

동일한 유입온도조건에서 R407C와 R22 적용 응축기의 특성비교

김 창 덕^{*}, 전 창 덕^{*}, 이 진 호^{**}

(주)센추리 기술연구소, ^{*}충주대학교 기계공학과, ^{**}연세대학교 기계공학과

Comparison of Condenser Characteristics Using R407C and R22 on the Same Inlet Temperature Condition

Chang-Duk Kim^{*}, Chang-Duk Jeon^{*}, Jinho Lee^{**}

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

^{}Department of Mechanical Engineering, Chungju National University, Chungbuk 383-870, Korea*

*^{**}Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea*

(Received April 10, 2003; revision received June 3, 2003)

ABSTRACT: R407C is considered as an alternative refrigerant to R22 for air conditioners. An experimental investigation was made to study the characteristics of the condensation heat transfer and pressure drop for R407C flowing in a fin-and-tube heat exchanger used for commercial air-conditioning units. Experiments were carried out under the conditions of inlet refrigerant temperature of 60°C and refrigerant mass flux varying from 150 to 250 kg/m²s for refrigerant side. The inlet air has dry bulb temperature of 35°C, relative humidity of 50% and air velocity varying from 0.8 to 1.6 m/s. Experiments show that air velocity increased by 25% is needed for R407C than that of R22 for subcooling temperature of 5°C, which resulted in air-side pressure drop increase of 28.8% for R407C as compared to R22. As a consequence, in order to provide the same design condition of a condenser, the fan requires higher electric-power consumption with R407C than that with R22.

Key words: Alternative refrigerant(대체냉매), R407C, Condensation(응축), Heat transfer rate(열전달률), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A_{fr} : 전면면적 [m ²]	P : 압력 [Pa]
C_p : 정압비열 [J/kg°C]	Q : 열전달량 [kW]
G : 질량유속 [kg/m ² s]	RH : 상대습도 [%]
h : 비엔탈피 [kJ/kg]	T : 온도 [°C]
m : 질량유량 [kg/s]	V : 속도 [m/s]
	x : 건도

그리스 문자

† Corresponding author	Δ : 차이
Tel.: +82-41-530-371.; fax: +82-41-533-3845	ρ : 밀도 [kg/m ³]
E-mail address: cdkim@ecentury.co.kr	

하첨자

<i>a</i>	: 공기
<i>c</i>	: 응축기
<i>f</i>	: 액상
<i>fg</i>	: 잠열
<i>g</i>	: 기상
<i>i</i>	: 입구
<i>l</i>	: 과냉각액 영역
<i>o</i>	: 출구
<i>r</i>	: 냉매
<i>sat</i>	: 포화
<i>sub</i>	: 과냉각액, 과냉도
<i>sup</i>	: 과열증기
<i>tp</i>	: 2상유동 영역
<i>v</i>	: 과열증기 영역
<i>w</i>	: 관벽

1. 서 론

CFC 냉매의 오존층 파괴와 지구 온난화 등의 환경오염으로 인하여 지구 환경보호 문제는 세계적인 차원에서 급속도로 부상하고 있으며, 1989년 7월부터 몬트리올 의정서⁽¹⁾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 압축기유를 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. R407C의 주요 물성치는 Table 1에서 정리하였다.

R407C를 사용하여 열교환기의 특성을 연구한 기존의 연구를 살펴보면 Jeon et al.^(2,3)은 슬릿환-관 열교환기를 응축기로 사용하여 냉매의 종류(R407C, R410A, R22)와 응축압력의 변화에 따른 응축특성을 비교 조사하였으며, Ebisu et al.⁽⁴⁾은

Table 1 Comparison of physical properties of refrigerant R22, R407C

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 ³)		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
<i>P_{sat}</i> at 50°C (kPa)		2210/1985	1943

R407C를 사용하여 환-관 열교환기의 열수 및 열교환기의 유로배열에 따른 성능특성을 보고하였다. 또한 Sami et al.⁽⁵⁾, Kuo and Wang,⁽⁶⁾ Han et al.⁽⁷⁾은 R407C를 작동유체로 미세회관에 대한 증발열전달계수 및 압력강하특성을 R22와 비교하였으며, Ebisu and Torikoshi⁽⁸⁾는 R407C의 응축 및 증발실험을 통하여 순수냉매에는 존재하지 않는 확산저항에 대한 분석을 수행하였다.

R407C와 R22를 적용한 응축기의 특성비교는 Jeon et al.^(2,3)과 같이 응축압력의 변화에 따라 비교할 수 있으나 실제 제품설계에서 압력계는 제조원가의 상승 때문에 대부분 응축기의 입구 및 출구의 동관 외측온도(냉매온도)를 측정하여 성능제어 변수로 채택하고 있다. 따라서 본 연구는 실제 양산에 적용하고 있는 슬릿환-관 열교환기를 응축기로 사용하여 R407C와 R22의 동일한 유입온도와 출구 과냉도 조건에서 냉매의 질량유속 변화에 따른 응축열전달 및 압력강하특성을 상호 비교하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에서 사용한 실험장치의 전체적인 개략도는 Fig.1에서 보여주고 있다. 실험장치는 크게

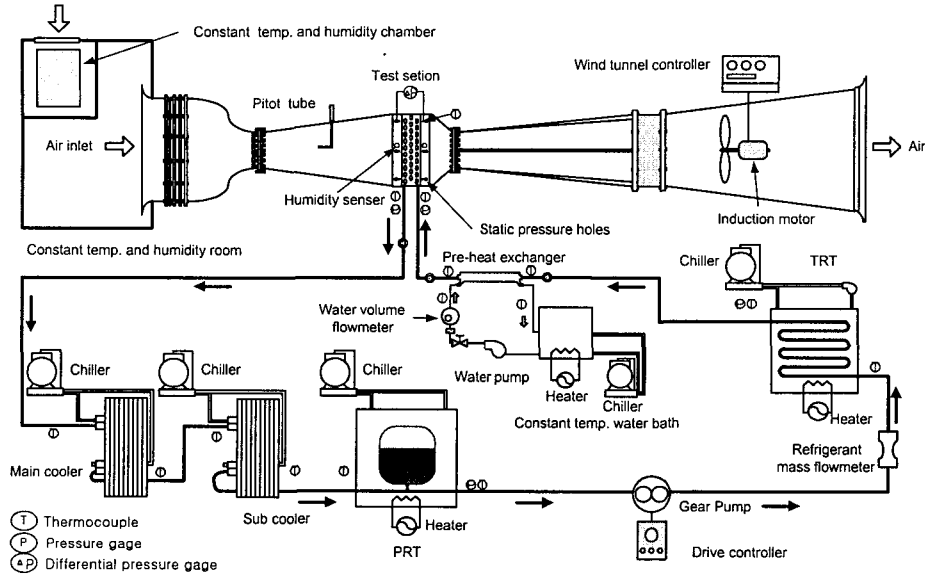


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for condensation test system.

풍동부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식 인버터에 의해 공기유속이 조절된다. 항온항습실 내에는 항온항습기가 설치되어 시험 열교환기 전면 공기의 건구온도와 습구온도를 조절하였으며, 열교환기의 전후방에는 상대습도계, 24개의 정압구와 18개의 T-type 열전대를 설치하여 공기의 압력강하와 온도를 측정하였다. 냉매의 순환은 압축기 사용으로 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 관형 열교환기에서 냉매 대 냉매로 열교환하여 냉매가 충분히 과냉각액을 유지하도록 하였다. 또한 압력조절탱크(PRT)와 온도조절탱크(TRT)를 설치하여 냉매의 온도와 압력을 일정하게 유지하도록 하였으며, 응축기의 유입온도와 과열도는 보조열교환기를 이용하여 일정하게 유지하였다. 실험 주요부에는 열전대, 압력계, 냉매가시창을 설치하였으며, 시험 열교환기의 관내측 냉매온도 분포를 근사적으로 측정하기 위하여 Fig.2와 같이 열교환기 각각의 U-band 표면에 49개의 열전대를 설치하였다.

2.2 실험방법 및 조건

성능시험은 R407C, R22를 작동유체로 응축기의 동일한 유입온도와 냉매의 질량유속 조건에서 공기유속을 변화시키면서 열전달량과 압력강하를 측정하는 실험과 냉매의 응축기 출구조건을 과냉도 5℃로 고정시켰을 때 냉매의 종류와 질량유속 변화에 따른 U-band의 관벽온도, 공기속도, 공기측 압력강하를 측정한 실험으로 구분하여 수행하였다. 실험데이터는 전체 시스템이 안정된 실험조건으로 유지되는 정상상태에서 3초 간격으로 5~10분 동안 데이터 취득장치에서 취득, 저장하였다. 습공기의 물성치는 ASHARE Handbook⁽⁹⁾을 근거로 습공기 선도를 도식화하여 계산하였으

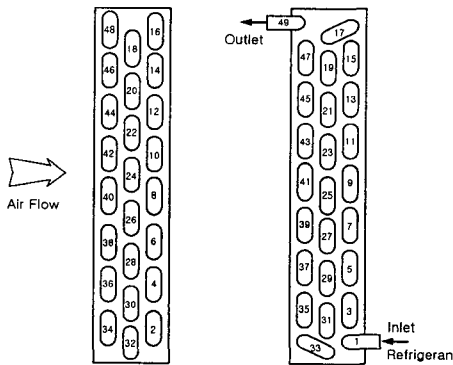


Fig. 2 The number of temperature measuring point of condenser tubes.

Table 2 Experimental conditions

Air	Dry bulb temp.	35°C
	Relative humidity	50%
	Air face velocity	0.6~1.6 m/s
Ref.	Refrigerant	R22, R407C
	Mass flux	150, 200, 250 kg/m ² s
	Condensation temp.	50°C (R22)
	Inlet superheat	10°C
	Inlet refrigerant temp.	60°C

며, R407C와 R22의 물성치는 REFPROP 6.01⁽¹⁰⁾을 사용하였다. 본 연구에서의 실험조건은 Table 2와 같다.

2.3 시험 열교환기

본 연구에서 사용된 시험 열교환기는 대향류 형태로 400×400×80 mm(가로×세로×폭)의 슬릿핀-관 열교환기로 제작하였으며, 관내는 미세핀(micro fin)이 가공되어 있는 외경 9.52 mm의 동관⁽³⁾을 사용하였다. 슬릿핀-관 열교환기 횡형상과 세부제원은 Table 3과 Fig. 3에서 보여주고 있다.

2.4 실험 데이터 처리

일반적으로 슬릿핀-관 열교환기를 응축기로 사용할 경우 냉매측 열전달량은 과열증기(superheated vapor)와 과냉각액(subcooled liquid)의 단

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

상영역(single phase region)과 2상영역(two phase region)으로 나누어 계산할 수 있다. 과열증기 영역에서의 열전달량 Q_v 는 과열도 및 압력으로 산출된 입구의 엔탈피 h_{sup} , 포화압력에서의 기상 엔탈피 h_g , 그리고 냉매의 질량유량 m_r 로 계산할 수 있다.

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

2상유동 영역의 열전달량 Q_{tp} 는 응축잠열량 h_{fg} 와 냉매의 질량유량으로부터 다음과 같이 계산한다.

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

과냉각액 영역에서의 열전달량은 실험으로부터 측정된 출구의 온도와 압력으로부터 과냉각액의 엔탈피 h_{sub} 을 산출한 후 계산한다.

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

따라서 냉매측 총열전달량은 냉매의 유동영역별로 산출한 열전달량의 합이 된다.

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

공기측 열전달량 Q_a 는 공기의 입·출구온도차 ΔT_a 와 질량유량 m_a 을 적용하여 계산한다.

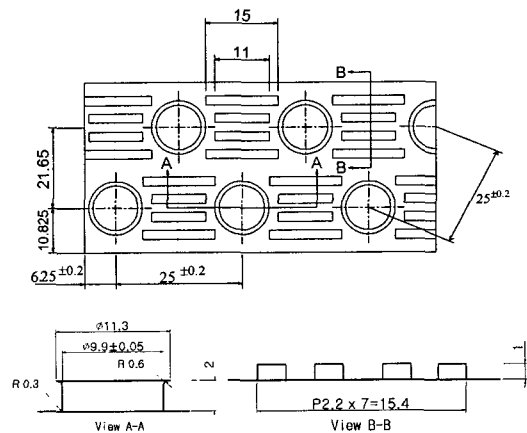


Fig. 3 Details of the slit fin configuration.

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

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

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

여기서 ρ_a , A_{fr} , V_a 는 각각 공기밀도, 열교환기의 전면면적, 공기유속을 의미한다.

응축기 출구에서 냉매가 2상유동으로 나올 경우 공기측 열전달량과 냉매측 열전달량이 같다고 가정하면 건도(quality)는 다음과 같다.

$$Q_a = Q_r \quad (8)$$

$$x_o = 1 - \frac{Q_a}{m_r(h_g - h_f)} + \frac{h_{sup} - h_g}{h_g - h_f} \quad (9)$$

따라서 응축기 출구에서 냉매가 2상유동으로 나올 경우 냉매측 열전달량은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_r = Q_v + Q_{tp} \quad (10)$$

$$= m_r [(h_{sup} - h_g) + (1 - x_o)(h_g - h_f)]$$

실험결과, 응축기의 공기측과 냉매측 열전달량은 $\pm 5\%$ 내에 일치하였으며, 평균 열전달량 Q_c 는 두 열전달량의 산술평균으로 계산하였다.

$$Q_c = \frac{Q_r + Q_a}{2} \quad (11)$$

본 연구에서 수행된 실험에 대한 불확실도는 Kline and McClintock⁽¹¹⁾이 제시한 방법으로 분석하여 Table 4에 정리하였다.

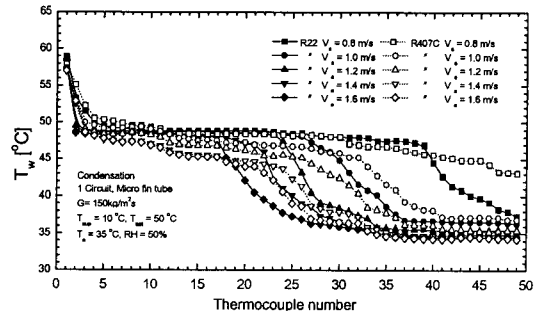
Table 4 Summary of estimated uncertainties

Parameter	Uncertainty
Temperature	$\pm 0.75\%$
Pressure drop of air	$\pm 1\%$
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	$\pm 4.21\%$

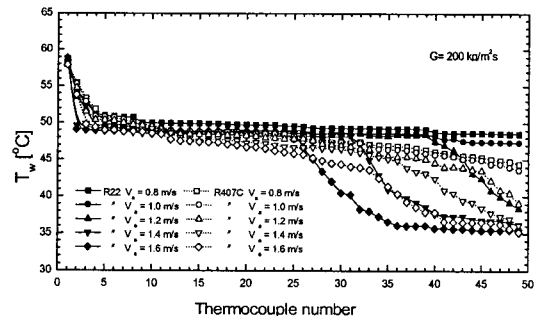
3. 결과 및 고찰

3.1 냉매온도분포

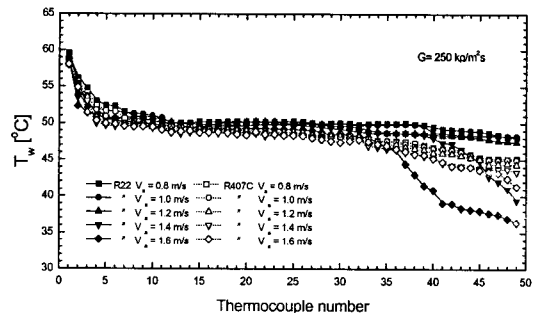
Figs. 4~8은 R407C와 R22의 응축기 입구온도를 동일하게 유지하면서 냉매의 질량유속과 공기유속 변화에 따른 관벽의 온도, 출구측 공기온도, 공기측 및 냉매측 압력강하량, 열전달량을 측정하여 비교한 실험결과를 보여준다. Fig. 4에서는



(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 The variation of U-band tube wall temperature as a function of air velocity.

냉매의 온도변화를 추정하기 위하여 냉매의 질량 유속이 150, 200, 250 kg/m²s로 일정할 때 공기유속 변화에 따른 U-band 관외벽의 온도변화를 측정된 결과를 나타낸다. 동일한 유입온도조건에서 과열증기 상태로 들어온 두 냉매는 2상유동 영역을 거친 후 과냉각액 상태로 응축된다. 공기유속이 증가할수록 공기측 열전달계수가 증가하여 두 냉매의 2상유동 영역이 감소하였다. 특히 R22는 R407C보다 과냉각액 영역이 빠르게 나타나고 있는데, 이는 R22가 R407C보다 냉매측 열전달계수와 2상유동 영역에서의 냉매와 공기의 유효 평균 온도차가 크기 때문이다. 모든 그림에서 두 냉매의 응축온도는 냉매측 압력강하의 영향으로 상변화가 진행될수록 점점 낮아지나, R407C는 비공비 혼합냉매의 온도구배와 압력강하가 함께 작용하여 이론적 온도구배보다 큰 응축온도의 감소가 나타났다. 이로 인하여 두 냉매의 출구측 평균 온도편차는 7°C로 나타났다. 냉매의 질량유속이 클수록 응축기의 관내측 2상유동 영역길이는 증가하며, 공기유속에 따른 관벽온도 변화는 작게 나타났다.

3.2 출구 공기온도

Fig. 5는 냉매의 질량유속과 공기유속 변화에 따른 응축기 출구의 공기온도 분포를 보여주고 있다. 출구의 공기온도는 냉매의 질량유속이 증가할수록 모든 공기유속 범위에서 높게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 크고 공기유속이 작을수

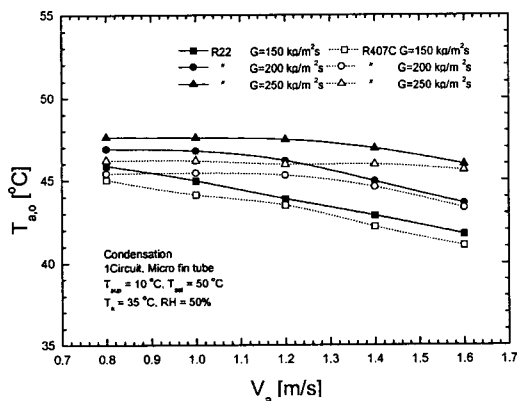


Fig. 5 Variation of outlet air temperature according to the change of air velocity at various refrigerant mass flux.

록 냉매는 출구까지 응축과정이 진행되어 응축온도에 근접하였다. 냉매의 질량유속이 증가할수록 공기유속에 따른 출구온도 변화는 작게 나타났는데, 이는 Fig. 4와 같이 응축기의 전체 유로길이에서 공기유속이 작은 경우 2상유동 영역이 대부분을 차지하나 공기유속이 크고 질량유속이 작을 경우 냉매는 급격히 과냉각액 상태가 되기 때문이다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R407C의 출구온도는 R22보다 각각 1.6, 1.9, 2.5%로써 낮으며, 질량유속이 증가할수록 온도차는 증가하였다.

3.3 공기측 압력강하

Fig. 6은 R407C와 R22의 질량유속을 일정하게 고정시키고 공기유속을 변화시켰을 경우 공기측 압력강하를 나타낸 그림으로써 공기유속이 클수록 압력강하는 단조증가하는 것으로 나타났다. 응축기의 경우 환이 건표면이 되므로 공기의 유동저항이 작은 것을 알 수 있으나 냉매의 질량유속이 클수록 공기측 압력강하는 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 냉매의 질량유속이 클수록 2상유동 영역이 증가하여 공기와의 열전달이 향상되기 때문이다. 즉, 출구의 공기온도가 높아져서 공기의 비체적과 속도를 증가시켜 공기의 유동저항이 증가하므로 공기측 압력강하는 크게 나타나는 것이다. 그러나 질량유속에 따른 압력강하의 변동폭은 약 1% 정도로 매우 작았다. 따라서 동일형상을 갖는 응축기에서 공기측 압력강하는 관내의

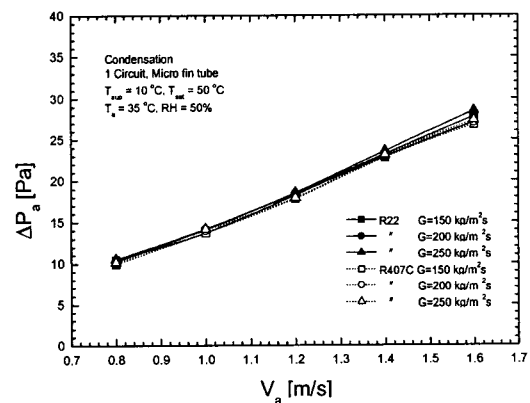


Fig. 6 Air-side pressure drop as a function of air velocity.

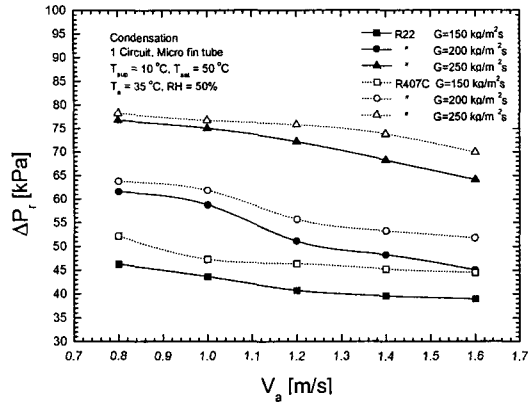


Fig. 7 Refrigerant side pressure drop as a function of air velocity at various refrigerant mass flux.

작동유체보다 입구의 공기유속에 큰 영향을 받는 것을 알 수 있다.

3.4 냉매측 압력강하

Fig. 7은 R407C와 R22의 질량유속을 일정하게 유지하고 공기유속을 변화시켰을 때 냉매측 압력강하를 보여주고 있다. 그림에서 냉매의 질량유속이 클수록 냉매측 압력강하는 증가하는 반면, 공기유속이 클수록 감소하는 경향이 나타났다. 이는 Fig. 4와 같이 동일한 질량유속에서 공기유속이 증가할수록 냉매는 빠르게 응축을 마치고 과냉각액 상태가 되기 때문이다. 즉, 응축기 전체의 압력강하의 대부분을 차지하는 2상유동 영역의 감소는 압력강하가 감소됨을 의미한다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R407C의 압력강하는 R22보다 각각 평균 12.6, 8.2, 5.1% 크게 나타났으며, 질량유속이 클수록 두 냉매측 압력강하 차이는 감소하는 것을 알 수 있다.

3.5 응축기의 열전달량

Fig. 8은 냉매의 질량유속을 일정하게 유지하고 공기유속을 변화시켰을 경우 응축기의 열전달량의 변화를 보여주고 있다. 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R407C의 열전달량은 R22보다 각각 평균 6.7, 7, 9.7% 작게 나타났으며, 질량유속이 클수록 두 냉매의 열전달량의 차이는 크게 나타났다. 공기유속 0.8~1.0 m/s 범위에서 R22는 R407C

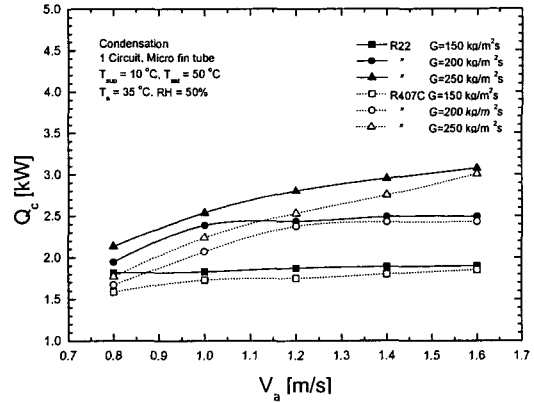


Fig. 8 Heat transfer rate as a function of air velocity at various refrigerant mass flux.

보다 높은 열전달량을 보이는 반면, 공기유속 1.0~1.6 m/s에서는 큰 차이가 나타나지 않았다. 이는 공기유속이 증가할수록 과냉각액 영역이 차지하는 비율은 증가하나 이 영역에서 냉매는 공기와의 현열 열전달이 이루어지므로 열전달량의 변화가 작기 때문이다.

3.6 냉매온도 분포(ΔT_{sub}=5°C)

Figs. 9~11은 냉매의 응축기 출구조건을 과냉도 5°C로 고정시켰을 때 R22와 R407C의 질량유속 변화에 따른 관벽온도, 공기유속, 공기측 압력강하를 측정된 실험결과를 보여준다. Fig. 9는 냉매의 응축기 출구조건을 과냉도 5°C로 고정시켰을 때 냉매의 질량유속 변화에 따른 U-band 관

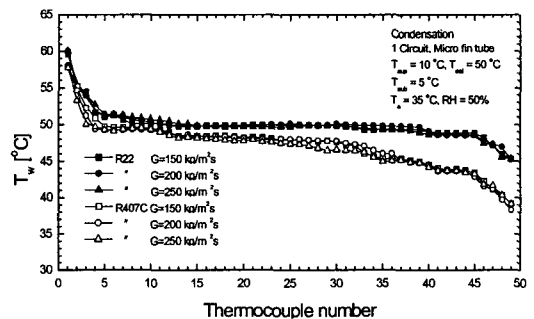


Fig. 9 Temperature on u-band tube wall according to the change of refrigerant mass flux.

외벽의 온도변화를 측정된 결과를 보여준다. R407C의 과냉도 기준은 상변화에 따른 비공비 혼합냉매의 응축온도 50°C에서 이론적인 온도구배 7°C와 과냉도 5°C를 고려하여 출구 냉매온도가 38°C로 될 때까지 공기유속을 조절하였다. 따라서 순수냉매 R22는 2상유동 영역에서 대체적으로 일정한 온도분포를 보이는 반면, R407C의 응축온도는 유료가 증가할수록 온도강하폭이 크게 나타났다. 또한 응축기 입구 60°C의 과열증기로 유입되는 두 냉매는 평균 5번 U-band에서 응축이 시작되므로 과열증기의 유로길이는 상호 비슷하게 나타났다.

3.7 공기유속($\Delta T_{sub}=5^\circ\text{C}$)

Fig. 10은 R22와 R407C의 질량유속을 변화시켰을 경우 응축기 출구에서 냉매의 과냉도를 5°C 조건으로 유지시키기 위해 필요한 공기유속을 비교한 것이다. 실험결과 동일한 질량유속에서 R407C의 공기유속이 R22보다 평균 25% 높게 나타났다. 이는 비공비 혼합냉매 R407C의 응축과정이 순수냉매와 달라서 응축열전달계수가 R22보다 저하되기 때문이다. 즉, Jeon et al.,⁽²⁾ Wang and Chiang,⁽¹²⁾ Cavallini et al.⁽¹³⁾의 실험결과에도 잘 언급되어 있듯이 혼합냉매의 응축열전달은 응축액막(liquid film)에 의한 열전달 저항뿐만 아니라 확산증기막(diffusion vapor film)에 의한 열전달 저항에 의해서도 크게 영향을 받게되므로 결국 응축열전달계수가 R22보다 저하된다.

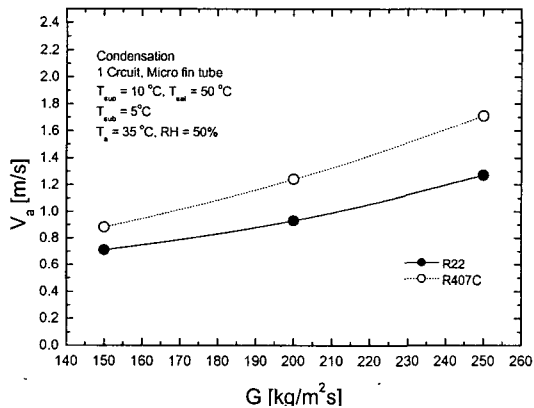


Fig. 10 Variation of air velocity as a function of refrigerant mass flux.

3.8 공기측 압력강하($\Delta T_{sub}=5^\circ\text{C}$)

Fig. 11은 응축기 냉매 출구조건을 과냉도 5°C로 만들어 주었을 때 R407C와 R22의 질량유속에 따른 공기측 압력강하를 보여주고 있다. 앞의 Fig. 10과 같이 일정한 냉매의 질량유속 조건에서 과냉도 5°C를 유지하기 위한 필요 공기유속은 R407C가 R22보다 평균 25% 더 요구되므로 이에 따른 공기측 압력강하는 28.8% 크게 나타났다. 특히, R407C는 질량유속 250 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ 에서 평균 36%의 높은 공기유속이 필요하였는데 이는 두 냉매의 응축잠열 차이로 기인될 수 있지만 비공비 혼합냉매인 R407C의 온도구배와 냉매측 압력강하로 인한 응축온도의 강하가 큰 것이 원인으로 생각한다. 응축온도가 낮아지면 냉매와 공기의 유효온도차는 감소하므로 응축기 출구 과냉도 5°C를 유지하기 위해서는 공기유속의 증가가 필요하여 공기측 압력강하는 커지게 된다. 따라서 R22의 대체냉매로 R407C를 적용할 경우 송풍팬의 소비전력과 소음 측면에서 불리한 것으로 나타났다.

4. 결 론

본 연구는 R22를 대체할 냉매의 하나로 주목받고 있는 비공비 혼합냉매인 R407C를 사용하여 응축기(슬릿핀-관 열교환기)의 동일한 유입온도 조건에서 응축열전달 및 압력강하특성을 실험한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

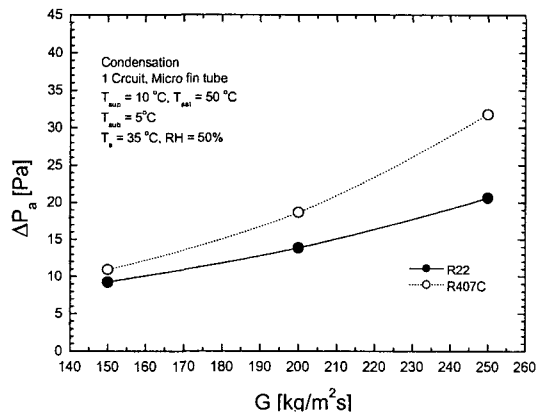


Fig. 11 Variation of air pressure drop as a function of refrigerant mass flux.

(1) R407C의 온도구배는 냉매측 압력강하로 인하여 정압상태의 냉매 조성비 변화에 의한 이론적인 온도구배보다 증가하여 평균 응축온도는 감소하였다. 이로 인하여 냉매의 질량유속이 150, 200, 250 kg/m²s에서 R407C의 열전달량은 온도구배로 인한 공기와의 유효온도차이 감소로 R22보다 각각 평균 6.7, 7, 9.7% 작게 나타났다.

(2) 공기유속 변화는 공기측 압력강하뿐만 아니라 냉매의 열역학적 특성에 기인한 2상유동 영역길이를 변화시켜 응축기 전체의 압력강하에 영향을 미친다. 냉매의 질량유속이 150, 200, 250 kg/m²s에서 R407C의 압력강하는 R22보다 각각 평균 12.6, 8.2, 5.1% 크게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 클수록 두 냉매의 압력강하량 차이는 감소하였다.

(3) R407C를 적용할 경우 응축기 출구 과냉도 5℃ 조건을 만족하기 위한 요구되는 공기유속과 압력강하는 R22보다 각각 평균 25, 28.8% 높았다. 결국 동일한 응축기 유입 온도조건에서 R22의 대체냉매로 R407C를 적용할 경우 응축기의 송풍팬 소비동력과 소음 측면에서 불리한 것으로 나타났다.

참고문헌

1. Montreal Protocol on Substance that Deplete the Ozone Layer, 1987, Final Act, United Nations Environment Programme.
2. Jeon, C.D., Jang, K.K., Kang, S.H. and Lee, J., 2002, An experimental study on condensation characteristics of slit fin-tube heat exchanger using alternative refrigerants, R407C and R410A, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigerating Engineering, Vol. 14, No. 9, pp. 706-716.
3. Jeon, C.D., Jang, K.K., Kim, C.D. and Lee, J., 2003, An experimental study on condensation characteristics at various condensation pressure of R407C, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigerating Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 230-238.
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 Thermal Engineering, Vol. 16, pp. 719-731.
7. Han, J.U., Kim, S.J., Jung, D.S. and Kim, Y.I., 2001, Flow boiling heat transfer characteristics of R22 alternative refrigerants in a horizontal smooth tube, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigerating Engineering, Vol. 13, No. 4, pp. 242-251.
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. 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. Cavallini, A., Censi, G., Col, D., Doretti, L., Longo, G.A. and Rossetto, L., 2001, Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants, International Journal Refrigeration, Vol. 24, pp. 73-87.