

## 마이크로핀관에서의 냉매 R-22, R-407C의 응축전열특성에 관한 연구

노 건 상†

(원고접수일 : 2007년 7월 19일, 심사완료일 : 2008년 1월 23일)

### Condensation heat transfer characteristics of R-22 and R-407C in micro-fin tubes

Geon-Sang Roh†

**Abstract** : Experimental results for forced convection condensation of Refrigerant-22 and ternary Refrigerant-407C(HFC-32/125/134a 23/25/52 wt%) which is being considered as a substitute R-22 inside a horizontal micro-fin tube are presented. The test section was horizontal double-tube counterflow condenser with a length 4,000 mm micro-fin tube, having 8.53 mm ID, 0.2 mm fin height and 60 fins. The range of parameters of mass velocity were varied from 102.1 to 301.0 kg/(m<sup>2</sup> · s) and inlet quality 1.0. At the given experimental conditions, the average heat transfer coefficients for R-407C were lower than that for R-22 at a micro-fin tube. Over the mass velocity range tested, the PF(penalty factor) for R-22, R-407C were lower than the increasing ratio of heat transfer area by fins, and the EF(enhancement factor) for R-22, R-407C were higher than the increasing ratio of heat transfer area by fins.

**Key words** : Condensation(응축), Heat transfer coefficient(열전달계수), Micro-fin tube(마이크로핀관), Enhancement Factor(전열촉진도)

	Symbols		$x$	Quality	[ / ]
			$z$	Length of 1-path	[m]
$d$	Diameter	[m]			
$EF$	Enhancement factor	[ / ]		Subscript	
$G$	Mass velocity	[kg/(m <sup>2</sup> s)]		$B$	Bottom
$h$	Heat transfer coefficient	[kW/(m <sup>2</sup> K)]		$CAL$	Calculated
$L$	Total condensing length	[m]		$CON$	Condensation
$n$	Number of paths	[ / ]		$CW$	Coolant
$PF$	Penalty factor	[ / ]		$EXP$	Experimental
$Q$	Heat capacity	[kW]		$ID$	Inner diameter
$T$	Temperature	[K]			

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

<i>in</i>	Inside
<i>IN</i>	Inlet
<i>L</i>	Liquid, Left
<i>m</i>	Average
<i>OD</i>	Outer diameter
<i>out</i>	Outside
<i>OUT</i>	Outlet
<i>R</i>	Right
<i>REF</i>	Refrigerant
<i>S</i>	Side
<i>T</i>	Top, Total
<i>W</i>	Tube wall

1. 서 론

에너지 유효 이용의 측면에서 냉동·공조장치에서 보다 높은 효율을 얻기 위한 구성요소기기의 고효율화를 위한 연구<sup>(1)</sup>가 활발히 진행되고 있다. 또한 프레온계 냉매의 생산 및 사용금지 규약에 따라 이에 대한 대체 방안으로서 자연냉매 적용 연구<sup>(2)</sup> 및 새로이 개발되는 대체 프레온계 냉매중에서 상

대적으로 환경에 무해한 2가지 이상의 단일냉매를 혼합시킨 대체 혼합냉매에 대한 연구도 꾸준히 지속되고 있는 실정이다. 냉동공조장치에서 혼합냉매 사용에 따른 장단점에 대해서는 여러 가지 결과보고<sup>(3), (4)</sup>되고 있으나, 사용 용도에 적합한 새로운 냉매 조합이 가능하다는 것이 가장 큰 특징이다.

특히, 냉동공조분야에서 가장 문제가 되는 중저온 용 냉매 R-22의 대체냉매는 지역별, 용도별에 따라 선택적으로 사용되고 있는 실정이며, 이에 R-22 대체냉매의 전열특성에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이와 더불어 냉동공조장치의 구성 요소 기기인 열교환기의 형상을 가공하거나 변형시킴으로서 전열촉진효과를 얻거나 혹은 세관을 사용함으로써 장치의 소형화, 봉입 냉매량의 감소 등 여러 가지 장점을 기대할 수 있다. 따라서, 이상과 같은 장점을 얻기 위해서는 냉동·공조장치에서의 일반적인 열교환기 구경인 7 ~ 10 mm 범위의 전열촉진관에 대한 관 형상 변화가 열전달특성에 미치는 영향을 규명할 필요가 있으며, 또한 전열촉진효과를 정확하게 평가하거나, 혼합냉매의 상변화 전열성능에 대한 예측 방법이 확립되어야 한다.

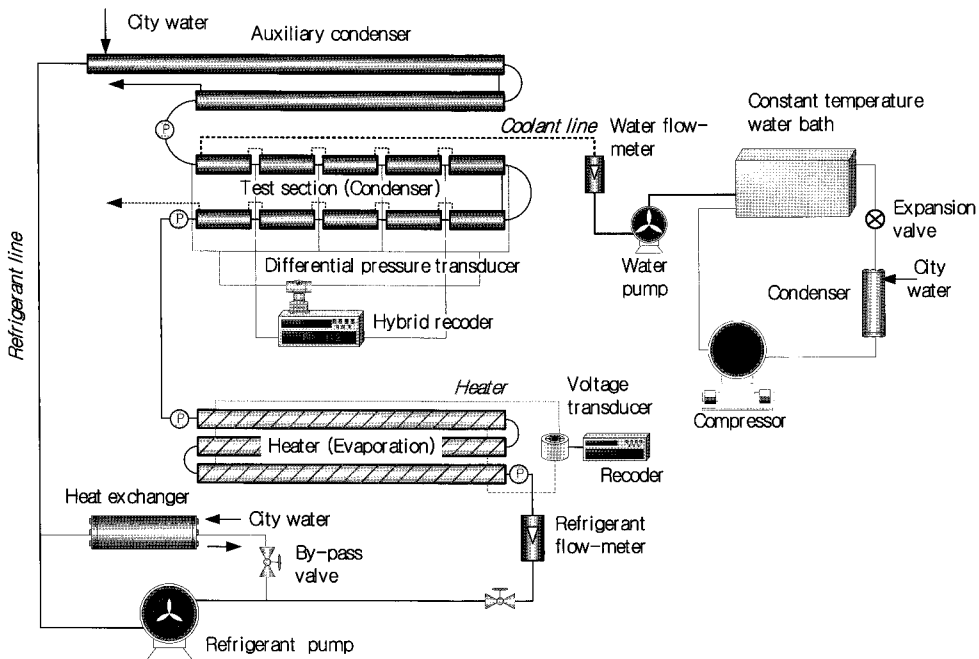


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

본 연구는 이상과 같은 관점에서 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 내경 8.53 mm, 핀 높이 0.2 mm, 핀 개수 60 개인 마이크로 핀관으로 제작한 응축기에서의 전열특성에 대한 연구 결과를 정리한 것이다.

## 2. 실험 장치 및 실험 방법

### 2.1 실험장치 및 방법

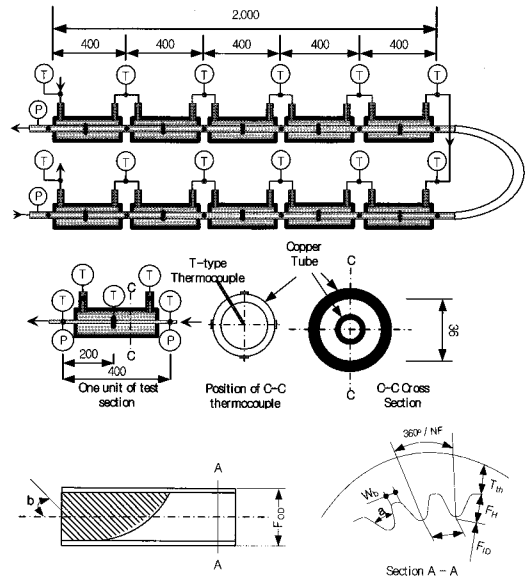
Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 실험 장치는 냉매가 순환되는 회로와 냉각수가 순환되는 회로로 구성되어 있다. 냉매는 냉매펌프, 바이패스밸브, 냉매유량계에서 일정 유량으로 조절되고, 증발기에서 일정 건도로 조정 유지되어 시험 구간인 응축기로 흡입된다. 응축기에서 냉매 증기를 응축시키기 위한 냉각수는 별도로 설치된 냉동기 유닛에 의해 일정 온도, 일정 유량으로 조절되어 응축기에서의 냉매 흐름 방향과 대향류로 흡입되도록 하였다.

냉매 R-22 및 대체냉매 R-407C의 응축전열특성 실험에서 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 정상상태로 판단되었을 때, 응축 전열특성규명에 필요한 데이터를 계속하였다.

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 응축기 상세도로서, 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉각수가 냉매흐름과 대향류로 흐르는 2중관 향류형 열교환기이다.

시험구간은 내경 8.53 mm, 외경 9.53 mm, 핀 높이가 0.2 mm, 핀 개수 60개, 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, 냉각

수온도, 관벽온도는 각 시험구간의 입구에서 일정 간격으로 측정하였고, 관벽온도는 핀나선 방향에 의한 좌우측 온도구배를 고려하여 동일단면상의 관상부에서 원주방향 90° 방향으로 상부, 좌측 및 우측 측부, 하부에서 정밀 수는 온도계로 보정한 T형 열전대(T type thermocouple)로 측정하였다.



(mm.°)						
$F_{con}$	$F_{fin}$	$T_m$	$F_H$	NF	$W_0$	$a$ b
9.53	8.53	0.30	0.20	60	0.22	53 18

Fig. 2 Details of test section

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>(5)</sup>를 이용하여 계산하였다.

### 2.2 데이터 정리 및 열평형

실험에서 얻어진 냉매유량, 냉각수량, 온도 및 압

력으로부터 응축 소구간에서의 건도  $x$ 는 다음과 같이 계산하였다.

$$x = x_{IN} - \frac{\pi \cdot d_{in, ID}}{W_{REF} \cdot i_{fg}} \int_{z_1}^{z_2} q_{CON} dz \quad (1)$$

$x_{IN}$ 은 소구간의 입구건도,  $d_{in, ID}$ 는 내관의 내경,  $W_{REF}$ 는 냉매의 질량유속,  $i_{fg}$ 는 응축잠열,  $z_1, z_2$ 는 각각 응축 소구간의 입구와 출구이다.  $q_{CON}$ 은 냉매가 응축할 때의 열유속이다.

$$q_{CON} = \frac{Q_{CON}}{\pi \cdot d_{in, ID} \cdot dz} \quad (2)$$

전열량  $Q_{CON}$ 는 식 (3)과 같다.

$$Q_{CON} = \frac{W_{REF} \cdot (i_{IN} - i_{OUT})}{W_{CW} \cdot c_{pc}} \cdot (T_{IN, CW} - T_{OUT, CW}) \quad (3)$$

$i_{IN}, i_{OUT}$ 는 각각 응축 소구간 입·출구에서 냉매의 엔탈피,  $W_{CW}$ 는 냉각수량,  $c_{pc}$ 는 냉각수 비열,  $T_{IN, CW}, T_{OUT, CW}$ 는 소구간에서의 냉각수 입·출구 온도이다.

냉매가 시험구간내에서 응축할 때의 관주방향 국소열전달률  $h$  및 평균열전달률  $h_m$ 은 식 (4)와 식 (5)로 계산하였다. 또한, 관길이방향 평균열전달률  $h_{CON}$ 은 식 (6)으로 계산하였다.

$$h = \frac{q_{CON}}{(T_{sat} - T_w)} \quad (4)$$

$$h_m = \frac{q_{CON}}{(T_{sat} - T_{wm})} \quad (5)$$

$$h_{CON} = \frac{\int_{z_{in}}^{z_{out}} h_m dz}{n} \quad (6)$$

각 소구간의 내관 내벽면 상부·좌측부·우측부·하부의 온도  $T_{WT}, T_{WSL}, T_{WSR}, T_{WB}$ 는 열전달이 정상상태일 때의 일차원 열전도 방정식이 성립한다고 가정하여 식(7)과 같이 실험에서 측정 한 내관의 외벽면 온도와 열교환량  $Q_{CON}$ 으로 구하였다.

$$T_{WT/WSL/WSR/WB} = T_{w/WSL/WSR/WB} + Q \cdot \frac{\ln(d_{in, OD} - d_{in, ID})}{(2 \cdot \pi \cdot \Delta z \cdot k_w)} \quad (7)$$

$$T_{wm} = \frac{(T_{WT} + T_{WSL} + T_{WSR} + T_{WB})}{4} \quad (8)$$

$k_w$ 는 내관의 열전도율,  $T_{WT}, T_{WSL}, T_{WSR}, T_{WB}$ 는 실험에서 측정 한 상부, 좌측부, 우측부, 하부의 벽면온도이다.

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, 냉매 온도를 측정하는 데 있어서 오차가 커질 수 있기 때문에 본 연구에서는 냉각수 온도차로 구한 응축열량을 이용하였다. 따라서, 응축과정에서의 열전달 특성에 대한 실험 데이터를 정리하는 데 있어서 냉매 엔탈피차로 구한 응축열량과 냉각수 온도차로 구한 응축열량의 오차를 확인한 열평형에 대한 결과에서  $\pm 5\%$ 의 오차를 확인하였으며, 데이터를 정리하는 데 있어서는 상대적으로 측정오차가 적은 것으로 기대되는  $Q_{CW}$ 를 이용하였다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

#### 3.1 국소 열전달계수

Fig. 3은 냉매 R-22의 평활관 및 마이크로핀관에서의 국소 열전달특성을 하부 열전달계수에 대한 측부(마이크로핀관에서는 좌측부, 우측부), 상부 열전달계수를 비교한 것이다.

평활관에서 R-22의 관 하부에서의 국소 열전달 계수에 대한 상부 및 측부 국소 열전달계수의 변화 폭이 다소 광범위하게 형성되어 있는 것을 알 수 있다. 이는 응축량이 많아지면서 관상부보다는 관하부의 액막이 상대적으로 두꺼워지면서 원주 방향으로의 액막 두께가 일정하지 않게 되고, 이로 인해 액막내의 열저항 차이 때문으로 해석할 수 있다. 이에 비해 마이크로핀관에 있어서는 핀과 핀사이에 형성된 액막의 두께가 비교적 일정하기 때문에 국소열전달계수의 변화범위가 평활관의 경우에 비해 축소되고 있는 것으로 해석할 수 있다. 또한, 마이크로핀관에서 R-22의 상부 열전달계수가 고건도

및 저건도 영역에서 평활관의 경우<sup>(6)</sup>와 마찬가지로 가장 높게 나타나고 있으나, 일정 건도영역에서는 핀사이에 형성된 액막의 영향으로 인해 측부의 열전달계수가 높게 나타나고 있음을 알 수 있다.

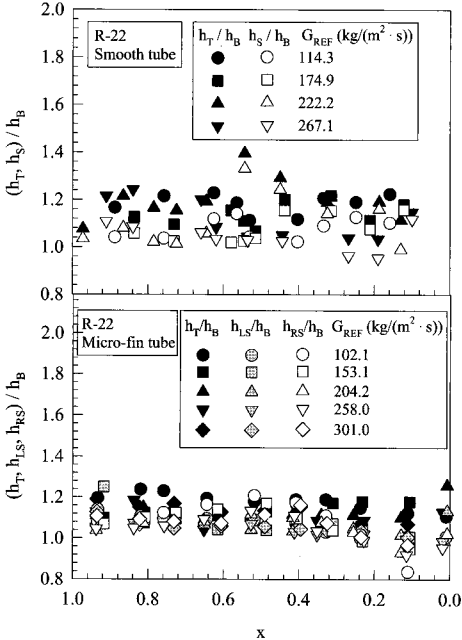


Fig. 3 Comparison of local heat transfer characteristics of R-22 inside horizontal smooth and micro-fin tubes.

Fig. 4은 혼합냉매 R-407C의 평활관 및 마이크로핀관에서의 국소열전달특성을 비교한 것이다.

R-407C의 국소 열전달 특성은 R-22의 경우와 비슷한 경향을 보이고 있으나, 단일냉매에 비해 상대적으로 상부·측부의 국소 열전달계수의 차이가 작게 나타나고 있다. 이는 핀나선방향으로 형성된 얇은 액막에서의 응축전열량의 차이가 크지 않고, 또한 기액계면의 온도가 관주방향으로 변화되면서 각 국소점에서의 열전달계수 차이가 거의 나타나지 않는 것으로 해석할 수 있다. 이러한 현상은 핀나선방향으로 형성되는 혼합냉매의 농도차이에 의한 확산저항 및 열저항이 핀과 핀사이의 공간으로 크게 분포되기 때문으로 해석할 수 있다. 따라서, 동일 응축조건하에서 단일냉매에 비해 혼합냉매의 열전달계수가 저하하는 것은 혼합증기경계층에서의 확산저항에 의한 영향보다 액막내의 열저항의 영향

이 비교적 지배적인 것으로 해석<sup>(7)</sup>할 수 있다. 또한, 일정 건도영역에서는 상부·측부의 열전달률이 역전되기도 하는 혼합냉매의 특성을 나타내고 있다. 이는 고비점냉매가 기액계면에서 상대적으로 가장 많이 응축되고, 저비점냉매가 기상층에서 상대적으로 활발히 응축되기 때문이라 고려된다.

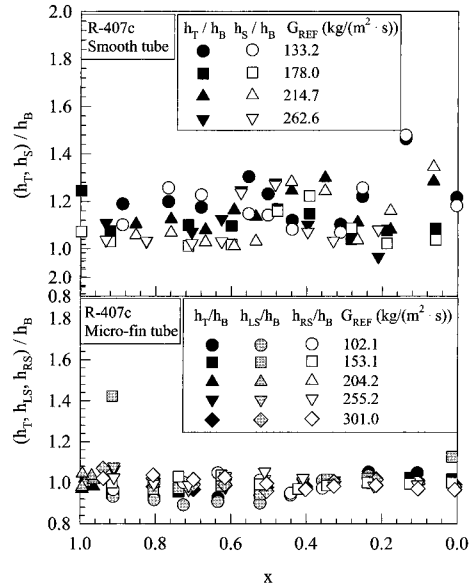


Fig. 4 Comparison of local heat transfer characteristics of R-407C inside horizontal smooth and micro-fin tubes.

### 3.2 평균 열전달계수

Fig. 5는 마이크로핀관에서 질량속도에 대한 R-22, R-407C의 평균응축열전달계수를 비교한 것이다.

평활관의 경우와 마찬가지로 평균열전달계수는 질량속도에 대해 의존성을 나타내고 있으며, 단일냉매 R-22의 평균열전달계수가 혼합냉매 R-407C의 평균 열전달계수보다 높은 경향을 보이고 있다. 이는 압축식 열펌프장치에서 각각 외경 6.52 mm, 9.52 mm인 응축기의 열전달실험에서 R-407C의 열전달계수가 R-22에 비해 30 % 감소한다는 Goto 등<sup>(8)</sup>의 실험결과 및 타연구자들의 실험결과<sup>(9, 10)</sup>와 비슷한 경향을 보이고 있다. 저유량에서 R-22, R-407C의 평균열전달계수가 비슷한 수치를 나타내는 것은 R-407C에 있어서 냉매질량속도

가 작은 관계로 인해 액막이 관원주방향으로 균일하게 얇은 상태로 퍼져 열저항이나 확산저항의 영향이 상대적으로 크게 작용하지 않기 때문이라 생각할 수 있다. 평활관에 비해 마이크로핀관에서의 열전달계수가 증가하고 있는 것을 알 수 있으며, 냉매질량속도 260 kg/(m<sup>2</sup>·s) 정도에서 마이크로핀관의 냉매 R-22, R-407C의 열전달계수가 약 70% 증가하고 있는 것으로 나타나고 있다.

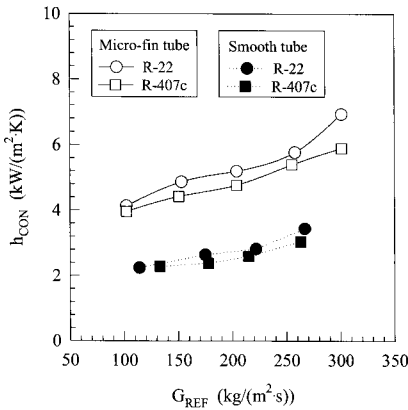


Fig. 5 Comparison of average condensation heat transfer coefficients for R-22, R-407C

3.3 전열촉진효과

Schlager 등<sup>(6)</sup>은 여러 가지 전열촉진관에 대한 실험을 통해 다음과 같은 전열촉진도 EF (enhancement factor) 및 PF(Penalty Factor)를 이용하여 전열촉진관에 대한 전열촉진효과를 평가하였다.

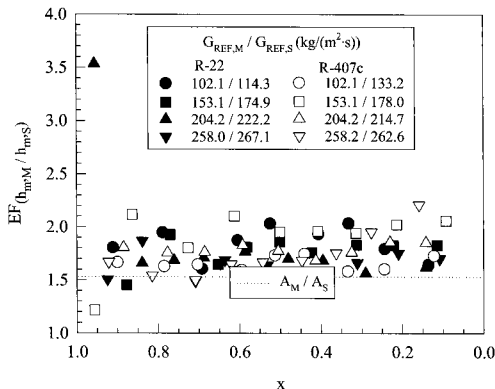


Fig. 6 Local condensation heat transfer enhancement factors for micro-fin tubes using R-22, R-407C.

그림 6은 식 (9)과 같이 정의된 마이크로핀관에서 건도 변화에 따른 관주방향 평균 열전달계수에 대한 전열촉진도 EF를 비교한 것이다.

$$EF = \frac{h_{m,M}}{h_{m,S}} \tag{9}$$

전체적으로 냉매의 종류 및 냉매의 유량에 관계없이 EF = 1.8 ~ 1.94 정도의 전열촉진 효과를 나타내고 있다. 이는 핀에 의한 전열면적의 증가비 (A<sub>Micro-fin</sub>/A<sub>Smooth</sub> ≈ 1.53)보다 높은 수치로서, 이러한 현상은 핀에 형성된 얇은 액막에 의한 표면적 증가와 더불어 핀의 난류촉진 등에 의해 응축열전달계수가 촉진된 것으로 해석할 수 있다.

그림 7은 냉매 R-22 및 R-407C의 질량 유속 변화에 대한 마이크로핀관의 성능 (EF<sub>hcon</sub>/PF<sub>ΔP</sub>)를 나타낸 것이다. 본 연구에서 사용된 외경 8.53 mm, 핀갯수 60개인 마이크로핀관의 성능은 질량 유속이 증가할수록 전열면적 증가비에 근접되고 있음을 알 수 있다.

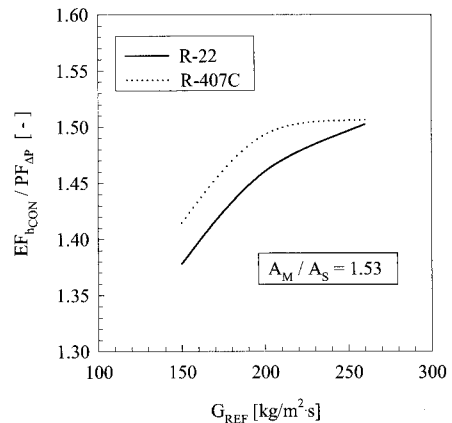


Fig. 7 Efficiency index of a micro-fin tube used in this study.

4. 결 론

단일냉매 R-22와 혼합냉매 R-407C(HFC-32/125/134a 23/25/52 wt%)를 작동유체로 마이크로핀관내 응축열전달특성에 대한 실험에서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 수평 평할관 및 마이크로핀관에 있어서 혼합 냉매의 열전달계수에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 액막에서의 전열저항 뿐만 아니라 저비점냉매에 의해 형성된 혼합증기경계층에서의 확산저항에 의한 것임을 추론할 수 있었다.

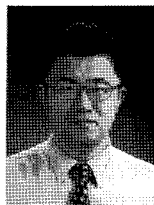
(2) 관주방향 평균응축열전달계수에 대한 전열촉진도는 냉매의 종류 및 유량에 관계없이  $EF = 1.5 \sim 2.0$ 의 범위로서, 핀에 의한 전열면적의 증가비 ( $AM/AS \approx 1.53$ )보다 높은 수치임을 알 수 있었다. 또한, 관길이방향 평균응축열전달계수에 대한 전열촉진도는 냉매의 종류 및 유량에 대해 크게 영향을 받지 않는 것으로 생각할 수 있다.

(3) 혼합냉매 R-407C의 국소 및 평균 응축열전달계수가 단일냉매 R-22보다 최대 15% 감소하였으나, 압력강하와 응축열전달계수의 증감폭이 그다지 크지 않기 때문에 열교환기의 재설계 및 수정없이 R-22용 응축기에 대체혼합냉매 R-407C를 사용할 수 있을 것으로 고려되었다.

### 참고문헌

- [1] Geon-Sang, Roh, Hoo-Kyu, Oh, 2007, "Study on the evaporation heat transfer characteristics of R-134a in small diameter tubes", J. Korean Society of Marine Engineering, Vol. 31, No. 3, pp. 224~234
- [2] Geon-Sang, Roh, Chang-Hyo, Son, Hoo-Kyu, Oh, 2007, "Evaporation Heat Transfer Characteristics of Hydro Carbon Refrigerant R-290 and R-600a in the Horizontal Tubes", J. Korean Society of Marine Engineering, Vol. 31, No. 1, pp. 74~83
- [3] 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
- [4] Vineyard, E. A., 1988, "Laboratory Testing of a Heat Pump System Using an R13B1/R152a Refrigerant Mixture", ASHRAE Trans., Vol. 94, Part. 1, pp. 292~303
- [5] 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.
- [6] Schlager, L. M., Pate, M. B., and Bergles, A. E., 1988, "Evaporation and Condensation of Refrigerant-Oil Mixtures in a Smooth Tube and Micro-fin Tube", ASHRAE Trans., Vol. 94, Part. 1, pp. 149~166
- [7] 園田啓之, 1994, "混合冷媒の役割", 冷凍, 第69卷, 第806號, pp. 1329~1332
- [8] Goto, M., Kanbe, K., Inoue, N., and Sato, M., 1994, "Condensation Heat Transfer of HCFC-22 and HFC-32/HFC-125/HFC-134a inside and Internally Grooved Horizontal Tubes(in Japanese)", Proc. of the 31st Japan Symposium on Heat Transfer, pp. 736~738
- [9] 内田麻理, 伊藤正昭, 工藤光夫, 1994, "水平管内面形状改善による非共沸混合冷媒の傳熱性能向上(I)(凝縮熱傳達率の實驗的検討)", 日本機械學會熱工學講演會講演論文集, pp. 227~229
- [10] 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の傳熱促進に関する研究", 第29回 空氣調和・冷凍聯合講演會講演論文集, pp. 69~72

### 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