

< 학술논문 >

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2015.39.9.761>

ISSN 1226-4881(Print)

2288-5324(Online)

낮은 유량에서 외경 7.0 mm 마이크로핀 튜브 내 R-410A 증발 열전달 및 압력 손실

김 내 현^{*†}

* 인천대학교 기계시스템공학부

Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of R-410A in a 7.0 mm O.D. Microfin Tube at Low Flow Rates

Nae-Hyun Kim^{*†}

* Div. of Mechanical System Engineering, Incheon Nat'l Univ.

(Received May 22, 2015 ; Revised July 4, 2015 ; Accepted July 8, 2015)

Key Words: Evaporation(증발) Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Microfin Tube(마이크로핀 튜브), Pressure Drop(압력손실), R-410A(R-410A)

초록: 가정용 에어컨이나 히트 펌프에 외경 7.0 mm 마이크로핀 튜브가 널리 사용되고 있다. 한편 에어컨이나 히트 펌프의 부분 부하 운전시 질량유속은 수십 kg/m²s 에 불과하다. 하지만 7.0 mm 튜브에 대한 기존 연구들은 질량유속 100 kg/m²s 이상에서 수행되었다. 본 연구에서는 낮은 질량유속 (50 kg/m²s 에서 250 kg/m²s)에서 외경 7.0 mm 마이크로핀 튜브 내 R-410A 증발 열전달 실험을 수행하였다. 실험 중 포화온도는 8°C, 열유속 4.0 kW/m² 으로 유지하였다. 비교를 위해 외경 7.0mm 평활관에 대한 실험도 수행하였다. 실험결과 마이크로핀 튜브의 전열촉진비는 질량유속이 감소할수록 증가하다 150 kg/m²s 를 기점으로 감소함을 보였다. 이는 마이크로 핀 튜브 내 유동이 환상류에서 성층류로 변화하기 때문이다. 실험 범위에서 마이크로핀 튜브의 마찰손실과 평활관의 마찰손실은 거의 같게 나타났다. 실험데이터를 기존 상관식의 예측치와 비교하였다.

Abstract: Microfin tubes having an outside diameter (O.D.) of 7.0 mm are widely used in residential air conditioning systems and heat pumps. It is known that the mass fluxes for air conditioners and heat pumps under partial load conditions are several tens of kg/m²s. However, literature surveys reveal that previous investigations were limited to mass flux over 100 kg/m²s. In this study, we conduct R-410A evaporation heat-transfer tests at low mass fluxes (50–250 kg/m²s) using a 7.0 mm O.D. microfin tube. During the test, the saturation temperature was maintained at 8°C, and the heat flux was maintained at 4.0 kW/m². For comparison purposes, we also test a smooth tube with a 7.0 mm O.D. The results showed that the heat-transfer enhancement factor of the microfin tube increased as the mass flux decreased up to 150 kg/m²s, which decreased as the mass flux further decreased. The reason for this was attributed to the change of the flow pattern from an annular flow to a stratified flow. Within the test range, the frictional pressure drops of the microfin tube were approximately the same as those of the smooth tube. We then compare experimental data obtained with the predictions obtained for the existing correlations.

- 기호설명 -

A : 전열면적

Bo : Boiling 수

c_p : 비열

D : 튜브 직경

e : 핀 높이

EF : 전열 촉진 계수

f : 마찰계수

† Corresponding Author, knh0001@incheon.ac.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

G	: 질량유속
h	: 열전달계수
i_{lv}	: 증발 잠열
J_G	: 걸보기 기체 속도
k	: 열전도도
L	: 길이
\dot{m}	: 질량 유량
n	: 핀 갯수
Nu	: Nusselt 수
P	: 압력, 둘레
Pr	: Prandtl 수
Q	: 전열량
q''	: 열유속
Re	: Reynolds 수
RMSE	: 제곱평균제곱근 오차
t	: 튜브 두께
T	: 온도
U	: 열관류율
V	: 속도
x	: 건도
X	: Martinelli 인자
α	: 기공율
β	: 선회각
dP/dz	: 압력 구배
ϕ_l	: 액체 2상 곱셈자
ϕ_v	: 기체 2상 곱셈자
γ	: 꼭지각
μ	: 점성계수
ρ	: 밀도
σ	: 표면장력

하첨자

a	: 실제, 가속
ave	: 평균
cv	: 대류
exp	: 실험
f	: 마찰
fa	: 유동 단면적
h	: 수력직경
i	: 내측
in	: 입구
l	: 액체
m	: 용융, 평균
nb	: 핵비등
o	: 외측

out	: 출구
pb	: 풀비등
pred	: 예측
r	: 핀 뿌리, 냉매
sat	: 포화
t	: 핀 팁
tp	: 2 상류
v	: 기체
w	: 물, 접수

1. 서 론

마이크로핀 튜브는 가정용 에어컨이나 히트 펌프의 증발기나 응축기에 널리 사용되고 있다. 개략적인 마이크로핀 튜브 형상은 외경 4 mm에서 15 mm, 마이크로핀 갯수 50 개에서 70 개, 선회각 6 도에서 30 도, 핀 높이 0.1 mm에서 0.25 mm, 꼭지각 25 도에서 70 도이다.^(1,2) 마이크로핀 튜브는 압력손실 대비 전열 촉진 효과가 우수한 것으로 알려져 있다. 마이크로핀 튜브의 증발 열전달 촉진 메카니즘으로는 전열면적의 증가, 핀에 의한 난류 유발, 핀 사이에서의 핵 형성 촉진, 성층류에서 환형류로의 조기 천이 등이 있다.⁽³⁾

마이크로핀 튜브는 Hitachi 전선의 Fujie 등⁽⁴⁾에 의하여 개발되었는데 Shinohara 와 Tobe,⁽⁵⁾ Yasuda 등⁽⁶⁾의 논문에서 상세히 기술되어 있다. Tsuchida 등⁽⁷⁾은 R-22 증발 열전달 시 최적 핀 형상을 보고하였는데 최적 핀 갯수, 핀 높이는 튜브 직경이 감소할수록 감소하였다. 하지만 오존층 파괴, 지구 온난화 등의 이유로 R-22는 R-410A로 대체되고 있다. Table 1에 마이크로핀 튜브에서 수행된 R-410A 증발 열전달에 대한 기존 연구를 수록하였다. 다른 냉매 (R-22, R-407C, R-502, R-507)를 사용한 마이크로핀 튜브 내 증발 열전달에 대한 연구는 Webb,⁽⁸⁾ Thome,⁽⁹⁾ Hamilton 등⁽¹⁰⁾에 기술되어 있다. Bogart 와 Thors⁽¹¹⁾는 선회각 18 도인 외경 9.5 mm 마이크로핀 튜브 내에서 R-410A 증발 열전달 실험 (질량유속 100 kg/m²s에서 400 kg/m²s)을 수행하고 R-22 실험 자료와 비교하였다. 증발 열전달계수는 R-410A에서 대략 50% 높게 나타났다. 하지만 압력손실은 R-410A에서 40% 가량 낮았다. Inoue 등⁽¹²⁾은 선회각 18 도인 마이크로핀 튜브 내 R-410A와 R-22 증발 열전달 실험 (질량유속 126 kg/m²s에서 319 kg/m²s)을 통하여 R-410A의 증발 열전달계수가 1.2 배에서 1.5 배 높다고 보고하였다. Kim 등⁽¹³⁾은 25 도 선회각을 가진 외경 9.5 mm 마이크로핀 튜브와 18 도 선회각을 가진 외경 7.0 mm 마이크로핀 튜브에 대하여 R-410A 증발 열전달 실험을 수행하였다. 질량 유속은 7.0 mm 마이크로핀 튜브의 경우 117 kg/m²s에서 211 kg/m²s, 9.5 mm 마이크로핀 튜브의 경우 70 kg/m²s에서 164 kg/m²s 범위

Table 1 Available evaporation studies in microfin tubes using R-410A

Investigators	T_{sat} (°C)	G (kg/m ² s)	q'' (kW/m ²)	D_o/D_i	n	e	γ	β
Bogart & Thors [11]	1.67	100-400	-	9.53/-	60	0.2	-	18
Inoue et al. [12]	10	126-319	15.3-23.4	8.01/7.30	55	0.17	55	18
Kim et al. [13]	-15-5	70-164 117-211	5.0-15.0	9.52/8.68	60	0.12	48	25
				7.0/6.16	60	0.15	53	18
Kim & Shin [15]	15	136-287	11.0	9.52/8.68	60	0.12	-	25
				9.52/8.52	60	0.20	53	18
				9.52/8.52	60	0.25	40	18
				9.52/8.47	65	0.25	25	15.5
				9.52/8.46	54	0.23	40	30
Hu et al. [20]	5	200-400	7.6-15.1	7.0/6.14	50	0.18	40	18
Ding et al. [21]	5	200-400	7.6-15.1	5.0/4.32	40	0.14	40	18
Padovan et al. [18]	30,40	280-600	14-83.5	-7.69	60	0.23	43	13
Wu et al. [16]	6	100-620	5.0-31.0	5.0/4.3	40	0.15	40	18
				5.0/4.3	38	0.15	25	18
				5.0/4.3	35	0.12	25	18
				5.0/4.3	58	0.12	25	18
				5.0/4.4	50	0.10	20	18
Present study	8	50-250	4	7.0/6.11	55	0.2	18.3	10

에서 변화되었다. 전열 촉진 계수 (마이크로핀 튜브 열전달계수와 평활관 열전달계수의 비)는 9.5 mm 튜브에서 1.8에서 2.5, 7.0 mm 튜브에서 1.1에서 1.6로 나타났는데 이 값은 질량유속이 감소할수록 증가하였다.

Houfuku 등⁽¹⁴⁾은 핀 갯수 50 개에서 57 개, 핀 높이 0.15 mm에서 0.25 mm, 선회각 16 도에서 18 도, 꼭지각 15 도에서 50 도로 변화된 마이크로핀 튜브 12 개에 대한 실험을 수행하였다. 이 때 포화온도는 8.5°C, 출구 과열도는 5°C, 질량유속은 250 kg/m²s 로 유지되었다. 최대 열전달계수는 최대 핀 개수(57), 최대 핀 높이(0.25 mm), 최소 선회각(16 도)을 가진 마이크로핀 튜브에서 얻어졌다. 또한, 핀 높이와 갯수가 증가할수록 압력손실도 증가하였다. Kim 과 Shin⁽¹⁵⁾은 핀 갯수 54 개에서 65 개, 핀 높이 0.12 mm에서 0.25 mm, 선회각 15.5 도에서 30 도, 꼭지각 25 도에서 53 도로 변화된 마이크로핀 튜브에 대하여 R-22 와 R-410A 증발 열전달 실험을 수행하였다. 이 때 질량유속은 136 kg/m²s 에서 287 kg/m²s 범위에서 변화되었다. 최대 열전달계수는 Houfuku 등⁽¹⁴⁾의 경우와 같이 최대 핀 갯수(65), 최대 핀 높이(0.25 mm), 최소 회전각(15.5 도), 최소 꼭지각(25 도)을 가진 마이크로핀 튜브에서 얻어졌다. 전열 촉진 계수는 R-22 에서는 1.9에서 2.3, R-410A 에서는 1.6에서 3.0 이고 R-410A 에서의 열전달계수는 R-22 에서의 열전달계수보다 최대 30% 크게 나타났다.

Wu 등⁽¹⁶⁾은 핀 갯수 38 개에서 58 개, 핀 높이 0.10 mm에서 0.15 mm, 꼭지각 20 도에서 40 도, 선회각 18

도인 외경 5.0 mm 마이크로핀 튜브에 대해 R-22 와 R-410A 증발 열전달 실험을(질량유속 100 kg/m²s 에서 620 kg/m²s) 수행하였다. 최적 핀 형상은 질량유속에 따라 다르게 나타났는데 질량유속 400 kg/m²s 이하에서는 최대 핀 높이(0.15 mm)에서 최대 열전달계수가 얻어졌다. 하지만 질량유속 400 kg/m²s 이상에서는 작은 핀 높이 (0.12 mm)에서 최대 열전달계수가 얻어졌다. Wu 등⁽¹⁶⁾은 액막의 두께와 핀 높이가 유사한 경우에 열전달이 최대로 된다고 설명하였다. 그들은 또한 Steiner 와 Taborek⁽¹⁷⁾의 점근 모델을 확장하여 증발 열전달 상관식을 제시하였다.

Podovan 등⁽¹⁸⁾은 포화 온도 30°C 와 40°C 에서 선회각 13 도의 내경 7.7 mm 인 마이크로핀 튜브 내 R-410A 증발 열전달 실험을 수행하였다. 실험 범위의 질량유속 (200 kg/m²s 에서 600 kg/m²s)에서 열전달계수는 질량유속에 무관하고 열유속에 따라 변화하였는데 이로부터 핵비등을 주된 열전달 메커니즘으로 제시하였다. 실험결과는 Cavallini 등⁽¹⁹⁾의 상관식 예측치와 잘 일치하였다. Hu 등⁽²⁰⁾과 Ding 등⁽²¹⁾은 외경 7.0 mm 와 5.0 mm 마이크로 핀 튜브 내 R-410A 증발 열전달 시 오일의 영향을 검토하였다.

Table 1 에 요약된 상기 문헌 조사 결과로부터 대부분의 기존 연구는 외경 9.5 mm 마이크로핀 튜브에 대해 수행되었음을 알 수 있다. 외경 7.0 mm 마이크로핀 튜브 내 증발 열전달에 관해서는 Kim 등⁽¹³⁾과 Hu 등⁽²⁰⁾의 연구 만이 존재한다. 가정용 에어컨이나 히트 펌프에 외경 7.0 mm 마이크로핀 튜브가

널리 사용되고 있음을 고려하면 이 튜브에 대한 연구가 더욱 필요하다고 판단된다. 특히 에어컨이나 히트 펌프의 부분 부하 운전시 질량유속은 수십 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 에 불과하다. 이 때 열유속도 감소하여 대략 4 kW/m^2 이 된다. 하지만 Table 1 은 7.0 mm 튜브의 경우 기존 연구들이 질량유속 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이상에서 수행되었음을 보여준다. 본 연구에서는 낮은 질량유속 ($50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $250 \text{ kg/m}^2\text{s}$)에서 외경 7.0 mm 마이크로핀 튜브 내 R-410A 증발 열전달 실험을 수행하였다. 실험 중 포화온도는 8°C , 열유속 4.0 kW/m^2 으로 유지하였다. 비교를 위해 외경 7.0mm 평활관에 대한 실험도 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 전열관 시료

Table 2 에 외경 7.0 mm 마이크로핀 튜브와 평활관의 제원이 나타나 있다. Fig. 1 은 마이크로 핀관의 단면도를 보여준다. Table 2 에 나타나 있듯이 마이크로핀 튜브의 외경 (D_o)은 7.0 mm, 핀뿌리 직경 (D_r)은 6.56 mm, 핀팁 직경(D_t)은 6.36 mm, 용융 (melt-down) 직경(D_m)은 6.5 mm, 수력 직경(D_h)은 4.69 mm, 접수 길이 (P_w)는 28.4 mm, 유동 단면적 (A_{fa})은 33.3 mm^2 , 내측 전열면적 (A_{ia})은 0.0284 m^2 , 용융 전열면적(A_{im})은 0.0204 m^2 , 핀 높이(e)는 0.1 mm, 핀 갯수는 65 개, 선회각(β)은 15 도, 꼭지각 (γ)은 40 도이다. 평활관의 경우 외경(D_o)은 7.0 mm, 내경 (D_m)은 6.3 mm 이다. 용융 전열면적(A_{im})은 마이크로핀을 녹여 평활관을 만들었을 때 얻어지는 면적으로 $A_{im} = \pi D_m L$ 로 계산된다.

Table 2 Detailed dimensions of the microfin tube and the smooth tube

	Microfin tube	Smooth tube
D_o (mm)	7.0	7.0
D_r (mm)	6.56	6.3
D_t (mm)	6.36	6.3
D_m (mm)	6.5	6.3
D_h (mm)	4.69	6.3
A_{fa} (mm^2)	33.3	3.12
A_{ia} (mm^2)	0.0284	0.198
A_{im} (mm^2)	0.0204	0.198
A_{ia}/A_{ia}	1.39	1.0
P_w (mm)	28.4	17.3
e	0.1	-
n	65	-
β	15	-
γ	40	-

2.2 실험장치 및 방법

Fig. 2 에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 본 연구에 사용된 실험장치에 대해서는 Kim 등⁽²²⁾의 논문에 상세히 기술되어 있다. Fig. 2 에 나타난 바와 같이 냉매는 시험부에 일정 건도로 유입되고 환형부에 흐르는 고온수에 의해 증발이 일어난다. 시험부를 나온 2 상 냉매는 후방의 웰-튜브 응축기에서 응축된 후 펌프와 유량계를 지나 예열부로 공급된다. 이 때 냉매 유량은 펌프에 공급되는 유량 중 일정량을 우회시켜 조절하였고 시험부 입구 건도는 예열기에서 조절하였다. 또한 열유속은 환형부를 흐르는 고온수의 온도로서 조절하였다.

Fig. 3 에 시험부 상세도를 나타내었다. 시험부는 전열관과 환형부로 구성된다. 냉매는 전열관 내측을 흐르고 고온수는 환형부를 흐르며 내측의 냉매를 증발시킨다. 이러한 형상에서 관 내측 증발 열전달계수를 정밀하게 측정하려면 환형부의 열저항을 최소화하는 것이 필요하다. 이를 위해서는 환형부 간격을 줄여 고온수의 유속을 크게 할 필요가 있다. 하

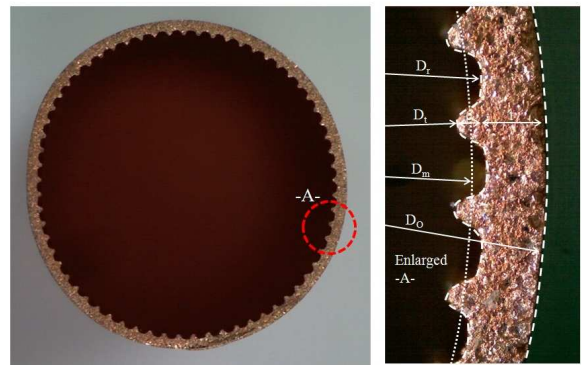


Fig. 1 Enlarged photos of the microfin tubes

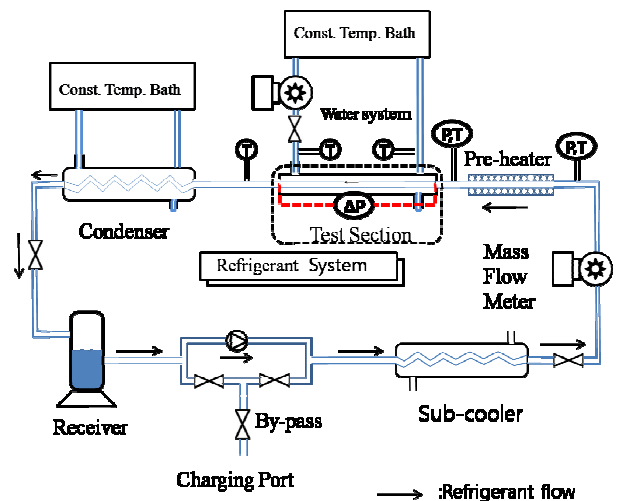


Fig. 2 Schematic drawing of the experimental apparatus

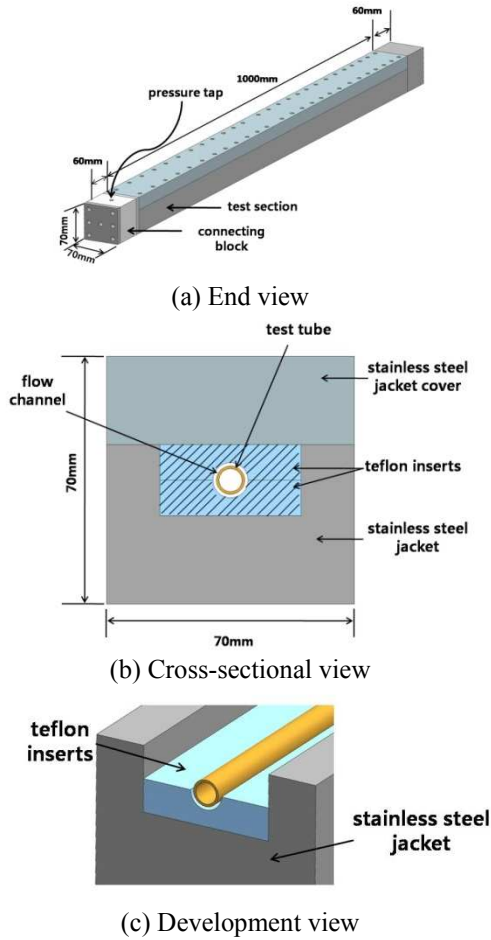


Fig. 3 Detailed drawing of the test section

지만 유속이 커지면 입출구 온도차가 적어지고 따라서 측정 불확도가 증가한다. 선행 계산을 통하여 최적 간격 2.0 mm 가 얻어졌다. 이 간격은 Fig. 3 에 나타나 있듯이 테프론 바를 가공하여 형성하였다. 또한 환형부 측의 열저항을 줄이기 위하여 전열관 외측에 직경 0.3 mm 의 니크롬선을 2.0 mm 핏치로 감았다. 시험부 양단에는 시험 전열관과 실험장치의 배관을 연결시켜주는 연결구(connecting block)를 설치하였다. 연결구 상부에는 직경 1.0 mm 의 압력공이 가공되어 있다.

온도는 각각 열전대 5 개로 구성된 써모웰(thermowell)을 사용하여 냉매 입출구, 환형부 고온수 입출구 그리고 예열기 입구에서 측정되었다. 압력은 시험부 입구부와 예열기 입구부에서 측정되었다. 이 압력들은 냉매의 상태가 과냉인지 포화인지 결정하는데 사용되었다. 시험부 차압은 차압 트랜스듀서로 측정되었고 냉매와 고온수의 유량은 정밀도 $\pm 1.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ 의 질량유량계를 사용하여 측정되었다. 증발 열전달 실험은 최대 유량과 건도에서 시작하여 건도 (0.8 에서 0.2)와 질량

Table 3 Experimental uncertainties

Parameter	Max. Uncertainties
Temperature	$\pm 0.1^\circ\text{C}$
Pressure	$\pm 0.1 \text{ kPa}$
Water flow rate	$\pm 0.2\%$
Refrigerant flow rate	$\pm 0.1\%$
Heat flux	$\pm 2.69\%$
Vapor quality	$\pm 1.02\%$
h_o	$\pm 10.0\%$
h_i	$\pm 13.0\%$
$(dP/dz)_f$	$\pm 4.2\%$

유속 ($250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$)을 줄여가며 수행되었다. 시험 중 열유속과 포화온도는 4.0 kW/m^2 과 8°C 로 유지되었다.

2.3 자료처리

측정된 열관류율 U_o 와 환형부 열전달계수 h_o 로부터 관 내측 증발 열전달계수 h_i 는 아래 식으로 구해진다. 여기서 A_{im} 은 용융 전열면적이고 A_m 은 관벽 중간 위치에서의 전열면적이다.

$$h_i = \left[\left(\frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_o} \right) \frac{A_m}{A_o} - \frac{tA_{im}}{kA_m} \right] \quad (1)$$

환형부 열전달계수 h_o 는 Wilson plot⁽²³⁾으로부터 구하였다. Wilson plot 실험 시 중요한 사항 중 하나는 관 내측과 환형부측이 모두 난류 유동이어야 한다는 것이다. 이를 위하여 전열관 외측에 직경 0.3 mm 니크롬선을 2.0 mm 간격으로 감아 난류를 촉진하였다. Wilson plot으로부터 구해진 환형부 열전달계수는 다음과 같다.

$$Nu_{Dh} = 0.141 Re_{Dh}^{0.70} Pr_w^{0.4} \quad (2)$$

식 (2)의 적용범위는 $1400 \leq Re_{Dh} \leq 4200$ 이다. 증발 열전달 실험시 식 (2)로부터 구해진 환형부측 열저항은 전체 열저항의 1/3 가량되었다. 이 값은 환형부의 유속을 증가시키면 감소하나 이 경우 전술한 바와 같이 측정 불확도가 증가한다. 선행계산을 통하여 환형부측 유량 (1.0 liter/min)이 결정되었고 이 때 Reynolds 수는 2400이었다. 시험부의 평균 건도는 식 (3)으로 구해진다.

$$x_{ave} = x_{in} + \Delta x / 2 \quad (3)$$

여기서 Δx 는 시험부에서의 건도 변화량(0.07에서 0.37)으로 질량유속이 감소하면 증가하였다. 시험부 입구 건도는 식 (4)로 구해진다.

$$x_{in} = \frac{1}{i_{fg}} \left[\frac{Q_p}{\dot{m}_r} - c_{pr} (T_{sat} - T_{p,in}) \right] \quad (4)$$

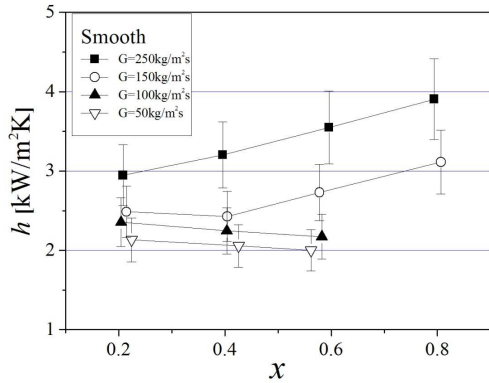


Fig. 4 Evaporation heat transfer coefficients of the 7.0mm O.D smooth tube

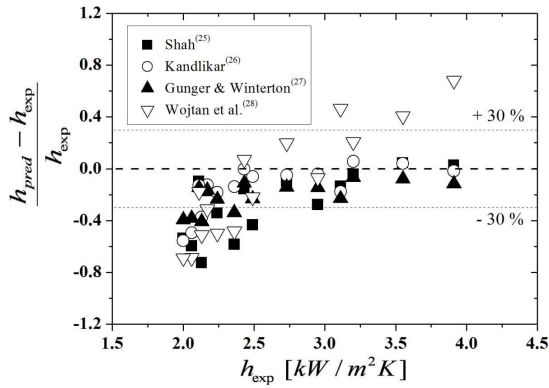


Fig. 5 The smooth tube heat transfer coefficients compared with predictions by existing correlations

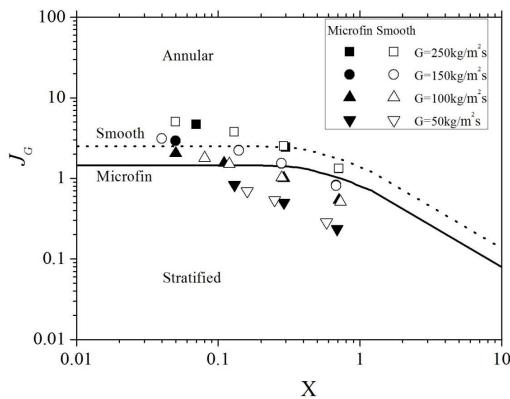


Fig. 6 Present data plotted on the flow pattern map of Doretti et al.⁽²⁹⁾

여기서 Q_p 는 예열부에 공급된 열량이고 $T_{p,in}$ 은 예열부 입구의 냉매 온도이다. 실험 데이터에 대한 불확도 해석⁽²⁴⁾을 수행하고 그 결과를 Table 3에 수록하였다. 열전달계수는 최대 $\pm 13.0\%$, 압력손실은 최대 $\pm 4.2\%$ 의 오차값을 가진다.

Table 4 RMS errors of heat transfer coefficients and frictional pressure drops for the smooth tube

	Correlation	RMSE
h (W/m^2K)	Shah[25]	0.38
	Kandlikar[30]	0.24
	Gunger & Winterton[27]	0.25
	Wojtan et al.[28]	0.45
dP/dz_f (Pa/m)	Jung & Radermacher[47]	0.52
	Muller-Steinhagen & Heck[46]	0.36
	Friedel	0.17
	Moreno-Quiben & Thome[48]	0.22

3. 실험결과 및 고찰

3.1 증발 열전달계수

실험결과의 신뢰도를 확인하고 마이크로핀 튜브 내 증발 열전달과 비교하기 위하여 우선 외경 7.0 mm (내경 6.3 mm) 평활관에서 R-410A 증발 열전달 실험을 수행하였다. 실험 범위는 질량유속 50 kg/m^2s 에서 250 kg/m^2s 이고 열유속은 4.0 kW/m^2 , 포화온도는 8°C 로 유지되었다. Fig. 4 에 평활관 내 증발열전달계수를 오차 범위와 함께 나타내었다. Fig. 4 는 질량유속이 증가함에 따라 열전달계수가 증가함을 보인다. 또한 높은 질량유속에서는 ($G \geq 150 kg/m^2s$) 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가하나 낮은 질량유속에서는 ($G \leq 150 kg/m^2s$) 건도가 증가할수록 열전달계수가 감소한다. 이는 낮은 건도에서는 열유속이 지배적이고 건도가 높아질수록 대류 열전달의 영향이 커지는 관 내 증발 열전달의 특성 때문이다. 즉, 높은 질량유속에서는 건도가 증가할수록 대류 열전달의 영향이 상대적으로 크게 나타나 증발 열전달계수가 증가하나 낮은 질량유속에서는 건도에 따른 대류 열전달의 영향이 상대적으로 미미하여 증발 열전달계수가 감소한다. Fig. 5 에 평활관 내 증발 열전달계수를 상관식의 예측치⁽²⁵⁻²⁸⁾와 비교하였다. Table 4 에는 RMS 오차를 나타내었다. Fig. 6 에는 본 데이터를 마이크로핀 튜브 내 응축열전달 실험 자료로부터 도출된 Doretti 등⁽²⁹⁾의 유동양식선도에 나타내었다. 관 내 유동 양식은 응축과 증발시 크게 차이가 나지 않으리라 예상된다. Fig. 6 은 가장 높은 질량유속인 250 kg/m^2s 를 제외하고는 유동이 성층류임을 보여준다. 질량유속 250 kg/m^2s 에서는 유동이 환상류이다. Fig. 5 는 열전달계수 2.5 kW/m^2K 이상에서는 기존 상관식들이 실험 데이터를 적절히

예측함을 보인다. 하지만 $2.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 이하에서는 상관식들이 데이터를 과소 예측한다. Fig. 4 에 따르면 열전달계수 $2.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 이하의 데이터는 질량유속 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이하의 데이터이고 열전달계수 $2.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 이상의 데이터는 질량유속 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이상의 데이터임을 알 수 있다. 즉 기존 상관식들이 질량유속 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 데이터는 적절히 예측하는 반면 질량유속 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이하의 데이터는 과소예측한다. 이는 기존 상관식들이 대체로 질량유속 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이상의 데이터를 기반으로 개발되었기 때문으로 판단된다. Table 4 는 기존 상관식 중 Kandlikar⁽²⁶⁾와 Gunger 와 Winterton⁽²⁷⁾ 상관식이 실험 데이터를 적절히 예측함(RMS 오차 0.24 와 0.25)을 보여준다.

Fig. 7 에 Table 2 에 형상이 기술된 외경 7.0 mm 마이크로핀 튜브 내 증발 열전달계수를 오차 범위와 함께 나타내었다. 이 때 열유속(용융 전열면적 기준)은 4.0 kW/m^2 이고 포화온도는 8°C 이었다. 마이크로핀 튜브에서는 기존 전열면적에 따라 열전달계수가 다르게 계산된다. 본 연구에서는 용융 전열면적 ($A_{im} = \pi D_m L$)을 기준으로 열전달계수를 산정하였다. Fig. 7 은 질량유속과 건도의 감소에 따라 열전달계수가 감소함을 보여준다. 또한 질량유속 $250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 까지는 열전달계수가 소량 감소하나 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이하로는 감소량이 현저함을 보인다. Table 5 에는 각 질량유속별 전열축진비 (마이크로핀 튜브의 열전달계수와 평활관 열전달계수의 비)를 나타내었다. 전열 축진비는 1.51 에서 3.32 임을 알 수 있다. Fig. 8 에는 건도 0.5 에서의 전열 축진비를 질량유속의 함수로 나타내었다. 이 그림은 질량유속 $250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 감소할 때 축진비는 2.28 에서 2.77 로 증가하다가 질량유속이 $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 감소하면 축진비도 2.50, 1.82 로 감소함을 보여준다. 그렇다면 축진비가 질량유속 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 최대가 되는 이유는 무엇일까? 그 이유를 살펴보기 위하여 Fig. 9 에 Doretti 등⁽²⁹⁾의 유동 양식선도 (Fig. 6 참조)에 나타난 유동 패턴을 도시하였다. 높은 질량유속 ($250 \text{ kg/m}^2\text{s}$)에서는 마이크로핀 튜브와 평활관 모두에 환상류가 형성된다.

이 경우 마이크로 핀이 유동 혼합을 촉진하고 액막의 두께를 얇게 유지함으로써 열전달을 촉진시킨다. 질량유속 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서는 마이크로핀 튜브에는 환상류가 형성되나 평활관에는 성층류가 형성된다. 이는 마이크로핀이 유발하는 선회류 때문인데 환상류의 액막 두께가 성층류보다 현저히

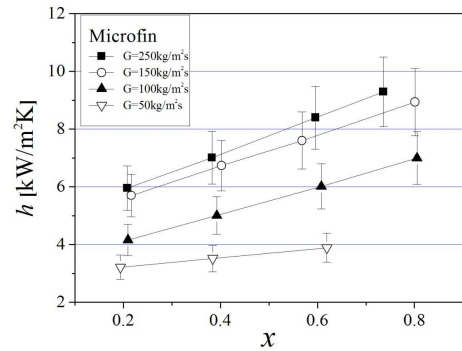


Fig. 7 Condensation heat transfer coefficients of the 7.0mm O.D. microfin tube

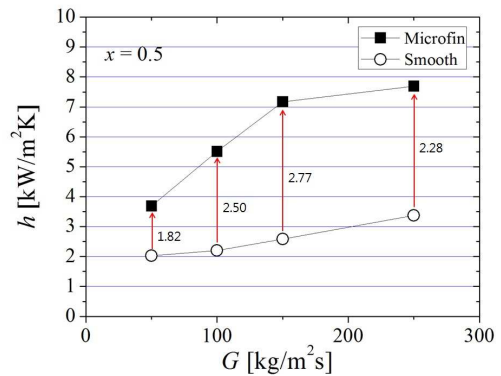


Fig. 8 Heat transfer coefficients of the microfin tube and those of the smooth tube shown as a function of mass flux at $x=0.5$

G	Microfin tube	Smooth tube
50 (kg/m ² s)		
100 (kg/m ² s)		
150 (kg/m ² s)		
250 (kg/m ² s)		

Fig. 9 Possible flow patterns in smooth and microfin tube at different mass flux

Table 5 Heat transfer enhancement factor and pressure drop penalty factor

G (kg/m ² s)	x	EF	PF
250	0.21	2.02	1.06
	0.39	2.19	1.11
	0.60	2.37	1.08
	0.76	2.38	0.96
150	0.22	2.29	0.85
	0.40	2.78	1.08
	0.57	2.79	1.21
	0.80	2.87	0.97
100	0.21	1.77	0.95
	0.40	2.23	0.97
	0.60	2.77	1.14
	0.76	3.32	1.11
50	0.21	1.51	0.64
	0.40	1.71	0.66
	0.59	1.95	1.09

Table 6 RMS errors of heat transfer coefficients and frictional pressure drops for the microfin tube

	Correlation	RMSE
h (W/m ² K)	Koyama et al. ⁽³⁰⁾	0.23
	Kido et al. ⁽³¹⁾	0.84
	Thome et al. ⁽³²⁾	0.57
	Goto et al. ⁽³³⁾	0.19
	Newell & Shah ⁽³⁴⁾	0.38
	Yun et al. ⁽³⁵⁾	0.61
	Cavallini et al. ⁽¹⁹⁾	0.51
	Chamra and Mago ⁽³⁶⁾	0.34
	Hamilton et al. ⁽¹⁰⁾	0.45
	dP/dz_f (Pa/m)	Kuo and Wang ⁽⁴⁵⁾
Cavallini et al. ⁽⁴⁶⁾		0.38
Choi et al. ⁽⁴⁷⁾		0.19
Newell & Shah ⁽³⁴⁾		0.23
Goto et al. (Φ_f) ⁽³³⁾		0.15
Goto et al. (Φ_f) ⁽³³⁾		0.49
Badarra Filho et al. ⁽⁴⁸⁾		0.69
Wu et al. ⁽¹⁶⁾		0.35

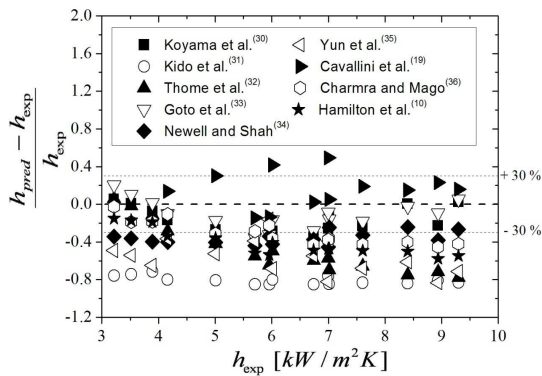


Fig. 10 The microfin tube heat transfer coefficient compared with predictions by existing correlations

작기 때문에 환상류의 열전달계수가 성층류의 값보다 현저히 크게 된다. 질량유속이 100 kg/m²s 로 감소하면 마이크로핀 튜브의 유동도 성층류가 된다. 하지만 마이크로핀에 의한 선회류 때문에 평균 액막의 두께는 여전히 마이크로핀 튜브에서 작게 되고 따라서 열전달계수는 크게 된다. 질량 유속이 50 kg/m²s 로 감소하면 마이크로핀에 의한 선회류의 강도도 감소하고 따라서 전열 촉진비도 감소하게 된다.

Fig. 10 에 본 실험 데이터와 기존 마이크로핀 튜브 내 증발 열전달 상관식의 예측치를 비교하였다. Table 6 에는 RMS 오차를 나타내었다. 이 그림은 Goto 등⁽³³⁾ 과 Koyama 등⁽³⁰⁾의 상관식이 실험자료를 잘 예측함 (RMS 오차 0.19 와 0.23)을 보여준다. 나머지 대부분의 상관식^(10,31,32,34~36)은 실험자료를 과소 예측하고 Cavallini 등⁽¹⁹⁾의 상관식은 실험자료를 과대 예측한다. Table 7 에 Goto 등⁽³³⁾과 Koyama 등⁽³⁰⁾의 상관식을 나

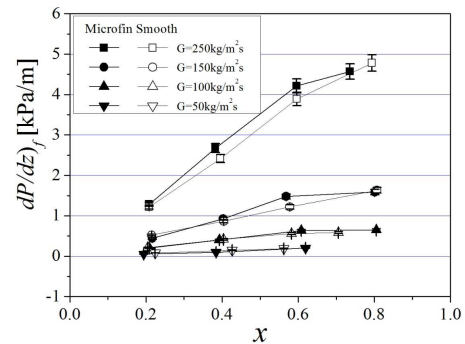


Fig. 11 The microfin tube frictional pressure gradients compared with those of the smooth tube

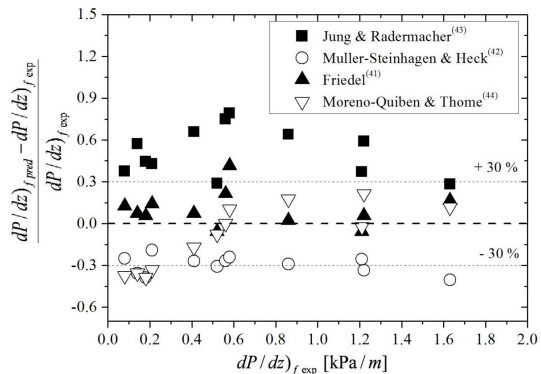


Fig. 12 Frictional pressure gradients of the smooth tube compared with predictions by existing correlations

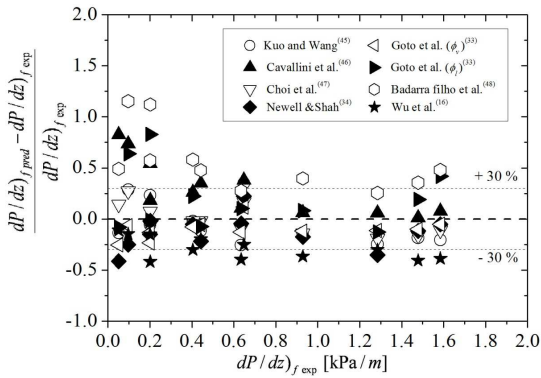


Fig. 13 Frictional pressure gradients of the microfin tube compared with predictions by existing correlations

타내었다. Koyama 등⁽³⁰⁾의 상관식은 총합 열전달을 대류 비등과 핵비등의 합으로 계산하고 Goto 등⁽³³⁾의 상관식은 총합 열전달계수를 Boiling 수와 Martinelli 인자의 합으로 구하므로 두 상관식 모두 성층류 영역과 환상류 영역에 대해 적용 가능하다고 판단된다.

3.2 압력손실

증발 열전달 실험과 동시에 시험부 압력손실도 측정되었다. 측정된 압력손실은 가속손실과 마찰손실의 합이다.

$$-\frac{dP}{dz} = \left(-\frac{dP}{dz}\right)_a + \left(-\frac{dP}{dz}\right)_f \quad (5)$$

분리 유동 모델⁽³⁷⁾에 따르면 가속손실은 다음과 같다.

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_a = G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\rho_v \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right] \quad (5)$$

가속손실을 계산하기 위해서는 기공율(α)을 알아야 하는데 평활관에 대해서는 기공율에 대해 다수의 모델이 존재한다.⁽³⁸⁻⁴⁰⁾ 하지만 마이크로핀 튜브의 경우는 일반화된 모델이 존재하지 않고 평활관 모델이 그대로 사용된다. Newell 과 Shah⁽³⁴⁾는 마이크로핀 튜브 내 기공율은 대략 평활관과 같다고 보고하였다. 본 연구에서는 Zivi⁽³⁸⁾의 기공율 모델을 사용하여 가속손실을 계산하였다. Fig. 11 에 평활관과 마이크로핀 튜브의 마찰손실을 오차범위와 함께 나타내었다. 이 그림은 질량유속과 전도가 증가함에 따라 마찰손실이 증가함을 보여준다. 또한 실험 범위에서 마이크로핀 튜브의 마찰손실과 평활관의 마찰손실이 거의 같음을 보여준다. Table 5 에 압력손실비(마이크로핀 튜브의 압력손실과 평활관의 압력손실 비)를 나타내었다. 압력손실비는 0.64 에서 1.21 이다.

Fig. 12 에 평활관의 압력손실을 상관식^(41~44)의

Table 7 Heat transfer coefficient and frictional pressure drop correlations for the microfin tube

	h or $dP/dz)_f$	Correlations
		$h = h_{cv} + h_{nb}$ $h_{cv} = 0.028 Re_p^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{h_l}{D_m}$ $h_{tp} = f^{1.25} Re_l$ $f = 1 + \frac{2}{X_u^{0.8}} + \frac{0.8}{X_u^{1.05}}$ $X_u = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1}$ $Re_l = \frac{G(1-x)D_m}{\mu_l}$ $h_{nb} = k \cdot s \cdot h_{pb}$
Koyama et al. ⁽³⁰⁾	h	$k = [1 + 0.875\eta + 0.158\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.791\eta^4]^{-1}$ $\eta = \frac{h_{cv}}{sh_{pb}}$ $s = \frac{[1 - e^{-\zeta}]}{\zeta}$ $\zeta = \frac{d_b h_{cv}}{k_l}$ $d_b = 0.00001 \left[\frac{\rho_l c_{pl} T_{sat}}{\rho_v i_{lv}} \right]^{1.25} \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5}$ $h_{pb} = 580k_l \left[\frac{q'' d_{be}}{k_l T_{sat}} \right]^{0.745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.58} \frac{Pr_l^{0.533}}{d_{be}}$ $d_{be} = 0.51 \left[\frac{2\sigma}{(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{0.5}$
Goto et al. ⁽³³⁾	h	$h = h_l (41900Bo + 1.79X_{xx}^{-1.2})$ $h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_m}$ $Bo = \frac{q''}{i_{lv} G}$
ϕ_v based Goto et al. ⁽³³⁾	$dP/dz)_f$	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \phi_v^2 f_{vo} \frac{G^2 x^2}{(\rho_v D_m)}$ $\phi_v = 1 + 1.64 X_u^{0.79}$ $Re_v = \frac{Gx D_m}{\mu_v}$ $Re_v \leq 2000, f_{vo} = 16 / Re_v$ $2000 < Re_v \leq 2600, f_{vo} = 0.000147 Re_v^{0.53}$ $2600 < Re_v \leq 6500, f_{vo} = 0.046 Re_v^{0.2}$ $6500 < Re_v \leq 12700, f_{vo} = 0.00123 Re_v^{0.21}$ $Re_v > 12700, f_{vo} = 0.0092$
Choi et al. ⁽⁴⁷⁾	$dP/dz)_f$	$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = f \frac{G^2}{\rho_m D_h}$ $\frac{1}{\rho_m} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l}$ $f = 0.00506 Re_{Dh}^{0.0951} \left(\frac{\Delta x i_{lv}}{gL} \right)^{0.1554}$ $Re_{Dh} = \frac{GD_h}{\mu_l}$

예측값과 비교하였다. Table 4 에는 RMS 오차를 나타내었다. 이 그림은 Friedel⁽⁴¹⁾과 Moreno-Quiben 과 Thome⁽⁴⁴⁾ 상관식이 실험 자료를 적절히 예측함 (RMS 오차 0.17 과 0.22)을 보인다. Jung 과 Radermacher⁽⁴³⁾ 상관식은 실험자료를 과대예측 (RMS 오차 0.52)하고 Muller-Steinhagen 과 Heck⁽⁴²⁾ 상관식은 실험자료를 과소예측(RMS 오차 0.36)한다. Fig. 13 에 마이크로핀 튜브 내 압력손실 데이터와 상관식^(16,33,34,45~48)의 예측치를 비교하였다. Table 6 에는 RMS 오차를 나타내었다. 여기서 한 가지 유의할 사항은 Goto 등⁽³³⁾이 두 가지 상관식 (기체 기반 이상 마찰 곱셈자 ϕ , 또는 액체 기반 이상 마찰 곱셈자 ϕ_l 적용)을 제시하였다는 점이다. Fig. 13 은 기체 기반 Goto 등,⁽³³⁾ Choi 등,⁽⁴⁷⁾ Newell 과 Shah⁽³⁴⁾, Kuo 와 Wang⁽⁴⁵⁾의 상관식이 실험 데이터를 적절히 예측함(RMS 오차 0.15, 0.19, 0.23, 0.24)을 보여준다. Cavallini 등,⁽⁴⁶⁾ 액체 기반 Goto 등,⁽³³⁾ Badarra Filho 등⁽⁴⁸⁾의 상관식은 실험 데이터를 과대 예측하고 Wu 등⁽¹⁶⁾의 상관식은 과소예측한다. Table 7 에 기체 기반 Goto 등⁽³³⁾과 Choi 등⁽⁴⁷⁾의 상관식을 나타내었다. 기체 기반 Goto 등⁽³³⁾의 상관식은 기체 Reynolds 수 (Re_v)의 전 영역을 포함하므로 층류와 난류 모두에 적용 가능하다고 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 낮은 질량유속 (50 kg/m²s 에서 250 kg/m²s)에서 외경 7.0 mm 마이크로핀 튜브 내 R-410A 증발 열전달 실험을 수행하였다. 실험 중 포화온도는 8°C, 열유속 4.0 kW/m²으로 유지하였다. 비교를 위해 외경 7.0 mm 평활관에 대한 실험도 수행하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 마이크로핀 튜브의 전열촉진비는 질량유속이 감소할수록 증가하다 150 kg/m²s를 기점으로 감소함을 보인다. 이는 마이크로 핀 튜브 내 유동양식이 환상류에서 성층류로 변화하기 때문이다. 또한 전열 촉진비는 1.51에서 3.32 이다..

(2) Goto 등⁽³³⁾과 Koyama 등⁽³⁰⁾의 상관식이 마이크로핀 튜브 내 증발 열전달 실험자료를 잘 예측한다.

(3) 실험 범위에서 마이크로핀 튜브의 마찰손실과 평활관의 마찰손실이 거의 같다 (압력손실비 0.64에서 1.21).

(4) 기체 기반 Goto 등,⁽³³⁾ Choi 등,⁽⁴⁷⁾ Newell과 Shah,⁽³⁴⁾ Kuo와 Wang⁽⁴⁵⁾의 상관식이 마이크로핀 튜

브 내 압력손실 실험 데이터를 적절히 예측한다.

참고문헌

(References)

- (1) Webb, R. L. and Kim, N. H., 2005, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, 2nd ed., Taylor and Francis Pub.
- (2) Laohalertdecha, S., Dalkilic, A. S. and Wongwises, S., 2012, "A Review on Heat Transfer Performance and Pressure Drop Characteristics of Various Enhanced Tubes," *Int. J. Air-Cond. Refrig.*, Vol. 20, No. 4, 230003.
- (3) Thome, J. R., 1996, "Boiling of New Refrigerants: A State-of-the-Art Review," *Int. J. Refrig.*, Vol. 19, No. 7, pp. 435~457.
- (4) Fujie, K. Itoh, N., Kimura, H., Nakayama, N. and Yanugidi, T., 1977, *Heat Transfer Pipe*, US Patent 4044479, Assigned to Hitachi Ltd.
- (5) Shinohara, Y. and Tobe, M., 1985, "Development of an Improved Thermofin Tube," *Hitachi Cable Review*, Vol. 4, pp. 47~50.
- (6) Yasuda, K., Ohizumi, K., Hori, M. and Kawamata, O., 1990, "Development of Condensing Thermofin HEX-C tube," *Hitachi Cable Review*, Vol. 9, pp. 27~30.
- (7) Tsuchida, T., Yasuda, K., Hori, M. and Otani, T., 1993, "Internal Heat Transfer Characteristics and Workability of Narrow Thermofin Tubes," *Hitachi Cable Review*, Vol. 12, pp. 97~100.
- (8) Webb, R. L., 1999, "Prediction of Condensation and Evaporation in Microfin and Micro-channel Tubes," *Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers*: Kluwer Academic Press, pp. 529~550.
- (9) Thome, J. R., 2004, *Engineering Data Book III*, Wolverine Tube Inc.
- (10) Hamilton, L. J., Kedzierski, M. A. and Kaul, M. P., 2008, "Horizontal Convective Boiling of Pure and Mixed Refrigerants Within a Micro-fin Tube," *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 15, No. 3, pp. 211~226.
- (11) Bogart, J. and Thors, P., 1999, "In-tube Evaporation and Condensation of R-22 and R-410A with Plain and Internally Enhanced Tubes," *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 6, No. 1, pp. 37~50.
- (12) Inoue, N, Goto, M. and Kandlikar, S. G., 2000, "Flow Boiling Heat Transfer with Binary and Ternary Mixtures in Microfin Tubes," *Advances in Enhanced Heat Transfer*, ASME, HTD-Vol. 365/PID-Vol. 4, pp. 23~33.
- (13) Kim, Y., Seo, K. and Chung, J. T., 2002, "Evaporation Heat Transfer Characteristics of R-410A in 7.0 and 9.52 mm Smooth/Microfin Tubes," *Int. J. Refrig.*, Vol. 25, pp. 716~730.
- (14) Houfuku, M., Suzuki, Y. and Inui, K., 2001, "High

- Performance, Light Weight Thermofin Tubes for Air-Conditioners Using Alternative Refrigerants," *Hitachi Cable Review*, Vol. 20, pp. 97~100.
- (15) Kim, M. H. and Shin, J. S., 2005, "Evaporation Heat Transfer of R-22 and R-410A in Horizontal Smooth and Microfin Tubes," *Int. J. Refrig.*, Vol. 28, pp. 940~948.
- (16) Wu, Z., Wu, Y., Sunden, B. and Li, W., 2013, "Convective Vaporization in Micro-fin Tubes of Different Geometries," *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 44, pp. 398~408.
- (17) Steiner, D. and Taborek, J., "Flow Boiling Heat Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model," *Heat Transfer Eng.*, Vol. 13, No. 3., pp. 43~69.
- (18) Padovan, A., Del Col, D. and Rossetto, L., 2001, "Experimental Study on Flow Boiling of R134a and R410A in a Horizontal Microfin Tube at High Saturation Temperatures," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 2814~3826.
- (19) Cavallini, A., Del Col, D. and Rossetto, L., 2006, "Flow Boiling Inside Microfin Tubes: Prediction of the Heat Transfer Coefficient," *Proc. ECI International Conference on Boiling Heat Transfer*, Spoleto, Italy.
- (20) Hu, H., Ding, G. and Wang, K., 2008, "Heat Transfer Characteristics of R410A-oil Mixture Flow Boiling Inside a 7mm Straight Microfin Tube," *Int. J. Refrig.*, Vol. 31, pp. 108~1093.
- (21) Ding, G., Hu, H., Huang, X., Deng, B. and Gao, Y., 2009, "Experimental Investigation and Correlation of Two-phase Friction Pressure Drop of R410A-oil Mixture Flow Boiling in a 5 mm Microfin Tube," *Int. J. Refrig.*, Vol. 32, pp. 150~161.
- (22) Kim, N. H., Byun, H. W. and Lee, J. W., 2013, "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of R-410A in Three 7.0 mm Outer Diameter Microfin Tubes Having Different Inside Geometries," *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 20, No. 3, 235~250.
- (23) Wilson, E. E., 1915, "A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus," *Trans. ASME*, Vol. 37, pp. 47~70.
- (24) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3~9
- (25) Shah, M. M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study," *ASHRAE Trans*, Vol. 88, Pt. 1, pp. 185~196.
- (26) Kandlikar, S. G., 1990, "A General Correlation for Two-phase Boiling Heat Transfer Coefficient Inside Horizontal and Vertical Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219~228.
- (27) Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1987, "Simplified General Correlations for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data," *Can. J. Chem. Eng.*, Vol. 65, No. 1, pp. 148~156.
- (28) Wojtan, L., Ursenbacher, T. and Thome, J. R., 2005, "Investigation of Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part II – Development of New Heat Transfer Model for Stratified-wavy, Dryout and Mist Flow Regimes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 2970~2985.
- (29) Doretti, L., Zilio, C., Mancin, S. and Cavallini, A., 2013, "Condensation Flow Patterns Inside Plain and Microfin Tubes: A Review," *Int. J. Refrig.*, Vol. 36, pp. 567~587.
- (30) Koyama, S. Yu, J., Momoki, S., Fujii, T. and Honda, H., 1995, "Forced Convective Flow Boiling Heat Transfer of Pure Refrigerants Inside a Horizontal Microfin Tube," *Proc. of Engineering Foundation Conference on Convective Flow Boiling*, ASME, Banff, Canada.
- (31) Kido, O., Taniguchi, M., Taira, T. and Uehara, H., 1995, "Evaporation Heat Transfer of HCFC22 Inside an Internally Grooved Horizontal Tube," *Proc. of ASME/JSME Thermal Engineering Conference*, Vol. 2, pp. 323~330.
- (32) Thome, J. R., Kattan, N. and Favrat, D., 1977, "Evaporation in Micro-fin Tubes: A Generalized Prediction Model," *Proc. of Convective Flow and Pool Boiling Conf.*, Kloster Irsee, Paper VII-4.
- (33) Goto, M., Inoue, N. and Ishiwatari, N., 2001, "Condensation and Evaporation Heat Transfer of R-410A Inside Internally Grooved Horizontal Tubes," *Int. J. Refrig.*, Vol. 24, pp. 628~638.
- (34) Newell, T. A. and Shah, R. K., 2001, An Assessment of Refrigerant Heat Transfer, Pressure Drop and Void Fraction Effects in Microfin Tubes, *Int. J. HVAC&R*, Vol. 7, No. 2, pp. 125~153.
- (35) Yun, R., Kim, Y., Seo, K. and Kim, H. Y., 2002, "A Generalized Correlation for Evaporation Heat Transfer of Refrigerants in Micro-fin Tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 2003~2010.
- (36) Chamra, L. M. and Mago, P. J., 2007, "Modeling of Evaporation Heat Transfer of Pure Refrigerants and Refrigerant Mixtures in Microfin Tubes," *Proc. of Institution on Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 221, pp. 443~454.
- (37) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., Oxford University Press.
- (38) Zivi, S. M., 1964, "Estimation of Steady-state Steam Void Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production," *J. Heat Transfer*, Vol. 68, pp. 247~252.
- (39) Smith, S. L., 1969-1970, "Void Fraction in Two-Phase Flow: A Correlation Based upon an Equal Velocity Head Model," *Inst. Mech. Eng.*, Vol. 184, pp. 647~657.

- (40) Rouhani, Z. and Axelsson, E., 1970, "Calculation of Void Volume Fraction in the Subcooled and Quality Boiling Regions," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 13, pp. 383~393.
- (41) Friedel, L., 1979, "Improved Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-phase Pipe Flow," *3R Int.*, Vol. 18, pp. 485~492.
- (42) Muller-Steinhagen, H. and Heck, K., 1986, "A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-phase Flow in Pipes," *Chem. Eng. Processing*, Vol. 20, pp. 297~308.
- (43) Jung, D. and Rademacher, R., 1989, "Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 12, pp. 2435~2446.
- (44) Moreno Quiben, J. and Thome, J. R., 2007, "Flow Pattern Based Two-phase Frictional Pressure Drop Model for Horizontal Tubes, Part II: New Phenomenological Model," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 28, pp. 1060~1072.
- (45) Kuo, C. S. and Wang, C. C., 1996, "Horizontal Flow Boiling of R22 and R407C in a 9.52 mm Micro-fin Tube," *Applied Thermal Eng.*, Vol. 16, No. 8, pp. 719~731.
- (46) Cavallini, A. Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A. and Rossetto, L., 1997, "Pressure Drop During Condensation and Vaporization of Refrigerants Inside Enhanced Tubes," *Heat and Technology*, Vol. 15, No. 1, pp. 3~10.
- (47) Choi, J. Y., Kedzierski, M. A. and Domanski, P. A., 2001, "Generalized Pressure Drop Correlation for Evaporation and Condensation in Smooth and Microfin Tubes," *Proc. of IIF-IIR Commission B1*, Paderborn, Germany, B4, pp. 9~16.
- (48) Bandarra Filho, E. P., Saiz Jabardo, J. M. and Lopez Barbieri, P. E., 2004, "Convective Boiling Pressure Drop of Refrigerant R-134a in Horizontal Smooth and Microfin Tubes," *Int. J. Refrig*, Vol. 27, pp. 895~903.