokulumiseen pumpussa. Painepuolella liian suuret virtausnopeuden aiheuttavat suuria painehäviöitä, melua, värinää ja eroosiota putkiston taivutuksiin ja muihin virtaussuuntaa muuttaviin komponentteihin. (Drexler ym. 1989, 256–257.)

Putkiston mitoittamiseen liittyy muitakin tekijöitä, kuten putkiston sisäpinnanlaatu ja putken tavutuskohdat. Näitä ei tässä työssä käsitellä, koska mitoittettavan järjestelmän päätarkoitus on tuottaa pelkkää häviötä, jolloin putkistohäviöiden huomioiminen jää mitoituksen kannalta tarpeettomaksi.

2.9 Säiliö

Hydraulisäiliön tärkein tehtävä on toimia hydraulinesteen varastopaikkana ja ilmakuplien erottimena. Lisäksi säiliön pohjan pitää olla muotoiltu niin, että vesi ja kiinteät partikkelit vajoavat pohjalle pääsemättä takaisin järjestelmän kiertoon. Hydraulisäiliön tilavuuden mineraaliöljykäytössä tulisi olla vähintään kolminkertainen verrattuna pumpun minuutissa siirtämään tilavuuteen. (Drexler ym. 1989, 61, 206.)

Säiliö toimii myös lämmönvaihtimena osana järjestelmän kokonaisjäähdytysteho luovuttamalla lämpötehoa hydraulinesteestä seinämän läpi ulkoilmaan. Säiliön jäähdytysteho ei tosin yleisesti ole kovin suuri, varsinkaan jos säiliön ulkopinnalla ei ole juurikaan ilmavirtausta. Tässä tilanteessa olettaen myös, että nestevirtaus säiliön seinämällä ei ole kovin suuri, arvio laskennassa käytettävälle kokonaislämmönläpäisyluvulle k on $12\text{W/m}^2\text{K}$. Laskennassa tulee käyttää vain nesteen kanssa kosketuksissa olevaa säiliön pinta-alaa. Esimerkiksi säiliön kansi ei ole kosketuksissa nesteen kanssa. (Drexler ym. 1989, 82.)

3 HYDRAULIIKKATESTAULAITTEISTO

Hydrauliikkatestauslaitteiston pääasiallinen tehtävä on testata hydrauliikkajärjestelmän komponentteja. Markkinoilla on paljon erilaisia hydrauliikkatestauslaitteistoja. Laitteita on olemassa erikseen jokaiselle eri hydraulikomponenttityypille, mutta saatavilla on myös monikäyttöisiä laitteistoja, joilla voidaan testata useita-kin eri komponenttityyppejä.

Hydrauliikkatestauslaitteistoja käytetään, koska komponenttien testaaminen valmiissa tuotteessa ei välttämättä anna oikeanlaista kuvaa tuotteen toiminnasta ja kestävydestä eri tilanteissa. Näin on esimerkiksi ääritilanteissa, jolloin komponentin raja-arvot ylitetään (Hydraulic test benches 2018, 3). Aina testauksen tarkoituksena ei ole kuitenkaan testata komponenttia ääriarjoilla. Tässä opinnäytetyössä testauslaitteiston käyttötarkoituksen pääpainona on akkukäyttöisen hydrauliikkakoneikon energiankulutuksen optimointi ja melutason alentaminen.

3.1 Hydrauliikkatestauslaitteistoista yleisesti

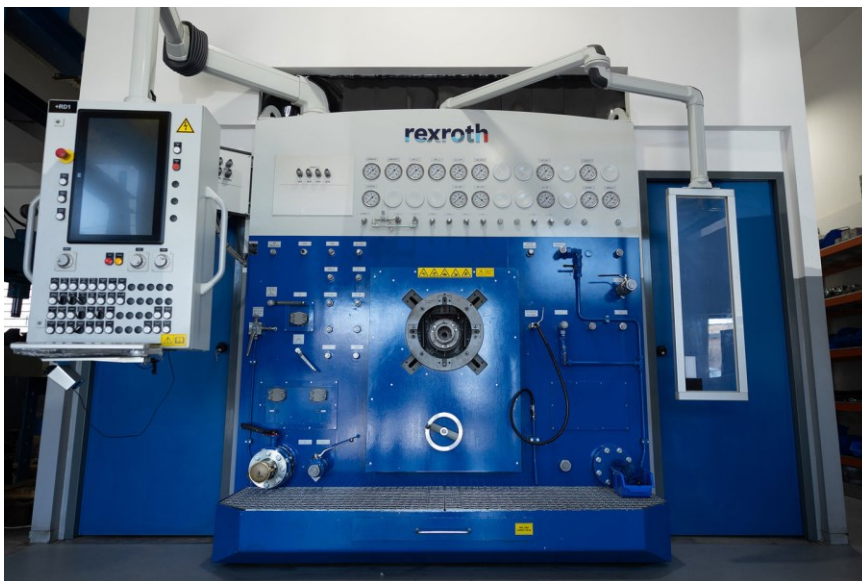
Hydrauliikkatestauslaitteistoja käytetään laajasti kaikilla teollisuuden aloilla ja onkin hyvin yleistä, että testauslaitteistoja kehitetään ja rakennetaan itse yksittäisiin käyttötarkoituksiin. Hydrauliikkatestauslaitteistoja käytetään yleisesti laadunvalvonnan, tuotekehityksen ja huollon käyttötarkoituksiin. (Hydraulic test benches 2018, 1, 3.)

Hydrauliikkatestauslaitteistot voidaan jakaa pääpiirteittäin kolmeen ryhmään: painetestauslaitteisiin, liiketestauslaitteisiin ja yhdistettyihin testauslaitteisiin. Painetestauslaitteilla voidaan testata komponenttien tiiveyttä, paineenkestoa ja esimerkiksi venttiilien säätöparametreja. Liiketestauslaitteilla testataan komponenttien mekaanista kestävyttä, esimerkiksi sylinterin staattista myötäämistä, servohydrauliikan kestävyttä ja erilaisia törmäystilanteita. Yhdistetyillä testauslaitteilla voidaan edellä mainittujen testausten yhtäaikaisuuden lisäksi testata mm. hydraulimoottoreita ja -pumppuja sekä hydraulisylintereitä liikkeessä. (Hydraulic test benches 2018, 3.)

Itse suunniteltua hydraulikkatestauslaitteistoa suunnitellessa ja toteutettaessa on tärkeää huomioida, että laitteistoa koskevat markkinoilla myytäviin laitteisiin verrattuna kaikki samat turvallisuuteen liittyvät määräykset. Tärkeimpinä määräyksinä ovat henkilöturvallisuuteen liittyvät määräykset, jotka asettavat ehtoja esimerkiksi suojuuksille, jotka estävät puristumisia, sirpalevammoja, paineistetun nesteen pistesuihkuvammoja, palovammoja, tulipaloja, vaarallisten kaasujen leviämistä ja melun aiheuttamia kuulovammoja. (Hydraulic test benches 2018, 2 – 5.)

3.2 Hydraulipumppujen testauslaitteisto

Hydraulipumppujen testauslaitteiston voi toteuttaa hyvin monella tavalla. Perusajatuksena kaikissa eri tavoissa on kuitenkin hydraulipumpun kuormittaminen ja kuorman säätäminen niin, että sillä voidaan simuloida erilaisia käyttötilanteita. Monipuolisella testauslaitteistolla voidaan säätää järjestelmän painetta, tilavuusvirtaa ja pumpun kierrosnopeutta dynaamisesti testauksen aikana. Lisäksi joillain laitteistoilla on mahdollista luoda paineiskuja simuloimaan erilaisia kuorman käyttäytymistilanteita (Hydraulic test benches 2018, 3). Markkinoilla on hydraulipumpuille paljon erilaisia testauslaitteistoja, joista esimerkkinä Bosch Rexroth SSTB-135/ECO hydraulimoottorin ja -pumpun testauslaite (kuva 8).



KUVA 8. Bosch Rexroth SSTB-135/ECO (Hydro Titan n.d.).

Hydraulipumpun testauslaitteistolle on olemassa muutamia erilaisia peruskonsepteja. Seuraavana esiteltynä kolme konseptivaihtoehtoa pintapuolisesti. Kaikissa esimerkeissä oletetaan, että hydrauliteho saadaan aikaan hydraulipumpulla, jota pyöritetään sähkömoottorilla.

Tavanomaisessa konseptissa hydrauliteho muutetaan jollain tavalla lämmöksi. Yleinen toteutustapa on käyttää paineensäätöventtiiliä säädettävänä kuormana. Paineenrajoitusventtiiliä avaamalla hydraulinestevirtaus päästetään takaisin säiliöön. Tämä aiheuttaa painehäviön, joka muuttuu lämpöenergiaksi hydraulinesteeseen. Tämä on vaihtoehtoista yleisin ja edullisin.

Vaihtoehtoisesti hydraulitehon voisi muuttaa hydraulimoottorilla mekaaniseksi energiaksi, joka taas muutettaisiin moottoridynamometrillä lämpöenergiaksi. Tämä konsepti on monimutkainen ja sisältää paljon kalliita komponentteja. Myös käytettävyys eri pumppujen kanssa olisi haasteellista. Kuitenkin tätä konseptia voisi käyttää mobilehydrauliikan sovellutuksissa ajovoimansiirtokokonaisuuden testaamiseen.

Energiatehokkuuden näkökulmasta kiinnostavin vaihtoehto on konsepti, jossa hydrauliteholla ajetaan hydraulimoottoria, johon on kytketty liike-energian takaisin sähköverkkoon syöttävä generaattori. Tämä vaihtoehto on sähköisten komponenttien vuoksi monimutkainen ja kallis, eikä näin ollen toteutuskelpoinen yksittäisiin käyttötarkoituksiin. Sopiva käyttökohde konseptille olisi esimerkiksi hydraulipumppuja valmistava tehdas, jossa jokainen valmistunut pumppuyksikkö halutaan testata laadun varmistamiseksi. Tällöin energiansäästöillä voi olla mahdollista kattaa kalliin järjestelmän hankintakuluja.

4 MITOITTAMINEN

Tässä kappaleessa esitellään testauslaitteiston pääkomponenttien mitoitusta. Mitoituksen vertailukohtana käytetään aiemmin akkukäyttöisen hydraulikkokoneikon testaamisessa käytetyn nostolavan hydraulikan teknisiä arvoja. Nostolavan tyyppiä ja teknisiä arvoja ei tässä opinnäytetyössä esitellä.

Testauslaitteiston on tarkoitus toimia vähintään edellä mainittua nostolavaa vastaavana kuormana, koska kyseisen kokoluokan laitteen kehitys on etupäässä sähköistettyihin nostolavoihin siirtyessä. Testauslaitteistoa ei ole syytä ylimitoitaa, koska sen tulisi olla siirrettävissä ulkotiloihin käyttöä varten mahdollisimman helposti ja kevyesti.

Laskennassa käytetään hydraulikkokoneikossa käytössä olevien sähkömoottorin ja pumpun ominaisuuksia. Sähkömoottorin tekniset tiedot esitely liitteessä 1 ja hydraulipumpun tekniset tiedot liitteessä 2. Komponenttien laskennassa tarvittavat ominaisuudet ovat kerätty komponenttien datalehdiltä, komponenttien tyyppikilvistä sekä yrityksen tiedostoista ja koottu taulukkoon 1.

TAULUKKO 1. Sähkömoottorin ja hydraulipumpun ominaisuudet.

Sähkömoottori		
Maksimivirta	154	A rms
Akustolta saatava käyttöjännite, maksimi	388,7	V
Maksimiteho akuston maksimijännitteellä	52	kW
Kierrosnopeus	4600	rpm
Kierrosnopeus, maksimi	8000	rpm
Hyötysuhde	96	%
Hydraulipumppu		
Kierrotilavuus	40	cm ³ /rev
Kierrosnopeus	5000	rpm
Käyttöpaine	200	bar
Volumetrinen hyötysuhde	99	%
Mekaaninen hyötysuhde	95	%

4.1 Tilavuusvirta, paine ja teho

Hydraulipumpun maksimaalinen akseliteho on sähkömoottorin tai hydraulipumpun teho, sen mukaan, kumpi näistä on heikompitehoinen. Hydraulipumpun tehon laskentaan käytetään hydraulipumpun tuottamaa maksimitilavuusvirtaa. Pumpun maksimitilavuusvirta lasketaan sijoittamalla taulukosta 1 pumpun kierrostilavuus, kierrosnopeus ja volumetrinen hyötysuhde kaavaan 3.

$$q_v = 40 \frac{\text{cm}^3}{1} \cdot 5000 \frac{1}{\text{min}} \cdot 0,99 = 198000 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} = 198 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad (3)$$

Pumpun tuottamaksi maksimitilavuusvirraksi saadaan 198 litraa minuutissa. Hydraulipumpun maksimaalinen akseliteho lasketaan sijoittamalla käyttöpaine 200 bar ja hyötysuhteet taulukosta 1 sekä edellisessä kaavassa laskettu tilavuusvirta kaavaan 5 ja muuttamalla ne SI-järjestelmän mukaisiin yksiköihin.

$$P = \frac{200 \text{ bar} \cdot 198 \frac{\text{l}}{\text{min}}}{0,95 \cdot 0,99} = \frac{2 \cdot 10^7 \text{ Pa} \cdot 0,0033 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,95 \cdot 0,99} = 70175,4 \text{ W} \approx 70 \text{ kW}, \quad (5)$$

Pumpun maksimaaliseksi akselitehoksi saadaan 70 kW. Sähkömoottorin maksimaalinen akseliteho on 52 kW. Sähkömoottorin maksimaalisen akselitehon ollessa pienempi, järjestelmän maksimaalinen akseliteho määräytyy sähkömoottorin mukaan. Järjestelmän maksimaalinen akseliteho on 52 kW. Järjestelmän keskimääräisen tehon arvioidaan olevan puolet järjestelmän maksimaalisesta akselitehosta. Tällöin järjestelmän keskimääräiseksi tehoksi jää 26 kW.

4.2 Jäähdytystehon tarve

Jäähdytystarpeen mitoittamiseksi tulee tietää järjestelmän lämmöksi muuttuva häviöteho. Tässä työssä häviötehoa ei tarvitse erikseen laskea, vaan kaikki järjestelmään syötetyn energia oletetaan muuttuvan lämmöksi. Järjestelmän kaikki komponentit toimivat jäähdyttimenä rakenteiden läpi virtaavan lämpötehon ansi-

osta. Kuitenkin merkittävin yksittäinen jäähdyttimenä toimiva komponentti on hydraulinesäiliö, jonka koko nesteen kanssa kosketuksissa oleva pinta-ala toimii jäähdytysalueena.

Koska testauslaitteiston käyttö ei ole jatkuvaa ja järjestelmä halutaan pitää kevyenä, säiliön tilavuudeksi ei valita kolminkertaista minuutissa pumpattua nestemäärää. Hydraulinesäiliön nestetilavuudeksi valitaan 250 litraa, joka on suurempi kuin nostolavan säiliön tilavuus. Suurempi tilavuus valitaan siksi, että kuorman luominen paineenrajoitusventtiilillä eroaa sylinterikäytöstä merkittävästi. Tässäkin tapauksessa säiliöön voidaan jättää ylimääräistä ilmatilaa, jos tulevaisuudessa nestetilavuutta tarvitsee kasvattaa.

Laskennassa yksikköä Celsiusaste käytetään siksi, että sen avulla lämpötilat ovat ymmärrettävämpiä. Tällä ei ole vaikutusta laskennan lopputulokseen, vaikka osassa lähtöarvoja yksikössä on Kelvin. Tällä viitataan lämpötilan muutokseen, joka on sama molemmilla lämpötilan yksiköillä ilmoitettuna. Jäähdytystarpeen laskenta perustuu pääasiassa arvioituihin lukuihin. Lopputulokset eivät ole matemaattisesti tarkkoja ja täysin luotettavia. Virhearviointi ei olisi lopputulosten kannalta kovin merkityksellistä, joten sitä ei lasketuille lopputuloksille tehdä.

4.2.1 Lämmönläpäisyyluku

Hydraulinesäiliön ollessa merkittävin lämpöä järjestelmästä poistava komponentti, lasketaan sille kokonaislämmönläpäisyyluku jäähdytystehon laskentaa varten. Säiliön paksuudeksi valitaan 5 mm ja materiaaliksi alumiini, jonka lämmönjohtavuus on MatWeb:in (n.d.) mukaan 210 W/mK. Säiliön paksuudelle tulee vielä tehdä lujuustarkastelu mekaanisen suunnittelun vaiheessa.

Säiliön seinämän lämmönsiirtokerroin lasketaan sijoittamalla edellä mainitut arvot kaavaan 8

$$h = \frac{210 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{0,005 \text{ m}} = 42000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}, \quad (8)$$

josta alumiinin lämmönsiirtokertoimeksi saadaan $42000 \text{ W/m}^2\text{K}$. Säiliön ulkopinnan oletetaan olevan vapaassa konvektiossa. Tällöin ympäröivää ilmaa ei liikuteta esimerkiksi puhaltimella. Säiliön sisäpuoli on arviolta vapaan ja pakotetun konvektion rajalla. Tämä johtuu siitä, että säiliössä virtausnopeudet eivät saisi olla kovin suuria, jotta kiinteät epäpuhtaudet vajoaisivat pohjalle.

Konvektiiviset lämmönsiirtokertoimet valitaan taulukoiduista arvoista. Lämmönsiirtokertoimiksi valitaan säiliön ulkopuolelle $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ ja sisäpuolelle $500 \text{ W/m}^2\text{K}$. (Kurganov 2011; Nuclear-Power n.d.) Hydraulinesäiliön kokonaislämmönläpäisyluku lasketaan sijoittamalla aiemmin määritetyt arvot kaavaan 10.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + \frac{1}{42000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + \frac{1}{20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}} = 19,222 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (10)$$

Kokonaislämmönläpäisyluvuksi saadaan $19,222 \text{ W/m}^2\text{K}$. Matalan nestevirtauksen, paikallaan olevan ilman ja paksun säiliöpaksuuden kanssa testaamalla määritetty arvo kokonaislämmönläpäisyluvulle on $12 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Drexler ym. 1989, 82).

Testauslaitteiston tilanteessa nestevirtaus on suositeltua suurempi pienen säiliötilavuuden vuoksi. Täten voidaan arvioida laskennassa saadun suuremman lämmönläpäisyluvun olevan realistinen kuvaamaan säiliötä olosuhteessa, jossa säiliön ympärillä on pieni ilmavirta, esimerkiksi avoimen nosto-oven lähellä.

4.2.2 Säiliön poistama lämpöteho

Säiliön poistaman lämpötehon laskentaan tarvitaan arvio kuution muotoisen säiliön nesteen kanssa kosketuksissa olevan seinämän pinta-alasta. Sijoitetaan nestetilavuus kaavaan 11

$$A = \sqrt[3]{0,25 \text{ m}^3}^2 \cdot 5 = 1,984 \text{ m}^2, \quad (11)$$

jolloin säiliön nesteen kanssa kosketuksissa olevaksi pinta-alaksi saadaan $1,984 \text{ m}^2$.

Säiliön poistamaa lämpötehoa on mahdollista kasvattaa muuttamalla sen muotoa. Esimerkiksi litteän mallisessa säiliössä voi olla moninkertainen pinta-ala kuu-
tioon verrattuna, mutta tällöin säiliön poistama lämpöteho saattaa aiheuttaa on-
gelmia ympäristön lämpötilan kasvun muodossa, jos testauslaitteistoa käytetään
sisätiloissa.

Säiliön poistaman lämpötehon laskenta suoritetaan säiliötä ympäröivän ilman
lämpötilan arvolla 20 °C ja hydraulinesteen lämpötilalla 70 °C. Lasketaan lämpö-
teho sijoittamalla aiemmin määritetyt arvot kaavaan 12

$$\phi = 19,222 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 1,984 \text{ m}^2 \cdot (70 \text{ °C} - 20 \text{ °C}) = 1906,822 \text{ W} \approx 1,9 \text{ kW}, \quad (12)$$

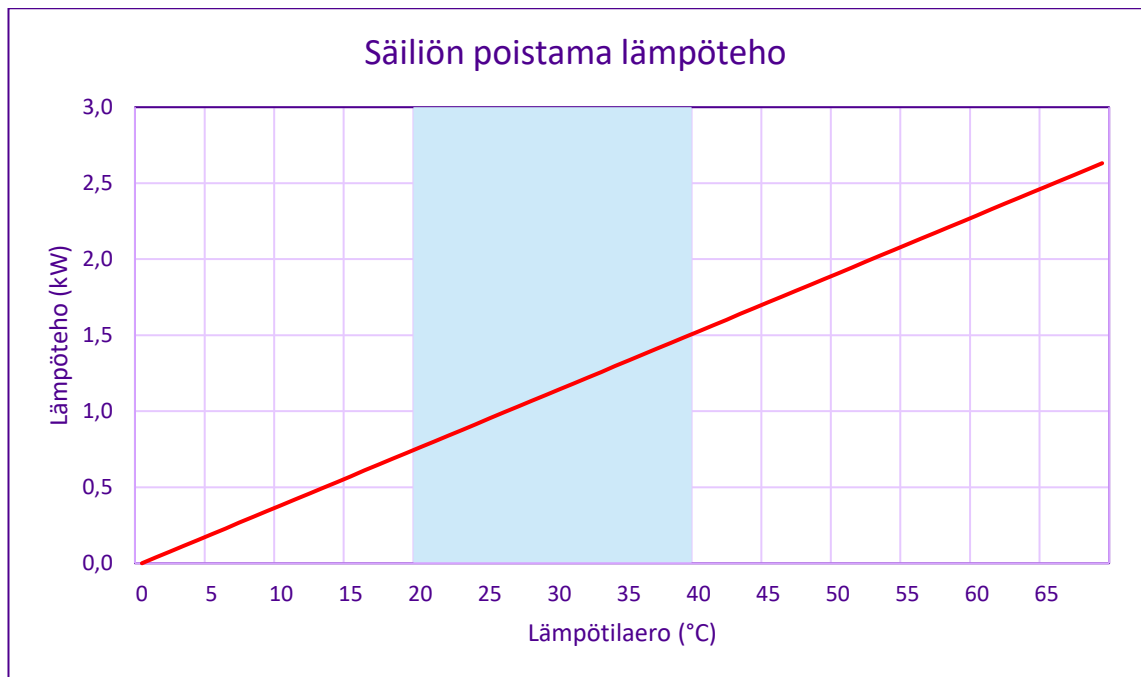
josta säiliön poistamaksi lämpötehoksi saadaan 1,9 kW.

Laskennassa käytetyillä lämpötila-arvoilla saadaan säiliön jäähdytysteho hyd-
raulinesteen ja ympäröivän ilman lämpötilaeron ollessa suuri. Lämpötilojen ol-
lessa lähellä toisiaan, ei säiliö juuri poista lämpötehoa. Esimerkiksi säiliötä ympä-
röivän ilman ollessa 20 °C ja hydraulinesteen ollessa 30 °C, sijoittamalla arvot
kaavaan 12

$$\phi = 19,222 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 1,984 \text{ m}^2 \cdot (30 \text{ °C} - 20 \text{ °C}) = 381,364 \text{ W} \approx 0,38 \text{ kW}, \quad (12)$$

saadaankin säiliön poistamaksi lämpötehoksi vain 0,38 kW.

Ympäröivän ilman ja hydraulinesteen lämpötilaeron vaikutus havainnollistetaan
kuviossa 1. Kaavion luomiseksi lämpöteho on laskettu useamman eri lämpötila-
eron avulla, vaikkakin lineaarisen suoran muodostamiseksi tarvittaisiin vain kaksi
pistettä.



KUVIO 1. Säiliön poistaman lämpötehon suhde lämpötilaeroon.

Kuviossa 1 arvioitu normaali testauslaitteiston lämpötilaeron vaihteluväli on merkattu vaaleansinisellä. Tätä aluetta tarkastellessa havaitaan, että säiliön poistama lämpöteho on 40 °C lämpötilaerolla 1,5 kW, joka on verrattain alhainen järjestelmän keskimääräiseen lämpötehoon verrattuna. Osittain tästä syystä jäähdyttimen mitoittamisessa ei säiliön tai muiden komponenttien luovuttamaa lämpötehoa oteta huomioon, jolloin komponenttien luovuttama lämpöteho jää ylimääräiseksi jäähdytystehoksi kasvattamaan kokonaisjäähdytystehoa. Tämä lisää järjestelmän turvallisuutta ja toimintavarmuutta.

4.2.3 Jäähdytyksen mitoitus

Koko hydraulipumpun akselitehon muuttuessa häviötehoksi jäähdyttimen tulee vastata vähintään määritettyä keskimääräistä tehoa. Kuitenkin testauslaitteiston tulee kestää myös järjestelmän maksimaalista kuormitusta hetkellisesti.

Aloitetaan jäähdytyksen mitoittaminen määrittämällä maksimikuormituksen aikana järjestelmään syötetty energiamäärä. Jäähdyttimen mitoituksessa käytetään aiemmin määritettyä maksimitehoa ja käyttöaika on 1 minuutti. Lasketaan energiamäärä syöttämällä lukuarvot kaavaan 13

$$W = 52 \text{ kW} \cdot 60 \text{ s} = 3120 \text{ kJ}, \quad (13)$$

josta syötetyksi energiamääräksi saadaan 3120 kJ. Jäähdyttimen poistamaksi lämpötehoksi valitaan jatkuvaa käyttöä ajatellen keskimääräinen teho 26 kW. Jäähdyttimen poistama energia lasketaan samalla tavalla syöttämällä lukuarvot kaavaan 13

$$W = 26 \text{ kW} \cdot 60 \text{ s} = 1560 \text{ kJ}, \quad (13)$$

josta jäähdyttäjän poistamaksi energiamääräksi saadaan 1560 kJ. Todellisuudessa jäähdyttäjän poistama lämpöteho kasvaa hydraulinesteen lämmitessä ja lämpötilaeron kasvaessa. Laskennan pitämiseksi yksinkertaisena lämpötilan muutoksen vaikutusta jäähdyttimen tehoon ei huomioida. Tästä ei aiheudu ongelmia, koska tällöin jäähdyttäjän poistama lämpöenergia arvioidaan alemmaksi, kuin se todellisuudessa on.

Tuloksista havaitaan, että jäähdyttäjän poistama energiamäärä on puolet järjestelmään syötetystä energiasta. Tällöin hydraulinestettä lämmittäväksi energiamääräksi jää sama energiamäärä, kuin jäähdyttimelle. Hydraulinestettä lämmitävä energiamäärä on 1560 kJ.

Hydraulinesteen sitoman lämpöenergian arvioimiseksi tarvitaan hydraulinesteen fysikaalisia ominaisuuksia. Käytettävä hydraulineste on Shell Tellus S2 VX 32, jonka tiheys 15 °C lämpötilassa on 854 kg/m³ (liite 3). Lämpötilan vaikutusta tiheyteen ei tarvitse huomioida, koska hydraulinesteen massa pysyy järjestelmässä vakiona. Hydraulinesteen ominaislämpökapasiteettia ei ole ilmoitettu, joten sen arvona käytetään yleistä mineraaliöljyn ominaislämpökapasiteettia 1,67 kJ/(kgK) (Rolfelt 2010; The Engineering Toolbox n.d.).

Hydraulinesteen massa määritetään kertomalla yhteen aiemmin esitetyt tilavuus ja tiheys. Tällöin 250 litran hydraulinesteen massaksi saadaan 213,5 kg. Määritetään hydraulinesteen lämpötilannousu sijoittamalla lukuarvot kaavaan 15.

$$\Delta T = \frac{1560 \text{ kJ}}{213,5 \text{ kg} \cdot 1,67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} = 4,375 \text{ }^\circ\text{C} \approx 4,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (15)$$

Hydraulinesteen lämpötila nousee maksimiteholla minuutin aikana 4,4 °C. Hydraulinesteen lämpötilan ollessa kuormituksen alussa 55 °C neste saavuttaa lämpötilan 59,4 °C. Määritetty maksimaalinen käyttölämpötila nostolavalle on 85 °C, joten tähän verrattuna järjestelmää voitaisiin kuormittaa maksimiteholla pidempiäkin ajanjaksoja. Lisäksi maksimikuormitusaikaa olisi mahdollista pidentää alentamalla aloituslämpötilaa.

4.3 Hydrauliputkiston mitoitus

Hydraulijärjestelmän pääkierron putkisto jaetaan halkaisijamitoituksessa kolmeen osaan, imulinjaan, painelinjaan ja paluulinjaan. Näissä putkiston osissa virtaavat nestemäärät ovat tyypillisesti suuria. Mitoitettua sisähalkaisijaa ei yleisesti voi sellaisenaan käyttää, vaan putkien ja letkujen sisähalkaisijat tulee valita saatavilla olevista vaihtoehdoista.

Mitoitetaan esimerkkinä hydraulipumpun imulinja, jonka sisähalkaisija on järjestelmän putkistosta suurin. Laskentaa varten pumpun imupuolella käytetään pumpun ilmoitettua tilavuusvirtaa. Tilavuusvirta 200 l/min muutetaan SI-järjestelmän mukaiseksi, jolloin tilavuusvirta on 0,003333 m³/s. Sisähalkaisija lasketaan sijoittamalla kaavaan 16 tilavuusvirta ja valitsemalla virtausnopeudeksi 1,3 m/s kuvan 7 mukaan.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,003333 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1,3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \pi}} = 0,057135 \text{ m} \approx 57,2 \text{ mm} \quad (16)$$

Hydraulipumpun imulinjan lasketuksi sisähalkaisijaksi saadaan 57,2 mm. Painelinjan ja paluulinjan sisähalkaisija lasketaan muutoin samalla tavalla, mutta laskennassa käytetään virtauksen arvona laskettua pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa. Tämä johtuu siitä, että osa tilavuusvirrasta häviää pumpun volumetriisiin häviöihin. Pääkierron putkiston lasketut sisähalkaisijat ovat esitettynä taulukossa 2.

TAULUKKO 2. Pääkierron putkiston lasketut sisähalkaisijat.

	Virtausnopeus (m/s)	Sisähalkaisija (mm)
Imulinja	1,3	57,1
Painelinja	5	29,0
Paluulinja	2	45,8

Pääkierron putkiston lisäksi järjestelmässä on pienempiä putkistoja esimerkiksi mittalaitteilla ja hydraulikomponenttien ohjauksessa, joissa nestevirtausta ei ole tai se on vähäistä. Tällaisissa tapauksissa putkiston mitat määräytyvät lähinnä siihen liitettävien komponenttien perusteella.

5 SUUNNITTELU

Testauslaitteiston suunnittelu on aloitettu valitsemalla sopivin toteutustapa. Toteutustavaksi valikoitui mitoitusvaiheessa yksinkertaisin vaihtoehto, jossa kaikki järjestelmään syötetty energia muutetaan lämpöenergiaksi hydraulineesteeseen. Tämä toteutustapa on valittu siksi, että testauslaitteisto tulee kohtuullisen vähäiseen käyttöön, jolloin mekaanisen jarrun tai energian takaisinoton toteuttaminen ei olisi kustannustehokkuuden näkökulmasta järkevää.

Tässä kappaleessa laitteiston suunnittelun etenemistä käsitellään esittelemällä hydrauliiikkakaavio ja alustavat pääkomponenttien valinnat. Alustava komponenttivalinta tarkoittaa tässä yhteydessä sitä, että valitaan ilman simulaatioita tai tarkempaa kustannusarviota mahdollisimman hyvin järjestelmään sopivat komponentit. Testauslaitteiston suunnittelua ei viedä tämän pidemmälle opinnäytetyön puitteissa.

5.1 Hydrauliiikkakaavio

Hydrauliikkakaaviolla havainnollistetaan hydraulijärjestelmän kytkentöjä ja eri komponenttien toimintaa ja sijaintia järjestelmässä. Huolellisesti laaditun hydrauliikkakaavion avulla helpotetaan komponenttien valintoja sekä järjestelmän kytkentöjen mekaanista suunnittelua ja asennusta.

Testauslaitteiston hydrauliikkakaavio (kuva 9) on laadittu valittua mahdollisimman yksinkertaista toteutustapaa noudattaen. Hydrauliikkakaaviossa osanumerolla merkityt komponentit ovat listattuna taulukossa 3. Seuraavana lyhyt selostus hydrauliikkakaaviossa esitetystä järjestelmästä. Selostuksen numeroviittaukset viittaavat kuvassa 9 ja taulukossa 3 esiintyviin osanumeroihin.

Hydraulineste säilötään hydraulinestesäiliössä (1), josta neste syötetään imulinjan kautta hydraulipaineen tuottavalle akkukäyttöisen hydrauliikkakoneikon (19) hydraulipumpulle. Hydraulipumpun painelinjassa paineenrajoitusventtiili (20) estää järjestelmänpainetta nousemasta liian korkeaksi päästämällä nestevirtausta

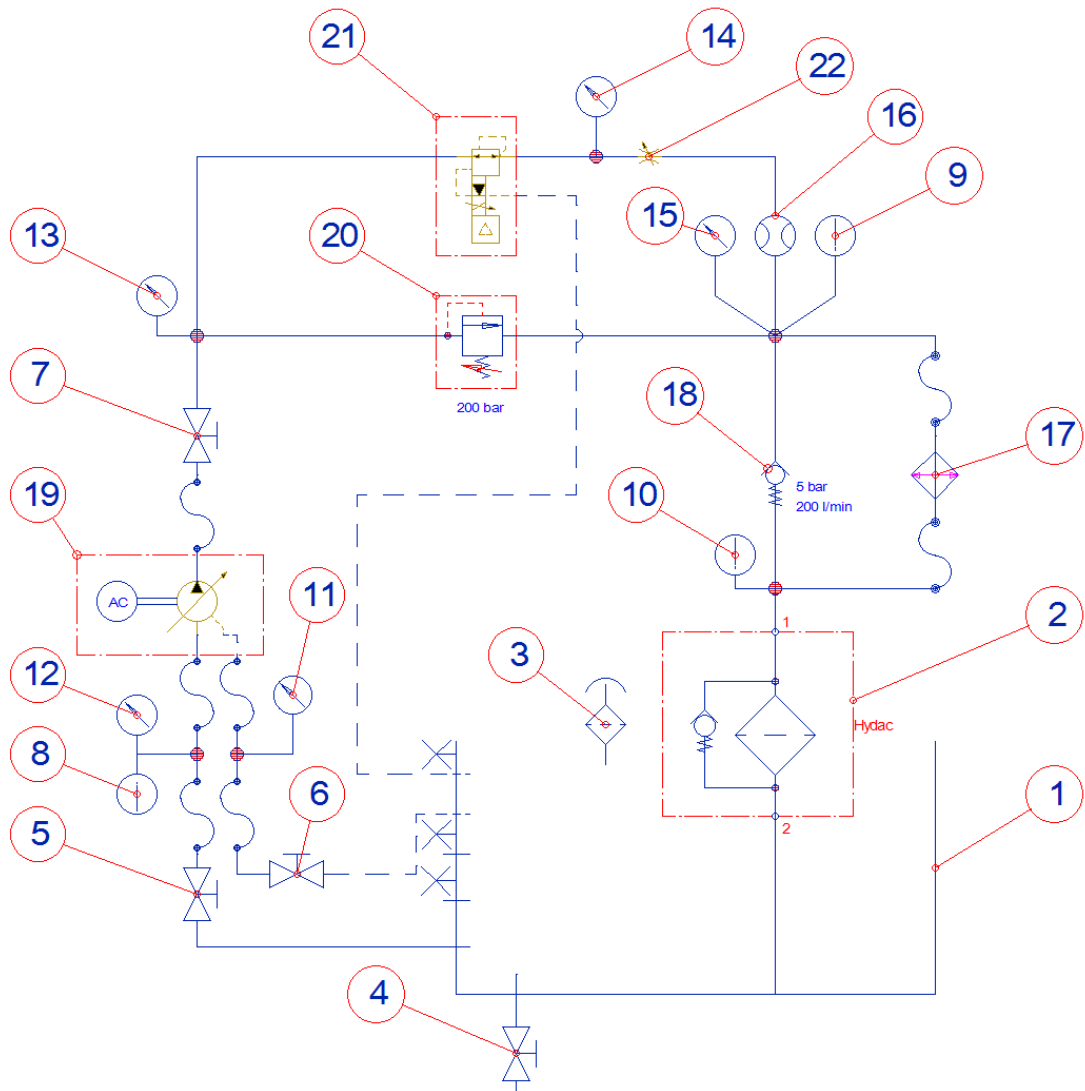
tarpeen mukaan järjestelmän paluukierron puolelle. Painelinjaan sijoitetun paineensäätöventtiilin (21) ja vastusventtiilin (22) yhdistelmällä hydraulipumpulle luodaan erilaisia kuormatilanteita säätämällä paluukiertoon päästettävää virtausta.

Paluukierrossa hydraulinestettä jäähdytetään jäähdyttimellä (17), jonka rinnalle alhaisen maksimipaineen vuoksi on sijoitettu vastaventtiili (18). Vastaventtiili päästää nestevirtauksen lävitseen paineen noustessa liian korkeaksi, näin rajoittaen jäähdyttimellä vaikuttavaa painetta. Tilanteita, jolloin jäähdyttäjän paine voi nousta liian korkeaksi ovat esimerkiksi voimakas paineisku sekä jäähdytyslinjan tukeutuminen. Viimeisenä komponenttina järjestelmän kierrossa on paluusuodatin (2), joka suodattaa epäpuhtauksia järjestelmästä näin suojellen muita komponentteja ennenaikaiselta kulumiselta. Säiliön huohottimen (3) tarkoitus on mahdollistaa lämpötilanvaihtelun aiheuttamien ilmanpainemuutosten tasaantuminen ilman, että säiliöön pääsee epäpuhtauksia.

Järjestelmässä oleva sulkuventtiili (4) on säiliön tyhjentämistä ja ajoittaista vedenpoistoa varten. Sulkuventtiilit (5 – 7) ovat tarkoitettu järjestelmän sulkemiseen testattavaa koneikkoa vaihdettaessa. Tällöin järjestelmää ei ole tarpeen tyhjentää jokaisella kerralla, kun testattava koneikko irrotetaan.

Järjestelmän toimintaa valvotaan antureilla. Hydraulipumpun imulinjaa valvotaan lämpöanturilla (8) ja absoluuttisella paineanturilla (12). Hydraulipumpun kotelo-paineen valvontaan käytetään paineanturia (11). Paineantureilla (13 ja 14) valvotaan järjestelmän painelinjan, sekä paineensäätöventtiilin jälkeistä painetta. Näin saadaan valvottua paineensäätöventtiilin paine-eroa, jota voidaan hyödyntää esimerkiksi takaisinkytkentäohjauksessa, jos kuormitusta halutaan pitää mahdollisimman tasaisena. Paineanturilla (15) valvotaan paluulinjan painetta mahdollisen tukkeutumisen havaitsemiseksi.

Lämpöantureilla (9 ja 10) valvotaan jäähdyttimen jäähdytystehokkuutta. Virtausanturilla (16) mitataan paineensäätöventtiilin läpi virtaavan nesteen tilavuusvirtaa, jolloin on mahdollista laskea paineensäätöventtiilin ja vastusventtiilin aiheuttama tehohäviö.



KUVA 9. Testauslaitteiston hydraulikkakaavio.

TAULUKKO 3. Testauslaitteiston komponenttilista.

Nro.	Komponentti	Nro.	Komponentti
1	Hydraulinesesäiliö	12	Paineanturi, imulinja
2	Paluusuodatin	13	Paineanturi, painelinja
3	Säiliön huohotin	14	Paineanturi, säätöventtiili
4	Sulkuventtiili, säiliön tyhjennys	15	Paineanturi, paluulinja
5	Sulkuventtiili, imulinja	16	Virtausanturi
6	Sulkuventtiili, ohivuotolinja	17	Jäähdytin
7	Sulkuventtiili, painelinja	18	Vastaventtiili
8	Lämpöanturi, imulinja	19	Testattava koneikko
9	Lämpöanturi, paluulinja	20	Paineenrajoitusventtiili
10	Lämpöanturi, jäähdytin	21	Paineensäätöventtiili
11	Paineanturi, kotelopaine	22	Vastusventtiili, käsisäätöinen

5.2 Hydraulikomponentit

Hydraulikomponenttien alustavat valinnat tehdään osittain samanaikaisesti hydraulikkakaaviota suunnitellessa. Alustavien komponenttivalintojen avulla on mahdollista tarkentaa järjestelmän toimintaparametrien määrittelyä markkinoilla saatavilla olevien komponenttien mukaan. Lisäksi alustavia komponenttivalintoja tarvitaan suunnittelun edetessä simulaatiomallin luomiseen sekä vertailukohdaksi eri komponenttien toiminnan ja kustannusten vertailuun.

Suunnittelun tässä vaiheessa valitaan vain alustavat pääkomponentit, jolloin muun muassa letkut, liitännät ja mahdolliset hydraulilohkot jätetään pois. Näiden komponenttien merkitys tulee olemaan suurempi vasta tarkemmassa simulaatiossa sekä mekaanisen suunnittelun vaiheessa, jolloin järjestelmän kaikkien komponenttien yhteensopivuus tulee varmistaa.

Hydraulinesesäiliöksi valitaan 300 litran valmissäiliö, johon on esiasennettuna paluusuodatin ja huohotin (liite 4). Hieman valittua hydraulinesemäärää suurempi nestesäiliö antaa hieman muutosvaraa hydraulinesemäärän kasvattamiselle, tai esimerkiksi vesijäähdytyksen lisäämiselle säiliöön. Valmiin säiliön etuina ovat valmiit liitännät ja suodatinkotelon asennuspaikka. Hydraulinesesäiliö on myös mahdollista valmistaa itse, jolloin sen muotoilu ja mitat määritellään muun järjestelmän mekaanisen suunnittelun yhteydessä. Itse suunnitellun säiliön etuna on mahdollisuus suunnitella testauslaitteistosta kompaktimpi ja kevyempi. Itse suunniteltu säiliö voisi esimerkiksi olla kantava rakenne, johon muut komponentit kiinnitetään. Tällöin erillistä kantavaa runkoa ei välttämättä tarvittaisi ollenkaan.

Jäähdyttimeltä vaaditaan 26 kW jatkuva jäähdytysteho 198 l/min tilavuusvirralla ja noin 30 °C lämpötilaerolla. Jäähdytinelementiksi valitaan yksittäinen öljy – ilma -tyyppinen jäähdytinelementti omalla puhaltimella (liite 5). Ilmajäähdytinelementti on käytettäessä testauslaitteistoa sisätiloissa mahdollista asentaa esimerkiksi pidemmällä putkistolla ulkotiloihin, jolloin testauslaitteiston käyttöympäristön lämpötila ei nouse käyttäjälle liian korkeaksi. Jäähdyttimen rinnalle asennetaan 5 bar vastaventtiili suojaamaan jäähdytintä ylipaineelta.

Paineenrajoitusventtiiliksi valikoituu maksimissaan 240 l/min virtaukselle ja 210 bar paineelle tarkoitettu paineenrajoitusventtiili (liite 6). Tällöin venttiilin maksimitilavuusvirran ja todellisen järjestelmän maksimitilavuusvirran välille jää varaa esimerkiksi hieman suuremman hydraulipumpun testaustarvetta varten. Lisäksi venttiilin oletusasetusarvo tehtaalta lähtiessä on järjestelmälle juuri sopiva 200 bar.

Testauslaitteiston kuorman tuottamiseen valitaan proportionaalinen paineensäätöventtiili (liite 7) ja käsisäätöinen vastusventtiili (liite 8). Paineensäätöventtiiliin ja vastusventtiiliin matalamman maksimitilavuusvirran ollessa 275 l/min, jää komponenttien osalta mahdollisuus testata suurempaakin hydraulipumppua. Sähköisesti ohjattavalla proportionaalisella paineensäätöventtiilillä yhdistettynä paineanturein valvottuun takaisinkytkentäohjaukseen on mahdollista luoda erilaisia todellisia käyttötilanteita simuloivia kuormitustilanteita. Tällöin ohjainlaitteelle voidaan ohjelmoida erilaisia valmiita testaustiloja, joita saadaan toistettua paineensäätöventtiilin avulla testaustulosten pysyessä mahdollisimman vertailukelpoisina.

5.3 Ohjainlaite ja anturointi

Ohjainlaitteeksi valitaan ohjelmoitava työkoneisiin tarkoitettu monikäyttöinen ohjainlaite (liite 9). Ohjainlaite valitaan valmiina pakettiratkaisuna, jossa ohjelmointiin tarvittavat ohjelmistolisenssi ja kaapeloinnit tulevat mukana. Laajat säätömahdollisuudet ovat keskeinen tekijä ohjainlaitteen valinnassa, esimerkiksi muiden valmistajien komponenttien yhteensovittamiseksi järjestelmään. Tärkeimpien komponenttien, ohjainlaitteen ja paineensäätöventtiilin yhteensopivuuden varmistamiseksi, valitaan molemmat komponentit saman valmistajan valikoimasta.

Hydraulipumpun imulinjan paineen ollessa suuremmilla virtausnopeuksilla melko varmasti ympäröivää ilmanpainetta alhaisempi, paineen mittaukseen vaaditaan absoluuttinen paineanturi. Valitaan absoluuttinen paineanturi (liite 10), jonka painemittausalue on 0 – 2,5 bar absoluuttista painetta. Absoluuttisen paineanturin jännitesyöttö on 12 – 28 V ja anturin lähtösignaali vaihtelee alueella 4 – 20 mA.

Imulinjan paineanturilla on mahdollista valvoa, pysyykö imupaine hydraulipumpuvalmistajan asettamissa raja arvoissa. Esimerkiksi liian alhainen imupaine pumpulla aiheuttaa kavitaatiota, joka johtaa kasvaneeseen melutasoon ja pumpun ennenaikaiseen kulumiseen.

Absoluuttisen paineanturin mittausalueen ollessa hyvin alhainen, valitaan järjestelmän muiden osien painemittauksiin toisenlainen, suhteellista painetta mittaava anturi (liite 11). Valitun suhteellisen paineanturin maksimipaine on 400 bar, jännitesyöttö 5 V ja lähtösignaali ratiometrinen 0,5 – 4,5 V. Ratiometrinen lähtösignaali muuttuu proportionaalisesti mitattavan suureen sekä anturin syöttöjännitteen muuttuessa.

Järjestelmän jokaiseen lämpötilamittauspisteeseen anturiksi valitaan termistorityyppinen lämpöanturi (liite 12). Anturin mittausalue on -40 – 150 °C, jolloin anturin resistanssin arvon vaihteluväli on 800 – 2000 Ω. Lämpöanturin maksimipaine on 150 bar, joten sitä voi käyttää vai järjestelmän matalapaineisilla osuuksilla.

Paineensäätöventtiilin ja vastusventtiilin läpäisemän virtausta mittaavaksi anturiksi valitaan putkiasenteinen virtausanturi (liite 13). Virtausanturin mittausalue on 15 – 300 l/min, joka soveltuu myös suuremmankin hydraulipumpun testaukseen. Virtausanturin jännitesyöttö on 10 – 32 V ja anturin lähtösignaali vaihtelee alueella 4 – 20 mA.

6 JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA

Opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella hydraulikkatestauslaitteisto akku-käyttöisen hydraulikkakoneikon testaustarpeeseen. Suunnitellun testauslaitteiston tuli olla kykeneväinen luomaan nostolavan eri käyttötilanteita vastaavia kuormia hydraulipumpulle. Opinnäytetyön lopputuloksena oli tarkoitus mitoittaa testauslaitteiston pääparametrit ja valita sopivat pääkomponentit.

Tässä kappaleessa kootaan työn keskeisimmät lopputulokset yhteen ja arvioidaan niitä. Lopputuloksia arvioidaan käyttökelpoisuuden ja luotettavuuden näkökulmasta. Lisäksi pohditaan, kuinka työtä voisi jatkaa eteenpäin sekä arvioidaan opinnäytetyökokonaisuuden onnistumista yleisesti.

6.1 Työn lopputulos

Työn ensimmäisenä tuloksena saatiin tuotettua testauslaitteiston tärkeimpien laskennallisten suureiden laskenta. Saadut laskennat sisältävät hydrauliset perusuureet, jäähdytystehon mitoituksen sekä putkiston eri osien halkaisijamitoituksen. Vaikka lasketun jäähdytystehon tarve on saatu yksinkertaistetulla laskennalla, voidaan lopputulosta pitää luotettavana sen perustuessa arvioon nostolavan tarvitsemasta tehosta ja käyttöajasta. Laskennassa on käytetty tunnettuja laskentakaavoja ja kaikkia epävarmoja arvioita on korjattu lopputuloksen kannalta turvallisempaan suuntaan. Lisäksi laskettu jäähdytystehon tarve maksimikuormituksella on moninkertainen tarvittavaan vähimmäisarvoon verrattuna. Laskettuja putkihalkaisijoita ei voida käyttää sellaisenaan, vaan putkikoot tulee valita saatavilla olevista vaihtoehdoista. Valitun putkikoon ollessa laskettua pienempi, tulee putken sopivuus vielä varmistaa uudella laskennalla.

Työn toisena lopputuloksena laadittiin hydraulikkakaavio sekä tehtiin alustavat komponenttivalinnat. Hydraulikkakaavion laadinnan tukemiseksi on tutkittu olemassa olevia kaavioita kehittämään puutteellista henkilökohtaista kokemusta hydraulikkasuunnittelusta. Lopputuloksena saatu hydraulikkakaavio olisi sellai-

senaan käyttökelpoinen, mutta ennen kokonaisuuden simulointia sen käyttäminen sellaisenaan ei ole suositeltavaa. Alustavat komponenttivalinnat on tehty niin, että komponentit kestävät vähintään järjestelmän käyttöolosuhteet. Komponenttivalinnat eivät kuitenkaan ole sellaisenaan käyttökelpoisia ennen niiden kustannustehokkuuden vertailua ja yhteensopivuuden tarkastamista. Varsinkin ohjainlaitteen ja anturoinnin yhteensovittaminen on varmistettava osan komponenteista ollessa eri valmistajien valikoimista.

Yrityksen sisäisesti toteuttaman testauslaitteiston kustannuksien vertailua markkinoilta saataviin laitteisiin ei työn puitteissa päästy toteuttamaan. Työn aikana kuitenkin selvisi, että saatavilla olevat valmiit laitteet ovat pääasiassa suunniteltu mahdollisimman monipuoliseen käyttöön, esimerkiksi hydraulikkakorjaamoille ja tehtaille. Tällaiset laitteet ovat kooltaan todella suuria ja monimutkaisia jatkuvan käytön ja mahdollisimman kattavan testattavan laitteen yhteensopivuuden varmistamiseksi. Työssä suunnitellun laitteen olisi kuitenkin tarkoitus olla pienikokoinen ja siirrettävä, joka rajaa vähintään suurimman osan valmiista laitteista pois vaihtoehdoista. Lisäksi itse valmistetun laitteen kustannuksia hillitsee se, että yrityksellä on käytössään ammattitaitoista henkilökuntaa toteuttamaan suurimman osan testauslaitteiston kokoonpanosta. Lisäksi kustannuksia voidaan entisestään alentaa käyttämällä mahdollisuuksien mukaan valmiiksi varastossa olevia komponentteja ja valmistamalla osa komponenteista, esimerkiksi putkistot, yrityksen sisäisesti.

6.2 Jatkokehitys

Opinnäytetyön pohjalta seuraava vaihe olisi hydraulikkajärjestelmän simulointi, jossa analysoitaisiin hydraulikkakaavion oikeanlainen toiminta ja komponenttivalinnat sekä selvitetään tarvittavat muutoskohteet. Tässä vaiheessa komponenttivalintoja tulee tarkastella paitsi toiminnan myös saatavuuden ja kustannustehokkuuden näkökulmasta. Simuloidessa yhtenä huomioitavana asiana testauslaitteiston lämmittäminen kylmästä käyttölämpötilaan tulee tutkia. Näin selvitetään, tarvitseeko järjestelmä erillisen termostaattina toimivan venttiilin kierrättämään hydraulinesteen ohi jäähdyttimeltä, vai riittääkö jäähdyttäjän tuulettimen kytkemi-

nen pois päältä, jolloin järjestelmän erittäin korkea lämmöntuotto lämmittäisi hydraulinesteen nopeammin. Simuloinnin perusteella tehdyt mahdolliset muutokset huomioiden seuraavana vaiheena alkaisi mekaaninen suunnittelu.

Mekaanisen suunnittelun vaiheessa valittaisiin, millä tavalla testauslaitteisto toteutettaisiin, valitaanko erillinen runko ja valmis hydraulinesesäiliö vai suunnitellaanko oma säiliö, joka toimii laitteen runkona. Myös säiliön korkeuden suhde testattavaan koneikkoon nähden tulee huomioida hydrostaattisen paineen luoman ja imuhäviöiden laskeman imupaineen pitämiseksi käyttöolosuhteita vastaavana. Mekaanisen suunnittelun vaiheessa komponenttien yhteensopivuus tulee varmistaa ja tarvittaessa palata takaisin simulointivaiheeseen uusien komponenttien kanssa komponenttien yhteensopivuusongelmien ilmentyessä. Suunnittelussa tulee ottaa huomioon työturvallisuustekijät, jotka koskevat myös itse valmistettua ja yrityksen sisäisesti käytettävää laitteistoa. Tämä tarkoittaa muun muassa erilaisten suojausten valmistamista standardien mukaan.

6.3 Pohdinta

Opinnäytetyön alkuperäinen suunnitelma oli jatkaa nykyisten lopputulosten pohjalta simulointivaiheeseen ja alustavan 3D-mallin luomiseen. Kuitenkin aiemmin suunniteltu 10 kuukauden aikataulun lyhennyttyä puoleen, viiteen kuukauteen, jouduttiin opinnäytetyötä rajaamaan huomattavasti lyhyemmäksi. Rajauksen tekemistä helpotti se, että opinnäytetyön työskentelytavaksi oli valittu sellainen, jossa vaihe kerrallaan tehdään valmiiksi ja raportoidaan. Tällöin käytettävissä olevan ajan loppuessa työn suorituksen katkaiseminen on helpompaa. Tämän työskentelytavan valinta oli mielestäni yksi opinnäytetyön raportointiosuuden aikataulussa onnistumisen tärkeimpiä valintoja. Työn onnistumista aikataulussa helpotti myös aiempi kiiruhtaminen omien opintojeni parissa, jolloin opinnäytetyön ohelle ei palkkatöiden ja perheen lisäksi jäänyt juuri muuta tehtävää.

Lyhyeksi rajaamisesta huolimatta työ onnistui rajauksen sisällä henkilökohtaisten tavoitteiden mukaan hyvin. Lopputulokset on laadittu niin, että niiden perusteella on mahdollista jatkaa testauslaitteiston suunnittelua, joka olisi aikataulun mah-

dollistaessa ollut todella mielenkiintoista tehdä itse. Tutkiessa opinnäytetyön aihepiiriä monipuolisesti kehittyi oma osaaminen oppimistavoitteiden mukaisesti. Saavutetun tietotaidon avulla pystyn jatkossa luomaan parempia kokonaiskäsityksiä hydraulikkajärjestelmien toiminnasta ja lainalaisuuksista. Tästä on apua työelämässä monialaisissa projekteissa työskennellessä, vaikka en tulisikaan työskentelemään juuri hydrauliiikan suunnittelutehtävissä.

Hydrauliikka- sekä termodynamiikka-aiheisten luotettavien lähteiden löytäminen osoittautui melko haastavaksi, koska suuressa osassa internetlähteistä ei ollut kunnollisia lähdemerkintöjä tai ne perustuivat kirjoittajan henkilökohtaisiin arvioihin. Tämän johdosta tärkeimpinä lähteinä käytin aihepiiriin erikoistunutta kirjallisuutta. Uuden kirjallisuuden saatavuuden ollessa heikkoa, käytetty kirjallisuus oli jo melko vanhaa, mutta vanhasta painoksesta huolimatta lainalaisuuksia voidaan pitää vielä nykypäivänäkin pätevinä. Internetlähteistä tietoa poimiessa pyrin mahdollisuuksien mukaan etsimään tietoa samasta aiheesta useasta lähteestä, jolloin hankittu tieto ei jäänyt vain yhden kirjoittajan arvioiden varaan. Näin toimimalla voin luottaa siihen, että opinnäytetyö perustuu mahdollisimman luotettaviin lähdetietoihin.

LÄHTEET

Bosch Rexroth UK. 2022. How to select a hydraulic pump for an industrial application. LinkedIn päivitys. Viitattu 21.9.2023. <https://www.linkedin.com/pulse/how-select-hydraulic-pump-industrial-application-bosch-rexroth-uk>

Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung e.V. 2018. Hydraulic test benches. Raportti. Viitattu 4.10.2023. <https://publikationen.dguv.de/widgets/pdf/download/article/3550>

Direct Industry. n.d. Choosing the right hydraulic pump. Verkkosivu. Viitattu 21.9.2023. <https://guide.directindustry.com/choosing-the-right-hydraulic-pump/>

Drexler, P. Faatz, H. Feicht, F. Geis, H. Morlok, J. Wiesmann, E. Krielen, A. Achten, M. Reik, M. 1989. Hydraulic Trainer, Volume 3. Ensimmäinen painos. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH

Eurobalt. n.d. Hammaspyöräpumppujen havainnekuva. Verkkosivu. Viitattu 21.9.2023. <https://eurobalt.net/wp-content/uploads/2022/11/GEAR-PUMP.png>

Hydraulic-calculation.com. n.d. Radial piston pump. Verkkosivu. Viitattu 21.9.2023. <https://hydraulic-calculation.com/article.php?ID=42>

Hydro Titan. n.d. Main Workshop. Verkkosivu. Viitattu 27.10.2023. <https://www.hydrotitan.gr/p/main-workshop>

Klarecki, K. Rabsztyn, D. Hetmanczyk, M. 2015. Analysis of pulsation of the sliding-vane pump for selected settings of hydrostatic system. Researchgate.net. Verkkosivu. Viitattu 21.9.2023. https://www.researchgate.net/figure/Operating-diagram-of-a-single-acting-rotary-vane-pump_fig1_281369375

Kurganov, V.A. 2011. Heat transfer coefficient. Verkkosivu. Viitattu 12.10.2023. <https://www.thermopedia.com/content/841/>

Lampinen, M. 2006. Termodynamiikan perusteet. Neljäs korjattu painos. Helsinki: Otatieto. Oy

Learnchannel-TV.com. n.d. Different types of hydraulic pumps and how they work. Verkkosivu. Viitattu 21.9.2023. <https://learnchannel-tv.com/en/hydraulics/hydraulic-power-unit/hydraulic-pumps/pump-types/>

MatWeb. n.d. Alumiini, Al. Materiaalidatasivu. Viitattu 12.10.2023. <https://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?bassnum=AMEAL00&ckck=1>

Mäkelä, M., Soininen, L., Tuomola, S., Öistämö, J. 2019. Tekniikan kaavasto. 20. Painos. Tampere: Tammertekniikka / AMK-kustannus Oy

Nuclear-Power. n.d. Convective Heat Transfer Coefficient. Verkkosivu. Viitattu 12.10.2023. <https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/heat-transfer/convection-convective-heat-transfer/convective-heat-transfer-coefficient/>

Rolfelt E. 2010. Liquid tools. Cutting Tool engineering. Verkkosivu. Viitattu 26.10.2023. <https://www.ctemag.com/news/articles/liquid-tools>

The Engineering Toolbox. n.d. Liquids and Fluids – Specific Heats. Verkkosivu. Viitattu 26.10.2023. https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-fluids-d_151.html#google_vignette

WIKA. n.d. Absoluuttinen paine, suhteellinen paine ja paine-ero. Verkkosivu. Viitattu 18.9.2023. https://www.wika.fi/landingpage_differential_pressure_fi_fi.WIKA#start

LIITTEET

Liite 1. Sähkömoottorin tekniset tiedot




SALATTU

Liite 2. Hydraulipumpun tekniset tiedot



SALATTU



Technical Data Sheet

- Long Oil Life
- Extra Protection
- Maintain System Efficiency
- Versatile Applications

Shell Tellus S2 VX 32

High Performance Hydraulic Fluid, Group II Base Oil Technology, Versatile Applications

Shell Tellus S2 VX fluids are high performance hydraulic fluids based on Group II base oils that provide outstanding protection and performance across a wide range of temperatures. They resist breakdown under heat or mechanical stress and are ideally suited to most mobile equipment and other applications subjected to a wider range of ambient or operating temperatures.

DESIGNED TO MEET CHALLENGES

Performance, Features & Benefits

- Long fluid life – maintenance saving**

Shell Tellus S2 VX fluids help extend equipment maintenance intervals by resisting thermal and chemical breakdown. This minimizes any harmful sludge formation and provides better reliability and system cleanliness.

Shell Tellus S2 VX fluids also have good stability in the presence of moisture, which ensures long fluid life and reduces the risk of corrosion and rusting, particularly in moist or humid environments.

Highly shear stable viscosity modifiers help minimize variations in the fluid properties throughout the service life of the fluid
- Outstanding wear protection**




Tellus S2 VX is designed to meet the demands of hydraulic systems well in to the future, including enhanced extreme pressure performance in the FZG test (FLS 11 at ISO VG 32). It also demonstrates excellent performance in the tough Denison T6H20C (dry and wet versions) and the demanding Eaton Vickers 35VQ25. Shell Tellus S2 VX fluids can help system components last longer.
- Maintaining system efficiency**

Excellent filterability and high performance water separation, air release and antifoam characteristics all help contribute to maintaining or enhancing the efficiency of hydraulic systems. Optimization of friction characteristics also helps reduce harmful stick-slip effects.

An oil cleanliness particle count of ISO 4406 20/18/15 or better (measured at the point of filling) helps reduce the impact of contaminants on filter blocking, allowing both extended filter life and enhancing equipment protection.

Shell Tellus S2 VX fluids are formulated for exceptional foam control and excellent air release to facilitate efficient hydraulic power transfer and minimise fluid and equipment impacts of cavitation induced oxidation that can shorten fluid life.

Main Applications

- Mobile/external hydraulic systems**

Hydraulic and fluid power transmission systems in exposed environments can be subject to wide variations in temperature. The high viscosity index of Shell Tellus S2 VX helps deliver responsive performance from cold start conditions to full load, severe duty operation.
- Precision hydraulic systems**

Precision hydraulic systems require excellent control of fluid viscosity over the operating cycle. Shell Tellus S2 VX provides greater temperature-viscosity stability compared to ISO HM fluids that can help improve the performance of such systems.
- Marine hydraulic systems**

Suitable for marine applications where ISO HV category hydraulic fluids are recommended.

Page 1 of 3
Tellus S2 VX 32 (2016), v 4.3
05.07.2016.07.18

Specifications, Approvals & Recommendations

Product is designed to meet :

- Parker Denison (HF-0, HF-1, HF-2)
- Eaton E-FDGN-TB002-E
- Fives (Cincinnati Machine) P-68
- ISO 11158 (HV fluids)
- DIN 51524 Part 3 HVLP type
- ASTM D6158 (HV fluids)
- Swedish Standard SS 15 54 34 AM

For a full listing of equipment approvals and recommendations, please consult your local Shell Technical Helpdesk.

Typical Physical Characteristics

Properties			Method	Shell Tellus S2 VX 32
ISO Fluid Type				HV
Kinematic Viscosity	@-20°C	cSt	ASTM D445	1430
Kinematic Viscosity	@40°C	cSt	ASTM D445	32
Kinematic Viscosity	@100°C	cSt	ASTM D445	6.1
Viscosity Index			ISO 2909	143
Shear Stability	@100°C	% loss	CEC L45-A-99	10
Density	@15°C	kg/l	ISO 12185	0.854
Flash Point (COC)			°C	215
Colour			ASTM D1500	L0.5
Water Separation			minutes	20
TOST life			hours minimum	5000
Pour Point			°C	-39

These characteristics are typical of current production. Whilst future production will conform to Shell's specification, variations in these characteristics may occur.

Health, Safety & Environment

• Health and Safety

Shell Tellus S2 VX hydraulic fluid is unlikely to present any significant health or safety hazard when properly used in the recommended application and good standards of personal hygiene are maintained.

Avoid contact with skin. Use impervious gloves with used oil. After skin contact, wash immediately with soap and water.

Guidance on Health and Safety is available on the appropriate Material Safety Data Sheet, which can be obtained from <http://www.epc.shell.com/>

• Protect the Environment

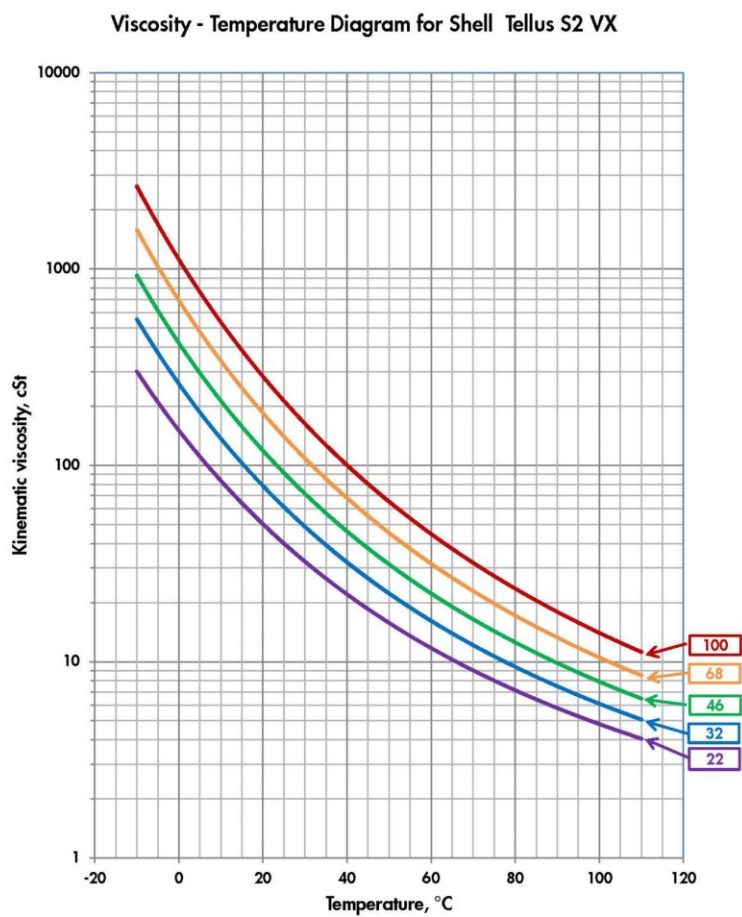
Take used oil to an authorised collection point. Do not discharge into drains, soil or water.

Additional Information

• Advice

Advice on applications not covered here may be obtained from your Shell representative.

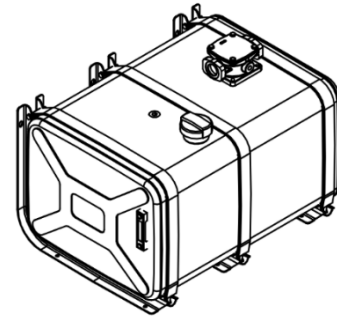
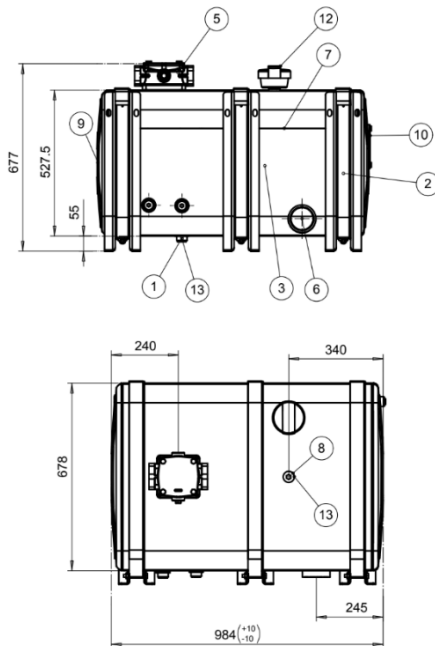
3 (3)



Liite 4. Hydraulinesstesäiliö ja paluusuodatin, tekniset tiedot

Hydraulinesstesäiliön tekniset tiedot

Säiliön tyyppi: Kovi AHPK-300L



13	Tulppa/Plugg 1"					1
12	Ilmasuodatin/Luftfilter Hydac			BFP 7 G 10 W 1.0		1
11	Tulppa/Plugg 3/4"					3
10	Näyttö 127mm					1
9	Päätyosa näytöreläillä			678x528x3		1
8	Litän / Anslutning 1"			Ø50x24-G1"		2
7	Löskelvy/Skvalplätt			690x538x2		2
6	Imuultri/Sugarelutning 3"			Ø100x62-G3"		1
5	Hydac/Kovi 500L/min Big size filter			124mm reikäväli m10		1
4	Paluukaivo/Returbrunn			660x262x2		1
3	Vaiippa/Mantel 300L 1x3"			670x225x3		1
2	Kansake/Konsol					3
1	Litän/Anslutning 3/4"			Ø50x24-G3/4"		3

Osio	Hydraulinesstesäiliön tekniset tiedot	Osio on kokoonpanon osien kuvaus	Standardi (ei laulettu)	Materiaali, väri, lakkaus (ei laulettu)	Laatu	Kpl
Yhteiskeräys	+10	Mittakaava 1:10	Tuote Hydraulinesstesäiliö	Alumiininen Hydraulinesstesäiliö 300-litraa		
Projekt	AH-säiliöt		Luokka Alumiinisäiliöt			
Siuna	2005-09-09 M. Ukkonen	Messa				
Tark.		123,588 kg	Kovi	Ent.	Uusi	
Hyv.						

Hydraulinesstesäiliön mittakuva. <https://www.kovi.fi/shop/product/alumiinihydraulinesstesailio-300litraa-1x3-1>

Tilavuus: 300 litraa

Huohottimen tyyppi: Hydac BFP 7 G 10 W 1.0

Paluusuodattimen tekniset tiedot

Suodattimen tyyppi: Hydac RMF ON 500 VFF

Maksimitilavuusvirta: 500 l/min

Liitännät: G1 ½

Datalehti

www.hydac.com.au/pub/media/productattach/r/e/return_line_filter_rfm_with_4_hole_mounting.pdf

Liite 5. Jäähdyttimen datalehti, valitun jäähdyttäjän sivu

ACL
VT 210

Massa radiante – Faisseau – Core – Rahmen - Colmena : 460x455x94

Vol. (lt) 4,3

ACL	PAG. 4 FIG. 2	🌀	IP	Ø D (mm)	H (mm)	dB (A)	Kg	Q _{air} (m³/h)
15V1210100			/	/	100	/	22	/
15V1210101		12 V. 0,283 Kw rpm. 2900	33	385	246	67	24,9	2900
15V1210104		12 V. 0,283 kW rpm. 2900	33	385	246	67	24,9	2900
15V1210102		24 V. 0,276 kW rpm. 2800	33	385	246	67	24,9	2900
15V1210105		24 V. 0,276 kW rpm. 2800	33	385	246	67	24,9	2900
15V1210112		230V. – 50Hz 0,320 kW rpm. 1260	54	400	285	74	24,9	2600
15V1210103		230-400V. 50Hz 0,290 kW rpm. 1245	54	400	285	76	25,7	2750
15V1210107		HYDRAULIC ↳ Tab. pag. 11	-	300	365	68	30,2	2800

20

Liite 6. Paineenrajoitusventtiilin datalehti

Part number:

006-10618**HYDROMA**

HYDRAULICKÉ SYSTÉMY

HIDROMA

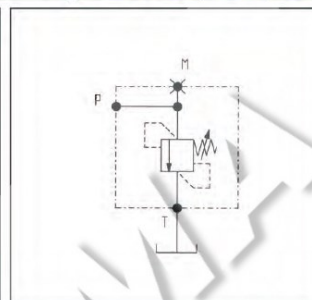
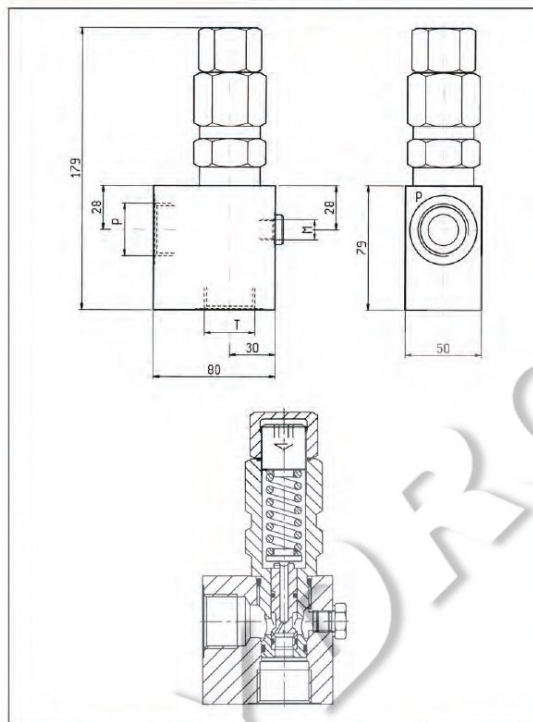
SYSTEMS

UKŁADY HYDRAULICZNE

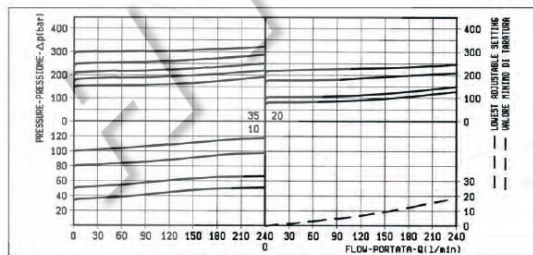
HYDROMA

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

MASSIMA PRESSIONE, DIRETTE, OTTURATORE DIFFERENZIALE
DIRECT, DIFFERENTIAL PISTON RELIEF

VSDC-250**05.12.03 - X - Y - Z****DATI TECNICI / TECHNICAL DATA**

Pressione di lavoro max. Max. working pressure	350 bar
Portata max. Flow max.	240 l/min
Peso Weight	1,67 kg



X	REGOLAZIONI ADJUSTMENTS
03	vite interna esagono incassato leakproof inner hex. socket screw 
	cappello per piombatura sealing cap  codice / ordering code 03.05.01.005

MOLLE / SPRINGS					
Z	Campo taratura min - max bar Adj. press. range bar	Incremento press. bar / giro vite Press. increase bar / turn	Taratura standard bar (Q = 5 l/min) Std. setting bar (made at 5 l/min)	Cod. ordinazione Ordering code	Colore Colour
10	35-100	18	100	03.51.01.068	blu blue
20	70-210	36	200	03.51.01.067	verde green
35	120-350	62	350	03.51.01.057	giallo yellow

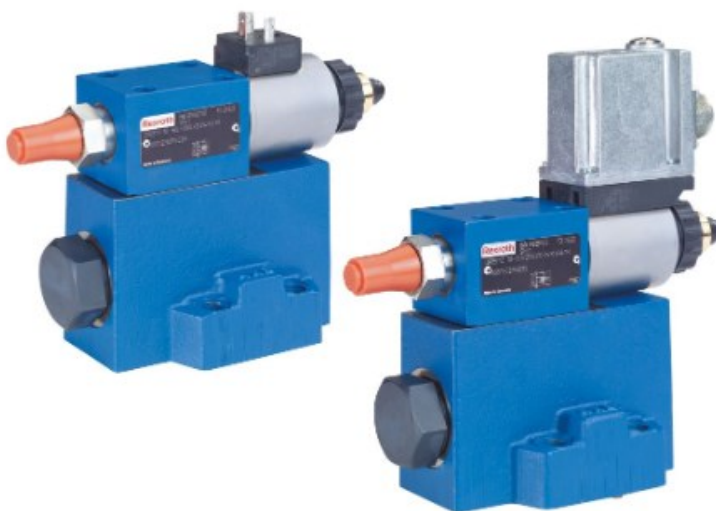
ATTACCHI / PORT SIZE		
Y	P-T	M
04	G 3/4	G 1/4
05	G 1	G 1/4

www.hydoma.czwww.hydoma.euwww.hidromasystems.pl

Liite 7. Paineensäätöventtiilin tekniset tiedot

Paineensäätöventtiilin tekniset tiedot

Venttiilin tyyppi: Rexroth DREE10-6X/200YMG24K31A1M



Paineensäätöventtiili. https://store.boschrexroth.com/Hydraulics/Valves/Pressure-valves/Pressure-reducing-valves-proportional/PRESSURE-REDUCING-VALVE_R901272516?cclcl=fi_FI

Maksimitilavuusvirta: 300 l/min

Kiinnityslaippa: ISO 5781

Solenoidin virta: $\leq 100 - 1600$ mA

Käyttöjännite: 24 V

Virrankulutus: $\leq 1,5$ A

Datalehti:

https://www.boschrexroth.com/media/288da088-a8cd-4072-ad60-e314c7d34e3a?c=fi&lang=fi&_gl=1*1x2a1ws*_ga*MTI1MDEzNzg1NzguMC4wLjA.*_ga_6YFL8JVC3S*MTcwMTc3ODM3MC4xMS4xLjE3MDE3Nzg1NzguMC4wLjA.*_ga_1TJGXV7Q4B*MTcwMTc3ODM3MC4xMS4xLjE3MDE3Nzg1NzguMC4wLjA

Liite 8. Vastusventtiilin tekniset tiedot

Vastusventtiilin tekniset tiedot

Venttiilin tyyppi: Rexroth MG20G1X/V



Vastusventtiili. https://store.boschrexroth.com/Hydraulics/Valves/Flow-control-valves/Throttle-valves/THROTTLE-VALVE_R900422150?cclcl=en_LV

Maksimitilavuusvirta: 275 l/min

Kiinnitys: G1"

Käyttötapa: Käsikäyttöinen

Datalehti:

https://www.boschrexroth.com/media/7f7dcc6d-4a4d-479d-881e-66cb38c5a9a2?c=lv&lang=en& gl=1*1u2970w* ga*MTI1MDEzNzgxMy4xNjk1MjgyMTkw* ga_1TJGXV7Q4B*MTcwMTc3ODM3MC4xMS4xLjE3MDE3Nzk2NDEuMC4wLjA.* ga_6YFL8JVC3S*MTcwMTc3ODM3MC4xMS4xLjE3MDE3Nzk2NDEuMC4wLjA

Liite 9. Ohjainlaite

Ohjainlaite

Ohjainlaitteen tyyppi: RC5-6/40



Bodas RC/40 starter kit. https://store.boschrexroth.com/Elektronika-mobilna-i-telematyka/Sprz%C4%99t-BODAS/Urz%C4%85dzenia-steruj%C4%85ce-BODAS?cclcl=en_PL

Käyttöjännite: 24 V

11 teholähtöä, joista 5 virtaohjattuja

8 matalatehoista ohjauslähtöä

30 monikäyttöistä sisääntuloa

Sisäinen ohjelmakierron valvonta

4 erillistä sensorijännitelähtöä

4 erillistä CAN-väylää

Yksi LIN-pääkäyttöliittymä

Datalehti ohjainlaitteelle ja starter kit-paketille:

<https://www.boschrexroth.com/ics/ref/media/95207?filterMediatype=1584&c=PL&lang=en>

<https://www.boschrexroth.com/ics/ref/media/95227?filterMediatype=1584&c=PL&lang=en>

HYDAC INTERNATIONAL



Pressure Transmitter HDA 4100 Ex applications

Absolute pressure Accuracy 0.5 %

Intrinsically Safe, Dustproof enclosure
Non-Sparking
ATEX, IECEx, double approval



Description:

The pressure transmitter HDA 4100 is a compact pressure transmitter (intrinsically safe version) which is used to measure absolute pressures in hydraulics and pneumatics. The double approval in accordance with ATEX and IECEx enables universal, almost worldwide utilisation of the devices in potentially explosive atmospheres.

As with the industry model, the ATEX/IECEx version HDA 4100 has a ceramic measurement cell with thick-layer strain gauge.

Intended fields of application are, for example, in the oil and gas industry, in mining, on gas turbines or in locations with high dust contamination, e.g. in mills.

Protection types and applications:

ATEX

I M1	Ex ia	I	Ma
II 1G	Ex ia	IIC	T6 Ga
II 1/2G	Ex ia	IIC	T6 Ga/Gb
II 2G	Ex ia	IIC	T6 Gb
II 3G	Ex nA	IIC	T6, T5, T4 Gc
II 3G	Ex ic	IIC	T6, T5, T4 Gc
II 1D	Ex ia	IIIC	T85 °C Da
II 1D	Ex ta	IIIC	T80/90/100 °C
			T ₅₀₀ 90/T ₅₀₀ 100/T ₅₀₀ 110 °C Da
II 2D	Ex tb	IIIC	T80/T90/T100 °C Db
II 3D	Ex tc	IIIC	T80/T90/T100 °C Dc
II 3D	Ex ic	IIIC	T80/T90/T100 °C Dc

IECEx

Ex ia	I	Ma
Ex ia	IIC	T6 Ga
Ex ia	IIC	T6 Ga/Gb
Ex ia	IIC	T6 Gb
Ex nA	IIC	T6, T5, T4 Gc
Ex ic	IIC	T6, T5, T4 Gc
Ex ia	IIIC	T85 °C Da
Ex ta	IIIC	T80/T90/T100 °C Da
		T ₅₀₀ 90/T ₅₀₀ 100/T ₅₀₀ 110 °C Da
Ex tb	IIIC	T80/T90/T100 °C Db
Ex tc	IIIC	T80/T90/T100 °C Dc
Ex ic	IIIC	T80/T90/T100 °C Dc

Technical data:

Input data

Measuring ranges	bar	1	2,5
Overload pressures	bar	3	8
Burst pressure	bar	5	12
Mechanical connection	G1/4 A ISO 1179-2		
Tightening torque, recommended	20 Nm		
Parts in contact with fluid	Sensor: Ceramic Mech. connection: 1.4301 Seal: FKM/EPDM		

Output data

Output signal, permitted load resistance	4 ... 20 mA, 2-conductor $R_{Lmax} = (U_b - 12 V) / 20 mA [k\Omega]$		
Accuracy acc. to DIN 16086, terminal based	$\leq \pm 0.5\%$ FS typ. $\leq \pm 1\%$ FS max.		
Accuracy, B.F.S.L.	$\leq \pm 0.25\%$ FS typ. $\leq \pm 0.5\%$ FS max.		
Temperature compensation	$\leq \pm 0.02\%$ FS / °C typ.		
Zero point	$\leq \pm 0.03\%$ FS / °C max.		
Temperature compensation	$\leq \pm 0.02\%$ FS / °C typ.		
Span	$\leq \pm 0.03\%$ FS / °C max.		
Non-linearity acc. to DIN 16086, terminal based	$\leq \pm 0.5\%$ FS max.		
Hysteresis	$\leq \pm 0.4\%$ FS max.		
Repeatability	$\leq \pm 0.1\%$ FS		
Rise time	≤ 1.5 ms		
Long-term drift	$\leq \pm 0.3\%$ FS typ. / year		

Environmental conditions

Compensated temperature range	-25 ... +85 °C		
Operating/ambient temperature range	T6, T80/T85 °C, T ₅₀₀ 90 °C T5, T90 °C, T ₅₀₀ 100 °C T100 °C, T ₅₀₀ 110 °C T4	Ta = -20 ... +60 °C Ta = -20 ... +70 °C Ta = -20 ... +80 °C Ta = -20 ... +85 °C	
Storage temperature range	-40 ... +100 °C		
Fluid temperature range ¹⁾²⁾	-40 ... +60 °C / -20 ... +60 °C		

CE mark

Vibration resistance acc. to DIN EN 60068-2-6 at 10 ... 500 Hz	≤ 20 g	
Protection class acc. to DIN EN 60529 ³⁾	IP 67	

Relevant data for Ex applications

	Ex ia, ic	Ex nA, ta, tb, tc
Supply voltage	12 ... 28 V DC	12 ... 28 V DC
Max. input current	li = 100 mA	
Max. input power	Pi = 1 W	Max. power consumption ≤ 1 W
Connection capacitance of the sensor	Ci ≤ 22 nF	
Inductance of the sensor	Li = 0 mH	
Insulation voltage ⁴⁾	50 V AC, with integrated overvoltage protection acc. to EN 61000-6-2	

Other data

Residual ripple of supply voltage	$\leq 5\%$
Current consumption	≤ 25 mA
Life expectancy	> 10 million cycles (0 ... 100 % FS)
Weight	~ 150 g

Note: Reverse polarity protection of the supply voltage, excess voltage, overvoltage and short circuit protection are provided.

FS (Full Scale) = relative to complete measuring range; B.F.S.L. = Best Fit Straight Line

¹⁾ -20 °C with FKM seal or EPDM seal, -40 °C on request

²⁾ With M12x1 male connector, only up to -25 °C

³⁾ With mounted mating connector in corresponding protection class

⁴⁾ 500 V AC on request

Fields of application:

Code no. for use in model code	1			9	A	C
ATEX KEMA 05 ATEX 1016X	I M1 Ex ia I Ma	II 1G Ex ia IIC T6 Ga II 1/2G Ex ia IIC T6 Ga/Gb II 1D Ex ia IIIC T85 °C Da	II 2G Ex ia IIC T6 Gb	II 3G Ex nA IIC T6, T5 Gc	II 1D Ex ta IIC T80/T90 °C T ₅₀₀ 90 °C, T ₅₀₀ 100 °C Da II 2D Ex tb IIC T80/T90 °C Db	II 3G Ex ic IIC T6, T5 Gc II 3D Ex ic IIIC T80/T90 °C Dc
IECEX KEM 08.0014X	Ex ia I Ma	Ex ia IIC T6 Ga Ex ia IIC T6 Ga/Gb Ex ia IIIC T85 °C Da	Ex ia IIC T6 Gb	Ex nA IIC T6, T5 Gc	Ex ta IIC T80/T90 °C T ₅₀₀ 90 °C, T ₅₀₀ 100 °C Da Ex tb IIC T80/T90 °C Db	Ex ic IIC T6, T5 Gc Ex ic IIIC T80/T90 °C Dc
Application fields	Mining Protection type: intrinsically safe ia with barrier	Gases/conductive dust Protection type: intrinsically safe ia with barrier	Gases Protection type: intrinsically safe ia with barrier	Gases Protection type: non-sparking nA	Conductive dust Protection type: dustproof enclosure	Gases/conductive dust Protection type: intrinsically safe ic with barrier
Electrical connection (see model code)	5, 6	5, 6	5, 6	6	6	5, 6

Instruments for other protection types and zones (see cover) are available upon request.

Model code:

HDA 4 1 4 X - A - XXXX - EN X - 000 - X 1

Mechanical connection

4 = G1/4 A ISO 1179-2

Electrical connection

5 = male, EN175301-803, 3 pole + PE
(IP 67 mating connector supplied)
6 = male M12x1, 4 pole
(mating connector not supplied)

Output signal

A = 4...20 mA, 2-conductor

Measuring ranges in bar

01.0; 02.5

Approval

E = ATEX
IECEX

Insulation voltage

N = 50 V AC to housing

Protection types and applications (code)

ATEX		IECEX	
1 =	I M1 Ex ia I Ma	Ex ia I Ma	
	II 1G Ex ia IIC T6 Ga	Ex ia IIC T6 Ga	
	II 1/2 G Ex ia IIC T6 Ga/Gb	Ex ia IIC T6 Ga/Gb	
	II 2 G Ex ia IIC T6 Gb	Ex ia IIC T6 Gb	
	II 1D Ex ia IIIC T85 °C Da	Ex ia IIIC T85 °C Da	
9 =	II 3G Ex nA IIC T6, T5 Gc	Ex nA IIC T6, T5 Gc	
Only in conjunction with electr. connection "6" and the impact protection metal safety sleeve (see dimensions)			
A =	II 1D Ex ta IIIC T80/T90 °C T ₅₀₀ 90 °C, T ₅₀₀ 100 °C Da	Ex ta IIIC T80/T90 °C Da T ₅₀₀ 90 °C, T ₅₀₀ 100 °C Da	
	II 2D Ex tb IIIC T80/T90 °C Db	Ex tb IIIC T80/T90 °C Db	
Only in conjunction with electr. connection "6" and the impact protection metal safety sleeve (see dimensions)			
C =	II 3G Ex ic IIC T6, T5 Gc	Ex ic IIC T6, T5 Gc	
	II 3D Ex ic IIIC T80/T90 °C Dc	Ex ic IIIC T80/T90 °C Dc	

Modification number

000 = standard

Sealing material (in contact with fluid)

F = FKM seal (e.g. for hydraulic oils)
E = EPDM seal (e.g. for refrigerants)

Connection material (in contact with fluid)

1 = stainless steel

Liite 11. Suhteellisen paineanturin tekniset tiedot

Suhteellisen paineanturin tekniset tiedot

Anturin tyyppi: Bodas PR3 400 G S 05 / 10



Bodas PR3 paineanturi. https://store.boschrexroth.com/Mobile-Electronics-and-Telematics/BODAS-Hardware/BODAS-Sensors?cclcl=en_GB&gl=1*11w521a*qa*MTI1MDEzNzqxMy4xNjk1MjgyMTkw*qa_6YFL8JVC3S*MTcwMTc3ODM3MC4xMS4xLjE3MDE3ODIyNzquMC4wLjA.*qa_1TJGXV7Q4B*MTcwMTc3ODM3MC4xMS4xLjE3MDE3ODIyNzquMC4wLjA.

Maksimipaine: 400 bar

Jännitesyöttö: 5 V

Lähtösignaali: Ratiometrinen 0,5 – 4,5 V

Virrankulutus: ≤ 5 mA

Sähköliitântä: AMP Superseal 1.5

Kiinnitys: G¼ A

Datalehti:

<https://www.boschrexroth.com/ics/ref/media/95155?filterMediatype=1584&c=GB&lang=en>

Liite 12. Lämpöanturin tekniset tiedot

Lämpöanturi, tekniset tiedot

Anturin tyyppi:



Rexroth TSF lämpöanturi. https://store.boschrexroth.com/Mobile-Electronics-and-Telematics/BODAS-Hardware/BODAS-Sensors?cclcl=en_GB&gl=1*11w521a*qa*MTI1MDEzNzqxMy4xNjk1MjgyMTkw*qa_6YFL8JVC3S*MTcwMTc3ODM3MC4xMS4xLjE3MDE3ODIyNzquMC4wLjA.*qa_1TJGXV7Q4B*MTcwMTc3ODM3MC4xMS4xLjE3MDE3ODIyNzquMC4wLjA.

Mittauslämpötila-alue: -40 – 150 °C

Resistanssi: 800 – 2000 Ω

Maksimivirta: 5 mA

Sähköliitäntä: Jet connector, 2-pin

Kiinnitys: M14 x 1,5

Datalehti:

<https://www.boschrexroth.com/ics/ref/media/95180?filterMediatype=1584&c=GB&lang=en>

HYDAC INTERNATIONAL



Flow Rate Transmitter EVS 3110

Turbine

High accuracy

Additional measuring connections

For water-based media

Description:

The flow rate transmitters in the EVS 3110 series (stainless steel series) are specially designed for use in hydraulic and other fluid power systems. They operate in accordance with the turbine principle, which means that the rpm of an impeller wheel rotating in the flow of the media is measured and converted into a 4 .. 20 mA analogue signal.

In the EVS 3110 stainless steel series, the impeller has a carbide bearing and the resulting increased robustness also makes it suitable for use in pulsating, dynamic applications.

Two further G1/4 threaded holes in the turbine housing allow additional units to be connected, e.g. temperature and pressure sensors.

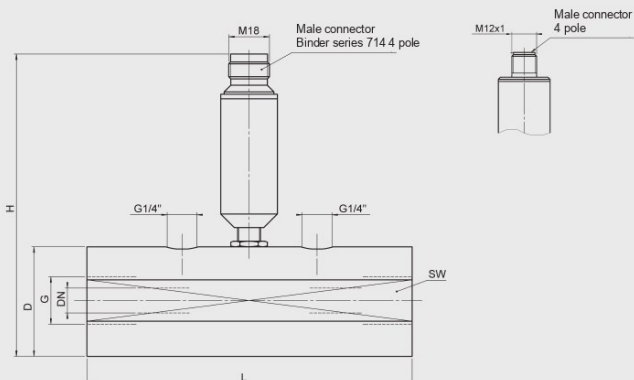
Technical data:

Input data	
Measuring ranges ¹⁾ and operating pressure	
1.2 .. 20.0 l/min	400 bar
6.0 .. 60.0 l/min	400 bar
15.0 .. 300.0 l/min	400 bar
40.0 .. 600.0 l/min	400 bar
Additional connection options	
	2 x G1/4 female threads for pressure and/or temperature sensors
Housing material	
	Stainless steel
Output data	
Output signal, permitted load resistance	
	4 .. 20 mA, 2-conductor $R_{Lmax} = (U_B - 10 V) / 20 \text{ mA [k}\Omega\text{]}$
Accuracy	
	≤ 2 % of the actual value
Environmental conditions	
Compensated temperature range	
	-20 .. +70 °C
Operating temperature range	
	-20 .. +70 °C
Storage temperature range	
	-40 .. +100 °C
Fluid temperature range	
	-20 .. +90 °C
CE mark	
	EN 61000-6-1 / 2 / 3 / 4
Protection class acc. to DIN EN 60529 ²⁾	
	IP 65 (Binder male connector 714 M18) IP 67 (M12x1 male connector)
Other data	
Measuring medium ³⁾	
	Water-based media
Viscosity range	
	1 .. 100 cSt
Calibration viscosity	
	5 cSt
Supply voltage	
	10 .. 32 V DC
Residual ripple of supply voltage	
	≤ 5 %

Note: ¹⁾ Other measuring ranges on request.

²⁾ With mounted mating connector in corresponding protection class

³⁾ Other measuring media on request

Dimensions:

Model	Measuring range [l/min]	L [mm]	H [mm]	D / SW [mm]	G	Torque, recommended [Nm]	DN [mm]
EVS 311X-A-0020	1.2 .. 20	117	135	47 / 46	G $\frac{1}{4}$ "	60	7
EVS 311X-A-0060	6 .. 60	144	135	48.5 / 46	G $\frac{1}{2}$ "	130	11
EVS 311X-A-0300	15 .. 300	155	150	63.5 / 60	G $\frac{1}{4}$ "	500	22
EVS 311X-A-0600	40 .. 600	181	150	63.5 / 60	G $\frac{1}{2}$ "	600	30

Model code:

EVS 3 1 1 X - A - XXXX - 000

Housing material

1 = stainless steel

Electrical connection4 = male, 4 pole Binder series 714 M18
(mating connector not supplied)6 = male M12x1, 4 pole
(mating connector not supplied)**Output signal**A = 4 .. 20 mA, 2-conductor (4 mA \pm 0 l/min)**Measuring range**

0020 = 1.2 .. 20 l/min

0060 = 6.0 .. 60 l/min

0300 = 15.0 .. 300 l/min

0600 = 40.0 .. 600 l/min

Modification number

000 = standard

Accessories:

Appropriate accessories, such as mating connectors, can be found in the Accessories brochure.

Pin connections:

Binder series 714 M18



Pin EVS 3114-A

1 Reserved

2 Signal +

3 Signal -

4 Reserved

M12x1



Pin EVS 3116-A

1 Signal +

2 Reserved

3 Signal -

4 Reserved

Note:

The information in this brochure relates to the operating conditions and applications described.

For applications or operating conditions not described, please contact the relevant technical department.

Subject to technical modifications.

HYDAC ELECTRONIC GMBH
 Hauptstraße 27, 66128 Saarbrücken
 Germany
 Telephone +49 (0)6897 509-01
 Fax +49 (0)6897 509-1726
 E-mail: electronic@hydac.com
 Internet: www.hydac.com