

동일한 유입온도조건에서 R410A와 R22 적용 응축기의 특성비교

김 창 덕[†], 이 진 호^{*}

(주)센추리 기술연구소, ^{*}연세대학교 기계공학과

Comparison of Condenser Characteristics using R410A and R22 under the Same Inlet Temperature Condition

Chang-Duk Kim[†], Jinho Lee^{*}

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

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

(Received September 1, 2003; revision received October 25, 2003)

ABSTRACT: R410A is considered as an alternative refrigerant to R22 for air conditioners. An experimental investigation was made to study the characteristics of the heat transfer and pressure drop for R410A 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 40% and air velocity varying from 0.68 to 1.6 m/s. Experiments show that air velocity decreased by 16% is needed for R410A than that of R22 for subcooling temperature of 5°C, which resulted in air-side pressure drop decrease of 15% for R410A as compared to R22. As a consequence, in order to provide the same design condition of a condenser, the fan requires lower electric-power consumption with R410A than that with R22.

Key words: Alternative refrigerant(대체냉매), R410A, Heat transfer rate(열전달량), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A_{fr} : 전면면적 [m²]
 C_p : 정압비열 [kJ/kg°C]
 G : 질량유속 [kg/m²s]
 h : 비엔탈피 [kJ/kg]
 m : 질량유량 [kg/s]

P : 압력 [Pa]
 Q : 열전달량 [kW]
 RH : 상대습도 [%]
 T : 온도 [°C]
 V : 속도 [m/s]
 x : 건도

그리스 문자

[†] Corresponding author
 Tel: +82-41-530-3711; fax: +82-41-533-3845
 E-mail address: cdkim@ecentury.co.kr

Δ : 차이
 ρ : 밀도 [kg/m³]

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>	: 관외벽

1. 서 론

CFC 냉매의 오존층파괴와 지구온난화 등의 환경오염으로 인하여 R22의 대체냉매로 비공비 혼

합냉매 R407C와 유사공비 혼합냉매 R410A가 고려되고 있다. 이중에서 R410A는 공비 혼합냉매와 비슷한 성질을 가지고 있고 전통적인 냉매 취급방법을 적용할 수 있을 뿐만 아니라 장비의 소형화에 대한 잠재성과 성능계수(COP)를 향상시킬 수 있는 가능성 때문에 장기적으로 R22를 대체할 수 있는 매우 매력적인 냉매로 대두되고 있다. 하지만 전체적인 온도범위에서 증기압력이 R22보다 약 60% 정도 높기 때문에 압축기의 설계변경, 동관두께 변경, 고압용기의 사용에 따른 제조비용의 증가, 체적용량의 증대로 인한 제조비용의 감소가 경제적으로 서로 상쇄될 수 있는가를 결정해야 하는 문제점을 가지고 있다.⁽¹⁾ 또한, R410A는 기상의 밀도가 R22에 비하여 40% 크기 때문에 동일한 냉매유량에 대하여 단위길이당 압력강하가 작고 액체의 열전도도가 크므로 열전달효율의 향상이 가능하다.⁽²⁾ 이러한 R410A와 R22의 열역학적인 주요 물성치는 Table 1에 정리하였다.

비공비 혼합냉매 R410A를 사용하여 환-관 열교환기의 특성을 연구한 기존의 연구를 살펴보면 Jeon et al.⁽³⁾은 슬릿환-관 열교환기를 응축기로 사용하여 냉매의 종류(R410A, R407C, R22)와 응축압력의 변화에 따른 응축특성을 비교 조사하였으며, Kim and Lee⁽⁴⁾와 Park et al.⁽⁵⁾은 운전조건

Table 1 Properties and characteristics of refrigerants in this study

Name		R410A	R22
Composition (Wt.%)	R22	-	100
	R125	50	-
	R32	50	-
Molecular mass (kg/kmol)		72.58	86.47
Critical temperature (°C)		72.13	96.15
Critical pressure (kPa)		4770	4990
Critical density (kg/m ³)		488.9	513
Temperature glide ^a		0.1	-
GWP (Global Warming Potential) (CO ₂ =1)		1725	1500
ODP (Ozone Depletion Potential) (R11=1)		0	0.055
Density (kg/m ³)	Saturated liquid	911.6	1082
	Saturated vapor	140.0	85.96
Dynamic viscosity at 50°C (μPa · s)	Saturated liquid	82.78	123.1
	Saturated vapor	16.40	14.18
h_{fg} at 50°C (kJ/kg)		137.2	154.2
P_{sat} at 50°C (kPa)		3061/3053	1943

^a Temperature glide=dew temperature-bubble temperature at P=0.1 MPa

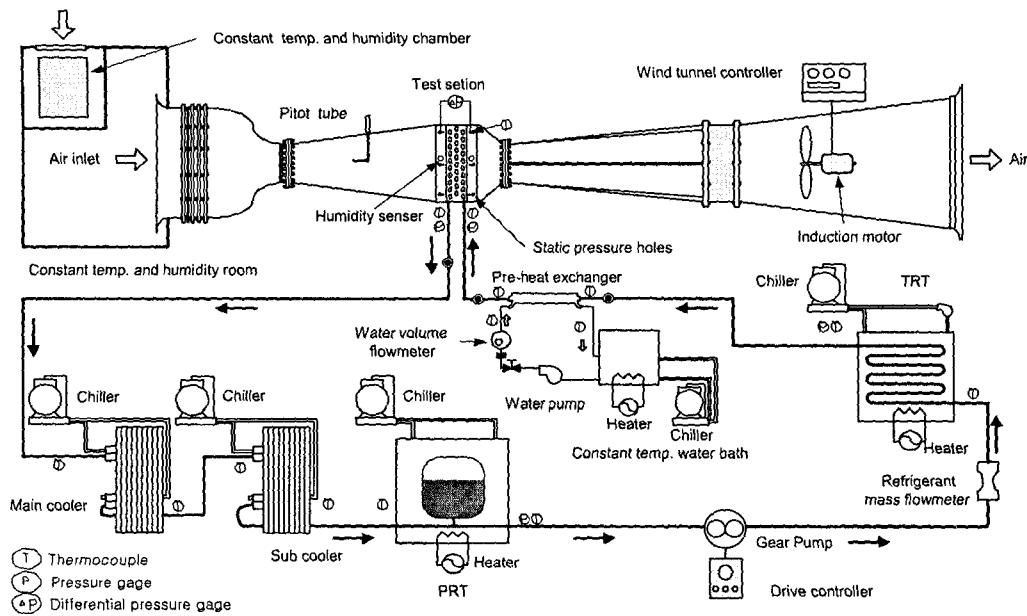


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for condensation test system.

변화에 따른 R410A와 R22의 냉동사이클의 성능 비교를 수행하였다. 또한, Sami and Maltais⁽⁶⁾와 Cavallini et al.⁽⁷⁾은 응축실험을 통하여 R410A의 응축열전달계수는 R22보다 증가하고 압력강하는 감소한다고 보고하였으며, Devotta et al.⁽⁸⁾은 고압에 견딜 수 있는 압축기와 열교환기의 설계가 이루어진다면 향후 에너지효율이 높은 R410A가 R407C보다 더욱 많이 사용될 것이라고 주장하였다. 이러한 시점에서 본 연구는 Kim et al.⁽⁹⁾이 실제 양산에 적용하고 있는 응축기(슬릿핀-관 열교환기)의 동일한 유입온도(60℃), 응축온도(50℃)와 출구 과냉도(5℃) 조건에서 R407C와 R22의 열전달 및 압력강하 특성을 상호 비교한 결과에 이어 R410A를 적용한 응축기의 특성비교를 수행하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에서 사용한 실험장치의 전체적인 개략도는 Fig. 1에서 보여주고 있다. 실험장치는 크게 풍동부와 냉매부로 구별되며, 풍동은 흡입식 인버터에 의해 공기유속이 조절된다. 항온항습실 내에는 항온항습기가 설치되어 시험 열교환기로 유입되는 공기의 건구온도와 상대습도를 조절하

였으며, 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 상태여야 하므로 시험 열교환기를 지난 후 주냉각기 및 보조냉각기와 연결된 판형 열교환기에서 냉매 대 냉매로 열교환하여 냉매가 충분히 과냉각액을 유지하도록 하였다. 또한 압력조절탱크

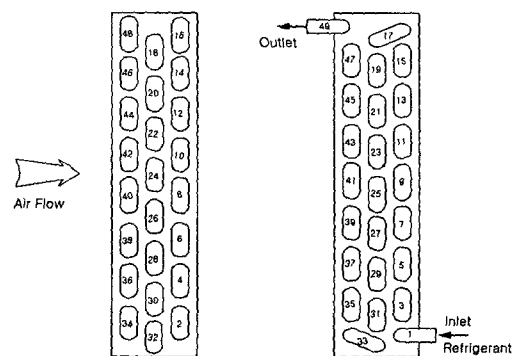


Fig. 2 The number of temperature measuring point of condenser tubes.

Table 2 Experimental conditions

Air-side	Dry bulb temperature of air at the condenser inlet	35°C
	Standard relative humidity at the condenser inlet	40%
	Face velocity at the condenser inlet	0.68~1.6 m/s
Refrigerant-side	Refrigerants	R410A, R22
	Refrigerant mass fluxes	150, 200, 250 kg/m ² s
	Condensation temperature	50°C
	Degree of superheat	10°C
	Degree of subcooling	5°C

(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 시험 열교환기 각각의 U-bend 표면에 49개의 T-type 열전대를 설치하고 외부로부터 열출입을 최소로 하기 위하여 우레탄 발포로 단열하였다.

2.2 실험방법 및 조건

냉매 R410A와 R22의 동일한 유입온도와 질량 유속 조건에서 응축기의 성능실험은 다음과 같이 두 가지 방법으로 수행하였다. 첫째, 시험 열교환기로 유입되는 공기유속을 0.8~1.6 m/s로 변화시킬 경우 U-bend의 관외벽 온도, 공기측과 냉매측의 압력강하, 열전달량의 측정실험이며, 둘째로 응축기 출구의 냉매조건을 과냉도 5°C로 유지시킬 경우 U-bend의 관외벽 온도, 요구 공기유속, 공기측과 냉매측의 압력강하, 열전달량의 측정실험이다. 실험데이터는 온도변화 $\pm 0.3^\circ\text{C}$, 압력변화 $\pm 3\%$ 이내의 실험조건으로 유지되는 정상상태에서 3초 간격으로 5~10분 동안 데이터 취득

장치에서 취득, 저장하였다. 습공기의 물성치는 ASHRAE handbook⁽¹⁰⁾을 근거로 습공기 선도를 도식화하여 계산하였으며, R410A와 R22의 열역학적인 물성치는 REFPROP 6.01⁽¹¹⁾을 사용하였다. 본 연구의 실험조건을 Table 2에 정리하였다.

2.3 시험 열교환기

본 연구에서 사용한 시험 열교환기는 대향류 형태인 400×400×80 mm(가로×세로×폭)의 슬릿

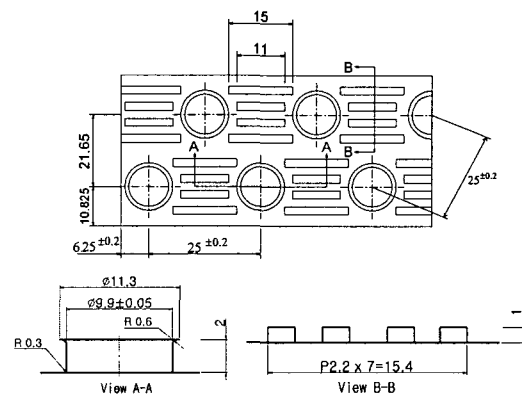


Fig. 2 Details of the slit fin configuration.
(all dimensions in mm)

Table 3 Specification of the slit fin-tube heat exchanger

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

핀-관 열교환기로 제작하였으며, 관내는 미세핀 (micro-fin)이 가공되어 있는 외경 9.52 mm의 동관을 사용하였다. 슬릿핀-관 열교환기의 현형상과 세부제원은 Fig. 3과 Table 3에서 보여주고 있다.

2.4 실험데이터 처리

일반적으로 슬릿핀-관 열교환기를 응축기로 사용할 경우 냉매측 열전달량 Q_r 는 다음과 같이 계산할 수 있다.

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

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

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

$$Q_r = Q_v + Q_{tp} + Q_l \tag{4}$$

공기측 열전달량 Q_a 는 응축기의 입·출구 공기온도 차이 ΔT_a 와 공기의 질량유량 m_a 을 적용하여 계산한다.

$$Q_a = m_a C_{p,a} \Delta T_a \tag{5}$$

$$\Delta T_a = T_{a,o} - T_{a,i} \tag{6}$$

$$m_a = \rho_a A_{fr} V_{a,i} \tag{7}$$

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

$$Q_a = Q_r \tag{8}$$

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

따라서 응축기 출구에서 냉매가 2상유동으로 나올 경우 냉매측 열전달량 Q_r 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_r = Q_v + Q_{tp} = m_r [(h_{sup} - h_g) + (1 - x_o)(h_g - h_f)] \tag{10}$$

실험결과, 응축기의 공기측과 냉매측 열전달량

Table 4 Summary of estimated uncertainties

Parameter	Uncertainty
Temperature	±0.75%
Humidity	±0.3%
Pressure drop of air	±1%
Pressure	±0.25%
Mass flow rate of refrigerant	±0.2%
Mass flow rate of air	±4.09%
Heat transfer rate of refrigerant	±1.29%
Heat transfer rate of air	±4.21%

은 표준편차 ±5% 내에 일치하였으며, 평균 열전달량 Q_c 는 두 열전달량의 산술평균으로 계산하였다.

$$Q_c = \frac{Q_r + Q_a}{2} \tag{11}$$

본 연구에서의 수행된 실험에 대한 불확실도 (uncertainty)는 Kline and McClintock⁽¹²⁾이 제시한 방법으로 분석하여 Table 4에 정리하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 4~8은 응축기의 입구에서 R410A와 R22의 유입온도와 질량유속을 일정하게 유지하면서 공기유속 변화에 따른 U-bend 관외벽 온도, 출구의 공기온도, 공기측과 냉매측 압력강하, 열전달량의 실험결과이다. 또한, Fig. 9~13은 응축기 출구의 냉매조건을 과냉도 5℃로 고정시켰을 때 냉매의 질량유속 변화에 따른 U-bend 관외벽 온도, 요구 공기유속, 공기측 및 냉매측 압력강하, 열전달량의 실험결과를 보여준다.

3.1 냉매온도 분포

Fig. 4의 (a)~(c)는 응축온도 50℃, R410A와 R22의 질량유속 150~250 kg/m²s 범위에서 공기유속을 0.8~1.6 m/s로 변화시킬 경우 U-bend의 관외벽 온도를 측정된 실험결과이다. 실험에서 얻은 관외벽 온도는 냉매온도와 ±0.5℃ 내에 일치하므로 냉매의 유로진행에 따른 온도변화로부터 각상(단상 및 2상유동)의 유동영역을 근사적으로 알 수 있다. 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s에

서 과열증기 상태로 유입된 두 냉매는 응축과정(2상유동)을 거친 후 과냉각액(단상유동) 상태로 빠져나갔으며, 공기유속이 증가할수록 공기측 열전달계수가 증가하여 두 냉매의 2상유동 영역길이는 감소하였다. 전체적인 실험결과를 볼 때 2상유동 영역에서 R410A와 R22의 응축온도는 관내의 압력강하에 의해 약 0.5~1.5℃의 온도강하가 나타났다. 특히, 유사공비 혼합냉매인 R410A는 상변화 과정에서 이론적인 온도구배가 0.1℃로 매우 작고 U-bend의 관외벽 온도와 냉매온도차이

±0.5℃ 범위 내에 포함되므로 온도구배의 영향은 구별할 수 없었다. 시험조건에서 R410A의 2상유동 영역길이는 R22보다 상대적으로 짧은 것을 볼 수 있다. 이는 응축온도 50℃에서 R410A의 응축 잠열열량이 R22보다 12.4% 작아서 상변화 완료에 요구되는 유로길이가 감소하기 때문이다.

3.2 출구의 공기온도

Fig. 5는 R410A와 R22의 질량유속과 시험 열교환기로 유입되는 공기유속 변화에 따른 응축기 출구의 공기온도 분포를 보여주고 있다. 출구의 공기온도는 냉매의 질량유속이 증가할수록 모든 공기유속 범위에서 높게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 크고 공기유속이 작을수록 출구의 공기온도 변화는 작았다. 이는 Fig. 4와 같이 냉매의 질량유속 150~250 kg/m²s, 공기유속 0.8~1.2 m/s의 경우 응축기의 전체에서 2상유동 영역이 대부분을 차지하는 반면 냉매의 질량유속 150 kg/m²s, 공기유속 1.2~1.6 m/s의 경우 냉매는 급격히 과냉각액 상태가 되므로 냉매의 평균 온도가 낮아져 출구의 공기온도가 감소하기 때문이다. 특히, 냉매의 질량유속 150 kg/m²s에서 R410A와 R22의 출구 공기온도차이는 일정한 것을 볼 수 있는데 이는 모든 공기유속 범위에서 냉매가 상변화를 마치고 과냉각액 상태로 응축기를 빠져나오므로 열전달의 대부분을 차지하는 잠열열량의 차이만큼 온도차이가 발생하기 때문이다. 결국, 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s 조건에서 R410A를

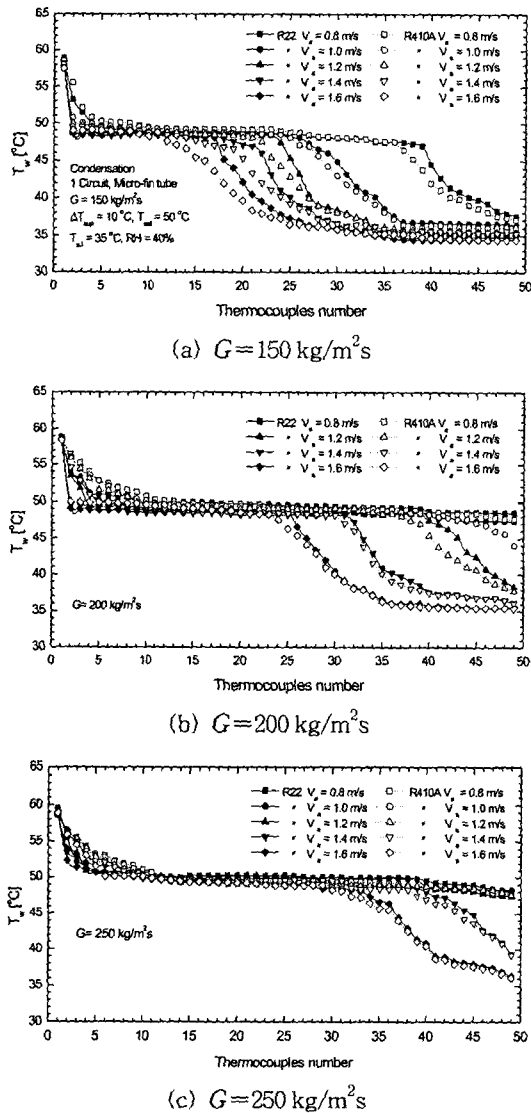


Fig. 4 The variation of U-bend tube wall temperature as a function of air velocity.

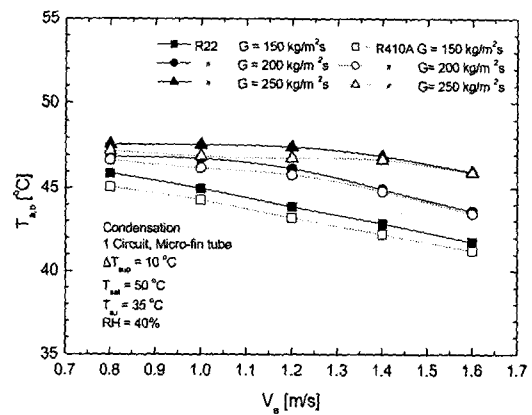


Fig. 5 Variation of outlet air temperature according to the change of air velocity at various refrigerant mass flux.

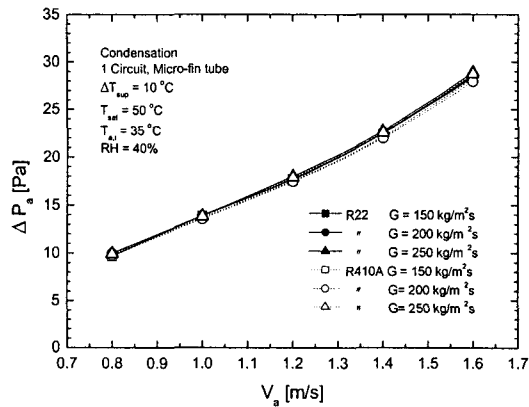


Fig. 6 Air-side pressure drop as a function of air velocity.

적용할 경우 응축기 출구의 공기온도는 R22보다 각각 평균 1.8, 2, 2.8% 낮게 나타났다.

3.3 공기측 압력강하

Fig. 6은 R410A와 R22의 질량유속을 150, 200, 250 kg/m²s로 고정시키고 시험 열교환기의 유입 공기유속을 0.8~1.6 m/s로 변화시켰을 경우 공기측 압력강하를 나타낸 그림으로 공기유속이 클수록 공기측 압력강하는 단조증가하였다. 응축기의 경우 흰은 진표면이 되므로 공기의 유동저항이 작은 것을 알 수 있으나 냉매의 질량유속이 클수록 공기측 압력강하는 미소하게 증가하였다. 이는 냉매의 질량유속이 클수록 2상유동 영역이 증가하여 공기와의 열전달이 향상되기 때문이다. 즉, 출구의 공기온도가 높아져서 공기의 비체적을 증가시켜 공기의 유동저항이 상승하므로 공기측 압력강하는 크게 나타나는 것이다. 또한, R410A의 과냉각액 영역의 길이는 R22보다 평균 4.2% 길기 때문에 출구의 공기온도가 강하하여 공기측 비체적과 유속이 상대적으로 낮아진다. 그러나 두 냉매의 질량유속에 따른 압력강하의 변동폭은 평균 ±2% 정도이므로 동일한 형상과 공기유속을 갖는 응축기에서 R410A와 R22의 질량유속 변화에 따른 공기측 압력강하는 무시할 수 있다.

3.4 냉매측 압력강하

Fig. 7은 R410A와 R22의 질량유속을 일정하게

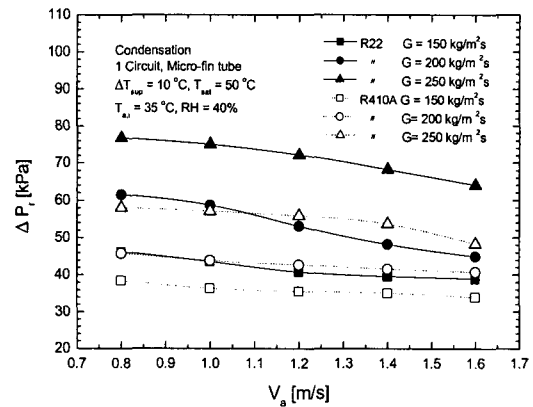


Fig. 7 Refrigerant side pressure drop as a function of air velocity at various refrigerant mass flux.

유지하고 공기유속을 변화시켰을 경우 냉매측 압력강하를 보여주고 있다. 그림에서 냉매의 질량유속이 클수록 냉매측 압력강하는 증가하는 반면, 공기유속이 클수록 감소하는 경향이 나타났다. 이는 Fig. 4와 같이 동일한 냉매의 질량유속에서 공기유속이 증가할수록 냉매는 빠르게 응축을 마치고 과냉각액 상태가 되기 때문이다. 즉, 응축기 관내 전체의 압력강하의 대부분을 차지하는 2상유동 영역길이의 감소는 압력강하의 감소를 의미할 수 있다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R410A의 압력강하는 R22보다 각각 평균 16, 24, 30.5% 낮게 나타났다. 이는 응축온도 50°C에서 R410A의 증기압력이 R22보다 57% 높고 응축과정(2상유동)이 진행되는 동안 냉매의 비체적이 작아짐에 따른 평균 속도의 감소 때문이다. 또한, 냉매의 질량유속이 클수록 R410A와 R22의 압력강하차이는 크게 나타났다. 이는 냉매의 질량유속이 클수록 증기속도가 증가하고 각 냉매의 비체적과 동점성계수 등의 열역학적인 물성치의 차이가 레이놀즈수에 큰 영향을 주어 마찰압력 변화의 증대에 기여하기 때문이다. 즉, Table 1에서 볼 수 있듯이 응축온도 50°C에서 R410A의 포화증기의 동점성계수는 R22보다 15.7% 크나 포화액 상태에서는 32.3% 작아 포화증기와 포화액의 동점성 계수로 계산(평균값 또는 포화증기)되는 레이놀즈수가 마찰압력 강하(마찰계수)에 영향을 주어 냉매의 질량유속이 증가할수록 냉매별 편차는 크게 나타나는 것이다.

3.5 응축기의 열전달량

Fig. 8은 R410A와 R22의 질량유속을 150, 200, 250 kg/m²s로 일정하게 유지하고 공기유속을 변화시켰을 경우 응축기의 열전달량의 변화를 보여주고 있다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R410A의 열전달량은 R22보다 각각 평균 4.2, 7, 9.7% 작게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 클수록 두 냉매의 열전달량의 차이는 크게 나타났다. 공기유속 0.8~1.2 m/s 범위에서 R22는 R410A보다 높은 열전달량을 보이는 반면, 공기유속 1.2~1.6 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. R410A의 열전달량은 잠열과 현열 열량차이로 기인하여 R22보다 평균 10% 정도 작게 나타났다.

3.6 냉매온도 분포 ($\Delta T_{sub} = 5^\circ\text{C}$)

Fig. 9는 냉매의 응축기 출구조건을 과냉도 5°C로 고정시켰을 때 냉매의 질량유속 변화에 따른 U-bend 관외벽의 온도변화를 측정된 결과이다. 응축과정에서 R410A의 온도구배는 0.1°C이므로 순수냉매처럼 취급하여 응축기 출구의 냉매온도가 45°C로 될 때까지 공기유속을 조절하였다. 유사공비 혼합냉매인 R410A와 순수냉매인 R22는 응축과정에서 관내 압력강하에 의해 약 0.5°C의

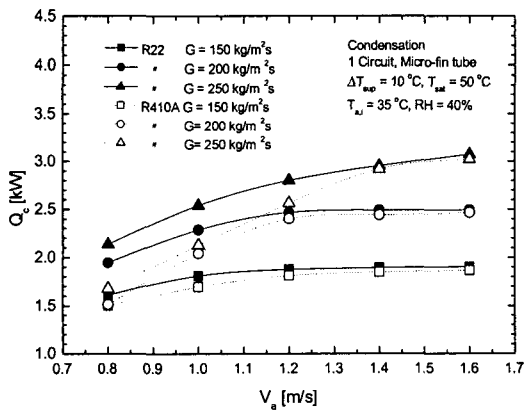


Fig. 8 Heat transfer rate as a function of air velocity at various refrigerant mass flux.

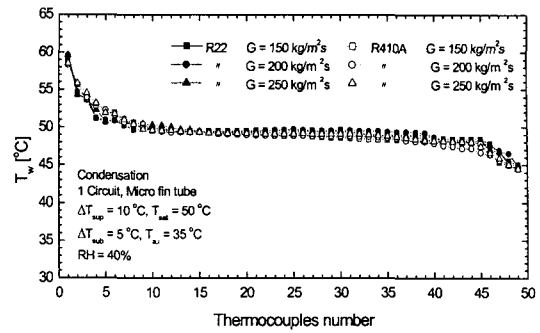


Fig. 9 Temperature on u-bend tube wall according to the change of refrigerant mass flux ($\Delta T_{sub} = 5^\circ\text{C}$).

응축온도강하가 일어났으며, 60°C의 과열증기로 유입된 냉매는 평균 5번(2.18 m) U-bend에서 응축이 시작되어 46번(20.1 m)까지 응축과정이 완료된 후 과냉도 5°C의 과냉각액(45°C)으로 출구를 빠져나갔다.

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

Fig. 10은 응축기 출구에서 냉매의 과냉도 조건을 5°C로 고정시켰을 때 R410A와 R22의 질량유속 변화에 따른 요구 공기유속을 비교한 것이다. 실험결과 동일한 질량유속에서 R410A의 공기유속이 R22보다 평균 16% 낮게 나타났다. 이는 응축온도 50°C에서 R410A의 응축열전달계수가 R22보다 크고 잠열열량이 12.4% 작기 때문이다.

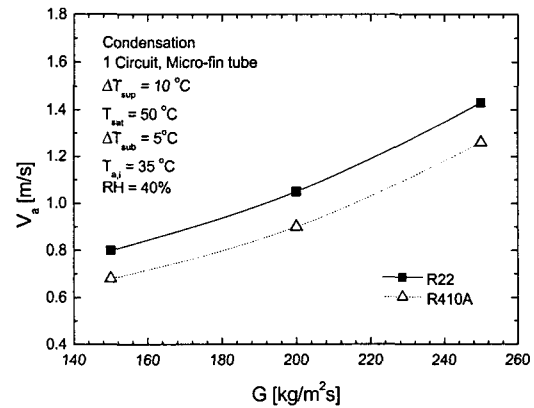


Fig. 10 Variation of air velocity as a function of refrigerant mass flux ($\Delta T_{sub} = 5^\circ\text{C}$).

이러한 결과는 본 연구와 동일한 시험조건에서 R410A의 응축열전달계수가 R22보다 3% 크다는 Jeon et al.⁽³⁾과 응축온도 50°C, 질량유속 100~750 kg/m²s, 건도 0.15~0.85 범위에서 R410A의 응축열전달계수는 R22보다 크고 압력강하는 작다는 Cavallini et al.⁽⁷⁾의 주장과도 일치한다. 따라서 동일한 냉매의 질량유속 조건에서 R410A를 적용할 경우 송풍기의 소비전력 감소와 소형화가 가능할 것으로 사료된다.

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

Fig. 11은 응축기 출구에서 냉매의 과냉도 조건을 5°C로 만들어 주었을 때 R410A와 R22의 질량유속 변화에 따른 공기측 압력강하를 보여주고 있다. Fig. 10에서 알 수 있듯이 일정한 냉매의 질량유속 조건에서 R410A를 적용할 경우 응축기의 출구 과냉도 조건을 만족하기 위한 공기유속은 R22보다 평균 16% 작게 나타나서 공기측 압력강하는 15% 낮았다. 따라서 동일한 냉매의 질량유속 조건에서 R410A를 적용할 경우 R22보다 송풍기의 소음저감 측면에서 유리할 것으로 사료된다.

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

Fig. 12는 응축기 출구에서 냉매의 과냉도 조건을 5°C로 만들어 주었을 때 R410A와 R22의 질량유속 변화에 따른 각 냉매의 압력강하를 보여주고 있다. 냉매의 질량유속이 증가할수록 냉매

측 압력강하가 단조 증가하는 것을 볼 수 있다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R410A의 압력강하는 R22보다 각각 평균 16.7, 24, 26% 낮게 나타났다. 이는 앞서 언급하였듯이 응축온도 50°C에서 R410A의 증기압력이 R22보다 57% 높아서 냉매의 전체적인 비체적이 R22보다 작아짐에 따라 냉매의 평균 속도가 R22보다 느려지기 때문이다. 따라서 R410A는 압력강하 측면에서 R22보다 우수한 열역학적 특성으로 인하여 실제 시스템에서 압축기의 효율을 높일 수 있고, 압축기의 체적용량의 변화로부터 성능향상이 가능하나 증기압력이 높기 때문에 압축기와 구성부품의 설계변경이 필수적이다. 또한, R22와 동일한 압력강하로 R410A가 운전될 경우 동관의 내경을 줄이거나 나선형 미세회관의 흰부분에 2차원의 홈을 가공한 크로스홈관(cross-grooved tube) 또는 불규칙한 냉매의 액막층(liquid film layer) 형성을 위한 헤링본관(herringbone tube) 등 미세관의 형상과 냉매의 유동방향을 개선하여 열전달 성능을 향상시키는 것도 가능하다. 이러한 결과는 Park et al.⁽⁵⁾이 운전조건 변화에 따른 R410A와 R22의 냉동사이클 성능비교로부터 압축기 용량과 관내 미세관의 형상변화가 사이클 성능향상에 기여한다는 결론과 일치한다.

3.10 응축기의 열전달량($\Delta T_{sub}=5^\circ\text{C}$)

Fig. 13은 R410A와 R22의 질량유속을 변화시키면서 응축기 출구 과냉도 조건을 만족시킬 때 응

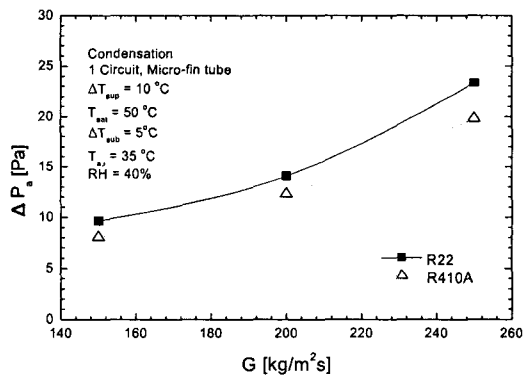


Fig. 11 Variation of air pressure drop as a function of refrigerant mass flu ($\Delta T_{sub}=5^\circ\text{C}$).

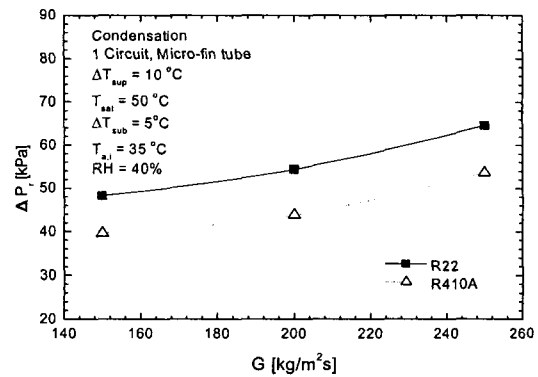


Fig. 12 Variation of refrigerant pressure drop as a function of refrigerant mass flux ($\Delta T_{sub}=5^\circ\text{C}$).

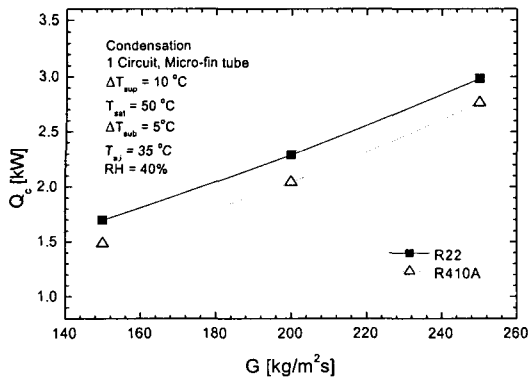


Fig. 13 Heat transfer rate as a function of air velocity at various refrigerant mass flux ($\Delta T_{sub}=5^{\circ}\text{C}$).

축기의 열전달량을 보여주고 있다. 냉매의 질량유속이 증가할수록 열전달량이 증가하였으며, R410A의 열전달량은 응축잠열이 R22보다 작은 것에 기인되어 R22보다 평균 10% 작게 나타났다. 또한, Fig. 10~12와 같이 응축기 출구 과냉도 5°C 조건을 만족할 때 R410A의 공기유속, 공기측 및 냉매측 압력강하는 R22보다 각각 평균 16, 15, 22.2% 낮아서 R410A와 R22를 적용한 응축기의 성능 비교는 공기측과 냉매측의 평가 선정기준에 따라 다르게 나타날 수 있다. 결국, 냉매 R22 대비 R410A를 적용한 응축기의 성능개선방법은 응축압력이 크고 냉매의 비체적이 작다는 R410A의 열역학적 특성을 고려한 압축기의 용량변경(배체체적 증가), 동관 벽두께 변경, 응축열전달계수의 향상을 위한 동관 내경 축소, 미세관의 형상변화(높이, 정상각도, 나선각도, 개수)와 출구 과냉도 증가(냉매의 유로길이 증가)를 통한 증발기 성능향상 기여 등으로 정리할 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 최근 R22의 대체냉매로 주목받고 있는 비공비 혼합냉매인 R410A를 사용하여 응축기(슬릿핀-관 열교환기)의 동일한 유입온도(60°C)와 응축온도(50°C)에서 열전달 및 압력강하 특성을 실험한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 공기유속 변화는 공기측 압력강하뿐만 아니라 냉매의 열역학적 특성에 기인한 2상유동 영역의 길이를 변화시켜 응축기 전체의 압력강하에

영향을 미친다. 냉매의 질량유속 150, 200, 250 kg/m²s에서 R410A의 압력강하는 R22보다 각각 평균 16, 24, 30.5% 작게 나타났으며, 냉매의 질량유속이 클수록 두 냉매의 압력강하 차이는 증가하였다.

(2) R410A와 R22의 동일한 유입온도조건에서 공기유속이 클수록 공기측 압력강하는 단조 증가하였으나, 냉매의 질량유속에 따른 압력강하의 변동폭은 평균 $\pm 2\%$ 로 나타났다. 따라서 동일한 형상을 갖는 응축기에서 냉매의 종류(R410A, R22)와 질량유속(150~250 kg/m²s) 변화에 따른 공기측 압력강하는 무시할 수 있다.

(3) 응축기 출구의 과냉도 5°C 조건에서 R410A의 열전달량은 R22보다 평균 10% 작고 공기유속, 공기측 및 냉매측 압력강하는 각각 평균 16, 15, 22.2% 낮았다. 따라서 R22 대비 R410A를 적용한 응축기의 성능개선방법은 R410A의 열역학적 특성(압력, 비체적)을 고려한 압축기의 용량변경(배체체적 증가), 동관 벽두께 변경, 응축열전달계수의 향상을 위한 동관 내경 축소, 미세관의 형상변화(높이, 정상각도, 나선각도, 개수)와 출구 과냉도 증가(냉매의 유로길이 증가)를 통한 증발기 성능향상 기여 등이다.

참고문헌

1. Didion, D. A. and Bivens, D. B., 1990, Role of refrigerant mixture as alternatives to CFCs, *International Journal Refrigeration*, Vol. 13, pp. 163-175.
2. Takashi Okazaki, Yoshihiro Sumida and Yoshiaki Tanimura, 1996, Heat transfer characteristics in horizontal tubes for R-407C and R-410A, *The International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants*, pp. 51-55.
3. 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 Refrigeration Engineering*, Vol. 14, No. 9, pp. 706-716.
4. Kim, B. S. and Lee, S. H., 1999, Performance of a room air conditioner using R-410A ac-

- ording to the variation of outdoor temperature, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 537-541.
5. Park, T. J., Lee, M. K., Jeong, J. H. and Jang, K. S., Comparison of performance variation between R-22 and R-410A refrigeration systems, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 166-176.
 6. Sami, S. M. and Maltais, H., 2000, Experimental investigation of two phase flow condensation of alternatives to HCFC-22 inside enhanced surface tubing, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 1113-1126.
 7. Cavallini, A., Censi, G., Col, D., Doretto, 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.
 8. Devotta, S., Waghmare, A. V., Sawant, N. N. and Domkundwar, B. M., 2001, Alternatives to HCFC-22 for air conditioners, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 703-715.
 9. Kim, C. D., Jeon, C. D. and Lee, J., 2003, Comparison of condenser characteristics using R407C and R22 on the same inlet temperature condition, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigerating Engineering, Vol. 15, No. 7, pp. 595-603.
 10. ASHRAE, 1993, Fundamental Handbook (SI).
 11. 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.
 12. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.