

## R407C의 온도구배와 과열도가 증발기 성능에 미치는 영향

김 창 덕<sup>†</sup>, 전 창 덕<sup>\*</sup>, 이 진 호<sup>\*\*</sup>

(주)센추리 기술연구소, <sup>\*</sup>충주대학교 기계공학과, <sup>\*\*</sup>연세대학교 기계공학과

### Effects of the Temperature Glide and Superheat of R407C on the Performance of Evaporator

Chang-Duk Kim<sup>†</sup>, Chang-Duk Jeon<sup>\*</sup>, Jinho Lee<sup>\*\*</sup>

Department of Research & Development, Century Corporation, Chungnam 336-842, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Chungju National University, Chungbuk 383-870, Korea

<sup>\*\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

(Received April 10, 2003; revision received September 5, 2003)

**ABSTRACT:** R407C is considered as an alternative refrigerant of R22 for air conditioners. An experiment was carried out to investigate the characteristics of the evaporation heat transfer and pressure drop for refrigerant R407C flowing in a fin-and-tube heat exchanger used for commercial air-conditioning unit. The experimental data were useful in analyze the effects of the temperature glide and superheat for R407C. Test were conducted at the conditions of inlet refrigerant evaporation temperature of 7°C, inlet air relative humidity of 50%, and refrigerant mass fluxes varying from 150 to 250 kg/m<sup>2</sup>s. Representative results show that the heat exchanger performance for R407C evaporation is significantly affected by the change of the flow pattern from two-phase to super-heated vapor flow.

**Key words:** R407C, Temperature glide(온도구배), Superheat(과열도), Evaporation(증발), Pressure drop(압력강하)

#### 기 호 설 명

$C_p$  : 정압비열 [kJ/kg °C]

$G$  : 질량유속 [kg/m<sup>2</sup>s]

$h$  : 비엔탈피 [kJ/kg]

$m$  : 질량유량 [kg/s]

$P$  : 압력 [kPa]

$Q$  : 열전달량 [kW]

RH : 상대습도 [%]

$T$  : 온도 [°C]

$V$  : 유속 [m/s]

$W$  : 질대습도

$x$  : 건도

#### 하첨자

$a$  : 공기

$e$  : 증발기

$fg$  : 잠열

$i$  : 입구

$l$  : 액상, 잠열

$o$  : 출구

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-41-530-3711; fax: +82-41-533-3845

E-mail address: cdkim@ecentury.co.kr

$p$  : 보조  
 $r$  : 냉매  
 $s$  : 현열  
 $sat$  : 포화  
 $sup$  : 과열증기  
 $tp$  : 2상  
 $v$  : 기상  
 $w$  : 물, 판벽

## 1. 서론

CFC 냉매의 오존층 파괴와 지구온난화 등의 환경오염으로 인하여 지구 환경보호 문제는 세계적인 차원에서 급속도로 부상하고 있으며, 1989년 7월부터 몬트리올 의정서<sup>(1)</sup>를 근거로 CFC의 생산과 소비에 대한 규제가 시작되었다. 현재 R22의 대체냉매로 주목받고 있는 HFC 냉매인 R407C는 HFC 계열의 화합물들이 혼합되어 있는 비공비 혼합냉매로서 열펌프 및 각종 공기조화기에 사용되고 있다. R407C의 체적용량은 R22에 비하여 2~5% 낮으며, 동일 시스템에서의 성적계수(COP)는 비슷하다. 일반적인 운전조건에서 압축기의 출구압력은 R22에 비하여 0.7~1기압 정도 높고 출구온도는 약간 낮으나 냉동기유를 교체한 후 압축기 등 주요 부품의 설계변화 없이 그대로 사용할 수 있는 장점을 가지고 있다. 그러나 2상유동 상태에서 냉매가 누설되면 혼합물의 조성비가 변화되어 시스템에 남아 있는 냉매를 전량 회수한 후 다시 주입해야 하는 단점이 있다.<sup>(2)</sup> R407C의 주요 물성치는 Table 1에서 정리하였다.

R407C를 사용하여 열교환기의 특성을 연구한 기존의 연구를 살펴보면 Kim et al.<sup>(3)</sup>은 R407C와 R410B를 사용하여 에어컨 시스템의 성능개선을 위해 열교환기의 배관구조 변경 및 내부 열교환기 적용실험을 수행하였으며, Ebisu et al.<sup>(4)</sup>은 R407C를 사용하여 원-관 열교환기의 열수 및 열교환기의 유로배열에 따른 성능특성을 보고하였다. Sami et al.,<sup>(5)</sup> Kuo and Wang,<sup>(6)</sup> Han et al.<sup>(7)</sup>은 R407C를 작동유체로 미세회관에 대한 증발열전달계수 및 압력강하 특성을 R22와 비교하였다. Ebisu and Torikoshi<sup>(8)</sup>는 R407C의 응축 및 증발실험을 통하여 순수냉매에는 존재하지 않는 확산저항에 대한 분석을 수행하였다.

Table 1 Comparison of physical properties of refrigerants in this study

Name		R407C	R22
Composition (Wt.%)	R22	-	100
	R134a	52	-
	R125	25	-
	R32	23	-
Molecular mass (kg/kmol)		86.2	86.469
Critical temperature (°C)		86.74	96.15
Critical pressure (kPa)		4619.1	4987.9
Critical density (kg/m <sup>3</sup> )		527.3	513
Boiling-point at 1 atm (°C)		-43.56	-40.818
Temperature glide		7.2	-
Freezing point at 1 atm (°C)		-106.5	-160
GWP (R11=1)		0.38	0.34
ODP (R11=1)		0	0.055
$P_{sat}$ at 7°C (kPa)		708.1/584.7	621.5

본 연구에서는 R407C를 작동유체로 슬릿원-관 열교환기를 증발기로 사용할 경우 냉매의 질량 유속 및 공기유속에 따른 온도구배(temperature glide)와 과열도(superheat)가 증발기 성능(열전달, 압력강하)에 미치는 영향을 조사하고 기존의 R22와 그 특성을 비교하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

본 연구에서 사용한 실험장치의 전체적인 개략도는 Fig. 1에서 보여주고 있다. 실험장치는 크게 풍동부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식으로 인버터에 의해 공기유속이 조절되고 시험부를 지난 공기는 항온항습실과 연결된다. 항온항습실 내에는 항온항습기가 설치되어 시험 열교환기로 유입되는 전면 공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였다. 냉매의 순환은 압축기 적용으로 인한 냉동기유의 영향을 배제하기 위하여 인버터에 의해 회전수를 제어하는 자기구동 기어펌프를 사용하였다. 자기구동 기어펌프로 유입되는 냉매는 과냉각액 상태로 유지되어야 하므로 시험 열교환기를 지난 후 주냉각기 및 보조냉각기와 연결된 판형 열교환기에서 냉매 대 냉매로 열교환하여

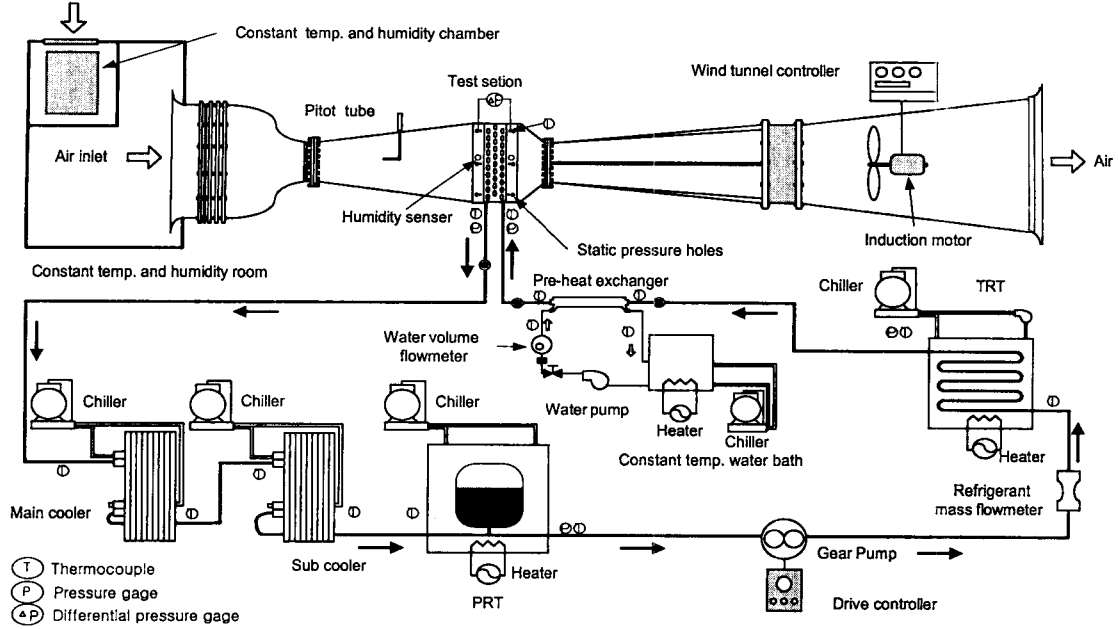


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for evaporation test system.

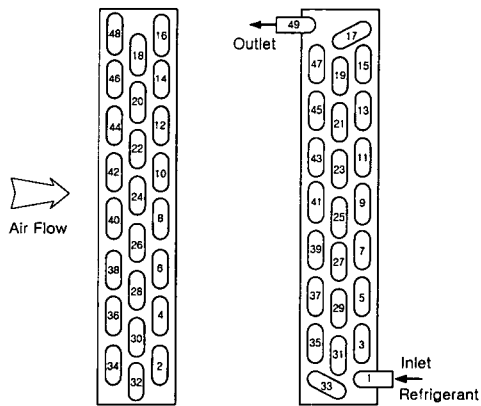


Fig. 2 The number of temperature measuring point of evaporator tubes.

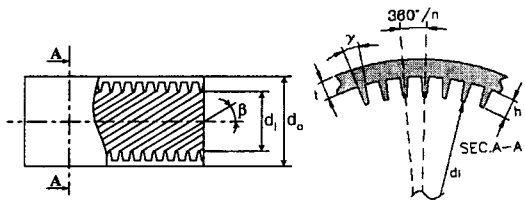


Fig. 3 Characteristic geometrical parameter of inside micro-fin tube.

냉매가 충분히 과냉각액을 유지하도록 하였다. 시험 열교환기에 유입되는 냉매의 건도(quality)는 보조 열교환기에 의해 조절되며, 실험 주요부에는 열전대, 압력계, 냉매가시창을 설치하였다. 또한 시험 열교환기의 관내측 냉매온도 분포를 근사적으로 측정하기 위하여 Fig. 2와 같이 열교환기 각각의 U-band의 관외벽에 49개의 열전대를 설치하고 외부로부터 열출입을 최소로 하기 위하여 우레탄 발포로 단열하였다.

2.2 시험 열교환기

본 연구에서 사용된 시험 열교환기는 대향류

Table 2 Geometric parameters of the micro-fin tube in this study

Parameter	Specification	
$d_o$	Outer diameter	$9.52 \pm 0.05$ mm
$d_i$	Inner diameter	8.52 mm
$t$	Tube thickness	$0.3 \pm 0.03$ mm
$h$	Fin height	$0.2 \pm 0.02$ mm
$n$	Number of fins	60
$\beta$	Helical angle	$18 \pm 2^\circ$
$\gamma$	Fin angle	$53 \pm 10^\circ$

Table 3 Geometric dimensions of the slit fin-tube heat exchanger

Parameter	Specification
Number of tubes for row	16
Number of tube rows	3
Tube outside diameter	9.52 mm
Horizontal tube spacing	25 mm
Vertical tube spacing	21.65 mm
Fin density	493 fin/m
Coil height	400 mm
Air flow length	80 mm
Tube material	Copper
Fin material	Aluminium
Tube rows alignment	Staggered type
Fin type	Slit

형태인 400×400×80 mm(가로×세로×폭)의 슬릿핀-관 열교환기로 제작하였으며, 관내는 미세핀(micro fin)이 가공되어 있는 외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 동관내의 미세핀과 슬릿핀-관 열교환기의 세부제원은 Table 2와 3에서 제시하였다.

### 2.3 실험조건 및 방법

본 연구에서의 실험조건은 Table 4와 같으며, 성능실험은 냉매의 질량유속을 일정하게 유지하면서 공기유속을 변화시키는 방법을 사용하였다. 실험 데이터는 전체 시스템이 안정된 실험조건으로 유지되는 정상상태에서 3초 간격으로 5~10분 동안 데이터 취득장치에서 취득, 저장하였다.

## 3. 실험 데이터 처리

### 3.1 증발기 입구의 냉매건도

증발기로 유입되는 냉매건도는 보조 열교환기의 가열수에 의하여 냉매에 가해진 열전달량으로부터 계산한다.

$$Q_p = m_w C_{p,w} (T_{w,p,i} - T_{w,p,o}) \quad (1)$$

$$Q_p = Q_{p,s} + Q_{p,l} \quad (2)$$

$$Q_{p,s} = m_r C_{p,r} (T_{r,p,o} - T_{r,p,i}) \quad (3)$$

Table 4 Experimental conditions (KSC 9306)

Air	Dry bulb temp.	27°C
	Relative humidity	50%
	Face velocity	0.6~1.6 m/s
Ref.	Refrigerant	R407C, R22
	Mass flux	150, 200, 250 kg/m <sup>2</sup> s
	Inlet temperature	7°C
	Inlet quality	0.2

$$Q_{p,l} = m_r h_{fg,r} x_{p,o} \quad (4)$$

$$x_i = x_{p,o} \quad (5)$$

$$= \frac{1}{h_{fg,r}} \left[ \frac{Q_p}{m_r} - C_{p,r} (T_{r,p,o} - T_{r,p,i}) \right]$$

여기서  $Q$ ,  $C_p$ ,  $m$ ,  $T$ ,  $h$ ,  $x$ 는 각각 열전달량, 정압비열, 질량유량, 온도, 엔탈피, 냉매건도를 의미하며, 하첨자  $p$ ,  $w$ ,  $i$ ,  $o$ ,  $s$ ,  $l$ ,  $fg$ 는 각각 보조 열교환기, 물, 입구, 출구, 현열, 잠열, 잠열열량이다.

### 3.2 증발기의 열전달량 산출

증발기의 흰 표면온도가 노점온도 이하가 되면 습공기는 응축수가 발생하여 물질전달이 일어난다. 따라서 공기측 열전달량은 현열과 잠열열전달량의 합으로 계산하였다.

$$Q_a = Q_{a,s} + Q_{a,l} \quad (6)$$

$$Q_{a,s} = m_a C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (7)$$

$$Q_{a,l} = m_a (W_{a,i} - W_{a,o}) h_{fg,w} \quad (8)$$

$$Q_r = Q_{lp} + Q_v \quad (9)$$

$$Q_{lp} = m_r (1 - x_i) (h_{v,r} - h_{l,r}) \quad (10)$$

$$Q_v = m_r (h_{sup,r} - h_{v,r}) \quad (11)$$

실험결과, 증발기의 공기측과 냉매측 열전달량은 ±7% 내에 일치하였으며, 평균 열전달량  $Q_e$ 는 두 열전달량의 산술평균으로 계산하였다.

$$Q_e = \frac{Q_a + Q_r}{2} \quad (12)$$

습공기의 물성치는 ASHRAE handbook<sup>(9)</sup>을 근

Table 5 Summary of estimated uncertainties

Parameter	Uncertainty
Temperature	$\pm 0.75\%$
Pressure	$\pm 0.25\%$
Mass flow rate of refrigerant	$\pm 0.2\%$
Mass flow rate of air	$\pm 4.09\%$
Humidity	$\pm 0.3\%$
Heat transfer rate of refrigerant	$\pm 1.29\%$
Heat transfer rate of air	$\pm 4.71\%$

거로 습공기 선도를 도식화하여 계산하였으며, R407C와 R22의 물성치는 REFPROP 6.01<sup>(10)</sup>을 사용하였다. 본 연구의 실험조건은 Table 4와 같으며, 수행된 실험에 대한 불확실도는 Kline and McClintock<sup>(11)</sup>이 제시한 방법으로 분석하여 Table 5에 정리하였다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 냉매온도 분포

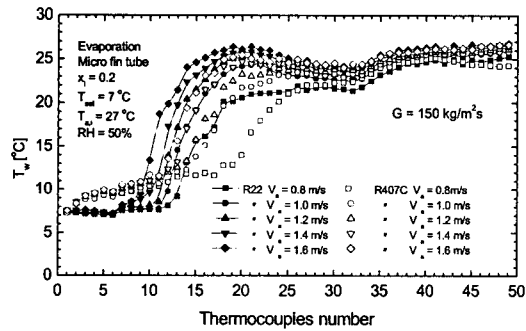
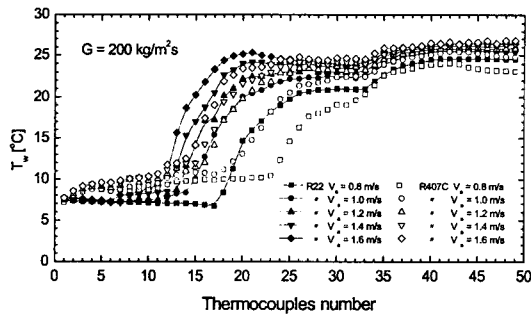
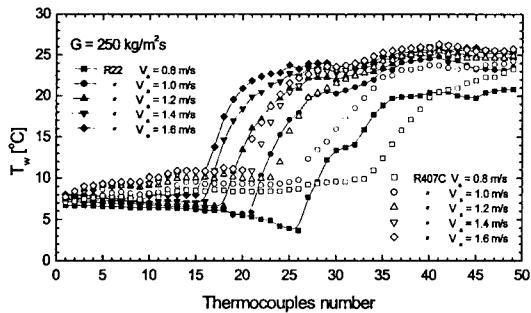
(a)  $G=150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ (b)  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ (c)  $G=250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 

Fig. 4 Distribution of tube wall temperature.

Fig. 4는 증발기의 입구에서 R407C와 R22의 온도, 증발온도를 일정하게 유지하면서 공기유속과 냉매의 질량유속 변화에 따른 U-band 관외벽 온도분포를 측정된 실험결과이다. 먼저 Fig. 4(a)는 공기의 상대습도 50%, 냉매의 질량유속  $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우에 대한 온도분포로서 R22는 11번(전체 유로길이의 22.4%) 위치에서 상변화가 완료되어 급격히 과열증기 영역으로 접어들게 되나, R407C는 공기유속에 따라 2상유동 영역의 길이가 확실하게 변화되며, 상변화 과정에서 비공비 혼합냉매의 특성인 성분비 변화에 따른 온도 상승으로 평균  $4^\circ\text{C}$ 의 온도구배를 보였다. R407C의 2상유동 영역의 길이가 R22보다 상대적으로 긴 이유는 증발열전달계수가 R22보다 작고 상변화시 온도구배에 따른 냉매의 증발온도 상승으로 공기와의 유효 평균 온도차가 작아지기 때문이다. 이러한 결과는 Sami et al.<sup>(5)</sup> Han et al.<sup>(7)</sup>의 연구 경향과도 일치한다. Sami et al.<sup>(5)</sup>은 동일한 입구압력을 기준으로 R407C의 증발열전달계수는 R22보다 50~80% 낮다고 제시하였으며, Han et al.<sup>(7)</sup>은 관외경 9.52 mm의 미세회관에 대하여 동일한 열유속과 증발온도에서 냉매의 질량유속을 100, 200, 300  $\text{kg/m}^2\text{s}$ 로 변화시키면서 실험한 결과, R407C의 증발열전달계수는 R22보다 25~48% 정도 낮고 질량유속이 증가할수록 그 차이는 작아진다고 보고하였다. Fig. 4(b), (c)의 냉매의 질량유속 200, 250  $\text{kg/m}^2\text{s}$ 인 경우 전체적인 온도분포 형상은 Fig. 4(a)의 질량유속이 150  $\text{kg/m}^2\text{s}$  경우와 비슷한 패턴을 보여주고 있으나 냉매의 질량유속이 증가함에 따라 모든 공기유속에서 2상유동 영역의 길이가 증가하였다. 2상유동 영역의 증가는 압력강하의 증가로 이어지고, 압력강하의 증가는 증발온도 강하라는 결과로 이어졌다. 냉매의 질량유속이

250 kg/m<sup>2</sup>s이고 공기유속이 0.8 m/s인 R22의 경우, 열교환기 입구에서의 증발온도는 7°C이나 상변화가 완료되는 지점인 3열 3단 26번 위치에서의 온도는 3°C로 나타났다. 반면에 R407C의 경우는 약 14% 정도의 2상유동 영역의 증가에도 불구하고 온도구배 효과로 인해 약 3°C 정도의 증발온도 상승이 나타났다(3열 3단 33번 위치). 또한 R407C와 R22는 2상유동에서 과열증기 영역으로 급격히 온도가 변화되면서 32번을 중심으로 새로운 온도구배가 나타났다. 이러한 온도구배는 전체 냉매유로에서 과열증기 영역이 2상유동 영역보다 상대적으로 클 경우 열(row)과 단(step)에 따른 온도차에 의한 횡의 열전도가 원인이며, 온도구배의 변화 경향은 Fig. 4(a)~(c)와 같이 냉매의 질량유속이 클수록 2상유동 영역이 증가하여 감소하였다. 따라서 회전배에 의한 온도구배를 방지하기 위해서는 출구 과열도, 유로배열, 열과 열사이의 횡 절개를 고려하여야 한다는 것을 알 수 있다.

#### 4.2 증발기 출구의 공기온도

Fig. 5는 R407C와 R22의 질량유속 변화에 따른 증발기 출구의 공기온도 분포를 보여주고 있다. 두 냉매 모두 공기유속이 증가할수록, 냉매의 질량유속이 감소할수록 출구 공기온도는 상승하였다. Fig. 5(a)는 냉매의 질량유속이 150 kg/m<sup>2</sup>s인 경우로서 R407C와 R22의 온도분포는 비슷한 경향을 보이고 있으나, Fig. 5(a)~(c)를 전체적으로 비교해 보면 동일한 공기유속과 상대습도 조건에서 냉매의 질량유속이 증가할수록 R407C와 R22의 출구측 공기온도의 차가 점점 더 벌어진다는 사실을 알 수 있다. 즉, 냉매의 질량유속 150 kg/m<sup>2</sup>s, 공기유속 0.8 m/s의 경우 R407C의 출구측 공기온도는 R22보다 8.8% 정도 높으나 250 kg/m<sup>2</sup>s의 경우에는 약 73.7% 정도 높게 나타났다. 이러한 이유는 냉매의 질량유속이 증가할수록 상변화 열전달에 참여하는 냉매량이 증가하여 2상유동 영역의 길이는 점점 길어진다. 즉, 냉매의 질량유속이 증가할수록 압력강하는 더 크게 발생하고, 그로 인해 냉매의 증발온도 역시 더 큰 폭으로 감소하게 된다. 또한 R407C는 냉매 조성비 변화에 따른 온도구배 현상으로 증발온도가 증가하므로 냉매의 질량유속이 증가할수록 R407C와 R22의 출구온도차는 점점 더 벌어지게 된다.

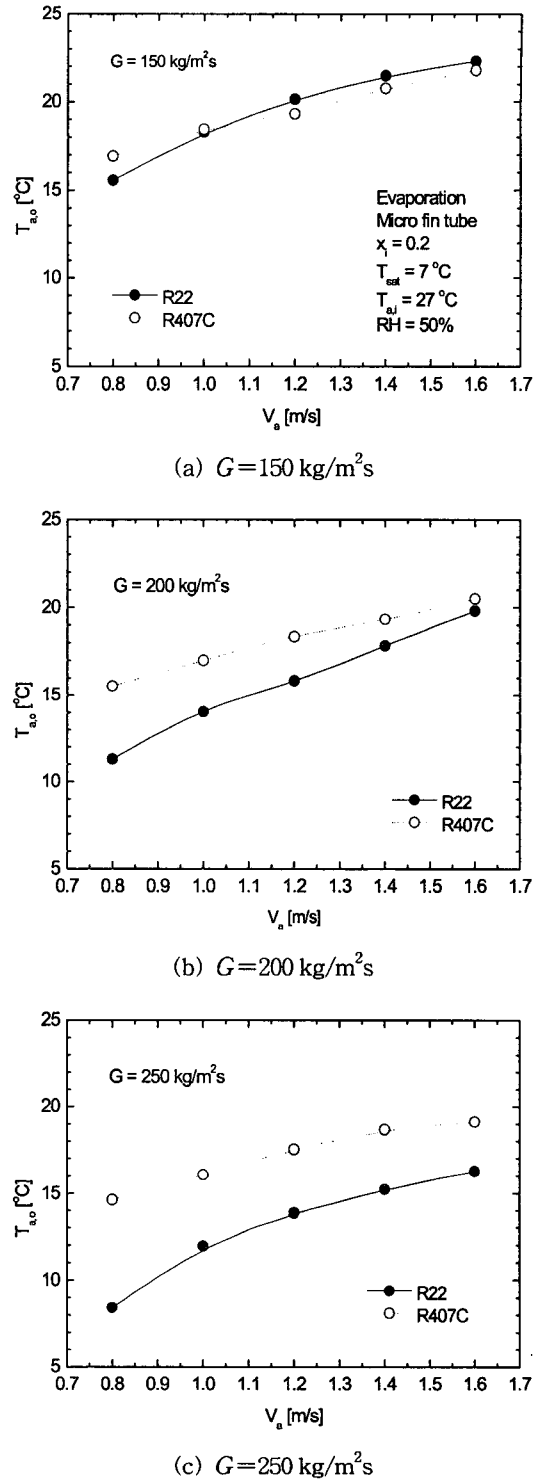


Fig. 5 Comparison of the evaporator outlet air temperature between R407C and R22.

### 4.3 냉매측 압력강하

Fig. 6은 냉매의 질량유속 변화에 따른 냉매측 압력강하를 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 냉매의 질량유속 150, 200 kg/m<sup>2</sup>s에서는 R407C의 압력강하가 높았으나, 250 kg/m<sup>2</sup>s에서는 낮게 나타났다. 즉, 냉매의 질량유속 150, 200 kg/m<sup>2</sup>s에서 각각 10.2, 13.4% 정도 높았고 250 kg/m<sup>2</sup>s에서는 2.59% 정도 낮았다. 이러한 결과는 Sami et al.,<sup>(5)</sup> Kuo and Wang,<sup>(6)</sup> Han et al.<sup>(7)</sup>의 연구결과와는 외형적으로 차이가 있어 보이지만 관점에 따라서는 유사한 결과로 받아들일 수 있다. Kuo and Wang<sup>(6)</sup>은 R407C와 R22의 유동패턴 차이로 인하여 질량유속이 낮은 경우(100 kg/m<sup>2</sup>s) 두 냉매의 압력강하는 차이가 없었으나, 질량유속이 증가할수록 점차 R407C의 압력강하가 R22에 비해 작게 나타났다고 밝혔다. 그들이 제시한 R407C와 R22의 압력강하 차이는 냉매의 질량유속에 따라 다르지만 400 kg/m<sup>2</sup>s인 경우 평균 약 2 kPa/m 정도였으며, 실험 데이터가 없어 정확한 값을 알 수 없지만 압력강하는 질량유속의 2.45승에 비례한다고 했으므로 200 kg/m<sup>2</sup>s에서는 아마도 1 kPa/m 이하의 값을 가질 것으로 예상된다. 반면에 본 실험에 사용된 증발기의 길이는 20 m 정도이므로 R407C와 R22의 단위길이당 압력강하 차이는 냉매의 질량유속이 200 kg/m<sup>2</sup>s 이하일 때 최대 0.5 kPa/m 이하가 된다. 그러므로 본 실험결과로부터 냉매의 질량유속이 작을 경우 R407C와 R22의 압력강하 차이는 크지 않다는 결론을 사용하는

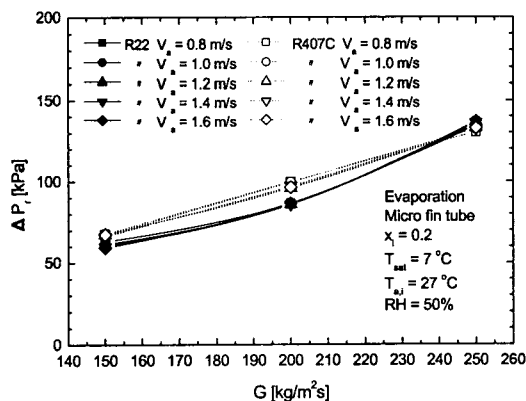


Fig. 6 Refrigerant-side pressure drop as a function of various refrigerant mass flux at air velocity.

데 큰 무리가 따르지 않을 것이다.

### 4.4 증발기의 열전달량

Fig. 7은 냉매의 질량유속 변화에 따른 두 냉매의 열전달량을 비교한 그림이다. R22의 열전달량이 R407C보다 큰 값을 보였으며, 질량유속이 증가할수록 열전달량의 차이는 증가하였다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m<sup>2</sup>s에서 R22의 열전달량은 R407C보다 각각 2, 10.8, 15.1% 높게 나타났다. 이는 R407C의 증발 열전달계수가 R22보다 낮고, 증발과정에서 온도 상승이 일어나는 변온증발의 비공비 냉매특성이 압력강하에 의한 증발온도 강하를 상쇄시키지만 단일성분 냉매인 R22는 압력강하로 인한 증발온도 강하만이 나타나기 때문이다. 이러한 결과는 Ahn et al.<sup>(12)</sup>이 원통-관형 열교환기의 열전달 성능실험에서 밝힌 R407C의 온도구배는 열전달성능을 감소시키는 원인이라는 결론과 일치한다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 R407C와 R22를 작동유체로 증발기(슬릿핀-관 열교환기)에 적용할 경우 R407C의 온도구배와 과열도가 증발기 성능(열전달, 압력 강하)에 미치는 영향을 조사하고 R22와 비교한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) R407C의 온도구배는 관내에서 발생하는 마찰 및 가열에 의한 압력강하 때문에 정상상태의

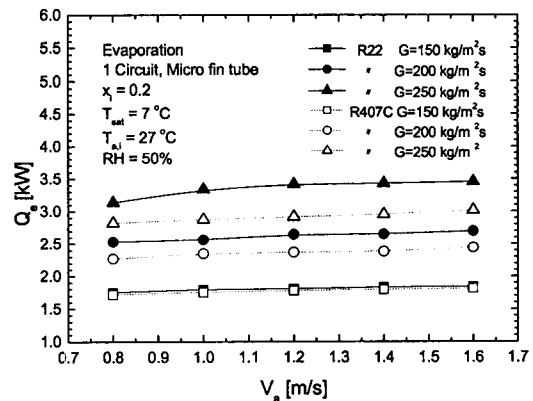


Fig. 7 Heat transfer rate as a function of air velocity at various refrigerant mass flux.

냉매 조성변화에 의한 이론적인 온도구배보다 감소하였다.

(2) 냉매의 과열증기 영역이 2상유동 영역보다 상대적으로 클 경우 환의 열전도에 의한 온도구배가 나타났다. 따라서 이러한 온도구배를 방지하기 위해서는 증발기의 출구 과열도, 유로배열, 열과 열사이의 환 절개를 고려하여야 한다.

(3) 냉매의 질량유속 150, 200 kg/m<sup>2</sup>s에서 R407C의 압력강하는 R22보다 각각 10.2, 13.4% 정도 높았으나 250 kg/m<sup>2</sup>s에서는 2.59% 작았다. 또한 R22의 압력구배가 R407C의 것보다는 크게 나타났다.

(4) 동일한 증발기의 입구조건에서 R22의 열전달량은 R407C보다 2~15.1% 높게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 증가할수록 두 냉매 간의 열전달량 차이는 증가하였다.

#### 참고문헌

1. Montreal Protocol on Substance that Deplete the Ozone Layer, 1987, Final Act, United Nations Environment Programme.
2. Oh, J. T., 1999, Flow boiling heat transfer characteristics of R-407C ternary refrigerant mixtures, The Magazine of the SAREK, Vol. 28, No. 5, pp. 375-388.
3. Kim, M. H., Shin, J. S. and Kim, K. J., 1997, An experimental study on the performance of a window system air-conditioner using R407C and R410B, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigerating Engineering, Vol. 9, No. 4, pp. 536-544.
4. Ebisu, T., Kasai, D. and Torikoshi, K., 1996, A study thermal performance of air-cooled heat exchangers using alternative refrigerant, 33rd National Heat Transfer Symposium of Japan, Nigata, Vol. 2, pp. 525-526.
5. Sami, S. M. and Grell, J., 2000, Heat transfer prediction of air-to-refrigerant two-phase flow boiling of alternatives to HCFC-22 inside air/refrigerant enhanced surface tubing, Journal of Energy Research, Vol. 24, pp. 349-363.
6. Kuo, C. S. and Wang, C. C., 1996, Horizontal flow boiling of R22 and R407C in a 9.52 mm micro-fin tube, Applied inside Thermal Engineering, Vol. 16, pp. 719-731.
7. Han, J. U., Kim, S. J., Jung, D. S. and Kim, Y. I., 1999, Flow boiling heat transfer characteristics of pure and mixed refrigerant, Proceedings of the SAREK, Summer, pp. 19-24.
8. Ebisu, T. and Torikoshi, K., 1998, Experimental study on evaporation and condensation heat transfer enhancement for R-407C using herringbone heat transfer tube, ASHRAE Transaction, Symposia, Vol. 16, pp. 1044-1051.
9. ASHRAE, 1993, Fundamental Handbook (SI).
10. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP), Ver. 6.01, NIST.
11. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.
12. Ahn, Y. S., Lee, D. Y., Kim, Y. I., Kim, Y. C. and Nam, I. W., 1999, Performance test of a screw compressor type chiller using R407C with shell and tube heat exchangers, Proceedings of the SAREK, Winter, pp. 101-105.