



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



Rapport

R37:1990

**Icke-azeotropa blandningar
i värmepumpar**

Förstudie för fullskaleprojekt

Ludvig Albert

Thore Berntsson

Marine Högberg

Lennart Persson

V-HUSETS BIBLIOTEK, LTH



15000

400135442

Byggforskningsrådet

R37:1990

TEKNISKA HÖGSKOLAN I LUND
SEKTIONEN FÖR VÄG- OCH VATTEN
BIBLIOTEKET

ICKE-AZEOTROPA BLANDNINGAR I VÄRMEPUMPAR

Förstudie för fullskaleprojekt

Ludvig Albert
Thore Berntsson
Marine Högberg
Lennart Persson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 860506-5 från Statens råd för byggnadsforskning till Inst. för Värmeteknik och maskinlära, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg.

REFERAT

I ett samarbetsprojekt mellan STAL Refrigeration AB och Institutionen för Värmeteknik och maskinlära, Chalmers tekniska högskola planeras en första försöksanläggning i Sverige med en icke-azeotrop blandning som arbetsmedium. Den värmepump som skall användas är en av STAL Refrigerations provriggar i fullskala.

Inverkan av en icke-azeotrop blandning på designen av komponenterna i värmepumpen har analyserats. Studien har delvis gjorts med ett simuleringsprogram, vilket tidigare utvecklats vid institutionen. Programmet har förbättrats och kompletterats med ytterligare några rutiner. Vidare har den tilltänkta värmepumpens design lagts in.

Aktuell anläggning har motströms förångare och tvärströms kondensor. Enär motströms värmeväxlare är fördelaktigast för icke-azeotropa blandningar har beräkningar med en motströms kondensor gjorts. Vid jämförelser framgår att en tubpanne-kondensor med blandningen på mantelsidan är av störst intresse att göra praktiska försök på.

Studien av internvärmväxlaren visar att värmefaktorns beroende av överhettningsgraden före kompressorn är något större för en icke-azeotrop blandning än för ett rent ämne.

I Byggeforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblekt papper.

R37:1990

ISBN 91-540-5187-8
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

gotab Stockholm 1990

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	Sid
1. Inledning	1
2. Lämpliga applikationer	3
3. Komponentstudier	5
3.1 Kondensator	5
3.2 Förångare	7
3.3 Suggasvärmeväxlare	9
3.4 Kompressor	11
3.5 Reglerstrategi	12
3.6 Oljeproblem	14
4. Simuleringsprogram	17
4.A Befintligt program	17
4.B Programutveckling	19
4.B.1 Termodynamiska data	19
4.B.2 Kondensator	19
4.B.3 Förångare	22
4.B.4 Slutförångning	23

	Sid
5. Försöksplanering	24
5.1 Allmänt om faktorförsök	24
5.2 Faktorer	25
5.3 Begränsningar av faktorerna	25
5.4 Valda nivåer för faktorerna	26
5.5 Reducerad faktorföröksplan	27
5.6 Utökad försöksplan	27
6. Slutsatser och förslag till fortsatt arbete	30
7. Referenser	31
APPENDIX A: Resultat av kondensorstudie	32
Beteckningar	43
APPENDIX B: Beskrivning av förångare	44
APPENDIX C: Rutiner för kondensorberäkning	46
Kondensation av en blandning	46
Silvers metod	47
Uppskattning av α_1	50
Uppskattning av α_g	52
Uppskattning av α_o	54

	Sid
Uppskattning av dp/dL	55
Integral kokkurva	56
Jämvikts- och materialdata	57
Tillämpning av Silvers metod	57
Beräkningar för olika disposition av värmeyta	58
Referenser	59
Beteckningar	60

SUMMARY

In cooperation between STAL Refrigeration AB and the Department of Heat and Power Technology, Chalmers University of Technology, an experimental heat pump with a non-azeotropic mixture as working fluid is being prepared. This will be the first full scale plant in Sweden.

This report contains the results from a pre-study to the full scale project.

The influence of a non-azeotropic mixture, as compared with a pure fluid on the design of the components in the heat pump, has been analyzed. This study has partly been done with a previously developed computer program, which has been improved. Some supplementary routines have been added to it, and the specific design of the prepared experimental plant has been inserted.

The experimental heat pump which is to be used, has a counter-current evaporator and a crosscurrent condenser. Since the best design for a non-azeotropic mixture is counter-current, heat exchanger calculations have been done for this type of condenser. Comparisons indicate that a shell and tube heat exchanger with the non-azeotropic mixture on the shell side is highly interesting to investigate practically. The study of the internal heat exchanger shows that the dependence of COP on the degree of superheat before the compressor is slightly larger for a non-azeotropic mixture than for a pure fluid.

During this project and also afterwards a dynamic debate on the environmental effect of "CFCs" has been going on. The use of the mixture HCFC22/CFC114, suggested in this report, will be forbidden in the future. However, it is still interesting to study it, since there are more and better thermodynamic and physical data available for this mixture than for other non-azeotropic mixtures. The experience and knowledge acquired in this project are possible to apply on other mixtures. Accurate calculations can be done for these when more reliable data are available.

SAMMANFATTNING

I ett samarbetsprojekt mellan STAL Refrigeration AB och Institutionen för Värmeteknik och maskinlära, Chalmers tekniska högskola planeras en första försöksanläggning i Sverige med en icke-azeotrop blandning som arbetsmedium. Den värmepump som skall användas är en av STAL Refrigerations provriggar i fullskala.

Resultaten från en förstudie till fullskaleprojektet redovisas i denna rapport.

Inverkan av en icke-azeotrop blandning på designen av komponenterna i värmepumpen har analyserats. Studien har delvis gjorts med ett simuleringsprogram, vilket tidigare utvecklats vid institutionen. Programmet har förbättrats och kompletterats med ytterligare några rutiner. Vidare har den tilltänkta värmepumpens design lagts in.

Aktuell anläggning har motströms förångare och tvärströms kondensor. Enär motströms värmeväxlare är fördelaktigast för icke-azeotropa blandningar har beräkningar med en motströms kondensor gjorts. Vid jämförelser framgår att en tubpanne-kondensor med blandningen på mantelsidan är av störst intresse att göra praktiska försök på.

Studien av internvärmeväxlaren visar att värmefaktorns beroende av överhettningsgraden före kompressorn är något större för en icke-azeotrop blandning än för ett rent ämne. Under pågående projekt och även därefter har debatten om 'freoners' miljöpåverkan och vilka ämnen som skall tillåtas varit dynamisk. Den i rapporten föreslagna blandningen HCFC22/CFC114 kommer inte vara tillåten 1995, dock är den fortfarande intressant att studera enär det finns mer och bättre termodynamiska samt fysikaliska data för den än för andra icke-azeotropa blandningar. De erfarenheter och kunskaper som projektet givit är tillämpliga även för andra blandningar och noggranna beräkningar kan göras för dem när bättre data finns tillgängliga.

1. INLEDNING

Icke-azeotropa blandningar som arbetsmedier i värmepumpar har under senare år undersökts i flera större projekt både i Sverige och utomlands. I dessa projekt har påvisats att blandningar kan bli en stark konkurrent till konventionella arbetsmedier i flera typer av applikationer i framtiden. Av denna anledning har ett samarbete påbörjats mellan STAL Refrigeration och Institutionen för värmeteknik och maskinlära, Chalmers tekniska högskola, i vilket blandningar skall studeras i en första fullskaleanläggning i Sverige. Denna rapport avser resultatet från förstudien till detta projekt.

För en första försöksanläggning i fullskala är det viktigt att förhållandena för värmepumpen, både yttre och inre, kan varieras relativt fritt, så att påverkan av olika yttre och inre parametrar kan studeras. I samarbetsprojektet skall en av STAL Refrigerations provriggar i fullskala användas. En sådan rigg innebär en unik möjlighet att studera blandningars beteende under så nära verkliga förhållanden som möjligt, samtidigt som olika yttre och inre parametrar kan varieras relativt fritt. Anläggningen kan därför tjäna som ett första viktiga steg på vägen mot en kommersialisering av denna teknik. Parametrar som skall varieras är:

- Temperaturnivå i förångare resp kondensor
- Temperaturgradienter hos värmekälla och värmesänka
- Typ av köldmedieblandning
- Typ av smörjolja
- Dellastreglering

Eftersom ett projekt av detta slag fordrar en omfattande planering, har den första delen av arbetet bedrivits i form

av en förstudie. Enligt ansökan om projektet till BFR har arbetet i förstudien indelats i följande punkter:

1. Teoretisk studie av lämpliga blandningar för olika applikationer med hjälp av befintligt simuleringsprogram vid Institutionen för värmeteknik och maskinlära.
2. Teoretisk beräkning av förväntade prestanda i aktuell provrigg, bestämning av belastnings- och driftsförhållanden för kompressor och övriga komponenter i provrigg, Genomgång av system och komponenter för att klargöra eventuella nödvändiga förändringar.
3. Studium av lämplig kondensor i provriggen.
4. Studium av löslighet och viskositet för smörjolja i närvaro av köldmedieblandning.
5. Teoretiskt studium av lämpligaste reglermetod för strypventilen.
6. Teoretiskt studium av kapacitetsreglering med hjälp av simuleringsprogram.
7. Utarbetande av detaljerat provprogram för provriggen och utarbetande av ansökan för huvudprojektet.
8. Rapportskrivning.

Under arbetets gång har några av punkterna kommit att prioriteras, och i något fall har också arbetet förskjutits till huvudprojektet. Resultaten från arbetet med ovanstående punkter redovisas i det följande av denna rapport.

2. LÄMPLIGA APPLIKATIONER

Generell beskrivning av användningsområden för värmepumpar med arbetsmedieblandningar har publicerats i ett flertal arbeten, bl a /1/.

Nuvarande inställning till inverkan av CFC på miljön innebär att i praktiken bara R22 och R114 är aktuella inom de närmaste åren. Blandningar av dessa kan anpassas till avgivningstemperaturer mellan ca 50°C (R22) och ca 100°C (R114) och därmed överbrygga gapet mellan dessa två medier och, inte minst, ersätta R12.

Införande av arbetsmedieblandningar kräver insatser i utbildning av tekniker och servicepersonal, anskaffning av specialutrustning för mätning av gaskompositioner etc. Kostnader för dessa insatser kan bäras av enstaka stora anläggningar, troligen 10MW och större. Det största antalet värmepumpar har dock väsentligt mindre effekt. T ex har STAL Refrigeration levererat flera hundra anläggningar för uppvärmning av byggnader och värmeåtervinning inom industrin, vilkas genomsnittliga effekt är ca 500 kW. Om tekniken med arbetsmedieblandningar skall kunna införas inom detta område, måste kostnaderna för införandet fördelas på ett större antal anläggningar, t ex på nuvarande serietillverkade kompakta värmepumpsaggregat som modifieras för aktuell tillämpning.

Som exempel på lämpliga applikationer av kompletta aggregat med icke-azeotropa blandningar kan nämnas:

- Värmepumpar för distriktsvärmenät för uppvärmning av flerbostadshus. Avgivningstemperaturen mellan 50-80°C.
Värmekälla: renat avloppsvatten eller naturligt förekommande vatten 8 - 10°C. Värmeeffekter i storleksordning

200-1200 kW per aggregat. Glidande kondenseringstemperaturer kan utnyttjas.

- Värmepumpar för värmning av bruksvatten inom livsmedelsindustrin (ca 60-70°C) t ex för rengöring/diskning av produktionsutrustning.

Värmekälla: spillvatten, kylvatten från kylanläggningar och andra maskiner (ca 20-30°C). Glidande förångningstemperatur bör kunna utnyttjas. Värmeeffekter ca 100-1000 kW.

- Värmepumpar för flerbostadshus för lokaluppvärmning och varmvattenberedning med uteluft som värmekälla. Möjligheter till anpassning av värmeeffekt och avgivningstemperatur med hänsyn till säsongsbbehov bör kunna utnyttjas (ca 50-70°C). Värmeeffekt ca 200-2000 kW.

3. KOMPONENTSTUDIER

Användning av en blandning påverkar samtliga komponenter i en värmepump. Flera av dessa bör kunna designas på precis samma sätt som i en anläggning med ett rent arbetsmedium. I projektet har en genomgång gjorts av konsekvenserna för de olika komponenterna när en blandning används. För detta redogörs i det följande av detta kapitel.

3.1 Kondensor

I den typ av tubkondensor som normalt används av STAL kondenseras mediet på mantelsidan, medan värmesänkan i regel utgörs av vatten som strömmar i flera stråk på tubsidan. Då dessutom mantelsidan ej är försedd med bafflar, kan motströmsvärmväxling ej åstadkommas, ens tillnärmelsevis, med befintlig kondensortyp. Vid kondensering av blandningar försämras kapaciteten av mass- och värmetransportmotstånd i ångfasen. Konstruktionen måste tillförsäkra god turbulens i ångfasen, vilket kan ske genom hög gashastighet eller användning av turbulenspromotorer eller en kombination av dessa faktorer. På grund av de höga tryck som termodynamiskt är nödvändiga är en tubpanna av något slag en förutsättning. Främst av aggregatutformningsskäl är en horisontell panna att föredra. Två tänkbara konstruktioner har undersökts, dels med mediet i manteln och kamflänsförsedda tuber som hittills, dels med mediet i tuberna. I förra fallet är det rimligt att förse tuberna med insatser för att kompensera för väsentligt lägre vattenhastigheter vid blandningar. Dessutom är det nödvändigt med ett större antal bafflar för att åstadkomma hög gashastighet och en approximation av motströmsvärmväxling. I det senare fallet är det nödvändigt av överförings- och effektivitetsskäl att installera ett stort antal bafflar (se även 3.2 Förångaren). I tuberna kan det vara fördelaktigt att använda insatser, men detta har ej undersökts. I bägge fallen kan en uppdelning av kondensationen på en huvud- och en slutkondensor övervägas.

Med hjälp av ett nyutvecklat simuleringsprogram (se kap 4.2) har vissa beräkningar gjorts för att ge underlag till en preliminär kondensordesign.

Följande principer kan på det här stadiet fastläggas (se även appendix A).

Generellt

- Ytbehovet är väsentligt större för blandningar, även vid bästa möjliga design.
- Värmeväxlaren bör vara lång, typiskt 6-7 m, men uppdelning på två kortare enheter kan göras.
- Tubinsatser är nödvändiga eller kan övervägas.
- Mantelsidan måste vara utrustad med talrika bafflar.
- Mediet på insidan kräver större värmeväxlare - större utvändigt värmeyta, större ytterdimensioner, större materialåtgång.

Mediet i manteln

- Tuberna bör vara försedda med "korta" kamflänsar.
- Baffelavståndet bör i princip öka längs värmeväxlaren enligt ett visst mönster, men kan vara konstant med samma baffelantal utan större effektivitetsförlust. En god kompromiss är konstanta men olika baffelavstånd i huvud- respektive efterkondensor.
- Baffelfönstren kan vara lika stora och skall vara sidoplacerade för god kondensattransport (vid små manteldiametrar bör annan lösning för kondensattransporten tillgripas).

- 3/4" kamflänstuber av koppar kan användas, som hittills. Dock bör insatser finnas.
- Triangulärt tubarrangemang med 1" delning, som hittills, kan användas.

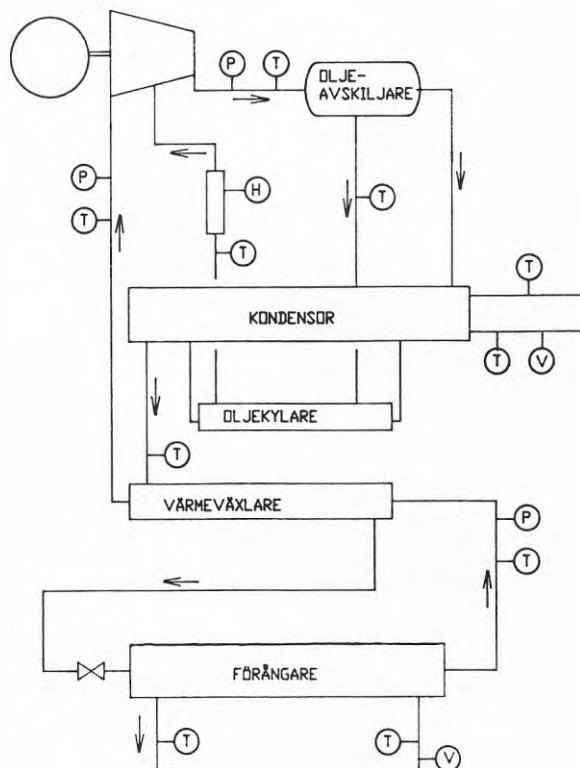
Mediet i tuberna

- Liten tubdiameter (1/2") rekommenderas, särskilt utan insatser.
- Svag lutning av värmeväxlaren bör vara gynnsam.
- Liten tubdelning och kort baffelavstånd (10-15 cm) anbefalles.
- Utvändig ytförstoring ger inga särskilda fördelar, tubdelningen blir större.
- Vid uppdelning på två enheter skall kondensat frånskiljas.
- Vid uppdelning bör slutkondensorn ha mindre diameter än huvudkondensorn.
- Beräkningarna är relativt osäkra.

3.2 Förångare

I den typ av tubpanneförångare som används av STAL förångas mediet inuti tuberna. Bafflarna på utsidan tuberna gör att värmeöverföringen sker i tvärström. De många tvärströmsstråken gör att nettoeffekten blir en i princip fullt utvecklad motströmsvärmeöverföring. Den aktuella typen är därför väl ägnad för användning med blandningar. Stal använder en speciell typ av insats i tuberna, en s k stjärninsats, med tio

uddar. Kunskaper om förångning av blandningar i sådana tuber finns i /2/.



Figur 3.1 Principskiss av försöksanläggning.

Under vissa förutsättningar kan det vara en fördel att endast partiellt förånga i själva förångaren och låta slutförångningen ske i en efterföljande suggasvärmväxlare, se principskiss i figur 3.1. Härigenom kan man påverka temperaturgradienten i själva förångaren på ett sådant sätt, att en termodynamisk förbättring av processen kan uppnås under vissa relationer mellan temperaturgradienten för blandningen och värmekällan. Denna möjlighet till förbättring av processen med blandningar har bedömts som intressant att studera experimentellt redan i en första försöksanläggning, varför

förändringar i befintliga simuleringsprogram har gjorts, så att processen kan simuleras även under dessa förutsättningar.

3.3 Suggasvärmeväxlare

I en sluten kompressordriven kyl- eller värmepumpkrets kan gasen före kompressorn överhettas med hjälp av varmt kondenserat köldmedium i en suggasvärmeväxlare. Med denna interna värmeväxling kan värmepumpsprocessen påverkas. Medan påverkan vid rena arbetsmedier kan vara positiv (t ex R114, R12, R502) eller negativ (t ex R22), är påverkan vid arbetsmedieblandningar som regel alltid positiv.

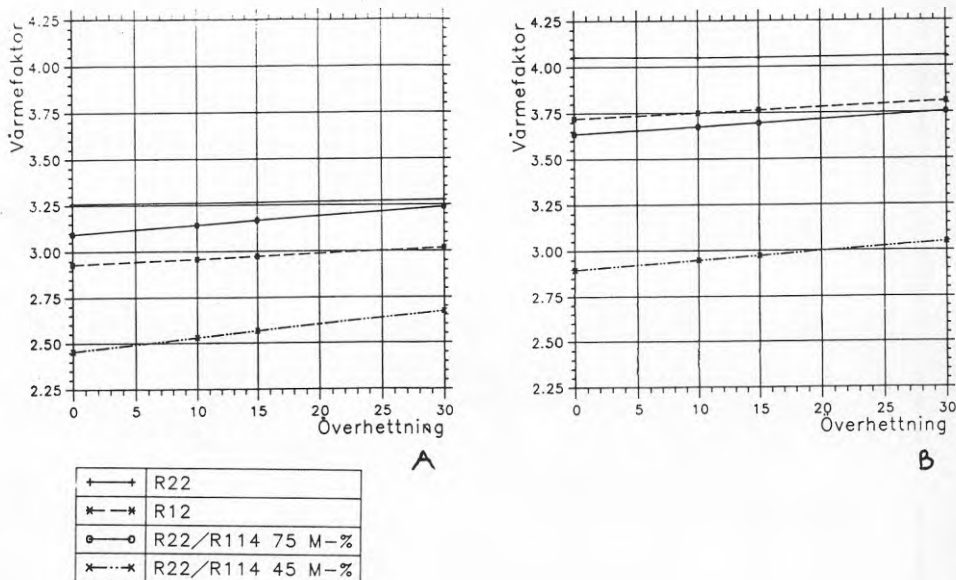
Med rätt arrangerad värmeväxling kan det sugtryck som erfordras för att uppnå en viss lägsta förångningstemperatur bli högre än utan värmeväxling. Högre sugtryck innebär lägre tryckförhållande och lägre kompressionsarbete.

Simuleringar har gjorts för ren R22 och R12 samt för 45 respektive 75 mol % R22 i R114. Vid simuleringarna har graden av intern överhettning varierats från 0°C till 30°C. Två olika applikationer har beaktats, dels ett fall med stora yttre vattengradienter, se figur 3.2a och 3.3a, dels ett fall med små gradienter, se figur 3.2b och 3.3b. I figur 3.2 är värmefaktorn avsatt mot överhettningen, och i figur 3.3 mot värmeväxlarens kA -värde. I beräkningarna har både förångar- och kondensorarea hållits konstanta.

I figur 3.2 visas blandningars större känslighet av överhettningens graden jämfört med rena medier. Mest markant är detta vid stora yttre gradienter såsom visas i figur 3.2.a.

Görs jämförelse vid samma kA -värde på suggasvärmeväxlaren (figur 3.3) märks att ökningen av värmefaktorn är likartad för båda applikationerna samt att endast 45 % blandningen avviker från rena ämnen i sitt beroende av kA -värdet.

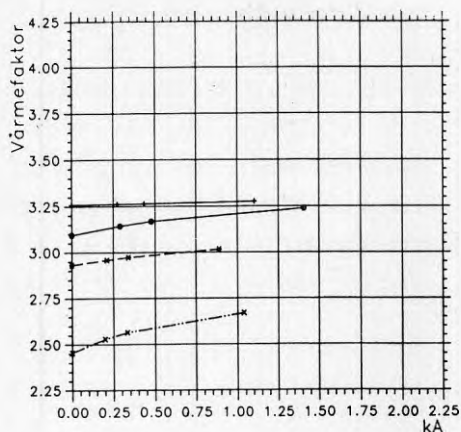
För ovannämnda typfall har beräkningar gjorts, där en mindre del vätska (5 vikts-%) överförs från förångaren till suggasvärmexlaren och slutförångas där. Beräkningar med blandningar visar att värmefaktorns förbättring endast är marginell vid samma kA -värde på värmexlaren.



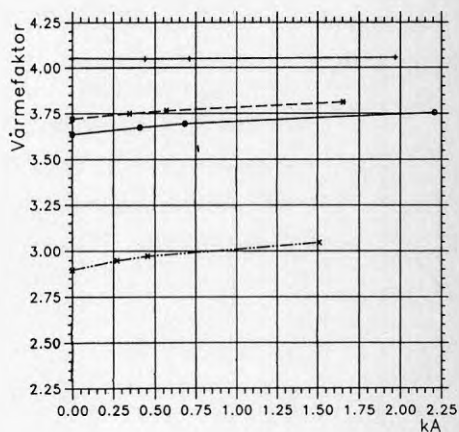
Figur 3.2 Simuleringsresultat för enstegsvärmepump med varierande grad av intern överhettning.

a) Värmesänka 60-45°C, värmekälla 20-5°C.

b) Värmesänka 60-55°C, värmekälla 20-15°C.



A



B

—○—	R22
- - - x - - -	R12
—□—	R22/R114 75 M-%
· · · x · · ·	R22/R114 45 M-%

Figur 3.3 Simuleringsresultat för enstegs värmepump med olika stor suggasvärmeväxlare.

- Värmesänka 60-45°C, värmekälla 20-5°C.
- Värmesänka 60-55°C, värmekälla 20-15°C.

3.4 Kompressor

Konsekvenserna för kompressorn vid användning av blandningar beror på typen av kompressor. Här diskuteras kortfattat dubbelskrivkompressorn, den typ som kommer att bli aktuell i den planerade försöksanläggningen.

Eftersom blandningen befinner sig helt i gasfas genom hela kompressorn, kommer själva kompressionen att ske på samma sätt som med ett rent arbetsmedium. Emellertid kan för vissa blandningar båda medierna ha en stor skillnad i löslighet i oljan. Detta skulle möjligen kunna leda till en viss på-

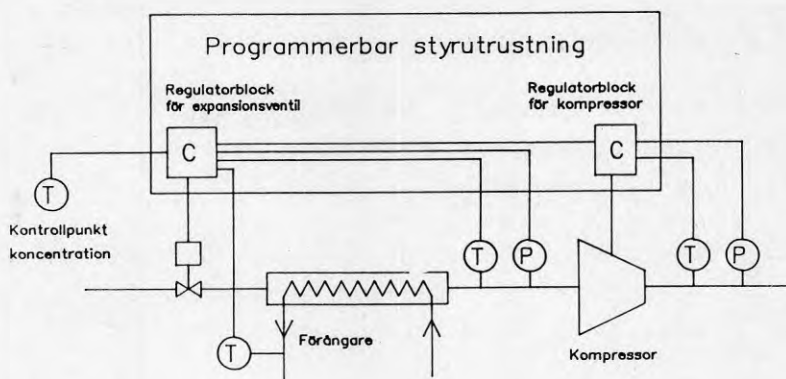
verkan på kompressionsförloppet. De konsekvenser som därvid kan uppstå har ännu inte studerats experimentellt.

I en experimentell undersökning, gjord av SRM (Svenska Rotor Maskiner) i samarbete med Institutionen för värmeteknik och maskinlära /3/, uppmättes isentropverkningsgraden för ett antal olika blandningar under olika temperatur- och tryckförhållanden. Därvid användes samma olja för de rena ämnena som för blandningarna. Ett av huvudresultaten av studierna var att isentropverkningsgraden för en blandning med god noggrannhet kan beräknas som ett viktat medelvärde av motsvarande för de två rena ämnena.

3.5 Reglerstrategi

I kapitel 2 föreslås att arbetsmedieblandningar introduceras företrädesvis i fabriksbyggda värmepumpsaggregat. Dessa kännetecknas av kompakta, effektiva värmeväxlare med små arbetsmediefyllningar. Direkt expansion i förångare leder till snabba reglerförlopp. Eventuella problem förknippade med detta är i princip lösta för rena arbetsmedier. Svårigheten vid användning av arbetsmedieblandningar ligger främst i ett mer komplicerat trycktemperatursamband, vilket påverkar i första hand reglering av expansionsventiler och övervakning av överhettningen före kompressorn.

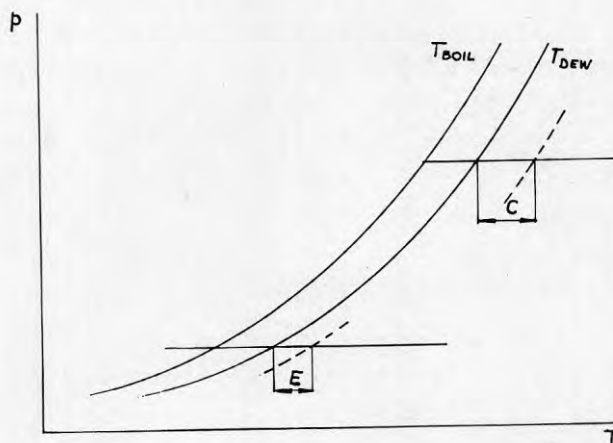
Med programmerbar styrutrustning, som redan idag är standard på serieproducerade värmepumpsaggregat, bör svårigheterna kunna bemästras (figur 3.4). T ex kan sambandet mellan tryck och temperatur (kokkurva och daggpunktskurva) för vald blandning programmeras in (figur 3.5). Även kompensation för eventuell måttlig förändring i sammansättning (t ex på grund av läckage) kan inprogrammeras. Förutsättningen är att sammansättningen kan övervakas på enkelt sätt i arbetsmediekretsen.



Figur 3.4 Programmerbar utrustning på vätskekylaggregat (principschema).

Värmepumpsaggregat kan sedan regleras och övervakas på samma sätt som vid rena arbetsmedier.

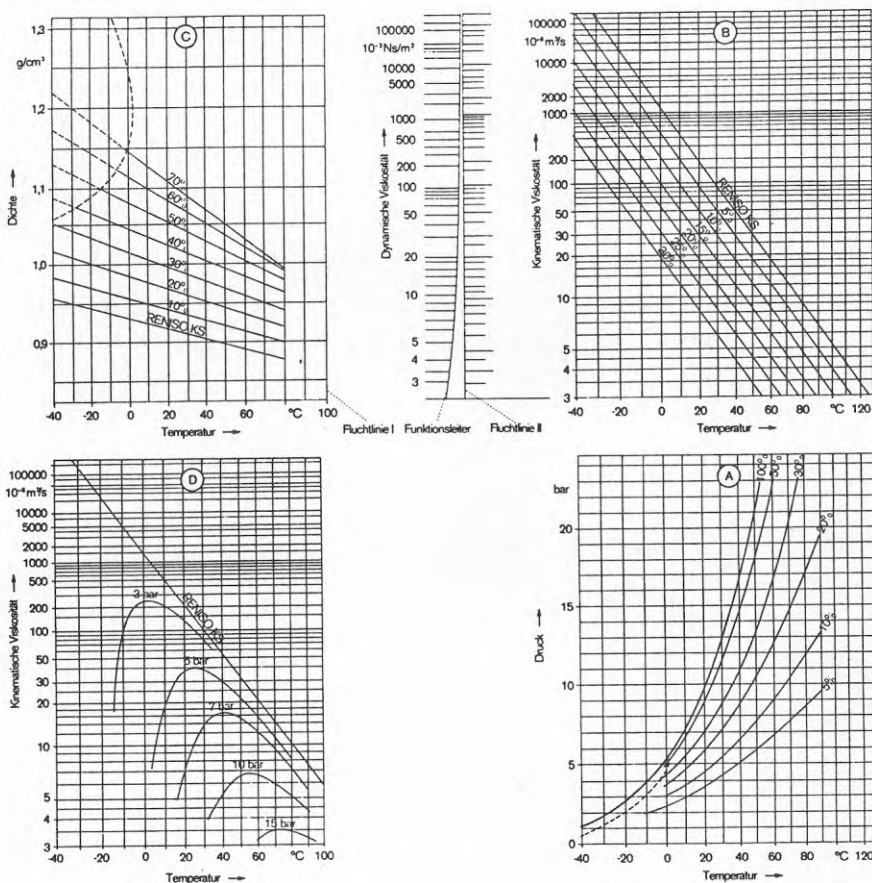
Kommersiell introduktion kräver dock omsorgsfull analys och utprovning, så att säkerhetskraven uppfylls.



Figur 3.5 P-T relationer som kan inprogrammeras i styrutrustningen. E = överhettning i förångaren.
C = överhettning i oljeavskiljaren.

3.6 Oljeproblem

Kylkompressorer är vanligen utrustade med tämligen konventionella glid- eller/och rullningslager. Det innebär att smörjoljans viskositet måste uppnå ett beräknat minimivärde vid en given belastning på lagren. Vid drift med CFC smörjs kompressorn med en blandning av olja och arbetsmedium med en viktsandel upp till ca 25%. Blandningens viskositet är då väsentligt lägre än den rena oljans.

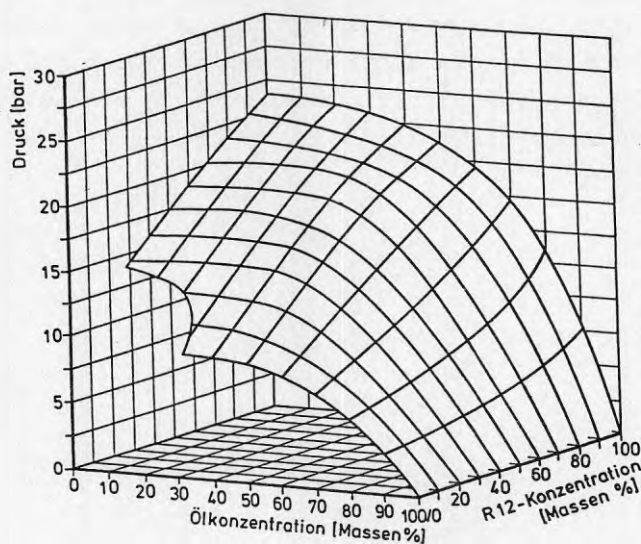


Figur 3.6 Jämviktsdiagram R22 mineralolja (FUCHS Mineralölwerke GmbH).

Viskositetssamband för binära blandningar, olja-arbetsmedium, som funktion av temperatur, tryck och inlösning (viktskoncentration) är kända. Jämvikts- och viskositetsdiagram för vanliga kylmaskinoljor och arbetsmedier kan erhållas t ex från oljebolagen, se figur 3.6.

En arbetsmedieblandning bildar med olja en ternärblandning. Svårigheter att teoretiskt eller genom mätningar framställa underlag för praktisk användning har belysts av bl a Dr Ing Margit Schröder /4/.

Den ansvarige konstruktören/kylteknikern skall välja olja och bestämma relaterade gränser för drift såsom högsta tillåtna kondenseringstryck, tryckgastemperatur och erforderlig oljekylning.



Figur 3.7 Jämviktsdiagram för ternär blandning enligt /2/.

Det faktum att entydiga diagram saknas kan orsaka en stor osäkerhet. Detta kan leda till att begränsningar för drift av kompressorn sätts mycket konservativt, och att de icke-azeotropa blandningarnas fördelar inte till fullo utnyttjas.

Införande av arbetsmedieblandningar för kommersiell användning kräver därför framtagning av erforderligt underlag för aktuella driftområden, se exempel i figur 3.7 /4/.

Vid planeringen av fullskaleprov har olika metoder för mätning av jämvikt studerats. Som den mest framkomliga vägen föreslås att installera en on-line viskosimeter i kompressorns smörjkrets. Kompressorns driftfall kommer att övervakas och begränsas med hänsyn till lägsta tillåtna viskositet. Oljeprov kan sedan analyseras och sammansättningen bestämmas. Denna metod leder till snabba, praktiska resultat, samtidigt som kostnaderna blir överkomliga. Provresultat kan analyseras teoretiskt och ett mer fullständigt underlag utarbetas.

4. SIMULERINGSPROGRAM

4.A BEFINTLIGT PROGRAM

Ett större simuleringsprogram för beräkning av en värmepumpcykel med icke-azeotropa blandningar har utvecklats vid Institutionen för värmeteknik och maskinlära i ett tidigare projekt. Det finns beskrivet i /1/. Detta program har legat till grund för de simuleringsarbeten som genomförts under förstudien. För dessa arbeten, liksom för möjligheterna att använda programmet för utvärdering och simulering i det kommande huvudprojektet, har flera modifieringar gjorts som en del av förstudiearbetet. För dessa redogörs i nästa avsnitt. Här följer en beskrivning av det ursprungliga programmet.

Syftet med programmet är att kunna simulera värmepumpen och dess olika komponenter så realistiskt som möjligt med blandningar. I programmet simuleras en enstegs värmepump med möjligheter till extern underkylning och intern värmeväxling mellan kondensat och suggas, se figur 3.1. Med givna yttre förutsättningar såsom in- och utgående temperaturer på värmekälla och värmebänka, värmebehov och givna storlekar på värmeväxlarytor simuleras hela processen. Värmeöverföringen i förångare och kondensator simuleras genom stegvis beräkningar längs ytorna. Orsaken till detta är att temperaturgradienterna i de flesta fall är långt ifrån logaritmiska. Utdata från programmet är: COP, kapacitet, tryckrörstryck, värmeöverföringstal, temperaturgradienter i värmeväxlarna, tryckfall och kompressorverkningsgrader.

Termodynamiska storheter för rena ämnen har beräknats utgående från ekvationer framtagna av Martin-Hou, Martin, Downing och Ekroth, se /1/. Storheter för blandningar har beräknats genom att i samtliga fall antaga ideala blandningar. Denna beräkningsrutin har nu kunnat förbättras i och med att ny kunskap om blandningar har framkommit, se nästa avsnitt.

Förångaren kan simuleras antingen som en tubpanneförångare med arbetsmediet inuti tuberna eller som en vertikal värmeväxlare med fallfilm på arbetsmediesidan. För samarbetet med STAL är det den förstnämnda typen som är aktuell i första hand. Hänsyn till påverkan på värmeöverföringstalet vid blandningar har tagits, se ekvationer i /1/.

Kondensorn antas i programmet vara av tubpannetyp med horisontella flänsade rör, i vilken arbetsmediet antas kondensera utanpå tuberna. God motströmseffekt antas kunna uppnås genom användning av bafflar. Kunskapen om värmeöverföringstalets påverkan vid blandningar är idag så liten att någon korrektion för detta ännu inte gjorts i programmet. Detta problem har dock studerats i förstudien, se nästa avsnitt.

Kompressorn är av dubbelskruvtyp. Volymetriska och isentropa verkningsgrader för blandningar beräknas utgående från experimentella data framtagna av Svenska Rotor Maskiner /5/.

I förstudien har följande förändringar i programmet gjorts:

- Förbättring av rutinerna för beräkning av termodynamiska data för blandningar
- Beräkningsrutiner för kondensorn
- Förbättrad beräkningsrutin för förångaren, anpassning till STAL:s förutsättningar
- Rutin för beräkning av slutförångning i suggasvärmewäxlaren med hjälp av kondensatet

Samtliga dessa förändringar beskrivs i nästa avsnitt.

4.B PROGRAMUTVECKLING

4.B.1 Termodynamiska data

Den tidigare använda metoden för estimering av termodynamiska storheter, VLE-data, entalpier, entropier o dyl, har bytts ut mot tillståndsekvationen enligt Lee-Kesler med blandningsregler enligt Plöcker. Det är en modifierad Benedict-Webb-Rubin ekvation som använder reducerade storheter. Mollierediagram för två olika blandningsförhållanden visas i figur 4.1 och 4.2.

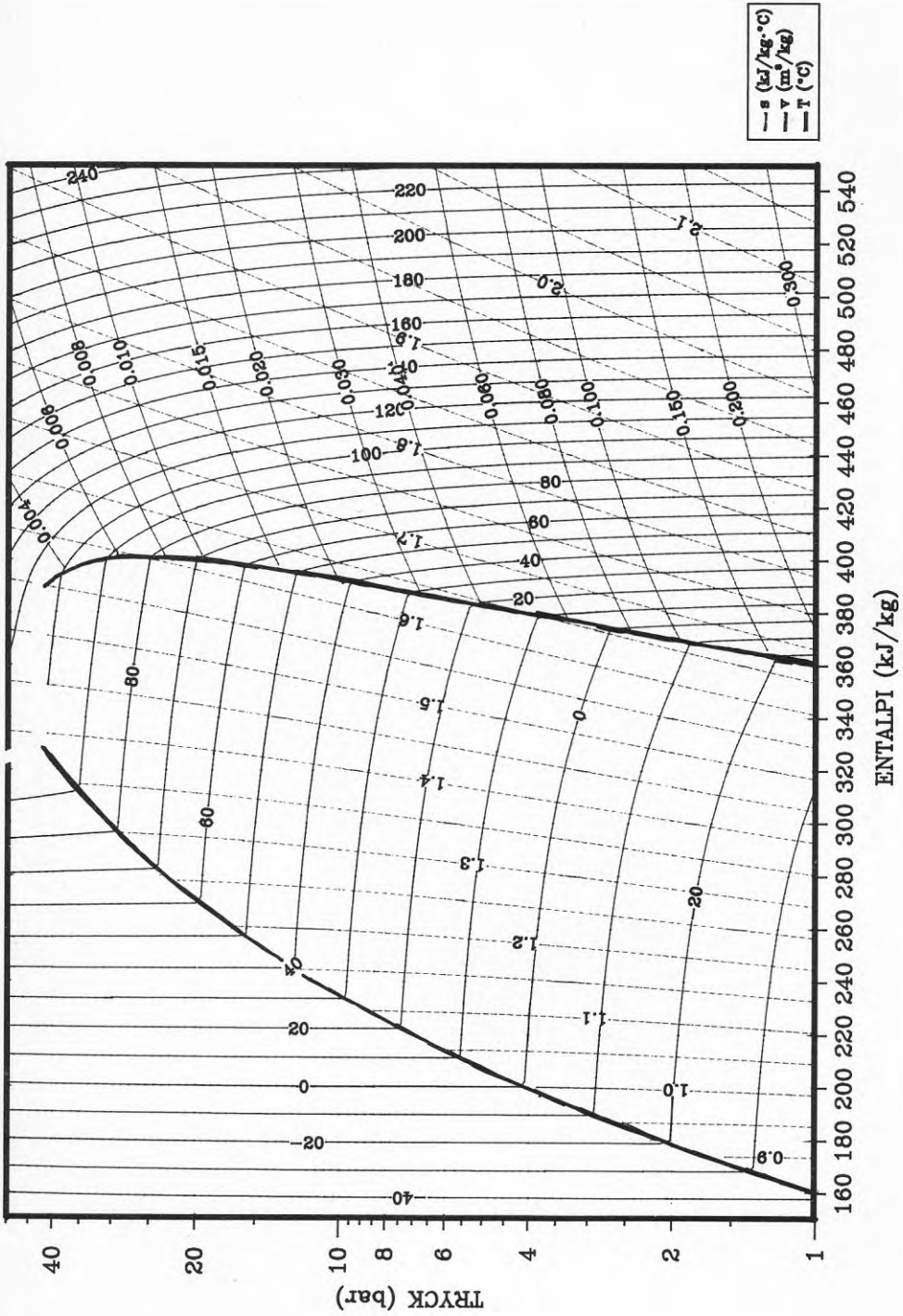
De subrutiner som nu används har utarbetats av Krister Ström, Institutionen för kemisk apparat- och anläggningsteknik. Han har även gjort VLE-mätningar på blandningen R22/R114. Utifrån dessa har en interaktionsparameter för blandningen tagits fram och lagts in i Plöckers blandningsregler. Ekvationerna beskrivs i Krister Ströms licentiatuppsats /6/.

4.B.2 Kondensor

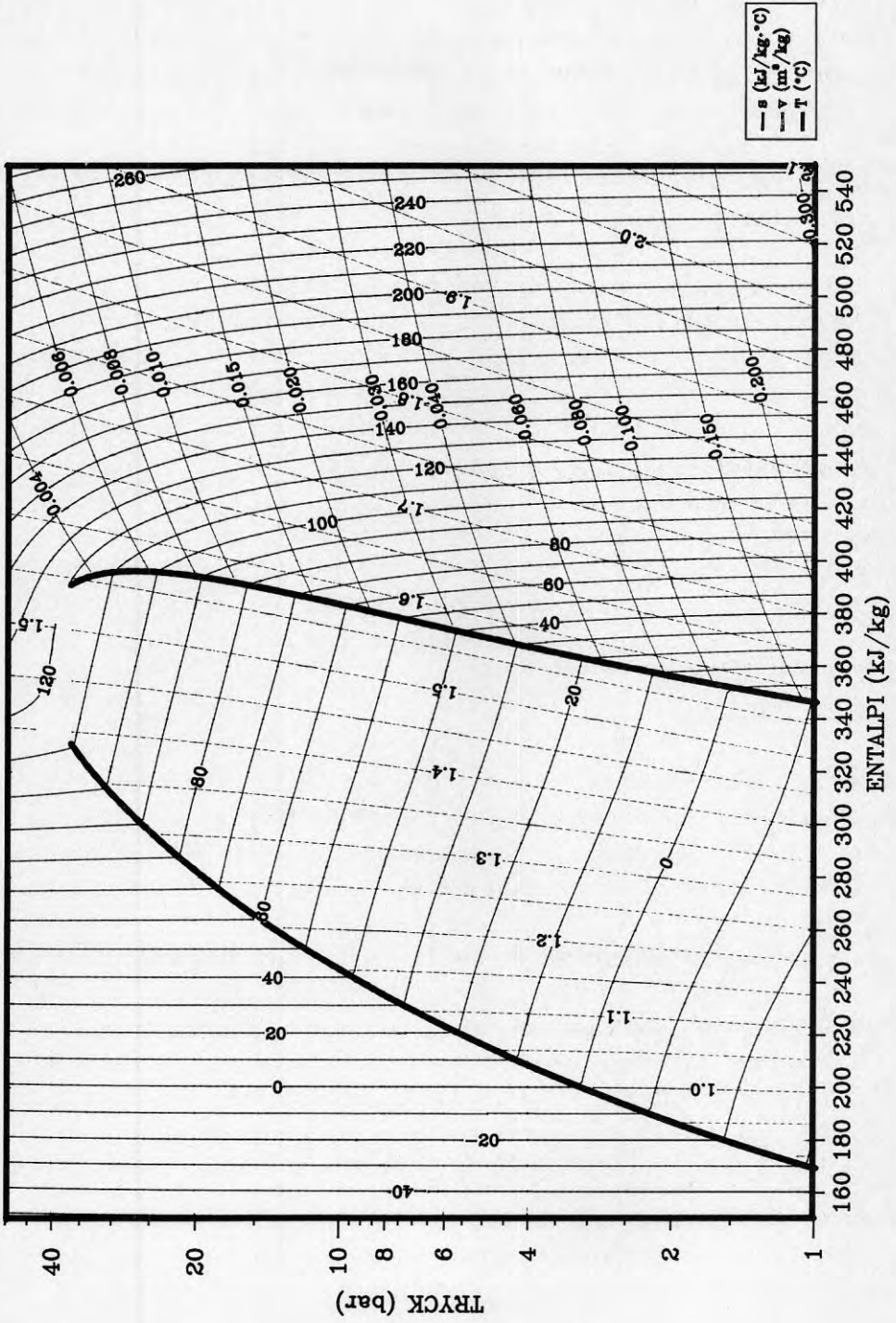
En ny rutin för simulering av en tänkbar kondensor för användning i experimenten har utarbetats.

Den troligaste typen av värmeväxlare är en liggande tubpanna med utvändigt kammade koppartuber försedda med en effektiv insats. Arbetsmediet kondenseras i manteln, som är försedd med ett stort antal bafflar. Värmeväxlaren som helhet arbetar i motström. Måttuppgifter för en 300 kW kondensor föreslås i appendix A.

Den nya rutinen finns i två varianter, för kondensering i manteln resp tuberna. Värmeöverföringen på arbetsmediesidan beräknas lokalt enligt en förenklad modell som tar hänsyn till transportmotståndet i gasfasen, medan motståndet i



Figur 4.1 Mollierdiagram för 75 mol-% R22 i R114



Figur 4.2 Mollierdiagram för 45 mol-% R22 i R114

vätskefasen beräknas enligt teori för ytkondensation av rena ämnen utom i inledningsskedet av tubkondensation, då tvåfas-teori tillämpas. Hänsyn tages till ev flänsar och insatser. Tryckgradienten vid kondensationen beräknas, och dess inverkan på temperaturgradienten beaktas. Vid tubkondensation tillämpas tvåfas-teori för beräkningen. Värmeöverföringen vid strömning av vatten i tuber beräknas på etablerat sätt.

Vid simuleringen beräknas erforderlig yta för ett givet värmeväxlingsfall genom numerisk integration. Genom ekvationslösning söks den inloppstemperatur (mättningsvärde) som ger överensstämmelse mellan beräknad och faktisk yta. Vid mantelkondensation kan baffelavstånden antingen specificeras eller beräknas internt enligt givna principer.

Programmet är utvecklat, i första omgången, för att studera olika utformningar av en kondensator för arbetsmedieblandningar, men är med smärre modifikationer väl lämpat att använda som rutin i ett systemsimuleringsprogram.

4.B.3 Förångare

Nedan beskrivs de moderniseringar som har gjorts i datorprogrammets beräkningsrutiner för simulering av den förångare som skall användas i experimenten. De ursprungliga beräkningsrutinerna finns beskrivna i /1/.

Den aktuella förångaren är en tubpanna med ytförstorningar på både ut- och insidan av tuberna. Värmeväxlartuberna är utvändigt kammade koppartuber med en invändig stjärninsats av aluminium. Arbetsmediet förångas inuti tuberna. På mantelsidan finns bafflar så placerade att köldbäraren strömmar tvärs tuberna mellan bafflarna men för värmeväxlaren som helhet i motström. Dimensioner finns redovisade i appendix B.

Värmeöverföringen på mantelsidan simuleras enligt anvisningar med en beräkningsmodell från leverantören av de ytförstorade tuberna, Wolverine. Denna modell tar hänsyn till kamdimensioner, tubdelning, baffeldimensioner, baffeldelning etc. Ytförstoringen beaktas med flänsverkningsgrader för korrektion av ytstorleken.

På insidan beräknas värmeöverföringen och tryckfallet vid förångning liksom tidigare med ekvationer av Pierre /7/. Det extra värmeöverföringsmotståndet orsakat av masstransportmotståndet vid förångning av blandningar beräknas som i den ursprungliga modellen. För simulering av stjärninsatsens inverkan beräknas flänsverkningsgraden för korrektion av ytstorleken.

De ekvationer som utnyttjas för beräkning av flänsverkningsgrader finns redovisade i appendix B.

I övrigt har också vissa turordningar och itereringsförfaranden i beräkningsmodellen förändrats, då simulering av de kommande experimenten kräver en annan uppsättning utgångsdata än i tidigare projekt.

4.B.4 Slutförångning

Det ursprungliga programmet var uppbyggt med fullständig förångning i förångaren och överhettning i en efterföljande sargasvärmeväxlare.

I förstudien har programmet modifierats för att möjliggöra simulering av en given vätskefraktion ut ur förångaren. Vätskan antas överföras till sargasvärmeväxlaren i form av väl dispergerad dimma. I den interna värmeväxlaren sker sålunda både slutförångning och överhettning. Utdata från den nya rutinen är erforderligt k_A -värde.

5 FÖRSÖKSPLANERING

Den försöksplan som lagts upp för projektet är en 2^{5-1} faktorförsöksplan, vilket innebär 16 försök (tabell 5.1). Den kan lätt utökas med ytterligare 16 försök (tabell 5.2) till en fullständig 2^5 försöksplan, om de första försöken visar på stora samspelseffekter. Önskas mer information kan planen utvidgas genom att öka antalet nivåer. Det är då främst av intresse att öka antalet blandningsförhållanden.

5.1 Allmänt om faktorförsök

Med faktorförsök menas en försöksplan där alla kombinationer av nivåer och faktorer undersöks. En faktor är en variabel t ex halt eller temperatur. Faktorförsöksplanen har en hög effektivitet. Detta kan illustreras med att en traditionell försöksplan som varierar en faktor i taget, en så kallad "kontrollerad" försöksplan, behöver dubbelt så många försök för att uppskatta variansen med samma noggrannhet som en faktorförsöksplan. Med lika många försök får man alltså större säkerhet i resultaten om man använder faktorförsök. Vidare kan man uppskatta samspelet mellan olika faktorer, vilket inte är möjligt med den vanliga "kontrollerade" försöksplanen. En hög nivå på en faktor kan t ex medföra att en annan får en mindre effekt, även absolut, de samspelar.

Det antal nivåer man låter faktorerna variera mellan bestämmer vilka sorters effekter man kan bestämma. Tror man att objektet varierar linjärt med faktorerna räcker 2 nivåer. Är man även intresserad av kvadratiska termer krävs 3 nivåer osv. Ett exempel får illustrera:

EXEMPEL Utbytet av en viss kemiska reaktion beror av tiden i reaktorn och temperaturen. Ett 2² försök kan ge oss följande uttryck:

$$\text{Utbyte} = B_0 + B_1 \cdot \text{tid} + B_2 \cdot \text{temp} + B_{12} \cdot \text{tid} \cdot \text{temp}$$

Ett 3² försök kan ge oss detta uttryck:

$$\text{Utbyte} = B_0 + B_1 \cdot \text{tid} + B_2 \cdot \text{temp} + B_{11} \cdot \text{tid}^2 + B_{22} \cdot \text{temp}^2 + B_{12} \cdot \text{tid} \cdot \text{temp}$$

5.2 Faktorer

De faktorer som är av speciellt intresse för detta projekt att undersöka, såväl experimentellt som med hjälp av datorsimuleringar, är:

- * Absolut temperatur i värmekälla.
- * Absolut temperatur i värmesänka.
- * Temperaturgradient på värmekällan.
- * Temperaturgradient på värmesänkan.
- * Halt R22 i blandningen.

Det är av intresse att se hur dessa påverkar COP och kapacitet samt även att se hur värmepumpen påverkas internt. Jämförelser mellan mätta data och teoretiskt beräknade kommer att göras.

5.3 Begränsningar av faktorerna

De begränsningar som dessa 5 faktorer har är:

- * Testriggen klarar inte negativa temperaturer i nuvarande utförande. Detta begränsar värmekällans temperatur neråt.

- * Halten R22 bör, ur miljösynpunkt, vara så hög som möjligt.
- * Gradienterna på värmekälla och -sänka bör i några fall stämma överens med motsvarande på arbetsmediesidan, enär tidigare teoretiska datorsimuleringar visat på att COP har ett maximum då /1/.
- * Oljans viskositet får ej bli för låg sedan köldmediet löst sig i den, ty oljan förlorar i så fall tillräckliga smörjande egenskaper. Detta begränsar den maximala temperaturen på värmesänkan.
- * Trycket i kondensorn får ej överstiga 26 bar. Detta begränsar halten R22 uppåt och/eller den maximala temperaturen på värmesänkan.

5.4 Valda nivåer för faktorerna

De temperaturområden som är av intresse för de i kapitel 2 beskrivna applikationerna är för:

- * värmekällan 4 - 28 °C
- * värmesänkan 43 - 68 °C

Följande nivåer har valts på faktorerna:

		låg	hög
* Abs. temp. i värmekälla	(°C)	11.5	21.5
* Abs. temp. i värmesänka	(°C)	50.5	60.5
* Temp. grad. på värmekälla	(°C)	5	15
* temp. grad. på värmesänka	(°C)	5	15
* Halt R22 i blandningen	mol%	45	75

Inom de 25 °C breda temperaturintervallen skall två nivåer på absolut temperatur rymmas, detta gjorde att den större gradienten begränsades till 15 °C.

Värmekällans absoluta temperatur nivåer valdes så lågt respektive högt som möjligt med beaktande av den större gradienten.

$$\text{Låg nivå} \quad 4 + 15/2 = 11.5$$

$$\text{Hög nivå} \quad 28 - 15/2 = 21.5$$

Värmesänkans temperaturnivåer togs fram på samma sätt.

Den låga halten R22 valdes till 45 % för att ge en temperaturgradient på 15 °C vid kondensering. Den höga halten valdes så hög som det var möjligt, för att ligga så nära en gradient på 5 °C, utan att överskrida 26 bar.

5.5 Reducerad faktor försöksplan

En fullständig faktor försöksplan för 5 faktorer och med 3 nivåer består av 243 försök. Nöjer man sig med 2 nivåer upptar den fullständiga planen 32 försök (tabell 5.1 och 5.2). Med 2 nivåer förlorar man de kvadratiska termerna, dock kan man fortfarande uppskatta samtliga samspelseffekter. Då vissa samspelseffekter har låg sannolikhet kan man låta en av faktorerna samverka med den minst sannolika samspelseffekten, den med flest faktorer. Detta ger en reducerad faktor försöksplan, med 2 nivåer och 5-1 faktorer, omfattande 16 försök (tabell 5.1).

5.6 Utökad försöksplan

Finns intresse kan man utifrån den fullständiga 2^5 -planen bygga på med ytterligare nivåer. Det är då av speciellt intresse att öka antalet nivåer vad avser halten R22. Genom att undersöka haltens påverkan vid flera nivåer kan man finna den optimala halten, med avseende på COP och kapacitet, för vissa givna yttre förutsättningar.

TABELL 5.1 Reducerad 2^{5-1} faktor försöksplan. Faktorn E, "halt R22", satt att samspela med A*B*C*D.

Värmekälla °C		Värmesänka °C		Halt R22 Mol %
Medeltemp $T_{in} + T_{ut}$	Gradient $ T_{in} - T_{ut} $	Medeltemp $T_{in} + T_{ut}$	Gradient $ T_{in} - T_{ut} $	
2		2		
A	B	C	D	E
11.5	5	50.5	15	45
11.5	5	50.5	5	75
11.5	5	60.5	15	75
11.5	5	60.5	5	45
11.5	15	50.5	15	75
11.5	15	50.5	5	45
11.5	15	60.5	15	45
11.5	15	60.5	5	75
21.5	5	50.5	15	75
21.5	5	50.5	5	45
21.5	5	60.5	15	45
21.5	5	60.5	5	75
21.5	15	50.5	15	45
21.5	15	50.5	15	75
21.5	15	60.5	15	75
21.5	15	60.5	15	45

TABELL 5.2 Reducerad 2^{5-1} faktor försöksplan. Faktorn E, "halt R22", satt att samspela med $-A*B*C*D$.

Värmekälla °C		Värmsänka °C		Halt R22
Medeltemp	Gradient	Medeltemp	Gradient	Mol %
$T_{in} + T_{ut}$	$ T_{in} - T_{ut} $	$T_{in} + T_{ut}$	$ T_{in} - T_{ut} $	
2		2		
A	B	C	D	E
11.5	5	50.5	15	75
11.5	5	50.5	5	45
11.5	5	60.5	15	45
11.5	5	60.5	5	75
11.5	15	50.5	15	45
11.5	15	50.5	5	75
11.5	15	60.5	15	75
11.5	15	60.5	5	45
21.5	5	50.5	15	45
21.5	5	50.5	5	75
21.5	5	60.5	15	75
21.5	5	60.5	5	45
21.5	15	50.5	15	75
21.5	15	50.5	15	45
21.5	15	60.5	15	45
21.5	15	60.5	15	75

6. SLUTSATSER OCH FÖRSLAG TILL FORTSATT ARBETE

Denna förstudie har visat att kunskapen om hur blandningar bör bete sig i en värmepumps komponenter är relativt god. De största kunskapsluckorna är:

- Värmeöverföringstal och -mekanismer i kondensorn.
- Motsvarande i förångaren, även om det här finns fler experimentella resultat rapporterade i litteraturen.
- Noggranna beräkningsmodeller för fysikalisk-kemiska data för olika blandningar.
- Beteende hos den ternära blandningen köldmedium + olja i olika komponenter.

Även med dessa kunskapsluckor har studien sammantaget visat att försök i en fullskaleanläggning nu bör vara en logisk fortsättning på den pågående forskningen. Syftena med en sådan bör vara följande:

- Att öka kunskapen om de aspekter som nämnts ovan.
- Att få erfarenheter av praktisk hantering av blandningar vad avser t ex påfyllning, läckagefrågor, oljeproblematik och styrning av suggasöverhettningen.
- Att jämföra experimentella resultat med motsvarande från det simuleringsprogram som utvecklats vid institutionen och som ytterligare förbättrats under förstudien.
- Att få information om teknikens möjligheter och svårigheter, bl a ur brukarens synpunkt.

7. REFERENSER

- /1/ Munch Berntsson, K, Nonazeotropic Mixtures as Working Fluids in large Heat Pumps - Heat Transfer in a Falling Film Evaporator and System Simulations, Institutionen för värmeteknik och maskinlära, Chalmers tekniska högskola, doktorsavhandling, 1986.
- /2/ Pedersen, P H, Varmeovergang ved fordampning af blandede kølemidler, EFP 81, projekt 7.5, Laboratoriet for køleteknik, Danmarks Tekniske Højskole, 1983.
- /3/ Pamlin, R, Svenska Rotor Maskiner (SMR), Icke-azeotropa blandningar av köldmedier stora värmepumpar. Mätning av kompressorverkningsgrad. Delrapport av BFR projekt 820883-0.
- /4/ Schröder, M, Eigenschaften von mischungen syntetischer Kältemaschinenöle mit Ein- und Zweistoffkältemitteln.
- /5/ Svenska Rotor Maskiner (SRM), Sverige, personlig kommunikation.
- /6/ Ström, K, Ånga-vätskajämvikter för binära köldmediasystem, teoretisk och experimentell studie, Institutionen för kemisk apparat- och anläggningsteknik, Chalmers tekniska högskola, licentiatuppsats, 1985.
- /7/ Pierre, B, Värmeöverföring vid kokande köldmedier i horisontella rör, Kylteknisk Tidskrift nr 5, november 1969.

APPENDIX A: RESULTAT AV KONDENSORSTUDIE

Kondensorberäkningar har genomförts med hjälp av det simuleringsprogram som beskrivs i appendix C. Utifrån vissa förutsättningar, grundade på dels konstruktions- och prestationsdata från befintligt STAL-aggregat för rena medier, dels typiska parametervärden från försöksplaneringen för ombyggt aggregat, har beräkningar gjorts för både in- och utvändig kondensering. Dessa förutsättningar kommer troligen att förändras, när systemsimuleringar av ombyggt aggregat har genomförts och optimal kondensoryta och -effekt fastlagts. De kondensorberäkningar som redovisas här är dels parameterstudier, som avser att ge viss information beträffande apparatutformningen, dels vissa specialundersökningar. Beräkningarna ger som huvudresultat uppskattad inloppstemperatur (mättning) för kondensorn.

Förutsättningar

Enligt försöksplaneringen är halten R22 45 eller 75 mol-%. Här har valts 75 mol-%. Värmesänkans lägsta temperatur bör vara 43-68 °C och gradienten 5-15 °C. Här har valts 53,6 °C resp 9,3 °C. Värmesänkans gradient har valts med hänsyn till att dess värde ur systemsynpunkt bör överensstämma i möjligaste mån med mediets gradient. I befintligt aggregat är den logaritmiska temperaturdifferensen med R12 typiskt 5-6 °C vid en effekt av ca 300 kW. Vid inledande beräkningar har det befunnits att en effekt av 300 kW vid denna temperaturdifferens skulle kräva en kraftig ökning av värmeytan från nuvarande 56 m².

Vid jämförelse av ytbehov vid in- och utvändig kondensering, bör det noteras att kamflänstuber och släta tuber ej har samma pris per ytenhet, men ej heller samma pris per längdenhet. Vid de egentliga beräkningarna har effekten först låsts vid 300 kW, men vissa inledande studier har gjorts vid 150 kW.

Vid utvändig kondensering förutsätts att det används 3/4" kamflänstuber av koppar, som antingen är släta invändigt eller försedda med insatser som fördubblar α -värdet. Avståndet mellan angränsande bafflar kan hanteras på tre olika sätt:

- a) Antalet bafflar (konstant inbördes avstånd) specificeras.
- b) Ungefärliga, individuella, baffelavstånd specificeras.
- c) Baffelavstånd beräknas med ledning av en specificerad massflödestäthetsprofil.

Vid invändig kondensering förutsätts att in- och utvändigt släta koppartuber används och att delningen är 25 % större än ytterdiametern.

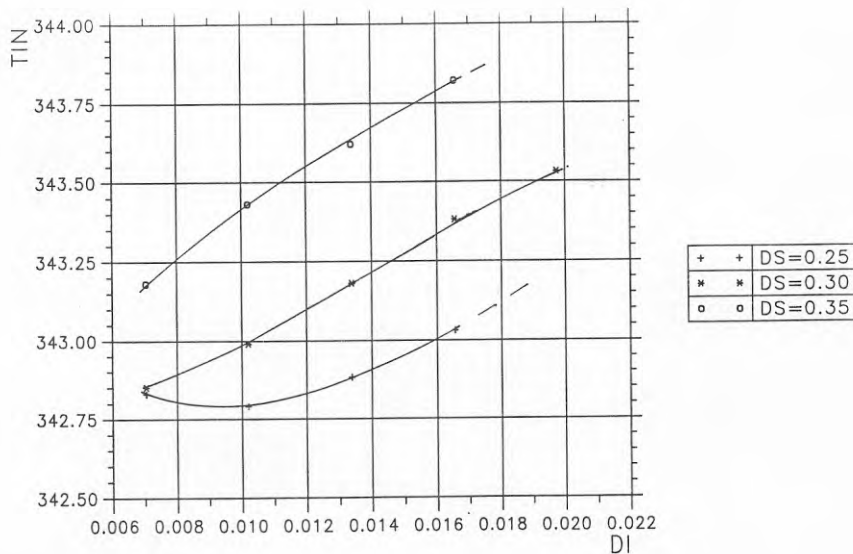
Vid beräkningarna är alltså värmesänkan specificerad. Vidare är effekten, blandningens totalsammansättning och utvändig värmeyta givna. Vad gäller geometrin ges manteldiameter (inre) och, beträffande invändig kondensering, tubdiameter samt, eventuellt, baffelavstånd.

Parameterstudier

Kondensoreffekten har vid parameterstudierna i regel varit 300 kW. Vid invändig kondensering är värmebelastningen (kW/m^2) och ej absoluteffekten styrande, varför resultaten är generellare än vid utvändig kondensering.

Inverkan av tubdiameter, vid invändig kondensering, har studerats vid en effekt av 150 kW ($2,87 \text{ kW/m}^2$). Resultatet (figur A1) ger vid handen att minsta möjliga diameter borde användas utom vid extremt långsmal kondensator, där tryckfallet blir inflytelserikt. Av praktiska skäl har dock i

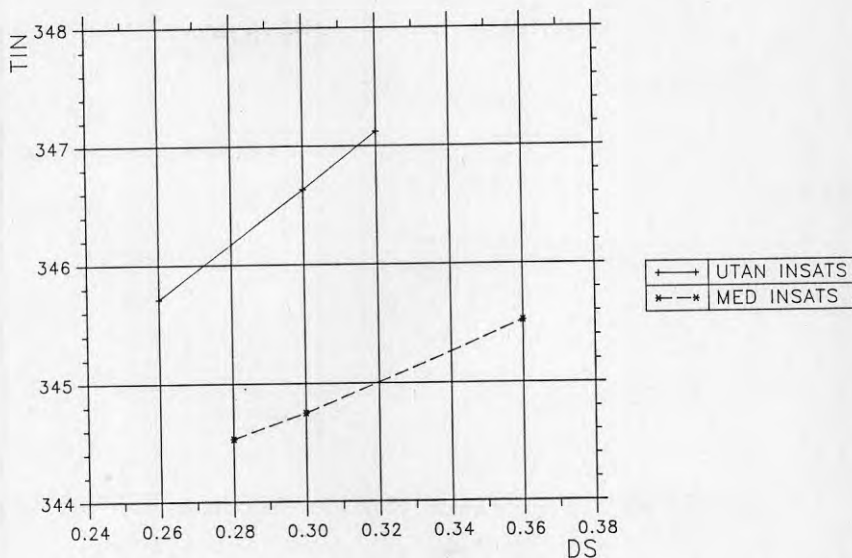
fortsatta studier förutsatts att 1/2" tuber används genomgående.



Figur A1 Inloppstemperaturens beroende av tubdiameter för olika manteldiametrar. Kondensation i tuber.
($Q = 150$, $A = 52,2$)

Behovet av värmeöverföringsfrämjande insatser vid utvärdig kondensation har undersökts vid i övrigt jämförbara förhållanden. Resultatet (figur A2) visar att en sådan tubkonstruktion bör väljas. I fortsatta studier är detta fallet.

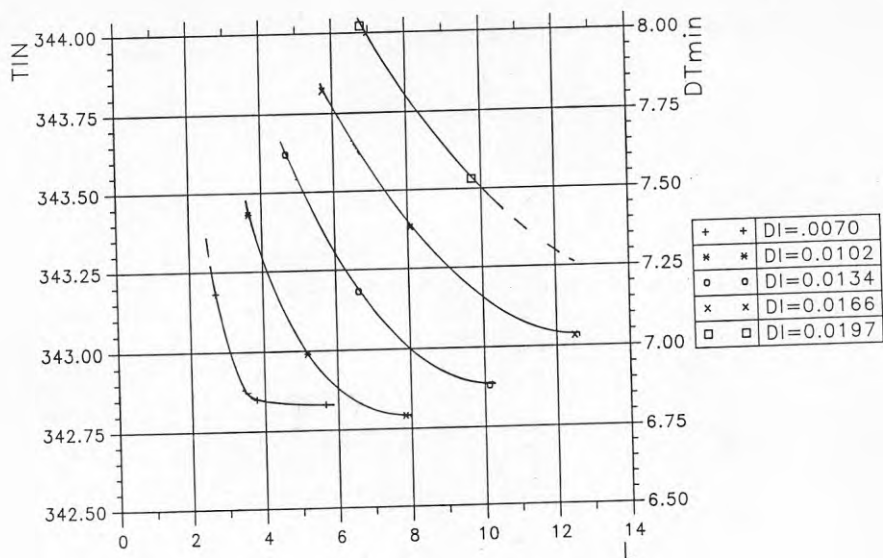
Baffelplacering vid utvärdig kondensation måste bli föremål för särskild uppmärksamhet vid inledande simuleringar konstaterades det att om avståndet mellan två angränsande bafflar i huvudsak ökade från inlopp till utlopp, skulle det vara en tekniskt optimal lösning för givet antal bafflar. Vidare



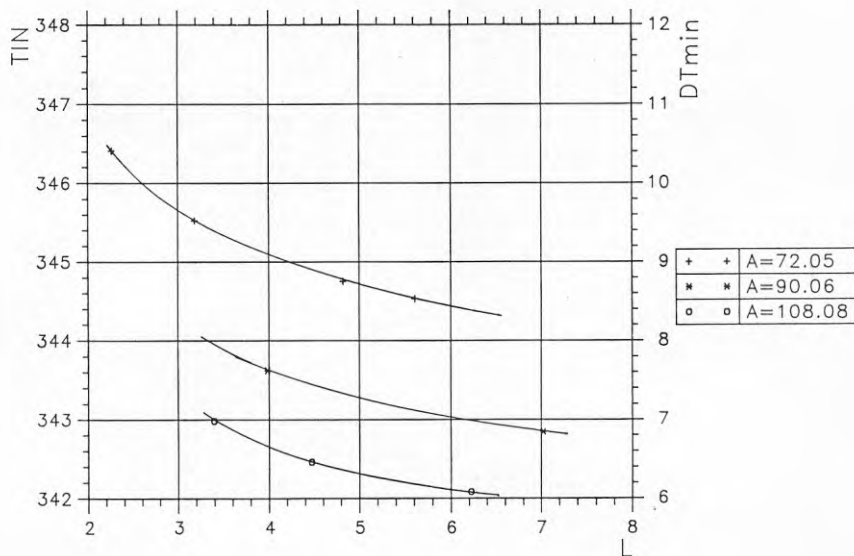
Figur A2 Inverkan av tubinsats vid kondensation i manteln.
($Q = 300$, $A = 72,05$)

skulle en massflödestäthet (G) av 60 kg/s m^2 i första sektionen vara en rimlig avvägning mellan baffelantal och pres-tanda. Tills vidare fastställdes en algoritm för baffelav-ståndet med detta värde som grund.

Tublängdens betydelse framgår av figur A3 och A4. Oavsett värmeyta är längre tuber bättre än kortare, och det gäller i högre grad vid utvändig kondensation. Notera att den större längden, som hör ihop med en större tubdiameter, delvis kompenserar inverkan av diametern (figur A3) vid invändig kondensation.



Figur A3 Inloppstemperaturens beroende av tublängd för olika tubdiametrar. Kondensation i tuber. ($Q = 150$, $A = 522$)



Figur A4 Inloppstemperaturens och drivande temperaturdifferensens beroende av tublängd för olika area. Kondensation i manteln. ($Q = 300$)

Tublängden i befintlig värmeväxlare är endast 2,25 m, men vid blandningar (R22/R114) i stället för ren R12 bör väsentligt längre tuber, minst dubbla längden, användas. Då behovet av yta vid samma effektiva temperaturdifferens (6-7°C) och samma tubtyp (3/4" kamflänstuber) ökar med nästan samma faktor (se figur A4) kan anpassningen till blandningar ske i första hand genom "förlängning" av befintlig värmeväxlare. Då bör en uppdelning på två enheter - huvud- och slutkondensor - göras. Motsvarande resonemang gäller vid invändig kondensering med insatser (se figur A3).

Vid jämförelse mellan in- och utvändig kondensering noteras det t ex att samma inloppstemperatur och samma, gynnsamma tublängd (7 m) erfordrar en värmeyta av 104,4 resp 90,0 m², en manteldiameter av ca 36 resp 28 cm och ett tubantal av ca 340 resp 85, se figur A3 respektive A4. Det är rimligt att antaga att priset per ytenhet är lägre för 3/4" kamflänstuber än för 1/2" släta tuber, särskilt med tanke på det flerfaldigt större tubantalet och behov av väsentligt omfångsrikare tryckkärl i det senare fallet. Denna slutsats kan modifieras om:

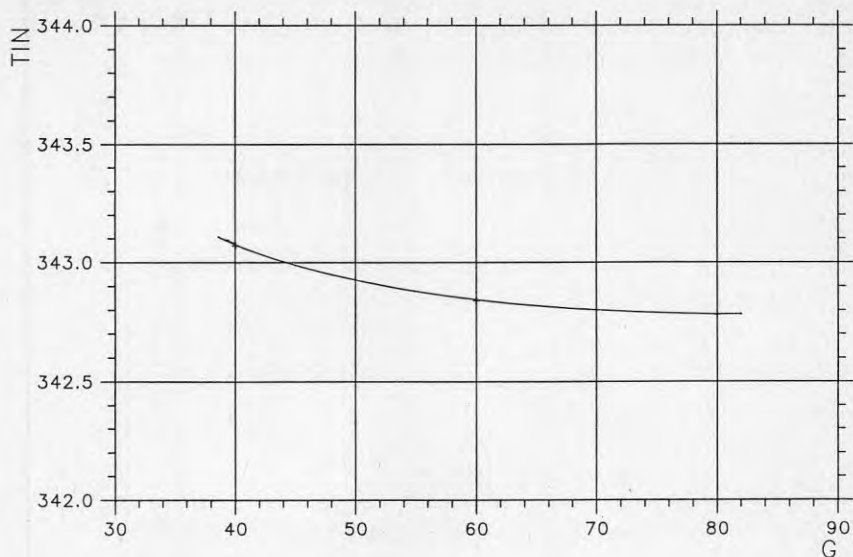
- 1) kondensering inuti rör är effektivare än här antagits eller kan förbättras genom insatser
- 2) insatser i kamflänstuber ej kan förbättra värmeöverföringen på vattensidan så mycket som här förutsatts
- 3) kondensering i manteln är väsentligt mindre effektiv än här antagits.

För att säkerställa att antalet bafflar, baserat på $G = 60 \text{ kg/s m}^2$, var rimligt undersöktes även utfallet av $G = 40$ och $G = 80 \text{ kg/s m}^2$ (figur A5). En design baserad på 60 kg/s m^2 verkar vara en rimlig avvägning. Undersökningar visar att samma antal bafflar jämnt utplacerade ger relativt liten effektivitetsförlust, T_{in} ökar högst $0,1 \text{ K}$ (figur A6).

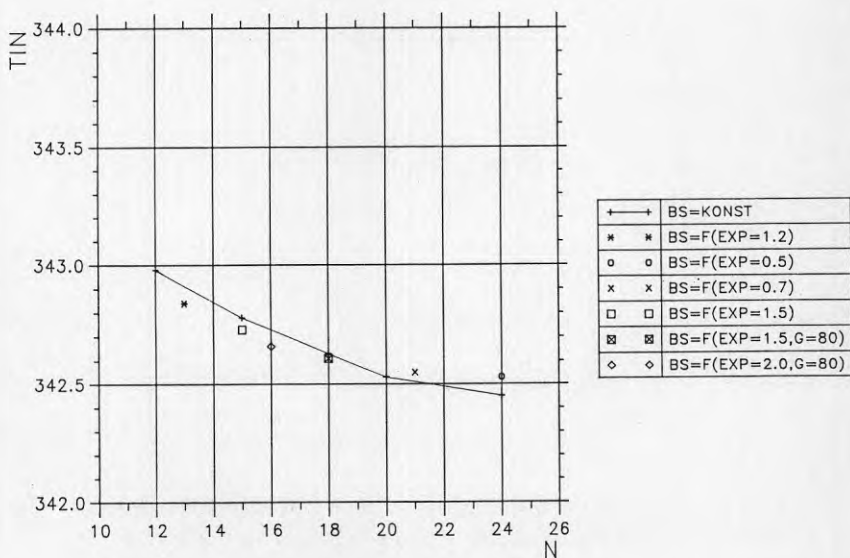
Specialundersökningar

Det kan vara av intresse att inte bara nöja sig med integrala beräkningsresultat utan också få en inblick i hur vissa lokala storheter varierar under kondensationsförloppet. Resultatet av en sådan kartläggning är helt avhängigt den använda simuleringsmodellen. För bedömning av rimlighet hos en modell och för att ge incitament till förändringar av värmväxlargeometri är en analys av värme-transportmotståndet i kondensorn av värde.

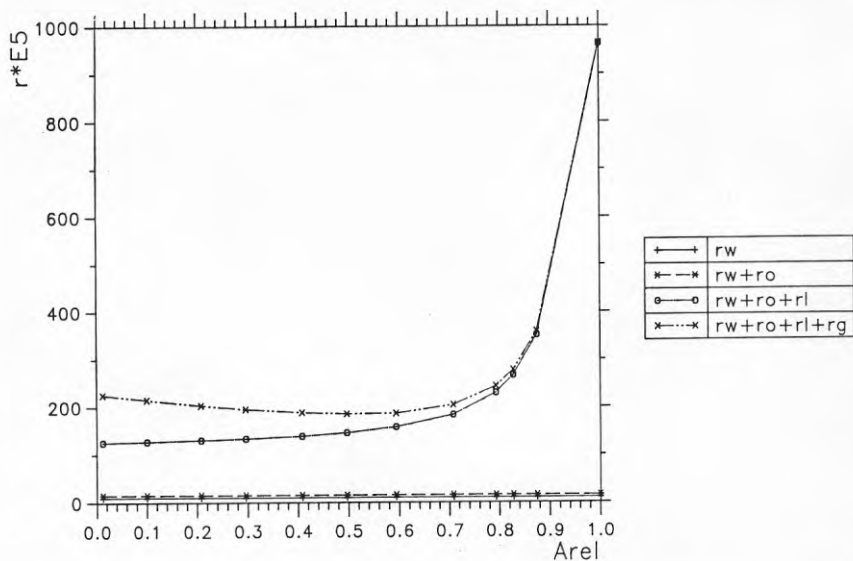
Vid i invändig kondensation råder speciellt stor osäkerhet angående motståndet i gasfasen, varför studier med den normalt använda modellen (figur A7) har kompletterats med en specialstudie (figur A8) med en mera "optimistisk" modell (se appendix C). En känslighetsanalys för inverkan av modellbyte har gjorts (figur A9), vilken visar att denna osäkerhet har relativt stor betydelse och bör minskas genom bl a experiment.



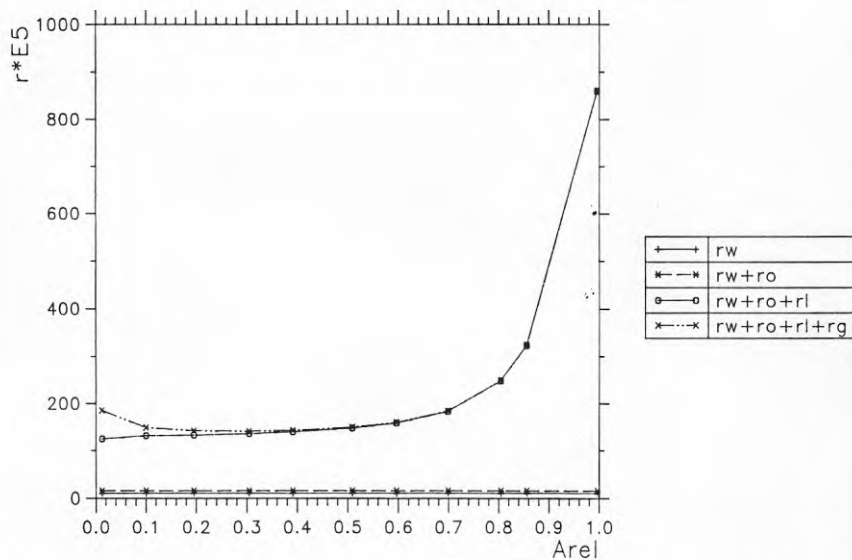
Figur A5 Inverkan av massflödesdensitet (första baffelsektionen). Kondensation i manteln.
($Q = 300$, $A = 90,06$, $DS = 0,28$)



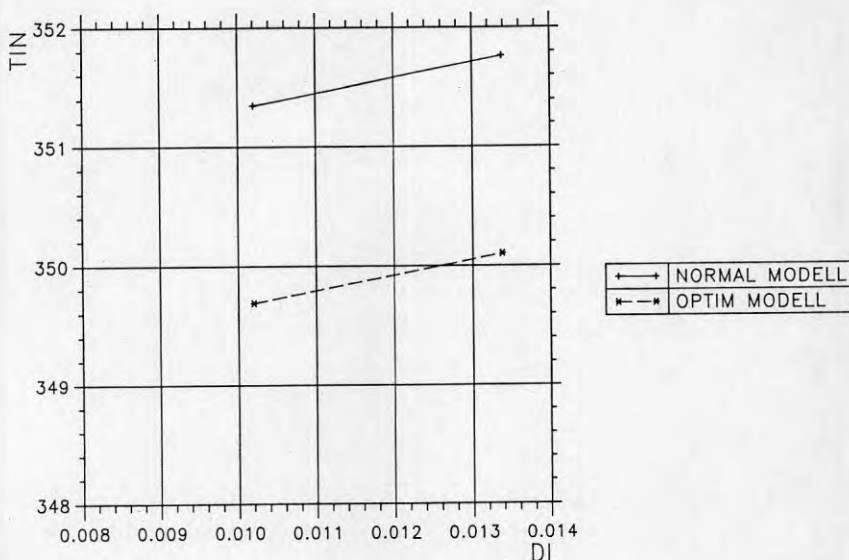
figur A6 Inverkan av antal baffelsektioner vid olika modeller för placering av bafflar. Kondensation i manteln. ($Q = 300$, $A = 90,06$, $DS = 0,28$)



Figur A7 Värmetransportmotståndens fördelning i kondensorn. Normalmodell för gasfasmotstånd. Kondensation i tuber. ($Q = 300$, $A = 78,3$, $DI = 0,0102$)



Figur A8 Värmetransportmotståndens fördelning i kondensorn. Optisk modell för gasfasmotstånd. Kondensation i tuber. ($Q = 300$, $A = 78,3$, $DI = 0,0102$)



Figur A9 Inverkan av modell för gasfasmotstånd. Kondensation i tuber. ($Q = 300$, $A = 78,3$)

Rekommenderad design av 300 kW kondensator

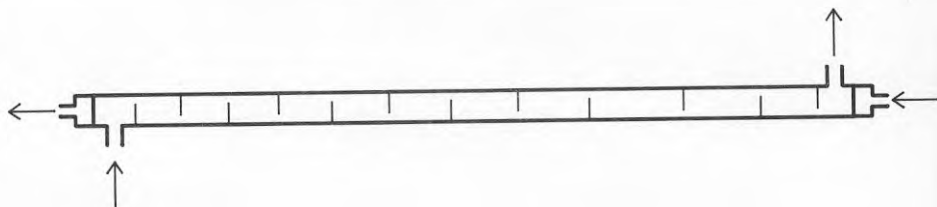
Resultatet av denna studie leder till att den kondensator, som först bör byggas och provas, är av tubpannetyp med kondensation i manteln. Tuberna är 3/4", utvändigt "kammade", av koppar och försedda med insats på vattensidan. Värmeväxlaren görs uppdelad på två enheter - huvud- och slutkondensator. Vardera enheten har en tublängd av ca 3,5 m, så att total-längden blir 7,0 m. Om effekten 300 kW skall uppnås vid en temperaturdifferens av högst 7 K, blir erforderlig totalyta 90 m^2 (utvändig yta inkl ytförstoring). Manteldiametern blir 0,28 m (invändigt) och antalet tuber i varje enhet 85. Antalet tvärströmssektioner är 13 och deras längd, i ordning från ånginloppet, borde vara (figur A10):

nr	1	2	3	4	5	6	7
längd (m)	0,40	0,42	0,44	0,46	0,49	0,53	0,57
nr	8	9	10	11	12	13	
längd (m)	0,62	0,66	0,87	0,71	0,52	0,33	

Om, av monteringsmekniska skäl, lika buffelavstånd bör tillämpas, kan följande kompromissmått gälla:

nr	1-7	8-13
längd (m)	0,47	0,62

Uppdelning skulle ske så att sektion 1-7 (längd: 3,3 m) blev huvudkondensor och 8-13 (längd: 3,7 m) blev slutkondensor.



Figur A10 Skiss av föreslagen kondensor.

BETECKNINGAR

A	Värmeväxlararea (m^2)
A rel	Värmeväxlararea, relativ (-)
DI	Tubdiameter, inre (m)
DS	Manteldiameter, inre (m)
DT min	Temperaturdifferens, minsta (K)
G	Massflödesdensitet (kg/m^2s)
L	Tublängd (m)
N	antal baffelsektioner
Q	Värmeeffekt (kW)
r	Värmetransportmotstånd ($m^2 K/W$)
rg, rl, ro, rw	anger gasfas, vätskefas, värmesänkeström resp vägg.
TIN	Inloppstemperatur (mättning), köldmediet (K)

APPENDIX B: BESKRIVNING AV FÖRÅNGARE

Effektiv tublängd: 2120 mm
 Antal tuber: 184 (i triangeldelning, pitch = 24 mm)
 Mantelinnerdiameter: $\phi 380$ mm
 Antalet bafflar: 13 (segmentbafflar)
 Baffeldelning: 149 mm
 Baffelcut: 73 mm (över centrum)

Värmeväxlartub: Utvändigt kammad koppartub med en in-
 vändig stjärnsats av aluminium

Utsida: antal kammar per tum: 19
 värmeväxlaryta: $0,155 \text{ m}^2/\text{m}$
 kamyttterdiameter: $\phi 19,5$ mm
 rotdiameter: $\phi 16,9$ mm
 medeldiameter: $\phi 18,2$ mm

Insida: stjärninsats: 10-uddig
 värmeväxlaryta: $0,123 \text{ m}^2/\text{m}$
 (varav på stjärnan: $0,093 \text{ m}^2/\text{m}$)
 hydraulisk diameter: $\phi 2,64$ mm
 tvärsnittsarea: $83 \times 10^{-6} \text{ m}^2$

Rörgenomgång: tjockleken på kopparröret under kammarna är
 1,3 mm

Flänsverkningsgrader:

För den kammade utsidan användes en korrektion för verksamt yta inklusive den okammade rotytan enligt:

$$E_w = 1 - 1,25 \times 10^{-5} \times \alpha_f + 2,7 \times 10^{-10} \times \alpha_f^2$$

$$\text{där } \alpha_f = 1 / (1/\alpha_y + R_{\text{smuts}})$$

För insidan med sin stjärninsats används följande formel för ytan hos Al-stjärnan:

$$\eta_{\text{fläns}} = (\tan \text{hyp} X) / X$$

$$\text{med } X = 0,01285 \times \text{SQR}(\alpha_{\text{insida}})$$

$$\alpha \text{ i } \text{W/m}^2\text{K.}$$

APPENDIX C: RUTINER FÖR KONDENSORBERÄKNING

Kondensation av en blandning

Kondensering på en yta av en icke-azeotrop blandning skiljer sig från kondensering av en ren ånga på tre sätt:

- a) Kondenseringstemperaturen sjunker genom kondensorn, förutom på grund av tryckfall, beroende på att daggpunkten är kopplad till kvarvarande ångas sammansättning. Vid en icke-azeotrop blandning är den utkondenserade vätskeblandningen alltid berikad med avseende på svårflyktiga komponenter.
- b) Den kvarvarande ångans huvudmassa har, genom hela förloppet, ständigt en högre temperatur än den glidande daggpunkten. Den överhettade ångans kylning är beroende av konvektion i gasfasen. Motsvarande gäller för vätskans huvudmassa, men konvektionen är där sådan att fenomenet kan försummas. Gasfaskylningen betyder att ett värmetransportmotstånd introduceras som ej finns vid kondensation av rena ämnen. Det är värt att notera att den drivande temperaturskillnaden innehåller gasmassans verkliga temperatur.
- c) Den kvarvarande ångans huvudmassa är, genom hela förloppet, rikare på svårflyktiga komponenter än den glidande jämviktssammansättningen intill vätskeytan. Utjämning av koncentrationen, masstransport, är beroende av konvektion i gasfasen. Motsvarande gäller för vätskans huvudmassa men kan i regel försummas. Skillnaden i gasfassammansättning intill vätskeytan och i huvudmassan, den s k koncentrationspolarisationen, gör att en större temperaturskillnad uppstår mellan huvudmassan och fasgränsytan än utan detta masstransportmotstånd. Gasfasens extra kylning

betyder att ett extra värmetransportmotstånd introduceras, som ej finns vid kondensation av rena ämnen eller - mera hypotetiskt - av en gasblandning med försumbart masstransportmotstånd.

Svårigheterna att behandla det komplexa förloppet vid en verklig ytkondensation i en långsträckt kanal av en icke-azeotrop blandning har gett upphov till förenklade beskrivningar av förloppet. Icke minst är bristen på tillförlitliga diffusivitetsdata ett hinder för rigorös hantering av masstransporten.

Silvers metod

En förenklad metod, som rekommenderas i handböcker /C1 m fl/ är en av Silver et al /C2, C3/. Denna metod är ryggraden i de rutiner för kondensoreräkningar, som utvecklats vid Institutionen för värmeteknik och maskinlära. Det förenklade förloppet beskrivs enligt följande:

- a) Kvarvarande ånga och allt erhållet kondensat strömmar tillsammans under ständig termodynamisk jämvikt i varje tvärsnitt. Det betyder att för varje totalsammansättning finns det ett entydigt samband ("Integral kondensationskurva") mellan en jämviktstemperatur T^* , trycket p_p , och en specifik blandningsentalpi h_m utmed hela förloppet. Metoden anses användbar även när bildat kondensat avskiljs men hålls i termisk jämvikt med kvarvarande ånga. Inkommande ånga är ej överhettad, och utgående kondensat är ej underkyllt.
- b) Värmetransporten beskrivs på ett förenklat sätt, vilket ej kräver kännedom om gasmassans verkliga temperatur eller om gasblandningens masstransportegenskaper. I stället definieras ett värmeomgångstal k enligt:

$$k = \frac{dQ/dA}{T^* - T_0}$$

där T_0 är värmesänkans temperatur.

För Q gäller

$$dQ = \dot{m} d h_m$$

där \dot{m} är totala massflödet.

Värmeövergången anses vara styrd av tre motstånd:

- 1) filmmotstånd hos värmesänkan
- 2) ledningsmotstånd i väggen
- 3) "effektivt" filmmotstånd hos tvåfasmediet

vilket kan uttryckas

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_0} + r + \frac{1}{\alpha_{eff}}$$

Korrigeringsfaktor görs för värmeytans variation i genomgångsriktningen.

Silver anger för "effektiva" filmmotståndet

$$\frac{1}{\alpha_{eff}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{Z}{\alpha_g}$$

där α_1 erhålls ur lagar för kondensatfilmen vid rena ämnen men med transportdata gällande för en homogen blandning och α_g bestäms ur lagar för konvektiv värmetransport i en gas med transportdata gällande för en homogen blandning. Motståndet i gasfasen Z/α_g innehåller en korrigeringsfaktor Z av gasfilmmotståndet eftersom endast en bråkdel av den totala värmetransporten är konvektiv, resten är fasövergång. Gasmassan förutsätts i varje tvärsnitt ha temperaturen T^* .

Med ovanstående antaganden kan erforderlig värmeyta A beräknas ur

$$A = \dot{m} \int_{\text{ut}}^{\text{in}} \frac{dh_m}{(T^* - T_o) k}$$

där $T_o = f(T^*)$, $k = f(T^*)$ samt $dh_m = f(dT^*)$ och

$$\dot{m} = \frac{Q}{(h_m)_{\text{in}} - (h_m)_{\text{ut}}}$$

Integrationen sker alltså med avseende på jämviktstemperaturen T^* med ev hänsynstagande till att p förändras. Numerisk teknik måste tillgripas då funktionen ej kan uttryckas analytiskt.

Tillämpning av Silvers metod kräver alltså beräkningsmetoder för

- 1) $h_m = f(T^*)$ "Integral kondensationskurva"
- 2) α_1 , α_g , α_o som uppskattas med "traditionella" metoder
- 3) dp/dL , som uppskattas med "traditionella" metoder.

Dessa beräkningsmetoder kräver tillgång till jämvikts- och materialdata för aktuella blandningar:

Jämviktsdata

Jämviktssammansättning
Bubbel- och daggpunkt

Kalorimetriska data

h , c_p , v för resp fas

Transportdata

μ , λ för resp fas

Uppskattning av α_1

Värmeöverföringstalet för kondensatfilmen α_1 beräknas med hjälp av samband för kondensering av rena ämnen, där hela värmetransportmotståndet är förlagt till kondensatfilmen. Utformningen av den kanal där kondensationen sker har stor betydelse, varför skillnad måste göras på kondensation i horisontella, släta rör ("invändig" kondensation) och kondensation på horisontella kamflänsförsedda rör arrangerade i ett liggande cylindriskt kärl, mantel ("utvändig" kondensation).

Utvändig kondensation

Kondensation på horisontella rör är ett specialfall av Nusselts filmteori, dvs strömningen i filmen förutsätts vara laminär. Om flera rör arrangeras i en kolonn, gäller det genomsnittliga α -värdet

$$\alpha_1 = \alpha_{11} \cdot N_k^{-1/6}$$

där α_{11} gäller översta röret och N_k är antalet rör i en kolonn. Denna ekvation anses gälla också för kamflänstuber /C4/.

För beräkning av α_{11} när ytförstoring görs med kamflänsar antages (enligt STAL Refrigeration) att hela ytan, vid låg ytspänning, står till förfogande och att flänsverkningsgraden med det använda kopparmaterialet är 100 %. Vidare förutsätts att värmeöverföringstalet för själva flänsen är lika stort som för "roten". Beräkningen görs för "roten". Inverkan av skjuvkrafter kan i regel försummas, och så har skett här. Kondensatet, som ansamlas i kärlets botten, förutsätts genomgå kylning till utgående kondensats jämviktstemperatur med värmeöverföringstalet α_1 .

Invändig kondensation

Kondensation av strömmande ånga i ett rör är, vid de ånghastigheter som normalt råder under en stor del av förloppet, förknippad med starka skjuvkrafter mellan ång- och vätskefas. Därför är det rimligt att tvåfasströmningsteori i någon form kan appliceras. Vid låga ånghastigheter, som alltid måste råda i slutet av förloppet vid totalkondensation, är det lika rimligt att filmkondensation, enligt Nusselt, sker på den del av rörväggen, som ej är dränkt av kondensat, vilket alltid finns nedtill i röret. Den dränkta delen av värmeytan kan anses "blockerad" för värmeöverföring. Kriterier för resp mekanisms definitiva giltighet måste finnas liksom en avfasningsregel inom ett övergångsområde. Dessa principer tillämpar Mueller /C1/ i sina anvisningar. Giltighetskriterier utnyttjar Wallis ekvation

$$j_g = \frac{\dot{m}_g}{\sqrt{gd\rho_g(\rho_l - \rho_g)}}$$

där j_g är Wallisparametern.

Om $j_g > 1,5$ gäller skjuvkraftsdominerad strömning ("annulär strömning")

$j_g < 0,5$ gäller filmkondensation ("skiktad" strömning)

$0,5 < j_g < 1,5$ sker en avfasning

Värmeöverföringen vid "skiktad" strömning beror av hur stor del av rörväggen som är till förfogande. För detta krävs ett mått på hålrumsfractionen ("void") ϵ , vilken för detta ändamål uppskattas enligt Zivi /C1/. Värmeöverföringen kan då skrivas med hjälp av en korrektionsfaktor $\Omega = f(\epsilon)$ som

$$\alpha_1 = \Omega(\alpha_1) Nu$$

där $(\alpha_1)_{Nu}$ erhålls enligt Nusselt.

Värmeöverföringen vid annulärströmning beror av tvåfastryckfallet, som ju är ett mått på skjuvkrafterna. Om tryckgradienten $(dp/dL)_{TP}$ för tvåfasströmning är känd och den kan uppskattas enligt Lockhart-Martinelli /C5/ ur

$$(dp/dL)_{TP} = \phi_1^2 (dp/dL)_1$$

där ϕ_1^2 är den välkända tvåfasmultiplikatorn, som kan beräknas ur Martinelliparameter X_{tt} , erhålls värmeöverföringen ur (egen omskrivning)

$$\alpha_1 = \frac{cp_1 \sqrt{dp_1 (dp/dL)_{TP}}}{2 T^+}$$

där $T^+ = f(Pr_1, s^+)$ och där $s^+ = f(Re_1)$ är en dimensionslös filmtjocklek.

I övergångsområdet görs en linjär interpolation mellan resultaten från de två mekanismerna.

Uppskattning av α_g

Värmeöverföringstalet för kylning av gasfasen α_g beräknas med samband för konvektiv värmetransport vid motsvarande gasströmning i en kanal. Kanalen kan då ha samma dimensioner som det fria tvärsnittet vid tvåfasströmning. Mekanismerna för konvektiv värmetransport är starkt kopplade till dem som gäller impulstransport. Friktionsfaktorn är vid stor andel formmotstånd, som gäller bl a strömning tvärs rör, tämligen okänslig för fasgränsyntans beskaffenhet, vilket motiverar att närvaron av en, relativt strömningstvårsnittet, tunn kondensatfilm kan försummas. Annars kan friktionsfaktorn enligt vissa källor väljas som för rörströmning och enligt andra baseras på beräkning ur tvåfasteori, i vilket fall väsentligt högre värden erhålls.

Utvändig kondensation

Beräkningen av α_g bygger på anvisningar enligt Bell-Delawaremetoden för tubvärmväxlare /C1/. Med hjälp av samband i ekvationsform beräknas α -värdet för strömning tvärs en "ideal" tubbank, α_{ideal} , som

$$\alpha_{ideal} = f(Re, Pr, d_e, s)$$

där

Re = Re-tal baserat på minsta tvärsnitt

d_e = ekvivalent tubdiameter (hänsyn till ytförstoring)

s = tubdelning tvärs strömningsriktningen

Vid strömning i en cylindrisk värmväxlarmanter försedd med bafflar uppträder ett antal effektivitetsförluster, som hänger samman med gasvändningen och internt läckage. Rigorösa beräkningar är omfattande och kräver detaljkunskaper om den mekaniska konstruktionen. Här har antagits att dessa förluster är 50 %. Strömningen längs de kamflänsade tuberna i baffelfönstren är relativt ineffektiv, varför förlusterna kan vara något högre.

Invändig kondensation

Vid kondensation i rör förutsätts att gasfasen är kontinuerlig och att den har andelen ϵ ("void") av varje tvärsnitt till förfogande. Beräkningen av α_g bygger på Dittus-Boelters (D-B) ekvation för rörströmning. På basis av ϵ beräknas en hydraulisk diameter för gasströmningen. Således är

$$\alpha_g = \beta \cdot \alpha_{D-B}$$

där $\alpha_{D-B} = f(Re, Pr)$ och β är en korrektionsfaktor (>1).

Beroende på olika bedömningar kan för β gälla

$$1) \beta = 1 \text{ (försiktig gissning)}$$

$$2) \beta = f_1/f_g$$

där f_g är friktionsfaktorn för rörströmning i det "fria" tvärsnittet och f_1 är friktionsfaktorn för gasens strömning relativt den mer eller mindre ojämna fasgränsytan.

Enligt Wallis /C6/ gäller approximativt

$$f_1/f_g = 1 + 75(1 - \epsilon)$$

Det kan visas att denna teori för α_g är i enlighet med Colburn-Chilfons analogi. Om inslaget av formmotstånd (gropig fasgräns) är stort, ger denna teori en betydande överskattning av α_g .

Huvudrutinen bygger på att $\beta = 1$ och att ϵ uppskattas enligt Lockhart-Martinelli /C5/. (Anm: ϵ bör förmodligen beräknas enligt Zivi vid skiktad strömning.)

Uppskattning av α_o

Värmesänkan förutsätts vara strömmande vatten. Vid utvändig kondensation uppskattas α_o i tuberna med en form av Kraussolds ekvation. Med hjälp av insatser bör detta värde kunna ökas avsevärt.

Vid invändig kondensation har α_o åsatts ett värde, $4000 \text{ W/m}^2\text{K}$, som kontrollerats vid en manuell genomräkning enligt Bell-Delawaremetoden. Känsligheten för osäkerhet hos α_o är väsentligt mindre än vid utvändig kondensation.

Uppskattning av dp/dL

Tryckgradienten dp/dL vid kondensation beror av kanalens utformning och om samspelet mellan gas- och vätskefas är betydande. Som tidigare påpekats är friktionsfaktorn vid strömning av gas tvärs rör relativt okänslig för närvaron av en kondensatfilm, medan vid kondenserande strömning i rörliknande kanaler tvåfasteori i regel måste tillgripas.

Utvändig kondensation

Beräkningen av dp/dL i bygger på anvisningar enligt Bell-Delawaremetoden för gasströmning utan närvaro av kondensat /C1/. Med hjälp av samband för friktionsfaktorn för strömning tvärs en ideal tubbank f_{ideal} beräknas den enligt

$$f_{ideal} = f(Re, d_e, s)$$

Se avsnitt om α_g !

Med hjälp av f_{ideal} beräknas tryckfallet mellan två baffelfönster, Δp_{ideal} . Tryckfallet i ett baffelfönster antages vara lika stort, vilket är en mycket ungefärlig uppskattning med tanke på de kamflänsförsedda tuberna. Internt läckage reducerar det ideala tryckfallet avsevärt. I likhet med vid uppskattning av α_g är effekten av detta svår att uppskatta. Här har antagits att det verkliga tryckfallet mellan två bafflar Δp_{verkl} är

$$\Delta p_{verkl} = 0.3(2 \cdot \Delta p_{ideal})$$

Invändig kondensation

Friktionstryckgradienten - övriga tryckgradienter har försumrats - har uppskattats med en etablerad tvåfasströmningsmetod för horisontell rörströmning av Lockhart-Martinelli

/C5/. Tryckgradienten dp/dL relateras till motsvarande gradient, om gasfasen strömmar ensam, $(dp/dL)_g$ enligt

$$dp/dL = \phi_g^2 (dp/dL)_g$$

där $\phi_g^2 =$ tvåfasmultiplikator.

För ϕ_g^2 finns empiriska samband enligt

$$\phi_g^2 = 1 + C X_{tt} + X_{tt}^2$$

där $X_{tt} = (dp/dL)_l / (dp/dL)_g$ är den s k Martinelliparametern för, i detta fall, turbulent gas- och vätskefas. Det kan visas att

$$X_{tt} = f(x, \rho_l, \rho_g, \mu_l, \mu_g)$$

där $x =$ ånghalt.

Parametern C anges normalt ha värdet 20, men vid höga reducerade tryck har bl a Martinelli-Nelson /C7/ påpekat att detta då ger orimliga resultat. Utifrån M-N, som anpassat L-M till ånga-vattensystemet vid höga tryck, har motsvarande gjorts här för godtyckligt system. Resultatet är

$$C = 20 - 27,81 \exp(-4 \cdot p_c/p)$$

där p_c är kritiska trycket.

För blandning har för p_c valts en linjär viktning.

Integral kokkurva

För beräkning av tvåfasblandningsentalpin h_m , som funktion av jämviktstemperaturen T^* , har utvecklats en rutin. Den bygger på anvisningar i /C1/. Rutinen gäller endast för tvåkomponentsystem. Den utnyttjar befintliga rutiner för

beräkning av jämviktsdata och kalorimetriska data för resp fas. Rutinen kräver som indata:

totalsammansättning
tryck
jämviktstemperatur T^*

Förutom h_m erhålls jämviktssammansättning m m.

Jämvikts- och materialdata

Jämviktsdata och kalorimetriska data för resp fas beräknas med hjälp av rutiner, som utvecklats av Krister Ström /C8/. Transportdata för vätskefasen beräknas med hjälp av rutiner, som utvecklats vid institutionen av Karen Munch Berntsson och använda i /C9/.

Vissa rutiner erfordrar transportdata även för gasfasen. Blandningsviskositet och -konduktivitet erhålls genom linjär vägning av data för rena ämnen. Funktioner för de rena ämnen, freon R22 och R114, har framtagits. Den enkla blandningsregeln har jämförts med avancerade blandningsregler /C10/ vid något representativt tillstånd och befunnits ge en avvikelse på endast 2-3 %. Mätdata för R22/R114 i gasfas är dock önskvärda.

Tillämpning av Silvers metod

Den numeriska integrationen av värmeytan A utförs genom uppdelning av variabeln T^* i, normalt, 50 lika stora intervall från inlopp till utlopp. Trycket korrigeras med hänsyn till tryckfall. Arbetsmedieflödet beräknas. I varje intervall beräknas k , Δp (vid invändig kondensering), värmesänkans lokala temperatur samt ΔA .

Vid utvändigt kondensering kompliceras beräkningarna av att integrationen måste administrera tvärströmsberäkningarna.

Baffelavstånden specificeras eller beräknas enligt givna kriterier som kan ändras. Δp beräknas en gång; varje baffelsektion. Vid stort antal bafflar bör antalet intervall vara större än 50.

Beräkningar för olika disposition av värmeyta

Det rutinpaket, som hittills beskrivits, är i grunden en implementering av Silvers metod för beräkning av erforderlig kondenseringsyta med kända yttre förutsättningar, känd totalsammansättning hos arbetsmediet och känd jämviktstemperatur för detta i inloppet. Dessutom måste vissa villkor för geometrin vara definerade.

En intressant frågeställning i detta arbete har varit vilken utformning, inom ett givet grundkoncept, som resulterar i lägsta möjliga jämviktstemperatur i inloppet för en given värmeyta, värmesänka och effekt. Denna temperatur är av betydelse för värmepumpcykeln som helhet. De två grundkoncepten, in- eller utvändigt kondensering, har det gemensamt, att både tub- och mantelsidan skall ha ett enda stråk för så god anpassning till motström som möjligt och att bafflar finns på mantelsidan.

För att kunna göra dessa jämförelser har en rutin, tills vidare som huvudprogram, konstruerats som anropar en rutin för Silvers metod och beräknar erforderlig inloppstemperatur hos arbetsmediet under olika förutsättningar.

Genom ett iterativt förfarande söks den inloppstemperatur som enligt Silver ger den specificerade värmeytan.

I huvudprogrammet görs även vissa förberedande beräkningar i anslutning till värmeväxlaregeometrin. Således beräknas, för den givna värmeytan och specificerad (inre) manteldiameter, tillhörande tublängd och tubantal. Dessutom förmedlas in- och utdata för beräkningarna.

REFERENSER

- /1/ Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publishing Corporation, 1986
- /2/ Silver, L, Trans Inst Chem Eng, vol 25, pp 30-42, 1947
- /3/ Bell, K J, Ghaly, H A, AIChE Symp Ser, vol 69:131, pp 72-79, 1972
- /4/ Smith, R A: "Vaporisers", Longman, 1986
- /5/ Lockhart, R W, Martinelli, R C, Chem Eng Prog, vol 45, pp 39-48, 1949
- /6/ Collier, J G: "Convective Boiling and Condensation", Mc Graw Hill, 1972
- /7/ Martinelli, R C, Nelson, D B, Trans ASME, vol 70, pp 695-702, 1948
- /8/ Ström, K, Inst för Kemisk apparat- och anläggningsteknik, Chalmers tekniska högskola, personlig kommunikation
- /9/ Munch Berntsson, K: "Nonazeotropic Mixtures as Working Fluids in Large Heat Pumps - Heat Transfer in a Falling Film Evaporator and System Simulations", Inst för Värmeteknik och maskinlära, Chalmers tekniska högskola, Doktorsavhandling, 1986
- /10/ Reid, Prausnitz, Sherwood: "The Properties of Gases and Liquids", Mc Graw Hill, 1977

BETECKNINGAR

A	Värmeväxlararea
c_p	Värmekapacivitet
C	Konstant (def i en ekvation)
d	Tubdiameter
f	Friktionsfaktor
g	Tyngdacceleration
h	Entalpi
j_g	Wallisparameter
k	Värmegenomgångstal
L	Längdparameter
\dot{m}	Massflöde
N_k	Tubantal i en kolonn
p	Tryck
Pr	Prandtltal
Q	Värmeeffekt
r	Värmegenomgångsmotstånd (rörvägg + fouling)
Re	Reynoldstal
s	tubdelning
s^+	filmtjocklek, dimensionlös
T	Temperatur
T^*	Temperatur, arbetsmediet (mättning)
T^+	Temperatur, dimensionslös (def i en ekvation)
v	Volymitet
x	Ånghalt
X_{tt}	Martinelliparameter
Z	Korrigeringsfaktor för filmmotståndet
α	Värmeöverföringstal

β	Korrigeringsfaktor för α_{D-B}
ε	Hålrumsfraktion (void)
λ	Värmekonduktivitet
μ	Viskositet
ρ	Densitet
ϕ^2	Tvåfasmultiplikator
Ω	Korrektionsfaktor för α_1 enligt Nusselt

Index:

c	Kritisk
D-B	Dittus-Boelter
e	Ekvivalent
eff	Effektiv
g	Gasfas
i	Fasgräns
ideal	
l	Vätskefas
m	Blandning
o	Värmesänka
TP	Tvåfas
verk	Verklig

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 860506-5
från Statens råd för byggnadsforskning till Inst. för
Värmeteknik och maskinlära, Chalmers Tekniska Högskola,
Göteborg.

R37: 1990

ISBN 91-540-5187-8

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art. nr: 6801037

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst
171 88 Solna

Cirka pris: 48 kr exkl moms