

R410A 냉매를 사용한 열펌프용 열교환기의 형상에 따른 성능특성 연구

정규하, 박윤철*, 오상경

삼성전자 시스템가전사업부 가전연구소 냉공조그룹, *제주대학교 기계에너지생산공학부

A Study on Performance Characteristics of Heat Exchanger for Heat Pump with R410A Refrigerant

Gyooha Jung, Youn Cheol Park*, Sang Kyoung Oh

HVAC & Refrigeration Group, R&D Center, Samsung Electronics, Suwon 442-742, Korea

*School of Mechanical Engineering, Cheju National University, Jeju 690-756, Korea

(Received February 26, 2003; revision received February 17, 2004)

ABSTRACT: The air and refrigerant side heat transfer performances are key parameters to improve heat transfer efficiency of the heat exchanger including the fan performance. Design of the fins, treatment of the tube inside, tube diameter and tube array effect heat transfer performance of the heat exchanger. The heat exchanger is used as a condenser at cooling mode and used as an evaporator at heating mode in the heat pump system. The heat pump system uses R410A as the refrigerant. The heat exchangers are consisted with 7 mm diameter tubes with slit-type fins. The study was conducted with variation of arrangement of the refrigerant path and air flow rate and refrigerant pressure drop and heat transfer rate were measured with a code tester. The capacity of the 3 path heat exchanger is more efficient than 2 or 4 path heat exchangers in heating or cooling modes.

Key words: Heat exchanger(열교환기), Fin-tube(핀튜브), Pressure drop(압력강하), Slit fin(슬릿핀), Mass flow rate(질량유량), Condensation(응축), Evaporation(증발)

기 호 설 명

A_c : 풍동의 열누설 관계되는 표면적 [m^2]
 C_{pa} : 건공기의 정압비열 [$kcal/kg\ ^\circ C$]
 C_{pv} : 수증기의 정압비열 [$kcal/kg\ ^\circ C$]
 D_{ha} : 입출구 공기 엔탈피차 [$kcal/kg$]
 D_{td} : 입출구 건구 온도차 [$^\circ C$]
 G_a : 건공기 체적풍량 [m^3/min]

K : 풍동의 열관류율 [$kcal/hm^2\ ^\circ C$]
 M_a : 건공기 질량유량 [kg/h]
 Q : 전열량 [$kcal/h$]
 Q_{hl} : 열누설량 [$kcal/h$]
 V_{an} : 노출전의 건공기 비체적 [m^3/kg]
 X_{al} : 출구공기 절대습도 [kg/kg]

하첨자

† Corresponding author
Tel.: +82-64-754-3626; fax: +82-64-756-3886
E-mail address: ycpark@cheju.ac.kr

a : 공기
 c : 냉방
 h : 난방

r : 냉매

1. 서 론

국내외적으로 공조기기의 에너지 효율향상과 R22 냉매의 대체냉매 개발이 현안으로 떠오르고 있는 가운데 대체냉매에 대하여도 엄격한 에너지 소비규제가 적용되고 있으며, 이러한 에너지 소비규제에 대응하기 위하여 대체냉매를 이용한 공조기기의 설계기술 확립에 대한 연구가 국내외적으로 활발히 진행되고 있다.⁽¹⁻³⁾ 공조기기의 주요 구성요소 중 하나인 열교환기의 성능은 공조기기의 고효율화 및 저소음화에 직접적으로 영향을 미친다. 따라서 열교환기의 고효율화는 대체냉매를 이용한 공조기기의 설계 및 개발에 필수적인 요소 중의 하나이다.

국내 공조기기의 제조사들의 수출증대에 대한 기대와 냉난방기기의 성능향상에 대한 소비자의 요구가 높아지고 있는 가운데 대체냉매를 적용한 냉난방시스템의 성능향상에 대한 많은 기술개발이 필요한 실정이다.

공조기기에 사용되는 열교환기는 실내 및 실외 열교환기로 나누어져 있고, 실외 열교환기는 냉방운전시 시스템의 효율(energy efficiency ratio, EER)에 큰 영향을 미치며, 난방운전시에는 시스템의 성능(capacity)에 직접적으로 영향을 미친다. 일반적으로 열교환기의 효율향상을 위해서는 환의 성능개선뿐만 아니라 냉매측 및 공기측의 열전달 성능을 향상시켜야 한다. 열교환기의 열전달 성능에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 공기측의 열전달 성능이다. 이것은 냉매측의 열전달계수보다 공기측 열전달계수가 작기 때문이다. 같은 열교환기의 면적에서 공기측 열전달 성능을 향상시키기 위해서는 열전달 면적을 증가시켜야 한다. 열전달 면적의 증가는 환의 개수를 증가시키거나 환의 단면형상을 변화시키는 방법을 사용할 수 있으나 이러한 방법은 공기측의 압력강하를 증가시키고 환의 소비동력과 관련되어 시스템의 성능에도 큰 영향을 미친다.

열교환기의 성능향상에 관련된 연구개발은 공기측 압력강하를 줄이기 위한 환의 형상설계에 주안점을 두고 그동안 많은 연구가 진행되었으나,⁽⁴⁾ 냉매유로인 동관의 관경, 관내측 형상 및 유로배열 등의 개선에 관한 연구개발도 중요한

연구주제 중의 하나이다.

본 연구는 냉난방 겸용 열펌프에 사용되는 실외 열교환기의 성능개선에 관한 연구로서 작동유체로 대체냉매인 R410A를 사용하였다. R410A 냉매와 관련된 연구들은 다음과 같다. Murphy et al.⁽⁵⁾은 운전조건 변화에 따른 시스템의 성능변화를 측정하여 기존 R22 냉매 등과 비교하였다. 또한 Park et al.⁽⁶⁾은 운전조건 변화에 따라서 칼로리미터에서 R22 냉매와 R410A 냉매의 성능변화를 온도도 조건뿐만 아니라 실내 풍량변화 등에 대하여도 측정하여 두 시스템의 압력강하 등을 비교 분석하였다.

Jeon et al.⁽⁷⁾은 16단 3열을 가지는 공조용 응축기로 사용되는 열교환기에서의 R410A 냉매의 열전달 성능을 실험적으로 측정하여 응축 열전달계수가 R22와 비교하여 평균 3% 높으며, 압력강하는 20% 정도 감소한다는 연구결과를 발표하였다.

위와 같이 기존의 연구들은 대부분 열교환기의 형상을 고정된 상태에서 시스템의 성능만을 측정하였으며, 각 열교환기의 패스 혹은 열수 등의 변화에 대한 열교환기의 성능변화에 따른 시스템의 특성을 파악하지 못하여 실제 제품개발에 적용하기 위해서는 한계를 가지고 있다.

본 연구에서는 R410A용 열교환기를 여러 가지 형태로 제작하여 열교환기 단품에 대한 성능평가를 통하여 보다 효율적인 R410A 냉매용 열교환기를 개발하였다. 실험에서 제작한 열교환기는 R410A 냉매의 비체적이 작아서 소형화가 가능하다는 장점을 이용하기 위하여 기존의 8mm 관경의 배관을 7mm로 변경하여 열교환기의 세정화를 도모하였으며, 환은 슬릿환을 적용하였다.

열교환기의 성능에 영향을 미치는 여러 가지 인자에 대한 실험을 수행하기 위하여 열교환기의 능력측정을 위한 설비와 열교환기의 냉매측 입구조건 및 공기측 입구조건을 구현할 수 있는 설비를 제작하였으며, 열교환기에서는 냉매의 유로배열 및 배관의 개수를 여러 가지로 변화시키면서 응축 및 증발 열전달 특성과 공기측 압력강하를 실험적으로 측정하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 열

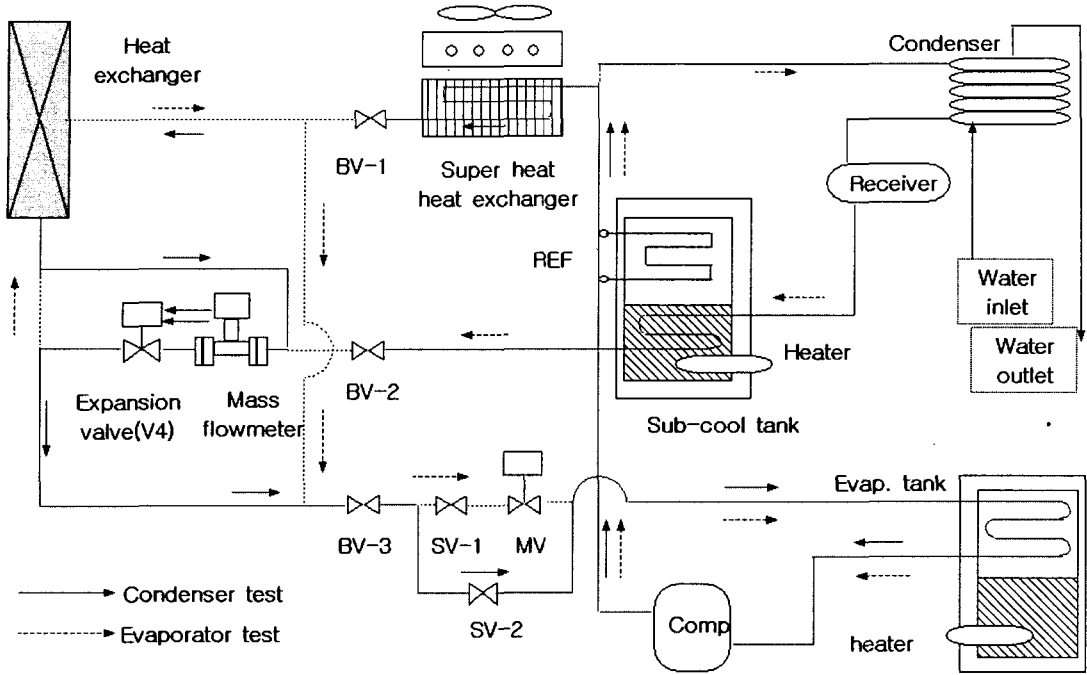


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for heat exchanger.

교환기의 성능측정장비와 열교환기의 공기측 입구 조건을 구현하기 위한 항온항습실 및 냉매측 입구조건을 구현하기 위한 냉매공급장치의 세부부분으로 구성되어 있다. 항온항습실에는 열교환기의 능력측정을 위한 수풍실(code tester)을 구비하였으며, 수풍실은 흡입식으로 블로어 모터를 인버터를 사용하여 제어함으로써 열교환기의 공기유속을 조절하였다. 항온항습설비는 시험열교환기 입구에서의 건구온도와 습구온도를 일정하게 유지시키기 위한 히터, 가습장치, 냉동장치 등으로 구성되어 있다.

열펌프 시스템에서 응축기와 증발기의 운전환경, 작동온도 및 작동압력 등이 상이하므로 열교환기의 능력도 그 역할에 따라서 달라진다. 본 실험장치의 냉난방 능력측정 범위는 응축 열전달 시험시 880~5,860 W (3,000~20,000 Btu/hr)이며, 증발 열전달 시험시 880~4,690 W (3,000~16,000 Btu/hr)이다.

냉매공급장치는 시험 열교환기의 입출구 냉매 상태를 일정하게 유지하기 위한 냉동냉각 시스템으로 구성되어 있으며, 인버터형 압축기의 냉매의 유량을 인버터를 사용하여 제어하고 전자팽창밸브의 개도조절을 통하여 냉매측의 입구상태를

주어진 실험조건을 유지하도록 제어하였다. 냉동냉각 시스템은 응축 열전달 시험시에는 응축기 입구의 냉매의 과열도를 제어할 수 있는 보조 열교환기, 팬 등으로 구성되어 있으며, 증발 열전달 시험시에는 증발기 출구냉매의 과열도를 제어할 수 있도록 하였다.

본 연구에서 시험용 증발기 입구의 건도(quality)는 열교환기의 입구에 설치된 팽창밸브의 입구 과냉도를 제어하는 방법으로 팽창밸브의 출구, 즉 시험용 증발기의 입구건도를 제어하였다.

공기측 관점에서는 시험 열교환기 입출구의 건구 및 습구온도와 공기측 압력강하를 측정할 수 있는 건습구온도계와 차압센서 등을 설치하였다.

2.2 시험 열교환기

Table 1은 본 실험에서 사용된 환-관 열교환기의 사양이다. 환-관 열교환기는 냉방기준 3,500~4,000 W급의 실제 공조기의 실외기에 적용되고 있는 열교환기와 동일한 사양이며, 튜브의 내부에 미세환이 가공되어 있다.

Fig. 2는 본 연구에 사용된 열교환기의 관배열을 나타낸 그림이다. 모든 열교환기에서 공기는

Table 1 Dimensions of fin tube heat exchangers

	T	C1, C2, W1, W2, W3
Number of tubes for row	20	24
Number of tubes rows	2	2
Tube outside diameter	8.4	7.37
Horizontal tube spacing (mm)	21.65	18.2
Vertical tube spacing (mm)	25	21
Fin pitch (mm)	1.5	1.6
Coil height (mm)	500	504
Coil width (mm)	725	700
Tube material	Copper	Copper
Fin material	Aluminum	Aluminum
Tube rows alignment	Staggered type	Staggered type
Fin type	Plate	Slit
Area of heat transfer (air side) (m ²)	19.22	15.04
Frontal area (m ²)	0.3623	0.353

오른편에서 왼편으로 흐르는 구조이다. 본 연구에서 적용한 관배열은 크게 3가지 형태로 분류하였다. 열교환기의 상단과 하단의 두 개의 패스로 구성된 열교환기를 T형 열교환기, 열교환기 상단에서 냉매가 공급되어 하단으로 나오는 중력방향의 열교환기를 C형 열교환기로 분류하였으며, 그리고 세 개 혹은 네 개의 패스로 구성되어 냉매의 입출구의 위치가 약간씩 달리하여 대향류와 중력방향을 복합한 형태의 열교환기를 W형 열교환기라고 정의하였다.

환기라고 정의하였다.

Fig. 2에 나타난 바와 같이 본 연구에서는 총 6가지의 열교환기를 제작하여 실험하였으며 각각의 열교환기는 (a) T형 열교환기, (b) 냉매의 유입구가 2개이고 유출구가 1개인 C1 열교환기, (c) 냉매의 유입구가 상단과 중간단에 각각 2개씩 있으며, 중력방향으로 유동하여 중간단과 하단에 각각 1개씩의 출구가 있는 C2 열교환기, T형과 C형의 복합형인 (d) W1 열교환기, (e) W2 열교환

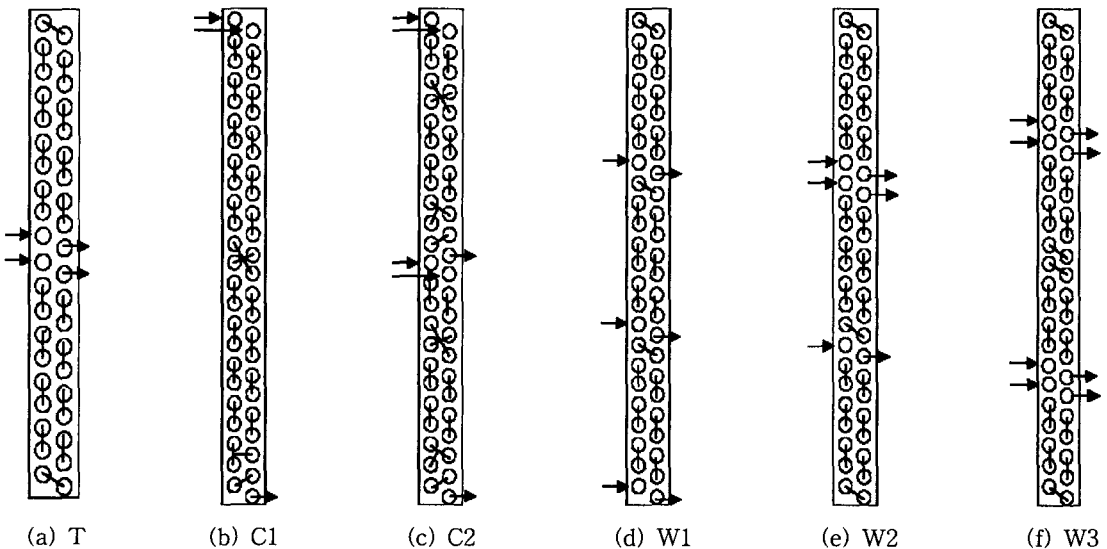


Fig. 2 Configuration of tube path in condensing heat transfer test.

기 및 (f) W3 열교환기 등이다.

T형 열교환기의 환폭은 43.3 mm이고, 나머지 열교환기들의 환폭은 36.4 mm이다. T형 열교환기를 제외한 C형 및 W형 열교환기의 슬릿 사양은 공기흐름방향으로 1.0 mm의 폭을 가지며, 8개의 슬릿으로 구성하였다.

2.3 실험조건 및 방법

본 연구에서 실험조건은 시험용 열교환기가 응축기 역할을 할 경우, 즉 응축기용 실험조건은 Table 2와 같으며, 증발기용 실험조건은 Table 3과 같다.

응축 열전달 실험에서는 열교환기의 출구압력과 입출구온도를 일정하게 유지하면서 열교환기에 유입되는 유입공기유속과 냉매의 질량유량을 변화시키는 방법을 사용하였다. 증발 열전달 실험에서는 공기유속, 열교환기의 출구압력, 출구온도, 그리고 입구건도를 일정하게 유지하면서 냉매의 질량유량을 변화시키면서 실험을 수행하였다.

본 연구에서의 공기측의 실험조건은 R410A를 사용한 실제 냉난방 겸용 열펌프 시스템의 운전조건을 기준으로 결정하였다.

본 연구의 주된 목적은 열교환기 패스변경에 따른 성능변화를 관찰하는 것이므로, 각각의 패스에 균등한 냉매를 공급하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 냉매의 균등분배를 위하여 입구가 하나이고 출구가 패스의 개수에 따라서 복수개로

Table 2 Test condition for condenser

Air side	Dry bulb temp. [°C]	35
	Wet bulb temp. [°C]	24
	Air inlet volume [m ³ /min]	21, 24, 27
Ref. side	Cond. outlet press. [kgf/cm ²]	27
	Cond. inlet temp. [°C]	70

Table 3 Test condition for evaporator

Air side	Dry bulb temp. [°C]	7
	Wet bulb temp. [°C]	6
	Air inlet volume [m ³ /min]	21, 24, 27
Ref. side	EEV inlet press. [kgf/cm ²]	26
	EEV inlet temp. [°C]	34
	Evap. outlet press. [kgf/cm ²]	7

구성된 직경이 배관보다 2~3배 큰 100 mm 길이의 원통관에 각각의 패스로 공급되는 냉매의 배관이 연결된 형태의 분배관을 사용하였다.

2.4 열교환기 능력계산

열교환기의 성능측정은 공기 엔탈피법을 이용하였으며, 열교환기 입구 엔탈피와 출구 엔탈피 차이를 구하고 열교환기를 통과하는 공기측 풍량으로부터 열교환기의 성능을 계산하였다. 열교환기를 통과하는 공기의 엔탈피는 건구온도와 습구온도 및 대기압을 측정하여 Goff-Gratch 식을 사용하여 계산하였다. 증발 열전달 실험에서의 열교환기의 용량은 식(1)으로부터 계산하였으며, 응축 열전달 실험에서의 식(2)로부터 열교환기 용량을 계산하였다.

증발 열전달 실험과 응축 열전달 실험의 경우 모두 공기측 풍량측정을 위한 수풍실에서의 공기측의 열손실량을 측정하여 이를 용량계산에 고려하였다. 열손실량은 식(3)과 같이 열교환기를 통과한 공기가 건습구온도를 측정하기 위한 건습구온도계까지의 공간에서 누설되는 열량으로써 덕트의 열관류율로부터 계산하였다. 본 연구에서 공기의 질량유량은 식(4)와 같이 측정된 체적유량으로부터 계산하였으며, 열교환기의 용량은 식(5)와 같이 공기 및 냉매측에서 측정된 열전달량의 산술 평균으로 계산하였다.

$$Q_c = D_{ha} \times M_a + Q_{hl} \tag{1}$$

$$Q_h = D_{td} \times (C_{pa} + C_{pv} \times X_{a1}) \times M_a + Q_{hl} \tag{2}$$

$$Q_{hl} = D_{td} \times K \times A_c \tag{3}$$

$$M_a = 60 \times \frac{G_a}{V_{an}} \tag{4}$$

$$Q = \frac{Q_r + Q_a}{2} \tag{5}$$

시험결과에 대한 신뢰성을 확보하기 위하여, 증발 열전달과 응축 열전달 실험에 있어서 공기유속을 0.8~2.0 m/s로 변화시키면서 공기측과 냉매측의 에너지 평형을 비교하였다. 측정결과 증발 열전달 실험의 에너지 평형은 ±2.5%의 오차를 나타냈으며, 응축 열전달 실험의 에너지 평형은 ±3.0%의 오차를 나타내고 있으며, 측정의 재현성은 0.5%로 양호하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 응축성능

응축조건에서의 성능실험은 Table 2에 나타낸 바와 같이 응축기 입구의 냉매온도가 70℃, 출구 냉매의 압력이 27 kgf/cm²인 상태에서 과냉도를 5℃로 일정하게 유지한 상태에서 시험용 열교환기로 유입되는 공기의 풍량을 21~27 m³/min으로 변화시키면서 성능실험을 수행하였다. 이러한 풍량에서 열교환기의 전면 공기유속은 0.876~1.129 m/s이다.

Fig. 3과 Fig. 4는 T형 열교환기와 C형 열교환기의 공기측 압력손실과 열전달량을 나타내고 있다. C1 열교환기의 압력손실은 T형 열교환기와 대비하여 1.25~1.28배 크게 나타나고 있으며, 이것은 C1 열교환기가 T형 열교환기에 비하여 관경과 환폭은 작지만 환형상이 슬릿형상으로서 압력손실이 크기 때문이다. 풍량이 24 m³/min일 경우에 T형 열교환기와 중력방향의 열교환기인 C형 열교환기의 능력을 비교하면 T형 열교환기에 비하여 C1 열교환기의 능력은 98%, C2 열교환기의 능력은 92% 수준을 나타내고 있다.

냉매의 패스변화에 따른 열교환기의 성능변화를 살펴보면, C1 열교환기와 C2 열교환기의 성능을 비교하였을 경우에 C1 열교환기가 2패스로 구성되어 있어서 C2 열교환기의 4패스보다 응축 성능이 높다는 것을 알 수 있다.

W1, W2(3-3패스) 열교환기와 C2(4-2패스), W3

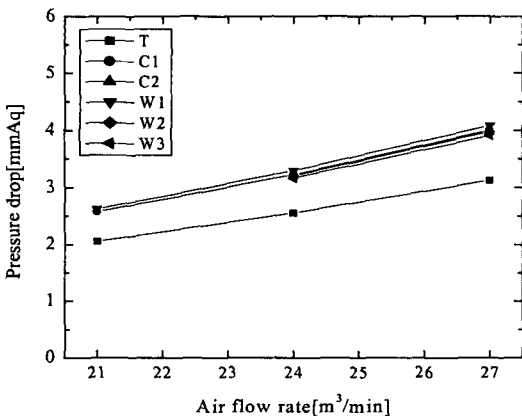


Fig. 3 Air side pressure drop with air flow rate (condenser).

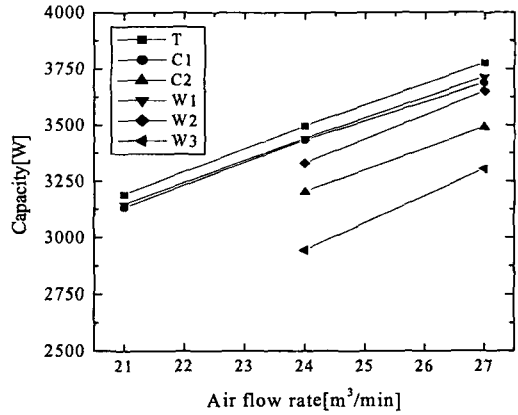


Fig. 4 Capacity variation with air flow rate (condenser).

(4-4패스) 열교환기의 열전달량의 차이를 살펴보면, W1 열교환기는 C2 열교환기보다 약 7% 열전달량이 높은 것으로 나타났다. W3 열교환기는 패스수 증가에 따른 출구온도차와 패스당 흐르는 냉매 질량유량이 감소하여 성능이 감소하는 경향을 보여주는데, 이것은 냉매의 유속이 작을수록 열전달 성능이 감소하는 R410A의 특성 때문임을 알 수 있다.

Fig. 5는 일정한 열교환기 입출구 조건에서 열교환기의 공기풍량 변화에 따른 관내측의 냉매 질량유량의 변화를 보여주고 있다. 공기의 풍량 변화에 따른 냉매의 유량은 모든 열교환기에서 비슷한 변화를 나타내고 있으며, T형 열교환기의 냉매유량이 가장 크게 나타나고 있다. 실험 열교

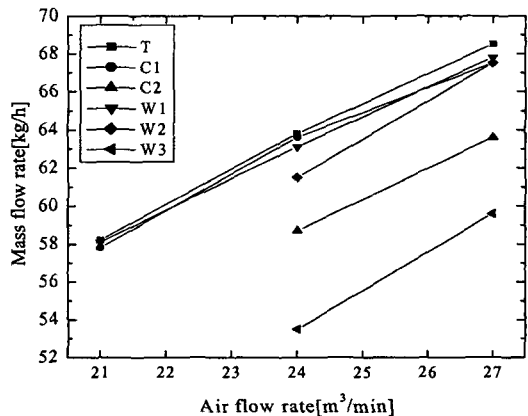


Fig. 5 Mass flow rate variation of refrigerant with air flow rate (condenser).

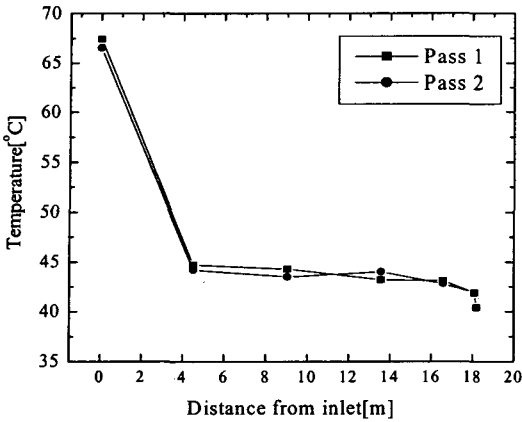


Fig. 6 Temperature variation with position of C2 heat exchanger (condenser).

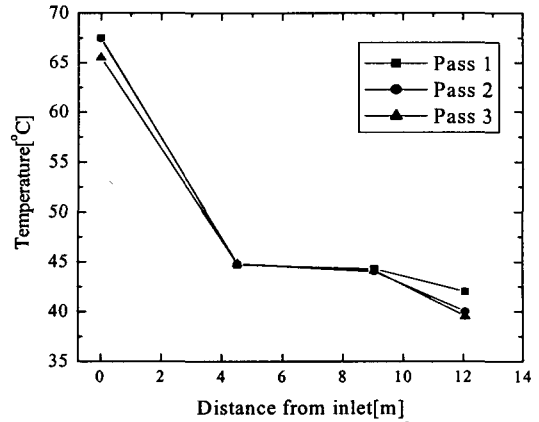


Fig. 7 Temperature variation with position of W1 heat exchanger (condenser).

환기에서 응축열량 3,500 W인 경우 냉매 질량유량은 60~65 kg/h 정도를 나타내고 있다.

Fig. 6 및 Fig. 7은 C1(2-1패스), W1(3-3패스) 열교환기에서의 냉매관의 온도를 나타내고 있다. 냉매 질량유량 62~65 kg/h, 공기유속이 1.0 m/s 인 조건에서 측정된 결과로써, C1 열교환기에서 냉매의 응축이 완료되는 지점은 열교환기의 냉매 입구로부터 출구까지의 거리를 기준으로 약 90%의 위치임을 알 수 있다.

W1 열교환기는 측정점의 부족으로 정확한 응축완료 지점은 알 수 없으나, 2번 및 3번 패스가 가장 상단인 1번 패스보다 출구측의 응축온도가 낮은 것을 알 수 있다. 따라서 상단의 패스보다 하단의 패스가 냉매의 액상이 많이 존재하며, 과냉온도가 상대적으로 큰 것을 알 수 있다. 이것은 주로 냉매분배의 불균일 때문에 발생하는 것으로 볼 수 있다. 열교환기의 크기는 상단과 하단이 균형을 이루어야 제작상 유리하며, 실제 열교환기의 성능은 상단의 패스와 하단의 패스에서 합쳐진 냉매의 상태이므로 하단의 과냉도를 줄이기 위하여 전체적으로는 열교환기의 크기를 줄여서 설계하여도 성능에 무방함을 알 수 있다.

R410A 냉매를 이용한 슬릿형-관 열교환기의 응축특성에 대하여 연구한 Jeon et al.⁽⁷⁾의 연구에서 냉매의 질량유량이 50~60 kg/h로 변할 때 단위면적당 열전달량은 13.75 kW/m²로써 본 연구에서 기의 경우가 T형 열교환기의 9.65 kW/m²이나 Jeon의 연구결과가 약 40% 정도 높은 것으로 나타났다. 이는 본 연구의 환의 형태가 평판(plate)

이고 전의 실험응축기의 환은 슬릿(slit)형을 사용하였기 때문이며, 열교환기의 전면풍속이 같으나 유동방향의 단수가 전의 연구에서 사용한 응축기는 3단으로 구성되어 환의 소비동력의 증가를 수반할 것임을 알 수 있다. 환의 소비동력을 판단할 수 있는 공기측의 압력강하는 같은 외경과 튜브 간격에서 Fig. 7에 나타난 바와 같이 2Pa 정도이나 단수가 3단으로 늘어나고 환의 형상이 plate형에서 slit형으로 바뀌어진 Jeon의 연구결과와는 8Pa 이상으로 증가된 것을 알 수 있다.

3.2 증발성능

응축 열전달에서 사용한 열교환기를 증발기로 사용할 경우에 대하여 공기측 풍량변화에 따른 성능변화를 살펴보았다. 성능실험조건은 Table 3에 나타난 바와 같이 증발기 전단에 설치된 팽창장치의 입구압력이 26 kgf/cm²이고 온도가 34°C인 상태를 유지하도록 제어하였으며, 이를 증발기 입구상태의 제어인자로 사용하였다. 증발기 출구의 압력을 7 kgf/cm²에 고정하고 과열도가 일정하게 유지되도록 냉매의 질량유량을 변경시켜 성능실험을 수행하였다. 증발기에 유입되는 공기의 온도는 건구온도가 7°C이고 습구온도가 6°C인 상태로 공기의 풍량을 21~27 m³/min으로 변화시키면서 성능실험을 수행하였다.

Fig. 8 및 Fig. 9는 열교환기의 풍량을 21~27 m³/min로 변할 때 T형 열교환기, C형 열교환기 및 W형 열교환기의 공기측 압력손실과 열전달량

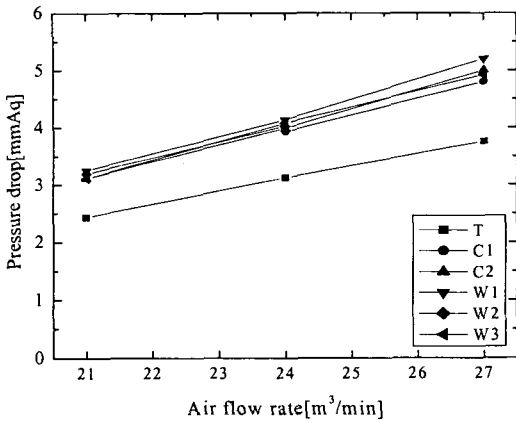


Fig. 8 Air side pressure drop with air flow rate (evaporator).

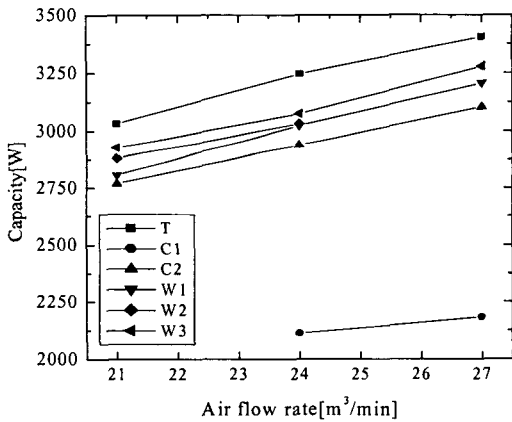


Fig. 9 Capacity variation with air flow rate.

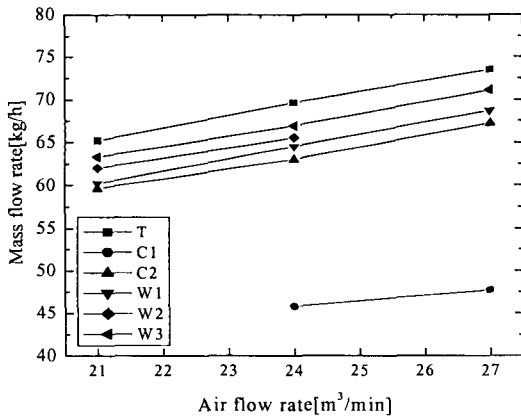


Fig. 10 Mass flow rate variation of refrigerant with air flow rate (evaporator).

을 나타내고 있다. C형 열교환기는 T형 열교환기 대비 공기측 압력손실이 1.28~1.33배 발생하며, 응축조건보다 3~5% 압력손실이 증가하는데, 슬릿현으로 인한 영향으로 응축수가 흰에 맺혀 있기 때문이다.

냉매의 패스변화에 따른 열교환기의 성능을 살펴보면 Fig. 9에 나타난 바와 같이 패스변화에 대해서는 거의 동등한 수준의 열전달량을 나타내고 있으며, 3-3패스인 W2형 열교환기의 성능과 4-4패스인 W3형 열교환기의 성능을 비교하면 W3형 열교환기의 성능이 W2형에 비하여 약 간의 열전달 성능이 향상되는데 이것은 3패스에서 4패스로 갈수록 열교환기 입출구 압력차가 감소하기 때문이다.

열전달량은 T형 열교환기 대비 C1 열교환기는 65%, C2 열교환기는 91% 수준임을 나타내고 있다. C1 열교환기는 다른 열교환기에 비하여 패스수가 적고 패스의 길이가 길어져서 냉매의 압력손실이 많아서 냉매의 온도가 올라가기 때문이다.

Fig. 10은 일정한 열교환기 입출구 조건에서 열교환기의 공기풍량 변화에 따른 관내측의 냉매 질량유량의 변화를 보여주고 있다. 실험 열교환기에서 증발열량 3,224 W인 경우 냉매 질량유량은 약 70 kg/h 정도임을 나타내고 있다.

4. 결 론

대체냉매용 냉난방 겸용 열교환기에 있어서 세경화를 위하여 배관경이 7mm인 핀-튜브형 실외 열교환기에 R410A 냉매를 사용하여 응축 및 증발조건시 열교환기의 열전달 및 압력강하에 대한 실험적 연구를 수행하고 이를 토대로 R410A용 열교환기의 성능향상에 관한 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

관경이 7mm인 실외 열교환기에서 패스를 2개 혹은 4개로 설계하는 것보다 3개의 패스로 설계하는 것이 열량 및 냉매 압력강하 측면에서 유리하다는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 응축기 역할을 할 경우에 패스가 4개인 경우에 3개인 경우보다 관내를 통과하는 냉매유속이 작고 냉매의 압력강하가 작게 발생하여 응축열량이 감소하기 때문이다. 따라서 3패스로 구성된 형태가 바람직하여, 이때 냉매의 흐름방향의 선정에 있어서 냉매의 입구측은 중력과 반대방향으로 선정하고 냉

매출구는 중력방향으로 향하도록 설계하여 열교환기의 성능개선을 도모할 수 있다.

고압냉매인 R410A 냉매를 적용하는 냉난방 겸용 에어컨에 있어서 실외기에 $\phi 7$ 열교환기를 적용하는 경우 패스설계에 의해 난방능력의 차이가 발생하며, 이때 상단에서 하단까지 하나의 회로로 구성된 형태의 열교환기는 능력이 15% 이상 감소되는 영역이 발생하므로 설계에 유의하여야 한다.

참고문헌

1. Nonaka, M. et al., 1998, Performance and reliability of room air conditioner using R410A, The Int. Symp. on HCFC Alternative Refrigerants, pp. 111-116.
2. Nakayama, M. et al., 1997, Room A/C, Ref., Vol. 72, No. 835, pp. 60-64.
3. Akutsu, M. et al., 1998, RAC with alternative refrigerant R410A, Sanyo Technical Review, Vol. 30, No. 1, pp. 20-26.
4. Choi, B. J., Hwang, J. H. and Shin, J. M., 2003, The study of performance evaluation coefficient of fin and tube heat exchangers with frosting, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 132-136.
5. Murphy, F. T., Low, R. E., Gilbert, B. E., Linton, J. W., Snelson, W. K. and Hearty, P. F., 1995, Comparison of R407C and R410A with R22 in a 10.5 kW residential central air conditioner, Proceeding of International CFC and Halon Alternative Conference, pp. 31-40.
6. Park, T. J., Lee, M. K., Jeong, J. H. and Chang, K. S., 2003, Comparison of performance variation between R-22 and R410A refrigeration systems, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 166-176.
7. 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, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 9, pp. 166-176.