LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

Konetekniikan koulutusohjelma

Leevi Paajanen

KAKSIFAASIJÄÄHDYTYSJÄRJESTELMÄÄN LIITTYVIEN PUMPPUJEN VERTAILU JA KEHITTÄMINEN SARJATUOTANNNON TARPEISIIN

Työn tarkastajat: Professori Juha Varis

TkT Mika Lohtander

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
Teknillinen tiedekunta
Konetekniikan koulutusohjelma

Leevi Paajanen

Kaksifaasijäähdytysjärjestelmään liittyvien pumppujen vertailu ja kehittäminen kaupalliseen kohteeseen

Diplomityö

2014

72 sivua, 31 kuvaa, 8 taulukkoa ja 1 liitteitä

Tarkastajat: Professori Juha Varis
TkT Mika Lohtander

Hakusanat: kaksifaasijäähdytys, tehoelektroniikka, pumppaus, matala viskositeetti, dielektrisyys

Tehoelektroniikalta vaaditaan nykyään parempaa suorituskykyä entistä pienemmässä tilassa. Tämä luo haasteen riittävälle jäähdytykselle. Eräs ratkaisu on käyttää kaksifaasijäähdytystä, jolla aikaansaadaan tehokas lämmönsiirto komponenttien pinnalta. Lämmönsiirtonesteinä voidaan käyttää kylmäaineita tai muita alhaisessa lämpötilassa kiehuvia nesteitä. Tällaisille nesteille on tyypillistä alhainen höyrynpaine sekä matala viskositeetti. Nämä ominaisuudet tuovat haasteita nesteen pumppaukseen. Tässä työssä tarkastellaan R-134A:ta sekä Novec 7000:ta, perehdytään niiden fysikaalisiin ominaisuuksiin sekä materiaaliyhteensopivuuksiin ja näiden tietojen pohjalta etsitään sopivaa pumpputyyppiä kaksifaasijäähdytysjärjestelmään.

Tehoelektroniikan jäähdytysjärjestelmän pumpun on oltava edullinen muuhun järjestelmään nähden. Tyypillinen kiertopumppu nestejäähdytysjärjestelmässä on pieni keskipakopumppu. Alhaisen kiehumispisteen vuoksi kavitointiriski kasvaa ja tämä voi vahingoittaa pumppua. Myös matala viskositeetti tuo haasteita vuotoherkkyyden kasvamisen myötä, joten mekaanisilla aksiaalitiivisteillä varustetut pumput eivät ole pitkäikäisiä.

Kylmäainejärjestelmiin tarkoitetut pumput ovat arvokkaita, eikä näin ollen sovellu edullisiin jäähdytysjärjestelmiin. Tässä työssä käydään läpi erilaisia pumpputyyppejä, jotka voisivat soveltua pitkäikäiseen pumppaukseen ilman huoltotöitä. Näiden tietojen perusteella kehitetään edullista ja pitkäikäistä pumppua pieniin kaksifaasijäähdytysjärjestelmiin nesteiden fysikaaliset ominaisuudet huomioon ottaen. Kehitetyn pumpun ominaisuuksia ja kustannuksia vertaillaan kaupallisiin ratkaisuihin ottaen huomioon sarjavalmistus. Itse valmistettuna pienelle sisäryntöiselle hammaspyöräpumpulle jää hintaa alle kymmenesosa markkinoilta löytyviin kylmäaineille soveltuviin pumppuun.

ABSTRACT

Lappeenranta University of Technology
Faculty of Technology
Department of Mechanical Engineering

Leevi Paajanen

Comparison and development of pump for two-phase cooling system

Master's Thesis

2014

72 pages, 31 figures, 8 tables and 1 appendix

Examiners: Professor Juha Varis
D.Sc. Mika Lohtander

Keywords: two-phase cooling, power electronics, pumping, low viscosity, dielectricity

Thermal management of power electronics has become an important issue. Component sizes are decreasing and thermal loads are increasing so demands for cooling systems are high. One solution for an effective cooling system is to use two-phase cooling which is more effective in small areas with high thermal load. With two-phase cooling there is a need for special liquids with low boiling point, for example refrigerants or thermal management fluids. These liquids typically have low vapor pressure and low viscosity. These properties have degrading effect to pumping and pumping performance. In this work the design process is based on liquids R-134A and Novec 7000.

In power electronic systems the circulation pump of cooling systems has to be low-price considering the whole system. Typical circulation pump of water cooled system is small centrifugal pump. Liquid used in two-phase cooling system has low boiling point which increases the risk of cavitation and it can affect the efficiency of the pump and lead to pump damage. Also low viscosity of fluid increases leaking with mechanical seal so a pump with long lifetime has to have hermetical sealing.

Pumps designed for refrigerant systems are typically very expensive and large. This master's thesis describes the design process of a new, low-price pump for two-phase cooling system with long life-time. All possibilities are taken in count to choose the right pump type and materials to these liquids. The pump is manufactured and tested during this work. The test results and manufacturing costs are compared to commercial products.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty kaksifaasijäähdytystutkimuksen rinnalla tukemaan järjestelmän kehitystä sekä markkinointia. Haluan kiittää Mika Lohtanderia mielenkiintoisen aiheen tarjoamisesta diplomityökseni. Erityistä mielenkiintoa on herättänyt konkreettinen sovelluskohde työn aiheelle ja vapaus edetä työssä loogisesti. Vaikka työssä on kohdattu monia haasteita, on työ kuitenkin edennyt hyvin. Lisäksi haluan kiittää työkavereitani Antti Jortikkaa ja Tapani Siivoa yhteisistä ideoinneista työhöni liittyen.

Leevi Paajanen
Lappeenrannassa 21.1.2015

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ
ABSTRACT
ALKUSANAT
SISÄLLYSLUETTELO
SYMBOLILUETTELO

1 JOHDANTO 6
1.1 Työn tavoite ja rajaus 6
1.2 Tutkimusmenetelmät 7
2 MAHDOLLISET PUMPPUTYYPIT 8
2.1 Syrjäytyspumput 8
2.2 Keskipakopumput 14
2.3 Elektrohydrodynaamiset pumput 14
3 JÄÄHDYKKEET JA NIIDEN VAIKUTUS PUMPATTAVUUTEEN 17
3.1 Kylmäaine R-134A 17
3.2 Lämmönsiirtoneste 3M™ Novec™ 7000 20
3.3 Jäähdykkeiden aineominaisuuksien vaikutus pumpattavuuteen 22
4 TESTATTAVAN PUMPPUTYYPIN VALINTA 26
4.1 Syrjäytyspumput 26
4.2 Keskipakopumput 28
4.3 Elektrohydrodynaamiset pumput 28
4.4 Yhteenveto soveltuvista pumpuista 29
5 OMAVALMISTEISEN PUMPUN PROTOTYYPIN SUUNNITTELU, VALMISTUS JA KOKOONPANO 31
5.1 Pumpun tiivistäminen 31

5.2 Laakerointi 35

5.3 Hammaspyörät 36

5.4 Valmistus 39

5.5 Novec 7000:lle soveltuvat materiaalit 42

6 PUMPPUJEN TESTAUS 44

6.1 Itse valmistettu sisäryntöinen hammaspyöräpumppu 44

6.2 Ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu 48

7 ITSEVALMISTETUN PUMPUN LUOTETTAVUUDEN JA KOKOONPANON KEHITTÄMINEN 51

7.1 Kokoonpano 52

7.2 Laakerointi 52

7.3 Hammaspyörien geometria 54

8 KUSTANNUKSET ERI PUMPUILLE 55

9 JOHTOPÄÄTÖKSET JA YHTEENVETO 57

9.1 Tulevaisuudessa tehtävä työ 59

LÄHTEET 61

SYMBOLILUETTELO

d	Ulkohammaspyörän keskipisteen ja hampaan pyöristyssäteen etäisyys [mm]
E	Sähkökentän voimakkuus [N/C]
e	Hammaspyörien epäkeskisyys [mm]
e_{lim}	Hammaspyörien epäkeskisyyden raja-arvo [mm]
f_e	Coulombin voima [C]
g	Putoamiskiihtyvyys [m/s^2]
GWP	Ilmastonlämpenemiskerroin
H	Korkeus [mm]
H_{ri}	Imujohdon vastus painekorkeutena [m]
NPSH	Pienin mahdollinen imupaine [m]
ODP	Otsonituhopotentiaali
p_0	Hydrostaattinen paine [Pa]
p_h	Nesteen höyrynpaine [Pa]
q	Varauksen tiheys [C/m]
r_{12}	Hampaan pyöristyssäde [mm]
Z_1	Sisemmän hammaspyörän hampaiden lukumäärä
Z_2	Ulomman hammaspyörän hampaiden lukumäärä
Δp	Paineen nousu [Pa]
P	Nesteen tiheys [kg/m^3]
Δp	Paine-ero [Pa]
ρ	Tiheys [kg/m^3]
ρ_{2max}	Ulomman hammaspyörän hampaan tyven etäisyys keskipisteeseen [mm]
ε	Nesteen permittiivisyys [F/m]

1 JOHDANTO

Nykyään tehoelektroniikkaa halutaan sijoittaa entistä pienempään tilaan. Tämä luo uudenlaisia haasteita jäähdytysjärjestelmille. Jäähdytysjärjestelmiltä vaaditaan energiatehokkuutta, kompaktiutta ja niiden on oltava entistä tehokkaampia ja samalla edullisia. Perinteiset ilma/nestejäähdytykset ovat kookkaita ja uudenlaisia pieneen tilaan mahtuvia tehokkaita jäähdytysratkaisuja kaivataan. Eräs ratkaisu on käyttää kaksifaasista jäähdytystä, jossa jäähdytyselementissä osa nesteestä höyrystetään, jolloin kiertoaineeseen saadaan sitoutumaan enemmän energiaa kuin nestettä lämmittämällä. Väliaineena kaksifaasijäähdytysjärjestelmissä käytetään kylmäainetta tai muuta alhaisessa lämpötilassa höyrystyvää lämmönsiirtonestettä. Tässä työssä tarkastellaan jäähdykkeinä kylmäainetta R-134A sekä lämmönsiirtonestettä 3M™ Novec™ 7000. (Agostini et.al. 2007, s. 1, 11)

Perinteisissä kylmäainejärjestelmissä, kuten lämpöpumpuissa, aineen kierto on toteutettu kompressorin avulla. Tämä on mahdollista, sillä kylmäaine höyrystetään kokonaan ennen kompressoria. Kaksifaasijäähdytysjärjestelmissä höyryn seassa kulkee nestettä, joka vaurioittaisi kompressoria kierron aikana. Tämän takia kompressorin käyttö ei ole mahdollista ja ainoaksi vaihtoehdoksi aktiiviseen kylmäaineen liikuttamiseen kaksifaasijärjestelmissä jää pumpun käyttäminen. Jäähdykkeiden aineominaisuuksista johtuen pumpuksi eivät käy perinteiset pumput ja soveltuvat kemikaalipumput ovat tuhansien eurojen arvoisia. Teollisuudesta löytyvät kylmäainepumput ovat taas tarkoitettu suurempien massavirtojen ja paineiden tuottoon kuin mitä pieni kaksifaasijäähdytys tarvitsee toimiakseen. (Kaappola et.al. 2011, s. 17; Saums 2010, s. 2.)

1.1 Työn tavoite ja rajaus

Kaksifaasijäähdytysjärjestelmän pumpun valmistus/hankintakustannuksien on oltava alhaiset järjestelmään sopivien lämmönsiirtonesteiden korkeamman hinnan vuoksi. Tämän työn tarkoituksena on löytää valmis kaupallinen ratkaisu, testata sitä ja verrata sitä itse valmistettuun pumppuun hinnan ja pumppausominaisuuksien osalta. Kaksifaasijäähdytystä tutkinut Saums toteaa tutkimuksissaan, että markkinoilta ei löydy suoraan kohteeseen sopivaa pumppua (Saums 2010, s. 2).

Työn aikana rakennetaan pumppujen testausta varten testipenkki, jonka avulla testataan sekä itse kehitetyn että kaupallisten pumppujen paineentuottokykyä, tuottoa, paineenkestoa ja luotettavuutta jäähdykkeiden kanssa. Testipenkki mitoitetaan niin, että sillä voidaan testata 0,5 MW invertterin vaatimaa pumppua.

Työn aikana vertaillaan eri pumpputyyppien soveltuvuutta lähtötietoina oleville nesteille sekä kaupallisten pumppujen hintoja omavalmisteiseen pumppuun. Työssä kehitetään ainoastaan kaksifaasijäähdytysjärjestelmän kiertoaineen pumppausta, sen energiatehokkuutta ja kokoonpantavuutta. Pumpputyypeistä käsitellään jo olemassa olevia, tunnettuja pumpputyyppejä sekä sivutaan potentiaalisia uusia prosessiin soveltuvia pumppausmenetelmiä. Työssä testataan omavalmisteisen pumpun lisäksi yhtä kaupallista tuotetta.

1.2 Tutkimusmenetelmät

Työn alussa käydään läpi erilaisia pumpputyyppejä ja selvitetään niiden toimintaperiaatteet. Tämän jälkeen selvitetään R-134A:n ja Novec 7000:n aineominaisuudet ja etsitään materiaaleja, jotka ovat yhteensopivia jäähdykkeiden kanssa sekä selvitetään mitä materiaaleja on vältettävä. Tämän jälkeen pohditaan jäähdykkeiden eri aineominaisuuksien vaikutuksia pumpattavuuteen ja pumpuilta vaadittuihin erityispiirteisiin. Edellä mainittujen tietojen pohjalta tarkastellaan eri pumpputyyppien toimivuutta ja valitaan toimivimmat pumpputyypit.

Pumpputyypin valinnan lisäksi pumpun laakerointiin ja tiivistämiseen on kiinnitettävä erityistä huomiota. Ennen oman pumpun valmistusta perehdytään eri menetelmiin, joilla pumppu saadaan tiiviiksi. Lisäksi pumppujen laakerityyppejä käydään läpi ja pohditaan oikean laakerityypin valintaa jäähdykkeiden aineominaisuuksien pohjalta. Näiden tietojen pohjalta suunnitellaan ja valmistetaan pumppu, joka soveltuu kaksifaasijäähdytysjärjestelmän pumpuksi. Ennen pumpun valmistusta valitaan pumpulle oikeat materiaalit riippuen käytettävästä jäähdykkeestä. Tämän jälkeen työssä kuvataan pumpun suunnittelun lähtökohdat ja valmistusvaiheet sekä käydään läpi pumppuun sekä materiaaleihin tarvittavat muutokset, mikäli jäähdykettä vaihdetaan.

Pumpun testaus kuvataan tarkasti ja kerrotaan testin aikaisia sekä jälkeisiä huomioita. Havaittujen ongelmien pohjalta pohditaan keinoja kehittää pumppua. Havaintojen pohjalta pohditaan uuden pumpun rakenneta ja toimivuutta sekä käyttöiän parantamista. Lisäksi omavalmisteisen ja kaupallisen pumpun kustannuksia vertaillaan keskenään.

2 MAHDOLLISET PUMPPUTYYPIT

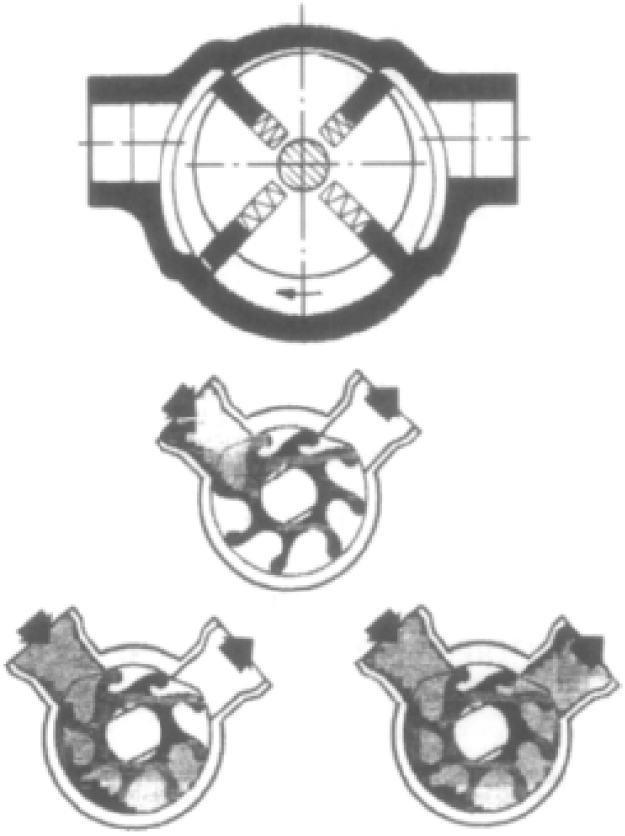
Oikean pumpputyypin löytäminen on oleellinen osa kaksifaasijäähdytysjärjestelmän toimivuuden kannalta. Pumpun on oltava luotettava, pienikokoinen sekä energiatehokas. Lisäksi pumpun on tuotettava sellainen paine-ero kanaviston yli, jotta massavirta pysyy riittävänä kanaviston kuivumisen estämiseksi. Liikkuvien osien minimointi lisää pumpun luotettavuutta huomattavasti. Seuraavassa käydään läpi perinteisten ja hieman erikoisempien pumppujen perusperiaatteen.

2.1 Syrjäytyspumput

Syrjäytyspumput siirtävät nimensä mukaisesti tietyn määrän nestettä kierroksen aikana. Syrjäytyspumput muodostavat imupuolelle tietyn tilavuuden ja siirtävät sen painepuolelle suljetussa tilassa. Käytännössä syrjäytyspumppujen komponenttien välillä tapahtuu aina mekaaninen kosketus. (Nesbitt 2006, s. 31)

Siipipumppuja voi olla toteutettu joko jäykillä, liukuvilla siivillä tai joustavilla siivillä (kuva 1). Jäykkäsiipisessä siipipumpussa roottorissa on koloja, joissa siivet pääsevät liikkumaan. Roottori on sijoitettu runkoon epäkeskisesti, jolloin roottorin pyöriessä siivet liukuvat edestakaisin aiheuttaen muuttuvatilavuuksisen tilan rungon ja roottorin väliin. Siivet liikkuvat ulkokehälle jousien voimasta, hydraulisen paineen avulla tai keskipakovoiman avulla. (Nesbitt 2006, s. 37)

Kuten jäykkäsiipisessä siipipumpussa, joustavasiipisessä siipipumpussa roottori on myös sijoitettu epäkeskisesti runkoon nähden. Siivet ovat joustavia, jolloin niiden ei tarvitse liukua roottoriin nähden. Tilavuuden muutos roottorin ja rungon välillä aiheuttaa paine-eron nesteeseen. (Nesbitt 2006, s. 37)



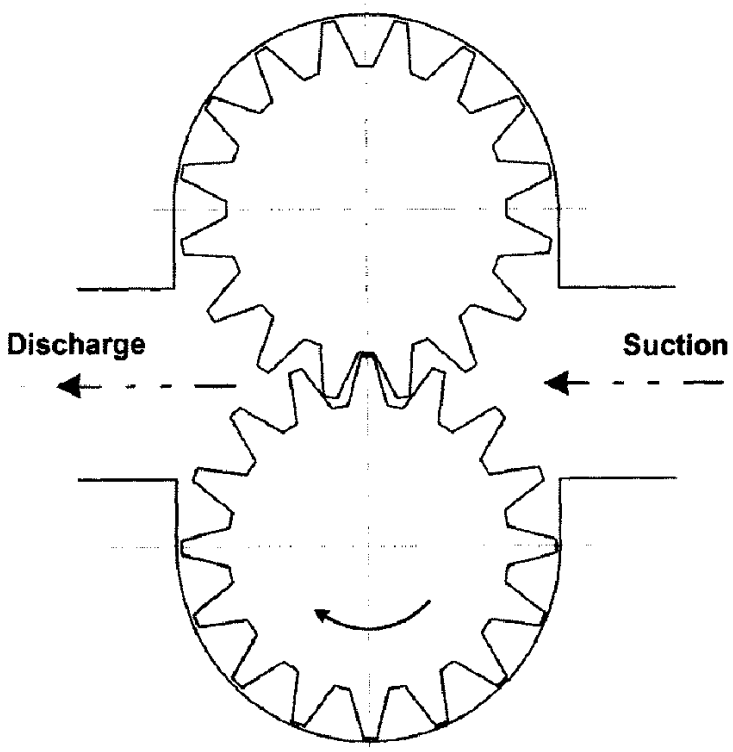
Kuva 1. Jäykkäsiipinen siipipumppu yllä ja joustavasiipinen siipipumppu alla. (Nesbitt 2006, s. 37)

Hammaspyöräpumput koostuvat yleensä kahdesta hammaspyörästä. Toinen on kytketty akselin välityksellä moottoriin, joka pyörittää pumppua. Toinen ratas pyörii vetävän rattaan välityksellä. Rattaiden pyöriessä hampaiden väliin muodostuu liikkuva tilavuus, joka liikuttaa nestettä imupuolelta painepuolelle. (Nesbitt 2006, s. 32)

Hammaspyöräpumput ovat laakeroitu perinteisesti liukulaakereilla. Laakerit sijaitsevat nestetilassa, joten niiden kestoikä riippuu pumpattavan nesteen voiteluominaisuuksista. Hammaspyöräpumput eivät yleensä sovellu suoraan kuivien nesteiden pumppaamiseen ilman lisättyä voiteluainetta. Materiaalivalinnoilla voidaan vaikuttaa pumpun kestoikään nesteen voiteluominaisuuksien ollessa huonoja. (Nesbitt 2006, s. 32)

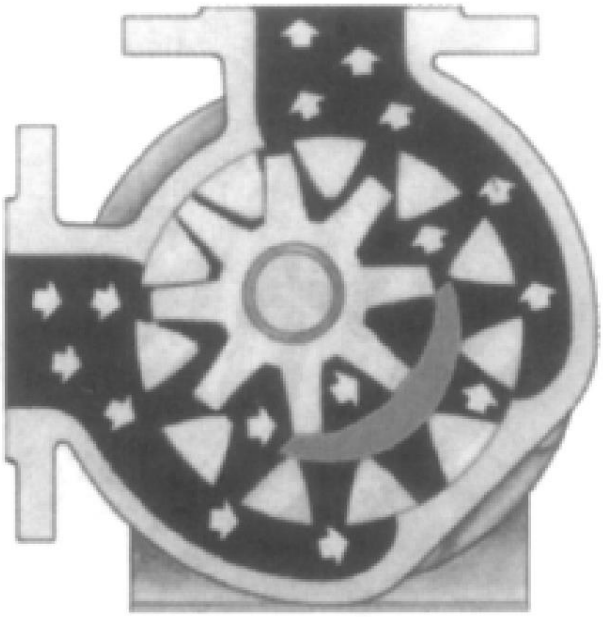
Hammaspyöräpumput voidaan jakaa sisä- ja ulkoryntöisiin hammaspyöräpumppuihin. Ulkoryntöisessä hammaspyöräpumpussa on kaksi ulkoisesti hammastettua ratasta (kuva 2).

Toinen ratas on kytketty akselin välityksellä moottoriin, joka pyörittää pumppua. Toinen ratas pyörii vetävän rattaan välityksellä. Rattaiden pyöriessä rattaiden ja rungon väliin jäävä tilavuus liikuttaa nestettä imupuolelta painepuolelle. (Nesbitt 2006, s. 32)

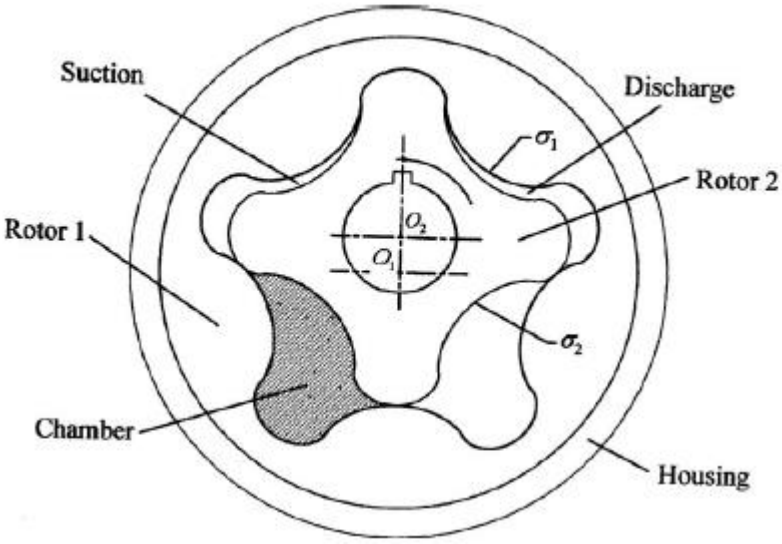


Kuva 2. Ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu. (Nesbitt 2006, s. 138)

Sisäryntöinen hammaspyöräpumppu on yleinen autoteollisuudessa erilaisten nesteiden pumppaamisessa (Hsieh 2007, s. 1). Siinä on pienempi ulkoisesti hammastettu hammaspyörä, joka pyörii suuremman, sisäisesti hammastetun hammaspyörän sisällä (kuva 3). Pumppu saa käyttövoimansa sisemmän hammaspyörän akselille kytketystä moottorista. Kun hammaspyörät laakeroidaan epäkeskisesti, hampaiden väliin jää tiivis tila, joka liikuttaa nesteen imupuolelta painepuolelle. Sisemmän ja ulomman hammaspyörän välissä voi olla erotin, joka tiivistää hampaiden välit. Sisäryntöinen hammaspyöräpumppu voi olla myös gerotor - tyyppinen, jolloin ulommassa hammaspyörässä on vain yksi hammas enemmän kuin sisemmässä (kuva 4). (Nesbitt 2006, s. 32; Hsieh 2007, s. 1)



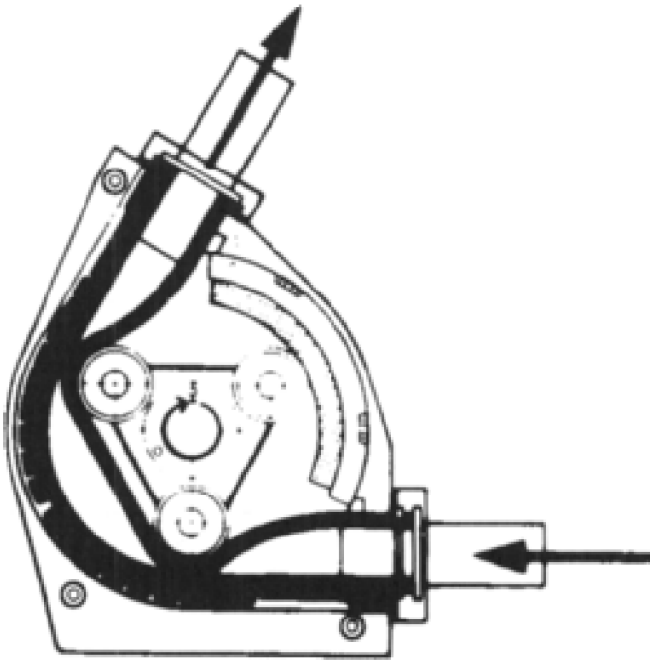
Kuva 3. Sisäryntöinen hammaspyöräpumppu. . (Nesbitt 2006, s. 33)



Kuva 4. Gerotor-pumppun toimintaperiaate. (Hsieh 2007, s. 2)

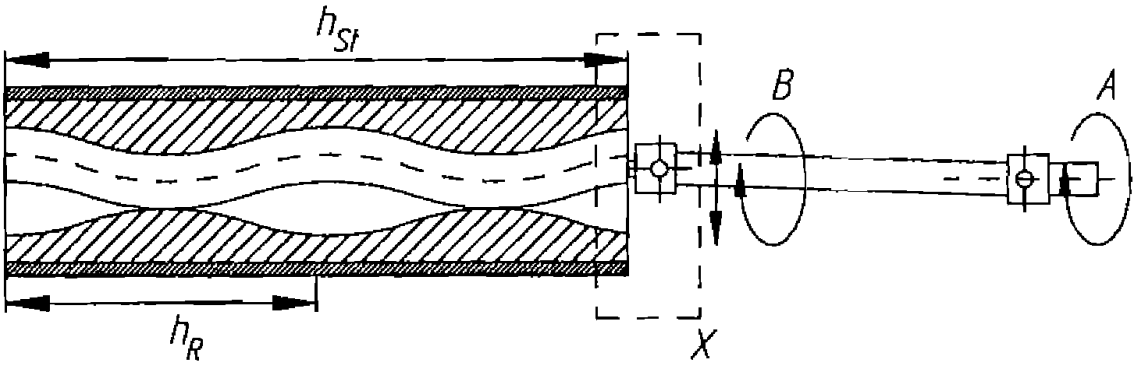
Letkupumput perustuvat joustavaan letkuun, jota puristetaan mekaanisesti pyörivällä rullastolla (kuva 5). Pumppu siirtää nestettä kierroksen aikana letkun sisällä rullien väliin jäävän tilavuuden verran. Letkupumppu ei vaadi dynaamisia tiivisteitä, sillä neste on letkun sisällä pumppauksen aikanakin. Kuitenkin letku itsessään joutuu dynaamisen rasituksen alaiseksi ja voi murtua pitkäaikaisessa käytössä. Kammio, jossa rullat sijaitsevat, voidaan täyttää joko glykolilla tai glyserolilla. Tämä auttaa jäähdyttämään

pumppua ja voitelee rullia ja letkua lisäten pumpun käyttöikää. . (Nesbitt 2006, s. 38-39, 49)



Kuva 5. Letkupumpun toimintaperiaate. (Nesbitt 2006, s. 38)

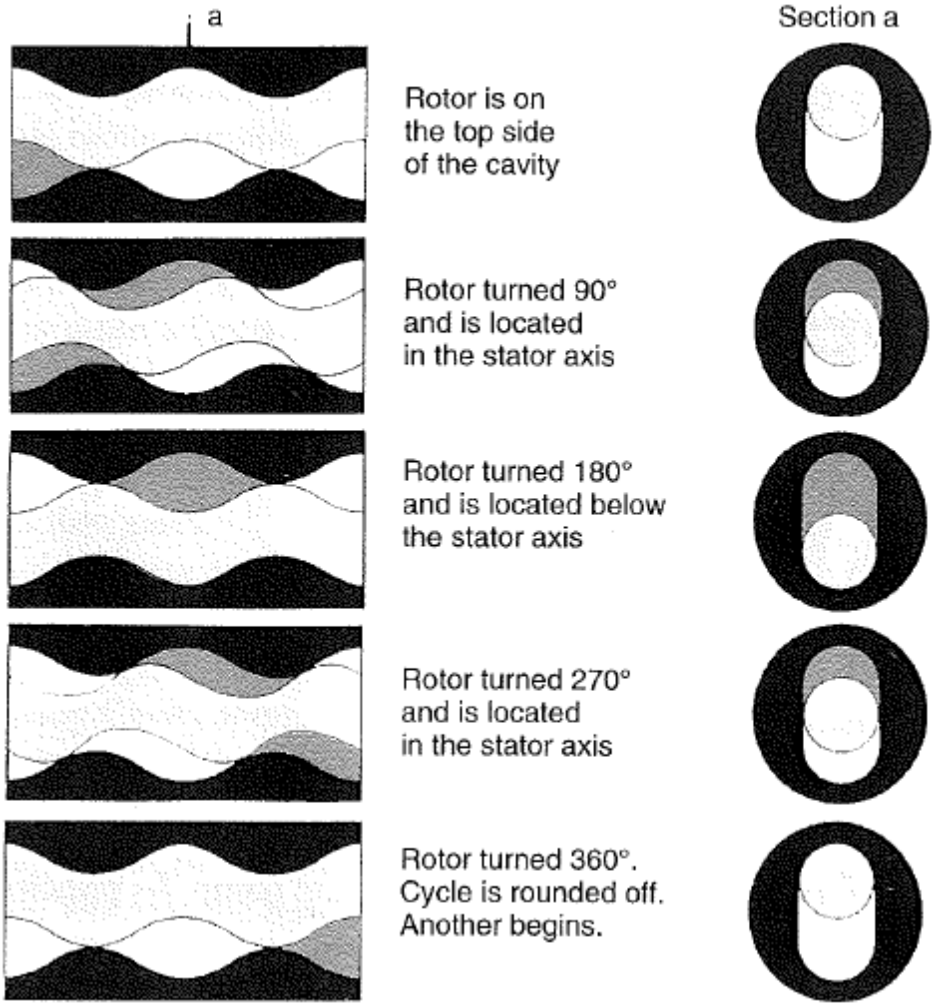
Epäkeskoruuvipumput perustuvat kahden sisäkkäisen kierteisen osan liikkeeseen. Ulkopuolisessa staattorissa on yksi kierre enemmän kuin sisemmässä roottorissa, jolloin hampaiden väliin jää nestettä kuljettava tila. Ulompi staattori pysyy paikallaan ja sisempi roottori pyörii akselin välityksellä (kuva 6). (Cholet 1997, s. 7-8)



Kuva 6. Epäkeskoruuvipumpun rakenne. (Vetter 1995, s. 49)

Roottorin pyöriessä nestettä kuljettavan tilan tilavuus ei muutu ja neste siirtyy pumpun toisesta päästä toiseen päähän lähes pulssittomasti (kuva 7). Kuvasta 7 nähdään myös, että

roottorin pää liikkuu yläasennosta alaasentoon, joten moottorilta roottorille tarvitaan kaksinivelinen kardaani, joka mahdollistaa liikkeen. (Cholet 1997, s. 8)

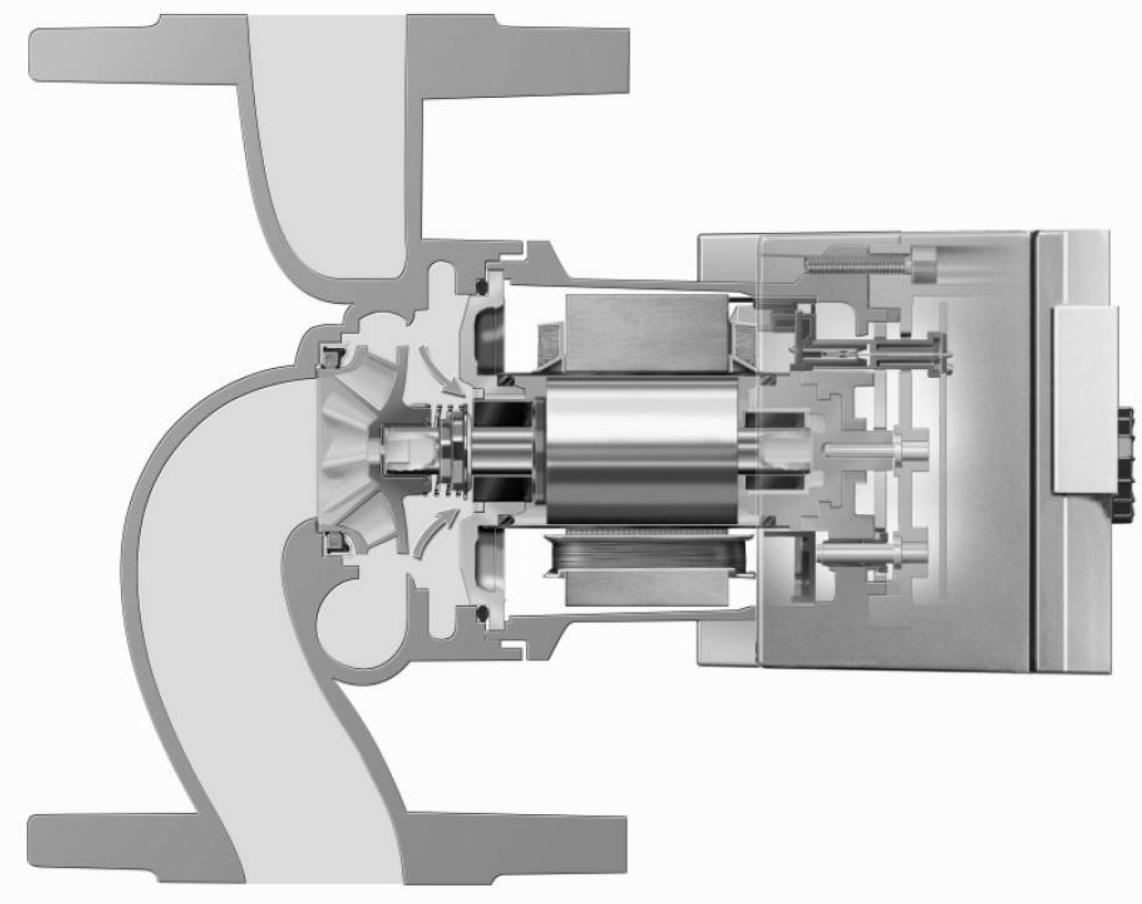


Kuva 7. Epäkeskoruuvipumpun toimintaperiaate. (Cholet 1997, s. 8)

Roottorin materiaali riippuu pumpun käyttökohteesta. Roottorin on oltava kulutusta kestävä ja luja, jos pumpulla pumpataan nestettä, joka sisältää abrasiivisia partikkeleita. Se valmistetaan yleensä teräksestä ja pinnoitetaan kulutusta kestävällä materiaalilla, esimerkiksi kovakromilla. Kitkan pienentämiseksi roottori voidaan pinnoittaa myös PTFE:llä, jonka kitkakerroin on vastamateriaalista riippuen n. 0,04 (Etra, 2013). Staattori valmistetaan elastomeerista, jolloin mahdollistetaan myös karkeapartikkelisen nesteen pumppaus. (Cholet 1997, s. 15)

2.2 Keskipakopumput

Keskipakopumppu rakentuu kuoresta, laakeroinnista, akselista sekä juoksupyörästä (kuva 8). Moottorin teho välitetään akselin välityksellä juoksupyörälle, jonka geometrinen muotoilu aikaansaa nesteelle nopeuskomponentin juoksupyörän kehän tangentin suuntaan. Tällöin nesteelle aiheutuu staattinen paine, joka purkautuu kuoren muotoilun ansiosta poistokanavaan. Kun neste poistuu juoksupyörän kehältä, muodostuu alipaine juoksupyörän keskelle ja uutta nestettä virtaa imukanavaa pitkin juoksupyörälle. (Gülich 2010, s. 39)



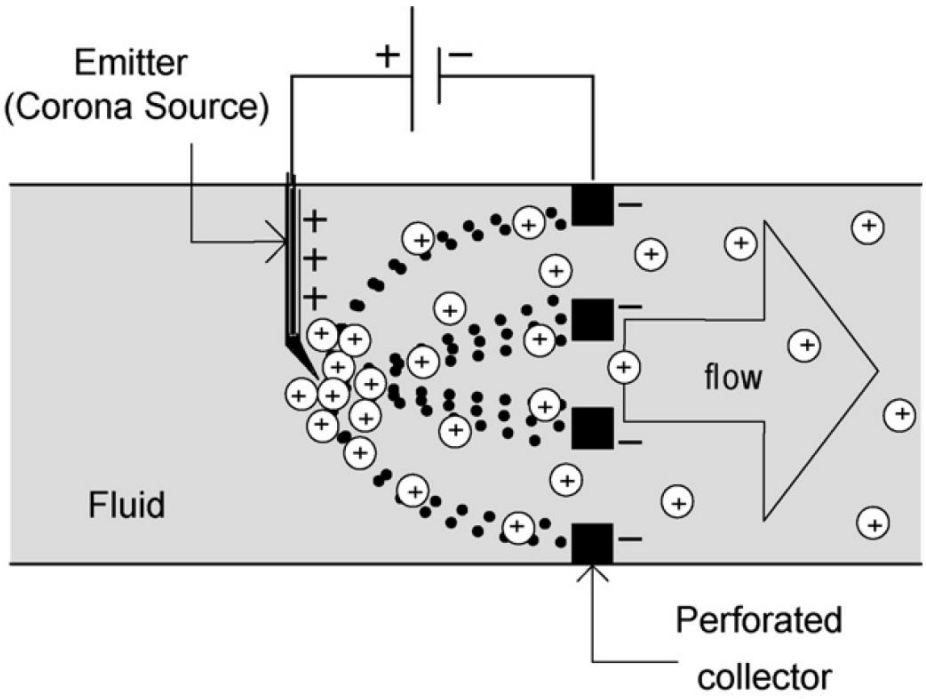
Kuva 8. Keskipakopumpun toimintaperiaate. (Gülich 2010, s. 53)

2.3 Elektrohydrodynaamiset pumput

Elektrohydrodynaaminen (EHD) ilmiö perustuu sähkökentän ja nesteen virtauksen vuorovaikutukseen. Virtaus syntyy, kun dielektriseen nesteeseen aikaansaadaan varauksia ja se altistetaan epähomogeenisen sähkökentän vaikutukselle. Sähkökentän aiheuttamaa voimaa kutsutaan Coulombin voimaksi. EHD pumppu toimii näin ollen ilman liikkuvia

osia ja on tällöin värinätön, eikä mekaanista kosketusta tapahdu osien välillä. EHD pumppu soveltuu sekä yksifaasisille että kaksifaasisille virtauksille. EHD pumppaus voidaan jakaa kolmeen osaan: induktiopumppaus, ioni-injektiopumppaus sekä konduktiopumppaus. (Seyed-Yagoobi 2005, s. 861-862; Raghavan et.al. 2008, s. 287)

Ioni-injektiopumppauksessa dielektriseen nesteeseen syötetään suoraan positiivinen sähkövaraus koronalähteen kautta (kuva 9). Syntyneen sähkökentän vaikutuksesta ionit kulkeutuvat poispäin koronalähteestä kollektoria kohti ja ottavat mukaansa nesteen molekyylejä synnyttäen massavirran. Ioni-injektiopumppaus tarvitsee kuitenkin melko korkean jännitteen (100 kV/cm) toimiakseen. Ionien muodostaminen heikentää pitkällä aikavälillä pumpattavan nesteen sähköisiä ominaisuuksia. (Raghavan et.al. 2008, s. 288; Seyed-Yagoobi 2005, s. 863)

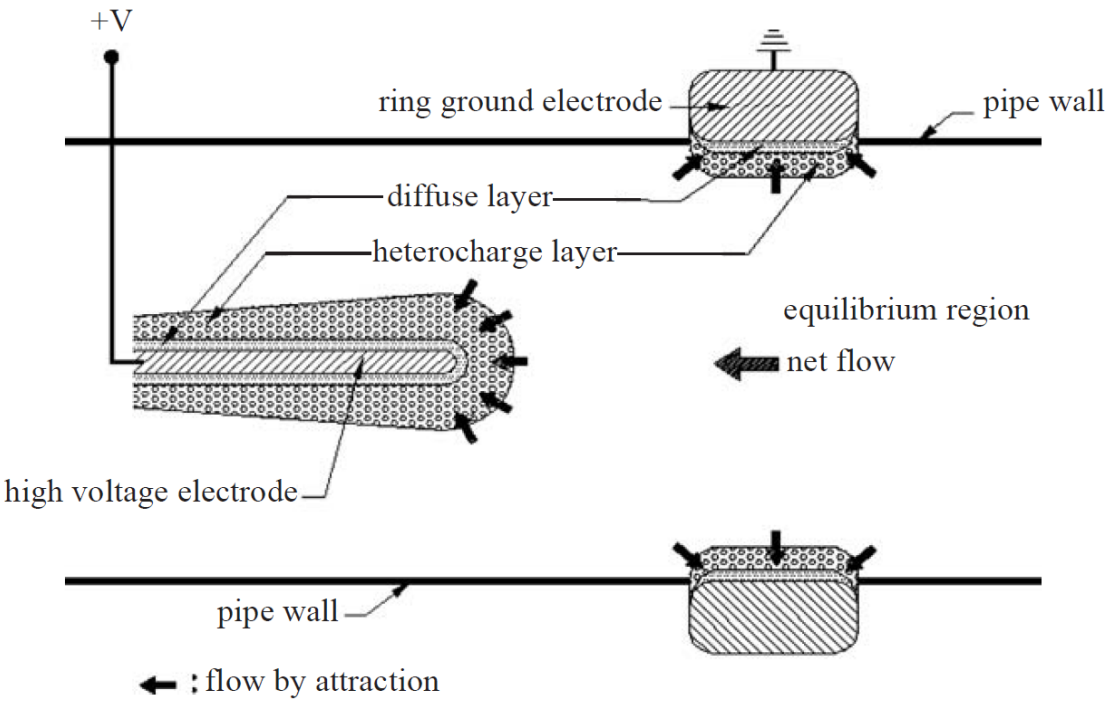


Kuva 9. Ioni-injektiopumpun toimintaperiaate. (Raghavan 2008, s. 288)

Kuten ioni-injektiopumppaus, induktiopumppauskin perustuu Coulombin voimaan. Molekyylit hajotetaan positiivisiksi ja negatiivisiksi ioneiksi joko järjestetyllä lämpökuormalla tai faasimuutoksella. Tällöin aikaansaadaan vetovoima matalataajuisessa vaihtovirtasähkökentässä. Induktiopumppaus ei näin ollen sovi isotermiselle nestekierrolle.

Myös sähkön matalataajuisuus tekee induktiopumppauksen vaikeakäyttöiseksi. (Capriotti et al. 2013, s. 4; Al Dini 2005, s 12)

Konduktiopumppauksessa maadoitettu rengas luo ioneja, joita korkeajännitteinen elektrodi vetää puoleensa. Elektrodien pintaan kerääntyy ohut kerros elektroneja, joilla on vastakkainen napaisuus kuin viereisellä elektrodilla. Elektronikerroksen ja elektrodien välinen vetovoima aiheuttaa nesteen liikkeen kohti elektrodeja (kuva 10). Nesteen liike rengaselektrodia kohti kumoutuu lähes kokonaan geometrisen symmetrisyyden ansiosta. (Seyed-Yagoobi 2005, s. 865)



Kuva 10. Konduktiopumpun toimintaperiaate. (Seyed-Yagoobi 2005, s. 865)

3 JÄÄHDYKKEET JA NIIDEN VAIKUTUS PUMPATTAVUUTEEN

Jäähdytettävän sovelluskohteen jäähdykkeen valintaan on monia perusteita. Kaksifaasijäähdytysjärjestelmässä on tärkeää luoda nesteelle olosuhteet, jossa se saadaan höyrystymään osittain jäähdytyselementissä. Tämä rajoittaa soveltuvat nesteet sellaisiin, jotka kiehuvat sopivassa lämpötilassa. Myös riittävä latentti lämpö on tärkeää, jotta massavirrat voidaan pitää pieninä. Pumpun eri osien on kestettävä jäähdykkeitä liukenematta tai reagoimatta jopa vuosia. Kestävyyden lisäksi 2000 - luvulla jäähdykkeiden ympäristövaikutukset ovat myös merkittävässä roolissa jäähdykettä valittaessa. Tässä työssä perehdytään kylmäaineeseen R-134A sekä lämmönsiirtonesteeseen 3M™ Novec™ 7000.

3.1 Kylmäaine R-134A

Kylmäaine R-134A (1,1,1,2 - tetrafluoroeteeni) on dielektrinen neste, joka on kehitetty korvaamaan kylmäaineita CFC ja HCFC ilmastointi- ja kylmäainesovelluksissa. Se on olennaisesti vähemmän myrkyllinen ja yhtä energiatehokas kuin CFC-12. (Genetron 2006, s. 3)

Kylmäaineen R-134A fysikaalisia ominaisuuksia on esitetty taulukossa 1. Alhaisen kiehumispisteensä takia kaksifaasijäähdytyksessä on käytettävä korotettua painetta, jotta neste kiehuisi osittain jäähdytyselementissä. Liitteessä 1 on esitetty R-134A :n paine - entalpia - piirros, josta voidaan lukea huoneenlämmössä toimivan jäähdytyksen tarvitsema paine, 5-8 bar. Viskositeetti R-134A :lla on yli viisi kertaa alhaisempi veteen verrattuna. Alhainen viskositeetti voi aiheuttaa ongelmia dynaamisten tiivisteiden kanssa, joten hermeettinen kotelointi kylmäainepumpulle vähentää kylmäaineen vuotoa ilmakehään. (Genetron 2006, s. 3; Valtanen 2010, s. 320; Maclaine-cross 1996, s. 1-2)

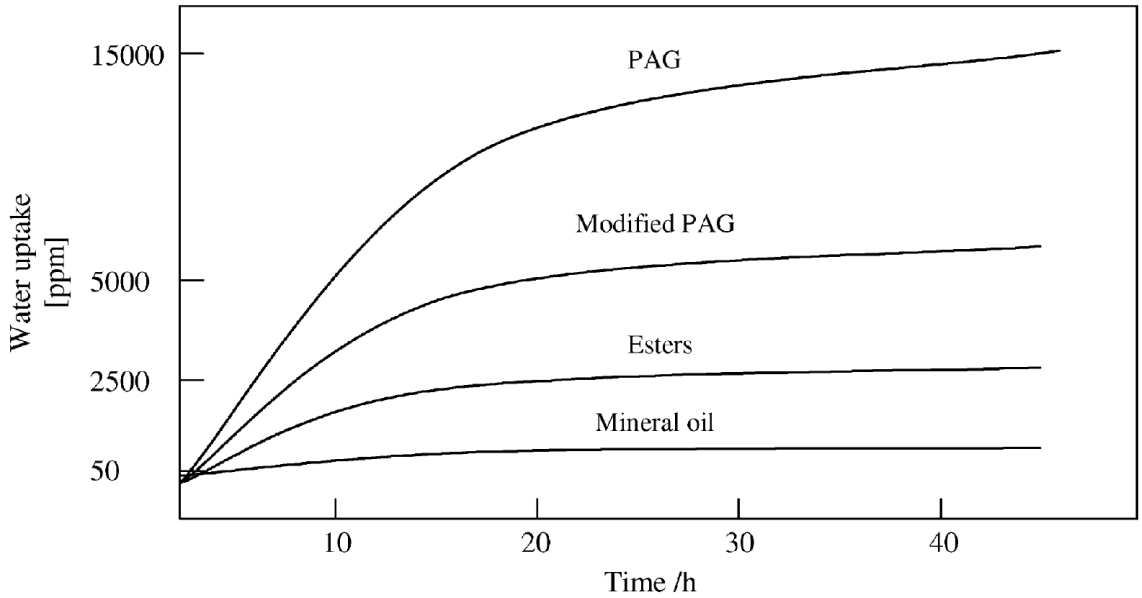
Taulukko 1. Kylmäaineen R-134A fysikaalisia ominaisuuksia. (Genetron 2006, s. 3)

Kemiallinen nimi	1,1,1,2 - tetrafluoroeteeni (R-134A)
Molekyylikaava	CH_2FCF_3
Kiehumispiste	-25,9 °C
Jäätymispiste	-96,6 °C
Nesteen tiheys	1207 kg/m3
Nesteen viskositeetti	194,9 µPa·sec
Otsonituhopotentiaali (ODP)	0
Ilmastonlämpenemiskerroin (GWP)	1300
Nesteen lämpökapasiteetti	1,425 kJ/kgK
Nesteen lämmönjohtavuus	0,0811 W/mK
Höyryn lämmönjohtavuus	13,8 W/mK
Latentti lämpö	180 kJ/kg
Ominaislämpö	1432 J/kgK
Höyryn paine	665,0 kPa
Dielektrisyyskerroin	9,51
Dielektrinen hitaus	18 kV/mm

R-134A:n ODP (ozone depletion potential) on nolla, joten se ei vahingoita ilmakehän otsonikerrosta. Kuitenkin R-134A:n GWP (global warming potential) on melko korkea, 1300, joten lähitulevaisuudessa R-134A syrjäytetään uusilla kylmäaineilla, kuten R-152:llä ja R-32:llä. (Bolaji 2010, s. 1-2)

Kylmäaineen R-134A kanssa käytetään voiteluaineina polyalkeeniglykolia (PAG) sekä polyoliesteriä (POE). PAG on hyvin voiteleva, mutta herkkä absorboimaan kosteutta (kuva 1). Kosteudesta voi syntyä ongelmia märkämoottorin kanssa, sillä nesteestä tulee lievästi sähköä johtavaa. Kosteus voi aiheuttaa myös korroosio-ongelmia sekä jääkiteiden muodostumista. (Marsh 2002, s. 321)

POE on ympäristöystävällinen (biohajoava) voiteluaine, joka voidaan valmistaa uusiutuvista luonnonvaroista. POE ei ole niin herkkä absorboimaan kosteutta PAG:iin verrattuna (kuva 11). Tarpeeksi suuri määrä kosteutta voi aiheuttaa korkeassa lämpötilassa puristuksen aikana estereiden hajoamisen alkoholeiksi. Tämä voi muuttaa jäähdytysaineen jäähdytysominaisuuksia heikentäen suorituskykyä. (Marsh 2002, s. 322)



Kuva 11. Eri voiteluaineiden kosteudenottokyky. (Marsh 2002, s. 322)

Kylmäaine R-134A on stabiili useimpien metallien kanssa. Stabiiliutta on testannut muun muassa Genetron lämmittämällä kylmäaine/voiteluaine-seosta eri metallien kanssa ja pitämällä lämpöä yllä 14 päivää. Testissä käytettiin voiteluaineina PAG:ta tai POE:ta. R-134A ei reagoinut kupariin, teräkseen eikä alumiiniin kummankaan voiteluaineen kanssa. Kuitenkin käyttöturvallisuustiedotteen mukaan on vältettävä kosketusta magnesiumin sekä yli 2 % magnesiumia sisältävien seosten kanssa. R-134A:n yhteensopivuus polymeerien ja muovien kanssa on esitetty taulukossa 2. Taulukon data on suuntaa antava, ja käytettävän materiaalin yhteensopivuus riippuu sen kemiallisesta kaavasta sekä historiasta. (DuPont^{tm} Suva 2004, s.4; Unitor 2011, s. 4; Genetron 2006, s. 7)

Taulukko 2. Polymeerien ja muovien yhteensopivuus kylmäaineen R-134A kanssa. S = sopii, E = ei sovi, So = sopii tietyin edellytyksin, Se = ei sovi tietyin edellytyksin (Genetron 2006, s. 7)

Materiaali	R-134A	R-134A + PAG	R-134A + POE
Etyleeni propyleeni dieeni terpolymeeri	S	S	S
Etyleeni propyleeni kopolymeeri	S	S	S
Polykloorisulfonieteeni	S	Se	Se
Polyisopreeni	S	So	E
Kloorattu polyeteeni	So	So	Se
Neopreeni	S	S	S
Epikloorihydriini	S	So	Se
Silikoni	Se	S	So
Poluuretaani	S	E	So
Nitriili	So	So	So
H-NBR	S	So	S
Butyyli kumi	S	S	So
Luonnon kumi	So	E	E
Polysulfidi	S	E	E
Nailon	S	So	So
PTFE	S	S	S
PEEK	S	S	S
ABS	S	E	E
Polypropyleeni	So	So	S
Polyfenyleenisulfidi	So	E	So
Polyeteenitereftalaatti	S	E	S
Polysulfoni	S	Se	S
Polyimidi	S	Se	So
polyeetteri-imidi	S	So	S
Polyftaaliamidi	S	E	E
Polyamidi-imidi	S	S	S
Asetaali	S	E	E
Fenoli	S	S	So
Epoksi	S	S	S

3.2 Lämmönsiirtoneste 3M™ Novec™ 7000

3M™ Novec™ 7000 (1-metoksiheptafluoripropaani) on ympäristöystävällinen lämmönsiirtoneste, jonka kiehumispiste on huomattavasti korkeampi verrattuna R-134A:han. Kuten R-134A, myös Novec 7000 on dielektrinen neste. (3M 2009, s. 1)

Novec on ympäristöystävällisempi aine verrattuna R-134A :han. Sen ODP on nolla, kuten R-134A:llakin, mutta GWP on vain 370. Novec:n käsittely on myös huomattavasti helpompaa, sillä se on huoneenlämmössä ilmakehän paineessa nestemäisessä tilassa, eikä sen vuoksi haihdu välittömästi avonaisesta astiasta. Voimakkaan haihtumisen vuoksi käsittelyssä on oltava tarkkana. Tätä voidaan estää pitämällä neste kylmässä ennen käsittelyä. (3M 2009, s. 1; Zaib 2013)

Taulukko 3. Lämmönsiirtonesteen 3M™ Novec™ 7000 fysikaalisia ominaisuuksia. (3M 2009, s. 2)

Kemiallinen nimi	1-metoksiheptafluoripropaani (Novec 7000)
Molekyylikaava	$C_2F_9OCH_3$
Kiehumispiste	34 °C
Jäätymispiste	-122,5 °C
Nesteen tiheys	1400 kg/m3
Nesteen viskositeetti	320 µPa·sec
Otsonituhopotentiaali (ODP)	0
Ilmastonlämpenemiskerroin (GWP)	370
Nesteen lämmönjohtavuus	0,075 W/mK
Latentti lämpö	142 kJ/kg
Ominaislämpö	1300 J/kgK
Höyryn paine	64,6 kPa
Dielektrisyyskerroin	7,4
Dielektrinen hitaus	40 kV/mm

Taulukossa 3 on esitetty Novec 7000:n fysikaalisia ominaisuuksia. Kaksifaasijäähdytyksen kannalta on olennaista nesteen olomuoto lähellä huoneenlämpötilaa. Kiehumispisteen ollessa 34 °C voidaan nesteen paine pitää lähellä ilmakehän painetta ja näin ollen pumppuun sekä pumpun kuoreen kohdistuvat rasitukset jäävät pienemmiksi. Novec:n viskositeetti on noin kolmasosa veden viskositeetista. Kuten R-134A:lla, voi myös Novec:n kanssa ilmetä tiiveysongelmia alhaisen viskositeetin vuoksi. (3M 2009, s. 1)

Zaibin mukaan Novecin kanssa ei ole tunnetusti käytetty voiteluaineita pumppaamisen helpottamiseksi. Sairaaloissa on käytetty silikoniöljyä Novecin seassa puhdistussovelluksissa, jossa silikoniöljy jättää puhdistettavaan kohteeseen liukkaan

pinnan. Silikoniöljyn lisääminen Novecin sekaan ei ole mahdotonta pumpun käyttöiän nostamiseksi, mutta asiaa ei ole tutkittu enempää. (Zaib 2013)

Novec:lla ei ole yhteensopivuusongelmia useimpien metallien kanssa. Staattisissa olosuhteissa kovat koneenrakennuspolymeerit, kuten PTFE ja PEEK, kestävät Novec:a. Taulukossa 4 on esitetty eri materiaalien soveltuvuutta Novec:n kanssa. Pitkäaikaisessa kosketuksessa ja virtaavissa olosuhteissa Novec alkaa kuitenkin liuottaa ja haurastuttaa fluorinoituja polymeerejä, kuten esimerkiksi PTFE:tä. (3M 2009, s. 5; Zaib 2013)

Taulukko 4. Staattisissa olosuhteissa Novec:n kanssa yhteensopivat materiaalit. (3M 2009, s. 5)

Metallit	Polymeerit
Ruostumaton teräs	Polypropyleeni
Messinki	Polyetyleeni
Kupari	Nailon
Alumiini	Polyasetyyli
	PEEK
	PTFE

Pumpun osina näin ollen ei voida käyttää fluoripolymeerejä sisältäviä materiaaleja virtaavan nesteen vuoksi. Tiivisteinä sen sijaan voidaan käyttää lähes kaikkia kumeja, paitsi silikonikumia. Muun muassa EPDM ja nitriilikumi sopii hyvin tiivistemateriaaliksi. (Zaib 2013)

3.3 Jäähdykkeiden aineominaisuuksien vaikutus pumpattavuuteen

Koska pumpattavana jäähdykkeenä on perinteisistä jäähdykkeistä poikkeavia aineita, on syytä vertailla eri aineominaisuuksien vaikutusta eri pumppuihin. Taulukossa 5 luetellaan R-134A:n ja Novec:n aineominaisuuksia ja arvioidaan niiden vaikutusta eri pumpputyyppien toimivuuteen. Arviossa käytetään apuna erilaisia taulukoita aineominaisuuksista sekä kirjallisuutta eri pumpputyypeistä ja ko. pumpun laskukaavoja.

Taulukko 5. Arvio aineominaisuuksien vaikutuksista pumpputyyppien toimintaan. 2 = vaikuttaa merkittävästi, 1 = vaikuttaa osittain, 0 = ei vaikuta merkittävästi. - merkityt riippuvaisia jäähdykkeestä.*

R-134A / 3M™ Novec™ 7000*	Tiheys	Kiehumispiste	Viskositeetti	Höyryn paine	Dielektrisyyskerroin	Dielektrinen hitaus	Materiaaliyhteensopivuus	Itsevoiteleevuus	Virtauksen epätasaisuus
Keskipakopumppu	2	2	2	2	0	0	1	1	0
Hammaspyöräpumppu	0	1	2	1	0	0	1/2*	2	1
Elektrohydronynaaminen pumppu	1	0	1	0	2	2	1	0	0
Epäkeskoruuvipumppu	0	1	2	1	0	0	2	2	0
Siipipumppu	0	1	2	1	0	0	2	2	1
Letkupumppu	0	0	1	0	0	0	2/1*	0	2

Keskipakopumpun toimintaperiaatteesta johtuen tiheydellä on merkitystä pumpun nesteelle aiheuttamaan paineennousuun. Kaavan 1 mukaan tiheys kuitenkin kumoaa pumpun tuottaman paineen nousun vaikutuksen nostokorkeuteen. (Gülich 2010, s. 45)

$$\Delta p = \rho g H \tag{1}$$

Yhtälössä 1 Δp on paineennousu, ρ on tiheys, g on putoamiskiihtyvyys ja H on korkeus (Gülich 2010, s. 45). Syrjäytyspumpuilla tiheys ei ole merkittävässä roolissa ko. olevilla nesteillä pumpun toiminnan kannalta. Elektrohydrodynaaminen pumppaus taas perustuu Coulombin voimaan, joten tiheys vaikuttaa Coulombin voiman kautta (yhtälö 2) pumpun tuottamaan massavirtaan. (Al Dini 2005, s. 9)

$$f_e = qE - \frac{1}{2}E^2\nabla\epsilon + \frac{1}{2}\nabla\left[E^2\left(\frac{\vartheta\varepsilon}{\vartheta\rho}\right)\rho\right] \tag{2}$$

Yhtälössä 2 f_e on Coulombin voima, q on varauksen tiheys, E on sähkökentän voimakkuus, ε on nesteen permittiivisyys, ρ on tiheys (Al Dini 2005, s. 9).

Höyrynpaineen, ja samalla kiehumispisteen vaikutus keskipakopumpuissa on merkittävä kavitaation takia. Kavitaatiolla tarkoitetaan nesteen höyrystymistä ja kuplan romahtamista juoksupyörän imupuolella. Sitä voidaan arvioida pumpun suurimman sallitun imukorkeuden avulla kaavan 3 mukaan. Kuplan tiivistyminen takaisin nesteeksi tapahtuu niin nopeasti paineen noustessa, että se voi tuhota juoksupyörän hyvinkin nopeasti. Myös syrjäytyspumput voivat kavitoida, mutta ilmiö ei ole niin merkittävä, sillä syrjäytyspumpuissa nesteen nopeus ei kasva hetkellisesti, vaan pumppu siirtää tietyn tilavuuden verran nestettä kierrosta kohden. (Urquhert 2000, s. 147; Gülich 2010, s. 267)

$$H_i < \frac{p_0 - p_h}{\rho g} - NPSH - H_{ri} \tag{3}$$

Yhtälössä 3 H on korkeus, p_0 on hydrostaattinen paine, p_h on nesteen höyrynpaine, ρ on tiheys, g on putoamiskiihtyvyys, NPSH on pienin mahdollinen imupaine ja H_{ri} on imujohdon vastus painekorkeutena (Gülich 2010, s. 267).

Viskositeetilla on suuri vaikutus sekä keskipakopumpuissa että syrjäytyspumpuissa. Keskipakopumpussa korkeampi viskositeetti lisää nesteen kitkaa, jolloin pumpun nostokorkeus pienenee. Syrjäytyspumpuissa pieni viskositeetti aiheuttaa ohivirtausta roottorin ja staattorin välillä. Elektrohydrodynaamisissa pumpuissa aikaansaadaan suurempi massavirta alempiviskositeettisillä nesteillä. (Urquhert 2000, s. 148; Al Dini 2005, s. 25)

Elektrohydrodynaamisilla pumpuilla dielektrisyyskerroin on tärkeä massavirran suuruutta määräävä muuttuja. Mitä suurempi dielektrisyyskerroin on, sitä suurempi massavirta saadaan aikaan. Muilla pumpputyypeillä dielektrisyyskertoimella ei ole merkitystä pumpattavuuteen pumpun osalta. Dielektrisyys vaikuttaa ainoastaan märkämoottorin rakenteeseen. (Al Dini 2005, s. 47)

Keskipakopumpussa materiaaleiksi kelpaavat erilaiset metallit, sillä juoksupyörä ei kosketa pumpun kuoreen. Syrjäytyspumpuissa on aina hankaavia osia, joten materiaalit on valittava

niin, että pumpun sisällä ei synny suuria kitkoja. Letkupumppu on tässä asiassa poikkeus, sillä voiteleva aine voidaan lisätä letkun ulkopuolelle. Kuitenkin R-134A:n kanssa on oltava tarkkana elastomeerejä valittaessa. Hammaspyöräpumpuissa hammaspyörä- ja liukulaakerimateriaaleja valittaessa on oltava tarkkoja Novec:n kanssa, sillä pienikitkakertoimiset fluoripolymeerit haurastuvat virtaavissa olosuhteissa (Zaib 2013). Myös elektrohydrodynaamisessa pumpussa elektrodien välinen eriste on valittava huolella, jotta yhteensopivuusongelmilta vältyttäisiin.

Virtauksen tasaisuus syrjäytyspumpuilla riippuu nestettä siirtävien tilavuuksien määrästä kierroksella ja kierrosnopeudesta. Letkupumpuilla virtauksen pulssituvuus on voimakasta pumpun toimintaperiaatteen vuoksi, kun taas ruuvipumput pumppaavat nestettä tasaisesti. (Nesbitt 2006, s. 38 - 39). Keskipakopumpulla virtaus on paljon tasaisempaa syrjäytyspumppuihin verrattuna, mutta virtauksessa voi esiintyä pulssimaisuutta kavitaation takia (Gülich 2010, s. 300). Keskipakopumpussa voi myös esiintyä tietyn taajuisia värinöitä, jotka johtuvat pumpun juoksupyörän mitoituksesta ja nesteen ominaisuuksista (Gülich 2010, s. 559 - 560). Elektrohydrodynaamisissa pumpuissa pumppaustapahtuma on jatkuva, jolloin pulssitunutta virtausta ei pääse syntymään.

Syrjäytyspumput voivat imeä nestettä tiettyyn rajaan asti vaikka pumppu ei olisikaan täynnä nestettä. Perinteiset keskipakopumput vaativat pumpun täytön nesteellä, jotta juoksupyörän etupuolelle voi syntyä imu. Jos keskipakopumppu on sijoitettu nestepinnan alapuolelle, ilmaus tapahtuu itsestään. Elektrohydrodynaamisissa pumpuissa on myös oltava nestettä, jotta pumppaus voi alkaa. (Nesbitt 2006, s. 14, 32)

4 TESTATTAVAN PUMPPUTYYPIN VALINTA

Oikean pumpputyypin löytäminen on tärkeää toimivan prosessin kannalta. Pumpputyyppien valinta perustuu edellä mainittuihin aineominaisuuksiin ja eri pumppujen toimintaperiaatteen yhteensopivuuteen aineominaisuuksien kanssa. Valinnassa annetaan myös suurta painoarvoa markkinoilta jo löytyville pumpuille, jotka soveltuvat kohteeseen. Toimivan pumpputyypin lisäksi on tärkeää löytää yhteensopivat materiaalit, jotta pumppu olisi mahdollisimman pitkäikäinen.

4.1 Syrjäytyspumput

Kaikissa syrjäytyspumpuissa nesteen liikuttaminen tapahtuu käytännössä liikuttamalla tiettyä tilavuutta. Toimintaperiaatteesta johtuen pumpussa tapahtuu aina mekaaninen kosketus pyörivän elementin ja rungon välillä. Mekaaninen kosketus lyhentää pumpun käyttöikää, mutta oikeilla materiaalivalinnoilla käyttöikä saadaan korkeaksi. (Saums 2010, s. 3)

Hammaspyöräpumput soveltuvat toimintaperiaatteensa puolesta R-134A:n ja Novec:n pumppaamiseen, jos pumpussa ei käytetä dynaamista aksiaalistiivistettä. Hammaspyöräpumppuja käyttää kaksifaasijäähdytys sovelluksissa Parker Hannifin Corporation, joka on kehittänyt dielektristen nesteiden pumppausta kaksifaasisovelluksiin. Kehityksen alla on ollut sisäryntöinen hammaspyöräpumppu. Jäähdykkeenä Parker on käyttänyt kylmäainetta R-134A. Pumppu ei kuitenkaan ole kaupallisesti saatavilla. (Saums 2010, s. 3)

Kylmäaineen R-134A kanssa hammaspyörämateriaaleina voi käyttää esimerkiksi koneenrakennusmuovia PTFE, jolla on hyvin pieni kitkakerroin. PTFE - PTFE välisessä kosketuksessa kitkakertoimeksi luvataan 0,04, joten hammaspyörät ovat pitkäikäisiä ilman voiteluaineita (Etra, 2013). Taulukosta 2 voidaan valita pumpun tiivistämiseen sopiva o-rengasmateriaali. Esimerkiksi NBR - kumi sopii käytettäväksi R-134A:n kanssa ja on hinnaltaan edullinen.

Novec:n kanssa on oltava tarkkana oikeiden materiaalien löytämiseksi hammaspyöriin. Novec ei ole yhteensopiva fluorinoitujen polymeerien, kuten PTFE:n kanssa. Tällöin vaihtoehdoiksi jäävät ei fluorinoidut polymeerit sekä metallit. Esimerkiksi Nylon soveltuu käytettäväksi Novecin kanssa ja on perinteinen koneenrakennuspolymeeri. Nylonin kitkakerroin on kuitenkin huomattavasti suurempi PTFE:hen verrattuna, 0,25. (Etra, 2013; Zaib 2013)

Siipipumput soveltuvat hyvin herkästi kavitoiville, alhaisen latentin lämmön omaaville nesteille. Siipipumpuissa liikkuvat siivekkeet ovat kuluvia osia, sillä pumppu perustuu siipien kosketukseen rungon kanssa. Varsinkin pienen viskositeetin omaavat nesteet vaativat korkeita kierroslukuja ja voiteleva kalvo jää melko heikoksi, jolloin pumpun elinikä laskee. Huoltokulut kuitenkin ovat melko alhaiset, sillä siivekkeet on helppo vaihtaa. Materiaaleina liikkuvasiipisissä pumpuissa voidaan käyttää eri teräksistä lasikuidulla vahvistettuun PTFE:hen. PTFE kuitenkin muodostaa ongelman Novecin kanssa. (Nesbitt 2006, s. 37)

Joustavalla roottorilla varustetuilla pumpuilla voidaan tuottaa maksimissaan 5 bar painetta, joka on enemmän kuin tarpeeksi jäähdytysjärjestelmään. Joustavasiipisten pumppujen roottorit voidaan valmistaa synteettisistä elastomeereista. Oikealla materiaalivalinnalla voidaan aikaansaada melko pitkäikäinen pumppu, mutta energiatehokkuudeltaan joustavasiipinen pumppu ei ole parhaimmasta päästä. Kylmäaineen kanssa roottorissa voidaan käyttää liukasteena PTFE-pinnoitetta, mutta Novecin kanssa roottorin on oltava pinnoittamatonta elastomeeria, esimerkiksi nitriilikumia. (Nesbitt 2006, s. 37)

Letkupumput ovat täysin hermeettisiä pumppuja ja perusrakenteeltaan melko yksinkertaisia ja edullisia. Kuten muutkin syrjäytyspumput, letkupumput luovat myös pulssitetun paineen. Yksittäinen painepulssi on letkupumpussa melko voimakas, sillä kerralla siirretty tilavuus on melko suuri ja kierrosnopeudet alhaiset. Lisäksi litistettävän letkun käyttöikä on melko lyhyt jatkuvan dynaamisen rasituksen vuoksi. (Nesbitt 2006, s. 38-39)

Epäkeskoruuvipumppu on melko tarkka oikeanlaisesta voitelusta, sillä roottori on pitkältä matkalta kosketuksissa elastomeerista valmistetun staattorin kanssa. Pieniviskoosiset

nesteet tarjoavat näin ollen huonon voitelun ja kitka muodostuu suureksi staattorin ja roottorin välillä. Epäkeskoruuvipumppu on myös melko energiatehoton suurten kitkavoimien takia. (Nesbitt 2006, s. 35-36)

4.2 Keskipakopumput

Toisin kuin syrjäytyspumpuilla, keskipakopumpuilla vältytään kokonaan mekaanisilta kosketuksilta, mikäli laakerointi toteutetaan oikein. Keskipakopumpuissa ongelmana on jouksupyörän imupuolelle muodostuva alipaine, joka voi aiheuttaa kavitointia. Kavitointi tapahtuu herkästi nesteillä, joilla on matala höyrynpaine. Kavitointiherkkyyttä voidaan kuitenkin pienentää nostamalla pumpun imupainetta. Kaksifaasijäähdytys perustuu kuitenkin nesteen kiehumiseen, joten paineen nostaminen vaikuttaa heikentävästi kaksifaasijäähdytysjärjestelmän tehoon.

Keskipakopumppuja saa kaupallisena versiona kylmäaineille esimerkiksi Hermetic:lta ja Realtechnologie AG:lta. Koska Novecin höyrynpaine on pienempi kuin R-134A:n, käyvät kylmäaineelle tarkoitetut pumput myös Novec:lle järjestelmän paineen ollessa riittävä kavitaation estämiseksi. Kuitenkin materiaalien yhteensoveltuvuus on varmistettava, jotta osista ei liukene ainesosia nesteeseen eikä suuria muodonmuutoksia tapahdu. (Zaib 2013)

4.3 Elektrohydrodynaamiset pumput

Elektrohydrodynaamisen pumpun etuna on, että pumpussa ei ole lainkaan liikkuvia osia. Elektrohydrodynaaminen pumppaus on vielä melko harvinaista, eikä yleisesti valmiita kaupallisia ratkaisuja löydy. Käytännössä EHD pumppu tulisi valmistaa kokonaan itse, mikäli haluaisi pumppua käyttää tuotteessa. (Capriotti et al. 2013, s. 1-6)

EHD pumpputyypeistä ioni-injektiopumppu muuttaa nesteen sähköisiä ominaisuuksia, eikä näin ollen sovellu pitkäikäiseksi ratkaisuksi. Induktiopumppu taas muodostaa ioneja joko lämpökuorman avulla tai faasimuutoksella. Näin ollen lämmitettävää kohdetta voitaisiin käyttää osana pumppua. Induktiopumppu kuitenkin tarvitsee matalataajuista vaihtosähköä toimiakseen, joten pumpun vaatiman virran tuottaminen ei ole helppoa. (Capriotti et al. 2013, s. 4; Al Dini 2005, s 12; Seyed-Yagoobi 2005, s. 863)

EHD - pumpuista konduktiopumppu on lupaavin pumpputyyppi jäähdytysjärjestelmän pumpuksi. Capriotti on saanut testeissään tuotettua 360 Pa painetta prototyypillään. Lisäämällä pumppuun useita peräkkäisiä vaiheita ja nostamalla jännitettä korkeimpaan mahdolliseen, paine-eroa voidaan tuottaa arviolta 0,3 - 0,4 bar. (Capriotti et al. 2013, s. 55)

4.4 Yhteenveto soveltuvista pumpuista

Oikeilla materiaalivalinnoilla lähes kaikki syrjäytyspumput voivat pumpata sekä R-134A:ta, että Novec:a. Taulukossa 6 on esitetty tiivistettynä eri pumppausmekanismien etuja ja haittoja lämmönsiirtonesteitä pumpattaessa. Syrjäytyspumppujen heikkoutena on työkierron aikainen kosketus roottorin ja staattorin välillä, jolloin osat kuluvat hankautuessaan. Pumpun elinikää voidaan pidentää valitsemalla pumppuun pienikitkakertoimisia materiaaleja ja lisäämällä kiertoaineeseen voiteluöljyä, mikäli mahdollista. Kaikilla muilla syrjäytyspumpuilla paitsi letkupumpulla saadaan aikaiseksi riittävän tasainen virtaus ja vakio massavirta huolimatta vastapaineesta. Suurin etu syrjäytyspumpuilla keskipakopumppuihin verrattuna on huomattavasti pienempi riski kavitointiin. (Urquhert 2000, s 147)

Taulukko 6. Eri pumpputyyppien edut ja haitat

Pumpputyyppi	Edut	Haitat
Hammaspyöräpumput	Ei kavitaatioherkkä Paineen tuotto	Mekaaninen kosketus
Keskipakopumput	Ei mekaanista kosketusta Tasainen virtaus	Suuri kavitaatioriski
EHD-pumput	Ei liikkuvia osia	Heikko paineen tuotto Ei yleisessä käytössä

Keskipakopumpuilla aikaansaadaan mekaanisesti kosketukseton pumppaustapahtuma, jolloin kavitaatio on ainoa kulumismuoto roottorissa. Vaikka kiertoaineen paineella voidaan kontrolloida nesteen kiehumista ja vaikuttaa pumpun kavitointiin, ei painetta voida kuitenkaan nostaa liikaa heikentämättä kaksifaasijäähdytyksen toimintaa. Kavitaatio voi kuluttaa pumpun roottorin hyvinkin nopeasti käyttökelvottomaksi.

Elektrohydrodynaaminen pumppaus ei ole vielä kaupallisesti saatavilla oleva ratkaisu dielektristen nesteiden pumppaukseen. Pumppu vaatii vielä paljon tutkimista pitkäikäisen

ja luotettavan pumppauksen aikaansaamiseksi. Myös pumpun painetuotto on melko vaatimaton, joten järjestelmän on oltava melko painehäviötön EHD pumppua varten.

Omavalmisteiseksi pumpuksi valitaan sisäryntöinen hammaspyöräpumppu, jotta voidaan minimoida kavitaation aiheuttamat vahingot lämpimissä olosuhteissa sekä varmistaa sopiva toimintaympäristö kaksifaasijäähdytykselle. Lisäksi sisäryntöinen hammaspyörästö menee pienempään tilaan ulkoryntöiseen verrattuna, sillä hammaspyörät ovat sisäkkäin.

Omavalmisteisen pumpun vertailtukohteeksi valitaan kaupallinen ratkaisu magneettivetoisesta ulkoryntöisestä hammaspyöräpumpusta. Pieniä sisäryntöisiä hammaspyöräpumppuja ei ole saatavilla kaupallisesti sopivilla materiaaleilla varustettuna testiin vertailukohteeksi (Saums 2010, s. 2; Manninen 2012). Magneettivetoisuudella saavutetaan hermeettisyys, mutta hävitään huomattavasti pumpun koossa. Kokoa lisäävät vierekkäin sijoitellut hammaspyörät sekä magneettikytkin.

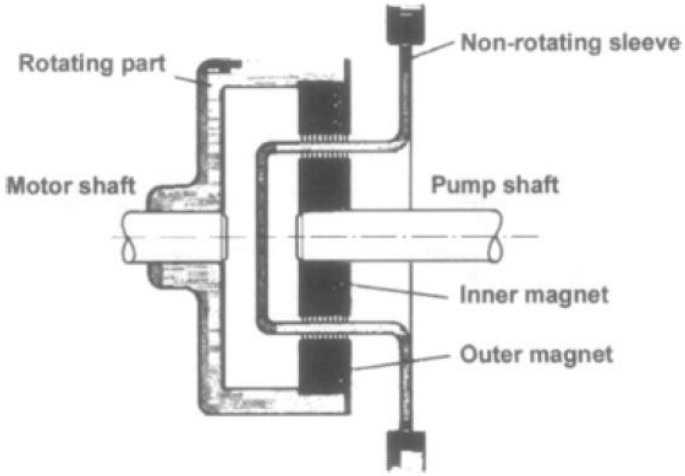
5 OMAVALMISTEISEN PUMPUN PROTOTYYPIN SUUNNITTELU, VALMISTUS JA KOKOONPANO

Lähtökohtana on valmistaa hyvin edullinen mutta toimiva ratkaisu pumppaukseen. Pumpussa on tarkoitus hyödyntää jo olemassa olevaa tekniikkaa ja kiertoaineiden dielektrisyyttä. Tällöin edullinen ratkaisu on märkämoottorinen pumppu, jossa neste virtaa suoraan moottorin roottorin läpi. Tällä periaatteella pumpusta saadaan hyvin kompakti kokonaisuus. Koska R-134A:n ja Novecin materiaalien yhteensopivuudessa on suuria eroja, valmistetaan ensimmäinen pumpun prototyyppi ainoastaan R-134A:lle yhteensopivaksi.

5.1 Pumpun tiivistäminen

Tärkeä osa pumppua on pumpun kuori ja sen tiivistäminen. Suurimman ongelman pumpun tiiveyteen tuo vääntömomentin välittäminen moottorilta pumpulle, ellei kyseessä ole elektrohydrodynaaminen pumppu. Perinteisissä pumpuissa käytetään aksiaalitiivistettä, joka erottaa pumpun ja moottorin eri tilaan. Kuitenkin aksiaalitiivisteissä tapahtuu pientä vuotoa, jotta tiivisteen kosketuspinta saa tarvittavaa voitelua. Vuotomäärä on sitä suurempi, mitä pienempi viskositeetti nesteellä on. Jos tavoitteena on saada absoluuttisesti vuotamaton pumppu, on käytettävä magneettivetoisia tai märkämoottorisia pumppuja. Tästä syystä seuraavaksi käsitellään magneettivetoisia ja märkämoottorisia pumppuja sekä eri vaihtoehtojen kustannuksia ja verrataan niitä perinteisiin ratkaisuihin. (Gülich 2010, s. 40, 62; Vollmuller 1993, s.2)

Magneettikytkimellä varustetussa pumpussa pumppu on erillisessä kotelossaan ja vääntömomentti pumpulle välitetään magneettien välityksellä. Tällaisella kytkimellä varustettuun pumppuun voidaan asentaa perinteinen ilmajäähdytetty sähkömoottori. Kuvassa 12 on esitetty magneettivetokytkimen toimintaperiaate. (Nesbitt 2006, s. 27)



Kuva 12. Magneettivetokytkimen toimintaperiaate. (Nesbitt 2006, s. 27)

Magneettivetoiset pumput ovat hinnaltaan kalliimpia verrattuna aksiaalistiivisteillä varustettuihin pumppuihin. Aksiaalitiivisteet ovat kuitenkin kuluvia osia, joita pitää vaihtaa tietyin väliajoin. Jos aksiaalitiiviste on vaikeasti vaihdettavissa, voi magneettivetoisen pumpun kokonaishinnaksi tulla 30 % aksiaalitiivisteisestä pumpusta kymmenen vuoden käyttöajalla, ottaen huomioon huoltokustannukset. (Nesbitt 2006, s. 28)

Märkämoottoripumpussa nimensä mukaisesti moottori on kosketuksissa pumpattavan nesteen kanssa. Moottori on suljettu putkimaiseen koteloon ja vääntömomentti välittyy moottorista suoraan pumppuun ilman kytkintä, eikä aksiaalitiivistettä tarvita. Rakenteen ansiosta pumpussa on ainoastaan staattisia tiivisteitä kotelon tiivistämiseen. Märkämoottoria ei kuitenkaan voida käyttää kaikkien nesteiden kanssa, sillä pumpattava neste voi vahingoittaa moottoria. R-134A:n ja Novec:n kanssa on oltava tarkkoja, mitä materiaaleja moottorissa on käytetty. Kuvassa 13 on esitetty märkämoottorilla varustettu keskipakopumppu. (Nesbitt 2006, s. 28)

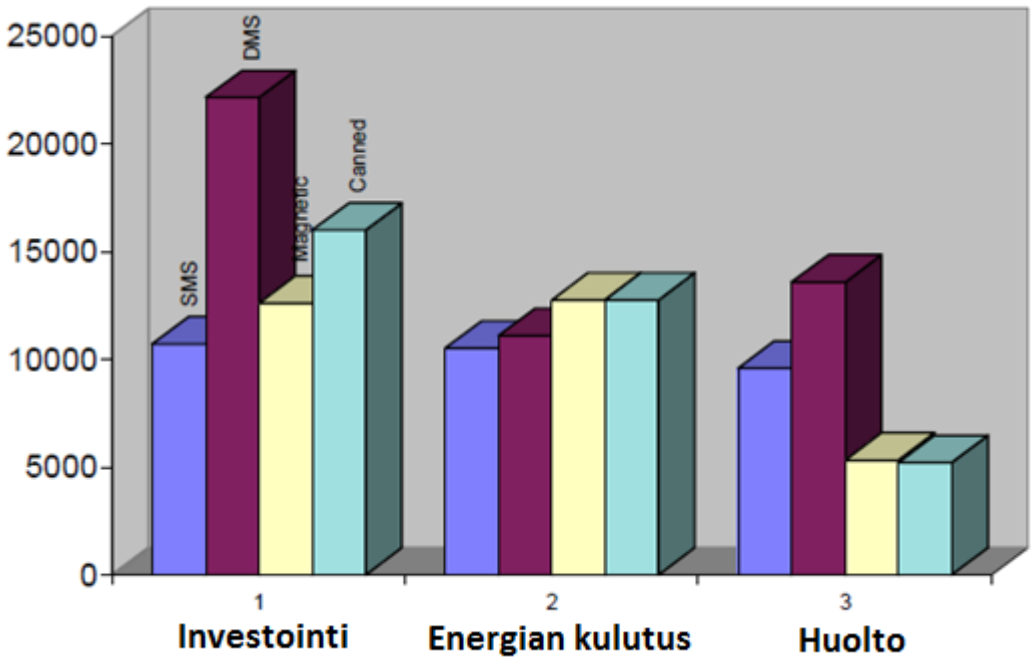
Kuva 13. Märkämoottorilla varustettu keskipakopumppu. (Hermetic 2011, s. 5)

Märkämoottorilla saavutetaan hyvä käyttösuhde kohteissa, joissa pumppu pyörii jatkuvasti jopa vuosia. Käyttöikää voidaan nostaa myös asettamalla pumppu pystyasentoon ja käyttämällä magneettilaakereita. Tällöin voidaan pumpun pyörimisnopeutta nostaa lyhentämättä pumpun käyttöikää. Kylmäainesovelluksissa on saavutettu perinteisillä liukulaakereilla jopa 65 000 h käyttöikä muodostamalla nestefilmi laakerien väliin, jolloin mekaanista kosketusta ei esiinny. Märkämoottorit ovat myös hiljaisia käyttää ja ne saadaan pakattua pieneen tilaan. Asennuskustannukset ovat myös alhaiset, sillä erillistä jalustaa pumpulle ei välttämättä tarvita. (Nesbitt 2006, s. 28-29; Vollmuller 1993, s.3)

Märkämoottoriset syrjäytyspumput ovat melko harvinaisia. Autojen polttoainepumput ovat yleensä märkämoottorisia siipipumppuja, mutta muita sovelluskohteita näkee harvoin. Keskipakopumppuja on teollisuuteen saatavilla märkämoottorilla varustettuina. (Nesbitt 2006, s. 28, 49)

Seuraavaksi vertaillaan pienitehoisten, alle 1,5 kW märkämoottoristen- ja magneettivetoisten pumppujen kustannuksia perinteisiin mekaanisella tiivisteillä (single mechanical seals, double mechanical seals) varustettuihin pumppuihin. Kuvassa 14 on vertailtu mekaanisella tiivisteellä (SMS/DMS) varustettuja pumppuja magneettivetoiseen

(Magnetic) ja märkämoottoriseen (Canned) pumppuun investointikustannusten, huoltokustannusten ja käyttökulujen osalta. (Ost 2000, s. 6-9)



Kuva 14. Mekaanisella tiivisteellä varustettujen pumppujen vertailu magneettivetoiseen ja märkämoottoriseen pumppuun investointikustannusten, huoltokustannusten ja käyttökulujen osalta. (Ost 2000, s. 6, muokattu)

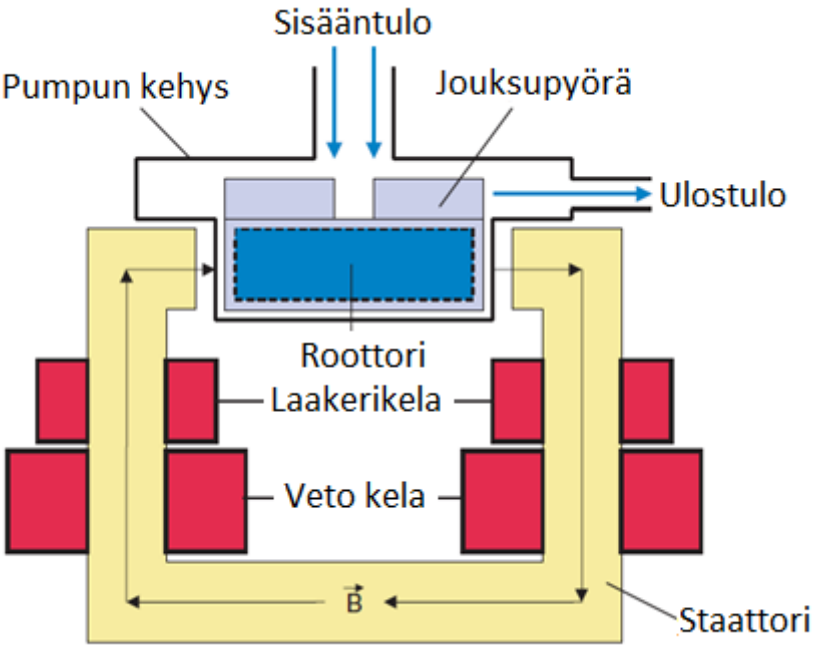
Kemikaalipumpuissa käytetyt kaksoismekaaniset tiivisteet ovat yleensä kalliita ja niiden vaihtaminen on työlästä. Kuten edellä mainittiin, pienen viskositeetin omaavilla nesteillä mekaaniset tiivisteet vuotavat herkästi eivätkä ole pitkäikäisiä. Hermeettisillä pumpuilla huoltokulut jäävätkin puoleen verrattuna mekaanisilla tiivisteillä varustettuihin pumppuihin. Magneettivetoiset pumput ovat investointikustannuksiltaan edullisempia verrattuna perinteisiin märkämoottoripumppuihin. Energiankulutuksessa hermeettiset pumput ovat tasoissa, mutta kuluttavat kuitenkin enemmän energiaa verrattuna mekaanisella tiivisteellä varustettuun pumppuun. Magneettivetoisessa pumpussa osa energiasta hukkuu magneettikytkimeen ja märkämoottorissa roottorin mukana pyörivän nesteen kitkaan. (Ost 2000, s. 6-9)

5.2 Laakerointi

Pumppujen yleisin rikkoutumissyy on laakeroinnin pettäminen. Tämän takia laakerointiin on syytä kiinnittää huomiota pitkän käyttöiän saavuttamiseksi. Kuula/rullalaakereissa syntyy aina mekaaninen kosketus pintojen välillä. Liukulaakereilla mekaaniselta kosketukselta voidaan välttyä, mikäli liukupintojen väliin aikaansaadaan nestekerros. Uusin innovaatio pumppujen laakerointiin on käyttää magneettisia laakereita, jolloin mekaanista kosketusta ei pääse syntymään vaikka nestevirtaus loppuisikin. (Vollmuller 1993, s.3)

Sekä märkämoottori-, että magneettivetoiselle pumpulla on rajoituksia pumpattavan nesteen viskositeetin suhteen laakerien kestävyyden takia. Alhainen viskositeetti pumpattavassa nesteessä heikentää voitelevan kerroksen muodostumista liukulaakeripinnoille, ja mekaaninen kosketus voi muodostua. Liian korkea viskositeetti nesteessä taas aiheuttaa kitkavoimia ja luo lämpöä pumpussa sekä märkämoottorin roottorissa. Normaalisti hyväksyttävä viskositeetti liukulaakereille on 100 - 20 000 μPa·sec. Sekä R-134A että Novec 7000 täyttävät tämän vaatimuksen, mutta molemmat ovat melko lähellä viskositeettialueen alarajaa, mikä huonontaa laakereiden kestävyyttä ja mekaaninen kosketus voi syntyä käynnistys ja pysäytysvaiheissa laakeripinnoille. Liukulaakerimateriaalina voidaan käyttää mm. karkaistu teräs - PTFE, kovakromi - kovahiili, kovakromi - zirkoni tai piikarbidi - piikarbidi paria. (Vollmuller 1993, s.3)

Mikäli liukulaakerilla varustettua pumppua ajetaan kuiviltaan, vaurioituvat laakerit heti. Myös alhaisen höyrynpaineen omaavat nesteet, kuten R-134A ja Novec 7000, kiehuvat herkästi laakereissa ja pinnoille voi syntyä vaurioita. Nämä ongelmat voidaan estää käyttämällä magneettisesti levitoivia laakereita pumpussa (kuva 15). Tällöin aikaansaadaan kosketukseton laakeri, joka ei ole riippuvainen nesteen virtauksesta eikä riittävästä nesteen viskositeetista. Magneettilaakereiden huono puoli on niiden korkea hinta, ja niitä voidaan käyttää ainoastaan keskipakopumppujen kanssa. (Schöb 2002, s. 2)



Kuva 15. Magneettisesti laakeroitu märkämoottoripumppu. (Schöb 2002, s. 2, muokattu)

5.3 Hammaspyörät

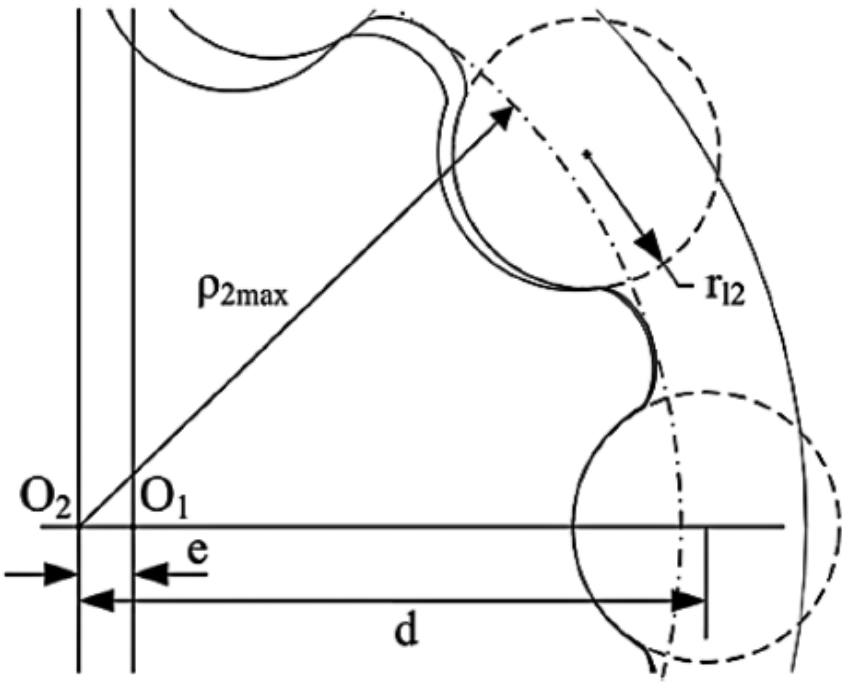
Lähtökohtana pumpun suunnittelussa pidetään dynaamisten tiivisteiden välttämistä, jotta vältytään kiertoaineen vuotamiselta ilmakehään (Maclaine-cross 1996, s. 1-2). Ensimmäisessä prototyypissä käytetään apuna perinteistä auton bensapumppua, jota apuna käyttäen on helppo testata pumpun toimivuutta kylmäaineen kanssa. Tämä kuitenkin rajoittaa pumpun kokoa, sillä uudet osat on saatava mahtumaan bensapumpun sisään. Alkuperäinen mekanismi polttoainepumpusta korvataan sisäryntöisellä hammaspyöräpumpulla. Moottori ja sen laakerointi pidetään alkuperäisenä. Kuori valmistetaan uudelleen, koska alkuperäinen kotelo on ohutlevyrakenne ja liitetty kanteen prässäämällä.

Sisäryntöisessä hammaspyöräpumpussa pyörimisakselien epäkeskisyys on pieni verrattuna ulkoryntöiseen hammaspyöräpumppuun, joten pumppu saadaan helpommin pieneen tilaan ja kevytrakenteiseksi. Sisäryntöisen hammaspyöräpumpun geometrian ansiosta pumpun käyntiääni on myös alhaisempi ulkoryntöisiin verrattuna. Hampaiden geometria voi olla ympyrämäinen (ykköstyypin hammaspyörät) tai episyklinen ja hyposyklinen (kakkostyypin hammaspyörät). Ykköstyypin hammaspyörissä kaarevat pinnat ovat ympyrämäisiä ja kakkostyypissä hampaan lakipinta on hyposyklinen ja tyvi episyklinen.

Pumpun suunnittelu aloitetaan sisemmän hammaspyörän geometrialla, josta voidaan luoda ulomman hammaspyörän geometria joko matemaattisesti tai graafisesti. (Choi et al. 2011, s. 2; Hsieh 2007, s. 1)

Ensimmäiseen prototyyppiin valitaan hammaspyörien geometriaksi ykköstyypin geometria helpon valmistettavuuden takia (kuva 16). Pumpun koon ratkaisee prototyypin pohjana olevan polttoainepumpun mitat ja hammaspyörät valmistetaan rungon mittojen perusteella. Hammaspyörät laakeroidaan runkoon käyttämällä Teräs - PTFE - liukulaakeria, joita löytyy mitoilla 28x25x30. PTFE - pinnoitetulla laakerilla saavutetaan pieni kitkakerroin (0,04), vaikka nestefilmi katoaisikin liukulaakeripinnoilta. (Etra, 2013)

Alkuperäisen pumpun rungon reikä on hieman soikea, halkaisijaltaan maksimissaan 27,8 mm. Runkoon koneistetaan 28mm reikä, jotta liukulaakeri sopii runkoon. Liukulaakerin sisämitta määrää ulomman hammaspyörän ulkohalkaisijan. Kun ρ_{2max} on 10,95 mm (kuva 16), jää ulomman hammaspyörän ohuimpaan kohtaan ainevahvuutta riittävästi, 3,1 mm.



Kuva 16. Ykköstyypin sisäryntöisen hammaspyöräpumpun geometrian muodostuminen. (Choi et al. 2011, s. 2)

Valitaan ulomman hammaspyörän hampaiden lukumääräksi Z_2 = 8. Tällöin sisemmän hammaspyörän hampaiden lukumäärä Z_1 voidaan laskea kaavasta 4. Hammaspyörien epäkeskisyyden raja-arvo e_{lim} saadaan kaavasta 5. Kaavaan syöttämällä ρ_{2max} = 10,95 mm ja Z_2 = 8, saadaan e_{lim} = 1,23 mm. Tätä arvoa ei voida ylittää tällä hammaspyörän geometrialla. Valitaan testipumppuun e:n arvoksi 1 mm. (Choi et al. 2011, s. 2)

$$Z_2 = Z_1 + 1 \tag{4}$$

Yhtälössä 4 Z_2 on ulomman hammaspyörän hampaiden lukumäärä ja Z_1 on sisemmän hammaspyörän hampaiden lukumäärä (Choi et al. 2011, s. 2).

$$e_{lim} = \frac{\rho_{2max}\sqrt{(Z_2+1)^2}\left\{\sqrt[2]{(Z_2+1)^2} - Z_2(Z_2-2)\sqrt{Z_2+7}\right\}}{28Z_2^3 - 3Z_2^4 - Z_2^5 - 16Z_2^2 + 12Z_2 + 4} \tag{5}$$

Yhtälössä 5 e_{lim} on hammaspyörien epäkeskisyyden raja-arvo, ρ_{2max} on Ulomman hammaspyörän hampaan tyven etäisyys keskipisteeseen ja Z_2 on ulomman hammaspyörän hampaiden lukumäärä (Choi et al. 2011, s. 2).

Hampaan korkeus on yleensä kaksi kertaa hammaspyörien epäkeskisyyden verran. Kaavalla 6 saadaan yhteys hampaan pyöristyssäteelle r_{12}, ulkohammaspyörän keskipisteen ja hampaan pyöristyssäteen väliselle etäisyydelle d sekä ρ_{2max}:lle. Hampaan pyöristyssäteelle on myös ehto, joka on esitetty samassa kaavassa. Ehdon täyttyessä vältytään hampaiden törmäykseltä pumpun pyöriessä. Yhtälön 6 oikeanpuoleisesta osasta saadaan 4,52 mm, joka on suurempi kuin r_{12} = 3 mm. (Choi et al. 2011, s. 2)

$$r_{12} = d + 2e - \rho_{2max} \leq \frac{\sqrt{27(Z_2-1)\left(d^2 - e^2 Z_2^2\right)}}{\sqrt{(Z_2+1)^2}} \tag{6}$$

Yhtälössä 6 r_{12} on hampaan pyöristyssäde, e on hammaspyörien epäkeskisyys, ρ_{2max} on ulomman hammaspyörän hampaan tyven etäisyys keskipisteeseen, Z_2 on ulomman hammaspyörän hampaiden lukumäärä ja d on ulkohammaspyörän keskipisteen ja hampaan pyöristyssäteen välinen etäisyys. (Choi et al. 2011, s. 2).

Yhtälöiden 4 - 6 perusteella piirretään hammaspyöristä 3D - malli (kuva 17). Piirustuksessa on myös mallinnettu polttoainepumpussa hyödynnettävät runko ja akseli sekä teräs - PTFE liukulaakeri. Pumpun osien valmistaminen aloitetaan koneistamalla polttoainepumpun ulkokehänä toimiva runko oikean kokoiseksi. Tällöin hammaspyörät voidaan laakeroida pumpun runkoon teräs - PTFE liukulaakerin BM 2530 FB avulla. Koska oikean pituista laakeria ei ole tässä kokoluokassa olemassa, laakeri lyhennetään sorvaamalla oikeaan mittaansa.

Kuva 17. 3D - malli polttoainepumppuun sopivasta sisäryntöisestä pumpusta.

5.4 Valmistus

Pumpun hammaspyörien on oltava kulutuksenkestäviä, joten polymeerit ovat hyvä vaihtoehto niiden suuren elastisuuden ja pintaominaisuuksien johdosta (Koivisto et. al. 2001, s. 302). Tämän takia hammaspyörät valmistetaan PTFE:stä (polytetrafluorieteeni) sen pienen kitkakertoimen takia. PTFE tilataan Etola - yhtiöltä tuotenimellä Etraflon, jolle

luvataan 0,04 kitkakerroin (Etra, 2013). Hammaspyörät (kuva 18) koneistetaan Daewoo Puma 2500Y - automaattisorvilla käyttäen pyöriviä työkaluja. Hammaspyörien valmistuspiirustukset ovat liitteinä 3 ja 4. Koneistuksen jälkeen hammaspyörien välyksiä kokeillaan toisiinsa sekä liukulaakeriin irrottamatta kappaletta työstökoneesta, jotta aikaansaadaan mahdollisimman välyksettömät ja herkästi pyörivät osat. Välyksien mittaaminen erikseen on lähes mahdotonta käytössä olevilla työkaluilla, sillä materiaali on joustavaa ja materiaalivahvuudet pieniä.

Pumpulle koneistetaan uusi pohja sekä kansi (kuva 18) AISI 316 - teräksestä. Imukanava jyrsitään pohjaan ja poistokanava on kannessa epäkeskisenä reikänä. Moottorin akselina käytetään polttoainepumpun valmista akselia. Pumpun imu- ja painepuoli erotetaan toisistaan O - renkaan avulla, joka tulee pohjan ja kuoren väliin.

Kuva 18. Pumppuun valmistetut osat vasemmalla ja pumppu koottuna ilman moottoria oikealla

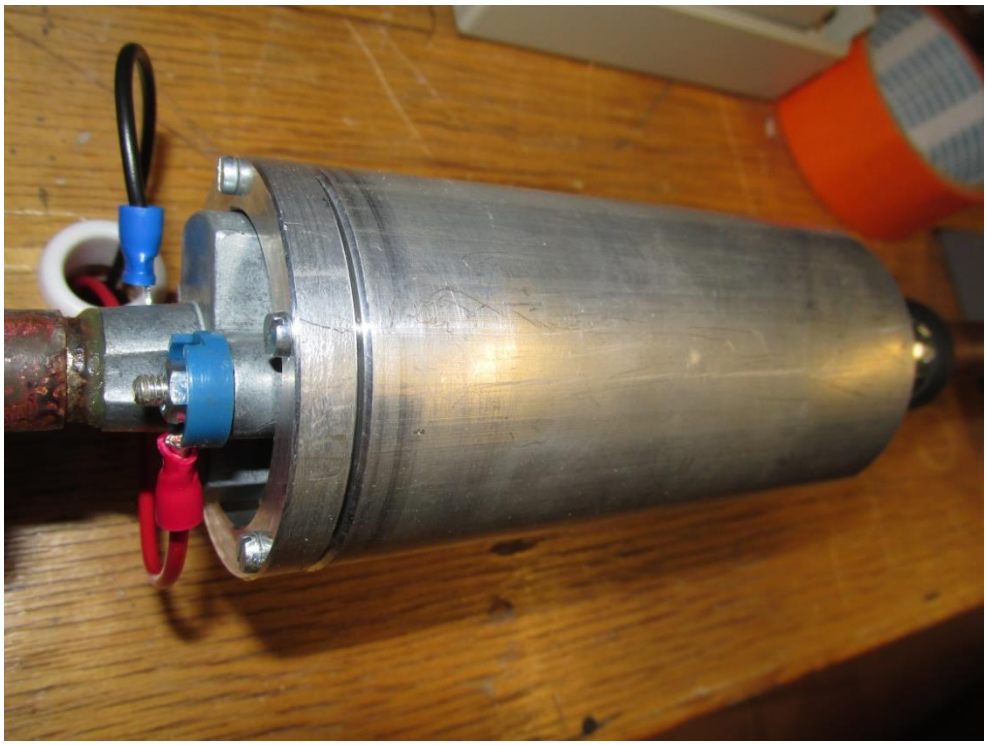
Prototyypissä käytetään polttoainepumpusta purettua 12 VDC hiiliharjallista moottoria. Moottori on laakeroitu akseliin liukulaakerilla ja kytketään pumppuun käyttämällä samaa kytkintä kuin polttoainepumpussa (kuva 19). Pumppuun tuleva kansi sisältää hiilet moottorille sekä tiivistää pumpun toisella O - renkaalla.

Kuva 19. Moottori ja pumpun kansi asennettuna paikoilleen.

Koska alkuperäisen polttoainepumpun kuori oli puristamalla liitetty kanteen, on uudelle pumpulle valmistettava uusi kuori. Materiaalina käytetään alumiinitankoa, johon sorvataan reikä pumpulle ja olakkeet O - renkaille. Lisäksi kuoren päähän kierteitetään reiät, joilla pumpun kansi lukitaan paikoilleen. Valmistuspiirustus on liitteessä 2.

Pumpun kokoonpano aloitetaan lyömällä akseli pumpun pohjan reikään, joka on tehty sovitteella p6. Akselin asennuksen jälkeen hammaspyörät laitetaan sisäkkäin ja pujotetaan akselille. Pumpun runko asennetaan paikalleen liukulaakerin kanssa ja kiinnitetään kahdella ruuvilla. Pumpun kansi voidaan tämän jälkeen asentaa paikalleen ja kiinnittää myös kahdella ruuvilla pohjaan. Moottorin kytkin asennetaan akselille ja lukkorengas asennetaan uraansa. Lukkorenkaan päälle asennetaan aluslevy, jonka jälkeen moottori voidaan pujottaa akselille ja lukita toisella lukkorenkaalla. Pohjan uraan asennetaan O - rengas ja moottorin staattori sekä kansi, jossa hiiliharjat sijaitsevat, asennetaan paikalleen. Hiiliharjojen asennuksessa hankaluutena on saada harjat nostettua ylös, jotta ne eivät

törmää kollektoriin asennuksen aikana. Staattoriin on tehty kolot harjojen kohdalle, jotka helpottavat harjojen paikalleen laittoa. Kokoonpano työnnetään kokonaisena kuoren sisälle ja lukitaan kuoreen erillisen holkin (kuva 20) avulla ruuvaamalla. Kuoren kanteen ja pohjaan kierteitetään juotettavat kuparinipat, joilla pumppu liitetään putkistoon.



Kuva 20. Pumppu asennettuna kuoreen.

5.5 Novec 7000:lle soveltuvat materiaalit

Edellä mainituilla materiaalivalinnoilla pumppu toimii ainoastaan kylmäaineen R-134A kanssa. Nesteen vaihtuessa Novec:iin myös materiaaleja on vaihdettava. PTFE hammaspyörät turpoavat Novec:n vaikutuksesta, eivätkä näin ollen pysy mitoissaan pitkäaikaisessa kosketuksessa. Vaihtoehtona hammasrattaiksi PTFE:lle on esimerkiksi polyamidi (nylon). Etola - yhtiöltä tilattuna nylon tankoa saa useilla eri halkaisijoilla ja niille luvataan kitkakertoimeksi 0,25. Tämä on huomattavaksi suurempi verrattuna PTFE:hen. Myös teräs - PTFE - liukulaakeri on vaihdettava esimerkiksi nylon laakeriin. (Zaib 2013; Etra, 2013)

Ensimmäisessä prototyypissä käytetyt metalliset osat ovat yhteensopivia Novec:n kanssa, joten niitä ei tarvitse vaihtaa nestettä vaihtaessa. Moottorin käämityksen lakkakerroksen

kanssa on oltava tarkkoja Novecin kanssa, sillä lakan koostumuksesta ei ole tarkkaa tietoa. Kupariosiin voi syntyä lievää hapettumaa, mikäli Novec:iin on imeytynyt kosteutta. Moottorin kommutaattoriin hapettuma ei kuitenkaan jää, sillä hiiliharjat ovat jatkuvassa liikkeessä kommutaattoria vasten poistaen hapettumat. (Zaib 2013)

6 PUMPPUJEN TESTAUS

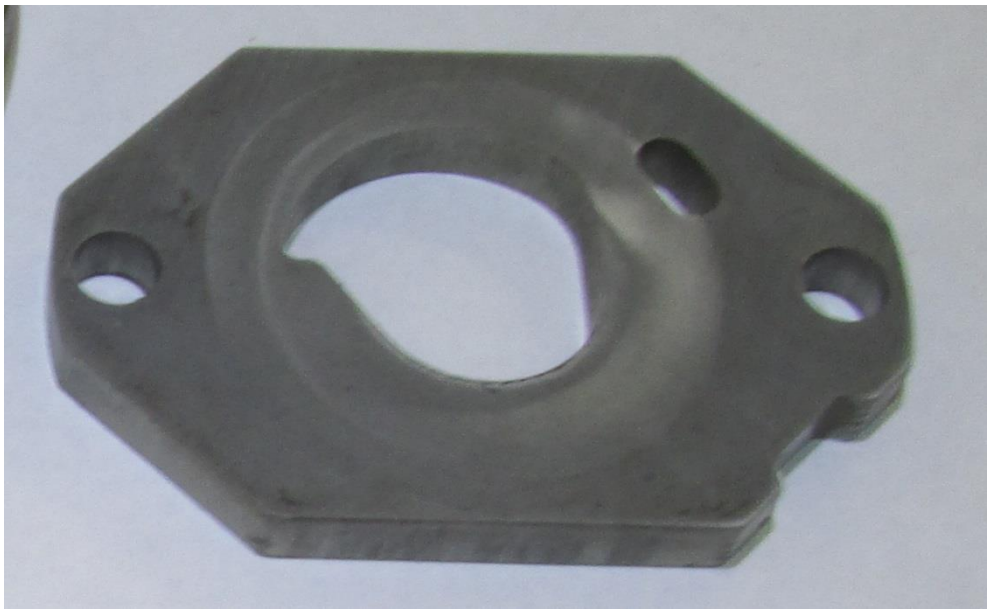
Pumpuista testataan niiden kulumista, paineentuottoa sekä massavirtaa. Testeissä tutkitaan sekä kaupallisia pumppuja että itse valmistettua pumppua. Pumppujen testausta varten rakennetaan testipenkki, jossa on paineanturit sekä pumpun imu että painepuolella, sekä massavirtamittarina rotametri. Nestesäiliönä toimii 6 l kylmäainesäiliö. Komponentit yhdistetään 5/8” kupariputkella toisiinsa käyttäen juotosliitoksia sekä kartiolaippaliitoksia. Testipenkki on mitoitettu niin, että sillä voidaan testata 0,5 MW invertterin vaatimaa pumppua. Osa testeistä suoritetaan kaksifaasijäähdytysjärjestelmän tutkimukseen rakennetulla testipenkillä.

6.1 Itse valmistettu sisäryntöinen hammaspyöräpumppu

Itse valmistetun sisäryntöisen hammaspyöräpumppu testataan testipenkissä. Pumppu on kooltaan pienikokoinen, sillä se on valmistettu polttoainepumpun pohjalta eikä testipenkin massavirtamittari näin ollen ole mitoitettu kustannussyistä tämän kokoluokan pumpun testaukseen. Pumppu asennetaan testipenkkiin kartiolaippaliitoksin. Pumppuun menevässä kupariputkessa on neulaventtiili, jonka läpi saadaan imettyä tyhjiö järjestelmään kylmäaineen R-134A:n lisäämiseksi. Järjestelmä täytetään niin, että n. 20 °C:ssa järjestelmässä on ylipainetta n. 5,5 bar. Täytön yhteydessä järjestelmän paine nousi hetkellisesti 16,2 bar eikä pumpussa havaittu vuotoja tässä paineessa.

Pumpun virtalähteenä ensimmäisessä testissä käytetään hakkurivirtalähdettä 12 VDC. Pumppu pyörii tasaisesti, eikä ylimääräisiä ääniä kuulu pumpun käydessä. Pumpun ottama virta on kuormasta riippuen n. 2,6 A. Tarkkaa massavirtaa ei voida mitata massavirtamittarin ylikoon takia. Rotametrin koho kuitenkin nousi n. 2 mm pumpun käydessä, joten neste virtaa järjestelmässä. Pumpun tuottama paine jäi melko matalaksi, n. 0,3 Bar. Pienen paineentuoton takia pumppu avattiin ja huomattiin pumpun rungon ja kannen välillä silmin nähtävä rako. Rako johtui väärästä kiristysjärjestyksestä ja saatiin umpeen kiristämällä ruuvit tasaisesti. Samalla pumpun kansi vaihdettiin paremmin muotoiltuun versioon, jossa on lisäksi painepuolella reikä liukulaakerin ja ulomman hammaspyörän välin kohdalla (kuva 21). Tällöin paineen noustessa laakeripinnalle pääsee nestettä voitelemaan laakeria. Lisäksi rungon ja hammaspyörien paksuudet mitattiin.

Hammaspyörien paksuus on keskimäärin 5,92 mm ja rungon paksuus 6,01 mm, eli osien välillä olevan eroa keskimäärin 0,09 mm. Tästä välyksestä johtuen osa nesteestä virtaa takaisin pumpussa vastapaineen noustessa, joten paineentuotto jää hyvin pieneksi.



Kuva 21. Pumpun uusi kansi voitelureiällä.

Toisessa testissä pumpun virtalähteeksi vaihdettiin täyteen ladattu 12 V lyijy - hyytelö akku. Testin aikana akkua ladataan samanaikaisesti akkulaturilla. Tällöin pumpun kierrosnopeus nousi huomattavasti ja pumpun ottama virta laski n. 1,9 A. Myös massavirtamittarin koho nousi n. 4 mm, muttei se kuitenkaan ollut vielä asteikolla. Paineentuotto nousi 0,5 bar:iin. Pumppua pidettiin päällä 6 h ja paineentuotto mitattiin uudelleen. Tällöin paineentuotto oli noussut 1,27 bar:iin. Paineentuoton nousu voi johtua hammaspyörien muokkautumisesta sopivaksi, jolloin välykset ovat pienentyneet.

Pumppu jätettiin päälle 12 h ajaksi niin, että kuristusventtiilillä säädettiin pumpun tuottamaksi paineeksi 0,5 bar. Aamulla pumppu oli pysähtynyt, koska akku oli tyhjentynyt yön aikana, eikä laturi ollut ladannut akkua. Aamulla pumppu laitettiin uudelleen pyörimään 12 VDC hakkurivirtalähteen avulla. Paineentuotto mitattiin ja pumpun todettiin tuottavan 1,25 bar paineen myös hakkurivirtalähteellä. Kuristusventtiili säädettiin niin, että tuotettu paine-ero on 1 bar.

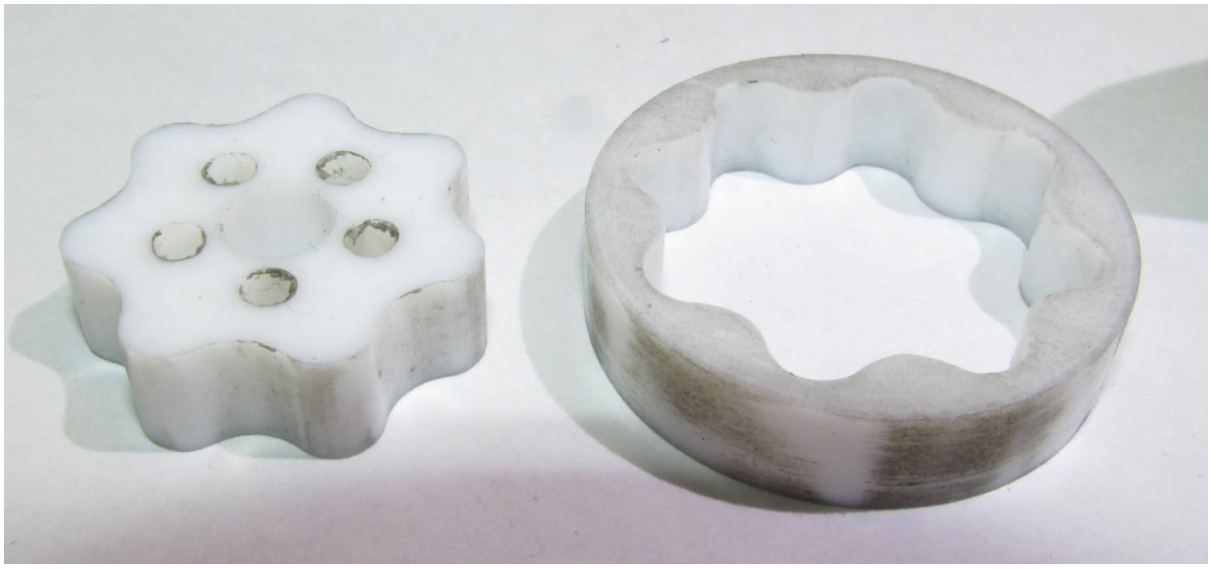
Vastapaineen noustua 1 bar:iin virtausnopeus ja näin ollen massavirta pieneni. Rotametrin lasiputkessa alkoi näkyä n. 15 min pumppauksen jälkeen kuplia. Kuplat voivat syntyä joko kuristusventtiilin jälkeen äkillisen paineen laskun takia tai pumpun moottorin lämpenemisen seurauksena. Massavirran alennuttua neste ei ehdi jäähdyttää moottoria ja osa nesteestä voi höyrystyä jo pumpun roottorissa käämien lämmetessä.

Pumpun pyörittyä 2 vuorokautta 1 bar:n säädetty vastapaine oli tippunut 0,78 bar:iin. Kuristusventtiili avattiin pumpun käydessä ja massavirta tippui yllättäen nollaan. Samalla pumpun kierrosnopeus romahti. Tämän jälkeen pumppu pysäytettiin ja avattiin (kuva 22). Hammaspyörissä ei ollut silminnähtäviä kulumia eikä liukulaakerin laakeripinnassa kiinnileikkautumisen jälkiä muutamaa pientä naarmua lukuun ottamatta (kuva 23). Pumpun pohjaan on syntynyt muutamia naarmuja, jotka ovat voineet aiheutua sisemmän hammaspyörän ja pohjan väliin ajautuneista ylimääräisistä partikkeleista.

Kuva 22. Pumpun osat 2 vuorokauden koeajon jälkeen.

Pumpun kierrosluvun tippuminen kuristusventtiiliä avattaessa on voinut johtua liukulaakerin nestefilmin romahtamisesta tai lämpölaajenemisesta. Kun paine tippui, neste ei enää ole ajautunut paineella liukulaakeripinnalle ja mekaaninen kosketus on syntynyt liukulaakerin ja ulomman hammaspyörän välille aiheuttaen laakeripinnassa näkyvät naarmut. Hammaspyörien kannenpuolinen pinta on muuttunut tummaksi ja mikrometrillä mitattiin hampaiden paksuudet. Osa sisemmän hammaspyörän hampaista oli ohentunut kärjestä 5,85 mm:iin, mutta ulomman hammaspyörän paksuus oli pysynyt samana. Hammaspyörien hampaiden välille ei ole syntynyt välystä kestotestin aikana. Hammaspyörien tummuus voi johtua nestekiertoon ajautuneesta hiilipölystä tai muusta liasta. Varsinkin ulomman hammaspyörän laakeripinnassa on kuvan 24 mukaisesti selviä tummempia läikkiä, jotka eivät irtoa sormella pyyhkimällä.

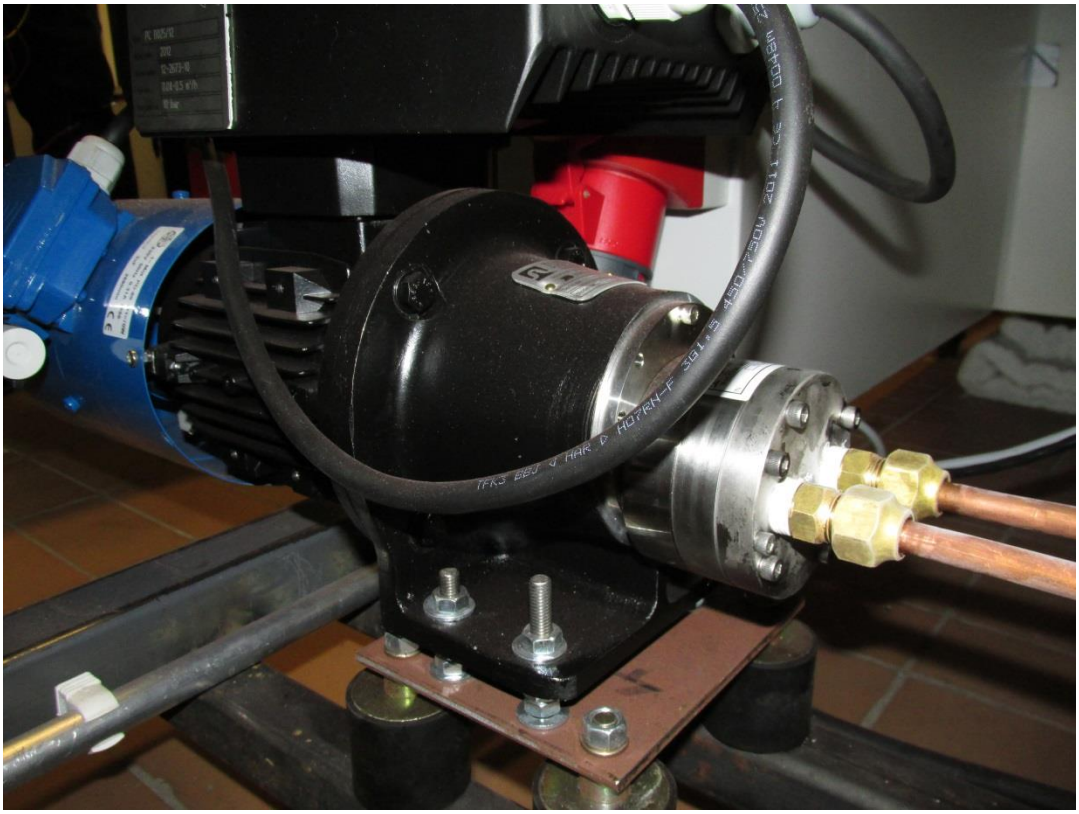
Kuva 23. Liukulaakeripintaan syntyneitä pieniä naarmuja.



Kuva 24. Hammaspyörät kahden vuorokauden testin jälkeen.

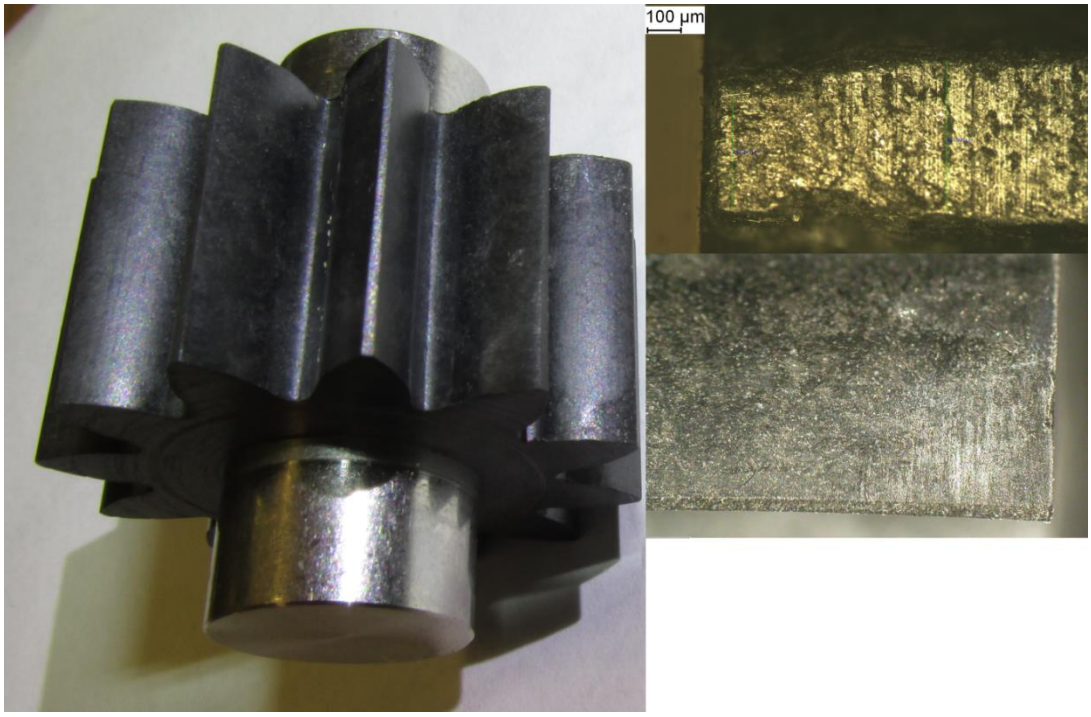
6.2 Ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu

Testattava ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu (kuva 25) on Tuthill TXS5 magneettivetoinen 0,55 kW invertteriohjatulla moottorilla varustettu pumppu. Yksittäin toimitettuna pumpun hinnaksi muodostui 2950 € (alv. 0 %). Pumpun materiaalit on valittu niin, että ne ovat yhteensopivat R-134A:n kanssa. Pumpun pesänä on käytetty AISI 316, hammaspyörinä ja laakereina PEEK sekä O-renkaat ovat PTFE:tä. PEEK:ä on vahvistettu seostamalla sitä hiilikuidulla sekä liukastamalla PTFE:llä. (Manninen 2012)



Kuva 25. Tuthill TXS5 magneettivetoinen ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu.

Pumppua on käytetty n. 10 h ajan kaksifaasijärjestelmän tutkimiseen. Järjestelmässä on ollut painetta 6 bar ja pumpun tuottama paine-ero on tilanteesta riippuen ollut 0 - 1 Bar. 10 h käytön jälkeen pumppu purettiin ja hammaspyöriä tutkittiin. Hammaspyörien todettiin kuluneen reunoilta kuvan 26 mukaisesti. Vasemmassa kuvassa näkyy hampaissa kuluneisuutta reunoilla. Oikealla kuvassa ylhäällä on mikrokuva hampaan päästä, josta näkyy selvästi reunan kuluneisuus. Alemmasta makrokuvasta nähdään kuluma hampaan kyljessä.



Kuva 26. Tuthill TXS5 - pumpun kulunut hammaspyörä.

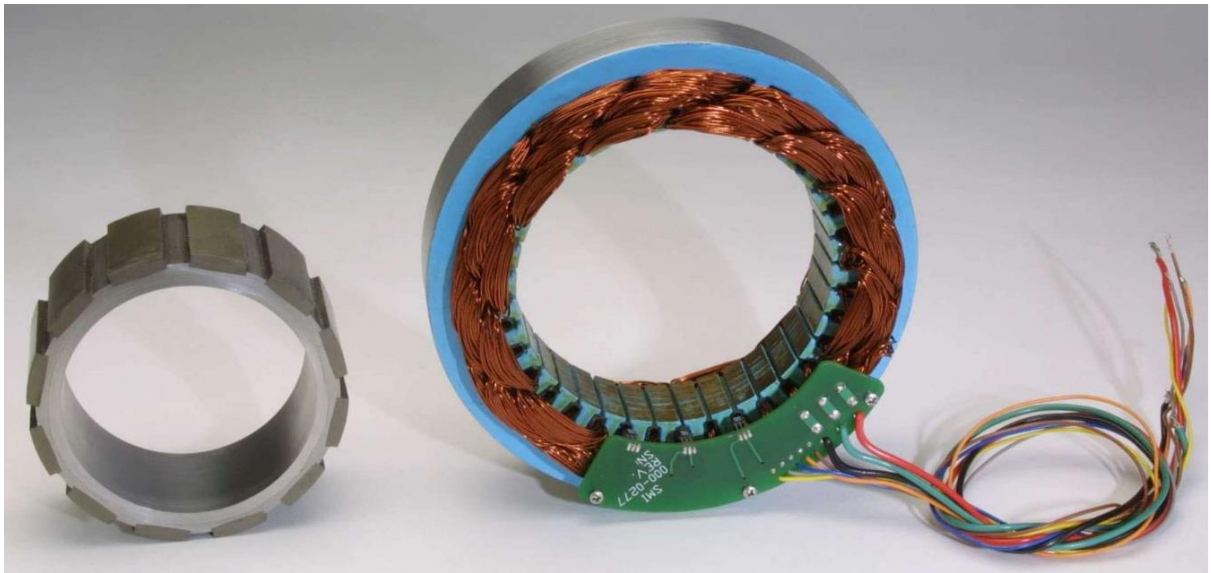
Laakerointi on myös vahingoittunut, kuten kuvasta 27 nähdään. Laakeripinnassa on muutama syvempi kuoppa ja muutama pidempi naarmu. Jäljet ovat todennäköisesti syntyneet nestekierrossa olleista partikkeleista, kuten jäähdytyslevyn liittimien liimasta. Myös R-134A:n kavitaatioherkkyydestä johtuen kavitaatio voi synnyttää jälkiä liukulaakeripintaan.

Kuva 27. Tuthill TXS5 - pumpun kuluneet laakerit.

7 ITSEVALMISTETUN PUMPUN LUOTETTAVUUDEN JA KOKOONPANON KEHITTÄMINEN

Ensimmäinen prototyyppi itse valmistetusta sisäryntöisestä pumpusta on valmistettu polttoainepumpun pohjalta. Polttoainepumpun rakenteessa etuna on edullisuus, sillä vastaavia pumppuja käytetään paljon ja märkämoottori toimii sekä Novec:n että R-134A:n kanssa. Moottorin roottorin läpi kulkeva neste jäähdyttää moottoria, mutta neste aiheuttaa myös ylimääräistä vastusta nesteen sisäisten kitkavoimien takia moottorin pyöriessä heikentäen moottorin hyötysuhdetta. Moottorin on käytännössä sijaittava pumpun painepuolella, sillä imupuolella roottorin aiheuttamat pyörteet sekä nesteen lämpiäminen voi lisätä kavitaatioriskiä.

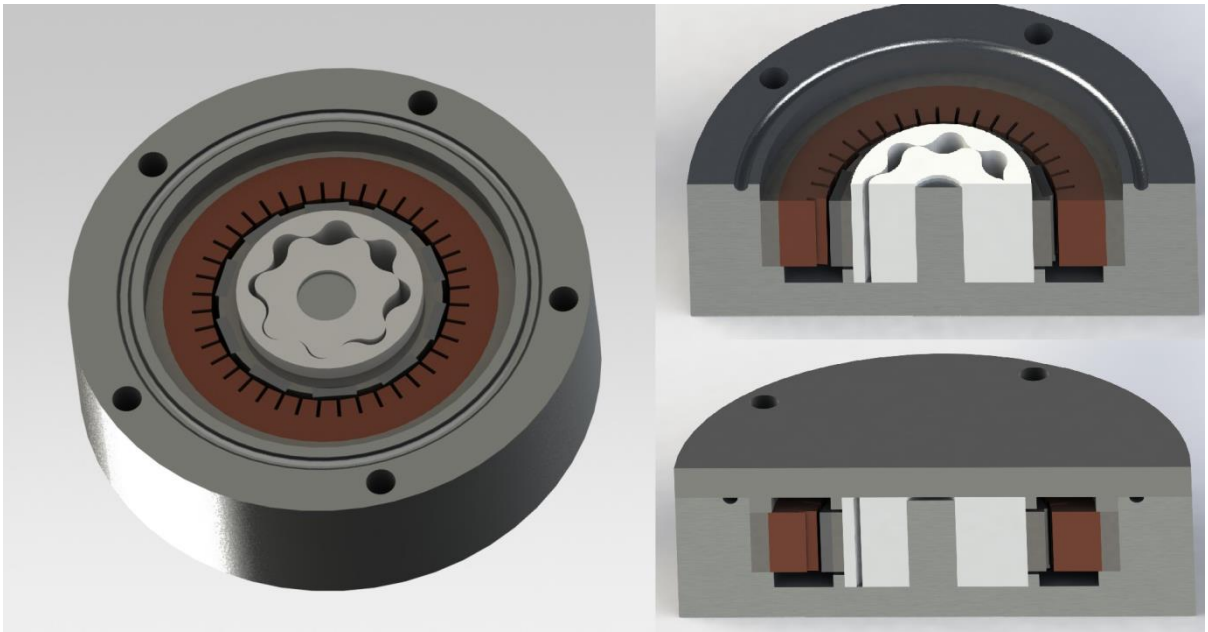
Pumpun pitkäikäisyyttä ja energiatehokkuutta voidaan parantaa vaihtamalla hiiliharjallinen moottori hiiliharjattomaan moottoriin. Tällöin vältytään mekaaniselta hankaukselta ja hiilipölyn muodostumiselta nestekiertoon. Hiiliharjattomassa moottorissa käämitys sijaitsee staattorissa ja kestomagneetit roottorissa, mikä mahdollistaa virran jaon ilman hiiliharjoja. Tällöin moottorista voidaan tehdä rengasmainen ja pumppu voidaan sijoittaa roottorin keskelle (kuva 28). (Nesbitt 2006, s. 270-272)



Kuva 28. Rengasmainen harjaton tasavirtamoottori. (Thomasnet 2014)

7.1 Kokoonpano

Hiiliharjallisen moottorin staattori kiinnitetään runkoon tiukalla sovitteella, jolloin se on helppo painaa prässillä oikeilla työkaluilla paikalleen (kuva 29). Roottorin sisälle puristetaan ulompi hammaspyörä tiukalla sovitteella. Asennusta voidaan helpottaa tekemällä olakkeet hammaspyörän ulkopintaan, jolloin laakeripinnat eivät vaurioidu asennuksen yhteydessä. Liitoksen vääntömomentin kestoa voidaan lisätä jyrsimällä kappaleisiin kiilaurat ja käyttämällä esimerkiksi woodruff-kiilaa. Moottorin ja hammaspyörien asennuksen jälkeen asennetaan o - rengas paikoilleen ja kansi kiinnitetään ruuveilla runkoon.



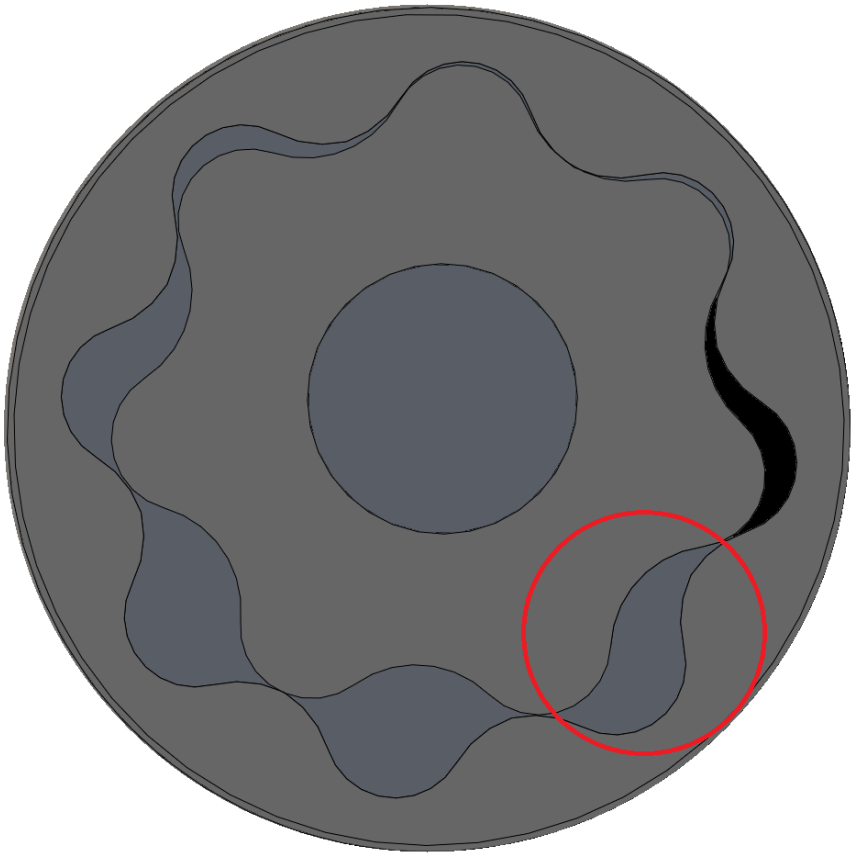
Kuva 29. Harjattomalla tasavirtamoottorilla varustettu sisäryntöinen pumppu, jossa ei ole erillisiä liukulaakereita.

7.2 Laakerointi

Testatun pumpun laakeripintojen naarmuuntumisen perusteella pehmeämpää hammaspyörää vasten kannattaa käyttää kovaa materiaalia, kuten keraamisia laakereita tai kovasta materiaalista valmistettua runkoa ilman erillistä liukulaakeria. Lisäksi pumpun painepuolelta kannattaa jyrsiä urat liukupinnalle, jolloin pumpun tuottama paine pakottaa nesteen paremmin liukupintaan muodostaen nestekalvon laakereiden väliin.

Mikäli jäähdytysjärjestelmän painehäviö on pieni, jää myös liukulaakereille syötettävän nesteen paine alhaiseksi. Tämä lisää laakereiden kulumista ja voi johtaa laakerivaurioon. Pumpun painepuolelle on myös mahdollista asentaa kuristusventtiili, jolloin pumppu tuottaa aina painetta ja liukulaakerien voiteluun ei tule katkosta. Tämä kuitenkin heikentää pumpun hyötysuhdetta, eikä se näin ollen ole energiatehokasta. Turha paineentuotto voi myös kuluttaa hammaspyöriä ja heikentää pumpun elinikää.

Pumpun ulostulokanava voidaan myös sijoittaa niin, että ulostulokanavan jälkeen pumppuun jää vielä nestettä, joka johdetaan omaa kanavaansa pitkin laakeripinnoille. Tällöin pumppu syöttää aina pyöriessään osan nesteestä laakeripinnoille, eikä nestefilmi romahda pumpun käynnistyksen ja pysäytyksen aikana (Hamrock 1994, s. 294). Kuvassa 30 on periaatekuva nesteen syötöstä laakeripinnoille. Kuvaan on merkattu ympyrällä pumpun ulostulokanava ja tummennettuna alueena laakeripinnalle syötettävän nesteen osuus.

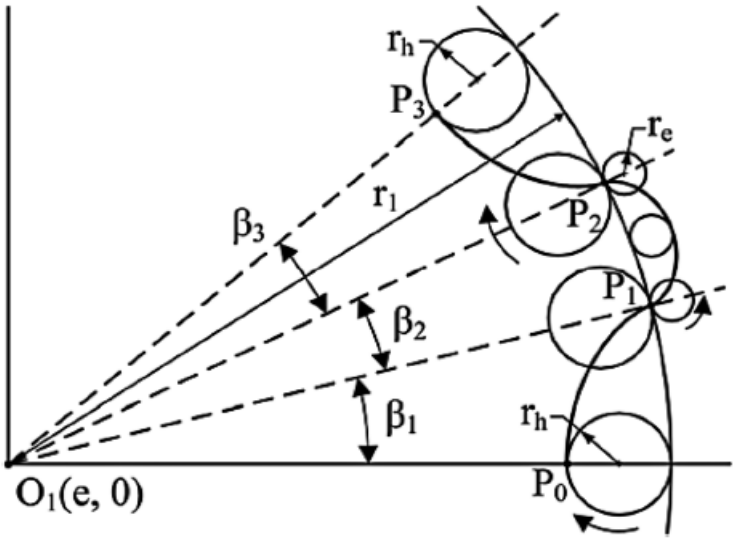


Kuva 30. Periaatekuva pumpun ulostulokanavasta ja laakeripinnoille syötettävän nesteen osuudesta.

Ulompaan hammaspyörään voidaan myös lisätä erillinen liukulaakeri, jolloin laakeripintaan saadaan halutut materiaalit. Varsinkin Novec:n kanssa on hyvä käyttää erillistä liukulaakeria, sillä pienen kitkakertoimen omaava PTFE on korvattava esimerkiksi Nylonilla, jonka kitkakerroin on noin kuusi kertaa suurempi (Zaib 2013). Nylonin käyttö hammaspyöränä ja samalla liukulaakeripintana nopeuttaa kulumista PTFE:hen verrattuna tilanteissa, joissa nestefilmi ei ole vielä muodostunut tai katoaa pumpun käydessä. Testatun pumpun pohja oli valmistettu AISI - 316 teräksestä. Pohjaan tulleiden naarmujen perusteella pohja ja kansi onkin syytä valmistaa pinnaltaan hyvin kovasta teräksestä, kuten hiiletysteräksestä (esim. 20NiCrMoS2-2). Hiiletysteräksillä kappaleen sisusta jää sitkeäksi ja ainoastaan pinta kovenee karkaisun aikana. Hiiletyskarkaisussa pinnan kovuudeksi saadaan n. 60 HRC. (Koivisto et. al. 2001, s. 139)

7.3 Hammaspyörien geometria

Pumpun hyötysuhdetta voidaan nostaa myös muotoilemalla pumpun hammaspyöriä. Käytettäessä kakkostyypin geometriaa (kuva 31) eli hyposykloidia ja episykloidia muotoa hammaspyörissä, aikaansaadaan jatkuva ja tasainen kontakti pumpun hammaspyörien välissä ja ohivuodot ovat pienempiä. Geometriansa ansiosta pumpun tuotto on myös parempi ykköstyypin geometriaan verrattuna. (Hsieh 2007, s. 9)



Kuva 31. Kakkostyypin pumpun sisemmän roottorin geometria. (Choi et al. 2011, s. 2)

8 KUSTANNUKSET ERI PUMPUILLE

Kustannusvertailua varten lasketaan omavalmisteiselle pumpulle hinta-arvio, joka perustuu materiaalikustannuksiin, koneistuskustannuksiin, kokoonpanokustannuksiin sekä ostettavien osien hintaan. Taulukossa 7 on esitetty laskelma, jonka mukaan omavalmisteisen pumpun kokonaiskustannukset ovat noin 52 €. Pumpun moottorin sekä moottorin ohjauksen hinnat ovat arvioita, jotka perustuvat Alibaba - sivustolta löytyneisiin hintoihin. Polymeerien hinnat ovat Etola - yhtiön kauppahintoja ja teräksen hintana on käytetty 2 €/kg. O-renkaan hinta on Etola - yhtiön yksittäishinta ja se vaihtelee kappalemäärän ja materiaalin mukaan. (Etra, 2013; Alibaba, 2014)

*Taulukko 7. Omavalmisteisen pumpun arvioidut valmistuskustannukset. (*Alibaba 2014; Etra 2013; Selesvuo 2014*)*

Osat	Määrä		Materiaalien osuus		Massa		Koneistushinta		Kokonaishinta	
Pohja	0,60	kg	1,21	€	0,38	kg	3,79	€	5,00	€
Kansi	0,15	kg	0,00	€	0,16	kg	1,61	€	1,61	€
Hammaspyörät	0,02	kg	1,11	€	0,02	kg	0,22	€	1,33	€
Hammaspyörät	0,01	kg	0,25	€	0,02	kg	0,24	€	0,49	€
Moottori	1	kpl	20,00	€					20,00	€
O-rengas	1	kpl	3,00	€					3,00	€
M4 - ruuvi	5	kpl	0,03	€					0,13	€
Moottorin ohjaus	1	kpl	15,00	€					15,00	€
Kokoonpano	1	kpl							5,00	€
								YHT.	**51,56**	€

Koneistustuntihintana on käytetty 10 €/kg, joka on yleistä tasoa hieman korkeampi johtuen monimutkaisista koneistettavista osista. Polymeeriosien kohdalla koneistuksen hinta-arviossa on käytetty teräksen tiheyttä. Kokoonpanokustannukseksi arvioitu 5 euroa perustuu 10 minuutin työhön ja 30 euron tuntihintaan. (Selesvuo 2014)

Edullisimman ja toimivan pumppuratkaisun löytämiseksi vertaillaan muutamien kaupallisten pumppujen hintoja omavalmisteisen pumpun valmistuskustannukseen. Hintavertailua varten kysyttiin tarjous kylmäaineelle tai Novec:lle soveltuvasta pumpusta eri yrityksiltä, joten pumput voivat erota hieman materiaaleiltaan. Taulukossa 8 on esitetty muutamien mahdollisten pumppujen hintoja (alv. 0 %). Osa tarjouksista on saatu ainoastaan yksittäiselle pumpulle ja osa 100 kappaleen erälle.

Taulukko 8. Pumppujen hintavertailu.

Pumppu	Pumpputyyppi	Vetotapa	Yritys	Kappalemäärä	Hinta [€]
NACPAII	Keskipakopumppu	Magneetti-vetoinen	Realtechnologie	1	**12000**
Disco	Keskipakopumppu	Magneetti-vetoinen	Maschinenbau	1	**5190**
NACPAII	Keskipakopumppu	Magneetti-vetoinen	Realtechnologie	100	**3000**
Hermetic RC	Keskipakopumppu	Märkä-moottori	Grundfos	1	**3000**
Tuthill TXS5	Ulkoryntöinen hammaspyöräpumppu	Magneetti-vetoinen	IP-Produkter	1	**2950**
Regenerative turbine pump	Keskipakopumppu	Magneetti-vetoinen	Speck Pumpen	1	**1185**
Regenerative turbine pump	Keskipakopumppu	Magneetti-vetoinen	Speck Pumpen	100	**633**
Omavalmiste-pumppu	Sisäryntöinen hammaspyöräpumppu	Märkä-moottori	-	100	**52**

Eri valmistajien pumppujen hinnat vaihtelevat huomattavasti kalleimman yksittäin tilatun pumpun ollessa 12 000 euroa ja halvimman yksittäin tilatun 1185 euroa. 100 kappaleen sarjana tilattuna halvin on Speck Pumpen:n Regerative turbine - pumppu, jonka hinnaksi jää 633 €. Mikäli arvio omavalmisteisen pumpun hinnasta on oikea ja omavalmisteisesta pumpusta saadaan luotettava, on oman pumpun valmistaminen järkevää.

9 JOHTOPÄÄTÖKSET JA YHTEENVETO

Tehoelektroniikan tehotiheyksien noustessa uusia ja tehokkaampia jäähdytysjärjestelmiä tarvitaan, jotta ylikuumenemisilta vältytään. Eräs potentiaalinen jäähdytysmenetelmä on kaksifaasijäähdytys, joka käyttää kiertoaineena tietyssä paineessa hieman huoneenlämmön yläpuolella kiehuvaa nestettä. Tällaisia nesteitä ovat esimerkiksi R-134A ja Novec 7000, joiden kiehumispisteet saadaan haluttuun arvoon asettamalla järjestelmän paine sopivaksi. Molemmille nesteille ominaista on alhainen viskositeetti ja tiettyjen materiaalin kanssa yhteensopivuusongelmat. Alhaisen viskositeetin aiheuttaman vuotoherkkyyden ja korkean litrahinnan vuoksi aksiaalitiivisteiden käyttö pumpuissa ei ole järkevää, vaan tilalla on käytettävä hermeettistä ratkaisua. Näin ollen vaihtoehdoiksi perinteisissä pumppuratkaisuissa jää magneettivetoinen pumppu tai märkämoottoripumppu.

Kylmäaineille on saatavilla pumppuja jotka ovat tarkoitettu huomattavasti suuremmille massavirroille tai valmistettu avaruuteen lähetettäviin laitteisiin, joten edullista ja pientä pumppua ei ole yleisesti saatavilla. Edullisimmillaan prosessiin soveltuvan pumpun voi saada 100 kappaleen eränä tilattuna n. 630 € hintaan. Kaupallisen, pienen jäähdytysjärjestelmän pumppu ei voi muodostaa suurinta osaa järjestelmän kokonaishinnasta, vaan hinnan on oltava kilpailukykyinen perinteisten nestejäähdytysjärjestelmien kanssa. Kalliiden ja suurikokoisten pumppujen tilalle on kehitettävä edullinen vaihtoehto.

Soveltuvia pumpputyyppejä matalan viskoosin omaaville dielektrisille nesteille ovat keskipakopumppu, osa syrjäytyspumpuista sekä elektrohydrodynaaminen pumppu. Kaikkien pumpputyyppien kanssa on varmistuttava materiaalien yhteensopivuudesta sekä kavitaatioriskin minimoimisesta. Tässä työssä valitaan yksi mahdollinen pumpputyyppi, jonka toimivuutta testataan R-134A:n ja Novec:n kanssa.

Siipipumppujen siivet ovat jatkuvassa hankauksessa ja kuluvat melko nopeasti. Nesteiden alhaisen viskositeetin vuoksi niiden voiteluominaisuudet ovat huonot, eivätkä siipipumput ole pitkäikäisiä. Epäkeskoruuvipumpussa roottorin ja staattorin välissä on suuri kitka, joka heikentää pumpun hyötysuhdetta ja voi johtaa kiinnileikkautumiseen. Letkupumppujen

etuna on rakenteen hermeettisyys, mutta niiden käyttöikä on melko pieni jatkuvan dynaamisen rasituksen vuoksi. Syrjäytyspumpuista sisä- ja ulkoryntöisissä hammaspyöräpumpuissa on vähemmän liikkuvia ja kuluvia osia verrattuna useimpiin muihin syrjäytyspumppuihin. Hammaspyöräpumput eivät myöskään perustu materiaalien elastisuuteen ja ovat näin ollen potentiaalisia pumpputyyppejä energiatehokkaaseen ja luotettavaan pumppaukseen.

Keskipakopumput voidaan rakentaa ilman osien välistä mekaanista kosketusta. Keskipakopumpuilla merkittävin kulumismuoto on juoksupyörässä esiintyvä kavitaatio, joka voi tuhota juoksupyörän hyvin nopeasti. R-134A:n ja Novec:n kanssa kavitaatio on hyvin voimakasta nesteiden alhaisen höyrynpaineen vuoksi. Kavitaatiota voidaan kuitenkin estää nostamalla pumpun imupainetta, jolloin nesteen höyrystyminen vaatii korkeamman lämpötilan, mutta tämä kuitenkin alentaa kaksifaasijäähdytyksen tehokkuutta. (Nesbitt 2006, s. 145-145)

Testattavaksi pumpuksi valittiin hammaspyöräpumppu. Kaupallinen versio magneettivetoisesta ulkoryntöisestä hammaspyöräpumpusta tilattiin kaksifaasijärjestelmän testausta varten. Samalla testattiin pumpun toimivuutta ja luotettavuutta R-134A:n kanssa. Noin 10 h koeajon jälkeen pumppu purettiin ja hammaspyörissä sekä laakeripinnoissa todettiin olevan naarmuja ja kulumia. Kulumat ovat todennäköisesti syntyneet hammaspyörissä ja laakereissa voitelun puutteen takia. Laakeripinnoilla on myös voinut esiintyä kavitaatiota, joka on jättänyt laakeripintaan kuoppia.

Kaupallisesti saatavien pumppujen korkean hinnan takia päätettiin rakentaa R-134A:lle ja Novec:lle soveltuva pumppu. Pumpputyypiksi valittiin sisäryntöinen hammaspyöräpumppu ja materiaalivalinnat tehtiin R-134A:n mukaan. Pumppu valmistettiin auton polttoainepumpun pohjalta käyttäen sen hiiliharjallista tasavirtamoottoria ja kantta. Hammaspyörät valmistettiin itse PTFE:stä ja pumpulle koneistettiin uusi pohja ja kotelo. Pumppua käytettiin testipenkissä 2 vuorokauden ajan niin, että sillä tuotettiin 1 bar:n ylipaine. Tämän jälkeen pumppu purettiin ja sen kulumista tutkittiin. Laakeripinnoilla sekä pohjan vastinpinnalla huomattiin syntyneen pieniä naarmuja, mutta hampaiden pinnat olivat hyvät.

Laakeripinnoille syntyneet naarmut voivat johtua laakeripintojen väärästä materiaalivalinnasta sekä liukulaakeripinnan nestekerroksen romahtamisesta. Pumpun vastapaineen laskiessa laskee myös laakeripinnalle syötetyn nesteen paine ja nestekerros voi romahtaa. Tällöin liukulaakeripintaan syntyy mekaaninen kosketus ja laakerit naarmuttuvat. Laakereiden kestävyyttä voidaan parantaa lisäämällä paineistetun nesteen virtautusta laakeripinnoille esimerkiksi pienen vastapaineen avulla tai muotoilemalla nesteen ulostulokanava niin, että osa nesteestä jää pumppuun ja se virtautetaan omaa kanavaansa pitkin laakeripinnoille. Lisäksi liukulaakerien välyksiin on kiinnitettävä huomiota, jotta lämpölaajeneminen ei aiheuta nestekerroksen romahtamista ja laakerin kulumista.

Moottorin käyttöiän pidentämiseksi pumpun moottorin kannattaa olla hiiliharjaton. Tällöin moottori on täysin kosketukseton, eikä nestekiertoon pääse hiiliharjoista irtoavaa hiilipölyä. Lisäksi hiiliharjattomia moottoreita valmistetaan rengasmaisena, joten pumppu voidaan asentaa roottorin keskelle (Thomasnet 2014). Kun staattori ja roottori sijaitsevat pumpun ulkoreunalla eikä aksiaalisesti pumpun jälkeen, nesteen virtaussuunnassa ei ole pyörteilyä ja kiehumista aiheuttavia komponentteja. Näin ollen nesteen sisäinen kitka ei aiheuta suuria häviöitä roottorin pyöriessä virtaavassa nesteessä.

Itse valmistetun pumpun kokonaiskustannukseksi tulee arviolta noin 52 €. Arvio perustuu materiaali-, koneistus-, ja kokoonpanokustannuksiin sekä ostettavien osien hintoihin. Valmistettavan erän suuruus hinta-arviossa on ollut 100 kappaletta. Arvioitu kokonaiskustannus on yli kymmenkertaisesti edullisempi hintavertailun toisiksi halvimpaan pumppuun. Mikäli tarve pumpulle kaupalliseen kohteeseen olisi pikainen, jouduttaisiin aluksi turvautumaan kaupalliseen pumppuun. Tässä työssä kehitetyn pumpun kehitystyössä on vielä paljon tehtävää, jotta siitä saadaan toimiva ja luotettava kaikissa olosuhteissa.

9.1 Tulevaisuudessa tehtävä työ

Kehitystyön seuraava askel olisi valmistaa uusi pumppu huomattujen kehityskohteiden pohjalta sekä testata pumpun toimivuutta myös Novec:lle soveltuvilla materiaaleilla. Uudessa kehitysversiossa on keskityttävä laakerointiin ja jatkuvan nestefilmin ylläpitämiseen pumppauksen aikana käyttöajan pidentämiseksi. Lisäksi materiaalivalintaa

ja paineenkestoa on mietittävä siltä kannalta, jos nestettä joudutaan vaihtamaan R-134A:n ja Novec 7000:n välillä. Myös muut mahdolliset nesteet olisi hyvä ottaa huomioon.

Tuthill TXS5 magneettivetoinen ulkoryntöistä hammaspyöräpumppua on syytä testata erikseen Novec:n kanssa. Lisäksi kaupallista keskipakopumppua tulisi testata sekä R-134A:n että Novec:n kanssa ja tarkkailla myös kavitaatiosta aiheutuvaa jouksupyörän vaurioitumista sekä sen voimakkuutta.

Elektrohydrodynaamiset pumput vaativat vielä paljon tutkimista ja kehittämistä ennen niiden käyttöä kaupallisen jäähdytysjärjestelmän pumppuna. Varsinkin konduktiopumppaus on osoittautunut tutkimuksissa suurta potentiaalia. Teoriassa paineentuotto riittää kaksifaasijäähdytysjärjestelmän tarpeisiin, mutta luotettavan pumpun rakentaminen vaatisi paljon aikaa ja testejä.

LÄHTEET

3M. 2009. 3M™ Novec™ 7000 Engineered Fluid [verkkodokumentti]. USA. [viitattu 2.1.2014].
Saatavissa: http://solutions.3mmagyar.hu/3MContentRetrievalAPI/BlobServlet?lmd=1351678548000&locale=hu_HU&assetType=MMM_Image&assetId=1319241050789&blobAttribute=ImageFile

Agostini, B. Fabbri, M. Park, J. Wojtan, L. Thome, J. 2007. State of the art of high heat flux cooling technologies. Taylos and Francis Group. ISBN 0145-7632.

Al Dini, S. 2005. Electrohydrodynamic induction and conduction pumping of dielectric liquid film: theoretical and numerical studies [verkkodokumentti]. Texas: A & M University, [viitattu 30.7.2013].
Saatavissa: repository.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/4931/etd-tamu-2005C-MEEN-Al.pdf?sequence=1

Alibaba. 2014. Tuotekuvasto.. [www-tuotedokumentti]. Kiina [viitattu 28.2.2014].
Saatavissa: http://www.alibaba.com/

Bleuler, R. 2013. Realtechnologie AG. CEO and Senior Engineer. Switzerland. Sähköpostihaastattelu 12.6.2013. Haastattelijana Leevi Paajanen. Muistiinpanot haastattelijan hallussa.

Bolaji, B.O. 2010. Experimental study of R152a and R32 to replace R-134A in a domestic refrigerator [verkkodokumentti]. Nigeria: Department of Mechanical Engineering, University of Agriculture, [viitattu 17.7.2013].
Saatavissa: http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544210003014#

Capriotti, B. Montalvan, D. Talmor, M. 2013. Elektrohydrodynamic pumping pressure generation [verkkodokumentti]. Worcester: Worcester Polytechnic Institute, [viitattu 30.7.2013].
Saatavissa: www.wpi.edu/Pubs/E-project/Available/E-project-042413-160710/unrestricted/EHD_Pressure_Generation_MQP_2013.pdf

Choi, T. Kim, M. Lee, G. Jung, S. Bae, J. Kim, C. 2011. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves [verkkodokumentti]. Korea: School of Mechanical Engineering at Pusan National University, [viitattu 30.8.2013].
Saatavissa:
mechanicaldesign.asmedigitalcollection.asme.org/data/Journals/JMDEDB/27957/011005_1.pdf

Cholet, H. 1997. Progressing cavity pumps. Pariisi: Editieons technip. 112 s. ISBN 2-7108-0724-6.

DuPont^{tm} Suva. 2004. HFC-134a Properties, Uses, Storage, and Handling [verkkodokumentti]. USA: E. I. du Pont de Nemeurs and Company, [viitattu 19.7.2013].
Saatavissa:
http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h45945_hfc134a_push.pdf&ei=0PvwUevZGcPfswa6m4DQBQ&usg=AFQjCNE_4ZjfPm99SHrcezojoB8qM_KjdQ&bvm=bv.49784469,d.Yms&cad=rja

Etra. 2013. Tuotekuvasto. [www-tuotedokumentti]. (Julkaisupaikka tuntematon): Etola - yhtiöt. [viitattu 24.10.2013].
Saatavissa http://tuotteet.etra.fi/fi/g2558853/tangot-etraflon

Feng, Y. Seyed-Yagoobi, J. 2004. Understanding of electrohydrodynamic conduction pumping phenomenon [verkkodokumentti]. Chicago: Illinois Institute of Technology, [viitattu 25.7.2013].
Saatavissa: http://pof.aip.org/resource/1/phfle6/v16/i7/p2432_s1

Genetron, 2006. Genetron134a Properties, Uses, Storage, and Handling [verkkodokumentti]. USA: Honeywell International Inc. [viitattu 5.6.2013].
Saatavissa:
http://www.honeywell.com/sites/servlet/com.merx.npoint.servlets.DocumentServlet?docid=D16CAEEB9-3993-2A03-0BAA-550526331B5D

Gülich, J. 2010. Centrifugal Pumps. Saksa: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 997 s. ISBN 978-3-642-12823-3

Hamrock, B. 1994. Fundamentals Of Fluid Film Lubrication: McGraw-Hill, USA. 690 s. ISBN 0-07-025956-9

Hermetic, 2011. Hermetic Pumps in the Refrigeration Industry [verkkodokumentti]. Germany: Kälte Gundelfingen. [viitattu 17.1.2014]
Saatavissa:
http://www.hermetic-pumpen.com/system/assets/109/KAELTE_E_01_2012.pdf

Hsieh, C. Hwang, Y. 2007. Geometric Design for a Gerotor Pump With High Area Efficiency [verkkodokumentti]. Taiwan: National Chung-Cheng University, [viitattu 5.6.2013].
Saatavissa:
mechanicaldesign.asmedigitalcollection.asme.org/data/Journals/JMDEDB/27863/1269_1.pdf

Ivantysyn, J. Ivantysynova, M. 2002. Hydrostatic Pumps and Motors. New Delhi: Tech Books International. 511 s. ISBN 81-88305-08-1

Kaappola, E. Hirvelä, A. Jokela, M. Kianta, J. 2011. Kylmätekniikan perusteet. Helsinki: Juvenesprint Oy. 264 s. ISBN 978-952-13-3-3480-1.

Koivisto, K. Laitinen, E. Niinimäki, M. Tiainen, T. Tiilikka, P. Tuomikoski, J. 2001. Konetekniikan materiaalioppi. Helsinki: Oy Edita Ab. 336 s. ISBN 951-37-2912-5

Maclaine-cross, I. Leanardi, E. 1996. Comparative performance of hydrocarbon refrigerants [verkkodokumentti]. Sydney: The University o New South Wales, [viitattu 18.7.2013]. Saatavissa:
www.hychill.com.au/pdf/cpohcr.pdf

Manninen, P. 2012. Myyntiinsinööri. IP - Produkter Oy. Sähköpostihaastattelu 5.11.2012. Haastattelijana Tapani Siivo. Muistiinpanot haastattelijan hallussa.

Marsh, K. Kandil, M. 2002. Review of thermodynamic properties of refrigerants + lubricant oils [verkkodokumentti]. New Zealand: University of Canterbury, [viitattu 18.7.2013]. Saatavissa:
http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378381202000250

Nesbitt, B. 2006. Handbook of Pumps and Pumping. Iso-Britannia: Elsevier, Roles & Associates Ltd. 470 s. ISBN 978-1-85617-476-3

Ost, K. 2000. Reducing Life-Cycle Costs of Centrifugal Pumps [verkkodokumentti]. Infracor Degussa-Huls, Hanau, [viitattu 24.1.2014].
Saatavissa:
http://www.google.fi/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CCUQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.richter-ct.com%2FDownloads%2FApplikationen%2BPresseartikel%2F%3FsAction%3DdownloadDocument%26lID_file%3D142&ei=vDziUrHCOIj8ywO-1oD4Dw&usg=AFQjCNGpyTezJOFRTva2GgTDXsnBn_sesQ&bvm=bv.59930103,d.bGQ&cad=rja

Raghavan, R. Qin, J. Yeo, L. Friend, J. Takemura, K. Yokota, S. Edamura, K. 2008. Electrokinetic actuation of low conductivity dielectric liquids [verkkodokumentti]. Yokohama: Department of Mechanical Engineering, [viitattu 25.7.2013].
Saatavissa:
http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0925400509003633

Ramos A. 2011 Electrokinetics And Electrohydrodynamics in Microsystems. Italy. CISM, Udine. 301 s. ISBN 978-3-7091-0899

Saums, D. 2010. Vaporizable dielectric fluid cooling for IGBT power semiconductors. Parker Hannifin Corporation. 7 s. ISBN 978-3-8007-3212-8

Schöb, R. 2002. Centrifugal pump without bearings or seals [verkkodokumentti]. Switzerland: Levitronix GmbH, [viitattu 24.1.2014].
Saatavissa:
http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0262176202802188

Seyed-Yagoobi, J. 2005. Electrohydrodynamic pumping of dielectric liquids [verkkodokumentti]. Chicago: Illinois Institute of Technology, [viitattu 24.7.2013]. Saatavissa:
http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0304388605000616
Thomasnet. 2014. Brushless DC Kit Motor suits low voltage applications [verkkodokumentti]. (Julkaisupaikka tuntematon) [viitattu 13.2.2014]
Saatavissa:
http://news.thomasnet.com/fullstory/Brushless-DC-Kit-Motor-suits-low-voltage-applications-17009

Unitor, 2011. Käyttöturvallisuustiedote, unicool R-134A [verkkodokumentti]. (Julkaisupaikka tuntematon) [viitattu 22.7.2013].
Saatavissa:
www.wilhelmsen.com/services/maritime/companies/buss/DocLit/MaterialSafety/Documents/MSDS/Refrigeration/UNICOOL_R_134A_Finnish.pdf

Urquhert C. D. Worley M. 2000. A Comparison Of The Application Of Centrifugal And Positive Displacement Pumps. Michigan: Blackmer Incorporated Grand Rapids, [viitattu 15.1.2014].
Saatavissa:
http://turbolab.tamu.edu/proc/pumpproc/P17/P17145-152.pdf

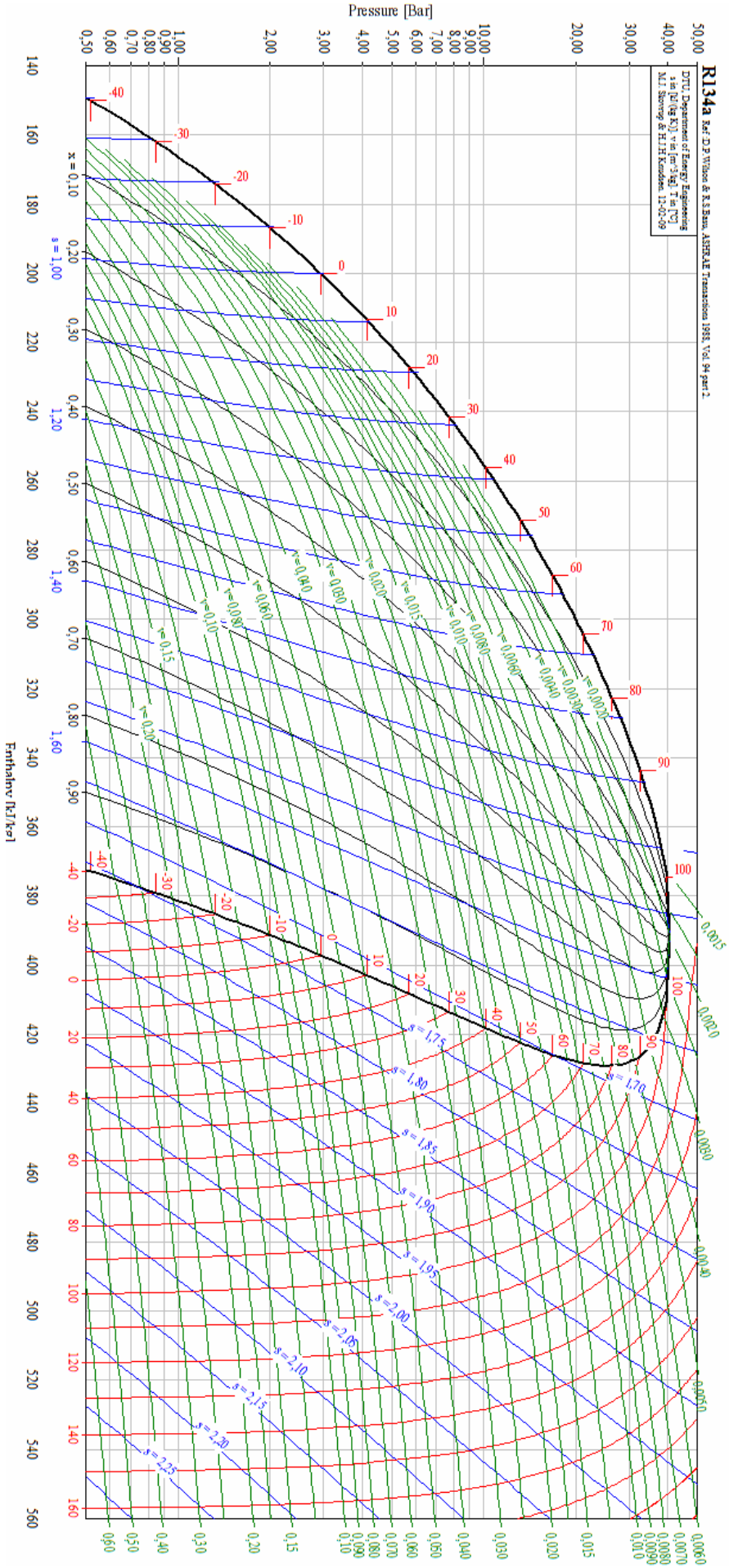
Valtanen, E. 2010. Tekniikan taulukkokirja. Hyvinkää: Genesis-Kirjat Oy. 1176s. ISBN 978-952-9867-35-6

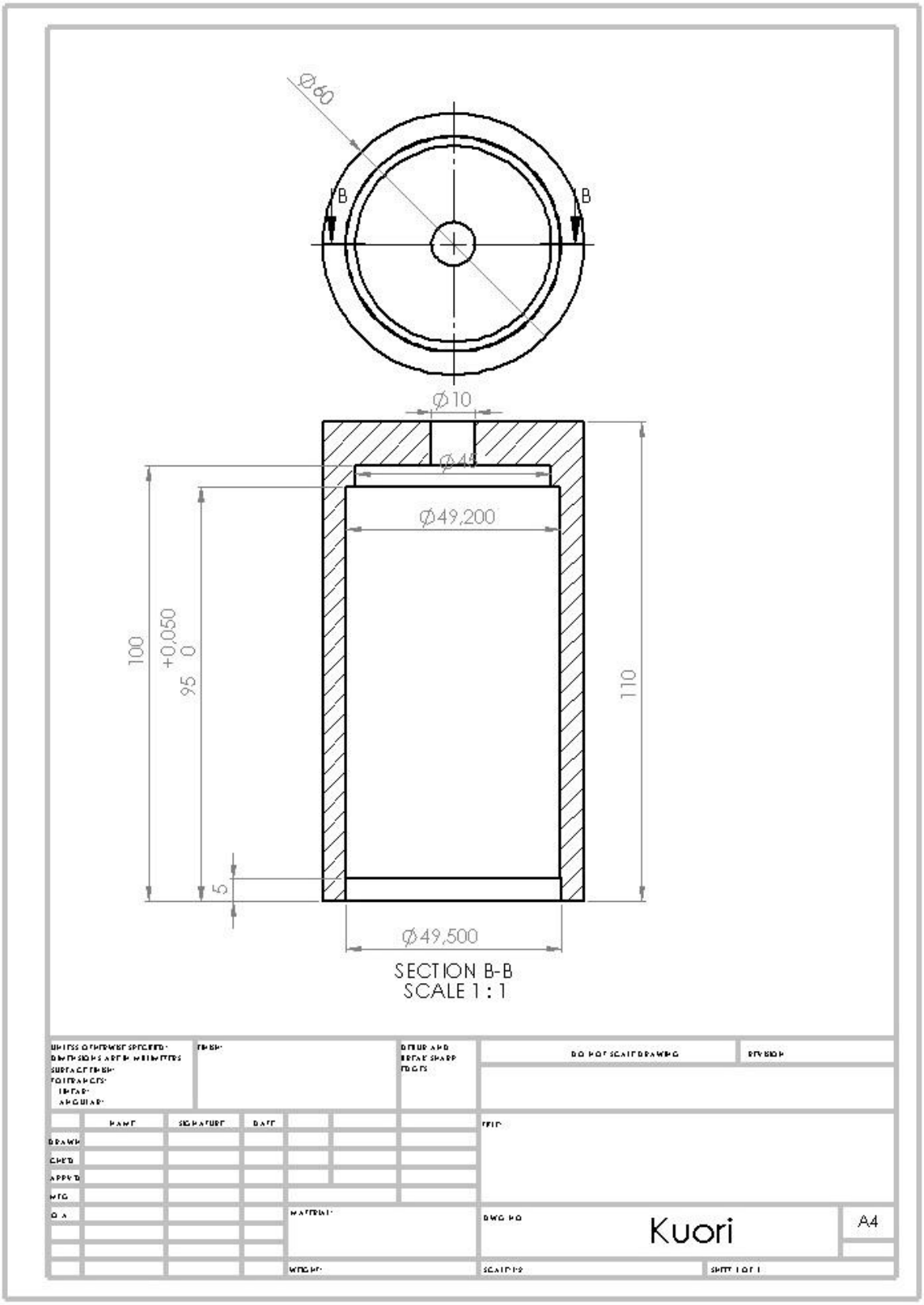
Vetter, G. Wirth, W. 1995. Understand Progressing Cavity Pumps Characteristics and Avoid Abrasive Wear [Verkkodokumentti]. Germany: University of Erlangen-Nuremberg, [viitattu 24.7.2013].
Saatavissa:
turbo-lab.tamu.edu/proc/pumpproc/P12/P1247-59.pdf

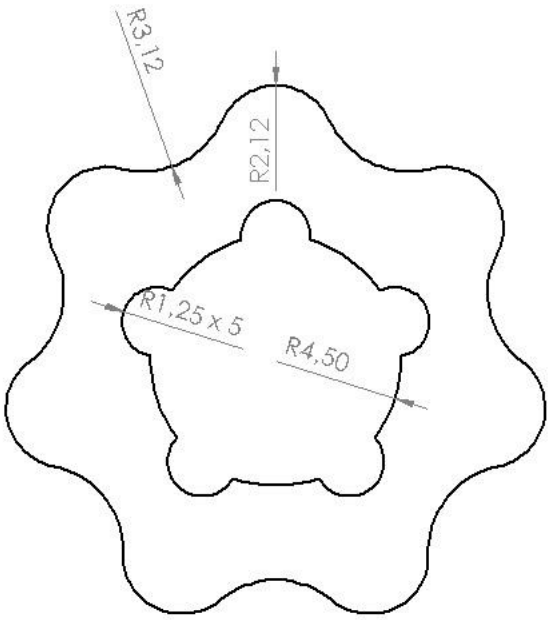
Vollmuller, H. Seifert, W. Fisher, K. 1993. Canned Motor and Magnetically Coupled Pumps Applications, Operations, and Maintenance In A Chemical Plant [verkkodokumentti]. Texas A & M University, [viitattu 21.1.2014].
Saatavissa:
http://turbolab.tamu.edu/proc/pumpproc/P10/P10109-115.pdf

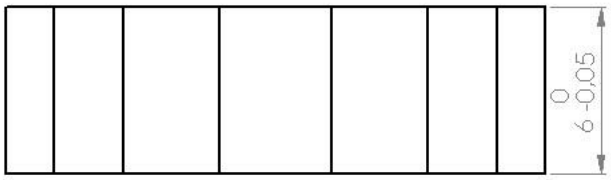
Wirzenius, A. 1968. Keskipakopumput. Tampere: Tampereen kirjapaino OY. 323 s.

Zaib, H. Kehityspäällikkö. Nordic EMMD 3M Electronics & Energy. Sähköpostihaastattelu 13.12.2013. Haastattelijana Tapani Siivo. Muistiinpanot haastattelijan hallussa.
Selesvuo, J. Laboratorioinsinööri. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Haastatteli 27.2.2014. Haastattelijan Leevi Paajanen. Muistiinpanot haastattelijan hallussa.

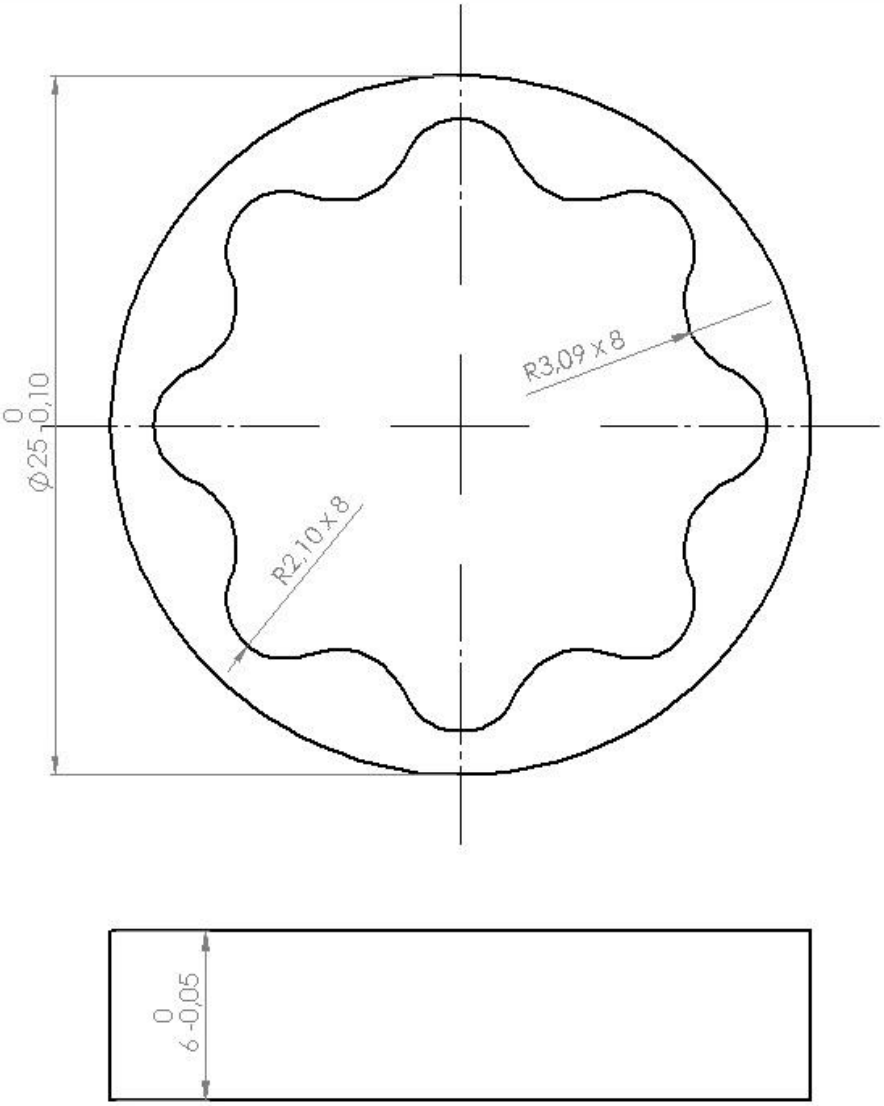

R134a
Ref: D.P. Wilson & R.S. Basu, ASHRAE Transactions 1988, Vol. 94 part 2.
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/kg K], v in [m^3/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H. Knudsen, 12-02-09
Pressure [Bar]
Enthalpy [kJ/kg]
x = 0,10
s = 1,00
1,20
1,40
1,60
s = 1,75
s = 1,80
s = 1,85
s = 1,90
s = 1,95
s = 2,00
s = 2,05
s = 2,10
s = 2,15
s = 2,20
s = 2,25
s = 1,70
v = 0,015
v = 0,020
v = 0,030
v = 0,040
v = 0,050
v = 0,060
v = 0,080
v = 0,10
v = 0,15
v = 0,20
v = 0,0010
v = 0,0020
v = 0,0030
v = 0,0040
v = 0,0050
v = 0,0060
v = 0,0080
v = 0,010
v = 0,015
v = 0,020
v = 0,030
v = 0,040
v = 0,050
v = 0,060
v = 0,070
v = 0,080
v = 0,090
v = 0,10
v = 0,15
v = 0,20
v = 0,30
v = 0,40
v = 0,50
v = 0,60
v = 0,0010
v = 0,0020
v = 0,0030
v = 0,0040
v = 0,0050
v = 0,0060
v = 0,0070
v = 0,0080
v = 0,0090
v = 0,010


Ø60
B
B
Ø10
Ø49
Ø49,200
100
+0,050
95 0
110
5
Ø49,500
SECTION B-B
SCALE 1 : 1
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION
Kuori
A4





UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:	FINISH:			DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING / REVISION
	NAME	SIGNATURE	DATE		TITLE:
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	DWG NO. Sisäratas / A4
				WEIGHT:	SCALE:2:1 / SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:	FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAWN					
CHK'D					
APPV'D					
MFG					
Q.A				MATERIAL:	DWG NO. Ulkoratas A4
				WEIGHT:	SCALE:2:1 SHEET 1 OF 1