

응축압력 변화에 따른 R407C의 응축특성에 관한 연구

전 창 덕[†], 장 경 근^{*}, 김 창 덕^{*}, 이 진 호^{**}

충주대학교 기계공학과, ^{*}연세대학교 기계공학과 대학원, ^{**}연세대학교 기계공학과

An Experimental Study on Condensation Characteristics at Various Condensation Pressure of R407C

Chang-Duk Jeon[†], Kyoung-Keun Jang^{*}, Chang-Duk Kim^{*}, Jinho Lee^{**}

Department of Mechanical Engineering, Chungju National University, Chungbuk 383-870, Korea

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

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

(Received March 28, 2002; revision received February 3, 2003)

ABSTRACT: R407C is considered as alternative refrigerant of R22 for air conditioners. Experimental investigation is made to study the condensation heat transfer characteristics of slit fin-tube heat exchanger using alternative refrigerant, R407C. Experiments are carried out at condensation pressure of 2110 kPa and 1943 kPa with the degree of superheat of 10°C and mass flux varying from 150 to 250 kg/m²s for refrigerant side. The inlet air condition is 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 pressure drop gets smaller at a higher condensation pressure especially when condensation pressure is raised from 1943 to 2110 kPa. Heat transfer rate gets smaller at a lower condensation pressure in the range of experimental condition.

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

기 호 설 명

A_{fs} : 열교환기 전면면적 [m²]
 C_p : 정압비열 [kJ/kg · K]
 G : 질량유속 [kg/m² · s]
 h : 비엔탈피 [kJ/kg]
 m : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 Q : 열전달량 [kW]
 T : 온도 [°C]

V : 속도 [m/s]
 v : 비체적 [m³/kg]

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

a : 공기
 c : 응축
 f : 액상
 g : 기상
 i : 입구

[†] Corresponding author

Tel.: +82-43-841-5137; fax: +82-43-841-5120

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

- o* : 출구
- r* : 냉매
- sat* : 포화
- sub* : 과냉각액
- sup* : 과열증기
- tp* : 2상
- w* : 벽면

1. 서 론

전세계적으로 환경보호에 대한 관심이 높아짐에 따라 지금까지 냉동 및 공조설비에 널리 쓰인 냉매들에 대한 사용규제로 인해 사용이 제한되고 있는 실정이다. 1974년 Molina and Rowland⁽¹⁾에 의해 CFC 냉매가 지구의 오존층파괴에 큰 영향을 주고 있다는 것이 밝혀진 후, 우수한 열역학적, 화학적 성질과 높은 안정성 때문에 작동유체로 널리 사용되어 오던 CFC(Chloro Fluoro Carbon) 냉매에 대한 생산 삭감계획이 앞당겨지고 있다. 1987년 9월 몬트리올 의정서⁽²⁾가 채택된 이후, 1989년 7월부터 몬트리올 의정서를 근거로 CFC와 HCFC의 생산과 소비에 대한 규제가 본격적으로 시작되었다. 현재 가장 많이 사용되어지고 있는 HCFC 냉매인 R22의 대체냉매로 고려되고 있는 HFC R407C는 R32/R125/R134a로 혼합되어 있는 비공비 혼합냉매이며 증기압이 R22와 비슷하여 냉동기유만 교체하면 후 압축기 등 주요 부품의 설계변화 없이 그대로 사용할 수 있다. 그

Table 1 Physical properties of R407C

Name		R407C
Composition (Wt.%)	R134a	52
	R125	25
	R32	23
Molecular mass (kg/kmol)		86.2
Critical temperature (°C)		86.74
Critical pressure (kPa)		4619.1
Critical density (kg/m ³)		527.3
Boiling point at 1 atm (°C)		-43.56
Freezing point at 1 atm (°C)		-106.5
GWP (R11=1)		0.38
ODP (R11=1)		0
P _{sat} at 50°C (kPa)		2210/1985

러나 냉매의 누설시에 혼합물의 조성비가 변하므로 취급이 어려운 단점이 있다. R407C의 주요 물성치를 Table 1에 나타내었다.

본 연구에서는 슬릿원-관 열교환기에 R22의 대체냉매로 고려되고 있는 R407C를 사용하여, 열교환기 응축압력의 변화가 열전달 및 압력강하 특성에 미치는 영향에 대해서 조사하였다.

2. 실험

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험장치의 전체적인 개략도를 보

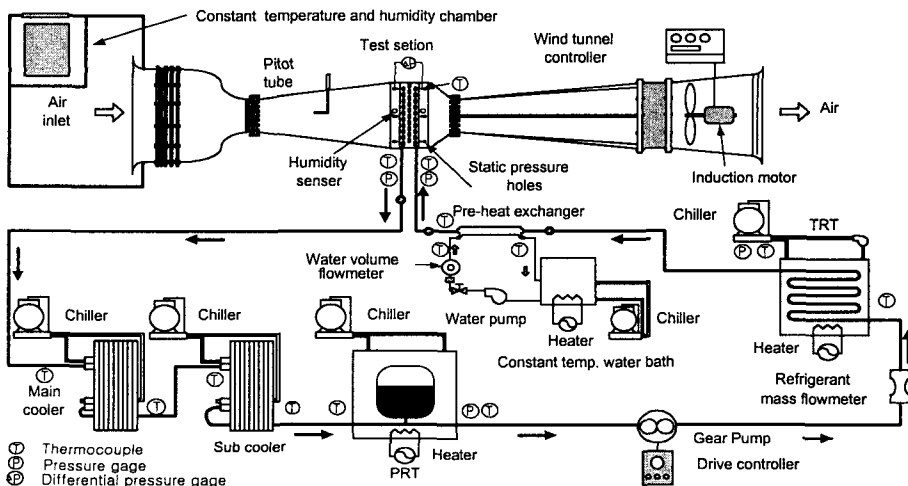


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for condensation test system.

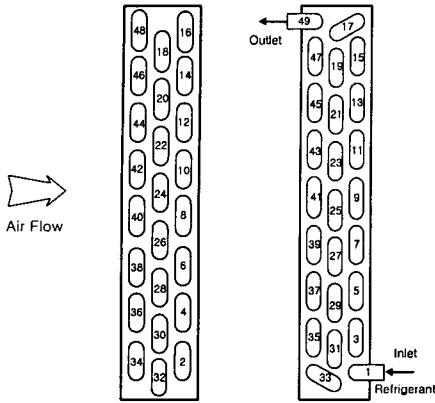


Fig. 2 The number of temperature measuring point of condenser tubes.

여주고 있다. 실험장치는 크게 공기부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식으로 인버터를 사용하여 공기유속을 조절한다. 항온항습실을 설치하여 시험 열교환기에 유입되는 공기의 건구온도와 상대습도를 조절하였으며, 열교환기의 전후방에 24개의 정압구와 18개의 T-type 열전대를 설치하여 공기측 압력강하와 온도를 측정하였다. 또한 시험 열교환기 전후방에 상대습도계를 설치하여 공기의 상대습도 변화를 측정하였다. 냉매순환은 압축기 사용으로 인한 냉동유의 영향을 배제하기 위하여 자기구동 냉매순환펌프를 사용하였고, 냉매의 유량은 인버터로 펌프의 회전수를 제어하여 조절하였다. 냉매순환펌프로 유입되는 냉매는 과냉각액 상태로 유지되어야 하므로 시험 열교환기를 지난 후 냉매가 완전히 응축되지 않는 경우를 대비하여 보조 냉각기와 연결된 판형 열교환기를 사용하여 냉매가 완전히 과냉각액이 되도록 하였다.

압력조절탱크(PRT)와 온도조절탱크(TRT)를 설치하여 냉매의 압력과 온도를 일정하게 유지되도록 하였다. 실험 주요부에는 열전대, 압력계, 냉매 가시창을 설치하였다. 시험부 입구에서 냉매 과열도를 조절하기 위해 시험부 전방에 보조열교환기를 설치하였으며, 시험관 내부의 냉매온도 분포를 근사적으로 측정하기 위해 Fig. 2와 같이 열교환기 각각의 U-band 표면에 49개의 열전대를 부착하였다.

2.2 실험방법 및 조건

실험장치를 모두 설치하고 냉매순환회로 내의

각 장치의 연결부와 배관 용접부에 대한 냉매누설시험을 질소가스를 사용하여 3,103 kPa(450 psi) 압력으로 수행한다. 24시간 동안 압력의 강하가 일어나지 않으면 냉매의 누설은 없다고 판단하고, 진공펌프를 3시간 동안 가동하여 불응축가스를 제거한다. 실험부에 불응축가스가 존재하면 응축이 일어나는 기액경계면에 불응축가스가 누적되어 부분압력이 높아지며, 그 결과 응축액막에 의한 열저항뿐만 아니라 경계층에서의 열저항이 증가되어 열전달이 감소한다. 진공상태의 냉매순환회로에 매니폴드(manifold)를 이용하여 냉매를 충전하고 재차 누설 여부를 확인한다. 냉매 누설검사가 완전히 끝나면 압력조절탱크와 온도조절탱크내의 물을 가열하여 냉매의 온도와 압력을 실험조건으로 맞춘다.

냉매는 냉매순환펌프와 연결된 인버터에 의해 강제순환되며, 주냉각기와 보조냉각기를 가동시켜 냉매를 과냉각액이 되도록 한다. 과냉각액으로 냉매가 순환되면 항온항습실 내에 설치된 항온항습기로 실험조건에 맞도록 공기의 온도와 습도를 설정한 후 풍동을 가동한다. 마지막으로 냉매유량을 설정하고 보조열교환기에 가열수를 순환시켜 시험 열교환기에 들어가는 냉매의 과열도를 조절한다. 성능실험은 일정 질량유속에서 공기유속(팬속도)과 응축압력을 변화시켜 가며 열전달량과 압력강하량을 측정하는 실험과 냉매의 응축기 출구조건을 과냉도 5℃로 고정시켰을 때 냉매질량유속과 응축압력변화에 따른 관벽온도, 공기속도, 공기측 압력강하량을 측정한 실험으로 구분하여 수행하였다. 실험데이터는 전체 시스템이 정상상태가 될 때 3초 간격으로 5~10분 동안 기록하였으며, 공기측 정상상태는 공기의 온도, 습도, 속도가 일정하게 유지될 때를 정상상태로 보았고, 냉매측 정상상태는 냉매의 온도, 압력, 질량유속이 일정하게 유지될 때를 정상상태로 보

Table 2 Experimental conditions

Air	Dry bulb temp.	35℃
	Relative humidity	50%
	Air face velocity	0.6~1.6 m/s
Ref.	Refrigerant	R407C
	Mass flux	150, 200, 250 kg/m ² s
	Condensation pressure	1943, 2110 kPa
	Inlet superheat	10℃

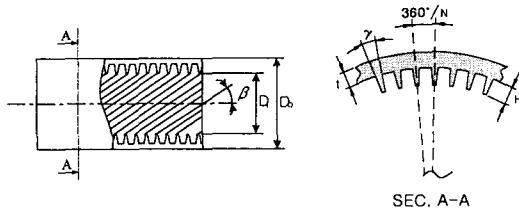


Fig. 4 Characteristic geometrical parameter of inside micro-fin tube.

았다. 습공기의 물성치는 ASHRAE handbook⁽³⁾을 근거로 습공기 선도를 도식화하여 계산하였으며, R407C의 물성치는 NIST의 프로그램 REFPROP 6.01⁽⁴⁾을 서브루틴으로 사용하여 계산하였다. 본 연구에서의 실험조건은 Table 2와 같다.

2.3 시험열교환기

본 연구에서 사용된 슬릿핀-관 열교환기는 대향류 형태로 400×400×80 mm(가로×세로×폭)으로 제작하였으며, 관내는 Fig. 3과 같이 미세현이가공되어 있는 외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 슬릿핀-관 열교환기와 미세현관의 세부재원은 각각 Table 3과 Table 4와 같다.

2.4 실험데이터 처리

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

Table 3 Geometric dimensions of 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 Specifications of micro-fin tube

Parameter	Specification	
Do	Outer diameter	9.52 ± 0.05 mm
Di	Inner diameter	8.25 mm
t	Tube thickness	0.3 ± 0.03 mm
H	Fin height	0.2 ± 0.02 mm
N	Number of fins	60
β	Helical angle	18 ± 2°
γ	Fin angle	53 ± 10°
ki	Thermal conductivity	0.387 kW/m°C

와 과냉각액(subcooled liquid)의 단상영역(single phase region)과 2상영역(two phase region)으로 나누어 계산할 수 있다. 과열증기영역에서의 열전달량 Qg는 응축기의 입구과열도 및 압력으로 부터 산출된 입구의 엔탈피 hsub, 포화압력에서의 엔탈피 hg, 그리고 냉매의 질량유량 mr로 계산할 수 있다.

$$Q_g = m_r(h_{sub} - h_g) \tag{1}$$

2상유동영역의 열전달량 Qtp는 응축잠열량 hfg와 냉매의 질량유량으로 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$Q_{tp} = m_r h_{fg} \tag{2}$$

과냉각액 영역에서의 열전달량은 실험으로부터 측정된 출구의 온도와 압력으로부터 과냉각액 출구의 엔탈피 hsub을 산출한 후 계산한다.

$$Q_f = m_r(h_f - h_{sub}) \tag{3}$$

따라서 냉매측 총열전달량은 냉매의 유동영역 별로 산출한 열전달량의 합이 된다.

$$Q_r = Q_g + Q_{tp} + Q_f \tag{4}$$

공기측 열전달량 Qa는 공기의 입·출구온도차 ΔTa와 공기의 질량유량 ma을 적용하여 계산한다.

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

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

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

여기서 ρ_a , A_{fr} , V_a 는 각각 공기밀도, 열교환기 전면면적, 공기유속을 의미한다. 응축기 출구에서 냉매가 2상유동으로 나올 경우 공기측 열전달량과 냉매측 열전달량이 같다고 가정하면 냉매 출구 건도는 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.

$$Q_r = Q_g + Q_{lp} \quad (10)$$

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

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

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

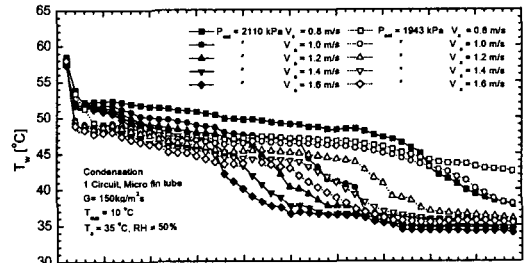
본 연구에서는 Kline and McClintock⁽⁵⁾이 제시한 방법으로 실험오차를 분석하였으며, 온도 및

압력 측정에 대한 측정오차는 각각 $\pm 0.75\%$ 와 $\pm 0.25\%$ 이며, 공기측 열전달량의 불확실도는 4.21%, 냉매측 열전달량의 불확실도는 0.716%이다. 본 연구에서 수행된 실험에 대한 불확실도의 결과는 Table 5에 요약하였다.

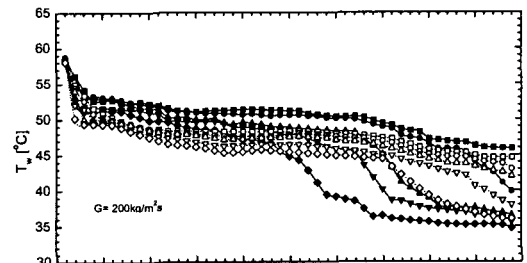
3. 결과 및 고찰

3.1 냉매온도분포

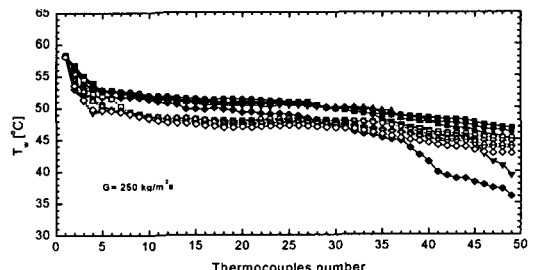
Fig. 4~8은 일정 질량유속에서 공기유속(휨속도)과 응축압력을 변화시켜 가며 관벽의 온도, 출구측 공기온도, 공기측 압력강하량, 냉매측 압력강하량, 열전달량을 측정된 실험결과이다. Fig. 4



(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 tube wall temperature as a function of air velocity.

Table 5 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	$\pm 3\%$
Heat transfer rate of refrigerant	$\pm 0.716\%$
Heat transfer rate of air	$\pm 4.21\%$

는 냉매의 온도변화를 추정하기 위해서 냉매질량 유속이 150, 200, 250 kg/m²s로 일정할 때, 공기유속변화에 따른 U-band 관외벽의 온도변화를 측정 한 결과이다. 과열증기 상태로 들어온 냉매는 2상 상태를 거친 후 과냉각액 상태로 응축된다. 모든 냉매의 질량유속 범위에서 공기유속이 증가 할수록 2상유동 영역이 감소하는 경향을 보이고 있다. 응축압력이 낮을수록 2상영역이 더욱 길어 지는 것을 볼 수 있다. 이는 응축압력이 낮을수록 응축잠열량이 증가하기 때문이다.

R407C는 비공비 혼합냉매의 특성에 따른 온도 강하와 압력강하에 따른 응축온도강하가 함께 작용하여 이론적인 온도강하보다 큰 응축온도의 감소가 나타나서, 응축과정시 냉매의 온도변화는 평균 7℃ 정도였다. 응축기의 2상유동 길이는 질량 유속이 클수록 증가하며, 질량유속이 증가할수록 공기유속 변화에 따른 관벽 온도변화는 작게 나타났다.

3.2 출구 공기온도

Fig. 5에서는 냉매의 질량유속과 공기유속 변화에 따른 응축기 출구의 공기온도 변화를 보여주고 있다. 출구의 공기온도는 냉매의 질량유속이 증가할수록 모든 공기유속에서 높게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 크고 공기유속이 작을수록 냉매는 출구까지 응축과정이 진행되어 냉매의 응축 온도에 근접하였다. 냉매의 질량유속이 증가할수

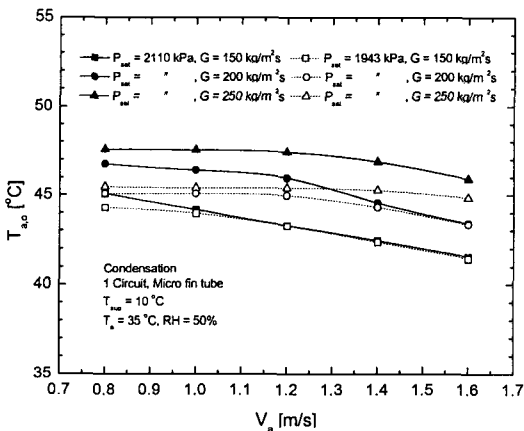


Fig. 5 Variation of outlet air temperature according to the change of air velocity at various mass flux.

록 공기유속에 따른 출구 온도변화는 작게 나타났는데 이는 Fig. 4와 같이 공기유속이 작은 경우 응축기의 전체 유로길이에서 2상유동 영역이 대부분을 차지하여 공기는 냉매의 응축온도에 접근하기 때문이다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 응축압력이 1943 kPa일 때 2110 kPa 보다 출구의 공기온도는 각각 0.6, 1.9, 3.9% 낮게 나타났는데, 응축압력이 낮아짐에 따라 냉매의 평균 온도가 낮아지게 되고 따라서 출구의 공기 온도 또한 낮아지기 때문이다.

3.3 공기측 압력강하

Fig. 6은 냉매의 질량유속을 고정시키고 공기의 유속을 변화시켰을 경우 공기측 압력강하를 나타낸 그림으로 공기유속이 증가할수록 압력강하는 단조롭게 증가하였다. 또한 공기측 압력강하는 냉매의 응축압력변화에 큰 영향을 받지 않았으나 질량유속이 증가하면 공기측 압력강하도 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 냉매의 질량유속이 증가할수록 2상유동 영역이 확대되어 공기와의 열전달량이 증가하고 따라서 공기의 온도가 상승된다. 이로 인해 공기의 비체적과 유속이 증가되어 공기의 유동저항을 증가시키고, 이는 공기측 압력강하량 증가로 이어진다. 그러나 질량유속에 따른 압력강하의 변동폭은 약 1% 정도로 매우 작았다. 따라서 동일형상을 갖는 응축기에서 냉매의 응축압력변화와 질량유속변화에 따른 공기

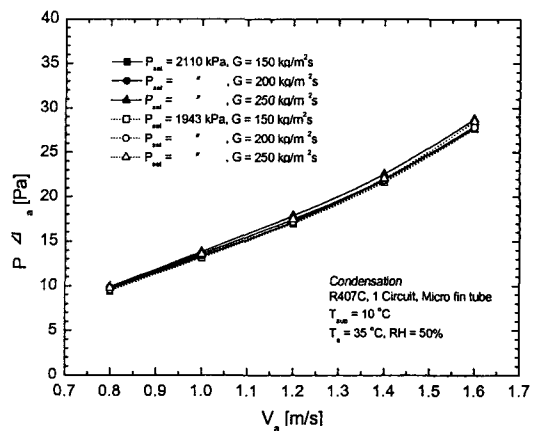


Fig. 6 Air-side pressure drop as a function of air velocity.

측 압력강하는 무시할 수 있다.

3.4 냉매 압력강하

Fig. 7에서는 냉매의 질량유속을 일정하게 유지하고 공기유속을 변화시켰을 때 냉매의 압력강하 경향을 보여주고 있다. 그림에서 냉매의 질량유속이 클수록 냉매의 압력강하는 증가하는 반면, 공기유속이 클수록 감소하는 경향이 나타났다. 이러한 이유는 Fig. 4와 같이 동일한 질량유속에서 공기유속이 증가할수록 냉매는 빠르게 응축을 마치고 과냉각액 상태가 되기 때문이다. 즉, 응축기 전체의 압력강하의 대부분을 차지하는 2상유동의 영역이 감소는 열교환기에서 발생하는 압력강하가 감소됨을 의미한다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 응축압력이 1943 kPa일 때의 압력강하는 2110 kPa보다 평균 4.9, 13.3, 14.9% 높게 나타나는 것을 볼 수 있다. 냉매의 응축압력이 낮아질수록 냉매의 비체적이 증가하여 냉매의 속도가 증가되므로 냉매의 압력강하량이 증가하는 것이다. 이러한 결과는 Lin⁽⁶⁾과 Tran⁽⁷⁾의 응축압력 변화 실험에서 응축압력이 낮아지면 냉매의 압력강하는 증가한다는 결과와 일치한다.

3.5 냉매 열전달량

Fig. 8은 냉매의 질량유속을 일정하게 유지하고 공기유속을 변화시켰을 때 응축기의 열전달량의

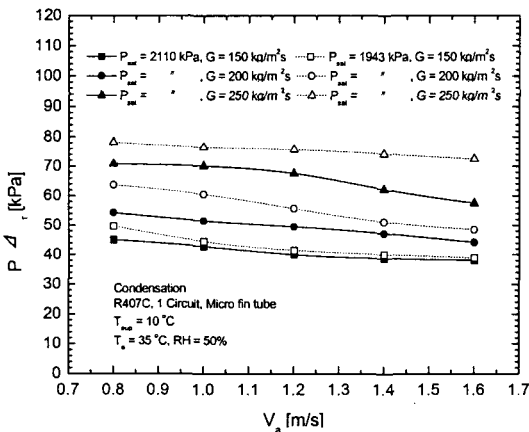


Fig. 7 Refrigerant side pressure drop as a function of air velocity at various mass flux.

변화를 보여주고 있다. 냉매의 질량유속과 공기유속이 증가할수록 열전달량이 증가하는 것을 볼 수 있는데 냉매의 질량유속이 클수록 공기속도 변화에 따른 열전달량의 증가폭이 커지는 것을 볼 수 있다. 이는 질량유속이 증가할수록 레이놀즈수가 커져 대류 열전달에 의한 효과가 커지기 때문이다. 또한 냉매의 질량유속이 클 경우(250 kg/m²s) 대부분의 공기유속 범위에서 냉매는 응축기 출구에서 2상유동 상태로 나오게 되므로 높은 잠열 열전달의 영향으로 열전달량의 변화는 크게 나타났다. 냉매의 질량유속이 150 kg/m²s의 경우에는 과냉각액 영역이 증가하기 때문에 공기유속 증가에 따라 낮은 현열 열전달의 영향으로 열전달량의 변화는 큰 차이가 나타나지 않았다. 냉매의 질량유속이 150, 200, 250 kg/m²s에서 응축압력이 1943 kPa일 경우 2110 kPa보다 응축 열전달량은 각각 평균 7, 13.6, 18.8% 작게 나타나는 것을 알 수 있다. 이는 냉매와 공기와의 유효온도차이 감소로 열전달량이 감소하기 때문이다.⁽⁸⁾

3.6 냉매 온도분포(ΔT_{sub}=5℃)

Fig. 9~11은 냉매의 응축기 출구조건을 과냉도 5℃로 고정시켰을 때 냉매질량유속과 응축압력 변화에 따른 관벽온도, 공기속도, 공기측 압력강하량을 측정된 실험결과이다. Fig. 9는 냉매의 응축기 출구조건을 과냉도 5℃로 고정시켰을 때 냉매 질량유속의 변화에 따른 U-band 관외벽의 온도

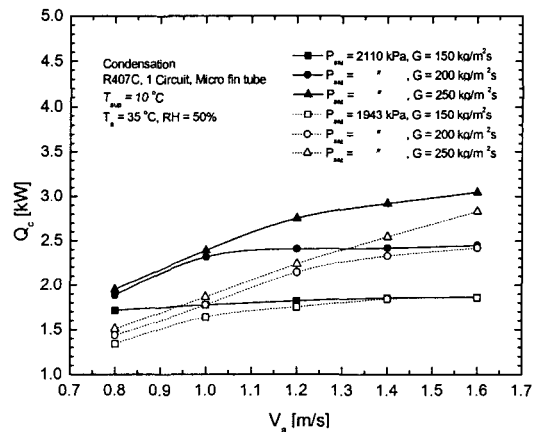


Fig. 8 Heat transfer rate as a function of air velocity at various mass flux.

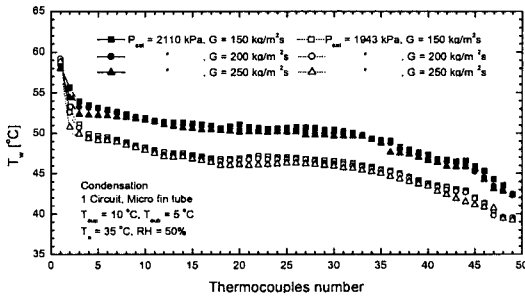


Fig. 9 Temperature on u-band tube wall according to the change of refrigerant mass flux and inlet condensation pressure.

변화를 측정한 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 냉매의 질량유속에 따른 관외벽의 온도변화는 거의 없었으며, 입구 응축압력이 높을수록 관외벽의 온도(즉, 냉매온도)가 높으므로 열전달량이 클 것이라는 사실을 Fig. 8에 이어 다시 한번 입증할 수 있다.

3.7 공기유속($\Delta T_{sub}=5^{\circ}C$)

Fig. 10은 냉매의 질량유속을 변화시켰을 때 응축기출구에서 냉매의 과냉도를 $5^{\circ}C$ 조건으로 유지시키기 위해 필요한 공기유속을 비교한 것이다. 응축압력이 1943 kPa일 경우 2110 kPa일 경우보다 평균 50% 정도 높은 공기유속이 필요했다. 이는 응축압력이 낮을수록 응축잠열이 크기 때문이다. 따라서 응축압력이 높을수록 보다 낮은 공기유속으로 동일한 과냉도를 만들어 줄 수 있으므로 응축기의 송풍팬 동력 절감과 소음을 감소시킬 수 있고, 더 나아가 열교환기의 소형화를 달성할 수 있을 것이다.

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

Fig. 11은 응축기 냉매 출구조건을 과냉도 $5^{\circ}C$ 로 만들어 주었을 때 냉매의 질량유속에 따른 공기측 압력강하량의 변화를 보여주고 있다. 공기측 압력강하는 열교환기에 유입되는 공기의 유속변화에 가장 큰 영향을 받기 때문에 앞 절의 Fig. 10에서 언급한 공기유속 변화와 비슷한 패턴으로 변화하는 것을 알 수 있다. 응축압력이 낮을 경우 공기측 압력강하는 평균 60% 정도 높게 나타났다.

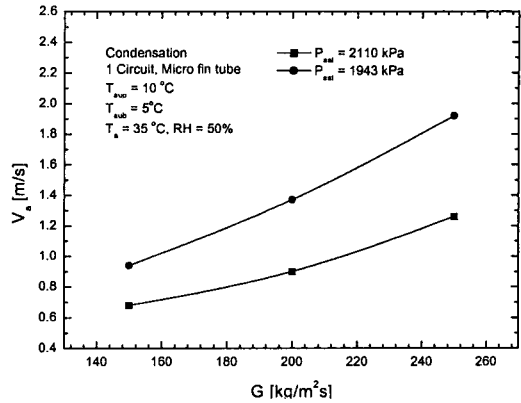


Fig. 10 Variation of air velocity as a function of refrigerant mass flux.

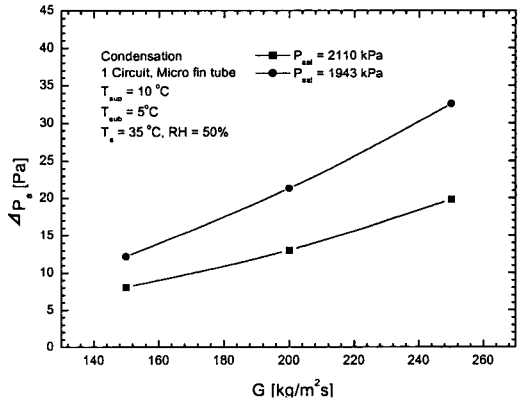


Fig. 11 Variation of air pressure drop as a function of refrigerant mass flux.

4. 결론

본 연구에서는 R22를 대체할 냉매의 하나로 주목받고 있는 비공비 혼합냉매인 R407C를 사용하여 슬릿핀-관 열교환기의 응축열전달 및 압력강하 특성을 실험한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응축압력이 1943 kPa일 때 R407C의 압력강하는 2110 kPa보다 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²/s에서 평균 4.9, 13.3, 14.9% 높았다. 즉, 압력강하는 응축압력을 8.6% 낮추었을 때 평균 11% 높아졌다.

(2) 응축 열전달량은 질량유속이 증가할수록 증가하였으며, 응축압력이 낮을수록 냉매와 공기의 유효온도차이 감소로 열전달량이 감소하기 때

문에 응축압력이 1943 kPa일 경우, 냉매의 질량유속이 150, 200, 250 kg/m²s에서 2110 kPa인 경우보다 응축 열전달량은 각각 평균 7, 13.6, 18.8% 작게 나타났다.

(3) 냉매의 응축기 출구조건을 과냉도 5°C로 만들어 주기 위해 필요한 공기의 유속은 2110 kPa인 경우가 응축압력이 1943 kPa일 경우보다 평균 50% 낮았다. 응축압력이 높을수록 보다 낮은 공기유속으로 동일한 과냉도 조건을 만들어 줄 수 있으므로 응축기의 송풍팬 동력절감과 소음을 감소시킬 수 있고, 더 나아가 열교환기의 소형화를 달성할 수 있을 것이다.

참고문헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, Stratosphere sink for chlorofluoromethanes; chlorine atom catalyzed destruction of ozone, *Nature*, Vol. 249, pp. 810-812.
2. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1987, Final Act, United Nations Environmental Programme.
3. ASHRAE, 1993, *Fundamental Handbook (SI)*.
4. 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.
5. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-8.
6. Lin, T. F. and Yan, Y. Y., 1999, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a small pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 697-708.
7. Tran, T. N., Chyu, M. C., Wambsganss, M. W. and France, D. M., 2000, Two phase pressure drop of refrigerants during flow boiling in small channels, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 26, pp. 1739-1754.
8. 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.