

## 냉동유가 수평 마이크로 핀관내 R-134a의 증발열전달에 미치는 영향

### Influence of Refrigeration Oil on Evaporation Heat Transfer of R-134a in a Horizontal Micro-Fin Tube

배 상 철\*, 강 태 욱\*, 김 정 훈\*, 정 찬 영\*, 김 종 수\*\*

S. C. Bae, T. U. Kang, J. H. Kim, C. Y. Jung, J. S. Kim

**Key words :** Alternative Refrigerant(대체 냉매), Refrigeration Oil(냉동유), Flow Pattern(유동양식), Evaporation Heat Transfer Coefficient(증발 열전달 계수), Concentration(농도)

#### Abstract

CFC-12, which has been used most widely in automobile air conditioners and household refrigerators is scheduled to be phased out soon because of its high ozone depletion potential. Now HFC-134a is suggested as an alternative refrigerant for CFC-12.

In this study, we intended to investigate how PAG oil influences evaporation heat transfer and flow pattern, using R-134a and PAG oil influences evaporation heat transfer and flow pattern, using R-134a and PAG oil in the horizontal micro-fin evaporation tube.

Experiments were conducted under the flowing test conditions : mass velocity 86-250kg/m<sup>2</sup>s, heat flux 5-30 kW/m<sup>2</sup>, oil concentration 0-21 wt.% and saturation temperature 5°C.

Local evaporation heat transfer coefficients were found to be higher at the top, side and bottom of the tube in this order. Average heat transfer coefficients turned out to increase with oil concentration increment up to 3 wt.% oil concentration, whereas heat transfer coefficients gradually decreased over 3 wt.% oil concentration, because of oil-rich liquid film was formed on the heat transfer surface.

Flow patterns were rapidly transitioned to annular regimes up to 3 wt.% oil concentration. In case of pure refrigerant, measured heat transfer coefficients in the experiments were similar to those of Kandlikar's correlation.

\* 정회원, 부산수산대학교 냉동공학과 대학원

\*\* 정회원 부산수산대학교 공과대학 냉동공학과

기 호 설 명

- $\alpha$  : 열전달 계수 [kW/m<sup>2</sup>K]
- G : 질량 속도 [kg/m<sup>2</sup>s]
- $i_{fg}$  : 증발 잠열 [kJ/kg]
- M : 질량 유량 [kg/h]
- Q : 가열량 [kW]
- q : 열유속 [kW/m<sup>2</sup>]
- T : 온도 [°C]
- $\chi$  : 전도
- $\omega_o$  : 유질량 농도 [wt.%]

하 첨 자

- exp : 팽창 밸브
- i : 내경
- l : 액상
- m : 평균
- o : 외경
- s : 포화 상태
- tp : 실험

1. 서 론

최근 들어 화석 에너지의 남용으로 인하여 에너지원이 고갈되어 감에 따라 에너지 절약 문제가 산업 전분야에 걸쳐 주요 연구 과제로 대두되고 있다. 이에 따라 냉동·공조 분야에서도 에너지 절약을 위해 기존의 사용되고 있는 냉동·공조 시스템의 소형·경량화 및 고성능화를 위한 연구가 활발히 진행되고 있다.

냉동·공조 시스템의 소형·경량화 및 고성능화는 각 요소기기인 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브 등에 대해서 종합적으로 연구되어야 하지만, 이들 요소기기들 중에서도 냉동·공조의 목적인 저온을 생성하는 열교환기인 증발기는 냉동·공조 시스템의 냉각 능력에 미치는 영향이 크기 때문에, 그 성능 향상이 시스템 전체의 고성능화 및 소형화에 기여하는 비중이 매우 크다. 현재 선진 각국에서는 열교환기의 성능 향상을 위하여 마이크로 핀관 사용 및 세관 사용 등 여러 방법이 활발히 추진되고

있다.

또한, 냉동·공조 시스템에 사용되고 있는 CFC계 및 HCFC계의 냉매가 지구의 오존층 파괴 및 온난화에 영향을 미치는 것으로 판명되어 전세계적으로 이들 냉매의 생산 및 사용규제에 대한 합의가 이루어졌으며, 이에 따른 대체 냉매 및 적용 기술의 개발에 많은 연구가 이루어지고 있다. 현재 미국 및 유럽의 선진 각국에서 활발히 연구한 결과, 프레온 냉매의 대체물질로 CFC-12는 HFC-134a<sup>(1)</sup>가, HCFC-22는 HFC계 혼합냉매 등<sup>(2)</sup>이 유력시되고 있다. 향후 우리나라에서도 프레온 냉매의 생산 및 사용 규제가 점차 강화되고 규제 일정도 앞당겨질 것이 예상되므로 이에 대한 충분한 대책 및 연구가 요망된다.

HFC-134a에 대한 연구는 순수 냉매 및 냉동기의 영향에 대한 연구<sup>(3)(4)</sup>가 주로 진행되어 왔으나, 실제 증기 압축 냉동·공조 시스템에는 대개 유분리가 사용되지 않으므로 증발기 입구에 들어가는 냉매가 냉동유와 혼합된 상태이다. 따라서, 냉동·공조 시스템의 증발기 성능에 미치는 냉동유의 정상적인 영향을 규명하는 것이 중요한 연구 과제이나, 현재 이와 관련된 연구는 그 수효도 작고, 연구자에 따라서도 다른 결과가 도출되고 있다. Eckels, Pate<sup>(5)</sup>와 鳥越 등<sup>(6)</sup>은 HFC-134a의 증발열전달에 미치는 냉동유 영향에 관한 연구에서 증발 열전달 계수가 저유농도에서는 유농도의 증가와 더불어 증가하고 일정 유농도에서 최대치를 가지며 그후에는 유농도의 증가와 더불어 저하한다는 결과를 발표하고 있으며, Hambraeus<sup>(7)</sup>와 Ha, Bergles<sup>(8)</sup>의 실험에서는 거의 모든 영역에서 유농도의 증가와 동시에 증발 열전달 계수가 저하한다는 결과를 보고하고 있다.

이상과 같이 증발 열전달에 치는 냉동유의 영향<sup>(8)</sup>이 아직까지도 명확하게 규정되고 있지 않기에, 본 연구에서는 HFC-134a를 냉매로 하여 세관경인 외경 7mm의 마이크로 핀 증발관내의 증발 열전달 계수와 유동양식에 미치는 PAG(Polyalkyleneglycols)유 농도의 정성적인 영향에 대하여 실험적으로 상세히 검토, 분석하였으며, 대체 냉매용 고성능 열교환기 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 하였다.

2. 실험장치 및 측정방법

2.1 실험장치

실험 장치의 개략도는 Fig.1과 같다. 본 실험 장치는 압축기, 수냉식 응축기, 팽창밸브, 증발부로 이루어진 냉동 사이클과 시험부내의 유질량 농도를 일정하게 하기 위한 유순환 사이클(유펌프, 유분리기, 유-냉매 혼합 탱크)로 구성되었다. 냉매와 냉동유는 별도의 유량계를 통해서 냉매-유 혼합 탱크에서 혼합하고 팽창 밸브에서 증발 온도까지 등엔탈피 팽창시킨다. 이후 예열기에서 건도를 조절하여 시험부로 보내 유동양식의 관찰 및 열전달 계수의 측정을 하였다. 시험부에서 나온 냉매-유 혼합액은 포스트 히터(post heater)에서 완전 증발된

후 유분리기에서 냉매 가스와 냉동유로 분리되어 냉매 가스는 압축기로 보내지고, 냉동유는 유펌프로 보내진 뒤 냉매·유 혼합탱크로 재순환된다. 장치도에서 실선으로 나타낸 부분이 냉동유의 흐름을 나타낸 것이다.

Table 1 및 Fig.2 a)는 사용된 마이크로 핀관의 상세 규격을 나타낸 것이다. 관의 외경은 7mm이며, 내경은 6.46mm이다. 마이크로 핀의 높이는 0.15mm 이고, 관의 수직 단면 마이크로 핀 갯수는 60개이다. 전체적인 마이크로 핀의 기울기는 18°이며 관의 두께는 0.27mm이다.

Fig.2 b)는 시험부를 나타낸 그림이다. 시험부는 길이 700mm이며, 관 내벽 온도 측정을 위해서 전후에 150mm 간격을 띄우고 100mm마다 5개소에 2개씩 총 10개의 T형(Cu-Co) 박판 열전대를 부착

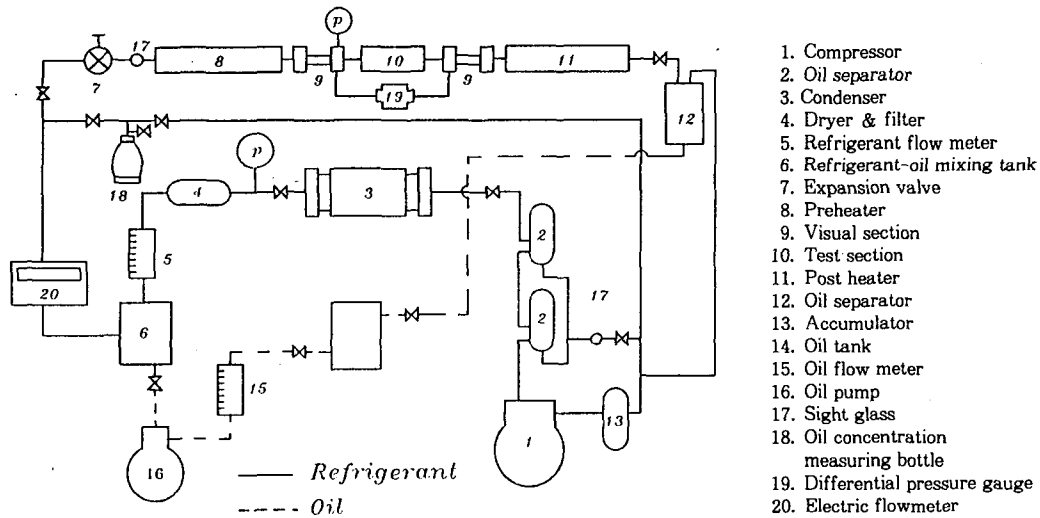


Fig.1 Schematic diagram of the experimental apparatus

Table 1 Specification of Micro-fin tube

Outside Diameter	Inside Diameter	Mean Wall Thickness	Bottom Wall Thickness	Micro-fin Depth	Number of Micro-fin	Inclination angle	Micro-fin Bottom Width	Fin Angle
$D_o$	$D_i$	$t_m$	$t_w$	$H_f$	$n$	$\beta^\circ$	$W$	$\zeta^\circ$
7.0	6.46	0.35	0.27	0.15	60	18	0.14	53

하였다. 시험부로 사용한 마이크로 핀관은 관두께가 0.27mm로 아주 얇기 때문에 일반적인 평활관 실험에서처럼 관 외벽에 흠을 파서 열전대를 삽입 설치하여 내벽온도를 측정하지 않고, 두께가 0.1mm인 얇은 박판 T형 열전대를 시험부 외벽에 은납용접하여 내벽온도 측정에 사용하였다. 그리고, 정확한 국소열전달계수 측정을 위해서는, 동일지점에서 원주방향 각 점 온도를 측정하여야 하나 본 실험에서는 시험부 제작에 사용한 마이크로 핀관의 외경이 7mm로 가늘고, 내벽온도측정에 사용한 박판 T형 열전대의 온도 측정부가 1.5mm×4.5mm이므로 동일지점에 각 위치 측정용 열전대를 설치하는 것은 무리였다. 따라서 1, 3, 5번째 위치는 시험부 상하부에 2, 4번째 위치는 시험부 측부에 열전대를 설치하여 온도를 측정하였다. 열전대를 설치한 위에, 저항이 0.06( $\Omega$ /m)인  $\phi$ 0.6mm의 동선을 빈

틈없이 촘촘히 감아서 시험부에 열유속이 일정하게 공급되도록 하였으며, 폴리우레탄 폼으로 충분히 단열하여 열손실이 없도록 하였다. 냉매 포화 온도는 시험부의 전후에 씨스타입(sheath type) T형 열전대를 설치하여 측정하였으며, 포화 압력은 부르돈관 압력계(정도 0.01kg/cm<sup>2</sup>)를 시험부 출구에 설치하여 측정하였다. 가시화부는 길이 150mm의 파이렉스(Pyrex) 유리로 제작하여 시험부 전후에 각각 1개씩 플렌지이음으로 설치하였다. 냉매의 유동양식관찰은 목측 및 사진으로 하였으며, 사진 촬영은 유리관 뒷면에서 스트로브스코프의 주파수를 냉매의 유동과 동기시켜 정지된 흐름 상태로 하여 촬영하였다. 가시화부의 외부는 아크릴판으로 싸고 내부에 실리카겔을 설치해서 유리관 표면의 수분 응축을 방지하였다.

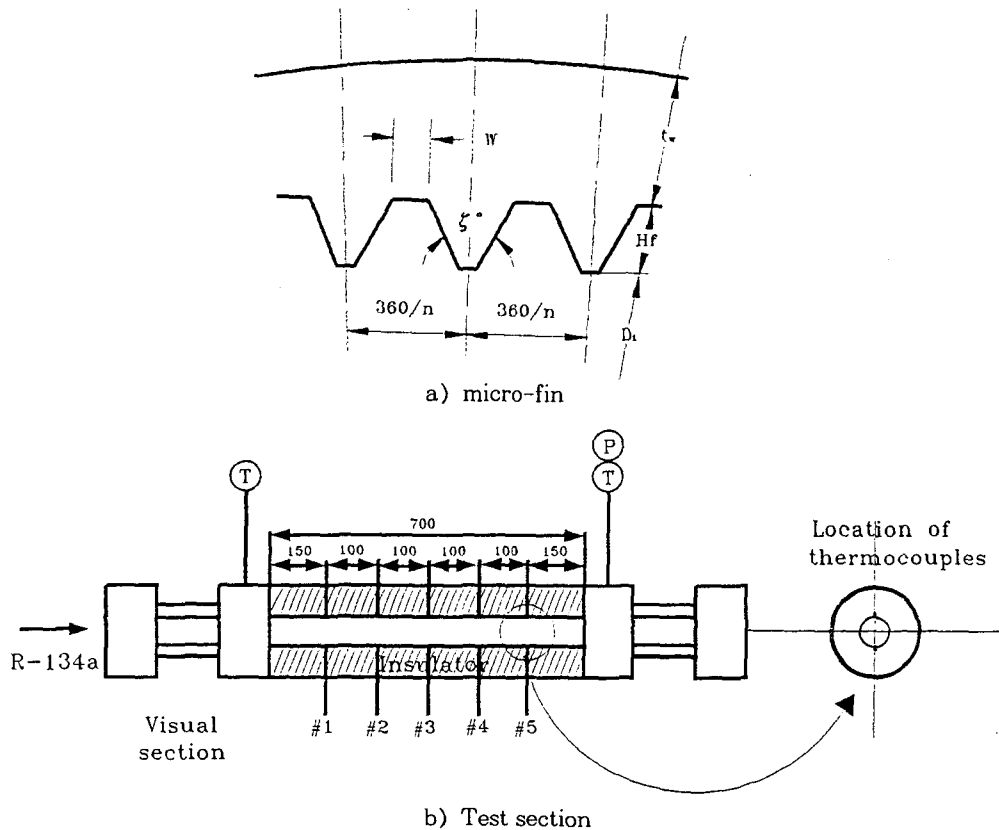


Fig.2 Detailed view of micro-fin tube and test section

## 2.2 측정 방법

본 실험장치는 가동 시킨 후 2시간 정도 지나서야 안정 상태가 유지되었으며, 증발압력 및 냉매 유량이 정상 상태에 도달한 후 각 상태값을 측정하였다.

냉매와 냉동기유 유량은 각각 로타 메타로 계측하였으며, 냉매-유 혼합물에 대해서는 전자식 질량 유량계로 유량을 측정하였다. 양자는  $\pm 1\%$  이내로 잘 일치하였으며, 데이터의 정리에 있어서는 전자 질량 유량계의 측정 결과를 사용하였다. 냉매 유량은 무단 변속기에 연결된 개방형 왕복동식 압축기의 회전수와 팽창 밸브 개도로써 조절하였다.

초기 유농도는 시험부 입구의 냉매-유 혼합물에 대한 냉동기유의 질량비로 정의하였다. 초기 유질량 농도는 유농도 측정기로 팽창 밸브전의 냉매-유 혼합액을 75ml 채취하여 냉매만을 증발시킨 뒤 잔류한 유의 양을 측정하여 구하였으며, 냉매 및 냉동유의 유량 측정 결과로부터 유농도를 검정하였다( $\pm 0.3\%$  이내). 유합량 측정기의 질량 측정에는 전자 저울(정도 0.1g)을 사용하였다.

관내 냉매의 포화 온도는 시험부 전후에 삽입한 2개의 씨스타입 열전대 측정치의 평균치를 사용하였으며, 이는 시험부 압력으로부터 환산한 값과  $\pm 0.1K$  이내에 잘 일치하였다. 실험정리에 사용한 모든 측정 온도는 Hybrid Recorder(HR2500E : 정도  $\pm 0.05\%$ )와 컴퓨터를 이용하여 실험 장치가 정상 상태에 도달한 후 20초 간격으로 3회 측정하여 그 평균치를 사용하였다.

시험부 관벽온도의 측정에 사용한 T형 열전대는 먼저 시험부에 부착하기 전에 저온 항온조에서 각각 검정을 하였다. 그 후 시험부에 부착하여 시험부를 비가열한 상태로 포화상태의 순수냉매를 저유량으로 흘리며 각 점의 온도를 계측한 뒤 포화 압력을 환산한 온도로 보정하여 사용하였다.

시험부에서의 건도 조절은 예열기에 감은 동선에 공급되는 전압을 변화시켜서 조절하였다. 건도  $x_{in}$ 는 식 (1)로 구하였다.

$$x_{in} = x_{exp} + \frac{Q}{M \times i_{ig}} \quad (1)$$

여기서,  $Q$ 는 시험부 가열량,  $M$ 은 냉매 순환량,  $x_{exp}$ 는 팽창밸브 직후 건도,  $i_{ig}$ 는 냉매의 증발 잠열이다.  $x_{exp}$ 는 측정된 팽창 밸브 직전 과냉도, 응축 포화 압력과 증발 포화 압력을 이용하여 P-i선도 상에서 구하였다.

열전달계수  $\alpha$ 는 식 (2)로 구하였다.

$$\alpha = \frac{q}{(T_w - T_s)} \quad (2)$$

여기서,  $q$ 는 열유속,  $T_w$ 는 전열관 내표면온도,  $T_s$ 는 냉매 포화 온도이다.

본 실험은 증발온도  $5^\circ C$ , 냉매 질량 속도  $86 \sim 250 kg/m^2 s$ , 열유속  $5 \sim 30 kW/m^2$ , 유질량 농도  $0 \sim 21 wt. \%$ 의 범위에서 행하였으며, 시험부 각 냉매 속도, 유농도에 대하여 입구 건도  $x_{in}$ 을 0.1씩 증가시켜 시험부 건도가 1이 될 때까지 실험하였다.

본 실험에 있어서, 관벽 온도차의 불확정성(uncertainty)는  $\pm 0.1^\circ C$ 이며, 질량 속도와 영류 속의 불확정성은 각각  $\pm 1\%$ ,  $\pm 3\%$ 이다.

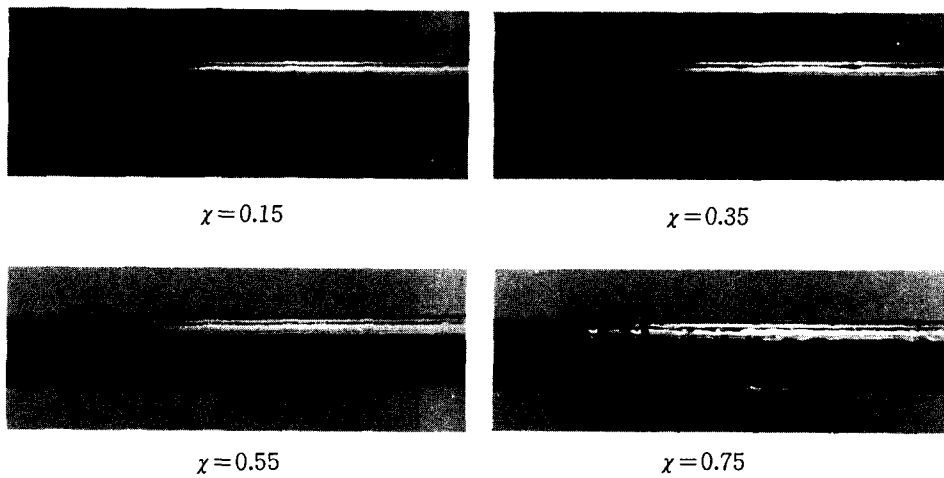
## 3. 실험 결과 및 고찰

### 3.1 유동 양식

Fig.3은 질량 속도가  $86 kg/m^2 s$ 일 때, 냉동유 농도를 0wt.%, 3.5wt.%, 5wt.%, 21wt.%로 증가시키면서 건도의 변화에 따른 유동 양식을 관찰한 사진이다. (a)는 냉동유 농도가 0wt.%인 경우의 유동 양식을 나타낸 사진이다. 건도 0.15~0.75의 구간에서는 슬러그류에서 파상류로의 천이를 보였으며, 건도 0.85이상에서 반 환상류로 천이되었다. (b)는 냉동유의 농도가 3.5wt.%의 경우로서, 건도 0.15~0.55에서 파상류에서 파상 환상류로 유동 양식이 천이되는 것을 확인할 수 있었다. 냉동유가 혼합됨에 따라 순수 냉매의 유동 양식과 달리 파상류에서는 기액 계면과 관벽이 접하는 관측부에 유혼입에 따른 소기포층이 형성되었으며, 파상 환상류 영역 이후에서는 액상 전체에 소기포가 관측되었다. 또한 기액 계면과 관 내벽이 접하는 경계면 상단의 관벽에 극히 얇은 유막이 관찰되었으며,

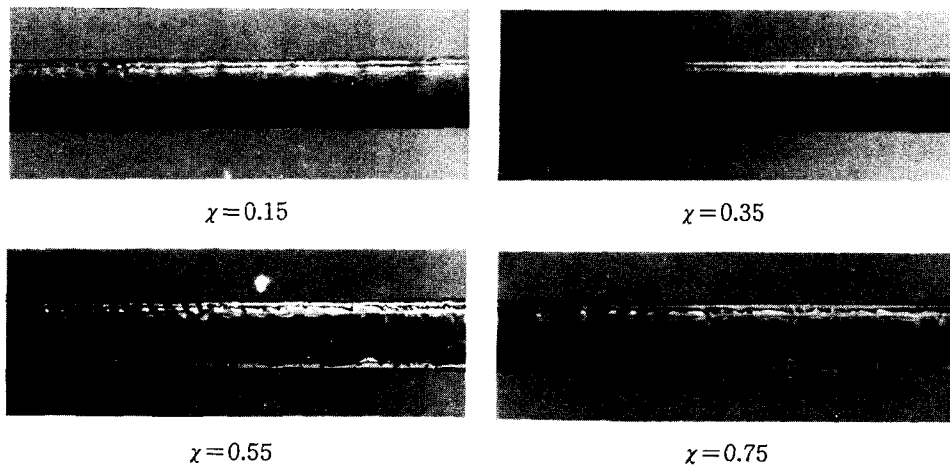
이 유막의 형성 원인은 다음과 같이 생각된다. 기액 기면과 관벽이 접하는 관 내벽에 인접한 극히 얇은 액상에서는 냉매가 증발한 후 항상 관 하부의 냉매액보다 고농도의 냉매-유 혼합액이 존재하고 있기 때문에, 이 부분과 관 하부 냉매 액상과의 큰 표면 장력 차에 의해 관 내벽을 따라 냉매액이 끌

어 올려지는 현상이 생기게 되고, 이렇게 끌어 올려진 액막에서 계속적으로 냉매의 증발이 생겨 유막이 형성된다. 이 메카니즘에 의한 순수 냉매보다 전열이 향상된 것으로 예측된다<sup>(10)</sup>. 건도 0.55~0.75에서는 반 환상류로, 건도 0.85이상에서는 환상류로 천이하였다. 본 조건에서는 유질량 농도 0wt.



a)  $G=86\text{kg/m}^2\text{s}$ ,  $\omega_0=0\text{wt.}\%$

Fig.3 a) Flow pattern for HFC-134a and refrigeration oil mixture in a tube



b)  $G=86\text{kg/m}^2\text{s}$ ,  $\omega_0=3.5\text{wt.}\%$

Fig.3 b) Flow pattern for HFC-134a and refrigeration oil mixture in a tube

%인 경우보다 파상 환상류나 환상류로의 천이가 빨라지는 것을 확인 할 수 있다. (c)는 냉동유의 농도가 5wt.%인 경우로서, 건도의 증가에 따라 유동 양식은 파상류, 파상 환상류, 반 환상류로 천이되나 건도 0.15에서 액상 전체에 소기포층이 나타나며 건도 0.35정도부터 관 상부측에 관벽을 타

고 흐르는 유막이 눈에 띠게 두껍게 나타났다. 이로 보아 증발 열전달 계수가 저하될 것으로 예측된다. (d)는 냉동유의 농도가 21wt.%인 경우의 유동 양식 사진이다. 다른 유동 양식과는 다르게 초기 건도부터 냉매액의 흐름은 거의 보이지 않고 포밍 현상이 현저하게 나타났으며 고건도 영역으로

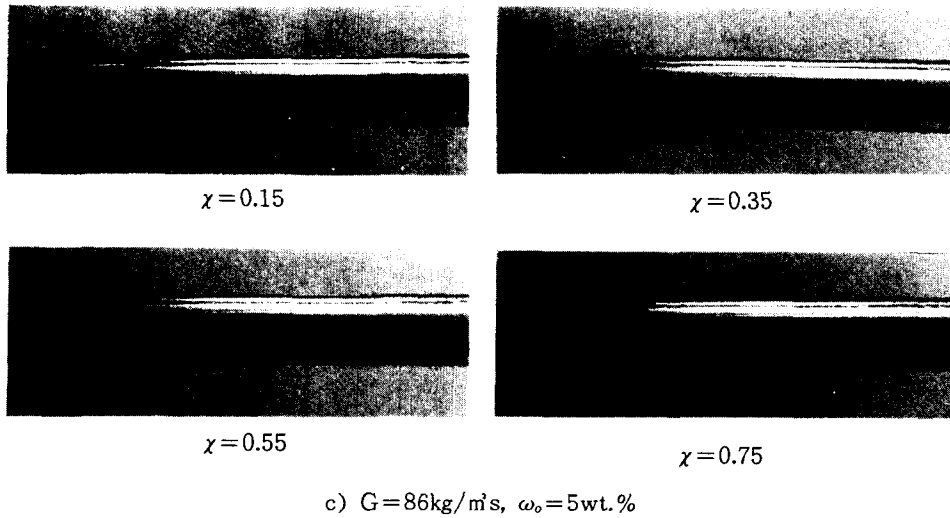


Fig.3 c) Flow pattern for HFC-134a and refrigeration oil mixture in a tube

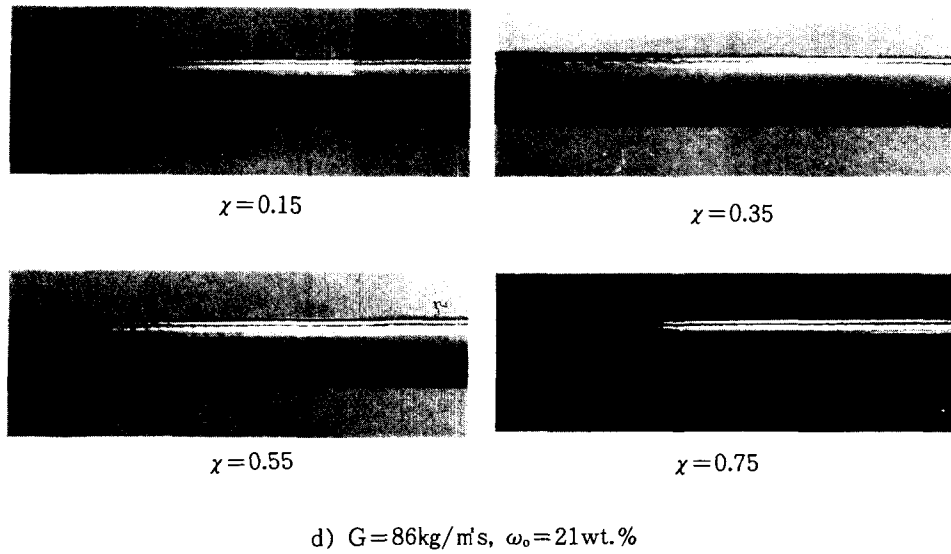


Fig.3 d) Flow pattern for HFC-134a and refrigeration oil mixture in a tube

갈수록 냉매만이 증발되어 냉매 액상 중의 유농도가 증가되기 때문에 관내벽을 따라 흐르는 냉동유가 더 많이 관측되었다. 따라서, 유막의 두께증가에 의한 열저항의 증가때문에 증발 열전달 계수가 상당히 저하될 것으로 예측된다.

Fig.4는 Scott에 의해 수정된 Baker의 유동 양식 선도에 나타난 계산치와 실제 관찰한 유동 양식을 비교하여 나타낸 것이다. 유의 질량농도가 0wt.%인 경우의 실험 결과들로서, 질량 속도 86kg/m<sup>2</sup>s일 때 건도 0.2-0.75구간은 유동 양식 선도상에서 예측되기는 슬러그류 및 슬러그류와 환상류의 천이 영역으로 나타나야 하나 관측한 결과 피상류로 나타나서 베이커 선도로 유동 양식을 예측하는 것이

어려울 것으로 예상되고, 질량 속도 200, 250kg/m<sup>2</sup>에서는 초기 건도(0.1-0.2)의 일부 구간을 제외하고는 베이커 선도에 의해 예측된 유동 양식과 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다.

3.2 원주방향 국소 증발 열전달 계수

Fig.5는 질량 속도 250kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 20kW/m<sup>2</sup>일 때 관 원주방향의 국소 열전달 계수의 분포를 알아보기 위해, 냉동유의 농도를 변화시키면서 국소 벽면과 냉매 포화온도와의 차를 측정된 것이다. (a)는 냉동유 농도가 0wt.%인 경우이다. 평활관의 경우, 저건도의 피상류 영역에서 기액 계면과 관벽이 접하는 관 측부의 국소 온도차가 가장 낮게 나타나는 것<sup>(11)</sup>과는 달리, 본 실험에서는 마이크로 핀사이의 모세관력의 영향과 핀 각도에 의한 냉매액의 회전으로 냉매액이 관 상부까지 공급되어 관벽 상부에 아주 얇은 액막이 형성되기 때문에 상부의 국소온도차가 가장 낮게 나타났다. (b)는 질량 속도 250kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 20kW/m<sup>2</sup>, 냉동유의 농도가 3.2wt.%인 경우의 국소 벽면과 냉매 포화 온도와의 차를 측정된 것이다. 국소 벽면 온도차는 냉동유 함유와는 관계없이. 관의 상부, 측부, 하부 순으로 높아진다. 또한, 냉동유의 유입에 따른 냉매의 열전도율 증가 및 포밍 현상과 냉동유 중에 미량 포함되는 계면 활성제에 의한 기포액의 활성화 등으로 순수 냉매보다 각 위치의 국소 온도차들이 조금씩 작아져 증발 열전달 계수가 순수 냉매보

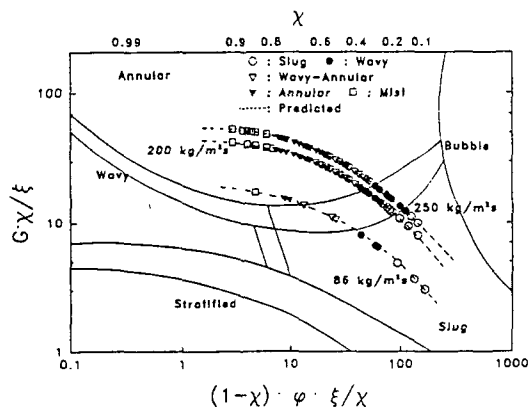


Fig.4 Comparison between observed result and Baker's map modified by Scott

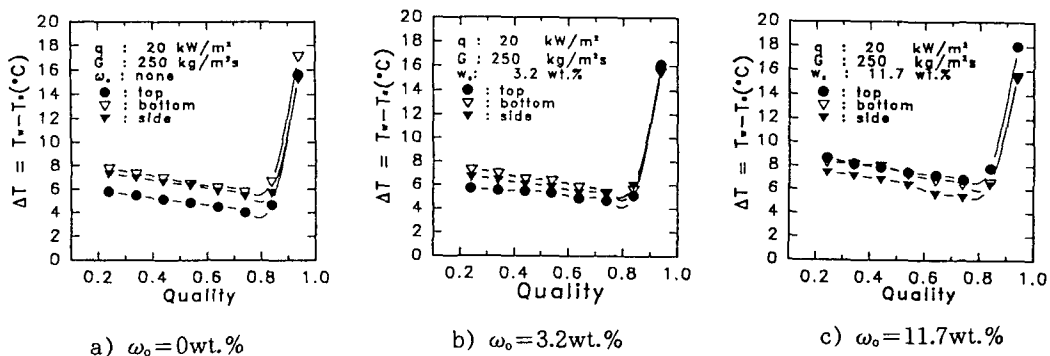


Fig.5 Difference of wall surface temperature and evaporation temperature for HFC-134a and refrigeration oil mixture vs. quality



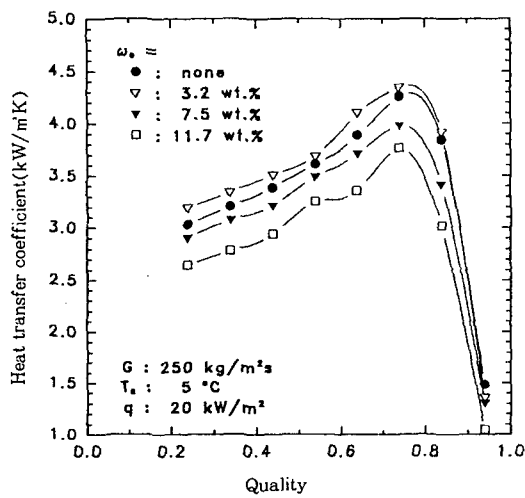
다 향상될 것으로 예측된다. (c)는 냉동유의 농도가 11.7wt.%인 경우의 국소 벽면 온도차를 나타낸 것이다. 측부의 국소 온도차가 가장 작고, 상부와 하부의 국소 벽면 온도차는 별 차이를 보이지 않는 것으로 나타났으며 각 부분의 국소 온도차가 앞의 두 경우보다 전반적으로 높게 나타났다. 이러한 현상은 냉동유 농도가 크므로 해서 냉매-유 혼합물의 점성 계수가 증가하고, 이에 따라 기포 발생, 이탈, 상승, 제면에서의 증기의 발생이 억제되어 열전달이 저하되는 것으로 생각된다. 또한, 액막이 두꺼워져 냉매의 확산이 늦어지는 것도 한 요인으로 생각된다.

3.3 원주 방향 평균 증발 열전달 계수

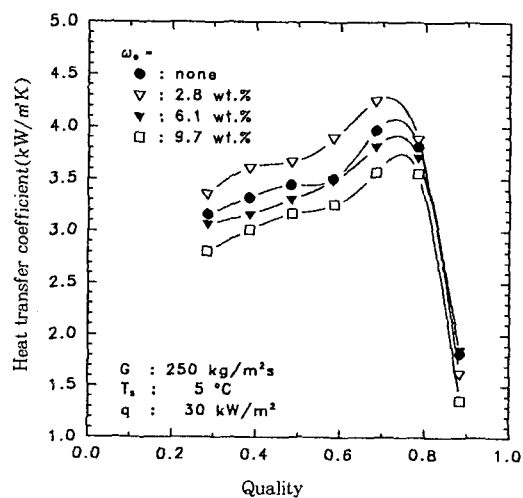
실제 증기 압축 냉동 시스템에서는 냉매와 냉동유가 혼합물의 형태로 순환되고 있어서 저온인 증발기 내의 열전달 특성은 순수냉매와 다른 형태로 나타난다. 따라서, 본 실험에서는 냉동유의 농도를 0~11.7wt.%로 증가시키면서 열전달계수를 측정하였다. Fig.6 a)는 질량속도 250kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 20kW/m<sup>2</sup>일 때, 냉동유 농도를 0~11.7wt.%로

변화시키면서 건도에 따른 열전달 계수를 측정된 결과이다. 유농도가 3.2wt.%인 경우에 전 건도에 걸쳐서 평균 증발 열전달 계수가 가장 높게 나타났으며, 유농도 0wt.%, 7.5wt.%, 11.7wt.%의 순으로 낮아졌다. (b)는 질량속도 250kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 30kW/m<sup>2</sup>일 때, 냉동유 농도를 0~9.7wt.%로 변화시키면서 건도에 따른 열전달 계수를 측정된 결과이다. 이 때도 2.8wt.%일 때 전 건도에서 걸쳐서 평균 증발 열전달 계수가 가장 높게 나타났으며, 유농도 0wt.%, 6.1wt.%, 9.7wt.%의 순으로 낮게 나타났다. 위의 실험 결과, 질량속도 250kg/m<sup>2</sup>s에서는 열유속에는 큰 상관없이 유농도 3wt.% 근처에서 열전달 계수가 높으며 그 이상으로 유농도가 증가할 때는 증발 열전달 계수가 순수 냉매보다 떨어지는 것을 확인할 수 있었다. Fig.7은 유농도의 증가함에 따른 순수 냉매의 열전달율과 비교한 냉동유가 혼입한 냉매의 열전달율을 나타낸 것이다. 질량 속도 200, 250kg/m<sup>2</sup>s, 증발온도 5°C, 열유속 5-30kW/m<sup>2</sup>일 때 유농도 3wt.% 근방을 정점으로 하여 그 이상에서는 유농도가 증가할 수록 열전달 계수가 감소하는 것을 확인하였다.

Fig.8에서는 냉동유의 질량 농도가 0wt.%인 경



a) q=20kW/m<sup>2</sup>



b) q=30kW/m<sup>2</sup>

Fig.6 a) Evaporation that transfer coefficient for HFC-134a and refrigerant-oil mixtures vs. quality

Fig.6 b) Evaporation heat transfer coefficient for HFC-134a and refrigerant-oil mixtures vs. quality

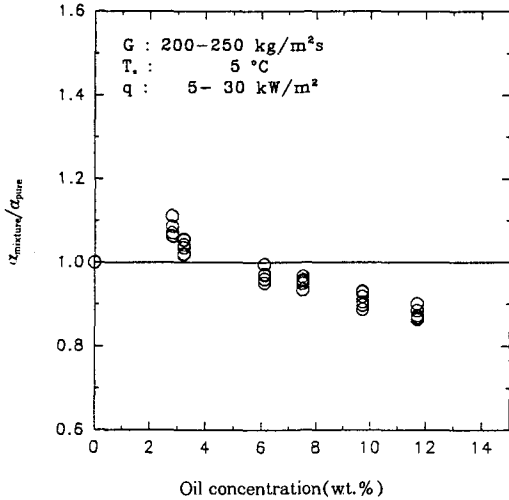


Fig.7  $\alpha_{mixture}/\alpha_{pure}$  vs. oil concentration

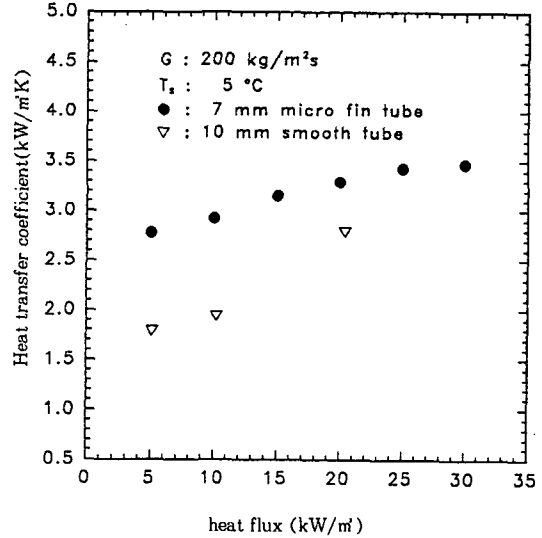


Fig.9 Comparison of heat transfer coefficient between smooth tube and micro-fin tube

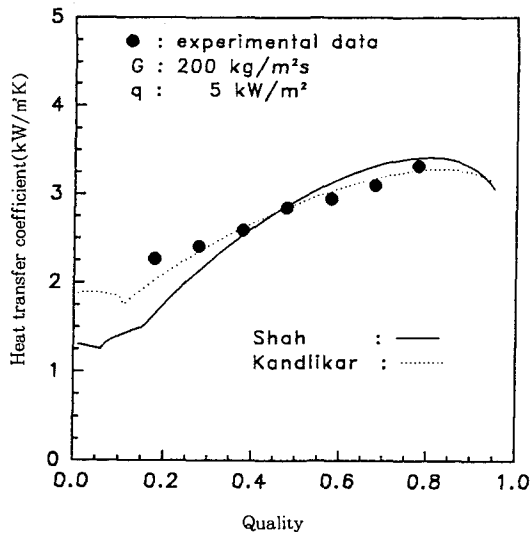


Fig.8 Comparison between experimental heat transfer coefficient and existing correlation

우에 타 실험자들의 관계식으로 구해지는 평균 증발 열전달 계수가 실제 실험으로 측정된 평균 증발 열전달 계수를 비교하여 나타내었다. 질량속도 200kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5kW/m<sup>2</sup>인 실험 조건에서 실험치와 상관식에 의해 구한 값을 비교한 그래프로써, 실험치들이 Shah의 상관식<sup>(12)</sup>으로 구한 값보

다는 Kandlikar의 상관식<sup>(13)</sup>으로 구한 열전달 계수와 비슷한 경향을 나타내는 것을 확인할 수 있었다. 본 실험조건인 질량속도 200, 250kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5~30kW/m<sup>2</sup>의 모든 조건에서 위 그래프와 동일한 결과를 나타내었다.

Fig.9는 증발열전달계수에 미치는 열유속이 영향을 나타낸 것이며, 현재 증발기에서 가장 널리 사용되고 있는 10mm 평환관에서의 실험치와 비교하였다. 질량 속도 200kg/m<sup>2</sup>s, 증발온도 5°C, 증발 온도 5°C인 경우이다. 10mm 평환관의 열전달계수는 Wattelet의 실험치<sup>(14)</sup>를 동일 조건하에서 비교한 것이며, 약 120~150% 정도 마이크로 핀관이 높은 열전달계수를 나타내었다.

#### 4. 결 론

마이크로 핀 수평 증발관에 HFC-134a를 냉매로 사용하였을 때, PAG유가 증발열전달 및 유동양식에 미치는 영향을 파악하기 위하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 마이크로 핀 관에서 순수냉매의 국소 증발열전달계수는 상부, 측부, 하부의 순으로 높았으며, 유농도 3wt.% 정도까지 같은 경향을 나타내었다.

2) 유혼입시 평균 증발 열전달 계수는 유농도 3wt.%에서 최대값을 나타내었으며, 3wt.% 이상에서는 유농도의 증가에 따라 평균 증발열전달계수가 서서히 감소하며, 5wt.% 이상에서는 순수 냉매보다 작았다.

3) 마이크로 핀관에서의 유동 양식은 86kg/m<sup>3</sup>s 정도의 저질량속도 범위에서도 유농도 3wt.% 정도에서, 파상 환상류, 반환상류 및 환상류로 빠르게 천이되었다.

4) 본 실험에서는 질량 속도 200~250kg/m<sup>3</sup>s의 범위내에서 평균 증발열전달계수가 Kandlikar의 관계식과 잘 일치되었다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 92년도 특정기초연구과제의 연구비로 이루어졌으며, 관계자 여러분에게 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Wattelet, J. P. et al., 1991, "An experimental comparison of evaporation characteristics of HFC-134a and CFC-12", X V III International Congress of Refrigeration, Montreal, Quebec, Canada, pp. 1-11
2. 김용찬, 1994, "R-22 대체동향과 냉매주입량 및 팽창변 크기에 따른 성능변화", 한일냉동공조기술세미나, 제 1 회, pp. 44-61
3. 高松 洋 外, 1991, "代替冷媒HFC134aの水平平滑管内蒸發熱傳達の實驗", 日本機械學會論文集(B編), 57卷 534號, pp. 286-290
4. Wattelet, J. P. et al., 1992, "Experimental Evaluation of Convective Boiling of Refrigerants HFC-134a and CFC-12", 28th National Heat Transfer Conference of the ASME, Two-Phase Flow and Heat Transfer, Vol HTD-Vol. 197, pp. 121-127
5. Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1991. "In-Tube Evaporation and Conensation of Refrigerant-Lubricant Mixtures of HFC-134a and CFC-12", AHGRAE Trans. pp. 62-70
6. 鳥越 外 1名, 1993, "水平管内におけるHFC-134aの熱傳達及び壓力損失特性", 冷論, Vol. 10, No. 3, pp. 89-96
7. Hambraeus, K., 1990, "Heat Transfer Coefficient, Two Phase Flow Boiling of HFC-134a", ASHRAE-Purdue CFC conference, Vol. 3, pp. 205-214
8. Ha, Samchul, Bergles, A. E., 1993, "The influence of oil on local evaporation heat transfer inside a horizontal microfin tube", ASHRAE Transactions, pp. 1244-1255
9. 金鍾秀 外 1名., 1995, "蒸發器性能にぼすの影響について", 日本冷凍協會論文集, Vol. 12, No. 1, pp. 1-24
10. 金鍾秀, 1989, "空調用蒸發器における管内流動と傳熱特性に関する研究", 早稲田大學博士學位論文
11. Sandru, E, 1983, "Some aspects concerning the influence of the flow pattern on the evaporation inside horizontal tubes", IIR 16th Int. congress of refrigeration, Commissions B1, Paris, pp. 133-138
12. Shah, M. M., 1982, "Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study", ASHRAE trans., Vol. 88, Park I, pp. 66-86
13. Kandlikar, S. G., 1990, "A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes", Journal of heat transfer, Vol. 22, pp. 219-228
14. Wattelet, J. P. et al., 1991, "An experimental Comparison of Evaporation Characteristics of HFC-134a and CFC-12", University of Illinois, A.C.R.C. Report