

Dieselkäyttöinen hydraulikkavoimayksikkö

Antero Enbuska

Teollisuuden ja luonnonvarojen koulutusohjelman opinnäytetyö
Tuotantotekniikka
Insinööri (AMK)

KEMI 2014

ALKUSANAT

Tämä opinnäytetyö on tehty Geonex Oy:lle.

Geonex Oy:n puolelta haluan kiittää Kimmo Juvania ja Tuomas Lassheikkiä tämän opinnäytetyön mahdollistamisesta. Suuri kiitos myös ohjaavana opettajana toimineelle TkL Lauri Kantolalle, jonka ohjaus ja opastus auttoivat työn edistymisessä ja valmistumisessa.

Lisäksi haluan kiittää puolisoani, perhettäni ja läheisiäni kärsivällisyydestä ja saamastani tuesta.

Kemi 30.4.2014

Antero Enbuska

TIIVISTELMÄ

LAPIN AMMATTIKORKEAKOULU, Teollisuus ja luonnonvarat

Koulutusohjelma:	Kone- ja tuotantotekniikka
Opinnäytetyön tekijä(t):	Antero Enbuska
Opinnäytetyön nimi:	Dieselkäyttöinen hydraulikkavoimayksikkö
Sivuja (joista liitesivuja):	70 (14)
Päiväys:	30.4.2014
Opinnäytetyön ohjaaja(t):	TkL Lauri Kantola
<p>Opinnäytetyön toimeksiantaja oli Geonex Oy. Geonex Oy on erikoistunut oppo-vasaraporaukseen ja siihen liittyvien laitteiden valmistukseen. Opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella dieselkäyttöinen hydraulikkavoimayksikkö, joka pyörittää vaakaporakonetta. Opinnäytetyön tavoitteena oli määrittää hydraulipumppujen koko ja diesel-moottorin tehon tarve. Lisäksi tavoitteena oli selvittää päästövaatimukset dieselkäyttöiselle voimayksikölle, ja mitä tehtäviä valmiin voimayksikön CE-merkitseminen edellyttää laitevalmistajalta.</p> <p>Mitoitus tehtiin Excel-taulukkolaskentaohjelmalla, jotta voitiin vertailla tehontarvetta erisuuruisilla pumpuilla ja painetasoilla. Excel-taulukon avulla pystyttiin luomaan poraustilanne, jonka perusteella valittiin pumppujen koot ja tehonlähde eli diesel-moottori.</p> <p>Suunnittelua varten tutustuttiin vaakaporakoneisiin ja poraukseen. Hydraulikkaa käsittelevä kirjallisuus oli apuna mitoituksissa ja kirjallisuuden luonnissa. Vaakaporakoneen vaatimat tilavuusvirrat ja painetasot olivat Geonexin henkilöstön tiedossa. Päästövaatimusten selvittämisessä käytettiin apuna sekä EU:n määäämiä direktiivejä että koneiden lainsäädäntöä.</p> <p>Toimeksiantajan valitsemilla komponenteilla suunniteltiin voimayksikön kokonaisuus. Kokoonpanopiirustus toteutettiin Autodesk Inventor 2014 –ohjelmistolla. Opinnäytetyö on alustava suunnitelma siitä, millaisilla komponenteilla voimayksikön rakentaminen voidaan toteuttaa.</p>	
Asiasanat: Hydraulikka, hydraulikkavoimayksikkö, mäntäpumppu	

ABSTRACT

LAPLAND UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES, Industry and Natural Resources

Degree programme:	Mechanical and Production Engineering
Author(s):	Antero Enbuska
Thesis title:	Diesel Hydraulic Power Unit
Pages (of which appendixes):	70 (14)
Date:	30 April 2014
Thesis instructor(s):	Lauri Kantola Lic.Sc. (Tech.)
<p>The commissioner of this thesis was Geonex Oy. Geonex Oy is specialized in manufacturing of Hammer drilling machines and accessories. The aim of this final project was to design a hydraulics power unit to power a horizontal drilling machine. The Hydraulic unit will be driven by a diesel motor. The goal of the project was to determine the size of the hydraulic pumps and diesel engine. One part of the project was to solve the emission requirement for a diesel hydraulics power unit and to find out the required measures for the CE mark.</p> <p>The dimensioning was created with Excel, so it was possible to compare the power necessity with different volume flow rates and pressure levels. A drilling situation was created with an Excel sheet. Based on the Excel calculation the sizes of the pumps and diesel engine were chosen.</p> <p>The properties of the drilling machines and drilling were studied to design the hydraulic power unit. Literature on hydraulics was use on the dimensioning and creating the report. The volume flow rates and pressure levels which drilling needs were know by the Geonex's staff. The European Union directives and legislation on machines were used in solving the emission requirement.</p> <p>The components which the client had chosen designed the assembly of the power unit. The assembly drawing was carried out by using the Autodesk Inventor 2014 software. This thesis is a tentative plan whit what kind of components the building of the power unit can be accomplished.</p>	
Keywords: hydraulic, hydraulic power unit, piston pump	

SISÄLLYS

ALKUSANAT	2
TIIVISTELMÄ	3
ABSTRACT	4
SISÄLLYS	5
KÄYTETYT MERKIT JA LYHENTEET	7
1 JOHDANTO	8
2 GEONEX OY	9
2.1 Yritysesittely	9
2.2 Vaakaporakoneet	9
2.3 Poraustilanne	10
3 HYDRAULIIKKA.....	12
3.1 Hydrauliiikan ominaisuudet	12
3.2 Tehonsiirron vertailu	13
3.3 Hydrauliiikan tulevaisuus	14
4 HYDRAULIJÄRJESTELMÄ	16
4.1 Voimayksikön hydraulijärjestelmä.....	16
4.2 Painetaso.....	18
4.3 Paineiskut	19
4.4 Kavitaatio	20
5 HYDRAULIKOMPONENTIT.....	22
5.1 Hydraulipumput.....	22
5.1.1 Hydraulipumppujen mitoitus	23
5.1.2 Mäntäpumput	25
5.1.3 Aksiaalimäntäpumput	26
5.2 Öljysäiliön mitoitus	30
5.3 Paineenrajoitusventtiilit.....	32
5.4 Hydrauliiikkaöljyn suodattimet	32
5.5 Lämmönsiirtimet	35
5.5.1 Jäähdytin	35
5.5.2 Lämmitin.....	37
5.6 Hydraulinesteet.....	38
6 TYÖTURVALLISUUS	40

7	DIESEL-MOOTTORI	42
7.1	Moottorin mitoitus.....	42
7.2	Päästöt	44
8	JAKOLAATIKKO.....	47
9	CE-VAATIMUKSEN MUKAISUUS.....	48
10	SUUNNITTELUN TULOS	50
11	POHDINTA	52
	LÄHTEET	54
	LIITTEET	56

KÄYTETYT MERKIT JA LYHENTEET

DTH	Down the hole, uppovasaraporaus
No-Dig	kaivamaton tekniikka
LS	Load Sensing, kuormantunteva
Tier	Päästövaihe
EPA	Environmental Protection Agency, Yhdysvaltain ympäristönsuojeluvirasto
EU	Euroopan Unioni
EY	Euroopan Yhteisö

1 JOHDANTO

Opinnäytetyö on tehty Geonex Oy:lle, joka on erikoistunut uppoasaraporaukseen ja siihen liittyvien laitteiden suunnitteluun ja valmistukseen. Työn tarkoituksena on suunnitella vaakaporakoneiden voimanlähteenä toimiva dieselkäyttöinen hydraulikkavoimayksikkö. Porakoneet toimivat pääsääntöisesti hydraulisesti, joten voimayksikön päätehtävänä on tuottaa hydraulista tehoa. Hydraulikkavoimayksikkö on koneikko, joka rakentuu voimanlähteestä, jakolaatikosta ja tarvittavista hydraulikomponenteista. Voimayksikön tuottama hydraulinen teho välittyy letkuja ja putkia pitkin toimilaitteelle. Voimayksikkö ei ole kiinteä laite, vaan sitä on tarkoitus siirtää kuorma-autolla.

Voimayksikön suunnittelun lähtökohtana on, että voimanlähteenä toimii dieselmoottori, jonka teho välittyy jakolaatikon välityksellä kolmelle hydraulipumpulle. Jakolaatikon välityssuhde on 1:1. Mahdollisia laitevalmistajia dieselmoottorin osalta ovat John Deere tai Cummins. Pumpuille asetettiin vaatimukseksi, että ne ovat säätötilavuuksisia mäntäpumppuja. Voimayksikön hydraulijärjestelmä on avoin kuormantunteva järjestelmä.

Opinnäytetyön tavoitteena on mitoitaa dieselmoottorin tehontarve, määrittää pumppujen koko, selvittää mitä päästövaatimuksia voimayksikölle asetetaan, selvittää CE-vaatimuksenmukaisuus valmiille voimayksikölle ja lopuksi luoda lay-out -kuva kokonaisuudesta. Mitoitus tehdään Excel-taulukkoon, jotta dieselmoottorin tehon tarve ja pumppujen koot ovat helposti muokattavissa. Mitoitus määräytyy tiedossa olevilla painetasoilla ja tilavuusvirroilla, joiden avulla voidaan laskea pumppujen koko ja niiden ottama teho dieselmoottorilta. Excel-taulukkolaskenta ottaa huomioon akselitehot, vääntömomentit, pumppujen hyötysuhteet ja kierrosnopeudet. Taulukosta nähdään dieselmoottorin tehontarve pumppujen eri kuormitusolosuhteissa ja maksimi tehontarve.

Suunnittelun apuna käytetään Geonex Oy:n henkilöstön kokemusta maanpöytäamisestä ja vaakaporakoneiden tehon tarpeesta. Tietolähteinä käytetään hydraulitekniikan alan kirjallisuutta. Tämä opinnäytetyö on rajattu koskemaan vain hydraulikkavoimayksikköä. Työ ei koske toimilaitteita, joita käytetään voimayksikön tuottamalla hydraulisella teholla.

2 GEONEX OY

2.1 Yritysesittely

Geonex Oy on uppovasaraporauslaitteiden sekä niiden varusteiden valmistamiseen, myyntiin ja konevarusteluun erikoistunut suomalainen yritys. Yrityksen taustalla on vuosien porausurakointi-, laiterakentamis- ja kehittämiskokemus Suomessa sekä Pohjoismaissa. Porauskokemus on pyritty hyödyntämään laitevalmisteluissa ja palveluissa parhaalla mahdollisella tavalla. Geonex Oy:n tuotteisiin ja palveluihin kuuluvat mm. DTH-vaakaporauslaitteet ja niiden komponentit sekä lisävarusteet, voimayksiköt ja augeritangot. Palveluihin kuuluvat myös käyttöönoton opastus, huolto ja kunnossapito. (Geonex Oy:n www-sivut 2014, hakupäivä 5.2.2014.)

2.2 Vaakaporakoneet

Kaivamaton tekniikka tarkoittaa menetelmää, jossa rakennetaan tai uusitaan maanalaisia kaapeleita tai putkia, varsinaista kaivantoa tekemättä. Tyypillisimpiä kohteita, joissa tätä menetelmää käytetään, ovat teiden, rautateiden, katujen, puistojen ja pihojen alitukset. Alitukset tehdään vaakaporakoneella. Esimerkki vaakaporakoneesta on esitetty kuvassa 1. Lähes kaikkiin maalajeihin ja kallioon soveltuva menetelmä on uppovasaraporaus. (Geonex Oy:n www-sivut 2014, hakupäivä 5.2.2014.)



Kuva 1. Vaakaporakone HZR1 (Geonex Oy:n www-sivut 2014, hakupäivä 5.2.2014.)

Vaakaporakone toimii hydraulisella teholla. Porakoneen ohjaus tapahtuu kauko-ohjauksella, mutta ohjaus on myös mahdollista porakoneessa olevasta venttiilipöydästä. Poraukseen tarvitaan hydraulista tehoa, sähköä ja ilmanpainetta. Hydraulivoimayksikön kolme säätötilavuuspumppua tuottaa tarvittavan hydraulisen tehon. Kaksi isompaa pumppua tuottaa tehon poran pyörytykseen ja poran syötölle. Pienimmän pumpun tarkoitus on tuottaa teho kuvan 2 Dynaset -generaattorille, joka tuottaa tarvittavan sähkön. Sähköä tarvitaan työmaavalaistukseen, hitsaukseen ja vedenpumppaamiseen pois porakoneen luota. Lisäksi sähköä tarvitaan, koska porakoneen venttiilit ovat sähköohjattuja. Ilmanpaineen tuottaa erillinen ilmakompressori.



Kuva 2. Dynaset – generaattori (Dynaset, hakupäivä 8.4.2014)

2.3 Poraustilanne

Esimerkiksi tien alituksessa porakoneelle kaivetaan tarvittavan kokoinen kuoppa tien viereen, johon se nostetaan nosturilla. Voimayksikkö ja ilmakompressori jäävät yleensä maan pinnalle tai kuorma-auton lavalle. Porakoneesta lähtevät pitkät letkut liitetään voimayksikköön ja ilmakompressoriin. Säätöjaloilla porakone asetetaan oikeaan asentoon. Pora koostuu kruunusta ja rengasterästä (kuva 3), uppovasarasta (kuva 4) ja auge-ritangosta eli ruuvista (kuva 5). Kruunu murskaa maata ja uppovasara, johon kruunu on kiinnitetty aiheuttaa iskuja kruunun päähän. Ilmanpaine kulkee ruuvin sisällä ja aiheuttaa uppovasaran sisällä olevan männän liikkeen, josta syntyy iskuja kruunuun. Iskut helpottavat kruunun työntymistä maahan. Ylimääräinen eli murskaantunut maa-aines kulkeutuu suojaputken sisällä olevaa ruuvia pitkin pois kaivannosta. Kaivannon edetessä ruuvia jatketaan kierrelitoksella liittämällä edellisen perään uusi ruuvi ja suojaputkea jatketaan hitsaamalla edellisen perään uusi suojaputki.

(Geonex trenchless horizontal DTH-solution 2013, videonauhoite,

hakupäivä 25.3.2014.)

Porauksen tultua päätepisteeseen eli tässä tapauksessa tien toiselle puolen, aloitetaan laitteiston purkaminen. Purkaminen aloitetaan kruunusta, jonka ympäriltä irrotetaan rengasterä. Kruunua pyöritetään vastapäivään ja samalla ohjataan poraa ylös kaivannosta. Augeritanko katkaistaan liitoskohdasta ja nostetaan pois kaivannosta. Tätä jatketaan niin kauan kunnes koko porauskalusto on tullut pois kaivannosta. Ainoastaan suojaputki jää kaivantoon. Viimeisenä nostetaan vaakaporakone pois kaivannosta.

(Geonex trenchless horizontal DTH-solution 2013, videonauhoite, hakupäivä 25.3.2014.)



Kuva 3. Rengaskruunu (Geonex Oy:n www-sivut 2014, hakupäivä 31.3.2014)



Kuva 4. Uppovasara (Geonex Oy:n www-sivut 2014, hakupäivä 31.3.2014)



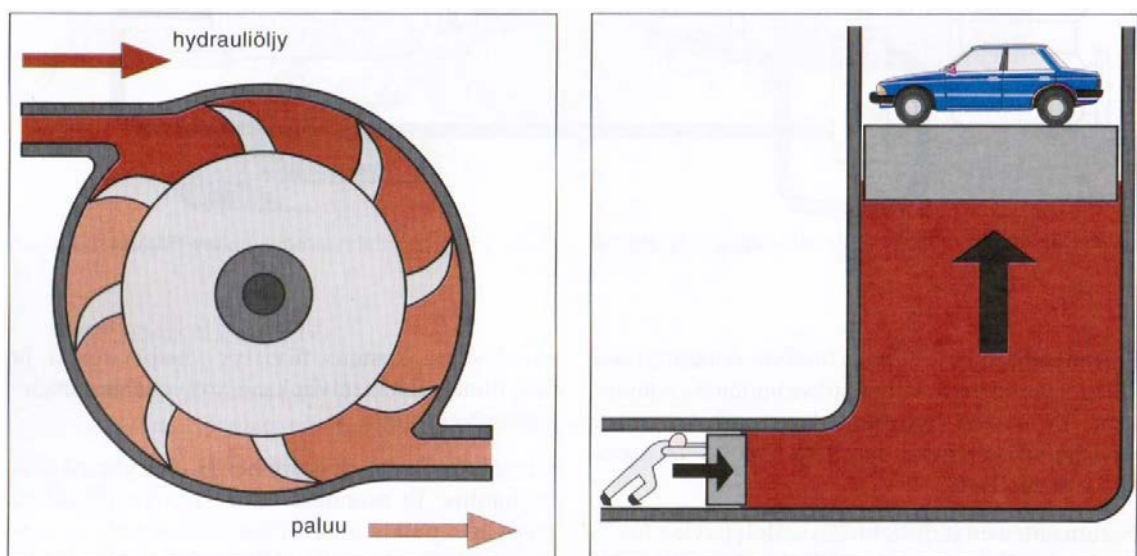
Kuva 5. Augeritanko (Geonex Oy:n www-sivut 2014, hakupäivä 31.3.2014)

3 HYDRAULIIKKA

3.1 Hydrauliiikan ominaisuudet

Hydrauliikalla on tärkeä rooli nykypäivän automatisoinnissa ja mekanoisoinnissa. Hydraulisia järjestelmiä on ollut käytössä jo 1900-luvun alkupuolella. Hydrauliikkaa on sovellettu koneenrakennustekniikassa yhä useampiin kohteisiin komponenttien ja järjestelmien kehittyessä. Hydraulisia käyttöjä ja hydraulisia komponentteja esiintyy teollisuuden tuotantolinjoissa sekä koneissa ja esimerkiksi maatalouden yksittäisissä työkooneissa. Yksi hydrauliiikan erikoisalueista on liikkuvan kaluston hydrauliiikka, jota kutsutaan mobilehydrauliiikaksi. (Fonselius 1995, 1.)

Hydraulijärjestelmissä on kyse energiansiirtoketjusta, jossa muutetaan sähkömoottorilla tai polttomoottorilla tuotettu mekaaninen energia hydrauliseksi tehoksi eli paineeksi ja tilavuusvirraksi. Hydraulinen teho siirtyy putkia pitkin toimilaitteelle, jossa se muutetaan takaisin mekaaniseksi energiaksi. (Fonselius 1995, 2.) Tehon siirtäminen voi tapahtua joko hydrodynaamisten tai hydrostaattisten siirtomekanismien avulla. Teho välittyy nesteen avulla, johon se on sidottu tilavuusvirtana ja paineena. Hydrodynaamisessa tehonsiirrossa siirrettävä energia sidotaan nesteen liike-energiaksi ja hydrostaattisessa tehonsiirrossa taas paine- eli potentiaalienergiaksi. Tehonsiirtotapojen periaatteet esitetään kuvassa 6. (Kauranne, Kajaste & Vilenius 2013, 1, 4.)



Kuva 6. Hydrodynaaminen (vas.) ja hydrostaattinen tehonsiirto (Kiljunen, Pöntinen & Tuppurainen, 1994, 18.)

Suunnittelun vapaus ja komponenttien korkeat teho-painosuhteet ovat hydraulisten järjestelmien etuja muihin tehonsiirtotapoihin verrattuna. Koska teho siirretään letkuja ja putkia pitkin, se voidaan siirtää tuottokohdasta käyttökohteeseen sopivinta reittiä pitkin. Komponenttien pieni koko suhteessa niiden tehoon mahdollistaa hydraulijärjestelmän sovittamisen pienempään tilaan kuin muihin periaatteisiin perustuvat tehonsiirtotavat. (Kauranne ym., 2013, 1.)

Digielektroniikan huima kehitys on mahdollistanut yhä monipuolisempien ja helposti ohjelmoitavien sekä käyttöönotettavien säätö- ja ohjausjärjestelmien toteuttamisen ja integroimisen hydraulikomponentteihin. Digielektroniikka liitettynä suuritehoisiin ja säädettäviin hydraulikomponentteihin on tehnyt hydraulisista järjestelmistä yhä houkuttelevampia eri tehtävissä. Hydrauliikan laaja komponenttivalikoima monipuolisine ominaisuuksineen mahdollistaa pitkälle automatisoitujen suuritehoisten ja tarkkojen järjestelmien toteuttamisen. Ohjattavana ja säädettävänä kohteena voi olla niin nopeus, voima kuin asemakin. Hydrauliikassa käytettävien sähköisten järjestelmien monipuolistuminen on mahdollistanut useamman hydraulikomponentin tehtävien hoitamisen yhdellä sähköisesti ohjatulla komponentilla. Tästä seurauksena on ollut, että tehonsiirtojärjestelmien hydrauliikkaa on voitu yksinkertaistaa vähentämällä komponentteja. (Kauranne ym. 2013, 1.)

3.2 Tehonsiirron vertailu

Hydrauliset tehonsiirtojärjestelmät ovat ominaisuuksiensa vuoksi monissa sovelluksissa kilpailukykyisiä muihin tehonsiirtotapoihin verrattuna. Hydraulisessa tehonsiirtojärjestelmässä on mahdollista helposti ja portaattomasti säätää liikenopeuksia, voimia ja momentteja. Suoraviivainen ja pyörivä liike on yksinkertaista toteuttaa. Hydrauliikassa yleisesti käytetyillä painetasoilla saadaan hydraulisten toimilaitteiden voima- ja momenttitasot erittäin korkeiksi tarvitsematta turvautua poikkeuksellisen suuriin paineisiin tai erikoiskomponentteihin. Hydrauliijärjestelmälle ja siihen liitetyille rakenteille aiheutuvat vauriot ja laitteiden ylikuormitus voidaan estää hyvin yksinkertaisin keinoin. (Kauranne 2013, 3.)

Hydraulijärjestelmän painetta kasvattamalla komponenttien teho-painosuhteet paranevat paineen nousun myötä, koska sama teho saadaan yhä pienemmillä komponenteilla. Paineen nostaminen rajattomasti ei kuitenkaan kannata. Paineen nostaminen yli yleisimmin käytetyn painealueen johtaa seinämäpaksuuksien ja komponenttien koon kasvuun. (Kauranne 2013, 3.)

Hydraulijärjestelmien heikkoutena voidaan pitää tehonsiirrossa käytetyn väliaineen huonoja ominaisuuksia sekä vain kohtalaista hyötysuhdetta. Väliaineena käytettävät nesteet ovat ominaisuuksiltaan helposti likaantuvia sekä lämpötilasta riippuvia ja lievästi kokoonpuristuvia, minkä lisäksi suuri osa niistä on palavia. Jotta järjestelmä toimisi kaikissa toimintaoloissa ja luotettavasti, nesteen tulisi olla puhdasta ja ominaisuuksiltaan muuttumatonta. Siirtohäviöt saattavat muodostua kohtuuttomiksi, jos tehoa joudutaan siirtämään pitkiä matkoja. (Kauranne 2013, 3–4.)

3.3 Hydrauliiikan tulevaisuus

Hydrauliiikan tekniikassa ei ole tapahtunut merkittävää kehitystä viime vuosikymmenen aikana. Hydraulitekniset ratkaisut eivät ole enää niin kilpailukykyisiä sähkötekniisten ratkaisujen kanssa kuin ennen, koska sähköiset toimilaitteet ja niiden ohjaus on kehittynyt voimakkaasti. Ennen kaikkea pienitehoisissa järjestelmissä hydraulitekniikka on menettänyt asemiaan. Hydraulijärjestelmien ongelmaksi on todettu, ettei säätöön ja ohjaukseen tarkoitetuilla venttiileillä pystytä vastaamaan nykyajan suuritehoisiin tuotantolaitteiden vaatimuksiin. Hydraulitekniikan kilpailukyvyyn säilyttäminen vaatii uusia ratkaisuja järjestelmien energiatalouden, dynaamisten ominaisuuksien, luotettavuuden ja vikasietoisuuden sekä ympäristöystävällisyyden kehittämiseksi. (Kauranne ym. 2013, 438.)

Yksi uusista tekniikoista on digihydrauliiikka, joka mahdollistaa hydraulitekniikan kilpailukyvyyn säilymisen muihin tehonsiirtotapoihin verrattuna. Esimerkiksi Norrhydron kehittänyt Norrdigi järjestelmä säästää energiaa jopa 80 %. Monikammioisen sylinterin ja älykkään digitaalisen ohjausjärjestelmän ansiosta Norrdigi kuluttaa energiaa vain tarvittuun määrään. Norrdigi – liikkeenhallintajärjestelmä säästää energiaa ja hallitsee liikkeitä tehokkaasti. Hallinta perustuu toiminnan aikana syntyvän energian talteenottoon ja voimantuotannon optimoimiseen. Syntyvä energia kerätään paineakkuihin. Suurin etu

muihin hallintakonsepteihin verrattuna on hallinnan perustuminen energian talteenottoon ja voimantuotantoon lämpöä aiheuttavan säätämisen sijasta. (Norrhydro, hakupäivä 4.3.2014.)

Liikkeen synnyttämä energia suunnataan akuista suoraan toimilaitteisiin, jotta tarvittava voima saadaan heti aikaan. Hidastettaessa tai kuormaa laskettaessa energia otetaan talteen toimilaitteesta ja palautetaan akkuihin. Talteenotettua energiaa säädetään tarkasti ja optimoidusti huolimatta komponenttien iästä ja ympäristön muuttumisesta. (Norrhydro, hakupäivä 4.3.2014.)

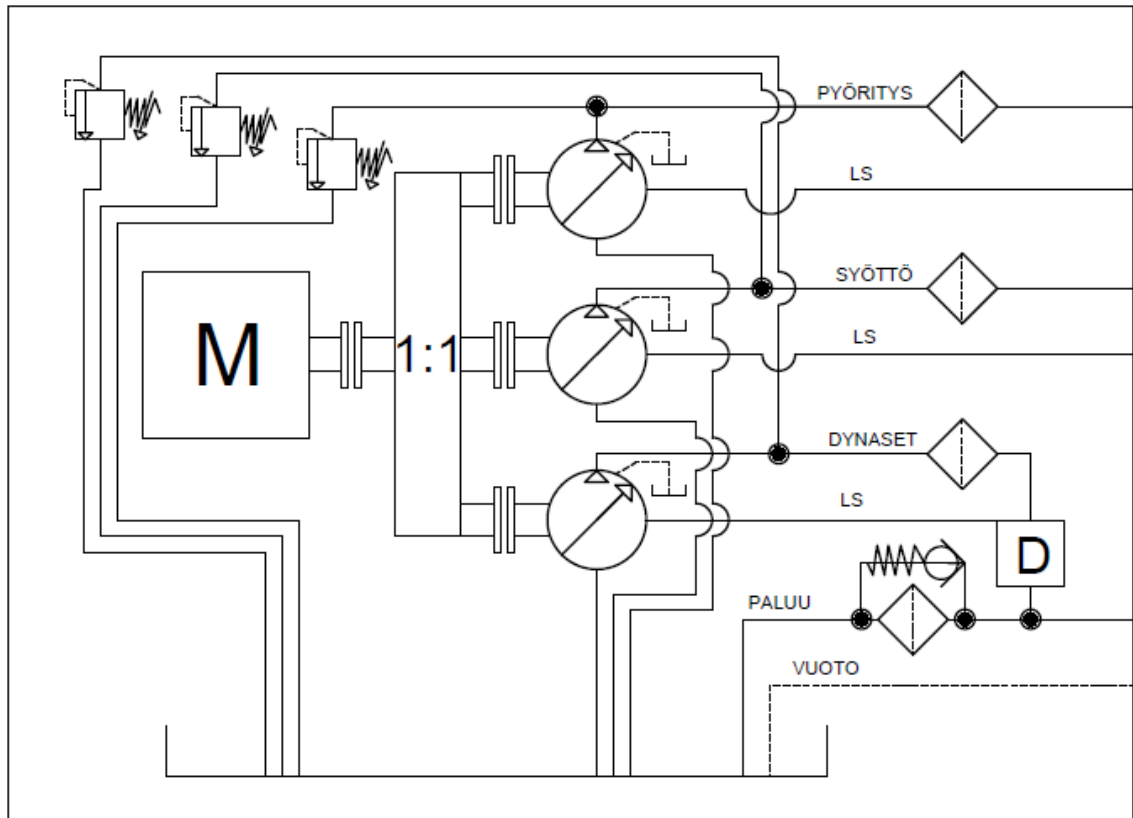
4 HYDRAULIJÄRJESTELMÄ

4.1 Voimayksikön hydraulijärjestelmä

Hydrostaattiset järjestelmät voidaan rakenteensa perusteella jakaa avoimiin- ja suljettuihin järjestelmiin. Avoimet järjestelmät ovat yleisiä teollisuushydrauliikan sovelluksissa. Avoimelle hydraulijärjestelmälle on ominaista suuri nestesäiliö, josta pumppu imee nesteen järjestelmään ja johon se toimilaitteista palaa. Järjestelmän pumppu pumppaa vain yhteen suuntaan, joten toimilaitteiden liikesuuntia ei ohjata pumpulla vaan siihen käytetään venttiileitä. Tällöin puhutaan venttiiliohjatusta järjestelmästä. (Kauranne ym. 2013, 4-5.)

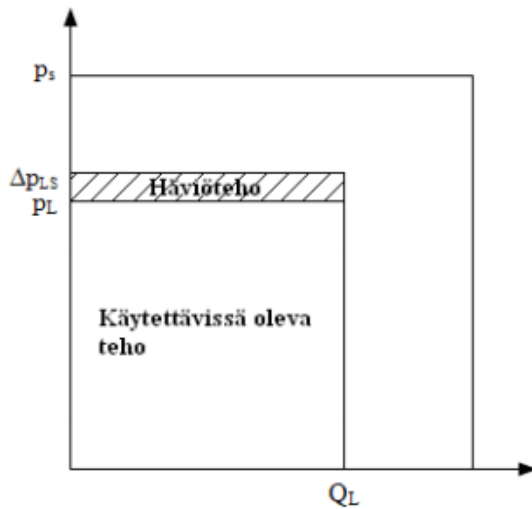
Moottorikäyttöjen yhteydessä tyypillisiä ovat suljetut hydraulijärjestelmät. Suljetussa hydraulijärjestelmässä ei ole suurta nestesäiliötä vaan toimilaitteilta palaava neste johdetaan takaisin pumpun imupuolelle. Järjestelmän pumpuna toimii yleensä kaksisuuntainen säätötilavuuspumppu, joten pumpun kierrostilavuudella voidaan määrätä toimilaitteen liikenopeus ja pumppauksen suunnalla toimilaitteen liikesuunta. Tällaista järjestelmää kutsutaan pumppuohjatuksi. Järjestelmän vuotojen kompensoimiseksi ja jäähdytystä varten tarvitaan pieni syöttöpumppu säiliöineen. (Kauranne ym. 2013, 5.)

Tässä työssä suunniteltavan hydraulikkavoimayksikön järjestelmä on kuormantunteva avoin hydraulijärjestelmä. Kuvassa 7 on esitetty voimayksikön hydraulikaavio. Järjestelmä rakentuu säätötilavuuksista pumpuista ja sähköohjatusta venttiilikoneistosta (Eihola 2011, 12). Voimayksikössä on kolme säätötilavuuksista aksiaalimäntäpumpua, mutta venttiilikoneisto sijaitsee vaakaporakoneessa. Kuormantunteva järjestelmä on hyötysuhteeltaan parempi kuin kaksi edellä mainittua järjestelmää, koska sekä pumpun tuottama tilavuusvirta että paine säättyvät kuormituksen mukaan (Eihola 2011, 12).



Kuva 7. Voimayksikön hydraulikaavio

Järjestelmän muuttuvaa syöttöpainetta ohjataan takaisinkytkennällä, joka saadaan suurimmasta kuormanpaineesta. Syöttöpaine asetetaan yleensä hieman suuremmaksi kuin suurin kuorman vaatima paine. (Eihola 2011, 11.) Järjestelmän ansiosta tehonlähteen eli diesel-moottorin polttoainetta kuluu vähemmän ja hydraulioöljyn jäähdytystarve on pienempi. Järjestelmä mahdollistaa usean toimilaitteen käytön samanaikaisesti ja sen lisäksi pumppujen tuotto pysyy hallinnassa pyörimisnopeudesta huolimatta. (Venttiili- ja järjestelmätyypit, hakupäivä 25.3.2014.) Kuvassa 8 on esitetty kuormantuntevassa järjestelmässä syntyvä häviöteho.



Kuva 8. Kuormantuntevan järjestelmän häviöteho esitettynä p/Q –kuvaajan avulla (Eihola 2011, 12)

Järjestelmä toimii siten, että pumpun säätimeltä lähtee LS- linja sähköohjattuun venttiilikonestoon. Pumpun LS-säädin ohjaa tilavuusvirtaa ja painetta. Järjestelmän ohjausventtiilissä on kuormantuntokanavat ja suuntaventtiilissä on logiikka, joka tarkkailee kuorman aiheuttamaa painetta toimilaitteella. Kuormantuntevia venttiileitä tarvitaan yksi jokaista järjestelmän toimilaitetta kohden. (Eihola 2011, 12.)

Kuormantunteva järjestelmä on kallis toteuttaa johtuen järjestelmän monimutkaisuudesta. Järjestelmän toiminta heikkenee tilanteissa, joissa pumppua ajetaan maksimituotolla. Jos kahden toimilaitteen tuottovaatimukset ylittävät pumpun tuoton, tilavuusvirta jää tällöin liian pieneksi. Seurauksena on, että suuremman paineen vaativan toimilaitteen liike hidastuu ja kevyemmin kuormitettu toimilaitte toimii edelleen säädetyllä tavalla. (Venttiili- ja järjestelmätyypit, hakupäivä 20.3.2014.)

4.2 Painetaso

Hydraulijärjestelmissä painetaso määräytyy sen sisäisten ja ulkoisten kuormitusten mukaan. Sisäisillä kuormituksilla tarkoitetaan järjestelmän virtauksesta johtuvia painehäviöitä. Ulkoisilla kuormituksilla puolestaan tarkoitetaan järjestelmän toimilaitteisiin suuntautuvia kuormavoimia tai -momenteja. Hydraulijärjestelmän tulisi välittää tehoa mahdollisimman korkealla hyötysuhteella, joten järjestelmän sisäisten kuormitusten aikaansaamien painehäviöiden tulisi olla mahdollisimman vähäisiä ja järjestelmän painetason

tulisi määräytyä pääosin ulkoisten kuormitusten perusteella. (Kauranne ym. 2013, 74, 76.) Suunniteltavan voimayksikön painetaso määräytyy toimilaitteen eli vaakaporakoneen mukaan. Poraustilanteessa painealue vaihtelee porattavan maan mukaan.

Järjestelmissä syntyvien paine-erojen ja painehäviöiden luonne on kuitenkin kahtalainen. Osalla paine-eroista on merkitystä järjestelmän ohjauksen toteuttamisessa ja osa on puhtaasti hyötysuhdetta heikentäviä. Kaikki ne häviöt, joita ei hyödynnetä järjestelmän ohjauksessa, ovat hyötysuhdetta heikentäviä häviöitä. Näitä ovat yleisesti putkiston kitkavastushäviöt ja putkihaaroitusten tai -mutkien aiheuttamat painehäviöt. Tällaisten painehäviöiden vastineeksi ei saada muuta kuin nesteen siirtotoiminto. (Kauranne ym. 2013, 76.)

Järjestelmän painehäviöt voidaan jakaa tehonsiirtohäviöihin, säätö- tai ohjaushäviöihin ja tukitoimintahäviöihin. Huomio järjestelmän häviöiden minimoinnissa on kohdistettava tehonsiirtohäviöihin, koska ohjaus- ja tukitoimintojen tuottamia häviöitä ei yleensä voida saattaa niin pieniksi, ettei ohjaustarkkuus kärsisi tai komponenttikustannukset kasvaisi liian suureksi. (Kauranne ym. 2013, 76.)

4.3 Paineiskut

Nesteen virtausnopeuden muuttuessa äkillisesti hydraulijärjestelmässä, myös järjestelmän painetasossa tapahtuu nopea muutos. Virtausnopeusmuutosten suuruuden ja tyypin mukaan nämä painevaihtelut voivat olla tasaista, pienellä taajuudella tapahtuvaa värähtelyä tai järjestelmän normaalipainetasoon verrattuna hyvinkin suuria muutoksia. Tällöin niistä käytetään nimitystä paineisku. (Kauranne ym. 2013, 95.)

Painetaso hydraulijärjestelmissä ei ole koskaan vakio, vaan se vaihtelee järjestelmän ohjauksen ja kuormituksen mukaan. Pumput ja moottorit aiheuttavat hydraulijärjestelmässä jatkuvaa pieniampplitudista tilavuusvirtavaihtelua, vaikka järjestelmä saatettaisiin tilaan, jossa se kuormituksen ja ohjauksen puolesta toimii vakio-tilassa. Tämän vuoksi järjestelmän paine vaihtelee vastaavalla taajuudella. Tällainen painevärähtely voi hankaloittaa eräissä tapauksissa vaadittujen toimintojen tarkkaa toteuttamista, mutta itse järjestelmälle värähtelystä ei aiheudu vaaraa. (Kauranne ym. 2013, 95.)

Paineiskujen vaikutus järjestelmään on huomattavasti suurempi kuin värähtelyjen. Paineiskut voivat vaurioittaa järjestelmän komponentteja, mikä puolestaan saattaa johtaa siihen, että niiden mahdollisten haittavaikutusten vuoksi järjestelmän käyttö rajoitetaan suunniteltua alhaisemmille tehotasoille. Tällöin paineiskuista syntyvät haitat ovat pienempiä, mutta järjestelmää ei pystytä hyödyntämään täydellisesti. Paineiskut syntyvät useimmiten virtausta ohjaavia venttiileitä nopeasti avattaessa tai suljettaessa. Tällöin paine nousee sekä toimilaitteesta että putkistoissa. (Kauranne ym. 2013, 95.)

4.4 Kavitaatio

Nesteessä liuenneessa muodossa oleva ilma alkaa tietyn painetason saavuttamisen jälkeen erottua vapaiksi kupliksi, jos nesteessä oleva paine laskee alle ilmanpaineen arvon. Neste alkaa höyrystyä ja siihen muodostuu höyrykuplia, jos paineen lasku edelleen jatkuu ja saavutetaan nesteen höyrystymispaineeksi kutsuttu painetaso. Muodostuneiden kuplien suuruus riippuu paineesta eli mitä alemmas paine laskee sitä suuremmiksi kuplat muodostuvat. Kun nesteessä vallitseva paine jälleen nousee, kuplien koko pienenee. Lopulta höyrykuplat tiivistyvät nesteeksi ja ilmakuplat liukenevat takaisin nesteeseen. Höyryn tiivistyminen on huomattavasti nopeampaa kuin ilman liukeneminen ja ilmiö on luonteeltaan romahdusmainen käännteinen räjähdys. Tätä kuplien muodostumisen, liukenemisen ja tiivistymisen tapahtumasarjaa kutsutaan kavitaatioksi. Termillä viitataan tavallisesti höyrykuplien muodostumiseen ja romahtamiseen. Ilmakupliin liittyvästä vastaavasta tapahtumasarjasta käytetään nimitystä ilmakuplakavitaatio. (Kauranne ym. 2013, 106.)

Höyrykuplien romahtamiseen liittyy voimakkaita paineenmuutoksia, jotka ilmaantuvat paikallisina paineiskuina. Paineiskujen suuruus riippuu höyrykuplien romahtamisnopeudesta. Romahtamisnopeus riippuu nesteessä vallitsevan paineen muutosnopeudesta ja kuplienkaasu- ja höyrypitoisuudesta. Kuplan romahtaessa lähellä kiinteitä pintoja, romahduksesta aiheutuvalla paineiskulla on pintaa syövyttävä vaikutus, jolloin on kyse kavitaatioeroosiosta. Syöpyminen heikentää kulumisen kohteeksi joutuneen komponentin toimintaa sekä ominaisuuksia ja voi saada sen nopeasti täysin epäkuntoon. Kavitaatio voidaan havaita melutason nousun perusteella, koska paineiskuihin liittyy monesti myös ääni. (Kauranne ym. 2013, 106.)

Nesteiden höyrystymispaineen arvo on yhteydessä nesteen lämpötilaan, joten se ei ole vakio. Kun esimerkiksi veden lämpötilaa nostetaan normaali-ilmanpaineessa, se alkaa höyrystyä eli kiehua 100°C . Kun vesi paineistetaan yli ilmanpaineen arvon, niin silloin höyrystyminen tapahtuukin vasta yli 100°C :n lämpötilassa. Öljypohjaisilla nesteillä höyrystymispaine on veden höyrystymispainetta alhaisempi. Se on 65°C :n lämpötilassa noin 350 Pa absoluuttista painetta eli melkein 1 Bar normaali-ilmanpainetta alhaisempi. Tyypillisiä kohtia hydraulijärjestelmässä, joissa paine saattaa laskea alle ilmanpaineen tason ja jopa höyrystymisasteelle, ovat erilaisissa venttiileissä olevat kuristukset, moottoreiden ja pumppujen sisäiset virtauskanavat sekä pumppujen imukanavat. (Kauranne ym. 2013, 106.)

5 HYDRAULIKOMPONENTIT

5.1 Hydraulipumput

Hydrostaattisessa tehonsiirrossa energiaa muuntavia komponentteja ovat moottorit, sylinterit ja pumput. Hydrostaattisen tehon aikaansaamiseksi ne toimivat syrjäytysperiaatteella, millä tarkoitetaan sitä, että energia muunnetaan muodosta toiseen syrjäytyselimien staattisten voimavaikutusten avulla, ilman dynaamisia voimia. Pumppujen tuottama tilavuusvirta saadaan syrjäytyselimen, esimerkiksi männän, vaikutuksen avulla ilman dynaamisia voimia. (Kauranne ym. 2013, 137.)

Pumpuilla muunnetaan mekaaninen teho hydrauliseksi. Tehonlähteenä käytetään tavallisesti sähkö- tai polttomoottoria, joten mekaaninen teho on yleensä pyörivässä muodossa. Lineaarista eli suoraviivaista liikettä käytetään vain alhaisilla tehoilla ja yksinkertaisissa pumppukonstruktioissa, esimerkiksi käsipumpuissa. (Kauranne ym. 2013, 137.)

Pumput voidaan luokitella ruuvipumppuihin, hammaspyöräpumppuihin, siipipumppuihin ja mäntäpumppuihin. Toimintaperiaate on kaikissa rakenteissa sama eli siirrettävä neste suljetaan pumpun sisällä kammioihin, jotka avataan vuorotellen paine- ja imuliihtäntöihin. Rakenteen mukaan pumppujen ominaisuudet vaihtelevat käyttöpaineen, pyörimisnopeuden, hyötysuhteen ja säädettävyyden osalta. (Kauranne ym. 2013, 137.)

Pumput jaetaan niiden rakenteen lisäksi myös vakio- ja säätötilavuuspumppuihin. Vakiotilavuuspumppu antaa tietyn vakiona pysyvän tilavuusvirran, kun sen käyttömoottorina toimii sähkömoottori, jonka pyörimisnopeutta ei voi muuttaa. Säätötilavuuspumpulla voidaan tilavuusvirtaa muuttaa käyttömoottorin pyörimisnopeudesta riippumatta. Säätö voi olla joko portaallista tai portaatonta. Liikkuvassa kalustossa pumpun käyttömoottorina on yleensä polttomoottori, jolloin sen pyörimisnopeuden muutoksella voidaan vaikuttaa pumpun tuottamaan tilavuusvirtaan. (Kauranne ym. 2013, 137.)

Lisäksi pumput voidaan edelleen jakaa yksisuuntaisiin ja kaksisuuntaisiin tyypeihin. Yksisuuntaisella pumpulla virtaus saadaan vain yhteen pyörimissuuntaan, koska pumpua voidaan käyttää vain yhteen suuntaan. Yksisuuntaisen pumpun sovelluskohde on avoin järjestelmä, jossa toimilaitteen liikesuuntia ohjataan venttiilein. Kaksisuuntaisesta pumpusta sen sijaan saadaan virtaus molempiin suuntiin. Virtauksen suunta voidaan

kääntää joko käyttöakselin pyörimissuuntaa vaihtamalla tai pumpun sisäisten mekanismien avulla, jolloin pyörimissuunta ei muutu. Kaksisuuntaisella pumpulla voidaan ohjata toimilaitteiden liikesuuntia. Tyypillinen sovelluskohde kaksisuuntaiselle pumpulle on suljettu järjestelmä. (Kauranne ym. 2013, 137–138.)

5.1.1 Hydraulipumppujen mitoitus

Hydrauliikassa pumput toimivat syrjäytysperiaatteella ja ne tuottavat tilavuusvirtaa. Järjestelmään syntyy paine vasta sitten, kun tilavuusvirran kulkua vastustetaan esimerkiksi sylinterin nostaman taakan avulla. Pumppu muuttaa sen akselille tuodun mekaanisen energian hydrauliseksi energiaksi. Mekaaninen energia on yleensä pyörivän liikkeen muodossa, sillä tehonlähteenä käytetään yleensä sähkö- tai polttomoottoria. (Keinänen & Kärkkäinen 1997, 120.)

Kun pumppua käytetään paineettomana, saadaan yhtä kierrosta kohti tietty määrä nestettä, jota kutsutaan kierrostilavuudeksi. Pumpun tuottama tilavuusvirta riippuu siis pyörimisnopeudesta ja kierrostilavuudesta. Teoreettinen tilavuusvirta saadaan kaavasta 1:

$$Q = V_k n \quad (1)$$

missä Q = tilavuusvirta [m^3/min], V_k = kierrostilavuus [m^3/r], n = pyörimisnopeus [rpm]. (Keinänen ym. 1997, 120.)

Pumppujen koko on laskettu liitteessä 1 olevaan Excel-taulukkoon. Mitoituksen lähtökohtana ovat poraukseen tarvittavat tilavuusvirrat ja paineet. Pumppujen tuotoille asetettiin maksimiarvot:

- Pumppu 1: $Q_{max} = 170l/min$, $p_{max} = 250bar$
- Pumppu 2: $Q_{max} = 100l/min$, $p_{max} = 250bar$
- Pumppu 3: $Q_{max} = 70l/min$, $p_{max} = 210bar$

Pumppujen koot saadaan laskemalla kierrostilavuus annetuilla maksimiarvoilla. Pyörimisnopeudeksi oletetaan 1500 rpm. Kaavasta 2 saadaan pumppujen kierrostilavuus:

$$V_k = \frac{Q_{max}}{n} \quad (2)$$

Pyörimisnopeutta nostamalla saadaan sama tilavuusvirta pienemmillä pumpuilla. Pienemmät pumput ovat halvempia ja rakenteeltaan pienikokoisempia (Kauranne 2013,3). Pyörimisnopeutta ei kuitenkaan voi nostaa kovin korkeaksi, koska diesel-moottorin vääntömomentti laskee pyörimisnopeuden noustessa. Tärkeintä on ottaa huomioon, että millä pyörimisnopeudella diesel-moottorin teho on suurimmillaan. Diesel-moottorin kierroslukualue rajoittaa myös osaksi pyörimisnopeuden nostamista. Tiedossa olevien maksimi-tilavuusvirtojen ja paineiden avulla voidaan myös laskea pumppujen tuottama teho. Pumpuissa esiintyvien häviöiden vuoksi laskennassa on otettava huomioon pumppun kokonaishyötysuhde. Kokonaishyötysuhde muodostuu volumetrisesta hyötysuhteesta ja hydromekaanisesta hyötysuhteesta. Volumetrisella hyötysuhteella tarkoitetaan pumppun sisäisiä vuotoja ja hydromekaanisella hyötysuhteella ilmoitetaan kitka- ja pyörrehäviöt. Kun pumppujen kokonaishyötysuhde otetaan huomioon, pumppujen teho saadaan kaavasta 3:

$$P_{max} = \frac{Q_{max} \Delta p_{max}}{\eta} \quad (3)$$

missä P_{max} = Teho (W), Q_{max} = Tilavuusvirta (m^3/s) $\rightarrow [\frac{l}{min} \div 1000 \div 60 = m^3/s]$,
 p_{max} = Paine (Pa) $\rightarrow [1bar = 1 \times 10^5 Pa]$ ja η = kokonaishyötysuhde.

Jokaiselle pumpulle lasketaan sen tuottama teho. Kokonaisteho saadaan kun lasketaan pumppujen tehot yhteen. Kokonaisteho saadaan kaavasta 4:

$$P_{tot} = P_{1max} + P_{2max} + P_{3max} \quad (4)$$

missä P_{tot} = Kokonaisteho (W), P_{1max} = Pumppun 1 tuottama maksimiteho (W), P_{2max} = Pumppun 2 tuottama maksimiteho (W), P_{3max} = Pumppun 3 tuottama maksimiteho (W).

Pumpun akselilla esiintyvän momentin avulla voidaan ilmaista hydromekaanisen hyötysuhteen vaikutus pumppujen ominaisuuksiin. Pumpun akselilla tarvitaan vääntömomentti, jotta häviöttömällä pumpulla voidaan tuottaa tilavuusvirtaa, kun pumpun yli vallitsee paine-ero. Todellisuudessa pumppuissa tarvitaan hydromekaanisten häviöiden vuoksi teoreettista suurempi momentti. Jokaiselle pumpulle lasketaan akselimomentti kaavasta 5 seuraavasti:

$$M = \frac{\Delta p V_k}{2\pi\eta_{hm}} \quad (5)$$

missä M = Pumpun teoreettinen käyttömomentti (Nm), p = Paine (Pa) $\rightarrow [1Bar = 1 \times 10^5]$, V_k = Kierrotilavuus (m^3) $\rightarrow [cm^3 \div 1000 = m^3]$, η_{hm} = Pumpun hydromekaaninen hyötysuhde.

5.1.2 Mäntäpumput

Mäntäpumput voivat olla joko vakio- tai säätötilavuuspumppua ja ne luokitellaan mäntien sijoittelun perusteella seuraaviin ryhmiin: rivimäntäpumppuihin, radiaalimäntäpumppuihin ja aksiaalimäntäpumppuihin. Hydraulineeste siirtyy mäntäpumppuissa imu- puolelta painepuolelle männän eli syrjäytyselimen edestakaisen liikkeen avulla. Mäntäpumppuissa tarvitaan erillinen tilavuusvirran ohjausjärjestelmä, jollaisia ovat pakko- ohjaus jakolevyin tai -karoin ja paineohjaus venttiilein. Muissa pumpputyypeissä nesteen siirto perustuu syrjäytyselimen pyörivään liikkeeseen ja tilavuusvirran ohjaus imu- puolelta painepuolelle on automaattinen. Mäntäpumpun kierrotilavuus riippuu iskunpi- tuudesta sekä männän pinta-alasta. Mäntäpumpun kierrotilavuus saadaan kaavasta 6 seuraavasti:

$$V_k = \frac{\pi d^2}{4} l N_1 N_2 \quad (6)$$

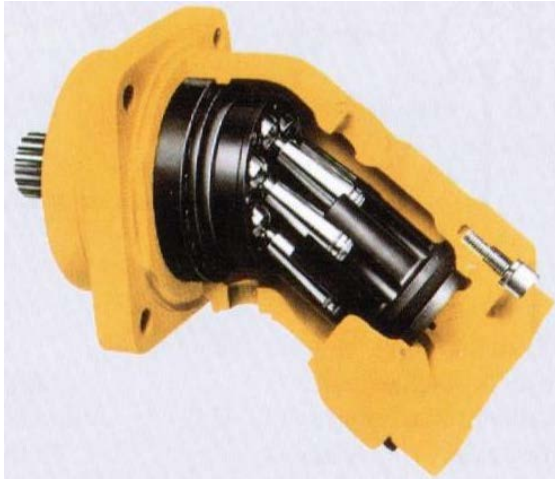
missä d = männän halkaisija, l = iskunpituus, N_1 = mäntien lukumäärä ja N_2 = männän työkiertojen määrä yhtä käyttöakselin kierrosta kohti. (Kauranne ym. 2013, 164.)

Mäntäpumpuissa käytetään paritonta mäntälukua tilavuusvirran voimakkaan vaihtelun vähentämiseksi. Yleisimmin käytetään mäntälukuja 3, 5, 7, 9, 11. Mäntäpumpuilla päästään korkeisiin paineisiin, koska niiden vuotohäviöt ovat pieniä. Volumetriset hyötysuhteet ovat yleensä suuruudeltaan $\eta_{vol} \approx 0,95 - 0,98$. Suurempaan arvoon pyrkiminen johtaa kokonaishyötysuhteen arvon laskuun, koska mekaaniset kitkat kasvaisivat liian suuriksi. (Kauranne ym. 2013, 164.)

5.1.3 Aksiaalimäntäpumput

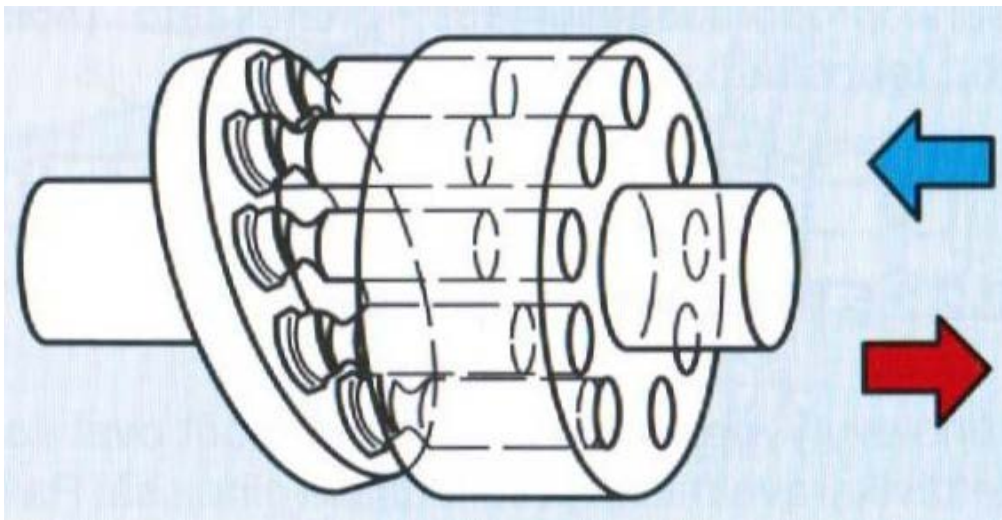
Aksiaalimäntäpumpuissa sylinterit ovat käyttöakselin suuntaisia. Pumput voidaan ryhmitellä mäntiä liikuttavan mekanismin mukaan kolmeen ryhmään: staattoriaksaali-, kulmaroottori- ja suoraroottoripumppuihin. Staattoriaksaalimäntäpumput ovat vakiotilavuuspumppuja ja ne ovat tarkoitettu avoimiin hydraulijärjestelmiin. (Kauranne ym. 2013, 169.) Staattoriaksaalimäntäpumput eivät sovellu hydraulivoimayksikön pumppuiksi, koska ne ovat vakiotilavuuksisia pumppuja. Hydrauliikkavoimayksikön hydraulijärjestelmä rakennetaan säätötilavuuksisista pumppuista.

Kulmaroottori- eli vinoakselipumpussa männät sijaitsevat pyörivässä sylinteriryhmässä, joka on kallistettu käyttöakseliin nähden. Kuvassa 8 on esitetty vakiotilavuuksinen vinoakselipumppu. Vinoakselipumput ovat joko vakio- tai säätötilavuuspumppuja, joita voidaan käyttää sekä suljetuissa että avoimissa järjestelmissä. Kierrostilavuuden säätö tapahtuu sylinteriryhmän ja käyttöakselin välistä kulmaa muuttamalla. Pumppu vaatii suuremman tilan kuin kaksi edellä mainittua pumppua, koska kierrostilavuuden säätö edellyttää koko sylinteriryhmän liikuttamista. Vinoakselipumput ovat rakenteeltaan suurempi kokoisia kuin vinolevypumput. (Kauranne ym. 2013, 171.) Tilan ahtauden takia vinoakselipumput eivät sovi käytettäväksi hydrauliikkavoimayksikön hydraulijärjestelmään.



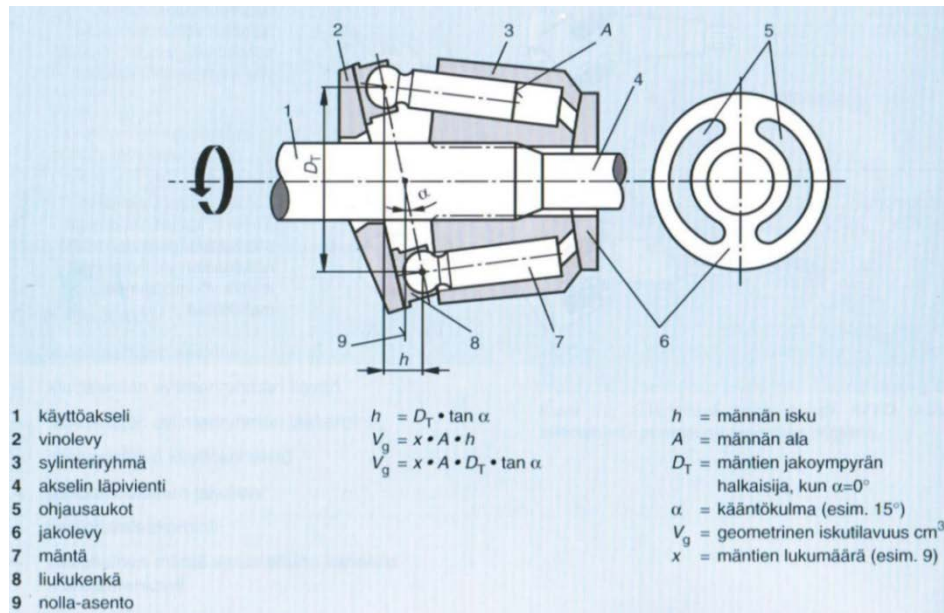
Kuva 8. Vakiotilavuuksinen vinoakselipumppu kartiomäntäisellä sylinteriryhmällä (Ostendorff 1997, 96)

Suoraroottori- eli vinolevyypumppussa sylinteriryhmä pyörii käyttöakselin mukana ja mäntien edestakaisen liikkeen aiheuttama vinolevy on kiinteä. Imuiskun aikana mäntä imee nesteen suurenevaan sylinteriin ja puristusiskun aikana neste työntyy sylinteristä hydraulijärjestelmään. Kuvassa 9 sininen nuoli osoittaa nesteen tulosuunnan ja punainen lähtösuunnan. Männät ovat kiinnitetty tasoon, jossa ne liukuvat pitkin vinolevyä ja näin ollen ne pysyvät jatkuvasti kosketuksessa vinolevyyn. Mäntiä on yleisimmin 5-9 kappaletta. Hydrostaattinen laakerointi keventää mäntien aiheuttamaa sivuttaisvoimaa ja pitää kitkan mahdollisimman pienenä. (Kauranne ym. 2013, 170.)

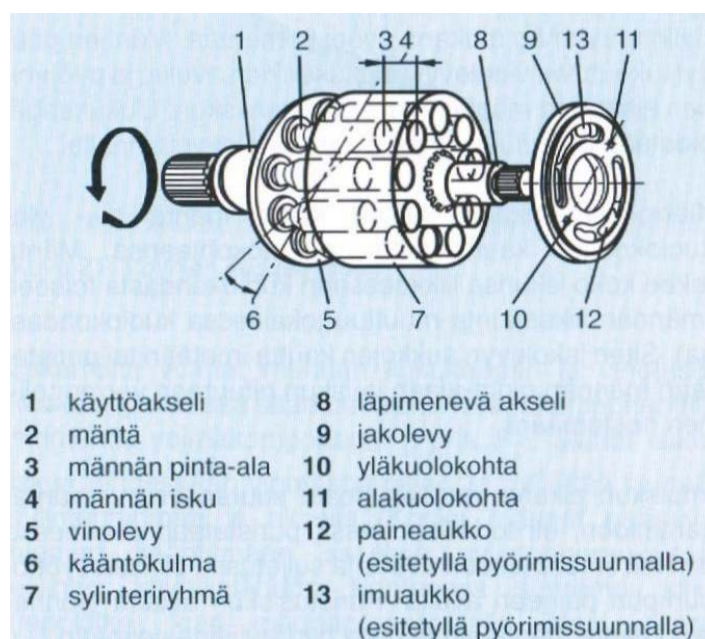


Kuva 9. Mäntien liikkeen aiheuttama nesteen kulkusuunta (Ostendorff 1997, 103)

Pumpun kierrostilavuutta säädetään muuttamalla vinolevyn ja käyttöakselin välistä kulmaa. Kuvassa 10 esitetään vinolevyrakente. Säästöalue on yleisimmin $-18^\circ \rightarrow +18^\circ$, mutta useimmiten alue on vain toiseen suuntaan eli $0^\circ \rightarrow \pm 18^\circ$. Muuttamalla vinouskulmaa toiseen suuntaan on periaatteessa mahdollista muuttaa tilavuusvirran suunta. Jakolevy, joka toimii pumppurungon ja sylinteriryhmän välisenä aksiaalilaakerina, ohjaa myös tilavuusvirran hydraulijärjestelmään. Kuvassa 11 on vinolevyrakenteen toiminnan kuvaus. (Kauranne ym. 2013, 170.)

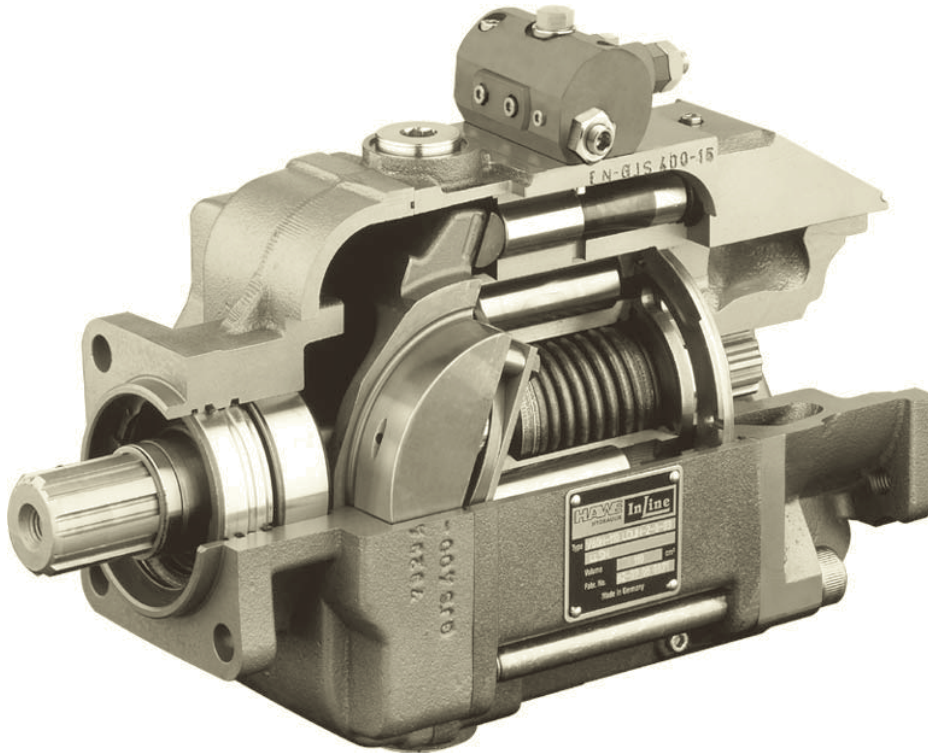


Kuva 10. Vinolevyrakente (Ostendorff 1997, 102)



Kuva 11. Vinolevyrakenteen toiminta (Ostendorff 1997, 103)

Vinolevypumppuja voidaan käyttää sekä avoimissa että suljetuissa järjestelmissä. Vinolevypumput ovat rakenteeltaan yksinkertaisia ja niiden kierrostilavuuden säätö on nopea. Haittana on huono imukyky, joten avoimissa järjestelmissä voidaan tarvita erillinen syöttöpumppu. Vaikka hydrostaattinen laakerointi heikentää volumetristä hyötysuhdetta, kokonaishyötysuhde on kuitenkin $\eta_{kok} \approx 0,9$. (Kauranne ym. 2013, 170.)



Kuva 12. Suoraroottori- eli vinolevypumppu halkaistuna Hawe V60N (Hawe hydraulic, hakupäivä 10.3.2014)

Tässä työssä suunniteltavaan hydraulivoimayksikköön tulee kolme HAWE:n V60N mallista vinolevypumppua. Pumppujen malli on esitetty kuvassa 12. Hydraulikavoimayksikön hydraulijärjestelmän rakentaminen on helpompaa, kun pumppujen mallit ovat samat. Pumput ovat tarkoitettu liikkuvan kaluston hydraulijärjestelmiin. Säätötilavuuksiset mäntäpumput valittiin jo ennalta, koska voimayksikköön haluttiin kuorman tunteva hydraulijärjestelmä.

Mäntäpumppujen hyvät hyötysuhteet ja tehokkuus olivat myös valintaperusteena pumppuille. Pumppujen koot valittiin vertailemalla Excel-tilauksen antamia tilavuusvirtoja, painetasoja ja diesel-moottorin tehontarvetta. Pumppujen koot ovat 60cm^3 , 90cm^3 ja 90cm^3 , joiden tuotto on hyvin lähellä vaadittuja tilavuusvirtoja. Säätötilavuuspumppuja

käytetään koska voimayksikön hydraulijärjestelmälle halutaan hyvä hyötysuhde ja lisäksi toivotaan, että diesel-moottori kävisi mahdollisimman pienellä polttoainemäärällä. Lisätietoa Hawe V60N pumpuista on liitteessä 2.

5.2 Öljysäiliön mitoitus

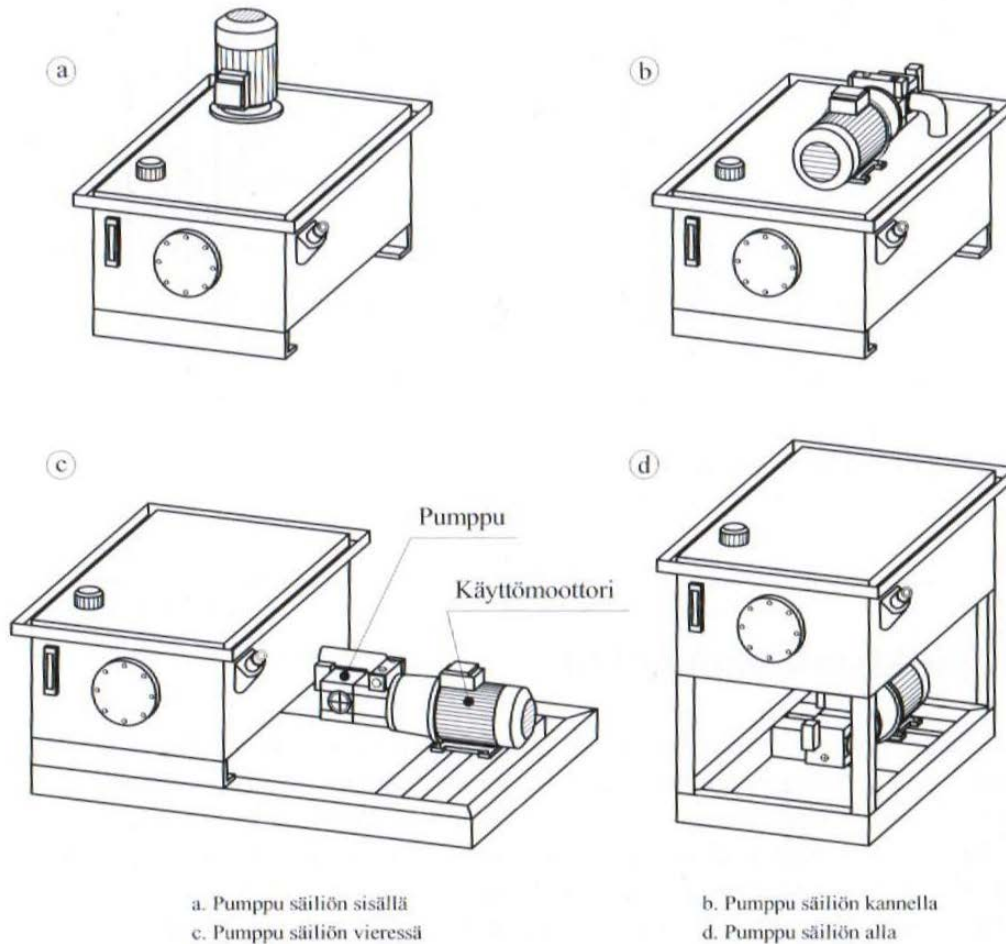
Öljysäiliön tärkein tehtävä hydraulijärjestelmässä on toimia nestevarastona, minkä lisäksi se jäähdyyttää nestettä ja erottaa siitä epäpuhtauksia. Järjestelmässä on oltava nestevarasto, josta toimilaitteiden käyttöön ja vuotojen kompensointiin tarvittava nestemäärä voidaan ottaa. Säiliön tilavuuden tulee olla riittävän suuri, koska otettava hetkellinen kokonaistilavuusvirta ja sinne samalla hetkellä palaava kokonaistilavuusvirta eivät ole välttämättä yhtä suuria. (Kauranne ym. 2013, 409.)

Avoimissa järjestelmissä esiintyy suurimmat erot säiliöstä otettavien ja sinne palaavien tilavuusvirtojen välillä varsinkin, jos järjestelmässä on käytössä paineakkuja ja epäsymmetrisiä toimilaitteita. Suljetuissa järjestelmissä tullaan toimeen huomattavasti pienikokoisimmilla säiliöillä, koska säiliövirtaukset ovat periaatteessa yhtä suuria johtuen järjestelmässä käytettävistä symmetrisistä toimilaitteista. (Kauranne ym. 2013, 409–410.)

Säiliön mitoituksessa on otettava huomioon kokonaisnestetilavuus, järjestelmän jäähdystarve ja pumppujen vaatima kokonaistilavuusvirta. Nestemääräsuositus on 2-5 kertaa järjestelmän vakio-tilavuuspumppujen minuuttituotto tai säätötilavuuspumppujen keskimääräinen minuuttituotto. Toisaalta liikkuvan kaluston hydraulijärjestelmissä nestemääräsuositus on 1-2 kertaa järjestelmän pumppujen minuuttituotto, koska painorajoitukset ja säiliön koko asettavat omat vaatimuksensa. Mitoituksessa on myös muistettava, että koko järjestelmän nestemäärä on mahduttava säiliöön. Nesteen lämpölaajenemisen ja mahdollisen vaahtoutumisen vuoksi säiliö on myös mitoittettava 10–15% suurinta nestepinnan korkeutta suuremmaksi. (Kauranne ym. 2013, 415–416.)

Säiliön sijoitus riippuu pumppujen imukyvystä ja koosta sekä tilan asettamista rajoituksista. Pumput voidaan sijoittaa säiliön alapuolelle, päälle tai viereen kuten kuvassa 13 on esitetty. Pumpun imukyvyn kannalta paras ratkaisu on sijoittaa pumppu säiliön nestepintaa alemmaksi, jotta kavitaatiovaara pienenee. Säiliö täytyy paineistaa vallitsevaa

ilmanpainetta korkeammaksi, jos pumppu joudutaan sijoittamaan siten, että kavitaatiovaara on mahdollinen. Yleisesti säiliö paineistetaan enintään 0,1MPa korkeammaksi kuin vallitseva ilmanpaine, jotta vältetään toimintahäiriöitä. (Kauranne ym. 2013, 416–417.)

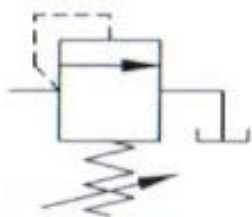


Kuva 13. Pumpun ja säiliön keskinäinen sijainti (Kauranne ym. 2013, 417)

Tässä työssä suunniteltavassa voimayksikössä säiliö sijoitetaan siten, että nestepinta on pumppujen yläpuolella. Ratkaisulla turvataan pumppujen nestesaanti ja näin ollen ehkäistään kavitaatiovaara. Pumppujen suuren koon ja voimayksiköstä vaakaporakoneelle lähtevien pitkien letkujen vuoksi säiliön nestemäärän on oltava suuri. Nestemäärä mitoitetaan kuitenkin liikkuvan kaluston hydraulijärjestelmän mukaisesti eli noin 1,5 kertaa pumppujen minuuttituotto, koska tilan ahtaute ja painorajoitukset muodostavat suurimmat ongelmat. Pumppujen koot ovat 90cm^3 , 90cm^3 ja 60cm^3 joten nestemäärä on noin 360 litraa ja säiliön tilavuus siten noin 400 litraa.

5.3 Paineenrajoitusventtiilit

Hydraulijärjestelmän paineen rajoittaminen haluttuun arvoon toteutetaan paineenrajoitusventtiileillä. Venttiili suojaa hydraulikomponenttien rikkoutumisen estämällä paineen rajattoman kasvun. Venttiili sijoitetaan painelinjan ja säiliön väliin. Järjestelmän saavuttaessa paineenrajoitusventtiilin säädetyn avautumispaineen tason, venttiili avautuu ja päästää joko osan tai koko pumpun tuoton takaisin säiliöön. Paineenrajoitusventtiilillä on huomattava vaikutus järjestelmän hyötysuhteeseen. Koska venttiilin kautta säiliöön kulkevan tilavuusvirtaa ei käytetä hyödyksi, sen tuottamiseen käytetty teho on häviötehoa. Häviötehon minimoimiseksi kannattaa järjestelmän pumpun mitoittaa siten, ettei järjestelmään tuoteta tarvetta suurempaa tilavuusvirtaa. (Kauranne ym. 2013, 259-261.) Tässä työssä suunniteltavan voimayksikön hydraulijärjestelmään tulee kolme paineenrajoitusventtiiliä. Venttiilit sijoitetaan pumpuilta lähteviin painelinjoihin ja säiliön väliin. Paineenrajoitusventtiilin piirrosmerkki on esitetty kuvassa 14.



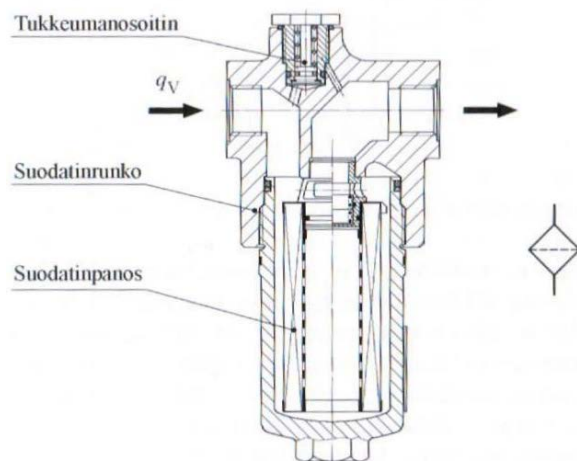
Kuva 14. Paineenrajoitusventtiilin piirrosmerkki (Kauranne ym. 2013, 467)

5.4 Hydraulikkaöljyn suodattimet

Hydraulijärjestelmän häiriötön toiminta edellyttää hydraulineesteeltä riittävää puhtautta. Nesteiden epäpuhtauksien kasvu johtaa järjestelmän häiriöihin ja aiheuttaa komponenttien kulumisen. Suodattimet poistavat epäpuhtauksia järjestelmästä ja pitävät nesteen kuntoa yllä. Suodattimien määrä ja sijoitus on järjestelmäkohtainen, johtuen vaadituista puhtausluokista. Nesteen mukana kulkevat epäpuhtaudet muodostuvat erikokoisista hiukkasista, joiden perusteella määritetään järjestelmälle puhtausluokka. Epäherkin komponentti määrää koko järjestelmälle suodatusasteen, joka ilmaisee kuinka tehokkaasti suodatin poistaa epäpuhtauksia nesteestä. Suodatin toimii tehokkaimmin silloin, kun se läpäisee mahdollisimman suuren tilavuusvirran. (Kauranne ym. 2013, 396.)

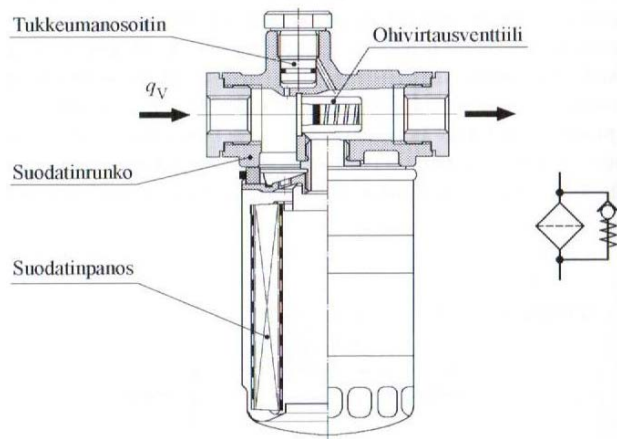
Ensimmäisenä suodattimena järjestelmässä on imusuodatin, joka suodattaa pumpulle menevän nesteen. Imusuodatin on karkea siivilä, joka poistaa suurikokoisia hiukkasia nesteestä ja se voi myös sijaita säiliön sisällä. Karkean imusuodattimen ansiosta vältetään painehäviöltä, mikä aiheuttaisi pumpussa kavitaatiovaaran. (Kauranne ym. 2013, 399.)

Painesuodatin sijoitetaan pumpun jälkeen ennen venttiilikoneistoa. Sen tehtävänä on suojata järjestelmän komponentteja pumpusta peräisin olevilta epäpuhtauksilta. Painesuodattimen rakenne on esitetty kuvassa 14. Jos järjestelmässä on varsinaisen hydraulipumpun lisäksi sitä syöttävä syöttöpumppu, niin silloin näiden väliin voidaan sijoittaa matalapainesuodatin suojaamaan varsinaista pumppua. (Kauranne ym. 2013, 397.) Tässä työssä suunniteltavan hydraulikkavoimayksikön hydraulijärjestelmään tulee kolme painesuodatinta. Jokaisen pumpun jälkeen asennetaan painesuodatin.



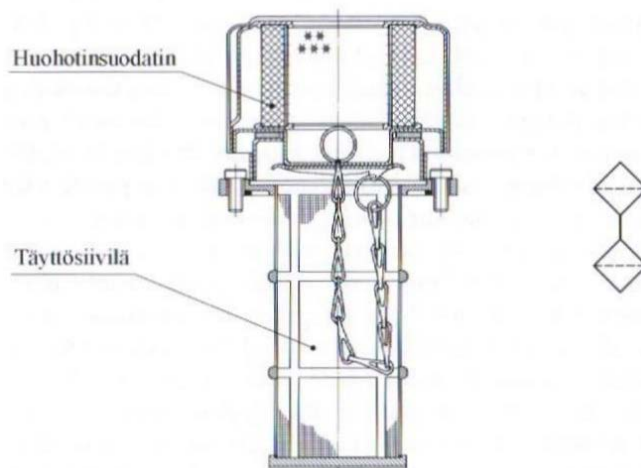
Kuva 14. Painesuodatin (Kauranne ym. 2013, 397)

Järjestelmän säiliöön palaavan nesteen suodattaa paluusuodatin, joka myös estää järjestelmästä irronnutta epäpuhtautta pääsemästä uudelleen kiertoön. Paluusuodatin pitää mitoittaa suurimman paluuvirtauksen perusteella, koska suodattimelle tuleva virtaus saattaa vaihdella suuresti. Suodattimen rinnalle asennetaan lähes poikkeuksetta ohivirtausventtiili, joka estää suodatinta vaurioitumasta suodatinpanoksen tukkeutuessa. Paluusuodatin tulee sijoittaa siten, että mahdollisimman suuri osa nesteestä kulkee sen läpi säiliöön. Kuvassa 15 on tyypillinen paluusuodatin. (Kauranne ym. 2013, 398.) Tässä työssä suunniteltavan hydraulikkavoimayksikön hydraulijärjestelmään tulee yksi paluusuodatin. Paluusuodatin suodattaa koko järjestelmästä säiliöön palaavan nesteen.



Kuva 15. Paluusuodatin (Kauranne ym. 2013, 398)

Huohotinsuodatin sijaitsee säiliön pinnalla ja estää virtaavaa ilmaa kuljettamasta säiliöön epäpuhtauksia. Yleensä huohotinsuodatin on rakennettu säiliön täyttöaukon yhteyteen, joten suodatin estää myös epäpuhtauksien pääsyn säiliöön säiliötä täytettäessä. Täyttösuodatin on vain karkea siivilä, joten se puhdistaa ainoastaan suurikokoiset epäpuhtaudet. Huohotinsuodattimen suodatusasteen tulisi olla vähintään sama kuin järjestelmän tarkimmalla paine- tai paluusuodattimella. (Kauranne ym. 2013, 399) Hydraulikkavoimayksikön nestesäiliöön asennetaan huohotinsuodatin, joka estää lian pääsyn säiliöön. Kuvassa 16 on esitetty tyypillisen huohotinsuodattimen rakenne.



Kuva 16. Huohotinsuodatin (Kauranne ym. 2013, 400)

5.5 Lämmönsiirtimet

Jotta hydraulijärjestelmä toimii moitteettomasti ja parhaalla mahdollisella hyötysuhteella, täytyy nesteen lämpötila järjestelmässä pysyä tiettyjen rajojen sisällä. Tämän vuoksi nestettä saatetaan joutua jäähdyttämään tai lämmittämään sopivan käyttölämpötilan ylläpitämiseksi. (Kauranne ym. 2013, 402.)

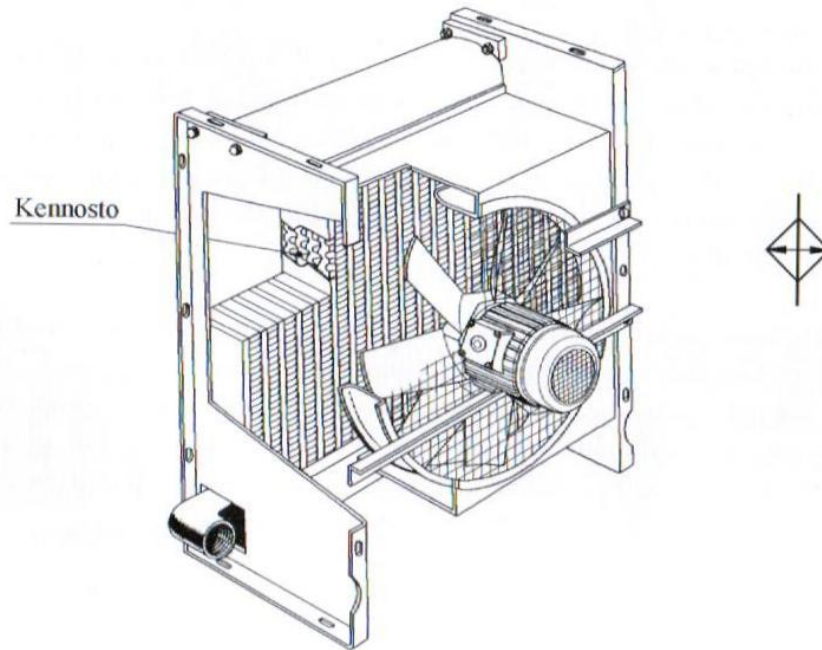
Kun nesteen lämpötila on sille ja järjestelmälle sopivinta käyttölämpötilaa alhaisempi, nesteen viskositeetti saa optimiarvoaan korkeamman arvon. Tästä seuraa kitkahäviöitä, jolloin myös kavitaatiovaara pumpun imukanavassa kasvaa ja nesteen voitelukyky heikkenee. Tällöin komponenttien liikkuvat osat pääsevät hankautumaan toisiaan vasten, joka nopeuttaa osien kulumista. (Kauranne ym. 2013, 402.)

Nesteen sopivinta käyttölämpötilaa korkeammat lämpötilat johtavat viskositeetin arvon laskuun. Tämä johtaa kasvaviin vuotohäviöihin ja nesteen voitelukyvyyn heikkenemiseen. Tällöin myös kitkahäviöt kasvavat ja komponenttien kulumisen nopeutuu. (Kauranne ym. 2013, 402.)

Nesteen lämpötilan vaihtelu vaikuttaa siis olennaisesti järjestelmän käyttöikään ja hyötysuhteeseen. Lisäksi lämpötilan vaihtelut vaikuttavat järjestelmän tarkkuuteen ja ohjattavuuteen. Tällöin esimerkiksi liikenopeudet toimilaitteissa vaihtelevat nesteen lämpötilan mukaan. (Kauranne ym. 2013, 402.)

5.5.1 Jäähdytin

Jäähdyttimen tehtävänä on alentaa hydraulisessa työssä kohonnutta hydraulinesteen lämpötilaa. Ilmajäähdyttimessä jäähdytysaineena toimii ilma. Ilmajäähdyttimissä jäähdytettävä neste johdetaan rakennettuun kennostoon, jonka läpi jäähdyttävä ilma virtaa. Jäähdytysrivoilla kasvatetaan tehollista jäähdytyspinta-alaa mahdollisimman suuren jäähdytystehon saavuttamiseksi. Tavallisesti ilmavirtaus jäähdyttimen läpi saadaan aikaan sähkömoottorilla, kuten kuvassa 17. Yleensä liikkuvan kaluston hydraulijärjestelmissä käytetään ilmajäähdytintä, joka hyödyntää polttomoottorin jäähdyttämiseen käytettävää puhallinta. Joissakin tapauksissa hydraulijärjestelmä ja polttomoottori käyttävät samaa jäähdytintä. (Kauranne ym. 2013, 403–404.)



Kuva 17. Sähkömoottorilla varustettu ilmajäähdytin (Kauranne ym. 2013, 403)

Tässä työssä suunniteltavan voimayksikön hydraulioöljyn jäähdyttimenä käytetään liikkuvan kaluston tapaan ilmajäähdytintä. Hydraulioöljyn ilmajäähdytin sijaitsee dieselmoottorin nestejäähdyttimen edessä ja nämä molemmat jäähdyttimet käyttävät hyödyksi dieselmoottorin tuulettimen aikaansaamaa ilmavirtausta. Ilmajäähdyttimen suuri koko pitäisi riittää jäähdyttämään hydraulioöljyä, vaikka voimayksikkö ei voi käyttää jäähdyttämiseen liikkeestä syntyvää ilmavirtausta, koska se pysyy paikallaan toimiessaan.

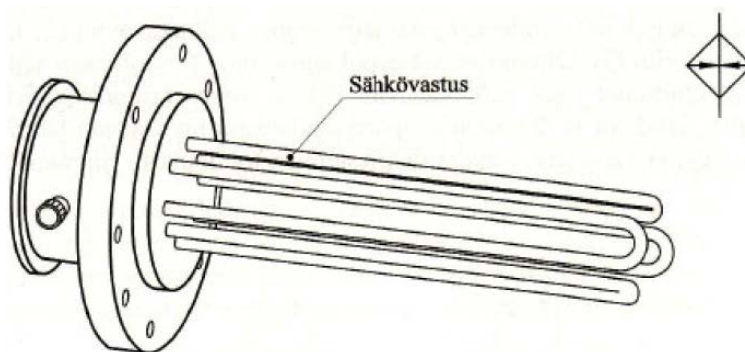
Jäähdytysaineen helppo saatavuus on ilmajäähdyttimen etu. Haittana voidaan pitää jäähdyttimen kokoon nähden huonoa lämmönsiirtokykyä, minkä vuoksi jäähdyttimen täytyy olla suuri silloin, kun lämpötilat ovat korkeita tai jäähdyttävän ilman ja hydraulinesteen lämpötilaero on pieni. Ilmajäähdyttimet soveltuvat ominaisuuksiensa puolesta parhaiten liikkuvan kaluston hydraulijärjestelmiin. Kiinteissä teollisuusjärjestelmissä niitä käytetään silloin, kun jäähdytystehon tarve on vähäinen tai vesijäähdyttimen vaatimaa jäähdytysvettä ei ole saatavilla. (Kauranne ym. 2013, 404.)

5.5.2 Lämmitin

Nesteen lämpötilan kohottaminen lämmittimillä on tarpeen vain, kun kylmissä oloissa toimiva järjestelmä käynnistetään pitkän tauon jälkeen. Lämmitintä voidaan tarvita myös silloin, kun järjestelmän lämpötila ei voi nousta edullisimman käyttölämpötilan tasolle. Lämmittimien käyttöä voidaan välttää valitsemalla järjestelmälle neste, jonka viskositeetti luokka on alempi kuin alun perin tarkoitetulla nesteellä. Tällöin on kuitenkin varmistettava, ettei viskositeetin arvo laske liian matalaksi järjestelmän korkeimman hetkellisen käyntilämpötilan vallitessa. Liikkuvan kaluston järjestelmissä voidaan lämmittimien käytöltä välttyä siten, että käytetään pumppua aluksi pienillä kierroksilla, jolloin neste lämpenee hiljakseen. (Kauranne ym. 2013, 407.)

Lämmitintä voidaan tarvita voimayksikössä, koska laitteen työympäristö on erittäin vaihteleva. Teiden alituksia tehdään vaakaporakoneilla sekä kesällä että talvella, joten lämmittimen käytöllä vältetään hydraulioöljyjen vaihdolta. Yleisin pakkasraja porauksessa on noin -25° . Lämmitin varmistaa laitteen moitteettoman toiminnan kovillakin pakkasilla. Toisaalta öljyä voidaan lämmittää voimayksikössäkin liikkuvan kaluston tapaan käyttämällä diesel-moottoria pienillä kierroksilla, jolloin myös pumput pyörivät hiljaa ja öljy lämpenee hitaasti. Tässä työssä suunniteltavaan hydraulikkavoimayksikköön ei kuitenkaan asenneta lämmitintä.

Hydraulinesteen lämmitykseen tarkoitetut lämmittimet perustuvat yleensä sähkövastukseen, jonka tuottama lämpö siirtyy vastuksien ympärillä olevaan nesteeseen. Kuvassa 18 esitetty sähkövastus sijoitetaan yleensä säiliöön. Käytettäessä läpivirtauslämmittimiä, ne sijoitetaan järjestelmän paluukanavaan tai sivusuodatuspiiriin. (Kauranne ym. 2013, 407.)



Kuva 18. Hydraulioöljyn lämmitin (Kauranne ym. 2013, 408)

5.6 Hydraulinesteet

Hydraulinesteen tehtävänä on energian siirtäminen pumpulta toimilaitteelle. Lisäksi nesteellä on järjestelmän huoltoon ja ylläpitoon liittyviä tehtäviä. Neste voitelee, vähentää kitkaa ja kulumista, siirtää lämpöä, huuhtelee epäpuhtauksia sekä ehkäisee syöpmistä ja ruostumista. Koska hydraulikkaa sovelletaan hyvin erilaisissa olosuhteissa, vaaditaan nesteeltä sovelluskohteen mukaisia ominaisuuksia. Nesteen oikealla valinnalla voidaan vaikuttaa järjestelmän toimintaan ja käyttöikään. Suurin osa järjestelmien käyttöhäiriöistä johtuu epäpuhtaasta tai sopimattomasta nesteestä. Tämän vuoksi nesteen huolto ja suodatus tulee järjestää riittäväksi. (Kauranne ym. 2013, 112.) Hydraulinesteitä on sekä yksiasteisia että moniasteisia. Yksiasteiset öljyt ovat tarkoitettu sisäkäyttöön ja moniasteiset taas vaihtelevissa lämpötiloissa toimiviin laitteisiin. (Neste Oil, ajoneuvojen voiteluaineet – opas.)

Hydraulinesteen yksi tärkeimmistä valintaperusteista on nesteen notkeus eli viskositeetti. Hydraulijärjestelmän käynnistyslämpötila on nesteen viskositeetin kannalta erityisen tärkeä. Nesteen on oltava kylmänä tarpeeksi notkeaa kulkeutuakseen järjestelmässä, mutta toisaalta neste ei saa notkistua liikaa järjestelmän lämmitessä. Jotta järjestelmä toimisi parhaalla mahdollisella hyötysuhteella, täytyy nesteen viskositeetin olla tietyn suuruinen. Helposti juokseva eli pieniviskositeettinen neste kasvattaa vuotohäviöitä ja heikentää voitelua, mikä voi johtaa järjestelmän komponenttien rikkoontumiseen. Liian suuren viskositeetin arvon omaava neste on taas jäykkää ja heikosti juoksevaa, mikä kasvattaa kitkavastushäviöitä. Taulukossa 1 esitetään suositeltavat viskositeettirajat. (Kauranne ym. 2013, 121.)

Taulukko 1. Suositeltavat viskositeettirajat (Kauranne ym. 2013, 121)

	$\cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [cSt]
Ideaalinen viskositeettialue	~ 15–100
Ylempi viskositeettiraja kylmäkäynnistyksessä (kavitaatiovaara)	~ 500–1000
Alempi viskositeettiraja (voitelukyvyn raja)	~ 10

Yleisesti viskositeetin mittaamiseen käytetään kinemaattista viskositeettia, jonka yksikkö on senttistoki [cSt]. Taulukossa 2 on ISO 3448 –standardin mukaisesti jaettu hydraulinesteet eri viskositeettiluokkiin. Jakoperusteena on kinemaattinen viskositeetti 40°C:n lämpötilassa. (Neste Oil, ajoneuvojen voiteluaineet – opas.)

Taulukko 2. ISO-viskositeettiluokat (Neste Oil, ajoneuvojen voiteluaineet – opas)

ISO viskositeettiluokka	Keskiviskositeetti cSt/40 °C	Viskositeettirajat cSt/40 °C	
		minimi	maksimi
ISO-VG 2	2.2	1.98	2.42
ISO-VG 3	3.2	2.88	3.52
ISO-VG 5	4.6	4.14	5.06
ISO-VG 7	6.8	6.12	7.48
ISO-VG 10	10	9.00	11.0
ISO-VG 15	15	13.5	16.5
ISO-VG 22	22	19.8	24.2
ISO-VG 32	32	28.8	35.2
ISO-VG 46	46	41.4	50.6
ISO-VG 68	68	61.2	74.8
ISO-VG 100	100	90.0	110
ISO-VG 150	150	135	165
ISO-VG 220	220	198	242
ISO-VG 320	320	288	352
ISO-VG 460	460	414	506
ISO-VG 680	680	612	748
ISO-VG 1000	1000	900	1100
ISO-VG 1500	1500	1350	1650

6 TYÖTURVALLISUUS

Hydrauliikkaan liittyvien työturvallisuusasioiden tiedostaminen on tärkeää jo ennen asennusta. Asennuksessa tapahtuva virhe voi johtaa tapaturmaan tai jopa kuolemaan. Paineenalainen neste, joka putkistoissa liikkuu voi olla jopa yli 70°C. Nesteen lämpötila ja paine eivät ole ainoita turvallisuuden kannalta merkittäviä asioita. Hydraulijärjestelmien turvallisuusriskejä ovat terveydelliset haitat, palovammat, tulipalon vaara, öljysuihkut, liukastumisvaara, taakan tai kuorman putoaminen ja letkun iskeytyminen. (Virta 2010, 58.)

Hydraulijärjestelmät ovat yleensä luotettavia ja tapaturmat käytön aikana ovat harvinaisia. Suurin tapaturmariski liittyy järjestelmien huoltoon, korjauksiin ja vianetsintään. Hydraulijärjestelmissä varastoituneena oleva energia on merkittävin tapaturmien aiheuttaja. Varastoituneeseen energiaan liittyviä riskejä on mahdoton tunnistaa, mikäli ei tunneta kunnolla hydraulijärjestelmän toimintaa. Energia voi varastoitua esimerkiksi joustaviin letkuihin, paineakkuihin tai toimilaitteen varassa olevaan kuormaan. Yleisesti nostolaitteiden taakkaa kannattelee moottori tai hydraulisylinteri. Hydraulisen toimilaitteen varassa oleva kuorma voi pudota alas esimerkiksi irrotettaessa liittintä tai letkua painepuolelta. Automaattiset toiminnot, joita on nykyään paljon laitteissa voivat kytkeytyä häiriötilanteissa arvaamattomasti. Sekä hydraulinen että ohjausjärjestelmän energian syöttö tulee katkaista eli järjestelmä tulee saattaa nollaenergia tilaan häiriötilanteen korjaamista varten. (Virta 2010, 58–59.)

Hydraulineste on varastoituneen energian lisäksi merkittävä vaaratekijä. Hydraulijärjestelmässä olevan nesteen lämpötilan vuoksi vakavan palovamman riski on suuri. Toisen asteen palovamma syntyy noin yhden sekunnin kosketuksesta, kun öljyn lämpötila on 60°C. Öljysuihku on toinen hydraulinesteisiin liittyvä riski, mikä voi aiheutua letkussa olevasta reiästä. Jo 7 bar:n paineella syöksyvä öljysuihku voi lävistää ihmisen ihon. Öljysuihkun aiheuttama reikä ihossa ei usein ole kivulias. Muutaman tunnin kuluttua öljy kuitenkin tunkeutuu syvemmälle kudoksiin ja kipu tuntuu kovemmalta. Ihon alle pääsyt öljy voidaan poistaa vain leikkaamalla, koska ihmisen keho ei pysty poistamaan öljyä. Mahdollisia vuotokohtia hydrauliletkuista ei missään tapauksessa saa etsiä paljain käsin. Turvallisemmin vuotokohtia voidaan etsiä kuljettamalla pahvinpalaa öljyletkun päällä varoen, jotta paljas iho ei ole letkun päällä. (Virta 2010, 59–60.)

Hydrauliletkujen tulee olla suojattuja, jos työskentely tapahtuu letkujen läheisyydessä. Letkujen suojaamisesta määräävät tietyt standardit. Hydrauliletkun hankautuminen estetään käyttämällä kuvassa 19 esitettyä suojaspiraalia. Käyttämällä letkusuoja eli suojasukkaa, kuten kuvassa 20, voidaan estää letkun räjähtäminen. Letkusuojat suojaavat letkuja myös kulumiselta ja uv-säteilyltä. Tietyt letkusuojat kestävät korkeita lämpötiloja ja hetkellisesti myös tulta. Letkun iskeytyminen voi tapahtua kun letku tai sen päässä oleva liitin hajoaa. Iskeytyminen estetään letkuun kiinnitettävillä vaijereilla, jos iskeytymisen vaara on olemassa. (Virta 2010, 60.)



Kuva 19. Letkun suojaspiraali (Safeplast, hakupäivä 1.4.2014)



Kuva 20. Letkun suojasukka (snt-group, hakupäivä 1.4.2014)

7 DIESEL-MOOTTORI

7.1 Moottorin mitoitus

Moottorin koko valittiin liitteessä 1 olevan Excel-taulukon perusteella vertailemalla moottorin tehon ja vääntömomentin tarvetta vaakaporakoneen eri kuormitustilanteissa. Vaakaporakoneen eri kuormitustilanteet voitiin luoda Excel-taulukkoon muuttamalla painealueita ja tilavuusvirtoja. Näin voitiin havaita, kuinka suurta tehoa ja vääntömomenttia moottorilta vaaditaan eri poraustilanteissa.

Kaavasta 4 saatujen pumppujen kokonaisteho on sama kuin diesel-moottorilta vaadittu teho. Diesel-moottorilta vaadittu vääntömomentti saadaan kaavasta 7, kun lasketaan kaavasta 5 saatujen pumppujen akselimomentit yhteen seuraavasti:

$$M_{tot} = M1 + M2 + M3 \quad (7)$$

Voimayksikön tehonlähteeksi valittiin kuusisylinterinen 129 kW:n diesel-moottori. Kyseiseen teholuokkaan päädyttiin, koska todettiin sen riittävän pumppujen vaatimille tehoille. Vaakaporakoneen toimintoja eli pyöritystä ja syöttöä tarvitsee harvoin, tuskin koskaan, ajaa maksimitehoilla yhtä aikaa. Suurempi moottori on kalliimpi ja aiheuttaisi voimayksikön koon suurenemisen. Myös polttoaineenkulutus oli valintaperusteena pienempitehoiselle moottorille. Polttoaineenkulutus tällä moottorilla on noin $210g/kWh$. Kaavasta 8 saadaan polttoaineenkulutus kilogrammoina tunnissa seuraavasti:

$$\frac{Kg}{h} = \frac{P_{tot} \cdot \frac{210g}{kWh}}{1000} \quad (8)$$

Dieselin tiheys $+15^{\circ}\text{C}$:n lämpötilassa on 845 kg/m^3 (Neste Oil, dieselopas, 28). Liitteessä olevassa Excel – taulukossa kulutus on kilogrammoina tunnissa. Kulutus voidaan muuttaa litroiksi tunnissa kaavoista 9 ja 10:

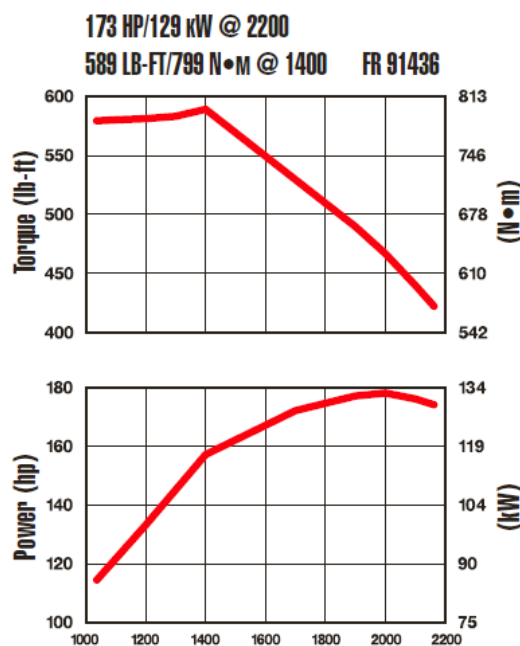
$$\rho = \frac{m}{V} \quad (9)$$

josta

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (10)$$

missä V = tilavuus, m = dieselin paino ja ρ = dieselin tiheys.

129 kW:n moottori on optimaalinen pyörittämään vaakaporakonetta. Cummins – merkkiseen moottoriin päädyttiin, koska haluttiin moottorin valmistajaksi luotettava ja tunnettu merkki, ja jotta varaosien sekä lisävarusteiden saatavuus on varmaa. Kuvassa 21 on Cummins QSB 6,7 moottorin teho ja vääntökäyrä. Lisätietoa moottorista on liitteessä 3.



Kuva 21. Vääntö- ja tehokäyrä Cummins QSB 6,7 129kW (Machinery, hakupäivä 14.3.2014)

7.2 Päästöt

Nykyinen lainsäädäntö asettaa mobilekoneiden valmistajille yhä enemmän vaatimuksia ja rajoituksia. Uudet säädökset liittyvät päästöihin ja energiankulutukseen. Viimeisin ja haastavin lainsäädäntöön liittyvä asetus on dieselmootoreiden päästömääräyksiin kohdistuva Tier 4 –ohjelma. Ohjelma lähti liikkeelle vuonna 1994 Euroopan Parlamentin ja Environmental Protection Agency (EPA) tekemistä standardien luonnoksista, jotka koskevat non-road eli tieliikenneasetusten ulkopuolella käytettäviä moottoreita. (Eihola 2011, 3.)

Ensimmäinen vaihe eli Tier 1 esiteltiin vuonna 1999. Tämän jälkeen on siirrytty Tier 2:n ja Tier 3:n kautta viimeisimpään vaiheeseen eli Tier 4:n voimaantuloon. Moottorien hankintakustannusten on määräysten myötä arvioitu kasvavan verrattuna Tier 3:een. Lisäksi Tier 4 vaatii dieselmootoreiden pakokaasujärjestelmän suunnittelemista uudelleen, mikä asettaa laitevalmistajille hankaluuksia moottorin sovittamisessa. (Eihola 2011, 3-4.)

Tässä työssä suunniteltavan dieselkäyttöisen hydraulikkavoimayksikkö kuuluu myös Tier 4 – ohjelmaan, joten sitä koskee Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 97/68/EY. Alla on suora lainaus direktiivistä, mitä koneita direktiivillä tarkoitetaan:

” — liikkuvalla työkoneella kaikkia korilla varustettuja tai korittomia liikkuvia koneita, siirrettäviä teollisuuslaitteita tai -ajoneuvoja, joita ei ole tarkoitettu matkustajien tai tavaroiden kuljetukseen maantiellä ja joihin on asennettu liitteessä I olevassa 1 jaksossa eritelty polttomoottori”

(Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 97/68/EY.
Hakupäivä 26.3.2014.)

Laitevalmistajan ei kuitenkaan tarvitse huolehtia moottoreiden päästöistä vaan vastuu päästöistä on moottorin valmistajilla. Tier 4 on tullut voimaan vuoden 2014 tammikuussa 130–560 kW:n moottoreiden osalta. Pienempiä 56–130 kW:n moottoreita koskevat samat määräykset vuoden 2014 lokakuusta lähtien. (Dieselnet 2013, hakupäivä 27.3.2014.) Laitevalmistajalla on kuitenkin mahdollisuus saattaa markkinoille laitteita joustojärjestelmän mukaisesti. Direktiivin tarkoituksena on helpottaa laitevalmistajien työtä kahden päästörajoitusvaiheen välisenä aikana. (Trafi, hakupäivä 27.3.2014.)

Siirryttäessä Tier 3B – päästövaiheesta Tier 4 – päästövaiheeseen, laitevalmistajilla on joustojärjestelmän mukaan kaksi toimintavaihtoehtoa. Laitevalmistajalla on mahdollisuus saattaa markkinoille korkeintaan 20 % vuosittaisesta määrästä siihen kokoluokkaan kuuluvia moottoreita sisältäviä laitteita. 20 % on viiden viimeisen myyntivuoden keskiarvo. Jos laitevalmistaja on saattanut markkinoille laitetta vähemmän kuin viisi vuotta, keskiarvo lasketaan sen mukaan jona kyseinen laitevalmistaja on saattanut laitteita markkinoille. Vaihtoehtona laitevalmistaja voi hakea lupaa kiinteälle määrälle moottoreita. (Direktiivi 2011/88/EU.) Moottoreiden määrä kussakin teholuokassa ei saa ylittää taulukossa 3 esitettyjä arvoja

Taulukko 3. Moottoreiden määrä kussakin teholuokassa (Direktiivi 2011/88/EU)

Moottoriluokka P (kW)	Moottoreiden määrä
$19 \leq P < 37$	200
$37 \leq P < 75$	150
$75 \leq P < 130$	100
$130 \leq P \leq 560$	50

Joustosääntöluvan perusteella vaiheen 3 B mukaisia moottoreita voi saattaa markkinoille enintään kolmen vuoden ajan vaiheen 4 voimaantulon astumisesta tai enintään seuraavan vaiheen alkuun saakka. Seuraava vaihe eli Tier 5 on vasta suunnitteilla Euroopan komissiossa ja sen voimaanastumisen ajankohtaa ei vielä tiedä. (Takkinen 25.3.2014, puhelinhaastattelu; Dieselnet, hakupäivä 27.3.2014.) Lupaa ei uusita automaattisesti, vaan se on haettava uudelleen. Hakemus tehdään hyväksyntäviranomaiselle vapaamuotoisena ja siinä pitää ilmetä moottorin teholuokka joustosäännön suhteen sekä tarvittavien moottoreiden lukumäärä kyseisessä teholuokassa. Hyväksyntäviranomaisena toimii Trafi (Trafi, hakupäivä 27.3.2014). Lisäksi liitteenä tulee olla mallikuva laitteeseen tulevasta kilvestä, jossa on oltava seuraava teksti:

"KONE NRO ... (koneiden sarja) KAIKKIAAN ... KONEESTA (koneiden kokonaismäärä kyseisessä teholuokassa), MOOTTORIN NRO ... JA TYYPPIHVÄKSYNNÄN (direktiivi 97/68/EY) NRO ..."
(Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2011/88/EU.
Hakupäivä 26.3.2014.)

Lisäksi hakemuksessa on oltava kuva moottorin valmistajan kiinnittämästä merkinnästä moottorissa, jossa on oltava seuraava teksti:

”Joustojärjestelmän mukaisesti markkinoille saatettu moottori”

(Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 97/68/EY.

Hakupäivä 26.3.2014.)

8 JAKOLAATIKKO

Jakolaatikko välittää diesel-moottorin tehon kolmelle hydraulipumpulle. Jakolaatikon välityssuhde on 1:1 ja se sijaitsee moottorin ja pumppujen välissä. Teho, joka on pyörivän liikkeen muodossa, välittyy moottorin vauhtipyörästä jakolaatikkoon joustavan kytkimen välityksellä. Jakolaatikon kiinnitys moottoriin tapahtuu kytkinkotelolla. Jakolaatikon valinta perustuu käytettävän tehon ja väännön mukaan. Jakolaatikon jäähdyttimenä toimii sen sisältämä öljy ja ilmanvirtaus. Voimayksikössä jakolaatikkoon kohdistuva ilmanvirtaus on heikko, joten jakolaatikon jäähdytystä voidaan tarvittaessa tehostaa erillisellä öljynjäähdyttimellä. Kuvassa 22 on Twin discin valmistama jakolaatikko, jonka malli on AM 330B. Kytkin kotelo on saman valmistajan tuote ja tarkoitettu jakolaatikon kiinnittämisen tehonlähteeseen. Liitteessä 4 on tarkempaa teknistä tietoa sekä jakolaatikosta että kytkin kotelosta.



Kuva 22. Jakolaatikko Twin disc AM 330B (Twin disc, hakupäivä 14.3.2014)

9 CE-VAATIMUKSEN MUKAISUUS

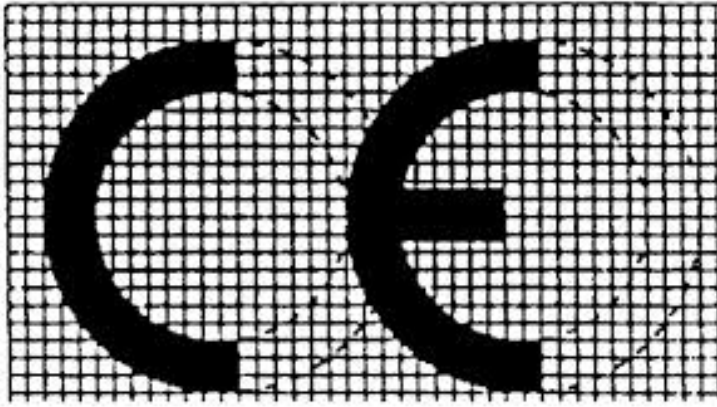
CE-merkintä osoittaa, että tuote on EU-lainsäädännön mukainen. Merkintä mahdollistaa tuotteiden vapaan liikkuvuuden EU:n markkinoilla. Valmistajan kiinnittämä CE-merkintä osoittaa, että tuote on kaikkien merkinnän saamista edellyttävien lainsäädännöllisten vaatimusten mukainen. Kaikissa tuotteissa ei tarvitse olla CE-merkintää. Se edellytetään ainoastaan EU-direktiiveissä määritellyiltä tuoteryhmiltä. (Euroopan komissio 2014. Hakupäivä 25.3.2014.) Tässä työssä suunniteltava hydraulikkavoimayksikkö on varustettava CE-merkinnällä. Konedirektiivi 2006/42/EY on suomessa saatettu voimaan valtioneuvoston asetuksella koneiden turvallisuudesta (Valtioneuvoston asetus 400/2008, hakupäivä 25.3.2014).

Koneasetuksen mukaan valmistajan on ennen tuotteen markkinoille saattamista huolehtia seuraavista asioista:

- *varmistaa, että kone täyttää sitä koskevat olennaiset terveys- ja turvallisuusvaatimukset*
- *tekninen tiedosto on täytetty ja käytettävissä*
- *varustettava kone tarvittavilla tiedoilla, esimerkiksi ohjeilla*
- *huolehdittava asianmukaisesta vaatimustenmukaisesta arviointimenettelystä*
- *laadittava EY-vaatimustenmukaisuusvakuutus ja varmistettava, että se on koneen mukana*
- *sekä kiinnitettävä koneeseen CE-merkintä*

(Valtioneuvoston asetus 400/2008, hakupäivä 25.3.2014)

CE-merkintä on valmistajan vakuutus siitä, että tuote täyttää sitä koskevien direktiivien vaatimukset. Myös koneen käyttäjä on velvollinen käyttämään konetta ohjeiden ja määräysten mukaisesti. Valmistajan velvollisuus on kiinnittää koneeseen CE-merkintä ennen käyttöönottoa tai myyntiä. Merkintä on kiinnitettävä pysyvällä tavalla. Tämän jälkeen konetta saa käyttää ja myydä vapaasti Euroopan talousalueella. (SFS, hakupäivä 25.3.2014.) CE-merkin muoto on esitetty kuvassa 23.



Kuva 23. CE-merkin muoto (Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY, liite III. Hakupäivä 26.3.2014)

Jokaisessa koneessa on oltava CE-merkin lisäksi näkyvästi ja pysyvästi merkittynä tyyppimerkintä, mahdollinen sarjanumero, valmistusvuosi sekä valmistajan nimi ja osoite. Tarvittaessa koneessa on oltava myös varoitusmerkinnät, liikkuvien tai pyörivien osien suurimmat sallitut nopeudet, koneen paino, opastus henkilösuojausten käyttöön sekä huoltoon ja tarkistuksiin. (Työsuojeluhallinto 2005, hakupäivä 26.3.2014.)

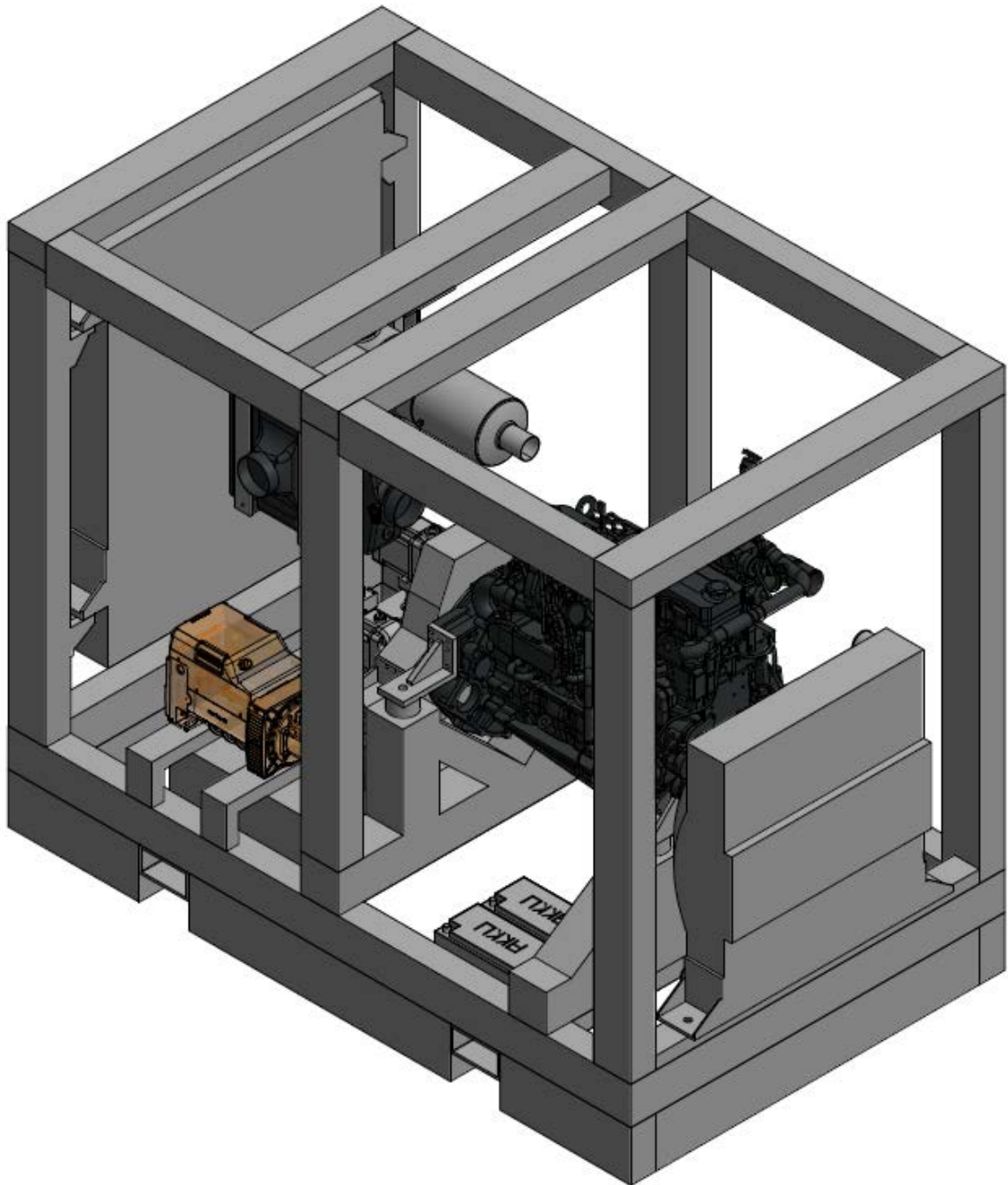
Koneen liikkumisesta aiheutuvat vaarat vaativat tarvittaessa lisämerkintöjen tekoa:

- nimellisteho kilowatteina
- suurin sallittu valmistajan ilmoittama kiinnityskoukun vetokuormitus
- suurin sallittu valmistajan ilmoittama pystysuorakuormitus kiinnityskoukussa

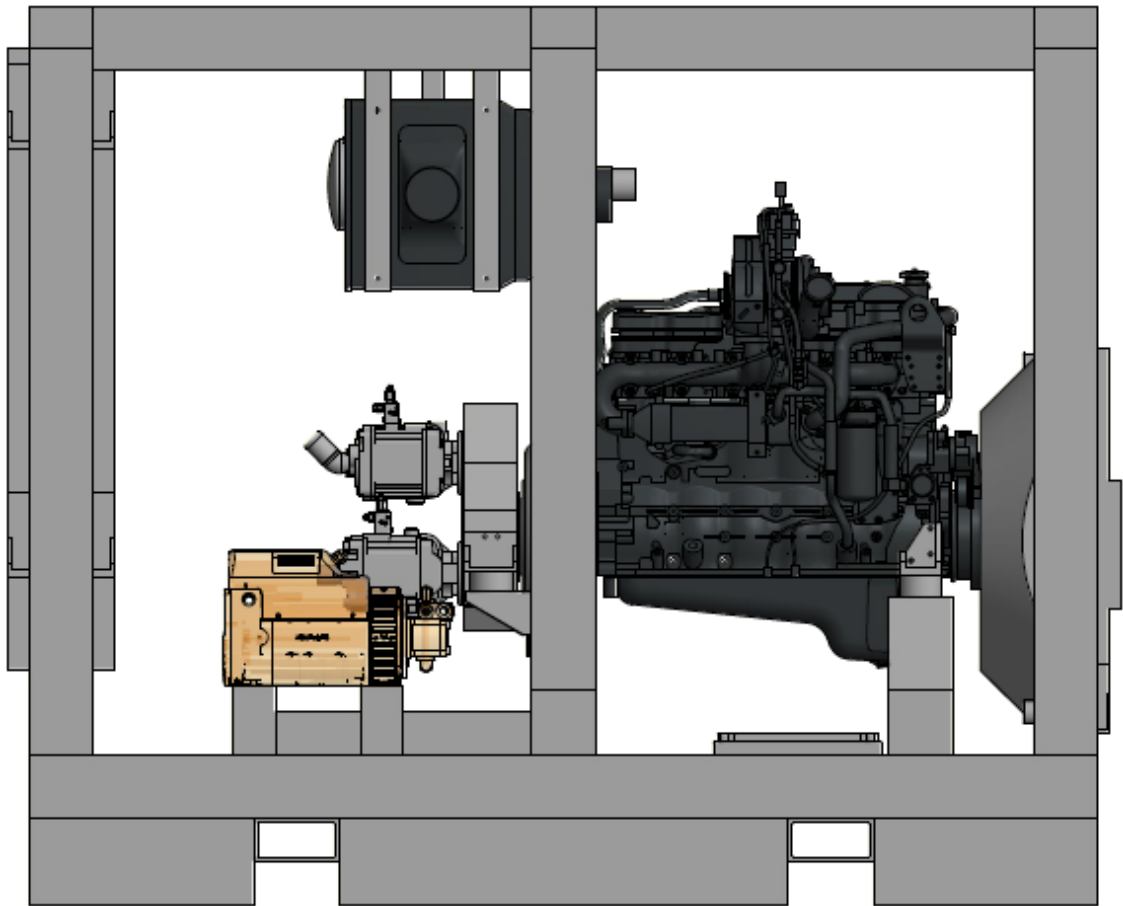
(Työsuojeluhallinto 2005, hakupäivä 26.3.2014.)

10 SUUNNITTELUN TULOS

Kuvista 24 ja 25 käy ilmi voimayksikön rakenne ja komponenttien tilan tarpeet. Voimayksikön painoksi arvioidaan noin 3000kg. Voimayksikkö on noin 2,5 metriä pitkä, 1,5 metriä leveä ja noin 2,2 metriä korkea. Liitteessä 5 on yksityiskohtaisempi mittapiirustus.



Kuva 24. Hydraulikkavoimayksikkö



Kuva 25. Hydraulikkavoimayksikkö sivustapäin kuvattuna

Kuvissa on esitetty voimayksikön runko ja sen sisällä olevat tärkeimmät komponentit, kuten moottori, nestejäähdytin, akut, jakolaatikko, pumput, Dynaset – generaattori, pakokaasujärjestelmän komponentit, öljysäiliö ja polttoainesäiliö. Voimayksikön nostaminen tapahtuu trukki – piikeillä. Trukki – piikkien nostokohta on suunniteltu 200*100 RHS palkeilla. Moottorin peti on suunniteltu 150*150 palkilla. Muuten voimayksikön rungon suunnittelussa on käytetty 150*100 RHS palkkia.

11 POHDINTA

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella hydraulivoimayksikkö. Pumppujen koot ja diesel-moottorin tehontarve mitoitettiin Excel-taulukkoon. Taulukkoa voidaan tulevaisuudessa käyttää hyväksi erisuuruisten voimayksikköjen rakentamisessa ja suunnittelussa. Taulukkoon luotu poraustilanne auttaa vertaamaan, kuinka suurta tehoa tarvitaan eri painetasoilla ja tilavuusvirroilla. Tulevaisuudessa Excel-taulukkoa voitaisiin kehittää niin, että siinä otettaisiin huomioon järjestelmän häviöt, koska pitkien hydrauliletkujen ja komponenttien kulumisen vuoksi hydraulijärjestelmässä esiintyy aina häviöitä.

Voimayksikön voimansiirto suunniteltiin komponenteilla, jotka olivat sopivia tarkoitukseen. Valintaperusteena voimansiirtoon oli diesel-moottorin teho ja vääntö. Jakolaatikko käyttää sen sisältämän öljyn lisäksi ilmanvirtausta jäähdytykseen. Tulevaisuudessa isompien voimayksikköjen rakentamisessa on kiinnitettävä huomiota voimansiirron jäähdytykseen, koska ilmanvirtaus on heikko voimayksikössä. Komponenttien valinta ja niiden ominaisuuksien selvittäminen auttaa osien yhteensovittamisessa voimayksikköä rakentaessa.

Opinnäytetyön tavoitteena oli myös voimayksikön päästövaatimusten selvittäminen. Voimayksikön tehonlähteen eli diesel-moottorin päästövaatimusten ja lainsäädännön selvittäminen kertoo, mitä vaatimuksia moottoreille on asetettu ja minkälainen on lainsäädäntö tulevaisuudessa. Joustojärjestelmän mukaan voimayksikössä on mahdollista käyttää Tier 4 aikana Tier 3B mukaisia moottoreita. Tier 3B:n käyttäminen edellyttää laitevalmistajalta vapaamuotoisen hakemuksen tekemistä hyväksyntäviranomaiselle eli Trafille. Lisäksi opinnäytetyön tavoitteena oli selvittää voimayksikön CE-merkitsemisen edellyttämät toimenpiteet. CE-merkintä tehdään valmiin tuotteen pohjalta. Tässä opinnäytetyössä perehdyttiin, mitä voimayksikön CE-merkitseminen edellyttää laitevalmistajalta pääpiirteissään.

Opinnäytetyö on alustava suunnitelma siitä, minkälainen voimayksikkö tulee olemaan valituilla komponenteilla ja miten osat saadaan sovitettua yhteen. Työssä ei suunniteltu valmista tuotetta, vaan tämä työ on suunnitelma siitä miten ja millä komponenteilla voimayksikkö voidaan rakentaa. Tämä opinnäytetyö antaa hyvän pohjan voimayksikön rakentamiseen ja sen saattamiseen markkinoille. Lay-out kuvan perusteella voidaan ar-

vioida päämitat, voimayksikön paino ja komponenttien tilan tarve. Tuotteen valmiiksi saattaminen edellyttää kuitenkin jatkosuunnittelua. Lisäksi tämän opinnäytetyön perusteella on mahdollista tehdä alustava hinta-arvio siitä, mitä voimayksikkö tulee maksamaan näillä komponenteilla.

LÄHTEET

- Dieselnet. Hakupäivä 27.3.2014. <<http://www.dieselnet.com/standards/eu/nonroad.php>>
- Dynaset. HG 12kW. Hakupäivä 8.4.2014
<<http://www.dynaset.com/index.php/fi/tuotteet/tuotteet/hydrauligeneraattorit>>
- Eihola, Joni 2011. Kaivoslastaajan hyötysuhteen tarkastelu ja tuottosäätöisen pumppuohjauksen testaus. Tampere. Tampereen teknillinen korkeakoulu.
- Euroopan komissio 2014. CE-merkintä – perustietoa ja usein kysytyjä kysymyksiä. Hakupäivä 25.3.2014. <http://ec.europa.eu/enterprise/policies/single-market-goods/cemarking/about-ce-marking/index_fi.htm>
- Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 97/68/EY. Liikkuviin työkoneisiin asennettavien polttomootoreiden kaasua- ja hiukkaspäästöjen torjuntatoimenpiteitä koskevan jäsenvaltioiden lainsäädännön lähentämisestä. Hakupäivä 26.3.2014.
<<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1997L0068:20130110:FI:PDF>>
- Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY. Koneista ja direktiivin 95/16/EY muuttamisesta (uudelleenlaadittu). Hakupäivä 26.3.2014. <<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2006:157:0024:0086:fi:PDF>>
- Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2011/88/EU. Direktiivin 97/68/EY muuttamisesta joustojärjestelmän mukaisesti markkinoille saatettuja moottoreita koskevien säännösten osalta. Hakupäivä 26.3.2014. <<http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2011:305:0001:0005:fi:PDF>>
- Fonselius, Jaakko 1995. Hydraulikka. Helsinki: Painatuskeskus.
- Fonselius, Jaakko & Rinkinen, Jari & Vilenius, Matti 1997. Hydraulikka 2, Helsinki: Oy Edita Ab.
- Geonex Oy:n www-sivut 2014. Hakupäivä 5.2.2014. <<http://www.geonex.fi/>>
- Geonex trenchless horizontal DTH-solution 2013. Videonauhoite. Geonex Oy. Youtube. Hakupäivä 25.3.2014. <<https://www.youtube.com/watch?v=29E5MD9LTnI>>
- Hawe hydraulic. V60N. Hakupäivä 10.3.2014
<<http://www.hawe.de/fileadmin/content/typeman/catalog/Pdf/7/9/D7960N-en.pdf>>
- Kauranne, Heikki & Kajaste, Jyrki & Vilenius, Matti 2013. Hydraulitekniikka. 2., uudistettu painos. Helsinki: Sanoma Pro.
- Keinänen, Toimi & Kärkkäinen, Pentti 1997. Hydraulikka ja pneumatiikka – koneautomaatio 1. Helsinki: WSOY.
- Machinery. Cummins QSB 6,7 129kW. Hakupäivä 14.3.2014
<http://machinery.fi/fi/moottorit-ja-varavoima/cummins-teollisuusmoottorit/cummins-qs6-67-1-97-205-kw>
- Neste Oil. Ajoneuvojen voiteluaineet –opas.
- Neste Oil, 2007. Dieselpolttoaineopas. Savion kirjapaino Oy.
- Norrhydro. Hakupäivä 4.3.2014. <<http://www.norrhydro.com/fi/norrdigi/norrdigi.html>>
- Reik, Martin 1997. Suodattimet ja suodatustekniikka. Teoksessa Lang, Rudi A. (Toim.). Hydraulitekniikan perusteet ja komponentit. Mannesmann Rexroth AG. Sivut 257-294.
- Venttiili- ja järjestelmätyypit. Metropolia. Hakupäivä 25.3.2014.
<<https://wiki.metropolia.fi/pages/viewpage.action?pageId=12160516>>
- Virta, Sampsa 2010. Työturvallisuus. Teoksessa Virta, Sampsa (Toim.). Hydrauliputkistot. Kunnossapidon julkaisusarja–n:o 5. Helsinki: KP-Media Oy. Sivut 58–61.
- Ostendorff, Udo 1997. Aksiaalimäntäkoneet. Teoksessa Lang, Rudi A. (Toim.). Hydraulitekniikan perusteet ja komponentit. Mannesmann Rexroth AG. Sivut 93-122.

SFS. CE-merkintä. Hakupäivä 25.3.2014.

<http://www.sfs.fi/julkaisut_ja_palvelut/standardi_tutuksi/ce-merkinta>

Takkinen, Henri, ylitarkastaja, Trafi. Puhelinhaastattelu 25.3.2014.

Trafi. Työkonedieselmoottoreiden joustavan järjestelmän luvat vaiheen IV aikana. Hakupäivä 27.3.2014.

<http://www.trafi.fi/tietoa_trafista/ajankohtaista/2349/tyokonedieselmoottoreiden_joustavan_jarjestelman_luvat_vaiheen_iv_aikana>

Työsuojeluhallinto 2005. Työsuojeluoppaita ja ohjeita 16: Koneturvallisuus. Hakupäivä 26.3.2014. <<http://www.tyosuojelu.fi/upload/oppaita16.pdf>>

Twin disc. AM320. Hakupäivä 14.3.2014

<<http://www.twindisc.com/en/industrial/industrial-products/pump-drives/am320>>

Valtioneuvoston asetus 400/2008. Koneiden turvallisuudesta. Hakupäivä 25.3.2014.

<<http://www.finlex.fi/fi/laki/alkup/2008/20080400>>

LIITTEET

- Liite 1. Excel-taulukko
- Liite 2. Hawe V60N
- Liite 3. Cummins QSB 6,7
- Liite 4. Twin disc AM330B
- Liite 5. Voimayksikön mittapiirustus

PUMPPUJEN MITOITUS		Q_{max} ($\frac{l}{min}$)	p_{max} (Bar)	V_k Välttyssuhde (cm^3)	TEHON MITOITUS	P_{max} (kW)	MOOTTORILTA VAADITTU TEHO Pm (kW)	MOMENTTI (HYÖTYSUITEELLA)
MAKSIMI ARVOT					PUMPPUJEN TEHO			PUMPPUJEN MOMENTTI
(Pyöritys) P1	210	300	1 P1 116,6667	$P = Q * p$	P1	105	P1 123,5294	M1 655,34388
(Syöttö) P2	170	150	1 P2 94,44444		P2	42,5	P2 50	M2 265,25824
(Generaattori) P3	80	210	1 P3 44,44444		P3	28	P3 32,94118	M3 174,75837
KIERROSNOPEUS (rpm)	1800		$V_k = \frac{Q_{max}}{n}$	Ptot=P1+P2+P3		175,5	Ptot	MOMENTTI YHT. 1095,3605
PUMPUN HYÖTYSUHDE η	0,85			Ominaiskulutus		210,00		
				Polttoaineen kulutus		43,36		
MITOITUS PUMPPUJEN KOON MUKAAN					TEHON MITOITUS			MOMENTTI (HYÖTYSUITEELLA)
PUMPUT	V_k (cm^3)	p_{max} (Bar)	Välttyssuhde Q_{max} ($\frac{l}{min}$)	PUMPPUJEN TEHO	P_{max} (kW)		MOOTTORILTA VAADITTU TEHO Pm (kW)	PUMPPUJEN MOMENTTI
(Pyöritys) P1	95	300	1 P1 171	$P = Q * p$	P1	85,5	P1 100,5882	M1 533,63716
(Syöttö) P2	95	300	1 P2 171		P2	85,5	P2 100,5882	M2 533,63716
(Generaattori) P3	45	210	1 P3 81		P3	28,35	P3 33,35294	M3 176,94285
KIERROSNOPEUS (rpm)	1800		$Q_{max} = V_k * n$	Ptot=P1+P2+P3		199,35	Ptot	MOMENTTI YHT. 1244,2172
PUMPUN HYÖTYSUHDE η	0,85			Ominaiskulutus		210		
				Polttoaineen kulutus		49,25		

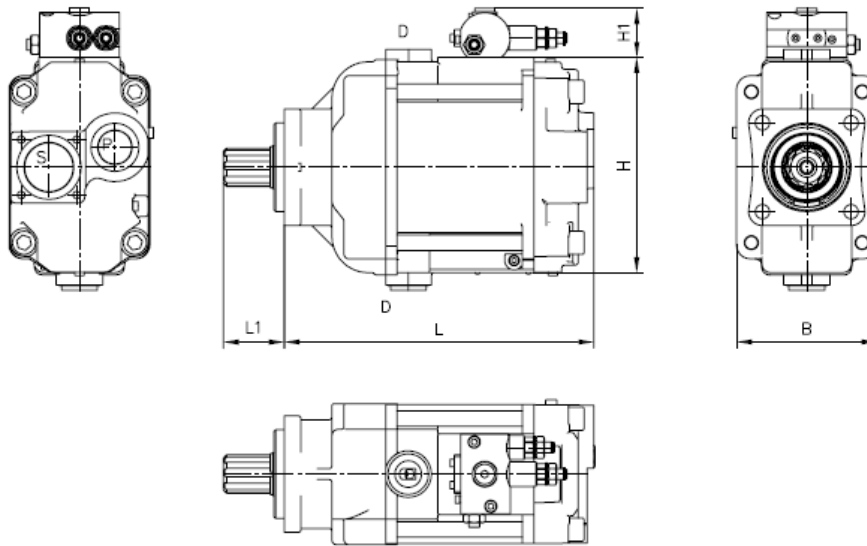
Lite 2 2(3)

Function



General parameters and dimensions

V60N



Characteristic values

	Geom. delivery volume	Nom. pressure	Self-suction speed	Dimensions [mm]					m [kg]
	V_s [cm ³ /rev]	p_{nom} (p_{max}) [bar]	n [rpm]	L	L1	H	H1	B	
V60N - 060	60	350 (400)	2500	254	55	181	44	115	23
V60N - 090	90		2300	277	55	189	44	120	26,7
V60N - 110	110		2200	279	55	191	44	125	29
V60N - 130	130	400 (450)	2100	269,5	55	210	45,1	130	30,8

Ports:

	Drain port D	LS signal port	Suction port S	Pressure port P
V60N - 060	G 3/4	G 1/4	Flange \varnothing 1 1/2	G 1
V60N - 090				
V60N - 110				
V60N - 130				

Lite 2 3(3)

Example circuit

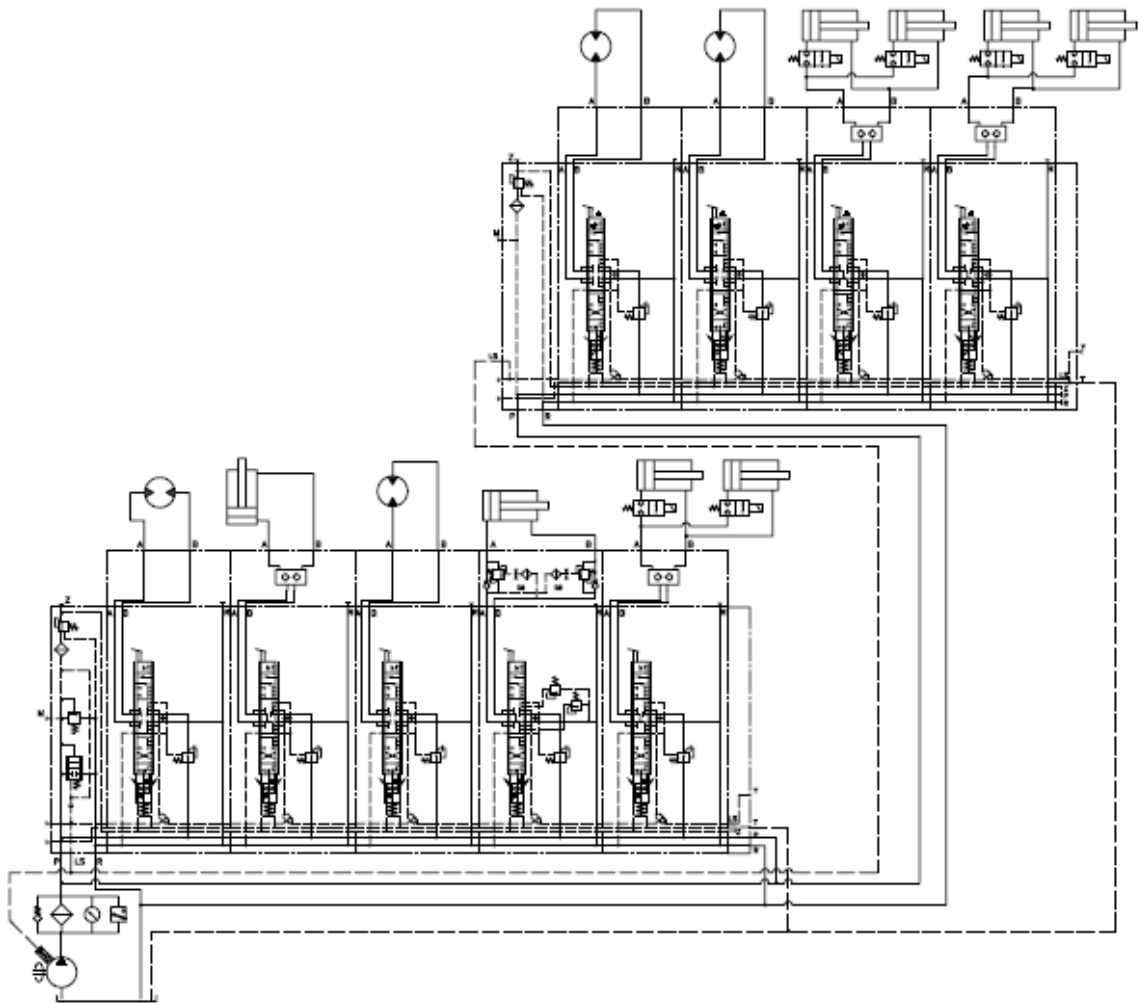
V60N-130 RSFN-1-0-0.00 / LSNR-2-250

PSV 31/D280-2

- A 2 L 25/25/EA1/2
- A 2 H 40/40/EA1/2 DRH
- A 2 L 25/25/EA1/2
- A 2 H 3/3 A 100 B 100/EA1/2 AL-0-D 4/120-BL-0-D 4/120
- A 2 H 3/3/EA1/2 DRH
- E 18-G 24

PSV 31-1

- A2 L 25/25/EA1/2
- A2 L 25/25/EA1/2
- A2 H 3/3/EA1/2 DRH
- A2 H 3/3/EA1/2 DRH
- E 1 - G24

**Associated technical data sheets:**

- Type V60N variable displacement axial piston pump: [D 7960 N](#)

Similar products:

- Variable displacement axial piston pumps type V40M: [D 7961](#)
- Type V30D and V30E variable displacement axial piston pumps: [D 7960](#), [D 7960 E](#)
- Type K60N fixed displacement axial piston pump: [D 7960 K](#)
- Type M60N axial piston motors: [D 7960 M](#)

Suitable prop. directional spool valves:

- Type PSL/PSV sizes 2, 3 and 5: [D 7700-2](#), [D 7700-3](#), [D 7700-5](#)
- Type PSLF/PSVF sizes 3, 5 and 7: [D 7700-E](#), [D 7700-7F](#)

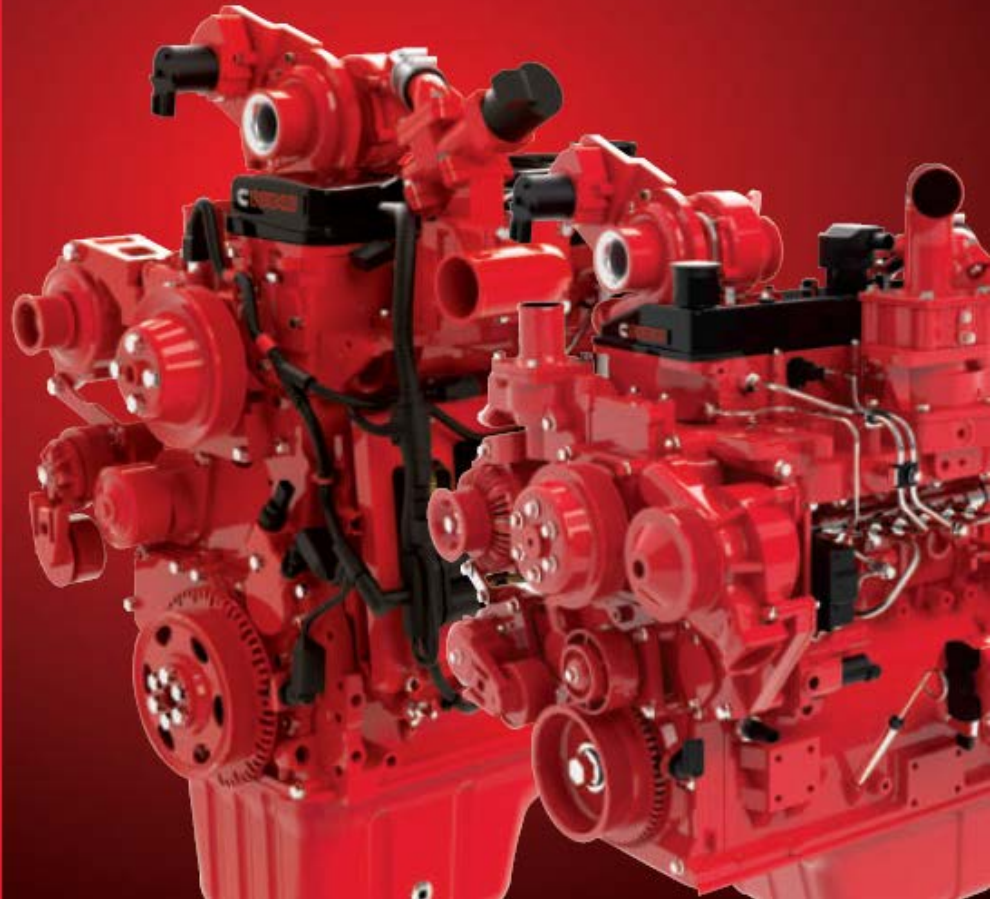
Suitable load-holding valves:

- Type LHK, LHDV, LHT: [D 7100](#), [D 7770](#), [D 7918](#)



A Simpler Solution. Every™ Engine.

QSB3.3, QSB4.5 And QSB6.7 (85-173 hp)
Tier 4 Interim/Stage IIIB



Lite 3 2(7)

A Simpler Solution. Every™ Engine.



Everyone says they have the technology to meet the new Tier 4 Interim/Stage IIIB emissions standards. While that may be true, only Cummins has a simple solution that delivers the power you need without the complexity, operator training and maintenance needs.

The Cummins Compact Catalyst has been specifically developed for the 75-173 hp (56-129 kW) market and is fully passive and service-free. It removes Particulate Matter (PM) by oxidation with a simple flow-through operation. There is no particulate filter. No electronic controls or lamps. No regenerations.

Cummins engineers have combined the catalyst with our advanced High Pressure Common Rail (HPCR) fuel system and full-authority electronic controls, in a fully integrated package that delivers optimum performance, up to 5% better fuel economy, reliability and durability. Translated to user benefits, the results are faster cycling times, lower operating costs, less downtime for maintenance and greater productivity.

These combined engine and aftertreatment systems make it simpler for machine integration, fitting well into existing space-constrained compartments. In fact, the Cummins Compact Catalyst used on the QSB3.3 measures less than 20 inches (500 mm). It truly is a "fit and forget" component, ideal for rental applications.

Lite 3 3(7)

Cummins Compact Catalyst.

The Cummins Compact Catalyst represents the latest evolution of Diesel Oxidation Catalyst (DOC) aftertreatment, manufactured by Cummins Emission Solutions for over 15 years. The maintenance-free catalyst provides the installation simplicity needed for Tier 4 Interim and Stage IIIB engines below 174 hp (130 kW). The Cummins Compact Catalyst achieves efficient PM reduction with a catalytic coating and substrate uniquely tailored to QSB3.3, QSB4.5 and QSB6.7 engines. By passively oxidizing PM from the exhaust stream with the simplicity of a small flow-through catalyst, Cummins is able to achieve Tier 4 Interim emissions levels without compromising engine transient response or reliability.

Small Size. Big Performance. Every QSB3.3.

The Cummins QSB3.3 has established itself as one of our most reliable diesel engines ever. For Tier 4 Interim/ Stage IIIB, it gets nearly a 10% increase in power output over the Tier 3 engine.

Ratings now reach as high as 120 hp (90 kW) with a peak torque of 306 lb-ft (415 N•m) while at the same time reducing emissions. That makes the QSB3.3 one of the most powerful engines in its class, comparable to 4- and 5-liter engines in a much smaller package.

The QSB3.3 is the first off-highway engine of this size to incorporate a HPCR fuel system and full-authority electronic controls. It also features a variable flow turbocharger, which improves boost across a wider range of engine speeds than a wastegate turbo – and avoids the complexity of dual-stage turbochargers. The Cummins Compact Catalyst completes the package.

Because Cummins designs and manufactures all of these components, we've been able to optimize fuel economy for up to 5% better efficiency, depending on the equipment's duty cycle. When you compare installation and operating advantages, Cummins QSB3.3 is your clear winner for compact excavators, skid steers, telehandlers, small cranes and other equipment. Every time.

**QSB3.3 Ratings**

ENGINE MODEL	RATED HP(KW)	PEAK HP(KW)	PEAK TORQUE LB-FT(N•M)
QSB3.3 120	120 (90)	120 (90)	306 (415)
QSB3.3 110	110 (82)	120 (90)	306 (415)
QSB3.3 110	110 (82)	110 (82)	306 (415)
QSB3.3 100	100 (74)	110 (82)	306 (415)
QSB3.3 100	100 (74)	105 (78)	306 (415)
QSB3.3 85	85 (63)	94 (70)	277 (376)
QSB3.3 85	85 (63)	90 (67)	277 (376)

QSB3.3 Specifications

Engine Type	In-Line, 4-Cylinder	
Displacement	199 cu in	3.3 Liters
Rated Power	85-120 hp	63-90 kW
Peak Torque	277-306 lb-ft	376-415 N•m
Bore and Stroke	3.74 in x 4.53 in	95 mm x 115 mm
Aspiration	Turbocharged and Charge Air Cooled	
Oil System Capacity	8.5 U.S. Quarts	8 Liters
Length	28.1 in	714 mm
Width	21.9 in	557 mm
Height	31.4 in	798 mm
Weight (Wet)	825 lb	374 kg
(Dry)	794 lb	360 kg
(Aftertreatment System)*	9.6 lb	4.4 kg

*Depending on configuration

All ratings are intermittent unless otherwise noted. Additional ratings may be available. Check with your Cummins distributor or dealer.

Lite 3 4(7)

The Ideal Fit. Every QSB4.5.

With power output ranging from 110 to 163 hp (82-122 kW), the four-cylinder Cummins QSB4.5 delivers performance comparable to some six-cylinder engines, without excess bulk and weight. Power output and engine response are sufficient to handle the highest load factors, and the rugged dependability of the QSB4.5 has been proven under the most difficult operating environments.

The HPCR fuel system helps deliver quicker throttle response, while a more efficient variable flow turbocharger optimizes boost. This translates into faster cycle times and higher productivity on every piece of equipment.

HPCR and a robust electronic control system featuring the Cummins-designed CM2250 Electronic Control Module (ECM) allows for multiple injection events per combustion cycle, which increases the power output while reducing noise.

The increase in power output from the engine requires improved air handling, which is accomplished by the Cummins Direct Flow™ air filter. This filter utilizes an innovative "V-block" rectangular configuration that eliminates the wasted space in round air filter elements. An optional pre-cleaner cover is available, which removes 95% of particles before they reach the filter. This is especially helpful on job sites with high dust.

Cummins Compact Catalyst operates completely independent of engine controls, and can be mounted separately from the muffler or as part of a combined catalyst and muffler unit.

The Cummins QSB4.5 is the ideal fit for your compact equipment, your job requirements and your maintenance budget, offering significant advantages in every way.

**QSB4.5 Ratings**

ENGINE MODEL	RATED HP(kW)	PEAK HP(kW)	PEAK TORQUE Lb-Ft(N•M)
QSB4.5 163	163 (122)	163 (122)	466 (632)
QSB4.5 160	160 (119)	163 (122)	460 (624)
QSB4.5 160	160 (119)	165 (123)	460 (624)
QSB4.5 155	155 (116)	155 (116)	460 (624)
QSB4.5 140	140 (104)	142 (106)	457 (620)
QSB4.5 130	130 (97)	140 (104)	457 (620)
QSB4.5 130	130 (97)	130 (97)	378 (512)
QSB4.5 130	130 (97)	140 (104)	457 (620)
QSB4.5 121	121 (90)	121 (90)	347 (470)
QSB4.5 115	115 (86)	120 (90)	360 (448)
QSB4.5 110	110 (82)	115 (86)	360 (448)

QSB4.5 Specifications

Engine Type		In-Line, 4-Cylinder	
Displacement	275 cu in	4.5 Liters	
Rated Power	110-163 hp	82-126 kW	
Peak Torque	360-466 lb-ft	448-632 N•m	
Bore and Stroke	4.02 in x 5.43 in	102 mm x 138 mm	
Aspiration	Turbocharged and Charge Air Cooled		
Oil System Capacity	11.6 U.S. Quarts	11 Liters	
Length	32.2 in	818 mm	
Width	28.1 in	714 mm	
Height	34.5 in	878 mm	
Weight (Wet)	860 lb	390 kg	
(Dry)	829 lb	376 kg	
(Aftertreatment System)*	12.7 lb	5.8 kg	

*Depending on configuration

All ratings are intermittent unless otherwise noted. Additional ratings may be available. Check with your Cummins distributor or dealer.

Fit And Forget. Every QSB6.7.

Sometimes you just need the extra power and durability of a six-cylinder diesel. And you can't do better than the Cummins QSB6.7. Its proven design has been delivering dependable performance and exceptional reliability for years.

To meet Tier 4 Interim/Stage IIIB regulations, we're offering a choice of nine QSB6.7 ratings ranging from 146 to 173 hp (109-129 kW). Like the QSB3.3 and QSB4.5, the QSB6.7 will feature a cooled Exhaust Gas Recirculation (EGR) subsystem coupled with the Cummins Compact Catalyst to achieve low-emissions levels. The QSB6.7 is the only six-cylinder engine that offers the maintenance-free compact catalyst technology. It will also utilize the same HPCR fuel injection system, a more robust ECM and a VGT™ Turbocharger in a fully integrated package.

Depending on your duty cycles, you can expect this package to deliver up to 5% better fuel efficiency than the previous model, lowering operating costs while increasing job site productivity.

Of course, the best part of this system is that it's "fit and forget." There's no need for a Diesel Particulate Filter (DPF), active regenerations, reminder lamps or any kind of operator training or interaction. There's no maintenance to the Cummins Compact Catalyst, either.



QSB6.7 Ratings Below 174 hp

ENGINE MODEL	RATED HP(KW)	PEAK HP(KW)	PEAK TORQUE LB-Ft(N•M)
QSB6.7 173	173 (129)	173 (129)	590 (800)
QSB6.7 173*	173 (129)	173 (129)	590 (800)
QSB6.7 173	173 (129)	173 (129)	590 (800)
QSB6.7 170*	170 (127)	170 (127)	485 (658)
QSB6.7 165	165 (123)	168 (125)	540 (732)
QSB6.7 160	160 (119)	167 (125)	540 (732)
QSB6.7 158*	158 (118)	173 (129)	590 (800)
QSB6.7 155	155 (116)	158 (118)	496 (672)
QSB6.7 146*	146 (109)	162 (121)	540 (732)

QSB6.7 Specifications

Engine Type	In-Line, 6-Cylinder	
Displacement	408 cu in	6.7 Liters
Rated Power	146-173 hp	109-129 kW
Peak Torque	485-590 lb-ft	658-800 N•m
Bore and Stroke	4.21 in x 4.88 in	107 mm x 124 mm
Aspiration	Turbocharged and Charge Air Cooled	
Oil System Capacity	25.3 U.S. Quarts	23.9 Liters
Length	41.7 in	1059 mm
Width	28.6 in	726 mm
Height	37.8 in	960 mm
Weight (Wet)	1,144 lb	519 kg
(Dry)	1,100 lb	499 kg
(Aftertreatment System)**	12.7 lb	5.8 kg

*Indicates a continuous rating

**Depending on configuration

All ratings are intermittent unless otherwise noted. Additional ratings may be available. Check with your Cummins distributor or dealer.

Tools At Your Fingertips

Every Confidence.

QSB3.3, QSB4.5 and QSB6.7 engines come with a full 2-year/2,000-hour warranty that covers all Cummins branded components, including the engine and exhaust aftertreatment. Major components coverage continues into the third year, up to 10,000 hours of operation from the date each engine is put in service. Three simple steps explain everything you need to know:

Step One: Full coverage on all Cummins industrial engines and branded components with unlimited hours for the first year of operation. This includes Cummins branded electrics such as alternators, starters and the Cummins Compact Catalyst.

Step Two: Full coverage is extended for the second year, up to 2,000 hours of operation. Total hours are cumulative from the date the engine goes in service.

Step Three: Major components coverage, including block, crankshaft, camshaft and rods on all products for the third year or up to 10,000 hours of operation. Total hours are cumulative from the date the engine goes in service.

Encompass Extended Coverage.

Encompass gives you a flexible choice of plans that include parts and labor, or parts, labor and travel coverage. Encompass protection plans are available with your choice of up to five years of extended coverage with unlimited hours.

Encompass protection plans may be purchased up to six months after the in-service date of your Cummins QSB3.3, QSB4.5 or QSB6.7 engine. See your Cummins distributor for pricing. For additional details, ask to see our Industrial Encompass Protection Plan brochures.

QuickCheck 5200.

The QuickCheck 5200 handheld computer transforms the way you look at engine data. It has a brilliant color screen, faster processing speeds, greater memory and longer battery life than its predecessor.

The rugged, portable and user-friendly QuickCheck 5200 is fully compatible with any electronic engine. Powered by the Microsoft Windows CE operating system, the QuickCheck 5200 device features an integrated data link adapter that connects to your engine via J1587 or J1939 industry-standard data links for rapid, trouble-free data capture. No separate adapter is required.

QuickCheck is ready to operate for Tier 4 Interim and all previous engine platforms. For a demonstration or to buy Cummins QuickCheck 5200, see your Cummins dealer or distributor.





QuickServe® Online.

As a Cummins owner, you have access to one of the most comprehensive and powerful parts and service tools in the industry – Cummins QuickServe Online.

This is the same web site used by Cummins certified technicians to get parts and service information about your engine. And while it contains parts and service data for over 11 million engines, finding the information for your QSB3.3, QSB4.5 or QSB6.7 engine takes just seconds.

The first step is to register your engine. Go to quickservice.cummins.com and click on "Create an Account." There you will see the different subscription plans you can choose from. You have the option to register for free or purchase one of the subscription plans to access additional information. Once you have registered, you simply enter the engine serial number listed on your data plate, and you will be able to view customized information about your engine at your convenience.

For an annual subscription fee, you can register for the Limited Owners Plan to get access to a cross-reference of Cummins ReCon® parts, service bulletins and the latest repair procedures. QuickServe Online even gives exploded parts diagrams to help with identification of components in subassemblies.

With the Limited Owners Plan, you can use the Shopping Cart feature to create a pick list of parts that you need. Distributor contact information is available online so you can review your parts list with your local Cummins distributor to make sure that you have every part needed to complete your engine repair. To register, visit quickservice.cummins.com.

INSITE.™

INSITE is a PC-based software application that provides quick and easy access to your engine's electronic performance information, which enables faster service turnaround times. INSITE helps ensure accurate procedures and diagnoses, and limits downtime while increasing productivity and profits.

Cummins INSITE software supplies engine information quickly, getting the inside details you need. No matter what kind of equipment you run, INSITE is the one support product to have in your virtual toolbox to fit every Cummins electronic engine, regardless of emissions level.

Every Question. Answered.

To learn more about Tier 4 Interim/Stage IIIB, please see www.Tier4.info. If you have additional questions regarding Cummins engines, or want to register your engine, use one of the following methods to contact us:

Service Network – Cummins engines are backed by the strength of Cummins global network of over 6,600 service locations worldwide.

Cummins Care – For questions regarding your Cummins engine or for assistance in finding a repair facility, call Cummins Care at 1-800-DIESELS™ (1-800-343-7357). Customers in Europe, the Middle East or Africa should call +44 (0) 1327 886464, or e-mail cabo.customerassistance@cummins.com.

For online assistance to Cummins-related questions, click on the "Contact Us" link in the header at cumminsengines.com.

Cummins Online Registration – Register all your Cummins engines quickly and easily at cumminsengines.com to ensure quality parts and service for your engine.



Cummins Inc.
Box 3005
Columbus, IN 47202-3005
U.S.A.

Phone: 1-800-DIESELS™ (1-800-343-7357)
Fax: 1-800-232-6393
Internet: cumminsengines.com

Cummins Ltd.
Yarm Road, Darlington
County Durham, DL1 4PW
UK

Phone: +44 (0) 1327 886464
Fax: +44 (0) 1327 2413180
Internet: cabo.customerassistance@cummins.com

Bulletin 4087104 Printed in U.S.A. 3/11
©2011 Cummins Inc.

AM 330 PUMP DRIVE

MAXIMUM INPUT POWER 355 KW (476 HP)
FOR 1.00:1 RATIO @ 3200 RPM

QUALITY IS STANDARD:

- CAST IRON HOUSINGS
- SHAVED GEARS
- BALL BEARINGS
- CASE HARDENED SHAFTS
- VITON SEALS ON INPUT SHAFT
- OUTPUT ROTATION OPPOSITE THE DIRECTION OF INPUT ROTATION
- GEAR RATIOS IDENTICAL ON ALL OUTPUTS
- MODULAR DESIGN



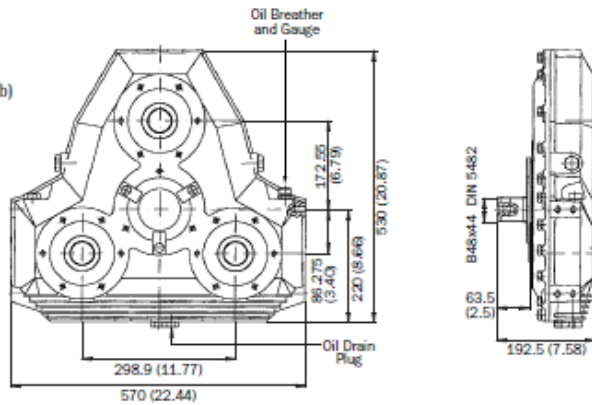
AM 330 TECHNICAL DATA

RATIO :1	MAXIMUM INPUT TORQUE N-m (lbf-ft)	MAX. OUTPUT TORQUE PER PUMP PAD N-m (lbf-ft)	MAXIMUM INPUT SPEED RPM	MAXIMUM OUTPUT SPEED RPM	OIL QUANTITY L (gal)
0.49	1470 (1084)	360 (266)	2400	4898	2.5 (0.66)
0.58	1410 (1040)	410 (302)	2500	4310	2.0 (0.53)
0.67	1350 (996)	450 (332)	2650	3955	1.8 (0.48)
0.77	1270 (937)	490 (361)	2850	3701	1.8 (0.48)
0.83	1200 (885)	500 (369)	3000	3614	1.8 (0.48)
1.00	1080 (797)	540 (398)	3200	3200	1.4 (0.37)
1.30	980 (723)	640 (472)	3600	2769	1.4 (0.37)
1.50	900 (664)	675 (498)	3950	2633	1.2 (0.32)

See reverse for selection procedures.

AM 330 DIMENSIONS

Basic Pump Drive
Weight: 122 kg (269 lb)



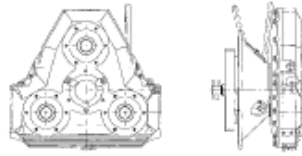
Maximum torque and maximum speed may be limited by clutch option.
Specifications subject to change without prior notice in the interest of continual product improvement.
Contact your local Twin Disc representative for engineering specifications.



With one plate 10" clutch
AM 330 BD 130

With one plate 11" clutch
AM 330 BD 145

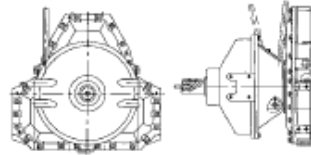
With two plate 11" clutch
AM 330 BD 290



Independent Mount with one plate 10" clutch
AM 330 BDS 130

Independent Mount with one plate 11" clutch
AM 330 BDS 145

Independent Mount with two plate 11" clutch
AM 330 BDS 290



TECHNICAL DATA FOR AVAILABLE CLUTCHES See below for selection procedures

CLUTCH TYPE	SAE SIZE	MAXIMUM	MAXIMUM	POWER	MODEL	WEIGHT
		INPUT TORQUE	SPEED			
		N-m (lbf-ft)	RPM	KW (hp)	kg (lb)	
BD 130	3 or 4	330 (243)	3100	70 (94)	AM 330 BD 130	143 (315)
BD 145	3 or 4	450 (332)	3100	80 (107)	AM 330 BD 145	147 (324)
BD 290	1, 2 or 3	880 (649)	2900	150 (201)	AM 330 BD 290	169 (373)
BDS 130	–	330 (243)	3100	70 (94)	AM 330 BDS 130	174 (384)
BDS 145	–	450 (332)	3100	80 (107)	AM 330 BDS 145	178 (392)
BDS 290	–	880 (649)	2900	150 (201)	AM 330 BDS 290	196 (432)

All clutch engagements to be with prime mover below 1000 RPM. high inertia loads may require use of larger clutch. Contact Twin Disc application engineering department for assistance.

* Applied torque equals 80% or less of maximum input torque.

PUMP DRIVE SELECTION PROCEDURE

- Identify the number and type of hydraulic pumps to be applied.
- Check the maximum torque absorbed by the pump or pumps on each output of the pump drive.
- Check the maximum power/torque entering the pump drive from the prime mover.
- Compare the size of the hydraulic pumps to the selected pump drive installation dimensions to determine if the proper clearance exists to mount the pumps on the pump drive.
- Select the desired input configuration:
 - B – Basic mount, either with drive plate or rubber block drive
 - BD – Engine mounted clutch input
 - BDS – Independently mounted clutch input

If a BD or BDS option is selected, verify that the input speed does not exceed the maximum allowable speed for the clutch and that the applied torque does not exceed 80% of the maximum torque rating of the clutch.
- Verify that the torque value of each output is below the maximum value shown for the chosen pump drive.
- Verify that the input speed does not exceed the maximum input speed shown for the pump drive.
- Select the proper output option for pump adaptation. SAE adapters are available for all pump drives. Other adaptations may be available, contact Twin Disc for non SAE adaptations.
- Identify cooling requirements:
 - Oil operating temperature must not exceed 105°C (221°F) with synthetic oil or 80°C (176°F) with mineral oil.
 - Depending on the input power, application and duty, a cooling system may be necessary.
 - It is advisable to check the oil temperature during the first few hours of work to make sure it does not exceed the maximum temperatures listed.
 - All pump drives (except AM 216 and AM 320) can be equipped with a cooling system consisting of an oil circulating pump mounted on the input shaft on the pump side, and oil/water cooler and required piping and fittings.

Twin Disc, Incorporated reminds users of these products that their safe operation depends on use in compliance with engineering information provided. Users are also reminded that safe operation depends on proper installation, operation and routine maintenance and inspection under prevailing conditions. It is the responsibility of users (and not Twin Disc, Incorporated) to provide and install guards or safety devices which may be required by recognized safety standards or by the Occupational Safety and Health Act of 1970 and its subsequent provisions.

United States of America • Australia • Belgium • France • Italy • Singapore • Switzerland

For nearly a century, we've been putting horsepower to work by designing, engineering and manufacturing rugged-duty industrial products. Our products and our reputation are bolted to the most renowned engine manufacturers and equipment OEMs in the world. Our mission is to make your machines and vehicles more productive, more durable, more operator-friendly, more cost-effective. From design and installation consultation through after-sale support, Twin Disc and its distributors are committed to your business. No one knows more about managing horsepower in more ways than Twin Disc.

TRANSMISSIONS • CLUTCHES • PTOs
PUMP DRIVES • TORQUE CONVERTERS
GEARBOXES • HYDRAULIC PTO PRODUCTS



Twin Disc, Incorporated
Racine, Wisconsin 53403 USA
Phone +1-262-638-4000
Fax +1-262-638-4482
www.twindisc.com

Bulletin-AM330
© 2012, Twin Disc, Incorporated
Printed in the USA - 3/2012

Liite 5

