

마이크로핀관내 유동 양식과 응축 열전달 특성 연구

한 동 혁, 이 규 정*

고려대학교 대학원 기계공학과, *고려대학교 기계공학과

Experiments on Condensation Heat Transfer Characteristics and Flow Regime Inside Microfin Tubes

Dong-Hyouck Han, Kyu-Jung Lee*

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received December 14, 2001; revision received May 10, 2001)

ABSTRACT: Experiments on the condensation heat transfer characteristics inside a smooth and a microfin tube with R410A/R22 are performed in this study. The test tubes 7/9.52 mm in outside diameters and 3 m in length are used. Varying the mass flux of the refrigerant and the condensation temperatures, the average heat transfer coefficients and pressure drop are investigated. Most flows in this study are in the annular and/or wavy flow regime. It is shown that the heat transfer is enhanced and the pressure drops are larger in the microfin tube than the smooth tube. From the heat transfer enhancement coefficients and the pressure drops, it is found that the high heat transfer enhancement factors are obtained in the range of small mass flux while the penalty factors are almost equal. Experiments results show that average heat transfer coefficients of R410A is larger than that of R22 and pressure drop of R410A is less than R22.

Key words: Microfin tube(마이크로핀관), Condensation heat transfer(응축 열전달 계수), Heat transfer enhancement(열전달 향상 계수), Pressure drop penalty factor(압력 강하 계수)

기 호 설 명

C_p : 정압 비열 [kJ/kgK]

D_o : 외경 [mm]

D_m : 마이크로핀관의 평균 내경, 평활관의 내경 [mm]

EF : 열전달 향상 계수

F_{TD} : 무차원 계수, $F_{TD} = \left[\frac{\rho_g j_g^2}{(\rho_f - \rho_g) g D_M} \right]^{0.5}$

G : 질량 유속 [kg/m²s]

g : 중력 가속도 [m/s²]

HR : R410A와 R22의 열전달계수 비

h : 열전달 계수 [W/m²s]

j : 겉보기 속도 [m/s]

L : 시험부 길이 [mm]

m : 질량 유량 [kg/s]

PF : 압력 강하 손실 계수

PR : R410A와 R22의 압력 강하량 비

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3756; fax: +82-2-928-9768

E-mail address: harlock@korea.ac.kr

Q : 열전달량 [W]

q : 열유속 [W/m^2]

T : 온도 [$^{\circ}C$]

ΔT : 온도차 [$^{\circ}C$]

X : Lockhart-Martinelli 계수,

$$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1}$$

x : 건도

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

avg : 평균

c : 응축

f : 액체

g : 기체

ref : 냉매

w : 벽면

1. 서 론

오존층 파괴 및 지구 온난화에 관계되는 CFC/HCFC 계열의 냉매 사용금지에는 대체냉매의 개발 및 이에 따른 열시스템의 성능 해석과 개발을 요하고 있다. 현재 주로 가정용 냉동기와 공조기로 사용되고 있는 R22의 대체냉매로 R407C와 R410A가 주목되고 있으며, R407C가 온도 강하 특성을 가진데 비해 R410A는 R22에 비해 높은 열전달 계수를 갖고 있으며, 압력 강하량도 작게 나타나는 반면 온도 강하 특성은 거의 없어 대체냉매로 유력시되고 있다. 그러나 R410A는 시스템 전체의 압력이 1.6배 정도 상승하는 단점을 갖고 있다.

마이크로핀관은 높은 열전달 향상 정도에 비해 압력 강하량은 적어 현재 가정용 공조기나 냉동기기로 사용되어 에너지 절약과 열교환기 소형화에 기여하고 있다.

최초의 마이크로핀관은 Fujie 등에 의해 Hitachi Cable사에서 개발되었으며, Shinohara and Tobe⁽¹⁾에 의해 형상이 발전되어 현재 50~70개의

핀, 8~30 $^{\circ}$ 의 나선각, 0.1~0.2 mm의 핀 높이를 갖는 외경 4~20 mm의 다양한 형태의 마이크로핀관이 제작되어 사용되고 있다. Khanpara et al.⁽²⁾은 8개의 다른 제작사의 외경 9.5 mm의 마이크로핀관들에 대하여 R113의 증발 열전달 특성을 실험하였으며 65개의 핀을 갖는 관이 가장 뛰어난 성능을 나타낸다고 제시하였고, 열전달 향상 정도는 관에 따라 1.2에서 2.7까지 변함을 보고하였다. Shinohara and Tobe⁽¹⁾는 외경 9.5 mm 마이크로핀관의 R22 응축실험에서 나선각을 10 $^{\circ}$ 에서 30 $^{\circ}$ 까지 변화시킴에 따라 대략 20%의 열전달 향상 정도를 보임을 보고하였다. Shinohara and Hori⁽³⁾는 외경 4.0~12.7 mm 사이의 20개의 마이크로핀관을 실험하였고 이 중 외경 7 mm의 마이크로핀관이 가장 우수한 성능을 나타낸다고 보고하였다. Schlager⁽⁴⁾는 나선각이 15 $^{\circ}$ 에서 25 $^{\circ}$ 까지 변화하는 세 종류의 외경 12.7 mm의 마이크로핀관에 대하여 R22의 증발 및 응축실험을 하였고, 응축에서는 나선각 18 $^{\circ}$ 에서, 증발에서는 25 $^{\circ}$ 에서 가장 우수한 성능을 보임을 보고하였다. 또한 열전달 향상 계수는 1.4에서 1.9까지 변화하였고, 압력 강하 손실 계수는 1.4에서 1.9까지 변화한다고 보고하였다. Eckels and Pate⁽⁵⁾는 R134A와 R12 모두에서 열전달 향상 계수가 압력 강하 손실 계수에 비해 크게 나타남을 보고하였고, R134A의 열전달 계수가 R12에 비해 증발시 40%, 응축시 25% 높게 나타남을 보고하였다. Chamra and Webb⁽⁶⁾은 외경 15.88 mm의 마이크로핀관에서 응축과 증발 모두에서 질량 유량이 증가함에 따라 열전달 향상 계수가 감소함을 보고하였다. 또한 응축의 경우 나선각이 증가함에 따라 열전달 계수가 증가하였으나, 증발의 경우 나선각 20 $^{\circ}$ 에서 가장 높은 열전달 계수를 보임을 보고하였다. Kuo and Wang⁽⁷⁾은 외경 9.52 mm의 마이크로핀관의 증발 실험에서 열유속, 질량 유속, 증발 압력의 열전달 계수에 미치는 영향에 대해 보고하였다. Shigeru et al.⁽⁸⁾은 R11의 압력 강하량을 측정하여 마찰 압력 상관식을 제시하였고, 8.3% 내에서 실험값이 제시된 상관식과 일치함을 보였다. 또한 공업용 보어스코프를 통하여 관내 유동 상황을 촬영하였다. Cavallini⁽⁹⁾, Kedzierski⁽¹⁰⁾, Koyama⁽¹¹⁾등은 마이크로핀관에 대하여 이상 유동 상관식을 제안하였으나 유동 양식 및 관형상의 복잡성 등으로 신뢰성이 적고 대

채냉매로의 적용 가능성을 타진해야 하는 상황이다.

본 연구에서는 대체냉매로 주목받고 있는 R410A 및 기존의 R22를 사용하여 대체냉매 특성에 대한 실험적 결과를 획득하였고, 직경 9.52 mm와 7.0 mm의 마이크로핀관과 평활관 각각의 전열 성능 및 압력 강하를 비교 분석하였다. 실험인자로 질량 유속, 응축 온도를 변화시켜 가며 건도에 따른 국소 열전달 계수와 평균 열전달 계수를 측정하고 압력 강하를 측정하였고 마이크로핀관과 평활관의 전열 성능 및 압력 강하량의 비인 열전달 향상 계수와 압력 손실 계수를 구하였다. 또한 관내 유동 양식을 고찰함으로써 열전달 계수와 유동 양식간의 관계를 고찰하였다. 이들 결과는 열교환기 소형화에 따른 전열 성능, 압력 강하 등의 기초 자료로 사용되어질 수 있다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 실험장치는 기본적으로 냉매펌프, 유량계, 건도 조절기, 시험부, 냉각부로 구성되어 있으며 냉매의 순환과정은 다음과 같다. 마그네틱 액체펌프를 이용하여 과냉 액체상태의 냉매를 예열기로 보내며 건도 조절기에서 공급열량을 조절하여 응축기의 입구 건도를 조정한다. 건도 조절기는 관 외벽에 전열선을 감은 구조로 되어 있으며, 전열선에 들어가는 전압을 조정하여 건도 조절기의 열량을 조절한다. 마그네틱 펌프의 출구의 주관 및 바이패스관에 밸브를 설치하여 유량을 조절할 수 있도록 하였다. 건도 조절기를 통과시키기 전에 유량계를 설치하여 냉매의 유량을 액체상태로 측정하였다. 건도 조절기를 거친 냉매는 시험부로 보내며 항온조로부터 일정하게 유지된 냉각수에 의해 응축되어진다. 이중관형 열교환기를 이용하여 시험부를 지나온 냉매는 항온조에서 온도가 일정하게 유지된 물로 과냉되고 수액기를 거쳐 냉매펌프에 의해 재순환된다.

Fig. 2는 시험부의 개략도를 나타내고 있다. 시험부는 동심 직선 이중관의 형태로 되어 있으며 내측의 동관에 길이 방향에 따라 5곳에 750 mm

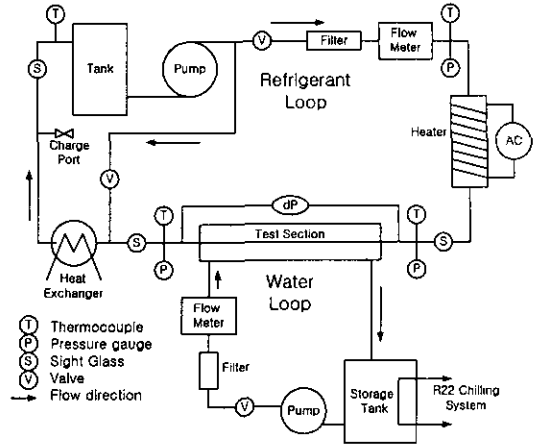


Fig. 1 A schematic diagram of the experimental system.

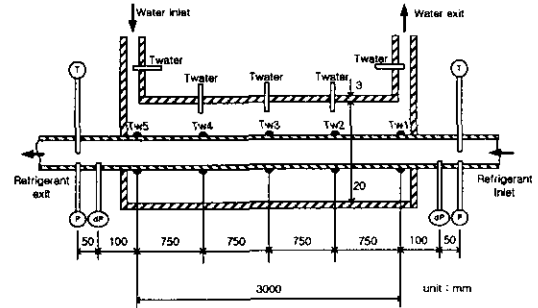


Fig. 2 A detailed schematic diagram of the test section.

간격으로 각각 상·하·좌·우로 열전대를 납땜하여 관외벽에 부착함으로써 관벽면의 온도 변화를 측정하였다. 외측은 안지름이 20 mm이고 두께가 3 mm인 PVC 관으로 되어 있으며 동관의 외부와 PVC관 내부 사이에는 항온조로부터 나온 일정한 온도의 물이 대향류로 흐르도록 되어 있다. 시험부에서 제거된 열량을 측정하기 위하여 동관 외측으로 흐르는 물의 온도를 동관 표면 온도 측정부와 같은 지점에서 각각 측정하였다. 시험부의 양끝에는 각각 시스템 내를 흐르는 냉매의 온도와 압력 및 차압을 측정하기 위하여 Fig. 2와 같이 측정 부위를 배치하였으며 냉매의 유동 양식을 관찰하기 위하여 Fig. 1과 같이 가시창을 설치하였다.

2.2 실험방법

Table 1 Tube Specification

	Smooth Tube Microfin Tube			
Outside diameter [mm]	7.0	9.52	7.0	9.52
Mean thickness [mm]	0.41	0.41	0.32	0.36
Fin height [mm]			0.16	0.12
Helix angle			18°	25°
Number of fins			60	60

Table 1 은 실험에 사용된 관의 사양을 보여주고 있다. 마이크로핀관과 비교하기 위하여 동일 외경을 갖는 평활관들도 실험하였다. 또한 관경에 따른 영향을 보기 위하여 외경 9.52 mm와 7 mm의 관을 실험하였다. 모든 실험에서 시험부의 입구 건도는 대략 20%로, 출구 건도는 대략 80%로 조정하였다. 또한 R410A와 비교하기 위하여 R22도 동일한 조건하에서 실험하였다. 질량 유속의 범위는 외경 7 mm 관의 경우 201~388 kg/m²s, 외경 9.52 mm 관의 경우 105~304 kg/m²s로 하였으며, 응축 온도의 영향을 관찰하기 위하여 30℃와 40℃에서 실험하였다. 실험치는 40개의 채널을 갖는 분당 30개의 측정치를 얻는 데이터 로거로 획득하였으며, 냉매의 물성치는 프로그램을 이용하여 얻었다. 모든 결과는 정상 상태에서 5분간 얻어졌으며 시간에 대해 평균된 값을 사용하였다.

2.3 실험결과 처리방법

이상 상태의 실험에 앞서 액체상태의 냉매와 물의 모의실험을 통하여 이중관에서의 열손실량을 산출하였고 그 값은 대략 6% 이내로 본 실험에 보정되었다. 물의 질량 유량과 시험부의 각 측정 지점에서의 물의 온도를 측정하여 제거되는 열전달량을 식(1)을 이용하여 구하며 냉매 입구와 응축수 입구와의 온도차는 10℃로 일정하게 유지하였다.

$$Q_{test\ section} = \dot{m}_{water} C_{p, water} \Delta T_{water} \quad (1)$$

열유속은 열전달량을 열교환 면적으로 나눈 식(2)를 통하여 얻는다. D_m 은 평활관의 경우 내경이며, 마이크로핀관의 경우 평균 내경이다.

$$q = \frac{Q}{\pi D_m L} \quad (2)$$

동관 외벽면과 내벽면의 온도 차이는 1차원 열전도 방정식에 의해 0.02℃ 이내로 열전대의 측정 오차 내에 있어 무시할 수준이므로 측정된 외벽면의 온도를 내벽면 온도로 사용하였다. 측정점의 국부 열전달 계수는 열유속을 냉매의 온도와 각 측정점의 상·하·좌·우의 측정된 벽면 온도의 평균값과의 차로 나눈 식(3)에 의해 얻어진다. T_{ref} 는 냉매의 온도를, T_{avg} 는 식(4)로부터 얻어진 측정점의 벽면의 평균 온도이다.

$$h_{local} = \frac{q}{T_{ref} - T_{avg}} \quad (3)$$

$$T_{avg} = \frac{T_{bottom} + T_{top} + T_{right} + T_{left}}{4} \quad (4)$$

2.4 불확실도 해석

실험상의 오차를 줄이기 위해, 모든 측정 장치(압력계, 열전대, 차압계, 유량계 등)는 주의 깊게 설치되었으며, 2회 이상 반복 실험을 통해 재연성을 확보하였다. 본 실험의 R22와 R410A의 열전달 계수 및 압력 강하량은 95%의 신뢰 구간에서 얻어졌다. T형 열전대의 정확도는 ±0.2℃이며, 압력계의 정확도는 ±4.6 kPa(±0.13%)이다. 차압계의 불확실도는 ±0.5%(±0.2 kPa)이고, 냉매 측 유량계는 1.5%, 물측 유량계는 2.5%이다. 반면 열유속의 불확실도는 ±8.6%이며 불확실도를 줄이기 위해 열유속은 7.5 kW/m²으로 고정하였다. 열전달 계수의 불확실도는 R22와 R410A 모두 ±12% 이내이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 관내 유동 양식 고찰

개발된 다양한 응축 열전달 상관식을 적용하기 위해서는 실험 조건하의 관내 유동 양식을 예측하여야 한다. Fig. 3은 Taitel and Dukler⁽¹²⁾에 의해 제안된 유동 선도로 R410A의 응축 온도 30℃, 질량유속 105~388 kg/m²s에서의 7/9.52 mm의 마이크로핀관의 유동 양식의 변화를 나타내고

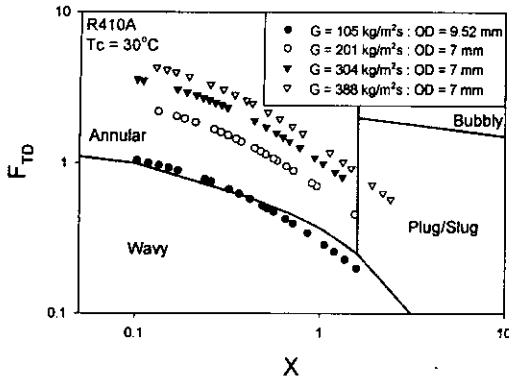


Fig. 3 Flow regime during condensation of R410A at different mass flux rates (Taitel and Dukler).

있다. X 는 Lockhart-Martinelli 계수로 건도와 밀접한 관련이 있다. 응축이 진행됨에 따라, 모든 실험은 그림의 왼쪽에서 오른쪽으로 진행하며 건도가 작아진다. 외경 7 mm 마이크로핀관의 경우 대부분의 유동 영역은 환상류였으나, 외경 9.52 mm 마이크로핀관의 질량 유속 $105 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서는 대략 40% 정도는 성층류가 지배적이었으며 저건도 영역에서 현저하게 나타났다. Soliman⁽¹³⁾의 제안된 식에 따르면 본 실험에서는 질량 유속 $105 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서는 59%, $201 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서는 32%, $304 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서는 14%, $388 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서는 9%가 성층류 영역에 속했으며 고질량 유속, 고건도 영역에서는 환상류가, 저질량 유속, 저건도 영역에서는 성층류가 지배적으로 나타났다.

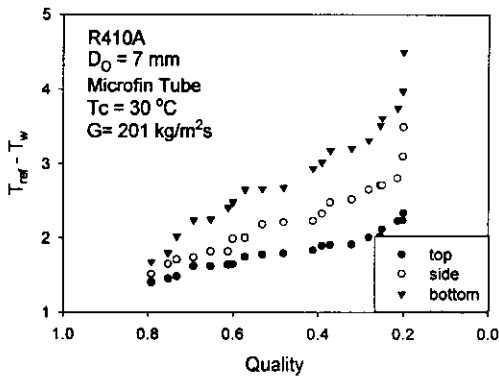


Fig. 4 Circumferential temperature difference for R410 in outside diameter 7 mm microfin at $G=201 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$.

Fig. 4는 외경 7 mm 마이크로핀관의 냉매 R410A에서의 동관 표면에서의 온도차를 보여주고 있다. 열전달 계수는 식(3)에서 제시된 것처럼 온도차와 밀접한 관계를 갖고 있다. 모든 건도 영역에서 상부의 열전달 계수가 가장 크며, 하부의 열전달 계수가 가장 낮았다. 이는 관경에 상관없이, 마이크로핀관, 평활관, R22, R410A 모두에서 나타났다. 이 현상은 응축이 진행됨에 따라 건도가 감소하며 응축막이 두꺼워지고 중력에 의해 상부의 응축막이 관 하부로 내려와 관 하부에 열저항을 증가시키기 때문으로 생각된다. 온도차는 질량 유속이 증가함에 따라 감소하는 경향을 나타내었다.

3.2 응축 열전달 계수

Fig. 5는 외경 7 mm 평활관과 마이크로핀관에 대하여 질량 유속이 $201 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이고 응축 온도가 30°C , 40°C 일 때의 건도에 따른 열전달 계수를 비교하여 보여주고 있다. 모든 영역에서 마이크로핀관이 평활관보다 열전달 계수가 높는데 이는 핀에 의해 핀 상부의 응축막이 핀 하단부로 표면장력에 의해 끌어 내려짐으로써 핀 상단부의 액막이 얇아져 열저항이 줄어들거나 증기 부분과의 접촉 면적의 증가, 핀을 사용함으로써 열전달 면적이 증가하는 효과, 그리고 나선각과 핀으로 인한 난류의 발생 증가가 주요 원인으로 생각된다.

또한 저건도 영역에서보다 고건도 영역에서 평활관과 마이크로핀관 사이의 열전달 계수의 차이가 커지는데 이는 고건도 영역으로 갈수록 응축

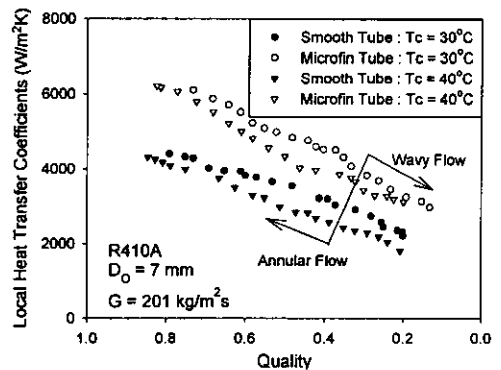


Fig. 5 Variation of local heat transfer coefficients for quality at $G=201 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$ with R410A.

막이 얇아져 핀이 증기와 접촉하는 면적이 증가하여 열전달 향상 효과가 증가되기 때문이며 또한 저건도 영역에서는 Soliman의 해석에 따르면 성층류가 지배적이므로 환상류가 지배적인 영역에 비해 핀의 효과가 약해져서 평활관과 마이크로핀관 사이의 열전달 계수의 차이가 줄어드는 것으로 생각된다.

또한 Fig. 5는 평활관과 마이크로핀관 모두 같은 질량 유속, 냉매와 응축수와의 온도차가 일정한 조건에서는 응축 온도가 낮을수록 열전달 계수가 약간 높아졌다. 이 현상은 다음과 같은 세 가지 이유가 고려 가능하다. 첫째, 응축 온도가 증가함에 따라 응축액의 밀도는 낮아져 응축막이 두꺼워짐으로써 열전도에 방해가 되기 때문이다. 둘째, 열전도율이 온도가 증가함에 따라 감소하기 때문이다. 셋째, 응축 잠열의 변화를 고려할 수 있다. 30℃에서 40℃로 변화할 때, 평활관의 경우 8% 정도 열전달 계수가 감소하였고, 마이크로핀관의 경우 2% 정도 열전달 계수가 감소하였다. 열전도율의 변화는 대략 7%였으며, 잠열의 변화는 대략 5% 정도였다. 따라서 응축 온도는 열전달 계수에 미치는 영향이 적은 것으로 추측되며 응축 온도에 따라 마이크로핀관이 덜 민감하게 영향을 받음을 알 수 있다.

Fig. 6는 R410A의 외경 7/9.52 mm인 평활관과 마이크로핀관에 대하여 응축 온도가 30℃와 40℃에서의 질량 유속에 따른 평균 열전달 계수의 변화를 나타내고 있다. 평균 열전달 계수는 정해진 질량 유속과 응축 온도, 관의 종류에서 건도에 따라 측정된 각 측정점의 국부 열전달 계수의 평균값으로 정의된다. 평활관과 마이크로핀관 모두

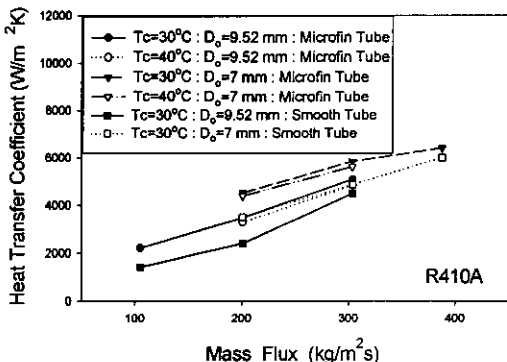


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient with mass flux for R410A.

일정한 응축 온도에서 질량 유속이 커짐에 따라 열전달 계수는 증가하지만 환상류가 지배적인 영역($G > 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$)에서는 질량 유속의 증가에 따른 평균 열전달 계수의 향상 정도는 감소함을 보여주고 있다. 이러한 현상은 평활관과 마이크로핀관, R22, R410A 모두에서 나타났다.

또한 평활관과 마이크로핀관 모두에서 외경 7 mm 관이 외경 9.52 mm 관에 비해 열전달 계수가 약간 높게 나타나는데, 관경 축소에 따른 열전달 계수 향상 정도는 평활관의 경우 1.4~1.6, 마이크로핀관의 경우 1.16~1.34 정도였다. 평활관과 마이크로핀관 사이의 관경 축소에 따른 열전달 계수 향상 정도의 차이는 실제 관 내경의 변화와 나선각의 차이에서 찾을 수 있다. 평활관과 마이크로핀관의 외경 변화는 같지만 평활관의 내경 변화는 2% 정도 마이크로핀관에 비해 크며, 외경 9.52 mm 마이크로핀관의 나선각은 25°인데 비하여, 외경 7 mm 마이크로핀관의 나선각은 18°이다. Shinohara and Tobe,⁽¹⁾ Chamra and Webb⁽⁶⁾은 나선각이 증가함에 따라 응축 열전달 계수가 증가함을 보고 하였다. 따라서 본 실험의 9.52 mm 마이크로핀관의 나선각이 7 mm 마이크로핀관의 나선각에 비하여 크므로 외경 7 mm 마이크로핀관의 열전달 계수 향상 효과가 외경 9.52 mm 마이크로핀관에 비하여 작아 마이크로핀관의 경우 관경 축소에 따른 향상 정도가 평활관에 비하여 작았을 것이라 생각된다.

3.3 압력 강하 실험결과

총 압력 강하량은 마찰에 의한 압력 손실, 가

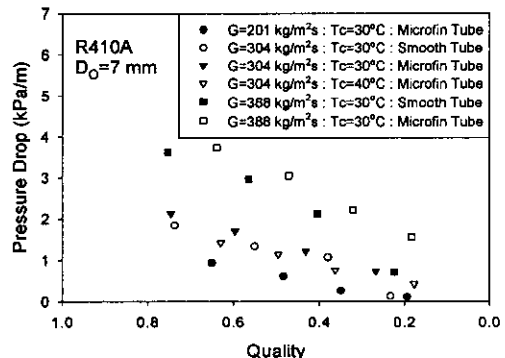


Fig. 7 R410A condensation pressure drops with quality.

속도 감소에 의한 압력 손실, 시험부 입출구에서의 마찰 손실로 구성된다. 시험부 입출구에서의 마찰 손실은 Idelchik⁽¹⁴⁾에 따르면 본 실험에서는 총 압력 강하량에 비해 비교적 작아 무시하였다. Fig. 7은 R410A의 외경 7mm 평활관과 마이크로핀관에서 질량 유속에 따른 압력 강하량을 각 건도에 대하여 나타내고 있다. 평활관과 마이크로핀관 모두 질량 유속이 증가함에 따라 압력 강하량도 증가하며 압력 강하량의 증가는 질량 유속의 증가 정도에 비하여 지수적으로 증가함을 보여준다. 또한 같은 질량 유속에서 마이크로핀관의 압력 강하량은 평활관에 비해 15~23% 정도 높게 나타났다.

또한 Fig. 7은 응축 온도가 증가함에 따라 압력 강하량이 대략 12% 정도 감소함을 보여주고 있다. 이상 유동 영역에서 관내 압력 강하량은 증기의 속도가 액막의 속도에 비하여 훨씬 크므로 증기의 속도에 의해 지배적인 영향을 받게 된다. 따라서 응축 온도가 높아지면 비체적은 감소하여 증기의 속도가 감소하므로 압력 강하량은 감소하는 것으로 해석된다.

3.4 열전달 향상 계수와 압력 강하 손실 계수

평활관과 마이크로핀관의 비교를 위하여 열전달 향상 계수(EF)와 압력 강하 손실 계수(PF)가 사용되고 있다. 열전달 향상 계수는 동일 실험 조건(질량 유속, 열유속, 시스템 압력 및 온도)에서 평활관과 마이크로핀관의 열전달 계수의 비를 의미하며, 압력 강하 손실 계수는 압력 강

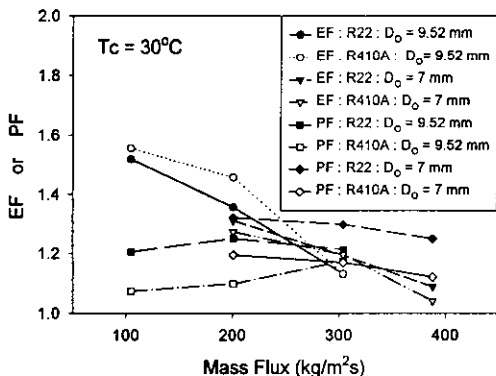


Fig. 8 Heat transfer enhancement factor and pressure drop penalty factor for condensation.

하량의 비를 의미한다.

Fig. 8은 R22와 R410A, 관경에 상관없이 질량 유속이 증가함에 따라 열전달 향상 계수가 감소하는 경향을 보여주고 있다. 열전달 향상 계수는 저질량 유속에서 1.6, 고질량 유속에서 1.1까지 변화하였다. 이러한 경향은 질량 유속이 증가함에 따라 열전달 향상의 주요 원인인 관내 핀에 의한 난류 증가로 인한 기여도가 증가된 질량 유속에서 기인하는 난류에 비해 작아졌기 때문으로 해석되며 따라서 마이크로핀관 내측면의 구조가 열전달 향상에 미치는 영향이 질량 유속의 증가에 따라 감소함을 의미한다. 따라서 마이크로핀관은 질량 유속이 작은 범위에서 열전달 향상 효과가 클 것으로 예측된다.

또한 Fig. 8은 질량 유속에 따라 압력 강하 손실 계수가 비교적 일정함을 보여주고 있다. 이는 질량 유속을 증가시키에 따라 난류는 완전 발달되어 전단력은 일정하게 되기 때문으로 생각된다. 또한 외경 9.52mm의 압력 강하 손실 계수가 외경 7mm에 비해 작게 나타남을 알 수 있다. 따라서 열전달 향상 계수는 관경을 감소함에 따라 감소하는 반면, 압력 강하 손실 계수는 비교적 일정하므로 관형상의 고려 없이 관경만을 축소하는 것은 압력 강하의 증가와 열전달 성능의 감소로 인해 열교환기 성능 향상에 바람직하지 못하다고 생각된다.

3.5 R410A와 R22의 비교

Fig. 9는 응축 온도 30°C에서의 R410A와 R22

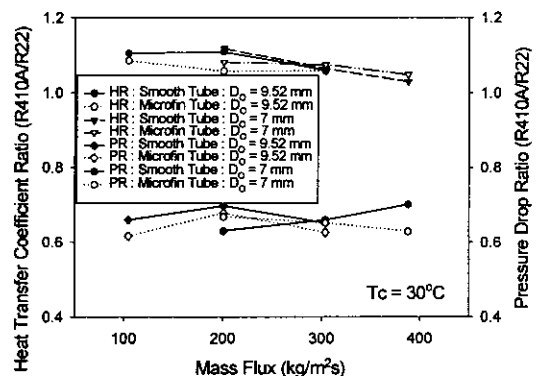


Fig. 9 Heat transfer coefficient ratio and pressure drop ratio (R410A/R22).

의 열전달 계수와 압력 강하량의 비를 나타내고 있다. R410A의 응축 열전달 계수는 R22에 비해 모든 관에서 3~11% 높게 나타났다. R410A와 R22는 잠열이 거의 비슷하므로 이러한 차이는 R410A가 R22에 비해 14% 높은 열전도율을 갖기 때문으로 생각된다. 그러나 열전달 계수의 불확실도가 12%로 R410A의 향상 정도가 불확실도 범위 내에 있음에 유의해야 한다. 관의 종류에 상관없이 R410A의 압력 강하량은 R22에 비해 30~40% 낮게 나타났다. 이는 R410A의 증기 체적이 R22에 비해 33% 정도 작기 때문에 증기 속도가 작아지고 R410A의 점성 계수가 R22에 비해 28% 정도 작기 때문으로 생각된다. 따라서 R410A는 R22에 비해 동등한 수준의 열전달 계수와 낮은 수준의 압력 강하량을 보이므로 R22의 대체냉매로서 적합하다는 결론을 내릴 수 있다. 그러나 R410A의 사용시 시스템의 압력이 1.6

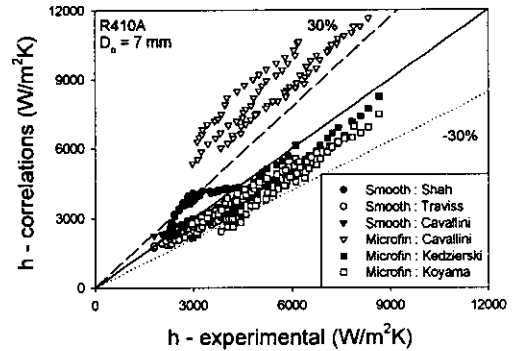


Fig. 10 Comparison of experimental Results with previous heat transfer correlations.

배 정도 상승되는 것을 고려해야만 한다.

3.6 실험결과와 기존 상관식과의 비교

Table 2 Correlations for microfin tubes

Cavallini	$Nu = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr^{1/3} R_x^2 (Bo \cdot Fr)^{-0.26}$ $Bo = \frac{g \rho_f e \pi d}{8 \sigma n}, \quad Fr = \frac{u_{GO}^2}{gd}, \quad R_x = \frac{1}{\cos \beta} \left[1 + \frac{2en(1 - \sin \frac{\gamma}{2})}{(\pi d \cos \frac{\gamma}{2})} \right]$ <p>σ : Surface Tension, u_{GO} : Velocity at Gas Only, e : Fin height, n : Number of Fins, Re_{eq} : equivalent Reynolds number, γ : apex angle</p>
Yu & Koyama	$Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0.5}$ $Nu_F = 0.152 \left(\frac{\Phi}{X} \right) Re_f^{0.68} (0.3 + 0.1 Pr^{1.1}), \quad Nu_B = 0.725 H \left[\frac{Ga Pr}{Ph \eta} \right]^{0.5}$ $\Phi = 1.1 + 1.3 \left[\frac{G^{0.35} X^{0.35}}{g d_m \rho_g (\rho_f - \rho_g)^{0.175}} \right]$ $Ga = \frac{g \rho_f^2 d_m^3}{\mu_f^2}, \quad Ph = \frac{c_p (T_s - T_w)}{h_{fg}}, \quad \eta : \text{tube inside heat transfer area} / (\pi d_m L)$ $H = a + [10(1 - a)^{0.1} - 8] a^{0.5} (1 - a)^{0.5}$ $a^{-1} = 1 + \left(\frac{1 - x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right) \left[0.4 + 0.6 \left[\frac{\left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right) + 0.4 \frac{(1 - x)}{x}}{1 + 0.4 \frac{(1 - x)}{x}} \right]^{0.5} \right]$ <p>h_{fg} : latent heat, s : saturated</p>
Kedzierski & Goncalves	$Nu = 2.256 Re_h^{0.303} Ph^{-0.232} Pr^{0.393} \left(\frac{p}{p_{cr}} \right)^{-0.578x^2} \left[-\log_{10} \left(\frac{p}{p_{cr}} \right) \right]^{-0.474x^2} \left[\frac{\left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right) - 1}{x \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right) + (1 - x)} \right]^{2.531x}$ <p>h : hydraulic, p_{cr} : critical pressure</p>

Fig. 10은 실험결과와 평활관에 대한 상관식인 Shah,⁽¹⁵⁾ Traviss,⁽¹⁶⁾ Cavallini⁽¹⁷⁾와 마이크로핀관에 대한 상관식인 Cavallini⁽⁹⁾, Kedzierski⁽¹⁰⁾, Koyama⁽¹¹⁾를 각각 비교하여 보여주고 있다. 평활관에 대한 응축 열전달 상관식은 널리 알려져 있으므로 Table 2에는 마이크로핀관에 대한 응축 열전달 상관식을 나타내었다. 평활관의 경우 실험결과와 제안된 상관식들은 대략 $\pm 30\%$ 정도 내에서 일치하였다. Cavallini의 마이크로핀관에 대한 응축 상관식은 형상 인자를 고려하고 Bond 수와 Froude 수를 기존 자신들의 평활관에 대한 상관식에 추가적으로 삽입하였다. Koyama의 상관식은 기존 Haraguchi의 상관식을 수정하여 제안된 식이다. 마이크로핀관의 응축 열전달 계수의 경우 Cavallini의 상관식은 30% 이상 과대하게 예측하였다. 반면 Kedzierski와 Koyama의 상관식은 -30% 내에서 낮게 예측하였다. 이 중 Kedzierski의 상관식이 가장 우수하게 예측하였으며 이는 Kedzierski의 상관식이 R410A의 실험결과를 기본으로 개발되었기 때문으로 생각된다.

4. 결 론

외경 7 mm, 9.52 mm인 마이크로핀관과 평활관에 대하여 질량 유속 $105\sim 388 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 응축 온도 $30\sim 40^\circ\text{C}$ 범위에서 냉매 R22와 R410A로 실험하였으며 다음의 결과를 얻었다.

(1) 본 실험에서 대부분의 유동은 환상류와 성층류 영역에 속했으며 저건도, 저질량 유속에서는 성층류가 고건도, 고질량 유속에서는 환상류가 지배적이었다. 동관 위치에 따른 열전달 계수는 상부가 가장 컸으며 하부가 가장 낮게 나타나는 중력에 의해 액막이 하부로 이동하였음을 의미한다.

(2) 평활관과 마이크로핀관의 열전달 계수의 차는 고건도 영역에서 더 컸으며, 이는 고건도 영역에서 핀이 증기와 접촉하는 면적이 증가되었기 때문이다. 또한 질량 유속의 증가에 따라 열전달 계수는 증가하였으나 향상 정도는 감소하였고, 응축 온도가 증가하면 열전달 계수는 약간 감소하는 경향을 나타냈다.

(3) 질량 유속과 건도의 증가에 따라 압력 강하량은 관의 종류와 냉매의 종류에 무관하게 뚜렷하게 증가하였으며 응축 온도가 증가함에 따라

감소하였다. 응축 온도 증가에 따른 압력 강하량의 감소는 증기의 비체적이 온도가 증가함에 따라 감소하기 때문이다.

(4) 외경 7 mm의 열전달 계수가 외경 9.52 mm에 비해 평활관과 마이크로핀관 모두에서 높게 나타났지만 관경 축소에 따른 열전달 향상 정도는 감소하였다. 따라서 관경 축소에 따른 관 형상의 변화가 고려되어야만 한다.

(5) 열전달 향상 계수는 질량 유속의 증가에 따라 감소하였고, 압력 강하 손실 계수는 질량 유속의 증가와 무관하게 비교적 일정하였다.

(6) R410A는 R22에 비해 열전달 계수는 동등한 수준이고 압력 강하량은 적어 R22의 대체 냉매로서 적합하다.

(7) 평활관에 대한 기존 상관식은 대부분 유효하였으나 마이크로핀관에 대한 상관식은 Cavallini의 경우 30% 이상 높게 예측하였고, Kedzierski와 Koyama의 경우 -30% 내에서 낮게 예측하였다. 이 중 Kedzierski의 상관식이 본 실험결과와 가장 일치하였다.

후 기

이 논문은 (1997)년 한국학술진흥재단의 '열펌프용 고효율 열교환기 설계기술 연구(KRF-97-005-E00198)'로 지원되었음.

참고문헌

1. Shinohara, Y. and Tobe, M., 1985, Development of an Improved Thermofin Tube, Hitachi Cable Review, No. 4, pp. 47-50.
2. Khanpara, J. C., Bergles, A. E. and Pate, M. B., 1986, Augumentation of R113 In-Tube Condensation with Microfin Tubes, in Heat Transfer in Air Conditioning and Refrigeration Equipment, HTD-Vol. 6, Eds. Kohler, J. A. and Lu, J.W.B., pp. 21-32, ASME, New York, p. 21.
3. Shinohara, Y. and Hori, M., 1990, Heat transfer characteristics of internally grooved tubes, Shindo-Gyzyutsu Kenkyuukai-shi 29, pp. 65-70.
4. Schlager, L. M., 1990, Evaporation and Con-

- condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal, 12.7 mm Microfin Tubes with refrigerant 22, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Vol. 112, pp. 1041-1047.
5. Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1994, In tube evaporation and condensation of refrigerant-lubricant mixtures of HFC134a and CFC-12, *ASHRAE Transactions* 92(2), pp. 62-71.
 6. Chamra, L. M. and Webb, R. L., 1996, Advanced Microfin Tubes for Condensation, *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 39, No. 9, pp. 1839-1846.
 7. 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 and Mass Transfer*. Vol. 39, No. 12, pp. 2559-2569.
 8. Shigeru, N. and Hiromasa, K., 1998, Condensation of a refrigerant CFC11 in horizontal microfin tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science* 18, pp. 82-96.
 9. Cavallini, A., Del Col, D., Doretto, L., Longo, G. A. and Rossetto, L., 2000, Heat transfer and pressure drop condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes, *Int. J. Refrig.* 23, pp. 4-25.
 10. Kedzierski, M. A. and Goncalves, J. M., 1997, Horizontal convective condensation of alternative refrigerants within a microfin tube, NISTIR 6095, US Dept. Commerce
 11. Yu, J. and Koyama, S., 1998, Condensation heat transfer of pure refrigerants in microfin tubes, *Int. Refrig. Conf. at Purdue*, pp. 325-330.
 12. Taitel, Y. and Dukler, A. E., 1976, Flow pattern transtion in two-phase flow, 9th., *International Heat Transfer Conference*, Jerusalem.
 13. Soliman, M. M., 1982, On the annular to wavy flow pattern transition during condensation inside horizontal tubes, *Canadian Journal of Chemical Engineering* 60, pp. 475-481.
 14. Idelchik, I. E., 1994, *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3rd ed., Chaps 3 and 4, CRC Press, Florida.
 15. Shah, S. A., 1979, A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547-556.
 16. Traviss, D. P. and Rohsenow, W. M., 1973, Forced convection inside Tubes, *ASHRAE*, Vol. 79, Part 1, pp. 157-165.
 17. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A Dimensionless Correlation for the Heat Transfer in forced Convective Condensation, 5th., *International Heat Transfer Conference*, pp. 309-313.
 18. Han, D. H., Cho, Y. J., Lee, K. J. and Park, S. S., 2000, Experiments on Condensation Heat Transfer Characteristics inside a microfin Tube with R410A, *KSME*, Vol. 24, pp. 1470-1477.