

평관과 마이크로 핀관 내 R22, R134a, R407C, R410A의 흐름응축 열전달성능

조 영 목, 박 기 호, 송 길 홍, 정 동 수^{†*}

인하대학교 대학원 기계공학과, *인하대학교 기계공학과

Flow Condensation Heat Transfer of R22, R134a, R407C, and R410A in Plain and Microfin Tubes

Young-Mok Cho, Ki-Ho Park, Kil-Hong Song, Dongsoo Jung^{†*}

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

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

(Received June 11, 2002; Revision received July 16, 2002)

ABSTRACT: Flow condensation heat transfer coefficients (HTCs) of R22, R134a, R407C, and R410A were measured on horizontal plain and microfin tubes. The experimental apparatus was composed of three main parts; a refrigerant loop, a water loop and a water/glycol loop. The test section in the refrigerant loop was made of both a plain and a microfin copper tube of 9.52 mm outside diameter and 1.0 m length. The refrigerant was cooled by passing cold water through an annulus surrounding the test section. Tests were performed at a fixed refrigerant saturation temperature of 40°C with mass fluxes of 100, 200, and 300 kg/m²s. Test results showed that at similar mass flux the flow condensation HTCs of R134a were similar to those of R22 for both plain and microfin tubes. On the other hand, HTCs of R407C were lower than those of R22 by 11~15% and 23~53% for plain and microfin tubes respectively. And HTCs of R410A were similar to those of R22 for a plain tube but lower than those of R22 by 10~21% for a microfin tube. In general, HTCs of a microfin tube were 2.0~3.0 times higher than those of a plain tube.

Key words: Flow condensation(흐름응축), Heat transfer coefficients(열전달계수), Microfin tube(마이크로 핀관), Enhancement factor(열전달촉진계수)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m²]

Cp : 비열 [kJ/kgK]

D : 관 내경 [m]

DP : 단위길이당 압력강하 [kPa/m]

G : 질량유속 [kg/m²s]

h : 열전달계수 [W/m²K]

h_{fg} : 응축잠열 [kJ/kg]

k : 열전도도 [W/mK]

Pr : 프란틀수

Q : 열량 [W]

Re : 레이놀즈수

T : 온도 [K or °C]

x : 진도

[†] Corresponding author

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

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

그리스 문자

- X : 마티넬리수
- μ : 점성계수 [Pa · s]
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- \emptyset : 액체물성치 조합

하첨자

- avg* : 평균치
- cal* : 계산치
- exp* : 실험치
- l* : 액체
- s* : 표면
- v* : 기체

1. 서 론

냉동/공조기의 에너지 효율을 높이려면 열교환기의 효율을 높여야 하며 이를 위해서는 응축기에 사용되는 응축관의 흐름응축 열전달계수를 측정하는 것이 매우 중요하다. 특히 지금까지 상업용 및 가정용 공조기에서 널리 사용되어 온 R22가 오존층 붕괴와 지구 온난화 등의 환경문제로 인해 규제대상이 되고 있는 현 시점에서 R22를 대체할 수 있는 냉매들의 열전달계수를 측정하는 것은 더욱 중요하다.

1970년대 Fujie et al.⁽¹⁾에 의해 처음으로 마이크로 핀판이 개발된 이래로 핀의 높이, 각도, 개수, 나선각 등의 기하학적 변수들을 체계적으로 바꾸어 가면서 성능향상을 이루기 위한 연구가 이루어져 왔다.⁽²⁻⁶⁾ 또한 몬트리얼 의정서가 발효된 이후에는 마이크로 핀판에 대체냉매를 적용할 경우 열전달특성이 어떻게 변하는가에 대해 연구가 수행되었다.^(7,8) 그러나 여러 연구에도 불구하고 현재 R22의 대체냉매로 쓰이고 있는 R134a, R407C, R410A 등에 대하여 동일한 실험장치 및 방법에 의해 데이터를 측정하고 이를 바탕으로 열전달성능을 평가한 경우는 그리 많지 않다. 이에 본 연구에서는 동일한 실험장치와 조건하에서 평판과 마이크로 핀판을 사용하여 R22와 그 대체냉매로 쓰이고 있는 R134a, R407C, R410A의 흐름응축 열전달계수 및 압력강하를 측정하고 그

특성을 비교하고자 한다.

최근에 Kim et al.⁽⁸⁾은 7가지 순수냉매의 흐름응축 열전달계수를 측정한 바 있는데 본 연구는 그 연구의 후속 연구로서 동일한 실험장치와 실험방법을 적용하여 데이터를 취했다. 이에 본 논문의 실험장치 기술부분에서는 실험장치와 방법 등은 제외하고 본 연구를 수행하기 위해 변경시킨 사항들만 언급할 것이다. 장치에 관심이 있는 독자는 Kim et al.⁽⁸⁾의 논문을 참조하기 바란다.

2. 실 험

본 연구에서는 평판과 마이크로 핀판을 사용하였으며 Table 1은 이 판들의 제원을 보여준다. Table 2는 본 연구에서 데이터를 취한 R22, R134a, R407C, 그리고 R410A의 물성치를 보여준다. 이 표의 데이터는 모두 REFPROP 프로그램⁽⁹⁾을 이용하여 계산한 것이다. 본 연구에서는 응축온도를 40±0.2℃로, 평균 열유속을 약 7.3~7.7 kW/m²으로 고정된 상태에서 질량유속을 100, 200, 300 kg/m²s으로 변화시켜 가며 실험을 수행하였다. 열전달계수 측정에 따른 실험오차는 Kline and McClintock⁽¹⁰⁾이 제안한 방법을 사용하여 예측하였으며 평판의 경우 약 3.6%, 마이크로 핀판의 경우 약 7.0% 정도로 나타났다.

3. 결과 및 고찰

3.1 동일 조건에서 R22 대체냉매의 열전달계수 비교

Figs. 1~3과 Figs. 4~6은 평판 및 마이크로 핀판을 사용하여 질량유속 100, 200, 300 kg/m²s

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	Th(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

Table 2 Thermophysical properties of refrigerants tested at 40°C

	P (kPa)	v (m ³ /kg)	ρ_l (kg/m ³)	Cp_l (kJ/kgK)	Cp_v (kJ/kgK)	h_{fg} (kJ/kg)	k_l (mW/mK)	μ_l (μ Pa · s)	σ (N/m)
R22	1534	0.015	1129	1.339	0.995	166.56	76.9	139.4	0.00604
R134a	1017	0.020	1147	1.498	1.145	163.00	74.7	163.4	0.00613
R407C ^(*)	1640	0.0137	1080	1.626	1.324	168.4	81.2	129.6	0.00521
R410A ^(*)	2414	0.0097	979.3	1.917	1.785	159.9	87.7	97.8	0.00303

(*) These are non-azeotropic refrigerant mixtures and hence a temperature drop occurs during condensation. The properties of these mixtures are those of the bubble and dew points at a given pressure.

에서 측정된 국부 흐름응축 열전달계수를 건도의 함수로 보여준다.

평관의 경우 질량유속이 100 kg/m²s일 때 R22, R134a와 R410A의 열전달계수는 거의 차이가 없었으며 약 6% 이내에서 서로 일치하였다. 질량유속이 200 kg/m²s과 300 kg/m²s일 때 R22, R134a, R410A의 열전달계수는 서로 비슷하였으나 R407C의 열전달계수는 R22에 비해 11~15% 정도 낮았다. 평관에서는 모든 냉매에 대하여 흐름응축 열전달계수가 건도에 비례하는 경향을 보였는데 이를 통해 관 내부에서 환상유동이 발생함을 알 수 있다.⁽⁸⁾ 환상유동에서 건도와 질량유속, 그리고 관의 내경이 일정할 때 열전달계수는 보통 단상 액체유동시 사용되는 Dittus-Boelter 방정식, 식 (1)의 액체물성치 조합인 $\Phi = (Cp/\mu)^{0.4} \cdot k^{0.6}$ 에 크게 비례하며 또 어느 정도는 표면장력과 액체의 밀도에도 비례하는데 이는 표면장력과 액체의 밀도가 크면 표면에서 액막이 고루 분포되어 얇아지고 또 관의 상부에서 쉽게 떨어지기 때문이다.

$$h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \left(\frac{k_l}{D} \right) \quad (1)$$

$$Re_l = \frac{GD(1-x)}{\mu_l} \quad (2)$$

$$Pr_l = \frac{\mu_l Cp_l}{k_l} \quad (3)$$

Table 2에 있는 물성치를 이용하여 Φ 를 구해 보면 R134a의 Φ 는 R22와 거의 같으며 표면장력과 액체의 밀도 역시 거의 비슷하다. 따라서 R22와 R134a의 열전달계수는 거의 비슷할 것으로 예측되며 본 연구에서 취한 데이터는 이를 증명한다. 한편 R407C의 Φ 는 R22에 비해 16% 정도

크지만 표면장력과 액체의 밀도가 각각 20%와 5% 정도 작으므로 Φ 값이 크기 때문에 얻을 수 있는 효과가 상쇄된다. 더욱이 비공비 혼합냉매의 경우에는 증기압이 높은 냉매가 불응축가스와 같은 역할을 하면서 질량전달저항으로 작용하여 열전달을 방해한다.⁽¹¹⁾ 이런 요소들이 복합적으로 작용하여 R407의 경우에는 R22보다 전반적으로 열전달계수가 낮은 것으로 사료된다. 끝으로 R410A의 Φ 는 R22에 비해 무려 44%나 크지만 동시에 표면장력과 액체의 밀도 또한 각각 50%와 13% 작으므로 Φ 값이 크기 때문에 예상되는 열전달 증대효과가 상쇄된다. 한편 R410A는 거의 공비 혼합물이므로 질량전달저항은 무시해도 되며 따라서 R410A의 열전달계수는 R22와 비슷한 것으로 생각된다.

한편 마이크로 핀관을 사용한 경우 전 질량유속에 대해 R134a의 열전달계수는 R22와 비슷했으며 R407C의 열전달계수는 R22와 비교하여 23~53% 정도 낮았고 R410A의 열전달계수는 R22에 비해 10~21% 정도 낮았다. 마이크로 핀관의 경우에는 특별히 표면장력과 액체의 밀도가 평관의 경우보다 더 중요한 역할을 하는데 이는 관 표면에 미세 홈이 파여 있으므로 핀 팁에서의 응축막 두께에 따라 열전달계수가 크게 달라질 수 있기 때문이다. R134a의 경우에는 Φ 값과 다른 물성치가 R22와 비슷하므로 마이크로 핀관의 열전달계수 역시 R22와 비슷할 것으로 예측되며 실제 실험결과는 이를 증명한다. 그런데 R410A는 표면장력과 밀도가 작으므로 R22에 비해 상대적으로 핀 팁에서 응축막이 두껍게 형성되고 관의 상반부의 미세 홈에 응축액이 더 많이 고이게 되며 그 결과 평관에서는 달리 마이크로 핀관에서는 열전달계수가 R22에 비해 약 20%까지

낮게 됨을 알 수 있다. R407C 역시 표면장력과 밀도가 작으므로 핀 팁과 미세 홈에서 비슷한 현상이 발생할 것으로 예측되며 여기에다 질량전달 저항이 열전달을 방해하므로 평관에서의 R22 대비 열전달계수 감소폭보다 마이크로 핀관에서의 감소폭이 증가함을 알 수 있다. 근본적으로 R407C와 R410A의 문제를 해결하려면 각각에 알맞은 핀 설계를 해서 핀 팁과 미세 홈에서 응축막이 얇게 되며 응축액이 고이지 않게 해야 할 것이다.

Fig. 7과 Fig. 8은 평관 및 마이크로 핀관의 국

부 열전달계수를 건도에 대해 적분하여 얻은 평균 열전달계수를 질량유속의 함수로 보여준다.

Figs. 1~3과 Fig. 7을 통해 볼 수 있듯이 평관에서는 모든 냉매의 경우 대개 건도와 질량유속이 증가할수록 열전달계수가 증가하여 통상적인 2상 유동 열전달특성을 관찰할 수 있었다.

그러나 마이크로 핀관에서는 R22, R134a의 경우 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가하였으나(Figs. 4~6 참조) 질량유속 증가에 따른 열전달계수 증가량은 그리 크지 않았다(Fig. 8).

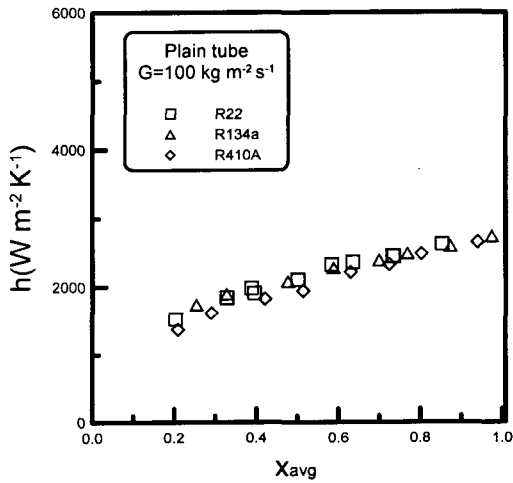


Fig. 1 Comparison of HTC at 100 kg/m²s in a plain tube.

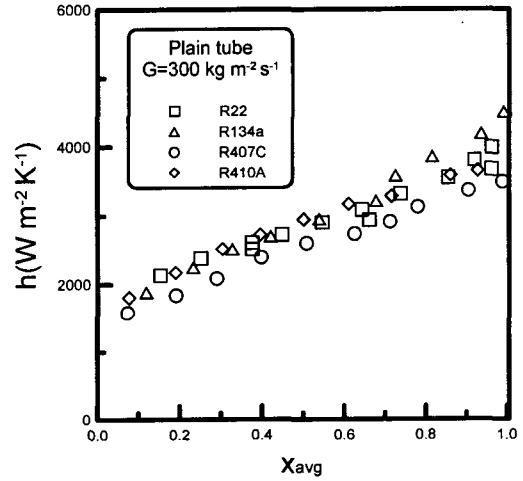


Fig. 3 Comparison of HTC at 300 kg/m²s in a plain tube.

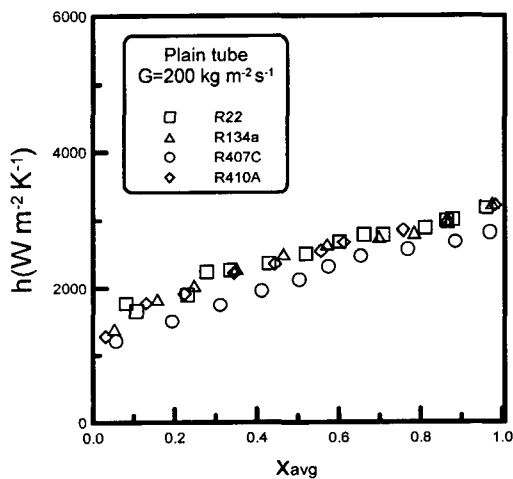


Fig. 2 Comparison of HTC at 200 kg/m²s in a plain tube.

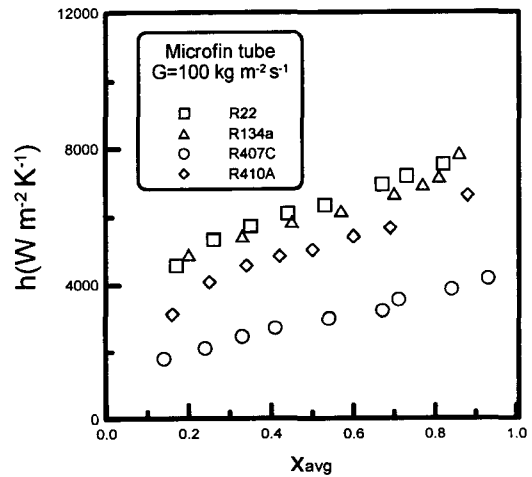


Fig. 4 Comparison of HTC at 100 kg/m²s in a microfin tube.

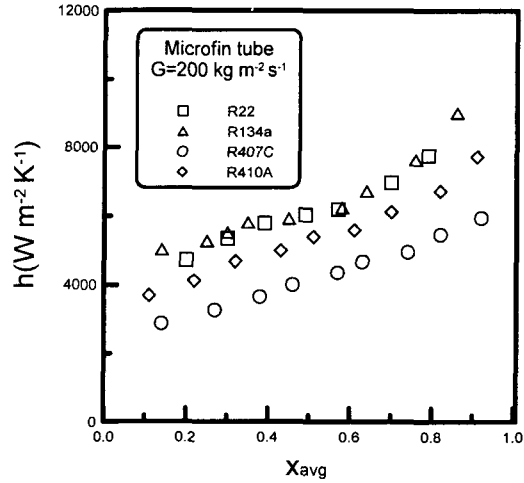


Fig. 5 Comparison of HTC at $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ in a microfin tube.

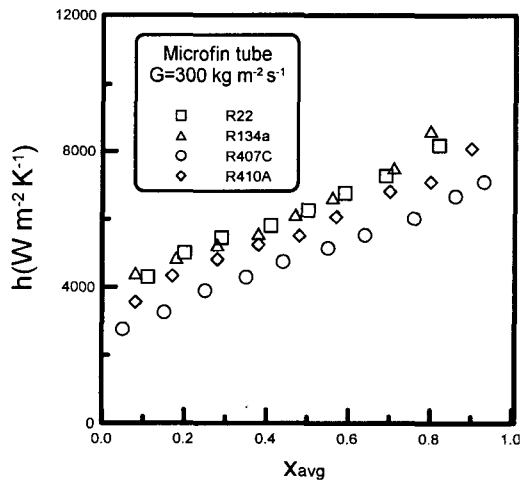


Fig. 6 Comparison of HTC at $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ in a microfin tube.

이는 순수냉매의 경우 질량유속이 낮아도 이미 핀에 의한 면적 증가와 난류강도 증가로 인한 열전달계수 증가가 포화상태에 다다르기 때문으로 생각된다.⁽⁶⁾ 반면에 R407C, R410A의 경우는 건도뿐만 아니라 질량유속의 증가에 따라서도 열전달계수가 증가하였다(Fig. 7 참조). 특히 R407C의 경우 저유량에서 열전달계수가 상대적으로 낮는데 이는 앞서서도 언급한 대로 질량전달저항이 작용하고 또한 표면장력과 액체의 밀도가 낮아서 열전달이 크게 방해받기 때문으로 사료된다.

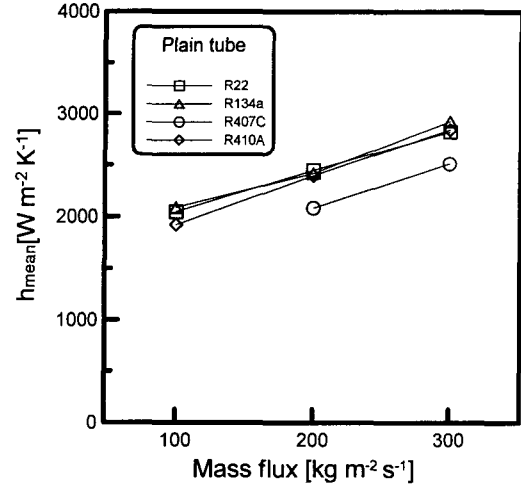


Fig. 7 Comparison of average HTC in a plain tube.

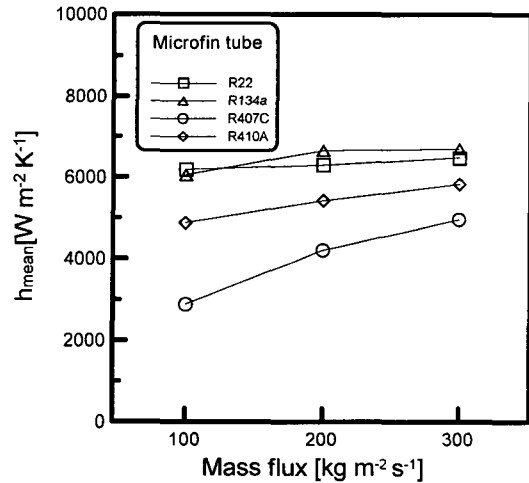


Fig. 8 Comparison of average HTC in a microfin tube.

그러나 이 경우에 질량유속이 증가하면 난류강도의 증가로 인해 위에서 언급한 열전달 방해 요소들의 영향이 감소되어 상대적으로 다른 냉매에 비해 열전달계수가 크게 증가하는 것으로 사료된다.

3.2 타 연구자들의 상관식과 평관 데이터 비교

Table 3과 Fig. 9는 본 실험에서 얻은 평관 데이터를 Akers and Rosson,⁽¹²⁾ Soliman et al.⁽¹³⁾

Table 3 Deviations of various correlations against the present data

Fluid	Akers & Rosson		Soliman et al.		Traviss et al.		Cavallini & Zecchin		Shah		Tandon et al.		Dobson & Chato		Kim et al.	
	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean
R22	-27.1	27.1	-31.7	31.7	-7.2	16.8	-4.0	17.9	-15.0	18.7	-20.2	20.2	-7.5	20.5	-12.0	12.4
R134a	-22.9	23.5	-27.6	28.2	-8.2	17.4	-4.8	17.0	-17.0	19.3	-19.6	19.6	-7.3	19.5	-10.8	11.8
R407C	-6.3	14.1	-3.5	13.4	27.3	29.4	32.6	32.6	15.4	17.7	-5.6	8.5	25.4	28.0	12.6	13.6
R410A	-13.4	17.9	-19.8	23.3	8.5	22.9	14.4	25.0	0.3	17.6	-17.4	17.6	5.5	20.9	7.6	9.2
All	-18.3	21.2	-21.9	25.0	3.4	21.0	7.8	22.4	-5.5	18.3	-16.5	17.1	2.4	21.8	-2.3	11.6

$$\text{Average deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right]$$

$$\text{Mean deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{ABS} \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right]$$

Traviss et al.,⁽¹⁴⁾ Cavallini and Zecchin,⁽¹⁵⁾ Shah,⁽¹⁶⁾ Tandon et al.,^(17,18) Dobson and Chato,⁽¹⁹⁾ Kim et al.⁽⁸⁾ 등의 상관식과 비교한 결과를 보여준다. 각각의 상관식은 절대평균오차(Mean deviation) 23% 내에서 모든 냉매의 열전달계수를 예측하였다. 그중 Kim et al.⁽⁸⁾의 상관식, 식(4)는 평균오차(Average deviation) -2.3%, 절대평균오차는 11.6%로 R22 대체냉매의 흐름응축 열전달계수를 가장 잘 예측하였는데 이는 Kim et al.⁽⁸⁾의 상관식이 여러 종류의 냉매 데이터에 근거하여 개발되었기 때문으로 사료된다.

$$\frac{h}{h_i} = 22.4 \left(1 + \frac{2}{X_u} \right)^{0.81} \left(\frac{Q}{h_{fg} GA} \right)^{0.33} \quad (4)$$

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (5)$$

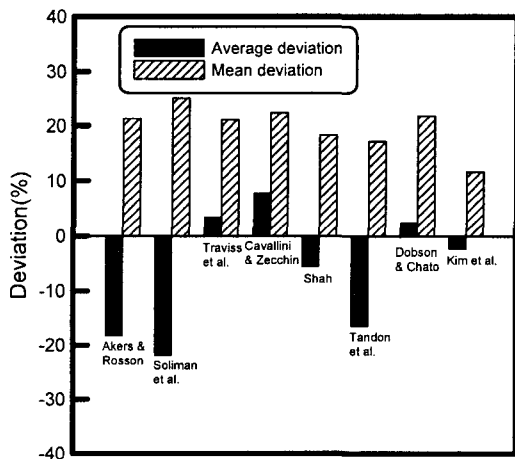


Fig. 9 Deviations of various correlations against the present data.

3.3 열전달촉진계수

열전달촉진계수란 열전달촉진관의 열전달계수가 평관에 비해 얼마나 높은가를 보여주는 계수로 마이크로 핀관의 열전달계수를 동일한 조건에서 취한 평관의 열전달계수로 나눈 값이다.

Table 4는 질량유속에 따른 여러 냉매의 열전달촉진계수를 나타낸다. 이 표를 통해 전체적으로 질량유속이 증가함에 따라 열전달촉진계수가 감소하는 것을 알 수 있는데 이는 관 안의 유동 형태와 밀접한 관련이 있다. 유량이 작을 경우 평관에서는 환상유동의 경우에도 대부분의 영역에서 관 하부에 상대적으로 액막이 두껍게 형성되지만 마이크로 핀관에서는 나선각을 지닌 핀들로 인해 기액 경계면에 작용하는 전단력이 관의 길이 방향뿐만 아니라 원주 방향으로도 작용하여 하단부에 고여 흘러가는 액체를 상단부로 넘쳐 흘러가게 유도한다.

따라서 액체가 관의 원주 방향으로 고르게 분포하게 하여 원주 방향으로 액막의 두께가 전체적으로 얇아지고 결국 열저항이 감소되어 열전달이 향상된다. 또한 핀에 의한 난류강도의 증가와 열전달면적의 증가로 인해 열전달이 향상되므로 열전달촉진계수가 비교적 높게 나타났다. 반면에 고유량에서는 빠른 유속에 의해 이미 환상유동이 형성된 상태이기 때문에 유동형태의 변화에 따른

Table 4 Heat transfer enhancement factors

G	R22	R134a	R407C	R410A
100	2.90	3.02	-	2.54
200	2.75	2.57	2.02	2.26
300	2.29	2.29	1.97	2.05

(Mass flux G is in kg/m²s.)

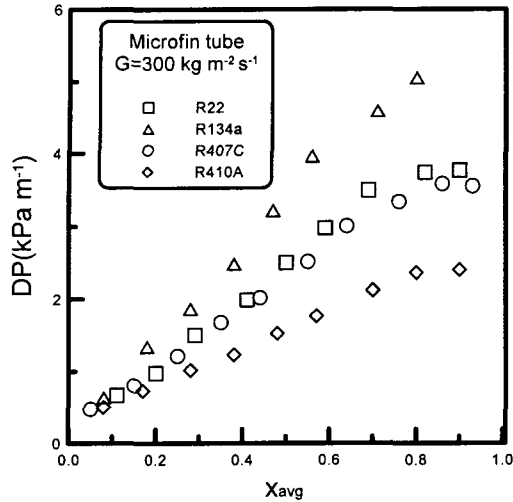


Fig. 10 Comparison of pressure drop at 300 kg/m²s in a microfin tube.

열전달향상 효과는 적으며 단지 난류강도의 증가와 열전달면적의 증가에 따른 열전달향상 효과만 나타나므로 열전달촉진계수가 비교적 낮은 것으로 사료된다. 한편 순수냉매인 R22, R134a의 열전달촉진계수가 혼합냉매인 R407C, R410A보다 높게 나타나므로 순수냉매 적용시 마이크로 핀관의 효과를 더욱 크게 기대할 수 있었는데 아마도 이런 현상이 나타난 이유 중 하나는 본 실험에서 사용한 마이크로 핀관이 R22 등의 순수냉매에 적합하게 설계되었기 때문으로 사료된다.

3.4 냉매들의 압력강하 특성

Fig. 10은 마이크로 핀관에서 유량 300 kg/m²s 일 때 건도에 따른 여러 냉매의 단위 길이당 압력강하를 보여 준다. 일반적으로 냉매의 압력강하는 건도와 질량유속이 증가할수록 커지는 것으로 나타났다.

냉매별로 압력강하를 살펴보면 증기압이 가장 낮은 R134a의 압력강하가 가장 큰 것으로 나타났고, 증기압이 비슷한 R22와 R407C의 압력강하는 비슷한 것으로 나타났으며, 증기압이 상대적으로 가장 높은 R410A의 압력강하는 가장 작게 나타났다. 또한 평관과 마이크로 핀관을 비교한 결과 마이크로 핀관의 평균 압력강하가 평관에 비해 0.2~1.2 kPa/m 정도 큰 것으로 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 평관과 마이크로 핀관을 사용하여 R22와 이를 대체할 수 있는 R134a, R407C와 R410A의 흐름응축 열전달계수를 측정하였다. 모든 실험은 응축온도를 40±0.2°C로, 평균 열유속을 7.3~7.7 kW/m²으로 고정한 상태에서 질량유속을 100, 200, 300 kg/m²s으로 변화시켜 가며 수행하였으며 실험결과를 분석해서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 평관에서 R134a와 R410A의 열전달계수는 R22와 비슷하였고 R407C의 열전달계수는 R22보다 11~15% 낮게 나타났다.

(2) 마이크로 핀관에서 R134a의 열전달계수는 R22와 비슷하였고 R407C의 열전달계수는 R22에 비해 23~53% 정도 낮았으며 R410A는 R22에 비해 10~21% 정도 낮았다.

(3) 대부분의 흐름응축 열전달계수 예측식이 23%의 절대평균오차 내에서 모든 냉매의 열전달계수를 예측했으며 Kim et al.⁽⁸⁾의 상관식은 11.6%의 절대평균오차를 기록하며 평관에서의 흐름응축 열전달계수를 가장 잘 예측하였다.

(4) 마이크로 핀관을 사용하면 평관에 비해 열전달계수가 2.0~3.0배 정도 증가하였으며 이 같은 열전달촉진은 실험조건과 냉매에 따라 변화하였다. 한편 모든 냉매에 대해 질량유속이 증가함에 따라 열전달촉진계수는 감소하였다.

(6) 압력강하는 증기압이 가장 높은 R410A가 가장 작았고 증기압이 가장 낮은 R134a가 가장 컸다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(과제번호 R01-2000-000-00297-0) 지원으로 수행되었음.

참고문헌

1. 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..
2. Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1989, Heat Transfer and Pressure Drop

- during Evaporation and Condensation of R22 in Horizontal Micro-fin Tubes, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 12, No. 1, pp. 6-14.
3. Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1990, Evaporation and Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal, 12.7mm Microfin Tubes with Refrigerant 22, *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 1041-1047.
 4. Chamra, L. M. and Webb, R. L., 1996, Advanced Micro-fin Tubes for Condensation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 9, pp. 1839-1846.
 5. Arosio, S., Muzzio, A. and Niro, A., 1996, Evaporation and Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of R22 Inside Microfin Tubes, 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference, pp. 227-234.
 6. Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1991, Evaporation and Condensation of HFC-134a and CFC-12 in a Smooth and a Microfin Tube, *ASHRAE Trans.*, Vol. 97, pp. 71-81.
 7. Graham, D., Chato, J. C. and Newell, T. A., 1999, Heat Transfer and Pressure Drop during Condensation of Refrigerant 134a in an Axially Grooved Tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1935-1944.
 8. Kim, S. J., Song, K. H. and Jung, D., 2002, Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of Pure Refrigerants, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 14, No. 2, pp. 175-183.
 9. NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures-REFPROP Version 6.01, 1998, US Department of Commerce, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD 20899.
 10. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, *Mechanical Engineering* 75, pp. 3-8.
 11. Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R., 1994, *Process Heat Transfer*, CRC Press, pp. 599-619.
 12. Akers, W. W. and Rosson, H. F., 1960, Condensation Inside a Horizontal Tube, *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, Vol. 56, pp. 145-149.
 13. Soliman, H. M., Schuster, J. R. and Berenson, P. J., 1968, A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation, *J. Heat Transfer*, Vol. 90, pp. 267-276.
 14. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, Forced Convection Condensation in Tubes: A Heat Transfer Equation for Condenser Design, *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, Part 1, pp. 157-165.
 15. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation, *Proceedings of The Fifth International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp. 309-313.
 16. Shah, M. M., 1979, A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation Inside Pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547-556.
 17. Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1985, An Experimental Investigation of Forced Convection Condensation during Annular Flow Inside a Horizontal Tube, *ASHRAE Trans* (1985), pp. 343-354.
 18. Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1995, Heat Transfer During Forced Convection Condensation Inside Horizontal Tube, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 18, No. 3, pp. 210-214.
 19. Dobson, M. K. and Chato, J. C., 1998, Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 193-213.