

## 대체냉매 R407C 및 R410A를 이용한 슬릿핀-관 열교환기의 응축특성에 관한 연구

전 창 덕<sup>†</sup>, 장 경 근<sup>\*</sup>, 강 신 형<sup>\*\*</sup>, 이 진 호<sup>\*\*\*</sup>

충주대학교 기계공학과, <sup>\*</sup>연세대학교 기계공학과 대학원, <sup>\*\*</sup>건양대학교 기계공학과, <sup>\*\*\*</sup>연세대학교 기계공학과

### An Experimental Study on Condensation Characteristics of Slit Fin-tube Heat Exchanger Using Alternative Refrigerants, R407C and R410A

Chang-Duk Jeon<sup>†</sup>, Kyoung-Keun Jang<sup>\*</sup>, Shin-Hyung Kang<sup>\*\*</sup>, Jinho Lee<sup>\*\*\*</sup>

*Department of Mechanical Engineering, ChungJu National University, ChungBuk 383-870, Korea*

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

*<sup>\*\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Konyang University, ChungNam 383-870, Korea*

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

*(Received March 28, 2002; revision received July 26, 2002)*

**ABSTRACT:** R410A and R407C are considered to be alternative refrigerants to R22 for the air-conditioners. Experimental investigation is made to study the condensation heat transfer characteristics of slit fin-tube heat exchanger using alternative refrigerants R410A and R407C. R407C, a non-azeotropic refrigerant mixture, exhibited a quite different condensation phenomenon from those of R22 and R410A and its condensation heat transfer coefficient was much lower than that of R22 and R410A. Between the R22 and R410A, the condensation heat transfer coefficient of R410A, near-azeotropic refrigerant mixture, was a little higher than that of R22. R410A also showed the lowest condensation pressure drop across the test section. For all refrigerants, the condensation heat transfer coefficient and pressure drop increase as the mass flux increases.

**Key words:** Alternative refrigerant(대체냉매), Condensation(응축), Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력강하)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]

$C_p$  : 정압비열 [ $kJ/kg \cdot K$ ]

$D$  : 지름 [ $m$ ]

$G$  : 질량유속 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]

$H$  : 높이 [ $m$ ]

$h$  : 비엔탈피 [ $kJ/kg$ ]

$h_{fg}$  : 응축잠열 [ $kJ/kg$ ]

$h_r$  : 열전달계수 [ $kW/m^2K$ ]

$k$  : 열전도계수 [ $W/mK$ ]

$L$  : 길이 [ $m$ ]

$m$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]

$P$  : 압력 [ $kPa$ ]

$Q$  : 전열량 [ $kW$ ]

$T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-43-841-5134; fax: +82-43-841-5120

E-mail address: cdjeon@gukwon.chungju.ac.kr

$t$  : 두께 [m]  
 $V$  : 속도 [m/s]

**그리스 문자**

$\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

**하첨자**

$a$  : 공기  
 $c$  : 응축  
 $cal$  : 계산결과  
 $exp$  : 실험결과  
 $i$  : 입구, 내부  
 $l$  : 액상  
 $m$  : 평균  
 $o$  : 출구, 외부  
 $r$  : 냉매  
 $sat$  : 포화  
 $sub$  : 과냉각액  
 $sup$  : 과열증기  
 $tp$  : 2상  
 $v$  : 기상  
 $w$  : 벽면

**1. 서 론**

CFC 냉매가 오존층 파괴의 주요 인자로 밝혀짐에 따라 세계 각국은 그 심각성을 인식하고 오존층 보호를 위해 1989년 7월부터 몬트리올 의정서<sup>(1)</sup>를 근거로 CFC의 생산과 소비에 대한 규제가 시작되었다. 현재 널리 사용되는 R22 냉매는 CFC 냉매보다는 오존층 파괴지수는 낮지만 그 안에는 여전히 오존을 파괴시키는 염소성분을 포함하고 있다. 따라서 HFC 냉매인 R407C와 R410A가 R22의 대체냉매로 검토되고 있다. R407C는 R32/R125/R134a로 혼합된 비공비 혼합냉매이며 증기압이 R22와 비슷하여 냉동기유를 교체한 후 압축기 등 주요 부품의 설계변화 없이 그대로 사용할 수 있다. 그러나 냉매 누설시에 혼합물의 조성비가 변하여 취급이 어려운 단점이 있다. R410A는 R32/R125로 혼합된 유사공비 혼합냉매

Table 1 Comparison of physical properties of R407C and R410A

Name		R407C	R410A
Composition (Wt.%)	R134a	52	-
	R125	25	50
	R32	23	50
Critical temperature (°C)		86.74	72.13
Critical pressure (kPa)		4619.1	4926.1
Critical density (kg/m <sup>3</sup> )		527.3	488.9
Boiling-point (°C)		-43.56	-51.53
Temperature glide		7.2	0.1
GWP (CO <sub>2</sub> =1)		1526	1725
ODP (R11=1)		0	0
$P_{sat}$ at 50°C (kPa)		2210/1985	3061/3053

이며 증기압이 R22보다 약 60% 높기 때문에 응축기 및 압축기의 재설계가 요구된다. 각 냉매의 물성치를 Table 1에 나타내었다.

대체냉매를 사용하여 열교환기 특성을 연구한 기존의 연구를 살펴보면, Kim et al.<sup>(2)</sup>은 R407C와 R410B를 사용하여 에어컨 시스템의 성능개선을 위해 열교환기의 배관구조 변경 및 내부 열교환기 적용실험을 수행하였으며, Ebisu et al.<sup>(3)</sup>은 R407C를 사용하여 환-관 열교환기의 열수 및 열교환기의 배열에 따른 성능특성을 보고하였다. 또한 Sami et al.,<sup>(4)</sup> Kuo and Wang,<sup>(5)</sup> Han et al.<sup>(6)</sup>은 R407C를 작동유체로 미세회관에 대한 증발열 전달계수 및 압력강하 특성을 R22와 비교하였으며, Ebisu and Torikoshi<sup>(7)</sup>는 R407C의 응축 및 증발실험을 통하여 순수냉매에는 존재하지 않는 확산저항에 대한 분석을 수행하였다.

본 연구에서는 응축기로 사용되는 공조용 열교환기 중 가장 일반적인 형상인 3열 슬릿핀-관 열교환기에 R22의 대체냉매로 고려되고 있는 R407C와 R410A를 사용하여 냉매의 질량유속 변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성에 대해 실험한 결과를 밝히고자 한다.

**2. 실험**

**2.1 실험장치**

Fig. 1은 본 실험장치의 전체적인 개략도이다. 실험장치는 크게 공기부와 냉매부로 구별되며, 풍

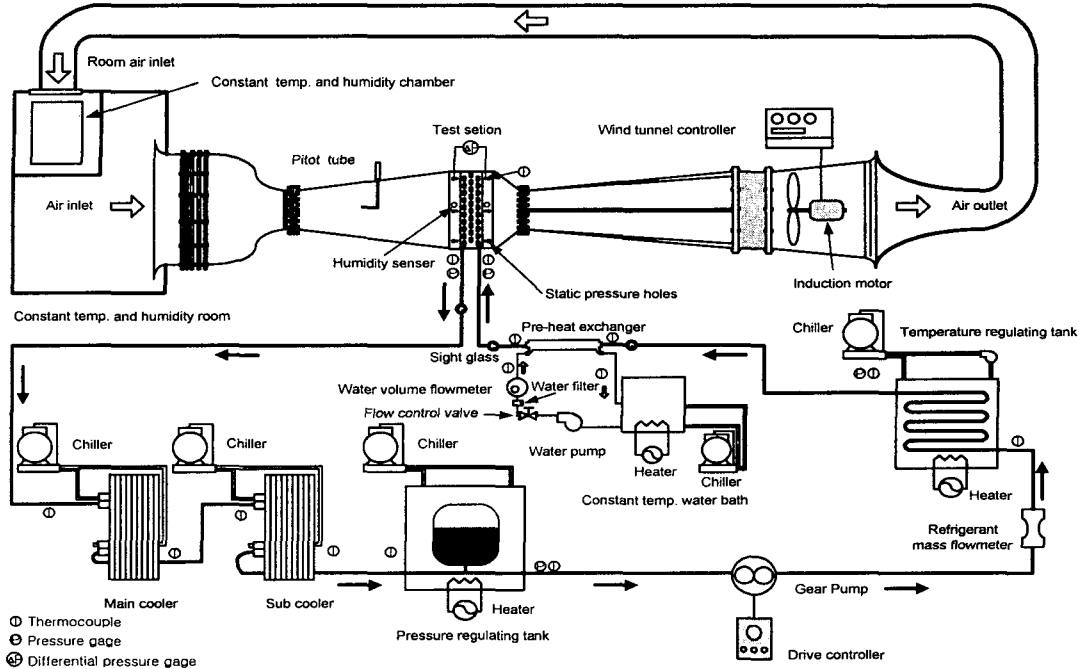


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for condensation test system.

동은 흡입식으로 인버터를 사용하여 공기유속을 조절한다. 항온항습실을 설치하여 시험대상 열교환기에 유입되는 공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였으며, 열교환기의 전후방에 24개의 정압구와 18개의 T형 열전대, 2개의 상대 습도계(오차한도  $\pm 2\%$ )를 설치하여 공기측 압력강하와 온도, 그리고 상대습도를 각각 측정하였다. 냉매순

환은 압축기 사용으로 인한 냉동유의 영향을 배제하기 위하여 자기구동 냉매순환펌프를 사용하였고, 냉매의 유량조절은 전동기의 회전수를 제어할 수 있는 인버터로 하였다. 또한 압력조절탱크(pressure regulating tank, PRT)와 온도조절탱크(temperature regulating tank, TRT)를 설치하여 냉매의 압력과 온도를 계획한 실험조건으로 조절하였다. 시험부 입구의 냉매 과열도는 시험 열교환기 앞에 보조 열교환기를 설치하여 조절하였으며, 시험관 냉매온도의 변화를 측정하기 위해 Fig. 2와 같이 열교환기 각각의 U-band 표면에  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 의 오차를 갖도록 보정된 49개의 T형 열전대를 은으로 용접하여 부착하였다.

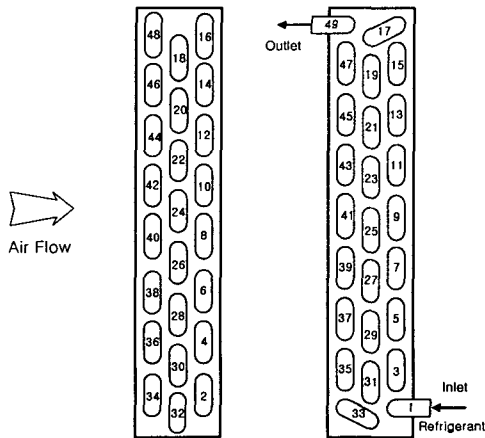


Fig. 2 The number of temperature measuring point of condenser tubes.

2.2 실험방법 및 조건

실험장치의 냉매누설시험은 질소가스를 사용하여 3,103 kPa(450 psi) 압력으로 수행하였다. 24시간 동안 압력강하가 일어나지 않으면 냉매의 누설은 없다고 판단하였고, 진공펌프를 3시간 동안 가동하여 불응축가스를 제거하였다. 진공상태의 냉매순환회로에 매니폴드(manifold)를 이용하여 냉매 및 재차 누설 여부를 확인하였다.

Table 2 Experimental condition

Air	Dry bulb temp.	35°C
	Relative humidity	50%
Ref.	Refrigerant	R22, R407C, R410A
	Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	150, 200, 250
	Condensation temp.(°C)	50
	Inlet superheat (°C)	10
	Outlet subcooling temp.(°C)	5

냉매누설검사가 완전히 완료되면 압력조절탱크와 온도조절탱크내의 물을 가열하여 냉매의 온도와 압력을 실험조건으로 조절하였다. 냉매는 자기구동 냉매순환펌프와 연결된 인버터에 의해 강제순환되며, 주냉각기와 보조냉각기를 가동시켜 열교환기를 통과한 냉매를 과냉각액이 되도록 하였다. 냉매가 과냉각액으로 순환되면 항온항습실 내에 설치된 항온항습기로 실험조건에 맞도록 공기의 온도와 습도를 설정한 후 풍동을 가동하였다. 최종적으로 냉매유량을 설정하고 보조열교환기에 가열수를 순환시켜 시험 열교환기에 들어가는 냉매의 과열도를 조절하였다. 실험은 응축기 출구냉매의 과냉도를 5°C로 고정시켰을 때 냉매 질량유속과 공기유속 변화에 따른 열전달량과 압력강하량을 측정하는 방법으로 수행하였다. 본 연구에서의 실험조건은 Table 2와 같다.

실험에 적용된 작동유체 가운데 R407C는 비공비 혼합냉매로서 단일냉매인 R22에 비해 응축과정에서 약 7°C 온도구배(temperature glide)를 갖는다. 또 다른 작동유체인 R410A는 유사공비 혼합냉매로서 온도구배가 약 0.1°C로 대단히 작다. 따라서 본 실험에서 냉매의 응축온도는 R407C의 경우 상변화시 발생하는 온도구배의 평균 온도로 정의하였으며, R410A의 경우 온도구배가 없다고 가정하고 순수냉매처럼 정의하였다. 습공기의 물성치는 ASHRAE handbook<sup>(8)</sup>을 근거로 습공기 선도를 도식화하여 계산하였으며, 각 냉매의 물

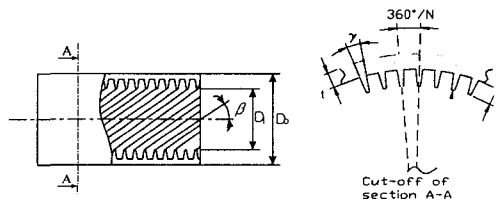


Fig. 3 Characteristic geometrical parameter of inside micro-fin tube.

Table 3 Geometric dimensions of the 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	21.65 mm
Vertical tube spacing	25 mm
Fin density	493 fins/m
Coil height	400 mm
Air flow length	80 mm
Fin height of tube	0.2 mm
Tube material	Copper
Fin material	Aluminium
Tube rows alignment	Staggered type
Fin type	Slit

Table 4 Specification of micro-fin tube

Parameter	Specification	
$D_o$	Outer diameter	9.52±0.05 mm
$D_i$	Inner diameter	8.25 mm
$t$	Tube thickness	0.3±0.03 mm
$H$	Fin height	0.2±0.02 mm
$N_f$	Number of fins	60
$\beta$	Helical angle	18±2°
$\gamma$	Fin angle	53±10°
$k_t$	Thermal conductivity	0.387 kW/m°C

성치는 NIST의 프로그램 REFPROP 6.01<sup>(9)</sup>을 서브루틴으로 사용하여 계산하였다.

### 2.3 시험열교환기

본 연구에서 사용된 슬릿핀-관 열교환기는 대향류 형태로 400×400×80 mm(가로×세로×폭)으로 제작하였으며, 관내에는 Fig. 3과 같이 미세핀이 가공되어 있는 외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 슬릿핀-관 열교환기와 미세핀관의 세부재원을 각각 Table 3과 Table 4에 나타내었다.

### 2.4 실험데이터 처리

#### 2.4.1 냉매 및 공기측 열전달량

슬릿핀-관 열교환기를 응축기로 사용할 경우 냉매측 열전달량은 과열증기(superheated vapor)와

과냉각액(subcooled liquid)의 단상유동영역(single phase region)과 2상유동영역(two phase region)으로 나누어 계산할 수 있다. 과열증기영역에서의 열전달량  $Q_v$ 는 응축기의 입구과열도 및 압력으로부터 산출된 입구의 엔탈피  $h_{sup}$ , 포화압력에서의 엔탈피  $h_v$ , 그리고 냉매의 질량유량  $m_r$ 로부터 식(1)과 같이 계산할 수 있다.

$$Q_v = m_r(h_{sup} - h_v) \quad (1)$$

2상유동영역의 열전달량  $Q_{tp}$ 는 응축잠열량  $h_{fg}$ 와 냉매의 질량유량으로 다음의 식(2)와 같이 계산할 수 있다.

$$Q_{tp} = m_r h_{fg} \quad (2)$$

과냉각액 영역에서의 열전달량  $Q_l$ 은 실험으로부터 측정된 출구의 온도와 압력으로부터 과냉각액 출구의 엔탈피  $h_{sub}$ 를 산출한 후 식(3)으로 계산하였다.

$$Q_l = m_r(h_l - h_{sub}) \quad (3)$$

따라서 냉매측 총열전달량,  $Q_r$ 은 냉매의 유동영역별로 산출한 열전달량과 같다.

$$Q_r = Q_v + Q_{tp} + Q_l \quad (4)$$

공기측 열전달량  $Q_a$ 는 공기의 입·출구온도차  $\Delta T_a$ 와 공기의 질량유량  $m_a$ 을 이용하여 아래의 식(5)와 같이 계산하였다.

$$Q_a = m_a C_{p,a} \Delta T_a \quad (5)$$

여기서

$$\Delta T_a = T_{a,o} - T_{a,i} \quad (6)$$

$$m_a = \rho_a A_{fr} V_a \quad (7)$$

이며  $\rho_a$ ,  $A_{fr}$ ,  $V_a$ 는 각각 공기밀도, 열교환기 전 열면적, 공기유속을 의미한다. 응축기의 평균 열

전달량( $Q_c$ )은 공기측과 냉매측 열전달량의 산술 평균으로 다음과 같이 계산하였다.

$$Q_c = \frac{Q_r + Q_a}{2} \quad (8)$$

#### 2.4.2 관벽의 온도와 냉매측 응축열전달계수

시험대상이 단일관인 경우 냉매측 열전달계수를 구하기 위해 사용빈도가 높은 방법으로는 관벽면 온도를 측정하여 계산하는 방법과 Wilson plot<sup>(10)</sup> 방법을 적용하여 구하는 방법이 있다. 그러나 여러 개의 관이 조합된 공조용 열교환기인 경우에는 일반적으로 총합 열전달계수만을 구하거나  $\epsilon$ -NTU 방법을 사용하여 열전달계수를 구하고 있다. 이론상으로는  $\epsilon$ -NTU 방법을 사용할 경우 냉매측 열전달계수를 가정하여 공기측 열전달계수를 구할 수도 있고 공기측 열전달계수를 가정하여 냉매측 열전달계수도 구할 수 있으나 거의 대부분 공기측 열전달계수를 구하여 사용된다.  $\epsilon$ -NTU 방법을 사용하여 열전달계수를 구할 경우 반복법을 적용하여야 하기 때문에 계산이 매우 복잡하다. 따라서 본 연구에서는 단순한 방법으로 근사적인 냉매측 열전달계수를 구하였고, 기존의 열전달상관식과 비교하여 그 타당성을 검토하였다.

상변화가 일어나는 응축기나 증발기의 경우, 냉매유로 내에서 과열, 2상, 과냉 유동영역이 공존하기 때문에 정확한 열전달계수를 구하기 위해서는 각상에 대한 정확한 유동영역과 그에 대응하는 열전달량을 알고 있어야 한다. 유동영역을 예측할 수 있도록 48개의 곡관부에서 온도를 측정하여 아래와 같이 냉매측 평균열전달계수를 구하였다. 단 실험데이터의 간편성을 위하여 방정식(9)와 같이 2상유동 응축열전달계수만을 정리하였다.

본 실험에 사용된 관의 재질은 열전도도가 높은 동이며, 두께가 매우 얇기 때문에 관 내측과 외측벽면 사이의 열저항이 매우 작다고 할 수 있으므로 양측의 온도차는 무시할 수 있다고 가정하였다.

$$h_{tp} = \frac{Q_{tp}}{A(T_{sat} - T_w)} \quad (9)$$

$$A = \pi D_{i,m} L \quad (10)$$

Table 5 Summary of estimated uncertainty

Parameter	Uncertainty (%)
$Q_a$ (kW)	4.21
$Q_r$ (kW)	0.716
$m_a$ (kg/s)	4.053
$m_r$ (kg/s)	0.18
$\Delta P_a$ (Pa)	1
$\Delta P_r$ (kPa)	0.25
$h_r$ (kW/m <sup>2</sup> K)	4.25

여기서,  $T_{sat}$ 는 냉매의 포화온도,  $A$ 는 관내측 열전달면적,  $D_{i,m}$ 은 관의 평균 내경,  $L$ 은 2상유동이 일어나는 열전달관 길이이다. 본 연구에서는 Kline and McClintock<sup>(11)</sup>이 제시한 방법으로 실험오차를 분석하였으며, 온도 및 압력측정에 대한 측정오차는 각각  $\pm 0.75\%$ 와  $\pm 0.25\%$ 이며, 공기측 열전달량의 불확실도는 4.21%, 냉매측 열전달량의 불확실도는 0.716%, 냉매측 열전달계수의 불확실도는 4.25%로 나타났다. 본 연구에서 수행된 실험에 대한 불확실도의 결과는 Table 5에 요약하였다.

3. 결과 및 고찰

본 절에서는 응축온도 50°C, 냉매 질량유속 150~250 kg/m<sup>2</sup>s 범위에서 냉매의 출구조건을 5°C 과냉도 조건으로 맞추기 위해 공기유속을 임의로 변화시켜 가면서 R22, R407C, R410A 냉매의 전열 및 압력특성을 비교하였다. R22와 R410A의 경우 응축과정에서 온도구배가 거의 없으므로 응축기 출구에서의 냉매온도를 45°C로 조절하였고, R407C의 경우에는 최대 약 7°C의 온도구배가 일어나므로 응축기 출구에서의 냉매온도를 41.5°C로 조절하였다.

3.1 냉매온도분포

Fig. 4는 냉매의 출구 과냉도를 5°C로 유지시켰을 때 냉매의 응축기 질량유속에 따른 U-band 표면에서 측정된 냉매의 온도분포를 비교한 그림이다.

순수냉매인 R22와 유사공비 혼합냉매인 R410A에 비해 비공비 혼합냉매인 R407C의 온도강하가

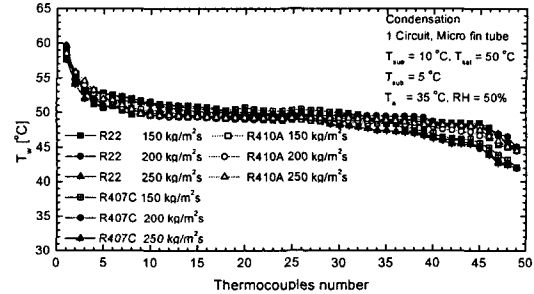


Fig. 4 The variation of tube wall temperature for various mass flux.

상대적으로 크게 발생함을 알 수 있으며, 벽면온도분포로부터 근사적으로 과열증기영역, 2상유동영역, 과냉각유동영역을 구별할 수 있다. 출구 과냉도를 5°C로 고정시켜 실험하였기 때문에 전체적인 벽면온도 분포곡선은 냉매질량유속에 관계없이 거의 유사한 양상을 보여주고 있다.

3.2 냉매측 압력강하

Fig. 5는 각 냉매의 질량유속을 변화시키면서 응축기 출구 과냉도를 일정하게 했을 때 각 냉매의 압력강하를 나타내고 있다. 예상했던 것처럼 냉매의 질량유속이 증가할수록 압력강하가 증가하는 것을 알 수 있다. R407C와 R410A의 압력강하는 냉매의 질량유속이 150, 200, 250 kg/m<sup>2</sup>s에서 R22보다 각각 평균 4, 6, 12%, 그리고 16.7, 24, 26% 낮게 나타났다. 이것은 Wang et al.<sup>(12)</sup>의 연구결과에서 알려진 바와 같이 R407C와 같은 혼

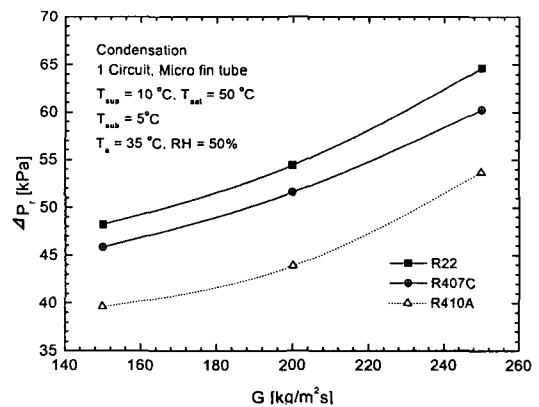


Fig. 5 Pressure drop of refrigerants according to the change of mass flux.

합냉매의 유동양식변화가 R22에 비해 늦게 발달하기 때문이다. 응축과정이 진행됨에 따라 R407C 혼합물 중 R134a는 R32와 R125보다 먼저 빨리 응축된다. 따라서 R407C 기상상태 초기농도분포와 비교하였을 경우 액상상태의 냉매에는 R134a의 성분이 더 많이 포함될 것이다. R32, R125, 그리고 R134a의 물성치를 살펴보면 20°C에서 R32의  $\rho_v$ 는 40.75 kg/m<sup>3</sup>으로 R134a보다 46.7% 정도 크고 R125는 77.83 kg/m<sup>3</sup>으로 280% 정도 크다. 반면에 R32의  $\rho_l$ 은 981.7 kg/m<sup>3</sup>으로 R134a보다 20% 정도 작고, R125는 거의 비슷하다. 질량유속이 일정할 경우 응축이 진행됨에 따라 액냉매에 포함되는 R134a 성분분포 때문에 액상냉매의 평균 밀도가 커지고 따라서 평균 액상속도는 작아진다. 그러므로 냉매의 평균 속도는 R22보다 저하되어 상대적으로 마찰에 의한 압력강하가 R22보다 적다고 할 수 있다. R22의 대체냉매로 R410A를 사용할 경우 높은 증기압으로 인하여 R22용으로 개발된 압축기나 열교환기를 재설계해야 하는 문제점을 가지고 있으나, 압력강하 측면에서 가장 우수한 성질을 보여주고 있다. 따라서, 실제 시스템에서 압축기의 효율을 높일 수 있기 때문에 압축기의 체적용량을 줄일 수 있는 장점을 가지고 있다.

3.3 응축열전달량

Fig. 6은 각 냉매의 질량유속을 변화시키면서 응축기 출구 과냉도 조건을 만족시킬 때 각 냉매의 응축열전달량을 나타내고 있다. 냉매의 질량

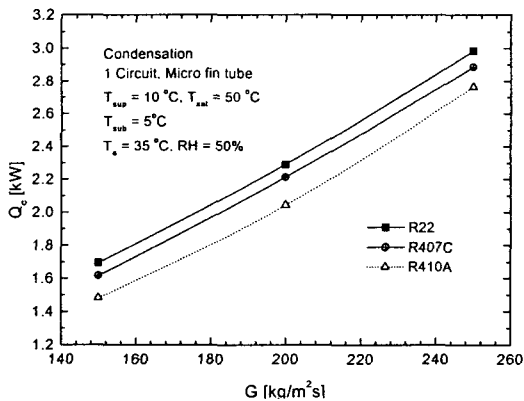


Fig. 6 Heat transfer rate versus mass flux.

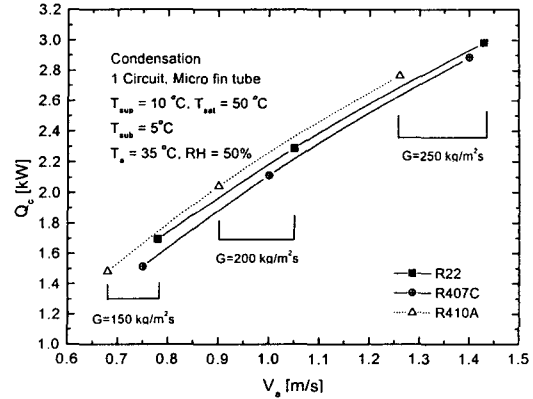


Fig. 7 Heat transfer rate versus air velocity.

유속이 증가할수록 대류열전달의 영향에 의하여 응축열전달량이 증가하는 것을 알 수 있다. 본 실험조건에서 응축잠열량의 크기는 R22>R407C>R410A의 순서이기 때문에 응축열전달량은 R22에 비해 각각 평균 4%, 10% 정도 감소하였다. Fig. 7은 응축열전달량을 공기유속변화에 대하여 나타낸 그림으로 Fig. 6에서의 결과처럼 응축잠열량이 작은 냉매일수록 가장 작은 공기속도를 이용하여 출구 과냉도 5°C 조건을 만들어 줄 수 있었다.

3.4 공기측 압력강하

Fig. 8은 응축기 출구에서 각 냉매의 과냉도를 5°C 조건으로 일정하게 했을 때 냉매의 질량유속에 따른 공기의 압력강하를 나타낸 것이다. 앞 절의 Fig. 7의 결과로부터 알 수 있는 것처럼 냉

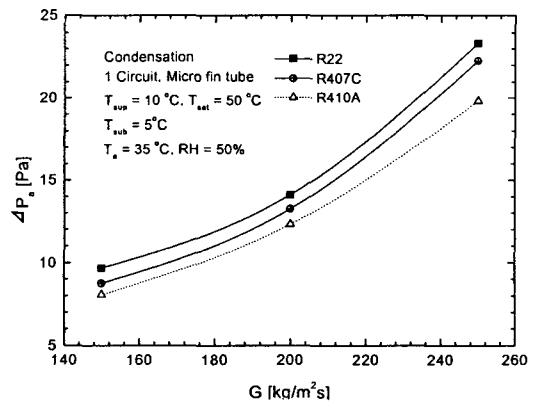


Fig. 8 Air pressure drop versus mass flux.

매의 동일한 질량유속에서 동일한 과냉도 조건을 만들어주기 위한 공기유속은 R22>R407C>R410A 순이기 때문에 R22의 공기측 압력강하가 가장 높게 나타났다. 즉, 냉매의 질량유속이 150, 200, 250 kg/m<sup>2</sup>s에서 R407C와 R410A의 공기측 압력 강하는 R22보다 각각 평균 6%, 15% 낮았다.

3.5 냉매측 응축열전달계수

Fig. 9는 냉매의 질량유속 변화에 따른 각 냉매의 2상유동 응축열전달계수 변화를 보여주고 있다. 유사공비 혼합냉매인 R410A의 응축열전달계수는 R22의 응축열전달계수에 비해 평균 3% 높았으나, 비공비 혼합냉매인 R407C의 응축열전달계수는 R22에 비해 평균 14% 정도 낮았다. R407C의 응축열전달계수가 다른 냉매에 비해 상당히 낮은 이유는 비공비 혼합냉매이므로 응축과정의 순수냉매의 응축과정과 다르기 때문이다. 혼합냉매는 열역학적 특성에 따라 기/액 경계면에서 비등점이 높은 냉매가 비등점이 낮은 냉매보다 먼저 응축을 시작한다. 순수냉매에는 존재하지 않는 이러한 현상으로 인해 기/액 경계면과 체적증기(bulk vapor)상태에서의 조성차이에 따른 확산증기막(diffusion vapor film)이 발생하며, 이 증기막이 응축열전달을 저해시키는 저항의 역할을 하게 된다. 따라서 혼합냉매의 응축열전달은 응축액막(liquid film)에 의한 열전달 저항뿐만 아니라 확산증기막에 의한 열전달 저항에 의해서도 크게 영향을 받게 되므로 결국 응축열전달계수가

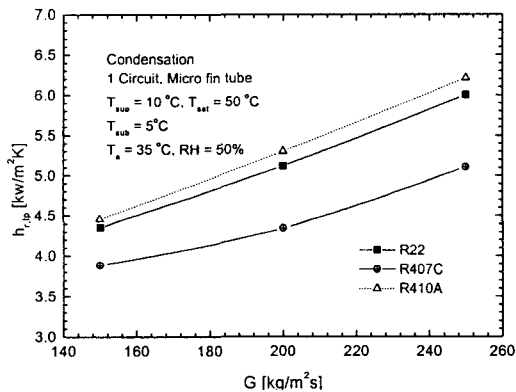


Fig. 9 Condensation heat transfer coefficient of R22, R407C and R410A.

저해된다. 이러한 결과는 Sami and Maltais,<sup>(13)</sup> Cavallini et al.,<sup>(14)</sup> Hwang et al.<sup>(15)</sup>의 실험결과에도 잘 언급되어 있으며, Wang et al.<sup>(12)</sup>은 위와 같은 현상으로 인해 동일조건에서 R407C의 유동양식발달이 R22보다 늦게 일어남을 유동가시화를 통해 밝혔다.

3.6 냉매측 압력강화와 상관관계식 비교

Fig. 10은 응축기 출구에서 과냉도를 5°C로 일정하게 했을 때, 측정된 냉매측 압력강하를 식(11)과 식(12)으로 표현된 Harauchi et al.<sup>(16)</sup>과 Choi<sup>(17)</sup>의 상관식을 사용해서 구한 계산결과와 비교한 것이다.

$$\Delta P_{tp} = \frac{2f_v G^2 v_v L}{D_m} \phi_v^2 \quad (11)$$

여기서  $\phi_v$ 는 관의 마찰배수,  $f$ 는 마찰인자,  $D_m$ 은 관의 평균 내경이다.

$$\Delta P_{tp} = \left[ \frac{f_n (v_o + v_i) \Delta L}{D_h} + (v_o - v_i) \right] G^2 \quad (12)$$

여기서  $f_n$ 은 레이놀즈수로 정의되는 마찰계수,  $v_o$ 와  $v_i$ 는 각각 관 입출구에서의 비체적,  $D_h$ 는 관의 수력 직경이다. 상관식을 사용해 압력강하를 계산할 때, 마찰에 의한 압력강하, 가속 및 곡관

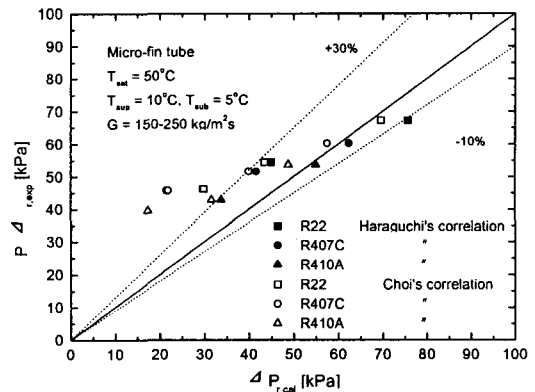


Fig. 10 Comparison of measured refrigerant pressure drop to Harauchi's and Choi's correlation.



부에 의한 압력강하를 모두 고려하였으며, 과열 증기영역, 과냉각액영역, 2상유동영역의 압력강하를 각각 구한 후 합산하여 총 압력강하량을 산출하였다. 냉매측 질량유속이 200, 250 kg/m<sup>2</sup>s인 경우의 실험결과와 예측결과와 +30%~−10% 내에서 일치하였으나, 질량유속이 150 kg/m<sup>2</sup>s인 경우에는 오차가 +30%보다 크게 나타났다. 즉, 냉매측 압력강하 상관식은 질량유속이 작은 경우보다는 질량유속이 클수록 정확하게 예측되었다. 또한 전체적으로 실험을 통해 측정된 압력강하가 상관식을 사용하여 계산한 결과보다 높게 나왔다. 이러한 이유로는 우선적으로 상관식 개발에 사용된 실험조건과 실험모델이 본 실험과 정확히 일치하지 않으며, 두번째로는 기존 상관식들은 단일 수평관에서 수행된 실험결과를 토대로 개발된 것이나, 본 실험에 사용된 열교환기는 수많은 단일 수평관이 U-band로 연결된 실제 공기조화기에 사용되는 형상으로 냉매가 열교환기의 하부로 들어가서 상부로 나오기 때문에 부가적으로 중력에 의한 압력강하량이 추가적으로 발생하기 때문으로 판단된다.

3.7 응축열전달계수와 상관관계식 비교

Fig. 11~13는 실험을 통해 구한 각 냉매의 2상유동 열전달계수 값과 상관식을 사용해서 계산한 결과와 비교한 것이다. 사용된 상관식 중 Kedzierski<sup>(18)</sup>와 Cavallini<sup>(19)</sup>의 상관식은 미세회관의 실험 데이터를 기초로 하여 개발된 것이며, Shah<sup>(20)</sup>와 Traviss<sup>(21)</sup>의 상관식은 평활관에서 실험한 데이터를 사용하여 개발된 것이다. 그러나 본 연구에서는 미세회관의 열전달 향상인자<sup>(22)</sup>를 곱하여 미세회관에 적용할 수 있도록 수정하였다.

Fig. 11에서 볼 수 있듯이 순수냉매인 R22를 사용한 경우 모든 상관식에 대하여 +10~−20% 범위 내에서 일치하였다. Fig. 12와 같이 비공비 혼합냉매인 R407C의 경우, 실험결과에서 구한 2상유동 열전달계수가 모든 상관식에 대해서 최대 −40%까지 낮게 나타났다. 따라서 순수냉매에 대한 기존의 응축열전달계수 상관식을 비공비 혼합냉매에 적용할 경우에는 오차가 크게 나타나므로 보다 정확한 예측을 위해서는 기존 상관식의 수정이 요구된다. 이러한 결과는 Jung et al.<sup>(23)</sup>의 실험결과와도 잘 일치한다고 볼 수 있다.

Fig. 13의 유사공비 혼합냉매인 R410A는 상관

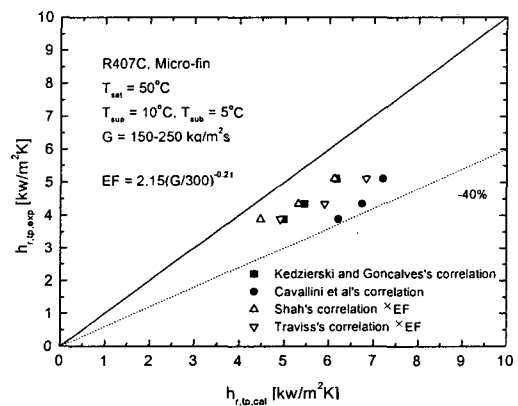


Fig. 12 Comparison of measured heat transfer coefficient to correlations for R407C.

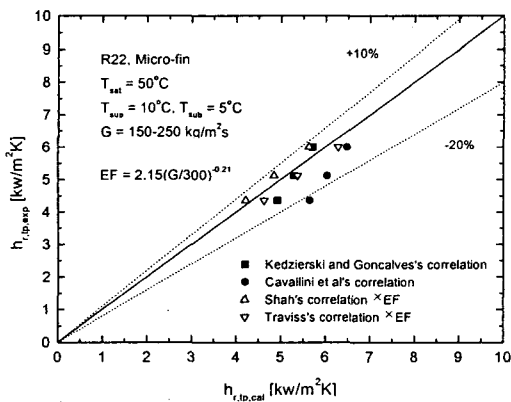


Fig. 11 Comparison of measured heat transfer coefficient to correlations for R22.

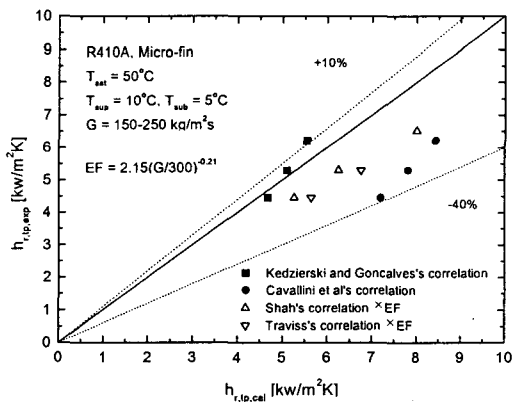


Fig. 13 Comparison of measured heat transfer coefficient to correlations for R410A.

식과 실험결과의 오차값이 평균적으로 R407C의 경우보다는 작게 나타났다. Kedzierski의 상관식을 적용할 경우 발생하는 오차는  $\pm 10\%$ 로 가장 일치하였으며, 그 이외의 상관식에 대해서는 최대  $-40\%$ 까지로 실험에서 구한 2상유동 열전달 계수가 낮게 나타났다. Kedzierski의 상관식은 순수냉매와 유사공비 혼합냉매인 R410A를 사용하여 개발된 것이며, 실험조건도 본 실험과 유사하기 때문에 전반적으로 실험결과와 가장 잘 일치하였다.

#### 4. 결 론

본 실험연구에서는 R22의 대체냉매로 고려되고 있는 R407C, R410A를 사용하여 슬릿원-관 응축열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 조사하였다. 실험은 실제 응축기 작동 조건인 입구과열, 출구과냉 조건하에서 수행하였다. 기존에 개발된 상관식을 사용하여 응축열전달계수 및 압력강하량을 실험결과와 비교하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 유사공비 혼합냉매인 R410A의 응축열전달계수는 R22와 비교해서 평균 3% 높았으며, 압력강하는 평균 20% 낮게 나타났다. 또한, 동일한 응축효과를 얻는데 필요한 공기의 유속은 R22보다 평균 16% 작기 때문에 송풍기의 동력 및 소음 감소, 장비의 소형화 등의 효과를 얻을 수 있다. 따라서 환경적인 측면에서 지구온난화 지수가 R22보다 낮고, 오존파괴지수가 전혀 없으면서 열전달 및 압력강하 특성이 우수한 R410A가 R407C보다는 R22의 대체냉매로서 유력하다고 판단된다.

(2) 비공비 혼합냉매인 R407C의 응축열전달계수는 R22와 R410A의 응축열전달계수에 비해 각각 평균 14%, 17% 낮으며 압력강하는 R22보다 평균 6.3% 낮고 R410A보다는 14.7% 높았다. R407C는 지구온난화 지수가 R22 및 R410A보다 낮고, 오존파괴지수가 전혀 없으므로 환경적인 측면에서 R22와 R410A보다 우수하지만, 응축열전달 성능이 R22와 R410A보다 저하하는 문제점이 있다.

(3) 실험결과로부터 구한 응축열전달계수와 기존의 상관관계식으로 계산한 응축열전달계수는 순수냉매인 R22, 유사공비 혼합냉매인 R410A, 그리

고 비공비 혼합냉매인 R407C의 순서로 일치하였으며, 응축열전달계수에 대한 상관식 중 Kedzierski의 상관관계식이 실험으로 이용한 냉매에 대해  $+10\sim-20\%$  오차범위에서 가장 잘 일치하였다.

#### 참고문헌

1. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1987, Final Act, United Nations Environmental Programme.
2. 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.
3. 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.
4. 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.
5. 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 Engineering, Vol. 16, pp. 719-731.
6. 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.
7. Ebisu, T. and Torikoshi, K., 1998, Experimental study on evaporation and condensation heat transfer enhancement for R-407C using.
8. ASHRAE, 1993, Fundamental Handbook (SI).
9. 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.
10. Wilson, E. E., 1915, A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus, *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.*, Vol. 37, pp. 47-70.
  11. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-8.
  12. Wang, C. C. and Chiang, C. S., 1997, Two-phase heat transfer characteristics for R22/R407C in a 6.5 mm smooth tube, *Int. J. Heat and Fluid Flow* 18, pp. 550-558.
  13. Sami, S. M. and Maltais, H., 2000, Experimental investigation of two phase flow condensation of alternatives to HCHC-22 0 inside enhanced surface tubing, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, pp. 1113-1126.
  14. Cavallini, A., Censi, G., Col, D. Del, Doretti, L., Longo, G. A. and Rossetto, L., 2001, Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, pp. 73-87.
  15. Hwang, S. M., 1999, Condensation heat transfer coefficients of R22 alternative refrigerants on enhanced tubes, *International Journal of KSME*, Vol. 23, No. 4, pp. 459-469.
  16. Haraguchi, H., Koyama, S., Esaki, J. and Fujii, T., 1993, Condensation heat transfer of refrigerants HFC134a, HCFC123 and HCFC22 in horizontal smooth tube and a horizontal micro fin tube, *Proc., 30th National Symposia of Japan*, Yokohama, pp. 343-345.
  17. Choi, J. Y., 1999, Study on the prediction of pressure drop for condensation and evaporation of alternative refrigerants in micro-fin tubes, Yonsei University, Seoul, Korea.
  18. Kedzierski, M. A. and Goncaves, J. M., 1997, Horizontal convective condensation of alternative refrigerant within a micro-fin tube, NISTIR 6095, US Dept. Commerce.
  19. Cavallini, A., Doretti, L., Klammsteiner, N., Longo, G. A. and Rossetto, L., 1995, Condensation of new refrigerant inside smooth and enhanced tube, *Proceeding 19th International Refrigeration Conference at Hague*, Vol. 4, pp. 105-114.
  20. Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547-556.
  21. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1972, Force convection condensation inside tube: a heat transfer equation for condenser design, *ASHRAE Transactions*, Vol. 79, pp. 157-165.
  22. Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1990, Evaporation and condensation heat transfer and pressure drop in horizontal, 12.7-mm micro-fin tubes with refrigerant 22, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 1041-1045.
  23. Jung, D. S., Bae, J. S., Lee, Y. H., Song, Y. J. and Lee, J. K., 1998, Predict pool boiling heat transfer coefficients of pure and mixed refrigerants, Report of Inha University.