

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Teknillinen tiedekunta

Konetekniikan koulutusohjelma

BK10A0400 Kandidaatintyö ja seminaari

PAINELMAKOMPRESSOREIDEN LÄMMÖN TALTEENOTON OPTIMOINTI

OPTIMIZING HEAT RECOVERY OF AIR COMPRESSORS

Lappeenrannassa 14.6.2011

Markku Stenberg

## SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO.....	3
1 JOHDANTO .....	5
2 TARKASTELTAVA JÄRJESTELMÄ .....	6
2.1 Paineilmakompressorit.....	7
2.2 Lämmönvaihtopatteri ja lämmönjohtopumppu.....	8
2.3 Venttiilit .....	10
2.4 Muut osat ja neste .....	13
2.5 Anturointi ja automatiikka .....	13
3 TUTKIMUKSEN TAUSTAT.....	15
3.1 Jäähdytysnesteen virtaukseen vaikuttavat tekijät.....	15
3.2 LTO-järjestelmästä aiemmin tehty tutkimus .....	16
4 LÄMMÖN TALTEENOTON MATEMAATTINEN ARVIOINTI .....	18
4.1 Järjestelmän matemaattinen tarkastelu .....	18
4.2 Pumpumuutoksen tuoma säästö ja takaisinmaksuaika .....	22
4.3 Fluidien ominaislämpökapasiteetit ja tiheydet.....	24
5 TEHOSTAMISTOIMENPITEET JA TUTKIMUKSEN LUOTETTAVUUDEN ARVIOINTI.....	27
5.1 Pumpun vaihto .....	27
5.2 LTO-järjestelmän laajennusmahdollisuudet .....	28
5.3 Muut kehitysehdotukset .....	30
5.4 Tutkimuksen luotettavuus.....	31
5.4.1 Fyysisestä järjestelmästä johtuvat virheet.....	32
5.4.2 Matemaattisen tarkastelun virheet .....	32

6	JOHTOPÄÄTÖKSET.....	35
7	YHTEENVETO.....	37
	LÄHDELUETTELO.....	38

## LIITTEET

LIITE 1: Paineilmajärjestelmän prosessikaavio

LIITE 2: Paineilmakompressoreiden vuoden 2010 sähkönkulutustiedot

LIITE 3: Lämmön talteenottojärjestelmän matemaattinen tarkastelu

LIITE 4: Pumppumuutoksen tuoma säästö ja takaisinmaksuaika

LIITE 5: Tarvittavia luonnonvakioita

## SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

$c_p$	Ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa	[J/kg·K]
$E$	Energiatiheys	[J/kg]
$I$	Investointi	[€]
$K$	Kustannus	[€]
LTO	Lämmön talteenotto	
$n$	Takaisinmaksuaika	[a]
$P$	Teho	[W]
PATE	Paineilmaa Tehokkaasti	
PNS	Pienimmän neliösumman menetelmä	
$Q$	Tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
$Q_m$	Massavirta	[kg/s]
$S$	Säästö	[€/a]
$t$	Lämpötila	[°C]
$T$	Lämpötila	[K]
$\Delta$	Muutos (delta)	
$\eta$	Hyötysuhde (eeta)	[%]
$\rho$	Tiheys (rhoo)	[kg/m <sup>3</sup> ]

Alaindeksit

I	Ilma
KL	Kompressorilta lähtevä (neste)
KT	Kompressorille tuleva (neste)
kWh	Kilowattitunti
LI	Lähtevä ilma (LTO-patterilta)
LN	Lähtevä neste (LTO-patterilta)
N	Neste
SET	Asetusarvo, tavoitearvo
TI	Tuleva ilma (LTO-patterille)
TN	Tuleva neste (LTO-patterille)

## 1 JOHDANTO

Tämän työn on teettänyt Vanhan Ruukin Kiinteistöpalvelu Oy ja työ on toteutettu kandidaatintyönä Lappeenrannan Teknilliselle Yliopistolle. Työ on tehty yliopiston lukukaudella 2010 - 2011, pääosin kevätlukukauden aikana. Työn tarkoituksena oli selvittää työn teettäjän puolesta paineilmakompressoreiden lämmön talteenoton (myöhemmin LTO:n) toimintaa sekä etsiä mahdollisia parannuskohteita järjestelmän hyötysuhteen nostamiseksi.

Työ rajattiin koskemaan lämmön talteenoton yhtä lämmönvaihtopatteria ja siihen liittyvää nestekiertoalaitteistoa. Syynä työn tekemiselle oli epäily lämmön talteenoton huonosta hyötysuhteesta. Huonon hyötysuhteen parantamiseksi oli järjestelmää tutkittu aiemminkin, tutkimusten ja toimenpiteiden johtamatta kuitenkaan tuloksiin. Tässä työssä oli tavoitteena ottaa kantaa myös mahdollisiin rahallisiin säästöihin joita järjestelmän kunnollisella toimintaan saattamisella olisi. Lisäksi pohdittiin mahdollisten järjestelmän laajennusten tuomia säästömahdollisuuksia.

Työn rakenne pyrittiin normaalin kandidaatintyön ohjeistuksen lisäksi rakentamaan myös PATE-analyysimallin pohjalta. PATE-analyysi on Motiva Oy:n vuosien 2003 - 2004 kehittämä paineilman tuotannon tehokkuuden arviointityökalu. Lyhenne PATE tulee sanoista *paineilmaa tehokkaasti*. Koska PATE-malli sisältää paljon muutakin kuin LTO:n asioita, on mallia muokattu sopimaan työn muuhun luonteeseen.

Työ sisältää johdannon jälkeen tarkasteltavan järjestelmän esittelyn. Tämän jälkeen seuraavat LTO:n hyötysuhteeseen vaikuttavien asioiden sekä järjestelmästä jo tehdyn tutkimuksen esittely. Verrattaessa järjestelmän toimintaan vaikuttavia ja jo tutkittuja asioita keskenään saatiin mahdolliset jäljellä olevat ongelmat rajattua melko tarkasti. Rajauksen jälkeen järjestelmän toimintaa mallinnettiin matemaattisesti sekä mahdollisen pumppumuutoksen tuomaa säästöä arvioitiin euromääräisesti. Lopuksi työssä on esitelty mahdollisia järjestelmän tehostamistoimenpiteitä sekä on tehty perinteisesti johtopäätökset ja yhteenveto.

## 2 TARKASTELTAVA JÄRJESTELMÄ

Tarkasteltava järjestelmä on paineilmakompressoreiden lämmön talteenottojärjestelmän lämmönvaihtopatteri ja siihen liittyvä nestekierto-osuus. Järjestelmä jäädyttää kompressorilohkoja nestejäähdytyksellä ja siirtää lämpöenergian konehallin tuloilman lämmitykseen. Järjestelmään on kytketty viidestä käytössä olevasta ruuvikompressorista neljä ja kompressorit sijaitsevat paineilmakeskuksessa tehdasrakennuksen luoteisseinällä. Paineilmakeskuksessa sijaitsee myös nestejärjestelmän paisuntasäiliö sekä nesteen täyttölaitteisto. Kompressoreiden tarvitsemat imu- ja jäähdytysilma tulevat myös rakennuksen luoteisseinältä, joka on melko optimaalinen ilman viileyden vuoksi (Motiva Oy 2002, s.2).

Järjestelmän nestekierron toinen pää, eli lämmönvaihtopatteri, sijaitsee rakennuksen yläkerrassa. Lämmönvaihtopatterin (myöhemmin myös LTO-patteri) yhteydessä sijaitsevat myös järjestelmän pumppu sekä lämmönvaihtopatterin ohitusventtiili sähköisine toimilaitteineen. Ohitusventtiilin tarkoituksena on päästää LTO-patterille vain osittainen nestevirtaus, mikäli konehallin tuloilma lämpenee liiaksi. Tällöin nesteen energiasta tuloilmaan siirtyvä osa pienenee ja paluuneste palaa kompressoreille lämpimämpänä. Mikäli kompressorit tämän seurauksena lämpenevät liiaksi, ohjaa automatiikka nestejäähdytyksen lisäksi kompressoreille ilmajäähdytystä suoraan ulkoilmasta. Jos LTO-patterin lämmitys ei riitä tuloilman lämmittämiseksi tavoitearvoonsa, lämmitetään tuloilmaa lisää LTO-patterin jälkeen tuloilman kanavaan asennetulla toisella lämmönvaihtimella. Tämä lämmönvaihdin saa lämpönsä tehtaan öljypolttimilta tulevasta kiertovedestä.

Etäisyyttä lämmönvaihtopatterilta paineilmakeskukseen on noin 50 metriä, jonka jäähdytysneste kulkee eristämättömissä putkissa pääosin hallitilan katonrajassa. Putkien eristämistä ei ole koettu oleelliseksi, koska kaikki putkistosta matkalla säteilevä lämpö menee kuitenkin sisäilman lämmittämiseen. Näin ollen eristämisen tuoma hyöty olisi näennäistä. Vaikka neste saataisiin lämpimämpänä lämmönvaihtopatterille, siitä saatava lämpö puhallettaisiin kuitenkin tuloilmana samoihin tiloihin, joita putkisto eristämättö-

mänä lämmitteä. Järjestelmän prosessikaavio löytyy liitteestä 1. Seuraavissa kappaleissa käsitellään tarkemmin järjestelmän eri osia.

## 2.1 Paineilmakompressorit

Paineilmaa keskuksessa tuottaa viisi Oy Atlas Copco Ab:n valmistamaa ruuvikompressoria, joista neljä on kytketty lämmön talteenottojärjestelmään. Kompressoreiden tiedot on esitelty taulukossa 1.

*Taulukko 1. Käytössä olevat paineilmakompressorit (Atlas Copco 2009, s.14; Atlas Copco 2008, s.14; Atlas Copco 2007, s.16-17).*

Kompressorit	Tyyppi	Sähköteho	Huomautuksia
1	GA 55	55 kW	
2	GA 90 C	90 kW	
3	GA 160	160 kW	
4	GA 90	90 kW	
5	GA 180 VSD-FF	180 kW	Ei kytketty LTO – järjestelmän nestekierto
1-5 Yhteensä		575 kW	
1-4 Yhteensä		395 kW	LTO – järjestelmän nestekierrossa olevat kompressorit

Järjestelmän viides kompressorit on taajuusmuuttajaohjattu, jolloin sen tuotto mukautuu portaattomasti tarvittavan ilmamäärän mukaan (Atlas Copco 2007, s.12-13). Kuten taulukosta 1 havaitaan, yhteensä kompressoritehoa on käytettävissä 575 kW, josta tarkasteltavaan LTO-järjestelmään on kytkettynä 395 kW. Koska noin 95 % tästä sähkötehosta menee lämmöksi, tarkoittaa se noin 375 kW lämpötehoa LTO-järjestelmään kytketyiltä kompressoreilta (Ellman et al. 2002, s.8). Ruuvikompressoreilla tästä lämpötehosta edelleen noin 77 % poistuu laitteistosta öljyn jäähdytyksen myötä jäähdytysnesteeseen (Motiva Oy 2002, s.3). Kuvassa 1 näkyy järjestelmään kytketty kompressorit 3.





**Kuva 1.** Kompressor 3.

Kuva 1 havainnollistaa kompressorien ulkomuotoa. Kompressorit ovat koteloituja yksiköitä, joista ulospäin näkyvät vain tarvittavat liitännät ja sähköinen ohjauspaneeli. Keskimäärin kompressorit tuottavat paineilmaa noin 30 ... 40 m<sup>3</sup>/min maksimituoton ollessa noin 60 m<sup>3</sup>/min. Kompressoreiden tuotto muuttuu jonkin verran vuorokaudenaikojen mukaisesti. Yhden vuoron aikana paineilman kulutus laskee noin 15 ... 20 m<sup>3</sup>/min tasolle. Seisakkiaikana, jota vuodessa on 1 ... 1,5 kk, paineilman kulutus on luonnollisesti vähäisempää. (Heino 2010-2011). Kompressoreiden vuoden 2010 aikana käyttämä sähköteho on listattu liitteessä 2.

## 2.2 Lämmönvaihtopatteri ja lämmönjohtopumppu

Lämmönvaihtopatterina järjestelmässä on PM-LUFTin valmistama lämmönvaihtopatteri GA030. Lämmönvaihtopatteri näkyy kuvassa 2.

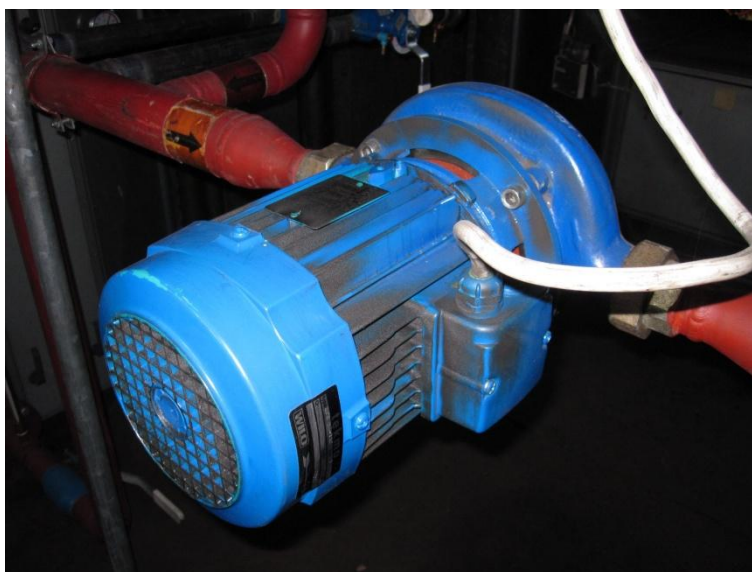


**Kuva 2.** LTO-patteri.

Kuvassa 2 näkyvä LTO-patteri on kytkettyä kuvassa etualalla olevien nestekiertoputkien sekä vasemmalta oikealle kulkevan ilmanvaihtokanavan yhteyteen. Ilma kulkee kuvan suunnasta katsoen vasemmalta oikealle ja neste menee patterin sisään alemmasta liittännästä ja tulee ulos ylemmästä.

Patteri on kupariputkista ja alumiinilamelleista valmistettu ja mitoiltaan 2000 x 1000 mm. Suurimmaksi sallituksi tehoksi on ilmoitettu 190 kW (Componenta Oy 2001, s.13). Ilman virtaus patterin läpi on mitoitettu arvoon 6,4 m<sup>3</sup>/s (Karkkilan Valimokiinteistö Oy 2001a, s.2).

Lämmönjohtopumpuna järjestelmässä on Wilo Oy:n valmistama Tekmo LPR 32-110 (Karkkilan Valimokiinteistö Oy 2001a, s.3). Pumppu on esitetty kuvassa 3.



**Kuva 3.** LTO-järjestelmän lämmönjohtopumppu.

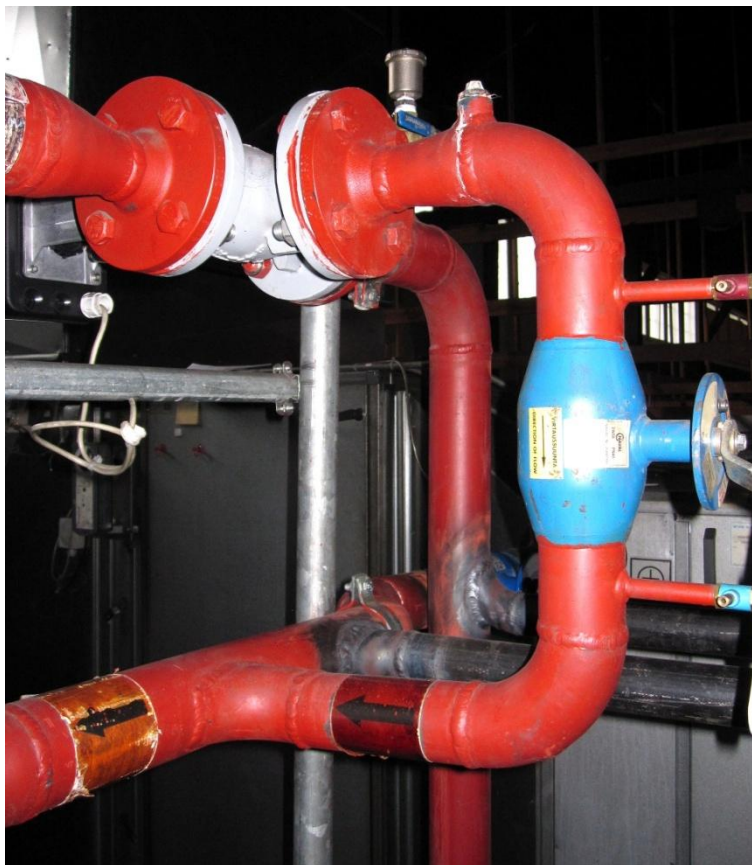
Pumppu on mekaanisella liukurengastiivisteellä tiivistetty keskipakopumppu varustettuna 1,1 kW moottorilla. Pumppuun on olemassa erikokoisia juoksupyöriä nestevirtauksen säätämiseksi. Tekmo-sarjan pumppujen valmistaminen on lopetettu (Silvander 2011). Järjestelmän kokonaisnestevirtaus on mitoitettu arvoon 2,36 l/s (Karkkilan Valimokiinteistö Oy 2001a, s.2).

### 2.3 Venttiilit

Järjestelmän nestevirtausta ohjataan useilla erityyppisillä venttiileillä. Nesteen siirtämää lämpö määrää voidaan säädellä järjestelmässä olevalla kolmitieventtiilillä. Yksittäisten kompressoreiden läpi kulkeva nestevirtaus voidaan katkaista kunkin kompressorin yhteydessä olevalla magneettiventtiilillä. Jokaisen kompressorin yhteydessä on lisäksi virtauksensäätöventtiili. Edellisten lisäksi järjestelmässä on vielä käsiventtiileitä, joita käytetään tarvittaessa pääasiassa järjestelmän huoltotilanteissa. (Karkkilan Valimokiinteistö Oy 2001a, s.2)

Mikäli automatiikka haluaa rajoittaa lämmitettävään ilmaan johtuvaa lämpöä tai kompressoreiden jäähdytystä, se avaa kolmitieventtiilillä ohituskanavaa, joka ohittaa lämmönvaihtopatterin. Tällöin osa nestevirtauksesta kulkee ohituskanavan kautta ja loput

LTO-patterin läpi (Karkkilan Valimokiinteistö Oy 2001a, s.2). Kolmitieventtiili ja ohituskanava näkyvät kuvassa 4.



**Kuva 4.** Kolmitieventtiili ja ohituskanava.

Kuvan 4 yläreunassa sijaitsevalta kolmitieventtiililtä oikealle lähtee ohituskanava, joka käsiventtiilin kautta on yhdistetty pumpulle menevään putkeen. Automatiikka ohjaa kolmitieventtiilin asemaa anturitietojen perusteella. Tutkittaessa järjestelmää venttiilin ollessa automaattiohjauksella se oli aina kiinni. Tällöin kaikki neste kiersi LTO-patterin läpi. Käsiäjolla venttiili saatiin myös auki, jolloin lämpötilamittauksista voitiin todeta venttiilin toimivan suunnitellusti.

Jokaisen kompressorin yhteydessä on nestekierron virtauksensäätöventtiili, joka on asetettu kompressorin arvojen perusteella tietylle virtaamalle. Virtauksensäätöventtiilit ovat säädettävissä, mutta lukittu paikalleen virhesäätämisten rajoittamiseksi. Jokaisen

kompressorin yhteydessä on myös magneettiventtiili, joka toimii yhdessä kompressorin kanssa. Kuva 5 esittelee järjestelmän virtauksensäätimiä ja magneettiventtiileitä.



**Kuva 5.** Magneettiventtiilit ja virtauksensäätimet.

Kuvan 5 etualalla vasemmalla näkyvät yhden kompressorin jäähdytysnesteliitännät. Neste menee sisään kompressorin ylemmältä liitännältä käsiventtiin ja virtauksensäätöventtiin läpi. Alemmältä liitännältä ulos tullessaan neste kulkee kompressorin ohjaaman magneettiventtiin ja käsiventtiin läpi takaisin kiertoon ja sitä kautta LTO-patterille. Taustalla näkyvät myös kahden muun kompressorin vastaavat liitännät.

Kompressorin käynnistyessä avautuu myös magneettiventtiili päästämällä jäähdytysnestevirtauksen kompressorin läpi liikkumaan. Mikäli kaikki magneettiventtiilit ovat kiinni,

pysäyttää automatiikka myös lämmönjohtopumpun. (Karkkilan Valimokiinteistö Oy 2001b, s.2)

Kolmitieventtiilin ja magneettiventtiilien lisäksi järjestelmässä on lukuisia käsiventtiileitä. Käsiventtiileillä mahdollistetaan mm. järjestelmän yksittäisten osien irrottaminen ilman koko järjestelmän nesteen tyhjännystä. Lisäksi käsiventtiileillä mahdollistetaan järjestelmän ilmaaminen. (Karkkilan Valimokiinteistö Oy 2001a, s.2)

#### 2.4 Muut osat ja neste

Järjestelmässä on edellä mainittujen osien lisäksi myös paineentasaus- ja nesteensäilyslaitteistot. Paineentasauslaitteisto eli paisuntasäiliö on kalvoinen kaasutäytteinen säiliö, jonka kaasun paine siirtyy kalvon välityksellä järjestelmän nesteeseen (Karkkilan Valimokiinteistö Oy 2001b, s.2). Sekä paineentasaus- että nesteensäilyslaitteistot sijaitsevat paineilmakeskuksessa.

Putkisto on hitsattavaa teräsmateriaalia, materiaalin tarkka koostumus ei ole tiedossa (Componenta Oy 2001, s.8). Putkiston putkien halkaisijat on esitetty liitteessä 1. Lämmönsiirtonesteinä järjestelmässä käytetään vesi-glykoliseosta, jonka glykolipitoisuus on 40 paino-% (Componenta Oy 2001, s.10).

#### 2.5 Anturointi ja automatiikka

Tarkasteltavan laitteiston ohjaus perustuu pääasiassa lämpötilojen tarkkailuun. Järjestelmä seuraa neljää ilman lämpötilamittausta: ulkolämpötilaa, LTO-patterin jälkeistä lämpötilaa, puhaltimen jälkeistä lämpötilaa sekä lämmitettävän koneistushallin sisäilman lämpötilaa. Lisäksi prosessista seurataan vesi-glykolinesteen lämpötilaa LTO-patteria ennen ja sen jälkeen (Heino 2010, s.1). Edellisten lisäksi seurataan nesteensäilyslaitteistosta painetta paineilmakeskuksesta ennen nesteensäilyslaitteistosta kompressoreille (Karkkilan Valimokiinteistö Oy 2001a, s.2). Näiden lisäksi sähköisiä ohjauksia ja mittauksia on monille järjestelmään oleellisesti liittyville osille, kuten kompressorien ilmajäähdytykselle, koneistushallin poistopuhalluksille jne. (Heino 2010, s.1). Sähköisten anturointien lisäksi järjestelmässä on myös paikan päältä luettavia lokaalimittareita edellä mainituissa paikoissa sekä muun muassa paineilmakeskuksessa on tulevan ja lähtevän nesteensäilyslaitteistojen lämpötilamittarit.

Antureista saatavat tiedot johdetaan *EXCEL Building Supervisor*-ohjelmistoon. Kyseessä on kiinteistöautomaatiikkaohjelmisto, joka yhdessä kompressorien oman automaatiikan kanssa valvoo esimerkiksi kompressoreiden lämpötilojen pysymistä halutuissa arvoissaan, tuloilman puhalluksen lämpötilaa ja lämmitettävän konehallin ilman lämpötilaa. Näitä arvoja se pyrkii pitämään asetusarvoissaan säätämällä muun muassa kompressoreiden ilmajäähdytystä, LTO-patterin ohivirtausta, puhaltimien pyörimisnopeuksia jne. Ohjelmistosta on saatavissa mittaushistoria eri antureiden antamista arvoista. (Heino 2010-2011)

### 3 TUTKIMUKSEN TAUSTAT

LTO-järjestelmää nopeasti tarkastelemalla oli helposti havaittavissa, että kompressoreilta lähtevä neste oli melko lämmintä, noin 80 °C. Lisäksi kompressoreille palaava neste oli puolestaan melko viileää, noin 30 °C. Putkistokaavioon merkittyihin mitoitusravoihin 70 °C ja 40 °C vertaamalla voitiin epäillä, että järjestelmän neste ei liiku halutulla tavalla (Karkkilan Valimokiinteistö Oy 2001a, s.2). Tämän seurauksena lähtökohtaisesti keskityttiin tarkastelemaan järjestelmän nestekiertoa ja siihen liittyviä asioita.

#### 3.1 Jäähdytysnesteen virtaukseen vaikuttavat tekijät

Nesteen virtauksen heikkous voidaan tulkita johtuvaksi oletettavasti kolmesta tekijästä: putkiston tai komponenttien tukoksista, venttiilien viallisesta toiminnasta/asennosta tai pumpun vioista/mitoitusvirheestä. Lisäksi samankaltaisia oireita saattaisi aiheutua myös nesteen seassa olevasta ilmasta.

Mikäli nesteen kierrätysjärjestelmässä on epäpuhtauksia, voivat ne kerääntyä järjestelmän ahtaimpiin kohtiin ja estää nestevirtauksen osittain tai jopa kokonaan. Kierrätysjärjestelmän ahtaimmaksi paikaksi voidaan helposti todeta kompressorien yhteydessä olevat virtauksensäätöventtiilit, sillä toimintansa luonteen perusteella niiden täytyy olla kunkin osakierron ahtain kohta. Tämän jälkeen seuraavaksi ahtaimpana voidaan pitää lämmönvaihtimen pieniä kanavia.

Glykolinesteen virtaukseen saattaa vaikuttaa myös järjestelmän jonkin venttiilin viallinen toiminta tai asento. Järjestelmän käsiventtiilien asennot voitiin silmämääräisesti todeta oikeiksi järjestelmää tarkasteltaessa. Kompressoreiden yhteydessä olevien magneettiventtiileiden voitiin olettaa toimivan lämpötiloja ja kompressorien käyntiä tarkkailemalla.

Jos järjestelmän putkistoon kertyy ilmaa, heikentää se koko laitteiston toimintaa tai voi jopa estää sen toiminnan kokonaan. Mikäli ilma kulkee tasaisesti jäähdytysnesteen seassa, se aiheuttaa vain järjestelmän nesteen lämmönsiirtokyvyn heikkenemistä, sillä



ilman ominaislämpökapasiteetti on pienempi kuin vesi-glykoliseoksen (Becker 1986, s.356; The Engineering Toolbox 2011). Mikäli ilma taas kertyy yhdeksi isommaksi ilmataskuksi, saattaa se aiheuttaa jopa koko nesteen virtauksen pysähtymiseen ja pahimmillaan johtaa pumpun vioittumiseen.

Neljäntenä nesteen virtaukseen vaikuttavana tekijänä todettiin olevan pumpun mahdolliset viat. Pumpatakseen nestettä keskipakopumpun tulee pyöriä oikealla kierrosnopeusalueella ja oikeaan suuntaan. Pyörimisen lisäksi pumpun toimintaan vaikuttavat pääasiassa pumpun juoksupyörän ja pesän kunto. Mikäli jompikumpi tai molemmat ovat kuluneet, heikentyy pumpun tuottama paine-ero ja sitä kautta aikaansaatu nestevirtaus. Lisäksi varsinkin juoksupyörään saattaa jäädä nesteessä olevia partikkeleita tukkeeksi, mikäli pumpattava neste ei ole riittävän puhdasta.

Edellisten lisäksi järjestelmän toimintaan voivat vaikuttaa myös laitteiston suunnittelussa tai rakennusvaiheessa syntyneet virheet. Tällaisia voivat olla esimerkiksi väärin valitut tai asennetut komponentit sekä putkiston suunnitteluvirheet tai asennusvirheet. Esimerkiksi alimitoitettu pumppu saattaa aiheuttaa nestevirtauksen riittämättömyyden.

### 3.2 LTO-järjestelmästä aiemmin tehty tutkimus

Työn tilaajan oletuksena oli, että järjestelmä ottaa talteen vain muutamia prosentteja käytössä olevasta lämpöenergiasta (Heino 2010, s.1). LTO-järjestelmää oli tutkittu kohde kerrallaan useamman vuoden aikana sillä oletuksella, että jokin osa aiheuttaa järjestelmän heikkoa hyötysuhdetta. Mitään selkeää vikaa ei kuitenkaan löydetty. Ohessa on listattu järjestelmästä aiemmin tutkittuja asioita (Heino 2010-2011):

- Pumpun toimintaa on tarkistettu talvella 2009 - 2010. Pyörimissuunta tarkastettu ja pumpun juoksupyörä on vaihdettu.
- Järjestelmä on ilmattu useita kertoja.
- Järjestelmän putkisto on tarkastettu sekä suunnitelmaltaan, että tämän jälkeen paikan päällä konkreettisesti.
- Järjestelmän lämmönvaihtopatteri on tarkastettu ja todettu puhtaaksi. Tämän perusteella voidaan olettaa, että ainakin järjestelmän putkisto on myös kohtalaisen puhdas LTO-patterin ollessa nestekierron ahtaimpia paikkoja.

Mikään järjestelmälle tehty toimenpide ei ole tuottanut työn tilaajan toivomaa tulosta (Heino 2010-2011). Tarkastettujen asioiden perusteella voidaan todeta, että mikäli järjestelmästä ei löydy viallisia tai väärin asetettuja venttiilejä, on käytännössä kaikki mahdolliset nesteen virtaukseen vaikuttavat viat järjestelmästä tutkittu. Venttiilien lisäksi jäljelle jäävät siis lähinnä järjestelmän mitoitukselliset virheet, kuten alimitoitettu pumppu.

## 4 LÄMMÖN TALTEENOTON MATEMAATTINEN ARVIOINTI

LTO-järjestelmän nestevirtauksen ja hyötysuhteen arviointia varten oli tarpeellista tehdä laskutoimituksia, joilla arvioitiin hyötysuhdetta matemaattisesti. Lisäksi tehtiin laskutoimituksia, joilla arvioitiin mahdollisen pumppumuutoksen tuomaa vuosittaista säästöä. Tämän avulla saatiin laskettua myös mahdollisesti hankittavan uuden pumpun takaisinmaksuaika.

### 4.1 Järjestelmän matemaattinen tarkastelu

Järjestelmän tarkastelua varten tehtiin järjestelmän toimintaa mallintava laskentataulukko, joka laskee annettujen syötteiden perusteella jäähdytysnesteen todellisen virtauksen sekä järjestelmän hyötysuhteen. Taulukko on esitetty tyypillisillä syötearvoillaan liitteessä 3. Tässä luvussa käsitellään kyseisen taulukon toiminta ja tekstiä lukiessa kannattaa seurata samalla taulukkoa. Matemaattisen tarkastelun tärkeimmät tulokset on taulukoitu tämän luvun loppuun.

Ensimmäisenä taulukossa ovat lähtöarvot. Tässä ovat listattuna kaikki arvot, jotka tarvitaan taulukon laskutoimitusten suorittamiseen. Syötearvoissa ensimmäisinä on kompressoreille tulevan nesteen lämpötila  $t_{KT}$  ja kompressoreilta lähtevän nesteen lämpötila  $t_{KL}$  sekä LTO-patterille tulevan nesteen lämpötila  $t_{TN}$  ja LTO-patterilta lähtevän nesteen lämpötila  $t_{LN}$ . Nämä tarvitaan erikseen, sillä neste jäähtyy kompressorien ja LTO-patterin välisellä noin 50 m matkalla merkittävästi. Lisäksi tarvitaan LTO-patterille tulevan ilman lämpötila  $t_{TI}$  (ulkolämpötila) ja LTO-patterilta lähtevän ilman lämpötila  $t_{LI}$  (lämpötila ennen öljypolttimilta lämpönsä saavaa lämmönvaihdinta). Näiden lisäksi tarvitaan sisäilman tavoitelämpötila  $t_{SET}$ , eli tuloilman tavoitelämpötila öljylämmityksellä toimivan patterin jälkeen, ennen puhallinta. Lisäksi lähtöarvoissa ovat ilman nimellinen virtaus  $Q_I$  ja tarkasteluhetkellä käynnissä olevat kompressorit.

Jokaiselle järjestelmään kytketylle kompressorille on asennettu virtauksensäädin sekä magneettiventtiili, joka sulkee nestevirtauksen kokonaan kun kompressori ei ole käynnissä. Kompressorien käyntitietojen perusteella voidaan näin ollen laskea jäähdytysnesteen nimellinen virtaus  $Q_{N-SET}$  kompressorikohtaisista osavirtauksista  $Q_1 \dots Q_4$ . Tä-

män jälkeen muutetaan vielä lähtöarvoissa käytetyt Celsius-lämpötilat SI-järjestelmän mukaisesti Kelvineihin.

Koska tarkasteltavien vesi-glykolinesteen ja ilman (eli fluidien) ominaislämpökapasiteetit muuttuvat niissä vallitsevan lämpötilan mukaan, lasketaan tarvittavat ominaislämpökapasiteetit  $c_{pKT}$ ,  $c_{pKL}$ ,  $c_{pTN}$ ,  $c_{pLN}$ ,  $c_{pTI}$ ,  $c_{pLI}$  ja  $c_{pSET}$  omaan taulukkoonsa lähtöarvoissa annettujen lämpötilojen perusteella (Jokilaakso 1987, s.94). Ominaislämpökapasiteettien laskentaa käsitellään tarkemmin luvussa 4.3.

Kun tiedossa ovat kompressoreille tulevan ja kompressoreilta lähtevän nesteen lämpötilat ja ominaislämpökapasiteetit, voidaan laskea kompressoreille tulevan nesteen ja sieltä lähtevän nesteen sisältämät energiatihetydet kertomalla lämpötilat vastaavilla ominaislämpökapasiteetilla (Valtanen 2007, s.227). Esimerkiksi kompressoreille tulevan nesteen energiatiheys  $E_{KT}$  on siis

$$E_{KT} = T_{KT} \cdot c_{pKT}. \quad (1)$$

Lasketuista energiatihetyksistä voidaan laskea edelleen energiatihetyksien erotus

$$\Delta E_K = |E_{KT} - E_{KL}|, \quad (2)$$

joka kertoo paljonko kompressorit nostavat läpi kulkevan nesteen energiatihyyttä. Termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön, eli energiaperiaatteen, perusteella tämä erotus kertoo samalla, paljonko LTO-piiri nestettä kierrättäessään laskee nesteen energiatihyyttä (Valtanen 2007, s.228). Vastaavalla tavalla lasketaan myös lämmönvaihtimelle tulevan ja lähtevän nesteen energiatihetydet lämpötilojen  $T_{TN}$  ja  $T_{LN}$  ja ominaislämpökapasiteettien  $c_{pTN}$  ja  $c_{pLN}$  perusteella. Näistä saadaan laskettua nestevirran energiatihetyden muutokseksi LTO-patterilla  $\Delta E_N$ . Vastaavat lasketaan myös lämmönvaihtimelle tulevan ja lähtevän ilman lämpötiloista  $T_{TI}$  ja  $T_{LI}$  ja ominaislämpökapasiteeteista  $c_{pTI}$  ja  $c_{pLI}$ , saaden tällöin LTO-patterin läpi kulkevan ilman energiatihetyden muutokseksi arvon  $\Delta E_I$ .

Seuraavaksi lasketaan fluidien tiheydet tarvittavissa lämpötiloissa, sillä sekä nesteen että ilman tiheys muuttuu niissä vallitsevan lämpötilan mukaan (Valtanen 2007, s.315 - 318). Koska tiheyksiä tarvitaan fluidien massavirtojen laskemiseen, lasketaan ne lämpötiloissa joissa fluidit ovat niiden virtausta määrittelevissä komponenteissaan. Nesteen virtauksen suuruuden määrittelee ennen jokaista kompressoria oleva virtauk-

sensäädin. Tämän vuoksi nesteen tiheyden laskennassa käytetään nesteen lämpötilaa  $T_{KT}$  sen kulkiessa virtauksensäätimien läpi. Tämän lämpötilan mukaan laskemalla saadaan nesteen tiheydeksi arvo  $\rho_N$ . Vastaavasti ilman tiheys lasketaan lämpötilassa  $T_{SET}$ , jossa ilma kulkee puhaltimen läpi. Tällöin ilman tiheydeksi saadaan arvo  $\rho_I$ . Myös tiheyksien laskennasta on kerrottu tarkemmin luvussa 4.3.

Fluidien tiheyksien ja annettujen nimellisten tilavuusvirtojen  $Q_{N-SET}$  ja  $Q_I$  perusteella saadaan laskettua nesteen ja ilman massavirrat  $Q_{mN}$  ja  $Q_{mI}$  (Valtanen 2007, s.220). Vaikka fluidin lämpötilan muuttuessa sen tiheys ja tämän seurauksena myös tilavuusvirta muuttuvat, pysyy massavirta kuitenkin vakiona. Oletuksena toki tällöin on, ettei järjestelmässä ole vuotoja.

Nestevirran energiatiheyden muutoksien  $\Delta E_K$  ja  $\Delta E_N$  sekä massavirran  $Q_{mN}$  perusteella saadaan laskettua edelleen nesteeseen / nesteestä siirtyvät lämpötehot (Valtanen 2007, s.229). Esimerkiksi nesteen kompressoreilla vastaanottama lämpöteho  $P_{N-KIERTO}$  saadaan yhtälöstä

$$P_{N-KIERTO} = \Delta E_K \cdot Q_{mN}. \quad (3)$$

Vastaavasti saadaan laskettua myös nesteen lämmönvaihtopatterissa luovuttama teho  $P_N$  ja ilman vastaanottama teho  $P_I$ .

Koska energiaa ei energian säilymislain perusteella katoa lämmönvaihtimella mihinkään, siirtyy kaikki nesteestä luovutettu teho  $P_N$  lämmönvaihtimen läpi kulkevaan ilmaan ja lämmönvaihtimen ulkoiseen lämmittämiseen (säteilylämpö). Lämmönvaihdin ei kuitenkaan käytännössä juuri lämpene ja lämmönvaihtimen läpi kulkeva ilmavirta on huomattavan suuri, joten voidaan päätellä lähes kaiken nesteen luovuttaman tehon siirtyvän vaihtimen läpi kulkevaan ilmaan ( $P_N \approx P_I$ ). Kun ilmavirtauksen  $Q_I$  ja LTO-patterilta mitattujen lämpötilojen oletetaan olevan oikein, jää ainoaksi mahdolliseksi virheelliseksi arvoksi nesteen nimellinen virtaus  $Q_{N-SET}$ . Tämän perusteella voidaan laskea nesteen todellinen virtaus  $Q_N$  yhtälöstä

$$Q_N = \frac{P_I}{P_N} Q_{N-SET}. \quad (4)$$

Edelleen voidaan myös laskea nesteen todellisen virtauksen suhde nimellisvirtaukseen yhtälöstä

$$Q_{N\%} = \frac{Q_N}{Q_{N-SET}}. \quad (5)$$

Putkistossa siis kulkee  $Q_{N\%}$  siitä nestevirtauksesta, jota siellä mitoitusarvojen mukaan pitäisi kulkea. Mikäli  $Q_{N\%}$  on huomattavasti alle 100 %, voidaan todeta ettei nestettä virtaa niin paljon kuin pitäisi. Toisaalta on myös mahdollista, että ilman virtaus ei vastaa oletettua tai lämpötiloissa on mittausvirhettä.

Järjestelmän hyötysuhteen laskemiseksi täytyy tietää, paljonko järjestelmän käytössä on maksimissaan lämpötehoa. Tunnettaessa yksittäisten kompressoreiden sähkötehot  $P_1 \dots P_4$  sekä kompressorien käyntitiedot voidaan laskea, paljonko vallitsevassa tilanteessa sähkötehoa on kokonaisuudessaan käytössä, eli  $P_{SET}$ . Kun vielä tiedetään, että tästä tehosta 95 % menee lämpötehoksi, josta edelleen 77 % on käytettävissä nestejäähdytyksellä, voidaan arvioida nestejäähdytyksellä likimäärin käytettävissä oleva lämpöteho

$$P_{LTO-SET} \approx 95 \% \cdot 77 \% \cdot P_{SET}. \quad (6)$$

Lisäksi voidaan laskea koko LTO-järjestelmän siirtämä lämpöteho  $P_{LTO}$ . Tämä lämpöteho lasketaan nesteen koko kierrossa luovuttamasta tehosta yhtälöllä

$$P_{LTO} = P_{N-KIERTO} \cdot Q_{N\%}. \quad (7)$$

$P_{N-KIERTO}$  ei käy suoraan  $P_{LTO}$ :ksi, sillä  $P_{LTO}$  on laskettu olettaen nestevirtauksen olevan nimellisarvossaan. Tämä huomioidaan kertomalla se nimellisvirtauksen ja todellisen virtauksen suhteella  $Q_{N\%}$ . Mikäli järjestelmä toimisi kunnolla, tulisi lämpötehon  $P_{LTO}$  olla lähellä nestejäähdytyksellä käytössään olevaa tehoa  $P_{LTO-SET}$ .

Vertaamalla tuloilmaan siirtynyttä lämpötehoa  $P_I$  käytettävissä olevaan lämpötehoon  $P_{LTO-SET}$  voidaan laskea, paljonko kompressoreilta saatavissa olevasta lämpötehosta siirtyy LTO-patterin kautta tuloilmaan, eli  $\eta_{LTO-PATTERI}$ . Lisäksi vertaamalla koko LTO-järjestelmän siirtämää lämpötehoa  $P_{LTO}$  käytettävissä olevaan lämpötehoon  $P_{LTO-SET}$  saadaan laskettua koko LTO-järjestelmän hyötysuhde  $\eta_{LTO}$ .

Eri ajankohtina mitattuja syötearvoja edellä kuvattuun laskentataulukoon syötettäessä saatiin taulukosta järjestelmän toimintaa kuvaavia arvoja. Tärkeimmät saadut tulokset on esitetty taulukossa 2.

*Taulukko 2. LTO:n matemaattisen arvioinnin tärkeimmät tulokset.*

Kuvaus	Symboli	Arvo	Optimiarvo
Todellisen virtauksen suhde asetusvirtaukseen	$Q_{N\%}$	30 ... 45 %	100 %
Koko LTO-järjestelmän hyötysuhde	$\eta_{LTO}$	55 ... 75 %	100 %

Matemaattisesta arvioinnista voitiin siis taulukon 2 perusteella todeta, että LTO-järjestelmän nestevirtaus ei ole asetetulla tasollaan. Tämä pienentää järjestelmän kokonaishyötysuhdetta jonkin verran optimitasostaan.

#### 4.2 Pumppumuutoksen tuoma säästö ja takaisinmaksuaika

Pumppumuutoksen kannattavuuden arviointia varten rakennettiin oma laskentataulukonsa. Tämä taulukko on tyypillisillä syötearvoillaan esitetty liitteessä 4. Tässäkin luvussa tekstiä lukiessa kannattaa seurata samalla liitteen taulukkoa. Lisäksi myös tämän laskennan tärkeimmät tulokset on taulukoitu tämän luvun loppuun.

Edelliseen matemaattiseen tarkasteluun syöttämällä eri mittaustilanteissa saatuja lähtöarvoja, voitiin LTO:n kokonaishyötysuhteen, eli  $\eta_{LTO}$ :n, havaita vaihtelevan keskimäärin välillä 55 ... 75 %. Tämä jättää hyötysuhteeseen parannettavaa noin 25 ... 45 prosenttiyksikköä. Lisäksi järjestelmän laskettu nestevirtaus  $Q_N$  on selvästi alempi kuin sen asetusarvo  $Q_{N-SET}$ . Varovaisestikin arvioiden parannusta pumppumuutoksen tuomalla virtauksen lisäyksellä pitäisi olla saavutettavissa noin 20 prosenttiyksikön hyötysuhteen nousu eli  $\Delta\eta_{LTO}$ . Tätä käytettiin yhtenä lähtöarvona arvioitaessa pumppumuutoksen kannattavuutta. Lisäksi lähtöarvoiksi syötettiin työn tilaajan ilmoittama öljyn hankintakustannus  $K_{OLJY}$  sekä arvioitu uuden pumpun investointikustannus  $I$ .

Lähtöarvona ovat myös järjestelmään kytkettyjen kompressorien sähkönkulutustiedot koko vuoden 2010 ajalta. Sähkönkulutustiedot on esitetty liitteessä 2. LTO-järjestelmään kytketyt kompressorit 1 ... 4 ovat kuluttaneet vuoden 2010 aikana sähkötehon

$P_{SÄHKÖ} \approx 1\,291\,000$  kWh. Koska käytetystä sähköstä noin 95 % menee lämmöksi ja tästä edelleen noin 77 % nestejäähdytykselle, on paineilman tuotannon ohessa nestejäähdytykselle tuotettu lämpöteho  $P_{LÄMPÖ} \approx 944\,000$  kWh. Mikäli pumppumuutoksella saadaan aikaan LTO-järjestelmän arvioitu hyötysuhdemuutos  $\Delta\eta_{LTO}$  tarkoittaa se, että nestejäähdytyksellä käytettävissä olevasta energiasta talteen saataisiin

$$\Delta P_{LÄMPÖ} \approx \Delta\eta_{LTO} \cdot P_{LÄMPÖ} \quad (8)$$

kilowattituntia enemmän. Tämän jälkeen arvioitiin kuinka monta prosenttia tuotetusta lämpötehosta pystytään vuoden aikana käyttämään hyödyksi. Koska ulkolämpötila on kesäisin korkeampi, joudutaan rakennusta kesäaikana jopa jäähdyttämään. Täten kesäajaksi (toukokuu ... elokuu) arvioitiin, ettei hyödyksi pystytä käyttämään yhtään lämpötehoa (0 %). Talviaikaan puolestaan laskennallisesti voidaan tilanteesta riippuen käyttää jopa kaikki LTO-järjestelmältä saatavissa oleva lämpöteho ja vielä joutua lämmittämään tuloilmaa öljypolttimilta saatavalla lämmöllä. Arvot arvioitiin turvallisemman puolelle, joten laskennassa käytettiin talviajalle (tammikuu & helmikuu) 90 %:a. Loput kuukaudet eli kevät- ja syysajat sovitettiin arvioimalla tälle välille. Laskemalla näistä prosenttiluvuista keskiarvo saadaan, paljonko käytettävissä olevasta lämpötehosta pystytään vuoden aikana käyttämään hyödyksi, eli  $\eta_{VUOSI}$ .

Koska öljyä täytyy polttaa noin 100 litraa, jotta saadaan tuotettua yhden megawattitunnin lämpöteho ja öljyn ostokustannukset tunnetaan, saadaan laskettua yhden kilowattitunnin lämpötehon kustannukset öljyllä tuotettuna eli  $K_{kWh}$  (Heino 2010-2011). Pumppuinvestoinnilla saavutettavissa oleva vuotuinen säästö  $S$  voidaan laskea yhtälöstä

$$S = \Delta P_{LÄMPÖ} \cdot \eta_{VUOSI} \cdot K_{kWh}. \quad (9)$$

Uuden pumpun investointikustannuksen  $I$  perusteella voidaan laskea myös takaisinmaksuaika pumppuinvestoinnille. Koroton takaisinmaksuaika  $n$  voidaan laskea yhtälöstä

$$n = \frac{I}{S}. \quad (10)$$

Takaisinmaksuajan perusteella on helppoa päätellä miten kannattava investointi on kyseessä. Mitä lyhyempi takaisinmaksuaika on, sitä varmemmin investointi on kannattava. (TKK / Energiatalous ja voimalaitostekniikka 2002, s.3).



Takaisinmaksuajan laskenta suoritettiin sijoittamalla takaisinmaksuajan laskentatauluk-  
koon lähtöarvot. Öljyn ostokustannusten  $K_{ÖLJY}$ :n ja uuden pumpun investointikustan-  
nuksen  $I$  pysyessä vakioina, muuteltiin arvioitua pumppumuutoksen aikaansaamaa  
LTO-järjestelmän hyötysuhteen muutosta  $\Delta\eta_{LTO}$ :ta. Laskentataulukossa käytetyt tär-  
keimmät syötteet ja vastaavat tulokset on esitetty taulukossa 3.

*Taulukko 3. Säästön ja takaisinmaksuajan arvioinnin syötteet ja tärkeimmät tulokset.*

Kuvaus	Symboli	Arvot
Pumppumuutoksen aikaansaama LTO-järjestelmän hyötysuhteen muutos	$\Delta\eta_{LTO}$	15 ... 30 prosenttiyksikköä (Saavutettavissa maksimissaan 25 ... 45 prosenttiyksikköä)
Öljyn ostokustannus	$K_{ÖLJY}$	0,65 €/l
Uuden pumpun investointikustannus	$I$	1 000 €
Öljyn poltosta vuosittain saatava säästö	$S$	noin 4 000 ... 7 900 €/a
Uuden pumpun takaisinmaksuaika	$n$	noin 0,25 ... 0,13 a = 90 ... 45 d

Esitetyistä arvoista havaitaan helposti, että mikäli pumppumuutos nostaa LTO-järjes-  
telmän hyötysuhdetta arvioidut 15 ... 30 prosenttiyksikköä, on muutos ehdottomasti  
kannattava. Vuosittain saatava säästö vaihtelee tällöin välillä 4 000 ... 7 900 € ja ta-  
kaisinmaksuaika vastaavasti välillä 0,25 ... 0,13 a.

#### 4.3 Fluidien ominaislämpökapasiteetit ja tiheydet

Järjestelmässä olevien fluidien ominaislämpökapasiteetit ja tiheydet muuttuvat niissä  
vallitsevan lämpötilan muuttuessa. Näitä luonnonvakioita on kirjallisuudesta helposti  
saatavilla vain pistearvoina tietyissä lämpötiloissa, jonka vuoksi järjestelmän mate-  
maattista mallinnusta tehtäessä rakennettiin laskuriin erillinen ominaislämpökapasiteet-  
teja ja tiheyksiä laskeva osa. Tähän osaan on syötetty tarkasteltavien fluidien pistearvot  
(ominaislämpökapasiteetit ja tiheydet) eri lämpötiloissa. Näistä arvoista on tämän jäl-  
keen tehty portaattomasti eri lämpötiloille tarvittavat arvot tuottava regressiofunktio.  
Tämä laskentataulukon osa on esitetty liitteessä 5 ja tässä luvussa selostetaan kyseisen  
osan toimintaa.

Liitteen 5 sivulla 1 käsitellään vesi-glykolinesteen ominaislämpökapasiteettia. Tätä arvoa käytetään LTO-järjestelmän matemaattisessa tarkastelussa (luvussa 4.1) laskettaessa nesteen ominaislämpökapasiteetteja  $c_{pKT}$ ,  $c_{pKL}$ ,  $c_{pTN}$  ja  $c_{pLN}$ . Liitteen 5 taulukkoon 1 on syötetty vesi-glykolinesteen ominaislämpökapasiteetit alkuperäisen lähteen tiedoista. Nesteen lämpötilan on arvioitu pysyttelevän valitun tarkasteluvälin 280 ... 360 K (noin 7 ... 87 °C) sisällä. Arvoista on laskettu järjestelmässä käytettävän 40 paino-% glykolia sisältävän liuoksen ominaislämpökapasiteetti painotetun keskiarvon avulla (Valtanen 2007, s.156). Tämän jälkeen laskettuihin arvoihin on sovitettu pienimmän neliösumman (myöhemmin PNS) menetelmällä lineaarinen regressiosuora muotoa

$$y = ax + b. \quad (11)$$

PNS-menetelmällä regressiosuoraa pistejoukkoon sovitettaessa jäännösarvojen neliöiden summa minimoidaan. Näin saadaan parhaiten pistejoukkoa kuvaava lineaarinen funktio selvitettyä (Valtanen 2007, s.159). Tämän jälkeen kyseisen nesteen ominaislämpökapasiteetti  $c_p$  voidaan laskea yhtälöstä

$$c_p(T) = aT + b, \quad (12)$$

jossa  $a$  ja  $b$  ovat PNS-sovituksesta saatuja vakioarvoja ja  $T$  on lämpötila [K], jossa ominaislämpökapasiteetti halutaan laskea. Tämän jälkeen liitteen 5 taulukkoon 1 on vielä laskettu, paljonko regressiofunktiosta saatava ominaislämpökapasiteetti poikkeaa mitatusta arvosta, eli regressiofunktion virheprosentti. Sen jälkeen regressiofunktio ja alkuperäiset lasketut arvot on vielä piirretty liitteen 5 kuvaajaan 1 silmämääräistä tarkastelua varten.

Liitteen 5 toisella sivulla käsitellään ilman ominaislämpökapasiteettia. Ilman ominaislämpökapasiteettia käytetään vesi-glykolinesteen tavoin LTO-järjestelmän matemaattisessa tarkastelussa. Arvot  $c_{pTI}$ ,  $c_{pLI}$  ja  $c_{pSET}$  tulevat ovat tämän sivun laskutoimituksien perusteella laskettuja. Lähdetiedoista valittiin arvioitu ilman lämpötilojen vaihteluväli, -50 ... 60 °C, ja syötettiin lähdetietojen arvot liitteen 5 taulukkoon 2 tarvittavine yksikkömuunnoksineen. Sen jälkeen lähdetietojen arvoihin sovitettiin jälleen PNS-menetelmällä regressiosuora, jonka arvot laskettiin lähdetietojen arvojen vierelle. Ilman ominaislämpökapasiteetti voidaan tämän jälkeen laskea yhtälöstä 12, käyttämällä nyt

saatuja uusia  $a$ :n ja  $b$ :n arvoja. Tämän jälkeen suoritettiin samanlainen virhetarkastelu kuin vesi-glykolinesteen tapauksessakin sekä piirrettiin graafinen tarkastelu liitteen 5 kuvaajaan 2.

Vesi-glykolinesteen tiheyttä käsitellään liitteessä 5 kolmannella sivulla. Tämän sivun laskennan perusteella määräytyy LTO-järjestelmän matemaattisen tarkastelun nesteen tiheys  $\rho_N$ . Liuoksen tiheys laskettiin veden ja glykolin tiheyksistä painotetulla keskiarvolla (Valtanen 2007, s.156). Aluksi liitteen 5 taulukkoon 3 koottiin lähdeaineistosta veden ja glykolin tiheysarvot valitulla lämpötila-alueella 280 ... 360 K (noin 7 ... 87 °C), jossa nesteen lämpötilan voitiin olettaa mallinnuksessa olevan. Näistä taulukkoarvoista laskettiin jälleen painotettua keskiarvoa käyttäen 40 paino-% glykolia sisältävän liuoksen tiheys. Laskettuihin arvoihin sovitettiin tämän jälkeen PNS-menetelmällä regressiosuora, josta lasketut arvot sekä virheprosentit taulukoitiin kuten ominaislämpökapasiteettejakin käsiteltäessä. Arvoista piirrettiin silmämääräistä tarkastelua varten myös liitteen 5 kuvaaja 3.

Ilman tiheyden muuttumista lämpötilan muuttumisen seurauksena on tarkasteltu liitteen 5 sivulla 4. Liitteen 5 taulukkoon 4 on listattu ilman tiheyden arvoja eri lämpötiloissa lähdearvoista valikoiden niin, että tarkasteluväli kattaa ilman arvioidun lämpötila-alueen matemaattisessa mallinnuksessa (-50 ... 60 °C). Tämän jälkeen tiheyden arvoihin on sovitettu PNS-menetelmällä regressiosuora kuten edellisissäkin sovituksissa. Myös virhetarkastelu on vastaava edellä mainituissa kohdissa. Graafinen tarkastelu on esitetty liitteen 5 kuvaajassa 4.

## 5 TEHOSTAMISTOIMENPITEET JA TUTKIMUKSEN LUOTETTAVUUDEN ARVIOINTI

Aiemmin esitettyjen asioiden perusteella voidaan todeta, että järjestelmän hyötysuhde ei ole niin huono kuin on oletettu. Hyötysuhdetta on kuitenkin mahdollista parantaa, jolloin saatava säästö maksaisi investointikustannukset takaisin jopa kahdessa - kolmessa kuukaudessa. Suurimmat järjestelmän hyötysuhteeseen vaikuttavat asiat ovat järjestelmän virtauksensäätöventtiileissä ja/tai pumpun tuottaman tilavuusvirran riittämättömyydessä. Tämän perusteella järjestelmän toiminnan kannalta suositeltavia toimenpiteitä ovat virtauksensäätöventtiilien puhdistus, toiminnan ja asetusarvon tarkastus sekä mahdollisesti järjestelmän lämmönjohtopumpun vaihto.

### 5.1 Pumpun vaihto

Koska virtauksensäätöventtiileiden puhdistus ja tarkastus on teknisesti melko yksinkertainen toimenpide, ei siihen paneuduta tässä tutkimuksessa tarkemmin. Pumpun vaihto sen sijaan sisältää muutamia huomioimisen arvoisia yksityiskohtia.

Mahdollisen pumppuinvestoinnin takaisinmaksuaika muodostuu pääasiassa säästettävistä lämmitysöljykustannuksista. Koska öljyn hintakehitys on tällä hetkellä kasvava, nousee pumppumuutoksen tuoma rahallinen säästö jatkuvasti (Öljyalan keskusliitto 2011). Myös pumppuinvestoinnin takaisinmaksuaika lyhenee vastaavasti.

Mikäli pumpun vaihtoon päädytään, suositellaan käytettäväksi pumpuksi taajuusmuuttajaohjattua lämmönjohtopumppua, jollaisia on jo käytössä tehtaan muissa järjestelmissä. Taajuusmuuttajaohjauksen etuna on mahdollisuus säätää pumpun kierrosnopeutta, kunnes nestekierto saadaan riittävällä tarkkuudella asetusarvoonsa. Tällöin järjestelmän komponenttien aiheuttamien painehäviöiden suuruudella ei ole niin suurta merkitystä, sillä painehäviöiden arvioinnissa tehty virhe voidaan korjata pumpun tuottamaa paine-eroa säätämällä. Lisäksi taajuusmuuttajaohjattu pumppu on mahdollista saada pumppaamaan nestettä kompressorien käynnin mukaisesti, jolloin pumpun sähkökustannuksista on mahdollista saada lisäsäästöjä. Tämä vähentäisi järjestelmän sähkön ku-

lutusta sekä lyhentäisi näin ollen pumpun takaisinmaksuaikaa lasketusta ajasta edelleen (Vacon Oyj 2008, s.4).

Niin virtauksensäätöventtiilien käsittelyn jälkeen, kuin pumpun vaihdon jälkeisinäkin toimenpiteinä on syytä selvittää järjestelmän hyötysuhde ja arvioida järjestelmän toimintaa uudelleen. Huomattavaa on, että suurehkon ilmavirtauksen vuoksi muutamankin asteen nousu LTO-patterilta lähtevän ilman lämpötilassa vaikuttaa hyötysuhdelaskennassa paljon.

## 5.2 LTO-järjestelmän laajennusmahdollisuudet

Mikäli korjaustoimenpiteiden jälkeen järjestelmän siirtämää lämpötehoa ei pystytä hyödyntämään tarpeeksi tuloilman lämmityksessä, olisi syytä analysoida lämpöenergian lisäkäyttökohteita. Analysointia voidaan tehdä laskemalla lisäkäyttökohteen käyttöönottokustannukset ja vertaamalla niitä saavutettaviin säästöihin. Seuraavissa kappaleissa on käsitelty muutamia mahdollisia lisäkäyttökohteita, joiden käyttöönottoa kannattaa ainakin harkita.

Tehdasalueella lämpöenergiaa tuotetaan valimon sulatus- ja kuumanapitouunien lisäksi pääasiassa öljypolttimilla, joilla lämmitettävä kiertovesi pumpataan ympäri tehdasrakennusta sijaitseviin kohteisiin. Vaikka saatavissa oleva korkeintaan muutaman sadan kilowatin lämpöteho on pieni verrattuna öljypolttimien megawattien teholuokkaan, olisi öljypolttimille palaavan veden esilämmitys silti harkinnan arvoinen tapa käyttää kompressoreilta saatava ylimääräinen lämpöenergia hyödyksi. Mikäli LTO-järjestelmän kierrosta haaroitettaisiin osa öljypolttimille palaavan veden esilämmitykseen, olisi saavutettava lämpötilan nousu öljypolttimien kiertovedessä toki arvatenkin pieni. Kuitenkin LTO-järjestelmän kierrosta hyödyksi saatava teho olisi tällä järjestelmällä aivan yhtä suuri, kuin esimerkiksi myöhemmin esiteltävällä SEW Industrial Gears Oy:n tehdashallin kiertoilmapuhaltimien muutoksella. Mikäli lämmönvaihtimessa on tarpeeksi pinta-alaa ja nesteiden virtaukset saadaan sopiviksi, pitäisi myös LTO-järjestelmän vesi-glykolinesteen ja öljypolttimille palaavan kiertoveden pienehkö lämpötilaero olla vielä riittävä järjestelmän toimintaan. Öljypolttimien nestekierron käynnin aikana, eli talviaikaan, pystyttäisiin todennäköisesti hyödyntämään suurin osa käytettävissä olevasta LTO-järjestelmän ylimääräisestä lämpötehosta. Järjestelmän käyttöönotto saattaa toki

aiheuttaa arvaamattomiakin ongelmia, joten toteutus tulee tehdä siten, että järjestelmien toisistaan irti kytkeminen on helppo ja nopea toimenpide. Tällä varmistettaisiin kiinteistön lämmönsaannin katkeamattomuus häiriötilanteissakin.

Toisena mahdollisuutena lämpötehon käyttöön olisi tehdasrakennuksen lähistöllä sijaitsevan tehtaanhotellin / Galleria Bremerin lämmitys. Järjestelmän käyttöönottoon vaadittaisiin 100 ... 200 m putkea suuntaansa, joka olisi kaivettava maan alle tehdasrakennuksen ja lämmitettävän rakennuksen väliin. Lisäksi vaaditaan ohjausautomaatiikka, jotta lämmitettävän rakennuksen oma öljypoltin osaa säädellä tarvittavaa lisälämmitystä. Riippuu paljolti tarvittavan laitteiston investointikustannuksista onko tämä kannattava ratkaisu vai ei. Lisäksi on huomioitava että tehtaanhotellin lämmitys ei varsinkaan kesäaikaan pysty käyttämään hyödykseen kaikkea saatavilla olevaa lämpötehoa. Jokaisen lämmittävän kilowattitunnin saaminen käyttöön ei välttämättä ole kustannustehokkain ratkaisu, mutta lämmitysöljyn hinnan nousu pakottaa harkitsemaan jatkuvasti uusia vaihtoehtoja pienempienkin säästöjen saamiseksi, joten tämäkin vaihtoehto saattaa tulla kyseeseen.

Kolmantena vaihtoehtona lämpötehon käyttöön olisi SEW Industrial Gears Oy:n tehdashallissa sijaitsevien kiertoilmalämmittimien lämmittäminen LTO:n ylimääräisellä lämmöllä. Tehdashallissa on 7 kappaletta kuvan 6 mukaisia kiertoilmalämmittimiä.



**Kuva 6.** SEW Industrial Gears Oy:n tehdashallin kiertoilmalämpöpuhallin.

Lämpö näihin lämmittimiin tulee tällä hetkellä öljypolttimella lämmitettävästä kiertove-  
destä. Suurimpana hankaluutena tämän systeemin käyttöönotossa lienee laitteiston kyt-  
kentä. Silloin kun kompressoreilta ei tule lämpöä, otettaisiin lämpöteho edelleen öljy-  
polttimilta tulevasta vedestä. Kun nesteitä ei kuitenkaan haluta sekoittaa, täytyy LTO:lta  
tuleva lämpö siirtää joko lämmönvaihtimella kiertoilmapuhaltimien kiertoveteen tai  
jotkut kiertoilmapuhaltimet kytkeä pysyvästi LTO-kiertoon ja jättää loput öljypolttimien  
vesikiertoon. Yhtenä vaihtoehtona olisi myös hankkia muutama kiertoilmapuhallin li-  
sää, jotka kytketään LTO-järjestelmään ja jotka toimisivat ensisijaisina lämmittiminä  
öljylämmityksen lämmittäessä tarvittaessa lisää. Tämä vaihtoehto olisi toteutuksensa  
puolesta todennäköisesti yksinkertaisin tapa saada LTO:n energiaa lisäkäyttöön.

### 5.3 Muut kehitysehdotukset

Edellisten lisäksi on olemassa muutama yksittäinen asia, jotka työn tekemisen aikana  
nousivat esille. Tässä luvussa on käsitelty näitä asioita yksittäisinä huomionarvoisina  
asioina, joita kannattaa ainakin miettiä.

Paineilmakeskuksessa oleva viides kompressorin Atlas Copco 180 VSD-FF ei ole kyt-  
kettynä lämmön talteenottojärjestelmään. Lisäksi se on taajuusmuuttajaohjattu, eli sillä  
pyritään tasaamaan paineilmaverkoston paineenvaihteluita tehoa portaattomasti säätä-  
mällä. Käytännössä tämä tarkoittaa samalla myös sitä, että kyseinen kompressorin käy  
lähes jatkuvasti jollain osateholla. Vaikka kompressorin sähkönkulutuslukemista voi-  
daan päätellä kyseisen osatehon olevan pienehkö, on sen käyttämä sähköteho – ja sitä  
myötä myös tuotettu lämpöteho – kuitenkin suurempi kuin 2. kompressorilla. Viidennen  
kompressorin kytkeminen LTO-järjestelmään olisi todennäköisesti kannattavaa, mikäli  
se vain on käytännössä mahdollista.

Järjestelmää ohjaavaan *EXCEL Building Supervisor*-ohjelmistoon olisi kannattavaa  
tehdä LTO-järjestelmän hyötysuhdetta näyttävä indikaattori. Tällöin järjestelmän toi-  
mintaa olisi helppo seurata ja alhaiseen hyötysuhteeseen voisi asettaa esimerkiksi ul-  
koilman lämpötilasta riippuvan hälytyksen, jolloin erilaiset laitteiston toiminnan ongel-  
mat tulisivat helposti havaituiksi. Koko LTO-järjestelmän hyötysuhteen laskeminen  
edellyttää kuitenkin jäähdytysnesteen lämpötilatietoja paineilmakeskuksesta ennen ja

jälkeen kompressoreiden. Näitä antureita järjestelmässä ei kuitenkaan tällä hetkellä ole, joten hyötysuhdeindikaattorin tekeminen vaatii anturoinnin laajentamista.

Laitteiston toiminnan säännöllinen tarkastus on hyvä olla sisällytettynä huoltomiesten vuosihuoltokierroksiin. Myös oikeat venttiileiden normaalin toiminnan asennot ja muut vastaavat asiat on syytä pyrkiä merkitsemään venttiileiden läheisyyteen. Tällöin välteään väärinkäsityksistä seuraavat ongelmat, joita esimerkiksi viallinen käsiventtiilin asento voi aiheuttaa. Vuosihuoltokierroksen ajankohta olisi hyvä valita niin, että järjestelmä olisi silloin vaihtelevan kuormituksen alaisena. Tällöin toiminnan tarkkailu olisi helpointa. Huomattava on myös, että toiminnan kunnollinen tarkastaminen vaatii pitkäaikaisempaa analysointia esimerkiksi kiinteistöautomaatiojärjestelmän tallentamien arvojen perusteella, jotta voidaan varmistua automatiikan oikeasta toiminnasta.

Edelliseen liittyen myös järjestelmää käyttävän ja huoltavan henkilöstön koulutusta on säännöllisin väliajoin hyvä tarkistaa ja tarvittaessa täydentää koulutusta. Lisäksi laitteiston toiminnasta olisi syytä olla selkeät ja ajantasaiset toimintaselostukset ja ohjeistukset. Lisäksi nämä tulisi läpikäydä kaikkien järjestelmän kanssa toimivien henkilöiden kanssa. Ajantasaista koko järjestelmän kattavaa toimintaselostusta ei ole tällä hetkellä olemassakaan.

Järjestelmän anturoinnin kalibrointi olisi suoritettava niin, että antureiden antamiin lukemiin voidaan luottaa. Anturidatan ollessa epävarmaa, on järjestelmän luotettavan toiminnan analysointi mahdotonta. Tämä tulee ehdottomasti suorittaa vaikka järjestelmä saataisiin toimenpiteiden jälkeen näennäisesti toimimaan kunnolla.

#### 5.4 Tutkimuksen luotettavuus

Järjestelmän tarkastelu pyrkii pääasiassa olemaan suuntaa-antava, ei niinkään eksaktia tietoa kertova. Laitteiston näennäisestä yksinkertaisuudesta huolimatta se on useiden yksittäisten komponenttien summa, ja jokaisen komponentin toimintaan liittyy omat haasteensa.

Tarkastellun kaltaisen järjestelmän toiminnan analysointiin ei ole yksiselitteistä toimintamallia. Tämän vuoksi toimintaa selvitettiin pitkälti päättelemällä erilaisten asioiden vaikutusta järjestelmään. Tästä seuraa myös se, että erilaiset inhimilliset virheet ja



unohdukset ovat tarkastelussa mahdollisia. Järjestelmästä mitatut ja edelleen näistä lasketut arvot kuitenkin vaikuttavat selvästi uskottavilta. Myöskään loogisissa päätelmissä esimerkiksi luvussa 3.1 ei useamman pohdinnan seurauksena havaittu virheitä.

#### 5.4.1 Fyysisestä järjestelmästä johtuvat virheet

Lämpötila-antureiden tarkkuudesta ei ole varmaa tietoa. Laskennassa on käytetty varmemman tiedon puutteessa antureiden näyttämiä arvoja sellaisenaan. Lisäksi arvoja on verrattu paikan päällä oleviin lokaalimittareihin ja niiden on todettu olevan toisiaan vastaavat. Kunnollisen virhetarkastelun suorittaminen on kuitenkin näiden tietojen puuttuessa mahdotonta. Taulukkolaskin antaa helpon mahdollisuuden syöttää lähtöarvoiksi mitatusta poikkeavia lukuja ja näin mahdollistaa virheen analysointia, kunhan antureiden kalibroinnista ja mittausvirhetiedoista on luotettavaa tietoa. Tämän tutkimuksen tuloksissa on siis päädytty vain kvalitatiiviseen virhetarkasteluun.

Ilman virtauksesta ei ole mittaustietoa. Laskennassa käytetty  $Q_I = 6,4 \text{ m}^3/\text{s}$  on puhaltimelle mitoitettu arvo. Kun ilmavirtaukseen otetaan huomioon suodattimien, lämmönvaihdinten ja ilmastointikanavien tuomat virtausvastukset, on todellinen virtaama varmasti oletettua pienempi. Pienempi virtaama johtaa siihen, että laskurin laskema nesteen todellinen virtaama  $Q_N$  laskee. Tätä myötä laskee myös laskettu hyötysuhde sekä LTO-patterilla, että luonnollisesti tämän seurauksena koko LTO-järjestelmällä. Tämä antaisi pumppumuutoksen kannattavuutta laskettaessa suuremman  $\Delta\eta_{LTO}$ :n kuin nyt on arvioitu, jolloin taas saavutettavat säästöt olisivat suuremmat. Tämän vuoksi nimellisen  $Q_I = 6,4 \text{ m}^3/\text{s}$ :n käyttäminen laskennassa antaa virhettä ainakin laskennan kannalta turvallisempaan suuntaan.

Järjestelmän vertaamista muihin tehtaalla oleviin vastaaviin laitteistoihin harkittiin, mutta mistään vartenotettavasta järjestelmästä ei ollut helposti saatavissa tarvittavaa mittausdataa. Tämän vuoksi vertaaminen muihin järjestelmiin jätettiin tekemättä.

#### 5.4.2 Matemaattisen tarkastelun virheet

Matemaattinen tarkastelu pyrittiin suorittamaan siten, että mahdollista pumppuinvestointia ei tulisi tehtyä ainakaan kannattamattomana. Tämä näkyy mm. arvioiduissa luvuissa, esimerkiksi  $\Delta\eta_{LTO}$ :ssa ja  $\eta_{VUOSI}$ :ssa. Matemaattisessa tarkastelussa on useita koh-

tia joissa on tarkoituksellisesti jätetty huomioimatta asioita, jotta laskenta pysyy yksinkertaisempuna. Näitä asioita on listattu tässä kappaleessa.

Laskenta on suoritettu sillä oletuksella, että kaikki kulkeva lämpöteho siirtyy käytännössä kuljettamalla nestettä paikasta toiseen. Todellisuudessa tapahtuu myös lämmön johtumista siirtävässä aineessa sekä lämmön säteilyä ympäristöön (Valtanen 2007, s.229). Kuitenkin laskenta paikoin kompensoi tätä virheolettamusta laskentatavallaan. Jäljelle jäävän virheen on tulkittu olevan kohtuullisen pieni verrattuna esimerkiksi anturidatan tuottamaan mahdolliseen virheeseen.

Paineilmakeskuksesta mitattaessa tulevan ja lähtevän nesteen lämpötiloja  $t_{KT}$  ja  $t_{KL}$  ei huomioida, että lämpötilan mittauspisteestä on kompressoreille joitakin metrejä eristämätöntä putkea. Tällä välillä järjestelmästä säteilee jonkin verran lämpöä ympäröivään ilmaan ja sitä ei ole huomioitu laskutoimituksessa.

Fluidien ominaislämpökapasiteetteja ja tiheyksiä eri lämpötiloissa laskettaessa käytetään lineaari-approksimaatioita taulukossa ilmoitetuista arvoista. Nämä tuottavat korkeintaan noin kahden prosentin virheitä. Kyseisten virheiden vaikutus on kuitenkin arvioitu merkityksettömäksi lopputuloksen kannalta.

Laskenta olettaa, että lämmönvaihtopatterin hyötysuhde on 100 %, jota se ei todellisuudessa ole. Osa lämmönvaihtimelle tulevasta lämmöstä siirtyy ulos lämmönvaihtimen pinnalta säteilylämpönä, jolloin vaihtimen hyötysuhde laskee. Kunnollista hyvää arviota kirjallisuudesta ei etsinnöistä huolimatta kuitenkaan tälle löydetty. Oletuksena on kuitenkin että hyötysuhde on kuitenkin ainakin yli 90 %, jolloin laskentaan tästä syntynyt virhe on edelleen kohtalaisen pieni. Myös toimivaksi tiedettyyn järjestelmään vertaaminen tämän selvittämiseksi oli suunnitelmissa, mutta suunnitelma kariutui muista järjestelmistä tarvittavan mittausdatan puutteessa.

Pumppumuutoksen tuomaa parannusta arvioitaessa käytettävä  $\Delta\eta_{LTO}$  on pyritty valitsemaan selvästi turvallisemmalla puolella kuin järjestelmän matemaattinen tarkastelu antaa ymmärtää. Tämän arvon muuttaminen vaikuttaa takaisinmaksuaikaan voimakkaasti. Tämän seurauksena on myös todennäköistä, että pumppumuutos on kannattavampi kuin laskenta antaa olettaa.

Vuosikompensointiarvoa  $\eta_{VUOSI}$  laskettaessa tulee myös virhettä, sillä varsinkin kevään ja syksyn lukemat ovat arvioita. Arvioidut lukemat on kuitenkin pyritty valitsemaan alle todellisten arvojen, jotta lopputuloksen kannalta tässäkin oltaisiin turvallisella puolella.

Lopputuloksena saatava pumppumuutoksen takaisinmaksuaika on kuitenkin erittäin selvä indikaattori sille, että pumppumuutos kannattaa. Vaikka laskennassa tehtäisiin paikoin satojen prosenttien virheitä takaisinmaksuajan kannalta epäedulliseen suuntaan, olisi pumppumuutos takaisinmaksuajan perusteella edelleenkin ehdottomasti kannattava. Tämän vuoksi laskentaa ei ole yritetty viedä tämän tarkemmaksi vaan on luotettu näin saatuun lopputulokseen.

## 6 JOHTOPÄÄTÖKSET

Johtopäätöksinä voidaan todeta, että vaikka LTO-järjestelmä toimii kohtuullisesti, jää järjestelmän kokonaishyötysuhde nesteen heikon virtauksen vuoksi optimistaan. Syynä tähän on todennäköisesti joko virtauksensäätimistä tai pumpusta johtuva vika.

Parannettavaa kokonaishyötysuhteessa olisi ainakin noin 20 prosenttiyksikköä. Tämä parannus riittäisi tuomaan pumppumuutokselle riittävän takaisinmaksuajan kahteen - kolmeen kuukauteen pelkästään lämmitysöljyn polton vähenemisestä saatavasta säästöstä laskettuna. Tämän perusteella pumpun vaihdon todettiin olevan taloudellisesti kannattavaa.

Pumpun vaihtoa ajatellen järkevintä on ottaa käyttöön taajuusmuuttajaohjattu lämmönjohtopumppu, jolla nestevirtaus saadaan asetettua helposti kohdalleen. Taajuusmuuttajaohjauksen etuna on pumpun toiminnan helpompi säädettävyys ja mahdollisuus ohjata pumppua kompressorien käyntitietojen perusteella, jolloin pumpun ei tarvitse pumpata virtauksensäätimä vasten jatkuvasti täydellä teholla. Tämä parantaa pumppumuutoksen tuomaa takaisinmaksuaikaa edelleen hieman aiemmin lasketusta.

Lisäksi järjestelmän seurannan helpottamiseksi voisi olla viisasta asentaa järjestelmän nesteen lämpötila-anturit myös paineilmakekukseen, kompressoreiden lähelle. Tämän jälkeen olisi helpohkosti mahdollista toteuttaa kiinteistöautomaatiikkaan LTO-järjestelmän hyötysuhdetta näyttävä indikaattori. Tähän näyttämään olisi mahdollista asettaa hälytys. Hälytyksen on oltava sidottuna ulkolämpötilaan, sillä ulkolämpötilan noustessa laskee LTO-järjestelmän hyötysuhde kuitenkin. Lisäksi järjestelmän anturointi olisi ehdottomasti kalibroitava mittauksien luotettavuuden parantamiseksi.

Järjestelmän laajennusmahdollisuuksia olisi myös olemassa, mutta niiden toteuttamisen kannattavuus pitää erikseen selvittää. Tehokkaimpana keinona käyttää järjestelmän tuottamaa lämpöä vaikuttaisi olevan liittämisen kiinteistön öljypolttimien nestekiertoon lämmönvaihtimen avulla. Tällöin käyttökohteita lämmitykselle tulisi huomattavasti lisää ja paineilman LTO:n hyötysuhde olisi mahdollista maksimoida. Toteutuksen kannalta yksinkertaisin vaihtoehto olisi puolestaan SEW Industrial Gears Oy:n hallitilan

lämmittäminen LTO-järjestelmän vesi-glykolikiertoon kytkettävillä kiertoilmapuhaltimilla. Näiden väliin sijoittuu hankalammin arvioitava tehtaanhallin / Galleria Bremerin lämmitys, johon LTO-järjestelmästä voitaisiin ottaa lisälämpöä.

Tarkastelussa on huomattavasti erilaisia virhemahdollisuuksia, joista suurimpina mainittakoon inhimillisten virheiden tuomat mahdollisuudet sekä järjestelmän lämpötilantureiden kalibrointitietojen puutteet. Tämän seurauksena virheanalyysikin on vain kvalitatiivinen. Analysointiin on syytä paneutua vielä anturoinnin kalibroinnin jälkeen. Laskelma on kuitenkin tehty pääasiassa niin, että kaikki arvot on pyritty laskemaan pumppuinvestointia vastaan. Näin ollen ainakaan kannattamatonta investointia ei tulisi tehtyä.

## 7 YHTEENVETO

Työn teettäneellä Vanhan Ruukin Kiinteistöpalvelu Oy:llä oli tarve selvittää käytössä olevan paineilmakompressoreiden LTO-järjestelmän toimintaa. Tavoitteena oli etsiä syytä järjestelmän oletetusti heikolle hyötysuhteelle ja mahdollisia lisäkäyttökohteita järjestelmän tuottamalle lämpöteholle. Työ rajattiin koskemaan lämmön talteenottolaitteiston LTO-patteria ja siihen liittyvää nestekiertojärjestelmää. Tavoitteeksi asetettiin mahdollisten järjestelmään tehtävien muutosten tuomien säästöjen selvittäminen. Työn rakenteeseen mallia otettiin Motiva Oy:n PATE-analyysimallista, jota mukailten työlle muodostettiin sisällysluettelo jonka pohjalta edettiin.

Työn alkaa tutkittavaan järjestelmään tutustumisella. Ensin toimintaa käsitellään yleisluontoisesti, jonka jälkeen tutustutaan tarkemmin järjestelmän yksittäisiin osiin. Järjestelmään tutustumisen jälkeen todettiin, että järjestelmän nestekiertoa on syytä analysoida tarkemmin. Tämän jälkeen pääteltiin nestekierto on oletettavasti vaikuttavia tekijöitä ja verrattiin niitä jo tutkittuihin asioihin. Jäljelle jäivät virtauksensäätöventtiilien viat ja alimitoitettu pumppu.

Järjestelmän nestevirtausta analysoitiin tämän jälkeen matemaattisesti, josta tuloksena todettiin nesteen virtauksen olevan riittämätön asetusarvoonsa nähden. Tämän seurauksena myös LTO-järjestelmän kokonaishyötysuhde jää mahdollisesta optimiarvostaan arvostaan havaittavasti, vaikka työn tilaajan olettamaan verrattuna hyötysuhde onkin paljon parempi. Tämän jälkeen tutkittiin olisiko järjestelmän toimintaa mahdollista parantaa lämmönjohtopumppua vaihtamalla. Pumppuinvestoinnille laskettiin takaisinmaksuaika, jonka todettiin olevan mahdollisista virheistä huolimatta selvä indikaattori sille, että investointi kannattaa.

Tämän jälkeen tutkittiin vielä LTO-järjestelmän tuottaman lämpötehon lisäkäyttökohteita, joita todettiin olevan muutama. Lisäksi käsiteltiin työtä tehdessä havaittuja muita parannusehdotuksia. Työn loppupuolella analysoidaan vielä mahdollisia virheitä, jonka jälkeen esitellään johtopäätökset.

## LÄHDELUETTELO

Atlas Copco. 2007. Öljytiivistetyt ruuvikompressorit GA 90-500 ja GR 110-200 [verkkodokumentti]. Belgia: Maaliskuu 2007 [Viitattu 6.11.2010]. Tuote-esite. 20 s. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://propali.atlascopco.be/propali/downloadlit.asp?ProID=60&Lng=FI>.

Atlas Copco. 2008. Oil injected rotary screw compressors GA 90+ - 160+/GA 132-160 VSD [verkkodokumentti]. Belgia: Huhtikuu 2008 [Viitattu 6.11.2010]. Tuote-esite. 16 s. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://propali.atlascopco.be/propali/downloadlit.asp?ProID=156&Lng=EN>.

Atlas Copco. 2009. Oil injected rotary screw compressors GA 30+ - 90/GA 37-97 VSD [verkkodokumentti]. Belgia: Kesäkuu 2009 [Viitattu 6.11.2010]. Tuote-esite. 16 s. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://propali.atlascopco.be/propali/downloadlit.asp?ProID=101&Lng=EN>.

Becker, M. 1986. Heat Transfer - A Modern Approach. New York: Plenum Press. 421 s. ISBN 0-306-42316-2.

Componenta Oy. 2001. Työ nro: 7796 Paineilmakeskuksen saneeraus. LVI -työselvitys. Helsinki: Aho Consulting Oy.

Ellman, A., Hautanen, J., Järvinen, K. & Simpura, A. 2002. Pneumatiikka. Helsinki: Edita Prima Oy. 189 s. ISBN 951-37-3736-5.

Heino, A. 2010-2011. Kiinteistöpäällikkö, Vanhan Ruukin Kiinteistöpalvelu Oy. Karkkila. Keskustelut 1.11.2010, 1.2.2011 ja 21.4.2011.

Heino, A. 2010. Paineilman lämmön talteenoton toimintaselvitys. Karkkila: Vanhan Ruukin Kiinteistöpalvelu Oy. 6 s.

Jokilaakso, A. 1987. Virtaustekniikan, lämmönsiirron ja aineensiirron perusteet. Hämeenlinna: Otakustantamo. 194 s. ISBN 951-672-015-3.

Karkkilan Valimokiinteistö Oy. 2001a. Työ nro: 7819 PUTKISTOKAAVIO Paineilman lto TK2:lle. Lämpölaitepiirustus. Helsinki: Aho Consulting Oy. Liitteenä, liite 1.

Karkkilan Valimokiinteistö Oy. 2001b. Toimintaselostus [liittyy putkistokaavioon, työ nro: 7819]. Helsinki: Aho Consulting Oy.

Motiva Oy. 2002. Energiansäästöviikko - Paineilmaa teollisuudelle [verkkodokumentti]. Helsinki: Joulukuu 2002 [viitattu 26.4.2011]. 7 s. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://www.energiansaastoviikko.fi/midcom-serveattachmentguid-c365c98759f77ac231ec7f232e2e09bd/Teo-paineilma-opas-net.pdf>.

Silvander, J. 2011. Tekmo LPR 32-110 [sähköpostiviesti & viestin mukana toimitettu pumpun datalehti]. Wilo Oy. Vastaanottaja: markku.stenberg@lut.fi. Lähetetty 3.2.2011 klo 8:48 (GMT +0200). Liitetiedosto: ”TEKMO LPR 32.tif”.

The Engineering Toolbox. 2011. Air Properties [Verkkodokumentti]. Päivitetty 24.3.2011 [viitattu 30.4.2011]. Saatavissa: [http://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d\\_156.html](http://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-d_156.html).

TKK / Energiatalous ja voimalaitostekniikka. 2002. Investointien taloudelliset kriteerit [verkkodokumentti]. Päivitetty 29.9.2002 [viitattu 1.5.2011]. Laskuharjoitusten tukimateriaalia. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://www.tkk.fi/Yksikot/Energiatalous/kurssit/materiaalia/Investointikriteerit.pdf>.

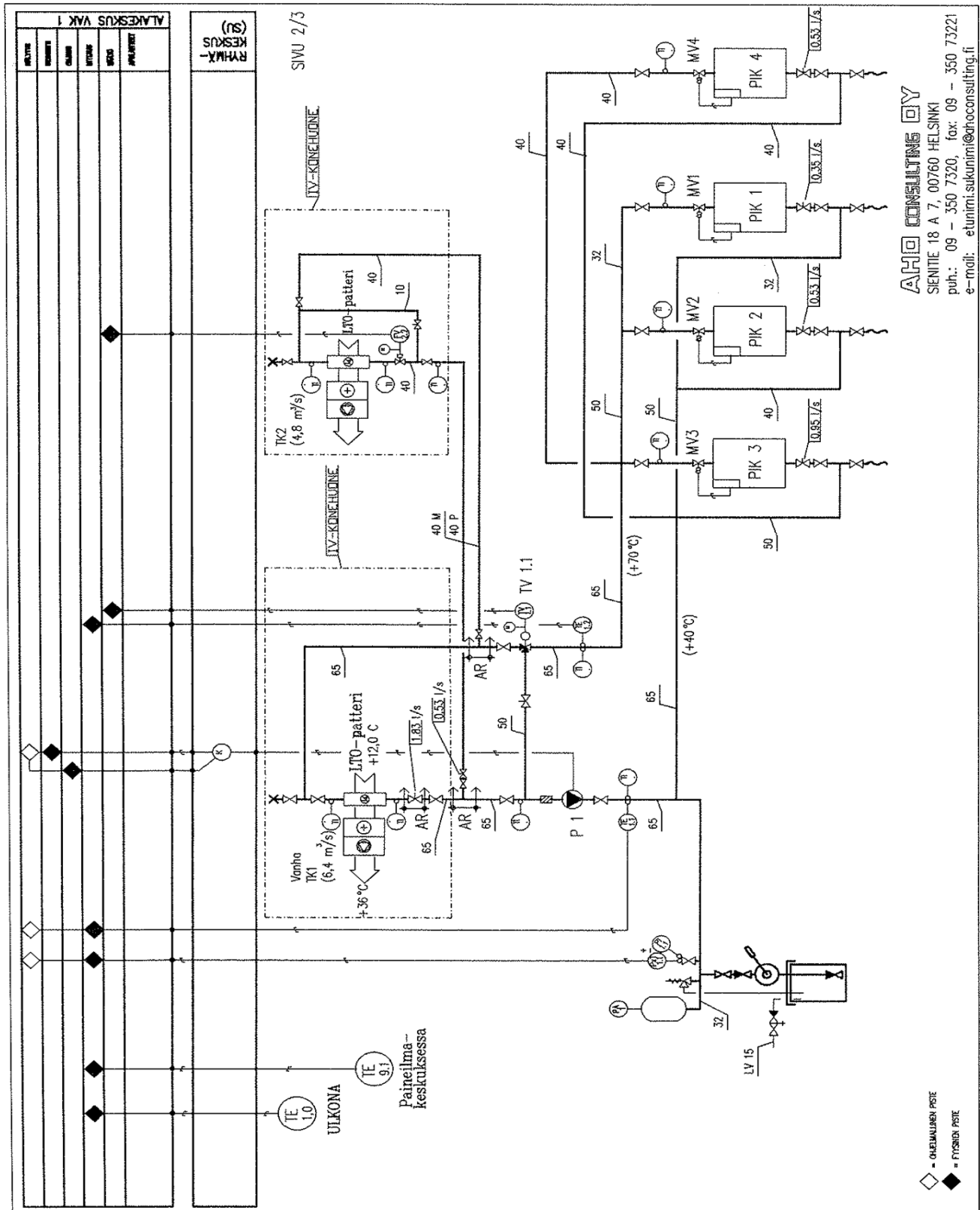
Vacon Oyj. 2008. Vacon HVAC -taajuusmuuttajat [verkkodokumentti]. Päivitetty 21.11.2008 [viitattu 1.5.2011]. Saatavissa PDF-tiedostona: <http://www.vacon.fi/File.aspx?id=463374&ext=pdf&routing=396771&webid=396774&name=BC00145C>.

Valtanen, E. 2007. Tekniikan taulukkokirja. 14. painos. Jyväskylä: Genesis-Kirjat Oy. 1042 s. ISBN 978-952-9867-27-1.

Öljyalan keskusliitto. 2011. Raakaöljyn hintakehitys [öljyalan keskusliiton www-sivuilla]. [Viitattu 1.5.2011]. Saatavissa: <http://www.oil.fi/?m=2&id=39>.



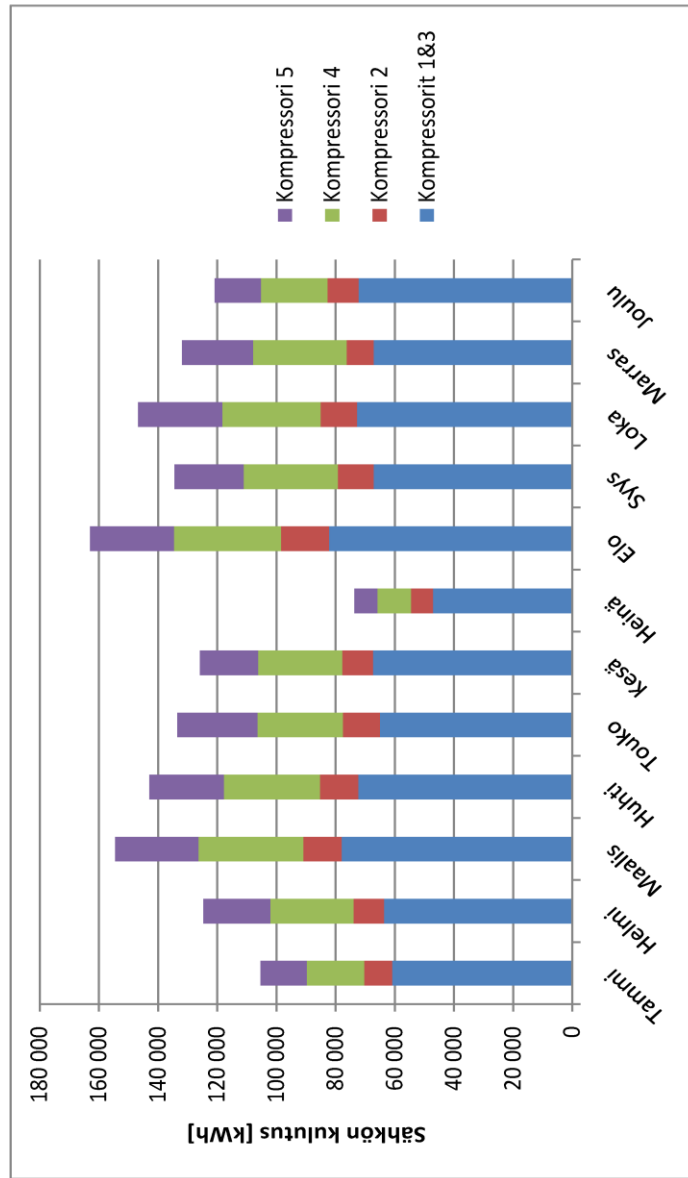
Kaupunginosa/kyliä	Kortteli/tila	Tonitti/nro	Viranomaisten merkintöjä	Juoks. nro
Rakennustoimenneide SANEERAUS			Piirustustajaj LAMPÖLÄITEPIIRUSTUS	
Rakennuskohteen nimi ja osoite KARKKILAN VALIMOKIINTEISTÖ OY 03600 KARKKILA			Piirustuksen sisältö PUTKISTOKAAVIO Paineilman lto TK2:lle	Mittakaavat -
Suunnittelutoimiston tiedot <b>ARJO CONSULTING OY</b> SIENITE 18 A 7, 00760 HELSINKI puh.: 09 - 350 7320, fax: 09 - 350 73221 e-mail: etunimi.sukunimi@arjoconsulting.fi			Käyttöyksikkö (nro)	Käyttöyksikkö (nimi)
			Maa-alue (nro)	Hanketunnus
			Rakennus (nro)	Rakennus (nimi)
			Suunnittelu- ja piirustusnumero	Muutostunnus
			<b>LVI L3</b>	
			Tiedostonimi: L3 TK2PILTO	
Piirtäjä K.K.	Suunnittelija K.K.	Työnumero 7819		
Pvm 1.11.2001	Vastuullinen suunnittelija K.Kukkonen ins.	Nimen selvitys ja koulutus		



**PI-kompressoreiden vuoden 2010 sähkökulutus [kWh]**

Lähde: Vanhan Ruukin Kiinteistöpalvelu Oy:n toimittamat tiedot (Asko Heino 2010-2011)

Kuukausi	Tammi	Helmi	Maalis	Huhti	Touko	Kesä	Heinä	Elo	Syys	Loka	Marras	Joulu
Kompressorit 1&3	60 760	63 552	77 888	72 296	64 968	67 232	47 062	82 146	67 032	72 720	67 072	72 168
Kompressorit 2	9 524	10 292	12 952	12 912	12 452	10 496	7 347	16 201	12 144	12 328	9 152	10 524
Kompressorit 4	19 384	28 136	35 448	32 456	28 952	28 384	11 354	36 190	31 824	33 200	31 592	22 472
Kompressorit 5	15 744	22 648	28 184	25 216	27 136	19 752	7 901	28 419	23 472	28 520	24 112	15 720
<b>Kompressorit 1-5</b>	<b>105 412</b>	<b>124 628</b>	<b>154 472</b>	<b>142 880</b>	<b>133 508</b>	<b>125 864</b>	<b>73 664</b>	<b>162 956</b>	<b>134 472</b>	<b>146 768</b>	<b>131 928</b>	<b>120 884</b>
<b>Kompressorit 1-4</b>	<b>89 668</b>	<b>101 980</b>	<b>126 288</b>	<b>117 664</b>	<b>106 372</b>	<b>106 112</b>	<b>65 763</b>	<b>134 537</b>	<b>111 000</b>	<b>118 248</b>	<b>107 816</b>	<b>105 164</b>

**Yhteensä 12kk ajalta**

Kompressorit 1&3	814 896 kWh
Kompressorit 2	136 324 kWh
Kompressorit 4	339 392 kWh
Kompressorit 5	266 824 kWh
<b>Kompressorit 1-5</b>	<b>1 557 436 kWh</b>
<b>Kompressorit 1-4</b>	<b>1 290 612 kWh</b>

**Sähkökulutuksen 12kk keskiarvot**

Kompressorit 1&3	67 908 kWh
Kompressorit 2	11 360 kWh
Kompressorit 4	28 283 kWh
Kompressorit 5	22 235 kWh

**Keskimääräinen käyntiteho**

Kompressorit 1&3	94,3 kW
Kompressorit 2	15,8 kW
Kompressorit 4	39,3 kW
Kompressorit 5	30,9 kW
<b>Kompressorit 1-5</b>	<b>180,3 kW</b>
<b>Kompressorit 1-4</b>	<b>149,4 kW</b>

**Lämmön talteenottojärjestelmän matemaattinen tarkastelu**

<b>Lähtöarvot</b>			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Kompressoreille tulevan nesteen lämpötila	$t_{KT}$	30,0	°C
Kompressoreilta lähtevän nesteen lämpötila	$t_{KL}$	80,0	°C
Lämmönvaihtopatterille tulevan nesteen lämpötila	$t_{TN}$	62,0	°C
Lämmönvaihtopatterilta lähtevän nesteen lämpötila	$t_{LN}$	34,1	°C
Lämmönvaihtopatterille tulevan ilman lämpötila	$t_{TI}$	6,0	°C
Lämmönvaihtopatterilta lähtevän ilman lämpötila	$t_{LI}$	15,7	°C
Sisäilman tavoitelämpötila	$t_{SET}$	18,0	°C
Ilman virtaus	$Q_I$	6,4	m <sup>3</sup> /s
Käynnissä olevat kompressorit (1 = kyllä, 2 = ei)			
Kompressori 1		0	
Kompressori 2		0	
Kompressori 3		1	
Kompressori 4		1	

<b>Paljonko jäähdytysnestettä pitäisi kulkea</b>			
Kompressoreiden läpi kulkevat nestevirtaukset kompressorien käynnin perusteella			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Kompressori 1	$Q_1$	0,35	l/s
Kompressori 2	$Q_2$	0,53	l/s
Kompressori 3	$Q_3$	0,95	l/s
Kompressori 4	$Q_4$	0,53	l/s
Asetusvirtaus kompressorien käynnin perusteella			
	$Q_{N-SET}$	1,48	l/s

<b>Muutamia yksikkömuunnoksia helpottamaan tulevia laskutoimituksia</b>			
Muutetaan lähtöarvoissa käytetyt Celsius-asteet Kelvineihin			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Kompressoreille tulevan nesteen lämpötila	$T_{KT}$	303,2	K
Kompressoreilta lähtevän nesteen lämpötila	$T_{KL}$	353,2	K
Lämmönvaihtopatterille tulevan nesteen lämpötila	$T_{TN}$	335,2	K
Lämmönvaihtopatterilta lähtevän nesteen lämpötila	$T_{LN}$	307,3	K
Lämmönvaihtopatterille tulevan ilman lämpötila	$T_{TI}$	279,2	K
Lämmönvaihtopatterilta lähtevän ilman lämpötila	$T_{LI}$	288,9	K
Sisäilman tavoitelämpötila	$T_{SET}$	291,2	K

<b>Järjestelmässä kulkevien fluidien ominaislämpökapasiteetit tarvittavissa lämpötiloissa</b>			
Lasketaan "Taulukkoarvoja"-liitteen/välilehden approksimaattien ja ilmoitettujen lämpötilojen perusteella			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Nesteen ominaislämpökap. Lämpötilassa $T_{KT}$	$c_{pKT}$	3 484,1	J/kg·K
Nesteen ominaislämpökap. Lämpötilassa $T_{KL}$	$c_{pKL}$	3 576,7	J/kg·K
Nesteen ominaislämpökap. Lämpötilassa $T_{TN}$	$c_{pTN}$	3 543,4	J/kg·K
Nesteen ominaislämpökap. Lämpötilassa $T_{LN}$	$c_{pLN}$	3 491,7	J/kg·K
Ilman ominaislämpökap. Lämpötilassa $T_{TI}$	$c_{pTI}$	1 005,6	J/kg·K
Ilman ominaislämpökap. Lämpötilassa $T_{LI}$	$c_{pLI}$	1 005,8	J/kg·K
Ilman ominaislämpökap. Lämpötilassa $T_{SET}$	$c_{pSET}$	1 005,9	J/kg·K

<b>Fluidien sisältämät energiat</b>			
Lasketaan fluidin lämpötilan ja tilanteen mukaan vallitsevan ominaislämpökapasiteetin perusteella			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Kompressoreille tulevan nesteen energiatiheys	$E_{KT}$	1 056 194	J/kg
Kompressoreilta lähtevän nesteen energiatiheys	$E_{KL}$	1 263 129	J/kg
Nestevirran energiatih. muutos kompressoreilla $ E_{KT} - E_{KL} $	$\Delta E_K$	206 935	J/kg
Lämmönvaihtimelle tulevan nesteen energiatiheys	$E_{TN}$	1 187 564	J/kg
Lämmönvaihtimelta lähtevän nesteen energiatiheys	$E_{LN}$	1 072 814	J/kg
Nestevirran energiatih. muutos patterilla $ E_{TN} - E_{LN} $	$\Delta E_N$	114 751	J/kg
Lämmönvaihtimelle tulevan ilman energiatiheys	$E_{TI}$	280 711	J/kg
Lämmönvaihtimelta lähtevän ilman energiatiheys	$E_{LI}$	290 538	J/kg
Ilmavirran energiatihedysten muutos $ E_{TI} - E_{LI} $	$\Delta E_I$	9 827	J/kg

<b>Fluidien tiheydet tarvittavissa lämpötiloissa</b>			
Lasketaan "Taulukkoarvoja"-liitteen/välilehden approksimaattien ja ilmoitettujen lämpötilojen perusteella			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Nesteen tiheys (Kompressoreille tuleva, lämpötilassa $T_{KT}$ )	$\rho_N$	1 040,2	kg/m <sup>3</sup>
Ilman tiheys (Puhaltimelle menevä, lämpötilassa $T_{SET}$ )	$\rho_I$	1,228	kg/m <sup>3</sup>

<b>Fluidien massavirrat</b>			
Lasketaan ilmoitettujen virtauksien, tiheyksien ja kompressorien käyntitietojen perusteella			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Nesteen massavirta	$Q_{mN}$	1,54	kg/s
Ilman massavirta	$Q_{mI}$	7,86	kg/s

<b>Fluidien lämpötilamuutoksista seuraava teho</b>			
Lasketaan energiatiheyksien erotuksista ja massavirroista			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Nesteen luovuttama teho (Koko kierrossa)	$P_{N-KIERTO}$	318 589	J/s
Nesteen luovuttama teho (Patterilla)	$P_N$	176 666	J/s
Ilman vastaanottama teho	$P_I$	77 228	J/s
Ilman vastaanottama teho (yksikkömuunnos)	$P_I$	77,2	kW

<b>Nesteen todellinen virtaama</b>			
Paljonko nestettä todellisuudessa virtaa, kun oletetaan lämmönvaihtimen hyötysuhteeksi 100 %. Oletetaan myös, että lämmönvaihtimen ohitusventtiili on suljettuna.			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Nesteen todellinen virtaama	$Q_N$	0,65	l/s
Todellisen virtauksen suhde asetusvirtaukseen ( $Q_N/Q_{N-SET}$ )	$Q_{N\%}$	<b>44</b>	%

<b>Käytössä oleva lämpöteho</b>			
Käynnissä olevien kompressoreiden sähkötehosta 95 % menee lämpötehoksi. Tästä edelleen 77 % on käytettävissä nestejäähdytyksellä.			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Kompressorien sähkötehot			
Kompressori 1	$P_1$	55	kW
Kompressori 2	$P_2$	90	kW
Kompressori 3	$P_3$	160	kW
Kompressori 4	$P_4$	90	kW
Käytössä oleva sähköteho kompr. käynnin perusteella	$P_{SET}$	250	kW
Nestejäähdytyksellä siirrettävissä oleva lämpöteho	$P_{LTO-SET}$	183	kW

<b>Koko LTO-kierron siirtämä lämpöteho</b>			
Koko LTO-kierto siirtää lämpöä (vrt. $P_{LTO-SET}$ )			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
LTO:n siirtämä lämpöteho nykyisellä virtauksella	$P_{LTO}$	139	kW

<b>Lämmön talteenoton hyötysuhde</b>			
Ilmaan siirtyvän tehon suhde nestejäähdytyksellä käytettävissä olevaan tehoon			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Tuloilmaan siirtyy kompressoreilta	$\eta_{LTO-PATTERI}$	42	%
Koko LTO-järjestelmä siirtää kompressoreilta	$\eta_{LTO}$	<b>76</b>	%

Lämmönvaihtimen läpi kulkeva nesteen tilavuusvirta on siis  $Q_{N\%}$  asetetusta arvostaan.

LTO-järjestelmän kokonaishyötysuhde on  $\eta_{LTO}$

## Pumppumuutoksen tuoma säästö ja takaisinmaksuaika

Lähtöarvot			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Pumppumuutoksen aikaansaama LTO-järjestelmän hyötysuhteen muutos (arvioitu)	$\Delta\eta_{LTO}$	20	%-yks
Öljyn ostokustannus	$K_{ÖLJY}$	0,65	€/l
Uuden pumpun investointikustannus	$I$	1000	€

Sähkön kulutus			
Lämmön talteenottojärjestelmässä olevat kompressorit 1-4 käyttävät sähköä vuodessa yhteensä			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Kompressorien 1-4 vuoden sähkönkulutus	$P_{SÄHKÖ}$	1 290 612	kWh

Syntynyt lämpöenergia			
Käytetystä sähköenergiasta noin 95 % menee lämmöksi josta edelleen 77 % on käytettävissä nestejäähdytyksellä			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Paineilman tuotannossa nesteeseen siirtyvä lämpöteho	$P_{LÄMPÖ}$	944 083	kWh

Säästetty lämpöteho			
Mikäli lämmön talteenottojärjestelmän hyötysuhdetta saadaan nostettua $\Delta\eta$ prosenttia, saadaan siitä laskettua suoraan säästettävä lämpöteho $\Delta P_{LÄMPÖ}$			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Pumppumuutoksen aikaansaama lämpötehon säästö	$\Delta P_{LÄMPÖ}$	188 817	kWh

Vuosikompensointi			
Tuloilmaa ei tarvitse lämmittää täydellä käyttöön saatavalla teholla ympärivuotisesti. Arvioidaan nesteestä talteen saatavaa lämpötehoa kuukausittain (montako prosenttia tuotetusta lämpötehosta pystytään käyttämään hyödyksi?)			
Tammikuu	90 %	Heinäkuu	0 %
Helmikuu	90 %	Elokuu	0 %
Maaliskuu	85 %	Syyskuu	20 %
Huhtikuu	40 %	Lokakuu	40 %
Toukokuu	0 %	Marraskuu	65 %
Kesäkuu	0 %	Joulukuu	85 %
Keskiarvo	$\eta_{VUOSI}$	42,9	%

Kilowattitunnin hinta öljylämmityksellä			
Öljyä täytyy polttaa noin 100 l/MWh. Tällöin voidaan laskea yhden kilowattitunnin hinta öljyllä tuotettuna			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Kilowattitunnin kustannus öljyllä tuotettuna	$K_{kWh}$	0,065	€/kWh

<b>Öljyn polton vähenemisestä vuosittain saatava säästö</b>			
Miten monta euroa vuodessa voitaisiin säästää öljyn ostokustannusten vähenemisellä?			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Öljyn polton vähenemisestä vuosittain saatava säästö	<i>S</i>	<b>5 267</b>	€/a

<b>Uuden pumpun takaisinmaksuaika</b>			
Koroton takaisinmaksuaika pumppuinvestoinnille			
Kuvaus	Symboli	Arvo	Yksikkö
Uuden pumpun takaisinmaksuaika (vuosina)	<i>n</i>	<b>0,19</b>	a
Uuden pumpun takaisinmaksuaika (päivinä)	<i>n</i>	<b>69</b>	d



## Vesi-glykolinesteen ominaislämpökapasiteetti ( $c_{pKT}$ , $c_{pKL}$ , $c_{pTN}$ ja $c_{pLN}$ )

Taulukko 1. Vesi-glykoliseoksen ominaislämpökapasiteetti  $c_p$  eri lämpötiloissa. Veden ja glykolin ominaislämpökapasiteetit poimittu alkuperäislähteestä, loput laskettu niiden perusteella. (Becker 1986, s.356)

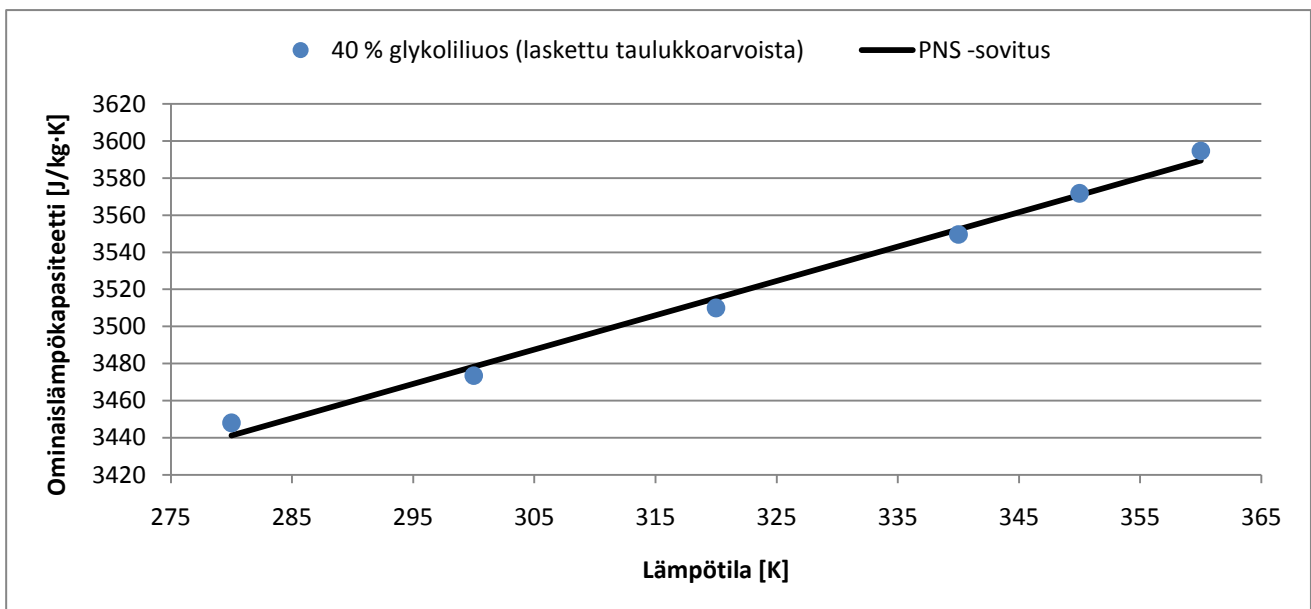
Lämpötila $T$ [K]	Ominaislämpökapasiteetti $c_p$ [J/kg·K]				Virheprosentti
	Etyleeni-glykoli (taulukkoarvo)	Vesi (taulukkoarvo)	40 % glykoliliuos (laskettu taulukkoarvoista)	PNS -sovitus	
280	2323	4198	3448	3441	-0,20 %
300	2415	4179	3473	3478	0,14 %
320	2505	4180	3510	3515	0,15 %
340	2592	4188	3550	3552	0,08 %
350	2637	4195	3572	3571	-0,02 %
360	2682	4203	3595	3589	-0,14 %

Lineaarisen regressiosuoran sovitus PNS-menetelmällä. Vakiotermit  $a$  ja  $b$ . (Valtanen 2007, s.159)

$$a \approx 1,8537$$

$$b \approx 2\,922,1$$

Tällöin liuoksen ominaislämpökapasiteetti voidaan laskea yhtälöstä  $c_p(T) = aT + b$



**Kuvaaja 1.** 40 paino-% sisältävän liuoksen ominaislämpökapasiteetin ja PNS-sovituksen vastaavuus.

## Ilman ominaislämpökapasiteetti ( $c_{pTI}$ , $c_{pLI}$ ja $c_{pSET}$ )

Taulukko 2. Ilman ominaislämpökapasiteetti  $c_p$  eri lämpötiloissa. Ilman ominaislämpökapasiteetin arvot poimittu alkuperäislähteestä (Muutettu SI-yksiköihin), loput laskettu niiden perusteella. (The Engineering Toolbox 2011)

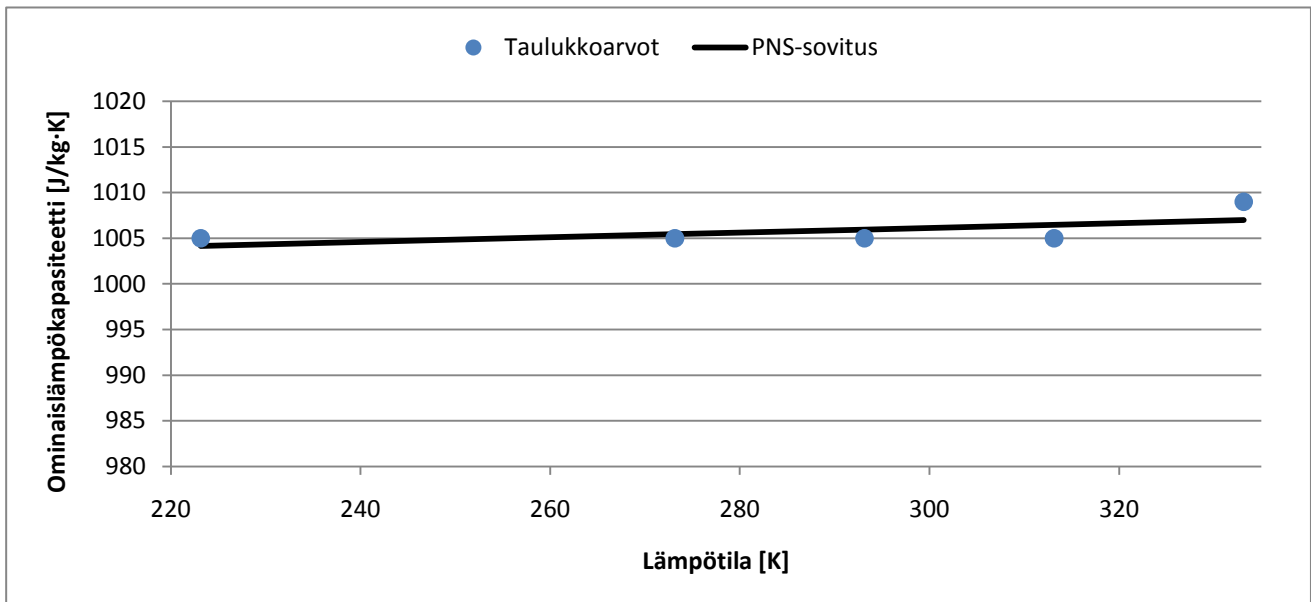
Lämpötila $T$ [K]	Ominaislämpökapasiteetti $c_p$ [J/kg·K]		Virheprosentti
	Taulukkoarvot	PNS-sovitus	
223	1005	1004	-0,08 %
273	1005	1005	0,04 %
293	1005	1006	0,10 %
313	1005	1006	0,15 %
333	1009	1007	-0,20 %

Lineaarisen regressiosuoran sovitus PNS-menetelmällä. Vakiotermit  $a$  ja  $b$ . (Valtanen 2007, s.159)

$$a \approx 0,0258$$

$$b \approx 998,38$$

Tällöin ilman ominaislämpökapasiteetti voidaan laskea yhtälöstä  $c_p(T) = aT + b$



Kuvaaja 2. Ilman ominaislämpökapasiteetin taulukkoarvojen ja PNS-sovituksen vastaavuus.

## Vesi-glykolinesteen tiheys ( $\rho_N$ )

Taulukko 3. Vesi-glykoliseoksen tiheys  $\rho$  eri lämpötiloissa. Veden ja glykolin tiheydet poimittu alkuperäislähteestä, loput laskettu niiden perusteella. (Becker 1986, s.356)

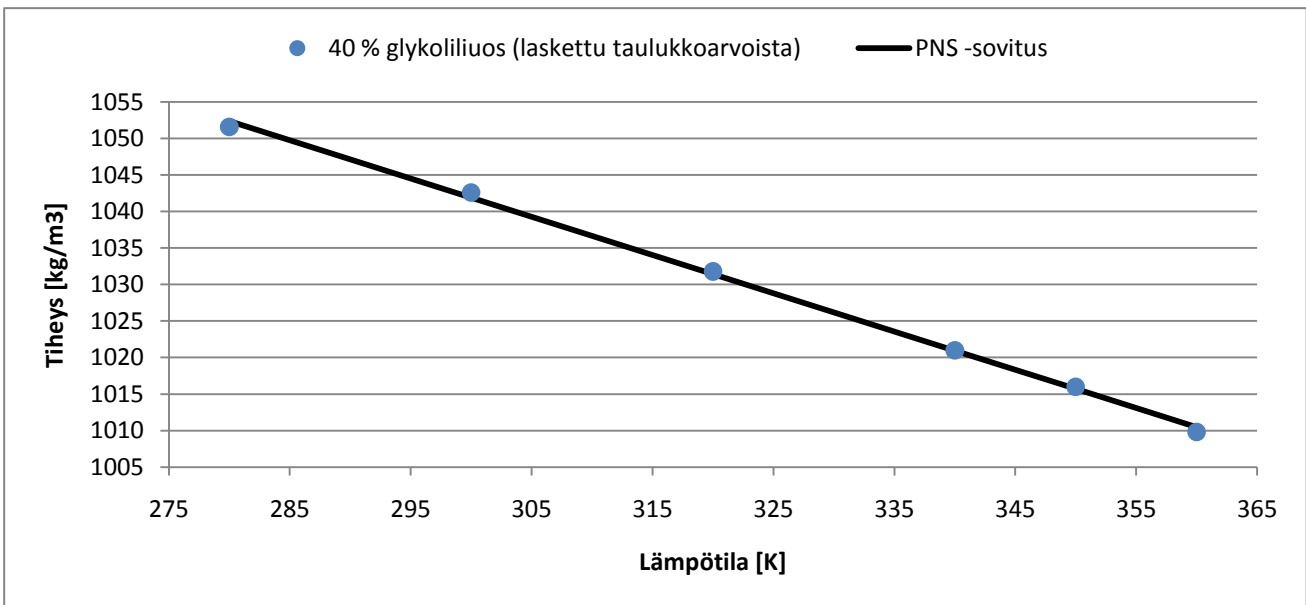
Lämpötila $T$ [K]	Tiheys $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]				Virheprosentti
	Etyleeni-glykoli (taulukkoarvo)	Vesi (taulukkoarvo)	40 % glykoliliuos (laskettu taulukkoarvoista)	PNS - sovitus	
280	1129	1000	1052	1052	0,07 %
300	1111	997	1043	1042	-0,07 %
320	1096	989	1032	1031	-0,04 %
340	1084	979	1021	1021	-0,01 %
350	1079	974	1016	1016	-0,03 %
360	1074	967	1010	1010	0,07 %

Lineaarisen regressiosuoran sovitus PNS-menetelmällä. Vakiotermit  $a$  ja  $b$ . (Valtanen 2007, s.159)

$$a \approx -0,5238$$

$$b \approx 1\,199,0$$

Tällöin liuoksen tiheys voidaan laskea yhtälöstä  $\rho(T) = aT + b$



**Kuvaaja 3.** 40 paino-% sisältävän liuoksen tiheyden ja PNS-sovituksen vastaavuus.

## Ilman tiheys ( $\rho_I$ )

Taulukko 4. Ilman tiheys  $\rho$  eri lämpötiloissa. Ilman tiheyden arvot poimittu alkuperäislähteestä (Muutettu SI-yksiköihin), loput laskettu niiden perusteella. (The Engineering Toolbox 2011)

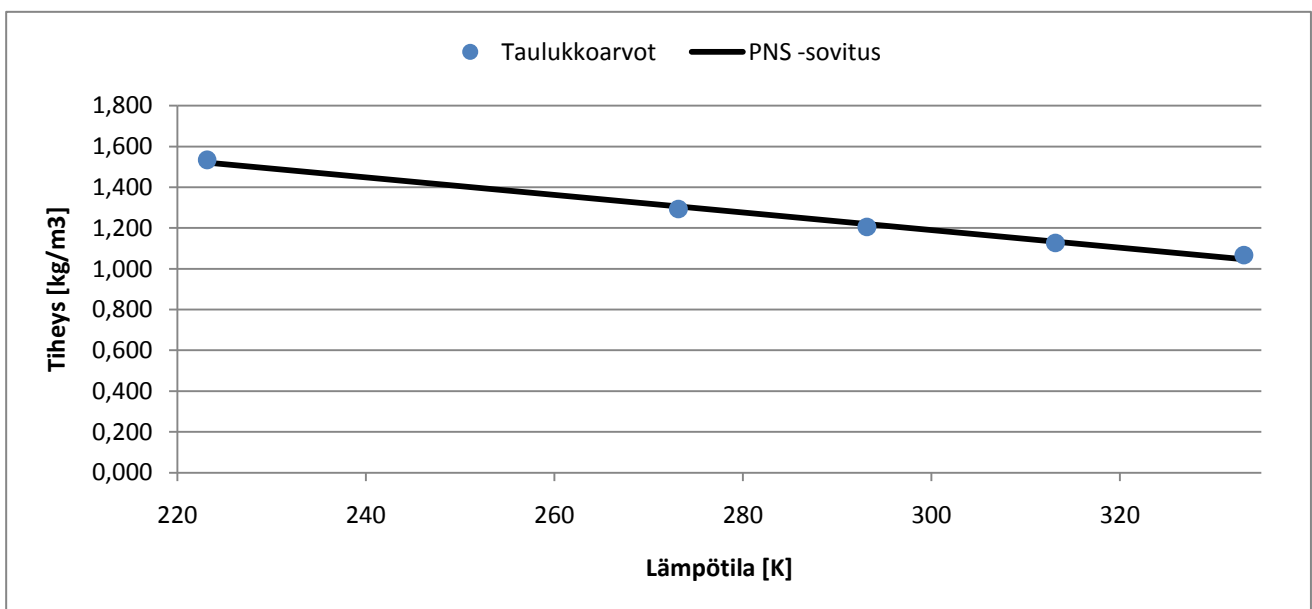
Lämpötila $T$ [K]	Tiheys $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]		Virheprosentti
	Taulukkoarvot	PNS -sovitus	
223	1,534	1,521	-0,86 %
273	1,293	1,305	0,97 %
293	1,205	1,219	1,19 %
313	1,127	1,133	0,55 %
333	1,067	1,047	-1,87 %

Lineaarisen regressiosuoran sovitus PNS-menetelmällä. Vakiotermit  $a$  ja  $b$ . (Valtanen 2007, s.159)

$$a \approx -0,0043$$

$$b \approx 2,4819$$

Tällöin liuoksen tiheys voidaan laskea yhtälöstä  $\rho(T) = aT + b$



Kuvaaja 4. Ilman tiheyden taulukkoarvojen ja PNS-sovituksen vastaavuus.