



HYDRAULISEN MOOTTORIDYNAMOMETRIN KEHITTÄMINEN

Simo Lätti

Opinnäytetyö
Toukokuu 2011
Auto- ja kuljetustekniikan koulutusohjelma
Auto- ja työkonetekniikan suuntautumis-
vaihtoehto
Tampereen ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Auto- ja kuljetustekniikan koulutusohjelma
Auto- ja työkonetekniikan suuntautumisvaihtoehto

LÄTTI, SIMO: Hydraulisen moottoridynamometrin kehittäminen

Opinnäytetyö 82 s., liite 1 s.
Toukokuu 2011

Opinnäytetyössä kehitettiin hydraulikalla toimiva moottoridynamometri, jonka avulla moottoripyörän moottoreita voitaisiin kuormittaa ja mitata laboratorio-olosuhteissa.

Dynamometri sijoitetaan Tampereen ammattikorkeakoulun autolaboratorioon, jossa sitä voidaan hyödyntää opetuksessa sekä koulun Formula Student -tiimin moottoreiden kehitystyössä.

Dynamometrin avulla voidaan suorittaa tehonmittauksia sekä eri komponenttien vertailua ja niiden vaikutuksia polttoaineenkulutukseen ja pakokaasupäästöihin. Myös moottorin polttoaine- ja sytytyskarttojen säätö on helppo toteuttaa, kun moottoria voidaan kuormittaa paikallaan.

Työssä käsitellään teoria-asiat dynamometreistä ja dynamometrin hydraulikasta sekä dynamometrin suunnittelu, valmistus ja testaus. Myös kuormitettavan moottorin jäähdytys-, polttoaine-, sähkö- ja pakokaasujärjestelmiin paneudutaan, sillä ne kehitettiin osaksi dynamometria.

Asiasanat: Dynamometri, hydraulikka

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Automobile and Transport Engineering
Option of Automobile and Industrial Vehicle Engineering

LÄTTI, SIMO: Developing of hydraulic engine dynamometer

Bachelor's thesis 82 pages, appendices 1 page
May 2011

Subject for my bachelor's thesis was to develop a hydraulic dynamometer to test and measure motorcycle engines under laboratory circumstances.

The dynamometer is going to be located in vehicle laboratory of Tampere University of Applied Sciences, where it can be used as a teaching device and for development of the Formula Student engines.

The dynamometer can be used in measuring power but also in comparing different setups and effects to fuel consumption and exhaust discharges. Fuel and injection mapping can easily be adjusted, when it is possible to run engine in position.

Thesis includes theory of dynamometers and hydraulics related to dynamometers. Design, manufacturing and testing of dynamometer are also discussed. Test engine is covered for cooling, fuel, electrical and exhaust systems.

Key words: Dynamometer, hydraulics

ALKUSANAT

Ajatus opinnäytetyöhön lähti tekemästani projektityöstä koskien vastaavanlaisen dynamometrin alustavaa suunnittelua. Laboratorioinsinööri Jari Seppälä ehdotti, että toteutaisin vastaavan dynamometrin opinnäytetyönäni ja kun sain taloudellisen mahdollisuuden siihen, ei estettä laitteen kehittämiseksi ollut.

Toivon, että dynamometri palvelee tarkoitustaan vielä pitkään ja antaa uusia eväitä myös Formula Student -moottoreiden kehitystyöhön.

Haluan kiittää Jari Seppälää työn aiheesta ja neuvoista sekä Risto Myllymäkeä työn ohjaamisesta. Kiitokset ansaitsevat myös opiskelutoverini Teemu Pitkänen ja Tero Tervalampi, sekä muut Formula Student -tiimin jäsenet, jotka ovat minua työn toteuttamisessa auttaneet. Isälleni Jorma Lättille osoitan kiitokset konsultointiavusta ja osahankinnoista.

Haluan kiittää myös Henry Fordin säätiötä, joka tuellaan mahdollisesti laitteen käytännön toteutuksen.

Tampereella toukokuussa 2011

Simo Lätti

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	8
2	TEHODYNAMOMETRI.....	9
2.1	Käyttötarkoitus	9
2.2	Dynamometrityypit	9
2.2.1	Kiinnityksen mukaan.....	9
2.2.2	Jarrutyypin mukaan	10
3	DYNAMOMETRIN HYDRAULIIKKA.....	13
3.1	Hydraulisen dynamometrin toimintaperiaate	13
3.2	Järjestelmätyypit.....	13
3.3	Viskositeetti.....	14
3.4	Virtauslajit.....	15
3.5	Häviöt hydraulikassa	16
3.5.1	Yleisesti.....	16
3.5.2	Painehäviö	16
3.5.3	Vuotohäviö	17
3.5.4	Mekaaninen häviö	17
3.6	Lämpeneminen	18
3.7	Järjestelmän mitoittaminen	19
3.7.1	Tilavuusvirta.....	19
3.7.2	Teho ja hyötysuhde	20
4	DYNAMOMETRIN HYDRAULIKOMPONENTIT	23
4.1	Hydraulipumppu.....	23
4.1.1	Pumpputyypit	23
4.1.2	Pumppua vaurioittavat tekijät.....	24
4.2	Venttiilit	25
4.2.1	Paineenrajoitusventtiili.....	25
4.2.2	Virransäätöventtili	26
4.3	Lämmönvaihdin	27
4.4	Säiliö.....	28
4.5	Suodattimet.....	29
4.6	Putkistot ja liitokset.....	30
4.7	Nesteet.....	33

5	DYNAMOMETRIN SUUNNITTELU	35
5.1	Suunnitteluprosessi.....	35
5.2	Käyttötarkoitus	35
5.3	Tilat ja resurssit	36
5.4	Järjestelmän rakenne	37
5.5	Komponenttien mitoitus ja valinta	39
5.5.1	Lähtöarvot	39
5.5.2	Pumpun mitoitus	40
5.5.3	Muut komponentit.....	42
5.6	Mittauslaitteisto	44
5.7	Kuormitettavan moottorin komponentit.....	46
5.7.1	Moottori.....	46
5.7.2	Polttoainejärjestelmä	46
5.7.3	Jäähdytysjärjestelmä.....	46
5.7.4	Sähköjärjestelmä	47
5.8	Turvallisuus	47
5.9	Mallinnus.....	47
5.9.1	Package layout ja sijoittelu.....	47
6	DYNAMOMETRIN VALMISTUS.....	55
6.1	Runko	55
6.2	Säiliö.....	60
6.3	Komponenttien kiinnitys	63
6.4	Maalaus	64
6.5	Hydraulilinjojen reititys	65
6.6	Sähköt.....	67
6.7	Polttoainejärjestelmä	68
6.8	Hallintalaitteet	69
7	DYNAMOMETRIN TESTAUS	72
7.1	Alkuvalmistelut	72
7.2	Testiohjelma	73
7.3	Tulokset.....	77
7.4	Tulosten käsittely	78
8	JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA	80
8.1	Yhteenveto	80

8.2 Kehitysideat.....	80
LÄHTEET.....	82
LIITE.....	83

1 JOHDANTO

Tämän työn tarkoituksena on kehittää hydraulinen dynamometri, jolla kokoluokaltaan moottoripyörän moottoreita voidaan säätää ja koeajaa laboratorio-olosuhteissa. Valmiita komponentteja käytetään hydraulikassa, mutta muilta osin järjestelmä suunnitellaan alusta lähtien, pyrkimyksenä mahdollisimman kompakti ja toimintavarma lopputulos. Työn tavoitteena on kehittää mahdollisimman hyvin käyttötarkoitustaan vastaava laite, ja miettiä sille myös jatkokehitysmahdollisuuksia.

Työssä läpi käytävä dynamometrin kehittäminen on esimerkki tuotekehitysprosessista, jota voidaan jatkossa hyödyntää esimerkkinä ja laitteen käyttöohjeena. Hyvän dokumentoinnin ansiosta työ antaa myös hyvän pohjan jatkokehittämiseen.

Ennen työn aloittamista laadittiin alustava suunnitelma työn läpiviemisestä, jotta työn eteneminen säilyisi mahdollisimman johdonmukaisena ja tavoitteet selvinä. Itse työ aloitettiin teorian läpikäymisellä ja suunnittelun lähtökohtien sekä tavoitteiden asettamisella. Näihin vaikutti dynamometrin sijoituspaikka, käyttötarkoitus sekä aiemmat käyttökokemukset vastaavista laitteista.

2 TEHODYNAMOMETRI

2.1 Käyttötarkoitus

Dynamometri on laite, jolla voidaan mitata moottorista saatava vääntömomentti eri kierrosnopeuksilla ja tätä kautta laskea moottorista saatava teho. Moottoria säädettyäessä dynamometri on ehdoton, sillä sen avulla moottoria voidaan kuormittaa ajoneuvon ollessa paikallaan. Dynamometrin avulla voidaan myös tutkia moottorin polttoainetaloutta, päästöjä, ajettavuutta ja kestävyyttä simuloimalla ajotilannetta.

2.2 Dynamometrityypit

2.2.1 Kiinnityksen mukaan

Ajoneuvokäytössä on kiinnitystapansa mukaan moottori-, alusta- ja napadynamometrejä. Työkonekäytössä mittaus voidaan suorittaa myös suoraan voimanulosottoakselilta. Kiinnitystyyppi valitaan käyttötarpeen mukaan.

Kun eri ajoneuvojen irrottamisen ja kiinnittämisen dynamometriin tulee olla mahdollisimman helppoa, esimerkiksi tehonmittauksia tehtäessä, on paras vaihtoehto alustadynamometri. Alustadynamometrissä ajoneuvon vetävät pyörät pyörittävät rullia, joita jarrutetaan ja joista mitataan suorituskyky. Tällöin mittauksissa on otettava huomioon paitsi voimansiirron välityssuhteet ja häviöt, myös renkaan ja rullien väliset häviöt. Napadynamometrissä tämä on eliminoitu, ja ajoneuvo kiinnitetään dynamometriin suoraan pyörännavoista. Ajoneuvon kiinnittäminen on alustadynamometriin verrattuna työläämpää ja eri ajoneuvoille tarvitaan oikeanlaiset adapterit.

Moottoridynamometrissä irrallinen moottori kiinnitetään dynamometriin suoraan moottorin korvakkeista ja teho mitataan suoraan vauhtipyörältä. Moottoriin on helppo tehdä muutoksia, ja voimansiirtohäviöitä ei tarvitse arvioida. Myös dynamometrin koko ja tilantarve on tällöin pienempi, mutta on muistettava että tällöin moottorille on rakennettava jäähdytys- polttoaine- ja sähköjärjestelmät, jotka ajoneuvossa olisi jo valmiina.

2.2.2 Jarrutyypin mukaan

Eri jarrutyyppejä sekä niiden yhdistelmiä dynamometrikäyttöön on lukuisia ja kaikilla on omat hyvät ja huonot puolensa. Jarrutyyppi valitaan parhaiten käyttötarkoitukseen sopivaksi, sekä ottaen huomioon käyttöolosuhteet ja kustannukset. Kaikille jarrutyypeille on kuitenkin yhteistä, että niiden avulla moottorilta tuleva mekaaninen energia muutetaan jarrutustapahtumassa toiseen muotoon, ja lopulta hukataan yleensä lämpöenergiaksi. Monessa jarrutyypissä joudutaan usein turvautumaan erilliseen jäähdytysjärjestelmään, jonka kautta tätä hukkaenergiaa voidaan tietenkin myös yrittää hyödyntää (Plint & Martyr, 1995, 100).

Ensimmäiset dynamometrit olivat rakenteeltaan toteutettu yksinkertaisella kitkajarrulla. Akselin ympärille kiristettiin silmukka, jonka kireydellä pystyttiin säätämään kitkavoimaa. Silmukka oli mekaanisesti yhteydessä varren päässä oleviin punnuksiin, joiden avulla pystyttiin mittaamaan akselilta saatava vääntömomentti (Plint & Martyr, 1995, 101).

Nykyisin kitkajarrusta puhuttaessa tarkoitetaan ajoneuvojen jarrujärjestelmistä tuttua rakennetta, jossa jarrulevyn ja jarrupalan välinen kitkavoima pyrkii hidastamaan pyörimisliikettä. Kitkavoimaa säätelee puristin, joka painaa jarrupaloja pyörivää levyä vasten. Kitkajarru on rakenteeltaan yksinkertainen ja kokoonsa nähden tehokas. Sen käyttö rajoittuu kuitenkin matalille pyörintänopeuksille ja toimintaperiaatteesta johtuva kuluminen on väistämätöntä (Plint & Martyr, 1995, 103).

Pyörrevirtajarrussa staattorin käämitykseen johdetaan sähkövirta, jolla tuotetaan voimakas magneettikenttä. Kun siihen tuodaan sähköä johtavaa materiaalia, yleensä jarrutettavalla akselilla pyörivä roottorilevy, pyrkivät syntyvät pyörrevirrat vastustamaan liikettä magneettikentässä. Jarruttavaa voimaa säädellään käämitykseen johdetun sähkövirran jännitteellä. Pyörrevirtajarru on yleinen jarrutyyppi dynamometrikäytössä, sillä sen ohjausjärjestelmä on yksinkertainen ja jarrun tilantarve on pieni. Samalla toimintaperiaatteella toimivat magneettijauhe- ja hystereesisjarru. Magneettijauhejarrussa pyörivän roottorin ja käämityksen väliin jäävään ilmarakoon lisätään magneettijauhetta, josta muodostuu magneettikentän vaikutuksesta ketjuja, jotka katkeilevat ja uudelleenmuodostuvat jatkuvasti. Magneettijauhejarru on tehokas, mutta lämmöntuotto on tavalliseen pyörrevirtajarruun verrattuna suurempaa, minkä vuoksi se soveltuu lähinnä pienille pyö-

rimisnopeuksille. Hystereesisjarrussa taas staattorin käämitys on sijoitettu rummun sisään, joka toimii roottorina. Tämän ansiosta roottorin halkaisijaa voidaan pienentää ja kasvattaa pyörintänopeutta. Sekä magneettijauhe- että hystereesisjarru ovat rakenteensa vuoksi koteloituja, mikä erottaa ne tavallisesta pyörrevirtajarrusta (Plint & Martyr, 1995, 105).

Vesipyörrejarru koostuu vesitilassa pyörivästä turbiinista, joka on tiivistetty koteloonsa. Sen toiminta perustuu pyörteiseen vesimassaan, joka pyrkii liikuttamaan voimanmitausanturiin kiinnitettyä kotelointia. Lämpenemisen estämiseksi jatkuva vesikierto on tarpeellinen. Vesipyörrejarru on tehoonsa nähden pienikokoinen ja kevyt, sekä rakenteeltaan yksinkertainen, mutta niiden haitaksi voidaan mainita suhteellisen suuri kuormitustason vaihtelu eri mittauskerroilla (Plint & Martyr, 1995, 100).

Hydraulisessa jarrussa hydraulipumpun tuottamaa tilavuusvirtaa kuristetaan, jolloin kasvava paine pyrkii vastustamaan pumpun pyörimisliikettä. Pumpun jarruvoima riippuu paitsi vastustavasta paineesta, myös kierrosnopeudesta. Hydraulijärjestelmä on siinä yksinkertainen ja jarrutyypinä tehokas, mutta se vaatii tehokkaan jäähdytyksen ja kookkaan öljysäiliön. Mittaukset voidaan tehdä suoraan hydraulipiiristä, joten erillisiä voima-antureita ei tarvita. Epätarkkuutta tuovat kuitenkin komponenttien hyötysuhteet, jotka vaihtelevat eri kierrosnopeuksilla (Plint & Martyr, 1995, 105).

Sähkömoottori/-generaattoridynamometri jarruna toimii vaihto- tai tasavirtasähkömoottori, joka toimii generaattorina. Generaattorin tuottama sähkövirta täytyy myös kuluttaa, esimerkiksi käyttämällä suuritehoista sähkövastusta, jotta generaattorille saadaan kuormaa. Tiedettäessä kuorma ja sähkömoottorin hyötysuhde on jarruttava momentti laskettavissa. Vaikka tämänkaltaisen dynamometri on monipuolinen, muodostuu se melko kalliiksi ja suurikokoiseksi (Plint & Martyr, 1995, 105).

Edellä lueteltuja dynamometrityyppejä voidaan kutsua rakenteensa vuoksi jarrudynamometreiksi. Näiden lisäksi on olemassa vielä toimintaperiaatteeltaan näistä eroava inertiadynamometri. Inertiadynamometri poikkeaa muista dynamometreista siten, että siinä ei ole varsinaista jarrua. Inertiadynamometrissä kuormitettava moottori pyörittää rumppua, jonka hitausmomentti tiedetään. Rummulta mitataan muuttuvaa kulmakiihtyvyyttä, josta hitausmomentin avulla saadaan laskettua vääntömomentti. Inertiadynamometri on

tehonmittauksiin soveltuva, mutta tasakierroksilla kuormittaminen ei sillä ole mahdollista.

Työssä keskitytään hydraulisen jarrudynamometrin rakenteeseen ja toimintaan, sillä se on kustannuksiltaan ja ominaisuuksiltaan sopivin käyttötarkoitukseen. Tästä eteenpäin voidaan olettaa dynamometrissä puhuttaessa tarkoitettavan nimenomaan hydraulista versiota.

3 DYNAMOMETRIN HYDRAULIIKKA

3.1 Hydraulisen dynamometrin toimintaperiaate

Hydraulinen dynamometri on periaatteeltaan hyvin yksinkertainen. Kuormitettava moottori pyörittää hydraulipumppua, jonka tuottamaa tilavuusvirtaa kuristetaan ja moottorille saadaan kuormaa. Kuormitettuna moottoria on mahdollista tutkia rasituksen alaisena ja säätää sytytys- ja bensakarttoja laboratorio-olosuhteissa. Moottorin tuottama teho pystytään laskemaan hydrauliiikan kaavoilla yksinkertaisimmillaan pelkän painetiedon ja pyörintänopeuden avulla ja näin myös vertailemaan eri komponentteja moottorissa.

3.2 Järjestelmätyypit

Hydrauliikassa käytetään kahta järjestelmätyyppiä, avointa ja suljettua järjestelmää. Avoimessa järjestelmässä kaikki öljy kiertää säiliön kautta, lisäksi öljymäärä on yleensä 2-3-kertainen toimilaitteiden tilavuusvirtaan nähden. Avoimella järjestelmällä voidaan käyttää monia toimilaitteita yhtä aikaa, joiden ohjaus tapahtuu venttiilien avulla. Avoimessa järjestelmässä käytetään yleensä edullisempaa vakio-tilavuuspumppua, joka kuitenkin tekee koko ajan työtä ja kuluttaa energiaa pitäessään järjestelmässä työpaineen yllä (Karttaavi, 1983, 10).

Suljettu järjestelmä sopii hyvin esimerkiksi hydraulimoottoria käyttäväksi järjestelmäksi, sillä sen avulla toimilaitteen suunnanvaihto tai jarruttaminen ovat mahdollisia. Hydraulipumppu on yleensä kaksisuuntainen ja säätötilavuuksinen. Suljetussa järjestelmässä öljy palaa toimilaitteelta suoraan pumpun imupuolelle, jolloin tarvittava öljymäärä on pieni. Tästä syystä neste tosin lämpenee enemmän ja saattaa vaatia erillistä jäähdytystä. Tehonkulutuksen kannalta järjestelmä on edullinen, sillä pumppu voidaan kytkeä vapaalle tai se siirtää vain kullakin hetkellä tarvittavan öljymäärän (Karttaavi, 1983, 10).

Työssä käytämme avointa järjestelmää, koska se on yksinkertaisempi ja edullisempi vaihtoehto. Suljettu järjestelmä ei tämänkaltaisessa käytössä tuo minkäänlaista etua avoimeen järjestelmään verrattuna, kun käytännössä ainoa toimilaite on kuristin. Pumpun vapaakierto voidaan toteuttaa avaamalla kuristin, jolloin pumppu pyörii tyhjänään

eikä kuluta juurikaan energiaa. Taukojen aikana on myös mahdollista pysäyttää pumppu kokonaan laittamalla vaihde vapaalle.

3.3 Viskositeetti

Viskositeetti on lämpötilasta riippuva suure, joka kuvaa nesteen kykyä vastustaa virtaamista. Nesteen viskositeetti on suoraan verrannollinen nesteeseen syntyvään leikkausjännitykseen, kun kaksi nesteen erottamaa pintaa liikkuu toisiinsa nähden. Tämä ilmiö on ominainen kaikille ns. newtonilaisille nesteille, joihin kuuluu esimerkiksi kaikki hydraulioöljyt ja vesi. Viskositeetin lisäksi syntyvään leikkausjännitykseen vaikuttaa pintojen välinen etäisyys sekä niiden nopeusero. Viskositeetin voidaan ajatella ilmaisevan nesteen sisäistä kitkaa. Kun ulkoisen voiman vaikutus lakkaa, nesteen virtaus pysähtyy normaalisti sen sisäisen kitkan vuoksi. Mitä suurempi nesteen viskositeetti on, sitä suurempi on sen vastustus leikkaavaa voimaa vastaan ja sitä nopeammin nesteen virtaus pysähtyy (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 106).

Viskositeetista puhuttaessa tarkoitetaan nesteen dynaamista viskositeettia. Kinemaattinen viskositeetti taas ilmaisee nesteen viskositeetti-tiheyssuhdetta, joka on toinen virtauskäyttäytymisen mittana käytetty suure (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 106).

Viskositeettiin vaikuttaa suuresti lämpötilanvaihtelut, sillä se pienenee nopeasti lämpötilan noustessa. Paineen kasvaminen vaikuttaa viskositeettiin kasvattaen sitä, mutta paineen muutosten vaikutus on huomattavasti lämpötilan vaikutusta pienempi (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 106).

Hydraulijärjestelmissä nesteen viskositeetilla on suuri vaikutus. Liian alhaisella viskositeetilla järjestelmän hyötysuhde kärsii vuotojen kasvaessa, ja kulumisen sekä lämpeneminen lisääntyvät voitelukalvon ohetessa. Viskositeetin ollessa liian suuri, hyötysuhde huononee virtausvastusten kasvaessa ja kulumisen lisääntyminen voitelun puutteesta nesteen huonon tunkeuman vuoksi (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 106).

3.4 Virtauslajit

Nesteen virtaus voi olla joko laminaarista tai turbulenttista. Laminaarisessa virtauksessa kaikki nesteosaset liikkuvat samansuuntaisesti ja virtaus on tasaista. Virtaushäviöt kasvavat virtausnopeuden funktiona. Turbulenttisessa virtauksessa taas neste pyörteilee ja nesteosaset voivat liikkua jopa virtaussuunnan vastaisesti. Virtaushäviöt kasvavat tällöin eksponentiaalisesti virtausnopeuden kasvaessa. Hydraulikkajärjestelmissä turbulenttista virtausta tulisi tämän vuoksi välttää, tosin aina se ei ole mahdollista (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 107).

Virtauslajit voidaan erottaa toisistaan Reynoldsin luvulla (Re), joka saadaan seuraavasta yhtälöstä (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 108):

$$Re = \frac{v \times d}{\nu} \quad (1)$$

Yhtälössä (1) v on keskimääräinen virtausnopeus [m/s], d on virtauspoikkipinnan sisähalkaisija [m] ja ν on kinemaattinen viskositeetti [m²/s].

Kun laskettu Reynoldsin luku on pienempi kuin kriittinen Reynoldsin luku, on virtaus siihen asti laminaarista. Kriittinen Reynoldsin luku vaihtelee virtauskanavan ja -aukon mukaan, esimerkiksi nesteen virtaukselle pyöreässä putkessa luku on väliltä 2000-2300. Virtauslajin muuttuminen tapahtuu vähitellen ja siirtymäalueella virtauslajin voidaan olettaa olevan turbulenttista (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 108).

Kaavasta näemme tekijän, joka kannattaa ottaa laskennassa huomioon. Nesteen lämmetessä viskositeetti pienenee, mikä tarkoittaa että Reynoldsin luku kasvaa. Tällöin virtaus saattaa mennä turbulenttiselle puolelle ja virtaushäviöt kasvaa huomattavasti.

3.5 Häviöt hydraulikassa

3.5.1 Yleisesti

Kaikissa voimansiirtojärjestelmissä esiintyä häviötä, niin myös hydraulikassa, jossa ne jaetaan paine-, vuoto- ja mekaanisiin häviöihin. Häviö tarkoittaa sitä, että osa kehitettyä energiasta muuttuu muotoaan siten, ettei sitä saada enää toimilaitteella käyttöön (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 109).

Energia esiintyy hydraulikassa potentiaalienergiana paineen muodossa, virtaavan nesteen liike-energiana sekä nesteeseen varastoituneena lämpöenergiana. On hyvä muistaa, että energia ei häviä mihinkään, se ainoastaan muuttuu muotoaan. Käytännössä hydraulikassa häviöenergia siirtyy aina potentiaali- ja liike-energiasta lämpöenergian muotoon (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 109).

Järjestelmää mitoittaessa häviöt on tärkeää ottaa huomioon järjestelmän riittävän suorituskyvyn sekä toiminnan kannalta ja kaavojen avulla ne ovatkin laskettavissa melko tarkkaan. Eri häviöiden ollessa tiedossa, voidaan ne yhteen laskemalla muodostaa järjestelmälle kokonaishyötysuhde (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 109).

Kokonaishyötysuhteen selvittämisestä dynamometrikäytössä ei juuri hyödytä, mutta sen sijaan hydraulipumpun hyötysuhteen tietäminen olisi ensiarvoisen tärkeää. Sen avulla voidaan laskea pumpun ottama teho mahdollisimman tarkkaan, meni se sitten hyödyksi tai hukkaan.

3.5.2 Painehäviö

Painehäviöt muodostuvat kitka- ja kertahäviöistä, jotka aiheuttavat paineen laskua järjestelmässä virtausenergian muuttuessa lämmöksi. Kitkahäviöt syntyvät nesteen hanga- tessa esimerkiksi putken tai letkun seinämiin. Kitkahäviö johtuu nesteen sisäisestä kitkasta, eli viskositeetista. Viskositeetin kasvaessa kasvaa siis luonnollisesti myös kitkahäviö. Myös tilavuusvirran suurentaminen tai putken halkaisijan pienentäminen vaikuttaa kitkavastuksia suurentavasti. Etenkin laminaarisessa virtauksessa voidaan siis sanoa kitkahäviön riippuvan ainoastaan Reynoldsin luvusta, joka muodostetaan näistä tekijöis-

tä. Turbulenttisessa virtauksessa kitkavastuksiin vaikuttaa myös putken sisäpinnan karheus sekä mahdollinen pyörteily (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 109).

Kertahäviöt syntyvät kuristettaessa virtausta paikallisesti eli lisättäessä hetkellisesti virtausnopeutta tai muutettaessa virtauksen suuntaa. Tätä esiintyy esimerkiksi putkimutkissa, haaroituksissa, liittimissä, kuristuksissa ja venttiileissä. Kertahäviöiden määrittämiseksi komponenteille on olemassa ominaiskäyrät, joista selviää kyseisessä komponentissa syntyvä painehäviö eri tilavuusvirroilla. Painehäviöille on lisäksi olemassa taulukoita, joissa on arvioitu putkien, putkikäyrien ja liittimien painehäviöiden arvoja. Nämä ovat yleensä riittävän tarkkoja käytännön työhön (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 109).

3.5.3 Vuotohäviö

Kaikissa hydrauliiikan komponenteissa esiintyy aina vuotoa, koska liikkuvia osia ei voida tehdä aivan välyksettömiksi. Tiivisteteollisuuden kehittyessä tämä on kuitenkin pystytty minimoimaan. Vuotohäviöitä voi kuitenkin aiheutua myös komponenttien kulumisesta johtuvista välyksistä, tiivistevaurioista tai ulospäin vuotavista liittimistä. Vuodossa paineellinen öljy pääsee tunkeutumaan paineettomaan kanavaan tai ulkotilaan. Tällöin vuotokohdassa paine pienenee nopeasti ja vapautuva energia muuttuu lämmöksi. Jos painetta nostetaan ja lämpötilan noustessa viskositeetti pienenee, kasvavat vuodot ja häviöt edelleen (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 110).

Vuotohäviöt vaikuttavat komponentin volumetriseen hyötysuhteeseen, joka on esimerkiksi hydraulipumpuille yleensä ilmoitettu eri pyörimisnopeuksille ja paineille. Volumetrinen hyötysuhde ilmaisee, paljonko teoreettisesta tilavuusvirrasta saadaan hyödyksi (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 110).

3.5.4 Mekaaninen häviö

Mekaanisilla häviöillä tarkoitetaan kitkahäviöitä, joita esiintyy pumpun ja moottorin laakereissa, tiivisteissä ja ohjauspinnoissa. Nämä vaihtelevat erilaisissa järjestelmissä ja riippuvat komponentin rakenteesta ja asennosta. Kitkahäviöitä pyritään pienentämään paremmalla voitelulla ja tiivistemateriaaleilla. Mekaaniset häviöt voidaan ottaa lasken-

nassa huomioon, kun tiedetään komponentin mekaaninen hyötysuhde (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 110).

3.6 Lämpeneminen

Hydraulijärjestelmässä tehohäviöt muuttuvat lämmöksi, joka on saatava poistumaan järjestelmästä. Jos lämpöä ei pystytä poistamaan järjestelmästä riittävästi, kasvavat tehohäviöt huononevan voitelun ja vuotojen seurauksena. Myös öljyn kestoikä alenee lämpenemisen myötä ja tätä kautta järjestelmän yleinen toimintavarmuus heikkenee. Öljyn lämpötilan pysyminen tiettyjen lämpötilarajojen sisällä on järjestelmän luotettavan ja häiriöttömän toiminnan ehtona (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 117).

Dynamometrin tapauksessa tämä on erittäin olennaista tiedostaa, sillä järjestelmään tuodaan jarrutusilanteessa suuri määrä energiaa, jolla ei tehdä varsinaista työtä. Tässä tapauksessa voidaan siis periaatteessa ajatella myös niin, että kaikki energia menee häviöenergiaksi, joka muuttuu lämmöksi. Tämä tekee dynamometrin hydraulijärjestelmän jäähdytyskapasiteetin tarpeen arvioinnin erittäin yksinkertaiseksi.

Mikäli johtumalla ja säteilemällä poistuva lämpömäärä on riittämätön, tarvitaan järjestelmään erillinen lämmönvaihdin. Mineraaliöljyillä öljyn jatkuva käyttölämpötila tulisi olla 35-65 °C, synteettisillä öljyillä vielä jonkin verran enemmän (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 117).

Vastaavasti kylmissä olosuhteissa toimivissa hydraulijärjestelmissä öljyä saatetaan joutua lämmittämään, jotta se saadaan toimintalämpötilaan. Erityisesti kylmäkäynnistyksissä kavitaation vaara on suuri ja lisäksi nesteen voitelukyky on huonon tunkeuman vuoksi tällöin myös heikko (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 117).

3.7 Järjestelmän mitoittaminen

3.7.1 Tilavuusvirta

Tilavuusvirralla tarkoitetaan aikayksikössä virranneen nestemäärän tilavuutta. Tilavuusvirta voidaan ratkaista kun tiedetään putken poikkileikkauspinta-ala ja nesteen virtausnopeus. Vastaavasti kun tiedetään tilavuusvirta, voidaan laskea sopiva putkikoko, ettei ylitetä haluttuja virtausnopeusarvoja. Nesteen virtausnopeudelle on annettu suositukset erikseen imu-, paine- ja paluulinjoihin (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 103).

$$Q = A \times v \tag{2}$$

Yhtälössä (2) Q on tilavuusvirta [m^3/s], A on putken poikkipinta-ala [m^2] ja v on virtausnopeus [m/s].

Pumpun tuottama tilavuusvirta saadaan kertomalla kierrostilavuus pumpun pyörimisnopeudella ja volumetrisella hyötysuhteella. Kierrostilavuus tarkoittaa sitä öljymäärää, jonka pumppu tuottaa pyöriessään yhden kierroksen (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 103).

$$Q = V_k \times n \times \eta_{\text{voi}} \tag{3}$$

Yhtälössä (3) Q on tilavuusvirta [m^3/s], V_k on pumpun kierrostilavuus [m^3/r], n on pumpun pyörimisnopeus [r/s] ja η_{voi} pumpun volumetrinen hyötysuhde.

Tilavuusvirta antaa hydraulisille toimilaitteille tarvittavan toimintanopeuden. Mikäli tätä halutaan muuttaa, on siis muutettava tilavuusvirtaa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 103).

Järjestelmää tarkasteltaessa on huomioitava, että tilavuusvirta on riippumaton putken halkaisijasta, ainoastaan virtausnopeus muuttuu halkaisijan muuttuessa. Haaroituksissa ja putkiristeyksissä tuleva tilavuusvirta on aina yhtä suuri kuin lähtevien tilavuusvirtojen summa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 103).

3.7.2 Teho ja hyötysuhde

Hydraulinen teho on riippuvainen kahdesta tekijästä, tilavuusvirrasta ja komponentissa muodostuvasta paine-erosta.

$$P = Q \times \Delta p \quad (4)$$

Yhtälössä (4) P on hydraulinen teho [W], Q on tilavuusvirta [m^3/s] ja Δp on paine-ero [N/m^2].

Mikäli toimilaitteen teho heikkenee, on vika joko paineessa tai tilavuusvirrassa. Painetta taas on turha lähteä nostamaan, mikäli toimilaitteen vuodot ovat niin suuria, ettei pumppu tuottama tilavuusvirta riitä kehittämään tarvittavaa tehoa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 114).

Kaikkea paine-eroa ei koskaan saada käytettyä hyödyksi, sillä osa siitä menee hukkaan kitkojen ja muiden häviöiden takia. Häviöenergia voidaan ilmoittaa hyötysuhteen avulla.

$$\eta = \frac{P_{\text{anto}}}{P_{\text{otto}}} \quad (5)$$

Yhtälössä (5) η on hyötysuhde, P_{anto} on ulostuleva hydraulinen teho [W] ja P_{otto} on sisään viety hydraulinen teho [W].

Hydraulijärjestelmän kokonaishyötysuhde voidaan muodostaa laskemalla eri häviömuodot yhteen, tai kertomalla vuotohäviöitä ilmaiseva volumetrinen hyötysuhde hydromekaanisella hyötysuhteella. Hydromekaaninen hyötysuhde käsittää kitkoista ja muista tekijöistä muodostuvat paine- ja mekaaniset häviöt (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 114).

$$\eta_{\text{kok}} = \eta_{\text{vol}} \times \eta_{\text{mek}} \quad (6)$$

Yhtälössä (6) η_{kok} on kokonaishyötysuhde, η_{vol} on volumetrinen hyötysuhde ja η_{mek} on hydromekaaninen hyötysuhde.

Hydraulisen järjestelmän toiminta ei ole yhtäjaksoista ja tasaista, joten kokonaishyötysuhteen määrittäminen on vaikeaa. Järjestelmää suunniteltaessa kannattaa usein kiinnittää huomiota myös työliikkeiden taukoihin ja paluuliikkeisiin, pelkän työliikkeiden hyötysuhteen sijaan. Ottamalla koko toiminta-aika tarkkailuun, saadaan paremmin hahmotettua, millä hyötysuhteella järjestelmä oikeasti toimii (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 114).

Hydraulisista komponenteista pumput muuttavat mekaanista tehoa hydrauliseksi tehoksi. Pumpun antoteho voidaan ilmoittaa kahdella tavalla, joko tilavuusvirran ja paine-eron avulla tai kun tiedetään pumpun käyttöakselille tuotu momentti.

$$P_{\text{anto}} = Q \times \Delta p \quad (7)$$

Yhtälössä (7) P_{anto} on pumpun antama hydraulinen teho [W], Q on pumpun tuottama tilavuusvirta [m^3/s] ja Δp on paine-ero pumpun yli [N/m^2].

Pumpun antama hydraulinen teho voidaan määrittää myös seuraavalla kaavalla:

$$P_{\text{anto}} = M \times \omega \times \eta_{\text{kok}} \quad (8)$$

Yhtälössä (8) P_{anto} on pumpun antama hydraulinen teho [W], M on pumpun akselille tuotu momentti [Nm], ω on pumpun akselin kulmanopeus [rad/s] ja η_{kok} on pumpun kokonaishyötysuhde.

Dynamometrikäytössä edellä olevat kaavat yhdistämällä voidaan laskea pumpun akselille tuotava momentti ja sen muodostavat tekijät. Muodostuvasta yhtälöstä nähdään suoraan, mitä pitää mitata ja selvittää.

$$M = \frac{Q \times \Delta p}{\omega \times \eta_{\text{kok}}} \quad (9)$$

Yhtälössä (9) M on pumpun akselille tuotu momentti [Nm], Q on pumpun tuottama tilavuusvirta [m^3/s], Δp on paine-ero pumpun yli [N/m^2], ω on pumpun akselin kulmanopeus [rad/s].

peus [rad/s] ja η_{kok} on pumpun kokonaishyötysuhde (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 116).

4 DYNAMOMETRIN HYDRAULIKOMPONENTIT

4.1 Hydraulipumppu

4.1.1 Pumpputyypit

Hydraulikomponenteista pumput muuttavat akselille tuodun mekaanisen energian hydrauliseksi energiaksi. Pumput toimivat yleensä syrjäytysperiaatteella ja ne tuottavat hydraulijärjestelmän toiminnan mahdollistavan tilavuusvirran. Pumppu ei tee järjestelmään painetta, sillä paine syntyy vasta kun pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa vastustetaan, eli jollakin toimilaitteella on kuormaa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 120).

Pumput jaotellaan rakenteensa mukaan hammaspyörä-, ruuvi-, siipi- ja mäntäpumppuihin. Lisäksi pumput voidaan jakaa vakio- ja säätötilavuuksisiin. Pumppu voi olla myös yhteen suuntaan tai molempiin suuntiin toimiva (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 123).

Perinteinen hammaspyöräpumppu on yleinen pumpputyyppeistä suhteellisen hyvän hyötysuhteensa ja edullisuutensa vuoksi. Sen toiminta perustuu pyörivien hammasrattaiden hammaslovisa kulkevaan nesteeseen, joka ryntökohdassa ei pääse enää läpi ja virtaa painekanavaan. Hammaspyöräpumppu voi olla ulko- tai sisäryntöinen, perustuen hammaspyöräiden keskinäiseen sijaintiin. Lisäksi on olemassa ns. hammasrengaspumppu, joka eroaa hieman näistä. Hammaspyöräpumput ovat vakiotilavuuksisia, mutta niiden tuotto ei ole tasaista, jonka vuoksi onkin kehitetty erilaisia hammaspyöräratkaisuja tasaamaan pumpun tuottoa. Sisäryntöisillä pumpuilla tuotto on kuitenkin tasaisempaa ja ne ovat myös melko hiljaisia (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 124).

Ruuvipumppu on vakiotilavuuspumppu, joka voi olla rakenteeltaan yksi-, kaksi- tai kolmiruuvinen. Ruuvipumppu siirtää nestettä pyörivien ruuvien kierreuriin ja pumpun kotelon muodostamissa kammioissa imupuolelta painepuolelle. Ruuvipumppu on hiljainen ja sen tuottama tilavuusvirta on tasaista, mutta hyötysuhde on melko huono, koska sisäiset vuodot kasvavat nopeasti paineen noustessa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 125).

Siipipumput voivat olla vakio- tai säätötilavuuspumppuja. Niissä neste siirtyy siipien ja kotelon muodostamassa kammiossa, jonka tilavuus pienenee epäkeskeisen pyörimisliikkeen vuoksi pakottaen öljyn siirtymään painekanavaan. Pumpun siivet voivat olla sijoitettuna joko pyörivään roottoriin tai liikkumattomaan staattoriin. Siipipumput ovat ominaisuuksiltaan hieman hammaspyöräpumppuja monipuolisempia, mutta rakenteeltaan taas monimutkaisempi ja siksi kustannuksiltaan kalliimpi (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 126).

Mäntäpumput ovat nykyään hyvin yleisiä hyvän hyötysuhteensa ja korkeiden painetasojen vuoksi. Mäntäpumput ovat joko vakio- tai säätötilavuuspumppuja ja ne voidaan mäntien sijoituksen perusteella jaotella rivi-, säteis- ja aksiaalimäntäpumppuihin. Mäntäpumpussa hydraulineeste siirtyy imupuolelta painepuolelle männän edestakaisen liikkeen vaikutuksesta. Tilavuusvirran ohjaamiseen imu- ja painejaksojen aikana tarvitaan erillinen venttiilirakenne, esimerkiksi vastaventtiilit. Mäntäpumput ovat rakenteeltaan vaativia ja siksi kalliita, mutta ominaisuuksiltaan vastaavasti parempia muihin pumputyyppeihin verrattuna (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 128).

Järjestelmän taloudellisuuden ja käyttöiän vuoksi kannattaa pumppu valita vastaamaan suoritusarvoiltaan juuri kyseistä järjestelmää ja sen tarpeita välittämättä liikaa pumputyypistä. Tärkeää on, ettei pumppu ole liian suuritehoinen, muttei myöskään joudu toimimaan aivan suorituskykynsä äärirajoilla. Tällöin pumppu tulisi kalliiksi joko hankintavaiheessa tai myöhemmin korjauskustannusten muodossa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 120).

4.1.2 Pumppua vaurioittavat tekijät

Hydraulipumppu on järjestelmän luotettavan ja virheettömän toiminnan kannalta olennaisin komponentti. Pumppu on myös teknisesti vaativa komponentti ja tätä kautta yleensä järjestelmän kallein osa. Siksi järjestelmää suunniteltaessa ja käytettäessä on hyvä etukäteen tiedostaa mahdollisesti pumppua vahingoittavat tekijät (Karttaavi, 1983, 41).

Kavitaatio on yksi pumppua tehokkaasti vaurioittava ilmiö, joka syntyy virtaavan nesteen paineen aletessa höyrystymispaineeseen. Tällöin neste alkaa kiehua ja aiheuttaa

kaasukuplien muodostumista. Kaasukuplien päästessä pumppuun ne puristuvat nopeasti kasaan ja aiheuttavat paineiskuja. Ilmiö muodostuu pumpun imupuolella vallitsevan liian suuren alipaineen johdosta, mikä voi johtua suodattimien tukkeutumisesta, öljyn jäykkyydestä tai muusta ahdistavasta tekijästä imupuolella. Kavitaatio ilmenee pumpun kasvaneesta melusta ja värinästä (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 269).

Toinen pumpulle haitallinen ilmiö on ilmavuoto imupuolella. Se voidaan havaita pumpun melun lisääntymisestä tai toimintahäiriöinä järjestelmässä. Vuoto voi johtua liitoksesta tai liian vähäisestä öljymäärästä säiliössä. Vuodon havaitsemisen tekee vaikeaksi se, että ilman dynaaminen viskositeetti on huomattavasti pienempi kuin öljyn, toisin sanoen öljyvuotoa ulospäin ei välttämättä tapahdu (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 269).

Epäpuhtauksien pääsy järjestelmään ja huollon laiminlyönti ovat lisäksi pumpun keskoikää alentavia tekijöitä. Oikean öljyn valinta ja sen puhtaus ovat hydraulijärjestelmän kannalta olennaisia sen pitämiseksi toimintakykyisenä (Karttaavi, 1983, 44).

Pumpun käyttöalueiden ylittäminen laskee myös käyttöikää huomattavasti. Tämä voidaan toki eliminoida jo suunnitteluvaiheessa ja pumppua valittaessa huomioimalla painetasot ja pyörintänopeudet, jotta pumppua ei yksinkertaisesti jouduta ylikuormittamaan. Säännöllisellä huollolla ja hyvällä suunnittelulla monet ongelmat ovat vältettävissä jo etukäteen (Karttaavi, 1983, 44).

4.2 Venttiilit

4.2.1 Paineenrajoitusventtiili

Jokaisessa hydraulijärjestelmässä on paineenrajoitusventtiili, jonka tehtävänä on rajoittaa paine tiettyyn maksimiarvoonsa. Tällä suojataan järjestelmää estämällä painetta kasvamasta rajattomasti, joka aiheuttaisi paitsi vaurioita komponenteille, olisi lisäksi vakava turvallisuusriski. Paineen nousun järjestelmässä tapahtuu, kun sen läpi kulkevaa tilavuusvirtaa kuristetaan tai toimilaitteita kuormitetaan (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 180).

Paineenrajoitusventtiileitä on kahdentyyppisiä: suoraan- ja esiohjattuja. Venttiilit ovat rakenteeltaan normaalisti suljettuja venttiileitä ja usein säädettävissä. Suora paineenrajoitusventtiili on rakenteeltaan yksinkertainen. Venttiili avautuu, kun luistin tai istukan alapuolella vallitseva paine kohoaa niin suureksi, että se voittaa jousivoiman. Tällöin öljy pääsee virtaamaan takaisin säiliöön ja paineen nousu lakkaa. Suoria paineenrajoitusventtiileitä käytetään pääasiassa silloin, kun virtaus on pieni ja toistuvia toimintoja on vähän. Ne ovat toiminnaltaan nopeita, mutta se ei pidä painetta yhtä tasaisena kuin esiohjattu venttiili (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 180).

Esiohjatut paineenrajoitusventtiilit ovat ominaisuuksiltaan parempia kuin suorat venttiilit ja niitä voidaan käyttää myös suuremmilla paineilla ja tilavuusvirroilla. Esiohjatussa paineenrajoitusventtiilissä paine pääsee yhdyskanavan läpi virtaamaan karan lävitse, jolloin karan molemmilla puolilla vallitsee sama paine. Esiohjausventtiilinä toimii rakenteeltaan suoraanohjattu paineenrajoitusventtiili. Paineen noustessa raja-arvoonsa, aukeaa esiohjausventtiili, jolloin neste virtaa yhdyskanavan lävitse karan taakse. Koska yhdyskanavan poraus on pieni, aiheuttaa siinä syntyvät painehäviöt paineen laskun karan takana, jolloin venttiili aukeaa. Kun paine laskee, sulkeutuu ensin esiohjausventtiili ja tämän jälkeen pääventtiili (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 180).

4.2.2 Virransäätöventtiili

Virransäätöventtiilit säätävät virtauksen määrää, tavallisimmin kuristamalla tai jakamalla virtausta. Tämä on tarpeen monissa hydraulisissa järjestelmissä, sillä sylinterin tai moottorin nopeus on usein oltava tarkoin säädettävissä. On hyvä huomioida, että tilavuusvirran säätö virransäätöventtiilin avulla tapahtuu häviösäätönä, jossa käyttämätön osa tilavuusvirrasta ajetaan tavallisesti paineenrajoitusventtiilin kautta takaisin säiliöön. Tämä on kuitenkin edullinen ratkaisu hyötysuhteeltaan parempiin vaihtoehtoihin verrattuna, kuten esimerkiksi hydraulipumpun kierrostilavuuden tai pyörintänopeuden säätämiseen (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 192).

Edullinen ja yksinkertainen virransäätöventtiili on perinteinen virtavastusventtiili, joka perustuu venttiilin virtauspoikkipinta-alan säätöön. Tämä voi tapahtua pelkällä kuristuksella tai säädettävällä neulaventtiilillä. Virtavastusventtiilit eivät kuitenkaan reagoi pai-

neen- tai tilavuusvirran vaihteluihin, minkä vuoksi ne eivät sovellu vaativimpiin järjestelmiin (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 192).

Kompensoidut virransäätöventtiilit ovat ominaisuuksiltaan virtavastusventtiileitä parempia, sillä ne pitävät yllä vakiovirtauksen huolimatta sisään tulevan virtauksen vaihtelusta. Se tapahtuu säätämällä kuristusta vallitsevan paineen ja tilavuusvirran mukaan venttiilin säätöpiirin avulla, jolloin venttiilin lävitseen päästämä tilavuusvirta pysyy asetetussa arvossaan (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 192).

Virtausta voidaan säätää myös virranjakoventtiileillä, jolloin tuleva virtaus jaetaan kahteen tai useampaan lähtövirtaukseen. Nämä lähtövirtaukset ovat yleensä vakiosuhteiset, mutta myös muut jakosuhteet ovat mahdollisia. Tavallisemmin virranjakoventtiileitä käytetään, kun halutaan tahdistaa kaksi toimilaitetta suorittamaan liikkeensä yhtä aikaa. Näissäkin venttiileissä ominaisuuksiltaan parhaat venttiilit ovat paine- ja lämpötilakompensoituja (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 192).

4.3 Lämmönvaihdin

Lämmönvaihtimilla voidaan alentaa öljyn lämpötilaa hydraulijärjestelmissä, mikäli lämmöntuotto on suurempaa kuin johtumalla ja säteilemällä voidaan poistaa. Tällöin osa öljyyn sitoutuneesta lämmöstä siirtyy jäähdyttävään aineeseen, joka on yleensä ilma tai vesi. Lämmönsiirtyminen tapahtuu lämmönvaihtimen kennostossa, joka on rakennettu hyvin lämpöä johtavasta materiaalista. Jäähdytettävä öljy ohjataan kennostoon, missä se luovuttaa lämpönsä seinämän läpi ulkopuolella virtaavaan aineeseen (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 158).

Ilmalämmönvaihtimia käytetään yleensä liikkuvassa kalustossa, jossa ilmankierto on riittävä tämällyyppiseen jäähdytykseen. Ilmanvirtausta tehostamassa on yleensä lisäksi sähkömoottorin tai laitteen polttomoottorin pyörittämä puhallin. Ilman huonon lämmönsiirtokyvyn vuoksi ilmalämmönvaihdin joudutaan usein tekemään varsin suurikokoiseksi, riippuen tietenkin jäähdytystarpeesta. Etuna on kuitenkin, että lämmönvaihtimeen ei tarvitse rakentaa erillistä vesikiertoa, toisin kuin vesilämmönvaihtimissa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 158).

Vesilämmönvaihtimet ovat yleisempiä teollisuushydrauliikassa sillä ne ovat kokoonsa nähden hyvin tehokkaita. Haittana on kuitenkin jo mainittu vesikierto, joka lisää käyttökustannuksia. Lisäksi rikkoutuessaan on vaarana veden pääseminen järjestelmään, joka kuluttaa järjestelmän komponentteja (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 158).

Hyvän lämmönsiirtokyvyn vuoksi on lämmönvaihtimen putkisto edullista tehdä mahdollisimman ohutseinämäisenä, joten lämmönvaihtimen sijoitus on tehtävä järjestelmän paluupuolelle tai mahdollisesti omalle kierrolleen. Jäähdytyskiertoa ohjataan yleensä termostaatilla tai lämpötilansäätimellä, jotta lämpötila pysyy halutuissa rajoissa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 158).

4.4 Säiliö

Hydraulisäiliön pääasiallinen tehtävä on toimia öljyn varastotilana. Lisäksi sen tehtäviin kuuluu pitää öljy puhtaana, erossa ilmasta ja suhteellisen viileänä. Ohjearvona öljytalavuudelle voidaan pitää kahdesta viiteen kertaa pumpun nimellistä tilavuusvirtaa minuutissa. Säiliön tila on kuitenkin usein rajoitettu, ja esimerkiksi mobilekäytössä joudutaan usein tyytymään vähempään (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 160).

Säiliö valmistetaan yleensä teräslevystä ja se varustetaan väliseinillä öljyn kulun ohjaimiseksi. Väliseinien tehtävänä on sekoittaa palaava ja säiliössä oleva öljy keskenään lämpötilan tasaantumiseksi. Lisäksi riittäväällä öljymäärällä taataan öljyn viipyminen säiliössä, jolloin siitä erottuu epäpuhtauksia ja sakkaa, jotka laskeutuvat väliseinillä erotettujen osastojen pohjalle. Myös ilma ja muut vieraat aineet tulisi samalla tavoin saada erottumaan öljystä nesteen kiertäessä säiliön läpi (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 160).

Edellä mainittujen seikkojen vuoksi on luonnollista, että imu- ja paluuputki sijoitetaan säiliössä mahdollisimman kauas toisistaan. Lisäksi niiden suuaukot tulee olla kaikissa tilanteissa nestepinnan alapuolella. Tällä tavoin estetään paluuöljyn vaahtoaminen ja imupuolella kavitaatiovaara. Kavitaation estämiseksi imuputken tulee olla halkaisijaltaan riittävä, sekä mahdollisimman lyhyt ilman ylimääräisiä supistuksia. Myös pumpun sijoittaminen tulee miettiä tämän kannalta (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 160).

Säiliö tulee varustaa täyttökorkilla ja tyhjennystulpalla huollon mahdollistamiseksi. Yleensä on kannattavaa rakentaa myös riittävä huoltoluukku tai avattava kansi, jotta säiliö saadaan tarpeen tullen puhdistettua. Lisäksi tarvitaan mittasilmä, josta oikea öljymäärä voidaan tarkistaa. Öljyn lämpömittari kannattaa myös sijoittaa säiliön yhteyteen, jotta voidaan seurata öljyn toimintalämpötilaa. Ilmanvaihdon takaamiseksi säiliöön tarvitaan myös huohotus, joka yleensä sijaitsee täyttökorkissa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 160).

4.5 Suodattimet

Suodattimet ovat hydraulikassa tärkeitä järjestelmän käyttöiän ja toimintavarmuuden kannalta. Niiden avulla voidaan poistaa järjestelmästä kiinteät epäpuhtaudet ja siten vähentää huollon ja korjauksen tarvetta. Nämä epäpuhtaudet voivat päästä järjestelmään sen ulkopuolelta, irrota komponenttien kuluessa tai ne ovat voineet jäädä järjestelmään jo sitä kasatessa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 146).

Suodattimia on erityyppisiä niiden sijoituksesta riippuen. Imusuodatinta käytetään pumpun imuputkessa, mutta ne ovat melko harvinaisia. Pääsyynä tähän on se, että tukkeutuksessaan ne aiheuttavat pumpulle kavitaatiovaaran. Painepuolelle sijoitettavat suodattimet taas ovat luonnollisesti kalliimpia ja niitä käytetään vain suojaamaan erityisen arkoja komponentteja. Palusuodattimet ovat pienissä järjestelmissä yleisiä, suuremmissa järjestelmissä taas käytetään enemmän sivuvirtasuodattimella toteutettua erillistä suodatuskiertoa. Lisäksi järjestelmän puhtauden ylläpitämiseksi käytetään säiliön yhteydessä huohotin- ja täyttösuoattimia (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 146).

Suodattimet voidaan jaotella myös sen mukaan, miten ne poistavat epäpuhtaudet öljystä. Pintasuodattimessa on yksinkertainen pinta, joka pysäyttää likapartikkelit öljyn virratessa sen läpi. Syväsuodattimessa taas öljyn on kuljettava moneen suuntaan päästäkseen suodattavan materiaalin lävitse. Syväsuodattimissa on huomattavasti suurempi likakapasiteetti kuin pintasuodattimissa ja lisäksi pienempi virtausvastus (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 146).

Suodatin on mitoitettava riittävän suureksi, jottei se likaannu nopeasti. Tämän määrää järjestelmän tilavuusvirta sekä suodatusaste. Suodatusaste määräytyy järjestelmältä vaadittavan puhtausluokan mukaan. Käytännössä tämä tarkoittaa että järjestelmään ei tulisi

päästä suurempia likapartikkeleita, kuin mitä pienin järjestelmässä käytettyjen komponenttien välitys on. Lisäksi on tiedettävä järjestelmän painetaso, riippuen tietenkin suodattintyyppistä. Muita suodatinvalintaan vaikuttavia tekijöitä ovat järjestelmän käyttölämpötila, käytettävän nesteen viskositeetti ja tiheys sekä ympäristöolosuhteet (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 146).

Uusissakin suodattimissa syntyy pieni paine-ero suodattimen yli, sillä suodatinelementti kuristaa virtausta. Suodattimen likaantuessa paine-ero kasvaa, kunnes lopulta virtausta suodattimen läpi ei enää tapahdu. Suodattimen tukkeutumista varten suodattimet ovat varustettu ohivirtausventtiilillä, joka tarvittaessa päästää nesteen suodattamattomana virtaamaan suodattimen ohitse. Suodattimen vaihtotarpeen ilmaisemiseksi voi suodatin olla varustettu likaisuudenilmaisimella (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 146).

4.6 Putkistot ja liitokset

Hydraulisen energian siirto tapahtuu putkistoja pitkin. Paineenalainen öljy ohjataan pumpulta toimilaitteelle ja sieltä edelleen paluuvirtauksena takaisin säiliöön. Virtauskanavina hydraulikassa käytetään pääasiassa putkia ja letkuja, joiden liittämiseen löytyy erilaisia standardoituja liittimiä. Virtaushäviöiden minimoimiseksi on käytettävä riittävän suurikokoisia putkia ja pidettävä ne mahdollisimman lyhyenä. Järjestelmä on myös toteutettava siten, että se pystytään purkamaan huoltoja ja korjauksia varten (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 162).

Hydraulijärjestelmissä putkina käytetään yleensä saumattomia tai hitsattuja hiiliteräksisiä tarkkuusteräsputkia. Materiaalivaatimukset ovat tarkat, sillä putkia joudutaan usein taivuttamaan ja hitsaamaan, eikä niiden lujuus ja paineenkestävyys saisi siitä kärsiä. Putket joutuvat kovalle rasitukselle paitsi paineen, myös lämpötilanvaihtelun ja värinöiden vaikutuksen alaisena. Myös putken mittatarkkuus on tärkeä esimerkiksi leikkuurenkasliittimien pitävyyden vuoksi. Putken sisähalkaisija määritetään järjestelmän tilavuusvirran mukaan siten, ettei ylitetä suositeltuja virtausnopeusarvoja. Nämä on erikseen annettu imu-, paine- ja paluulinjoille. Pitkissä putkissa on syytä käyttää suurempia putkikokoja, jotteivät virtaushäviöt kasva kohtuuttoman suuriksi. Lisäksi putkien mitoitta-

miseen on eri putkihalkaisijoille ja seinämävahvuuksille annettu nimellispainetasot standardissa SFS 2230 (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 162).

Suosittelut virtausnopeudet hydraulijärjestelmässä on imuputkelle 0,5-1,5 m/s, painelinjoille 4-5 m/s ja paluulinjoille 2-3 m/s.

Värinöiden aiheuttamien vaurioiden ehkäisemiseksi on putkien kiinnittimiin kiinnitettävä huomiota. Värinät johtuvat järjestelmän paineiskuista sekä komponenttien värinästä, ja saattavat aiheuttaa putkistoissa liitosten aukeamista tai jopa murtumista. Myös putkien oma paino saattaa aiheuttaa rasituksia pidempien putkivetojen ollessa kyseessä. Huolellisella tuennalla ja oikeanlaisilla kiinnittimillä rasitusvauriot ovat kuitenkin vältettävissä. Tuennassa pitää kuitenkin muistaa huomioida myös lämpötilan muutoksesta aiheutuvat siirtymät (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 162).

Paineputkessa voi syntyä myös resonanssi-ilmiö, jos putken resonanssitaajuus on sama tai kerrannainen pumpun ominaistajuudelle. Mikäli resonanssia esiintyy, voidaan putken resonanssitaajuutta muuttaa esimerkiksi letkulla tai paineakulla (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 162).

Letkuja käytetään hydraulikassa yleisimmin, kun paine tuodaan liikkuvaan tai kääntyvään toimilaitteeseen. Letkuilla voidaan myös vaimentaa putkistovärähtelyjä ja paineiskuja. Samalla letkut kuitenkin lisäävät järjestelmän joustoja ja aiheuttavat komponenttien epätarkkuutta, joten ne eivät sovi suuria tarkkuuksia vaativiin järjestelmiin (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 162).

Letkut on ryhmitelty eri painetasoille; matala-, keski- ja korkeapaineletkuihin. Letkujen perusrakenne on kaikissa sama ja se voidaan jakaa päällyskerrokseen, vahvikekerrokseen ja sisäkerrokseen. Päällyskerroksen tulee kestää ulkoapäin tulevat rasitukset sekä suojata letkua hankaukselta ja kemikaaleilta. Päällyskerroksen valintaan vaikuttaa käyttöolosuhteet, sillä esimerkiksi työkonekäytössä letku joutuu myös ulkoapäin kovalle rasitukselle. Vahvikekerros taas tukee letkua, sekä ottaa vastaan letkuun kohdistuvan paineen ja kerroksen vahvuus luonnollisesti erottelee letkut eri painetasoille. Vahvikemateriaalilla tulee olla hyvät tartuntaominaisuudet muihin letkun kerrokseen, jottei esimerkiksi sisäkerros irtoa vahvikkeesta vaikka letkussa olisi alipaine. Sisäkerros on suoraan kos-

ketuksissa virtaavaan paineiseen nesteeseen, joten se on valittava käytettävän nesteen mukaan syöpymisen estämiseksi (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 162).

Letkujen asennuksessa on kiinnitettävä huomiota letkujen oikeaan pituuteen ja taivutuksiin sekä mahdollisiin vaurioittaviin tekijöihin. Väärän pituinen letku voi tarkoittaa sitä, että liian lyhyt letku venyy paineenalaisena ja taas liian pitkä letku voi joutua liikkuvien osien vahingoittamaksi. Teräviä tai luonnottomia taivutuksia sekä kiertymiä tulisi välttää ja paikasta riippuen käyttää esimerkiksi kulmaliittimiä turhien taivutusten välttämiseksi. Letkut eivät myöskään saisi joutua alttiiksi kuumuudelle, hankaukselle tai iskuille, tarvittaessa tällaiset kohdat on suojattava esimerkiksi erillisellä suojakuorella (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 162).

Putket voidaan liittää hydraulijärjestelmään leikkuurengasliittimillä, laippaliitoksella, levitettävätyyppisellä liitoksella, kaksoiskartioliitoksella, kiilarengasliitoksella tai hitsaamalla. Leikkuurengasliitos on yleisin hydrauliiikan putkien liitosmenetelmä alle 40 mm:n putkia liitettäessä. Siinä tiivistävänä osana on liittimessä oleva kartio, jota vasten putkeen kiristettäessä leikkautuva leikkuurengas painautuu. Liitos on avattavissa ja kiristettävissä useita kertoja. Suuremmilla putkilla käytössä ovat pääasiassa hitsattavat laippaliitokset. Ohutseinäisille putkille taas levityslitos soveltuu parhaiten (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 162).

Letkuliittimet ovat joko kierrettäviä tai puristettavia. Kierrettävä letkuliitos soveltuu matala- ja keskipaineletkuihin ja sen valmistukseen ei tarvita erikoistyökaluja. Liitoksessa letkun pää asetetaan ulkokierteellä varustetun karan päälle ja sisäkierteellä varustettu holkki kiristettäessä puristaa letkun tiiviisti karaa vasten. Yleisemmin käytössä oleva puristusliitos kestää korkeampia paineita ja paineiskuja. Ne vaativat erikoistyökaluja, joilla liitin puristetaan letkun päälle (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 162).

Liittimillä varustettujen putkien ja letkujen liittämiseksi komponentteihin tarvitaan lisäksi erilaisia liitin- ja muunnosnippeja, joilla helpotetaan letkujen asennusta ja estetään niitä kiertymästä tai taipumasta liikaa. Työkoneissa, joissa letkuja joudutaan irrottamaan usein, käytetään pikaliittimiä (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 162).

4.7 Nesteet

Hydrauliikassa neste on olennainen osa järjestelmää, sillä sen avulla pumpulla tuotettu teho saadaan kuljetettua toimilaitteelle. Tämän lisäksi sillä on monia muita järjestelmän toiminnan kannalta tärkeitä tehtäviä. Neste jäädyttää ja voitelee järjestelmän komponentteja ja estää niitä ruostumasta. Se myös kuljettaa epäpuhtaudet suodattimille ja haihduttaa syntyneen lämpöenergian putkistossa ja säiliössä. Nesteen tulee lisäksi olla ominaisuuksiltaan sellainen, että se vastustaa vaahtoamista sekä hapettumista ja erottuu helposti vedestä, ilmasta ja epäpuhtauksista. Viskositeetti pitää myös pysyä tietyissä rajoissa laajalla lämpötila-alueella. Lisäksi nesteen tulee säilyttää ominaisuutensa ja pysyä käyttökelpoisena pitkiä aikoja, jotta huoltovälit olisivat mahdollisimman pitkiä (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 232).

Hydraulinesteet voidaan jakaa mineraaliöljyihin, synteettisiin öljyihin, kasviöljyihin, emulsioihin ja veteen. Mineraaliöljyt ovat yleisesti käytettyjä ja niiden ominaisuudet riittävätkin sellaisenaan monien järjestelmien vaatimuksiin. Ne ovat raakaöljypohjaisia öljyjä, joiden kemiallinen rakenne ja jalostusaste vaihtelee. Vaatimusten kasvaessa voidaan mineraaliöljyjä tehostaa erilaisilla lisäaineilla. Synteettiset öljyt ovat ominaisuuksiltaan hyvin samanlaisia mineraaliöljyjen kanssa ja ne käyttäytyvät hyvin samalla tavalla. Synteettisillä öljyillä on kuitenkin paremmat hapettumisenesto-, lämmönkestävyys- ja viskositeettiominaisuudet ja niiden juoksevuus säilyy alhaisissakin lämpötiloissa (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 232).

Kasviöljyperustaiset hydraulinesteet ovat voiteluominaisuuksiltaan samaa luokkaa mineraaliöljyjen kanssa. Niiden viskositeetti ei kuitenkaan ole yhtä paljon riippuvainen käytettävästä paineesta ja lämpötilasta. Kasviöljyt ovat myös myrkyttömiä, mutta niiden vaatima lisäaineistus heikentää hieman tätä etua. Niiden haitaksi voidaan kuitenkin laskea lyhyempi käyttöikä ja huonot kylmäominaisuudet mineraali- ja synteettisiin öljyihin verrattuna (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 232).

Palo- ja räjähdysvaarallisissa kohteissa voidaan hydraulinesteinä käyttää emulsioita, joilla ei ole taipumusta syttyä tai ylläpitää liekkejä. Yleisesti ottaen emulsioilla ei kuitenkaan ole öljyihin verrattuna yhtä hyviä voiteluominaisuuksia (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 232).

Vesi on hydraulinesteistä halvin ja saatavuudeltaan paras. lisäksi se ei pala, ei likaa ympäristöä eikä sen viskositeetti muutu liikaa lämpötilan noustessa. Vesi kuitenkin hapettaa ja ruostuttaa metalleja ja jäätyy kylmässä, minkä lisäksi sen alhainen viskositeetti ei sovi normaalivälilyksisille komponenteille. Veden voiteluominaisuudet ovat myös melko huonot ja aiheuttavat komponenteissa nopeaa kulumista. Vesi on kuitenkin myrkyttömyytensä vuoksi yleisesti elintarviketeollisuuden hydraulikassa käytetty. Tällöin käytettävät komponentit on luonnollisesti valmistettava ruostumattomista ja syöpymättömistä materiaaleista (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 232).

Hydraulinesteen valinta tulee tehdä huolellisesti vastaamaan ominaisuuksiltaan järjestelmän vaatimuksia. Tähän vaikuttaa suuresti järjestelmän käyttöolosuhteet, esimerkiksi onko kyseessä ulko-, sisä- vai arktinen käyttö. Lisäksi tulee tietää mahdolliset järjestelmän asettamat rajoitukset nesteeseen syttymisen, tiivistemateriaalien tai myrkyttömyyden suhteen. Tämän jälkeen tiedetään mistä ryhmästä nestettä lähdetään valitsemaan. Tulee myös pitää mielessä, että sisäkäytössä ei ulkokäyttöön tarkoitettulla kalliimmalla nesteellä saavuteta välttämättä mitään etua, pikemminkin päinvastoin. Usein saattaa järjestelmälle jopa olla haitallista valita teollisuuskäyttöön neste, joka on ominaisuuksiltaan suunniteltu vastaamaan kylmien olosuhteiden vaatimuksia. Viskositeetiltaan väärä neste heikentää hydraulijärjestelmän hyötysuhdetta ja lisää huomattavasti komponenttien kulumista (Keinänen & Kärkkäinen, 2003, 232).

5 DYNAMOMETRIN SUUNNITTELU

5.1 Suunnitteluprosessi

Ennen työn aloittamista tein alustavan suunnitelman dynamometrin kehittämisestä, jossa pohdin mahdollisia ongelmakohtia. Pyrin etukäteen selvittämään mahdollisimman tarkkaan, mitä laitteen rakentaminen vaatii ja toimisiko se odotetulla tavalla.

Tein myös aikataulusuunnitelman ja listasin prosessin vaiheet kehityskelpoisesta ideasta valmiiksi tuotteeksi. Näiden perusteella selvitin, että onko työ käytössä olevien resurssien puolesta ylipäättään mahdollista toteuttaa halutussa aikataulussa.

Suunnittelussa lähdin kehittämään dynamometriä sen tulevaa käyttötarkoitusta ja -olosuhteita silmällä pitäen. Tavoitteena oli kehittää yksinkertainen ja edullinen ratkaisu, joka palvelisi tarkoitustaan, myös tulevaisuudessa.

5.2 Käyttötarkoitus

Dynamometrin pääasiallinen käyttötarkoitus on Formula Student -autossa käytettävän moottoripyörän moottorin testaus- ja säätötoiminta. Pääasia on, että moottoria pystytään kuormittamaan laboratorio-olosuhteissa ja tätä kautta vertailemaan eri komponenttien vaikutusta moottorin suorituskykyyn ja toimintaan. Näin pystytään mahdollisimman ajoissa selvittämään moottorin lopullinen kokoonpano ja ottamaan se huomioon muiden osien suunnittelussa. Myös moottorin sytytys- ja polttoainekartat pystytään ajamaan ennen moottorin kiinnittämistä autoon, mikä antaa lisää testausaikaa muille komponenteille.

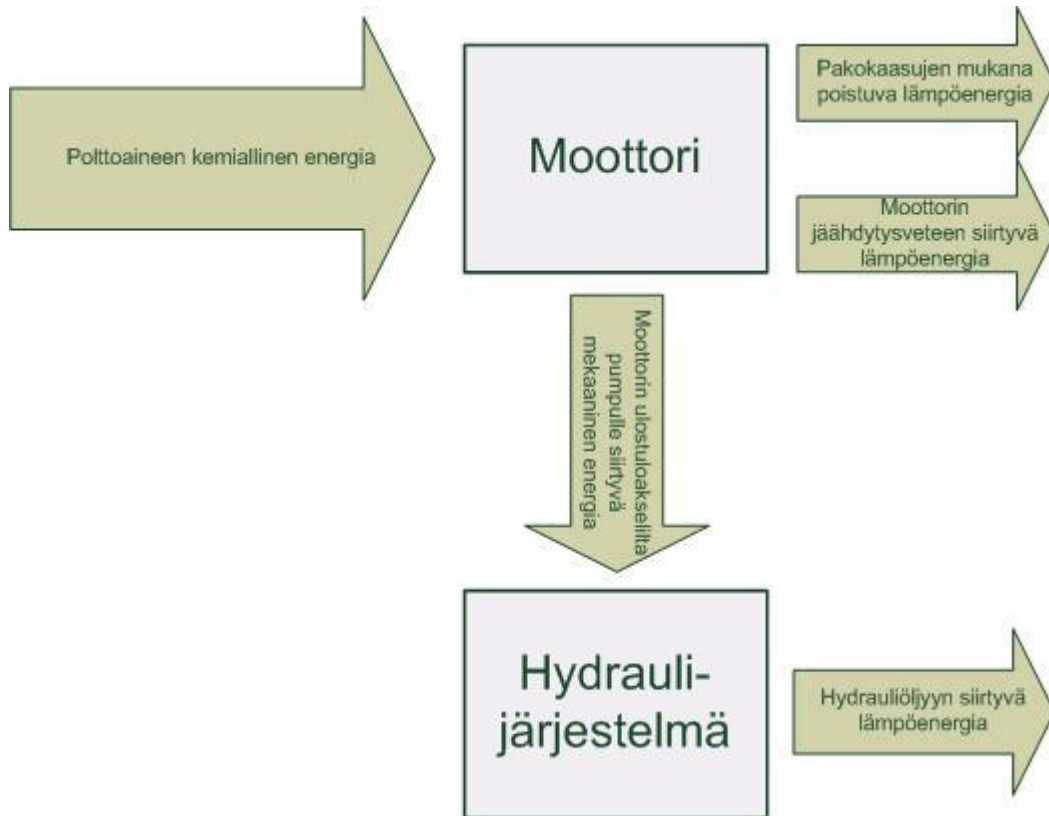
Rakenteensa puolesta moottorin vaihtaminen dynamometriin käy helposti ja sitä voidaan käyttää muidenkin saman kokoluokan moottoreiden kuormittamiseen. Myös polttoaineenkulutus- ja päästömittauksia on helppo suorittaa, kun moottoria pystytään ajamaan tasaisella nopeudella ja kuormituksella.

5.3 Tilat ja resurssit

Dynamometrin sijoitus tullaan tekemään Tampereen Ammattikorkeakoulun autolaboratorioon. Tämä on tärkeää tietää jo suunnitteluvaiheessa, jotta osataan varautua niin ilmanvaihdon, jäähdytyksen kuin melujenkin osalta. Näitä asioita suunniteltaessa on osattava huomioida dynamometrin kokonaisuus keskittymättä liikaa eri osa-alueisiin erikseen. Energiatasekuvan tekeminen helpottaa hahmottamaan tilannetta (Plint & Martyr, 1995, 1).

Yksinkertaistettu energian siirtyminen dynamometrissa on esitetty alempana olevassa kuviossa 1. Energia tuodaan järjestelmään kemiallisessa muodossa polttoaineessa. Moottorissa häviöenergia poistuu pakokaasujen mukana lämpöenergiana ja meluna sekä moottorin jäähdytysjärjestelmän kautta, jossa lämpöenergia siirtyy jäähdytysveteen. Osa lämpöenergiasta poistuu myös suorana haihtumisena moottorin ulkopinnoilta.

Jäljelle jäävä energia saadaan muutettua mekaaniseksi energiaksi, joka tekee työtä pyörittämällä hydraulipumppua. Tässäkin välissä pieni osa energiasta kuluu voimansiirron häviöiden voittamiseen ja muuttuu lämpöenergiaksi. Pumppuun tuotu energia taas muuttuu potentiaalienergiaksi, joka on sitoutunut paineistettuun nesteeseen. Paine vapautuu venttiileissä ja muuttuu edelleen häviöenergiaksi, koska dynamometrissa ei paineella tehdä varsinaista työtä. Tämä häviöenergia siirtyy lämpöenergian muodossa hydraulijärjestelmään. Osa häviöistä poistuu myös hydraulijärjestelmästä meluna.



KUVIO 1. Yksinkertaistettu energian siirtyminen dynamometrissa

Kuviosta 1 nähdään hyvin, mihin dynamometria ja sen käyttöpaikkaa suunniteltaessa on kiinnitettävä huomiota, jotta energia myös viedään tehokkaasti järjestelmästä ulos. Myös ilmanvaihtoon on syytä kiinnittää huomiota, jotta moottorille tuodaan riittävästi ilmaa ja jotta myös järjestelmästä haihtuva lämpöenergia saadaan sidottua tilan sisäilmaan.

5.4 Järjestelmän rakenne

Rakenteeltaan järjestelmä pyritään pitämään mahdollisimman yksinkertaisena, sekä käytännöllisyyden että kustannusten kannalta. Järjestelmän rakennetta suunniteltaessa on tärkeää miettiä, miten dynamometria pystytään parhaiten hyödyntämään käyttötarkoitukseensa.

Perusajatus dynamometrissa on yksinkertainen, kuormitettavaa moottoria jarrutetaan tietyllä voimalla. Tässä tapauksessa jarruna toimii hydrauliikkapumppu. Jarrutus saadaan aikaiseksi nostamalla painetta hydrauliijärjestelmässä ja näin lisäämään pumpulle kuormaa. Tämä voidaan toteuttaa usealla eri tavalla. Huomionarvoinen asia on kuitenkin

kin, miten tästä kuormittamisesta saadaan jotakin irti ja miten sitä voidaan parhaiten hallita. Näistä lähtökohdista lähdettiin suunnittelemaan hydraulijärjestelmää.

Hydraulipumpun tuottaman tilavuusvirran kuristaminen on yksi tapa, jolla pumpulle saadaan kuormaa. Kuristimena tässä tapauksessa toimii yksinkertainen säädettävä virtavastusventtiili, jonka virtauspoikkipinta-alaa säätämällä saadaan haettua sopiva kuristus kuormittamiseen. Tällöin paine kasvaa läpi koko kierrosalueen, ja pystytään ajamaan vetoja eri komponenteilla, vertaillen saatuja painekäyriä. Kun paine kasvaa, kasvaa myös jarruttava momentti. Tällä tavoin voidaankin simuloida esimerkiksi ajovastuksia, staattisen kuormittamisen sijaan.

Järjestelmää suojaamassa on paineenrajoitusventtiili, joka estää paineen nousun yli sallitun rajan. Mikäli mahdollista, tulee virtavastusventtiili säätää siten, että rajapainearvoa ei saavuteta ja paineenrajoitusventtiili pysyy suljettuna. On myös huomioitava, että virtavastusventtiili ei saa olla painekompensoitu versio, joka pitää tilavuusvirran vakiona. Tämähän tarkoittaisi, että ylimääräinen tilavuusvirta jouduttaisiin ohjaamaan paineenrajoitusventtiilin lävitse, paineen ollessa koko ajan raja-arvossa. Tällöin ei saatavasta mittaustiedosta juuri hyödyttäisi.

Paineenrajoitusventtiili antaa kuitenkin myös toisen vaihtoehdon kuormitukseen. Tässä tapauksessa suljetaan virtavastusventtiili kokonaan ja säädetään paineenrajoitusventtiili sopivaan arvoon. Tällöin paine pysyy koko kierrosalueen samana ja jarruttava momentti ei muutu. Siksi tämä vaihtoehto soveltuukin hyvin staattiseen kuormittamiseen. Osa-kaasualueiden säätö on vakiokuormituksella helppo toteuttaa ja momenttikäyrän määrittäminen onnistuu poimimalla eri kierroksilta maksimipainearvot. Käytännön kannalta korkeammilla kierrosalueilla osa öljystä kannattanee päästää virtavastusventtiilin kautta, ettei kaikkea tilavuusvirtaa tarvitse ajaa paineenrajoitusventtiilin läpi. Paineen tulee kuitenkin pysyä säädetyssä arvossaan tästä huolimatta.

Joka tapauksessa on hyvä muistaa, että järjestelmän todellinen toimivuus selviää vasta käytännössä. Myös kuormitettavuus ja säädettävyyys vaihtelee moottorista riippuen, eikä myöskään järjestelmä voi olla täysin optimoitu eri kokoluokan moottoreille.

Pumpun ja tässä tapauksessa toimilaitteina toimivien venttiileiden lisäksi järjestelmä täytyy varustaa myös toimintakyvyn kannalta olennaisilla huoltolaitteilla sekä eri kom-

ponentit yhdistävillä putkistoilla. Huoltolaitteiksi voidaan tässä tapauksessa lukea lämmönvaihdin, suodatin sekä öljyn varastotilana toimiva säiliö. Järjestelmään tuodun tehon siirtyessä täysin lämpöenergiaksi, on lämmönvaihtimen riittävään jäähdytyskapasiteettiin kiinnitettävä erityistä huomiota.

5.5 Komponenttien mitoitus ja valinta

5.5.1 Lähtöarvot

Lähtöarvot hydraulijärjestelmän mitoittamiseen saadaan kuormitettavasta moottorista. Mitoitus tehdään Yamahan FZ6-moottoripyörän 600-kuutioisen moottorin mukaan, sillä sen tehokkaampaa moottoria ei dynamometrillä ole tarkoitus ajaa. Mikäli dynamometri haluttaisiin mitoittaa suuremmille tehoille, kasvaisivat kustannukset ja tilantarve suhteessa moottorin tehoon. Tämän vuoksi ei dynamometria haluta ylimitoittaa, sillä varsinkin budjetti dynamometrin toteutukseen on rajallinen. Komponenttien valinta on kuitenkin tehtävä huolella, jotta järjestelmä palvelisi tarkoitustaan mahdollisimman hyvin.

Moottorin maksimiteho on noin 70 kilowattia ja maksimivääntömomentsi noin 67 Newtonmetriä. Olennaista laskennan ja pumpun valinnan kannalta on, että moottorin kuormittaminen ja mittaus tapahtuu vaihteiston ulostuloakselilta ketjuvälityksen kautta, jolloin voima välittyy vaihteiston välityksen ja toisiovälityksen kautta. Mitoitustehon kannalta tämä ei tarkoita muuta, kuin että voimansiirtohäviöiden vuoksi pumpulle tuleva teho on pienempi ja voimansiirtohäviöt ovat mukana mittaustuloksissa. Vääntömomentin kannalta on kuitenkin huomioitava, että pumpulle tuleva vääntömomentsi kertautuu voimansiirron välityssuhteilla.

Voimansiirron välitykset siis on tärkeää tietää paitsi pumpulle tuotavan momentin kannalta, myös siksi ettei ylitetä pumpulle annettua maksimikierronnopeutta. Yleensä työkonien dieselmootoreille mitoitetuille hydraulipumpuille maksimikierronnopeudeksi on annettu noin 2000 kierrosta minuutissa, kun taas kuormitettava moottoripyörän moottori kiertää yli 12000 kierrosta minuutissa. Valitsemalla sopiva ajovaihte ja säätämällä toisiovälitys sopivaksi saadaan kuitenkin haettua kierrokset melko tarkkaan vastaamaan pumpulle annettuja arvoja. Ajovaihteena on suositeltavaa käyttää suurinta

vaihdetta, jolloin pumppua ei pystytä ajamaan ylikerroksille. Voimansiirto moottorin ja hydraulipumpun välillä on helpoiten toteutettavissa ketjuvälityksellä, johon kuormitettavissa moottoreissa on jo valmiudet. Kokonaisvälitykseksi saadaan moottorin suurimman vaihteen välitystä käyttäen ja 14/30 toisiovälityksellä 6,2, jolloin pumpun kiertäessä 2000 kierrosta minuutissa kiertää moottori 12400.

Painetasoksi järjestelmään valitaan 25 MPa, joka on yleinen useimpien komponenttien kannalta. Lisäksi korkealla painetasolla ei komponenttien koko kasva liian suureksi. On myös muistettava, muutenkin kuin painetason kannalta, ettei järjestelmää suinkaan ajeta koko ajan maksimiarvoilla ja siinä voidaan käyttää myös pienempitehoisia moottoreita. Järjestelmä pitää kuitenkin mitoittaa ääriarvojen mukaan.

5.5.2 Pumpun mitoitus

Pumpun mitoituksessa tulee jo etukäteen olla selvillä, mitkä pumppuvaihtoehtojen tekniset arvot ovat, sillä mitoitus on tehtävä ne huomioiden. Mobilehydrauliikasta löytyy laaja valikoima pumppuja, jotka ovat kompakteja dynamometrikäyttöön. Lisäksi ne ovat melko hyvin standardoituja, joten pumppuvalinta tullaan tekemään niiden kesken. Pumppu valitaan vakioilavuuksisten pumppujen joukosta, sillä ne ovat edullisempia ja kaiken lisäksi tilavuussäädöstä ei ole juuri hyötyä, pikemminkin päinvastoin. Tehon laskeminen helpottuu, kun kierrostilavuus pysyy vakiona.

Pumpun arvoista täytyy tietää pyörimisnopeusalue ja hyötysuhde, jotta mitoitus voidaan suorittaa. Painetaso on jo päätetty, joten se rajaa pumppuja jonkin verran. Käytetään maksimikierrosnopeutena 2000 kierrosta minuutissa, jatkuvana paineena 23 MPa:a ja kokonaishyötysuhteena 0,90:ä, jotka ovat yleisiä arvoja monelle pumppuvaihtoehdoista. Pumpulle tarvittava kierrostilavuus voidaan laskea hyödyntämällä aiemmin esitettyä yhtälöä (9):

$$M = \frac{Q \times \Delta p}{\omega \times \eta_{kok}}$$

Kaava voidaan edelleen johtaa muotoon:

$$Q = \frac{M \times \omega \times \eta_{\text{kok}}}{\Delta p} \quad (10)$$

Yhtälössä (10) Q on pumpun tuottama tilavuusvirta [m^3/s], M on pumpun akselille tuotu momentti [Nm], ω on pumpun akselin kulmanopeus [rad/s], η_{kok} on pumpun kokonaishyötysuhde ja Δp on paine-ero pumpun yli [N/m^2].

Muokataan kaavaa edelleen, jotta siihen saadaan sijoitettua kuormitettavan moottorin momentti sekä voimansiirron välityssuhde ja -häviöt. Voimansiirtohäviöt kyseisessä moottorissa ovat luokkaa 5%. Myös tilavuusvirta sekunnissa ei kerro suoraan mitään, joten lasketaan suoraan pumpulta vaadittava kierrostilavuus. Kulmanopeuden sijaan käytetään mieluummin suoraan pumpun pyörimisnopeutta kierroksina minuutissa. Kaava myös yksinkertaistuu hieman. Huomataan myös, että pyörimisnopeutta ei tarvitse huomioida muuta kuin välityksissä. Yhtälö saadaan haluttuun muotoon yhdistämällä edellinen yhtälö aiemmin esitettyyn yhtälöön (3):

$$Q = V_k \times n \times \eta_{\text{vol}}$$

$$V_k = \frac{M_m \times i \times \eta_v \times 2\pi n \times \eta_{\text{kok}} \times 60 \text{ s}}{\Delta p \times 60 \text{ s} \times n \times \eta_{\text{vol}}} = \frac{M_m \times i \times \eta_v \times 2\pi \times \eta_{\text{kok}} \times \eta_{\text{mek}}}{\Delta p \times \eta_{\text{vol}}}$$

$$= \frac{M_m \times i \times \eta_v \times 2\pi \times \eta_{\text{mek}}}{\Delta p} \quad (11)$$

Yhtälössä (11) V_k on pumpun kierrostilavuus [m^3/r], M_m on moottorin vääntömomentti [Nm], i on voimansiirron välityssuhde, η_v on voimansiirron hyötösuhde, η_{mek} on hydraulipumpun mekaaninen hyötösuhde ja Δp on paine-ero pumpun yli [N/m^2]. Sijoittamalla yhtälöön lähtöarvot saadaan pumpulle haluttu kierrostilavuus selville:

$$V_k = \frac{67 \text{ Nm} \times 6,2 \times 0,95 \times 2\pi \times 0,90}{23000000 \text{ Pa}} = 97,0 \text{ cm}^3$$

Pumpun kierrostilavuudeksi saadaan 97 kuutiosenttimetriä. Tästä voidaan yhtälön (3) avulla laskea pumpun tuotto maksimikierrosnopeudella. Yksiköt on laskuissa muutettu suoraan sellaiseen muotoon, jossa ne yleensä pumppujen tiedoissa on ilmoitettu.

$$Q = V_k \times n = 97 \text{ cm}^3 \times 2000 \frac{1}{\text{min}} = 194 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

Näiden tietojen perusteella pumppua voidaan lähteä valitsemaan. Kuorma-autoihin tarkoitettujen hammaspyöräpumppujen joukosta löytyi erittäin sopiva vaihtoehto niin ominaisuuksiensa kuin kustannustenkin puolesta. Valinta osui Casappan SFP35-sarjan pumppuun, jonka kierrostilavuus on 96 cm^3 , maksimipyörimisnopeus 2250 rpm ja korkein jatkuva käyttöpaine 230 bar.

Erityisen tärkeää oli, että pumppu oli mahdollista saada jo valmiiksi tukilaakeroituna. Kaikki pumput eivät kestä ketjuvedosta pumpun akselille aiheutuvia sivuttaisvoimia, mikä oli huomionarvoinen asia pumppua valittaessa.

5.5.3 Muut komponentit

Muiden komponenttien mitoituksessa olennaista on, että ne mitoitetaan vastaamaan järjestelmän tilavuusvirtaa ja painetasoa, jotka taas määräytyvät hyvin pitkälle pumpun mukaan. Virtavastusventtiilin, paineenrajoitusventtiilin sekä suodattimen valintaan nämä tiedot ovat riittävät.

Virtavastusventtiiliksi valittiin Tognellan malli 257/2-100, joka täyttää jo mainitut järjestelmän vaatimukset ja omaa lisäksi tarkan säädettävyyden. Paineenrajoitusventtiilinä käytetään Sun Hydraulicsin mallia RPGC-LAN, jonka nimellissäätöalue on 7-210 baria, mutta korkeilla tilavuusvirroilla vielä jonkin verran enemmän. Tämän avulla on mahdollista hyödyntää pumpun koko painealuetta, mutta myös suojata sitä sen rajojen ylittämiseltä. Venttiilin rungossa on lisäksi valmiina mittauslähtö, jota voidaan hyödyntää painemittarille.

Suodatimeksi valittiin MP Filtrin malli MPF-400, joka on varustettu ohivirtausventtiilillä ja tukkeutumisenilmaisimella. Suodatin on tyypiltään paluusuodatin ja se sijoitetaan suoraan säiliön kanteen. Suodattimen mitoitus tehtiin sen mukaan, ettei sen painehäviö ylitä valmistajan suosittelemaa 0,4 baria.

Hydraulijärjestelmän lämmönvaihtimen valinta tässä tapauksessa on yksinkertaista, kun tiedetään kaiken järjestelmään tuodun tehon menevän lämmöksi. Myös säiliö ja putkistot haihduttavat lämpöä, mutta näiden vaikutus kokonaisjäähdytyskapasiteettiin tulee olemaan erittäin pieni. Lämmönvaihdin voidaan siis mitoittaa suoraan tuodun tehon mukaan, eli tässä tapauksessa tarvitaan noin 63 kilowatin jäähdytysteho, kun voimansiirtohäviöt otetaan tuodussa tehossa huomioon.

Alun perin oli tarkoitus käyttää vesi-öljy-lämmönvaihdinta, mutta niiden osoittautuessa halutussa kokoluokassa melko hintaviksi, päädyttiin saatavilla olevaan edulliseen ilma-lämmönvaihtimeen. Ratkaisun huonoihin puoliin voidaan lukea korkea melutaso ja suurempi tilantarve verrattuna vesilämmönvaihtimeen, mutta kustannusten puolesta kompromissi oli tässä tapauksessa tarpeen. Lämmönvaihtimen ominaisuuksista ei tarkkoja valmistajan arvoja ollut saatavilla, mutta silmämääräisesti lämmönvaihdin on kokoluokaltaan riittävä. Järjestelmän lämpiämistä on joka tapauksessa tarkkailtava. Lämmönvaihtimessa on hydraulimoottorilla varustettu jäähdytyspuhallin, jonka kierto pitää myös toteuttaa. Lisäämällä puhallinmoottorin painepuolelle säädettävä virtavastusventtiili, saadaan jäähdytystehoa säädettyä.

Säiliön mitoitus voidaan tehdä suoraan järjestelmän tilavuusvirran mukaan. Ohjearvona öljytilavuudelle voidaan pitää 2-5 kertaa pumpun nimellistä tilavuusvirtaa minuutissa, mutta ottaen huomioon käyttötarkoitus, rajoitettu tila ja se, että harvemmin järjestelmää käytetään korkeilla kierroksilla kuin hetkellisesti, voidaan tyytyä hieman pienempään säiliöön. Sopiva tilavuus olisi noin 200 litraa, joka on myös öljynhankinnan kannalta valmis pakkauskoko. Säiliön mitoittamisessa tulee myös huomioida, että säiliöön jää riittävä ilmatilavuus.

Putkiston sisähalkaisijalle voidaan laskea suositukset aiemmin annettujen virtausnopeusarvojen perusteella, johtamalla tilavuusvirran kaavasta(2) halkaisija.

$$Q = A \times v$$

$$d = 2 \times \sqrt{\frac{Q}{v \times \pi}}$$

Yhtälössä (12) d on putken sisähalkaisija [m], Q on tilavuusvirta [m^3/s] ja v on virtausnopeus [m/s]. Sijoittamalla lähtöarvot ja suositellut virtausarvot, imuputken halkaisijaksi saadaan tällöin:

$$d = 2 \times \sqrt{\frac{Q}{v \times \pi}} = 2 \times \sqrt{\frac{187,4 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}}{0,5 \dots 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \pi}} = 51 \dots 89 \text{ mm}$$

Vastaavasti painelinjoille:

$$d = 2 \times \sqrt{\frac{Q}{v \times \pi}} = 2 \times \sqrt{\frac{187,4 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}}{4 \dots 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \pi}} = 28 \dots 32 \text{ mm}$$

Paluulinjoille samalla kaavalla:

$$d = 2 \times \sqrt{\frac{Q}{v \times \pi}} = 2 \times \sqrt{\frac{187,4 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}}{2 \dots 3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \pi}} = 36 \dots 45 \text{ mm}$$

Putkikokoja valitessa tulee ottaa huomioon myös komponenttien lähtöjen koko. Putkistoehviöiden laskentaa ei tässä tapauksessa tarvitse suorittaa, kun pysytään suositelluissa virtausnopeuksissa. On kuitenkin ainakin ensimmäisillä käyttökerroilla aiheellista tarkkailla, ettei paluupuolen paine muodostu liian korkeaksi. Laitteen toimivuuden ja mitaustulosten kanssa tässä tuskin tulee ongelmaa, mutta varsinkin lauhduttimet ovat usein arkoja hajoamiselle liian korkean paluupaineen vuoksi.

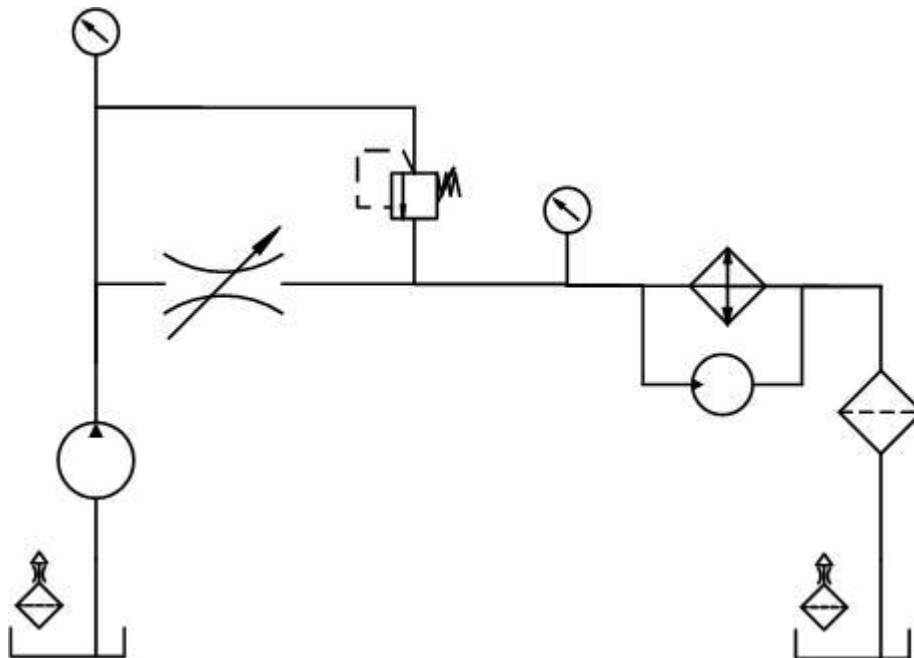
5.6 Mittauslaitteisto

Sekä mitaustuloksien saamiseksi että järjestelmän toiminnan tarkkailemiseksi tulee järjestelmä varustaa tarvittavilla mittareilla. Pumpulle tuodun tehon laskemiseksi tarvitaan painemittari pumpun ja kuristimen väliin sekä mikäli mahdollista, tilavuusvirtamittari paluulinjaan. Tilavuusvirtatietona on myös mahdollista käyttää suoraan pumppuvalmistajan antamia arvoja, mutta tulosten tarkkuuden kannalta mitaustulos olisi luotet-

tavampi. Laskentaan tarvitaan lisäksi kierrosnopeustieto, mikä on helpoiten saatavilla moottorinohjausjärjestelmän kautta. Koska dynamometriä ei ainakaan vielä tässä vaiheessa varusteta erillisellä tiedonkeruu- ja mittausohjelmistolla, olisi mittaamisessa mahdollista hyödyntää moottorinohjausjärjestelmän tiedonkeruuta, mikäli mittarien sijaan käytettäisiin sähköisiä antureita. Järjestelmän toiminnan opettelua varten käytetään kuitenkin aluksi mekaanisia mittareita, joita on helpompi seurata. Tarkkuus ei tässä tapauksessa ole siis aivan toivotunlainen, mutta tarkkoja mittaustuloksia olennaisempaa on ensin alkuun mahdollisuus kuormittaa moottoreita säätöä ja komponenttivertailua silmällä pitäen.

Hydraulijärjestelmän tarkkailuun tarvitaan näiden lisäksi lämpömittari, joka sijoitetaan säiliöön. Lisäksi käytössä on hyvä olla optinen kierroslukumittari, jolla pumpun oikea kierrosluku suhteessa moottorin kierroksiin voidaan varmistaa. Tämä siksi, että eri moottoreita ajettaessa ja ajovaihdetta haettaessa saattaa tulla virheitä, jolloin pumpun ajaminen ylikierroksilla on vaarana.

Hydraulijärjestelmän lopullinen piirikaavio on esitetty kuviossa 2.



KUVIO 2. Hydraulijärjestelmän piirikaavio

5.7 Kuormitettavan moottorin komponentit

5.7.1 Moottori

Kuormitettavan moottorin on oltava tukevasti kiinnitetty dynamometrin runkoon. Lisäksi siihen on päästävä helposti tekemään muutoksia ja korjauksia tarvittaessa. Moottorin kiinnikkeet on suunniteltava siten, että siihen on myös helppo vaihtaa kiinnityksiltään erilainen moottori.

5.7.2 Polttoainejärjestelmä

Polttoainejärjestelmä on turvallisuuden vuoksi suojattava mahdollisimman hyvin lämmöltä, hankaukselta ja liikkuvilta osilta. Mahdollisen polttoainevuodon sattuessa on tulipalon vaara pyrittävä ehkäisemään. Tankkauspiste on myös suunniteltava tämä huomioiden. Polttoainesäiliön kiinnitys ja letkut on suunniteltava siten, että säiliö on mahdollista siirtää vaa'alle polttoaineen kulutusmittauksia varten.

5.7.3 Jäähdytysjärjestelmä

Dynamometrin jäähdytyksen ohella on myös huomioitava moottorin jäähdytyslaitteet. Moottorin alkuperäinen jäähdytysjärjestelmä ei ole riittävä, sillä jäähdyttävä ilmavirtaus on hankala toteuttaa paikallaan olevaan moottoriin. Yksinkertaisimmin jäähdytys on toteutettavissa vesilämmönvaihtimella, joka on lisäksi huomattavasti kompaktimpi ratkaisu alkuperäiseen verrattuna. Lisäksi lämmönvaihtimen kylmälle puolelle voidaan hyödyntää suoraan kylmävesikiertoa vesijohtoverkosta.

Moottorin jäähdytyskapasiteetin laskeminen on hieman hankalaa, kun tarkkaa lämmön tuottoa ei ole tiedossa. Karkeasti voidaan kuitenkin arvioida, että polttomoottoriin tuodusta energiasta 30 % saadaan hyödyksi, 40% poistuu lämpöenergiana pakokaasujen mukana ja jäljelle jäävät 30% poistuvat jäähdytysjärjestelmän kautta. Tässä tapauksessa jäähdytyskapasiteettia tarvittaisiin siis 70 kilowattia. Eri lämpötilaerojen, virtausarvojen ja veden paremman lämmönsiirtokyvyn vuoksi lämmönvaihdin on kooltaan huomattavasti hydraulijärjestelmään kaavailtua pienempi.

5.7.4 Sähköjärjestelmä

Dynamometri ei itsessään vaadi sähköä, joten suunniteltava sähköjärjestelmä palvelee ainoastaan kuormitettavaa moottoria. Sähköjärjestelmän suunnittelu on haastava, koska se tulisi olla kytkettävissä erityyppisiin moottoreihin.

5.8 Turvallisuus

Turvallisuusasioita on helpoin lähtä mieltämään mahdollisten uhkatekijöiden kannalta. Tässä tapauksessa näihin lukeutuu lämpiävät komponentit, korkeapaineinen hydraulijy, liikkuvat mekaaniset osat, mahdolliset vauriot liikkuvissa osissa ja palavat nesteet. Kun nämä riskit tiedostetaan jo suunnitteluvaiheessa, pystytään niihin puuttumaan ajoissa esimerkiksi komponenttien sijoittelun avulla.

Turvallisuuden ja käytännöllisyyden kannalta laitteistolle on tehtävä tukeva jalusta, johon kaikki komponentit kiinnitetään. Dynamometri on myös varustettava sammutuskalustolla tulipalon varalta tai se on sijoitettava sammutuskaluston välittömään läheisyyteen. Vaaraa aiheuttavat komponentit, kuten ketjut, paineletkut ja pakosarja suojataan asianmukaisesti vahinkojen välttämiseksi. Kokonaisuutena hydraulijärjestelmä on hyvin yksinkertainen, mutta pelattaessa suurilla paineilla ja tilavuusvirroilla on kaikki osattava ottaa huomioon. Korkeapaineinen hydraulineste on vapautuessaan erittäin vaarallinen, kuten myös nopeasti pyörivät voimansiirron osat vaurion sattuessa. Asianmukaisilla suojilla ja turva-alueilla riskit pystytään minimoimaan. Käyttövirheistä johtuvia vaurioita ja vaaratilanteita pyritään ehkäisemään turvallisuustaulun avulla (liite 1).

5.9 Mallinnus

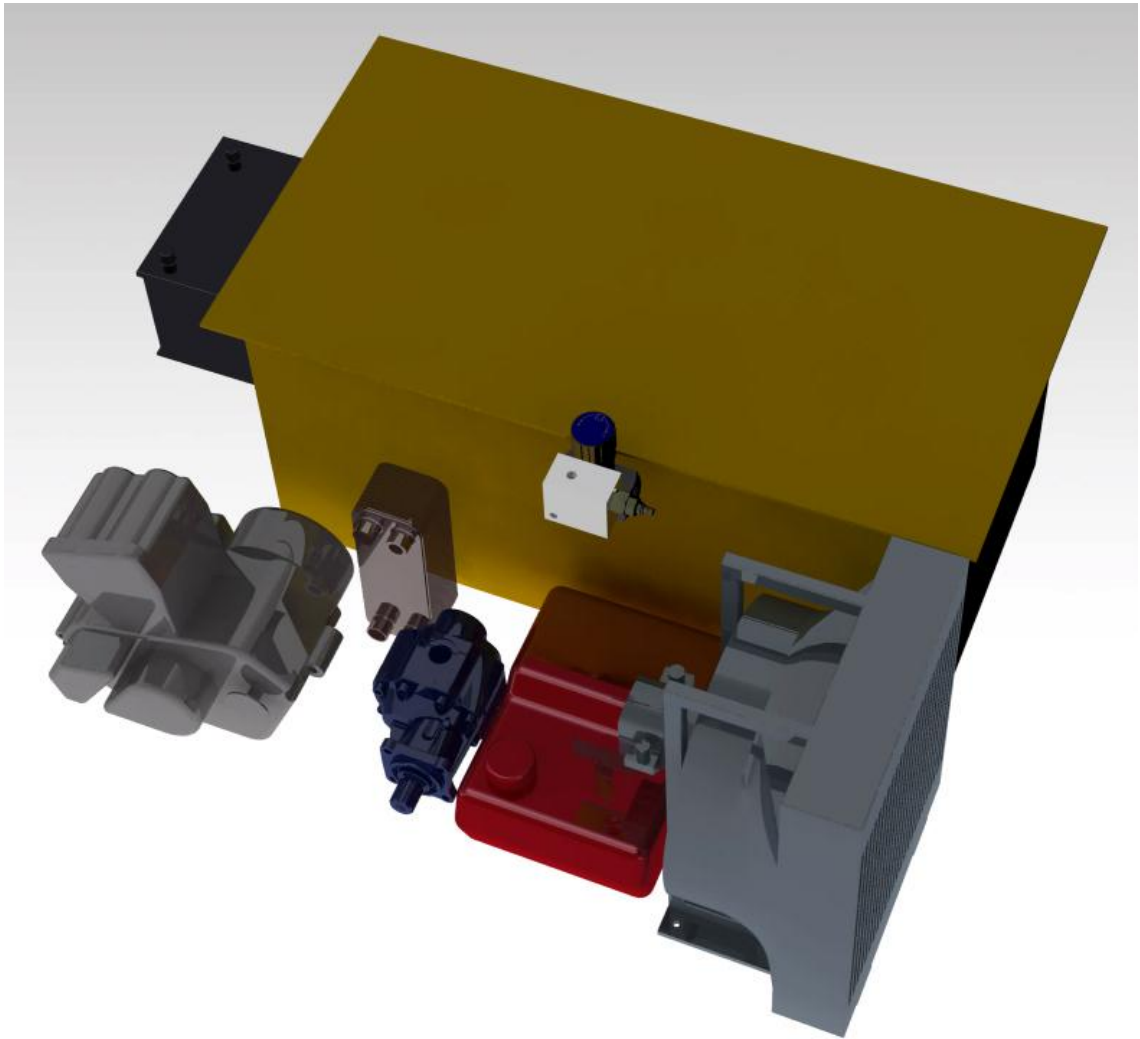
5.9.1 Package layout ja sijoittelu

Mallinnuksessa käytettiin niin sanottua package layout-menetelmää. Ensin mallinnetaan kaikista komponenteista 3d-mallit, jonka jälkeen ne sijoitellaan toisiinsa nähden haluttuun asemaan. Tämän jälkeen runkoa aletaan suunnitella komponenttien ympärille, jol-

loin saadaan aikaiseksi mahdollisimman kompakti kokonaisuus. Mallinnusohjelmana käytössä oli CATIA V5.

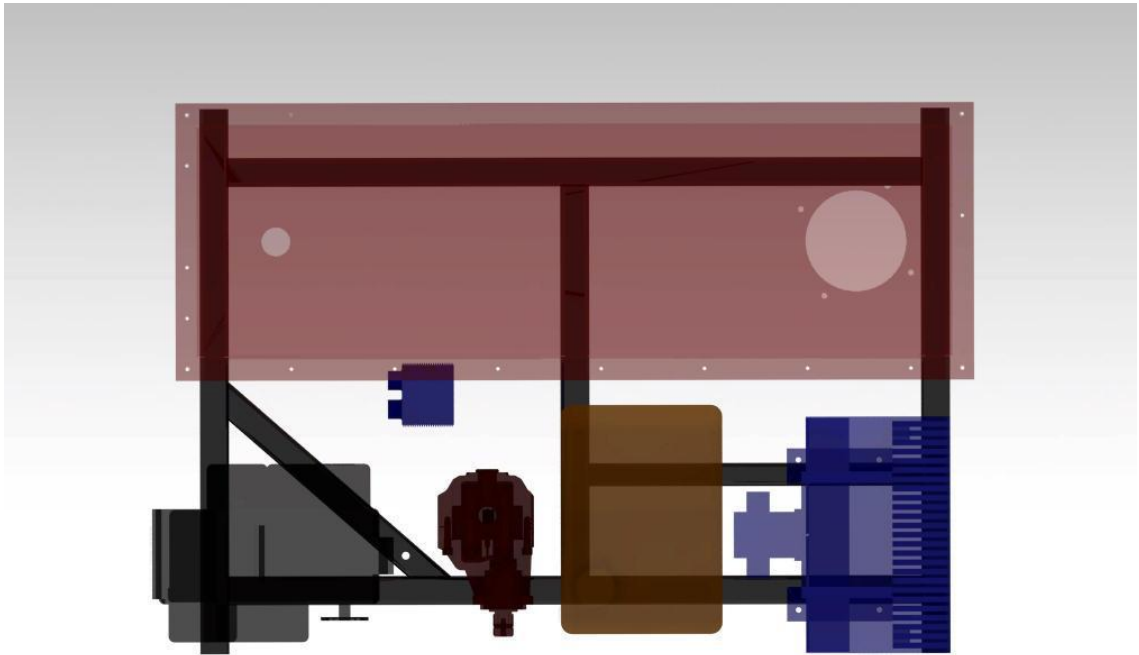
Sijoittelussa on tärkeää ottaa huomioon, mitkä komponentit pitää olla esillä ja mihin pitää päästä käsiksi. Esimerkiksi kuormitettava moottori on oltava helposti saatavilla, jotta muutokset tarvittaessa olisi nopea tehdä irrottamatta moottoria. Lisäksi on mietittävä paikka, josta dynamometriä ajetaan ja sen turvallisuusasiat. Hallintalaitteet ja mittarit on siis saatava sijoiteltua siten, että dynamometrin käyttäjän ei tarvitse liikkua paikaltaan. Kuitenkin kaikki on sijoitettava siten, että pärjätään mahdollisimman lyhyillä hydraulilinjoilla ja ne ovat suojattuna mahdollisen vaurion varalta, kuten muutkin hydraulikomponentit. Turva-alueet on hyvä miettiä tässä vaiheessa.

Komponenttien mallinnuksen jälkeen oli selvää, että säiliö tulee viemään suurimman osan tilasta, joten sitä päätettiin hyödyntää työtasona sekä samalla suojana dynamometrin käyttäjälle. Muiden komponenttien ollessa käyttäjään nähden säiliön takana, estää se suoran yhteyden käyttäjän ja vaaratekijöiden välillä.



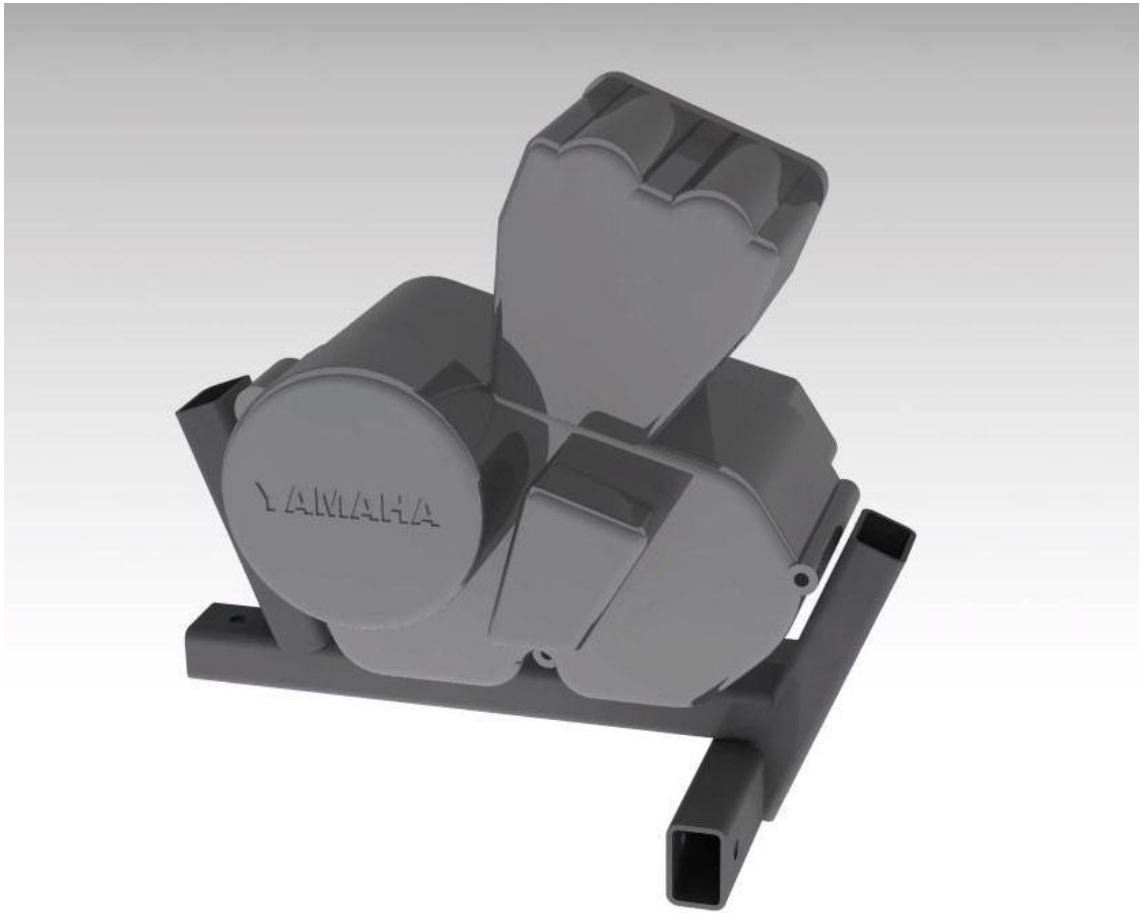
KUVA 1. Pääkomponenttien sijoittelu

Kun komponentit saatiin hahmoteltua toisiinsa nähden haluttuun asemaan (kuva 1), alettiin runkorakennetta hahmotella niiden ympärille. Runkorakenne kehitettiin siten, että se muodostaa tukevan kiinnityksen pumpulle ja kuormitettavalle moottorille, jotka kohdistavat kiinnityspisteisiinsä suuria voimia (kuva 2). Rakennetta suunniteltaessa on syytä olla selvillä, miten nämä voimat siihen kohdistuvat. Lisäksi runkorakenteen tulee tarjota kiinnityspisteet lisälaitteille, mutta se ei saa olla esteenä esimerkiksi putkistojen reitityksessä. Kuvassa on esitetty runkorakenne ja pääkomponenttien sijainnit. Lisäksi runkoon suunniteltiin tukevat kiinnityspisteet teollisuuspyörille, jotka mahdollistavat dynamometrin siirtelemisen. Runkomateriaaliksi valittiin 100x50x4 putkipalkki.



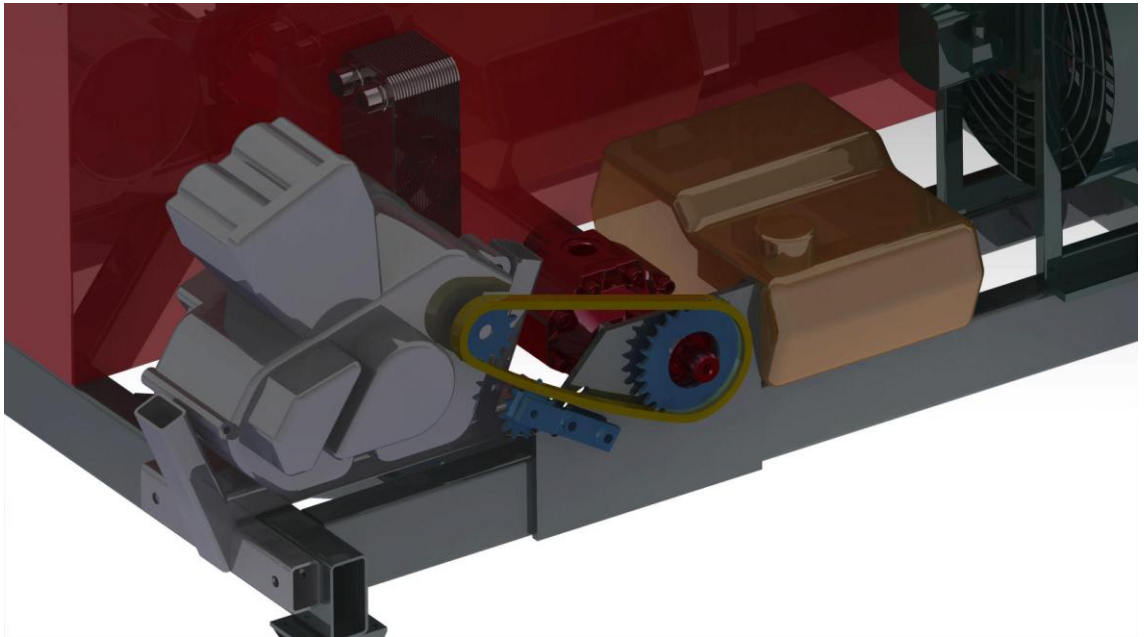
KUVA 2. Runkorakenne ja komponenttien sijoittuminen

Moottorin kiinnityspukki, joka on rungosta irrallinen osa, suunniteltiin moottorin kolmen alakiinnityspisteen ympärille (kuva 3). Pukki on moottorikohtainen, eri moottorien sovitukseen ja vaihtamisen helpottamiseksi. Pukin materiaalina on 60x40x4 putkipalkki, ja sen kiinnitys runkoon tapahtuu kolmella M14 pultilla. Pultinreiät pukissa ja rungossa holkitetaan, sovitus on tarkka ketjulinjan vuoksi. Lisäksi holkeilla halutaan estää kiinnitysten löystyminen värinöiden seurauksena.

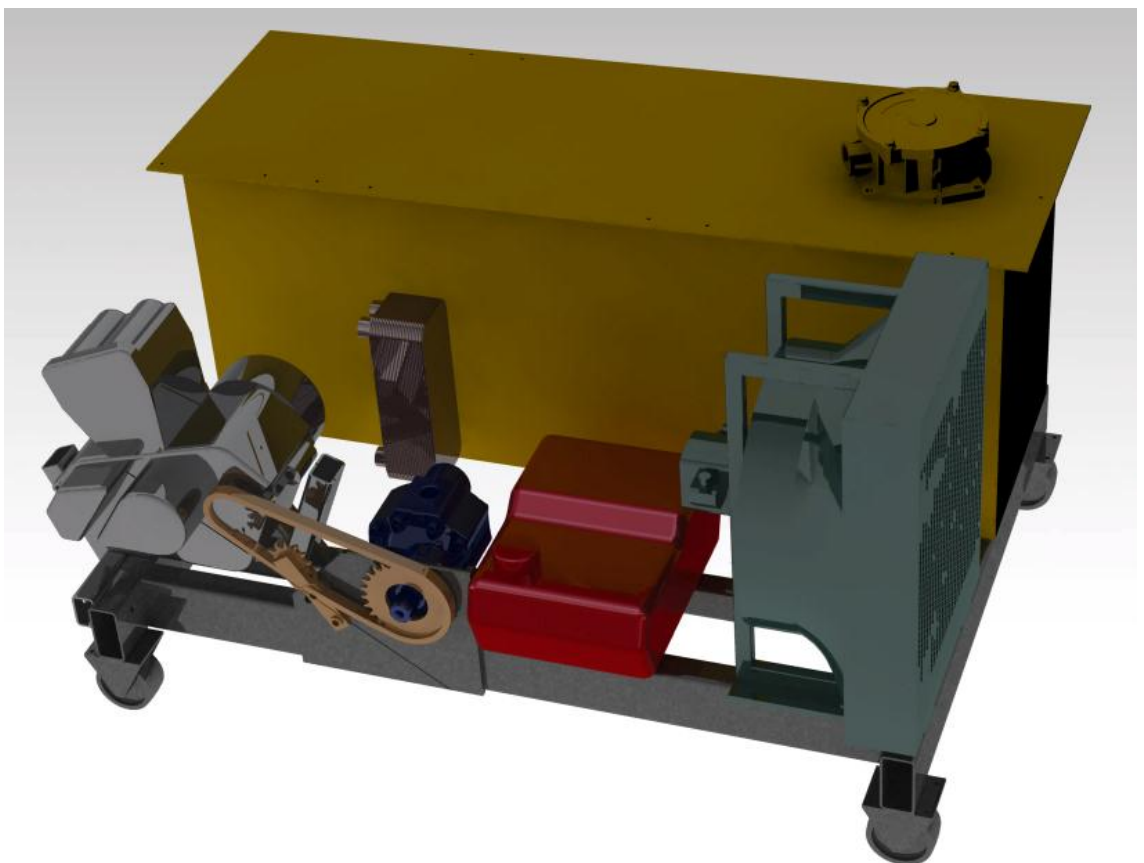


KUVA 3. Moottorin kiinnityspukki

Pumpun kiinnitys tulee laippakiinnityksenä runkoon hitsattavaan 10mm teräslevyyn. Laippa tuetaan kahdella kolmion mallisella levyllä, jotka hitsataan kohtisuoraan levyn taakse. Pumpun kiinnityspultteina käytetään lyötäviä pinnapultteja, sillä pultinkannoille ei jää ketjupyörän taakse juurikaan tilaa. Adapterin avulla pumppuun kiinnittyvää ketjupyörää olisi voitu ottaa ulospäin, mutta tällöin pumpun akselille tulevat laakerivoimat olisivat kasvaneet liikaa. Pumpun kiinnityslaippaan suunniteltiin lisäksi säädettävä ketjunktiristin, joka vapautuu kaksi pulttia löysäämällä (kuva 4; kuva 5).



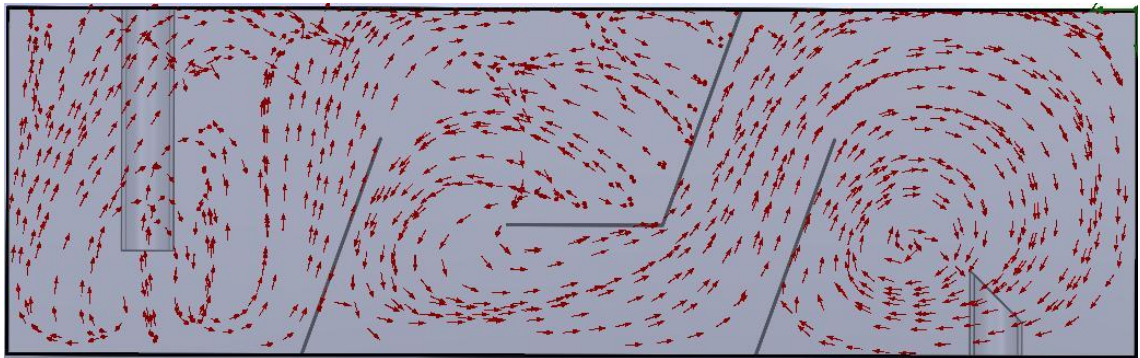
KUVA 4. Pumpun kiinnitys ja ketjuvälitys



KUVA 5. 3d-malli kokoonpanosta

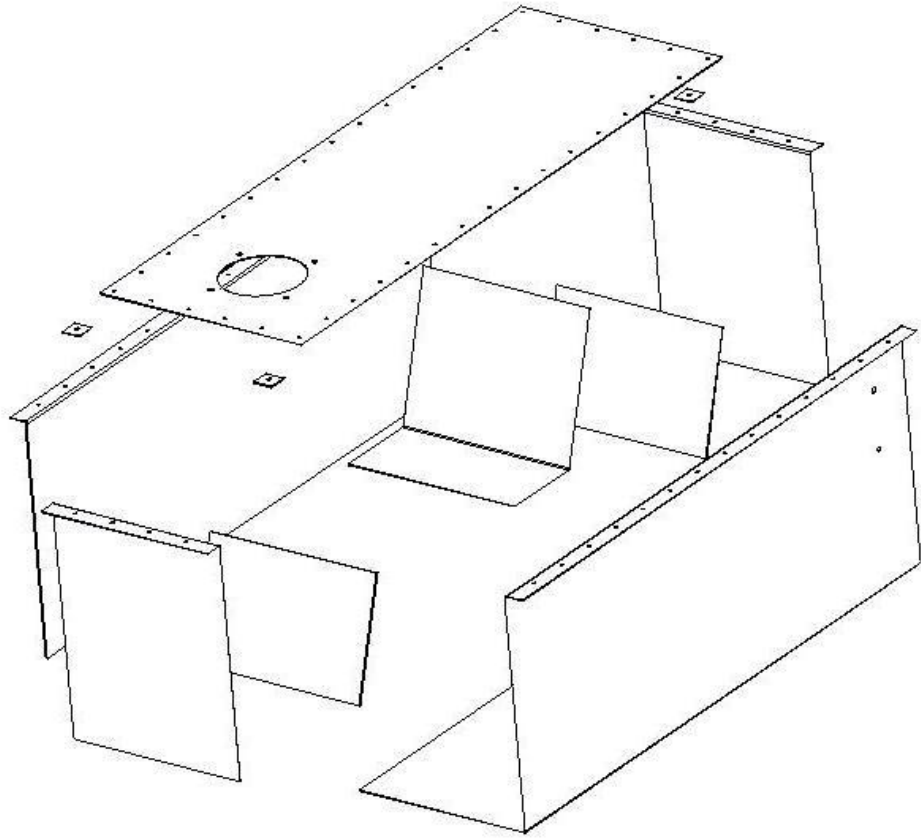
Package layout-vaiheessa säiliölle haettiin sopivat ulkomitat, jotta haluttu tilavuus toteutuu. Tämän jälkeen oli kuitenkin tarpeen vielä tutkia välilevyjen sijoittamista säiliöön. Tavoitteena oli tehostaa nesteen kiertoa säiliössä, jolloin hyödynnetään koko nestemäärä

sen sijaan että sama neste kiertää koko ajan järjestelmässä. Tällöin säiliössä tapahtuva lämmönsiirtyminen ja epäpuhtauksien erottuminen on tehokkaampaa. Lisäksi nestekierron tehostamiseksi imu- ja paluulähdöt on sijoitettava mahdollisimman kauas toisistaan. Säiliön suunnittelussa hyödynnettiin virtauslaskentaohjelmaa, jolla saatiin suuntaa-antavia tuloksia nesteen käyttäytymisestä säiliössä. Virtauslaskennat suoritettiin maksimivirtauksella, koska silloin säiliön toiminnan on oltava tehokkaimmillaan. Virtauksia tutkittaessa on kiinnitettävä huomiota nesteen kiertoon koko säiliössä sekä syntyviin pyörteisiin. Pyörteilyä on vältettävä erityisesti imuputken lähellä. Useampien eri vaihtoehtojen tutkimisen jälkeen päädyttiin kolmen välilevyn yhdistelmään, jotka muodostavat kaksi kammiota. Paluupuolen kammiossa säiliöön tuleva neste pyörteilee runsaasti, ja ajatuksena oli että ilman ja eri kaasujen erottuminen tapahtuu tässä kammiossa. Välilevyjen avulla pyrittiin nestekierto ohjaamaan mahdollisimman jouheana imupuolen kammioon, josta pumppu imee nesteen takaisin kiertoon (kuva 6).



KUVA 6. Öljyn virtaus säiliössä

Säiliön materiaaliksi valittiin 2 mm teräslevy. Säiliön rakenteen ollessa tiedossa, oli edessä vielä eri osien suunnittelu mallinnusohjelman ohutlevytyökaluja hyödyntäen. Osat tuli suunnitella siten, että kanttauksien avulla välttyttäisiin ylimääräisiltä hitsaus- saumoilta, jotka saattavat jäädä vuotamaan. Vaikka osien määrä täytyi pitää minimissään, oli otettava huomioon myös valmistustekniset asiat, jotta esimerkiksi taivutuksiin oli mahdollista päästä kanttikoneella käsiksi. Lisäksi säiliö tuli varustaa avattavalla kannella (kuva 7).



KUVA 7. Säiliön rakenne

6 DYNAMOMETRIN VALMISTUS

6.1 Runko

Rungon valmistus aloitettiin sahaamalla palkit oikeaan mittaansa, sekä poraamalla niihin tulevat reiät palkkien ollessa irrallaan. Lisäksi palkit hiottiin lamellilaikalla puhtaaksi ruosteesta sekä epäpuhtauksista ja puhdistettiin rasvanpoistoaineella hitsausten helpottamiseksi. Näillä toimenpiteillä pyrittiin myös vähentämään maalausvalmisteluihin kuluva aikaa.

Tämän jälkeen palkit kasattiin tasaisella pinnalla mitoitusten mukaisesti toisiinsa nähdessä ja silloitettiin paikoilleen. Kasaamista helpotti huomattavasti magneettisuorakulmien käyttö. Mitat varmistettiin ristimitoilla, sekä rungon kierous tarkistettiin vatupassin sekä pitkien viivainten avulla. Mikäli runko hitsattaisiin keroon, jakautuisi kuormitus pyörillä epätasaisesti ja yksi pyörä olisi käytännössä ilmassa koko ajan. Kun mitat olivat kohdillaan, hitsattiin palkit migillä kiinni toisiinsa.



KUVA 8. Moottoripukin osat hitsausvalmiina

Vastaavalla tavalla valmistettiin kiinnityspukki moottorille (kuva 8). Moottoripukki kasattiin moottori paikallaan, jotta kiinnityspisteet tulevat oikeille kohdilleen.



KUVA 9. Runko ja moottoripukki hitsattuna

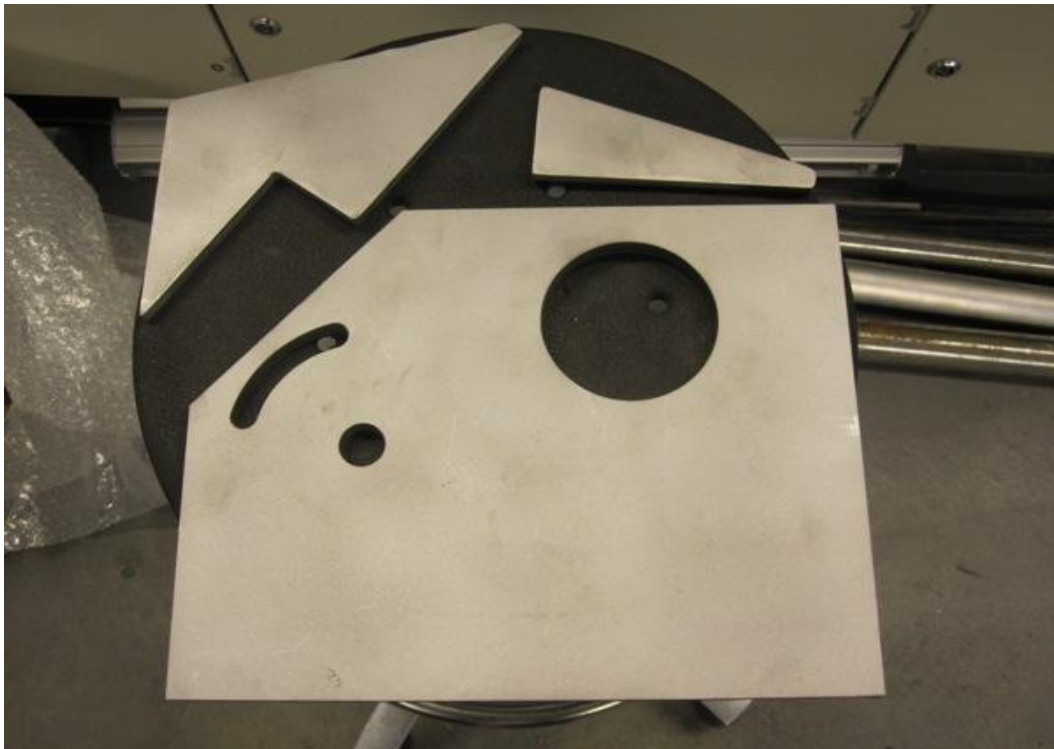


KUVA 10. Moottorin kiinnitys

Seuraavaksi sorvattiin holkit moottoripukin kiinnityspisteisiin. Holkit sorvattiin reikiin nähden alimitaan, jotta hitsausvaiheessa niitä pystytään vielä hieman siirtelemään, mikäli palkkeihin poratut reiät eivät ole aivan kohdallaan. Holkkien ja moottoripukin hit-

saus tapahtui samalla kertaa kasaamalla holkit pulteilla kiinni runkoon, sillä muuten niiden tarkka sovitus keskenään olisi käytännössä mahdotonta (kuva 9; kuva 10). Pultinreiät on lisäksi porattu tarkkaan mittaansa ilman pelivaraa, jotta pukkia ei käytännössä pysty laittamaan väärään asentoon ja ketjulinja tulee tällöin väkisinkin oikein.

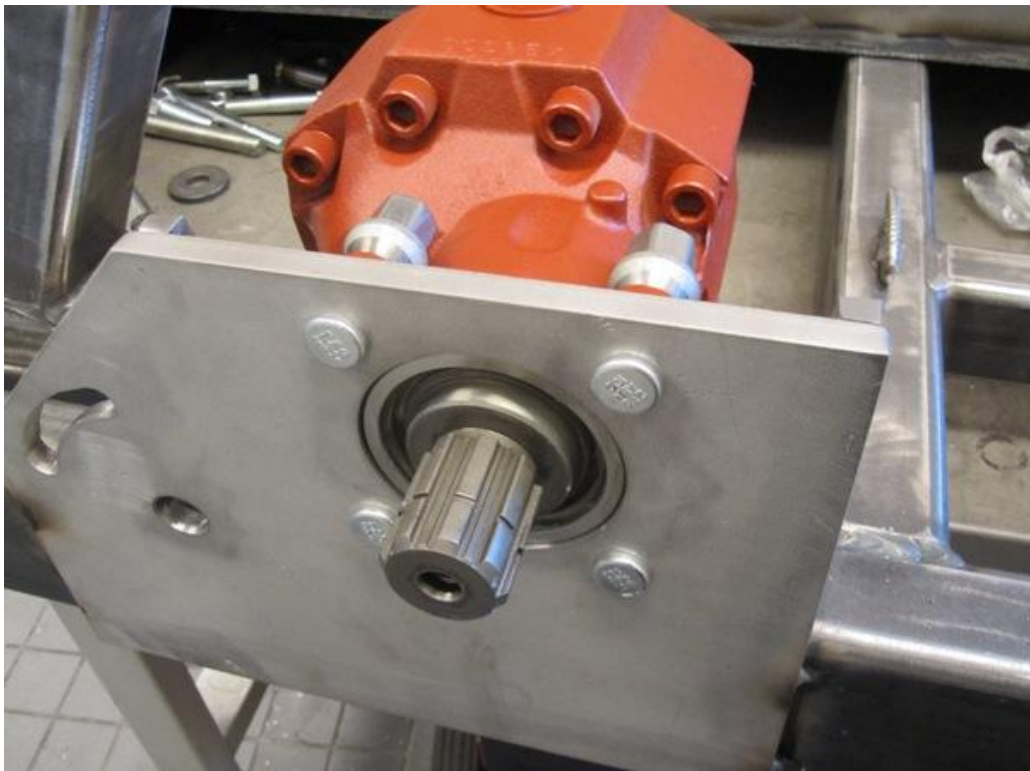
Pumpun kiinnitystä varten runkoon plasmaleikattiin 10 mm teräslevystä laipat (kuva 11), jotka hitsattiin paikalleen pultinreikien koneistuksen jälkeen (kuva 12; kuva 13). Kiinnityslaippaan koneistettiin lisäksi osat ketjunkiristystä varten (kuva 14). Tässä vaiheessa moottorin ja pumpun ollessa sovitettuna paikalleen, tehtiin myös ketjuvälitys valmiiksi. Ketjuna käytetään moottorin alkuperäistä 520-ketjua, jolle ei sopivia rattaita tämänkaltaiseen välitykseen löytynyt. Aihioina pumpulle ja kiristyspyörään hyödynnettiin 5/8"-teollisuusketjupyöriä, joissa erona 520-rattaisiin on puolta isompi leveys. Aihiot sorvattiin oikeaan leveyteen ja pumpun rattaalle koneistettiin sopiva adapteri, joka sopii pumpun booritukseen ja johon ratas voidaan pultata (kuva 15).



KUVA 11. Plasmaleikatut pumpun kiinnityslaipat



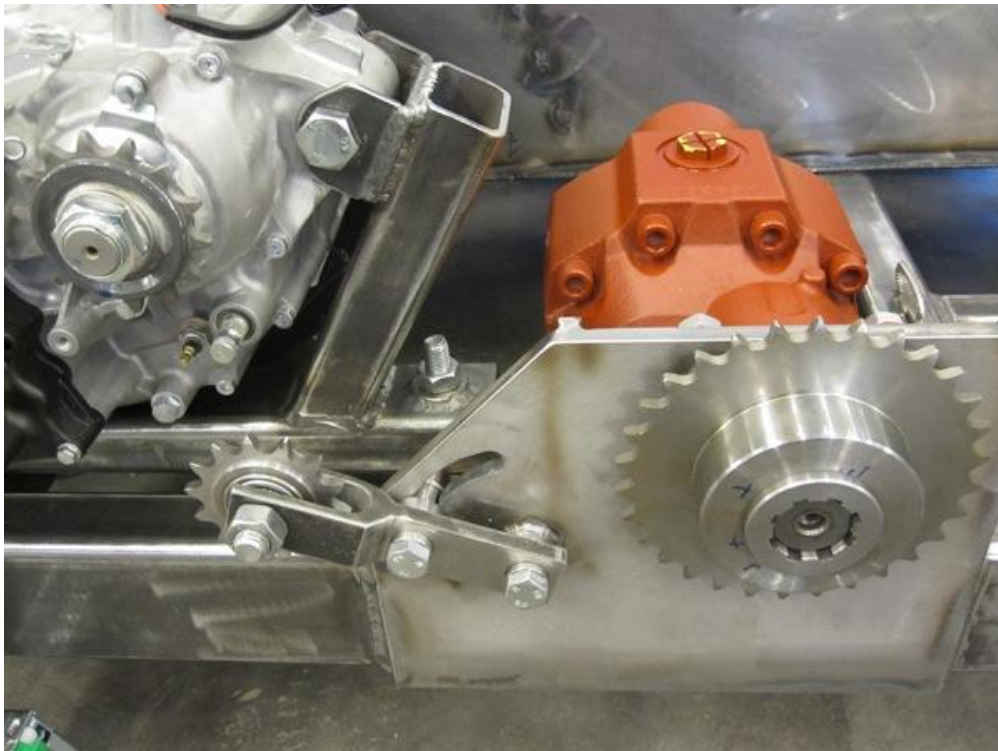
KUVA 12. Pultin reikien jyrsintä



KUVA 13. Pumpun laippa silloitettuna runkoon



KUVA 14. Ketjunkturistajan osien sorvaus



KUVA 15. Ketjuvälitys

6.2 Säiliö

Säiliötä varten tilattiin piirustuksien mukaan valmiiksi kantatut levyt, mikä helpotti valmistusta huomattavasti. Levyt kasattiin toisiinsa siten että saumat tuli kohdalleen ja silloitettiin kiinni toisiinsa (kuva 16). Sisäpuolelle tulevat välilevyt mitoitetiin oikeille kohdilleen. Irrallinen säiliön kansi pultattiin kiinni hitsauksen ajaksi estämään lämmön aiheuttamaa vetelyä. Säiliö hitsattiin tigillä, käytännössä sulattamalla saumojen onnistuneen kohdistuksen ansiosta (kuva 17; kuva 18; kuva 19).



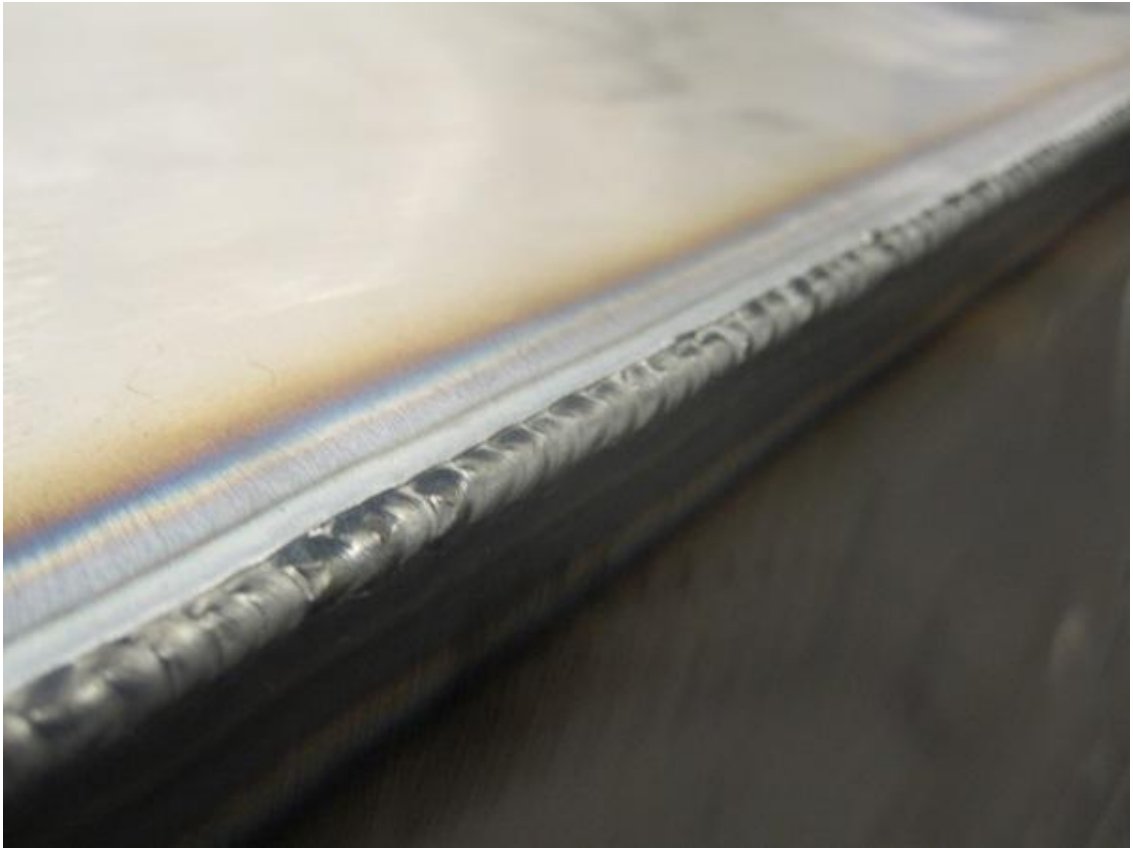
KUVA 16. Säiliön levyt silloitettuna



KUVA 17. Välilevyt hitsattuina



KUVA 18. Säiliö hitsattuna



KUVA 19. Sulatettu TIG-sauma

Levyrakenteen lisäksi säiliöön hitsattiin runkokiinnikkeet (kuva 20), tyhjennysproppu, imulähtö, täyttökorkki, suodattimen paikka sekä muutamien komponenttien kiinnikkeitä.



Kuva 20. Säiliön kiinnitys runkoon

Säiliön pitävyys testattiin täyttämällä säiliö vedellä ja puhaltamalla saumat läpi paineilmalla ulkopuolelta. Paineistaminen olisi ollut paras vaihtoehto, mutta käytännön kannalta tämänkaltainen testaus koettiin riittäväksi.

6.3 Komponenttien kiinnitys

Eri komponenteille tehtiin tukevat kiinnikkeet niille suunnitelluille paikoilleen (kuva 21). Kiinnitystapana käytettiin suurimmaksi osaksi pulttikiinnitystä, mutta esimerkiksi polttoainetankin ja moottorin jäähdyttimen kanssa käytettiin hihnakiinnitystä. Mahdollisimman monessa paikassa pyrittiin käyttämään nylock-muttereita estämään värinästä aiheutuvia pulttien löystymistä.



KUVA 21. Komponentit kasattuna runkoon

6.4 Maalaus

Kun kaikki komponentit olivat valmiina ja kasattuna toisiinsa, purettiin ne valmistettujen metalliosien maalausta varten. Esikäsittelyä osat hiottiin läpi ja suoritettiin rasvanpoisto. Tämän jälkeen osat suojattiin tarpeellisilta osin ja ripustettiin maalaamoon.

Maalaus suoritettiin ruiskumaalauksena ja maalina käytettiin 2-komponenttista Teknoksen polyuretaanimaalia. Maali kestää hyvin kulutusta ja iskuja ja on yleisesti käytetty teollisuus maali. Väriksi valittiin pirteä punainen (kuva 22).

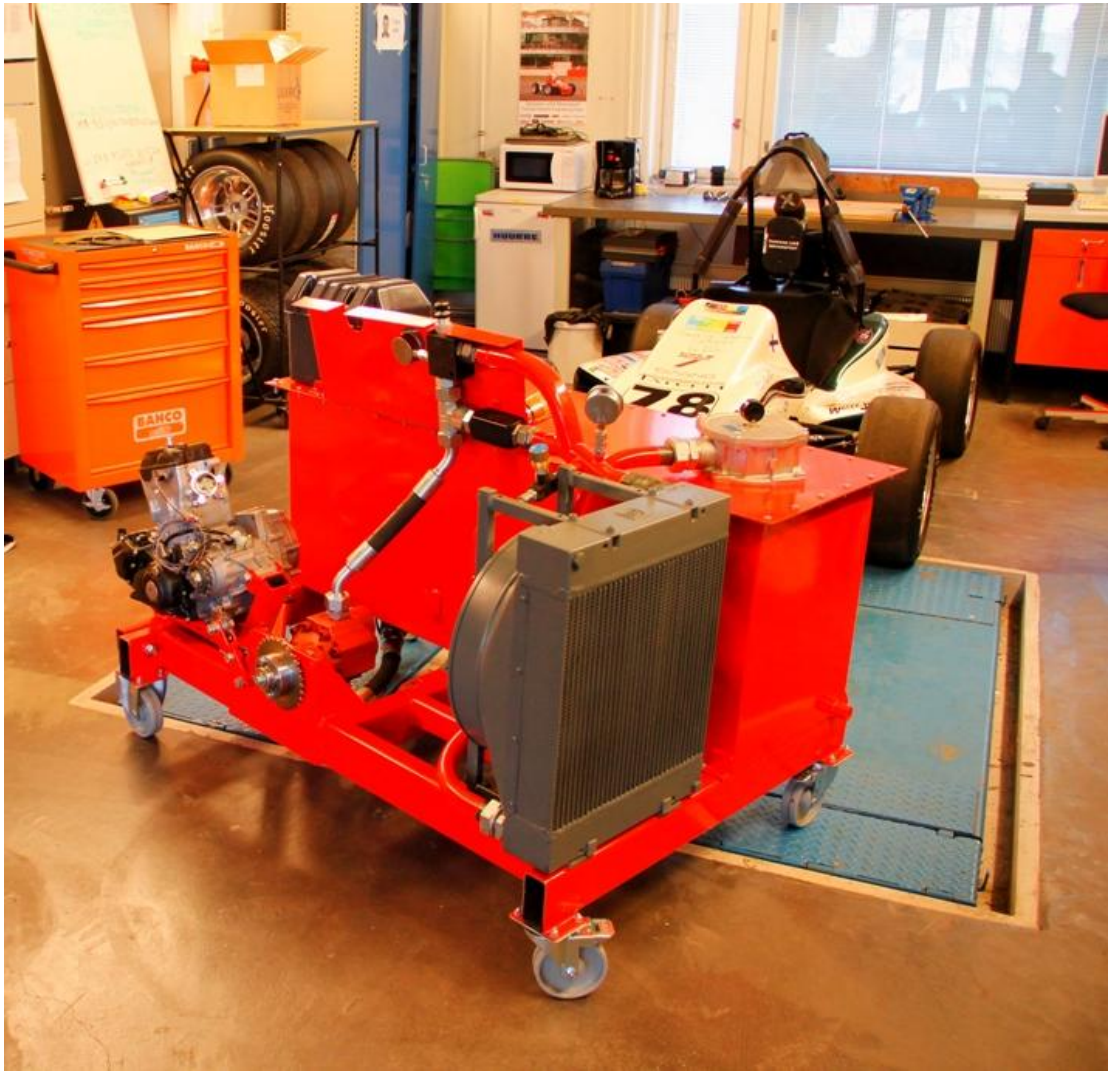


KUVA 22. Runko ja säiliö maalauksen jälkeen

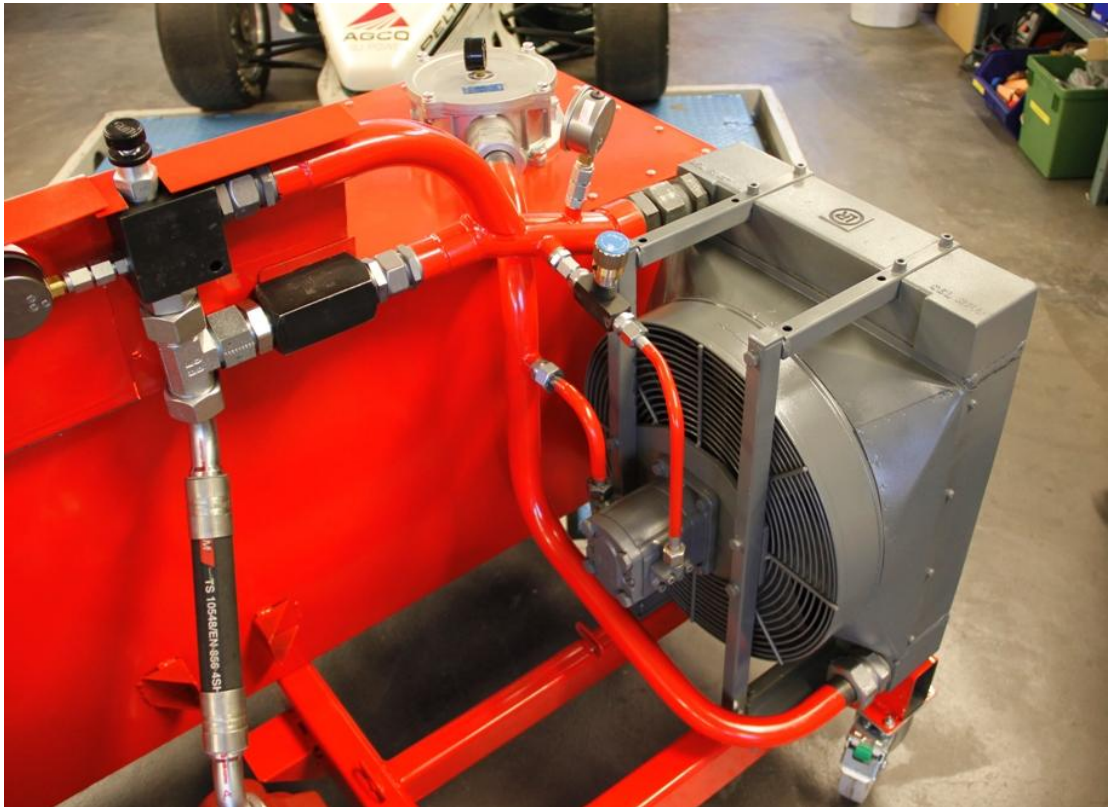
6.5 Hydraulilinjojen reititys

Hydraulilinjoissa käytettiin letkua pumpun imu- ja painepuolella, jotta pumpun tärinä eristettäisiin muusta järjestelmästä. Paluupuoli toteutettiin putkella ja liitokset kierresekä helmiliitoksilla. Linjojen valmistus aloitettiin kiinnittämällä komponentit omille paikoilleen ja hankkimalla oikeankokoiset nipat niiden linjalähtöihin.

Venttiilien ja lämmönvaihtimen välille sekä imuputkeen jouduttiin sorvaamaan sopivat holkit hitsattavaksi putkeen. Holkit kiinnitettiin komponenteissa oleviin nippoihin, jonka jälkeen sopivat putket silloitettiin paikalleen. Tällä tavoin varmistettiin osien sopivuus toisiinsa. Lämmönvaihtimen ja suodattimen väliin tuleva putki sekä puhallinmoottorin putket taivutettiin hydrauliputkesta ja tiivistys hoidettiin helmiliitoksilla. Lopuksi hitsattiin putkiin tarvittavat kierreholkit putkilähdöille sekä painemittarille (kuva 23; kuva 24).



KUVA 23. Hydraulijärjestelmä valmiina

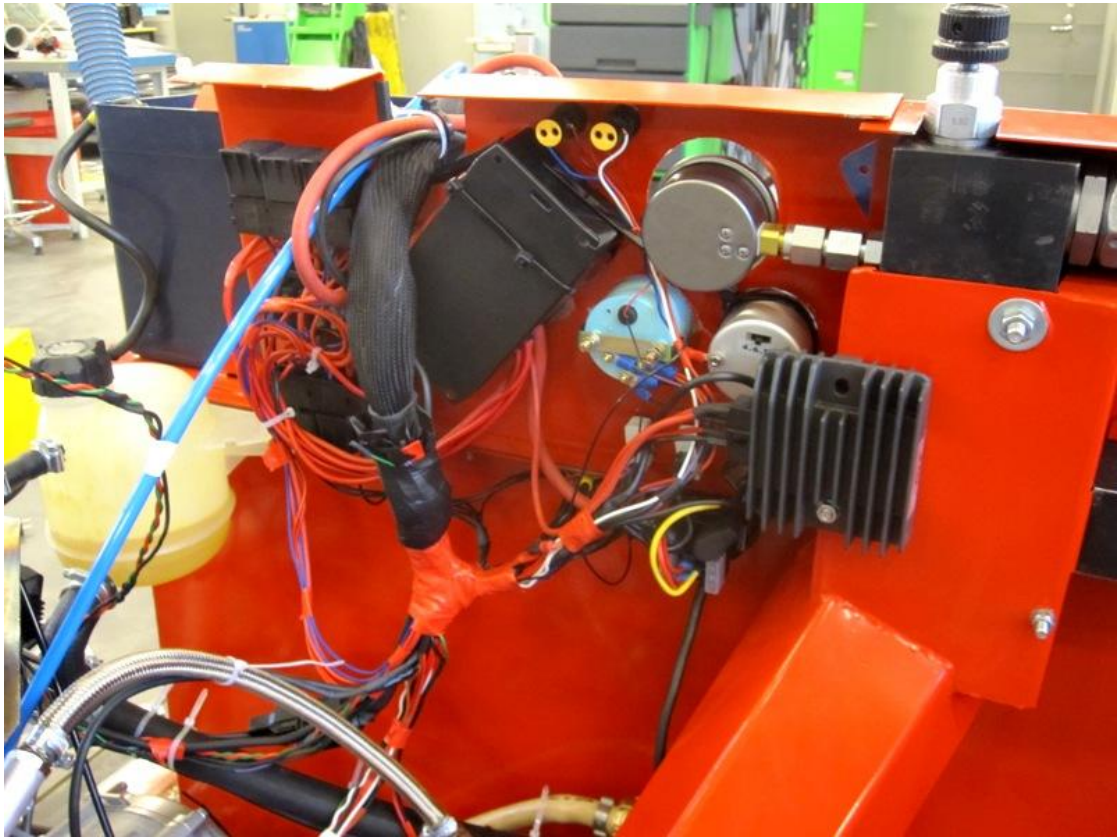


KUVA 24. Paluupuolen toteutus

6.6 Sähköt

Moottorille jouduttiin lisäksi rakentamaan oma sähköjärjestelmä dynamometriin. Tässä hyödynnettiin moottorinohjauksen valmista aihiojohtosarjaa. Moottorin eri antureille sekä toimilaitteille vedettiin näistä johdotus kytkentäkuvien mukaan. Lisäksi dynamometrin kojetauluun kytkettiin kierrosluku- ja lämpömittarit sekä tarvittavat kytkimet ja merkkivalot kuten autossakin.

Akku sijoitettiin säiliön kannen päälle ja virtajohdot vedettiin päävirtakatkaisijan kautta sulakkeille ja releille. Lisäksi moottoriin kytkettiin erilliset jännitteensäädin sekä starttirele, joita moottoripyörän moottorissa ei itsessään ole (kuva 25).



KUVA 25. Moottorin sähköjärjestelmä

6.7 Polttoainejärjestelmä

Moottorille rakennettiin oma polttoainejärjestelmä dynamometriin. Säiliöksi hankittiin muovinen venetankki, johon oli helppo lisätä lähdöt polttoaineen imu- ja painelinjoille. Pumppuna käytettiin ulkoista ruiskupumppua, joka kiinnitettiin dynamometrin runkoon. Linjat vedettiin 8 mm teräskudostavhvisteisesta polttoaineletkusta, joka kestää hyvin lämpöä ja kulutusta. Järjestelmä varustettiin polttoaineensuodattimella, paineensäätimellä ja painemittarilla (kuva 26).



KUVA 26. Polttoainejärjestelmä sekä suojat

6.8 Hallintalaitteet

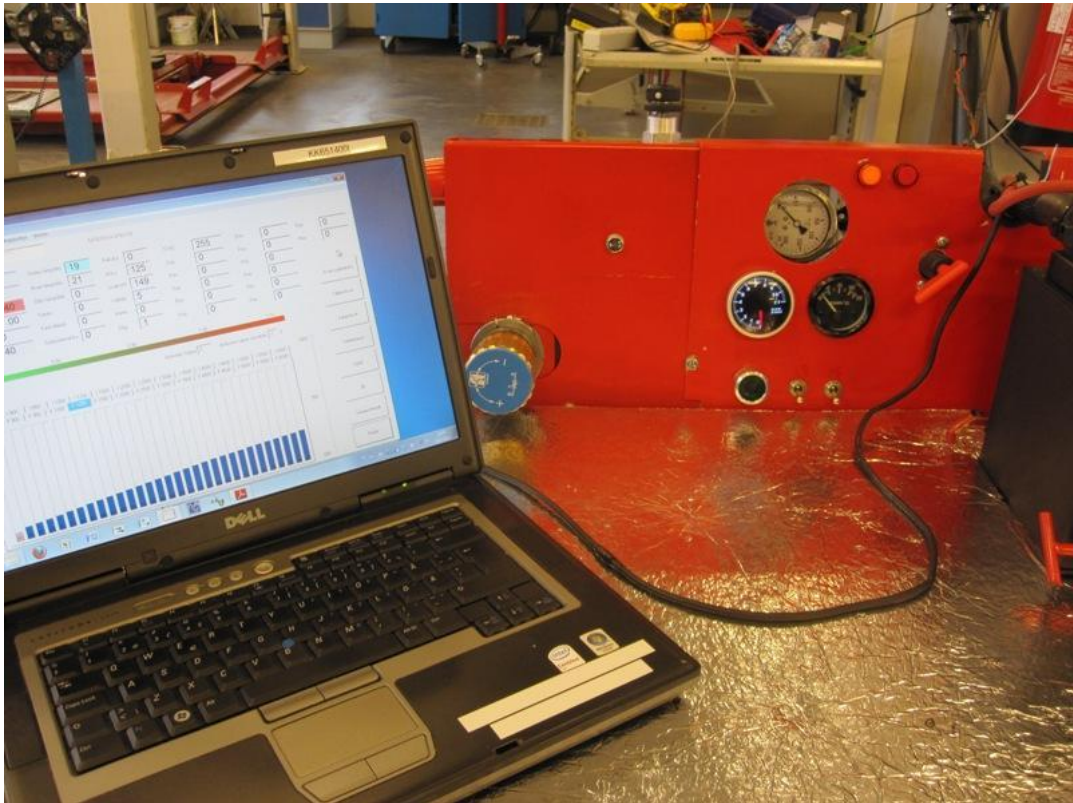
Moottorin ajamista varten rakennettiin polkimet, joista toinen käyttää kytkintä ja toinen kaasua. Kaasun käyttö jalalla helpottaa työskentelyä moottoria säädettäessä ja kytkinpolkimella on helppo ajaa moottori oikealle vaihteelle sekä hätätilanteessa katkaista veto pumpulta. Polkimilta vedettiin vaijerit kaasuläpälle sekä kytkinvivulle.

Vaihtenvaihtoa varten säiliön kylkeen tehtiin vaihdekeppi, joka käyttää työntö-/vetovaijerilla moottorin kyljessä sijaitsevaa vaihdevipua.

Hydrauliijärjestelmän venttiilejä käytettävät nupit sijoitettiin kojetauluun mahdollisimman helposti käytettäväksi. Painemittarit sijoitettiin siten, että ne ovat dynamometrin käyttäjälle hyvin näkyvillä (kuva 27).



KUVA 27. Hydrauliikan mittarit ja hallintalaitteet



KUVA 28. Kojetaulu



KUVA 29. Polkimet ja vaihdekeppi

7 DYNAMOMETRIN TESTAUS

7.1 Alkuvalmistelut

Testaus aloitettiin moottorin tyhjäkäynnin sekä polttoaine- ja sytytyskarttojen karkealla säädöllä, ennen kuin hydraulikka alettiin pyörittää. Tätä ennen moottorin ajoitukset ja muut perusvalmistelut tehtiin huolellisesti sekä varmistettiin dynamometriin rakennettujen polttoaine-, jäähdytys- ja jäähdytysjärjestelmien toiminta.

Myös anturien toiminta ja kalibrointi sekä hallintalaitteiden ongelmaton toiminta varmistettiin ennen säätötoimenpiteiden alkua. Moottorin ollessa käytännössä uusi ja siitä ei ollut ennestään kokemusta, oli edellä mainitut toimenpiteet ja tarkkaavaisuus käynnistyksessä tärkeää.

Anturitiedot moottorin ilma-, jäähdytysvesi- ja pakolämpöantureilta sekä laajakaistalambdalta eri kierrosalueilla ja kuormitustasoilla olivat pohjana moottorin säätöjä hakiessa. Polttoainekarttojen säätö suoritettiin käytännössä mitatun seossuhteen perusteella, mutta jo ensimmäisissä käynnistyksissä havaittiin, että tämäntyyppisellä moottorilla myös pakokaasujen lämpötiloihin on kiinnitettävä erityistä huomiota (kuva 30).



KUVA 30. Pakokaasujärjestelmä antureineen

7.2 Testiohjelma

Ennen kuin täysipainoiset säätötoimenpiteet aloitettiin, testattiin hydraulikkaa vuotojen, lämpötilojen ja toiminnan kannalta (kuva 31; kuva 32). Ensin varmistettiin pumpun oikeat välitykset optisen takometrin avulla. Välitykset oli valittu siten, että pumpua ei käytännössä voi ylikuormittaa, ajettiin sitten millä vaihteella tahansa. Välityksissä ei havaittu ongelmaa ja myös vaihteenvaihto saatiin toimimaan vaijerin hienosäädöllä. Voimansiirron ketjuvälitys tuntui myös toimivan moitteetta.



KUVA 31. Dynamometri käyttövalmiina



KUVA 32. Dynamometri käytössä

Näiden toimenpiteiden jälkeen alettiin paineita tasaisesti nostaa, koko ajan järjestelmää tarkkaillen. Vuotoja ei havaittu, joten seuraavaksi alettiin kokeilemaan paineiden käyttäytymistä venttiileitä säätäessä. Pumpun jarrutus tuntui tässä vaiheessa toimivan suunnitellusti, mutta tehokasta käyttöä varten se vaatii luonnollisesti jonkin verran totuttelua.

Ainut takaisku, joka oli osittain odotettavissa, oli jäähdytyspuhaltimen toimimattomuus. Oletuksena oli, että puhaltimen hydraulimoottori pyörisi paluupuolella sijaitsevan lämmönvaihtimen ohivirtauksella. Asia ei kuitenkaan ollut näin, mihin osaltaan varmasti vaikutti hieman liian pieni putkisto. Testauksessa kuitenkin siirryttiin eteenpäin ja ongelma päätettiin korjata myöhemmin, koska jäähdytyspuhaltimen puute ei tuntunut haittaavan testiajoa. Vasta pidemmässä kuormitusajossa ongelma saattaa nousta esille, yleensä käyttö on tosin melko lyhytaikaista.

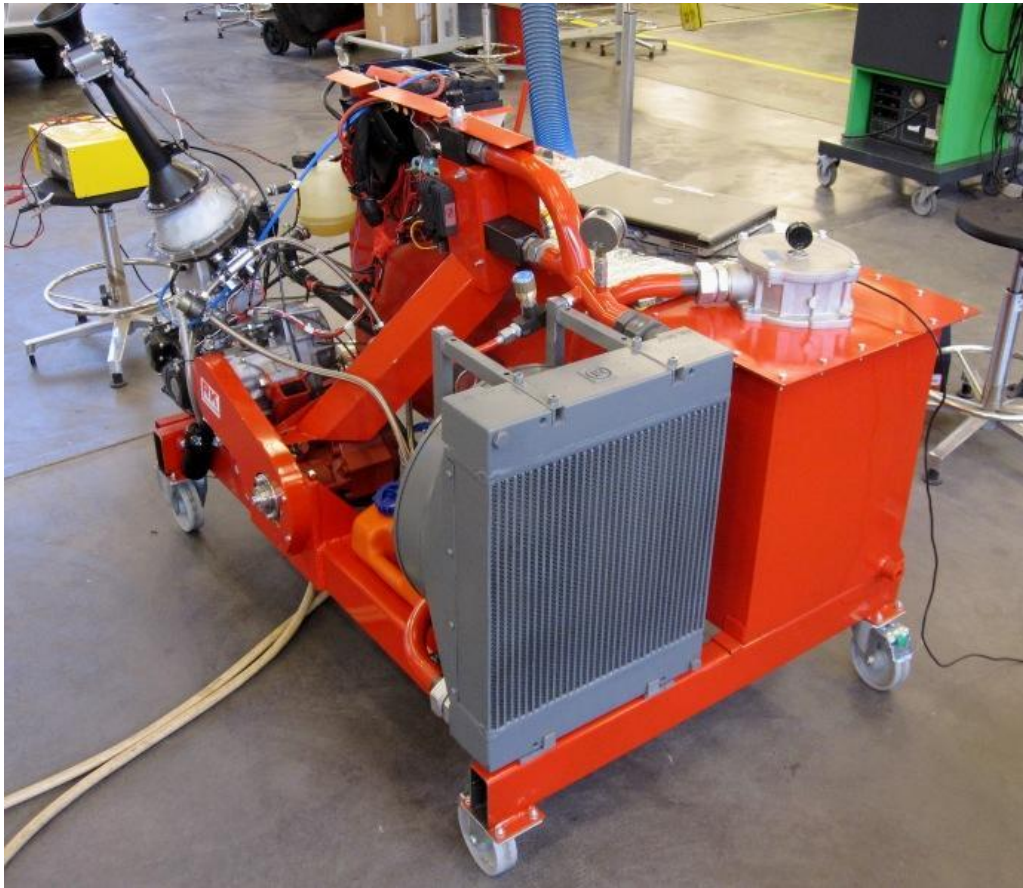
Ensimmäisessä kuormitusajossa havaittiin kehityskohde moottorin jäähdytysjärjestelmässä. Vesilämmönvaihdin, jossa toisessa piirissä kiertää moottorin jäähdytysvesi ja toisessa kylmä vesijohtovesi, havaittiin erittäin tehokkaaksi. Käytännössä kylmävesikiertoa ei ennen kuormitusajoa tarvittu ja siihenkin se kytkettiin vasta moottorin lämpötilan ollessa käyntilämpötilassaan. Kyseisessä moottorissa ei ole ollenkaan termostaattia ja kun kylmävesikierto kytkettiin päälle, laski moottorin jäähdytysveden lämpötila nopeasti erittäin alhaiseksi. Tämä paitsi kuluttaa moottoria, tekee myös säätötyön kyseenalaiseksi, kun moottoria säädetään väärille lämpötila-arvoille. Ratkaisuksi tähän pohdittiin sähköhjattua venttiiliä kylmävesikierrolle, johon voi suoraan hyödyntää moottorinohjaukselta tulevaa flektin ohjausta. Venttiili toimisi termostaattina ja kylmän veden virtausta ei tarvitse erikseen jatkuvasti käydä säätämässä hanasta, moottorin lämmöntuoton vaihdellessa kuormituksen mukaan. Toinen vaihtoehto oli lisätä moottorin jäähdytysjärjestelmään letkulähdöillä oleva termostaatti, joka todettiinkin järkevämmäksi. Termostaatin lisäämisen jälkeen järjestelmä toimi halutulla tavalla ja käyntilämpötila pysyi vakiona.

Hydrauliöljyn lämpötila nousi kuormitusajossa suuresta öljytilavuudesta johtuen melko hitaasti. Jo pienen lämpötilannousun jälkeen säiliö alkaa kuitenkin jo mukavasti lämmitellä käyttäjän jalkoja, joten hyvä ilmanvaihto käyttömukavuuden ylläpitämiseksi havaittiin tarpeelliseksi.

Kuormitusajoissa havaittiin lisäksi kehityskohde dynamometrin käyttäytymisessä. Säättämisen helpottamiseksi kierrosten nousunopeus tulisi olla melko hidas, mutta venttiileitä säätämällä jarrua ei onnistuttu säätämään halutunlaiseksi ja jarru toimi melko hätäisesti. Hydraulijärjestelmää kehittämällä tämä ei oikein onnistu, mutta ratkaisuna voisi toimia vauhtipyörän lisääminen pumpun akselin päähän. Kun akselille saataisiin lisää hitausmomenttia, se hidastaisi jarrutusta ja tasapainottaisi järjestelmän käyttäytymistä. Vastaavanlaisena vauhtipyöränä toimivat alustadynamometreissä rullat, joista inertiaperiaatteella saadaan myös mitattua teho ilman jarrun käyttöä. Sama voisi toimia tämänkaltaisessa dynamometrissa, mutta toteutus vaatii hieman jatkokehittämistä. Lisäksi melko ison vauhtipyörän lisääminen pumpun akselin päähän vaatii vähintään kunnan tukilaakeroinnin ja kiinnityksen, sekä luonnollisesti kunnan suojapaneelit, jotta turvallisuus ei jäisi kyseenalaiseksi.



KUVA 33. Dynamometri käyttöpaikassaan



KUVA 34. Dynamometri käyttöpaikassaan

7.3 Tulokset

Kääntämällä aiemmin muodostettu yhtälö (11) eri muotoon saadaan järjestelmän painearvoista laskettua moottorin vääntömomentti:

$$V_k = \frac{M_m \times i \times \eta_v \times 2\pi \times \eta_{mek}}{\Delta p}$$

$$M_m = \frac{V_k \times \Delta p}{i \times \eta_v \times 2\pi \times \eta_{mek}}$$

(12)

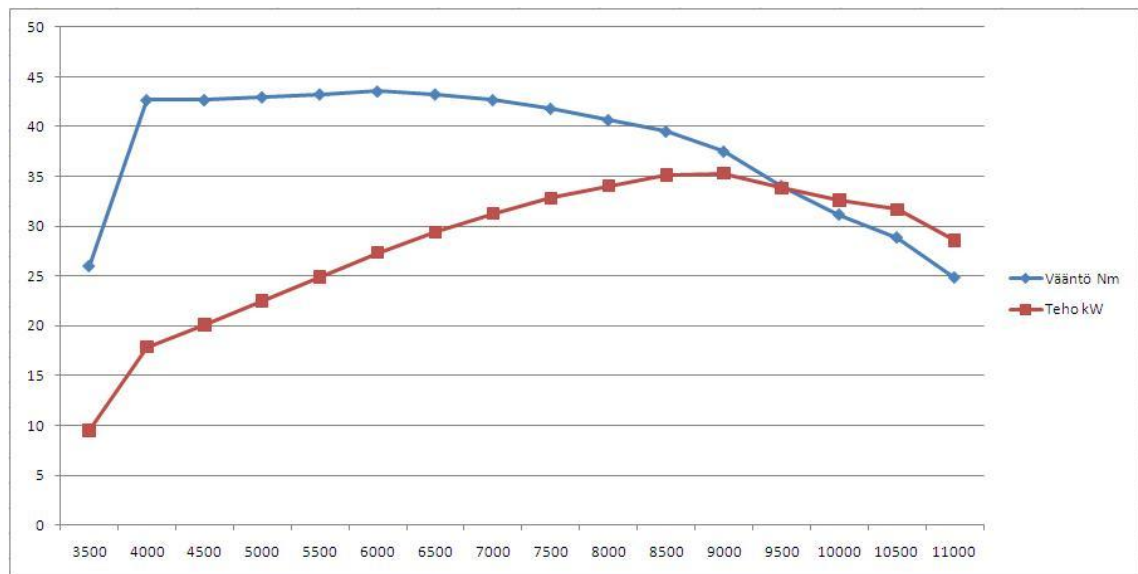
Yhtälössä (12) M_m on moottorin vääntömomentti [Nm], V_k on pumpun kierrostilavuus [m^3/r], i on voimansiirron välityssuhde, η_v on voimansiirron hyötysuhde, η_{mek} on hydraulipumpun mekaaninen hyötysuhde ja Δp on paine-ero pumpun yli [N/m^2].

Vääntömomentti voidaan edelleen muuttaa tehoksi seuraavalla kaavalla:

$$P_m = M_m \times \omega \quad (13)$$

Yhtälössä (13) P_m on moottorin teho [W], M_m on moottorin vääntömomentti [Nm] ja on pumpun akselin kulmanopeus [rad/s].

Koska dynamometrissa ei ole tiedonkeruujärjestelmää, videoitiin anturitiedot paine- ja kierroslukumittareilta kuormitusvedossa. Videolta poimittiin painearvot 500:n kierroksen välein, josta muodostettiin taulukkolaskentaohjelmalla moottorin vääntömomentti- ja tehokäyrät. Kuviossa (3) on esitetty moottorin teho- ja vääntömomenttiarvot kierrosnopeuden funktiona. Taulukossa teho ja vääntömomentti ovat y-akselilla ja kierrosnopeus x-akselilla.



KUVIO 3. Moottorin teho- ja vääntökäyrät

7.4 Tulosten käsittely

Mittaustulosten todenmukaisuuteen on tarkan mittaustulosten puuttuessa suhtauduttava varauksella. Mekaanisen painemittarin tarkkuus sekä komponenttien ja voimansiirron todelliset häviöt kuitenkin tekevät tuloksista lähinnä suuntaa antavia. Työtä kirjoitettaessa ei vertailutuloksia toisella dynamometrillä oltu ehditty vielä suorittaa, joten

tuloksia on turha sen enempää spekuloida. On kuitenkin mielenkiintoista nähdä mittaus-
ten paikkaansa pitävyys, kun vertailutuloksia päästään ajamaan.

8 JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA

8.1 Yhteenveto

Loppuyhteenvetona voidaan todeta, että dynamometri vastasi käyttötarkoitustaan lähes moitteetta. Ainut asia, mikä jäi puuttumaan, ovat tarkemmat mittalaitteet. Toki laite pyrittiin pitämään yksinkertaisena, mikä näkyikin toimintavarmuutena. Hydraulijärjestelmän toimintaan voidaankin olla erityisen tyytyväisiä, mihin vaikutti myös onnistunut suunnittelu ja mitoitus. Myös komponenttien tarjoajan valikoimista löytyi sopivat komponentit, joista saatiin rakennettua mitoitukseltaan kompakti järjestelmä ilman kompromisseja. Kaikki myös toimi käytännössä, kuten oli suunniteltu. Tässä vaiheessa dynamometrin tehtävä olikin toimia enemmän jarrupenkkinä, kuin mittalaitteena, mihin nimi dynamometri enemmän viittaa.

Dynamometri vaatii käyttäjältään perehtymistä ja harkintakykyä, jotta sen hyödyt saadaan täysin irti. Eri kuormitustavat ja niiden oikeaoppinen käyttö moottorin säätämisen kannalta ovat tärkeitä, jotta lopputulos on halutunlainen. Myös käyttäjän nopea reagointikyky ongelmatilanteissa on suotavaa, sillä usein kilpamoottorien testausvaiheessa törmätään myös odottamattomiin ongelmiin. Näitä tilanteita on osaltaan anturitiedoilla ja turvajärjestelmillä pystytty ehkäisemään, mutta mekaanisten vikojen havaitsemiseen niistä ei ole apua vaan se jää lähinnä käyttäjän aistien varaan.

Opinnäytetyönä laitteen toteuttaminen oli suhteellisen työläs, mutta aiheena erittäin mielenkiintoinen. Mahdollisuus työn toteuttamiseen käytännössä toi runsaasti motivaatiota ja innosti panostamaan kunnolla myös suunnitteluvaiheeseen.

Tulevaisuudessa dynamometri jää hyödynnettäväksi Formula Student -moottoreiden kehitystyöhön ja sen liittämistä laboratorio-opetukseen harkitaan. Tämä mahdollistaisi myös laitteen jatkokehittämisen, kun sitä voitaisiin hyödyntää opetuksessa.

8.2 Kehitysideat

Jatkossa laitteistoon olisi mahdollista liittää projektitöinä digitaaliset mittausslaitteet ja ohjelmisto, jolloin dynamometri vastaisi lähes kaupallista tuotetta. Myös monipuolinen

johtosarja sekä tiedonkeruujärjestelmä olisi mahdollista toteuttaa, jolloin pystyttäisiin tarkkailemaan kaikkia moottorin parametrejä yhtaikaisesti, joko reaaliaikaisesti tai jälkikäteen.

Myös inertiamittauksen mahdollisuus olisi toteutettavissa, mikäli järjestelmään lisättäisiin vauhtipyörä pumpun akselille. Vauhtipyörä myös helpottaisi säätämistä sekä tasapainottaisi järjestelmän käyttäytymistä ja olisi täten potentiaalinen jatkokehityskohde.

Eräs jatkokehitysidea oli lisätä hydraulijärjestelmään paineakku, jolla ajettava moottori voitaisiin käynnistää paineakkuun varastoidulla energialla. Ajatustasolla idea on hyvä ja se säästäisi moottorin omaa starttimoottoria, mutta käytännössä se myös monimutkais-taisi järjestelmää ja toimivuus olisi kyseenalainen.

LÄHTEET

Keinänen, T. & Kärkkäinen, P. 2003. Hydrauliiikka ja pneumatiikka. Koneautomaatio 1. Porvoo: WSOY.

Plint M. & Martyr A. 1995. Engine testing. Theory and practice. Cornwall: Hartnolls Limited.

Karttaavi, K. 1983. Käytännön hydrauliiikka. Anjalankoski: Myllykosken kirjapaino Oy.

Dynamometrin turvallisuustaulu

- Ennen ajoa, tarkasta järjestelmän kunto(vuodot, öljymäärä, ketjun kireys, komponenttien kiinnitys) ja että suojat ja sammutuskalusto ovat paikallaan
- Muista kytkeä jäähdytysvesi ja tarkkaile lämpötiloja
- Käynnistyksessä ja ajon jälkeen varmista että paineenrajoitusventtiili ja kuristin ovat auki-asennossa
- Ennen kierrosten nostamista varmista optisella mittarilla, että pumpun kierrokset suhteessa moottorin kierroksiin ovat oikeat
- Ajon aikana on on huomioitava turva-alueet
- Ajon aikana tarkkaile paineita ja mahdollisia sivuääniä
- Älä kuormita järjestelmää liikaa kylmänä
- Koneen käydessä käyttäjän oltava aina läsnä