

Lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin

- Rapport över ett projekt inom programmen Klimat 21 och
Effektivare Kyl – och Värmepumpssystem, 2003-09-24

Fredrik Setterwall

Fredrik Setterwall Konsult AB
fredrik.setterwall@comhem.se

Mikael Andersson

AB Berglunds Rostfria
mikael@berglunds.se

Dmitrey Glebov

Institutionen för Kemiteknik
Kungl Tekniska Högskolan
Stockholm
dmitrey@ket.kth.se

Viktoria Martin

Institutionen för Kemiteknik
Kungl Tekniska Högskolan
Stockholm
vmartin@kth.se

Sammanfattning

En absorption kylmaskin med en kyleffekt på 1,15 MW, driven med fjärrvärme med en temperatur mellan 70 och 90 °C har tagits fram i samverkan mellan högskola, tillverkande industri och brukare av kylmaskin och av kyla. Utformningen och funktionen av maskinen skiljer sig från konventionella absorptionsmaskiner på flera sätt.

- Maskinens värmeöverföringsytor kan utformas såväl vertikalt som horisontellt. Den konventionella maskinen har alltid en horisontell utformning
- Maskinens högtrycksdel och lågtrycksdel kan placeras oberoende av varandra i stället för med högtrycksdelen placerad ovanför lågtrycksdelen
- För att möjliggöra en oberoende placering av maskinens delar är denna maskin försedd med fyra interna pumpar. En konventionell maskin har endast två interna pumpar. Det ökade antalet pumpar medför en ökning av den installerade eleffekten för de interna pumparna. Effekten för de interna pumparna utgör dock en liten del av den totalt installerade eleffekten. Huvuddelen av effekten utnyttjas för pumpning av kylvatten och köldbärare.
- Maskinen har en hög köldfaktor (COP). Köldfaktorn är för den vid Chalmers Tekniska Universitet installerade maskinen mer än 0,75 vid fullast
- Köldfaktorn kan hållas hög också vid dellast genom den styrstrategi som tillämpas.
- Genom den höga köldfaktorn kan elförbrukningen för kylvattenpumpen hållas låg.
- För att minska storleken på absorbatör och generator är maskinen försedd med extra plattvärmeväxlare för kylning av den starka lösningen före absorbatören och värma den svaga lösningen före generatören.
- Som additiv för att öka värmeöverföringshastigheten används 2-metyl-pentanol i stället för 2-etyl-hexanol. Effekten har visats vara 20% högre med detta additiv.

Maskinen har under sommaren 2003 levererat kyla kontinuerligt. Kylenergin har uppgått till mellan 10 och 15 MWh/dygn. Köldfaktorn (COP) har legat mellan 0,7 och 0,8.

Ett kvarstående problem är att trycket i maskinen stiger med 2 mbar/dygn och att man alltså måste vacuumpumpa maskinen för att avlägsna inertgaser. Sannolikt beror tryckstegringen på korrosion varför problemet kommer att försvinna när rätt sammansättning av inhibitor i saltlösningen kommit till stånd.

Ett simuleringsprogram i Excel ger möjligheter att beräkna storleken av i maskinen ingående värmeöverföringsytor vid given effekt, köldfaktor samt temperatur på kylvatten och drivenergi. Programmet kan också användas för att beräkna inverkan av temperaturer på kylvatten och drivenergi samt delast för en befintlig maskin.

Projektet har drivits med projektledare från den tillverkande industrin, något som bedöms ha varit avgörande för att en fungerande maskin kunnat realiseras inom projektet. Två vetenskapliga journalpublikationer samt fyra konferensbidrag har kommit ut ur projektet, något som speglar det internationella intresset som finns för tekniken. Vidare har tre populärvetenskapliga beskrivningar av tekniken publicerats i branschtidningar.

Avslutningsvis kan konstateras att intresset för värmedriven kyla, hos energisystemforskare, energibolag, och beslutsfattare har ökat under projektiden. Detta beror på de ökade kraven på komfortkyla i Sverige, och hela världen, samtidigt som samlade aktioner för ett uthålligt energisystem ställer krav på eleffekthushållning samt ökad användning av förnybara energislag. Och ju lägre drivtemperatur för kylmaskinen, desto större potential att för kylproduktion nyttja solvärme, geovärme, industriell spillvärme, spillvärmebaserad fjärrvärme samt värme från kraftvärmeanläggningar till att möta världens växande kylbehov med miljöriktiga lösningar.

Summary

An absorption chiller with a 1.15 MW cooling effect has been designed in a collaboration project comprising university, industry and end-user. This chiller is designed to run on district heating (70-90 °C), and its layout and function differs from conventional absorption chillers as outlined below.

- The chiller's heat transfer surfaces may be installed horizontally or vertically, resulting in flexibility in system design. In a conventional absorption chiller, these surfaces are always horizontally aligned.
- The high-pressure and low-pressure parts of the chiller may be placed independently of each other. In a conventional chiller, the high-pressure part must always be placed on top of the low-pressure part.
- To enable the flexibility in design and system layout, this chiller is equipped with four internal pumps instead of only two in conventional design. The increased number of pumps leads to an increase of the installed electrical power for internal pumps. The electrical power for the internal pumps is however only a small fraction of the totally installed electrical power. The main part is utilized for pumping of cooling water and coolant.
- This low temperature driven, single-effect chiller has a high coefficient of performance (COP). The "first generation machine" installed at Chalmers University of Technology has a COP equal to 0.75 at full load.
- Through the control strategy used, the chiller can maintain a high COP even at part load.
- Because of the high COP, the electricity consumption of the cooling water pump is kept low.
- To lower the size of the absorber and generator, the chiller is equipped with extra plate heat exchangers to cool the strong solution before the absorber, and preheat the weak solution before the generator.
- To increase the heat transfer rate, a new additive (2-methyl-pentanol) has been tested. As compared to the conventional heat transfer additive (2-ethyl-hexanol), the heat transfer enhancement was 20% higher with the new additive.

During the summer of 2003, the low temperature driven absorption chiller installed at Chalmers University of Technology has continuously delivered cooling. On average, the cooling has amounted to 10 MWh/day, with a COP between 0.7 and 0.8.

One remaining problem of the machine is that the pressure rises with 2 mbar/day, and hence vacuum pumping is required to remove inert gases. The probable cause of this pressure increase is corrosion. Thus, this problem will be eliminated once the proper composition of corrosion inhibitors has been achieved. Work on this is presently ongoing.

A simulation Excel-programme derived within the project enables calculation of the sizes of the heat transfer surfaces of the chiller for a given cooling power, COP and temperatures of the cooling water and the driving energy. The programme could also be used for calculation of the influence of changing temperatures of the cooling water and of the driving energy as well as part load properties of an existing chiller.

The project management has been handled by one of the industrial partners. This is judged to be an important reason for the project's successful delivery of a functioning machine in less than two years. Furthermore, the project has resulted in two scientific journal papers, and four conference publications showing the international interest in the technology.

It can be concluded that with energy researchers, utility companies, and decision makers, the interest in heat driven cooling has increased during the years of the project. This is due to the increased cooling demand in Sweden, and the world, while global efforts towards a sustainable energy system put demands on managing the need for power, and increased used of renewables. The lower the driving temperature, the greater the potential for generating environmentally sound cooling by way of solar, geothermal, industrial waste heat and district heating based on waste heat.

Innehåll

1. Bakgrund och motiv för projektet.....	7
2. Syfte och mål – en lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin.....	10
3. Industriell relevans.....	10
4. Miljömässig relevans.....	11
5. Projektorganisation – forskare och industrirepresentanter som deltagit i projektet.....	13
6. Projektets genomförande.....	15
6.1 En liten maskin 1-5 kW kyleffekt.....	16
6.2 Pilotanläggning 30 kW kyleffekt.....	17
6.3 Fullskaledrift 1,15 MW kyleffekt.....	17
7. Resultat.....	18
7.1 Identifiering av designproblematik för lågtemperaturdriven absorptionskyla.....	18
7.2 Fler pumpar och värmeväxlare.....	18
7.3 Spridning på lameller.....	20
7.4 Kemisk tillsats för att förbättra omblandning.....	22
7.5 Dimensioneringsprogram.....	23
7.6 Optimerad kylkrets – absorbatoren.....	24
7.7 Optimering av kylmaskin.....	25
8. Praktiska problem och lösningen på dessa.....	27
8.1 Problem med pumpar.....	27
8.1.1 Inledning.....	27
8.1.2 Kylmaskin 1- 5 kW.....	27
8.1.3 Kylmaskin 30 kW.....	27
8.1.4 Chalmers.....	28
8.2 Låg köldfaktor.....	28
8.3. Täthet och korrosion.....	30
8.4 Styrning och reglering.....	31
8.5 Elförbrukning.....	32
9. Tekniköverföring.....	33
10. Information – facktidskrifter och vetenskapliga tidskrifter.....	34
10.1 Vetenskapliga tidskrifter.....	34
10.2 Konferenser.....	34
10.3 Facktidskrifter och populärvetenskapliga presentationer.....	34
11. Erfarenheter.....	34
11.1 Noggrannare utvärdering.....	34
11.2 Mekanisk detaljutformning.....	35
11.3 Pumpval.....	35
11.4 Spridning.....	35
11.5 Organisation.....	35
11.6 Finansiering.....	35
12. Diskussion och slutsatser.....	35
Referenser.....	37
Beteckningslista.....	38

1. Bakgrund och motiv för projektet

Behovet av kyla ökar i samhället. Anledningen är bl.a. att man för att spara energi vid uppvärmning isolerar husen mer än tidigare. Detta tillsammans med ökad värmeproduktion i husen på grund av fler maskiner och datorer får mindre kylning av luften utanför huset. Man kan få fram kyla på flera sätt. Frikyla, dvs. naturliga värmesänkor såsom kalla sjöar eller vattendrag, är alltid att föredra om det finns att tillgå. Kylmaskiner är ett annat alternativ. Kylmaskiner kan antingen drivas mekaniskt, kompressorkylmaskiner, eller med värme, absorptionskylmaskiner.

Distributionen av kyla kan ske genom att producera kylan i närheten av brukaren, antingen genom individuella kylaggregat eller genom ”kylöar” där kylan produceras för ett område och sedan distribueras med hjälp av kylt vatten till förbrukaren. Fjärrvärme är då, för värmedriven produktion, ett effektivt sätt att distribuera drivenergin till förbrukaren.

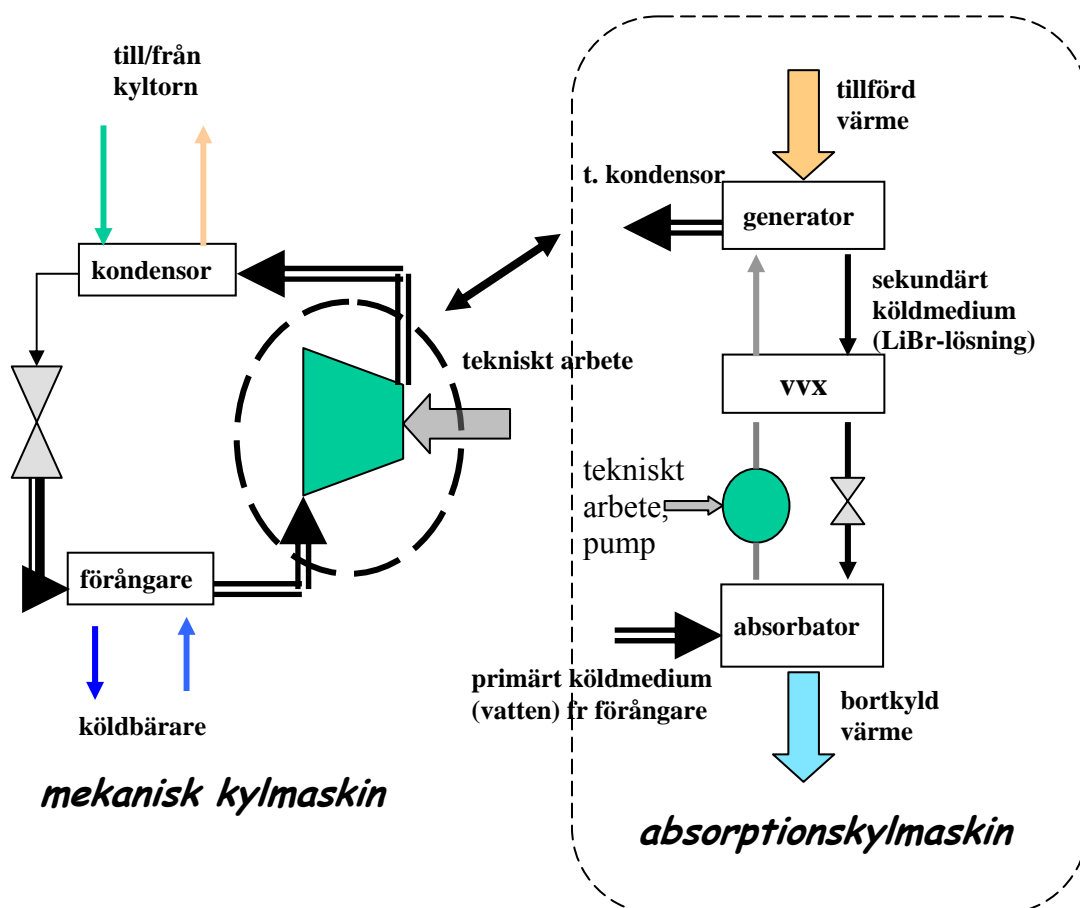
Centralt placerad kylproduktion med distribution i fjärrkylanät förekommer också.

Valet av alternativ är bl.a. beroende av tillgång och pris på energi. Med stigande elpriser blir värmeproducerad kyla mer intressant. Tillgång till billig spillvärme från avfallsförbränning eller från industrier, ofta använt som underlag för fjärrvärme, gynnar värmeproducerad kyla. Kundunderlaget är också avgörande för vilket alternativ som blir mest lönsamt. Dessa frågor belyses i andra projekt på KTH och på andra universitet.

Intresset för kylmaskiner som använder värme som drivkälla har ökat och orsakerna till detta är i huvudsak tre.

- En sådan teknik möjliggör att man sommartid får avsättning för spillvärme till fjärrvärmeproduktion eller värme från t ex kraftvärmeproduktion. Överskottsvärme sommartid är en problematik som energibolag i allt större omfattning kommer att ställas inför då avfallsförbränningen och kraftvärmeproduktionen i samhället ökar. Ett exempel är Mälarenergis 7 MW absorptionskylanläggning som har gjort det möjligt för kraftvärmeverket att få avsättning för värmen sommartid.
- En andra orsak till det ökade intresset är att Sveriges elpriser väntas anpassa sig till Europas och därmed kommer driftkostnaden för konventionell kompressionskylteknik att öka. Dessutom, för att nå god energieffektivitet med kompressionsteknik, vill man ofta återvinna kondensörvärmets från den mekaniska kylmaskinen till fjärrvärmenätet. Då värmeöverskottet sommartid ökar till följd av soppförbränningen kommer möjligheten till sådan återkylning att minska.
- Tredje orsaken är köldmedieproblematiken i kompressionskylmaskiner där riktigt bra ersättare för R134a, som ju är en växthusgas med en GWP på 1300, idag är under utveckling samtidigt som det är osäkert hur konvertering av befintliga maskiner är möjlig till dessa.

Ett exempel på värmedriven kylteknik är absorptionskylmaskinen. En absorptionsmaskin består av en högtrycksdel och en lågtrycksdel. Fig. 1 visar den principiella skillnaden mellan denna teknik och kompressionstekniken, eller den s.k. mekaniska kylmaskinen. Kompressorn i den mekaniska maskinen har i den värmedrivna kylmaskinen ersatts med absorbator, värmeväxlare och generator.



Figur 1 Skillnad mellan kompressordriven (mekanisk) kylmaskin och värmedriven (absorptions) kylmaskin

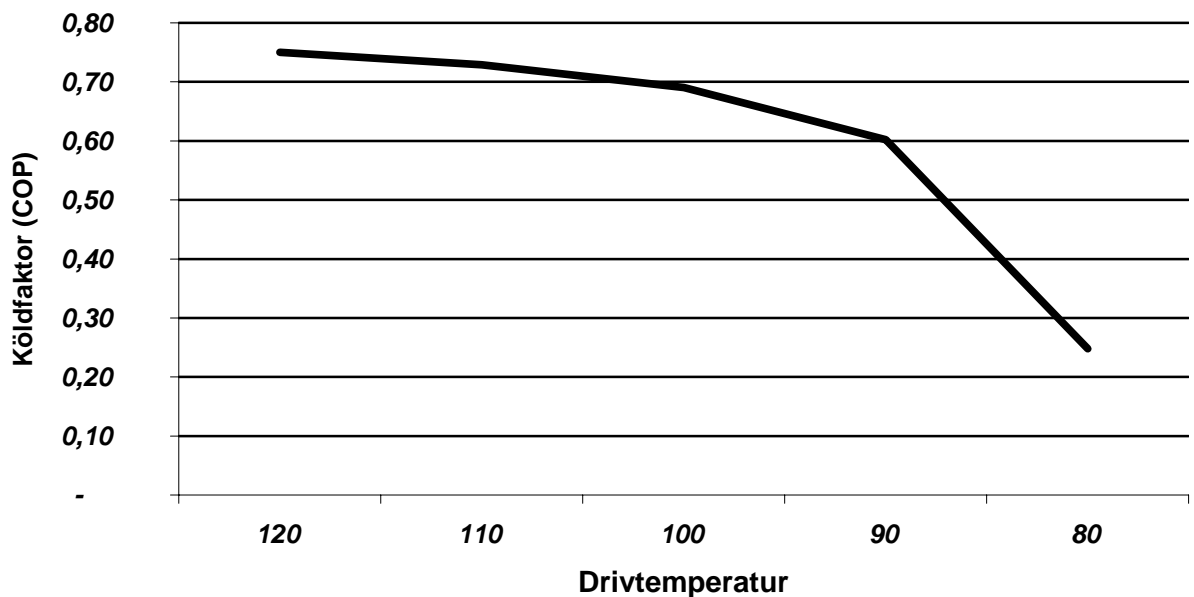
Liksom den mekaniska kylmaskinen består absorptionskylmaskinen av en lågtrycksdel och en högtrycksdel. I lågtrycksdelen förångas vatten i förångaren med hjälp av värme från köldbäraren. Köldbäraren kyls då från returtemperaturen omkring 15 °C till den önskade temperaturen omkring 6 °C. Vattenångan från förångaren absorberas i en koncentrerad vattenlösning av litiumbromid, LiBr. För att få en effektiv absorption av vattenångan kyls saltlösningen i absorbatorn med kylvatten. Kylvattnet är oftast kopplat i serie med kondensorn.

Den nu utspädda lösningen pumpas till generatorm i högtrycksdelen. Här tillförs värme från drivvärmekällan, i detta fall fjärrvärme. Vatten förångas i generatorm. Vattenångan kondenserar i kondensorn med hjälp av kylvatten medan den

koncentrerade saltlösningen förs tillbaka till absorbatoren. Det kondenserade vattnet återförs till förångaren.

För att få så låg värmeåtgång (hög köldfaktor) som möjligt värmes den utspädda saltlösningen från absorbatoren med den koncentrerade lösningen från generatoren.

De konventionella maskiner som används för denna tillämpning är avsedda för en hög drivtemperatur, 120 °C eller högre. Används en lägre drivtemperatur krävs en större generator eftersom den tillgängliga temperaturdifferensen mellan värmekällan och den kokande saltlösningen minskar. Även kondensorn måste göras större eftersom temperaturdifferensen mellan kylvattnet och den kondenserande ångan minskar. I absorbatoren och förångaren blir det däremot ingen större skillnad eftersom temperaturen på det kylda vattnet inte ändras med drivvärmemetemperaturen. Följden blir att man för en given effekt på kylmaskinen får en överdimensionerad lågtrycksdel om man måste välja en standardmaskin avsedd att drivas med hög temperatur.



Figur 2 Variation av köldfaktorn med drivtemperaturen för en maskin beräknad för en drivtemperatur på 120 °C

*Köldfaktorn*¹ påverkas också negativt av att man tvingats välja en maskin som inte är dimensionerad för rätt drivtemperatur. Detta beror på att flödet av saltlösning

¹ Köldfaktor (COP) definieras som utvunnen kylenergi dividerad med tillförd termisk drivenergi.

mellan absorbator och generator förblir detsamma oberoende av drivtemperatur. Beräknad köldfaktor för en maskin dimensionerad för 120 °C drivtemperatur som funktion av den använda drivtemperaturen framgår av figur 2. Projektet syftar till att ta fram en kylmaskin dimensionerad för drivtemperaturer som används i fjärrvärmenät, dvs mellan 70 och 90 °C.

2. Syfte och mål – en lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin

Projektet syftar till att ta fram en kylmaskin med en temperatur på drivenergin som går ner mot 70 °C. Maskinen skall vara beräknad för sin tillämpning dvs. alla delar av maskinen skall vara optimala till storlek och till funktion. Prismässigt och prestandamässigt skall maskinen kunna konkurrera med andra alternativ. Vidare skall maskinen vara svensktillverkad.

I projektet skall också tas fram metoder att beräkna optimal maskinstorlek för olika driftsituationer.

I och med att Göteborg Energi gick in som köpare av maskinen specificerades målet med den första maskinen. Kapaciteten på maskinen skall vara 1,15 MW. Köldfaktorn, kylenergi/drivenergi, skall vara minst 0,75 vid 90 °C drivtemperatur. Vidare skall maskinen kunna leverera kyla kontinuerligt och utan nämnvärd manuell insats.

3. Industriell relevans

Behovet av komfortkyla växer över hela världen. Anledningen till detta, förutom ökade krav på komfort, är dels den bättre isolering som byggnader numera har, dels det ökande antalet värmealstrande maskiner i form av datorer och annan elektronisk utrustning. Marknaden för kylmaskiner är därför ökande.

Eftersom komfortkyla behövs främst dagtid kommer toppbelastningen av energi att öka. En strävan finns då att utnyttja andra drivkällor än elektricitet för att producera kyla. Värmedrivna kylmaskiner finns i dag redan på marknaden. Dessa är producerade i USA eller Japan. I dessa länder är naturgas, antingen direkt eller via en kraftvärmemaskin, en naturlig drivkälla för kylmaskiner eftersom energisystemet mycket är uppbyggt på denna energiform. Det innebär att kylmaskinerna är designade för att drivas med relativt höga temperaturer. Marknaden för att utnyttja låga temperaturer för att driva kylmaskiner finns främst i samhällen där

fjärrvärmenät finns utbyggda eller där solenergi kan vara ett alternativ till kyl- och värmeproduktion.

Den lågtemperaturdrivna kylmaskinen är således en nischmarknad för främst europeiska förhållanden. Denna marknad kan vara stor både för stora maskiner (> 1 MW) och små maskiner (< 50 kW). För en tillverkande industri kan detta vara en produkt som möjliggör större beläggning på befintliga maskiner och, eftersom marknaden är växande, kunna jämna ut konjunkturcykler.

Om en produktion av absorptionsmaskiner skulle bli aktuell hos Berglunds Rostfria skulle detta kunna ge en mer kontinuerlig beläggning i deras lamell-line där själva värmeytan produceras. Dessutom ger maskintillverkningen en mer förädlad produkt vilket borde höja företagets lönsamhet samt ge ökad kompetens hos medarbetarna.

Att maskinen är svensktillverkad kan vara ett försäljningsargument i motvikt till de utomeuropeiska företagen.

Dock gäller som alltid att priset i slutändan är det mest avgörande. För att detta inte ska gälla måste försäljningsargument för lågtemperaturdrift tas fram som gör andra leverantörer kommer på efterkälken. Sådana argument återfinns under rubriken ”Miljömässig relevans”.(Kapitel 4)

4. Miljömässig relevans

En kompressorkylmaskin har en elektrisk COP på mellan 2,4 och 4,5. Detta innebär att för att alstra en kWh kyla krävs mellan 0,22 och 0,4 kWh elektricitet. Med en *elverkningsgrad*² på 36% krävs då mellan 0,6 och 1,1 kWh primärenergi för att framställa denna el. Detta motsvarar ett koldioxidutsläpp på 0,15 till 0,25 kg för varje kWh kyla som produceras.

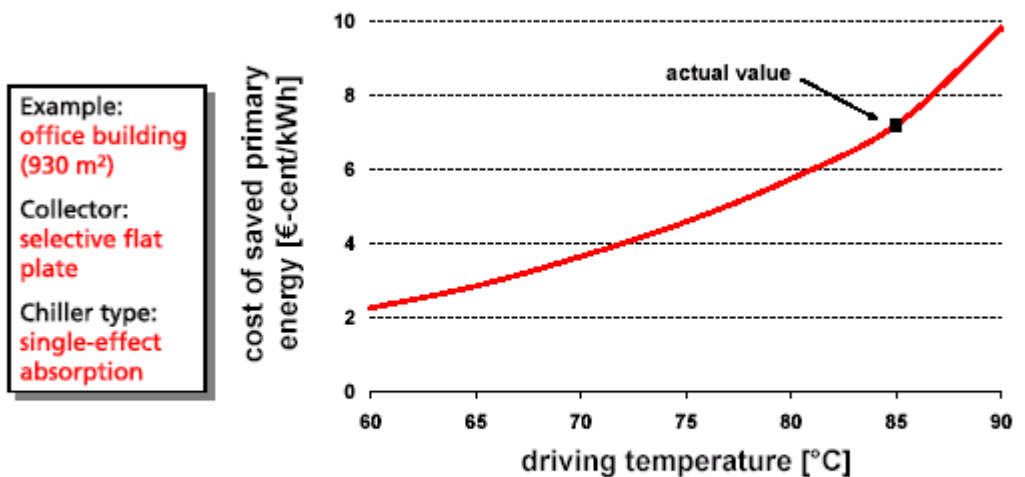
I en värmedriven maskin kan drivenergin vara förnybar energi i form av solenergi eller spillvärme producerad fjärrvärme från avfallsförbränning eller industriellt spillvärme. En värmedriven maskin har en elektrisk verkningsgrad (förhållandet mellan utvunnen kylenergi och den elektriska energi som krävs för pumparbete i maskinen) på drygt 10. För varje kWh kyla krävs mindre än 0,1 kWh elenergi. Detta motsvarar ett koldioxidutsläpp på 0,07 kg/kWh kyla eller mindre än hälften av vad en mekanisk maskin släpper ut. Med en maskin på 1 MW och med 800 fullasttimmar skulle minskningen i koldioxidutsläpp uppgå till mellan 65 och 145 ton CO₂/år.

² Elverkningsgrad definieras som i en kraftprocess genererad mängd el dividerad med satsad primärenergi, t ex kol.

Tillgången på värme ökar med sjunkande temperatur. Detta är naturligt dels eftersom värme med högre temperaturer kan användas för mer kvalificerade ändamål än värme med låg temperatur. Ju lägre temperatur som krävs på drivenergin till den värmedrivna kylmaskinen desto billigare blir den också att utvinna ur t.ex. solen men också från kraftvärmeanläggningar. Ju lägre temperatur som avtappningen från en turbin har desto mer elenergi kan produceras. Under den varma årstiden då kylmaskiners last är som högst är ett värmeunderlag, t.ex. i form av en värmedriven kylmaskin, i själva verket förutsättningen för att producera elenergi med kraftvärme.

Vid ett föredrag för International Solar Energy Systems i Göteborg 2003 presenterade H.M Henning följande bilder som visar hur kostnaden för att utnyttja solenergi beror av drivtemperatur och köldfaktor. Samma resonemang skulle kunna tillämpas för spillvärme eller värme från kraftvärmeproduktion.

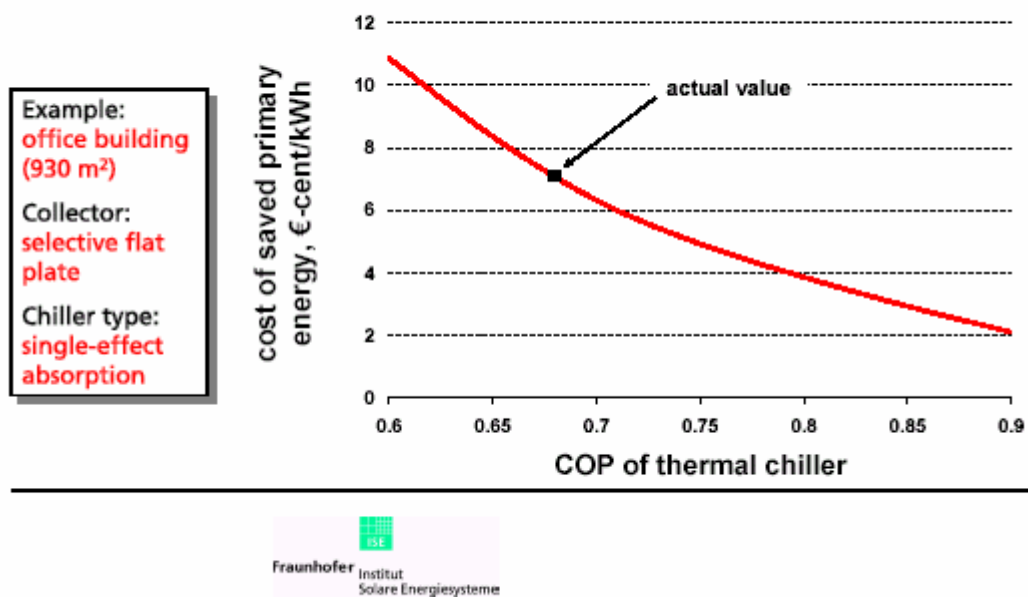
Example results: advances in chiller performance



Fraunhofer Institut Solare Energiesysteme

Figur 3 Kostnaden för utnyttjande av solenergi för kylproduktion relaterat till drivtemperaturen till absorptionskylmaskinen

Example results: advances in chiller performance



Figur 4 Kostnaden för utnyttjande av solenergi för kylproduktion relaterat till köldfaktorn på absorptionskylmaskinen

5. Projektorganisation – forskare och industrirepresentanter som deltagit i projektet.

Projektledare för projektet har varit Mikael Andersson från Berglunds Rostfria AB i Boden. En projektgrupp bestående av representanter för brukare, maskinägare, finansiärer och forskningsutförare har sammanträtt regelbundet. Sextio protokollförda möten har ägt rum.

En styrgrupp bestående av representanter för finansiärer och brukare har stött projektet.

Med en projektledare från industrin har projektet drivits med fastställda tids- och kostnadsramar. Detta är en för universitetsvärlden ovan projektledning. Med det tydliga målet att en fungerande kylmaskin med specificerade prestanda skulle vara klar redan två och ett halvt år efter projektstart fanns risken att det forskningsmässiga innehållet underordnades det framställningsmässiga. Till viss del beror de problem som fanns med maskinen på detta sätt att driva projektet.

Deltagare i projektet har varit:

KTH, Institutionen för kemiteknik, Avdelningen för energiprocesser.
Teknikringen 50, 100 44 Stockholm

Viktoria Martin

telefon: +46 8 790 6223
e-postadress: vmartin@kth.se

Dmitrey Glebov

telefon: +46 8 790 6719
e-postadress: glebov_euromail@yahoo.com

Bo Wikensten

Doktorand som dock lämnade projektet år 2000

Fredrik Setterwall Konsult AB, Bäckvägen 7c, 192 54 Sollentuna

Fredrik Setterwall

telefon +46 8 96 57 73
e-postadress fredrik.setterwall@telia.com

AB Berglunds Rostfria, Industrivägen 15, 972 54 Luleå

Mikael Andersson

telefon +46 921 342 500
e-postadress mikael@berglunds.se

EL Forsk AB, Olof Palmes Gata 31, 101 53 Stockholm

Stefan Montin

telefon +46 8 677 25 30
e-postadress stefan.montin@elforsk.se

Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB, Olof Palmes Gata 31, 101 53
Stockholm

Anders Tvärne

telefon +46 8-677 27 19
e-postadress anders.tvarne@fjarrvarme.org

Göteborg Energi AB, Box 53, 401 20 Göteborg

Anders Ericsson

telefon +46 31 62 60 00
e-postadress anders.ericsson@goteborgenergi.se

Georg Jonsson

Telefon +46 31 62 60 00
e-postadress georg.jonsson@goteborgenergi.se

Akademiska Hus i Göteborg AB, Chalmers Tvärgata 6, 412 96 Göteborg

Per Löveryd

telefon +46 31 63 25 39
e-post adress per.loveryd@akademiskahus.se

Tekniska Verken i Linköping. Brogatan 1, Box 1500 , 581 15 Linköping

Mile Elez

telefon +46 13 20 80 00
e-post adress mile.elez@tekniskaverken.se

Controler från eff-Sys

Sven-Allan Eklund

Telefon +46 8 739 50 00
e-post adress sven-allan.eklund@vattenfall.com

6. Projektets genomförande

Tre maskiner av olika storlek ingick i projektet. Den första maskinen beräknades ha en effekt på mellan 1 och 5 kW. Storleken var sådan att det inte tog alltför lång tid att utföra experiment och att det inte gick åt alltför mycket kemikalier för att driva den.

Den andra maskinen var beräknad för en effekt på 30 kW och storleken tillät maskinen att hanteras i apparathallen på KTH.

Den tredje maskinen, vars effekt bestämdes av den kund som skulle köpa och driva maskinen, var beräknad för en maximal effekt av 1,15 MW.

Ytorna för förångare, absorbator, kondensator och generator i de tre generationerna maskiner återges i tabell 1. Förhållandet mellan ytorna i absorbator och förångare respektive kondensator och generator speglar effektiviteten på värmeöverföringen i absorbator och generator. Som synes varierar detta förhållande mellan de olika maskinerna.

I den minsta maskinen valdes att göra ytorna i det närmaste lika stora i de olika delarna i lågtrycks- respektive högtrycksdelen. Eftersom värmeöverföringskoefficienterna kan förväntas vara större i förångare och kondensator än i absorbator respektive generator innebär detta val att den största temperaturdifferensen lagts över absorbator och generator. På detta sätt kunde en säkrare uppskattning göras av överföringskoefficienterna i dessa delar av maskinen. Förångning och kondensation är välkända processer i jämförelse med absorption och kokning i koncentrerade saltlösningar.

I den andra maskinen efterliknades förhållandena i en fullskalemaskin bättre. På basis av de erfarenheter som vunnits i den lilla maskinen angående vätning och överföringskoefficienter i absorbator och generator beräknades den mellanstora maskinen. Genom ytterligare studier av vätning (se kapitel 7.3), en ny spridar-konstruktion på basis av dessa studier samt bättre kunskap om värmetransporten kunde bättre beräkningar och bättre konstruktion utföras för den största maskinen.

	Värmeväxlaryta [m ²]		
	1-5 kW	30 kW	1,15 MW
Förångare (F)	0,95	12,5	112
Absorbator (A)	1,1	27,3	168
Kondensor (K)	0,55	5	48
Generator (G)	0,55	13,5	96
A/F m ² /m ²	1,2	2,2	1,5
G/K m ² /m ²	1,0	2,7	2,0

Tabell 1 Storleken av värmeväxlarytor (m²) i de olika maskinerna

6.1 En liten maskin 1-5 kW kyleffekt

En maskin med en kyleffekt på mindre än 5 kW var det första som byggdes. Avsikten var att i denna maskin studera inverkan av vätskespridningen på lamellerna, av kemisk tillsats för att förbättra omblandningen samt att rent allmänt studera inverkan av flöden och tryck på speciellt absorbatorns och generatorns prestanda.

Maskinen utfördes med lamellerna horisontella. På detta sätt fick vi ett behändigt format att studera. För uppskalning är dock vertikala lameller att föredra. Spridningen på lamellerna är ju beroende av vätskebelastningen. Vid vertikala lameller krävs därför ett lägre vätskeflöde för samma överföringsyta än om lamellerna placeras horisontellt.

Maskinen var försedd med synglas för att visuellt kunna studera flödet över lamellerna. Spridningen över lamellerna var inte tillfredställande. En speciell studie över vätningen genomfördes därför. Resultaten av denna studie återfinns i kapitel 7.3.

Inverkan av additiver för ökad omblandning i den fallande filmen och för därmed sammanhängande förbättrad värme- och masstransport genomfördes i denna maskin. Försöken och resultaten beskrivs närmare i kapitel 7.4

6.2 Pilotanläggning 30 kW kyleffekt

De erfarenheter som vunnits vid drift av den lilla maskinen med en kyleffekt på 1 – 5 kW kom delvis att ligga till grund för nästa generation, en pilotanläggning på 30 kW kyleffekt. Designdata för maskinen måste dock av tillverkningstekniska /logistiska skäl vara klara innan försöken från den första maskinen var färdiga och utvärderade.

Avsikten med att bygga en pilotanläggning var att säkerställa att tillräckliga kunskaper hade tagits fram för att kunna beräkna storleken av i maskinen ingående värmeväxlare och andra delar. Vidare skulle verifieras att värmeväxlare för kylning och värmning utanför absorbatör respektive generator i stället för inne i dessa delar var fördelaktigt.

Parallellt med försöken i denna maskin genomfördes också försök som syftade till att förbättra vätningen av lamellerna. Försöken beskrivs i kapitel 7.3 där också en figur av försöksupställningen finns.

6.3 Fullskaledrift 1,15 MW kyleffekt

I samverkan med styrgruppen letade vi efter en kund som var villig att delta i projektet genom att köpa och driva en fullskalemaskin. Akademiska Hus stod i begrepp att öka sitt inköp av kyla från Göteborg Energi. Placeringen av maskinen skulle bli vid Chalmers tekniska universitet och den kapacitet som önskades var 1,15 MW. En fördel med placeringen vid Chalmers var att där fanns redan en absorptionskylmaskin, York, med samma effekt, 1,15 MW. Den maskinen var beräknad för en drivtemperatur av 120 °C. Därigenom kunde en direkt jämförelse göras mellan maskiner beräknade för hög drivtemperatur, York-maskinen, och sådana beräknade för låg drivtemperatur.

Maskinen skulle levereras den 1 april 2000 med idrifttagning den 1 juni samma år. Tidplanen hölls så när som på att idrifttagningen blev den 5 juni i stället för den 1 juni. Högtidlig invigning med rektorerna för Chalmers och KTH samt Kristina Rogestam från Akademiska Hus hölls den 14 juni.

Under driften av den fullstora maskinen säsongerna 2000 och 2001, identifierades ett antal problem:

- Kapaciteten på maskinen var i enlighet med beräkningarna men köldfaktorn var för låg.
- Pumparna kaviterade och ljudnivån var därför otillfredsställande hög.
- Styrningen av maskinen fungerade inte tillfredsställande.
- Läckor kunde uppstå speciellt efter det att maskinen av olika skäl måst öppnas
- Elförbrukningen var hög

Projektet har vidare resulterat i lösningar på dessa problem. Detta diskuteras mer utförligt i avsnitt 8.

Kylsäsongen på Chalmers är mellan den 15 maj och 30 september. Ombyggnader föranledda av vunna erfarenheter kunde därför endast äga rum mellan den 1 oktober och 14 maj. Testkörningar kunde vidare endast utföras under kylsäsongen. Dessa aspekter kom att innebära fördröjningar i projektet.

7. Resultat

7.1 Identifiering av designproblematik för lågtemperatur-driven absorptionskyla

Ett lågt värde på drivtemperaturen till en absorptionskylmaskin medför lågt tryck för generator/kondensordelen. Det lägsta möjliga trycket och därmed lägsta möjliga drivtemperatur bestäms av temperaturen på kylvattnet in till kondensorn. Som en tumregel gäller att drivtemperaturen i en kylmaskin med litiumbromid måste överstiga kylvattentemperaturen med c:a 45 °C. Anledningen till detta är skillnaden i temperatur över en saltlösning och vatten vid ett givet tryck av vatten. För litiumbromid uppgår denna temperaturskillnad till c:a 40 °C. Därtill kommer temperturdifferensen över de båda värmeväxlarna. Genom lämplig dimensionering kan denna siffra pressas någon grad om detta är önskvärt.

En följd av den låga tryckskillnaden mellan högtrycksdel och lågtrycksdel i kylmaskinen är försvårad strömning av den koncentrerade saltlösningen från generatoren till absorbatoren samt av kondensatet från kondensorn till förångaren. Blir flödet mellan de olika delarna för lågt äventyras vätskefördelningen på värmeöverföringsytorna i förångare och absorbatör. Detta kan i sin tur medföra att kapaciteten och/eller köldfaktorn sjunker. Denna problematik har identifierats och lyfts fram i projektet.

7.2 Fler pumpar och värmeväxlare

För att minimera de problem som uppstår på grund av den låga tryckskillnaden mellan högtrycksdel och lågtrycksdel installerades fler pumpar än vad som normalt används i konventionella kylmaskiner. Förutom den konventionella pumpningen av utspädd lösningen från absorbatoren till generatoren pumpas också den starka lösningen från generatoren till absorbatoren. I den konventionella maskinen återförs den starka lösningen med tyngdkraften. Vidare pumpas kondensatet från kondensorn till förångaren. Även detta sker med tyngdkraft i en konventionell maskin.

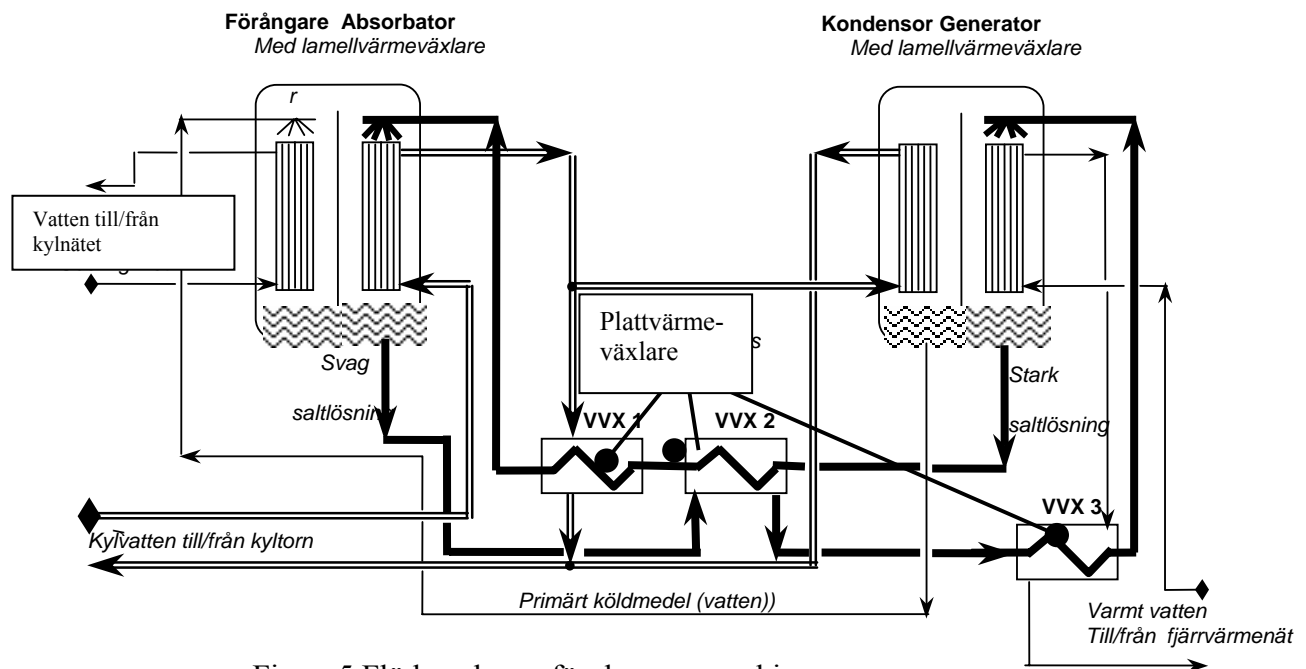
Följden av dessa förändringar är en ökad elförbrukning för pumpning. De interna pumparna i kylmaskinen har en sammanlagd märkeffekt på c.a 10 kW. Pumpen mellan absorbatör och generator, som måste finnas i alla maskiner, svarar för mer än hälften av denna effekt. Som jämförelse har kylvattenpumpen (till-från kyltorn) 75 kW och köldbärarpumpen 8,2 kW märkeffekt och för kyltornsfläktar m.m. är effekten i storleksordningen 75 kW. Således innebär de extra pumparna att det maximala eleffektsbehovet för maskinen är omkring 3 % högre än för konventionella maskiner. Spridning av vätskan säkerställs däremot. Man vinner också en flexibilitet i placering av de olika enheterna. I en konventionell maskin måste högtrycksdelen placeras ovanför lågtrycksdelen medan i den lågtemperaturdrivna maskinen den fysiska placeringen av de olika enheterna kan anpassas till lokalernas utformning.

Absorbatören och generatören skall i första hand se till att vattenånga absorberas respektive desorberas från saltlösningen. En förutsättning för sorptionsprocesserna är att temperaturen på vätskan och därmed ångtrycket av vatten hålls på en optimal nivå i apparaten. För att uppnå detta kyls saltlösningen i absorbatören medan den värms i generatören. Eftersom masstransporten är hastighetsbestämmande för förloppen i dessa apparater är dom utformade så att vattensorptionen sker så effektivt som möjligt. Värmetransport kan ske mer effektivt i andra typer av värmeväxlare.

Värmetransporten, kylning i absorbatören respektive uppvärmning i generatören, sker därför i plattvärmeväxlare utanför huvudapparaterna. I flödesschemat (figur 5) återfinns man därför två värmeväxlare (V VX1 och V VX3) som inte återfinns i en konventionell kylmaskin.

Den ena värmer upp tillflödet till generatören med hjälp av fjärrvärme till en temperatur som överstiger kokpunkten i generatören. I generatören behöver alltså ingen del av värmeöverföringsytan användas till att värma upp lösningen till kokpunkten. I stället kommer en del av förångningen att ske utan att särskild yta behövs för detta genom sk. ”flashförångning”.

På samma sätt kyls den starka saltlösningen från generatören efter saltlösningvärmeväxlaren (V VX 2 i figur 5) med kylvatten till en så låg temperatur som möjligt. På detta sätt kan värmeöverföringsytan i absorbatören användas till det den är avsedd till nämligen absorption av vatten.

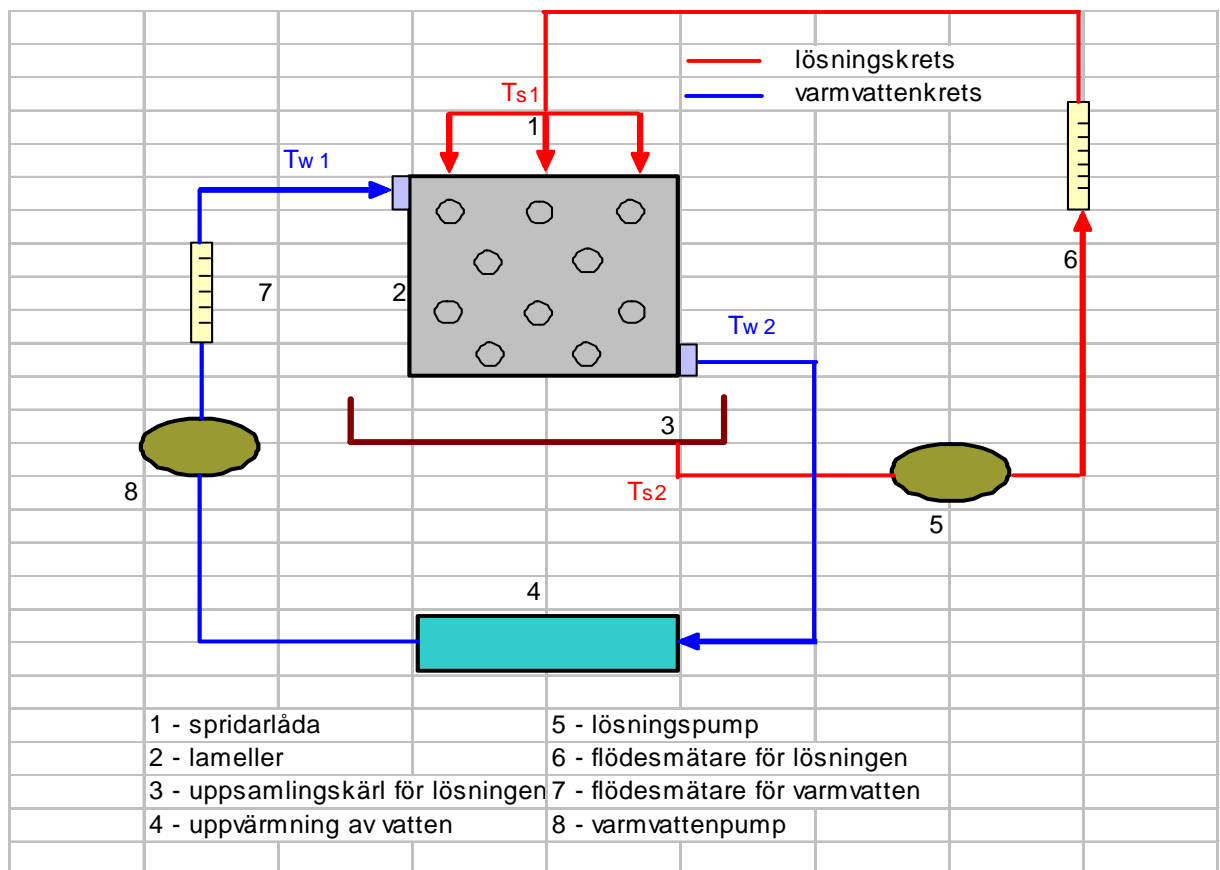


Figur 5 Flödesschema för den nya maskinen

7.3 Spridning på lameller

En preliminär studie av inverkan av vätskeflödet på vätningen på lamellerna gjordes i samband med studierna i den lilla maskinen. Syftet med studien var att få ett underlag för dimensionering av den mellanstora maskinen. Eftersom uppställningen var i kontakt med luft och korrosionen är mycket snabb med LiBr i närvaro av luft användes en lösning av CMC (cetyl metyl cellulosa) i vatten för att efterlikna litiumbromidlösningen. De egenskaper som bestämmer vätningen av värmväxlarytorna, förutom materialet i dessa, är främst viskositet och ytspänning. Med hjälp av CMC erhöles en viskositet som motsvarade den för litiumbromid vid de temperaturer som råder i generatoren. Ytspänningen är svårare att efterlikna. De resultat man får fram kan därför bara vara en indikation på flödets inverkan på spridningen av vätskan. Resultaten av denna första studie visade att ett flöde av $3 \text{ m}^3/\text{h}$ (c:a $1,25 \text{ kg/s}$) och meter lamell var nödvändigt för att få full vätning av lamellerna med den typ av spridarlåda som användes i maskinen.

Ytterligare en studie av spridningens beroende av flödet över lamellerna gjordes senare i en uppställning utanför maskinen. Syftet med den undersökningen var att förbättra spridarordningen. I detta fall valdes en glycerol-vattenlösning (c:a 63 vikt-% glycerol) för att simulera litiumbromidlösningen. Också denna lösning har en viskositet som motsvarar koncentrerad LiBr-lösning vid den temperatur som råder i generatoren för en lågtemperaturdriven maskin.



Figur 6 Experimentuppställning för mätning av vätning

Graden av vätning på lamellerna bedömdes på två sätt. Genom visuell observation bedömdes hur stor andel av lamellen som täcktes av en vätskefilm. Fyllnadsgraden i distributorlådan noterades också. Full vätning erhöles när distributorlådan var full. Detta innebär att genom att öka tryckfallet i lådan får man en bättre vätning. Ökat tryckfall kan fås genom en mindre spalt mellan lameller och distributorlåda. Med den utformning av distributorlådan som slutligen valdes erhöles full vätning vid ett flöde på 0,26 kg/s och meter lamell. Då var också distributorlådan full. Detta flöde är en femtedel av det som tidigare angivits på basis av den första studien, 1,25 kg/s och meter lamell.

Nº	Glycerolflöde, l/min	Andel vätt yta, %	Fyllnadsgrad av distributorlådan, %	Utseende på den fallande filmen
1	35	< 100	<50	Jämn
2	44	< 100	>50	Jämn-vågig
3	50	< 100	>50	Vågig
4	58	100	100	Vågig
5	60	100	100	Vågig
6	65	100	100	Vågig

Tabell 2 Visuella observationer av vätningen

Som framgår av figur 6 var tillflödet till distributorlådan uppdelat i tre delströmmar. På detta sätt blev fördelningen av lösningen jämnare över lamelleytan. Samtidigt mättes värmetransporten mellan det varma vattnet och den kallare glycerollösningen. Full vätning bedömdes föreligga då värmetransporten inte ökade med ökat flöde. Studierna över värmetransport kom också till en del att ligga till grund för beräkning av värmeöverföringsytorna i den största maskinen.

Ytterligare spridningsförsök utfördes vid AB Berglunds Rostfria i Boden inför den ombyggnad av maskinen som genomfördes efter kylsäsongen 2002. Dessa studier medförde en mer optimal spalt mellan spridarlåda och lameller. Genom detta kom spridarlådan att vara full och därigenom erhöles full spridning på lamellerna. Effekten av detta är en ökad kapacitet på maskinen.

7.4 Kemisk tillsats för att förbättra omblandning

I konventionella kylmaskiner görs en tillsats av 2-etylhexanol. Denna tillsats görs för att genom den s.k. Marangonieffekten öka omblandningen i den fallande vätskefilmen. Ökad omblandning ger en väsentligt förbättrad masstransport och också en förbättrad värmetransport.

Marangonieffekten uppstår genom ytspänningsskillnader i vätskefilmen. När en sådan ytspänningsskillnad uppstår dras vätskan i ytskiktet från områden med låg ytspänning till områden med hög. Detta åstadkommer en rörelse som antingen samverkar med eller motverkar den rörelse som uppstår på grund av tyngdkraften eller andra krafter. I de fall som Marangoniströmningen samverkar med andra krafter förstärks omblandningen och masstransporthastigheten kan öka väsentligt.

Ytspänningsskillnader uppstår på grund av koncentrationsskillnader. När vatten absorberas i LiBr-filmen ändras koncentrationen och därför också ytspänningen. När vattenkoncentrationen i en saltlösning ökar kommer ytspänningen att sjunka. Detta innebär att i ett system med enbart LiBr och vatten kommer Marangoni-strömningen att motverka tyngdkraftens inverkan eftersom ytspänningen är högst i toppen på värmeöverföringsytan. Tillsatsen av 2-etylhexanol syftar till att ändra förhållandet så att ytspänningen stiger med ökat vatteninnehåll i filmen. Därmed kommer ytspänningen att vara högre längre ner längs värmeöverföringsytan. Strömningen förorsakad av ytspänningsskillnaden sker i samma riktning som den förorsakad av gravitationskrafter. Detta innebär att omblandningen i filmen ökar och därmed värme- och massöverföringshastigheten.

Ytspänningsskillnader i ett system av LiBr, vatten och ett organiskt ämne kan uppstå av olika skäl. Absorption av vatten i saltlösning eller i ett organiskt ämne kommer att ändra ytspänningen. Ett annat skäl till ytspänningsskillnader kan vara olika koncentration av det organiska ämnet på grund av avdunstning eller absorption av detta ämne i vätskefilmen. Ji Wei har i sin doktorsavhandling beskrivit åtta olika skäl till att Marangoniinstabilitet skall uppstå i ett system av salt, vatten och en organisk alkohol. Wen Yao har i sin licentiatavhandling mätt upp ytspänningen i det föreliggande systemet. Dessa data ligger delvis till grund för Ji Weis tolkning av de teoretiska modeller hon ställt upp.

Hypotesen, bl.a. framförd av Radermacher, att absorption av den organiska alkoholen i vätskefilmen skulle ge upphov till större Marangoniinstabilitet än vad absorption av vattenånga skulle kunna åstadkomma har testats. Om den hypotesen är riktig bör man som tillsats välja ett ämne med hög flyktighet men fortfarande med tillräcklig låg löslighet i saltlösningen för att inte allt för stora mängder skall behöva tillsättas. Vidare bör additivet tillsättas i förångaren i stället för i absorbatoren. En organisk alkohol med sex kolatomer i stället för åtta, 2-metylpentanol har valts för detta projekt.

De försök vi utfört i den minsta maskinen visar att masstransporten väsentligt ökar med den tillsats vi valt i förhållande till den som konventionellt används. Vi ser detta som ett stöd för hypotesen att Marangoniströmning som uppstår på grund av variationer i koncentrationen av den organiska alkoholen har större betydelse än den som uppstår på grund av variationer av vattenkoncentrationen. Vid tillsats av additivet i absorbatoren steg kyleffekten med 20% i förhållande till utan tillsats. När additivet sattes till förångaren blev resultatet att kyleffekten istället ökade med 32%. (Glebov, 2002)

7.5 Dimensioneringsprogram

Inom projektet har ett skräddarsytt, excelbaserat program tagits fram för design av lågtemperaturdrivna eneffekts absorptionskylmaskiner. Av stor vikt för att uppnå tillräcklig noggrannhet på beräkningarna är den mängd mätdata från projektets designkoncept i olika storlekar (se avsnitt 6). Dessa mätdata ligger till grund för

de empiriska samband som behöver komplettera termodynamiska samband. I programmet ingår: material- och energibalanser för såväl enskilda komponenter som hela maskinen, samband för jämviktsberäkningar för sorptionsprocesserna samt för värmeöverföringskoefficient. Ur programmet erhålles kyleffekt, COP, tryck i respektive enhet, sammansättningen på saltlösningen (aq. LiBr), temperaturer, m. fl. parametrar. Detta gör det möjligt att antingen beräkna storleken på alla värmeöverförande ytor då de för maskinen externa förhållandena är givna, alternativt att undersöka effekten av designparametrar på maskin av given storlek

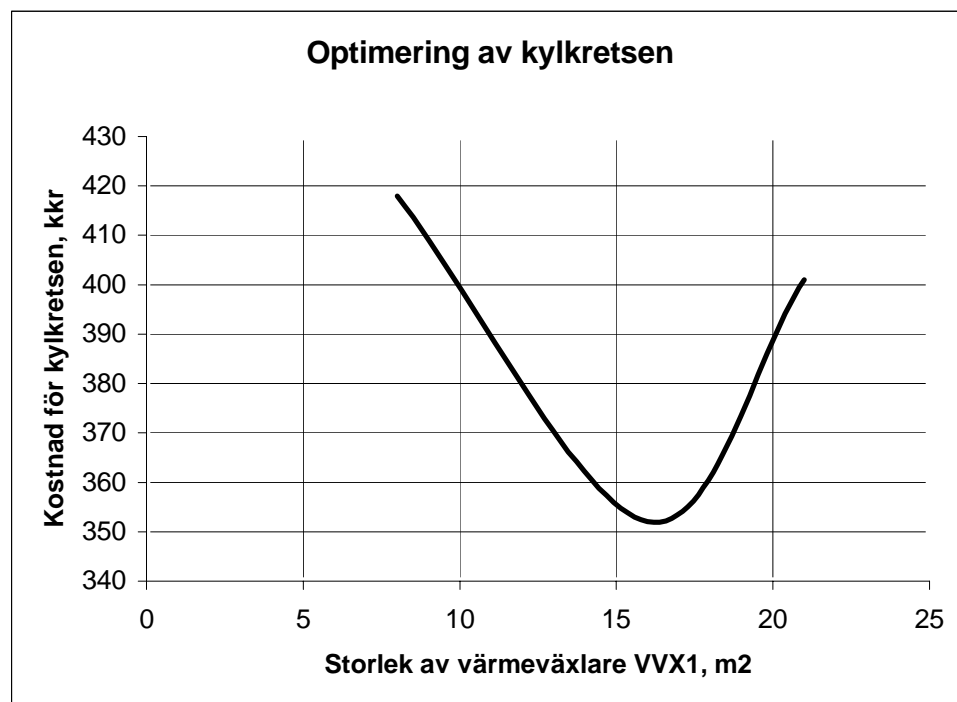
7.6 Optimerad kylkrets – absorbatoren.

För att studera inverkan av den extra saltlösningsskylaren (V VX1 i figur 5) som försetts projektets maskin har försök utförts med och utan denna värmeväxlare inkopplad. Denna förkylare har en kapacitet på 400-450 kW. Vid försök utan V VX1 ökade den i absorbatoren bortkylade energin med knappt 400 kW på grund av den ökade temperaturdifferensen över absorbatoren. En högre temperatur i absorbatoren innebär dock ett högre ångtryck av vatten över saltlösningen. Eftersom samma tryck råder i absorbatoren och i förångaren kommer förångningstemperaturen att stiga i förångaren. Detta medför i sin tur att mindre vatten förångas och att kylkapaciteten sjunker. I ett experiment sjönk kylkapaciteten från c:a 600 kW med saltlösningsskylare till c:a 450 kW utan. Kapaciteten sjönk alltså med c:a 25%.

Den lägre kylkapaciteten medför också att köldfaktorn sjunker. Genom att jämföra värmeöverföringskoefficienter för förkylare (2000 W/m²,K enligt tillverkaren) och absorbatoren (approximativt 500 W/m²,K i fallfilm utan absorption, samt 1000 W/m²,K med absorption i närvaro av additiv) förstås även att förkylaren, V VX1, är bättre lämpad för kylning av saltlösningen. Dock tillkommer en kostnad för V VX1 så att en optimal storlek kan fås för i övrigt givna designparametrar.

Med hjälp av dimensioneringsprogrammet kan storleken på absorbatorns värmeväxlaryta beräknas för olika temperaturer på den inkommande saltlösningen. Temperaturen på saltlösningen är i sin tur beroende på förkylarens storlek och prestanda. Samhörande värden på förkylarens storlek och på absorbatorns yta beräknas för givna värden på köldfaktor och på kyleffekt.

Ett exempel visas i figur 7 där totala värmeväxlarkostnaden (kostnaden för lamellvärmeväxlaren i absorbatoren samt kostnaden för V VX1) visas som funktion av storleken på V VX1. Här har kostnaden för lamellvärmeväxlaren i absorbatoren per ytenhet antagits vara dubbelt så hög som för saltlösningsskylaren V VX1 som är en plattvärmeväxlare. Plattvärmeväxlarens specifika kostnad har satts till 1 000 kronor/m². I den fullstora anläggningen är storleken av saltlösningsskylaren (V VX1) drygt 20 m².



Figur 7 Kostnad för värmeväxlaryte i absorbator och kondensor som funktion av förkylarens storlek

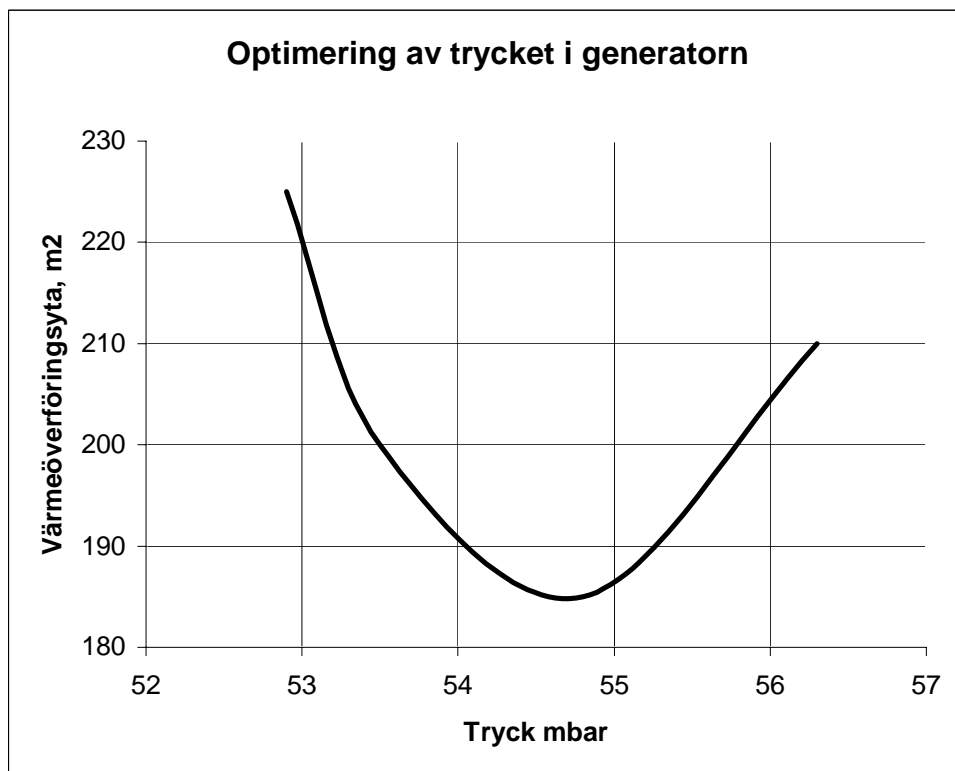
7.7 Optimering av kylmaskin.

Inom projektet har metoder för optimering av den lågtemperaturdrivna absorptionskylmaskinen tagits fram. Tillvägagångssättet vid optimering skiljer sig beroende på syftet:

- A. För given effekt, givna temperaturer på drivvärme och kylvatten samt önskad köldfaktor beräkna optimal storlek på ingående komponenter.
- B. Beräkna vad som sker med en maskin av given storlek när temperaturer på drivvärme och kylvatten förändras.

För syfte A, dvs lägsta kostnad önskas, beaktas de mest kostnadsintensiva delarna av maskinen. I dessa ingår absorbator, generator, kondensor och förångare, alla inklusive vätskedistributörer och värmeöverföringsytor. Externa värmeväxlare, rör, pumpar, styr- och reglerutrustning, frakt- och installationskostnad, elpris och värmekostnad är också viktiga. Ett exempel på parameter som ska optimeras är att ett högre kylvattenflöde gör absorptionskylmaskinen mindre, men större kylvattenpumpar krävs och driftskostnaden för dessa pumpar ökar. Ett annat exempel: stor avkylning på fjärrvärmewattnet resulterar i en stor maskin men kan minska kostnaden för fjärrvärmes. Med hjälp av ett i projektet framtaget Excelark kan beräkningar av detta slag göras.

För syfte B, bästa körstrategi för existerande maskin, kan också beräkningar göras med ovan nämnda Excelark. Som ett exempel kan nämnas att optimal recirkulation i absorbatoren för maskinen vid Chalmers har beräknats till 40%. Vidare kan trycket i generator och kondensor optimeras på ett sådant sätt att totala värmeväxlarytan i dessa båda komponenter minimeras. Att ett sådant optimum existerar visas i Fig.8.



Figur 8 Total värmeväxlaryta i generator och kondensor som funktion av trycket i generatoren.

Att ett optimum existerar beror på att kondensationstemperaturen och därmed drivande kraften i kondensorn är en följd av trycket i kondensorn. Trycket i kondensorn bestäms av

- Effekt
- Kondensoryta
- Kylvattentemperatur

Med en stor kondensoryta kommer vid given effekt och kylvattentemperatur trycket att vara lägre. Trycket i generatoren kommer då också att bli lägre och därmed kommer kokpunkten i generatoren att sjunka. Detta medför med given effekt och fjärrvärmetemperatur att temperaturdifferensen mellan fjärrvärme och kokande LiBr-lösning stiger. Därmed krävs en mindre överföringsyta i generatoren.

8. Praktiska problem och lösningen på dessa

8.1 Problem med pumpar

8.1.1 Inledning

Detta kapitel tar upp de problem som vi har haft med pumpar som transporterar litiumbromid (LiBr) mellan absorbatör och generator, rundcirkulerar vatten i förångaren samt pumpar kondensat från kondensorn till förångaren.

8.1.2 Kylmaskin 1- 5 kW

I testanläggning 1 (kallad Baby) uppnåddes inte de låga tryck (7-10 mbar) som krävs för rätt funktion pga luftinläckage och för ”klen” vakuumpump. Några problem med cirkulationspumpar kunde därmed inte spåras.

8.1.3 Kylmaskin 30 kW

För testanläggning 2 (kallad Klabbe) inköptes pumpar med plasthus för att hålla nere kostnaderna. Dessa var utrustade med sk. magnetdrift dvs. att det finns ingen mekanisk tätning mellan atmosfär och pumphusets insida som kan läcka in luft. Plasthusen medförde dock att det uppstod luftinläckage vid anslutningarna mot det rostfria rörsystemet. Dessutom konstaterades luftinläckage genom o-ringspackningen i pumphuset pga av att tätningslägena inte var plana. Vid inledande körningar konstaterades att pumparna gav för lite flöde och därmed kunde inte önskad kyleffekt erhållas. (Flödet var för litet för att spridas ut över samtliga lameller). Vid detta tillfälle drogs endast slutsatsen att pumparna var utlagda med för lågt flöde och för liten tryckhöjd.

Beslut togs att byta ut litiumbromidpumparna kallade P3 och P6 till en annan typ samt öka dimensioneringsvärdena. På inrådan från en av Berglunds kunder som jobbar inom vakuumb Branchen valdes märket Grundfos. Dessa pumpar har en mekanisk tätning mellan pumphus och utgående axel. Enligt uppgift skulle detta hålla tätt för luftinläckage. Dock fick standardtätningen på en av pumparna bytas ut till en specialtätning vid första vakuumentestet.

Efter ca en veckas testkörningar visade Klabbe att designvärdena kunde uppnås och beslut togs att bygga fullskaleanläggningen.

I detta stadium konstaterades att ljudvolymen från pumparna var hög men ingen analys gjordes av varför det förhöll sig på det viset. Eventuell kavitation diskuterades aldrig. Tätningarna i P3 och P6 var täta under testperioden. Magnetdrivna pumpar med stålhus undersöktes här men det konstaterades att de var 5 till 10 gånger dyrare än de som installerats.

8.1.4 Chalmers

För denna anläggning valdes Grundfos pumpar på alla fyra positionerna. Efter första kylsäsongens drift visade det sig att LiBr-pumparna inte gav tillräckligt flöde. De byttes då till en större modell. Anledningen till att för små pumpar valts förklaras delvis med den pressade tidsplanen som innebar att fullständigt dimensioneringsunderlag inte fanns tillgängligt i tid. Under samma kylsäsong byttes tätningarna i litiumbromid pumparna en gång. Den höga ljudnivån från pumparna dryftades också med leverantören Grundfos vilket gav som resultat att vi satte ljudhuvar över pumparna.

Problem uppstod även med den lilla kondensatpumpen. Den kunde inte pumpa tillräcklig mängd. Detta visade sig vara en för klen dimensionerad tryckledning som byttes ut till en grövre.

Vid kylsäsongen slut konstaterades att problemet med pumparnas låga kapacitet och den höga ljudvolymen berodde på kavitation. Ett första försök att åtgärda detta var att höja driftnivåerna i kärnen för att därigenom höja det statiska trycket på pumpens sug sida. Detta visade sig inte ge så stor effekt på kavitationen.

Andra kylsäsongen, 2001, präglades av tätningshaverier. Maskinen stod stilla under lång tid för att ljudproblemen var för distraherande. I slutet av året togs beslut att byta ut Grundfos pumparna till japanska av märket Teikoku. Dessa pumpar är speciellt byggda för att klara de låga tryck på sugsidan som råder i absorptionsmaskiner. Kostnaden för dessa pumpar är 3 till 5 ggr högre än för de initialt inplacerade pumparna. Pumpkostnaden uppgår därför till mellan 5 och 10 % av den totala maskinkostnaden.

Våren 2002 gjordes installationen av dessa. Efter igångkörning var ljudnivån låg och kavitationsproblemet löst.

8.2 Låg köldfaktor

Köldfaktorn (förhållandet mellan den energi som utvinns i form av kyla och tillförd energi i generatoren i form av fjärrvärme) i fullskalemaskinen på 1,15 MW, visade sig efter första kylsäsongen ligga under den som utlovats. Anledningen till detta var misstag som begåtts vid beräkning av maskinen.

Den energi som tillförs i generatoren används till två saker. Först går det åt energi för att värma upp den utspädda saltlösning som kommer från absorbatoren till kokpunkten. Vidare går det åt energi för att förångna vatten från den kokvarma lösningen.

Den första delen av energin, uppvärmning till kokpunkten, kommer aldrig att kunna användas för att producera kyla. Denna energimängd är proportionell mot

skillnaden i temperatur mellan den inkommande lösningen och kokpunkten i generatoren samt mot massflödet av den inkommande lösningen.

För att minska temperaturskillnaden mellan den inkommande lösningen och kokpunkten i generatoren värmeväxlas den inkommande lösningen mot den lösning som lämnar generatoren i lösningsmedelsvärmeväxlaren. Storleken på denna värmeväxlare avgör hur stor temperaturskillnaden är. Eftersom den inkommande lösningen har ett större massflöde (eftersom den innehåller det vatten som skall avdunsta i generatoren) kan man aldrig nedbringa temperaturskillnaden till noll.

Massflödet bestäms av hur stort flöde som erfordras för att få tillräcklig spridning av litiumbromidlösningen på lamellerna i generatoren.

Vid den första beräkningen av kylmaskinen som levererats till Göteborg Energi för att användas på Chalmers Tekniska Universitet beräknades massflödet till det flöde som erfordrades för att få tillräcklig spridning på lamellerna i absorbatoren. Eftersom absorbatorytan är större än ytan i generatoren blev massflödet till generatoren högre än vad som erfordras. Köldfaktorn kom därför att bli för låg, ner mot 0,6. Vid den ombyggnad som utfördes efter kylsäsongen 2001 infördes därför en cirkulation av litiumbromiden över absorbatoren. Endast den del av flödet som krävs för att väta generatorytan fördes genom saltlösningvärmeväxlaren till generatoren. Köldfaktorn ökade markant efter denna ombyggnad och uppgår i dag till c:a 0,75 vid full drift.

Genom att styra flödet mellan generator och absorbator mot köldbehovet kan vidare köldfaktorn hållas hög även under delast. I figur 9 visas inverkan av detta flöde på köldfaktorn vid en last på c:a 75 % av fullast. Köldfaktorn varierar mellan 0,76 och 0,65 beroende på storleken av detta flöde.

En ökning av köldfaktorn får fler konsekvenser än minskad åtgång av drivenergi. Den energi som måste kylas bort i kyltornet minskar när köldfaktorn ökar. En ökning av köldfaktorn från 0,6 till 0,75 medför en minskning av den energi som skall kylas bort i kyltornet med en faktor 0,85 $((1/0,75+1)/(1/0,6+1)=0,85)$. Kylvattenflödet minskar med samma faktor vilket i sin tur innebär minskad elförbrukning för systemets pumpar, större än en faktor 0,85 eftersom energiåtgången inte är direkt proportionellt mot flödet.

Den andra delen av energin som tillförs i generatoren används för att förångas vatten från saltlösningen. Den ånga som lämnar lösningen är inte mättad. Mättnadstrycket för vattenångan motsvaras av trycket i högtrycksdelen. Detta i sin tur beror av storleken på kondensorn och på kylvattentemperaturen. I kondensorn måste den överhettade ångan först kylas till kondensationspunkten. Denna energimängd kommer inte att kunna användas för kylproduktion. Skillnaden mellan koktemperatur i generatoren och kondensationstemperaturen i kondensorn är i storleksordningen 45 °C. Överhettningvärmet är c:a 3,5% av det värme som krävs för att förångas vatten från en 60 – 65 %-ig litiumbromidlösning.

När vattenångan kondenserat i kondensorn förs kondensatet till förångaren. Temperaturen på kondensatet är högre än koktemperaturen i förångaren. Detta

innebär att en del av kondensatet förångas utan att värme tagits från köldbäraren. Absorbatorn och generatoren belastats alltså med ett ångflöde som inte har bidragit till att producera kyla. Denna effekt bidrar med en ökad energiförbrukning i storleksordningen 3,5% dvs i samma storleksordning som överhettningensvärmets i ångan från generatoren.

Av det förda resonemanget framgår att köldfaktorn teoretiskt kan vara maximalt drygt 0,9. Den största delen av nedsättning av köldfaktorn ligger alltså i skillnaden i värmeinhåll mellan de två saltlösningar som lämnar respektive kommer in i generatoren. Det är således viktigt att hålla flödet mellan absorbator och generator så lågt som möjligt. Storleken och därmed kostnaden för saltlösningensvärmesväxlaren är också viktig. Det är möjligt att genom noggrann beräkning och med uppoffrande av stora kostnader komma till en köldfaktor i närheten av 0,9.

8.3. Täthet och korrosion

Driften av en LiBr-baserad kylmaskin är starkt beroende av att inga luftinsläpp sker. Luft i apparaten innebär att värmeöverföringshastigheten starkt försämras och att därmed maskinens kapacitet minskar. Mer allvarligt är dock att litiumbromid i närvaro av syre är starkt korrosivt. För att minimera korrosion används litiummolybdat som korrosionsinhibitor. För att inhibitorn skall fungera måste pH vara det rätta. pH justeras med hjälp av litiumhydroxid. Eftersom den använda lösningen av litiumbromid i vatten har en hög koncentration är det inte lätt att mäta pH. För att vara på säkra sidan måste därför prov skickas till speciella laboratorier för analys. Vid korrosion bildas vätgas vilket medför att trycket i maskinen stiger, främst i generator/kondensor. Maskinen måste då evakueras för att få bort dessa inerta gaser och få tillräckligt hög värmeöverföring.

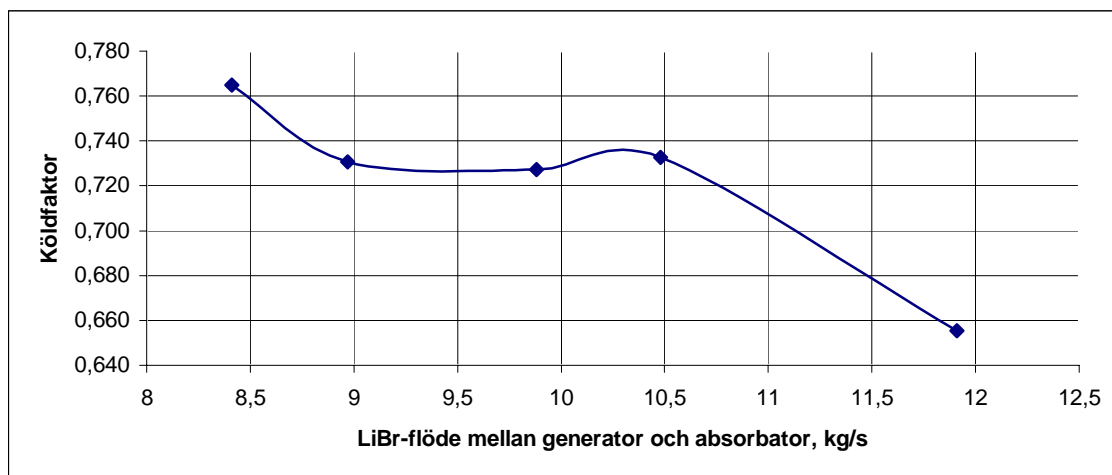
Under de ombyggnader som genomfördes under år 2001 och 2002 kom luft i kontakt med litiumbromidlösningen. Detta medförde korrosion och att inhibitorn förbrukades. Omfattande tillsatser av molybdat och litiumhydroxid har gjorts för att få ner korrosionshastigheten. Analyserna som utförts visade på ett behov av mycket stora tillsatser av litiumhydroxid, så stora att laboratoriet rekommenderade en tillsats mindre än vad analyserna visade och att efter tillsatsen nya analyser skulle utföras. Genom denna mindre tillsats sänktes tryckökningen i generatoren från c:a 4 mbar/dygn till c:a 2 mbar/dygn. Sannolikt beror denna tryckökning på fortsatt korrosion. Denna förväntas upphöra när rätt mängd hydroxid tillsatts.

Tryckökningen kan också bero på otätheter i maskinen. Läcksökning har inte visat på sådana läckage. De ställen där tidigare problem uppstått med luftinläckning är kring ventiler och kring kopplingar.

8.4 Styrning och reglering

Styrning av kylmaskinen syftar till att

- hålla *utgående köldbärartemperatur från maskinen* konstant oberoende av belastning och temperatur på fjärrvärme och kylvatten. Detta åstadkoms genom att fjärrvärmeflödet styrs av utgående köldbärartemperatur. För att hålla köldbärartemperaturen inom snäva gränser ($\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$) måste denna styrning reagera snabbt. Proportionalitetsfaktorn skall därför vara hög medan ingen eller liten integrerande funktion skall finnas.
- hålla *köldfaktorn hög även vid dellast*. Detta åstadkommes genom att flödet från absorbatör till generator styrs av temperaturen på köldbärartemperaturen. Köldfaktorn beroende av dellast är inte enkelt att räkna ut. Köldfaktorn beror av flödet genom saltlösningvärmväxlaren (VVX 2), dvs flödet mellan absorbatör och generator. Det beror också på vilken koncentration som råder i absorbatören, vilket i sin tur hänger ihop med förhållanden i övriga delar av maskinen. Det har hittills inte lyckats att hålla en konstant hög köldfaktor med denna typ av reglering men köldfaktorn ligger flera procentenheter högre med denna reglering än utan. Ett exempel på inverkan av denna styrning ges i figur 9



Figur 9 Köldfaktorns variation med flödet mellan generator och absorbatör (75-80% dellast)

- hålla maskinen vid *stabil drift*. Detta åstadkommes genom att flödena från absorbatör respektive generator styrs av nivåerna i respektive kärl. På detta sätt kommer det alltid att

finnas utrymme för att ta upp slumpmässiga variationer i de vätskevolymerna som finns i de olika kärnen

- åstadkomma *säkerhet mot kristallisation*. Detta åstadkommes genom att maskinen stoppas om kylvattentemperaturen blir för hög. Vidare finns möjlighet att med hjälp av vatten från förångaren späda ut en koncentrerad LiBr-lösning när risk för kristallisation föreligger eller redan inträffat.

8.5 Elförbrukning

Elförbrukningen är en viktig faktor för att bedöma en absorptionskylmaskins miljömässiga fördelar. Elektricitet krävs för att driva de pumpar som finns i systemet. Den ojämförligt största av dessa är kylvattenpumpen som skall pumpa kylvatten genom absorbatoren och kondensorn upp till kyltornet. Effekten är då en produkt av kylvattenflödet och det tryckfall som skall övervinnas.

I många fall är huvuddelen av tryckfallet den höjd över maskinens nivå som kyltornet befinner sig på. Kyltorn placeras ofta på byggnadens tak medan kylmaskinen står i dess bottenplan.

Det erforderliga kylvattenflödet är beroende av köldfaktorn, COP, för maskinen. Skillnaden i effekt för kylvattenpumpen för en maskin med en köldfaktor på 0,6 och en med en köldfaktor på 0,75 är 15%. Vid körningar under sommaren 2003, efter ombyggnad av maskinen bl.a. för att höja COP, har kylvattenflödet varit 110 kg/s mot 141 kg/s som var det ursprungliga flödet. Reduktionen i kylvattenflödet och därmed i energiförbrukningen för kylvattenpumpen uppgår alltså till 22%.

De interna pumparna i kylmaskinen har en väsentligt lägre effekt än kylvattenpumpen men bidrar också de till elförbrukningen. I den vid Chalmers placerade maskinen finns det fyra pumpar i stället för en som i konventionella maskiner. De tre extra pumparna har en märkeffekt på 5 kW medan den pump som pumpar från absorbatoren till generatoren (tryckstegringspumpen) också har en märkeffekt på 5 kW. Genom att tryckstegringspumpen är frekvensstyrd mot kylbehovet (temperaturen på köldbärarreturen) hålls energiförbrukningen nere vid delast. I tabell 3 finns en sammanställning av märkeffekter på de olika pumparna samt en beräkning av energiförbrukningen för dessa pumpar efter de åtgärder som vidtagits med maskinen.

	Märkeffekt kW	Beräknad erforderlig effekt efter ombyggnad, kW
Kylvattenpump	75	55
Köldbärarpump	8,2	8,2
Tryckstegringspump	4,5	4,5
Övriga interna pumpar	5,9	5,8
Summa	93,6	73,5

Tabell 3 Effekt för systemets pumpar

Elförbrukningen har således sänkts från 8,1 % till 6,4 % av kyleffekten främst genom att köldfaktorn har ökat.

En direkt jämförelse av elförbrukning och COP med York-maskinen, som finns installerad vid Chalmers, har inte kunnat göras. Anledningen är att utrustning för att direkt mäta dessa storheter inte finns installerad.

9. Tekniköverföring

Vid ett antal sammankomster har personalen vid Berglunds Rostfria AB fått undervisning i absorptionsteknik för kylning. Sambanden mellan tillförd värme och erhållen kyla har klargjorts liksom faktorer som bidrar till att sänka köldfaktorn. Vidare har sambanden bakom beräkningsprogrammet klargjorts.

Vid samma tillfällen har det praktiska handhavandet av maskinen diskuterats och såväl forskarna från KTH som personalen vid Berglunds har därigenom fått ökad förståelse för funktionen hos maskinen.

Samtal mellan personal från Akademiska Hus, Göteborg Energi, Mätcentralen vid Chalmers Tekniska Universitet och personal från KTH har ägt rum dels vid formellt ordnade sammankomster dels också informellt under drift av maskinen.

10. Information – facktidskrifter och vetenskapliga tidskrifter

10.1 Vetenskapliga tidskrifter

Två publikationer, Experimental Study of Heat Transfer Additive Influence on the Absorption Chiller Performance Int. J. of Refrigeration 25 (2002) 538-545 och "Marangoni Instability Analysis in LiBr/H₂O-additive System for Water Vapor Absorption" Chemistry and Computational Simulation. Butlerov Communications, No 6 2002, har publicerats i vetenskapliga tidskrifter. Dessa handlar om inverkan av additiver på mass- och värmetransporten i en absorptionsmaskin av fallfilmstyp.

10.2 Konferenser

Projektet har presenterats vid fyra internationella konferenser samt vid de årliga eff-Sysdagarna. De fyra konferenserna är EuroHeat and Power i Gdynia, Polen i juni 2001, Nordiske Kølemøde i Köpenhamn, Danmark i augusti 2001, 2nd International Heat Powered Cycles Conference i Paris, Frankrike i september 2001 samt International Sorption Heat Pump Conference i Shanghai, Kina i september 2002. Maskinen och simuleringsprogrammet har presenterats och diskuterats.

10.3 Facktidskrifter och populärvetenskapliga presentationer

Projektet har presenterats i facktidskrifter vid projektstarten samt när maskinen var installerad vid Chalmers i Göteborg.

11. Erfarenheter

11.1 Noggrannare utvärdering

En noggrannare skulle ha utförts på 30 kW's anläggningen på KTH för att redan där komma på de problem som sedan uppstod. Uttömmande analyser av olika driftförhållanden måste göras på en testrigg innan fullskalanläggningen byggs. Kostnader och arbetsinsatser på att åtgärda fel i en fullskalanläggning kan bli oöverstigliga.

11.2 Mekanisk detaljutformning

En mekanisk detaljutformning av anläggningens ingående delar är A och O för att få maskinen fri från inläckage av luft.

11.3 Pumpval

Vi lade ner för lite tid i inledningen på att göra rätt pumpval och riktig dimensionering av dess flöden och tryckhöjder samt en riktig analys av NPSH (Net Pressure Suction Head, Sughöjd).

11.4 Spridning

Spridarproblematiken var viktigare att ta hänsyn till än vi trodde från början.

11.5 Organisation

Att bygga fullskaleanläggningar och lösa dess problematik samt följa upp och utvärdera dess drift fordrar en större organisation än vi hade. På grund av att säsongen är kort för kylmaskinens drift har projektet dragit ut på tiden då vintersäsongerna blivit improduktiva. Då projekt drar ut på tid, flera år, hinner folk sluta och nya börja. Detta medför att kontinuiteten blir sämre vad gäller kunskap och erfarenheter.

Tack vare projektledarens ambitioner att följa tidplaner har projektet ändå varit lyckat.

11.6 Finansiering

Då det gäller finansiering borde det från början av projekt av denna typ krävas att en alternativ plan tas fram om projektet inte går som det skall. Detta medför att projektdeltagarna och finansiärerna är lite mer medvetna om kostnader som kan uppstå vid avvikelser från ursprungsplanen och att man i förväg är lite mer medveten om vad man ger sig in på. Under arbetets gång har detta påpekats från styrgruppens sida.

12. Diskussion och slutsatser

Projektet ”Lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin” startade under programmet Klimat 21 och har fortsatt under programmet Effektivare Kyl- och Värmepumpssystem, EffSys. Målet har varit att i samverkan mellan högskolan,

tillverkare och nyttjare av kylmaskiner utveckla en kylmaskin avsedd att drivas med de temperaturer som förekommer i fjärrvärmenätet under den tid då behovet av kyla är som störst, dvs under sommarhalvåret. Detta innebär att maskinen skall kunna konstrueras för drivtemperaturer ner till 70 °C eller lägre.

Projektet har drivits med projektledare från den tillverkande industrin. Detta har inneburit ett ur tillverkningens perspektiv effektivt projektarbete. Högskolans forskare har tvingats begränsa sina insatser till att ta fram de kunskaper som gav en rimlig säkerhet för tillverkningen. För högskolan är detta ett nytt och därför ovant sätt att arbeta. Forskare vill normalt kunna dra säkra, vetenskapligt underbyggda slutsatser medan för den tillverkande industrin syftet är att åstadkomma en fungerande maskin. Projektet drevs så att två år efter projektstart fanns en kylmaskin med en effekt på 1,15 MW installerad vid Chalmers Tekniska Högskola. Detta mål uppfylldes, men maskinen hade brister. En del av dessa brister kan härledas till den intressekonflikt rörande funktion/vetenskaplighet som funnits mellan näringsliv och högskola.

De allvarligaste bristerna var att maskinen inte hade den köldfaktor som förväntats, att pumparna hade en oacceptabel ljudnivå samt att elförbrukningen var för hög. Efter att extra tid skapats genom en förlängning av projektet har dessa brister kunnat avhjälpas. Maskinen ger nu en effekt på 1,15 MW kyla eller mer med en köldfaktor (COP) över 0,75. Ljudnivån på maskinen är lägre än den konventionella absorptionskylmaskin från York som också finns på Chalmers. Elförbrukningen har, främst på grund av den höga köldfaktorn, sänkts avsevärt. Vidare har maskinen, genom att flödet mellan absorptor och generator får variera med kylasten, fått en köldfaktor som vid delast sjunker mindre än för konventionella.

För närvarande kvarstår problem med korrosion eller möjligen täthet. Trycket i generatorm stiger med c:a 2 mbar per dygn. Saltlösningen i maskinen har skickats på analys för att avgöra hur mycket tillsats av litiummolybdat och/eller litiumhydroxid som krävs för att säkerställa att korrosion inte förekommer.

Slutligen kan konstateras att det fyraåriga projektsamarbetet mellan industri, högskola och brukare av kylmaskin och kyla har tagit fram värdefull information för nästa generation lågtemperaturdriven absorptionskylmaskin. Första generationen, den vid Chalmers installerade absorptionsmaskinen, har med en toppeffekt på mer än 1,15 MW och med en köldfaktor över 0,75 vid fullast, under perioden 5 till 29 juli 2003 levererat 275 MWh kyla eller i genomsnitt 11,5 MWh/dygn. Under delar av denna period har maskinen ensam tagit hand om det föreliggande kylbehovet. Detta resultat har uppnåtts trots den osedvanligt varma sommaren med åtföljande höga temperaturer på kylvattnet från kyltornen.

Referenser

Glebov Dmitrey, Setterwall Fredrik: Experimental Study of Heat Transfer Additive Influence on the Absorption Chiller Performance Int. J. of Refrigeration 25 (2002) 538-545

Glebov D., Martin V., 2002 "Optimisation of Low Temperature Driven Absorption Chiller" Proc. 1st Eff-Sys-day 8 Januari 2002, Royal Institute of Technology, Stockholm

Glebov D., Gustafsson M., Setterwall F., 2002 "Marangoni Instability Analysis in LiBr/H₂O-additive System for Water Vapor Absorption" Chemistry and Computational Simulation. Butlerov Communications, No 6 2002.

Gustafsson M., Fjärrkyla från Fjärrvärme – med Absorptionsteknik, Energi/Teknik nr 1 1999 p 84-87

Henning Hans-Martin: Solar Assisted Air-Conditioning of Buildings – An Overview, ISES Solar World Congress, Göteborg, Juni 14-19 2003

Kwang J. Kim, R. Radermacher. The interfacial turbulence in falling film absorption: effect of additives. Munich Discussion Meeting 94, Germany, **1994**, p.1-10

Martin V., Glebov D., Setterwall F., 2002 Miljöriktig fjärrkyla med kundanpassade lösningar – fortsättning på ett pilotprojekt. VVS-forum 5 (2002) 80 -83

Setterwall F., Glebov D., 2001 "Low Temperature Driven Absorption Chiller" EuroHeat & Power the 30th Congress, Gdynia, Poland, 7-8 June 2001.

Setterwall F., Glebov D., 2001 "Experimental study of low temperature driven absorption chiller utilizing vertical lamellas as heat transfer surfaces" _Nordiske Kølemøde, København, Denmark 29-31 August 2001.

Setterwall F., Glebov D., Wikensten B., 2001 "Low temperature absorption chiller" Proc 2nd International Heat Powered Cycles Conf. Paris, France pp 349-353

F. Setterwall, D. Glebov, V. Martin 2002 "Heat transfer Model of the Single-Effect Absorption Chiller" International Sorption Heat Pump Conference, Shanghai, China, 24-28 September 2002

Sörbo K., Ny maskin skall ge billigare fjärrkyla, VVS-Forum, nr 9, sept 2000, p 62-64

Wei Ji, Theoretical Study on Effects of Surface-Active Solutes on Absorption Systems, PhD-thesis, Dep. Chemical Engineering, Royal Institute of Technology, 1994

Wei Ji., Setterwall F. Effect of heat additives on the instabilities of an absorbing falling film. Chem. Eng. Science, 1995, Vol. 50., No. 19, pp.3077-3097.

W. Yao, H. Bjurström, F. Setterwall: J. Chem. Eng. Data **36**:91, 1991

Beteckningslista

COP	Coefficient of Performance (köldfaktor)	dimensionslös
GWP	Global Warming Potential	dimensionslös
LTAC	Low Temperature driven Absorption Chiller	förkortning
NPSH	Net Pressure Suction Head, Sughöjd	[m]