

R22 대체 냉매의 마이크로 핀관내 흐름 비등 열전달 특성

한재웅, 김신종, 정동수*, 김영일**

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과, **한국과학기술원 열·유동제어 연구센터

Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of R22 Alternative Refrigerants in a Horizontal Microfin Tube

Jae-Ung Han, Sin-Jong Kim, Dongsoo Jung*, Young-il Kim**

Graduate School of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

**Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 130-650, Korea

(Received December 15, 2000 ; revision received March 9, 2001)

ABSTRACT: Flow boiling heat transfer coefficients (HTCs) of R22, R134a, R407C, and R410A were measured experimentally for a horizontal plain and a microfin tube. Experimental apparatus was composed of 3 main parts: a refrigerant loop, a water loop and a water-glycol loop. The test section in the refrigerant loop was made of a copper tube of 9.52 mm outer diameter and 1 m length for both tubes. The refrigerant was heated by passing hot water through an annulus surrounding the test section. Tests were performed at a fixed refrigerant saturation temperature of 5°C with mass fluxes of 100~300 kg/m²s. Test results showed that at similar mass flux the flow boiling HTCs of R134a were similar to those of R22 for both plain and microfin tube. HTCs of R407C were similar to those of R22 for a plain tube but lower than those of R22 by 25~48% for a microfin tube. And HTCs of R410A were higher than those of R22 by 20~63% for a plain tube and were similar to those of R22 for a microfin tube. In general, HTCs of a microfin tube were 1.8~5.7 times higher than those of a plain tube.

Key words: Heat transfer coefficients(열전달 계수), Flow boiling(흐름 비등), Microfin tube(마이크로 핀관), Enhancement factor(열전달 촉진 계수), Alternative refrigerants(대체 냉매)

기 호 설 명

A : 열전달 면적 [m²]
 C_p : 정압 비열 [kJ/kg · K]
 DP : 압력 강하 [kPa/m]
 G : 질량 유속 [kg/m² · s]

H : 핀 높이 [mm]
 h : 열전달 계수 [W/m² · K]
 $LMTD$: 대수 평균 온도차 [°C]
 n : 핀 수
 T : 온도 [°C]
 Th : 평균 두께 [mm]
 t : 저면 두께 [mm]
 Q : 열량 [W]
 x : 건도

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-863-2270

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

그리스 문자

β	: 나선각 [°]
γ	: 핀각도 [°]

하첨자

<i>exp</i>	: 실험값
<i>in</i>	: 입구측
<i>out</i>	: 출구측
<i>p</i>	: 정압
<i>r</i>	: 냉매측
<i>w</i>	: 물측
<i>wall</i>	: 벽면

1. 서 론

지금까지는 열역학적, 화학적 성질이 우수하고 냉동기 내에서 다른 물질들과의 호환성이 좋은 R22 냉매가 상업용 및 가정용 공조기에 널리 사용되어 왔다. 그러나 최근 들어 오존층 붕괴와 지구 온난화 등의 환경문제로 말미암아 R22 역시 규제대상이 되고 있다. 이러한 규제에 효율적으로 대응하기 위해서는 R22를 대체할 수 있는 냉매의 개발과 시스템 적용이 필수적이다. 대체 냉매(HFC 계열)는 우선 환경친화적이어야 하며 안정성 및 경제성도 있어야 하고 특별히 기존 냉매(CFC 및 HCFC 계열)의 열역학적 물성치와 유사한 특성을 지녀야 한다. 그러나 기존 냉매의 특성을 완벽히 만족시키는 냉매는 없으므로 대체 냉매 적용시 공조기의 재설계가 불가피하다. 특히 공조기에서 기존 냉매와 동일한 성능을 얻기 위해서는 효율적인 증발기를 개발해야 하며 이를 위해서는 대체 냉매의 열전달 계수를 측정하는 것이 필수적이다.

증발기는 공조기의 크기와 성능에 크게 영향을 미치는 중요한 요소이므로 증발기에 사용되는 전열관의 성능을 향상시켜 시스템을 고효율화, 소형화하기 위한 연구가 지금까지 많이 수행되어 왔다. 특히 증발기용 전열관의 경우에는 1970년 대부터 일본의 Hitachi사의 Fujie et al.⁽¹⁾에 의해 마이크로 핀관이 개발된 이래로 핀의 높이, 각도, 개수, 나선각 등의 기하학적 변수들에 의한 성능

향상이 체제적으로 연구 개발되어 왔으며 그 결과 기존의 R22 냉매용 증발기의 핀의 형상이 거의 고정된 상태이다.

마이크로 핀관은 난류 형성과 열전달 면적 증가 등으로 인하여 평관에 비해 압력 강하와 열전달 성능이 다 증가하지만 후자로 인한 효과가 더 크므로 공조기 적용시 전체적으로 시스템 성능이 향상된다. 예를 들어 Schlager et al.⁽²⁾에 의하면 외경 9.52 mm의 마이크로 핀관에 R22를 적용하는 경우 평관에 비해 열전달 계수는 60~100% 정도 증가하나 압력 강하는 30~40% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 또한 전열관의 관내측 형상 변경과 공기측 핀의 형상 변경에 따른 투자비를 비교하면 전자가 더 경제적이므로 많은 경우 마이크로 핀관을 증발기에 적용하고 있다.

몬트리얼 의정서 이후에 여러 연구자가 마이크로 핀관에 대체 냉매를 적용할 경우 열전달 특성이 어떻게 변하는가에 대해 활발히 연구를 수행해 왔다. 예를 들어 Schlager et al.,⁽²⁾ Chamra and Webb,⁽³⁾ Kuo and Wang⁽⁴⁾은 R22, Uchida et al.⁽⁵⁾는 R32/R125/R134a(30/10/60), Toricoshi and Ebisu⁽⁶⁾는 R22와 R407C, Eckels et al.⁽⁷⁾은 R134a, Thome et al.⁽⁸⁾은 R134a와 R407C, 신지영 등,⁽⁹⁾ 임병한 등⁽¹⁰⁾은 R410A를 작동 유체로 하여 마이크로 핀관에서의 증발 열전달 특성을 살펴보았다. 그러나 이런 연구에도 불구하고 현재 R22의 대체 냉매로 검토되고 있는 R134a, R407C, R410A 등의 냉매들에 대한 체계적인 데이터는 여전히 부족한 실정이다. 특히 동일한 실험장치 및 방법에 의해 데이터를 측정하고 이를 바탕으로 절대 및 상대 평가를 한 경우는 그리 많지 않다.

이에 본 연구에서는 동일한 실험장치와 조건하에서 평관과 마이크로 핀관을 사용하여 R22와 그 대체 냉매로 검토되고 있는 R134a, R407C, R410A의 흐름 비등 열전달 계수 및 압력 강하를 측정하고 그 특성을 비교 고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 2차 유체 가열 흐름 비등 열전달 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 냉매 순환부, 물 순환부, 물-에틸렌글리콜 순환부의 세

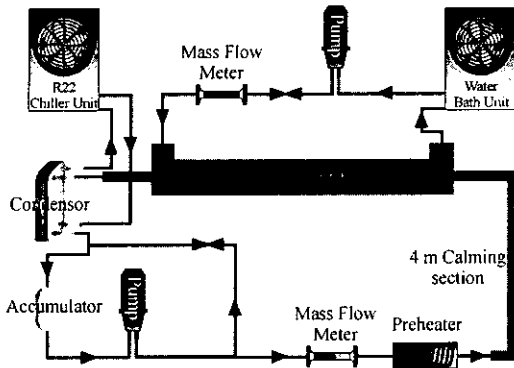


Fig. 1 Schematic diagram of test apparatus.

부분으로 구성되어 있다. 냉매 순환부는 냉매 펌프, 냉매 필터, 질량 유량계, 예열기, 주시험부, 판형 열교환기로 된 응축기, 냉매 수액기로 구성되어 있다.

예열기는 외경 15.88 mm, 길이 8 m의 동관에 직경 8 mm의 씨즈히터(Sheath heater)를 넣어 최대 9 kW를 공급할 수 있도록 만들었고 가변전원 공급장치를 사용하여 공급되는 열량을 조절하였다. 예열기 뒤에는 약 4 m 정도의 단열된 관을 설치하여 냉매가 열을 받지 않고 흐르면서 평형상태를 이룬 뒤 시험부에 들어가게 했으며 시험부 입구에서의 온도와 압력 측정을 통해 냉매가 평형을 이루고 있음을 확인했다.

주시험부는 이중관 열교환기 형태로 내관은 외경 9.52 mm 동관, 외관은 외경 19.05 mm 동관으로 구성하였으며 내관에는 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상 공간에는 물을 흐르게 하여 대향류로 열교환하게 하였다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 실제 열교환이 일어나는 주시험부의 길이는 1.0 m이며 냉매의 입구 쪽에서 각각 0.4 m, 0.7 m 되는 곳에 열 에폭시를 사용하여 내관의 외부 표면에 T-type 열전대를 접착시켜 벽면 온도를 직접적으로 측정하였다. 열전대 접착시 관벽에 조그만 흠을 파서 열전대를 삽입한 뒤 은납 용접으로 흠을 덮어서 2차 유체의 흐름에 영향을 주지 않도록 주의하였다.

물 순환부는 주시험부에 들어가는 물의 온도를 일정하게 하기 위해 8 kW급 항온조를 사용하였고 물의 유량을 측정하기 위하여 코리올리스(Coriolis) 효과를 이용한 정밀도 ±2%인 정밀 질량 유량계를 설치하였으며 물의 입출구 온도를 측정하기 위해서 티-유니온을 사용하였다. 물-에틸렌

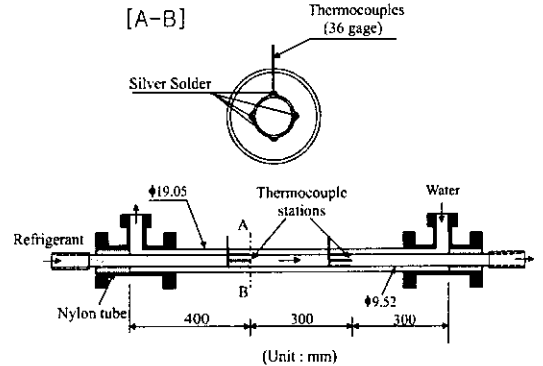


Fig. 2 Schematic diagram of test section.

글리콜 순환부는 7.5톤급 R22 칠러를 통해 정밀하게 온도가 제어되어 주시험부에서 나온 2상 상태의 냉매를 과냉시키도록 하였다.

본 실험의 가장 큰 특징 중 하나는 기존의 연구에서처럼 4~8 m 증발관에 대하여 단번에 평균 열전달 계수를 구하는 것에 반하여 본 실험장치는 주시험부의 길이를 1 m로 짧게 제작하여 주시험부에서의 건도변화를 최대한 작게 ($\Delta x \approx 0.085$) 하므로 실제 증발기 전체 구간의 데이터를 가능한 한 국부 열전달 계수에 가깝게 측정하였다는 점이다.

냉매측의 입출구의 온도를 측정하기 위해 정밀도가 ±0.01 °C인 RTD(ASL사 F250) 정밀 온도계를 사용하였고 압력은 PX800-500GV(OMEGA사) 정밀 압력계로 측정하였으며, 시험부 양단의 차압을 측정하기 위해서 PX821-030DV(OMEGA사) 정밀 차압계를 사용하였다. 그리고 압력, 유량, 전력 등의 모든 신호는 데이터 수록장치(Hewlett Packard사 HP3852A)에서 수집하였다. 실험장치에 관한 보다 자세한 내용은 한재용 등⁽¹¹⁾의 연구

Table 1 Specifications of test tubes

Components	Symbol	Plain	Micro-fin
Outside diameter	O.D.(mm)	9.52	9.52
Inside diameter	I.D.(mm)	8.82	8.80
Average thickness	T_h (mm)	0.35	0.36
Bottom wall thickness	t (mm)	-	0.3
Depth of Micro-fin	H (mm)	-	0.2
Inclination angle	β (°)	-	18
Number of Micro-fin	n	-	60
Fin angle	γ (°)	-	53

를 참조하기 바란다.

본 실험에서 사용한 평관과 마이크로 핀관에 대한 규격은 Table 1과 같다.

2.2 실험방법 및 조건

실험을 수행하기 위해 우선 진공 펌프를 약 10 시간 가동시켜 실험장치를 절대 진공(2 kPa)에 가깝게 만든 후 냉매를 적정량 주입하고, R22 칠러와 항온조의 물 펌프를 가동한다. 그 후 냉매 펌프를 가동시켜 냉매 유량, 예열기의 열량, 환상 공간을 흐르는 열전달 유체인 물의 온도와 유량(80 g/s), 냉각수의 유량 등을 조절하여 원하는 조건의 정상 상태에 이르면 온도, 압력, 유량 등을 데이터 수록 장치에서 약 20분간 측정하였다. 모든 냉매에 대해 증발 온도는 $5 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 로, 질량 유속은 100, 200, 300 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 로, 평균 열유속은 약 $7.3 \sim 7.7 \text{ kW/m}^2$ 로 고정하였는데 이 값들은 현재 냉동공조기에서 가장 많이 사용되는 값이다.

2.3 실험자료의 처리 및 불확실성

예열기가 냉매에 공급한 열량은 전력계로 측정하였고, 예열기 입구에서 냉매의 엔탈피는 그 부분의 온도와 압력을 측정함으로써 결정할 수 있다. 따라서 에너지 보존의 법칙을 이용하여 예열기 출구에서 냉매의 엔탈피를 구할 수 있다. 이렇게 구한 엔탈피와 실제로 측정된 압력을 가지고 상태방정식을 이용하면 예열기 출구, 즉 주시험부 입구의 건도를 구할 수 있다. 한편 주시험부에서의 건도 변화도 위와 동일한 방법으로 구할 수 있다.

냉매측의 열전달 계수를 구하기 위해서는 벽면의 온도와 냉매의 온도 그리고 냉매가 얻은 열량 등을 알아야 하는데 벽면의 온도는 Fig. 2에 있는 것처럼 두 부분에서 열전대를 사용하여 직접 측정하였고 냉매의 온도는 냉매측 입출구의 온도를 이용하여 역시 그 두 부분에서 선형 보간식에 의해서 구하였다. 압력 강하로 인한 냉매의 온도 강하가 최대 $0.3 \sim 0.4^\circ\text{C}$ 정도이므로 선형 보간에 의한 오차는 크지 않다. 이 방법의 경우 냉매가 얻은 열량이 물이 잃은 열량과 같다고 가정하고 8개의 열전대가 잃은 온도를 평균하고 열전대가 달린 두 부분에서의 냉매 온도를 평균하여 식(1), (2)와 같이 열전달 계수를 구하였다. 열전달 계수

의 측정에 따른 실험 오차는 Kline and Mc-Clintock⁽¹²⁾이 제안한 방법을 사용하여 예측하였으며 평관의 경우 3.6%, 마이크로 핀관의 경우 7.1% 정도로 나타났다.

$$h = \frac{Q_r}{(T_{wall} - T_r)A} \quad (1)$$

$$Q_w = Q_r = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (2)$$

3. 결과 및 고찰

본 논문에서는 외경이 9.55 mm인 평관과 마이크로 핀관으로 구성된 동일한 실험장치를 이용하여 증발 온도는 $5 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 로, 질량 유속은 100, 200, 300 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 로, 열유속은 약 $7.3 \sim 7.7 \text{ kW/m}^2$ 로 고정한 채 R22와 그 대체 냉매인 R134a, R407C, R410A의 흐름 비등 열전달 계수 및 압력 강하를 체계적으로 측정하였다.

3.1 동일 조건에서 여러 냉매의 열전달 계수 비교

Figs. 3~5와 Figs. 6~8은 각각 평관 및 마이크로 핀관을 사용하여 질량 유속 100, 200, 300 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 취한 냉매들의 열전달 계수를 보여 준다. 먼저 평관의 경우 질량 유속이 100 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때 R22, R134a, R407C의 열전달 계수는 비슷하였고 R410A의 열전달 계수는 R22에 비해 무려 63%나 높은 것으로 나타났다. 질량 유속이 이처럼 작은 경우 주로 성층 유동이 발생하며 그 결과 전체적으로 열전달 계수가 건도에 관계없이 일정한 것으로 나타났다. 한편 질량 유속이 200 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 와 300 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때 R134a의 열전달 계수는 R22에 비해 12~13% 정도 높게, R407C의 열전달 계수는 비슷하게 나타났다. 반면에 R410A의 열전달 계수는 R22에 비해 20~23% 정도 높았고, 특히 고건도 영역보다는 저건도 영역에서 열전달 계수가 높은 경향을 보였다.

한편 마이크로 핀관을 사용한 경우 전 질량 유속에 대해 R134a의 열전달 계수는 R22와 비슷하게 나타났으며 R410A의 경우에는 저건도 영역에서는 R22와 비슷하나 고건도 영역에서는 건도가 진행할수록 R22보다 낮은 현상을 보였다. 한편 R407C는 다른 냉매들보다 열전달 계수가 낮은

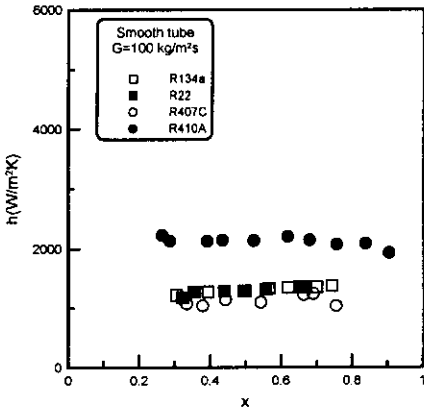


Fig. 3 Comparison of HTC's at 100 kg/m²s on a smooth tube.

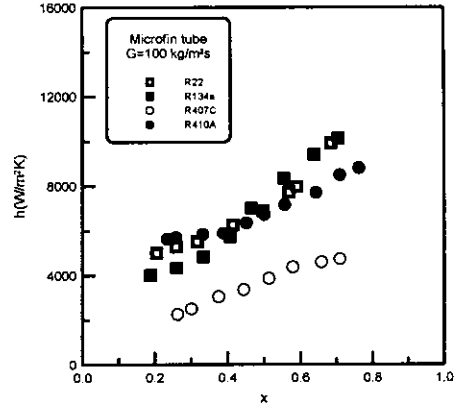


Fig. 6 Comparison of HTC's at 100 kg/m²s on a microfin tube.

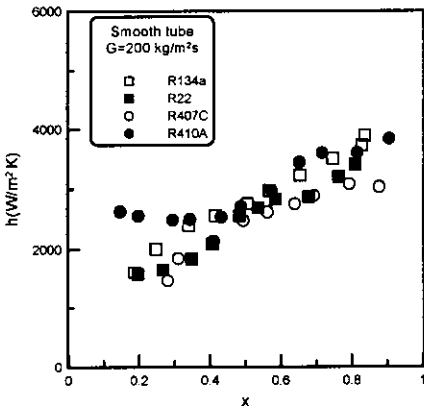


Fig. 4 Comparison of HTC's at 200 kg/m²s on a smooth tube.

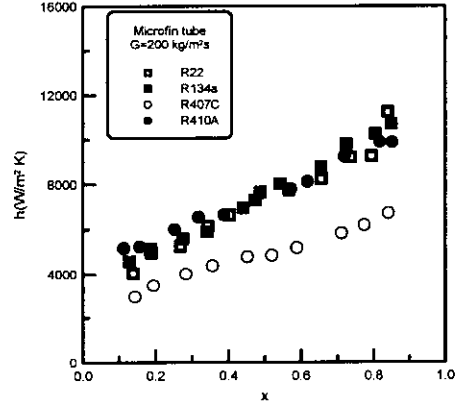


Fig. 7 Comparison of HTC's at 200 kg/m²s on a microfin tube.

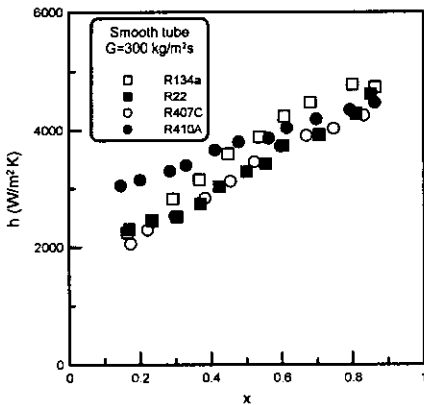


Fig. 5 Comparison of HTC's at 300 kg/m²s on a smooth tube.

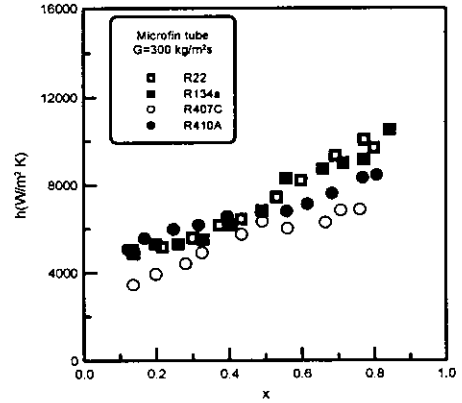


Fig. 8 Comparison of HTC's at 300 kg/m²s on a microfin tube.

것으로 나타났으며 R22와 비교하면 25~48% 정도 낮은 것으로 나타났다. 그러나 R407C의 열전달 계수는 질량 유속의 증가에 따라 높게 나타나 300 kg/m²s에서는 R22에 비해 그 차이가 그리 크지 않은 것으로 나타났다.

3.2 질량 유속과 건도에 따른 열전달 계수의 변화

평균에서는 모든 냉매에 대해 전체적으로 질량 유속이 증가할수록, 건도가 증가할수록 열전달 계수가 증가하여 통상적인 이상 유동 열전달 특성을 관찰할 수 있었다. 그러나 마이크로 핀관에서는 R22, R134a, R410A의 경우 건도가 증가할수록 열전달 계수가 증가하였으나 질량 유속의 영향은 거의 없어 전 유량에 걸쳐 열전달 계수가 비슷하게 나타났다. 반면에 R407C의 경우는 건도 뿐만 아니라 질량 유속의 증가에 따라 열전달 계수가 증가하였다.

3.3 타 연구자들의 상관식과 평균 데이터 비교

Figs. 9~11은 평균에서 취한 실험 데이터를 Shah,⁽¹³⁾ Gungor and Winterton,⁽¹⁴⁾ Kandlikar⁽¹⁵⁾ 등의 열전달 상관식과 비교한 것이다. 순수 냉매인 R22와 R134a의 경우 Shah⁽¹³⁾의 상관식은 전 구간에서 10% 정도의 오차를 보이며 정성적으로 뿐만 아니라 정량적으로도 잘 일치하며 Gungor and Winterton⁽¹⁴⁾의 상관식은 저유량, 저건도에서 실험 데이터를 과대 평가하고 있지만 평균 오차는 20% 정도로 무난한 것으로 나타났다. 한편 Kandlikar⁽¹⁵⁾의 상관식도 Gungor and Winterton⁽¹⁴⁾의 상관식과 비슷한 경향을 보였다.

혼합 냉매인 R407C와 R410A의 경우 Shah⁽¹³⁾ 그리고 Gungor and Winterton⁽¹⁴⁾의 흐름 비등 열전달 상관식과 실험 데이터를 비교하였다. Fig. 9, 10에서 볼 수 있듯이 Shah⁽¹³⁾의 상관식은 평균적으로 10% 오차를 보이며 실험 데이터와 잘 일치하였고 Gungor and Winterton⁽¹⁴⁾의 상관식은 20% 내에서 대체로 일치하였다. 흐름 비등 열전달에서 10%의 오차는 상당히 우수한 것으로 평가되므로 R407C 및 R410A 혼합 냉매의 경우에도 Shah⁽¹³⁾의 상관식을 사용하면 혼합 냉매의 평균에서의 흐름 비등 열전달 계수를 잘 예측할 수

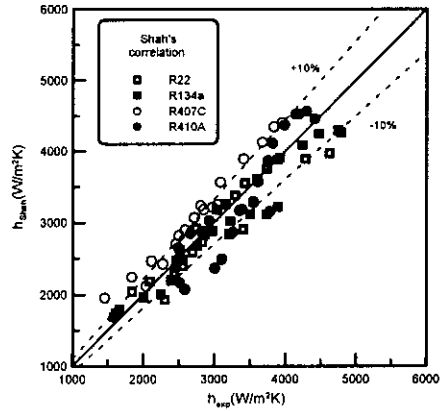


Fig. 9 Comparison of HTC with Shah's correlation.

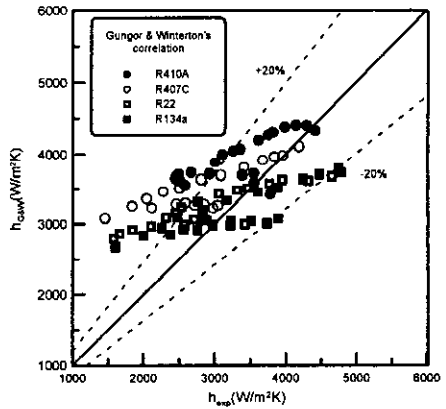


Fig. 10 Comparison of HTC with Gungor & Winterton's correlation.

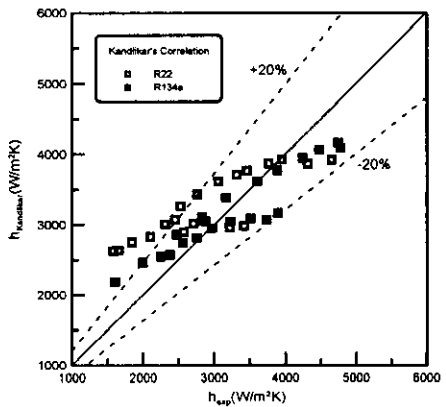


Fig. 11 Comparison of HTC with Kandlikar's correlation.

있을 것으로 사료된다. 한편 Kandlikar⁽¹⁵⁾의 상관식은 유체간의 서로 다른 핵 비등의 영향을 고려하는 유체 의존 상수를 필요로 하는데 혼합 냉매들에 대한 유체 의존 상수가 없으므로 실험 데이터와 비교할 수 없었다.

3.4 열전달 촉진 계수

열전달 촉진 계수란 열전달 촉진관의 열전달 계수가 평관에 비해 얼마나 높은가를 보여주는 계수로 본 논문에서 열전달 촉진 계수는 동일한 조건에서 취한 마이크로 핀관의 열전달 계수를 평관의 열전달 계수로 나눈 값이다. Table 2는 질량 유속에 따른 여러 냉매의 열전달 촉진 계수를 보여준다.

이 표를 통해 전체적으로 질량 유속이 증가함에 따라 열전달 촉진 계수가 감소하는 것을 알 수 있는데 그 이유는 마이크로 핀관의 형상에 따른 유동 형태의 변화 때문으로 생각된다. 3.1절에서 설명하였듯이 유량이 작을 경우 평관에서는 대부분의 영역에서 열전달 계수가 낮은 상층 유동이 발생하는 데 반해 마이크로 핀관에서는 나선각을 지닌 핀들로 인해 기액 계면에 작용하는 전단력이 관의 길이 방향뿐만 아니라 원주 방향으로도 작용하여 하단부에 고여 흘러가는 액체를 상단부로 넘쳐 흘러가게 유도하는 것으로 판단된다. 따라서 액체가 관의 원주 방향으로 고루게 분포하게 하여 액막의 두께가 얇아지고 결국 열저항을 감소시켜 열전달을 향상시킨다. 또한 핀에 의한 난류 강도의 증가와 열전달 면적의 증가로 인해 열전달이 크게 향상되므로 열전달 촉진 계수가 높게 나타났다. 반면에 고유량에서는 빠른 유속에 의해 이미 환상 유동이 형성된 상태이기 때문에 유동 형태의 변화에 따른 열전달 향상 효과는 적으며 단지 난류 강도의 증가와 열전달 면적의 증가에 따른 열전달의 향상 효과만 나타나므로 열전달 촉진 계수가 낮은 것으로 사료된다.

한편 순수 냉매인 R22, R134a의 열전달 촉진

Table 2 Heat transfer enhancement factors

	R22	R134a	R407C	R410A
100 kg/m ² s	5.06	5.18	3.26	3.28
200 kg/m ² s	2.94	2.67	1.98	2.53
300 kg/m ² s	2.14	1.93	1.69	1.81

계수가 혼합 냉매인 R407C, R410A보다 약 35% 높게 나타나므로 순수 냉매 적용시 마이크로 핀관의 효과를 더욱 크게 기대할 수 있었는데 아마도 이것은 부분적으로 본 실험에서 사용한 마이크로 핀관이 R22 등의 순수 냉매에 적합하게 설계된 데 기인하는 것으로 사료된다. 따라서 R407C, R410A의 혼합 냉매에 적합한 핀의 형상에 대한 연구도 필요하리라 생각된다.

3.5 냉매들의 압력 강하 특성

Fig. 12는 마이크로 핀관에서 건도에 따른 여러 냉매의 압력 강하를 보여준다. 일반적으로 냉매의 압력 강하는 건도가 증가할수록 커지는 것으로 나타났다. 냉매별 압력 강하는 증기압이 비슷한 R22와 R407가 비슷한 것으로 나타났고 증기압이 상대적으로 가장 낮은 R134a의 압력 강하가 가장 큰 것으로 나타났으며 증기압이 상대적으로 가장 높은 R410A의 압력 강하가 가장 작게 나타났다. 또한 질량 유속이 클수록 압력 강하가 큰 것으로 나타났으며 평관과 마이크로 핀관의 압력 강하를 비교한 결과 마이크로 핀관의 압력 강하가 고건도 영역에서 25~30% 정도 크게 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 현재 가정용 에어컨의 냉매로 쓰이고 있으나 오존을 붕괴시키므로 환경 친화적 냉매로 대체시켜야 하는 R22와 이를 대체할 수 있는 R134a, R407C, 그리고 R410A의 흐름 비등

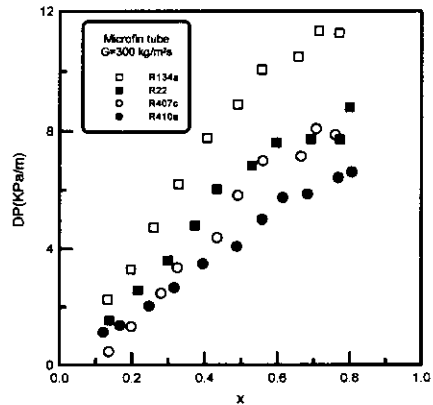


Fig. 12 Comprison of pressure drop on a microfin tube.

열전달 계수를 측정하기 위한 장치를 제작하여 동일한 증발 온도와 열유속하에서 질량 유속을 100, 200, 300 kg/m²s로 변화시켜 가면서 열전달 계수와 압력 강하를 측정하였다.

(1) 평관의 경우 모든 냉매에 대해 건도와 질량 유속이 증가함에 따라 열전달 계수가 증가하였다. 반면에 마이크로 핀관의 경우에는 R22, R134a, R410A의 열전달 계수는 질량 유속에 상관없이 비슷하였고 단지 건도의 증가에 따라 증가하였다. 한편 R407C의 열전달 계수는 질량 유속과 건도가 증가할수록 증가하였다.

(2) 평관의 경우 R407C의 열전달 계수는 R22와 비슷하였고 R134a의 열전달 계수는 R22보다 12~14% 높은 것으로 나타났으며 R410A의 열전달 계수는 R22보다 20~56% 높은 것으로 나타났다.

(3) 마이크로 핀관에서는 R22와 R134a의 열전달 계수가 비슷하였고 R407C의 열전달 계수는 다른 냉매에 비해 24~50% 정도 낮았다. 한편 R410A는 R22와 대체적으로 비슷한 분포를 나타내었다.

(4) 마이크로 핀관을 사용하면 평관에 비해 열전달 계수가 1.6~5.2배 정도 증가하였으며 이 같은 열전달 촉진은 실험조건과 냉매에 따라 변화하였다. 한편 모든 냉매에 대해 질량 유속이 증가함에 따라 열전달 촉진률은 감소하였다.

(5) 압력 강하는 증기압이 가장 높은 R410A가 가장 작았고 증기압이 가장 낮은 R134a가 가장 큰 것으로 나타났다. 또한 마이크로 핀관의 압력 강하가 평관에 비해 컸으며 이는 마이크로 핀관의 거친 표면 형상 때문인 것으로 판단된다.

(6) 순수 냉매와 혼합 냉매 모두에 대해 정량적으로나 정성적으로 Shah의 상관식이 가장 잘 일치하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행되었습니다.

참고문헌

- Fujie, K., Itoh, M., Innami, T., Kimura, H., Nakyama, W. and Yanagida, T., 1977, Heat Transfer Pipe, U.S. Patent 4,044,797, assigned to Hitachi, Ltd.
- Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1990, Evaporation and Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal, 12.7 mm Microfin Tubes with Refrigerant 22, *Int. J. of Heat transfer*, Vol. 112, pp. 1041-1047.
- Chamra, L. M., Webb, R. L. and Radlett, M. R., 1996, Advanced Microfin Tubes for Evaporation, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 9, pp. 1827-1838.
- Kuo, C. S. and Wang, C. C., 1996, In-tube Evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm Micro-fin/Smooth tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 2559-2569.
- Uchida, M., Itoh, M., Shikazono, N. and Kudoh, M., 1996, Experimental Study on the Heat Transfer Performance of a Zeotropic Refrigerant Mixture in Horizontal Tubes, *Proceedings of 1996 International Refrigerant Conference at Purdue*, pp. 133-138.
- Torikoshi, K. and Ebisu, T., 1994, In-tube Heat Transfer Characteristics of Refrigerant Mixtures of HFC-32/134a and HFC-32/125/134a, *Proc. 1994 Int. Refrigeration Conf. at Prudue*, July 19-22, pp. 293-298.
- Eckels, S. J., Deorr, T. M. and Pate, M. B., 1997, Heat Transfer Coefficients and Pressure Drops for R-134a and an Ester Lubricant Mixture in a Smooth Tube and a Microfin Tube, *ASHRAE Trans.* 104(1).
- Thome, J. R., 1998, Boiling and Evaporation of Fluorocarbon and Other Refrigerants: A State-of-the-art Review, Report Prepared for ARI Arlington, Virginia 22203-1627.
- Shin, J. Y., Kim, M. S. and Ro, S. T., 1996, Experimental Study on Convective Boiling Heat Transfer for Pure Refrigerants and Refrigerant Mixtures in a Horizontal Tube, *Trans. of KSME(B)*, Vol. 20, No. 2, pp. 730-740.
- Lim, B. H., Shin, J. S. and Kim, M. H., 1998, Evaporation Heat Transfer Charac-

- teristics of R22 and R410A in Smooth and Microfin Tubes, Proceedings of the SAREK, pp. 97-102.
11. Han, J.-U., Kim, S.-J., Jung, D. S. and Kim, Y.-I., Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of R22 Alternative Refrigerants in a Horizontal Smooth Tube, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, submitted for review.
 12. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, Mechanical Engineering 75, pp. 3-8.
 13. Shah, M. M., 1982, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer Equations and Further Study, ASHRAE Trans., Vol. 88, Part 2, pp. 66-86.
 14. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.
 15. Kandlikar, S. G., 1990, A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes, J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 219-228.
 16. Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1992, Evaporation and Condensation of HFC-134a and CFC-12 in a Smooth and a Microfin Tube, pp. 71-81.
 17. Kedzierski, M. A., 1993, Horizontal Nucleate Flow Boiling Heat Transfer Coefficient Measurements and Visual Observations for R12, R134a, and R134a/ester Lubricant Mixtures, NIST, Report NISTIR 5144, Gaithersburg, MD.
 18. Torikoshi, K. and Ebisu, T., 1993, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-134a, R-32, and a Mixture of R-32/R-134a inside a Horizontal Tube, ASHRAE Trans., Vol. 99, Part 2, pp. 90-96.
 19. Kuo, C. S. and Wang, C. C., Cheng, W. Y. and Lu, D. C., 1995, Evaporation of R22 in a 7 mm Micro-fin Tube, ASHRAE Trans. Vol. 95, pp. 1055-1061.