



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**

**R13:1990**

# **Köldmediet HFC 134a**

**Kompressorprov samt teoretiska  
beräkningar**

**Bengt Petersson  
Håkan Thorsell**

V-HUSETS BIBLIOTEK, LTH



15000

400135418

**Bygghforskningsrådet**

R13:1990

**KÖLDMEDIET HFC 134a**

**Kompressorprov samt teoretiska beräkningar**

Bengt Petersson

Håkan Thorsell

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 871162-6 från Statens råd för byggnadsforskning till Inst. för Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.

## REFERAT

Föreliggande rapport är resultatet från mätningar med det nya köldmediet HFC 134a. I rapporten redovisas uppmätta verkningsgrader med en öppen kölvkompressor av swash plate typ. Kompressorn har även körts med köldmediet CFC 12 för att kunna göra en jämförelse mellan de bägge medierna. Verkningsgraderna har beräknats med hjälp av de senaste publicerade tillståndsekvationerna enligt Wilson och Basu. Dessa ekvationer har även använts till att ta fram diagram som kan användas vid dimensionering av kyl- och värmepumpanläggningar. Diagrammen har även utgjort underlag för en teoretisk jämförelse med CFC 12.

I de flesta kyl- och värmepumpanläggningar som är i bruk idag används köldmedier av CFC-typ. Det mest använda köldmediet är CFC 12. Utsläpp av CFC 12 verkar inte enbart skadligt på ozonskiktet utan bidrar också till den så kallade växthuseffekten. Inom en snar framtid kommer användning av CFC 12 att vara förbjuden, varför en ersättare till CFC 12 måste tas fram. Den ersättare som framförs i allt fler sammanhang är köldmediet HFC 134a, som inte har någon skadlig inverkan på ozonskiktet och som beräknas ge 1/5 så stort bidrag till växthuseffekten som CFC 12.

I Byggnadsforskningsrådets 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.

R13:1990

ISBN 91-540-5156-8

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1990

## INNEHÅLLSFÖRTECKNING:

1.	SAMMANFATTNING .....	1
2.	FÖRUTSÄTTNINGAR .....	2
3.	TEORI .....	4
3.1	Ångtryckskurvan .....	4
3.2	Volymetrisk köldalstring, $q_v$ .....	6
3.3	Volymetriskt energibehov, $\epsilon_v$ .....	7
4.	TEORETISK JÄMFÖRELSE MELLAN HFC 134a OCH CFC 12 .....	8
4.1	Volymetrisk köldalstring .....	8
4.2	Volymetriskt energibehov .....	9
4.3	Köldfaktor .....	10
4.4	Inverkan av underkylning och överhettning .....	13
5.	PROV MED ÖPPEN KOMPRESSOR .....	18
5.1	Mätmetod .....	18
6.	MÄTRESULTAT OCH DEFINITION AV VERKNINGSGRADER .....	18
6.1	Total isentropisk och volymetrisk verkningsgrad .....	18
6.2	Jämförelse med CFC 12, provresultat .....	22
6.3	Överhettningens inverkan .....	24
7.	VERKNINGSGRADERNAS INVERKAN PÅ KÖLDFAKTORN .....	26
7.1	Köldfaktor med kompressorns verkningsgrader enligt generella samband för CFC 12 .....	26
7.2	Köldfaktor med kompressorns verkningsgrader baserade på provresultat .....	29
8.	BERÄKNINGSEXEMPEL .....	31
9.	REFERENSER .....	34

## BILAGOR:

1.	Använda beteckningar .....	36
2.	Termodynamiska data för HFC 134a .....	37
3.	Processdata för HFC 134a .....	41
4.	Tillståndsekvationer och ekvationskonstanter för HFC 134a .....	42
5.	Oljereturens inverkan på verkningsgraderna .....	45
6.	Mätresultat HFC 134a .....	48
7.	Mätresultat CFC 12 .....	49

## FÖRORD

Funktion och utförande av värmepumpar och av kylteknisk utrustning är starkt beroende på egenskaperna för arbetsmediet. Ett av de medier som använts i mycket stor utsträckning är CFC12, vars användning i framtiden kommer att begränsas -- i Sverige kommer den att vara förbjuden i nyinstallationer från och med 1 januari 1995. Det är angeläget att utveckla medier som kan ersätta CFC12.

Stora resurser världen över satsas för närvarande på att taga fram alternativ till CFC12. Det kanske mest lovande ersättningsmediet är ett ämne med beteckningen HFC134a (vars sammansättning är  $C_2H_2F_4$  och alltså inte innehåller klor till skillnad mot CFC12 vars sammansättning är  $CCl_2F_2$ ). Olika källor finns för de termodynamiska egenskaperna för HFC134a. I föreliggande rapport har inledningsvis en genomgång av dessa olika korrelationer gjorts och data har sammanförts i ekvationsform.

Genom tillmötesgående från VOLVO Personvagnar AB, har vi kunnat få tillgång till en kvantitet av HFC134a som möjliggjort prov i laboratorieskala. Resultaten som här redovisas avser jämförelser av egenskaperna för en kompressor av koltyp. Samma kompressor har i samma provrigg även körts med CFC12. Detta ger förutsättningar för en direkt jämförelse mellan de två köldmedierna vad avser arbetscykel och kompressorns egenskaper. Det skall kanske poängteras att de resultat som ges vad avser kompressorprestanda endast gäller den provade kompressorn. De skall inte ses som allmängiltiga, men kan tjäna som en fingervisning.

Vid sidan av kompressorns egenskaper och av köldmediet orsakade förluster i arbetscykeln är värmeöverföringsegenskaperna viktiga ur praktisk synvinkel. Kartläggning av alternativa mediers egenskaper i detta avseende är ett annat stort område där arbeten pågår. Resultat från dessa kommer att rapporteras senare.

Ett varmt tack framförs till VOLVO Personvagnar AB som ställt kompressor och köldmedium med olja till vårt förfogande. Med tacksamhet skall också nämnas att projektet har genomförts inom ett ramanslag från Statens Energiverk; Styrelsen för Teknisk Utveckling samt Statens Råd för Byggnadsforskning med gemensam finansiering.

Stockholm i oktober 1989

Eric Granryd

Professor  
Prefekt vid inst. Mek värmeteori  
och kylteknik, KTH.







## 1. SAMMANFATTNING

Föreliggande rapport är resultatet från mätningar med det nya köldmediet HFC 134a. I rapporten redovisas uppmätta verkningsgrader med en öppen kolvkompressor av swash plate typ. Kompressorn har även körts med köldmediet CFC 12 för att kunna göra en jämförelse mellan de bägge medierna. Verkningsgraderna har beräknats med hjälp av de senaste publicerade tillståndsekvationerna enligt Wilson och Basu\*. Dessa ekvationer har även använts till att ta fram diagram som kan användas vid dimensionering av kyl- och värmepumpanläggningar. Diagrammen har även utgjort underlag för en teoretisk jämförelse med CFC 12.

Resultaten från proven är att verkningsgraderna för köldmediet HFC 134a kan mäta sig med de för CFC 12, om jämförelsen görs vid lika tryckförhållande. Dock visade det sig att den isentropiska verkningsgraden för HFC 134a försämrades markant med sjunkande kondenseringstemperatur. Orsaken till detta kan eventuellt förklaras av oljans egenskaper.

Resultaten från både den teoretiska betraktelsen och mätningarna visar att HFC 134a kan ge större kyleffekt än CFC 12 vid förångningstemperaturer över ca 0°C, men med resultat att kompressorn kräver mer arbete. För att få en rättvis bild av detta förhållandet har även köldfaktorn tagits fram. Denna är genomgående lägre för HFC 134a än för CFC 12, utom i extrema driftfall med hög kondensering och hög förångning. Vissa typer av systemlösningar kan dock minska skillnaden mellan de två köldmedierna. Kraftig underkylning genom värmeväxling av kondensatet före strypventilen med suggasen ut från förångaren är ett sätt att åstadkomma detta.

Termodynamiskt sett kan enligt denna undersökning inte köldmediet HFC 134a mäta sig med CFC 12. Om man däremot har ett globalt synsätt där miljöaspekter, vid ett eventuellt köldmedieläckage vägs in, är HFC 134a vida överlägset CFC 12.

HFC 134a kan ersätta CFC 12 i ett kylsystem dock med en viss ökning i driftkostnader. Detta förutsatt att praktiska problem såsom HFC 134a:s inverkan på material och komponenter i kylanläggningen kartläggs.

\* Dataprogram för beräkning av köldmediedata kan rekvrireras till självkostnadspris från Inst Mek Värme och Kylteknik, KTH, 100 44 Sthlm. Köldmedierna är CFC 11, CFC 12, HCFC 22, HFC 134a, HFC 152a, HCFC 500 och HCFC 502.

## 2. FÖRUTSÄTTNINGAR

På grund av att nuvarande CFC-köldmedier i kyl- och värmepumpanläggningar läcker ut i omgivningen och påverkar miljön negativt (ozonpåverkan och växthuseffekten) behövs ett utbyte till bättre och säkrare köldmedier.

Det vanligaste köldmediet i kylanläggningar kallas för CFC 12 (andra namn är R 12 och Freon 12). Detta är också ett av de köldmedier som påverkar ozonskiktet mest. Se tabell 2.1. Av denna anledning är det mest angeläget att byta ut just CFC 12 mot ett bättre och säkrare köldmedium.

Köldmedium	CFC 12	HCFC 22	HFC 134a
Kemisk formel	$\text{CCl}_2\text{F}_2$	$\text{CHClF}_2$	$\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$
RODP	1.0	0.05	0
Växthuseffekt	1.0	0.07	0.2*

Tabell 2.1 Köldmediers inverkan på miljön enl. Kern, Wallner [2].  
RODP står för relativ ozonfarlighet (Relative Ozone Depletion Potential). Här har CFC 12 satts till 1,0.

\* Värdet <0,1 har dock angetts av Christie [5].

En ersättare till CFC 12 verkar, i ett längre perspektiv (ca 5 år), enligt tillverkare av köldmedier och forskare inom det kyltekniska området vara det nya köldmediet HFC 134a, se t.ex. [5], [7] eller [10]. Kemiska skillnaden mellan HFC 134a och CFC 12 är att HFC 134a ej innehåller något klor. Att just HFC 134a kan bli en ersättare till CFC 12 i kyl- och värmepumpanläggningar beror främst på att köldmediernas ångtryckskurvor ligger väldigt lika. Som framgår av diagram 2.1 skär HFC 134a:s och CFC 12:s ångtryckskurvor varandra vid ca 18°C.

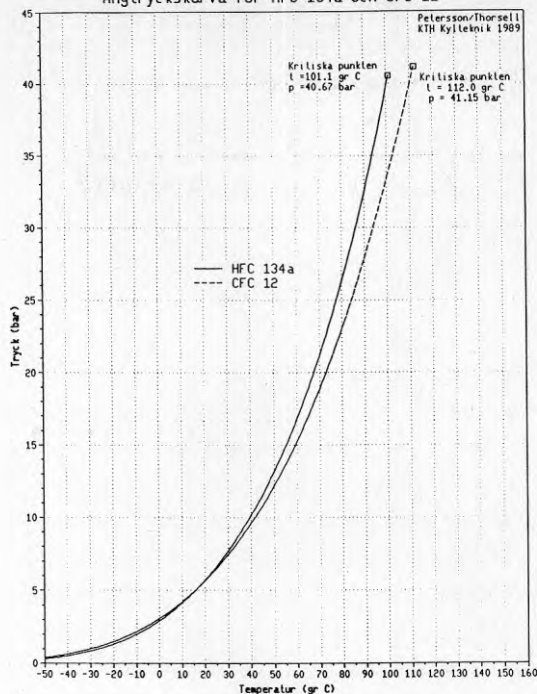


Diagram 2.1 Ångtryckskurvan för CFC 12 [6] och HFC 134a [16]. Se även bilaga 2 där termodynamiska data finns listade för HFC 134a.

Andra positiva egenskaper hos HFC 134a är att det ej är brännbart eller explosivt och har hittills ej visat sig vara giftigt.

För att dimensionera en kylanläggning med ett nytt köldmedium eller kunna prova hur ett nytt köldmedium fungerar i en anläggning behövs mycket information om köldmediet i fråga. Kunskap som behövs är t.ex. termodynamiska data, köldmediets inverkan på anläggningens material och komponenter, köldmediets löslighet i olja, köldmediets stabilitet vid höga temperaturer, köldmediets förmåga att lösa fukt och detta vattens inverkan på ämnesdata. Har man denna kunskap är det relativt lätt att utföra prov av kompressor, förångare och kondensor. Dessa prov kan i sin tur ligga till grund för dimensionering av kylanläggningar. Ovanstående information finns bara till viss del tillgänglig för köldmediet HFC 134a. Denna rapport syftar till att sammanställa en del av de data och den kunskap som finns om HFC 134a samt att peka på områden där ytterligare kunskap behöver tas fram. I rapporten presenteras även prov med en öppen kolvkompessor av swash plate typ, avsedd för

luftkonditionering av personbilar. Detta har gjort det möjligt att jämföra kompressorverkningsgrader för CFC 12 och HFC 134a. Liknande praktiska prov för kolvkompressorer med HFC 134a har ej hittats i litteraturen. Det som finns publicerat om HFC 134a är prestanda i förhållande till CFC 12 för en skruvkompressor [13]. Denna undersökning beräknade verkningsgrader med hjälp av ämnesdata från Borchardt [4].

### 3. TEORI

För att kunna utföra beräkningar på ett köldmedium behövs noggranna termodynamiska data och/eller tillståndsekvationer. För HFC 134a har det funnits data och ekvationer tillgängliga sedan 1979 [4]. Noggrannheten hos dessa uppgifter har varit något tvivelaktig. Av denna anledning finns det ett antal uppsättningar av termodynamiska data samt ekvationer publicerade se t.ex. [2], [3], [4], [8] och [16]. I detta kapitel tittar vi på tre storheter som är intressanta för ett köldmedium nämligen ångtryckskurvan, volymetriska köldalstringen och volymetriska energibehovet. Dessa storheter fås från köldmediedata. När beräkningar görs på kyl- och värmepumpanläggningar behövs även en del andra uppgifter t.ex kompressorverkningsgrader. Dessa finns definierade i kapitel 6.

#### 3.1 Ångtryckskurva

Med ångtryckskurva menas hur mätnadstrycket varierar med temperaturen. Från ångtryckskurvan och volymitetsdata kan med hjälp av Clapeyrons ekvation även ångbildningsvärmets uttas. Ångtryckskurvan är alltså en viktig termodynamisk egenskap som på flera sätt kommer in vid beräkningar på kylprocessen. På grund av detta måste alltså ångtryckskurvan vara korrekt för att jämförelse med dels andra köldmedier och dels kompressorverkningsgrader från praktiska prov ska bli riktiga.

Ångtryckskurva HFC 134a  
Jämförelse mellan olika referenser

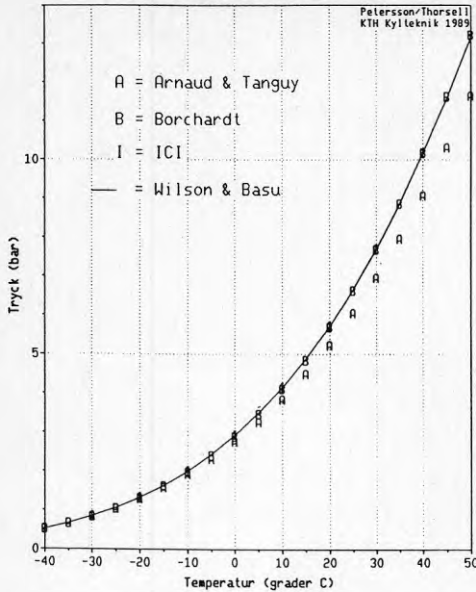


Diagram 3.1 Ångtryckskurvan  
för HFC 134a enligt [2], [4],  
[8] och [16].

HFC 134a  
Procentuell skillnad i mättnadstryck  
enligt 3 olika referenser jämfört med Wilson & Basu

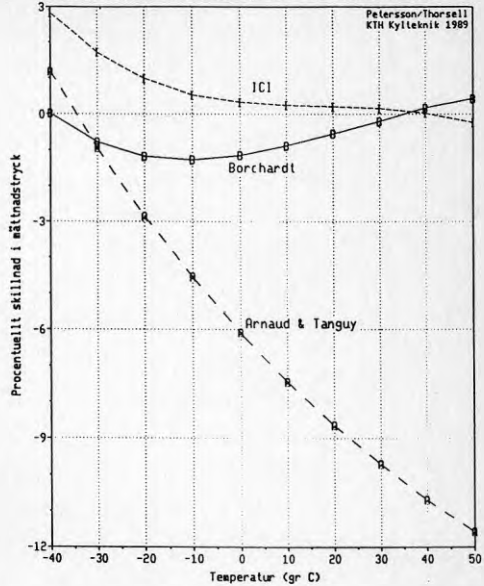


Diagram 3.2 Procentuell skillnad  
i mättnadstryck

Hur några referensers uppgifter förhåller sig till varandra kan ses i diagram 3.1. I denna figur har inritats HFC 134a:s ångtryckskurva enligt mätningar av Wilson och Basu [16] samt punkter från några olika referenser [2], [4] och [8]. Här kan ses att resultatet från en mätning avviker högst väsentligt. Vad detta kan bero på är svårt att avgöra men noggrannheten i mätningarna samt renhetsgraden på köldmediet kan vara några faktorer som spelat in. Resultaten från de övriga referenserna ser däremot ut att ligga ganska lika. Om man nu tittar på procentuella felet i förhållande till referens [16] för de övriga tre referenserna ser det ut som i diagram 3.2. Felet mellan de referenser som ligger närmast varandra rör sig om maximalt 3 procent.

De senaste publicerade mätdata [16] ansluter sig således relativt väl till tillverkarens data från 1979. En senare publicerad artikel [3] har använt sig av dessa mätdata för att framta egna ekvationer för HFC 134a. Vid utvärdering av kompressorprov samt vid jämförelser med CFC 12 har följaktligen i denna rapport använts de av Wilson och Basu framtagna ekvationerna och ekvationskonstanterna för HFC 134a.

Dessa finns redovisade i bilaga 4. Konstanterna har dock ändrats något

för att kunna passa in i I.A.Ekroths datorprogram Termodynamiska egenskaper för köldmedier [6]. Vid användning av detta program kan man genom att ge t.ex tryck och temperatur som indata få fram exakta värden på entalpi, entropi och volymitet förutsatt att inlagda ekvationskonstanter för aktuellt köldmedium är riktiga. Detta program har varit ett kraftfullt verktyg för beräkningar på HFC 134a vid denna rapports framtagande.

### 3.2 Volymetrisk köldalstring, $q_v$

Volymetrisk köldalstring är en storhet som är enkel att använda. Den betecknas med  $q_v$ . Fördelen med  $q_v$  är att den baserar sig på insugen volym till kompressorn. Det vill säga att den anger upptagen köldalstring i förångaren per volymsenhet cirkulerad köldmediegas. Definitionen på  $q_v$  är

$$q_v = \frac{h_{2k} - h_s}{v_{2k}} \quad (3.1)$$

$h_{2k}$  = entalpin efter förångaren

$h_s$  = entalpin före förångaren

$v_{2k}$  = volymiteten före kompressorn

Om man vid en köldmedieprocess har mättnadstillstånd på gasen före kompressorn och på vätskan före expansionsventilen kallas det i denna rapport för en grundprocess och betecknas med  $^{\circ}$  (liten ring).

Volymetriska köldalstringen betecknas således  $q_v^{\circ}$  för en grundprocess.

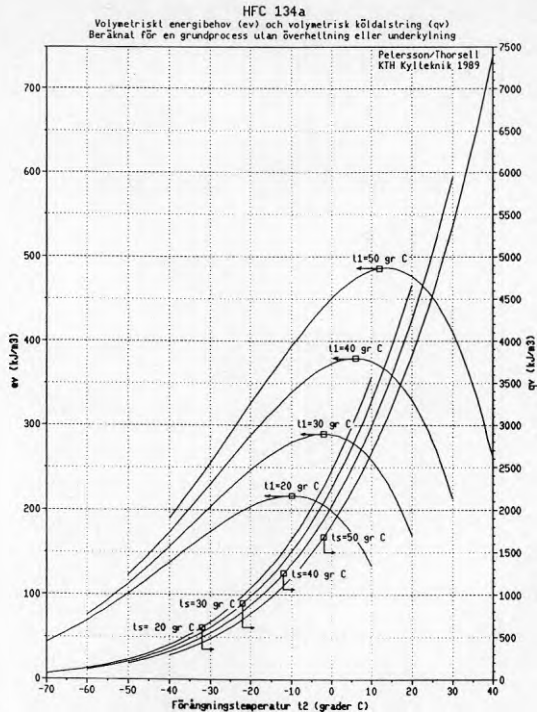


Diagram 3.3 Volymetrisk köldalstring och volymetriskt energibehov för HFC 134a

I diagram 3.3 har volymetriska köldalstringen  $q_v^o$  ( $\text{kJ}/\text{m}^3$ ) inritats som funktion av temperaturen. Förhållandena är följande: Ingen överhettning av gasen in till kompressorn. Ingen underkylning av kondensat sker dvs  $t_s =$  temperatur före strypventil  $= t_1$ . Om man känner kompressorns slagvolym kan man enkelt få fram vilken kyleffekt som är möjlig att maximalt uppta vid givet driftförhållande. Om även kompressorns volymetriska verkningsgrad är känd fås kompressorns verkliga kyleffekt. Se även beräkningsexempel punkt 7. Denna storhet gör det alltså möjligt att undersöka vad som skulle hända om man bytte köldmedium i en anläggning med givna kondenserings- och förångningstemperaturer. Detta betraktelsesätt har använts i kapitel 4.

### 3.3 Volymetriskt energibehov, $\epsilon_v$

Volymetriskt energibehov baserar sig på liknande sätt som  $q_v$  på kompressorn. Det vill säga att man studerar hur mycket energi per volymsenhet köldmediegas som behöver tillföras kompressorn om denna



tänkes arbeta isentropiskt.

Denna storhet definieras enligt följande:

$$\epsilon_v = \frac{h_{1k, is} - h_{2k}}{v_{2k}} \quad (3.2)$$

$h_{1k, is}$  = entalpin efter kompressorn vid isentropisk kompression.

$h_{2k}$  = entalpin före kompressorn.

$v_{2k}$  = volymiteten före kompressorn.

På samma sätt som för  $q_v^o$  betecknar  $\epsilon_v^o$  värden för en grundprocess, det vill säga då tillståndet "2k" ligger på gränskurvan (torrt mättat). I samma diagram som volymetriska köldalstringen (diagram 3.3) har volymetriska energibehovet för HFC 134a ritats in som funktion av förångningstemperaturen. Parameter i diagrammet är  $t_1$  (kondenseringstemperaturen). Ångan före kompressorn förutsätts torr mättad dvs  $t_{2k} = t_2$ . I detta diagram kan ses hur mycket arbete per volymenhet en kompressor teoretiskt kräver som har HFC 134a som köldmedium.  $q_v^o$  och  $\epsilon_v^o$  är storheter som tillsammans uttrycker hur bra ett ämne är som köldmedium vid olika kondenserings- och förångningstemperaturer.

#### 4. TEORETISK JÄMFÖRELSE MELLAN HFC 134a OCH CFC 12

Följande diskussion är naturligtvis starkt idealiserad men den kan kanske tjäna som en fingervisning för hur det kommer att gå vid ett köldmediebyte. Det vill säga vad som händer med kyleffekter, elenergiebehov och köldfaktor om CFC 12 byts ut mot HFC 134a i en given anläggning. I diagram 4.1 och 4.2 visas volymetrisk köldalstring respektive volumetriskt energibehov för köldmedierna HFC 134a och CFC 12. Värdena är beräknade med ekvationerna 3.1 och 3.2.

#### 4.1 Volymetrisk köldalstring

Låt oss studera ett exempel: konstant kondenseringstemperatur  $t_1 = +40^\circ\text{C}$ , ingen underkylning ( $t_s = t_1 = +40^\circ\text{C}$ ) och ingen överhettning in till kompressorn ( $t_{2k} = t_2$ ). Kompressorns volymetriska verkningsgrad antas oförändrad och lika med ett (se dock diagram 6.2). Vid förångningstemperaturer under  $\approx -3^\circ\text{C}$  fås en något lägre kyleffekt med HFC 134a än med CFC 12. Skillnaden rör sig om ca  $70 \text{ kJ/m}^3$  då  $t_2 = -20^\circ\text{C}$ . Vid höga förångningstemperaturer ( $t_2 \geq 0^\circ\text{C}$ ) kan man däremot förvänta sig att få ut högre kyleffekt. Omslagspunkten då HFC 134a ger högre kyleffekt än CFC 12 rör sig mot högre förångningstemperaturer vid ökande temperatur före strypventilen. Se diagram 4.1.

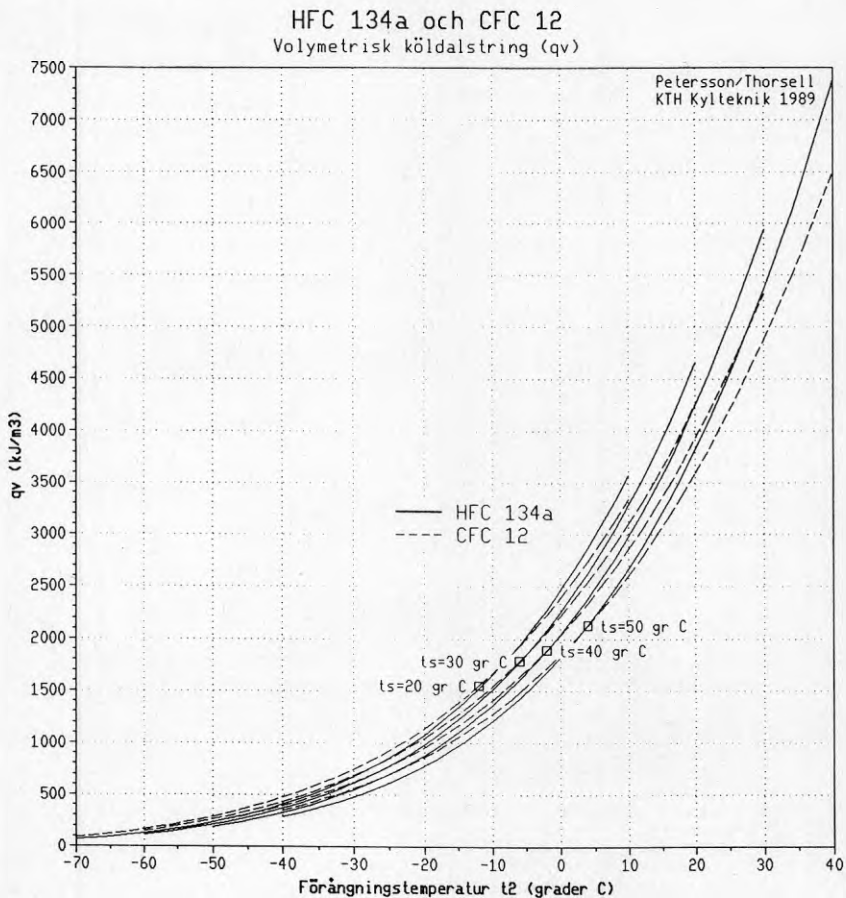


Diagram 4.1 Volymetrisk köldalstring för HFC 134a och CFC 12.

#### 4.2 Volymetriskt energibehov

Om istället volymetriska energibehovet uppritas som funktion av förångningstemperaturen fås diagram 4.2. Härifrån fås för  $t_1 = 40^\circ\text{C}$  en skärningspunkt då  $t_2 = -8^\circ\text{C}$ . Vid lägre temperaturer än  $-8^\circ\text{C}$  behöver CFC 12 mer energi per  $\text{m}^3$  köldmedium än en kompressor arbetande med HFC 134a. Förhållandet blir sedan det omvända vid förångningstemperaturer över  $-8^\circ\text{C}$ . Men efter vad som sagts tidigare (punkt 4.1) ger en kompressor arbetande med HFC 134a även mer kyleffekt per volymenhet köldmedium vid högre förångningstemperaturer än  $-3^\circ\text{C}$  (om  $t_1 = +40^\circ\text{C}$ ).

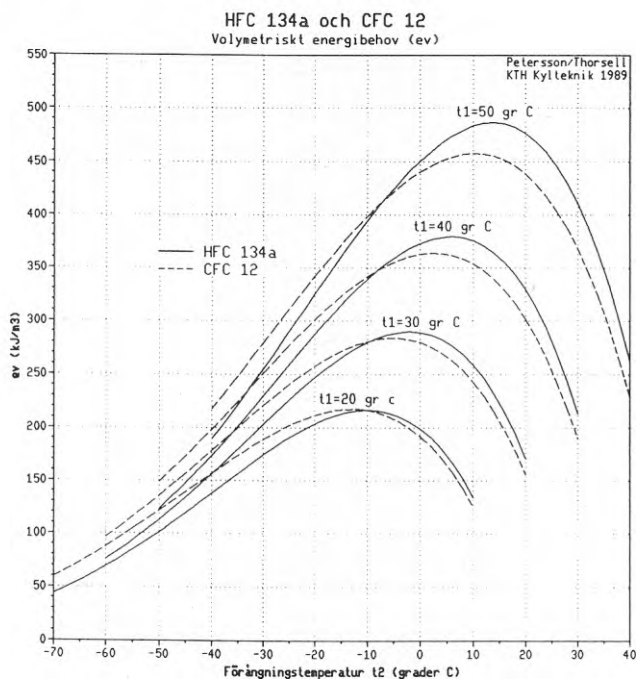


Diagram 4.2 Volymetriskt energibehov för HFC 134a och CFC 12

För att få en rättvis jämförelse bör man titta på teoretiska köld- eller värmefaktorn. Denna kan fås ur köldmediedata.

Intressant att notera är att elmotorn som driver kompressorn kanske inte klarar ett köldmediebyte utan måste bytas ut. Vid ett driftfall då  $t_1 = 50^\circ\text{C}$  och  $t_2 = 10^\circ\text{C}$  kräver kompressorn  $\approx 10\%$  mer tillförd energi för HFC 134a än för CFC 12.

### 4.3. Köldfaktor

Köldfaktorn är en storhet som ofta används inom kyltekniken. Den uttrycker hur mycket kyla som tas upp i förhållande till hur mycket arbete som erfordras.

Köldfaktorn har här beräknats med hjälp av entalpier. Denna definition lyder:

$$\epsilon = \frac{h_{2k} - h_s}{h_{1k, is} - h_{2k}} \quad (4.1)$$

Denna köldfaktor motsvarar (om tillstånden "2k" och "s" ligger på gränskurvan) en grundprocess. Det vill säga ingen överhettning efter förångaren, kompressorn arbetar isentropiskt ( $\eta_{is, tot} = 1$ ) och ingen underkylning efter kondensorn. I och med denna definition kan köldfaktorn även uttryckas som  $\epsilon^{\circ} = q_v^{\circ} / \epsilon_v^{\circ}$ .

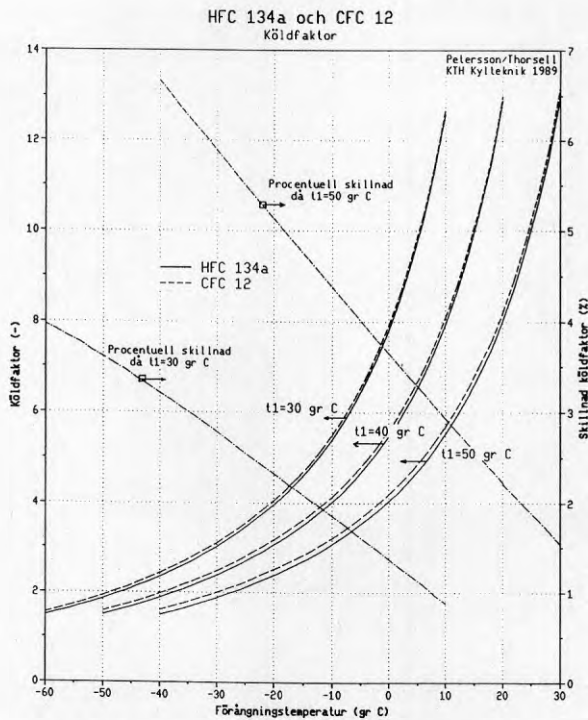


Diagram 4.3. Köldfaktor för HFC 134a och CFC 12 tagen från köldmediediagram.

För HFC 134a och CFC 12 har i diagram 4.3 inritats hur köldfaktorn varierar med förångningstemperaturen vid tre olika konstanta kondenseringstemperaturer (30, 40 och 50°C). Här kan ses att HFC 134a ger en lägre köldfaktor över hela området. Skillnaden är störst vid låga förångningstemperaturer för att sedan minska med ökande förångningstemperatur.

I diagram 4.3 har även inritats den procentuella skillnaden mellan HFC 134a och CFC 12. Som exempel ger HFC 134a ca 6,5% lägre köldfaktor än CFC 12 vid  $t_2 = -40$  °C och  $t_1 = 50$  °C. Diagram 4.3 gäller alltså en grundprocess då man inte har underkyllning eller överhettning och inte tar hänsyn till verkningsgrader för kompressorn. I kylprocessen uppstår även temperaturdifferanser i förångare och kondensor främst beroende på värmeövergångstalens inverkan på köldmediesida och luft/vätske sida. Värmeövergångstalens inverkan på köldfaktorn tas ej upp i denna rapport, däremot ska vi försöka ta hänsyn till kompressornas verkningsgrader (kapitel 7) och inverkan av underkyllning och överhettning (punkt 4.4).

Den parameter som förklarar skillnaden i köldfaktor mellan de två medierna är köldmediernas carnotverkningsgrad,  $\eta_{cd}$ . Verkningsgraden anger förhållandet mellan  $\epsilon^\circ$  och köldfaktorn för en carnotprocess mellan  $t_1$  och  $t_2$ .  $\eta_{cd}$  beräknas enligt

$$\eta_{cd} = \frac{\epsilon^\circ}{\epsilon_{Carnot}} = \epsilon^\circ \cdot \frac{t_1 - t_2}{T_2} \quad (4.2)$$

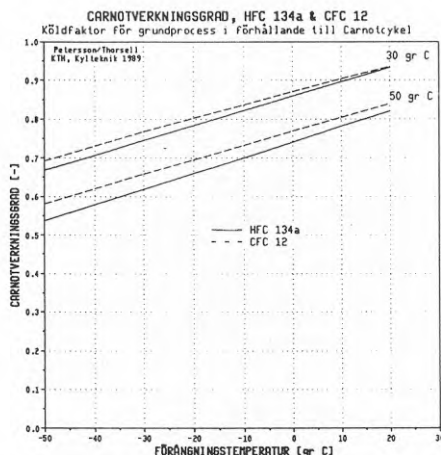


Diagram 4.4 Carnotverkningsgrad för HFC 134a och CFC 12.

#### 4.4 Inverkan av underkylning och överhettning

I kapitel 3.2 och 3.3 har den volymetriska köldalstringen samt det volymetriska energibehovet redovisats. Diagrammen gäller dock endast för en process som löper mellan nedre och övre gränskurvan, en så kallad grundprocess. I praktiken är emellertid köldmediet nästan alltid överhettat och/eller underkylt. För att kunna göra beräkningar på dessa driftfall är det därför motiverat att ta fram processparametrar som beskriver inverkan av överhettning och underkylning. I denna rapport har använts samma betraktelsesätt som i [6]. Diagram 4.4 visar de olika driftfallen inritade i ett  $h, \log p$  - diagram.

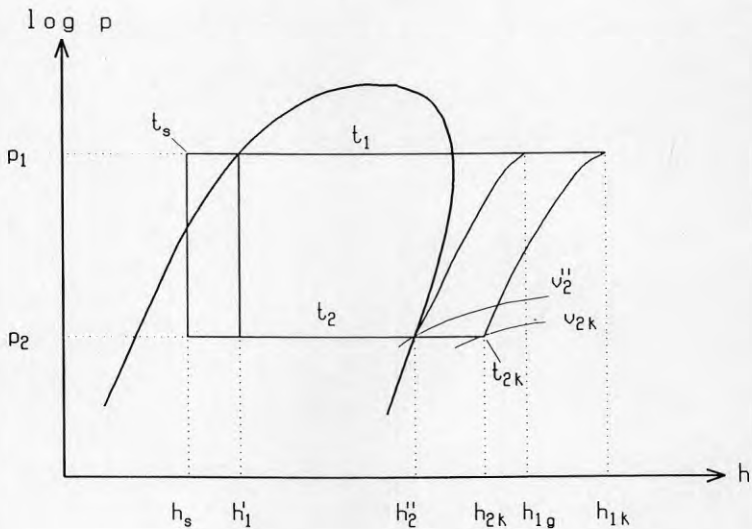


Diagram 4.4

Av diagrammet framgår att en underkylning av köldmediet alltid kommer att öka köldalstringen. Om den volymetriska köldalstringen för grundprocessen betecknas  $q_v^\circ$  blir den aktuella köldalstringen

$$q_v = [1 + (t_1 - t_s) \cdot y_1] \cdot q_v^\circ \quad (4.2)$$

där

$$y_1 = \left[ \frac{h_2'' - h_s}{h_2'' - h_1'} - 1 \right] \cdot \frac{1}{t_1 - t_s} \quad (4.3)$$

På motsvarande sätt kan en faktor definieras för överhettningens inverkan på köldalstringen jämfört med grundprocessen. Sambandet förutsätter att överhettningen sker som "inre" köldalstring, dvs inom det kylda utrymmet eller genom värmeväxling med kondensatet. Den volymetriska köldalstringen blir då

$$q_v = [1 + (t_{2k} - t_2) \cdot y_2] \cdot q_v^\circ \quad (4.4)$$

$$y_2 = \left[ \frac{h_{2k} - h_1'}{h_2'' - h_1'} \cdot \frac{v_2''}{v_{2k}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{t_{2k} - t_2} \quad (4.5)$$

Överhettningen påverkar även energibehovet, till skillnad från underkylningen. Köldfaktorn i sin tur påverkas olika beroende på om överhettningen sker genom "inre" eller "yttre" köldalstring. Två parametrar kan definieras för överhettningens inverkan på köldfaktorn. Dessa kan även användas till att beräkna det volymetriska energibehovet. För inre överhettning blir köldfaktorn

$$\epsilon = [1 + (t_{2k} - t_2) \cdot y_3] \cdot \epsilon^\circ \quad (4.6)$$

och för yttre överhettning fås

$$\epsilon = [1 + (t_{2k} - t_2) \cdot y_4] \cdot \epsilon^\circ \quad (4.7)$$

där  $\epsilon^\circ$  är köldfaktorn för en grundprocess med isentropisk kompression. Parametrarna  $y_3$  och  $y_4$  blir då

$$y_3 = \left[ \frac{h_{2k} - h_1'}{h_{1k} - h_{2k}} \cdot \frac{h_{1g} - h_2''}{h_2'' - h_1'} - 1 \right] \cdot \frac{1}{t_{2k} - t_2} \quad (4.8)$$

$$y_4 = \left[ \frac{h_{1g} - h_2''}{h_{1k} - h_{2k}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{t_{2k} - t_2} \quad (4.9)$$



På grund av isentropernas förlopp i det överhettade området kommer  $y_4$  alltid att bli negativ för vanligt förekommande köldmedier. Ökningen för det volymetriska energibehovet kan med god noggrannhet skrivas (se vidare kapitel 8)

$$\varepsilon_v = [1 + (t_{2k} - t_2) \cdot (y_2 - y_3)] \cdot \varepsilon_v^0 \quad (4.10)$$

I diagram 4.5 - 4.12 redovisas processparametrarna  $y_1$  till  $y_4$  för köldmedierna HFC 134a och CFC 12.  $(t_1 - t_s)$  och  $(t_{2k} - t_2)$  har då satts till 5 K vid beräkningarna.

I diagram 4.5 och 4.6 ses att underkyllning ger en större procentuell ökning av köldalstringen för HFC 134a än vad som erhålles med CFC 12. Även inre överhettning ger en mer positiv effekt vad beträffar köldalstringen (diagram 4.7 och 4.8). Om överhettningen tas till vara som inre köldalstring ökar köldfaktorn mer för HFC 134a än för CFC 12, vilket framgår av diagram 4.9 och 4.10. Däremot ses i diagram 4.11 och 4.12 att yttre överhettningen ger ett omvänt förhållande.

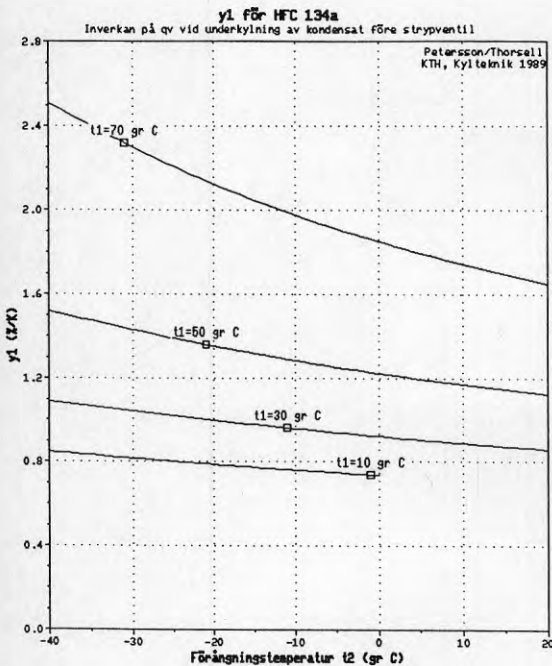


Diagram 4.5

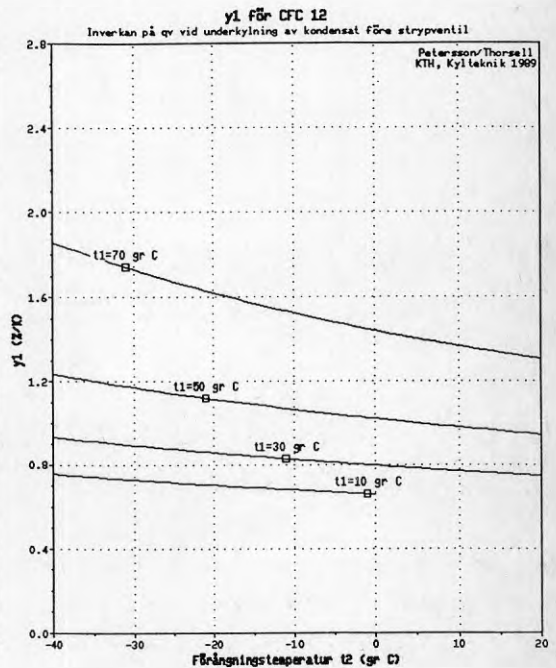


Diagram 4.6

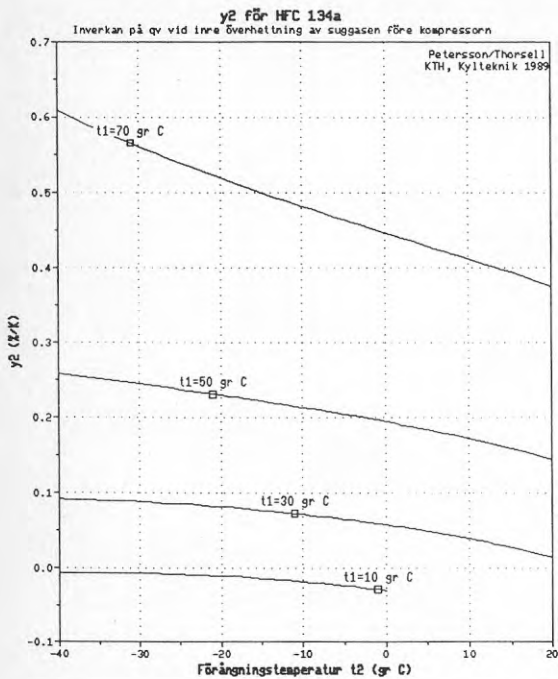


Diagram 4.7

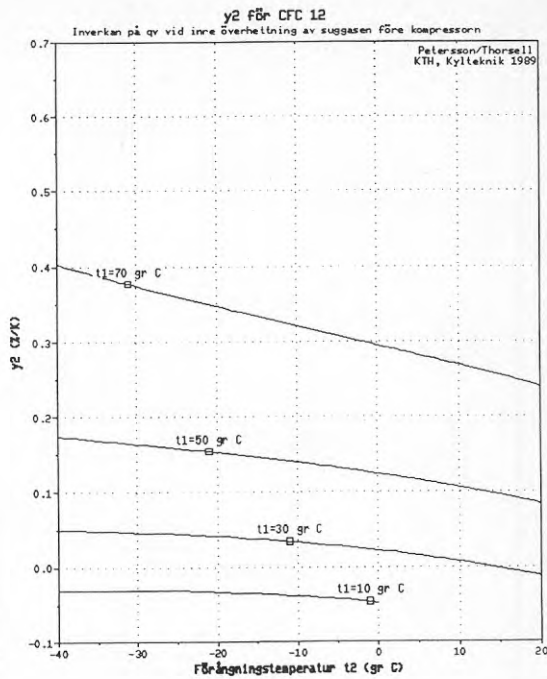


Diagram 4.8

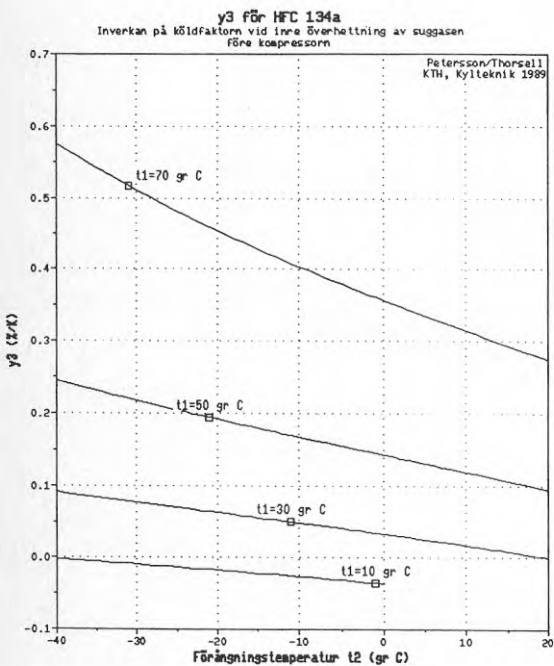


Diagram 4.9

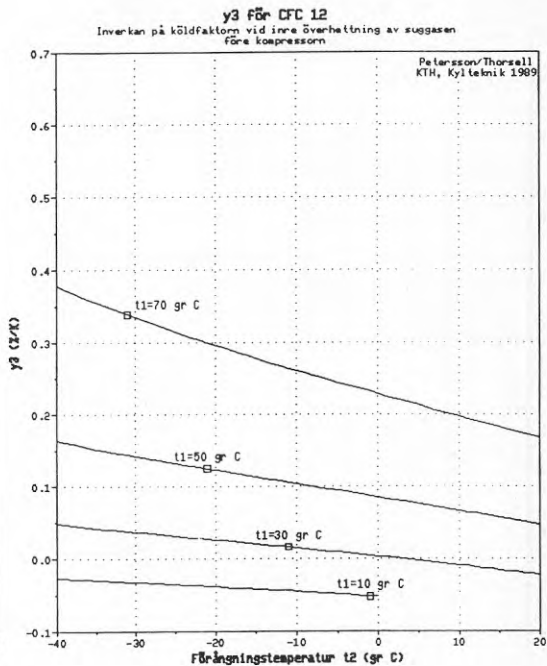


Diagram 4.10

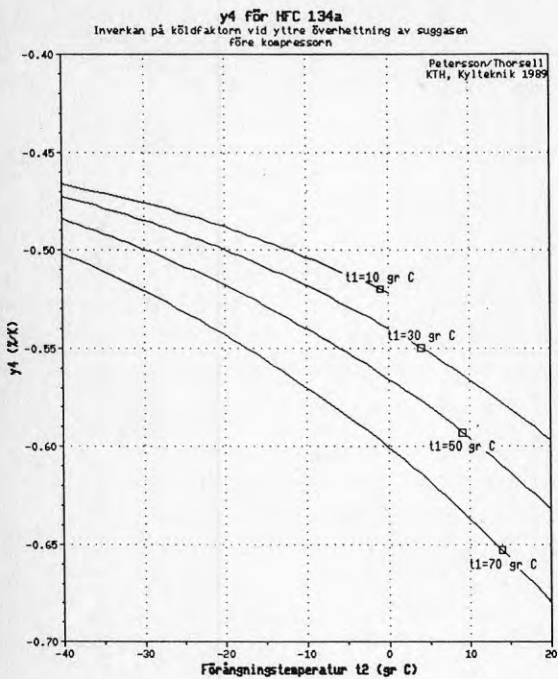


Diagram 4.11

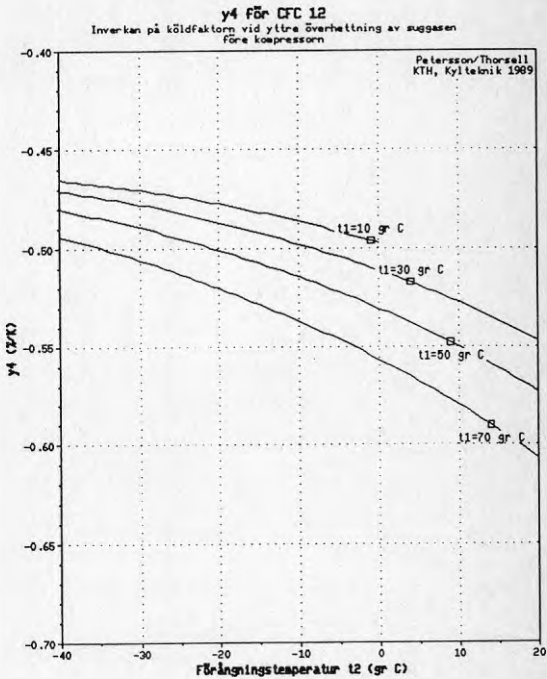


Diagram 4.12

## 5. PROV MED ÖPPEN KOMPRESSOR

Proven har utförts med en öppen kolvkompressor av swash plate typ med slagvolymen  $147 \text{ cm}^3$ . Kompressorn är avsedd för luftkonditionering av personbilar. I detta fall har driveffekten tillförts med en varvtalsstyrd elmotor och överföringen har skett via remdrift.

### 5.1 Mätmetod

Samtliga mätningar har gjorts i en så kallad gasrigg [1], [15]. Denna metod innebär att ingen förångare är nödvändig. Endast en liten del av köldmedieflödet kondenseras, vilket i stort sett motsvarar den tillförda axeleffekten. Konstruktionen gör att insvägningsförloppen blir snabba eftersom man kommer ifrån den tröghet som en förångare medför. Kompressorns axeleffekt har beräknats genom att hänga upp elmotorn i en momentvagga [1]. Vidare har remverkningsgraden uppmätts för de olika driftfallen. En oljeavskiljare har använts för avskilja oljan från köldmediet efter kompressorn. Oljeavskiljarens inverkan på kompressorverkningsgraderna är redovisad i bilaga 5.

## 6. MÄTRESULTAT OCH DEFINITION AV VERKNINGSGRADER

### 6.1 Total isentropisk och volymetrisk verkningsgrad

Den isentropiska verkningsgraden kan sägas vara ett mått på hur pass energisnål kompressionen är. Tyvärr uppstår ibland missförstånd då man pratar om isentropisk verkningsgrad. Den definition som alltid skall användas vid kompressorprov är ekvation 6.1, vilken vi här kallar total isentropisk verkningsgrad,  $\eta_{is,tot}$ .

$$\eta_{is,tot} = \frac{\text{Isentropisk axeleffekt}}{\text{Tillförd axeleffekt}} = \frac{\dot{m}_R \cdot (h_{1k, is} - h_{2k})}{\dot{E}_K} \quad (6.1)$$

där

$$\begin{aligned} \dot{m}_R &= \text{köldmediets massflöde} \\ h_{2k} &= \text{köldmediets entalpi in till kompressorn} \\ h_{1k, is} &= \text{köldmediets entalpi efter kompressorn vid en} \\ &\quad \text{isentropisk kompression} \end{aligned}$$

Orsaken till de missförstånd som uppstår är att man kan erhålla en "verkningsgrad" om man ritar in processen i ett  $h, \log p$  - diagram och endast räknar med entalpier. Felaktigheten beror på följande olikhet:

$$\dot{E}_K \geq \dot{m}_R \cdot (h_{1k} - h_{2k})^* \quad (6.2)$$

där  $h_{1k}$  är köldmediets verkliga tillstånd ut ur kompressorn.

De två verkningsgraderna kan endast bli lika om kompressorn är idealt isolerad mot omgivningen. I så gott som samtliga kyl- och frys-tillämpningar kommer den totala isentropiska verkningsgraden att bli sämre än den som fås ur diagram. Vid kompressionen uppstår nämligen förluster genom bland annat friktion. En del av dessa förluster kommer att avges som värme genom konvektion från kompressorhöljet till omgivningen. Detta medför att köldmediets entalpi efter kompressorn blir lägre än vad som skulle vara fallet om hela axelarbetet tillfördes köldmediet. Konvektionsförlusterna kan variera kraftigt med olika driftförhållanden och detta påverkar i sin tur diagramverkningsgraden, vilken därför endast kan betraktas som en skenbar verkningsgrad.

I diagram 6.1 visas den totala isentropiska verkningsgraden för den provade kompressorn som funktion av tryckförhållandet,  $p_1/p_2$ .

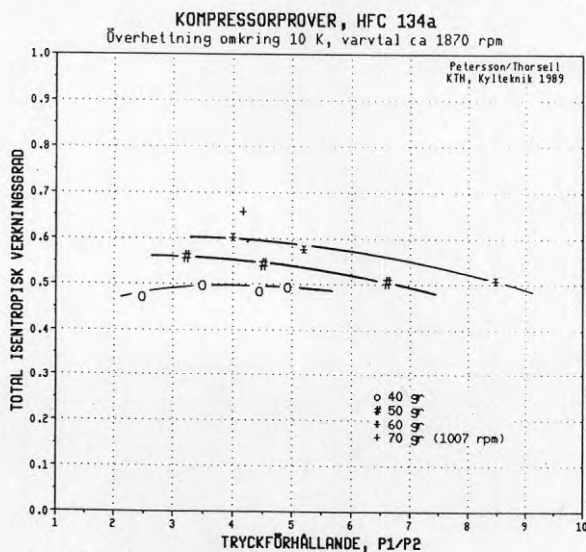


Diagram 6.1

\* Tecknet  $\geq$  gäller vid "normala" omgivningstemperaturer. Vid extremt höga omgivningstemperaturer kan tecknet bli omvänt.

Som framgår av diagrammet förbättras verkningsgraden högst märkbart vid stigande kondensering, vilket avviker från kompressorprover med andra köldmedier [11], [15]. Detta kan antingen bero på kompressorns, oljans eller köldmediets egenskaper. En tänkbar orsak kan vara att oljans smörjande egenskaper förbättras med en höjd temperaturnivå i kompressorn. Att skillnaderna skulle orsakas av felmätningar motsägs av att den volymetriska verkningsgraden inte uppvisar någon spridning, diagram 6.2.

Den volymetriska verkningsgraden,  $\eta_s$ , beskriver hur väl det verkliga volymsflödet in till kompressorn överensstämmer med det som ges av kompressorns dimensioner. Förhållandet kan skrivas:

$$\eta_s = \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_s} = \frac{\dot{m}_R \cdot v_{2k}}{n \cdot V_s} \quad (6.3)$$

där

- $\dot{V}_2$  = verkligt volymsflöde in till kompressorn
- $\dot{V}_s$  = teoretiskt volymsflöde in till kompressorn
- $v_{2k}$  = köldmediets volymitet vid kompressorinloppet
- $n$  = kompressorns varvtal
- $V_s$  = kompressorns slagvolym

Om den isentropiska verkningsgraden kan ses som ett mått på driftkostnaderna så kan den volymetriska verkningsgraden ses som ett mått på investeringskostnaden. En hög volymetrisk verkningsgrad medför att en kompressor med mindre slagvolym kan användas.

Den volymetriska verkningsgraden för den provade kompressorn är i stort sett okänslig för kondenseringstemperaturen. Detta framgår av diagram 6.2

Verkningsgraderna påverkas även av kompressorns varvtal. Vid ett högre varvtal kommer förlusterna att öka vilket medför att verkningsgraderna blir sämre. I diagram 6.3 visas hur den totala isentropiska och volymetriska verkningsgraden påverkas av varvtalet för den aktuella kompressorn. Värdena gäller vid ett driftförhållande med  $t_1 \approx 60^\circ\text{C}$  och  $t_2 \approx 2^\circ\text{C}$ .

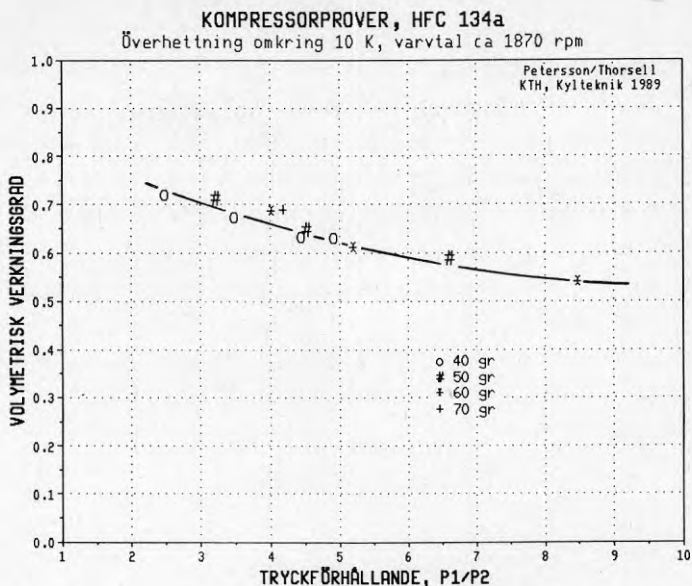


Diagram 6.2 Volumetriska verkningsgraden som funktion av tryckförhållandet

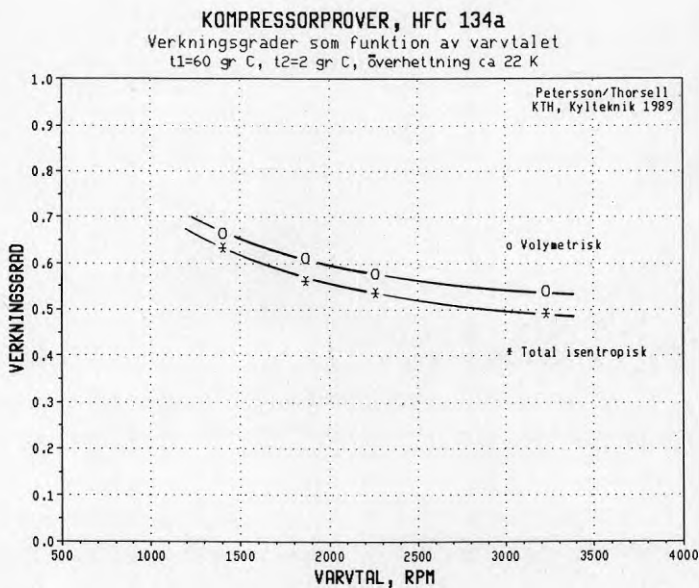


Diagram 6.3 Verkningsgraderna som funktion av varvtalet.



## 6.2 Jämförelse med CFC 12, provresultat.

Den provade kompressorn har även körts med CFC 12 för att kunna göra en jämförelse mellan de två köldmedierna. I diagram 6.4 och 6.5 visas förhållandet mellan de totala isentropiska respektive volymetriska verkningsgraderna. Dessa är ritade som funktion av tryckförhållandet,  $p_1/p_2$ . För en kylanläggning bestäms dock driftförhållandena av omgivande temperaturnivåer. Vid samma kondenserings och förångningstemperatur kommer HFC 134a att få ett högre tryckförhållande än CFC 12. Detta beroende på att ångtryckskurvan för HFC 134a har större lutning, se fig 2.1. Vid t.ex driftfallet  $50^\circ\text{C}/-10^\circ\text{C}$  blir  $p_1/p_2 = 6.6$  för HFC 134a respektive 5.6 för CFC 12.

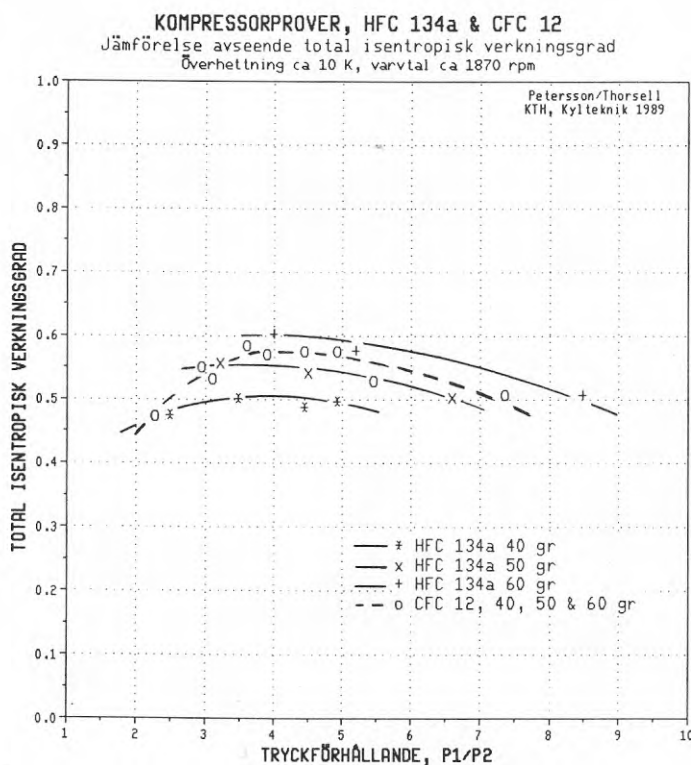


Diagram 6.4 Jämförelse mellan total isentropisk verkningsgrad för CFC 12 och HFC 134a.

Som tidigare har nämnts är den totala isentropiska verkningsgraden för HFC 134a starkt beroende av kondenseringsstemperaturen. Detta förhållande är inte alls lika märkbart för CFC 12, vilket framgår av diagram 6.4. Verkningsgraden för CFC 12 hamnar i stort sett mellan de vid 50 respektive  $60^\circ\text{C}$  för HFC 134a.

Enligt diagram 6.5 har CFC 12 något sämre volymetrisk verkningsgrad än HFC 134a. Skillnaden tenderar att bli störst vid stora tryckförhållanden. Detta innebär att vid ett givet temperaturförhållande kan den volymetriska verkningsgraden för HFC 134a bli lika hög som för CFC 12, trots ett större tryckförhållande.

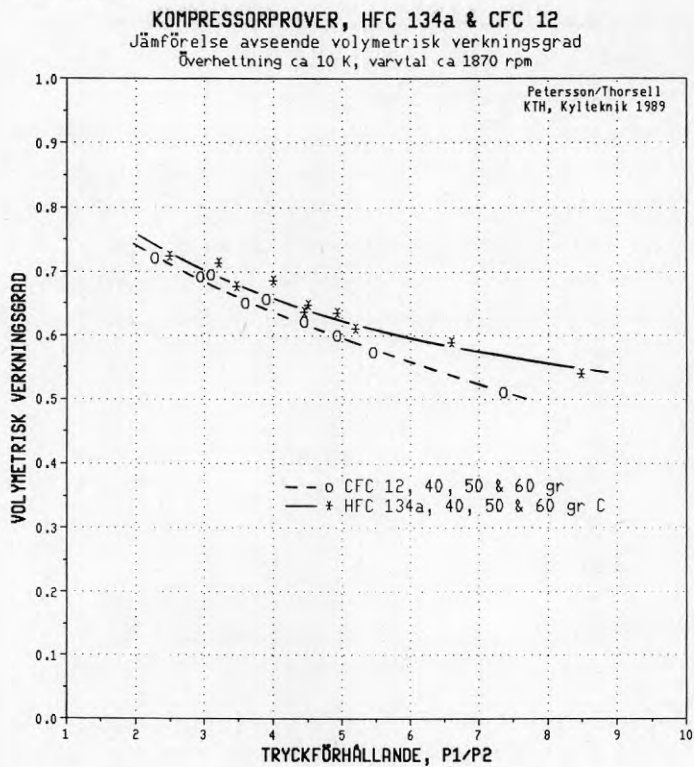


Diagram 6.5 Jämförelse mellan volymetrisk verkningsgrad för CFC 12 och HFC 134a.

### 6.3 Överhettningens inverkan

En undersökning beträffande skruvkompressorer [13] har indikerat att det skulle vara oekonomiskt ur drifhänseende att köra HFC 134a med stor överhettning. Studeras ett  $h, \log p$  - diagram ser man att linjerna för konstant entropi får en flackare lutning ju längre ut i det överhettade området man kommer. Detta innebär att vid ett konstant massflöde så kommer det isentropiska kompressionsarbetet att öka med överhettningen. Om detta påverkar köldfaktorn beror dock helt på hur och var överhettningen åstadkomms. Sker överhettningen i det kylda utrymmet ökar ju samtidigt kyleffekten. En ytterligare faktor som inverkar på resultatet vid eventuell överhettning är självfallet hur verkningsgraderna ändras. Diagram 6.9 visar hur verkningsgraderna för den testade kompressorn ändras med överhettningen. Resultaten gäller för driftfallen  $40^\circ\text{C}/-10^\circ\text{C}$  och  $60^\circ\text{C}/2^\circ\text{C}$  och varvtalet 1870 rpm.

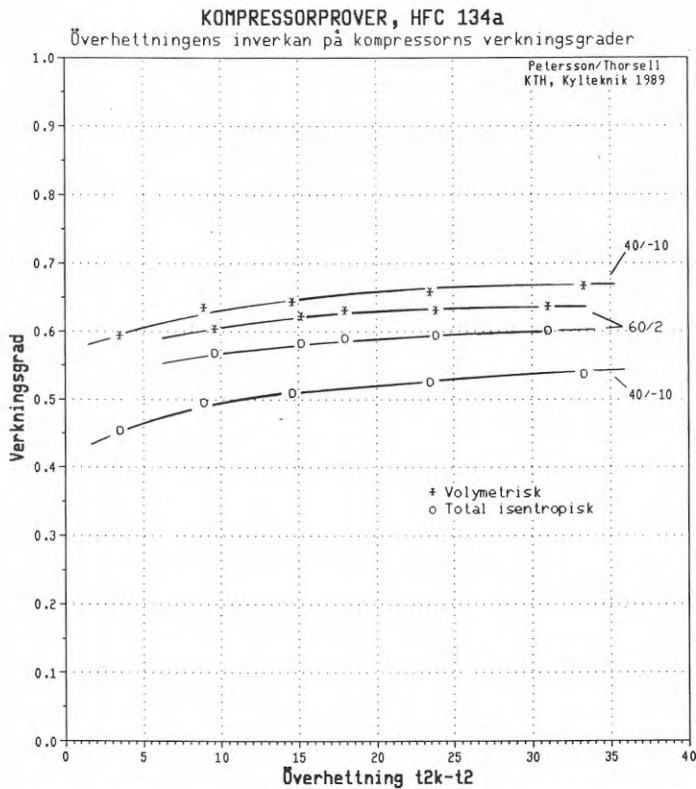


Diagram 6.7

Som framgår av diagrammet förbättras båda verkningsgraderna vid stigande överhettning. Detta innebär att om överhettningens värme kan tillgodogöras som nyttig köldalstring så kommer köldfaktorn att vara konstant eller öka, trots att kompressionsarbetet ökar. Det bör påpekas att detta gäller för kompressorns egenskaper. För en förångare medför alltid överhettning en negativ konsekvens, t.ex försämrat värmeövergångstal och sjunkande förångningstemperatur. Däremot skulle antagligen en värmeväxling mellan suggas och kondensat vara lämpligt vid drift med HFC 134a. Sammanfattningsvis kan sägas att överhettning med HFC 134a inverkar positivt vid drift med denna kompressor.

## 7. VERKNINGSGRADERNAS INVERKAN PÅ KÖLDFAKTORN

I kapitel 4 har skillnader mellan HFC 134a och CFC 12 diskuterats för en så kallad grundprocess med isentropisk kompression och volymetrisk verkningsgrad lika med ett. I ett verkligt fall måste dock hänsyn tas till kompressorns verkningsgrader. I kapitel 7.1 och 7.2 belyses detta dels genom att använda generella ekvationer som gäller för CFC 12 dels genom resultaten från de genomförda kompressorproven.

### 7.1 Köldfaktor med kompressorns verkningsgrader enligt generella samband gällande CFC 12

För att kunna ta hänsyn till kompressorns verkningsgrader på ett generellt sätt vid denna teoretiska betraktelse har, med utgångspunkt från våra prov, antagits att de i Kylteknik Ak [12] tidigare framtagna sambanden för kompressorers verkningsgrader gällande CFC 12 även, överslagsmässigt, gäller för HFC 134a. Dessa ekvationer för  $\eta_s$  och  $\eta_{is,tot}$  ser ut enligt nedan ( $\eta_{is,tot}$  betecknas i [12] med  $\eta_{1mk}$ ). För definitioner på kompressorverkningsgrader se kapitel 6.

$$\eta_s = \left(1 + 0.15 \cdot \frac{(t_{2k} - 18)}{100}\right) \cdot e^{(-0.070 \cdot p_1/p_2 + 0.040)} \quad (7.1)$$

$$\frac{\eta_s}{\eta_{is,tot}} = \left(1 - 0.1 \cdot \frac{(t_{2k} - 18)}{100}\right) \cdot e^{(-2.40 \cdot T_1/T_2 + 2.88)} \quad (7.2)$$

Ekvation 7.1 och 7.2 kan även representeras grafiskt i diagram. Detta är gjort i diagram 7.1 och 7.2. Här kan ses att beträffande  $\eta_s$  kan med HFC 134a förväntas en klart försämrade volymetrisk verkningsgrad jämfört med CFC 12 vid ett driftfall med bestämda kondenserings och förångningstemperaturer. Skillnaden i volymetrisk verkningsgrad blir större ju större skillnaden är i kondenserings och förångningstemperatur (större  $p_1/p_2$ ). För kvoten  $\eta_s/\eta_{is,tot}$  blir det däremot inte någon skillnad i diagram 7.2. Detta beror på att ekvation 7.2 är en ren temperaturfunktion och att diagram 7.2 är uppritat på samma sätt som

diagram 7.1 med temperaturer på axlarna. Det är troligt att om motsvarande ekvationer tas fram för HFC 134a så kommer konstanterna att vara annorlunda.

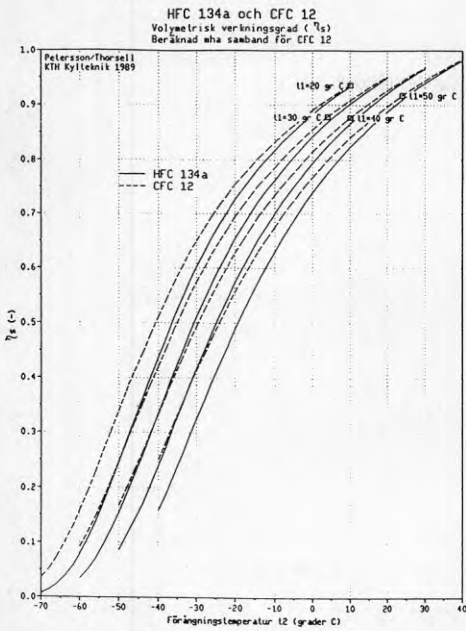


Diagram 7.1

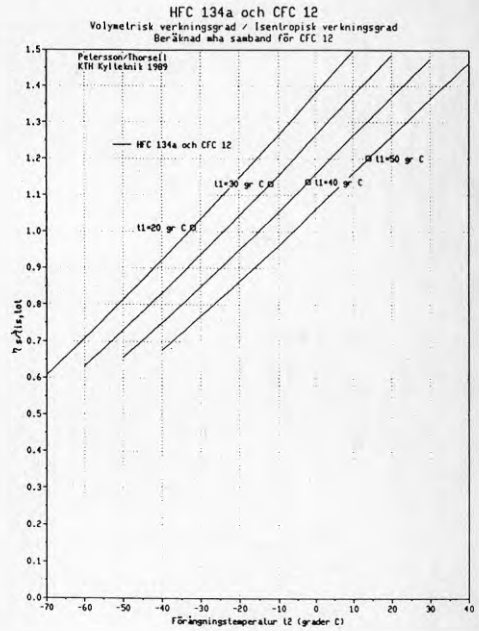


Diagram 7.2

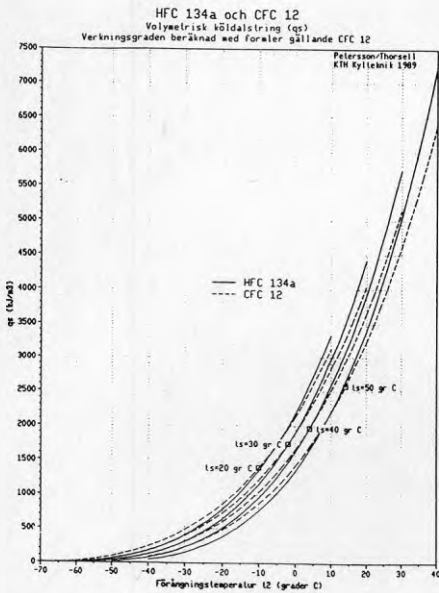


Diagram 7.3

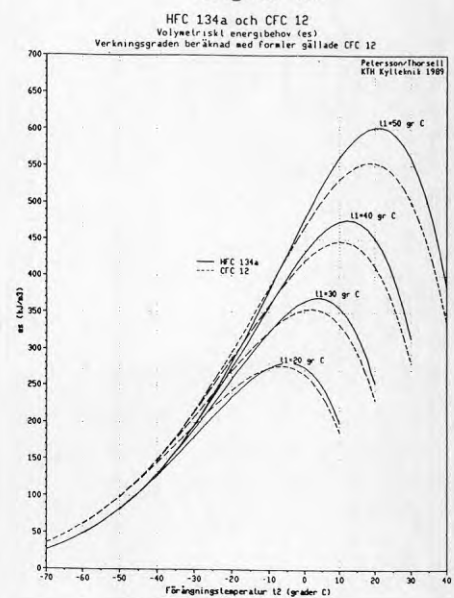


Diagram 7.4

Med hjälp av dessa ekvationer kan nu en ny volymetrisk köldalstring respektive ett nytt volymetriskt energibehov räknas fram. Dessa storheter betecknas med  $q_s$  respektive  $\epsilon_s$ . Sambanden blir enligt nedan.

$$q_s = \eta_s \cdot q_v \quad (7.3)$$

$$\epsilon_s = \frac{\eta_s}{\eta_{is,tot}} \cdot \epsilon_v \quad (7.4)$$

Dessa två storheter är uppritade i diagram 7.3 och 7.4.

Nu kan en ny köldfaktor beräknas som förhoppningsvis ger en bättre jämförelse med uppträdande köldfaktorer för CFC 12 och HFC 134a i en anläggning. Definitionen blir

$$\epsilon = \frac{q_s}{\epsilon_s} = \eta_{is,tot} \cdot \frac{q_v}{\epsilon_v} \quad (7.5)$$

Denna köldfaktor kan precis som tidigare ritas i ett diagram vid varierande förångningstemperatur och för olika kondenserings temperaturer (30, 40 och 50 °C). Detta är gjort i diagram 7.5.

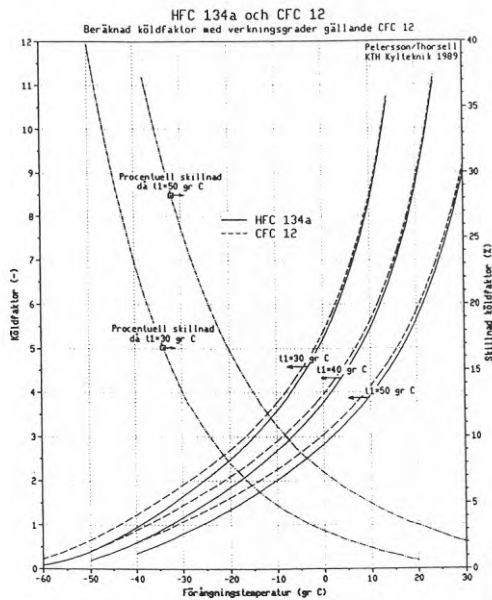


Diagram 7.5. Köldfaktor för HFC 134a och CFC 12 tagen från köldmediadiagram med korrektion för kompressorns verkningsgrader enligt samband för CFC 12.



I detta diagram kan ses att vid t.ex  $-20^{\circ}\text{C}$  i förångningstemperatur och  $+50^{\circ}\text{C}$  i kondenseringstemperatur fås en försämring av köldfaktorn med  $\approx 17\%$ .

## 7.2 Köldfaktor med kompressorns verkningsgrader baserade på provresultat

Med stöd av resultaten presenterade i diagram 6.4 och 6.5 har ekvationer tagits fram för att beskriva verkningsgraderna. Dessa har legat till grund för framtagandet av diagram 7.6 och 7.7. Jämför även med diagram 4.1 och 4.3, vilka är teoretiska, samt 7.3 och 7.5 vilka är beräknade med verkningsgradssamband gällande för CFC 12. Diagram 7.6 visar den volymetriska köldalstringen som funktion av förångningstemperaturen vid tre olika kondenseringar. Den högra axeln visar skillnaden mellan köldmedierna på så sätt att ett negativt värde innebär att HFC 134a ligger bättre till.

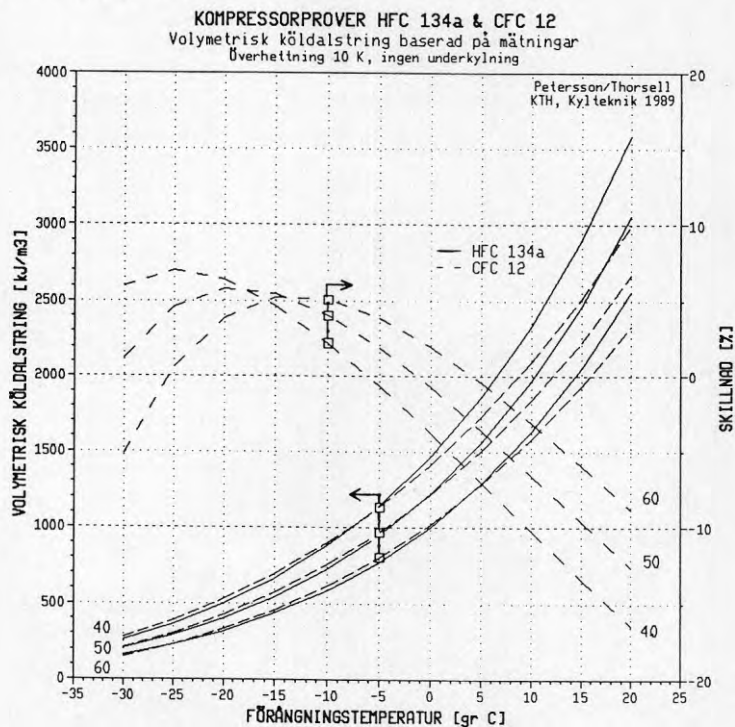


Diagram 7.6 Volymetrisk köldalstring som funktion av förångningstemperaturen för HFC 134a och CFC 12. Verkningsgraderna är baserade på mätresultat.

Vid en förångningstemperatur över ca 0°C blir köldalstringen högre för HFC 134a jämfört med CFC 12. Även vid mycket låga temperaturer blir köldalstringen bättre, detta beroende på att volymetriska verkningsgraden för HFC 134a är högre vid stora tryckförhållanden. Dock blir även energibehovet större för HFC 134a. Detta avspeglas i diagram 7.7, vilket visar köldfaktorn som funktion av förångningstemperaturen. Vid -20°C i förångning blir köldfaktorn för CFC 12 hela 30% högre än för HFC 134a. Minst blir skillnaden vid 60°C i kondensering beroende på att isentropiska verkningsgraden för HFC 134a då är som bäst. Vid mycket höga förångningstemperaturer (>+15°) och höga kondenseringstemperaturer blir faktiskt köldfaktorn bättre för HFC 134a.

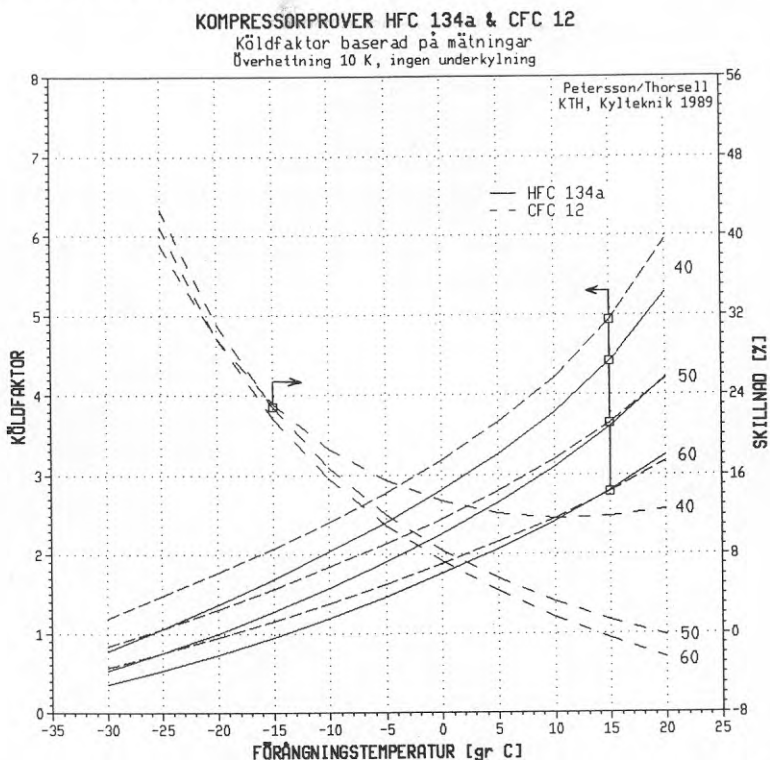


Diagram 7.7 Köldfaktorn som funktion av förångningstemperaturen för CFC 12 och HFC 134a. Verkningsgraderna är baserade på mätningar.

Observera att mätningarna är utförda vid förångningstemperaturer från -10°C upp till +10°C. Kurvorna i diagram 7.6 och 7.7 som går utanför detta område är således approximationer.

## 8. BERÄKNINGSEXEMPEL

För att vidare belysa innebörden och nyttan av de diagram och samband som presenteras i denna rapport följer här ett beräkningsexempel. Diagrammen över verkningsgraderna gäller självfallet endast för den provade kompressorn, men i takt med att fler tester görs kommer mer generella samband att kunna tas fram. De övriga diagrammen och sambanden har tagits fram enbart med hjälp av köldmediedata och gäller således vid alla tillämpningar.

Den viktigaste specifikationen på en kompressor är dess slagvolym. Med kännedom om den kan man beräkna dess prestanda i olika driftfall. Låt oss som exempel ta en kompressor med slagvolymen  $150 \text{ cm}^3$  som skall köras med varvtalet 1500 rpm i följande driftfall:

$$\begin{array}{ll} \text{Kondensering, } t_1 = 50^\circ\text{C} & \text{Under kylning, } \Delta T_u = 5 \text{ K} \\ \text{Förångning, } t_2 = 0^\circ\text{C} & \text{Överhettning, } \Delta T_\delta = 15 \text{ K} \end{array}$$

Vad blir kyleffekten och vilken axeleffekt erfordras?

$$\text{Kyleffekten, } \dot{Q}_2 = \dot{V}_2 \cdot q_v$$

Volymflödet,  $\dot{V}_2$ , kan beräknas med hjälp av ekvation 6.3 om vi läser av volymetriska verkningsgraden,  $\eta_s$ , ur diagram 6.2.

$$p_1/p_2 = \{\text{fig 2.1}\} = \frac{13.2}{2.92} = 4.5 \Rightarrow \eta_s = 0.64$$

Diagrammet gäller för  $\Delta T_\delta \approx 10 \text{ K}$ . I detta fall är överhettningen 15 K. Verkningsgraden kan korrigeras med hjälp av diagram 6.9, men skillnaden är ytterst liten. Det verkliga volymflödet in i kompressorn blir

$$\dot{V}_2 = \eta_s \cdot V_s \cdot \frac{n}{60} = 0.64 \cdot 150 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1500}{60} = 2.40 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Volymetriska köldalstringen,  $q_v$ , fås från diagram 3.3. Dock måste vi ta hänsyn till att mediet vid processen är underkylt och överhettat. Vi läser av  $q_v^\circ$  för grundprocessen och får sedan justera med parametrarna  $y_1$  och  $y_2$ . I vårt fall blir  $q_v^\circ = 1826 \text{ kJ/m}^3$ . Ökningen av  $q_v^\circ$  i %/K pga underkylningen ges av faktorn  $y_1$ , vilken blir 1.22 %/K enligt diagram 4.5. På motsvarande sätt fås ökningen av  $q_v^\circ$  pga överhettningen ur diagram 4.7. Här fås med  $t_1 = 50^\circ\text{C}$  och  $t_2 = 0^\circ\text{C}$  att  $y_2 = 0.20 \text{ \%}/\text{K}$ . Då har vi

antagit att överhettningvärmet tillgodogörs inom det kylda utrymmet. Tabellerade värden över processparametrarna finns i bilaga 3.

$$\begin{aligned} q_v &= (1 + \Delta T_u \cdot y_1 + \Delta T_\delta \cdot y_2) \cdot q'_v = \\ &= (1 + 5 \cdot 0.0122 + 15 \cdot 0.0020) \cdot 1826 = 1992 \text{ kJ/m}^3 \end{aligned}$$

Nu kan vi räkna ut den erhållna kyleffekten

$$\dot{Q}_2 = 2.40 \cdot 10^{-3} \cdot 1992 = 4.78 \text{ kW}$$

**Axeffekten,  $\dot{E}_K = \dot{V}_2 \cdot \epsilon_v / \eta_{is,tot}$**

Den totala isentropiska verkningsgraden, vilken baseras på försöksdata, är inritad i diagram 6.1 som funktion av tryckförhållandet. Med  $p_1/p_2 = 4.5$  och  $t_1 = 50^\circ\text{C}$  ges att  $\eta_{is,tot} = 0.55$ . För att beräkna det volumetriska energibehovet måste hänsyn tas till att köldmediet är överhettat. Under kylningen påverkar dock inte axelarbetet. Först avläses  $\epsilon_v^\circ$  för grundprocessen i diagram 3.3. Med våra ingångsdata blir  $\epsilon_v^\circ = 450.9 \text{ kJ/m}^3$ . Ekvation 4.10\* ger  $\epsilon_v$  för en process med underkylning.

$$\epsilon_v = (1 + \Delta T_\delta \cdot (y_2 - y_3)) \cdot \epsilon_v^\circ$$

Ur diagram 4.9 fås värdet på  $y_3$ , vilket blir 0.14 %/K.

$$\epsilon_v = (1 + 15 \cdot (0.0020 - 0.0014)) \cdot 450.9 = 455.0 \text{ kJ/m}^3$$

\* Ekvation 4.10 kan härledas genom att ansätta  $\epsilon_v = (1 + \Delta T_\delta \cdot z) \cdot \epsilon_v^\circ$ . Faktorn  $z$  kan då lösas ut som funktion av  $y_2$  och  $y_3$  enligt ekvationerna 4.4 - 4.6 samt 4.8.

$$\epsilon = (1 + \Delta T_\delta \cdot y_3) \cdot \epsilon^\circ = (1 + \Delta T_\delta \cdot y_3) \cdot \frac{q_v^\circ}{\epsilon_v^\circ} = \frac{(1 + \Delta T_\delta \cdot y_2) \cdot q_v^\circ}{(1 + \Delta T_\delta \cdot z) \cdot \epsilon_v^\circ}$$

Förenkling ger att  $z = y_2 - y_3$  eftersom vi med god noggrannhet kan sätta att  $z \cdot y_3 \approx 0$ . Observera att  $y_1$  inte ingår i härledningen. Detta beror dels på att underkylningen inte kan påverka energibehovet, samt att  $y_3$  är definierad för en process utan underkylning.

Därmed kan det totala axelarbetet räknas ut.

$$\dot{E}_T = 2.40 \cdot 10^{-3} \cdot 455.0 / 0.55 = 1.99 \text{ kW}$$

Slutligen följer här summaformlerna för beräkning av kyleffekten och axeleffekten.

$$\dot{Q}_2 = \eta_s \cdot V_s \cdot \frac{n}{60} \cdot (1 + \Delta T_u \cdot y_1 + \Delta T_\delta \cdot y_2) \cdot q_v^\circ \quad (8.1)$$

$$\dot{E}_K = \frac{\eta_s}{\eta_{is,tot}} \cdot V_s \cdot \frac{n}{60} \cdot (1 + \Delta T_\delta \cdot (y_2 - y_3)) \cdot \varepsilon_v^\circ \quad (8.2)$$

## 9. REFERENSER

1. Andersson M. "Prov och analys av förångare, kondensor och kompressor i ett luftkonditioneringsystem för bilar". Examensarbete i kylteknik KTH 1987.
2. Arnaud D.,Tanguy J.C."Proprietes thermophysiques des refrigerants R124a et R134a" Proceedings XVIIth International congress of refrigeration 1987. Sid 159
3. Baehr H.D.,Kabelac S. "Vorläufige Zustandsgleichungen für das ozonunschädliche Kältemittel R134a" Klima-Kälte-Heizung 2/1989. Sid 69
4. Borchardt H.J. "Thermodynamic properties of R 134a" E.I. Du Pont De Nemours & Co. FREON Products Laboratory Wilmington, DE 1979.
5. Christie T.H. "Framtiden för köldmedier av fluor-kol typ" Scan Ref Nr 1/89. Sid 22
6. Ekroth I.A."Termodynamiska egenskaper för köldmedier" Institutionen Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm 1979.
7. Hesse U.,Krause H. "Das FCKW-Problem für die Kältetechnik" Klima-Kälte-Heizung 4/1988. Sid 173.
8. ICI Chemicals & Polymers "Arcton 134a Preliminary data sheet" Limited. May 1988 2nd Edition.
9. Kern J., Wallner R. "Impact of the Montreal protocol on automotive air condition" International journal of refrigeration 1988 Vol 11 July. Sid 203
10. McLinden M.O.,Didion D.A. "Quest for alternatives" Ashrae journal december 1987. Sid 32
11. Naumburg P.H "Experiences of performance test on medium size hermetic compressors" Scan Ref nr 4, 1987
12. Pierre B. "Kylteknik Ak" Institutionen Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm 1979.
13. Sjöholm L. "Verkningsgrad för skruvkompressor med nya köldmedier" Föredrag vid 13:e Nordiska kylmötet / 4:e Nordiska värmepumpdagarna Loen Norge 30 maj-3 juni 1989.
14. Spauschus H.O. "HFC 134a as a substitute refrigerant for CFC 12" International journal of refrigeration 1988 Vol.11 November. Sid 389.

15. Thorsell H. "Livslängd och prestanda för villavärmepumpar"  
BFR 841139-5 1989
16. Wilson D.P., Basu R.S. "Thermodynamic properties of a new  
stratospherically safe working fluid-Refrigerant 134a" Ashrae  
Transactions 1988 Part 2. Sid 2095
17. Zurer P.S. "Search intensifies for alternatives to ozon-depleting  
halo carbons" C&EN February 8 1988. Sid 17



## Bilaga 1

## Använda beteckningar:

$\dot{E}_K$	= axeleffekt till kompressor [W]
$h_{1g}$	= entalpi efter kompressor vid isentropisk grundprocess [J/kg]
$h_{1k}$	= entalpi efter kompressor [J/kg]
$h_{1k,1s}$	= entalpi efter kompressor vid isentropisk kompression [J/kg]
$h_{2k}$	= entalpi vid kompressorinlopp [J/kg]
$h_s$	= entalpi före expansionsventil [J/kg]
$h'$	= entalpi vid övre gränskurvan [J/kg]
$h''$	= entalpi vid nedre gränskurvan [J/kg]
$\dot{m}_R$	= köldmediets massflöde [kg/s]
$n$	= kompressorvarvtal [rpm], [s <sup>-1</sup> ]
$p_1$	= kondenseringstryck [bar], [Pa]
$p_2$	= förångningstryck [bar], [Pa]
$\dot{Q}_2$	= kyleffekt [W]
$q_v$	= volymetrisk köldalstring [J/m <sup>3</sup> ]
$q_v^\circ$	= volymetrisk köldalstring för grundprocess [J/m <sup>3</sup> ]
$t_1$	= mättnadstemperatur motsvarande kondenseringstrycket [°C]
$t_{1k}$	= temperatur vid kompressorns utlopp [°C]
$t_2$	= mättnadstemperatur motsvarande förångningstrycket [°C]
$t_{2k}$	= temperatur vid kompressorns inlopp [°C]
$t_s$	= temperatur före expansionsventil [°C]
$\dot{V}_2$	= volymsflöde hänfört till kompressorinlopp [m <sup>3</sup> /s]
$\dot{V}_s$	= teoretiskt volymsflöde [m <sup>3</sup> /s]
$V_s$	= slagvolym för kompressor [m <sup>3</sup> ]
$v_{2k}$	= volymitet vid kompressorinlopp [m <sup>3</sup> /kg]
$y_1$	= ökning av $q_v$ pga underkylning [K <sup>-1</sup> ]
$y_2$	= ökning av $q_v^\circ$ pga "inre" överhettning [K <sup>-1</sup> ]
$y_3$	= ändring av $\epsilon^\circ$ pga "inre" överhettning [K <sup>-1</sup> ]
$y_4$	= ändring av $\epsilon^\circ$ pga "yttre" överhettning [K <sup>-1</sup> ]
$\Delta T_u$	= underkylning [K]
$\Delta T_\circ$	= överhettning [K]
$\epsilon$	= köldfaktor [-]
$\epsilon^\circ$	= köldfaktor för grundprocess [-]
$\epsilon_v$	= volymetriskt energibehov [J/m <sup>3</sup> ]
$\epsilon_v^\circ$	= volymetriskt energibehov för grundprocess [J/m <sup>3</sup> ]
$\eta_{1s,d}$	= isentropisk diagramverkningsgrad [-]
$\eta_{1s,tot}$	= total isentropisk verkningsgrad [-]
$\eta_s$	= volymetrisk verkningsgrad [-]

## Bilaga 2

## Termodynamiska mättnadsdata för HFC 134a

Temp (°C)	Tryck (bar)	Volymitet		Entalpi		Entropi	
		(dm <sup>3</sup> /kg)	(m <sup>3</sup> /kg)	(kJ/kg)		(kJ/kgK)	
		Vätska	Gas	Vätska	Gas	Vätska	Gas
-100	0.0064	0.63351	21.94556	86.481	335.596	0.48996	1.92868
-98.0	0.0079	0.63557	18.14254	88.388	336.780	0.50091	1.91908
-96.0	0.0096	0.63764	15.07260	90.308	337.971	0.51181	1.90985
-94.0	0.0116	0.63973	12.58175	92.242	339.168	0.52266	1.90098
-92.0	0.0140	0.64184	10.55075	94.188	340.371	0.53346	1.89247
-90.0	0.0168	0.64397	8.88679	96.148	341.580	0.54422	1.88428
-88.0	0.0200	0.64612	7.51725	98.121	342.795	0.55494	1.87642
-86.0	0.0238	0.64829	6.38500	100.108	344.015	0.56561	1.86888
-84.0	0.0282	0.65049	5.44490	102.110	345.239	0.57625	1.86163
-82.0	0.0333	0.65271	4.66107	104.125	346.469	0.58684	1.85466
-80.0	0.0391	0.65495	4.00491	106.155	347.703	0.59741	1.84798
-78.0	0.0458	0.65721	3.45347	108.199	348.942	0.60793	1.84156
-76.0	0.0534	0.65950	2.98830	110.259	350.184	0.61843	1.83540
-74.0	0.0621	0.66181	2.59445	112.333	351.431	0.62889	1.82949
-72.0	0.0720	0.66415	2.25981	114.422	352.680	0.63933	1.82381
-70.0	0.0831	0.66651	1.97450	116.527	353.933	0.64974	1.81836
-68.0	0.0957	0.66890	1.73045	118.647	355.188	0.66012	1.81313
-66.0	0.1099	0.67131	1.52100	120.782	356.446	0.67047	1.80812
-64.0	0.1257	0.67376	1.34070	122.933	357.706	0.68080	1.80331
-62.0	0.1434	0.67623	1.18502	125.100	358.967	0.69111	1.79869
-60.0	0.1632	0.67873	1.05020	127.283	360.230	0.70139	1.79427
-58.0	0.1851	0.68125	0.93311	129.481	361.494	0.71165	1.79002
-56.0	0.2095	0.68381	0.83113	131.695	362.759	0.72188	1.78596
-54.0	0.2364	0.68640	0.74209	133.925	364.024	0.73210	1.78206
-52.0	0.2662	0.68903	0.66413	136.171	365.289	0.74229	1.77832
-50.0	0.2990	0.69168	0.59570	138.433	366.555	0.75246	1.77474
-49.0	0.3166	0.69302	0.56464	139.570	367.187	0.75754	1.77301
-48.0	0.3350	0.69437	0.53549	140.711	367.819	0.76261	1.77131
-47.0	0.3543	0.69573	0.50812	141.856	368.451	0.76768	1.76965
-46.0	0.3745	0.69709	0.48239	143.005	369.083	0.77274	1.76802
-45.0	0.3956	0.69847	0.45820	144.158	369.714	0.77780	1.76643
-44.0	0.4177	0.69985	0.43545	145.314	370.345	0.78285	1.76488
-43.0	0.4408	0.70124	0.41403	146.475	370.976	0.78790	1.76335
-42.0	0.4650	0.70265	0.39385	147.640	371.606	0.79294	1.76186
-41.0	0.4901	0.70406	0.37484	148.808	372.236	0.79798	1.76041
-40.0	0.5164	0.70548	0.35692	149.981	372.865	0.80301	1.75898
-39.0	0.5438	0.70691	0.34001	151.157	373.494	0.80804	1.75759
-38.0	0.5724	0.70835	0.32405	152.338	374.122	0.81306	1.75622
-37.0	0.6022	0.70980	0.30898	153.522	374.750	0.81808	1.75489
-36.0	0.6332	0.71126	0.29474	154.710	375.377	0.82309	1.75358
-35.0	0.6655	0.71273	0.28129	155.902	376.003	0.82809	1.75230
-34.0	0.6991	0.71421	0.26856	157.098	376.629	0.83309	1.75106
-33.0	0.7340	0.71570	0.25651	158.298	377.253	0.83809	1.74984
-32.0	0.7704	0.71720	0.24511	159.502	377.877	0.84308	1.74864
-31.0	0.8082	0.71872	0.23431	160.709	378.500	0.84807	1.74747

Temp (°C)	Tryck (bar)	Volymitet		Entalpi		Entropi	
		(dm <sup>3</sup> /kg) Vätska	(m <sup>3</sup> /kg) Gas	(kJ/kg) Vätska	(kJ/kg) Gas	(kJ/kgK) Vätska	(kJ/kgK) Gas
-30.0	0.8474	0.72024	0.22408	161.920	379.123	0.85305	1.74633
-29.0	0.8882	0.72177	0.21438	163.136	379.744	0.85802	1.74522
-28.0	0.9305	0.72332	0.20518	164.355	380.365	0.86299	1.74413
-27.0	0.9744	0.72488	0.19645	165.577	380.984	0.86796	1.74306
-26.0	1.0199	0.72645	0.18817	166.804	381.603	0.87292	1.74202
-25.0	1.0671	0.72803	0.18030	168.034	382.220	0.87787	1.74100
-24.0	1.1160	0.72962	0.17282	169.268	382.836	0.88282	1.74001
-23.0	1.1667	0.73123	0.16572	170.506	383.452	0.88776	1.73904
-22.0	1.2192	0.73285	0.15896	171.748	384.066	0.89270	1.73809
-21.0	1.2736	0.73448	0.15253	172.993	384.679	0.89764	1.73716
-20.0	1.3299	0.73612	0.14641	174.242	385.290	0.90256	1.73625
-19.0	1.3881	0.73778	0.14059	175.495	385.901	0.90749	1.73537
-18.0	1.4483	0.73945	0.13504	176.752	386.510	0.91240	1.73450
-17.0	1.5105	0.74113	0.12976	178.012	387.118	0.91732	1.73366
-16.0	1.5748	0.74283	0.12472	179.276	387.724	0.92222	1.73283
-15.0	1.6413	0.74454	0.11991	180.544	388.329	0.92712	1.73202
-14.0	1.7099	0.74627	0.11533	181.815	388.933	0.93202	1.73124
-13.0	1.7808	0.74801	0.11096	183.090	389.535	0.93691	1.73047
-12.0	1.8540	0.74976	0.10678	184.369	390.136	0.94179	1.72972
-11.0	1.9295	0.75153	0.10279	185.652	390.735	0.94667	1.72899
-10.0	2.0073	0.75332	0.09898	186.938	391.333	0.95155	1.72827
-9.0	2.0876	0.75512	0.09534	188.227	391.929	0.95642	1.72757
-8.0	2.1704	0.75693	0.09186	189.521	392.523	0.96128	1.72689
-7.0	2.2557	0.75877	0.08853	190.818	393.116	0.96614	1.72623
-6.0	2.3436	0.76062	0.08535	192.119	393.707	0.97099	1.72558
-5.0	2.4341	0.76248	0.08230	193.423	394.296	0.97584	1.72495
-4.0	2.5274	0.76437	0.07939	194.731	394.884	0.98068	1.72433
-3.0	2.6233	0.76627	0.07659	196.043	395.469	0.98552	1.72373
-2.0	2.7221	0.76819	0.07391	197.358	396.053	0.99035	1.72314
-1.0	2.8237	0.77012	0.07135	198.677	396.635	0.99518	1.72256
0.0	2.9282	0.77208	0.06889	200.000	397.215	1.00000	1.72200
1.0	3.0357	0.77405	0.06653	201.326	397.793	1.00482	1.72146
2.0	3.1462	0.77604	0.06427	202.657	398.369	1.00963	1.72092
3.0	3.2598	0.77806	0.06210	203.990	398.943	1.01444	1.72040
4.0	3.3765	0.78009	0.06002	205.328	399.515	1.01924	1.71990
5.0	3.4963	0.78214	0.05802	206.669	400.085	1.02403	1.71940
6.0	3.6195	0.78422	0.05610	208.014	400.652	1.02883	1.71892
7.0	3.7459	0.78631	0.05425	209.363	401.218	1.03361	1.71844
8.0	3.8757	0.78843	0.05248	210.715	401.781	1.03840	1.71798
9.0	4.0088	0.79057	0.05078	212.071	402.342	1.04317	1.71753
10.0	4.1455	0.79273	0.04914	213.431	402.900	1.04795	1.71709
11.0	4.2857	0.79492	0.04756	214.795	403.456	1.05272	1.71666
12.0	4.4294	0.79712	0.04605	216.163	404.009	1.05748	1.71624
13.0	4.5769	0.79936	0.04459	217.534	404.560	1.06224	1.71583
14.0	4.7280	0.80162	0.04318	218.910	405.108	1.06700	1.71543
15.0	4.8829	0.80390	0.04183	220.289	405.654	1.07175	1.71504
16.0	5.0416	0.80621	0.04053	221.672	406.197	1.07650	1.71466
17.0	5.2042	0.80854	0.03927	223.060	406.737	1.08124	1.71428
18.0	5.3708	0.81091	0.03806	224.451	407.275	1.08598	1.71392
19.0	5.5414	0.81330	0.03690	225.846	407.809	1.09072	1.71356
20.0	5.7160	0.81572	0.03577	227.246	408.341	1.09545	1.71321

Temp (°C)	Tryck (bar)	Volymitet		Entalpi		Entropi	
		(dm <sup>3</sup> /kg)	(m <sup>3</sup> /kg)	(kJ/kg)		(kJ/kgK)	
		Vätska	Gas	Vätska	Gas	Vätska	Gas
21.0	5.8948	0.81817	0.03469	228.649	408.869	1.10018	1.71286
22.0	6.0778	0.82065	0.03365	230.057	409.395	1.10491	1.71252
23.0	6.2651	0.82316	0.03264	231.469	409.917	1.10963	1.71219
24.0	6.4566	0.82570	0.03166	232.885	410.436	1.11435	1.71187
25.0	6.6526	0.82827	0.03072	234.305	410.952	1.11907	1.71154
26.0	6.8530	0.83088	0.02982	235.730	411.464	1.12378	1.71123
27.0	7.0580	0.83352	0.02894	237.159	411.973	1.12850	1.71092
28.0	7.2675	0.83619	0.02809	238.593	412.478	1.13321	1.71061
29.0	7.4817	0.83891	0.02727	240.031	412.980	1.13791	1.71031
30.0	7.7006	0.84165	0.02648	241.474	413.478	1.14262	1.71001
31.0	7.9243	0.84444	0.02572	242.921	413.972	1.14733	1.70971
32.0	8.1528	0.84727	0.02498	244.373	414.462	1.15203	1.70942
33.0	8.3863	0.85013	0.02426	245.830	414.948	1.15673	1.70913
34.0	8.6247	0.85304	0.02357	247.292	415.429	1.16143	1.70884
35.0	8.8682	0.85599	0.02290	248.759	415.907	1.16613	1.70856
36.0	9.1169	0.85899	0.02225	250.231	416.380	1.17083	1.70827
37.0	9.3707	0.86203	0.02162	251.708	416.848	1.17553	1.70799
38.0	9.6298	0.86511	0.02102	253.190	417.312	1.18023	1.70770
39.0	9.8942	0.86825	0.02043	254.678	417.771	1.18493	1.70742
40.0	10.1641	0.87143	0.01986	256.171	418.225	1.18963	1.70713
41.0	10.4394	0.87467	0.01930	257.670	418.674	1.19433	1.70684
42.0	10.7203	0.87796	0.01877	259.174	419.118	1.19904	1.70655
43.0	11.0068	0.88130	0.01825	260.684	419.556	1.20374	1.70626
44.0	11.2990	0.88470	0.01774	262.200	419.989	1.20845	1.70597
45.0	11.5970	0.88816	0.01726	263.722	420.416	1.21316	1.70567
46.0	11.9008	0.89168	0.01678	265.251	420.836	1.21787	1.70537
47.0	12.2106	0.89526	0.01632	266.785	421.251	1.22258	1.70506
48.0	12.5263	0.89891	0.01588	268.327	421.659	1.22730	1.70475
49.0	12.8482	0.90263	0.01544	269.874	422.061	1.23202	1.70443
50.0	13.1762	0.90641	0.01502	271.429	422.456	1.23675	1.70411
51.0	13.5105	0.91027	0.01461	272.991	422.844	1.24148	1.70377
52.0	13.8511	0.91421	0.01421	274.560	423.224	1.24622	1.70343
53.0	14.1981	0.91822	0.01383	276.136	423.597	1.25096	1.70309
54.0	14.5515	0.92232	0.01345	277.720	423.962	1.25571	1.70273
55.0	14.9116	0.92650	0.01309	279.312	424.318	1.26047	1.70236
56.0	15.2783	0.93077	0.01273	280.911	424.666	1.26523	1.70198
57.0	15.6518	0.93513	0.01239	282.519	425.006	1.27000	1.70158
58.0	16.0320	0.93959	0.01205	284.136	425.336	1.27478	1.70118
59.0	16.4192	0.94416	0.01172	285.762	425.656	1.27957	1.70075
60.0	16.8135	0.94882	0.01141	287.396	425.967	1.28438	1.70032
61.0	17.2148	0.95360	0.01110	289.040	426.267	1.28919	1.69986
62.0	17.6233	0.95850	0.01079	290.694	426.556	1.29402	1.69939
63.0	18.0391	0.96352	0.01050	292.358	426.833	1.29885	1.69890
64.0	18.4622	0.96867	0.01021	294.033	427.099	1.30371	1.69839
65.0	18.8929	0.97396	0.00993	295.718	427.353	1.30857	1.69785
66.0	19.3311	0.97939	0.00966	297.415	427.593	1.31346	1.69729
67.0	19.7771	0.98497	0.00940	299.124	427.819	1.31836	1.69671
68.0	20.2308	0.99071	0.00914	300.844	428.031	1.32328	1.69610
69.0	20.6924	0.99662	0.00888	302.578	428.228	1.32822	1.69546
70.0	21.1620	1.00270	0.00864	304.325	428.409	1.33318	1.69478

Temp (°C)	Tryck (bar)	Volymitet		Entalpi		Entropi	
		(dm <sup>3</sup> /kg)	(m <sup>3</sup> /kg)	(kJ/kg)		(kJ/kgK)	
		Vätska	Gas	Vätska	Gas	Vätska	Gas
71.0	21.6397	1.00898	0.00840	306.086	428.573	1.33816	1.69408
72.0	22.1256	1.01547	0.00816	307.861	428.719	1.34317	1.69333
73.0	22.6199	1.02216	0.00793	309.652	428.847	1.34821	1.69255
74.0	23.1227	1.02909	0.00770	311.459	428.954	1.35327	1.69173
75.0	23.6340	1.03627	0.00748	313.283	429.040	1.35837	1.69086
76.0	24.1541	1.04372	0.00727	315.125	429.104	1.36349	1.68994
77.0	24.6830	1.05145	0.00706	316.985	429.143	1.36866	1.68897
78.0	25.2209	1.05949	0.00685	318.866	429.157	1.37386	1.68794
79.0	25.7679	1.06787	0.00665	320.768	429.143	1.37910	1.68685
80.0	26.3242	1.07661	0.00645	322.693	429.099	1.38439	1.68570
81.0	26.8899	1.08575	0.00625	324.642	429.023	1.38973	1.68447
82.0	27.4651	1.09532	0.00606	326.617	428.913	1.39512	1.68316
83.0	28.0502	1.10538	0.00587	328.620	428.765	1.40057	1.68176
84.0	28.6451	1.11596	0.00569	330.653	428.576	1.40609	1.68027
85.0	29.2502	1.12713	0.00550	332.719	428.341	1.41168	1.67866
86.0	29.8656	1.13897	0.00532	334.821	428.057	1.41734	1.67694
87.0	30.4915	1.15154	0.00514	336.963	427.718	1.42310	1.67509
88.0	31.1282	1.16496	0.00497	339.148	427.318	1.42895	1.67309
89.0	31.7758	1.17934	0.00479	341.383	426.848	1.43492	1.67091
90.0	32.4347	1.19484	0.00462	343.672	426.299	1.44102	1.66855
91.0	33.1052	1.21165	0.00444	346.025	425.661	1.44727	1.66596
92.0	33.7876	1.23001	0.00427	348.450	424.917	1.45369	1.66310
93.0	34.4822	1.25025	0.00410	350.962	424.050	1.46032	1.65993
94.0	35.1895	1.27281	0.00392	353.576	423.032	1.46721	1.65639
95.0	35.9101	1.29832	0.00374	356.317	421.830	1.47441	1.65236
96.0	36.6445	1.32770	0.00356	359.221	420.391	1.48203	1.64773
97.0	37.3935	1.36244	0.00337	362.344	418.635	1.49020	1.64228
98.0	38.1583	1.40511	0.00317	365.781	416.425	1.49919	1.63564
99.0	38.9404	1.46098	0.00295	369.730	413.490	1.50952	1.62710
100.0	39.7425	1.54429	0.00268	374.716	409.116	1.52257	1.61476
101.0	40.5283	1.73082	0.00225	383.377	399.823	1.54541	1.58937
101.1	40.6552	1.95233	0.00195	391.17520		1.5661854	



## Bilaga 3

## Processdata för HFC 134a

$t_1$ (°C)	$t_2$ (°C)	$p_2$ (bar)	$p_1/p_2$ (-)	$t_{1k}$ (°C)	$q_v$ (kJ/m <sup>3</sup> )	$\epsilon_v$ (kJ/m <sup>3</sup> )	$X$ (-)	$\kappa$ (-)	$y_1$ (%/K)	$y_2$ (%/K)	$y_3$ (%/K)	$y_4$ (%/K)
20.0	-70.0	0.083	68.75	52.1	64.16	44.00	1.179	1.125	1.098	0.021	0.069	-0.450
20.0	-60.0	0.163	35.03	44.4	126.63	69.36	1.137	1.126	1.046	0.030	0.059	-0.454
20.0	-50.0	0.299	19.12	38.3	233.86	101.36	1.103	1.127	0.999	0.035	0.050	-0.460
20.0	-40.0	0.516	11.07	33.5	407.99	137.84	1.076	1.129	0.955	0.037	0.040	-0.469
20.0	-30.0	0.847	6.75	29.7	677.77	174.43	1.054	1.130	0.916	0.035	0.029	-0.480
20.0	-20.0	1.330	4.30	26.7	1079.44	204.09	1.038	1.131	0.880	0.031	0.019	-0.494
20.0	-10.0	2.007	2.85	24.3	1657.71	216.77	1.025	1.133	0.848	0.023	0.007	-0.510
20.0	0.0	2.928	1.95	22.5	2467.24	199.09	1.014	1.134	0.819	0.010	-0.005	-0.530
20.0	10.0	4.145	1.38	21.1	3574.70	133.95	1.006	1.136	0.792	-0.008	-0.018	-0.554
30.0	-60.0	0.163	47.19	54.8	113.08	76.00	1.154	1.126	1.207	0.091	0.119	-0.456
30.0	-50.0	0.299	25.76	48.8	209.97	112.71	1.118	1.127	1.146	0.093	0.105	-0.463
30.0	-40.0	0.516	14.91	44.1	368.13	156.33	1.088	1.129	1.091	0.092	0.091	-0.473
30.0	-30.0	0.847	9.09	40.3	614.28	203.28	1.065	1.130	1.042	0.088	0.077	-0.485
30.0	-20.0	1.330	5.79	37.4	982.26	247.51	1.047	1.132	0.997	0.082	0.063	-0.500
30.0	-10.0	2.007	3.84	35.1	1513.97	280.12	1.032	1.133	0.957	0.072	0.048	-0.518
30.0	0.0	2.928	2.63	33.3	2260.71	289.13	1.021	1.135	0.921	0.058	0.033	-0.540
30.0	10.0	4.145	1.86	32.0	3285.15	259.10	1.013	1.137	0.888	0.039	0.017	-0.566
30.0	20.0	5.716	1.35	30.9	4664.42	170.72	1.006	1.139	0.859	0.014	0.000	-0.597
40.0	-50.0	0.299	33.99	59.1	185.30	123.34	1.135	1.127	1.343	0.168	0.176	-0.467
40.0	-40.0	0.516	19.68	54.4	326.95	173.61	1.102	1.129	1.270	0.163	0.156	-0.478
40.0	-30.0	0.847	11.99	50.8	548.69	230.22	1.077	1.131	1.206	0.155	0.137	-0.492
40.0	-20.0	1.330	7.64	47.9	881.88	288.01	1.057	1.132	1.148	0.146	0.118	-0.508
40.0	-10.0	2.007	5.06	45.7	1365.48	339.18	1.041	1.134	1.097	0.133	0.100	-0.528
40.0	0.0	2.928	3.47	44.0	2047.36	373.02	1.029	1.136	1.051	0.118	0.081	-0.552
40.0	10.0	4.145	2.45	42.7	2986.04	375.65	1.019	1.139	1.010	0.098	0.061	-0.580
40.0	20.0	5.716	1.78	41.6	4253.58	329.64	1.012	1.141	0.974	0.072	0.041	-0.613
40.0	30.0	7.701	1.32	40.8	5940.03	213.38	1.006	1.144	0.942	0.038	0.018	-0.654
50.0	-40.0	0.516	25.51	64.7	284.20	189.73	1.120	1.129	1.520	0.258	0.245	-0.484
50.0	-30.0	0.847	15.55	61.2	480.60	255.31	1.092	1.131	1.431	0.244	0.218	-0.500
50.0	-20.0	1.330	9.91	58.4	777.67	325.69	1.070	1.133	1.354	0.230	0.192	-0.518
50.0	-10.0	2.007	6.56	56.3	1211.34	394.07	1.052	1.136	1.285	0.213	0.167	-0.540
50.0	0.0	2.928	4.50	54.6	1825.88	450.93	1.039	1.138	1.225	0.195	0.143	-0.566
50.0	10.0	4.145	3.18	53.3	2675.53	483.82	1.028	1.140	1.172	0.172	0.119	-0.596
50.0	20.0	5.716	2.31	52.3	3827.07	477.06	1.020	1.143	1.126	0.145	0.094	-0.632
50.0	30.0	7.701	1.71	51.5	5363.87	411.23	1.013	1.146	1.085	0.110	0.067	-0.676
50.0	40.0	10.164	1.30	50.8	7392.57	262.30	1.006	1.150	1.050	0.064	0.037	-0.731

$$X = \frac{h_{1g} - h'_1}{h''_1 - h'_1} \quad \text{se ref [6]}$$

$\kappa$  = isentropexponent      se ref [6]

## Bilaga 4

## Tillståndsekvationer och ekvationskonstanter för HFC 134a

Följande 4 ekvationer med tillhörande ekvationskonstanter är framtagna av Wilson och Basu [16].

Ångtryckskurva:

$$\ln p = A + \frac{B}{T} + C \cdot T + D \cdot T^2 + \frac{E \cdot (F - T)}{T} \cdot \ln (F - T)$$

$p$  = tryck [psia]

$T$  = temperatur [ $^{\circ}\text{R}$ ]

$A$  = 22.9899366

$B$  =  $-0.7243876 \cdot 10^4$

$C$  =  $-0.1336296 \cdot 10^{-1}$

$D$  =  $0.6929662 \cdot 10^{-5}$

$E$  = 0.1995548

$F$  =  $0.6747251 \cdot 10^3$

Vätskans densitet:

$$\rho_L = \rho_C + \sum_{N=1}^4 D_N \cdot (1 - T_r)^{N/3}$$

$\rho_L$  = densitet [lb/cft]

$\rho_C$  = 31.976 [lb/cft]

$T_r = T/T_C$

$D_1$  = 51.16710

$D_2$  = 63.90010

$D_3$  = -72.21398

$D_4$  = 49.30054



pvT-relation:

$$p = \frac{R \cdot T}{(v - b)} + \frac{A_2 + B_2 \cdot T + C_2 \cdot e^{-K \cdot T_r}}{(v - b)^2} + \frac{A_3 + B_3 \cdot T + C_3 \cdot e^{-K \cdot T_r}}{(v - b)^3} + \frac{A_4}{(v - b)^4} + \frac{A_5 + B_5 \cdot T + C_5 \cdot e^{-K \cdot T_r}}{(v - b)^5}$$

$p$ = tryck [psia]	$T$ = temperatur [ $^{\circ}$ R]
$T_c$ = 673.65 [ $^{\circ}$ R]	$T_r = T/T_c$
$R$ = 0.1051781 [psia·cft/lb/ $^{\circ}$ R]	$v$ = volymitet [cft/lb]
$b$ = 0.5535127·10 <sup>-2</sup>	$k$ = 5.475
$A_2$ = -4.447446	$C_3$ = 3.856549
$B_2$ = 0.2352000·10 <sup>-2</sup>	$A_4$ = -0.1001713·10 <sup>-2</sup>
$C_2$ = -131.4301	$A_5$ = -1.063691·10 <sup>-6</sup>
$A_3$ = 0.8630833·10 <sup>-1</sup>	$B_5$ = 1.079076·10 <sup>-8</sup>
$B_3$ = -2.961652·10 <sup>-5</sup>	$C_5$ = -0.3137839·10 <sup>-3</sup>

Värme kapaciteten vid konstant tryck för ideal gas:

$$C_P^0 = C_{P1} + C_{P2} \cdot T + C_{P3} \cdot T^2 + C_{P4} \cdot T^3 + \frac{C_{P5}}{T}$$

$C_P^0$ = värme kapacitet vid konstant tryck [Btu/lb $^{\circ}$ R]	$C_{P1}$ = -0.1255721·10 <sup>-2</sup>
$T$ = temperatur [ $^{\circ}$ R]	$C_{P2}$ = 0.4374276·10 <sup>-3</sup>
	$C_{P3}$ = -1.487126·10 <sup>-7</sup>
	$C_{P4}$ = 0.0
	$C_{P5}$ = 6.802105

## EKVATIONSKONSTANTER FÖR R 134a

Samma beteckningar har här använts som i I.A. Ekroths program Termodynamiska egenskaper för köldmedier. Programmet kan därmed enkelt utvidgas med HFC 134a genom att lägga in dessa konstanter.

EQUA = 1	
Z(75) = 3.7425	D+02
Z(14) = 0.6747251	D+03/TT
Z(13) = -0.1995548	D+00
Z(12) = -Z(13)*Z(14)	
Z(4) = 0.6929662	D-05*TT*TT
Z(3) = -0.1336296	D-01*TT
Z(2) = 22.9899366	D+00-DLOG(PP)+Z(13)*DLOG(TT)
Z(1) = -0.7243876	D+04/TT+Z(12)*DLOG(TT)
Z(15) = 31.976	D+00*VV
Z(16) = 51.1671	D+00*VV
Z(17) = 63.9001	D+00*VV
Z(18) = -72.21398	D+00*VV
Z(19) = 49.30054	D+00*VV
Z(39) = 0.1051781	D+00/PP/VV*TT
Z(40) = -4.447446	D+00/VV/VV/PP
Z(41) = 0.2352	D-02/VV/VV/PP*TT
Z(42) = -131.4301	D+00/VV/VV/PP
Z(43) = 0.8630833	D-01/VV/VV/VV/PP
Z(44) = -2.961652	D-05/VV/VV/VV/PP*TT
Z(45) = 3.856549	D+00/VV/VV/VV/PP
Z(46) = -0.1001713	D-02/VV**4/PP
Z(49) = -1.063691	D-06/VV**5/PP
Z(50) = 1.079076	D-08/VV**5/PP*TT
Z(51) = -0.3137839	D-03/VV**5/PP
Z(55) = 0.5535127	D-02/VV
Z(56) = 5.475	D+00
Z(31) = 6.802105	D+00/HH
Z(32) = -0.1255721	D-02/HH*TT-Z(39)*100.0D+00
Z(33) = 0.4374276	D-03/HH*TT*TT
Z(34) = -1.487126	D-07/HH*TT*TT*TT

Omräkningsfaktorer för SI-enheter:

$$PP = 0.0254^2 \cdot 10^5 / (0.45359237 \cdot 9.80665) \text{ [psia/bar]}$$

$$VV = 0.45359237 / (12 \cdot 0.0254)^3 \text{ [(cu ft/lb)/(m}^3\text{/kg)]}$$

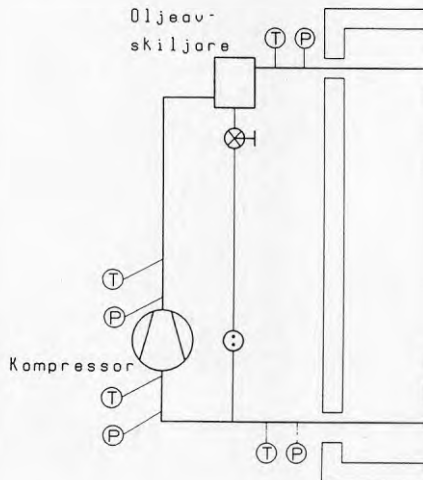
$$TT = 1.8 \text{ [}^\circ\text{F/}^\circ\text{C]}$$

$$HH = 1/2.326 \text{ [(Btu/lb)/(kJ/kg)]}$$

## Bilaga 5

## Oljereturens inverkan på verkningsgraderna.

Vid prov med kompressorn uppmärksammades höga suggastemperaturer. Det vill säga att temperaturen i sugledningen närmast kompressorn var väsentligt högre än temperaturen i sugledningen ut från mätlådan plus eventuell temperaturökning orsakad av värmeinläckning i sugledningen. Detta förklarades av att oljereturen från oljeavskiljaren var inkopplad mellan kompressor och mätlåda, se figur B5.1. För att minska inverkan av oljereturen på suggastemperaturen in till kompressorn minskades oljeflödet från oljeavskiljaren med hjälp av en avstängningsventil inkopplad på oljereturen.



Figur B5.1

Eftersom kompressorns verkningsgrader definieras från brukarens synpunkt det vill säga hänförs till köldmediets tillstånd vid mätlådans inlopp respektive utlopp tycker man att vad som sker utanför mätlådan inte borde spela någon roll för kompressorns verkningsgrad. Dvs när kompressorn och oljeavskiljaren betraktas som en enhet. För att undersöka om så var fallet gjordes följande enkla prov. Vid ett driftfall ( $p_1/p_2 \approx 5.5$ ) stryptes oljereturen från oljeavskiljaren med hjälp av avstängningsventilen och 5 mätpunkter med olika inställning på avstängningsventilen togs. Resultatet från detta prov finns redovisat i diagram B5.1. I detta diagram kan ses att oljereturen inverkar påtagligt på kompressorns verkningsgrader.

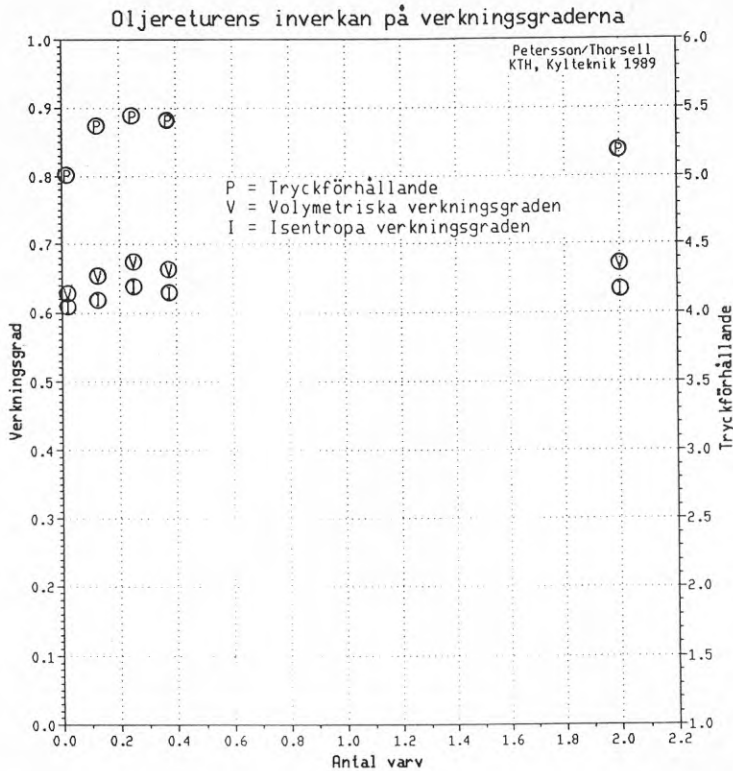


Diagram B5.1

Vid provad kompressor samt aktuellt driftfall fås ett maximum med avstängningsventilen öppen ca 0.25 varv. Här kan då utläsas att  $\eta_s \approx 0.67$  och  $\eta_{ls,tot} \approx 0.64$ . Då oljereturen nästan var helt stängd uppmättes följande värden på verkningsgraderna:  $\eta_s \approx 0.63$  och  $\eta_{ls,tot} \approx 0.61$ . Denna mätpunkt togs vid ett något lägre tryckförhållande än vad som uppmättes vid mätpunkten för maximala tryckförhållandet. Detta lägre tryckförhållande borde ha gett en högre verkningsgrad (se t.ex diagram 6.1 och 6.2) men provpunkterna visar alltså på en skillnad i verkningsgrader på grund av skillnad i oljeflöde från oljeavskiljaren. Skillnaden är för  $\eta_s \approx 6\%$  och för  $\eta_{ls,tot} \approx 5\%$ . Orsaken till detta är troligen att när oljereturen är stängd får inte kompressorn tillräckligt med olja. Därmed försämras smörjningen och förlusterna ökar. Ur digrammet ses att när ventilen är öppen mer än 0.2 varv så får kompressorn tillräckligt med olja. Spridningen mellan övriga mätpunkter ligger med säkerhet inom felmarginalen.

Oljereturen från oljeavskiljaren visar sig alltså vara en viktig storhet vars konsekvenser är intressanta men som inte utreds närmare här. Vid våra fortsatta mätningar försökte vi inte ställa in ett oljeflöde motsvarande maximala verkningsgrader utan lät ventilen vara helt öppen.

En ytterligare faktor som skulle ha kunnat påverka mätningarna är oljemedsläpning in i gasriggen. Riggen var dock utrustad med en oljeficka med avtappningsmöjlighet vilken öppnades efter avslutade prov. Det visade sig då att den ackumulerade oljemängden var knappt märkbar. Detta har också verifierats vid senare mätningar.

## Bilaga 6

## Mätresultat HFC 134a

$\dot{E}_k$ [W]	$p_{1k}$ [bar]	$p_{2k}$ [bar]	$t_{1k}$ [°C]	$t_{2k}$ [°C]	$\eta_{is,tot}$	$\eta_s$	Varvt. [rpm]
1890	21.25	5.08	102.00	37.20	0.660	0.689	1007
3101	16.91	4.22	93.10	25.60	0.604	0.687	1871
4826	16.88	3.24	115.50	24.30	0.492	0.545	3231
3273	16.88	3.12	108.20	23.20	0.537	0.584	2260
2171	16.87	1.99	101.30	-4.60	0.509	0.541	1871
2661	16.86	3.17	100.10	20.20	0.593	0.631	1871
2624	16.86	3.14	93.80	11.50	0.571	0.604	1871
2643	16.84	3.14	97.80	17.10	0.585	0.622	1871
2652	16.82	3.20	105.60	26.40	0.597	0.631	1871
2621	16.79	3.23	93.20	12.10	0.578	0.612	1855
2768	16.79	3.16	92.30	9.20	0.551	0.611	1889
2650	16.78	3.21	111.70	33.60	0.604	0.637	1870
2744	16.73	3.22	102.50	22.10	0.562	0.617	1869
2496	13.38	2.97	83.70	8.10	0.545	0.649	1863
2107	13.23	2.00	89.30	-5.00	0.507	0.590	1871
2848	13.16	4.09	84.00	24.50	0.561	0.715	1876
1964	10.27	2.05	101.10	23.80	0.540	0.667	1873
1928	10.26	1.92	94.10	12.40	0.529	0.658	1874
1999	10.23	2.09	85.80	5.60	0.512	0.644	1872
2650	10.22	4.12	77.40	25.90	0.476	0.725	1869
2034	10.20	2.02	77.60	-6.30	0.457	0.594	1873
2018	10.18	2.07	81.10	-0.30	0.498	0.636	1872
2312	10.16	2.92	74.40	8.70	0.502	0.678	1867
2108	10.14	2.28	74.80	-3.20	0.488	0.637	1871
2020	10.14	1.92	72.40	-9.00	0.533	0.703	1872

## Bilaga 7

## Mätresultat CFC 12

$\dot{E}_k$ [W]	$p_{1k}$ [bar]	$p_{2k}$ [bar]	$t_{1k}$ [°C]	$t_{2k}$ [°C]	$\eta_{is,tot}$	$\eta_s$	Varvt. [rpm]
2894	15.55	4.32	98.00	22.40	0.589	0.654	1865
2504	15.53	3.15	104.50	12.00	0.579	0.604	1863
2074	15.47	2.10	116.10	-1.60	0.512	0.515	1873
2703	12.47	4.24	87.00	21.95	0.555	0.696	1870
2347	12.27	3.15	90.75	12.30	0.575	0.661	1867
2020	12.28	2.25	97.40	0.40	0.533	0.578	1874
2488	9.71	4.28	77.40	22.80	0.478	0.725	1865
2197	9.72	3.13	80.85	12.80	0.537	0.699	1870
1715	9.79	2.20	87.35	1.70	0.579	0.625	1865





**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 871162-6  
från Statens råd för byggnadsforskning till Inst. för  
Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.**

**R13: 1990**

**ISBN 91-540-5156-8**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6801013**

**Abonnemangsgrupp:  
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:  
Svensk Byggtjänst  
171 88 Solna**

**Cirka pris: 44 kr exkl moms**