

## 마이크로핀관내에서 R-22와 R-407C의 응축압력강하 특성에 관한 실험적 연구

노 건 상†

(원고접수일 : 2007년 6월 26일, 심사완료일 : 2007년 9월 19일)

### Experimental study for the pressure drop of R-22 and R-407C during the condensation in the micro-fin tubes

Geon-Sang Roh†

**Abstract :** Experiments were conducted for the investigation of pressure drop inside horizontal micro-fin tubes during the condensation of R-22 and ternary refrigerant, R-407C(HFC-32/125/134a 23/25/52 wt%) as a substitute of R-22. The condenser is a double-tube and counterflow type heat exchanger which is consisted with micro-fin tubes having 60 fins with a length of 4 000 mm, outer diameter of 9.53 mm and fin height of 0.2 mm. The mass velocity varied from 102.1 to 301.0 kg/ (m<sup>2</sup> · s) and inlet quality was fixed as 1.0. From the experimental results, the pressure drop for R-407C was considerably higher than that for R-22. The value of PF(penalty factor) for both of refrigerants was not bigger than the ratio of micro-fin tube area to smooth tube area. Based on the experimental data, correlation was proposed for the prediction of frictional pressure drop during the condensation of R-22 and R-407C inside horizontal micro-fin tubes.

**Key words :** Pressure drop(압력강하), R-407C(냉매 407C), Micro-fin tube(마이크로핀관), Penalty Factor(압력손실도), Condensation(응축)

Symbols				
		$i_{fg}$	latent heat	[kJ/kg]
		$P$	pressure	[MPa]
		$Q$	heat capacity	[kW]
최근,		$q$	heat flux	[kW/m <sup>2</sup> ]
$A$	area		$x$	quality [ / ]
$d$	diameter			
$f$	friction factor			
$G$	mass velocity			

† 교신저자(동명대학교 환경설비공학과), E-mail:rohgs@tu.ac.kr, Tel:051)620-3522

## Greeks

$\Phi_V$	Lockhart-Martinelli parameter[ / ]
$X$	Lockhart-Martinelli parameter[ / ]
$\zeta$	void fraction [ / ]
$\mu$	viscosity [kg/ms]
$\rho$	density [kg/m <sup>3</sup> ]

## Subscript

<i>CON</i>	condensation
<i>CW</i>	coolant
<i>EXP</i>	experiment
<i>F</i>	friction
<i>IN</i>	inside
<i>M</i>	momentum, micro-fin tube
<i>OUT</i>	outlet
<i>REF</i>	refrigerant
<i>S</i>	smooth
<i>V</i>	vapour
<i>W</i>	tube wall

## 1. 서 론

최근 냉동공조분야에서는 지구환경문제와 관련 되어 작동유체인 프레온냉매의 대체냉매로서 자연 냉매 적용 가능성<sup>(1)</sup>에 대한 연구가 활발히 진행되는 가운데 한정된 분야에 대해 자연냉매를 사용하는 상용화제품도 일부를 중심으로 출시되고 있으나, 구성 기기의 내압성 등의 문제로 인해 범용화 되고 있지 않은 실정이다.

이와 더불어 냉동공조장치에서 가장 일반적으로 사용되는 중저온 냉매 R-22의 대체냉매로 혼합냉매를 사용하는 냉동공조시스템에서의 드롭인(drop-in) 테스트 결과와 더불어 혼합냉매를 적용한 상용화 제품도 많이 출시되고 있다. 혼합냉매를 사용하게 되면 로렌츠 사이클(Lorentz cycle) 특성을 이용한 유효에너지 손실의 절감 및 사용목적에 적합한 냉매의 선정범위가 확대되는 장점이 있으나, 단일냉매에 비해 열전달계수가 낮고, 시스템의 성능계수가 향상되지 않는다는 연구 결과<sup>(2)</sup>도 있다. 또한,

냉동공조시스템의 소형화를 위해 여러 가지 형상의 전열관에 연구<sup>(1)</sup>에 대한 연구와 더불어 핀에 의한 전열면적의 증가와 액막의 난류촉진효과 등을 얻을 수 있는 관내·외면 핀을 가공한 마이크로핀관<sup>(3)</sup>이 많이 사용되고 있다. 특히, 외면 핀부착관에 대해서는 이론해석에 기초한 최적핀의 설계가 가능하게 되었지만, 내면 핀부착관에 대해서는 관내유동의 복잡성 및 전열기구에 대한 규명이 상대적으로 미흡한 실정이다. 따라서, 내면 핀부착관에서의 유동 특성 및 전열기구를 규명하기 위한 연구에서는 열 전달계수와 압력강하 특성을 평활관의 경우와 비교하고 있는 실정이나, 현재까지 이루어진 대부분의 연구는 대부분 사용규제가 되고 있는 CFC계 및 HCFC계 냉매를 작동유체로 한 것<sup>(4)-(6)</sup>이 대부분으로, 새로운 대체냉매를 대상으로 한 연구는 부족한 실정이다.

따라서, 외경 7 ~ 10 mm인 마이크로핀관을 사용하는 냉동공조시스템에서의 대체냉매 사용에 따른 성능 특성을 규명하기 위해서는 마이크로핀관에서의 대체냉매에 대한 상변화 전열 특성을 규명함과 동시에 예측방법을 확립할 필요가 있다.

본 연구는 이상과 같은 과점에서 규제냉매 R-22 및 R-22 대체냉매의 하나로 많이 사용되고 있는 3 성분 혼합냉매 R-407C(HFC-32/125 /134a 23/25/52 wt%)를 작동유체로 사용하여 냉동·공조장치의 열교환기로 많이 사용되는 평활관 및 외경 9.53 mm 마이크로핀관으로 제작한 응축기에서의 압력강하특성에 대한 실험 결과를 정리한 것이다.

## 2. 실험 장치 및 실험 방법

## 2.1 실험장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 실험 장치는 냉매가 순환되는 회로와 냉각수가 순환되는 회로로 구성되어 있다. 냉매는 냉매 펌프, 바이패스밸브, 냉매유량계에서 일정 유량으로 조절되고, 증발기에서 일정 건도로 조정 유지되어 시험 구간인 응축기로 흡입된다. 응축기에서 냉매증기를 응축시키기 위한 냉각수는 별도로 설치된

냉동기 유니트에 의해 일정 온도, 일정 유량으로 조절되어 응축기에서의 냉매 흐름 방향과 대향류로 흡입되도록 하였다.

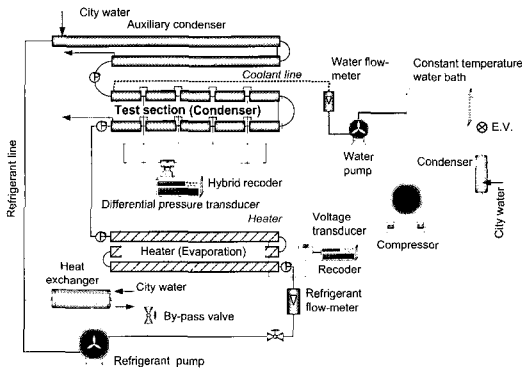


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

냉매 R-22 및 대체냉매 R-407C의 응축과정에서의 압력특성 실험에 있어서 장치내의 불응축가스를 제거하기 위하여 진공펌프로 장치내부를 진공상태로 유지한 다음, 실험 냉매를 장치내의 불응축가스가 완전히 제거된 것으로 고려될 때까지 충전·배출시킨 후, 실험을 실시하였다. 실험은 장치를 가동시킨 후, 냉매의 포화압력과 포화온도를 관찰하면서 30분 이상 평형상태로 유지되는 정상상태가 되었을 때, 필요한 데이터(유량, 온도, 압력 등)를 계속하였다.

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 응축기의 상세도로서, 응축기의 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉각수가 냉매흐름과 대향류로 흐르는 2중관 향류형 열교환기로서, Fig. 3과 같은 마이크로핀관으로 제작하였다. 각각의 시험구간은 길이 2 000 mm인 직관 2개를 U-bend로 연결하여 전체길이가 약 4 000 mm, 10개의 소구간으로 분할하여 각 소구간에서의 응축전열특성을 분석할 수 있도록 하였다.

응축전열특성을 분석하기 위한 냉매온도, 냉각수 온도, 관벽온도는 각 시험구간의 입구에서 일정 간격으로 측정하였고, 관벽온도는 동일단면상의 관상부에서 원주방향 90° 방향으로 상부, 측부, 하부에서 측정하였으며, 측부 관벽온도는 핀나선 방향에 의한 좌·우측의 온도 구배를 고려하여 각각 측정하

였다. 온도측정에 사용된 열전대는 정밀 수는 온도계로 보정한 T형 열전대(T type thermocouple)이고, 또한, 각 시험구간의 입구 및 출구에 압력공을 설치하여 압력계와 차압계(Model : Drück DPi 256)로 냉매의 압력강하를 측정하였다.

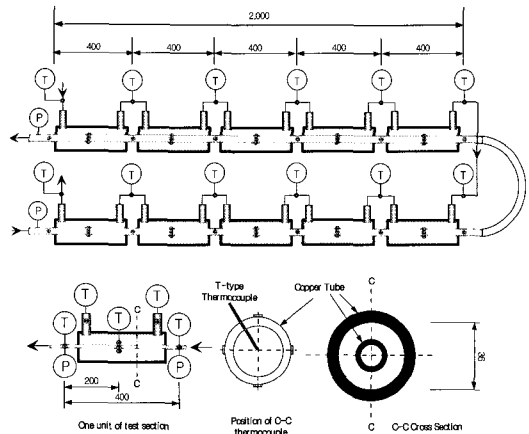


Fig. 2 Details of test section

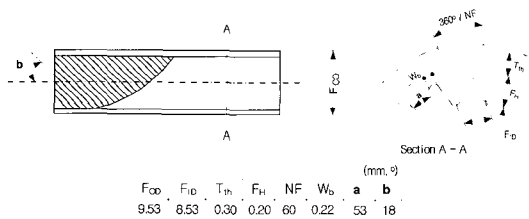


Fig. 3 Details of micro-fin tube

Table 1은 본 연구의 실험 범위를 정리한 것이다.

Table 1 Range of experimental conditions

Parameters	Refrigerant	
	R-22	R-407c
Mass velocity(kg/m <sup>2</sup> s)	102~301	102~301
Saturated pressure (MPa)	1.02~1.32	1.15~1.36
Quality [ / ]	1.0~0.0	1.0~0.0

본 연구에 사용된 단일냉매 R-22 및 혼합냉매 R-407C에 대한 물성치는 REFPROP<sup>(7)</sup>를 이용하여 계산하였다.

2.2 데이터 정리

냉동·공조시스템에서 응축기의 사용조건인 내경 10 mm 내외, 수평관, 건도 0.2 ~ 1.0의 범위에서 적용할 수 있는 압력강하 예측식<sup>(8),(9)</sup>이 많이 제안되고 있으나, 각각의 예측식에는 상호 많은 차이가 나고 있다. 응축관내 기액이상류에 있어서 소구간 Δz에서의 정압변화 ΔP<sub>T</sub>는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_T = \Delta P_M + \Delta P_F + \Delta P_g \tag{1}$$

여기서, ΔP<sub>M</sub>은 운동량변화에 의한 압력강하, ΔP<sub>F</sub>는 마찰력에 의한 압력강하, ΔP<sub>g</sub>는 중력에 의한 압력강하이다. 수평관에서는 중력에 의한 영향 ΔP<sub>g</sub>를 무시<sup>(10)</sup>할 수 있으므로 다음과 같다.

$$\Delta P_T = \Delta P_M + \Delta P_F \tag{2}$$

운동량변화에 의한 압력강하 ΔP<sub>M</sub>은 기상과 액상의 속도성분이 일정하다는 가정하에서 운동량의 식을 이용하면 식 (3)과 같이 정리된다.

$$\Delta P_M = - G_{REF}^2 \left[ \frac{x^2}{\xi \cdot \rho_V} + \frac{(1-x)^2}{(1-\xi) \cdot \rho_L} \right] \tag{3}$$

$$\xi = \left[ 1 + A \left( \frac{1-x}{x} \right)^a \cdot \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^b \left( \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^c \right]^{-1} \tag{4}$$

여기서, G<sub>REF</sub>는 냉매질량속도, x는 건도, ξ는 보이드률이다. 건도 x와 기공율 ξ에 대한 관계식은 지금까지 많은 연구<sup>(11)-(13)</sup>가 이루어지고 있으며, 이를 Table 2에 간단히 정리하였으며, 본 연구에서 기공율은 수평응축관에 많이 적용되고 있는 식 (5)의 Smith식으로 계산하였다.

$$\xi = \left[ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( 0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L}{\rho_V} + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right]^{-1} \tag{5}$$

응축전열특성을 분석하기 위한 건도, 열유속 등의 계산에 필요한 응축열량은 냉매 엔탈피차로 계산하여 구하는 방법과 냉각수 온도차로 계산하여 구하는 방법으로 구분할 수 있다. 냉매 엔탈피차로

구한 응축열량을 사용하는 것이 이상적일 수 있으나, 냉매온도를 예측하는 데 있어서 오차가 커질 수 있기 때문에 본 연구에서는 냉각수 온도차로 구한 응축열량을 이용하였다. 따라서, 응축과정에서의 압력강하 특성에 대한 실험 데이터를 정리하는데 있어서 냉매 엔탈피차로 구한 응축열량과 냉각수 온도차로 구한 응축열량의 오차를 확인한 열평형에 대한 결과에서 ± 5 %의 오차를 확인하였다.

Table 2 The constants for the void fraction correlation eq.(4)

Model	A	a	b	c
Homogeneous	1.0	1.0	1.0	0.0
Lockhart-Martinelli	0.28	0.64	0.36	0.07
Fauske	1.0	1.0	1.0	0.0
Zivi	1.0	1.0	2/3	0
Turner-Wallis	1.0	0.72	0.40	0.99

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 실험 결과

Fig. 4는 마이크로핀관에서의 냉매 R-22, R-407C의 압력강하에 대한 실험결과를 나타낸 것

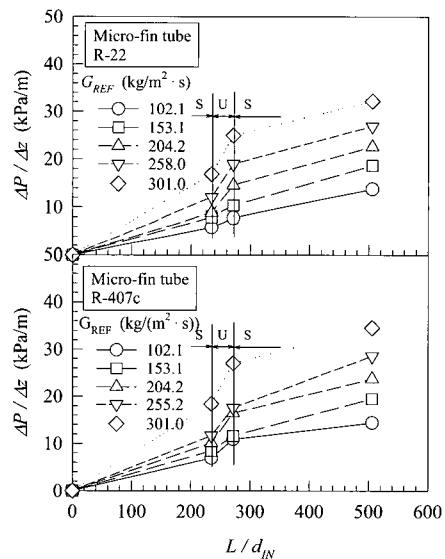


Fig. 4 Variation of total pressure drop as a function of dimensionless tube length

이다. 그림중의 기호는 냉매 질량속도에 대한 정압 변화  $\Delta P_T$ , 횡축의  $L/d_{IN}$ 은 응축기의 무차원 관길이를 나타내고 있다. 그림중의 S는 실험구간중의 직관부, U는 직관과 직관을 연결한 U-bend부를 나타낸다.

전체적인 압력강하의 경향은 타 연구자들과 비교하여 그다지 큰 차이를 보이지 않고 있다. 각 냉매에 있어서 질량속도가 증가할수록 압력강하가 증가하고 있음을 알 수 있다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 마이크로핀관내 압력강하의 특성은 평활관의 경우와 마찬가지로 냉매질량속도가 증가할수록 압력강하가 증가하고 있으며, 냉매 R-407C의 압력강하가 냉매 R-22에 비해 조금 증가하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5는 마이크로핀관내에서 냉매질량속도 102.1~301.0  $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$ 범위에 대한 압력강하를 평활관의 경우와 비교하여 나타낸 것이다.

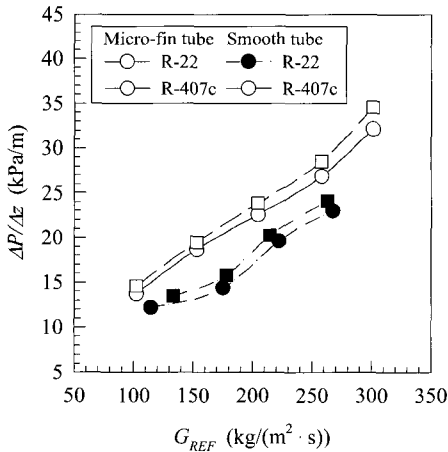


Fig. 5 Variation of condensing pressure drop of R-22 and R-407C versus mass velocity

그림에서 알 수 있는 바와 같이 마이크로핀관에서의 압력강하가 평활관의 압력강하보다 약 10 ~ 15 % 증가하고 있는 것을 알 수 있다. 이는 응축 과정에서 응축된 냉매액이 핀에 의해 증가된 전열면적분만큼 접촉되면서, 냉매액에 의한 마찰압력강하가 증가되기 때문이라 생각된다. 또한, 국소압력강하의 특징에서 알 수 있듯이 질량속도가 증가할수록 압력강하가 증가하고 있으며, 대체혼합냉매

R-407C의 압력강하가 규제냉매 R-22의 압력강하보다 증가하는 경향을 나타내고 있다.

3.2 종래 실험식과의 비교

냉동·공조시스템에서 응축기의 사용조건인 내경 10 mm 내외, 수평관, 건도 0.2 ~ 1.0의 범위에서 적용할 수 있는 압력강하 예측식<sup>(14)-(17)</sup>이 많이 제안되고 있다. 본 연구에서는 Lockhart-Martinelli가 제안한 파라미터  $X_{tt}$ ,  $\Phi_V$ 로 강제대류 응축열전달에서의 마찰압력강하를 계산하였다.

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \quad (6)$$

$$\Phi_V = \left( \left( \frac{dP}{dz} \right)_F / \left( \frac{dP}{dz} \right)_V \right)^{0.5} \quad (7)$$

식 (7)에서  $(dP/dz)_F$ 는 소구간에 있어서의  $(\Delta P_F/\Delta z)$ 와 동일한 것으로 가정하였고,  $(dP/dz)_V$ 는 평활관내 기상성분에 의한 마찰압력구배에 대한 Colburn식을 이용하여 식(8)과 같이 정리하였다.

$$\left( \frac{dP}{dz} \right)_V = - \frac{2 \cdot f_F \cdot x^2 \cdot G_{REF}^2}{\rho_V \cdot d_{IN}} \quad (8)$$

식 (8)에서  $f_F$ 는 단일 이상류에서의 마찰계수로서 0.045/ $\{(G_{REF} \cdot x \cdot d_{IN})/\mu_V\}^{0.2}$ 의 값을 가지고 있다.

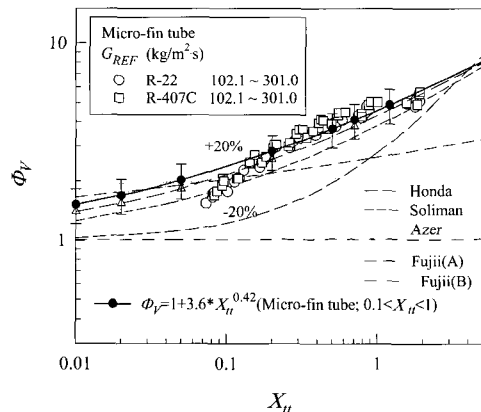


Fig. 6 Comparison of experimental results with present correlation  $\Phi_V=1+3.6 \cdot X_{tt}^{0.42}$  inside a horizontal micro-fin tube.

Fig. 6은 냉매 R-22 및 R-407c의 마이크로핀 관내 마찰압력강하에 대한 실험결과와 Lockhart-Martinelli변수를 이용한 마찰압력강하에 대한 예측식<sup>[4,14~17]</sup>에 의한 계산결과 및 평활관에서 얻어진 실험식<sup>[18]</sup>에 의한 계산결과를 비교한 것이다.

그림에서  $X_{tt}$ 가 증가할수록 건도가 감소하여 응축이 진행되고 있음을 나타내고 있다. 마이크로핀 관내 냉매 R-22 및 R-407C에 대한 압력강하 실험결과는 대부분의 압력강하가 일어나는  $0.0 \leq X_{tt} \leq 0.7$ 의 범위에서 Soliman의 예측식에 의한 계산결과와 유사한 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다. 또한, 그림에서 R-22에 비해 R-407C의 압력강하가 조금 증가하고 있는 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

마이크로핀관에서의 압력강하에 대한 실험결과와 평활관에 대한 마찰압력강하 예측식을 기초로 수평 마이크로핀관 응축기내 마찰압력강하 실험식(9)를 정리하였다.

$$\Phi_v = 1 + 3.6 \cdot X_{tt}^{0.42} \quad (0.1 \leq X_{tt} \leq 1.0) \quad (9)$$

그림에서 알 수 있는 바와 같이 식(9)로 계산한 계산결과와 실험에서 얻어진 국소마찰압력강하에 대한 실험결과는 대체적으로  $\pm 20\%$  이내에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

### 3.3 압력손실도(PF : Penalty Factor)

Fig. 7은 Schlager 등<sup>[3]</sup>이 제안한 압력손실도 PF(penalty factor)에 대한 식(10)을 수정한 수정식(11)로 정의한 압력손실도  $PF_{\Phi_v}$ 를 이용하여 평활관에 대한 마이크로핀관에서의 압력손실도를 평가한 결과이다.

$$PF = \frac{\text{전열축진관의 압력강하}}{\text{평활관의 압력강하}} \quad (10)$$

$$PF_{\Phi_v} = \frac{\text{전열축진관의 국소 } \Phi_v}{\text{평활관의 국소 } \Phi_v} \quad (11)$$

본 연구의  $0.1 \leq X_{tt} \leq 1$  범위에서 압력손실도  $PF_{\Phi_v} \approx 1.3$  이내로 증가하는 것을 알 수 있다. 이러한 수치는 마이크로핀관의 전열면적 증가비

( $A_M/A_S \approx 1.53$ )범위 이내에서 압력손실도가 증가하는 것으로, 다양한 형상의 전열축진관을 대상으로 전열면적 증가비와 압력손실도의 관계를 규명하기 위한 많은 응축전열특성에 대한 실험이 요구되는 것으로 생각되었다.

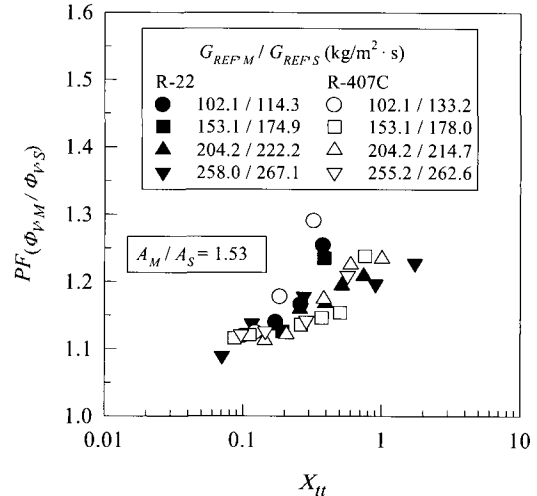


Fig. 7 Condensation pressure drop penalty factor for a micro-fin tube as a function of Lockhart-Martinelli parameter

## 4. 결 론

규제냉매 R-22와 대체혼합냉매 R-407C를 작동 유체로 외경 9.53 mm, 핀높이 0.20 mm, 핀갯수 60개인 마이크로핀관으로 제작한 응축기에서의 압력강하특성에 대한 실험에서 다음과 같은 결론을 정리할 수 있었다.

(1) 마이크로핀관내 냉매 R-22, R-407C의 실험결과는 평활관의 경우와 같이 냉매질량속도가 증가할수록 압력강하가 증가하고 있음을 확인하였다. 또한, 단일냉매 R-22의 경우보다 혼합냉매 R-407C의 압력강하가 약 5~8% 증가하는 것을 확인하였다.

(2) 평활관에 대한 마이크로핀관의 압력손실도는 냉매의 종류·유량에 관계없이  $PF_{\Phi_v} \approx 1.0 \sim 1.3$ 으로서, 전열면적 증가비  $A_M/A_S \approx 1.53$ 의 범위내에서 증가하고 있음을 확인하였다. 따라서, 다양한 전열축진관을 이용한 응축열전달실험에

서 압력손실도가 전열면적 증가비범위에서 억제되고 있는가에 대한 규명이 요구될 것으로 생각된다.

(3) 규제냉매 R-22에 대한 대체혼합냉매 R-407C의 대체가능성에 대한 응축기에서의 압력강하특성 실험에서 R-22에 대한 규제일정, 시장변화 등을 고려할 때 대체혼합냉매 R-407C로 충분히 대체할 수 있을 것으로 판단하였다.

### Reference

- [1] Geon-Sang, Roh, Chang-Hyo, Son, Hoo-Kyu, Oh, 2007, "Evaporation Heat Transfer Characteristics of Hydrocarbon Refrigerants R-290 and R-600a in the Horizontal Tubes", The Korea Society of Marine Engineering, Vol. 31, No. 1, pp. 74~83
- [2] Blaise, J. C., Dutto, T., and Ambrosino, J. L., 1989, "First Industrial Application of Non-Azeotropic Mixture", Intl. J. Ref., Vol. 12, No. 9, pp. 255~258
- [3] Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1988, "Evaporation and Condensation of Refrigerant-Oil Mixtures in a Smooth Tube and a Micro-fin Tube", ASHRAE Trans., Vol. 94, Part. 1, pp. 149~166
- [4] Koyama, S., Miyara, A., Takamatsu, H. and Fujii, T., 1990, "Condensation Heat Transfer of Binary Refrigerant Mixtures of R22 and R114 inside a Horizontal Tube with Internal Sprial Grooves", Intl. J. Ref., Vol. 13, No. 7, pp. 256~263
- [5] Sami, S. M., Schnotale, J. and Smale, J. G., 1992, "Prediction of the Heat Transfer Characteristics of R-22/R-152a/R-114 and R-22/R-152a/R-124", ASHRAE Trans., Vol. 98, Part. 2, p. 51~58
- [6] 虫至子毅, 戸田一美, 奥山和之, 鳥越邦和, 1995, "非共沸混合冷媒HFC-32/125/134a の傳熱促進に關する研究", 第29回 空氣調和・冷凍聯合講演會講演論文集, pp. 69 ~ 72
- [7] McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., Peskin, A. P., 1998, NIST Thermodynamic Properties and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 6.01, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A.
- [8] Kaushik, N., and Azer, N. Z., 1990, "A General Pressure Drop Correlation for Condensation inside Internally Finned Tubes", ASHRAE Trans., Vol. 96, Part. 2, pp. 242 ~ 248
- [9] Sur, B., and Azer, N. Z., 1991, "An Analytical Pressure Drop Prediction Model for Condensation inside Longitudinally Finned Tubes", ASHRAE Trans., Vol. 97, Part. 2, pp. 54~61
- [10] Sami, S. M. and Schnotale, J., 1991, "Forced Convection Condensation of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures inside Enhanced Surface Tubing", Applied Scientific Research
- [11] Fauske, H. K., 1961, "Critical Two-Phase Steam Water Flows", Proc. Heat Transfer & Fluid Mech
- [12] Zivi, S. M., 1964, "Estimation of Steady-State Steam Void Fraction by Means of the Principles of Minimum Entropy Production", J. of Heat Transfer, Vol. 86, pp. 247~252
- [13] Turner, J. M., and Wallis, G. B., 1965, "The Separate-Cylinders Model of Two-Phase Flow", Report No. NYO-3114-6, Thayer's School of Engineering

- [14] Kaushik, N., and Azer, N. Z., 1990, "A General Pressure Drop Correlation for Condensation inside Internally Finned Tubes", ASHRAE Trans., Vol. 96, Part. 2, pp. 242~248
- [15] Soliman, 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
- [16] 藤井哲, 本田博司, 長田孝志, 藤井不夫, 野律滋, 1976, "冷媒R-11の水平管内凝縮 (第1報, 流動様式および壓力降下)", 日本機械學會論文集(B編), 第 42 卷, 第 363 號, pp. 3541~3548
- [17] 本田博司, 野律滋, 松岡洋一, 青山亨, 中田春男, 1988, "傳熱促進管を内管とする水平二重管環狀部における冷媒R-11とR-113の凝縮に関する研究", 日本冷凍協會論文集, 第 5 卷, 第 2 號, pp. 113~123
- [18] 노건상, 오후규, 권옥배, 1996, "냉매 R-22, R-407c의 수평평활관내 압력강하에 관한 연구", 한국박용기관학회지, Vol. 20, No. 4, pp. 392~402

## 저 자 소 개



### 노건상(盧建尙)

1966년생, 1990년 부경대학교 냉동공학과 졸업(학사), 1992년 동대학원 냉동공학과 졸업(석사), 1997년 부경대학교 대학원 냉동공조공학과 졸업(박사), 동명대학교 공과대학 냉동공조공학과 교수 재직중