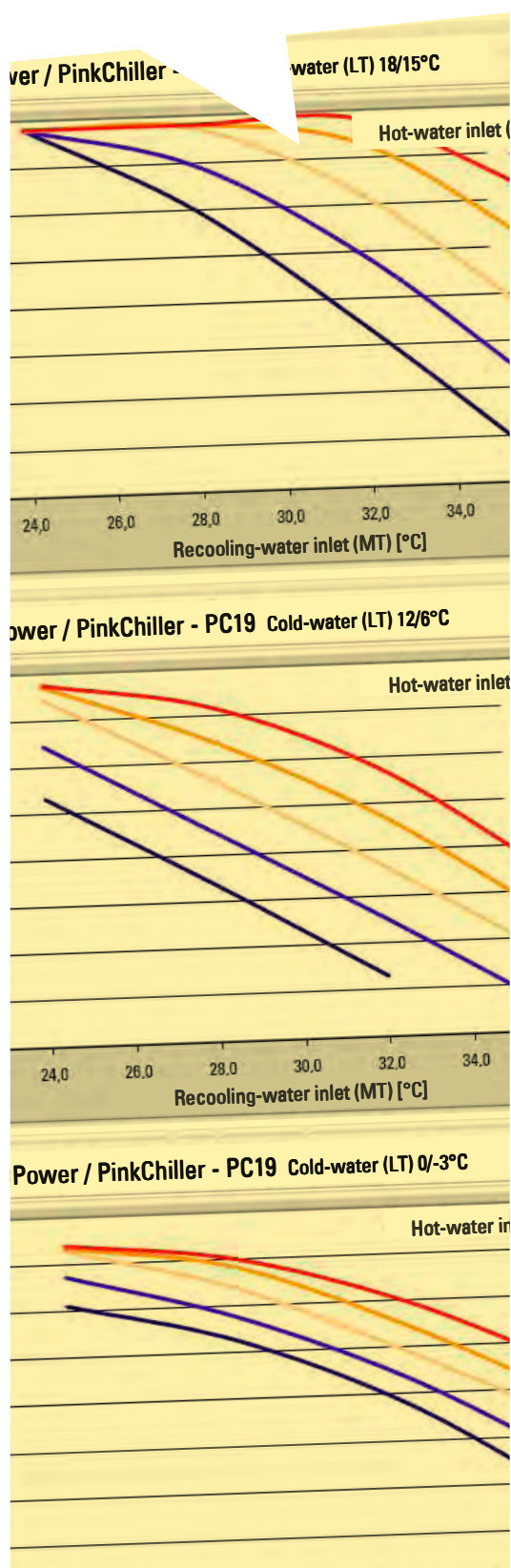


FJÄRRVÄRMEANPASSAD ABSORPTIONSKYLA



RAPPORT 2013:8



Fjärrvärmeanpassad absorptionskyla

VIKTORIA MARTIN

SEKSAN UDOMSRI

ISBN 978-91-7381-106-4

© 2013 Svensk Fjärrvärme AB

FÖRORD

Med ökad efterfrågan på kyla i fastigheter som är anslutna till ett fjärrvärmesystem så är det intressant att utveckla koncept som innehåller synergier mellan värme och kyla. Värmedriven kyla i fjärrvärmesystem med avfallsbaserad kraftvärme eller spillvärme som marginalproduktion under sommarmånaderna innebär miljöfördelar jämfört med konventionella kylmaskiner.

Absorptionskyla är en kommersiell teknik, men det saknas produkter på marknaden som är anpassade för fjärrvärme. Både driv- och returtemperaturen är hög och vilket är negativt för fjärrvärmesystemet. Resultaten från det här projektet visar att det går att anpassa absorptionstekniken till fjärrvärmeanpassad drift. Försöksanläggningen som byggts upp av projektet går att använda för att ytterligare utveckla reglerstrategier för fjärrvärmeanpassad drift i framtiden.

Projektet har genomförts av Viktoria Martin och Seksan Udomsri på KTH-Energi-teknik. Masterstuderande har också bistått projektet inom ramen för sin kurs i projekt-teknik. Referensgruppen har bestått av Eva-Katrin Lindman Fortum Värme, Patric Jönnervik Jönköping Energi, Jimmy Fornander Tekniska verken, Anna Svernlöv Göteborg Energi, Conny Håkanson och Thomas Lummi Svensk Fjärrvärme.

Projektet ingår i forskningsprogrammet Fjärrsyn som finansieras gemensamt av Energimyndigheten och fjärrvärmebranschen. Fjärrsyn ska stärka möjligheterna för fjärrvärme och fjärrkyla genom ökad kunskap om fjärrvärmens roll i klimatarbetet och för det hållbara samhället till exempel genom att bana väg för affärsmässiga lösningar och framtidens teknik.

Bo Johansson
Ordförande i Svensk Fjärrvärmes teknikråd

Rapporten redovisar projektets resultat och slutsatser. Publicering innebär inte att Fjärrsyns styrelse eller Svensk Fjärrvärme har tagit ställning till innehållet.

SAMMANFATTNING

Det går att göra kyla av värme med så låg temperatur som 70 °C. Med absorptions-teknik kan komfortkyla produceras (6 °C) med hjälp av fjärrvärme vid låg temperatur, t ex under sommartid av kraftvärme. Hittills har installerade absorptionskylmaskiner i varierande grad tvingat fram en anpassning av drivtemperaturen sommartid till 80 °C. Detta beror på att kommersiella absorptionskylmaskiner ofta är designade för betydligt högre drivtemperaturer (100 °C) från början.

Detta projekt har haft som syfte att definiera önskemål för en experimentell försöksanläggning som i liten skala kan stödja utveckling av fjärrvärmeanpassad absorptionskylteknik. Under en två-årsperiod (2010-2012) har därefter en försöksanläggning planerats, absorptionsteknik upphandlats, installerats och tagits i drift. En experimentell utvärdering har genomförts, och en matematisk modell har utvecklats för att bekräfta experimenten och möjliggöra en driftoptimering.

Utvärderingen i denna anläggning visar att det är möjligt att producera kyla med 70-gradig drivvärme, med en avkylning av värmebäraren ned mot 60 °C, vilket är nära det teoretiskt minsta värde som kan erhållas. Kylmaskinens prestanda, mätt som köldfaktorn COP, är relativt hög med ett värde på 0,6. En förutsättning för denna drift är att temperaturen på kylmediet (värmesänkan) kan regleras till max 24 °C, och ju lägre temperatur desto bättre.

Den försöksanläggning som nu finns installerad vid KTH-Energiteknik är väl lämpad för fortsatta kvalitativa utvärderingar av styrstrategier för fjärrvärmeanpassad drift. Vidare kan mätvärden användas till att ytterligare förbättra den matematiska modell av kylmaskinen som har utvecklats, bl a med avsikt att kunna teoretiskt driftoptimera för olika fall.

Framtida studier i försöksanläggningen kommer att fokusera på utveckling av styrstrategi för maximering av avkylning på värmebäraren, givet fix köldbärar-temperatur från maskinen (6 °C) och kylvattentemperatur. Köldfaktorn/COP kan i en sådan strategi tillåtas sjunka.

Det vore även önskvärt att bättre dokumentera effektiva styrstrategier ute i befintliga fjärrenergiinstallationer, samt utföra driftoptimering under verklig drift och där dokumentera inverkan av driftparametrar.

SUMMARY

Comfort cooling can be produced using heat at a temperature as low as 70 ° C. Thus, district cooling can be generated using e.g. low temperature heat from summer operation of CHP. So far installed absorption chillers have, to a varying degree, forced the adjustment of the temperature of the heat up to 80 ° C in the summer. This is because the available commercial chillers often are originally designed for a considerably higher driving temperature.

The overall aim of this project has been to define the requirements for a small-scale experimental test facility that can support the development of a district heating adapted absorption cooling system. During a two-year period (2010-2012) such a test facility has been planned, and the absorption chiller procured, installed and commissioned. Subsequently, an experimental evaluation has been carried out, and a mathematical model has been developed to confirm the experiments and allow an optimization of operating parameters.

The evaluation of this system shows that it is possible to produce cooling using a heat source of 70 °C, while receiving a return of the heat carrier of down to 60 ° C. This is close to the theoretical minimum value that can be obtained. Chiller performance, as measured by the coefficient of performance (COP), is relatively high, with a value of 0.6. A prerequisite for this operation is that the temperature of the coolant (heat sink) can be regulated to maximum 24 ° C, and the lower the temperature the better performance during low temperature operation.

The test facility, now installed at KTH Energy Technology, is well-suited for further qualitative evaluation of control strategies for district heating adapted operation of absorption chillers. Furthermore, experimental measurements can be used to further improve the mathematical model of the chiller, with the intention to theoretically be able to optimize operation for different cases.

Future studies in the experimental facility will focus on the development of control strategies to maximize the cool-off of the heat carrier over the chiller.

It would also be desirable to improve the documentation of effective control strategies in the existing district energy installations, and perform and document optimization during actual operation as a function of parameters.

INNEHÅLL

1	INLEDNING	9
1.1	VÄRMEDRIVEN KYLA I KRAFTVÄRMESYSTEM	9
1.2	PROJEKTMÅL	11
1.3	GENOMFÖRANDE	12
2	EXPERIMENTELL FÖRSÖKSANLÄGGNING	13
2.1	FÖRUTSÄTTNINGAR FÖR ABSORPTIONSKYLADRIFT I FJÄRRVÄRMESYSTEM	13
2.2	SMÅSKALIG LÅGTEMPERATURDRIVEN ABSORPTIONSKYLA – KOMMERSIELLT AGGREGAT FÖR FÖRSÖKSANLÄGGNING.	14
2.3	FÖRSÖKSANLÄGGNING FÖR FJÄRRVÄRMEANPASSAD ABSORPTIONSKYLA	15
2.4	UTFÖRDA EXPERIMENT	17
2.5	STYR- OCH REGLERSTRATEGI FÖR PINK ABSORPTIONSKYLMASKINEN	17
3	TEORETISK PRESTANDASIMULERING	19
3.1	MATERIALBALANSER	20
3.2	ENERGIBALANSER	21
3.3	TEORETISKA BERÄKNINGAR	22
4	RESULTAT	23
4.1	EXPERIMENTELL UTVÄRDERING	23
4.2	TEORETISK UTVÄRDERING AV PRESTANDA	25
5	DISKUSSION	27
6	SLUTSATSER	29
7	FRAMTIDA STUDIER	30
8	REFERENSER	31
	Bilaga 1 – Pink Chiller PC10 specifikation	32
	Bilaga 2 – Detaljerad beskrivning av försöksanläggning	34
	Bilaga 3 – Projektrapport KTH Energiteknik 2012	35

1 INLEDNING

Med ökad efterfrågan på kyla har konceptet att ”göra kyla av värme” de senaste decennierna blivit alltmer intressant för fjärrenergibranschen. Detta beror på den ökande användningen av kraftvärmeproduktion. Genom värmedriven kyla kan miljöriktig kraftvärme hållas igång en längre tid på året även om behovet av komfortvärme minskar under sommarhalvåret. I system med avfallseldning som basbränsle är detta särskilt intressant.

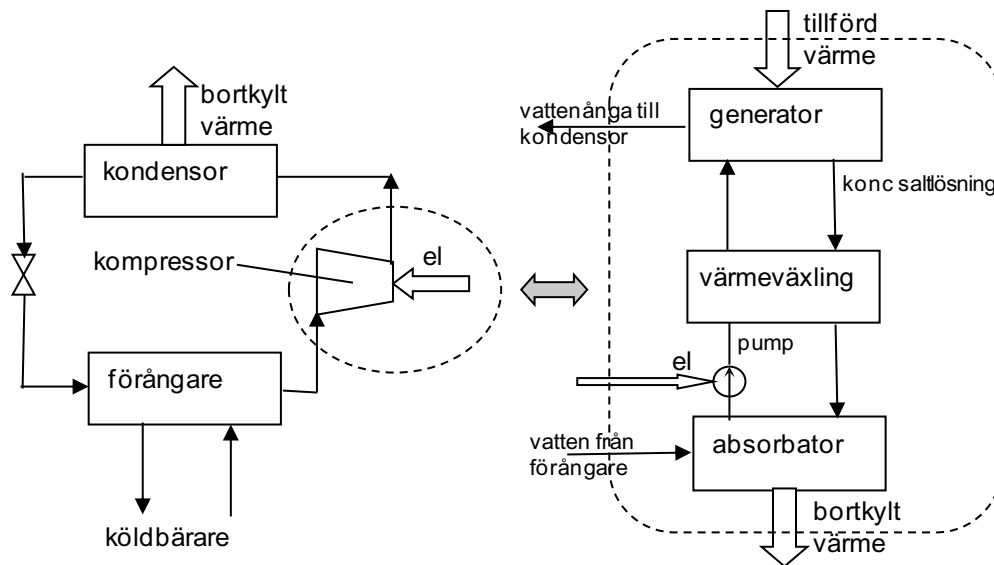
Trots att många studier visar på potential att anpassa absorptionsteknik för fjärrvärmeändamål är de flesta faktiska installationer i dagens fjärrenergisystem baserade på absorptionsteknik designad för enskild drift vid betydligt högre temperaturer än vad som är önskvärt i kraftvärmesammanhang. Mot bakgrund av detta har ett projekt genomförts av KTH-Energiteknik, i nära diskussion med energibolag och kylmaskinstillverkare, där fjärrvärmeanpassning av absorptionskylteknik har undersökts experimentellt med stöd av teoretiska beräkningar för prestandasimulering.

I denna rapport presenteras resultaten från detta projekt vilka ger kunskap om möjligheterna till att fjärrvärmeanpassa absorptionskylteknik i framtida installationer. Denna kunskap kan anpassas till ett underlag för design/upphandling av fjärrvärmeanpassade system med absorptionskyla.

1.1 Värmedriven kyla i kraftvärmesystem

Behovet av komfortkyla har ökat dramatiskt de senaste decennierna, även i ett kallare klimat som Sveriges. Denna trend verkar fortgå, och vid produktion ”business as usual” är oron stor för vilken inverkan vårt behov av kyla kommer att få på elsystem och ett uthålligt energisystem som helhet [1]. Fjärrkyla och/eller decentraliserad kylproduktion kopplad till kraftvärmeproduktion har stor potential att hantera denna problematik [2].

Kylproduktion med värmedriven s.k. absorptionsteknik är ingen ny teknik utan dess principer precenterades redan i mitten av 1800-talet av Ferdinand Carré. Principen för tekniken är enkel – ett köldmedium förångas vid lågt tryck och temperatur, precis som i konventionell kompressionsteknik. I förångaren erhålls då en kyleffekt, se figur 1. Till skillnad från kompressionsteknik så använder absorptions-tekniken ett sekundärt köldmedium som absorberar det förångade ”primära” köld-mediet i nästa steg, absorbatoren. Därefter pumpas en köldmedielösning till generatoren. Värme tillförs så att det primära köldmediet drivs av som ånga. Via kondensorn kan det primära köldmediet därefter återföras till förångaren.



Figur 1. Principiell beskrivning av absorptionskylteknik jämfört konventionell eldriven ångkompressionsteknik.

Det sekundära köldmediet förs efter generatortillbaka till absorbatoren, via en värmewäxling med lösningen från absorbatoren. Denna värmewäxling är avgörande för teknikens prestanda då den med optimal utformning, per enhet producerad kyla, minskar värmebehovet i generatortill samt även behovet av att kyla bort lågvärdig värme via t ex kyltorn.

En utförlig och lättillgänglig beskrivning av absorptionstekniken hittar man t ex på IEA Heat Pump Centre's informationssidor [3].

Med syfte att inventera absorptionskylmaskiner som redan är installerad fjärr-energisystem har Jardeby och Nordman utfört en studie inom ramen för Fjärrsyn [4]. Resultaten visar dels att fjärrenergibolagen förväntar sig att efterfrågan på komfort-kyla kommer att öka, och dels att den största anledningen till varför absorptionsteknik valts är överskott på värme. Miljöargument och lägre driftskostnader påverkar också valet enligt samma studie. Driftserfarenheterna är relativt goda, men man efterlyser mer kunskap om service och skötsel av absorptionsteknik, samt om upphandling av systemen.

En studie inom ramen för Värmeforsks systemteknikprogram har sammanställt kunskapsläget samt utfört en potentialbedömning av absorptionsteknik från is- till ångproduktion i fjärrenergisystem [5]. Studien lyfter fram att absorptionskylmaskiner som självklart redan är en kommersiell teknik, inte är anpassade till driften i fjärr-energisystem utan tvärtom – kraftvärmedriften tenderar att behöva anpassa sig något till restriktionerna för drift av kommersiella absorptionskylmaskiner designade för helt andra system. Exempel är drivtemperatur – maskinerna är designade för 120 °C men kan köras med värme ned till kanske 80 °C fast då med dåliga dellastegenskaper [6]. Ett annat exempel är returtemperaturen från absorptionskylmaskinen som inte blir så låg som är önskvärd (med framledning 80 °C, minimum 70 °C returtemperatur). Samtidigt har av Energimyndigheten och industrin tidigare finansierade FoU-insatser

visat att det dels är möjligt att optimalt designa en absorptionskylmaskin att kunna köras med ned till 70-gradig värme, och med samtidigt bibehållen god s.k. köldfaktor ned till 30% kyllast [7]. Andra studier visade att med optimalt inkopplingssätt kan returtemperaturer ned till 55 °C erhållas [8-9]. Värmeforskstudien, ovan, tittade närmare på investeringskostnaderna för absorptionskylmaskiner och fann via beräkningar att kostnaden bör öka med lägre drivtemperatur, och högre temperatur på värmesänkan – detta utifrån perspektivet att värmeväxlarytor i maskinen ökar enligt samma förhållande [5]. Dessutom visade samma studie att det för ett specifikt designvärde för värmekälla och –sänka, samt kostnad för värmen, finns det ett kostnads-optimalt designvärde på köldfaktor. Sammantaget blir slutsatsen att med en helhets-syn på produktion av värme, el och kyla bör det vara möjligt att fjärrvärmeanpassa absorptionstekniken för en kostnadsoptimal utformning i fjärrvärmesammanhang.

Kunskapsläget visar på ett behov av kunskap om dynamik och reglerstrategier för absorptionskyla i fjärrvärmesystem så att en fruktbar diskussion med tillverkare kan bedrivas och underlag för upphandling utformas så att absorptionstekniken nu kan börja anpassas till den växande marknaden för tekniken – absorptionskyla integrerad med kraftvärme.

1.2 Projekt mål

Det övergripande syftet med den här utförda studien har varit att ta fram ny kunskap om absorptionskylmaskinens funktion i kraftvärmesammanhang via experimentella mätningar på en maskin i liten skala, 10 kW. Den lilla skalan är vald för att kylaggregatet ska kunna passa in med den labverksamhet vid KTH-Energiteknik som är inriktad på samtidig produktion av energitjänster såsom el, värme, kyla, rent vatten, s.k. *polygenerering*. Därmed har projektet dessutom haft som mål att en mer långsiktig försöksutrustning ska installeras, för framtida behov av experimentell, undersökande verksamhet som rör absorptionstekniken.

Delmål, har varit:

- Design, konstruktion och installation av 10 kW absorptionskylmaskin med flexibla driftsegenskaper vad gäller:
 - driftstemperaturer (värmekälla och –sänka),
 - cirkulation av arbetsmedium inne i maskinen
 - tillsatser (av ytaktiva ämnen för ökad värmeöverföring, samt korrosionsinhibitorer)
 - reglerstrategier
- Utvärdering av absorptionskylmaskinens prestanda som funktion av driftsparametrar.
- Teoretisk stödsimulering för utvärdering av ovan uppmätta maskinprestanda
- Presentation av kunskapen så att den kan ligga till underlag för design av, alt anbudsförfrågan om, ett fjärrvärmeanpassat kylmaskinssystem (inkl maskin, regler- och inkopplingsstrategier).

1.3 Genomförande

Projektet har utförts vid KTH Energiteknik, där försöksanläggningen för fjärrvärmeanpassad absorptionskyla har passats in i pågående labverksamhet som rör samtidig produktion av olika energitjänster, polygenerering.

Den största delen av projektiden (och budget) har gått till inventering av tänkbara absorptionskylmaskiner, planering av experimentell försöksanläggning, samt installation och idrifttagning av denna.

I projektets slutskede med den experimentella utvärderingen har masterstuderande bistått projektet inom ramen för sin kurs i projektteknik. I detta projektarbete har även den teoretiska modellen utvecklats. Merparten av projektets resultat återfinns därmed i den slutrapport som masterstudenterna presenterat – bilaga 3. I huvudrapporten presenteras nyckelresultaten, tillsammans med projektet som helhet, diskussion och slutsatser.

2 EXPERIMENTELL FÖRSÖKSANLÄGGNING

Ett tydligt mål har från början varit att experimentellt verifiera och utvärdera en absorptionskylmaskins funktion under driftförhållanden som kännetecknar ett fjärrvärmesystem. Detta kapitel beskriver de förutsättningar och ställningstaganden som legat till grund för den försöksanläggning som nu finns på plats vid KTH-Energiteknik. Dessutom presenteras anläggningen och dess funktion schematiskt. Resultaten från den experimentella utvärderingen presenteras i kapitel 4.

2.1 Förutsättningar för absorptionskyladrift i fjärrvärmesystem

Generellt, bl a baserat på den bakgrundsstudie som ges i kapitel 1, så har önskvärda egenskaper hos absorptionskylan presenterats som möjlighet att köra maskinen på 70 °C värme, samt att avkylningen på värmebäraren (dvs skillnaden mellan fjärrvärmens framledningstemperatur till maskinen och returtemperaturen från kylmaskinen) ska vara så stor som möjligt. Trots denna kunskap fanns ett behov av att inleda detta projekt med ett diskussionsmöte med erfarna driftingenjörer och tekniker från branschen. Från detta möte erhöles en sammanställning av en del viktiga erfarenheter, samt önskemål på tekniken.

Det största problemet med absorptionskyla i fjärrvärmesystem är att ha stabil drift. Fall presenterades där ventil mot fjärrvärmesida ingått i leveransen tillsammans med styrfunktion hos maskinen som styr på ventilläge. Med ett varierande tryck i fjärrvärmesystemet blir flödena olika vid ett och samma ventilläge, vilket gör att flödet för den aktuella driftsituationen kan komma i överflöd eller underskott beroende på detta tryck. Resultatet blir instabil drift och hela maskinen kan komma i ”svängning”. Praktiska erfarenheter att komma till rätta med detta finns i olika grad ute i drift, men önskemål om reglerstrategier för stabilare drift lyftes fram som mycket viktigt.

Returtemperatur önskas så nära konventionell fjärrvärmeretur som möjligt. En lösning för att hantera höga returtemperaturer från absorptionskyleaggregatet är att i stället koppla fram-fram. Erfarenheter från sådan koppling är emellertid att det kan förstöra längre fram i nätet.

Hög köldfaktor, s.k. COP, är av mindre betydelse jämfört med låg returtemperatur och stabil drift.

Vidare fanns önskemål om att absorptionstekniken ska kunna leverera fjärrkyla mellan 3-6 °C, beroende på system. Önskad drivtemperatur är 70 °C och det är värt att poängtera att absorptionskyla i vissa fall sades ha valts bort pga den höga drivtemperaturen (80 °C) i de aggregat som finns på marknaden.

Mot bakgrund av detta inleddes ett arbete med att finna en liten (10 kW, pga utrymmesskäl) absorptionskylmaskin med flexibel design, som kan köras på 70-gradig drivvärme och där det är tillåtet att laborera med driftegenskaper för att

maximera avkylningen. Avsnitt 2.2 presenterar den möjliga lösningen för en kommersiell maskin i den storlek som efterfrågades.

2.2 Småskalig lågtemperaturdriven absorptionskyla – kommersiellt aggregat för försöksanläggning.

Givet de önskemål på försöksanläggningen som kom fram i bakgrundsarbetet påbörjades sökandet efter en tillverkare av en absorptionskylmaskin som kunde passa i den planerade försöksanläggningen, och dessutom inom budget. Ett flertal tänkbara leverantörer kontaktades och fick svara på våra önskemål för försöksanläggningen, vilka summeras i tabell 1.

Tabell 1 Specifikation av ideal försöksanläggning för fjärrvärmeanpassad absorptionskyla, KTH-Energiteknik

Egenskap	Önskvärd egenskap/prestanda
Drivtemperatur	70 °C
Stor avkylning av värmebäraren	Min 10 °C vid 70 °C framledning
Möjlighet att arbeta med värmesänka i flexibelt, stort, temperaturintervall	22-30 °C
Framledning/retur köldbärare	6/12 °C
Flexibel maskin som tillåter förändringar i (optimering av) reglersystemet.	

Tillverkare som ingick i diskussionen var sådana som har små aggregat i tillverkning, vilket gör att traditionella tillverkare av absorptionskylmaskiner till fjärrvärmeapplikationer inte var väl representerade. Det var emellertid svårt att hitta aggregat mindre än 30 kW, och endast en tillverkare, Pink GmbH i Österrike, var i slutändan ett möjligt alternativ.

Den Pink absorptionskylmaskin som inhandlats för försöksanläggningen är på 19 kW, och har ammoniak-vatten som köldmedium. Specifikationerna enligt tabell 1, ovan, möts, även om det efter experiment uppdagats att tillverkarens reglerstrategi inte varit att säkra 6 °C i framledning på köldbäraren, se kommande avsnitt 2.5. Maskinens specifikationer summeras i tabell 2, och en detaljerad specifikation finns i bilaga 1.

Tabell 2 Specifikation av PINK absorptionskylmaskin PC19

Specifikation	Värde/egenskap
Nominell kapacitet	18,6 kW
Värmebärare, fram/retur	85°C/78°C
Värmesänka fram/retur	24 °C /30 °C
Framledning/retur köldbärare	6/12 °C
Köldfaktor/COP	0,62

2.3 Försöksanläggning för fjärrvärmeanpassad absorptionskyla

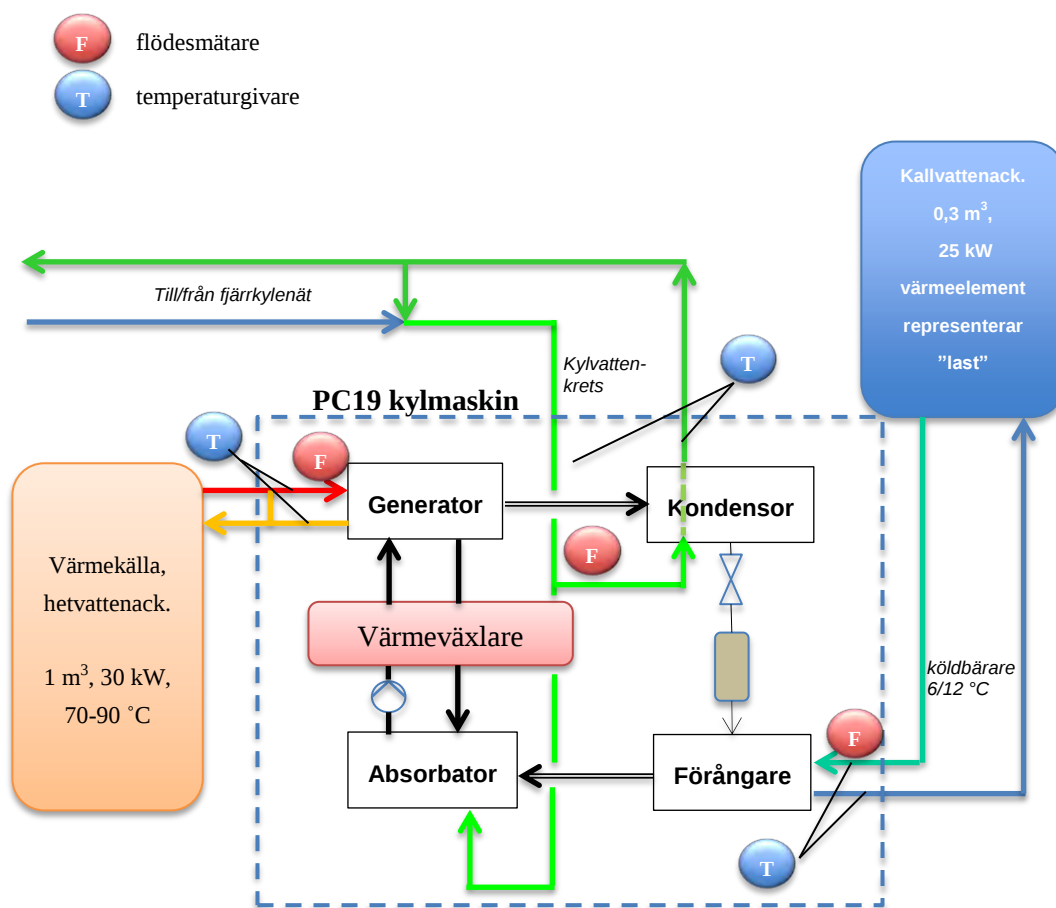
Kylmaskinen beställdes i december 2011, varefter tillverkning påbörjades hos leverantör. Under tiden färdigställdes uppställningsplats för anläggningen vid KTH-Energiteknik, samt att kringutrustning och mätinstrument för prestandautvärdering planerades och inhandlades. En schematisk bild av försöksanläggningen visas i figur 2, med en utförligare beskrivning i Bilaga 2.

Värmekällan i anläggningen utgörs av en 30 kW hetvattenackumulator som kan leverera upp till 80-gradigt vatten fram till maskinen. Värmesänkan är, i stället för kyltorn (eller motsvarande), representerad av en inkoppling till fjärrkylennätet. Med hjälp av recirkulation kan temperaturer på värmesänkan varieras mellan 20-30 °C.

Maskinen levererar kyla vid 6 °C via köldbärande vatten, som återförs från ”lasten” (en kallvattenackumulator försedd med ett värmelement) vid 12 °C.

Kylmaskinen är utrustad med styr- och regler som kontrollerar externa ventiler och pumpar efter inställningar på önskade värden.

Försöken mäts upp med ett datainsamlingssystem som registrerar uppmätta temperaturer på flöden till/från kylmaskinen, samt effekter i kylmaskinens huvudkomponenter (via flödesmätning). Bilaga 2 visar instrumenteringen i detalj.



Figur 2. Försöksanläggning för fjärrvärmeanpassad absorptionskyla vid KTH-Energiteknik.

2.4 Utförda experiment

Under idrifttagning i maj 2012 visade det sig att PINK-maskinens styrsystem var utformat för att maximera köldfaktorn (COP) under varje driftssituation. Temperaturskillnaden på köldbäraren över maskinen (i detta fall 6 °C då önskemålet är att leverera 6°C från maskinen på 12 °C returtemperatur) specificeras snarare än en önskad temperatur levererad från maskinen. Detta är ovanligt, och efter diskussion med fjärrvärmebolag i projektets referensgrupp, kan konstateras att det är direkt olämpligt för fjärrvärmedrift. Efter diskussion med PINK förstås att styrsystemet kan göras om på nya maskiner, och på den nu installerade maskinen kan önskade ändringar utföras manuellt.

Mot bakgrund av detta planerades följande försök för att nå större kunskap om den aktuella maskinens funktion, samt teknikens gränser för drift:

- Fall 1: fast temperatur på inkommande värmebärare, 70°C samt en fast temperatur på levererad kyla, 6°C.
- Fall 2: fast temperatur på inkommande värmebärare, 70°C samt en fast temperatur på köldbäraren från last, 12°C.
- Fall 3: fast temperatur på inkommande värmebärare, 75°C samt en fast temperatur på köldbäraren från last, 12°C.

För försöken ovan varierades temperaturen på inkommande kylmedium (värmesänka) 22-30 °C. Dessutom, då styrsystemet hela tiden försöker maximera COP, kom returen på värmebäraren från maskinen att variera, samt även den möjliga returtemperaturen på köldbäraren (fall 1), respektive temperatur på levererad kyla (fall 2 och 3).

2.5 Styr- och reglerstrategi för PINK absorptionskylmaskinen

Den installerade absorptionskylmaskinen PC19 är flexibel och tillåter reglering av både externa och interna flöden. Detta möjliggör en bra prestanda (köldfaktor COP) vid dellast såväl som vid drift utanför designpunkten. Flödena som regleras via pumpar kan, förutom via det inbyggda reglersystemet kontrolleras manuellt.

Kylmaskinen kontrollerar pumparna i alla kretsar, och för samtliga är det temperaturskillnaderna inom respektive krets som ges som börvärden. Men i styrfunktionen ingår att maximera köldfaktorn, COP, samt minimera elförbrukningen för de varvtalsreglerade pumparna, vilket gör att de önskade värdena på temperaturskillnader underskrids för att hålla COP så hög som möjligt.

Därmed visade det sig under idrifttagning att kylmaskinen inte har någon styrfunktion på utgående köldbärartemperatur, dvs på den temperatur som ska levereras till ”kylasten”. Enbart temperaturskillnaden mellan inkommande och utgående köldbärare kan kontrolleras. Detta är naturligtvis inte bra för drift i fjärrkylesammanhang och har diskuterats med tillverkaren. Från denna diskussion är det klart att PINK-maskinens normala användningsområden är i mindre system, där möjligheter för

”nästan gratis” drivvärme är mycket begränsad varför köldfaktorn har högsta prioritet. Dessutom tar ”kunden” hand om sin egen last så att säga, varför det under vissa extrema driftsituationer kan vara acceptabelt att tillåta att köldbärarens temperatur ökar.

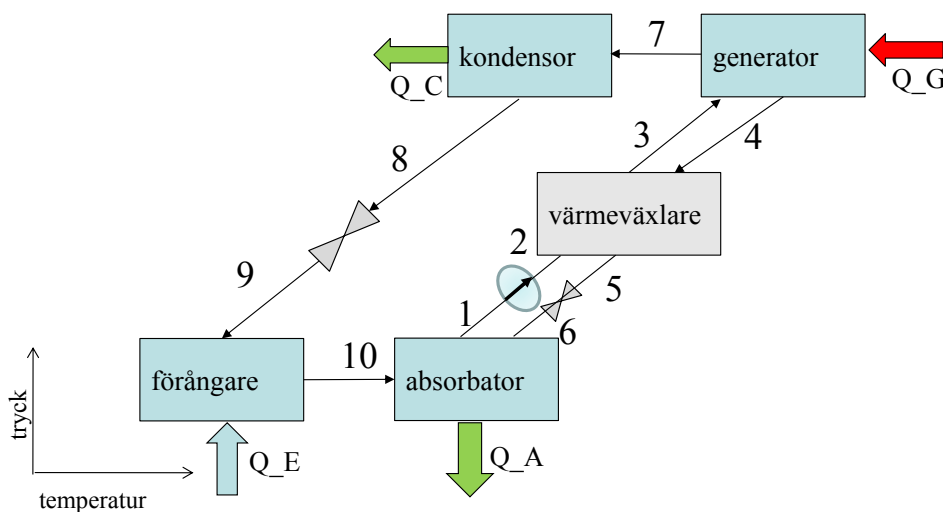
Vid nytillverkning kan absolut en önskad styrstrategi för fjärrvärmedrift beaktas. Under tiden, för den nu installerade försöksanläggningen, kan maskinen styras manuellt för att återskapa de driftfall vi önskar.

3 TEORETISK PRESTANDASIMULERING

För teoretisk utvärdering av kylmaskinen har en matematisk modell för en-effekts absorptionskylmaskin tagits fram i simuleringsverktyget EES (Engineering Equation Solver [10]). Fördelen med EES är användarvänlighet, samt tillgång till fysikaliska egenskaper hos en rad fluider, inklusive ammoniak-vattenblandning som utgör arbetsmediet i den installerade försöksanläggningen.

Den matematiska modellen har beskrivits i detalj av masterstudenter i Energiteknik som bedrivit ett projektarbete (9 hp) inom ramen för detta projekt. Projekt-rapporten återfinns i bilaga 3, och modellen i avsnitt 3 i denna bilaga. De stora dragen i modellen beskrivs nedan, för att stödja förståelsen av resultaten som presenteras i kapitel 4.

För beskrivning av de ekvationer som beskriver systemet absorptionskylmaskin hänvisas till figur 3, nedan.



Figur 3. Fysisk modell av absorptionskylmaskin för representation i matematisk modell.

Grovt sätt kan modellen delas in i:

- materialbalanser över varje komponent,
- energibalanser över varje komponent,
- jämviktsrelation mellan tryck, temperatur och koncentration för ammoniak-vattenblandning (erhålls direkt från databas i EES), samt
- uttryck för de externa värmeflödena Q_E (kyleffekt), Q_G (tillförd drivvärme), och Q_A plus Q_C som tillsammans utgör bortkyld värme till värmesänka.

Okända parametrar, som tillverkaren inte kunnat dela med sig av, är värden för värmeöverföringskoefficienter (U), värmeväxlarytor (A), värmeväxlarnas

verkningsgrad och interna massflöden. Dessa okända har dock kunnat uppskattas genom att först matcha modellen mot känd kylmaskinsprestanda vid designförhållanden, och sedan använda dessa värden för fortsatta simuleringar utanför designpunkten.

Inte heller koncentrationen på blandning ammoniak-vatten är känd i alla led, men den ställer in sig relativt nära jämviktswärden givet en viss temperatur och tryck. Som ett exempel, då temperaturen ökar förångas ammoniak tills ett jämviktswärde erhålls för koncentrationen av ammoniak i vätskan.

Nyckelekvationerna för den teoretiska modellen summeras här. De kan vara bra att beakta inför presentationen av resultaten i nästa kapitel.

3.1 Materialbalanser

Materialbalanserna löser sambanden mellan massflöden kopplat till förångning (förångare och generator) och kondensering/absorption. Balanserna presenteras här med numrering på flöden enligt figur 3.

Över värmeväxlare och pumpen mellan absorbator och generator är balansen:

$$m_1 = m_2 = m_3 \quad (1)$$

dvs flödet är konstant. Detsamma gäller över strypventil-värmeväxlare mellan absorbator och generator (ekv 2) samt mellan kondensor-strypventil-förångare-absorbator under stationära förhållanden (ekv 3):

$$m_4 = m_5 = m_6 \quad (2)$$

$$m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} \quad (3)$$

Över absorbatoren sker en koncentrationsförändring i strömmarna, en förändring av X som är massfraktionen av ammoniak i respektive ström. Från detta kan två relevanta samband för modellen erhållas för att representera förändring i koncentrationen över absorbatoren (ekv 4 och 5).

$$m_{10} + m_6 = m_1 \quad (4)$$

$$m_{10} \times X_{10} + m_6 \times X_6 = m_1 \times X_1 \quad (5)$$

Över generatoren ändras också koncentrationen då ammoniak förångas vid tillförsel av värme. Ekvationerna 6 och 7 beskriver generatorens materialbalanser:

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (6)$$

$$m_3 \times X_3 = m_4 \times X_4 + m_7 \times X_7 \quad (7)$$

3.2 Energibalanser

Givet materialflöden och koncentrationer för varje ström kan absorptionskylmaskinens energibalanser definieras. Dessa kommer i slutändan att bestämma kyleffekter, värmebehov, och köldfaktor.

Den övergripande energibalansen för kylmaskinen kan uttryckas som att tillförd energi (i förångare – kyleffekten – samt generator) är lika med bortkyld energi (till värmesänka från absorbator och kondensor):

$$Q_E + Q_G = Q_A + Q_C \quad (8)$$

Därefter formuleras en energibalans över varje komponent, undantaget strypventilerna som antas vara utan värmeförlust och därmed blir triviala.

- Pumpen:

$$W = m_1 \times (h_2 - h_1) \quad (9)$$

där h är den specifika entalpiteten [kJ/kg] på ammoniak-vattenblandningen, och W är pumparbetet [kW], vilket utgör det primära elbehovet för kylmaskinen och oftast är så litet att det försummas i kvalitativa prestandautvärderingar.

- Värmeväxlaren:

$$m_2 \times h_3 - h_2 = m_4 \times (h_4 - h_5) \quad (10)$$

dvs utgående ström från generatort förvärmer den inkommande strömmen för bättre övergripande prestanda.

- Förångare:

$$Q_E = m_{10} \times (h_{10} - h_9) \quad (11)$$

Kyleffekten Q_E erhålls då köldmediet ammoniak förångas.

- Absorbator

$$m_{10} \times h_{10} + m_6 \times h_6 = Q_A + m_1 \times h_1 \quad (12)$$

Värmen som erhålls vid absorptionen, Q_A , kyls bort till omgivningen.

- Generator

$$m_3 \times h_3 + Q_G = m_4 \times h_4 = m_7 \times h_7 \quad (13)$$

Tillförd värme, Q_G , går dels åt till att förångammoniak (punkten 7) men även till att värma inkommande ström (3) till kokpunkten för det aktuella trycket. Trycket bestäms av temperaturen i kondensorn, dvs indirekt av temperaturen på värmesänkan.

- Kondensor

$$Q_C = m_7 \times (h_7 - h_8) \quad (14)$$

Ammoniak kondenseras mha av kylning, Q_C , mot värmesänka.

3.3 Teoretiska beräkningar

Givet ovan beskrivna material- och energibalanser programmerades den matematiska modellen i mjukvaran EES. Tillsammans med nyckelekvationerna ovan, samt i mjukvaran inbyggda jämviktsdata som beskriver relationen mellan tryck, temperatur och koncentration på ammoniak-vattenblandning, är systemet bestämt. För att dessutom knyta modellen till de externa flödena och deras temperaturer (till/från generator, förångare, absorbator och kondensor) användes ett uttryck för effekterna i huvudkomponenterna enligt ekvation 15.

$$Q = (UA) \times \text{LMTD} \quad (15)$$

Här är U värmeöverföringskoefficienten [$\text{kW}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$], A arean på värmeväxlaren [m^2], och LMTD är den logaritmiska medeltemperaturen [$^\circ\text{C}$] i respektive komponent. LMTD är en funktion av temperaturerna på det externa flödet till/från komponent samt temperaturen inuti respektive komponent, där köldmediet förångas/absorberas/kondenseras under i princip konstant temperatur.

Initialt verifierades modellen mot designvärdena på den verkliga maskinen. Därefter undersöktes prestanda i form av köldfaktorn (COP) som funktion av kylmedietemperaturen –värmesänkans temperatur – för en rad fall som presenteras i tabell 3.

Tabell 3 Fall för matematisk prestandautvärdering

Fall	HT_{in} [$^\circ\text{C}$]	HT_{ut} [$^\circ\text{C}$]	LT_{in} [$^\circ\text{C}$]	LT_{ut} [$^\circ\text{C}$]	ΔMT [$^\circ\text{C}$]	$Q_{evap.}$ [kW]
1	70	60	12	6	4	18,6
2	75	65	12	6	4	18,6
3	80	70	12	6	4	18,6

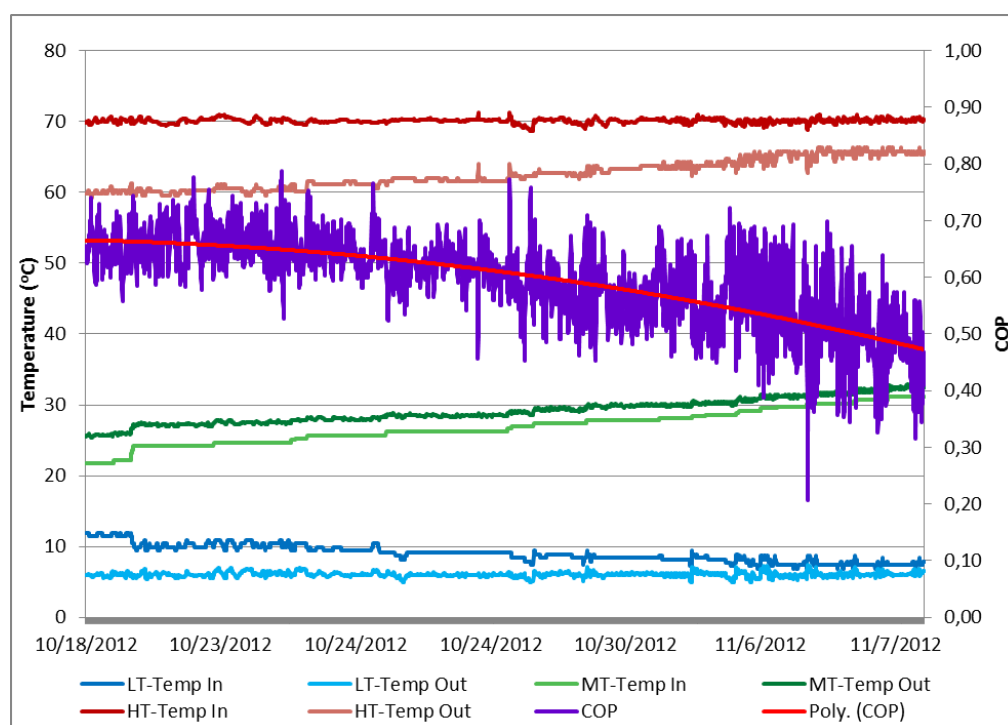
Här står ”HT” för ”hot temperature”, dvs fram-/returledning värme; LT står för ”low temperature”, dvs köldbäraren; och ΔMT står för temperaturhöjning på kylvattnet över absorbator/generator. I simuleringarna varierades framledning på kylvattnet, från 20 till 32 $^\circ\text{C}$.

4 RESULTAT

Resultaten från utvärderingen av den lågtemperaturdrivna absorptionskylmaskinen presenteras summariskt här via såväl experimentella resultat som resultaten från den matematiska modellen. Detaljerade resultatbeskrivningar diskuteras i bilaga 3.

4.1 Experimentell utvärdering

Med önskemål om att kunna driva absorptionskylmaskiner med 70-gradig värme och samtidigt leverera 6-gradig kyla undersöktes den aktuella PINK-maskinens förmåga till detta som funktion av temperaturen på kylvattnet, som tilläts variera mellan 22-30 °C (fall 1). Resultaten visas i figur 4.



Figur 4. Experimentell utvärdering av PC19 vid 70 °C framledning och önskad levererad köldbärartemperatur 6 °C, som funktion av kylmediets temperatur.

Resultaten visar att köldfaktorn (COP) sjunker från 0,68 (högre än nominella värdet) vid 20 °C kylmedel (MT-in, ljusgrön) till under 0,5 då kylmediets temperatur överskrider 30 °C. Maskinen kan köras på 70 °C drivvärme i alla fallen, men klarar inte av att leverera kyla vid 6°C (LT-Out, ljusblå) om inte också kyleffekten dras ned, vilket här förstås genom att den inkommande köldbärartemperaturen (LT-in, från den fiktiva lasten, mörkblå linje) reducerades för att möjliggöra drift. Dessutom ser man

att den önskade avkylningen på värmebäraren om 10 °C gradvis sjunker med ökande temperatur på kylmediet.

Från en praktisk synpunkt när maskinens gränsvärden för drift ska utvärderas är det naturligtvis inte optimalt att maskinen som här, tvingar fram att lasten reduceras, delvis för att upprätthålla COP. Det hade varit bättre att se, för bibehållen last, var gränserna går, och att COP tilläts bli mycket lågt till dess att drift omöjliggjordes.

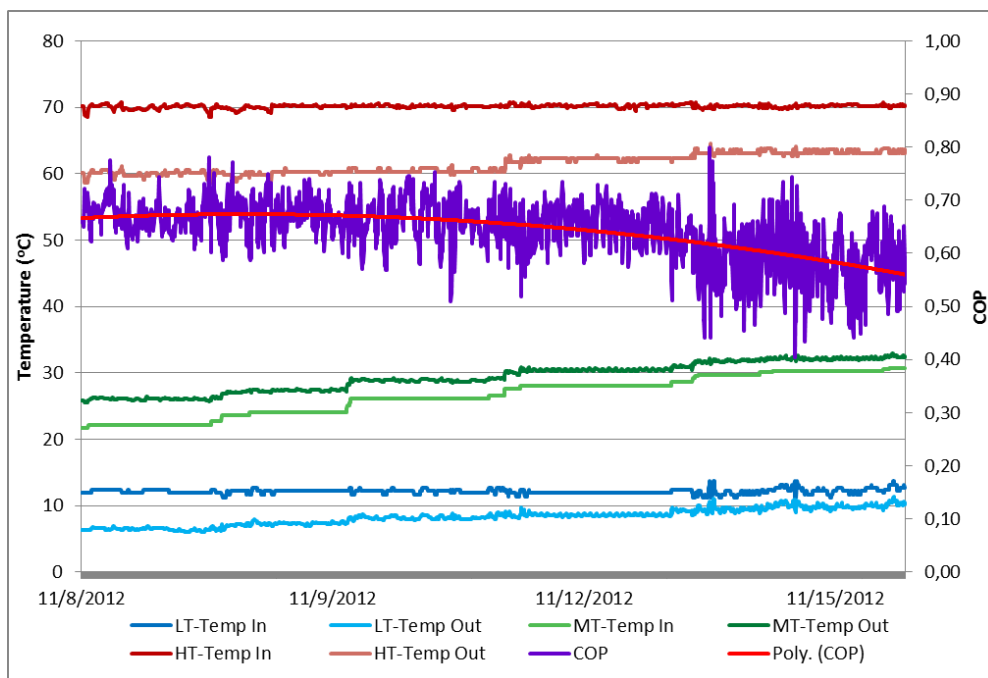
Från ett teoretiskt perspektiv, med stöd av ekv 15 i kapitel 3, kan lastförändringen förstås såsom att givet en faktisk värmeöverföringskoefficient och värmeväxlayta i kondensor, bestäms t_{ex} temperaturen inne i kondensorn av kylmediets temperatur (MT). Detta i sin tur skapar en viss minsta tillåtna temperatur i generatoren och denna kommer att öka med ökande MT. Givet en temperatur på värmebärarens framledningstemperatur kommer därför drivande kraften för värmeöverföring i generatoren att minska med MT, dvs generatorens effekt Q_G minskar och därmed också kyleffekten, Q_E .

För att undersöka prestanda ytterligare, utfördes dessutom experiment där köldbärarens framledning till PC19, LT-in, lades fast vid 12 °C, och den levererade köldbärartemperaturen, LT-out, tilläts flyta (fall 2). Resultaten visas i figur 5.

Återigen tvingas kyleffekten att reduceras redan då kylmediets temperatur ökar från 22 °C till 24 °C. Det ser man här eftersom LT-out, dvs köldbärarens temperatur från kylmaskinen ökar från 6 till 7 °C. Avkylningen på värmebäraren kan däremot hållas kvar vid 10 °C fram till en temperatur på kylmediet på 26 °C.

Slutligen utfördes tester där temperaturen på framledningen höjdes från 70 till 75 °C, HT-in (fall 3). Samma trender observerades, även om kylmedietemperaturen kunde höjas till 28 °C med bibehållen önskad avkylning av värmebäraren på 10 grader. Återigen orsakade även en mindre höjning av kylmedelstemperaturen, från 22 till 26 °C att köldbärarens temperatur från kylmaskinen ökar från 6 till ca 8 °C.

I samtliga tre fall ställdes värden in i kylmaskinens styrsystem för att precisera driften – i denna specifika kylmaskin är det temperaturskillnaderna på köld- (6 °C) och värmebärare (10 °C) samt kylmedium (4 °C) ÖVER maskinen som ställs in. I samtliga fall visar resultaten att kylmaskinens styrstrategi dock prioriterar att bibehålla så högt COP som möjligt varför dessa önskade temperaturskillnader inte kunde upprätthållas.

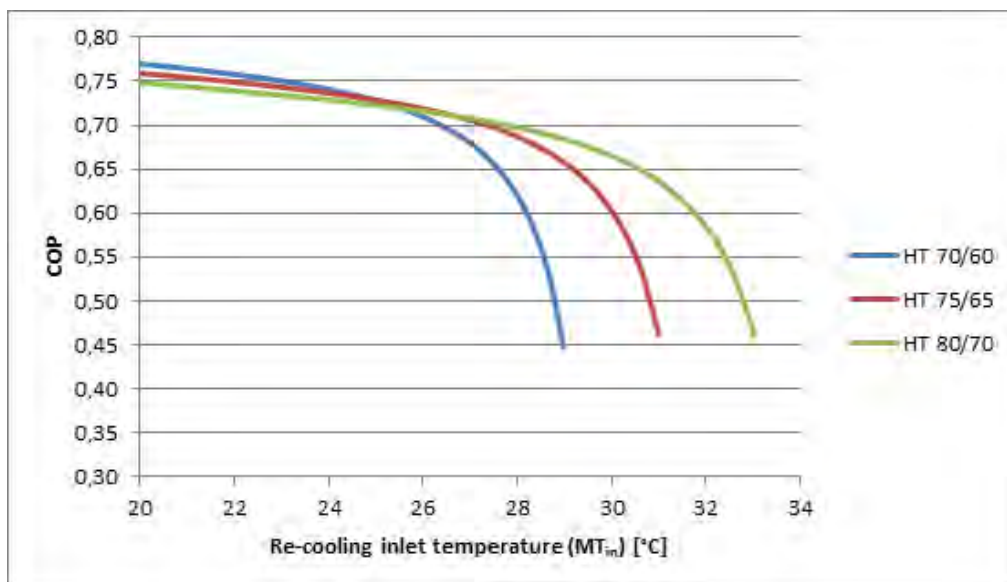


Figur 5. Experimentell utvärdering av PC19 vid 70 °C framledning och önskad temperatur på köldbärare från last 12 °C, som funktion av kylmediets temperatur.

4.2 Teoretisk utvärdering av prestanda

Den teoretiska prestandautvärderingen kan summeras med att den bekräftar experimenten i att COP minskar med ökad kylmedeltemperaturen MT, se figur 6. Denna minskning är till en början liten, fram till ett visst värde där drivande kraften i värmeväxlarna blir för liten för effektiv funktion av kylmaskinen. Vidare kan man se att ju högre temperatur på värmebäraren, HT, desto högre temperatur på kylmediet kan tolereras. I den teoretiska modellen har, som tidigare beskrivits i avsnitt 3.3, köldbärarens temperaturer hållits fast vid 12 °C fram, respektive 6 °C retur. Detta enligt önskvärd prestanda, och till skillnad från vad som varit möjligt att göra i den faktiska maskinen.

Det är värt att kommenteras att värdena på köldfaktorn COP är väsentligen högre från den här använda teoretiska modellen, jämfört med experiment. Detta beror på de antaganden som tvingats fram pga okända parametrar rörande värmeöverföring i alla komponenter, dvs faktiska värden på värmeöverföringsytor, A, värmeövergångstal U, och drivande kraften för värmeöverföring, LMTD. Vidare har här antagits relativt konstanta värden oberoende av driftsförhållanden vilket ytterligare idealiserar modellen. Framtida arbete ska inriktas på att bättre matcha modellen mot verklig drift, men helst också mot kontrollstrategier som är optimala för fjärrvärmedrift.



Figur 6. Köldfaktor, COP, som funktion av kylmedelstemperaturen MT för tre fall avseende värmebärarens temperatur.

Sammantaget visar dock resultaten, de teoretiska bekräftade av experimentella försök, att lågtemperaturdrift av absorptionskyla, med 70 °C framledning på värmebäraren, definitivt är möjlig. Med tillgång till en relativt kall värmesänka, under 25 °C, kan dessutom hög COP bibehållas och en hygglig avkylning på värmebäraren åstadkommas, mycket nära den teoretiska gränsen.

5 DISKUSSION

En småskalig (19 kW) lågtemperatordriven försöksanläggning för fjärrvärmeanpassning av absorptionskyla har installerats på KTH-Energiteknik. Den experimentella prestandautvärderingen visar att denna maskin kan köras på 70-gradig drivvärme med en avkylning på värmebäraren om 10 °C, dvs ned till ca 60 °C. Under sådana drift-förhållanden är det viktigt att kylmedelstemperaturen kan hållas låg, inte mer än 24 °C. Köldfaktorn bibehålls vid ett högt värde över 0,6. Vidare har drift i ett stort temperaturintervall på värmesänkan (22-30 °C) demonstrerats.

Den matematiska modellen bekräftar kvalitativt resultaten från experimenten. Många antaganden kring värmeväxlarytor, effektivitet på värmeväxling (konstant, oavsett drivande kraft för värmeöverföring) och koncentrationer på arbetsmediet ”inne” i maskinen (mass-% ammoniak i lösning) ligger till grund för kvantitativa skillnader mellan experiment och modell. Modellen utvecklas därför nu mot att ”passas” bättre till de nominella driftvärdena genom förbättrade antaganden, för att sedan kunna användas vid faktiskt driftsoptimering.

För den aktuella maskinen är de nominella driftvärdena 18,6 kW kyla vid 85°C/78°C samt 24°C/30°C för värmebärare respektive kylmedel. Då drifttemperaturen sänks till 70 °C/60 °C sänks kyleffekten (15 kW och under, beroende på kylmedeltemperatur) på grund av att värmeväxlarytor inte är avpassade för denna extrema drift nära gränsvärden på minsta teoretiskt möjliga drivtemperatur. Det är dock viktigt att förstå att vid ursprunglig design av kylmaskinen för drift vid 70 °C kan värmeväxlarytor optimeras för de olika komponenterna och önskad effekt kan garanteras för denna drift. Dock kan kostnaden, per kW kyleffekt, bli något högre för en sådan maskin än ”off-the-shelf”-design. För fjärrvärmebolag som önskar lågtemperatordriven absorptionskylmaskin krävs därför vid upphandling en tydlig dialog med kylmaskinstillverkare för att arbeta fram en specifikation som håller driften. Resultaten från detta projekt har bidragit med att visa på möjligheterna för lågtemperaturdrift, och begränsningar i en sådan.

Möjligheten till lågtemperaturdrift påverkas tydligt av temperaturen på kylmediet – ju högre kylmedelstemperatur desto sämre möjlighet. Detta innebär att en fjärrvärmeanpassad absorptionskylmaskin måste kunna regleras map driftparametrar så att det t ex går att höja temperaturen på värmebäraren under de varmaste dagarna på en säsong. Om kyltorn (som ett exempel) endast kan leverera 28 °C kylvatten kan drivtemperaturen höjas till t ex 75 °C.

Vid den inledanden diskussionen med driftingenjörer i branschen framgick att låg drivtemperatur var att prioritera framför hög köldfaktor, COP. Det gick dock inte här att på befintlig maskin utföra driftsituationer där köldfaktorn tilläts bli lägre men önskad avkylning av värmebäraren och/eller temperaturförändring på köldbäraren över förångaren kunde upprätthållas. I stället maximerar styrsystemet köldfaktorn på bekostnad av inställda, önskade värden på temperaturförändringar över förångare, i kylmedelskretsen och på fjärrvärmebäraren. Detta är något som framtida

utvärderingar på anläggningen ska undersöka vidare genom att, i samarbete med tillverkaren, manuellt reglera maskinen mot optimal fjärrvärmeanpassning.

Resultaten i denna rapport får tas som kvalitativa indikationer och inte faktiska driftvärden då dessa är erhållna från mätningar på dels en liten maskin och dels en maskin med ammoniak vatten som arbetsmedium. Principerna är dock desamma oavsett storlek eller arbetsmedium förutom nödvändigheten att hålla koll på gränsvärden för kristallisation i maskiner med litiumbromid och vatten som arbetsmedium. Dessa gränsvärden ska noggrant diskuteras med tillverkaren under själva upphandlingen och det är nödvändigt att få bättre kunskap om tillåtna driftssituationer eftersom fjärrvärmeanpassning i sig kräver att driftsparametrar såsom kylmedelstemperatur, temperatur på värmebärare, samt dellastanpassning via recirkulation av arbetsmedium kan ändras. Hittills är det vanligt att sådana ändringar inte garanteras i maskinens specifikation. Då måste fjärrvärmeföretag lita till sin egen erfarenhet och avgöra om det är värt risken att genomföra ändringar i driftsförhållanden utanför specifikationen.

6 SLUTSATSER

Resultaten från detta projekt visar att det är möjligt att driva en absorptionskylmaskin med 70-gradig värme, samt erhålla en avkylning på värmebäraren på 10 °C (ned till 60 °C) vilket är mycket nära den teoretiska begränsningen. Det är vidare möjligt att i denna driftsituation bibehålla en hög COP, över 0,6. En förutsättning för denna drift är att temperaturen på kylmediet (värmesänkan) kan regleras till max 24 °C, och ju lägre temperatur desto bättre.

En slutsats är att under en kylsäsongs varmaste dagar kan det finnas behov att tillfälligt öka drivtemperaturen (till 75 °C) för att kunna leverera kyla vid önskad temperatur (6 °C). Det är viktigt att upphandlad maskin tillåter förändringar i driftparametrar inom relativt stora intervall, ned mot nya önskade värden (t ex låg temperatur på värmebärare såväl som på kylvatten) men även uppåt då så krävs.

Den försöksanläggning som nu finns installerad vid KTH-Energiteknik är väl lämpad för fortsatta kvalitativa utvärderingar av styrstrategier för fjärrvärmeanpassad drift. Vidare kan mätvärden användas till att ytterligare förbättra den matematiska modell av kylmaskinen som har utvecklats, bl a med avsikt att kunna teoretiskt driftoptimera för olika fall.

7 FRAMTIDA STUDIER

Projektet har förverkligat en försöksanläggning som, tillsammans med driftsoptimering i en matematisk modell, kan bidra till fjärrvärmeanpassning av absorptionskyltekniken. Framtida studier bör inrikta sig på följande:

- Förbättring av försöksanläggningen, inklusive: hetvattenberedning med högre effekt; förbättrad ”lastrepresentation” genom reglerstrategier för de värmeelement som simulerar ”kylasten” i försöksanläggningen; samt
- Utveckling av den matematiska modellen genom förbättrade antaganden om värmeöverföring och flöden inne i maskinen – i dialog med tillverkaren, samt genom effektivare passning till uppmätt driftprestanda.
- Utveckling av styrstrategi i befintlig försöksanläggning för maximering av avkylning på värmebäraren, givet fix köldbärartemperatur från maskinen (6 °C) och kylvattentemperatur. Köldfaktorn/COP ska tillåtas sjunka.

Utöver studier på installerad försöksanläggning vore det önskvärt att bättre dokumentera effektiva styrstrategier ute i befintliga fjärrenergiinstallationer, samt utföra driftsoptimering under verklig drift och där dokumentera inverkan av driftparametrar.

Slutligen bör en fjärrvärmeaktör med absorptionskylebehov genomföra en upphandling av en fjärrvärmeanpassad absorptionskylmaskin under beaktande av lärdomar från detta, och andra projekt. En sådan maskin ska vara ursprungsdesignad och optimerad för drift vid 70-gradig drivvärme. Efter installation och idrifttagning kan anläggningen prestandautvärderas och rapporteras. Givet ett sådant upplägg kan finansiering från branschen som helhet vara av värde, då den ”första” fjärrvärmeanpassade maskinen sannolikt är dyrare i inköp än konventionell teknik.

8 REFERENSER

- [1] "No Sweat", the Economist, jan 5 2013, sid 41-42.
- [2] Udomsri, S., Bales, C., Andrew, M. R., & Martin, V. "Decentralised cooling in district heating network: Monitoring results and calibration of simulation model." Energy and Buildings (43), sid 3311-3321, 2011.
- [3] IEA Heat Pump Centre, www.heatpumpcentre.org (senast besökt 2013-01-27).
- [4] Jardeby A och Nordman R, Inventering av installerade absorptionskylmaskiner - drifterfarenheter och argument för inköp, SP rapport, SP Sveriges tekniska forskningsinstitut, 2009, www.svenskfjarrvarme.se
- [5] Martin V och Setterwall F, Absorptionsteknik med multifunktion i fjärrvärmesystem, Värmeforsk FoU-projek nr SYS08813, 2009.
- [6] Nur Mohamed M A, Evaluation of absorption chiller operation in district heating nets, examensarbete Kemiteknik (avd Energiprocesser) – KTH, 2008.
- [7] Setterwall F, Andersson M, Glebov D och Martin V, Lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin, slutrapport Energimyndighetens FOU-program EffSys, 2003.
- [8] Zinko H, Söderberg S-O, Fahlén E och Gebremedhin A, Integration av absorptionskylmaskiner i fjärrvärmesystem, Svensk fjärrvärme FoU-rapport 2004:119, Stockholm, 2004.
- [9] Bjurström H, Ingvarsson I, Zinko H, Ökat fjärrvärmeutnyttjande med hjälp av absorptionstekniken, Värmeforsk FoU-projek nr SYS08834, 2010.
- [10] Engineering Equation Solver, <http://www.fchart.com/ees/> (besökt 2013-01-21), F-Chart Software, Madison, WI, USA.

Bilaga 1 – Pink Chiller PC10 specifikation

Absorption Chiller

PinkChiller PC19



Technical Data:

Working Solution: Ammonia/Water
Nominal cooling power: 19 kW
Operation weight: app. 550 kg
Dimensions (WxDxH): 0,8 x 0,6 x 1,9 m
Electrical connection: 230 V 1~ 50 Hz
 Electr. Power consumption app. 450 W

- Driven by hot water out of:
Biomass, District heating, CHP, Waste heat,
Solar-thermal, etc...
- Brine-production up to -7°C
- Little space requirement
- Integrated Energy-balancing due to modern sensor-
technology
- Integrated remote access and data-logging
- Complete cooling-kits including heat-rejection
available
- Made in AUSTRIA

Performance data		Unit	Minus-Cold	Fan-Coils	Cooling ceiling
Cold water circuit	Power	kW	12,3	18,6	19,5
	Temperatures in/out	$^{\circ}\text{C}$	0/-3	12/6	18/15
	Flow rate	m ³ /h	3,5	2,7	5,6
	Connection	Internal tread	1"	1"	1"
Hot water circuit	Power	kW	26	30	27
	Temperatures in/out	$^{\circ}\text{C}$	95/88	85/78	75/68
	Flow rate	m ³ /h	3,2	3,6	3,3
	Connection	Internal tread	1"	1"	1"
Heat rejection circuit (recooling)	Power	kW	38	49	47
	Temperatures in/out	$^{\circ}\text{C}$	24/30	24/30	24/30
	Flow rate	m ³ /h	5,5	6,9	6,7
	Connection	Internal tread	6/4"	6/4"	6/4"

Recommended value - subject to change / dated 29.03.2010



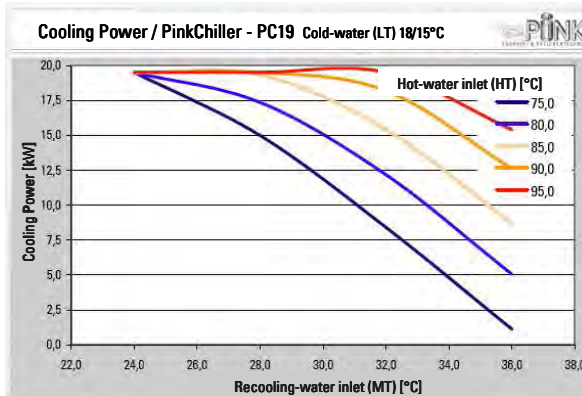
Pink GmbH • Energie- und Speichertechnik • A-8665 Langenwang, Bahnhofstraße 22
 www.pink.co.at • info@pink.co.at • Tel. +43 (0) 3854/3666 • Fax +43 (0) 3854/3666-40

Absorption Chiller

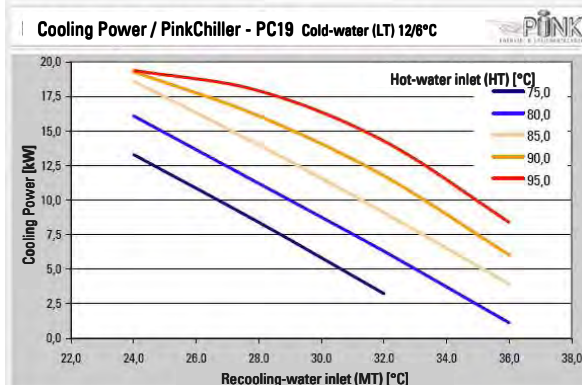
PinkChiller PC19



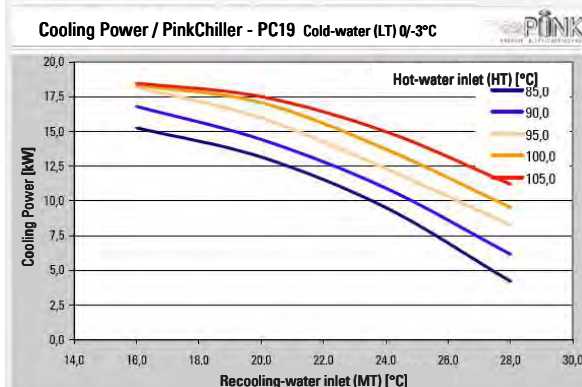
Performance charts



Cooling ceiling



Fan-Coil



Minus-Cold



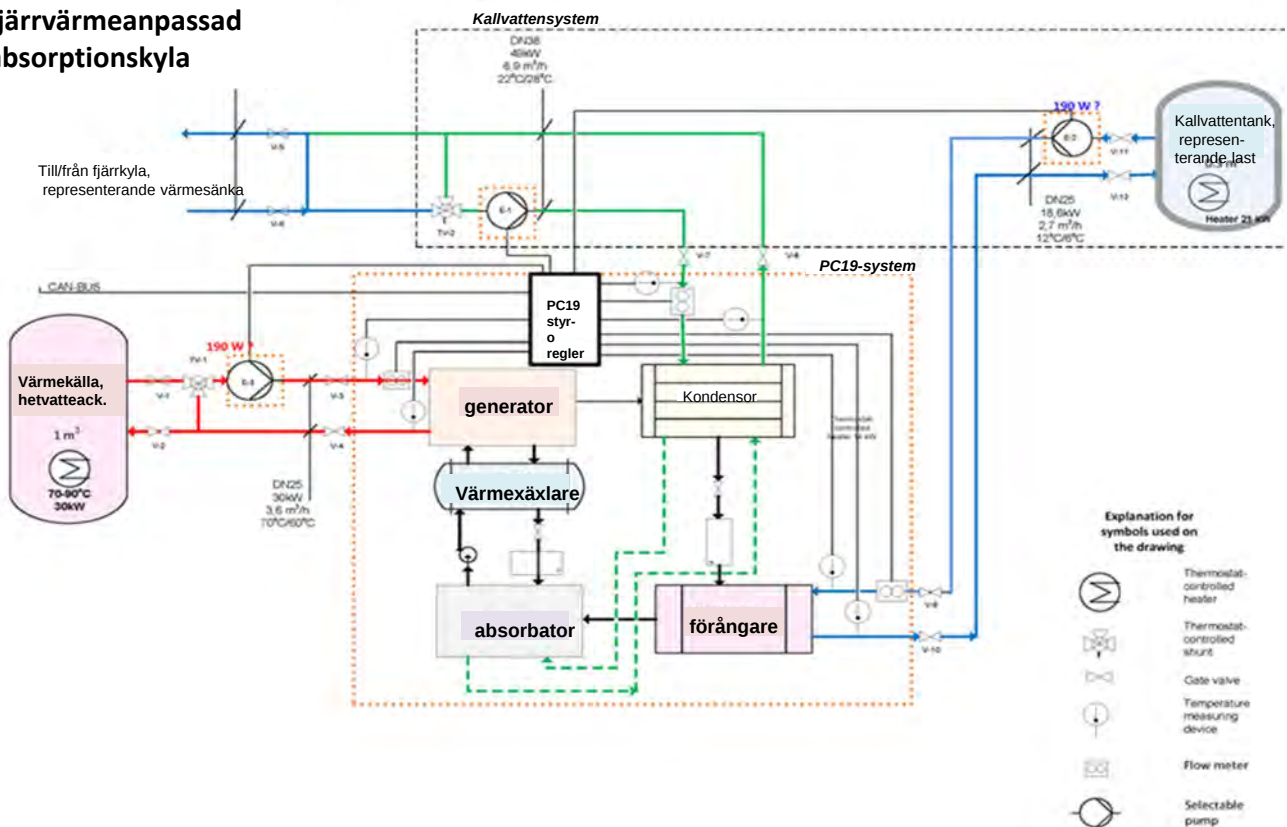
Recommended value - subject to change /
dated 29.03.2010



Pink GmbH • Energie- und Speichertechnik • A-8665 Langenwang, Bahnhofstraße 22
www.pink.co.at • info@pink.co.at • Tel. +43 (0) 3854/3666 • Fax +43 (0) 3854/3666-40

Bilaga 2 – Detaljerad beskrivning av försöksanläggning

Försöksanläggning fjärrvärmeanpassad absorptionskyla



Bilaga 3 – Projektrapport KTH Energiteknik 2012



ROYAL INSTITUTE
OF TECHNOLOGY

INDUSTRIAL AND EXPERIMENTAL INTERACTION OF LOW TEMPERATURE THERMALLY DRIVEN COOLING AT KTH

Veronica Galimova
Elvar Hermannsson
Magnus Juliusson
Roupen Ohannessian
Maria Xylia
Gunnar Steinn Ásgeirsson

Final Report
2012

Department of Energy Technology
Royal Institute of Technology
Stockholm, Sweden

ABSTRACT

The aim of this report is to present the results of the group work on the project “Industrial and Experimental Interaction of Low Temperature Thermally Driven Cooling at KTH”. This project is based on the comparison of the theoretical model results from EES software and the experimental absorption chiller installation results. Three operational cases under two different driving temperatures are investigated (70°C and 75°C) and the overall COP values achieved are showing a good behavior of the absorption chiller low-grade heat supply. The analysis of the results indicates necessary measures and improvements that need to be taken in the future for the evolution of the installation and its implementation in practice in district cooling networks.

Keywords: low temperature thermally driven cooling, absorption chiller, ammonia

TABLE OF CONTENTS

INDEX OF TABLES.....	III
INDEX OF FIGURES	IV
NOMENCLATURE	VI
1. INTRODUCTION	7
1.1. OBJECTIVES.....	8
2. BACKGROUND	10
2.1. ABSORPTION REFRIGERATION TECHNOLOGY	10
2.2. LOW TEMPERATURE THERMALLY DRIVEN COOLING.....	11
2.3. PREVIOUS THEORETICAL STUDY.....	12
3. METHODOLOGY	14
3.1. LABORATORY INSTALLATION	15
3.2. SYSTEM LAYOUT.....	15
3.3. GOVERNING EQUATIONS FOR THE MATHEMATICAL MODEL	17
4. RESULTS.....	21
4.1. EXPERIMENTAL RESULTS.....	21
4.1.1. <i>Selection and evaluation of data</i>	22
4.1.2. <i>Operational cases</i>	23
4.1.2.1. Case 1: HT _{in} at 70°C, LT _{out} at 6°C	23
4.1.2.2. Case 2: HT _{in} at 70°C, LT _{in} at 12°C.....	26
4.1.2.3. Case 3: HT _{in} at 75°C, LT _{in} at 12°C.....	29
4.2. THEORETICAL RESULTS.....	32
4.2.1. <i>Results from the EES model</i>	32
4.2.2. <i>Validation of the experimental model</i>	35
4.3. COMPARISON OF RESULTS	39
4.3.1. <i>Comparison of operational case 1 and case 2</i>	39
4.3.2. <i>Comparison of operational case 2 and case 3</i>	42
4.3.3. <i>Comparison of theoretical and experimental cases</i>	45
5. DISCUSSION OF RESULTS.....	50

6. FUTURE WORK..... 51

7. CONCLUSIONS 52

REFERENCES 54

APPENDIX..... 55

INDEX OF TABLES

<i>Table 1 Main input paramters for the three simulation cases in the EES model.....</i>	<i>32</i>
--	-----------

INDEX OF FIGURES

Figure 1 Schematic of absorption cycle (Granyrd et al., 2011)	11
Figure 2 COP vs. Driving Temperature, t_{source} , for Chiller designed for $t_{source}=120^{\circ}\text{C}$ (Martin & Setterwall, 2004)	12
Figure 3 Gantt Chart of the Project.....	14
Figure 4 The layout of the system under study.....	16
Figure 5 Overview of the layout of the cycle.....	17
Figure 6 System temperatures and COP for case 1.....	24
Figure 7 Cooling power produced for case 1.....	25
Figure 8 Coefficient of performance (COP) for case 1	25
Figure 9 Temperature differences between incoming and outgoing water streams, case 1.....	26
Figure 10 System temperatures and COP for case 2.....	27
Figure 11 Cooling power produced for case 2.....	27
Figure 12 Coefficient of performance (COP) for case 2	28
Figure 13 Temperature differences between incoming and outgoing water streams, case 2....	29
Figure 14 System temperatures and COP for case 3.....	30
Figure 15 Cooling power produced for case 3.....	30
Figure 16 Coefficient of performance (COP) for case 3	31
Figure 17 Temperature differences between incoming and outgoing water streams, case 3....	31
Figure 18 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at HT of 70/60.....	33
Figure 19 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at HT of 75/65°C.....	33
Figure 20 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at HT of 80/70°C.....	34
Figure 21 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) for the three cases of HT of 60/70, 75/65 and 80/70°C	34
Figure 22 Graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.....	35
Figure 23 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.....	36
Figure 25 Graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.....	37
Figure 24 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.....	37
Figure 27 Graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=75^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.....	38
Figure 26 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=75^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.....	38

Figure 28 Comparison of cooling power for cases 1 and 2	40
Figure 29 Comparison of heating power for cases 1 and 2.....	40
Figure 30 Comparison of COP for cases 1 and 2.....	41
Figure 31 Comparison of temperature differences for cases 1 and 2	42
Figure 32 Comparison of cooling power for cases 2 and 3	43
Figure 33 Comparison of heating power for cases 2 and 3.....	43
Figure 34 Comparison of COP for cases 2 and 3.....	44
Figure 35 Comparison of temperature differences for cases 2 and 3	45
Figure 37 Cooling load (LT Power) vs. MT_{in} for the experimental runs, and the EES model with curve-fit equations from the experimental runs. $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$	46
Figure 36 COP vs. MT_{in} . A comparison between the experimental runs, pure theoretical model and the EES model with curve-fit equations from experimental runs. $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$	46
Figure 39 Cooling load (LT Power) vs. MT_{in} for he experimental runs, and the EES model with curve-fit equations from the experimental runs. $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$	47
Figure 38 COP vs. MT_{in} . A comparison between the experimental runs, pure theoretical model and the EES model with curve-fit equations from experimental runs. $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$	47
Figure 41 Cooling load (LT Power) vs. MT_{in} for he experimental runs, and the EES model with curve-fit equations from the experimental runs. $HT_{in}=75^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$	48
Figure 40 COP vs. MT_{in} . A comparison between the experimental runs, pure theoretical model and the EES model with curve-fit equations from experimental runs. $HT_{in}=75^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$	48

NOMENCLATURE

COP	Coefficient of performance
HT	Hot water temperature circuit
LMTD	Logarithmic mean temperature difference (°C)
LT	Cold water temperature circuit
$\dot{m}$	Mass flow rate (kg/s)
MT	Re-cooling water temperature circuit
P	Pressure (bar)
$\dot{Q}$	Thermal energy rate (kW)
T	Temperature (°C)
$\dot{W}$	Pump power (kW)
X	Ammonia mass fraction
ΔT	Difference in temperature between incoming and outgoing water stream

Subscripts

abs	Absorber
cond	Condenser
evap	Evaporator
gen	Generator
in	Incoming stream to the chiller
out	Outgoing stream from the chiller

1. INTRODUCTION

Heat driven cooling with absorption chillers is not a new technology; on the contrary the principles for absorption cooling have been set from the start of the previous century. Today, the trend of absorption cooling has started to gain again popularity and this is mainly because of the quest for lowering the harmful for the planet ever growing CO₂ emissions, a part of which is produced by the increasing demand for electricity by vapor compression chillers used for cooling purposes.

The International Institute of Refrigeration (IIR) states that the cooling demand is consuming 15% of the total electricity produced in the world (Lukas, 1998) and the global rate of growth of this Figure is 17% (Pridasawas, 2006). The reason for this cooling demand increase is the generally higher temperatures that are observed to occur during the summer, with the example of power shortages in several countries of Europe during the hot summer of 2003 causing a global mobilization towards the decrease of electricity dependent cooling. As a result of this, the absorption cooling techniques were back into the spotlight.

Among the absorption chiller advantages should be stated the fact that the Ozone Depletion Potential (ODP) and Global Warming Potential (GWP) of absorption chillers is zero and with the use of waste heat they ensure cost effectiveness. According to (Hudson, 2002), states some additional advantages and disadvantages of an absorption chiller, in that case an ammonia-water mixture one in particular. Some of these advantages are the following:

- Low level of noise of the equipment
- Low running costs if waste heat is available
- Efficient part load performance
- Low maintenance cost, because of the absence of the compressor that vapor compression chillers have
- Modifiability in order to fit to existing systems for replacing or supplementary purposes
- No limitations in the size of the plant

On the other hand, some of the disadvantages are the following:

- Higher capital cost than a conventional mechanical plant
- Complexity of refrigeration system
- Requirement of high-temperature heat
- Requirement of bigger space for installation
- False perception that absorption cooling is an anachronous technology

The need for bringing the fuel resources utilization up to the highest level of efficiency in the production of energy led to the CHP plants. Thus, along with the production of electricity, either from fossil fuels or from renewable energy

sources, a CHP plant utilizes the waste heat from the electricity production for heating purposes. The CHP plants cover the electricity and heating demand of many households and public facilities during the winter period. However, the problem is that this waste heat that can be utilized during the winter cannot be used during the summer time for cooling purposes, because the common absorption chillers of the market need a temperature of 90-120°C for the water used in their refrigeration cycle, while the CHP can have a temperature of water to the network from 70 to 90°C.

The purpose of this project is the investigation of the performance of an ammonia-water mixture absorption chiller manufactured by PINK under lower than optimal driving temperatures, meaning under 90°C, preferably at 70°C. This investigation will be based both on simulation of the system and experimental results. The optimal design for low temperatures of driving will be found by combining changes in several parameters of the refrigeration cycle of the chiller. The possibility of operating an absorption chiller with driving temperatures that can be provided by the existing CHP hot water outputs would have an enormous positive effect in the cost effectiveness and efficiency of today's district cooling networks.

During the past decade the demand of comfortable cooling has increased in Sweden. The reason for this increased demand is likely due to more computer rooms, desirable indoor environment and updated building standards (Trygg & Amiri, 2007). Since Sweden has a large scale district heating grid the absorption cooling technology can be used to meet the increasing cooling demand. The main problem with installing the heat driven cooling technology is that the driving temperature available from the district heating network is lower than ideal for the thermally driven cooling.

1.1. Objectives

Absorption chiller systems, available on the market, are mostly run on a supply temperature to the generator of 90-120°C. The goal of this project was to investigate an approach to operate the absorption chiller on low temperature source, supplied from the district heating system. Hence the main objectives of the project work were:

- Acquaintance with absorption chiller systems and working fluid properties
- Revision of the literature related to the subject, and previous research done on the topic
- Study of the thermodynamics of the absorption process and its application in the PINK absorption chiller
- Experimental investigation of the operational performance and efficiency of the chiller under different operational conditions, among them:

- Large re-cooling temperature difference (ΔT of 10-15°C)
- Low driving temperature of 70 and 75°C
- High range of re-cooling temperatures
- Incoming and outgoing cold water temperatures of 12°C and 6°C respectively
- Theoretical simulation of the laboratory absorption system, using mathematical model, developed in Engineering Equations Solver, EES
- Evaluation of the practical and theoretical absorption chiller performance
- Conclusion of feasibility of low heat driving absorption chiller systems

2. BACKGROUND

2.1. Absorption refrigeration technology

The main principles of the absorption cycle are developed by Ferdinand Carré, around 1860. Further developments on the system were made by Nibergall, Bäckström, and others.

Similar to a vapor compression cycle, the absorption cycle has a condenser, where heat is taken out by condensing the refrigerant, an expansion device, where the pressure of the refrigerant is reduced, and an evaporator, where heat is given to the system by evaporating the refrigerant.

The main difference with the vapor compression cycle is that the absorption cycle is thermally driven and thus does not have an electrically driven compressor, which is used to compress the refrigerant to the higher pressure. Instead, the absorption cycle has an absorber, a pump, a generator, and a regulating valve. In the absorber, the refrigerant is absorbed by the absorbing medium, thus forming a liquid solution. Heat is dissipated in this process. The solution is then pumped to a higher pressure. Note that because the solution is liquid and not vapor, a pump can be used in this process, thus necessitating much less work than a compressor. In the generator, the solution is heated to separate the refrigerant from the absorbing medium. The refrigerant then continues to the condenser and the absorbing medium goes back to the absorber after the expansion valve drops its pressure.

Although optional, a heat exchanger can always be found in such cycles, as it improves the efficiency. In the process, the heat from the absorbing medium leaving the generator is used to preheat the solution going to the generator (Granyrd et al., 2011).

A simple schematic of an absorption cycle can be found in Figure 1.

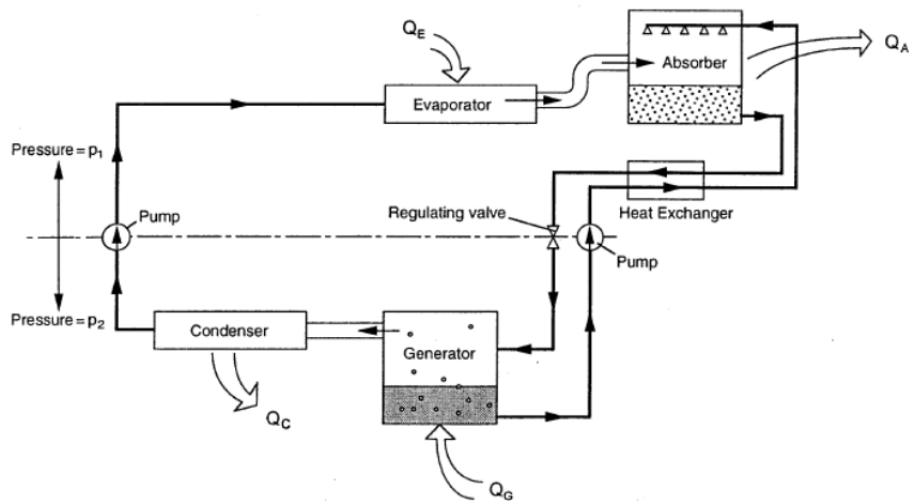


Figure 1 Schematic of absorption cycle (Granyrd, Ekroth, Lundqvist, Melinder, Palm, & Rohlin, 2011)

The main used fluid pairs are the water lithium bromide, and ammonia water. In the former, water is used as refrigerant and lithium bromide as absorbing medium, whereas in the latter, ammonia is the refrigerant and water the absorbing medium. The main difference is that ammonia can have evaporating temperatures below 0°C but needs to be purified after the generator, as it may contain water vapor (Hudson, 2002).

2.2. Low temperature thermally driven cooling

Studies have shown that the decrease in the heat source temperature of the absorption chiller leads to an increase of its capital cost, because a larger generator heat transfer surface is needed, which leads to oversized absorber and evaporator with a result of low cost effectiveness of the system. In addition, from a thermodynamical point of view, the COP for the production of the desired cooling effect will be significantly reduced at a lower temperature, in comparison with the COP value when operating the chiller at its design values (Martin & Setterwall, 2004). This reduction is clearly represented in Figure 2.

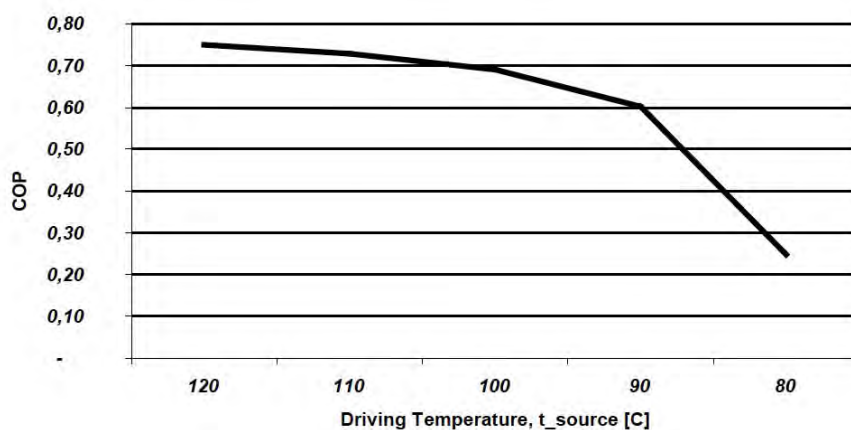


Figure 2 COP vs. Driving Temperature, t_{source} , for Chiller designed for $t_{\text{source}}=120^{\circ}\text{C}$ (Martin & Setterwall, 2004)

The benefits from utilizing waste heat from CHP plants for cooling purposes with the use of absorption chillers would be huge, both environmentally, as well as financially. The payback times for an absorption cooling unit would be decreased by its participation in the net electrical yield of the CHP plant and the investment would secure viability.

2.3. Previous theoretical study

In summer 2012 an experimental study on the single stage ammonia water absorption chiller took place at the Royal Institute of Technology in Stockholm (Ji, Martin, & Udomsri, 2012). The goal of the study was to verify the performance of the Pink chiller at the nominal condition provided by the manufacturer. Furthermore the experiment looked into the behavior of the chiller when key parameters were changed e.g. hot water inlet temperature and the temperature of the chilled water. All of the simulations were performed in EES but the data obtained was not verified with experimental data from the chiller. To see how the chiller worked at different operating condition the hot water inlet temperature was varied between 85°C and 100°C . As the hot water temperature was increased towards 100°C the COP increased from 0.6 to 0.64. The exergetic efficiency however decreased at the same time from 0.21 to 0.19. The difference is due to irreversibility's in the system. The results also suggest that the COP value is more sensitive to the chilled water temperature than to that of the hot water. When the chilled water inlet temperature was varied between 12°C and 19°C the chiller indicated an increase in COP of about $0.02/^{\circ}\text{C}$. The increase rate was only $0.003/^{\circ}\text{C}$ when the hot water inlet temperature was varied.

In an experiment from 2008 a TDC system was installed in Stockholm and the monitoring results analyzed. The operation showed many weaknesses in the system design. The main weakness was the electricity consumption of the system which resulted in lower electrical COP. Another weakness was that the driving temperature available from the district heating network was lower than ideal for the TDC. This affects the charging time of the TDC and thus also parasitic electrical use (Udomsri, Bales, Andrew, & Martina, 2011).

Boer et.al. used first and second law analysis for three low temperature driven ammonia-water absorption cycles with increasing internal heat recovery (Boer, Medrano, & Nogués, 2009). Similar method was used by Sözen (2001) for an ammonia-water refrigeration cycle (Sözen, 2001). The purpose of the research was to indicate how to improve the cycle to obtain the largest benefit. To do so structural analysis using coefficients of structural bond (CBS) is applied, since exergy analysis alone does not indicate how to improve the cycle even though it helps to determine the irreversibilities of each component. The CSB's indicate

how the irreversibility change in one component affects the rest of the system. The main findings of the research indicate that it is more beneficial to improve less efficient components with high temperature difference or low UA-values rather than components which already operate with low temperature difference. The structural method provides a useful method for better understanding of the interactions in the cycle. With the coefficients of structural bonds, the most cost-effective cycle for a given set of operating parameters can be obtained.

3. METHODOLOGY

This chapter defines the methodology set in order to meet the stated objectives.

Before the project work started, a detailed plan was developed by the group member under the coordination of the project leader Dr. Seksan Udomsri. Figure 3 shows the amount of work done in order to complete the project objectives and time required for each phase.

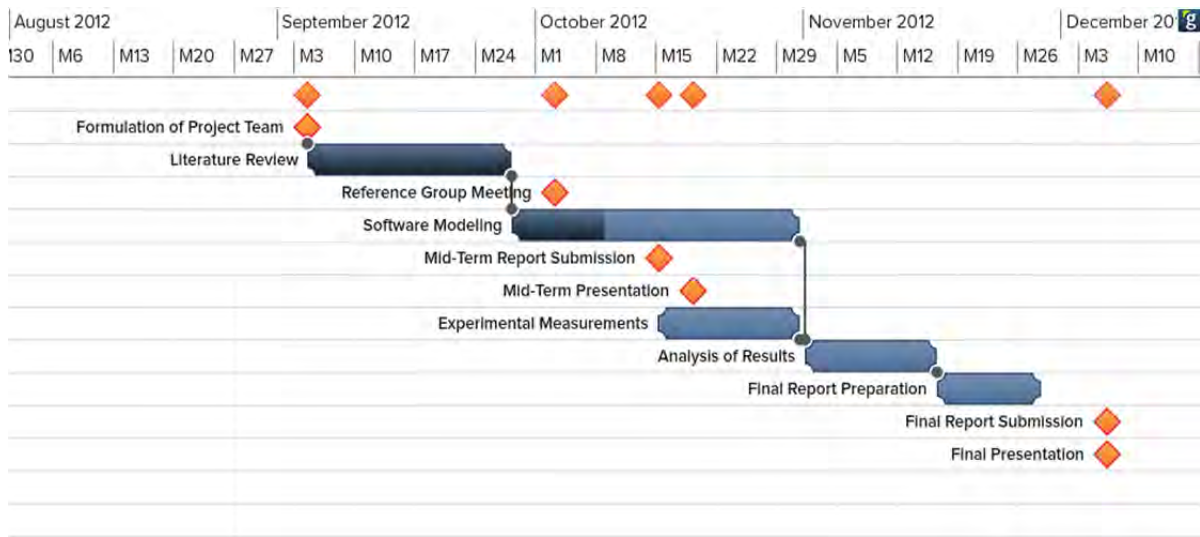


Figure 3 Gantt Chart of the Project

For most efficient work, the project group was divided into two sub-groups. One of them worked on the development of the theoretical model in EES software, while another one stayed in the lab for the experimental runs of the chiller under different conditions. To make sure that all runs were done properly, project supervisor coordinated each experimental launch.

As the objectives state, the purpose of the project was to familiarize with absorption cooling, especially the ammonia-water absorption chiller manufactured by PINK, that has been set up at KTH laboratory. The working cycle was inspected and optimized to run at lower driven temperatures, with a heat supply temperature of 70°C. For that purpose first of all a broad study of previous research of absorption chiller systems was done.

Known equations from related thermodynamic literature about absorption chilling, enabled the creation of a mathematical model. Using the EES program to solve the equations, the developed model can predict the behavior of the absorption chiller cycle and calculate certain parameters. These parameters, such as the heat source temperature, the re-cooling temperature, and the chilled water temperature can be changed if needed. The model can therefore give indications on how the system will behave when changes are made to certain parameters, and represents some prediction on how the COP and efficiency of the system change as these parameters are changed.

To verify the model developed, the PINK chiller, installed in the lab was used. The system was run almost every day, under different conditions by changing the same parameters according to the changes made in the model to obtain experimental data which can show the actual COP and efficiency of the system. The results achieved in the experiments were compared to the ones, calculated model. The comparison of the results validates the quality of the mathematical model.

3.1. Laboratory installation

The laboratory installation, designed to conduct the project, consisted of PINK absorption chiller, hot water tank, chilled water tank and auxiliary equipment.

The nominal data for the chiller presented from the producer is as shown below (Ji, Martin, & Udomsri, 2012):

- Cooling capacity 18.6kW
- Hot water temperatures 85°C (inlet), 78°C (outlet)
- Re-cooling water temperatures 24°C (inlet), 30°C (outlet)
- Chilled water temperatures 12°C (inlet), 6°C (outlet)

The specialty of the PINK chiller is that it doesn't have a rectifier. The ammonia is almost pure after the generator, because there are no high temperatures in HT-circuit. Normally, it is less than 100°C, and under the pressure of 12 bar there is no evaporation of water. A short gas cleaning is used, where the ammonia vapor is separated for the weak solution.

There is no superheating after the evaporator and no sub-cooling of the condenser.

The laboratory chiller has no LT-Temp Out control. Only ΔT can be controlled and changed by the chiller operator.

3.2. System layout

Error! Not a valid bookmark self-reference. represents the layout of the system under study, which consists of an evaporator, absorber, heat exchanger, generator, condenser and pumps.

As in an ordinary refrigeration cycle, condenser is used for condensing the refrigerant to liquid. The pressure of the liquid refrigerant is then reduced from condensing to the evaporation level in the expansion valve. Next, the refrigerant evaporates while removing the heat from the chilled water in the evaporator.

The refrigerant vapor from the evaporator is absorbed by water in the absorber and forms liquid solution. This process results in a heat emission, which is taken away by the re-cooling water.

From the absorber, the solution is pumped to the generator, passing through the heat exchanger. The heat source is supplied to the generator, where the solution is separated into refrigerant vapor and water.

After the distillation process, the refrigerant vapor enters the condenser and water returns to the absorber, exchanging heat with the solution, leaving absorber.

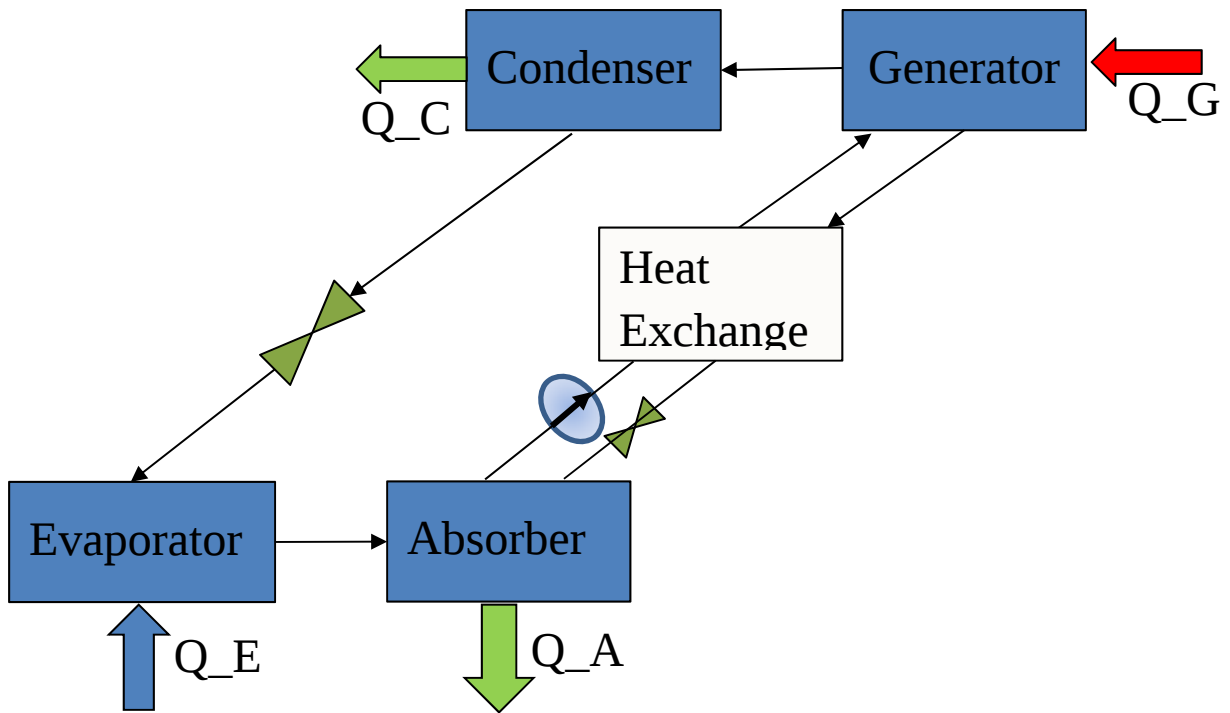


Figure 4 The layout of the system under study

In the experimental setup, district cooling water is used as re-cooling and electric heaters are used to provide the heat source to the hot water and the cooling load to the chilled water. A detailed schematic can be found in the Appendix.

3.3. Governing equations for the mathematical model

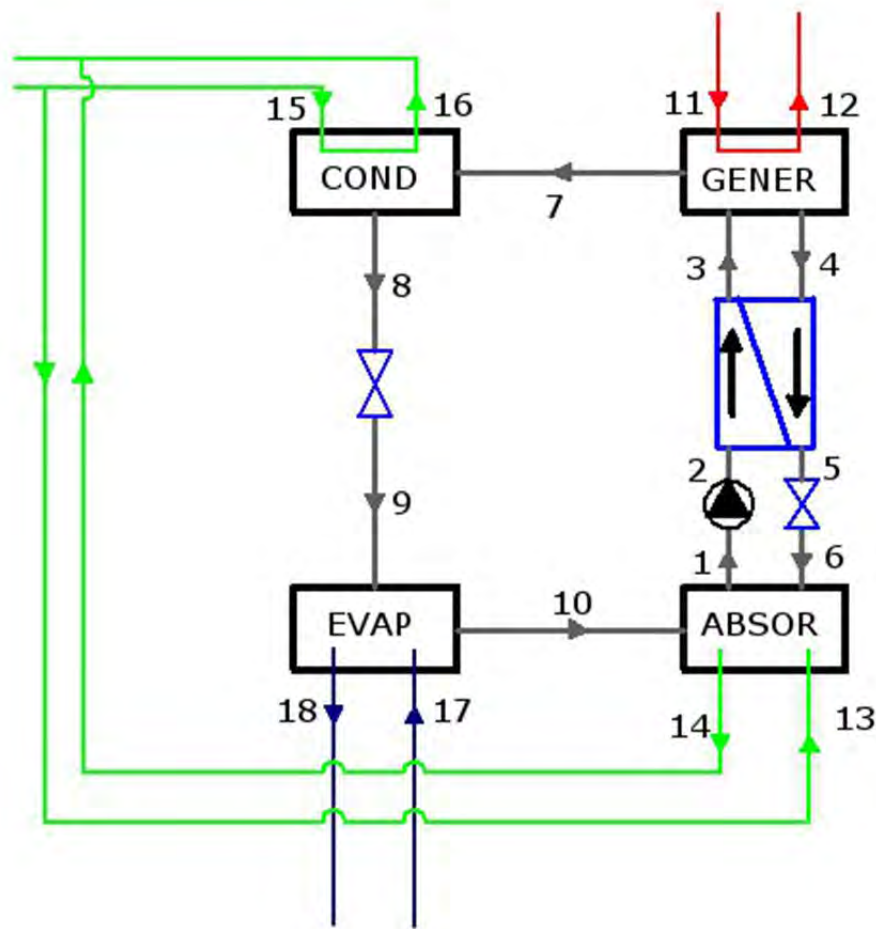


Figure 5 Overview of the layout of the cycle

There are two different pressures in the system. There is a high pressure after the pump (at 2, 3, 4, 5, 7 and 8) and a lower pressure after the expansion valves (at 1, 6, 9 and 10). The equations for the pressures in the system are

$$P_{low} = P_1 = P_6 = P_9 = P_{10} \quad 3.1$$

$$P_{high} = P_2 = P_2 = P_4 = P_5 = P_7 = P_8 \quad 3.2$$

The refrigerant enters the absorber (10) and is absorbed by the solution with a low ammonia fraction (weak solution) entering the absorber (6) generating a solution with a high ammonia fraction (strong solution) that leaves the absorber (1) to the pump.

$$T_1 = T_{13} + dT_{1,13} \quad 3.3$$

$$q_1 = 0 \tag{3.4}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad 3.5$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_1 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} \quad 3.6$$

$$Q_{abs} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1 \quad 3.7$$

$$Arg_{abs} = \frac{T_6 - T_{10}}{T_1 - T_{13}} \quad 3.8$$

$$LMTD_{abs} = \frac{(T_6 - T_{10}) - (T_1 - T_{13})}{\ln(Arg_{abs})} \quad 3.9$$

$$Q_{abs} = UA_{abs} \times LMTD_{abs} \quad 3.10$$

The pump takes the strong solution that is at saturated liquid state and pumps it through the heat exchanger and into the generator, giving the solution a high pressure. Over the pump the solutions has the same temperature, mass flow and ammonia mass fraction.

$$T_1 = T_2 \quad 3.11$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1, x_2 = x_1 \quad 3.12$$

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)}{\eta_p} \quad 3.13$$

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_p \quad 3.14$$

The solution heat exchanger transfers heat from the weak solution that is leaving the generator (4) to the strong solution coming from the absorber (2). Heat losses are neglected, and an energy balance is applied over the heat exchanger.

$$T_4 = T_{11} + dT_{11,4} \quad 3.15$$

$$q_4 = 0 \quad 3.16$$

$$\varepsilon_{shx} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad 3.17$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2, x_3 = x_2 \quad 3.18$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4, x_5 = x_4 \quad 3.19$$

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad 3.20$$

A strong solution enters the generator (3) and is heated up by the high temperature heat source (district heating water). The ammonia then evaporates and is separated from the solution. The ammonia vapor is then directed to the condenser. The weak solution leaves the generator and is directed to the heat exchanger (4).

$$\dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_3 x_3 \quad 3.21$$

$$T_3 = T_4$$

$$\dot{Q}_{Gen} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad 3.22$$

$$Arg_{Gen} = \frac{T_1 - T_4}{T_{12} - T_3} \quad 3.23$$

$$LMTD_{Gen} = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_3)}{\ln(Arg_{Gen})} \quad 3.24$$

$$\dot{Q}_{Gen} = UA_{Gen} LMTD_{Gen} \quad 3.25$$

The ammonia vapor enters the condenser (7) and is cooled down to a temperature below saturated level. The method of Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD) is used to model the heat transfer properties of the condenser.

$$T_8 = T_{16} - dT_{1,16} \quad 3.26$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8 \quad 3.27$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8, x_7 = x_8, q_8 = 0 \quad 3.28$$

$$Arg_{Cond} = \frac{T_7 - T_{16}}{T_8 - T_{15}} \quad 3.29$$

$$LMTD_{Cond} = \frac{(T_7 - T_{16}) - (T_8 - T_{15})}{\ln(Arg_{Cond})} \quad 3.30$$

$$\dot{Q}_{Cond} = UA_{Cond} LMTD_{Cond} \quad 3.31$$

The pressure is decreased over the expansion valves. It is considered an isenthalpic and adiabatic process where losses are neglected. The mass flow, ammonia fraction and enthalpy are constant over the valves.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5, x_6 = x_5, h_6 = h_5 \quad 3.32$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9, x_8 = x_9, h_8 = h_9 \quad 3.33$$

The refrigerant enters the evaporator from the expansion valve (9). The refrigerant absorbs heat from the chilled water and evaporates. Then the ammonia vapor is directed again to the absorber (10) where it is absorbed by the weak ammonia-water solution from the generator (6). As for the condenser, the method of Logarithmic Mean Temperature Difference is used to model the heat transfer properties of the evaporator.

$$T_{10} = T_{18} - dT_{10,18} \quad 3.34$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad 3.35$$

$$x_9 = x_{10} \quad 3.36$$

$$q_{10} = 1 \quad 3.37$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad 3.38$$

$$Arg_{Evap} = \frac{T_{17} - T_{10}}{T_{18} - T_9} \quad 3.39$$

$$LMTD_{Evap} = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_9)}{\ln(Arg_{Evap})} \quad 3.40$$

$$\dot{Q}_{Evap} = UA_{Evap} LMTD_{Evap} \quad 3.41$$

The coefficient of performance is calculated from the overall energy output and inputs of the system where the electricity demand of the pump is taken into account.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\dot{Q}_{Gen} + W_{pump}} \quad 3.42$$

4. RESULTS

4.1. Experimental results

The experimental work that was done with the absorption chiller had the goal to justify the results of the theoretical model developed, and prove simultaneously any non-expected deviations in the performance of the chiller. Thus, it was important to understand that the operation of a commercial installation has many different aspects to consider and regulate, but in addition there are many other aspects that cannot be controlled because of the fact the absorption chiller will always adjust the working conditions in favor of the highest possible COP.

This fact resulted to some alterations in the original planning of the experimental measurements, which changed the whole approach to the task of adjusting the chiller's parameters. At the beginning, the notion was that the value, that should be regulated in order to test the performance of the absorption chiller, was the incoming re-cooling temperature, and the temperature difference between the incoming and outgoing hot water temperatures, ΔHT , which should be set to 5, 10 and 15°C. The experimental runs showed that the chiller could not work under those restrictions and could not keep a stable ΔHT . This happened due to the fact that the chiller always tried to optimize the COP and thus this re-cooling temperature difference was fluctuating to keep the COP optimal, as it is presented in the related graphs below.

Another control variable, stated in the project objectives, was the hot water supply temperature. It was planned to supply the water at temperatures of 70, 75 and 80°C to the generator. During the experimental runs it turned out that the heating power of the heaters of the hot water tank is not enough to supply enough water to the generator at temperatures higher than 75°C.

As a result, the focus was shifted on parameters that could be fully controlled by the operators.

Such a parameter was the temperature of the outgoing chilled water, LT_{out} , exiting the chiller towards the district cooling network, the consumers. Thus, the idea was to keep that temperature constant and let the chiller regulate the outgoing re-cooling temperature. This temperature was fixed at 6°C, as the reference group of companies desired in the original planning of this project.

The other subsequently controlled approach was the temperature of the incoming chilled water, LT_{in} , the temperature of the chilled water after it has circulated to the district cooling network and returned to the chiller. This temperature was fixed at 12°C and another set of experimental runs was performed with this condition.

To sum up, during the investigation of the chiller's performance, it was noticed that the re-cooling temperature difference could not be controlled and forced at a certain value. The absorption chiller optimizes the parameters, affecting its performance and thus the difference of the incoming and outgoing re-cooling temperatures was decreased under higher re-cooling temperatures in order to keep an optimized COP.

On the other hand, there were temperature values that were controlled throughout the experiment by the project team in order to have the desired values that were needed in order to extract results. The incoming re-cooling temperatures were increased in a constant pace with the aid of the valves. The temperature of hot water, supplied to the generator, was kept constant with the aid of the heaters in the hot water tank. Finally, the incoming and outgoing chilled water temperatures were controlled separately but not at the same time, by changing the cooling load in the chilled water tank with heaters.

This method of controlling the parameters led to two separate sets of measurements, one with a fixed LT_{out} and one with a fixed LT_{in} at 6°C and 12°C respectively, as it was mentioned above. Both of these experimental runs were performed under an incoming hot water temperature of 70°C. A third experimental run was added with an incoming hot water temperature of 75°C. The ΔHT was set to be 10°C, although this value decreased with higher re-cooling temperatures. Nevertheless, the fluctuation of these temperatures was controlled by the chiller's system under the changing re-cooling temperature conditions.

The results of those three measurement sets are presented in the following sections of the report.

4.1.1. Selection and evaluation of data

The temperature sensors, which were installed as part of the absorption chiller installation, were recording the temperatures in real time. All this data was gathered in the connected computer that kept track of the temperature measurements twice per minute.

For each date, when experiments were held, the measured data related to a specific parameter setting were converted from a csv format and transferred to a separate Microsoft Office Excel file and then a process of evaluation of these values started. It requires some time for the absorption chiller and the hot water tank to reach stable running conditions. Normally it took some time until the hot water tank reached the desired running temperature, in order to start taking measurements.

All the temperatures, as well as the power input and output, were parts of the excel files for both cases. In general, the temperature values fluctuated a little,

but these fluctuations were acceptable, since the mean value temperature obtained from them was just the one desired from the beginning.

By dividing the useful power (cooling power) by the input power (heat input) the COP was derived and plotted against the different re-cooling temperatures. In addition, the measurement values of the ΔT s (ΔLT , ΔMT , ΔHT) were plotted together in one graph in relation with the incoming re-cooling temperatures, in order to show their value span and also their decrease when the re-cooling temperatures are increased.

All the amount of data, consisting of the graphs, was fitted into the respective curves with polynomial trend lines of second order, which show a higher level of precision in the approximation than a straight-line graph. The advantage of the polynomial line in the presentation of the results is obvious, since the curve fits better to the data compiled and a visual demonstration of the trend of the data is achieved. In that way, one can extrapolate the data, in other words, predict further values than the ones measured according to the tendency of the curve lines, in case such a prediction is applicable of course.

4.1.2. Operational cases

As it was mentioned above, the project work considers analysis of three operational cases:

- Case 1: Fixed incoming hot water temperature HT_{in} , of 70°C with fixed outgoing cold water temperature LT_{out} , of 6°C
- Case 2: Fixed incoming hot water temperature HT_{in} , of 70°C with fixed incoming cold water temperature LT_{in} , of 12°C
- Case 3: Fixed incoming hot water temperature HT_{in} , of 75°C with fixed outgoing cold water temperature LT_{in} , of 12°C

For all three cases, the hot water temperature difference ΔH , is set to 10°C, the re-cooling water temperature difference ΔM , is set to 4°C, and the cold water temperature difference ΔL , is set to 6°C. It should be noted that, as explained previously, those temperature differences were not held constant due to the chiller control system, which optimizes the chiller's performance by changing the outgoing temperatures, even if they are set to a certain value.

For all three cases, the incoming re-cooling temperature is changed from 22°C to 30°C. The following sections present the results obtained.

4.1.2.1. Case 1: HT_{in} at 70°C, LT_{out} at 6°C

The first part of the experimental work was done with the incoming hot water temperature, HT_{in} fixed at 70°C and the low temperature water supply to the district cooling network, LT_{out} , fixed at 6°C. The runs were done for different re-cooling temperatures, which ranged from 22°C up to 30°C. The selection of the

re-cooling temperatures was based on the temperatures that were possible to obtain in the real conditions, when a cooling tower is used.

The overall system performance is presented at the Figure 6.

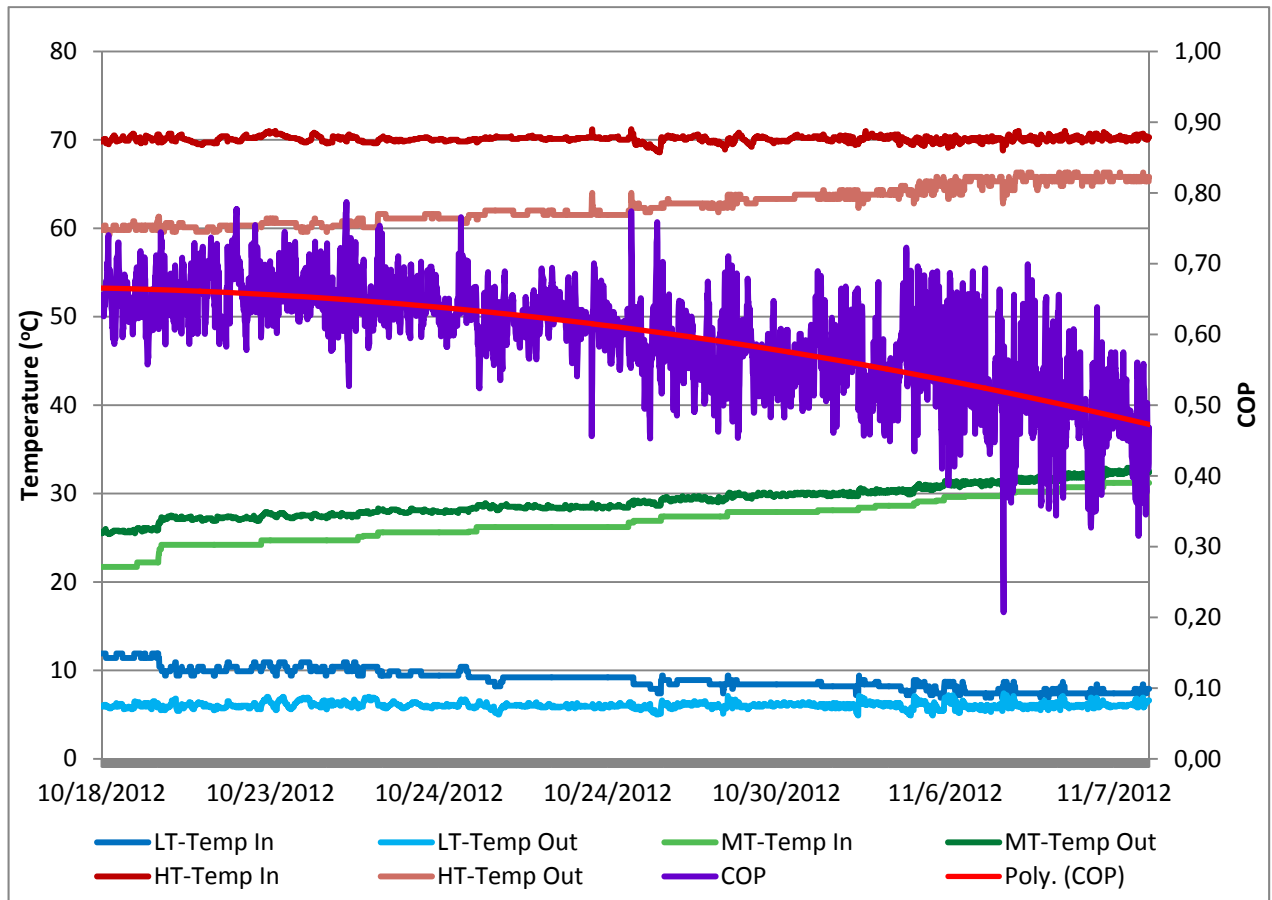


Figure 6 System temperatures and COP for case 1

With the change of the re-cooling temperature, the cooling power produced by the system also changes, as shown at Figure 7. It can be seen that the cooling power is 15 kW at a re-cooling temperature of 22°C, close to the nominal maximum of 18.6 kW. With increasing re-cooling temperatures, this power decreases to 3 kW at a re-cooling temperature of 31°C.

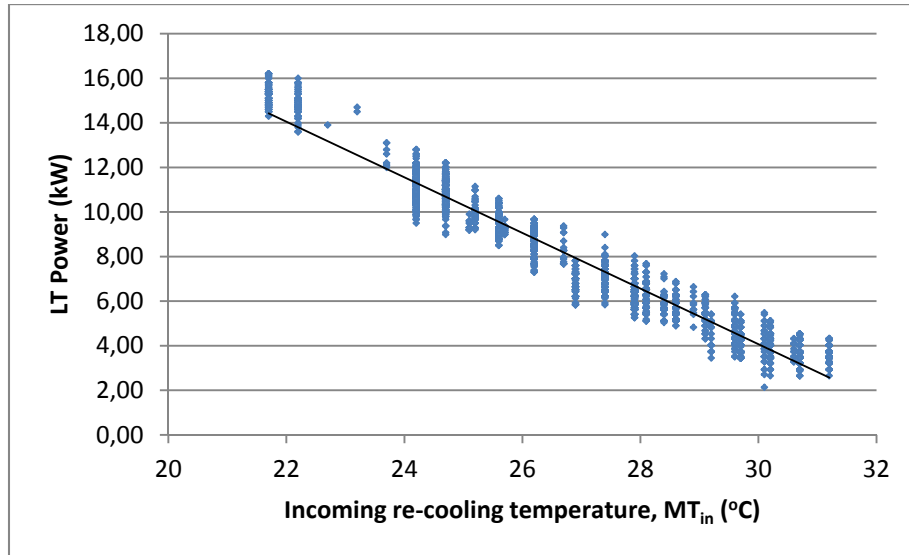


Figure 7 Cooling power produced for case 1

Figure 8 represents the change of COP of the absorption chiller according to different re-cooling temperature.

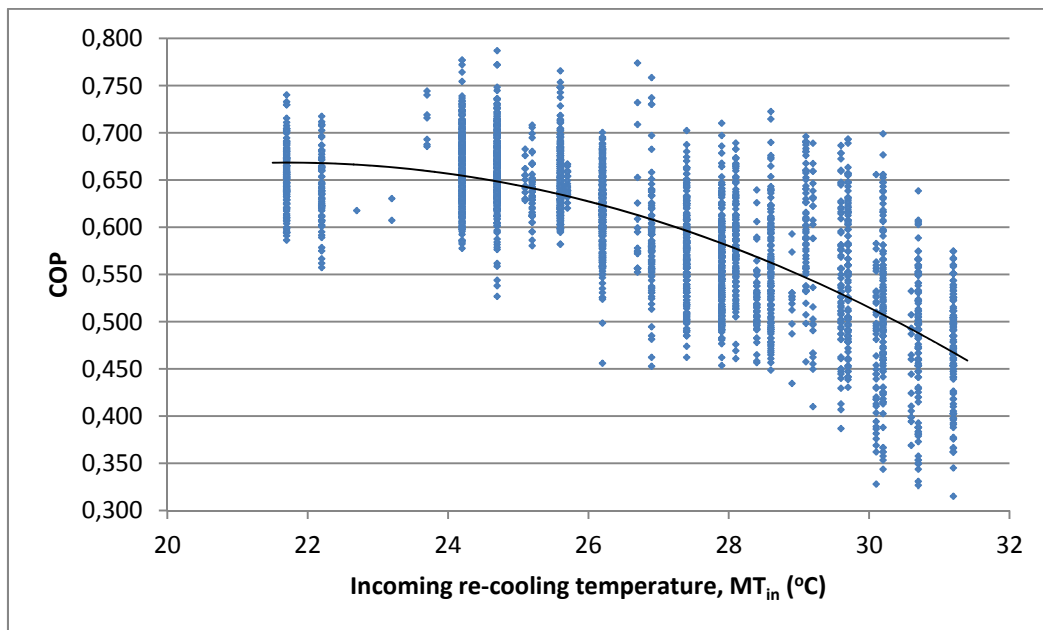


Figure 8 Coefficient of performance (COP) for case 1

As it can be noticed from the graph, the coefficient of performance of the absorption chiller decreases, with increasing re-cooling temperatures. The COP is 0.68 at MT_{in} of 22°C and goes down to an average minimum of 0.47 at MT_{in} of 31°C.

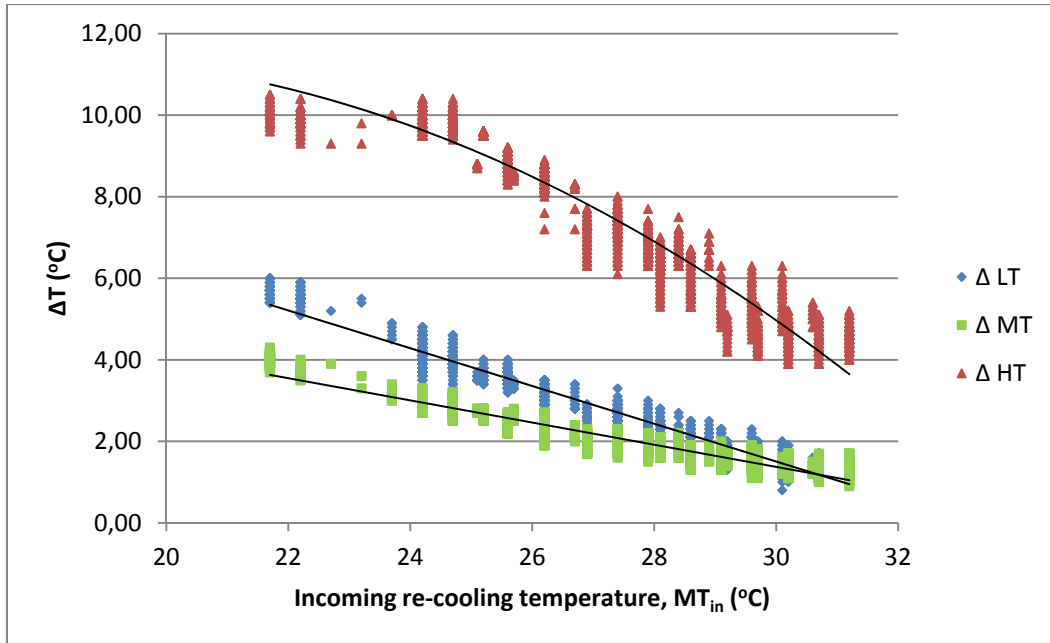


Figure 9 Temperature differences between incoming and outgoing water streams, case 1

A third effect of the re-cooling temperature increase is shown in Figure 9. The temperature differences between incoming and outgoing water streams are decreasing, although they are set to a constant value.

4.1.2.2. Case 2: HT_{in} at 70°C, LT_{in} at 12°C

The second part of the experimental work was performed with a fixed hot water supply temperature of 70°C and with the chilled water return from the district cooling network, LT_{in} , fixed at a temperature of 12°C. As in the first part of the experiment, the runs were done for different re-cooling temperatures from 22°C to 30°C.

The overall system performance is presented at the Figure 10.

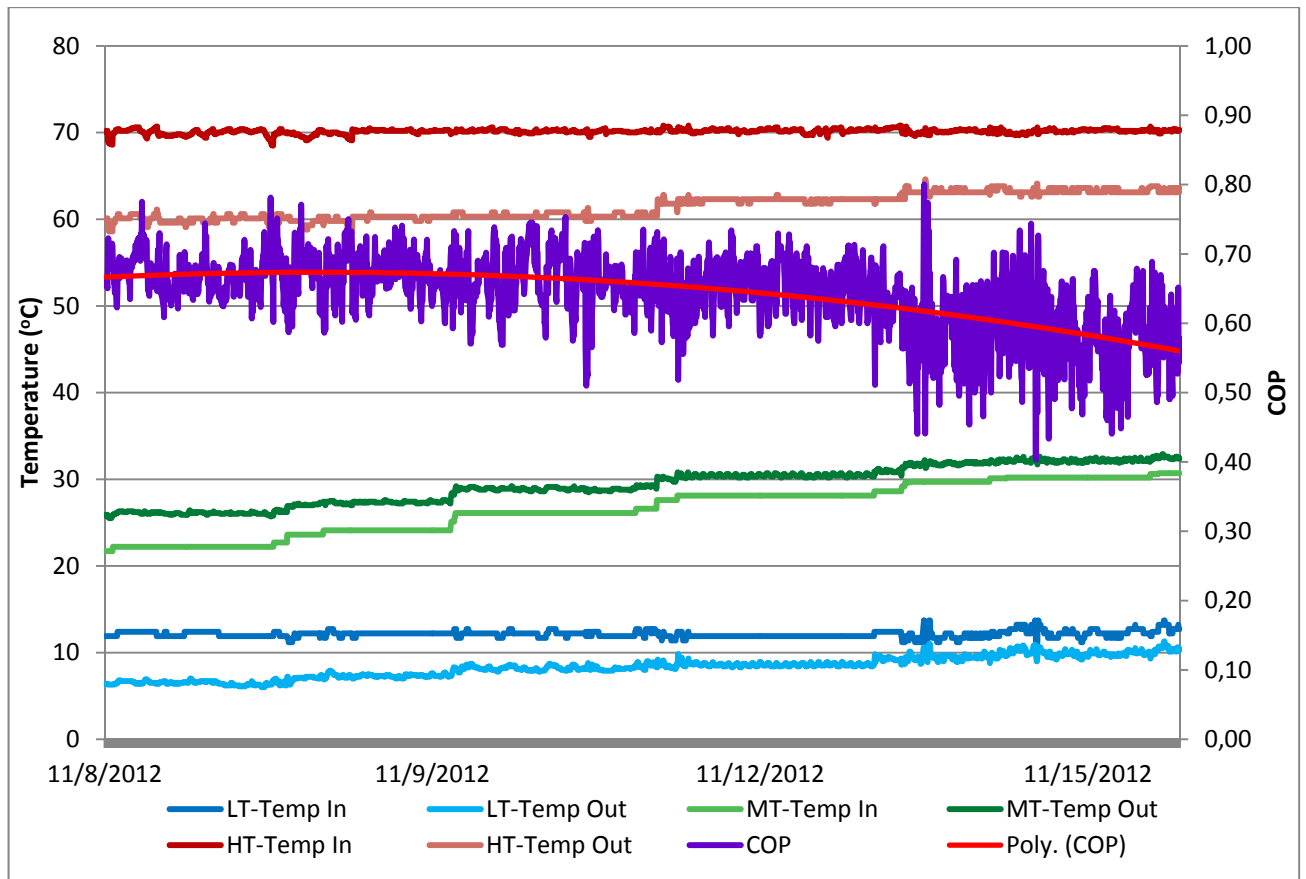


Figure 10 System temperatures and COP for case 2

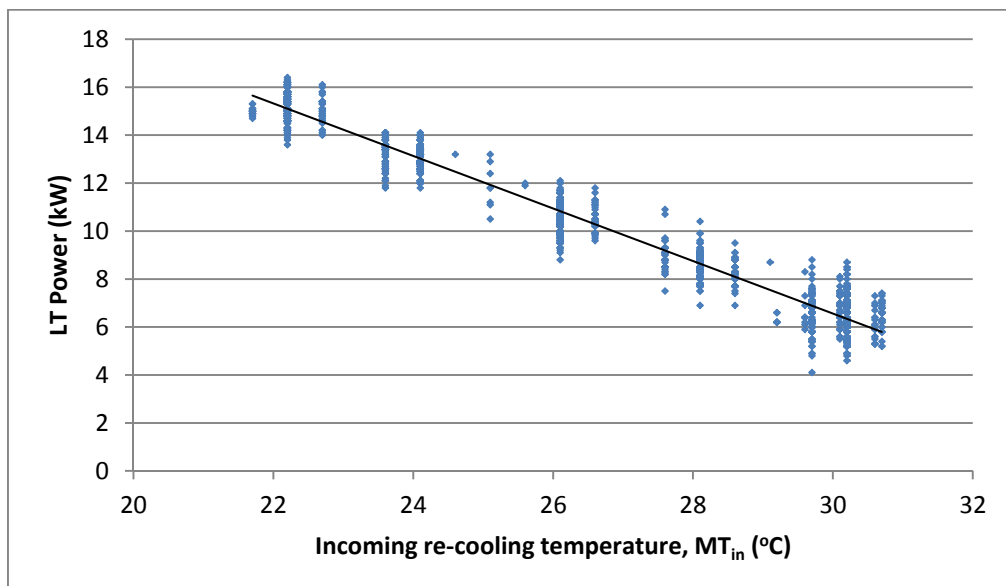


Figure 11 Cooling power produced for case 2

Figure 11 represents the change of the cooling power, produced by the system according to the change or the re-cooling temperatures. The cooling power is 15 kW at a re-cooling temperature of 22°C, close to the nominal maximum of

18.6 kW. With increasing re-cooling temperatures, this power decreases to 6 kW at a re-cooling temperature of 30°C.

Figure 12 represents the change of COP of the absorption chiller according to different re-cooling temperature.

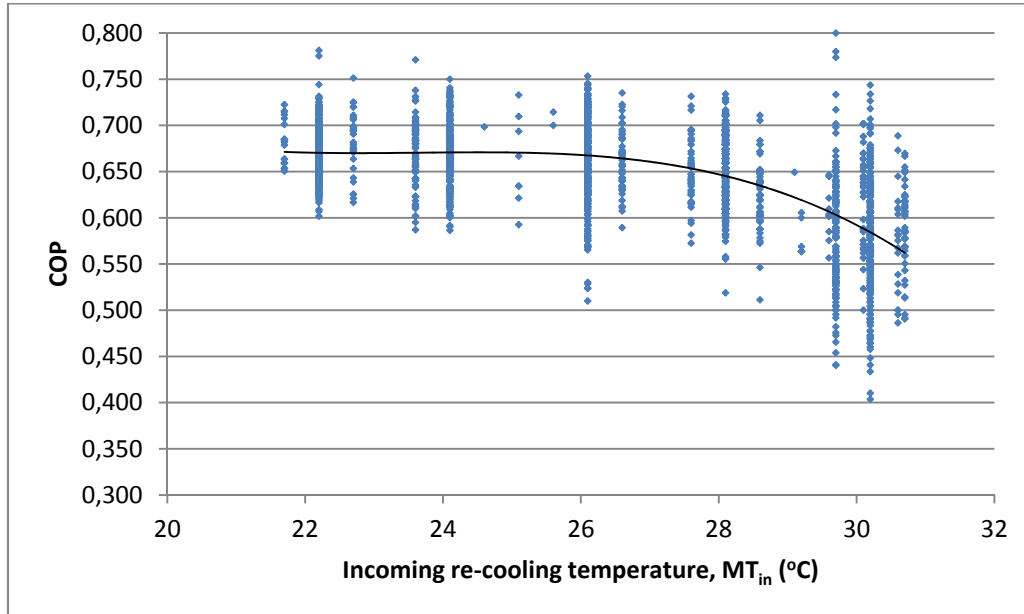


Figure 12 Coefficient of performance (COP) for case 2

The COP is 0.66 at MT_{in} of 22°C, stays constant until MT_{in} of 26°C and goes down to an average minimum of 0.58 at MT_{in} of 30°C.

Figure 13 represents the change of the difference in incoming and outgoing water stream temperatures according to the change of the incoming re-cooling temperature. Although set at a specific value, the temperature difference decreases in all three water streams.

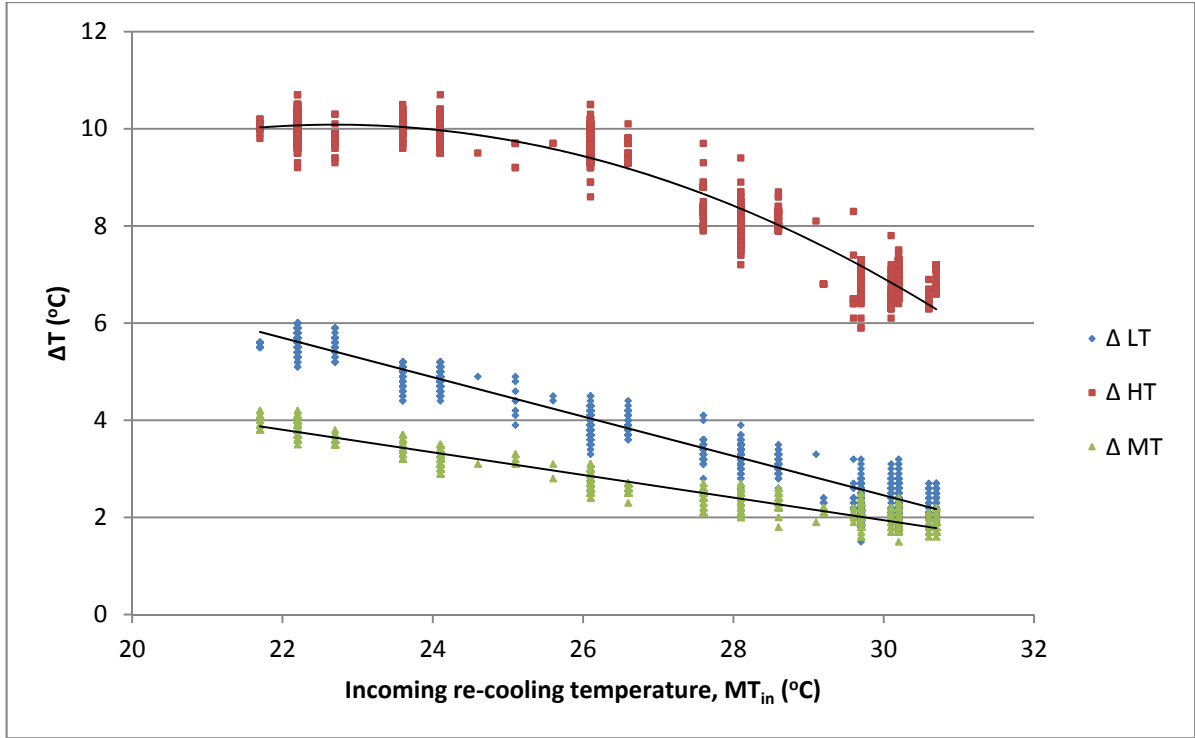


Figure 13 Temperature differences between incoming and outgoing water streams, case 2

4.1.2.3. Case 3: HT_{in} at 75°C, LT_{in} at 12°C

The third part of the experimental runs is performed with a fixed hot water supply temperature of 75°C and with the chilled water return from the district cooling network, LT_{in} , fixed at a temperature of 12°C. As in the other parts of the experiment, the runs were done for different re-cooling temperatures from 22°C to 30°C.

The overall system performance is presented at the Figure 14.

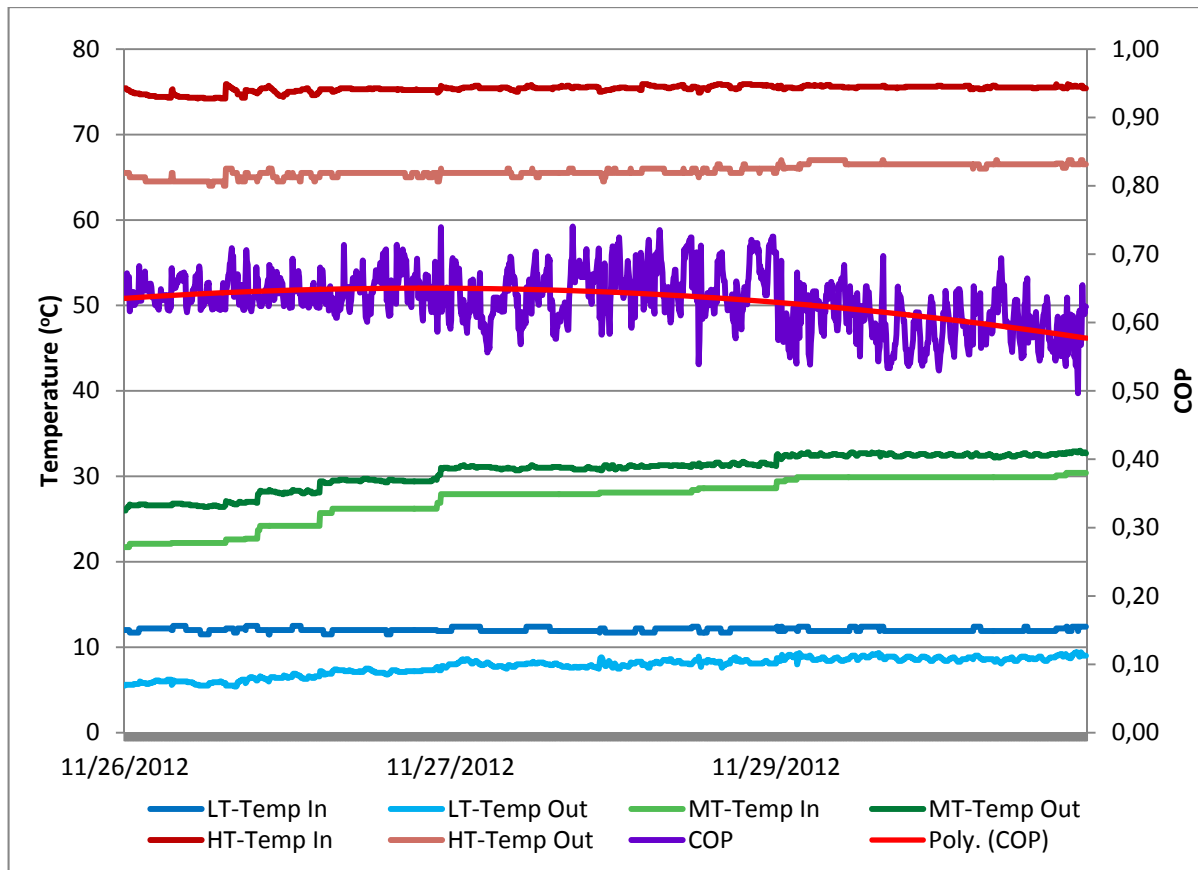


Figure 14 System temperatures and COP for case 3

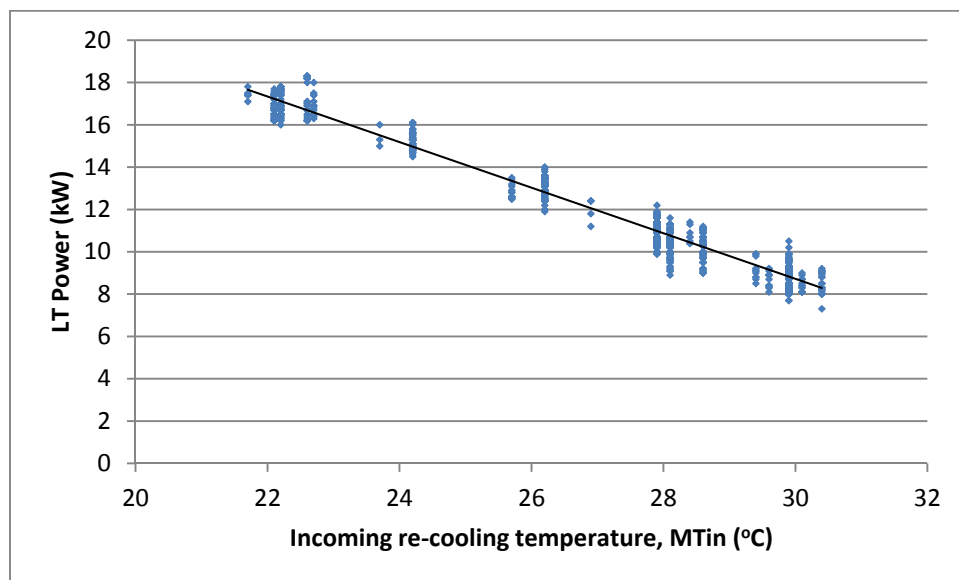


Figure 15 Cooling power produced for case 3

Figure 15 represents the change of the cooling power, produced by the system according to the change or the incoming re-cooling temperatures. The cooling power is 18 kW at a re-cooling temperature of 22°C, almost the same as the

nominal maximum of 18.6 kW. With increasing re-cooling temperatures, this power decreases to 6 kW at a re-cooling temperature of 32°C.

Figure 16 represents the change of COP of the absorption chiller according to different re-cooling temperature.

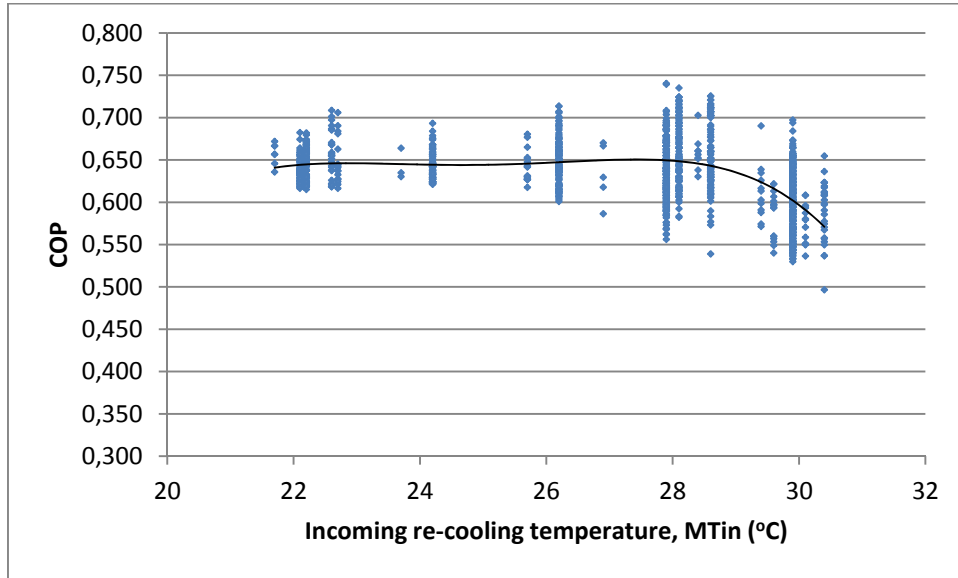


Figure 16 Coefficient of performance (COP) for case 3

The COP is 0.65 at MT_{in} of 22°C, stays constant until MT_{in} of 28°C and goes down to an average minimum of 0.5 at MT_{in} of 32°C.

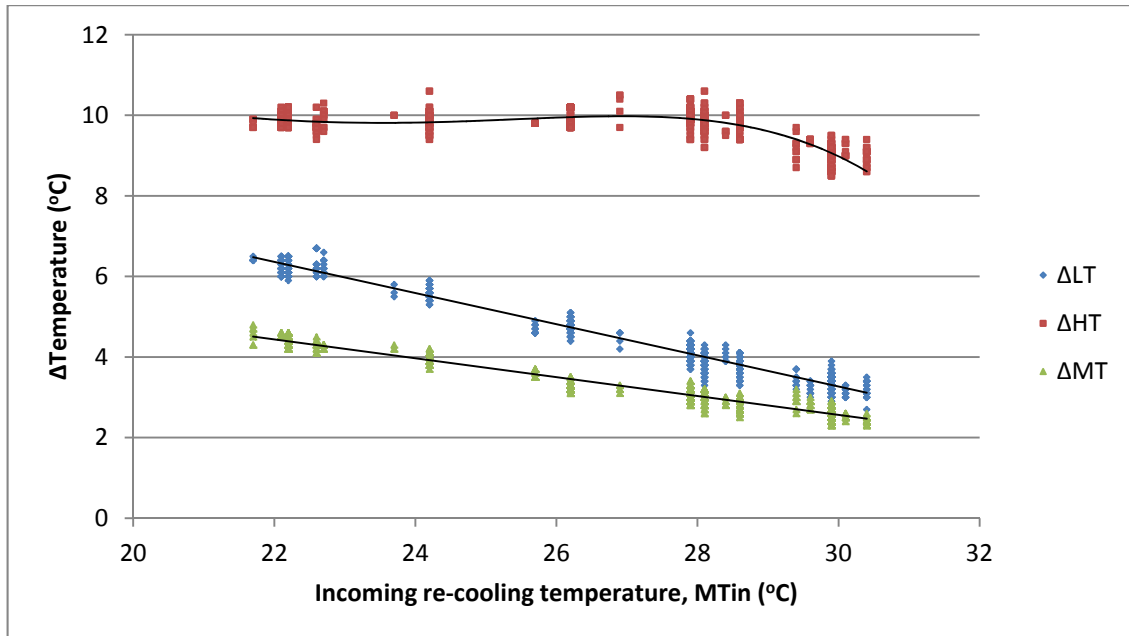


Figure 17 Temperature differences between incoming and outgoing water streams, case 3

Figure 17 represents the change of the difference in incoming and outgoing water stream temperatures according to the change of the incoming re-cooling temperature. Although set at a specific value, the difference in all three water

streams decreases, except the difference in the hot water stream which stays 10°C until an incoming re-cooling temperature of 28°C, after which it starts decreasing.

4.2. Theoretical results

With the equations presented in Section 3.3, it is possible to produce a mathematical model of the absorption chiller in EES. In the program it is possible to see how the system might respond to certain changes in the input parameters, such as resulting COP, temperatures, etc. It is therefore possible to determine under which conditions the system is running with sufficient COP. Then the model has to be verified by running the PINK chiller under the same conditions and comparing the results (see section 4.1.2). That way it is possible to verify or change the assumptions that have been made in the program, such as the efficiencies of the heat exchangers, the efficiency of the pump and certain temperature differences in the cycle.

4.2.1. Results from the EES model

The absorption cycle was simulated with three different sets of input parameters:

- Case 1: Fixed incoming and outgoing hot water temperatures HT_{in} of 70°C, and HT_{out} of 60°C.
- Case 2: Fixed incoming and outgoing hot water temperatures HT_{in} of 75°C, and HT_{out} of 65°C.
- Case 1: Fixed incoming and outgoing hot water temperatures HT_{in} of 80°C, and HT_{out} of 70°C.

In all cases, the cold water temperatures (LT), re-cooling temperature difference and LT power ($Q_{evap.}$) are fixed. The main input parameters for all cases are shown below in table 4.1.

Table 1 Main input paramters for the three simulation cases in the EES model.

	HT_{in} [°C]	HT_{out} [°C]	LT_{in} [°C]	LT_{out} [°C]	ΔMT [°C]	$Q_{evap.}$ [kW]
Case 1	70	60	12	6	4	18,6
Case 2	75	65	12	6	4	18,6
Case 4	80	70	12	6	4	18,6

Figure 18 to Figure 20 here below show graphs of COP vs. the re-cooling inlet temperatures (MT_{in}), and Figure 21 shows a comparison of the three cases.

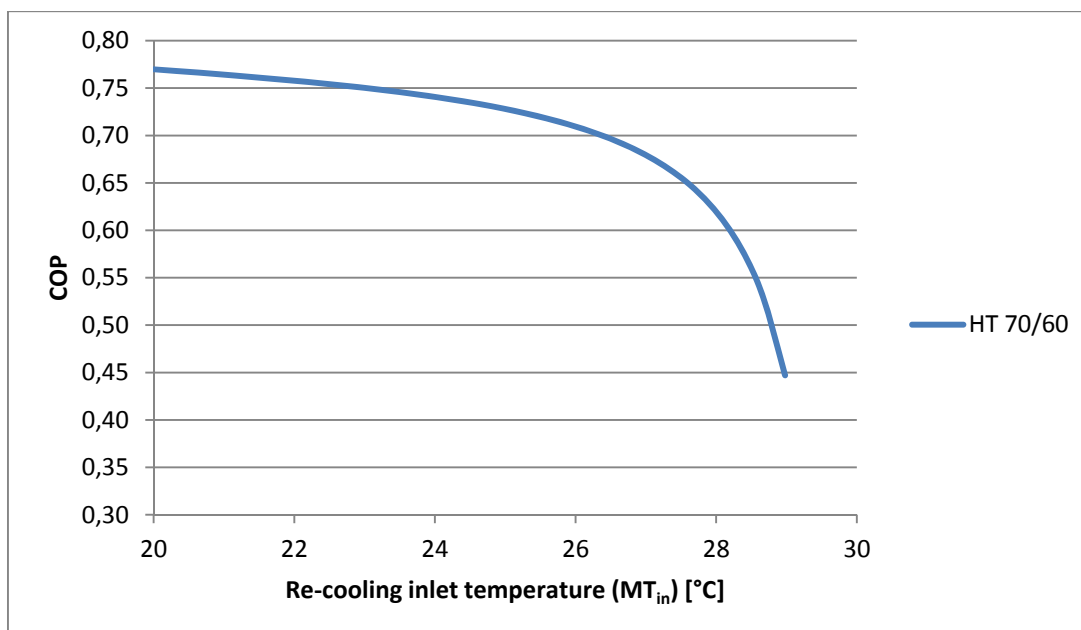


Figure 18 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at HT of 70/60

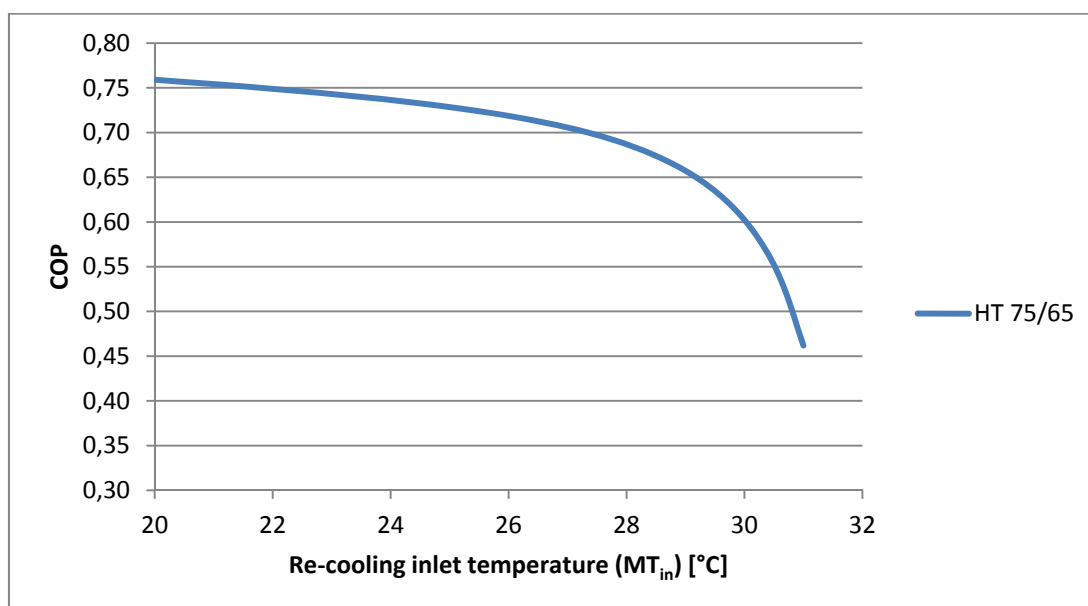


Figure 19 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at HT of 75/65°C

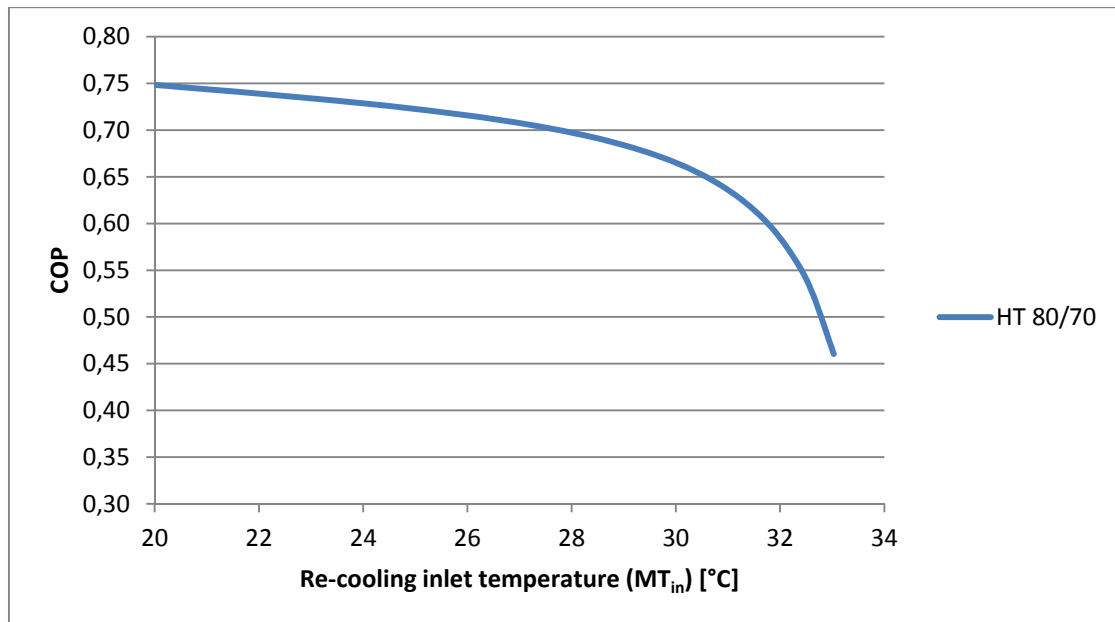


Figure 20 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at HT of 80/70°C

As can be seen from the graphs, the curves are very similar in shape. The COP declines approximately linear down to a certain re-cooling inlet temperature, then falls down exponentially. This can be explained from the fact that the temperature of the ammonia coming from the condenser is increasing, and therefore an increased mass flow in the whole system is needed to produce the required cooling load of 18,6 kW. Here below on Figure 21 is a comparison of the COP vs. the re-cooling inlet temperature for the three cases.

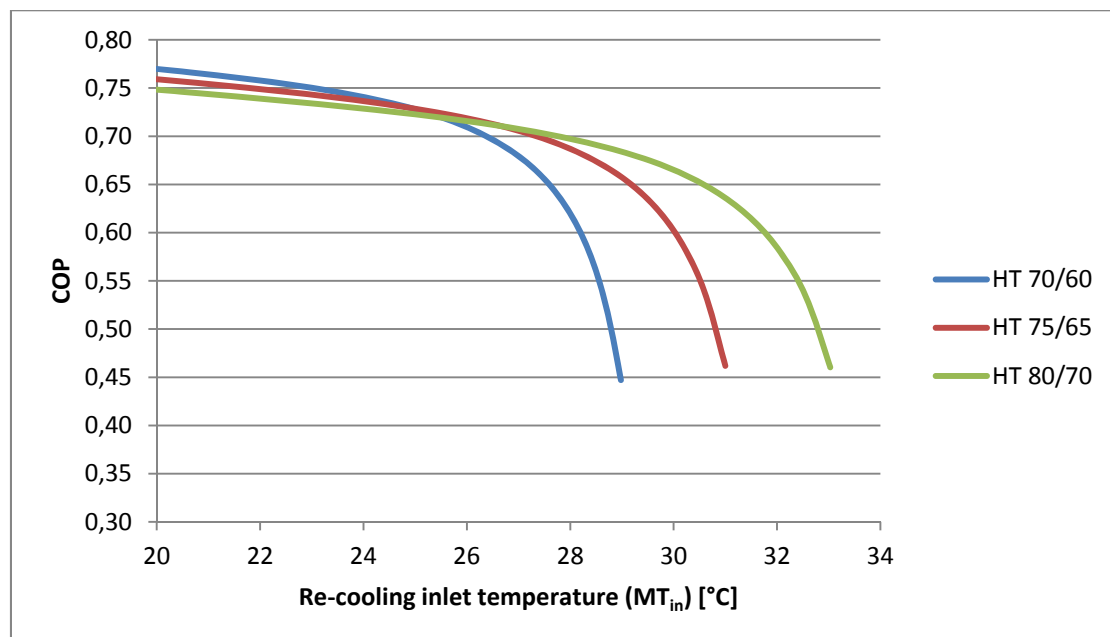


Figure 21 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) for the three cases of HT of 60/70, 75/65 and 80/70°C

As can be seen on Figure 21, the three cases show very similar behavior. For low values of the re-cooling inlet temperatures, the COP is higher for lower values of hot water temperatures (HT). This can be explained from the fact that the difference between LT and HT is increasing when HT is increased, and therefore more heat has to be rejected from the system by the re-cooling water.

4.2.2. Validation of the experimental model

In this subchapter the experimental model will be validated by comparing the results with the EES model. Curve-fit equations from the experimental model were added to the EES model in order to verify that it would show the same behavior as the experimental model.

Figure 22 here below shows a graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling temperature for the case of $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$ and $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$, both for the EES and the experimental model.

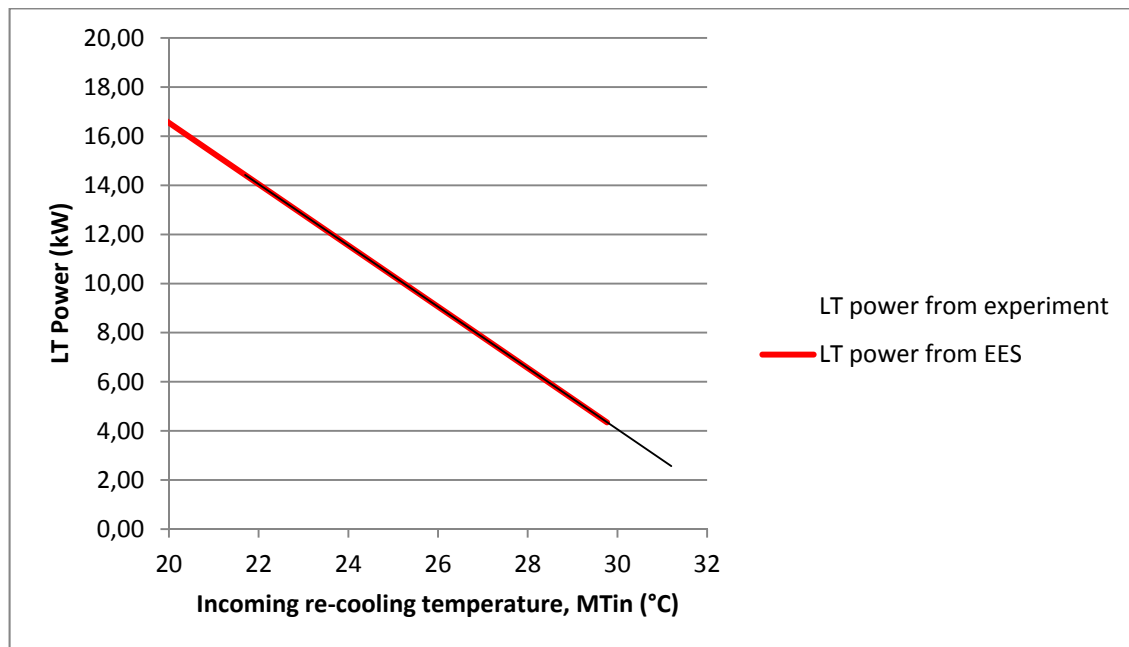


Figure 22 Graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.

As can be seen from the graph, the curves are identical. The equation for the cooling load was obtained from the experimental data by using curve-fitting, and then added to the EES model. The curves should therefore be identical.

Figure 23 here below shows a graph of the COP vs. the re-cooling temperature for the case of $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$ and $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$, both for the EES and the experimental model.

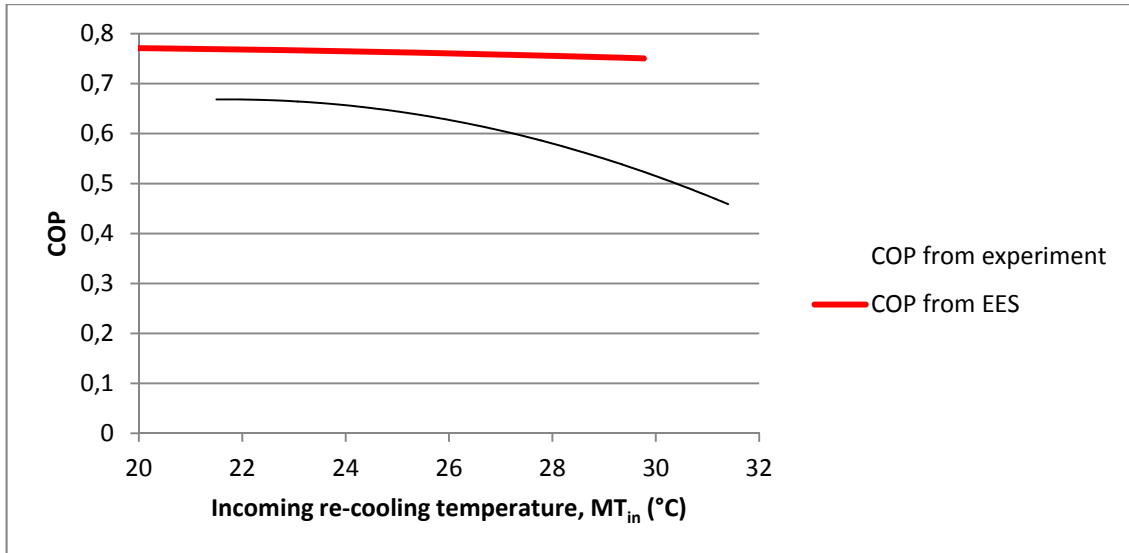


Figure 23 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.

As can be seen from the graph, the curves show similar behavior for lower values of the re-cooling temperature, but then the experimental curve decreases significantly when the re-cooling temperature is increased. This can be explained with the assumption that all losses are ignored, and the temperature efficiencies of the heat exchangers are assumed to be constant in the EES model. This is not the fact in reality. The temperature efficiency should decrease with decreasing temperature difference, and that could cause the difference between the curves to some extent.

Figure 24 here below represents a graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling temperature for the case of $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$ and $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$, both for the EES and the experimental model.

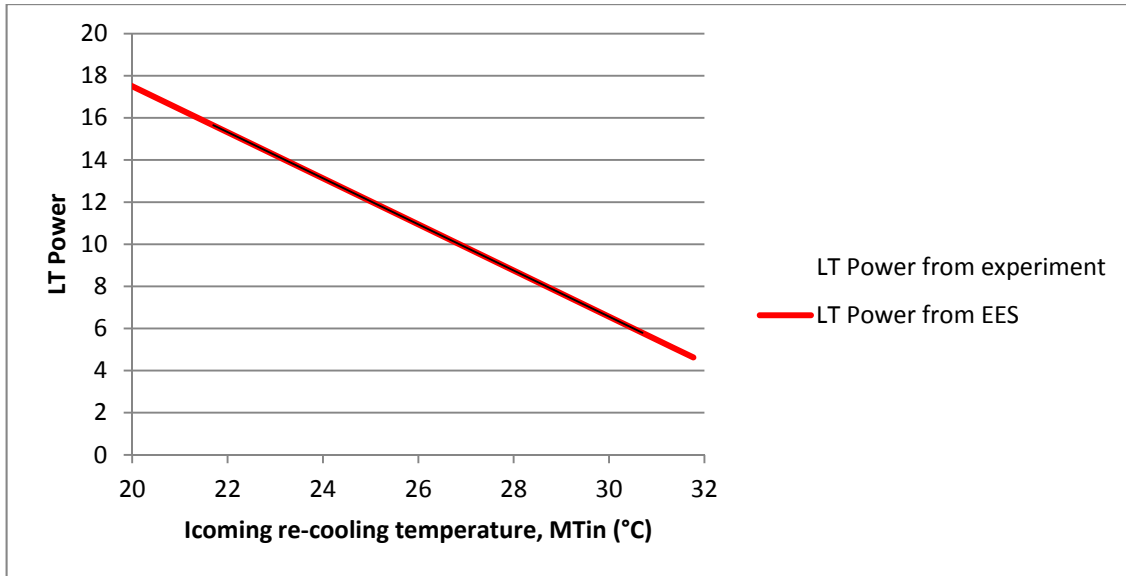


Figure 24 Graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.

Figure 25 below represents a graph of the COP vs. the re-cooling temperature for the case of $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$ and $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$, both for the EES and the experimental model.

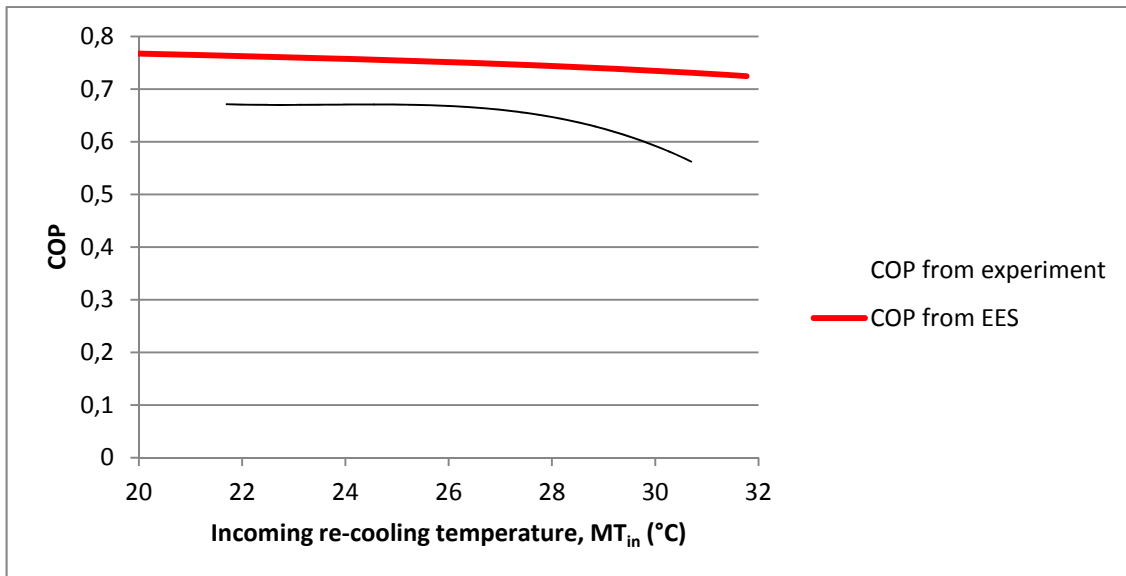


Figure 25 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.

The curves on this graph are more similar than on Figure 22. Now the incoming temperature of the cooled water is fixed to 12°C instead of the ongoing temperature of 6°C . When the lowest temperature of the system is increased, then the temperature difference between the HT and LT decreases, and the COP increases. This can explain the difference between the graphs to some extent.

Figure 26 here below represents a graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling temperature for the case of $HT_{in}=75^{\circ}\text{C}$ and $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$, both for the EES and the experimental model.

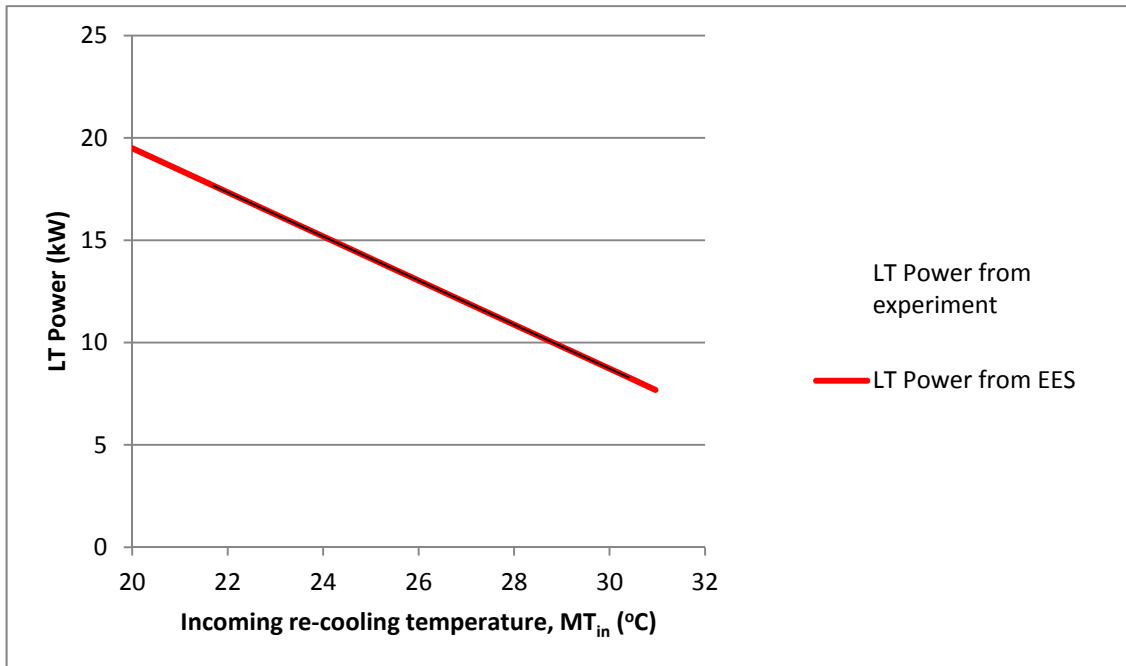


Figure 26 Graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=75^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.

Figure 27 here below represents a graph of the COP vs. the re-cooling temperature for the case of $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$ and $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$, both for the EES and the experimental model.

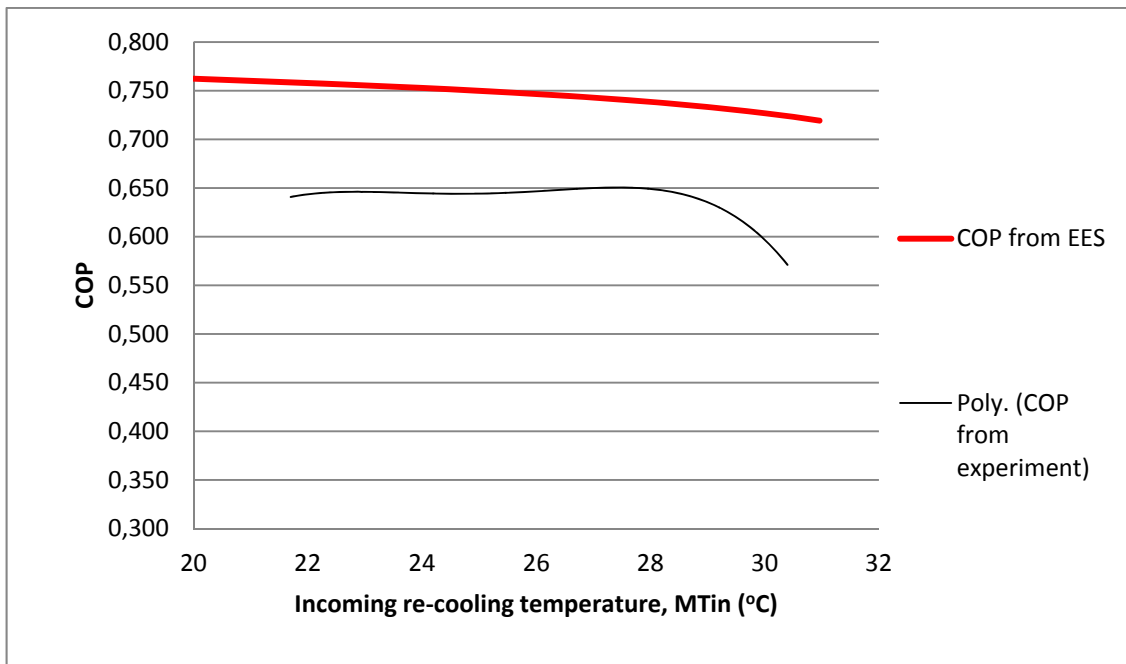


Figure 27 Graph of COP vs. the re-cooling inlet temperature (MT_{in}) at $HT_{in}=75^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$. A comparison between the experimental and the EES model.

The similarity between the curves is similar when compared to preceding graphs. The COP for the experimental model decreases significantly at elevated temperature values of the re-cooling water.

4.3. Comparison of results

The following part will compare the results obtained in the previous sections. There is a comparison between operational cases 1 and 2, and another between operational cases 2 and 3. The comparison will evaluate the cooling output, the heating input, the coefficient of performance, and the temperature differences between the incoming and outgoing water streams. A final comparison will evaluate the differences in COP and cooling output obtained by the experimental and the theoretical procedures.

4.3.1. Comparison of operational case 1 and case 2

This section presents a comparison between operational case 1 and operational case 2. As stated in Section 4.1.2, the difference between those two cases is on the control of the chilled water temperatures: case 1 fixes the outgoing chilled water temperature (LT_{out}) to 6°C and lets the incoming chilled water temperature to be determined by the experimental setup, whereas case 2 fixes the incoming chilled water temperature (LT_{in}) to 12°C and lets the outgoing chilled water temperature to be determined by the chiller.

It should be noted that in both cases the temperature difference between the incoming and outgoing chilled water temperatures is fixed at 6°C, but as the experiments have shown, this difference cannot be satisfied for all running conditions, hence the chiller was operated under those 2 experimental cases.

The incoming hot water temperature HT_{in} , is 70°C for both cases and the temperature difference for the hot water streams is set to 10°C. The controlled changing variable is the incoming re-cooling temperature, MT_{in} , which varies between 22°C and 30°C.

Figure 28 compares the cooling output obtained by the two cases. It can be seen that case 2 has a higher cooling output than case 1 for all incoming re-cooling temperatures and this difference between the cases increases when the incoming re-cooling temperature increases.

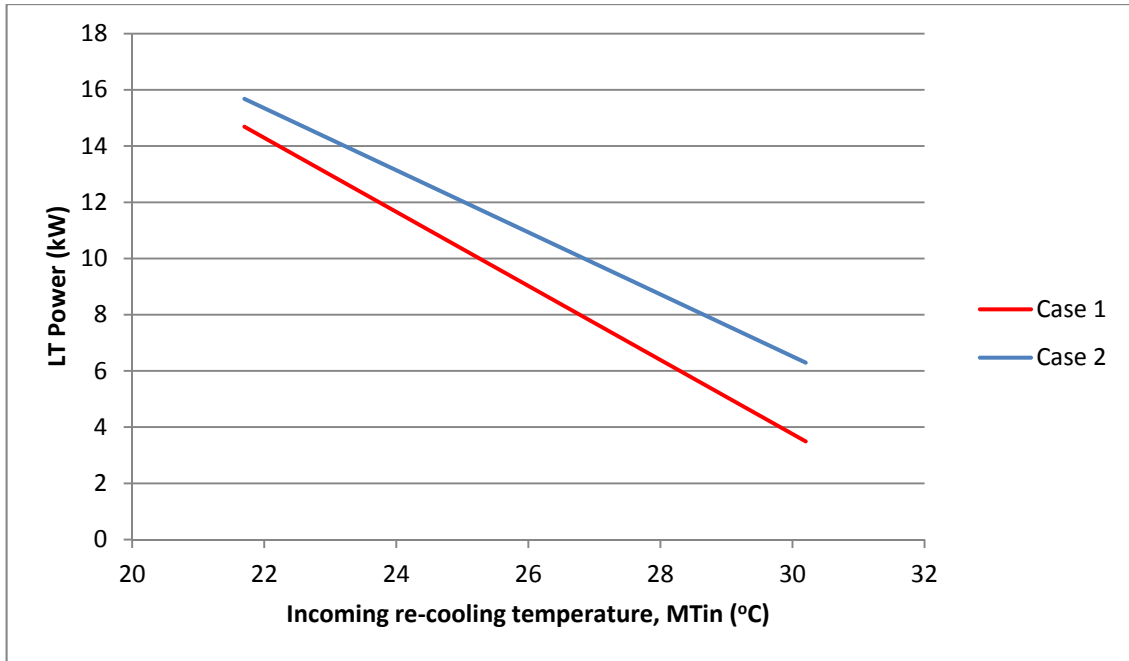


Figure 28 Comparison of cooling power for cases 1 and 2

Figure 29 compares the heating input obtained by the two cases. It can be seen that case 2 has a higher heating input than case 1 for all incoming re-cooling temperatures and this difference between the cases increases when the incoming re-cooling temperature increases.

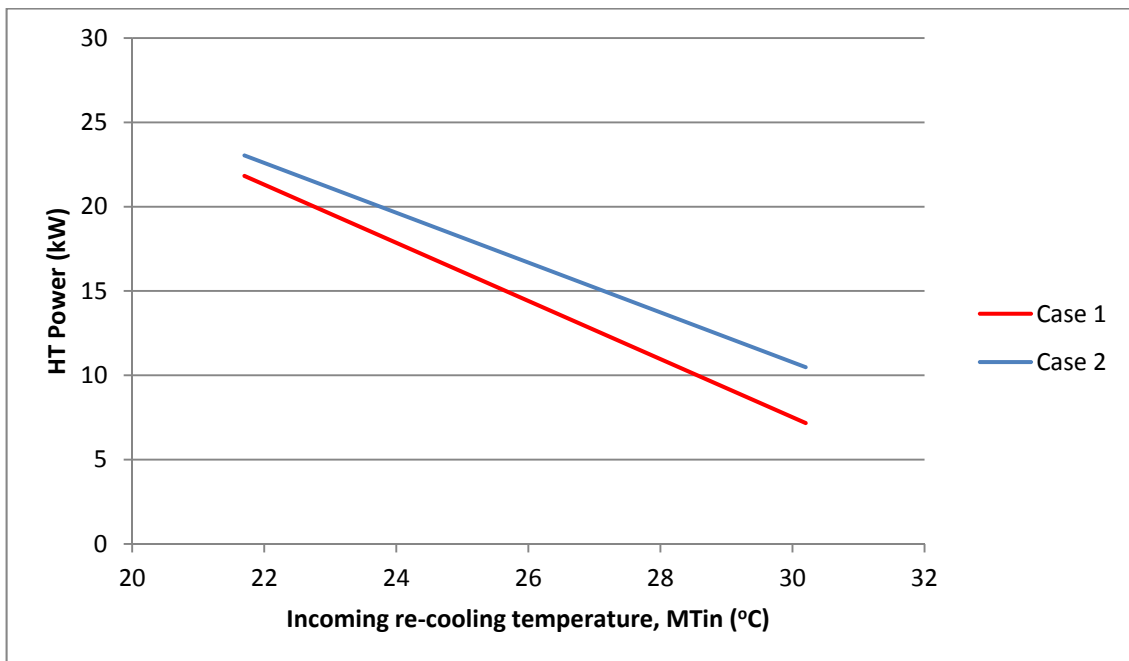


Figure 29 Comparison of heating power for cases 1 and 2

Figure 30 compares the coefficient of performance of the two cases. It can be noticed that the COP is almost the same for low incoming re-cooling temperatures but for higher MT_{in} , case 2 has a higher COP than case 1 and this difference increases with increasing MT_{in} . This is a natural consequence

from the previous 2 graphs. Case 2 has a higher cooling output and a higher heating input than case 1 but the difference in cooling output is higher than the difference in heating input therefore the COP of case 2 is higher than the COP of case 1.

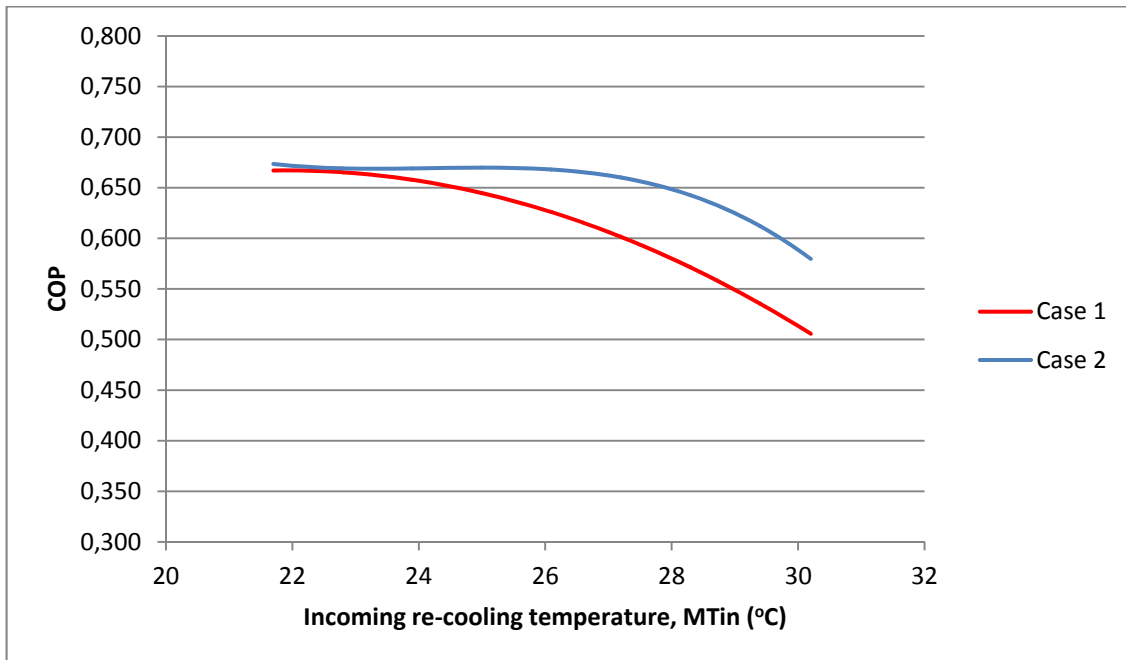


Figure 30 Comparison of COP for cases 1 and 2

Figure 31 compares the difference in temperature between the incoming and outgoing water streams. It should be noted that this temperature difference is fixed at 10°C for hot water, 4°C for re-cooling water, and 6°C for cold water. It can be seen that case 2 is closer to the fixed value throughout the experiment. This helps explaining the previous graphs, as higher temperature difference means higher heat transfer and therefore higher cooling output and heating input.

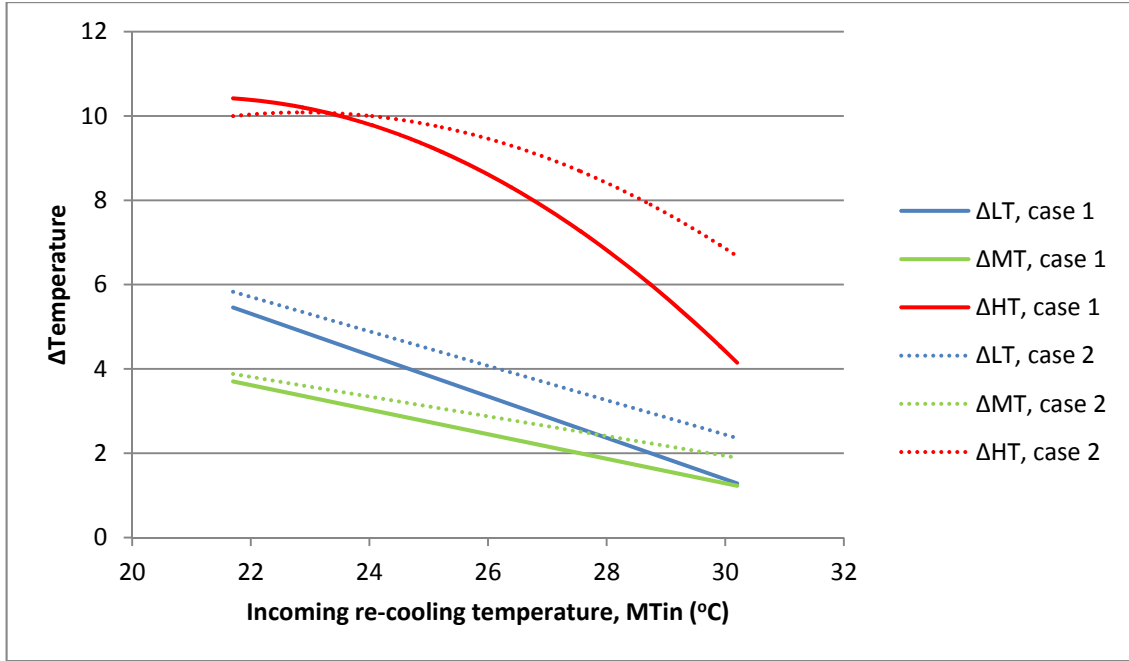


Figure 31 Comparison of temperature differences for cases 1 and 2

4.3.2. Comparison of operational case 2 and case 3

This section presents a comparison between operational case 2 and operational case 3. As stated in Section 4.1.2, the difference between those two cases is on the control of the incoming hot water temperature: case 2 fixes the incoming hot water temperature (HT_{in}) to 70°C whereas case 3 fixes the incoming hot water temperature to 75°C.

It should be noted that in both cases the incoming cold water temperature is fixed to 12°C, the temperature difference between the incoming and outgoing cold water temperatures is fixed at 6°C, and the temperature difference for the hot water streams is set to 10°C. The controlled changing variable is the incoming re-cooling temperature, MT_{in} , which varies between 22°C and 30°C.

Figure 32 compares the cooling output obtained by the two cases. It can be seen that case 3 has a higher cooling output than case 2 for all incoming re-cooling temperatures and this difference between the cases is almost constant when the incoming re-cooling temperature increases.

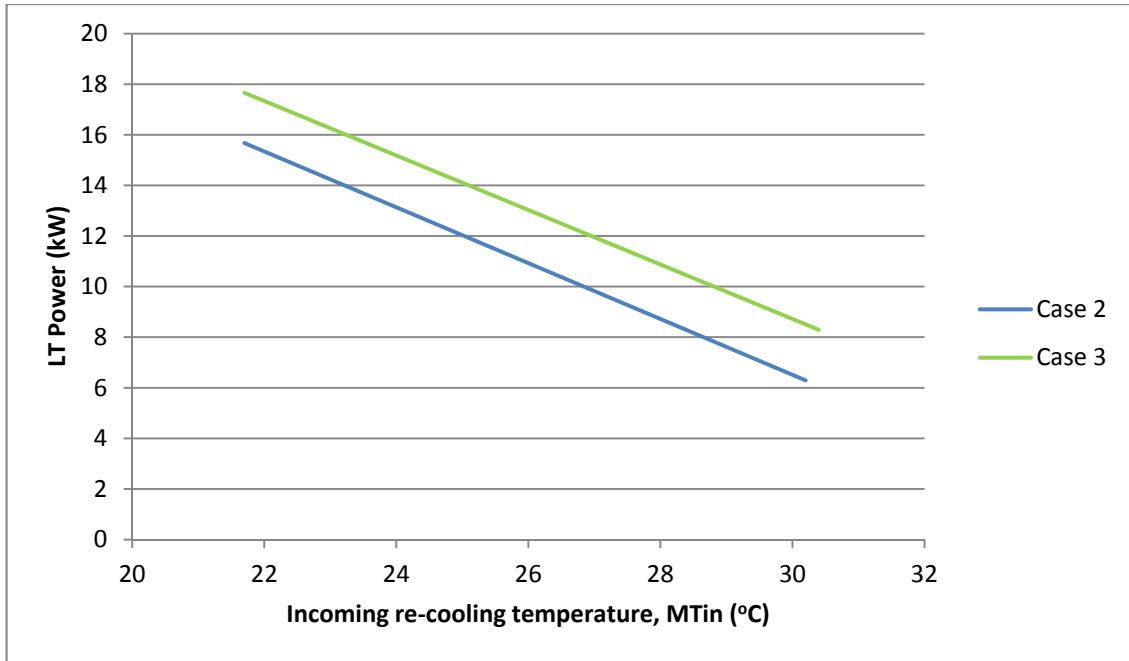


Figure 32 Comparison of cooling power for cases 2 and 3

Figure 33 Figure 29 compares the heating input obtained by the two cases. It can be seen that case 3 has a higher heating input than case 2 for all incoming re-cooling temperatures and this difference between the cases slightly decreases when the incoming re-cooling temperature increases higher than 28°C.

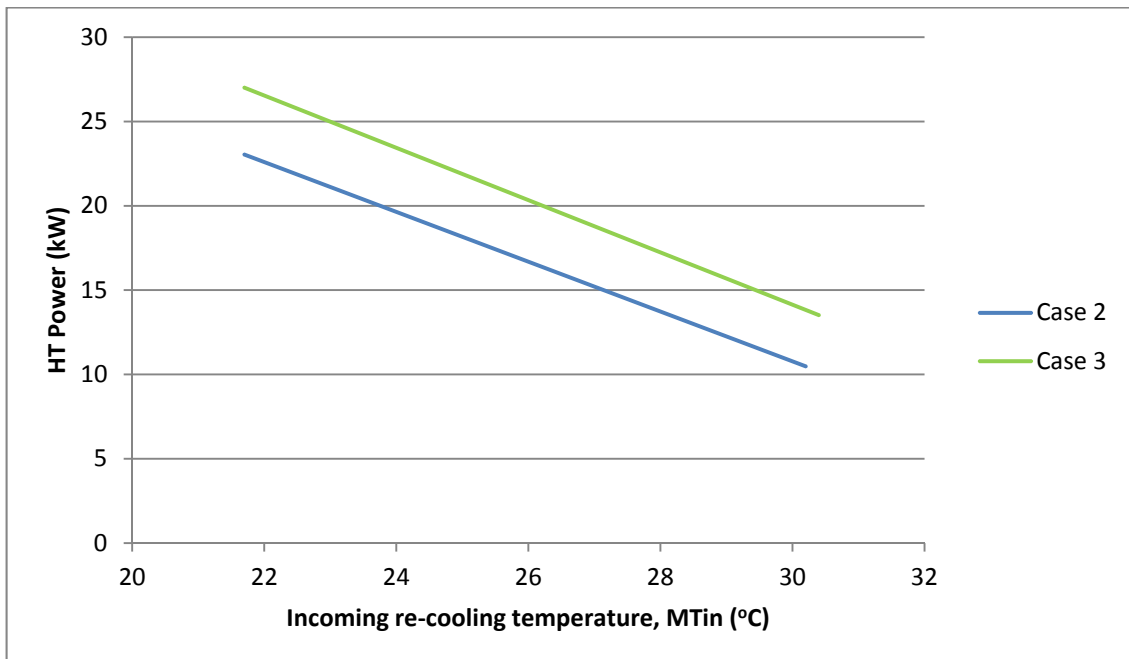


Figure 33 Comparison of heating power for cases 2 and 3

Figure 34 compares the coefficient of performance of the two cases. It can be noticed that the COP of case 2 is higher than the COP of case 3 until an incoming re-cooling temperature of 28°C but for higher MT_{in} , case 3 has a

higher COP than case 2. This is a natural consequence from the previous 2 graphs. Case 3 has a higher cooling output and a higher heating input than case 2 but the difference in cooling output is lower than the difference in heating input, until MT_{in} of 28°C therefore the COP of case 2 is higher than the COP of case 3 until this MT_{in} . But as it was stated, the difference in heating input decrease after MT_{in} of 28°C and thus the difference in heating input becomes lower than the difference in cooling output and therefore case 3 has a higher COP

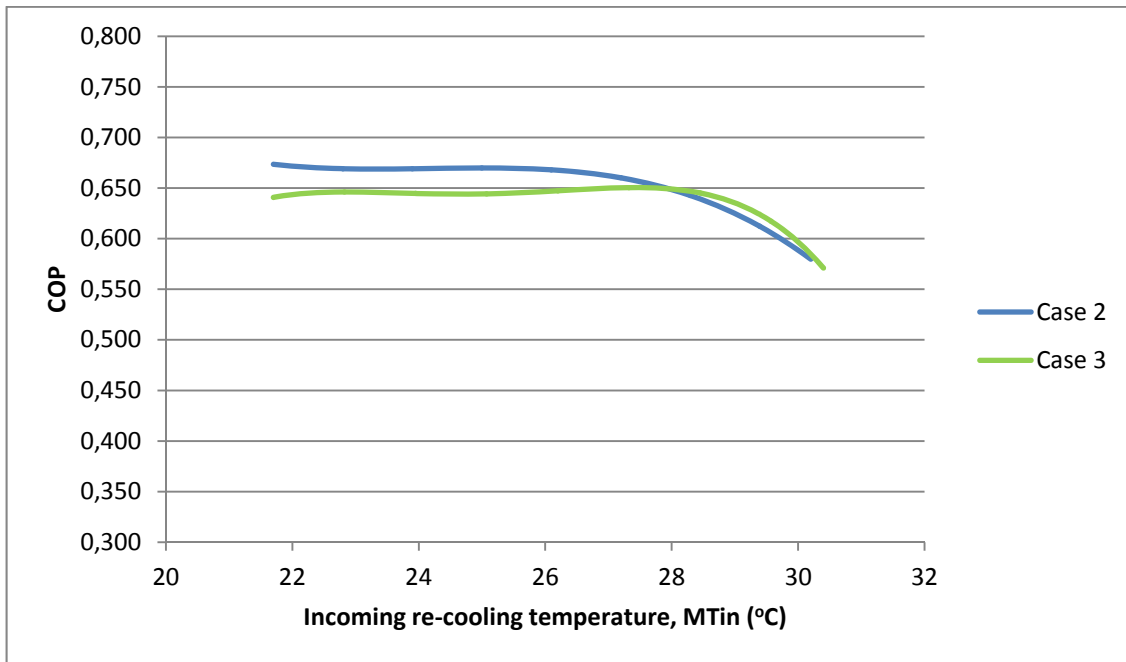


Figure 34 Comparison of COP for cases 2 and 3

Figure 35 compares the difference in temperature between the incoming and outgoing water streams. It should be noted that this temperature difference is fixed at 10°C for hot water, 4°C for re-cooling water, and 6°C for cold water. It can be seen that case 3 is closer to the fixed value throughout the experiment. This validates the previous graphs, as higher temperature difference means higher heat transfer and therefore higher cooling output and heating input.

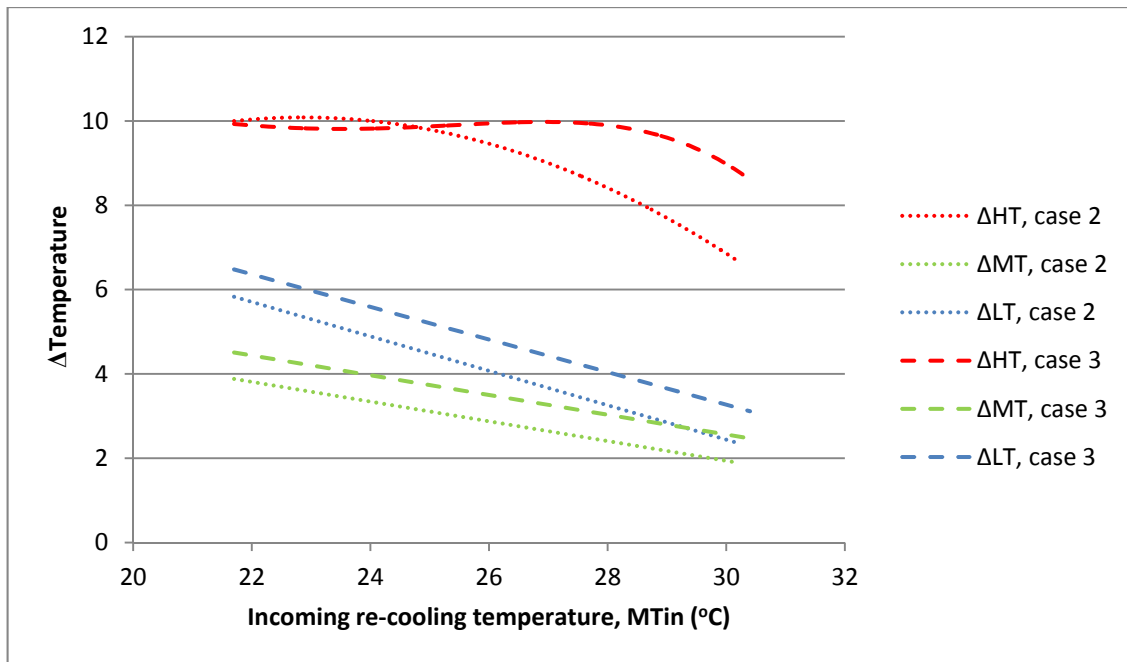


Figure 35 Comparison of temperature differences for cases 2 and 3

4.3.3. Comparison of theoretical and experimental cases

This section presents a comparison between the experimental and theoretical data. As before mentioned, two theoretical models were built; one pure theoretical, and another with curve-fitted data from the experimental runs which was used to validate the theoretical model.

Figure 36 Figure 26 here below represents a graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling temperature for the case of $HT_{in}=70^{\circ}C$ and $LT_{out}=6^{\circ}C$, both for the EES and the experimental model.

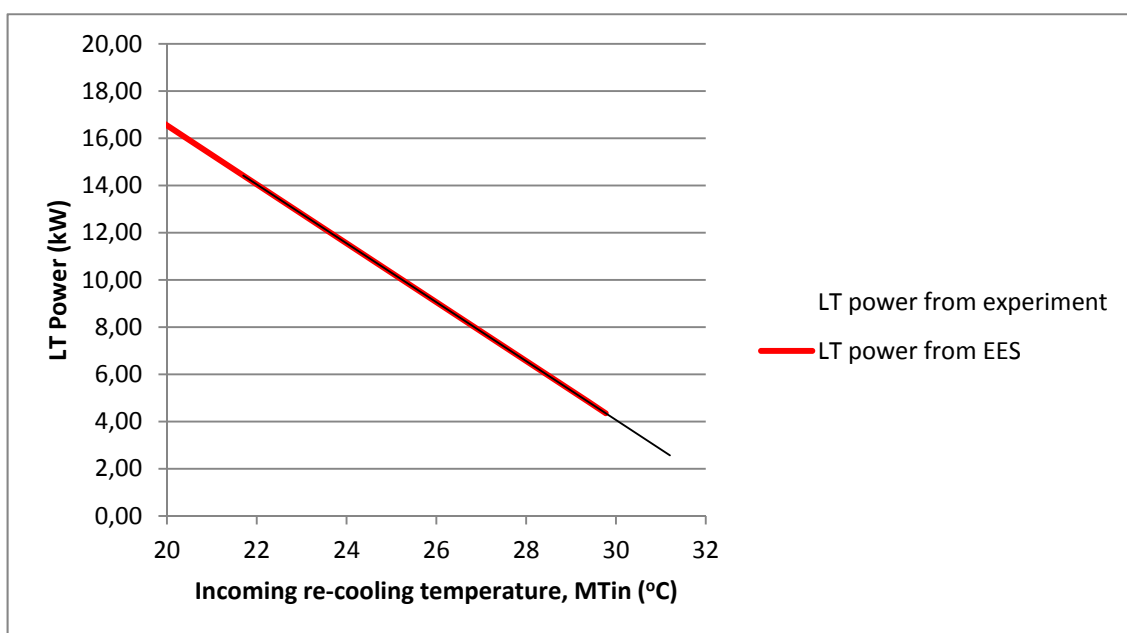


Figure 36 Cooling load (LT Power) vs. MT_{in} for the experimental runs, and the EES model with curve-fit equations from the experimental runs. $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$.

As can be seen from the graph, the lines from the experimental data and the EES model are identical. The equation of the line was imported to the EES model in order to be able to validate it with comparison with the experimental results. The pure theoretical model has a constant cooling load of 18,6 kW and is therefore not plotted in the graph.

Figure 37 here below represents graph of the COP vs. the re-cooling inlet temperature for the experimental data, the EES and theoretical model at $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$ and $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$.

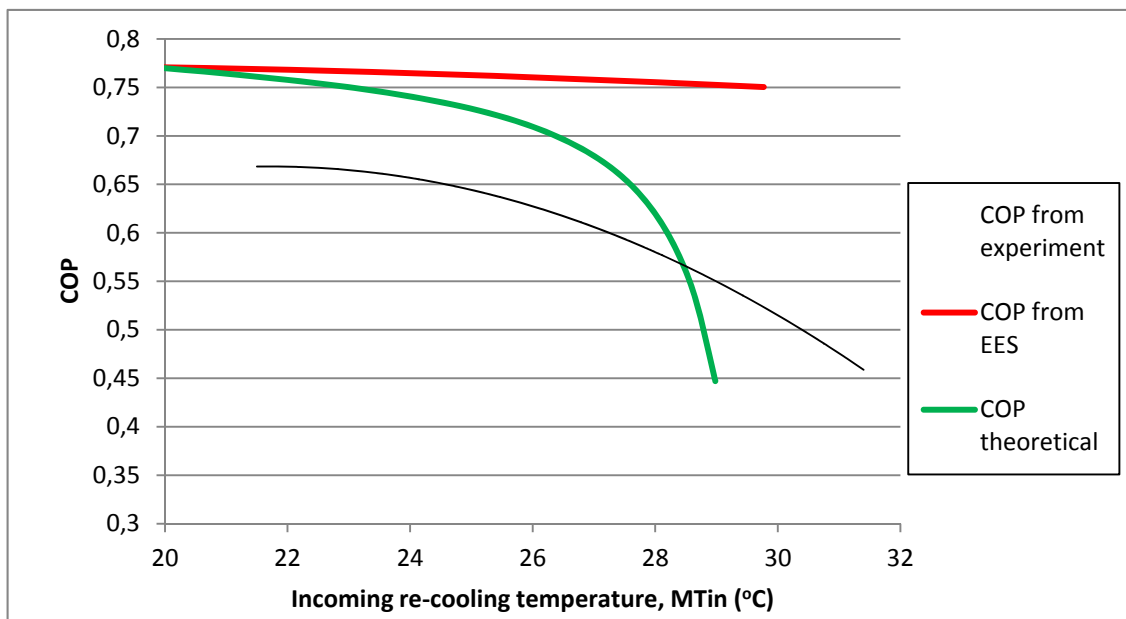


Figure 37 COP vs. MT_{in} . A comparison between the experimental runs, pure theoretical model and the EES model with curve-fit equations from experimental runs. $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{out}=6^{\circ}\text{C}$.

It can be seen from the graph that the COP from the pure theoretical model decreases much more at higher values for the incoming re-cooling temperature than the curve for the EES model with the curve-fitted experimental equations. The difference in the cooling load causes this difference. As mentioned before, the cooling load for the pure experimental model is constant at 18,6 kW while the cooling load in the EES model is ranging from about 4 to 16 kW. The curve for the COP from the experimental data has a shape that can be categorized between the two theoretical models. It is leaner than the line for pure theoretical model, but steeper than the line from the EES model. The EES model ignores any heat losses in the system, and does not account for the fact that the temperature efficiencies of the heat exchangers decrease as the temperature differences within the system decrease.

Figure 38 here below represents a graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling temperature for the case of $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$ and $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$, both for the EES and the experimental model.

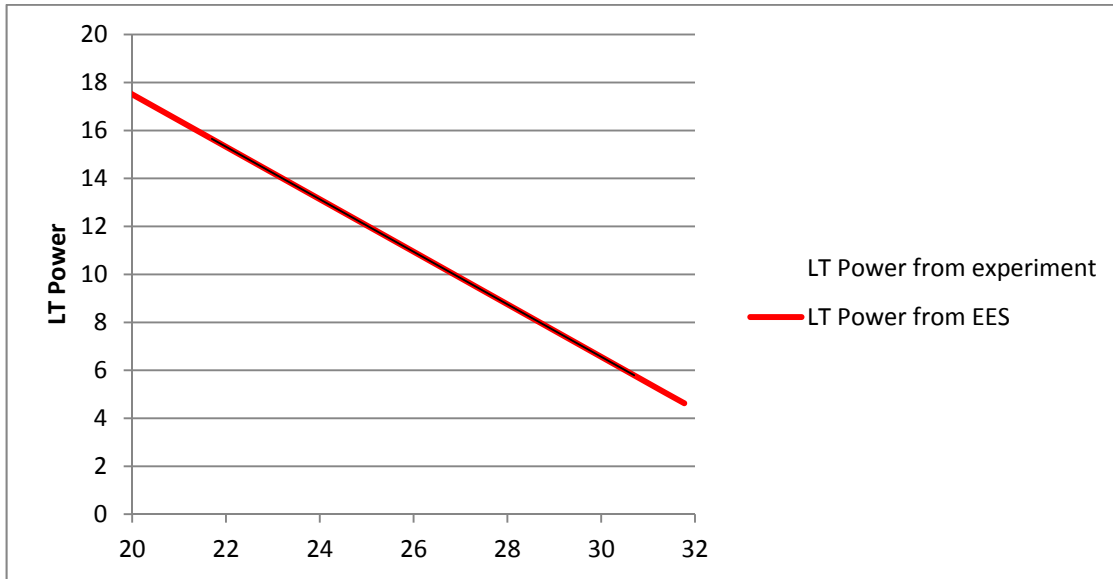


Figure 38 Cooling load (LT Power) vs. MT_{in} for the experimental runs, and the EES model with curve-fit equations from the experimental runs. $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$.

Figure 39 here below represents graph of the COP vs. the re-cooling inlet temperature for the experimental data, the EES and theoretical model at $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$ and $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$.

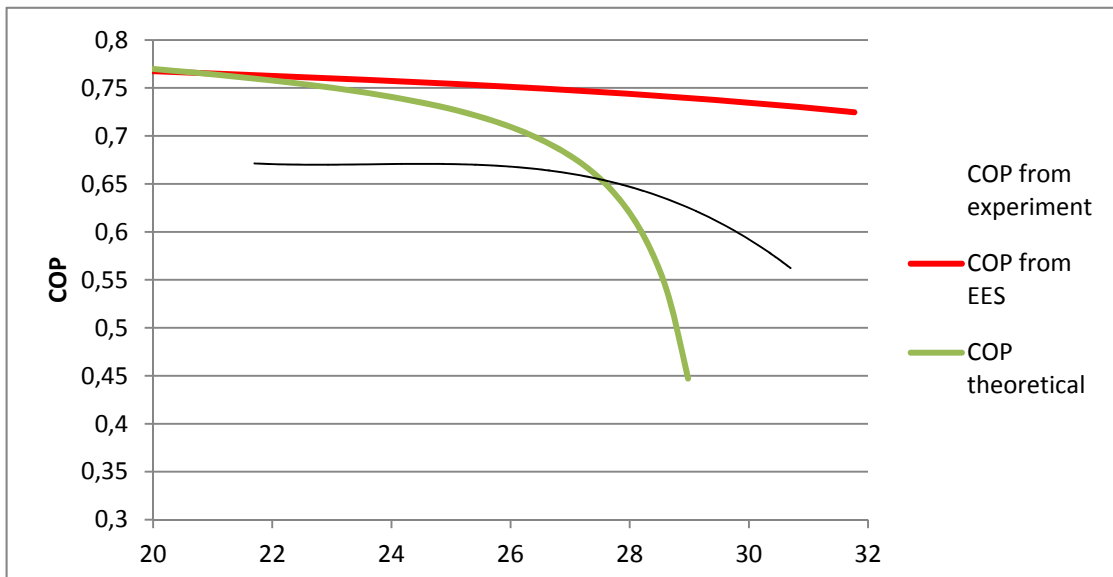


Figure 39 COP vs. MT_{in} . A comparison between the experimental runs, pure theoretical model and the EES model with curve-fit equations from experimental runs. $HT_{in}=70^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$.

As the graph represents, the lines are very similar to the ones in Figure 37.

Figure 40 below represents a graph of the cooling load (LT Power) vs. the re-cooling temperature for the case of $HT_{in}=75^{\circ}\text{C}$ and $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$, both for the EES and the experimental model.

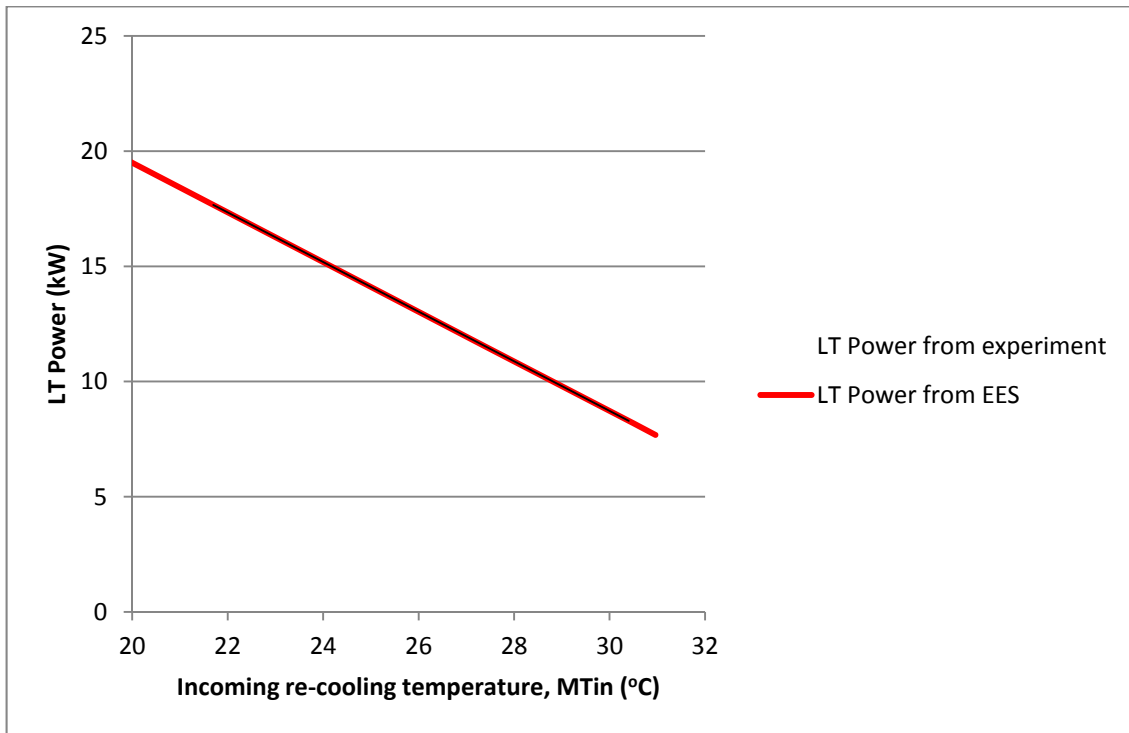


Figure 40 Cooling load (LT Power) vs. MT_{in} for the experimental runs, and the EES model with curve-fit equations from the experimental runs. $HT_{in}=75^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$.

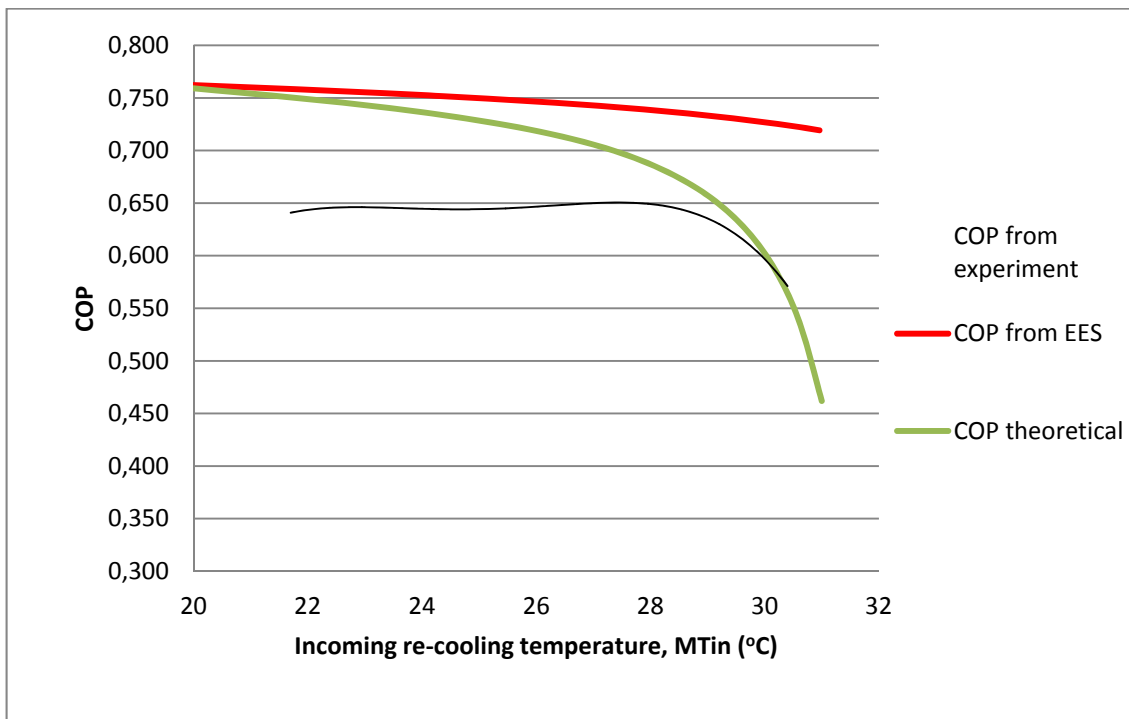


Figure 41 COP vs. MT_{in} . A comparison between the experimental runs, pure theoretical model and the EES model with curve-fit equations from experimental runs. $HT_{in}=75^{\circ}\text{C}$, $LT_{in}=12^{\circ}\text{C}$.

If Figures Figure 37, Figure 39 and Figure 41 are compared together, it can be seen that the lines are very similar. The line for the COP from the EES model

does not change significantly, but the curves for the pure theoretical model and the experimental runs do change to some extent. The COP for the experimental runs is maintained at a higher level for a larger interval of the re-cooling inlet temperature values when the outgoing LT temperature is kept fixed instead of the ingoing temperature. Then the outgoing LT temperature is allowed to be higher than 6°C, which increases the COP where the difference between the highest and the lowest temperature in the system decreases.

The curves for the pure theoretical model are identical in Figures Figure 37 and Figure 39 because both the ingoing and outgoing LT temperatures are fixed to the values 6 and 12 °C respectively. The inlet HT temperature is increased up to 75 °C in Figure Figure 41 which has the effect that the COP is maintained higher at increased re-cooling inlet temperature, similar to the behavior explained in section 4.2.1.

5. DISCUSSION OF RESULTS

This section discusses the results obtained from both experimental and theoretical work and the comparisons of those results made in the previous sections.

First, all experiments show that the chiller under study controls itself in such a way in order to have an optimized performance, even by bypassing some initial settings. It has previously been noted that the temperature differences between the incoming and outgoing water streams for all three water circuits have been previously set on the chiller, but as Figures Figure 9, Figure 13, and Figure 17 show, those temperature differences are not kept constant, when the incoming re-cooling temperature increases. The chiller control system tries to keep a maximum performance for its given conditions and this in fact means that the cooling power of the chiller decreases while the incoming re-cooling temperature increases, as shown by Figures Figure 7, Figure 11, and Figure 15. From this, it can be induced that the desired experimental condition of having incoming and outgoing cold water temperatures of 12°C and 6°C could not be achieved in all experiments. Thus there are 2 operational cases comparing the performance of the chiller first, when the incoming cold water temperature is fixed to 12°C, and second, when the outgoing cold water temperature is fixed to 6°C.

Second, the comparison of operational cases 1 and 2 clearly shows that fixing the incoming cold water temperature to 12°C, gives the chiller a much better performance than fixing the outgoing cold water temperature to 6°C. Figures Figure 28, Figure 29, and Figure 30 show that even though the heating input was higher in case 2, fixing the incoming cold water temperature to 12°C provides a higher cooling output and a higher coefficient of performance for all incoming re-cooling temperatures. This can be verified by Figure 31, where all three temperature differences of case 2 stay closer to their initial settings.

Third, the comparison of operational cases 2 and 3 show that having a higher hot water input temperature helps the performance of the chiller only for incoming re-cooling temperatures of 28°C and higher. Figure 34 shows that case 2 has a higher COP than case 3 for MT_{in} of 28°C and lower. This aspect can be also reflected in the theoretical study of Figure 21.

Finally, it should be noted that experimental procedure and results are validated by the theoretical studies simulated in EES. Figures Figure 37, Figure 39, and Figure 41 show that although the performance of the chiller is better in the theoretical simulations, the COP of both experimental and theoretical runs closely follow each other.

6. FUTURE WORK

The work done by the project group has defined a range of shortcomings of the laboratory installation, which might have led to certain inaccuracy of the measurements done. At the same time identified deficiencies did prevented a more detailed and varied exploration of the absorption chiller system working performance. Improvement of the defined weaknesses of the laboratory installation should be done should be a part of future work of further investigation of the absorption chiller work under set parameters.

As it was mentioned above in the experimental work description, due to the small heating capacity of the hot water tank, it was not possible to run the chiller at common in industry hot water temperatures of above 75°C. Hence the comparison of the chiller performance at different hot water temperature, supplied to the system's generator, was not explored.

During the experiments, the control of the water flows temperatures of all the circuits of the system was done manually, with a help of the control valves. Unfortunately, the quality of the valves was poor, which led to certain delays in the change of system's operation.

Since there were two cases under study, one of which was based on the return water temperature, a thermostat on the cold storage tank, representing a "heat load" was highly necessary to control the return water from the customer at 12°C.

To conclude, the following improvements should be done on the laboratory installation:

- Hot water heater expansion;
- Replacement of the control valves (all three circuits);
- Installation of the thermostat on the cold storage tank.

7. CONCLUSIONS

This project was a long process of learning and understanding about the operation of absorption chillers under low temperatures of heat input. During the various stages of this project, a lot of adjustments to the laboratory installation were done in order to have the most accurate measurement results. In addition, the software model of the absorption chiller evolved and finally became as close as possible to the practical model of the installation.

The comparison of the results from these two different directions of research is presented in the previous sections of this report and leads to drawing some valuable conclusions, related to the objectives set at the beginning.

So far it can be concluded that most of the objectives are met with the finalization of this project. The results achieved can be regarded as satisfactory and fruitful for the research purposes stated. Although the results of the project work pointed out several aspects, that require revision in case of further research.

The theoretical model was verified and expanded with the help of the experimental results of the laboratory runs, which makes the results reliable and validated from each other. The process of regulating the performance of the absorption chiller under study had many details that needed to be taken care of. Thus, after a period of clarifications regarding the operation, the right adjustments were done and the data collected was evaluated and graphically presented adequately.

For the experiment, three cases of operation were examined, as stated before. First, operation with fixed heat input temperature at 70°C, and fixed input temperature to the cooling network at 6°C. The next set of measurements was set to fixed heat input temperature at 70°C, and return temperature from the cooling network fixed at 12°C. The last set of data was with fixed heat input temperature at 75°C, and return temperature from the cooling network fixed at 12°C. Under all cases, the temperature difference ΔHT was set to 10°C at the beginning, but as the re-cooling temperatures changed, the absorption chiller regulated according to its tendency to optimize its COP under all cases, as has been explained before.

The graphs achieved with a theoretical modeling are divided into two types; the ones that result from a pure theoretical model and the ones that result from the incorporation of information from the experimental measurements. The second set of results is, subsequently, more related to the practical installation and is more useful in understanding real cases of operation.

From the comparison between the theoretical and experimental results in section 4.3, it can be concluded that the experimental results show a higher level of COP, which is encouraging for the validation of absorption chillers' operation under low temperature driving heat.

The highest COP that was achieved from the experiments was for the second operational case of HT_{in} fixed at 70°C and LT_{out} fixed at 12°C. The value of COP is 0.68 for a re-cooling temperature of 22°C. The third operational case of HT_{in} fixed at 75°C and LT_{out} fixed at 12°C has the highest COP among the three cases only after MT_{in} of 28°C. The first operational case of HT_{in} fixed at 70°C and LT_{in} fixed at 6°C has the worst performance among the experimented cases.

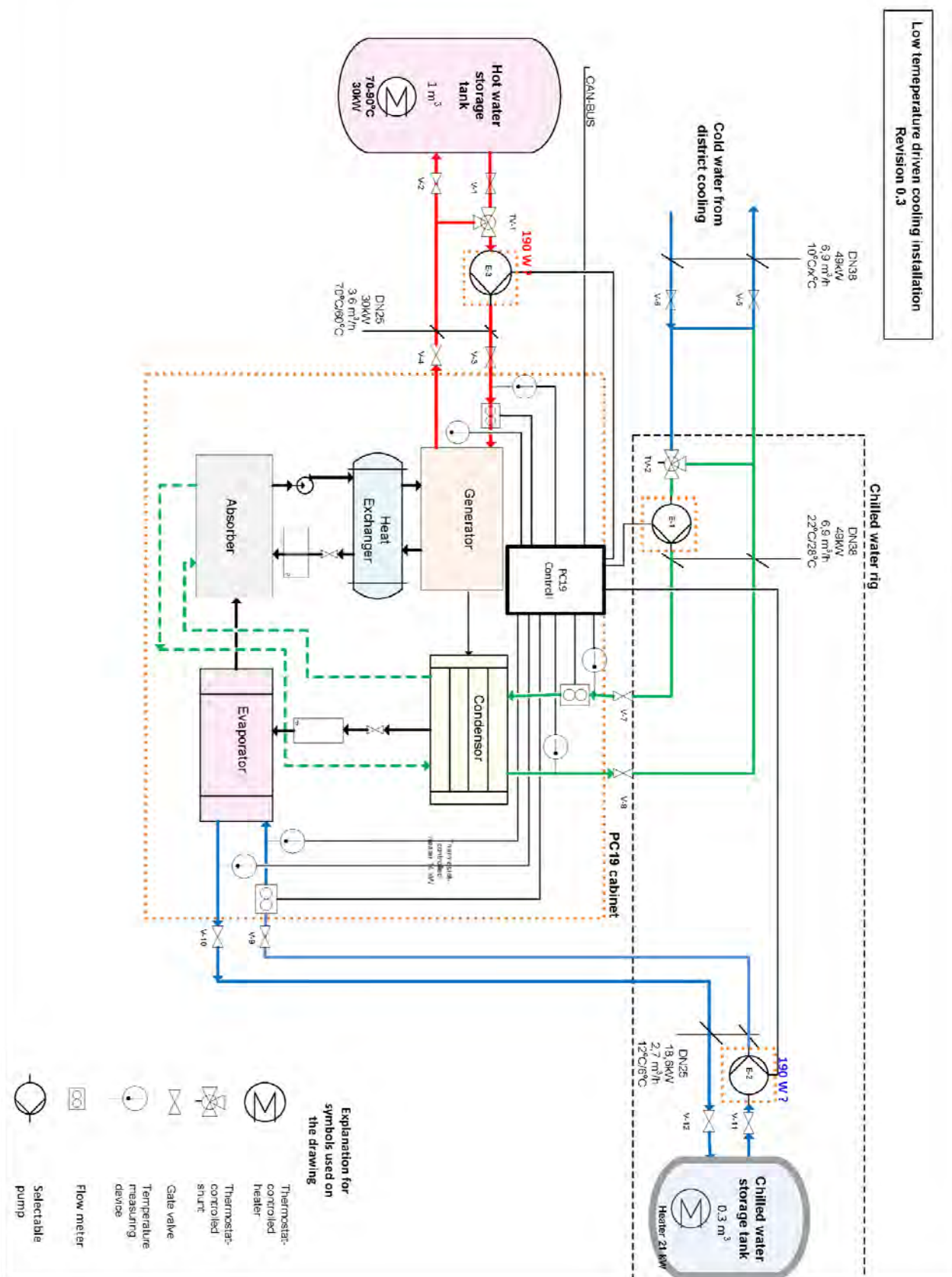
All the examined cases can lead to the conclusion that the COP is higher under lower re-cooling temperatures. It can also be concluded that the best overall performance of the absorption chiller is achieved under a fixed 12°C of return temperature from the cooling network to the chiller, rather than fixed 6°C outgoing temperature to the cooling network, because it shows higher values and higher stability of the COP. Of course, the stability of the values throughout operation has to be considered too. A third conclusion is that higher hot water input temperature gives higher COPs only after the incoming re-cooling temperature gets higher than 28°C. This is also verified by the theoretical simulations which predict this critical temperature to be 26°C. It is very important that the theoretical model by all means validated these experimental results, when that was applicable. In addition, another important parameter that influences the results is the autonomous operation's regulation by the absorption chiller.

From all of the above, it can be concluded that the COP values that were gathered from all the operational cases are satisfactory, if one has in mind that the low temperature heat supply is the reason for lower than usual COP values. The feasibility of an installation of massive size for district cooling networks has to be determined by the examination of the results and a financial analysis based on these results and costs of operation. Additionally, the implementation of these results and their modification as to fit a real case scenario is yet to be done in the future. These results, however accurate or satisfactory they are, have to be tested under a more flexible installation that represents more accurately a district cooling network's fluctuating parameters than the present installation does.

REFERENCES

- Boer, D., Medrano, M., & Nogués, M. (2009). Effect of Internal Recovery in Ammonia-Water Absorption Cooling Cycles: Exergy and Structural Analysis. *International journal of Thermodynamics*, 12(1), 17-27.
- Granyrd, E., Ekroth, I., Lundqvist, P., Melinder, Å., Palm, B., & Rohlin, P. (2011). *Refrigerating Engineering*. Stockholm: Royal Institute of Technology, KTH.
- Hudson, D. W. (2002). Ammonia Absorption Refrigeration Plant. *The Official Journal of AIRAH*, 26-30.
- Ji, X., Martin, V., & Udomsri, S. (2012). *Thermodynamical study of a single stage ammonia-water chiller*.
- Lukas, L. (1998). IIR news. *International Journal of Refrigeration*, 21, 87-88.
- Martin, V., & Setterwall, F. (2004). Feasibility study of absorption chillers with a low temperature heat. *ASME International Mechanical Engineering Congress and RD&D Expo*. Anaheim.
- Pridasawas, W. (2006). *Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle*. Stockholm.
- Sözen, A. (2001). Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 42(14), 1699-1716.
- Trygg, L., & Amiri, S. (2007). European perspective on absorption cooling in a combined heat and power system – A case study of energy utility and industries in Sweden. *Applied Energy*, 84, 1319-1337.
- Udomsri, S., Bales, C., Andrew, M. R., & Martina, V. (2011). Decentralised cooling in district heating network: Monitoring results and calibration of simulation model. *Energy and Buildings*(43), 3311-3321.

APPENDIX



FJÄRRVÄRMEANPASSAD ABSORPTIONSKYLA

Efterfrågan på kyla i fastigheter som är anslutna till ett fjärrvärmesystem ökar. Det är därför intressant att utveckla lösningar där värme och kyla samverkar.

Absorptionskyla är en kommersiell teknik, men det saknas produkter på marknaden som är anpassade för fjärrvärme. Både driv- och returtemperaturen är hög och vilket är negativt för fjärrvärmesystemet. Resultaten från det här projektet visar att det går att anpassa absorptionstekniken till fjärrvärmeanpassad drift.

Det finns stora fördelar med den här tekniken jämfört med konventionella kylmaskiner eftersom överskottsvärme kan användas i stället för el. För fjärrvärmebolag med kraftvärmeverk gör efterfrågan på värmedriven kyla att miljöriktig kraftvärme kan produceras en längre tid på året även om behovet av komfortvärme minskar under sommarhalvåret. I system med avfallseldning är detta särskilt intressant.

Rapporten kan användas av fjärrvärmeföretag vid upphandlingar och för att ställa bättre krav på leverantörer vid köp av absorptionskylmaskiner.