

마이크로핀관내 R410A의 응축열전달 특성에 관한 실험적 연구

한동혁*, 조영진*, 이규정**, 박심수**
(2000년 4월 6일 접수)

Experiments on Condensation Heat Transfer Characteristics Inside a Microfin Tube with R410A

Donghyouck Han, Youngjin Cho, Kyu-Jung Lee and Simsoo Park

Key Words: Microfin Tube(마이크로핀관), Condensation Heat Transfer(응축 열전달), Heat Transfer Enhancement(열전달촉진), Pressure Drop(압력강하)

Abstract

Due to the ozone depletion and global warming potentials, some refrigerants (CFCs and HCFCs) have been rapidly substituted. R410A is considered as the alternative refrigerant of R22 for the air-conditioners used at home and in industry. Experiments on the condensation heat transfer characteristics inside a smooth or a micro-fin tube with R410A are performed in this study. The test tubes 7/9.52 mm in outer 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. It is shown that the heat transfer is enhanced and the amount of pressure drops are larger in the microfin tube than the smooth tube. From the heat transfer enhancement coefficient and the pressure penalty factor, it is found that the high heat transfer enhancement coefficients are obtained in the range of small mass flux while the penalty factors are almost equal.

기호설명		내경 (mm)	
C_p	: 정압 비열 (kJ/kg · K)	t	: 관 두께 (mm)
G	: 질량 유속 (kg/m ² · s)	q	: 열전달량 (W)
h	: 열전달 계수 (W/m ² · K)	q''	: 열유속 = $q/\pi d_m L$ (W/m ²)
k	: 열전도율 (W/m · K)	ΔT	: 온도차 (°C)
\dot{m}	: 질량 유량 (kg/s)	하첨자	
x	: 건도	L	: 액체 상태
f	: 핀 높이 (mm)	V	: 기체 상태
r	: 반경 (mm)	o	: 출구
d	: 외경 (mm)	i	: 입구
d_m	: 평활관의 내경, 마이크로핀관의 평균	w	: 벽면
		t	: 상부
		b	: 하부
		r	: 우측
		l	: 좌측
		ref	: 냉매

* 회원, 고려대학교 대학원 기계공학과
E-mail : harlock@hananet.net
TEL : (02)3290-3756

** 회원, 고려대학교 기계공학과

1. 서론

가정용 공조기의 크기와 성능에 중요한 영향을 미치는 증발기와 응축기는 주로 흰-관 열교환기를 사용하고 있으며, 세관(細管)을 이용한 소형화, 마이크로핀(microfin)이나 루버 흰 등을 이용한 전열성능의 향상, 대체냉매 사용에 따른 열교환기 시스템 성능 개선에 중점을 두고 연구가 수행되고 있다. 흰-관 열교환기의 성능은 공기측과 냉매측의 열전달 특성에 좌우되며, 마이크로핀관의 사용은 소형화 뿐만 아니라 공기측 흰의 형상 변경에 요구되는 비용에 비해 작으므로 경제적으로 시스템의 효율을 개선할 수 있다.

지난 10여년간 마이크로핀관 내부에서 응축 열전달 향상에 관한 많은 실험적, 해석적 연구가 수행되어 왔다. 일반적으로 마이크로핀관 사용은 열전달을 향상시키는 반면, 압력강하를 증가시키는 것으로 알려져 있다. 관 내부의 응축유동에 대한 해석상의 어려움으로 인하여 주로 실험에 기초한 상관식들이 제안되고 있으나, 특정 유동 영역에서만 잘 예측되고 있는 실정이며 내부에 흰을 갖는 마이크로핀관에 대한 상관식이 발표되어 있으나 통합적인 사용에는 무리가 있으며 제안된 형상 또한 발표되지 않은 상태이다..

Schlager⁽¹⁾은 냉매 R22를 이용한 외경 12.7 mm 마이크로핀관의 증발 및 응축 열전달 실험을 하여 마이크로핀관이 평활관에 비하여 대략 1.5에서 2.0 배까지 응축열전달계수가 증가함을 보였고, Chamra⁽²⁾와 Webb은 냉매 R22를 이용한 외경 15.88 mm 마이크로핀관의 형상을 변화시키며 응축열전달계수 및 압력강하량을 비교하였다. Shinohara와 Tobe⁽³⁾는 나선각의 증가가 응축 열전달계수를 증가시킴을 보고하였다. Khanpara⁽⁴⁾ 등은 9.5 mm 직경의 마이크로핀관에서 R113의 응축 열전달계수가 평활관에 비해 283% 까지 증가함을 보여주었다. 그들은 표면적의 증가와 표면장력과 막의 교란에 의한 응축막의 감소가 이 증가의 원인으로 생각하였다. Kaushik와 Azer⁽⁵⁾는 세로방향으로 내부에 흰이 있는 관내의 응축 열전달계수를 예측하는 해석적인 모델을 개발하였다. 그들은 액체 막에서의 표면장력을 열전달 향상에 미치는 중요 인자로 고려하였으며 흰의 재질과 높이, 넓이, 수에 따른 표면장력의 영향을

살펴보았다. Azer와 Sur⁽⁶⁾는 내부에 흰을 가진 응축열전달계수를 예측하는 해석적인 모델을 제안하였으나 범용하기에는 아직 실험적인 결과로 인한 뒷받침을 받지 못하고 있다. 최준영⁽⁷⁾ 등은 기존 냉매인 R22를 포함하여 R125, R32, R134A 등을 사용하여 외경 9.52 mm 마이크로핀관에 대하여 응축 및 증발시 압력강하를 실험적으로 고찰하여 새로운 압력강하 관계식을 유도하여 기존의 발표된 압력강하 상관관계식과 비교·검토하였으며, 장재식⁽⁸⁾ 등은 외경 9.52 mm 마이크로핀관에 대하여 R407C를 사용한 확관후 열전달 특성에 관하여 보고하였다. 권정태⁽⁹⁾ 등은 외경 9.52 mm 마이크로핀관에 대하여 R22와 R410A를 사용하여 응축열전달 특성을 실험적으로 고찰하고 R410A의 응축열전달계수가 R22에 비하여 약 5% 정도 큰 것으로 보고하였다.

오존층 파괴 및 지구 온난화에 관계되는 CFC/HCFC계열의 냉매 사용 금지는 대체냉매의 개발 및 이에 따른 열시스템의 성능 해석과 개발을 요하고 있다. 현재 주로 가정용 냉동기와 공조기로 사용되고 있는 R22에 비하여 R410A는 높은 열전달계수를 갖고 있으며, 압력강하량도 작게 나타나 대체냉매로 유력시되고 있다. 그러나 시스템 전체의 압력이 1.6배 정도 상승하는 단점을 갖고 있다.

본 연구에서는 R410A를 사용하여 실험적으로 직경 9.52 mm와 7.0 mm의 마이크로핀관과 평활관을 사용하여 각각의 전열성능 및 압력강하를 비교 분석하였다. 실험인자로 질량유속, 응축온도를 변화시켜가며 건도에 따른 국소 열전달 계수와 평균열전달계수를 측정하고 압력강하를 측정하였다. 마이크로핀관과 평활관의 전열성능 및 압력강하량의 비인 열전달 향상계수와 압력손실계수를 구하였다. 이들 결과는 열교환기 소형화에 따른 전열 성능, 압력강하 등의 기초자료로 사용되어 질 수 있다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 실험장치는 기본적으로 냉매펌프, 유량계, 건도 조절기, 시험부, 냉각부로 구성되어 있으며 냉매의 순환과정은 다음과 같

다. 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 건도조절기의 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 냉매를 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 방향으로 5곳에 각각 상·하·좌·우로 열전대를 납땜 방식으로 관외벽에 부착하였다. 각 측정점의 거리는 750 mm이다. 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 물이 들어올 때와 나갈 때의 온도를 각각 측정하였다. 시험부의 양끝에는 각각 시스템내를 흐르는 냉매의 온도와 압력 및 차압을 측정하기 위하여 그림과 같이 측정부위를 배치하였다.

2.2 실험 방법

실험에 사용된 관의 종류는 외경 9.52 mm의 평활관과 마이크로휀관, 그리고 외경 7 mm 평활관과 마이크로휀관이고 시험부 입구 건도는 약 85% 정도이고 출구 건도는 약 10% 정도로 설정하였다. 사용냉매는 R410A이고 시험부 응축온도는 30℃와 40℃이다. 냉매와 응축수와의 온도차는 항상 10℃로 유지 시켰다. 외경 9.52 mm인 관에 대해서는 질량유속을 105~304 kg/m²s로 변화시켜 가며 실험하였고, 외경 7 mm인 관에 대해서는 질량유속을 201~388 kg/m²s로 변화시켜 가며 실험하였다. 질량유속이 201 kg/m²s, 304 kg/m²s 인 경우에는 응축온도를 30℃와 40℃로

변화시켜 가며 실험을 수행하여 응축온도의 변화에 따른 열전달 특성을 관찰하였다. 실험에 사용된 관의 규격을 Table 1에 나타내었다.

2.3 실험결과 처리 방법

물의 질량유량과 시험부에 들어가는 물의 입구 온도와 물의 출구온도를 측정하여 시험부에서 제거되는 열전달량을 식 (1)을 이용하여 구한다.

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

이중관의 외벽에서 외기로의 열손실을 방지하기 위하여 유리 섬유와 단열재를 이용하여 단열하였으며 물대물 예비 실험을 통하여 미량의 3~7% 손실량은 본 실험에 보정되었다.

본 실험에서는 관 외벽 온도를 측정하였으므로 관 내벽 온도는 식 (2)를 이용하여 구한다.

$$T_{wi} = T_{wo} + \frac{q_{test\ section} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} \quad (2)$$

시험부의 열유속은 시험부의 열전달량을 전열면적으로 나누어 구해지며 각 측정점의 위치(상·하·좌·우)에 따른 국소 열전달계수는 시험부에서의 열유속을 관 내벽 온도와 냉매온도 차로 나누어서 구한다.

$$h_j = \frac{q_{test\ section}}{T_{ref} - T_{wi}} \quad (j = r, l, t, b) \quad (3)$$

보다 정확한 국소열전달계수를 구하기 위하여 건도를 0.85에서 0.2까지 4~5회로 구분하여 단계적으로 변화시키며 실험을 수행하였고 시험부는 5구간으로 구분되어 냉각수 온도차를 측정함으로써 건도에 따른 연속적인 국소열전달계수를 측정하였다. 측정점에서의 국소열전달계수 h 는 식 (4)를 이용하여 구한다.

$$h_{Local} = \frac{h_l + h_b + h_r + h_t}{4} \quad (4)$$

냉매의 질량 유속은 질량유량을 관내 단면적으로 나눈 식 (5)에 의해 구한다. 여기서 d_m 은 평활관의 경우 관의 내경이며, 마이크로휀관의 경우 평균 내경으로 정의된다.

$$G = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi}{4} d_m^2} \quad (5)$$

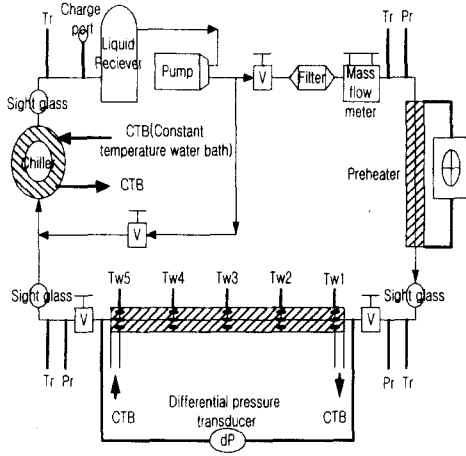


Fig. 1 Schematic diagram of the whole system

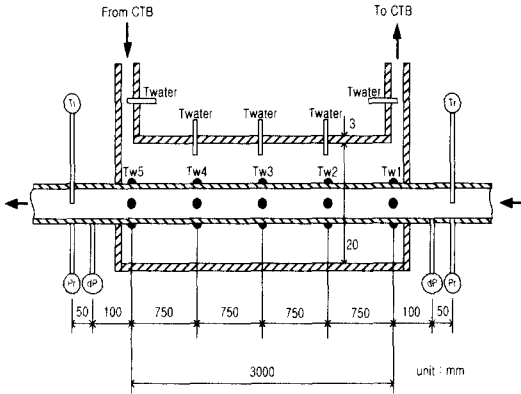


Fig. 2 Schematic diagram of the test section

Table 1 Tube specification

	Smooth Tube		Micro-Fin Tube	
	9.52	7.0	9.52	7.0
Outside diameter, d (mm)	9.52	7.0	9.52	7.0
Tube wall Thickness, t (mm)	0.41	0.41	0.36	0.32
Fin height, f (mm)			0.12 + 0.02	0.16 + 0.02
Helix angle			25 ± 2°	18 ± 2°
Number of fins			60	60

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 응축 열전달 계수

Fig. 3은 외경 7 mm인 평활관과 마이크로핀관에 대하여 응축온도가 각 30°C와 40°C에서의 질량유속에 따른 평균 열전달계수의 변화를 나타내고 있다. 평균 열전달계수는 정해진 질량유속과 응축온도, 관의 종류에서 건도에 따라 측정된 각 측정점의 열전달계수의 평균값으로 정의된다. 평활관과 마이크로핀관 모두 일정한 응축온도에서 질량유속이 커짐에 따라 열전달계수는 증가하지만, 질량유속의 증가에 따른 평균 열전달계수의 향상 정도는 감소함을 보여주고 있다. 마이크로핀관이 평활관 보다 열전달계수가 높은 원인으로서는 환에 의해 환 상부의 응축막이 환 하단부로 표면장력에 의해 끌려 내려짐으로 인한 환 상단부의 액막이 얇아지거나 증기부분과의 접촉 면적의 증가로 인한 Gregorig 효과와 환을 사용함으로써 열전달 면적이 증가하는 것, 그리고 나선각과 환으로 인한 난류의 발생 증가가 주요 원인으로 고려되고 있다. 또한 평활관과 마이크로핀관 모두 같은 질량유속, 냉매와 응축수와의 온도차(10°C)가 일정한 조건에서는 응축온도가 낮을수록 열전달계수가 높아지는데 이는 응축온도가 증가하면 액체 상태의 밀도가 낮아지고 이로 인해 응축막이 두꺼워져 열전달을 방해하기 때문으로 해석된다. 응축온도가 30°C에서보다 40°C에서 평활관과 마이크로핀관의 열전달계수의 차이가 줄어드는 경향을 파악할 수 있다. 이는 응축 온도가 상승하면 응축막이 두꺼워져 관내 환의 영향이 줄어들기 때문이다.

Fig. 4는 외경 7 mm인 평활관과 마이크로핀관에 대하여 질량유속이 201 kg/m²s이고 응축온도가 30°C, 40°C일 때의 건도에 따른 열전달계수를 비교하여 보여주고 있다. 각각의 응축온도 모두에 대하여 마이크로핀관의 열전달계수가 평활관에 비하여 높게 나타남을 알 수 있다. 또한 저건도 영역에서 보다 고건도 영역에서 평활관과 마이크로핀관 사이의 열전달계수의 차이가 커짐을 알 수 있다. 이는 고건도 영역으로 갈수록 응축막이 얇아져 환이 증기와 접촉하는 면적이 증가하여 열전달 향상 효과가 증가되기 때문으로 생각된다.

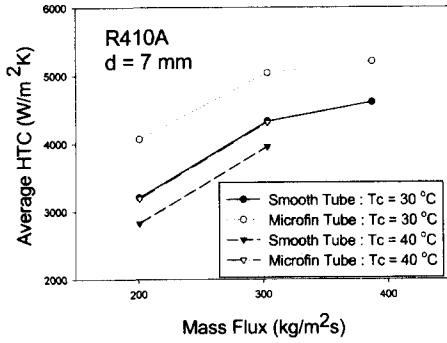


Fig. 3 Average heat transfer coefficient in variation of mass flux

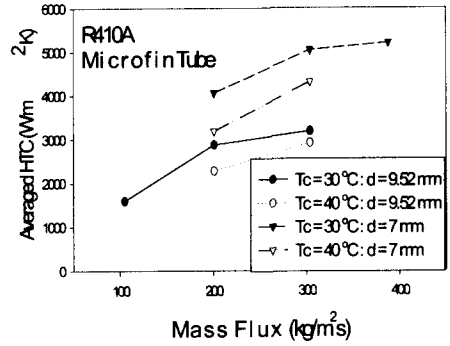


Fig. 6 Average heat transfer coefficient in microfin tube

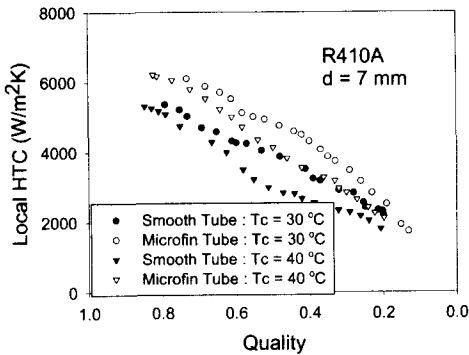


Fig. 4 Local heat transfer coefficient in variation of quality

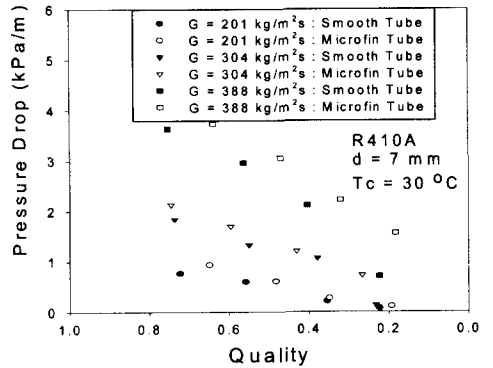


Fig. 7 Pressure drop in variation of quality

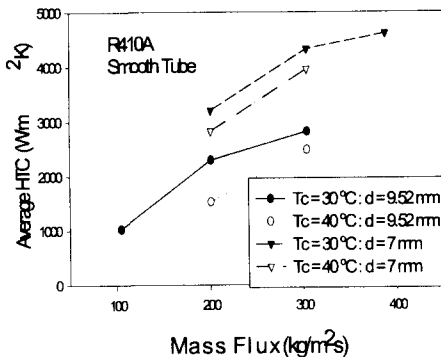


Fig. 5 Average heat transfer coefficient in smooth tube

Fig. 5는 질량유속에 따른 응축온도가 30°C 와 40°C일 때의 평활관에서 외경 9.52 mm 관과 외경 7 mm 관의 관경에 따른 열전달계수를 비교하기 위하여 수록하였다. 평활관에서 외경 9.52 mm 관에 대한 외경 7 mm 관의 열전달 향상 정도는 같은 질량유속에서 약 1.4~1.8 배 정도 높게 나타난다.

Fig. 6은 응축온도가 30°C 와 40°C 일 때 질량 유속에 따른 마이크로핀관 외경 9.52 mm 관과 외경 7 mm 관의 열전달계수를 비교한 그림이다. 마이크로핀관에서도 평활관과 유사하게 외경 9.52 mm 관에 대한 외경 7 mm 관의 열전달 향상 정도는 같은 질량유속에서 약 1.4~1.6 배 정도 높게 나타난다. 즉 평활관과 마이크로핀관 모두 응축온도에 상관없이 관경이 작아질수록 열전

달 계수는 증가함을 보여준다. 외경 9.52 mm 관에 대한 외경 7 mm 관의 열전달 향상 정도는 마이크로핀관 보다 평활관이 높게 나타난다.

3.2 압력강하 실험결과

Fig. 7은 응축 온도가 30°C일 때 외경 7 mm 평활관과 마이크로핀관의 질량유속에 따른 압력강하를 각 건도에 대하여 나타내고 있다. 평활관과 마이크로핀관 모두 질량유속이 증가함에 따라 압력 강하량도 증가하며 압력 강하량의 증가는 질량유속의 증가 정도에 비하여 지수적으로 증가함을 보여준다. 또한 같은 질량유속에서 마이크로핀관의 압력 강하가 평활관보다 크게 나타남도 알 수 있다.

Fig. 8은 질량유속이 304 kg/m²s일 때 외경 7 mm 평활관과 마이크로핀관에서 응축 온도에 따른 압력강하를 각 건도에 대하여 나타내고 있다. 평활관과 마이크로핀관 모두 응축 온도가 높아지면 압력 강하량은 낮아짐을 알 수 있다. 이상유동 영역에서 관내 압력 강하량은 일정 유량 이상에서 증기의 속도가 액막의 속도에 비하여 훨씬 크므로 증기의 속도에 의해 영향을 받게된다. 응축 온도가 높아지면 비체적은 감소하여 증기의 속도가 감소하므로 압력 강하량은 감소하는 것으로 해석된다.

3.3 열전달 향상계수와 압력강하 손실계수

열전달 향상계수는 평활관의 열전달계수에 대한 마이크로핀관의 열전달계수의 비를 의미한다. 따라서 평활관에 대한 마이크로핀관의 열전달 향상 정도를 표현하는 척도로 사용되고 있다. Fig. 9는 응축 온도가 30°C이고 외경 9.52 mm 관과 외경 7 mm 관에서 질량 유속에 따른 열전달 향상계수를 비교하여 나타내고 있다. 외경 9.52 mm의 관의 경우엔 열전달 향상계수는 1.1~1.5 정도였으며 외경 7 mm의 관의 경우에는 1.1 정도로 나타났다. 각 경우 모두 질량 유속이 증가함에 따라 열전달 향상계수는 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 질량 유속이 증가함에 따라 열전달 향상의 주요 원인인 관내 환에 의한 난류 증가로 인한 기여도가 증가된 질량 유속에서 기인하는 난류에 비해 작아졌기 때문으로 해석되며 마이크로핀관 내측면의 구조가 열전달 향상에 미치는 영향이 작아지고 있음을 의미한다. 따라서 마이

크로핀관은 질량 유속이 작은 범위에서 열전달 향상의 효과가 크게 나타난다.

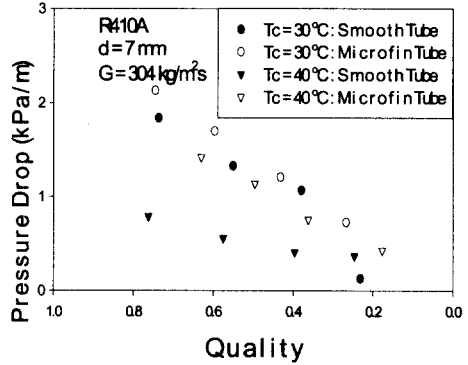


Fig. 8 Pressure drop in smooth tube and microfin tube for G = 304 kg/m²s

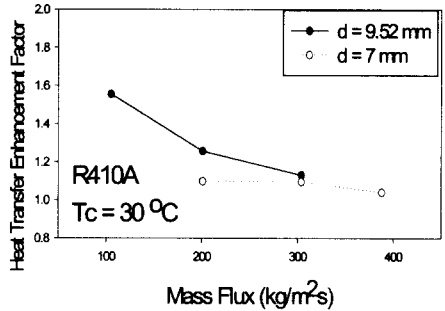


Fig. 9 Heat transfer enhancement factor in variation of mass flux

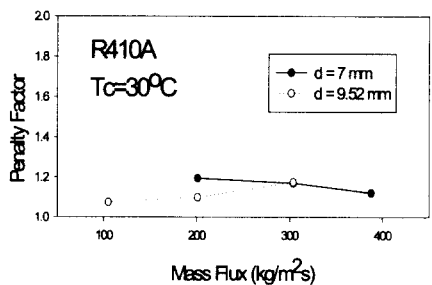


Fig. 10 Pressure drop penalty factor in variation of mass flux

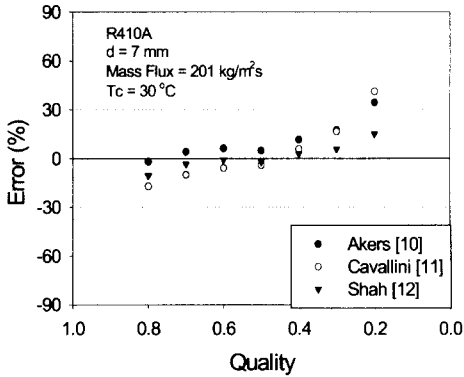


Fig. 11 Comparison of experimental data and other correlations in smooth tube

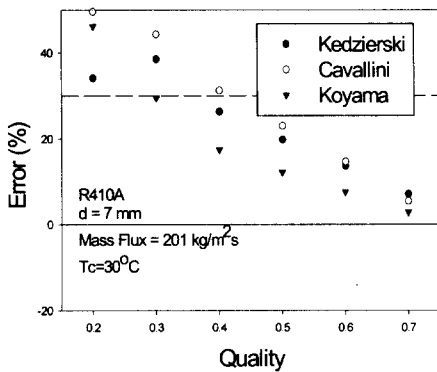


Fig. 12 Comparison of experimental data and other correlations in microfin tube

압력강하 손실계수는 평활관의 압력강하량에 대한 마이크로핀관의 압력강하량의 비를 의미한다. Fig. 10은 응축 온도가 30°C이고 외경 7 mm 관과 외경 9.52 mm 관에서 질량 유속에 따른 압력강하 손실계수를 나타내고 있다. 질량 유속의 증가에 관계없이 압력강하 손실계수는 일정하였다. 이상에서 관경이 작아질수록 마이크로핀관의 열전달향상이 적게 나타나고 있음을 알 수 있다.

3.4 실험결과와 기존 상관식과의 비교

Fig. 11과 12는 외경 7 mm인 각 평활관과 마이크로핀관에서 응축 온도가 30°C이고 질량 유속이 201 kg/m²s에서 여러 상관식과 실험데이터와의

오차를 비교하여 보여주는 것으로서 실험값을 0인 기준으로 하여 상관식과의 오차를 백분율로 표시한 것이다.

Fig. 11의 평활관의 경우에는 대부분의 상관식이 저 건도 영역에서는 대부분 실험값에 비해 높게 예측하였고 고 건도 영역에서는 실험값에 비해 낮게 예측하는 경향을 보이며 이중 Shah의 상관식이 가장우수하게 예측하고 있음을 보여준다. 일부 예외를제외하고는 모든 상관식이 ±20% 내에서 실험치와 일치하였다. 따라서 대체냉매로 고려되고 있는 R410A를 이용한 외경 7 mm 평활관에 대해서는 기존 상관식이 유효함을 알 수 있다.

Fig. 12의 마이크로핀관의 경우에는 Cavallini,⁽¹³⁾ Koyama,⁽¹³⁾ Kedzierski⁽¹³⁾ 등이 발표한 상관식이 실험값에 비해 높게 예측하는 경향을 보였으며, 특히 이러한 현상은 저건도 영역에서 현저하였다. 건도 0.4 이상에서는 실험치와 30% 내에서 실험치와 일치하였다.

4. 결 론

외경 7 mm, 9.52 mm인 마이크로핀관과 평활관에 대하여 질량 유속 105~388 kg/m²s, 응축온도 30~40°C의 범위에서 냉매 R410A로 실험하였으며 다음의 결과를 얻었다.

(1) 평활관과 마이크로핀관 모두에서 질량 유속이 커질수록 응축 열전달계수는 증가하는 반면 응축 열전달계수의 상승정도는 둔화된다. 외경이 7 mm일 때 외경이 9.52 mm일 때 보다 열전달계수가 높게 나타난다.

(2) 모든 관에서 질량 유속과 관 내부의 냉매와 응축수의 온도차가 일정할 때 응축 온도가 낮아지면 응축 열전달계수가 높아진다. 이는 관내의 응축 온도가 높아지면 액체 상태의 밀도가 낮아지고 이로인해 응축막이 두꺼워져 열전달을 방해하기 때문이다.

(3) 외경 9.52mm의 마이크로핀관의 경우 열전달 향상계수는 질량유속의 증가에 따라 감소하는 경향을 보이며 외경 7 mm의 마이크로핀관의 경우 열전달 향상계수는 약 1.1로 질량유속의 증가에 따라 미소하게 감소하는 경향을 보였다. 반면 압력강하 손실계수는 거의 일정하므로 마이크로핀관은 낮은 질량 유속 범위에서 전열 성능이 우수

하다.

(4) 평활관보다는 마이크로핀관에서 압력강하량이 크고, 질량 유속이 클수록 압력강하량이 증가한다. 또한 응축 온도가 증가시 압력강하량은 감소하였는데 이는 응축 온도가 증가하면 비체적이 감소하여 증기의 속도는 감소하기 때문이다.

(5) 대체냉매 R410A를 이용한 외경 7 mm 평활관에 대해서 기존 상관식이 대부분 유효하였다. 반면 외경 7 mm 마이크로핀관에 대해서는 상관식들이 실험치에 비해 열전달계수를 높게 예측하였으며 특히 저건도 영역에서 심하였다.

(6) 외경 9.52 mm의 관에 비해 7 mm 관의 응축열전달계수가 우수하며, 평활관에 비해 마이크로핀관의 열전달 향상이 우수하므로 외경 7 mm의 마이크로핀관을 사용할 경우 열전달 촉진 및 열교환기의 소형화에 기여할 수 있다.

후 기

본 연구는 학술진흥재단 지원 1997년도 대학부설연구과제 “열펌프 고효율 열교환기 설계기술 연구”로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Schlager, L.M. 1990, "Evaporation and Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal, 12.7mm Microfin Tubes with refrigerant 22" *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Vol. 112, pp. 1041~1047.
- (2) Chamra, L. M. and Webb, R. L. 1996, "Advanced Microfin Tubes for Condensation," *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 39, No. 9, pp. 1839~1846.
- (3) Shinohara, Y. and Tobe, M., 1985, "Development of an Improved Thermofin Tube," *Hitachi Cable Review*, No. 4, pp. 47~50.
- (4) Khanpara, J.C., Bergles, A.E. and Pate, M.B. 1986, "Augmentation of R113 In-Tube Condensation with Microfin Tubes, in *Heat Transfer in Air Conditioning and Refrigeration Equipment*," HTD-Vol. 6, Eds. J.A. Kohler and Lu J.W.B., pp. 21~32, ASME, New York, p. 21.
- (5) Kaushik, N. and Azer N.Z., 1989, "An Analytical Heat Transfer Prediction Model for Condensation Inside Longitudinally Finned Tubes," *ASHRAE Transaction*, Vol. 95, part 2, pp. 516~523.
- (6) Azer, N.Z. and Sur, S.A. 1991, "Augmentation of Condensation Heat Transfer by Internally Finned Tubes and Twisted Tape Inserts.", *Proceeding of the Seventh International Heat Transfer Conference*, Vol 5, pp. 33~38.
- (7) 최준영, 이진호, 1999, "미세핀관내 대체냉매의 응축 및 증발시 압력강하 예측에 관한 연구," *대한기계학회 추계학술대회 논문집 B*, pp. 378~385.
- (8) 장재식, 광경민, 김창범, 배철호, 정모, 김영생, 윤백, 1998, "R407C를 사용한 확관후 마이크로핀관내에서의 열전달 특성에 관한 연구," *공기조화 냉동공학회 하계학술발표회 논문집*, pp. 567~572.
- (9) 권정태, 안예찬, 허덕, 김무환, 1998, "마이크로핀관내의 대체냉매 응축열전달," *대한기계학회 춘계학술대회 논문집 B*, pp. 183~187.
- (10) Akers, W.W. and Rosson, H.F. 1960, "Condensation Inside a Horizontal Tube.", *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 50, No. 30, pp. 145~149.
- (11) Cavallini, A. and Zecchin, R. 1974, "A Dimensionless Correlation for the Heat Transfer in Forced Convective Condensation," *Fifth International Heat Transfer conference*, Tokyo. Vol 3, pp. 309~313.
- (12) 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.
- (13) A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, G.A. Longo, L. Rossetto, "Condensation Heat Transfer with Refrigerants," *Two-Phase Flow Modelling and Experimentation 1999*, Pisa.