



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

碩士學位論文

히트펌프 시스템의
열원 및 팽창장치 변경에 따른
냉매 충전량에 관한 실험적 연구



濟州大學校 大學院

機械工學科

金 泰 炯

2015年 2月

히트펌프 시스템의 열원 및 팽창장치 변경에 따른 냉매 충전량에 관한 실험적 연구

指導教授 朴潤鐵

金泰炯

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함.



金泰炯의 工學 碩士學位 論文을 認准함.

審査委員長 _____ (印)
委 員 _____ (印)
委 員 _____ (印)

濟州大學校 大學院

2015年 2月

An Experimental Study on Refrigerant Charge of a Heat Pump System in accordance with Change of Heat Source and Expansion Device

Taehyung Kim

(Supervised by professor Youn Cheol Park)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree of
Master of Engineering



2015. 2

Department of Mechanical Engineering
GRADUATE SCHOOL
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

목 차

List of figures	iii
List of tables	vii
Nomenclature	viii
Summary	ix
I. 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구동향 및 목적	3
II. 이론해석	6
2.1 성적계수	6
2.2 습공기선도	8
III. 실험장치 및 실험방법	10
3.1 환경제어설비	10
3.2 히트펌프 시스템	16
3.3 계측장치	24
3.4 실험조건 및 실험방법	27
IV. 결과 및 고찰	32
4.1 EEV(1.5RT) 개도별 충전량 실험	32

4.2 팽창밸브 용량 증가에 따른 충전량 실험 (EEV 3.0RT)	43
4.3 TXV를 팽창밸브로 사용한 경우의 충전량 실험	51
V. 결 론	57
참고문헌	59



List of Figures

Fig. 1 Principle of heat pump and refrigerator	7
Fig. 2 Cycle in the P-H diagram	7
Fig. 3 Psychrometric chart	9
Fig. 4 Photograph of environmental chamber	12
Fig. 5 Front view outdoor environmental chamber	12
Fig. 6 Front view of indoor environmental chamber	13
Fig. 7 Photograph of air sampler	13
Fig. 8 Photograph of 10.5kW capacity chiller for cooling	14
Fig. 9 Photograph of condensing unit	14
Fig. 10 Photograph of unit cooler	15
Fig. 11 Schematic of stack simulator	15
Fig. 12 Schematic diagram of heat pump system	18
Fig. 13 Photograph of plate heat exchanger	19
Fig. 14 Photograph of evaporator	19
Fig. 15 Photograph of air pre-heater	20
Fig. 16 Installation view of the heat exchangers	20
Fig. 17 View of connection between the heat exchangers	21
Fig. 18 Photograph of (a) solenoid valve controller and (b) EEV controller ..	21
Fig. 19 Photograph of vacuum pump	22
Fig. 20 Photograph of manifold gauge	22
Fig. 21 Photograph of precision electronic scale	23
Fig. 22 Photograph of (a) Thermocouple and (b) pressure gauge	26
Fig. 23 Photograph of mass flow meter	26
Fig. 24 Schematic diagram of air source	28
Fig. 25 Schematic diagram of air pre-heating source	29

Fig. 26 Schematic diagram of water source	30
Fig. 27 P-H diagram in accordance with refrigerant charge at water source (EEV opening 25%)	35
Fig. 28 P-H diagram in accordance with the EEV opening 100% at each source (1,150g)	35
Fig. 29 Variation of condensing pressure with refrigerant charge(EEV opening 100%)	36
Fig. 30 Variation of mass flow rate with refrigerant charge (EEV opening 100%)	36
Fig. 31 Variation of power consumption with refrigerant charge (EEV opening 100%)	37
Fig. 32 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge (Air source)	37
Fig. 33 Variation of subcooling and superheating according to refrigerant charge (Air pre-heating source)	38
Fig. 34 Variation of subcooling and superheating according to refrigerant charge (Water source)	38
Fig. 35 Variation of COP_h with refrigerant charge at each opening(Air source)	39
Fig. 36 Variation of COP_h with refrigerant charge at each opening (Air pre- heating source)	39
Fig. 37 Variation of COP_h with refrigerant charge at each opening (Water source)	40
Fig. 38 P-H diagram in accordance with the EEV 100% opening at each source (1,300g)	40
Fig. 39 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge at each source	41
Fig. 40 Variation of COP_h with refrigerant charge at each source	41

Fig. 41 Comparison of COP_h with receiver exist at each source (EEV opening 100%)	42
Fig. 42 P-H diagram in accordance with the EEV opening 25% at each source (1,000g)	45
Fig. 43 Variation of condensing pressure with refrigerant charge at each source (EEV opening 25%)	45
Fig. 44 Variation of mass flow rate with refrigerant charge at each source (EEV opening 25%)	46
Fig. 45 Variation of power consumption with refrigerant charge at each source (EEV opening 25%)	46
Fig. 46 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge (Air source)	47
Fig. 47 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge (Air pre-heating source)	47
Fig. 48 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge (Water source)	48
Fig. 49 Variation of COP_h with refrigerant charge (Air source)	48
Fig. 50 Variation of COP_h with refrigerant charge (Air pre-heating source)	49
Fig. 51 Variation of COP_h with refrigerant charge (Water source)	49
Fig. 52 Variation of mass flow rate with EEV capacity at each source	50
Fig. 53 P-H diagram in each source (2,300g)	53
Fig. 54 Variation of condensing pressure with refrigerant charge at each source	53
Fig. 55 Variation of mass flow rate with refrigerant charge at each source	54
Fig. 56 Variation of power consumption with refrigerant charge at each source	54
Fig. 57 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge at each source	55

Fig. 58 Variation of COP_h with refrigerant charge at each source 55

Fig. 59 Variation of COP_h with refrigerant charge in each expansion valve
(Water source) 56



List of Tables

Table 1 Test conditions	31
Table 2 Test method	31



Nomenclature

COP_h	: Coefficient of performance in heating
COP_{error}	: COP of the error
h	: Enthalpy (kJ/kg)
\dot{m}	: Mass flow rate (kg/s)
P	: Pressure (kPa)
P_a	: Partial pressure of dry air (kPa)
P_w	: Partial pressure of water vapor (kPa)
P_{ws}	: Partial pressure of moist air (kPa)
ϕ	: Relative humidity (%)
Q_1	: Emission calories
t	: Dry bulb temperature ($^{\circ}C$)
t^*	: Wet bulb temperature ($^{\circ}C$)
t_d	: Dew point temperature ($^{\circ}C$)
v	: Specific volume (m^3/kg)
W	: Power consumption (W)

SUMMARY

Upcoming technology for the environmental climate control system of fuel cell driven vehicle is heat pump system. The fuel cell driven vehicle has no engine to drive. Which means there is no heat source to heating up the compartment because the heating of the compartment is performed by the hot water from the engine. The hot water with antifreeze fluid supplies heat to the heat core that is located at inside of the compartment. The heat pump system uses heat from the outside air or heat from the coolant heat of the fuel cell.

Heat pump system performance is strongly dependent on the efficiency of a compressor and composition of the components assembled to the system. Optimum charge of the working fluid(refrigerant) is the other factors of it.

In this study, the experiment was performed to get the optimum refrigerant charge amount of the system. The system uses the waste heat from the fuel cell which is supplied to the heat pump system. The heat pump system can be operates three types of driving mode. Reference system uses the air heat passing through the evaporation as conventional heat pump system. Second configuration is the system uses waste heat from fuel cell stack through out the plate heat exchanger. The last configuration is the stack heat supplied to the air pre-heater which is located in upstream flow of air source heat exchanger. The air pre-heater is also work as defrosting device of the outdoor heat exchanger when the frost accumulated on it. The system was tested by varying refrigerant charge amount.

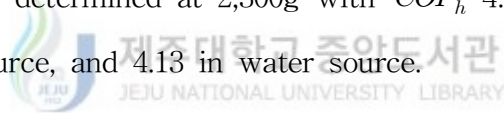
The test was conducted at 7°C DB and 6°C WB in outdoor air temperature and 20°C DB and 15°C WB for the outdoor air conditions. And also the temperature of stack simulator is set at 40°C. All test was performed at

1,800rpm of compressor rotation speed.

As results, optimal charge of the system with 1.5RT capacity EEV as expansion device is determined at 1,150g. When the EEV opening is 100%, COP_h is 4.37 in air source, 4.89 in air pre-heating source, and 5.18 in water source. When the system is equipped with a receiver to verify the saturation refrigerant to the evaporator, it showed that the COP_h is 4.07 in air source, 4.59 in air pre-heating source, and 5.89 in water source with same openings of the expansion device at 100% respectively. The optimum charge amount in system in this configuration is determined at 1,300~1,400g refrigerant.

When the expansion device capacity is increased from 1.5RT to 3.0RT, the optimum charge is found out at 1,000g with COP_h 4.69 in air source, 4.79 in air pre-heating source, and 5.56 in water source.

Mean while the system changes the expansion device EEV to TXV, the optimum charge is determined at 2,300g with COP_h 4.58 in air source, 4.63 in air pre-heating source, and 4.13 in water source.



I. 서 론

1.1 연구의 배경

최근 석유자원의 고갈과 더불어 배기가스 규제, 이산화탄소 규제 등의 에너지 문제 해결책이 관심사로 떠오르고 있다. 특히 지구 온난화와 환경오염 등 인류의 미래와 직결된 문제를 맞이하고 있다. 그에 따라 국제적인 기후변화협약에 의해 온실가스 배출량에 대한 규제를 받고 있다. 이에 반해 공기조화기에 소비되는 연료의 사용을 규제하는 것은 현실적으로 문제가 있다. 따라서 환경문제를 해결하기 위한 방법 중 하나는 에너지를 효율적으로 이용하는 것이다.

히트펌프 시스템의 냉매 충전량은 시스템의 최적운전 및 효율 향상 측면에서 매우 중요한 요소로서 냉매 충전량 최적화에 관한 연구의 필요성이 증대되고 있다. 냉매가 과충전 되거나 저충전 되었을 경우 시스템의 성능 및 신뢰성은 크게 저하된다. 그러므로 시스템의 충전량 변화에 따른 성능 특성 규명이 절실히 요구되고 있다.

차량용 냉난방장치의 경우, 차량 동력원의 종류에 따라 시스템 구성이 달라지며, 특히 히터성능은 난방열원의 인자를 어떤 것으로 사용하느냐에 따라 구조와 성능특성이 크게 달라진다. 친환경차량의 경우 난방장치에 엔진 폐열 같은 온수식 히터 구성이 불가한 관계로 충분한 히터 성능 확보가 어렵기 때문에 향후 공조 성능 확보를 위한 대체 기술 개발이 매우 절실하다[1, 2, 3].

히트펌프 시스템의 성능을 향상시키려면 압축기의 효율이 높아야 하고 시스템을 구성하는 부품들이 서로 최적화되도록 설계하여야 하며, 적절한 냉매량을 시스템에 충전하여야 된다. 냉매 충전량이 많거나 적은 경우 시스템의 성능이 저하되며 제품의 신뢰도를 저하시킬 수 있으므로 최적의 냉매량을 시스템에 충전시키는 것은 매우 중요하다[4, 5]. 그러나 히트펌프 시스템은 다양한 운전조건을 포함하고 있고, 팽창장치의 종류에 따라 최적의 충전량이 변화되므로, 최적 충전량

을 설정하는 데 어려움이 있다. 최근에는 열펌프 시스템의 소형화와 냉매 충전량의 감소를 위하여 소형의 어큐물레이터를 사용하거나, 전자팽창밸브를 사용하는 시스템이 개발되고 있다[6]. 따라서 팽창장치와 냉매 충전량 사이의 적절한 용량 매칭은 열펌프의 설계에 있어 매우 중요한 인자로 많은 연구가 필요한 상태이다.



1.2 연구동향 및 목적

냉매의 최적충전량에 대한 연구로써, Houcek and Thedford[4]는 최적 충전량 이외의 영역에서는 시스템의 용량과 성능계수(COP)가 최적 충전량에 비하여 점차 감소한다고 보고하였다.

Stoecker et al.[5]은 최적 충전량에서 모세관을 포함한 시스템과 TXV (Thermostatic Expansion Valve)를 포함한 시스템의 성능을 비교하였으며, TXV를 팽창장치로 사용한 시스템의 계절성능(SEER)이 높게 나타난다는 결과를 얻었다.

Choi and Kim[7]은 충전량 변화에 따른 냉매유량 변화가 모세관을 갖는 시스템의 성능 변화에 가장 큰 영향을 준다고 하였다.

Krakow et al.[8]은 가변속 압축기를 사용한 히트펌프에서 오리피스 개도와 냉매 충전량에 의해 유량을 제어하였다. 이들은 이러한 유량과 용량 조절 방법을 통해 5%의 에너지 절약효과를 얻을 수 있다고 하였다.

Farzard and O'Neal[9]은 모세관과 오리피스 및 온도반응 팽창밸브를 사용하는 열펌프에 대한 충전량 변화 실험을 수행하였으며, 온도반응 팽창밸브를 사용한 시스템의 성능계수가 다른 팽창장치를 사용하는 시스템 보다 충전량 변화에 따른 성능계수 변화가 적다는 결과를 얻었다.

Choi and Kim[10]은 냉매 충전량이 모세관 팽창장치를 가진 가정용 공기조화기 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 냉매 충전량을 변화시키며 공기조화기의 성능을 측정하였고, 냉매유량이 시스템의 성능변화에 가장 큰 영향을 준다는 연구 결과를 발표하였다.

이러한 냉매 충전량과 관련한 연구는 대부분 모세관, 오리피스 및 TXV를 팽창장치로 사용하는 히트펌프 시스템에 대하여 수행되었다. 넓은 운전영역, 정도 높은 제어성 때문에 전자팽창밸브가 히트펌프의 팽창장치로 사용되고 있으나, 전자팽창장치를 사용할 때 냉매 충전량의 변화에 따른 성능 특성에 대한 연구는 다음에 기술한 바와 같이 최근 들어 연구되기 시작하였으며, 다양한 형태의 시스템에 대하여 전자팽창밸브를 사용하는 시스템의 성능 및 신뢰성을 증가시키기

위하여 냉매 충전량에 따른 히트펌프의 성능에 대한 연구가 보다 더 요구된다.

Cho and Kim[11]은 초월임계 CO_2 히트펌프의 성능에 따른 냉매 충전량 성능 실험을 수행하였다. 연구 결과로는 냉방 모드에서 최대 COP(Coefficient of Performance)를 나타냈으며, 저충전 영역보다 과충전 영역에서 감소율이 더 적게 나타났다. 이에 따라 냉매 충전량이 시스템 성능에 영향을 미친다는 연구 결과를 발표하였다.

Song and Kim[12]은 동시 냉난방 히트펌프에서 운전모드 변화에 따른 충전량 성능 실험을 수행하였다. 그 결과 냉방전용모드와 난방전용모드에서는 저충전 영역에서의 용량 변동율이 과충전 영역보다 크게 나타났으며, 동시 냉난방모드에서는 -14%의 저충전 영역에서 최대 COP를 나타낸다고 발표하였다.

Lee and Kim[13]은 2RT급 하이브리드 지열 열펌프 시스템에서 각 냉매 유동 경로에 따른 충전량 실험을 수행하였다. 최적 충전량은 냉매의 유동경로와 관계 없는 것으로 나타났지만 저충전 영역에서는 냉매 유동경로에 따라 시스템 성능에 영향을 준다는 결론을 도출하였다.

Palmiter and Braun[14]는 R-410A 냉매 충전량에 따른 공기 열원 히트펌프의 성능 연구를 위하여 냉매 충전량을 75% 및 125%로 변화시키며 난방모드와 냉방모드에서 공기 열원 히트펌프의 성능을 측정하였고, 난방모드에서의 최대 COP가 나타난다는 연구 결과를 제시하였다.

Corberan and Rafael[15]은 물 대 물 히트펌프의 최적 충전량에서 열원측 및 부하측 온도의 영향에 관한 실험을 수행하였다. 증발온도의 변화와 냉매 충전량에 따라 시스템 성능에 영향을 준다는 결과를 발표하였다.

Cho and Choi[16]는 각 운전모드 조건과 냉매 충전량 변화에 따른 성능 실험 결과, 저충전 영역에서의 COP 변화율이 과충전 영역에서의 COP 변화율에 비해 큰 것으로 나타났으며, 각 운전모드 및 조건에 따라서 충전량은 냉방모드 표준 충전량에 대하여 적은 범위 내에서 변화된다는 연구 결과를 발표하였다.

히트펌프 시스템에서 냉매량이 부족하면 난방효과가 극도로 떨어지고 반면에 냉매량이 과다하면 응축압력이 상승하여 압축기 일이 증가됨으로 성적계수가 감소되기 때문에 시스템에 충전되는 냉매량이 적절치 못한 경우 시스템 운전에는 심각한 문제를 야기할 수 있다. 따라서 냉매 충전량이 시스템 성능에 미치는 영

향을 분석 및 규명하여 히트펌프 사용범위 내에서 가장 적절한 냉매 충전량을 예측할 수 있으며, 이는 히트펌프의 최적 구성품 용량을 결정하는데 중요한 인자로 작용한다.

본 연구에서는 히트펌프 시스템을 3가지 열원 이용 방식으로 설계하고, 열원 및 팽창장치의 변경과 함께 다양한 조건에서 냉매 충전량에 따른 성능을 제시하기 위한 연구를 진행하였다.



II. 이론해석

2.1 성적계수

냉동기나 히트펌프의 성능은 성능계수로 표시하며, 이 성능계수 COP (Coefficient of Performance)는 종래의 시험방법에서는 정격 조건에서 얻은 오직 하나만의 고정상수로 성능을 제시하는 방법이다. Fig. 1과 같이 동력을 공급 받아 저열원으로부터 열을 흡수하여 고열원으로 방출하므로 열기관과 다르게 그 양부를 판단한다. 하지만 냉동기는 열을 흡수함으로써 저열원의 온도를 낮추게 하고, 열펌프는 고열원으로 열을 공급함으로써 온도를 높이는 장치의 성향을 띄고 있으며 Fig. 2와 같은 P-H선도상의 사이클을 통하여 COP_h 에 대한 관계식이 성립된다.



히트 펌프의 성적계수(COP_h) = $\frac{\text{응축기에서 냉매가 방출한 열량}}{\text{압축기에서 공급한 일의 열당량}}$ (1)

$$COP_h = \frac{Q_1}{AW} = \frac{\dot{m} \cdot q_1}{\dot{m} \cdot Aw} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

\dot{m} : 냉매 순환량 (kg/s)

q_1 : 방출열량 (kJ/kg)

h : 엔탈피 (kJ/kg)

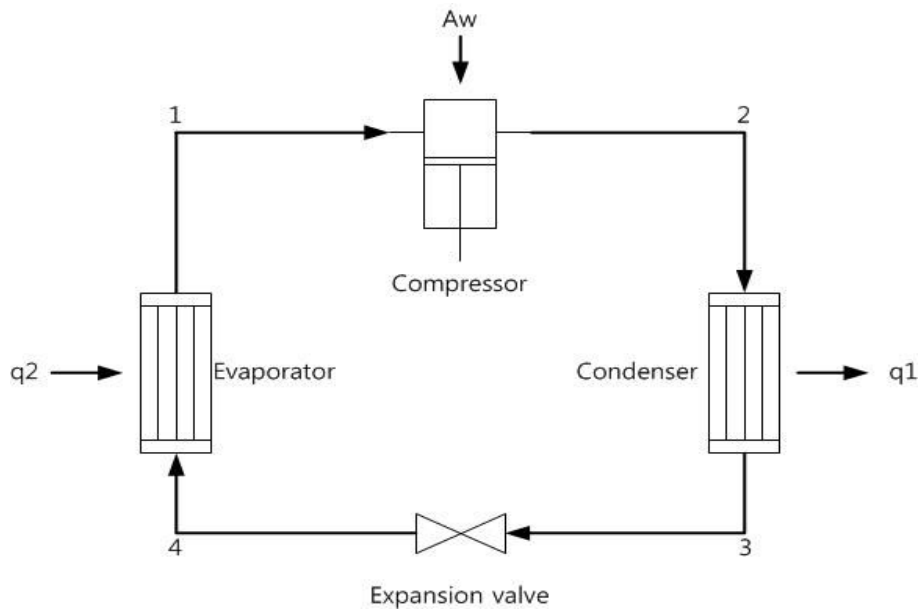


Fig. 1 Principle of heat pump and refrigerator

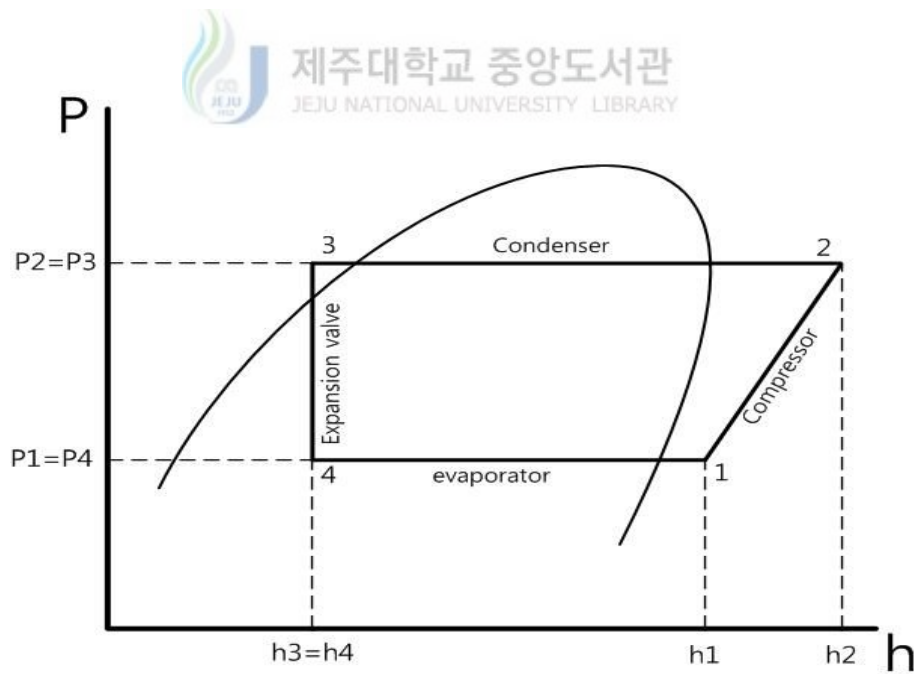


Fig. 2 Cycle in the P-H diagram

2.2 습공기선도

습공기는 건공기와 수증기의 혼합기체로서, 대기압은 건공기의 분압 P_a [kPa]과 수증기의 분압 P_w [kPa]의 합이다.

$$P = P_a + P_w \quad (3)$$

공기 중의 수증기량이 증가하면 수증기의 분압도 증가하지만, 공기 중에 포함될 수 있는 수증기량에는 한계가 있다. 그 한계까지의 수증기량을 포함하고 있는 공기를 포화공기라 한다. 그 이외의 습공기를 불포화 공기라 하며 만약 수증기의 분압이 0이라면 100% 건공기가 된다.

상대습도는 공기의 수증기분압과 같은 온도에서 포화공기의 수증기분압의 비로 정의된다.

$$\phi = \frac{P_w}{P_{ws}} \quad (4)$$

P_{ws} : 동일 온도에서의 포화공기의 수증기 분압[kPa]

Fig. 3은 습공기 선도이다. 이 경우 습공기 선도는 h-x선도이며 다른 선도에 비하여 이론적인 계산을 하는 경우에 정확하게 선도를 그릴 수 있다.

건구온도 t , 습구온도 t^* , 노점온도 t_d , 상대습도 ϕ , 엔탈피 h , 절대습도 x , 비체적 v , 수증기분압 P_w 가 표현되고 이들 중 두 개의 값을 정하면 습공기 선도상의 상태점이 결정되며 나머지의 상대 값을 알 수 있게 된다.

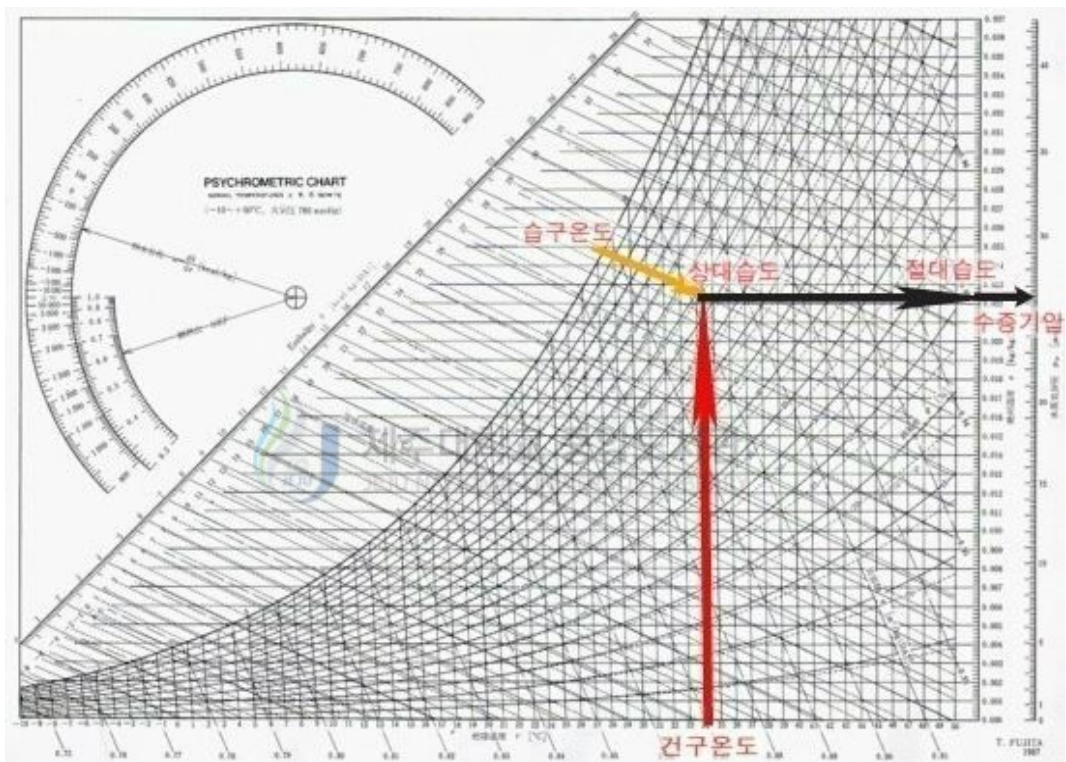


Fig. 3 Psychrometric chart

Ⅲ. 실험장치 및 실험방법

3.1 환경제어설비

히트펌프 시스템의 성능실험을 위하여 내부와 외부의 환경을 모사할 수 있는 2개의 환경챔버에서 실험을 수행하였으며 Fig. 4는 환경챔버의 사진이다.

열손실을 최소화하기 위하여 두께 150mm의 단열재를 사용하였고 실제 크기는 각각 약 27m³이며 Fig. 5와 Fig. 6은 실내측과 실외측 환경챔버의 모습이다. 히트펌프에 모사된 공기를 유입시키기 위하여 5HP급 모터를 이용하여 덕트를 통해 공기를 흡입하였고, 코드테스터(Cord Tester) 내에 있는 노즐을 이용하여 유입되는 공기의 풍량을 측정하였다. 또한 Fig. 7의 에어샘플러(Air sampler)를 통하여 수집된 공기의 상태를 측정하여 실험조건을 모사하였다.

실내기(Indoor unit)에 설치된 코드테스터 내의 덕트는 150mm 크기의 노즐 2개를 설치하고, 실외기(Outdoor unit)의 덕트에는 40mm 크기의 노즐 2개와 50mm 크기의 노즐 1개를 적용하였다. 각각의 송풍기의 풍량 조절을 위해서 노즐 전·후단의 압력강하를 측정하여 인버터로 제어하였다. 풍량에 따라서 노즐의 공기 속도가 풍량 측정 규격에서 요구하는 범위를 벗어나지 않도록 댐퍼를 이용하여 사용 개수를 조절하였다.

환경모사 실험을 실시하기 위해 판형열교환기와 물탱크가 부착되어있는 Fig. 8과 같은 10.5kW급 칠러(Chiller) 1개를 설치하고, Fig. 9와 같은 3HP급 CDU(Condensing unit) 2개와 Fig. 10과 같은 Unit cooler 2개를 챔버 내에 각각 연결하였다. 약 12kw급 PTC(Positive Temperature Coefficient) 전기히터를 SCR(Silicon Controlled Rectifier)을 이용하여 온도를 조절할 수 있도록 하였고 습도를 조절하기 위하여 가습기와 제습기를 설치하였다.

스택의 폐열을 모사하기 위하여 최대 1ton의 물을 3개의 5kW급 전기히터와 SCR(Silicon Controlled Rectifier)을 통해 온도를 일정하게 유지할 수 있도록 스

택 모사장치를 제작하였다. 스택 모사장치 내에 교반기를 설치하여 일정한 온도의 수열원을 공급할 수 있게 하였다. 또한 유량을 일정하게 유지 및 조절할 수 있도록 하여 스택의 열량을 조절할 수 있게 하였다. Fig. 11은 스택 모사장치의 개략도이다.





Fig. 4 Photograph of environmental chamber



Fig. 5 Front view outdoor environmental chamber



Fig. 6 Front view of indoor environmental chamber

 제주대학교 중앙도서관



Fig. 7 Photograph of air sampler



Fig. 8 Photograph of 10.5kW capacity chiller for cooling

제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY



Fig. 9 Photograph of condensing unit



Fig. 10 Photograph of unit cooler

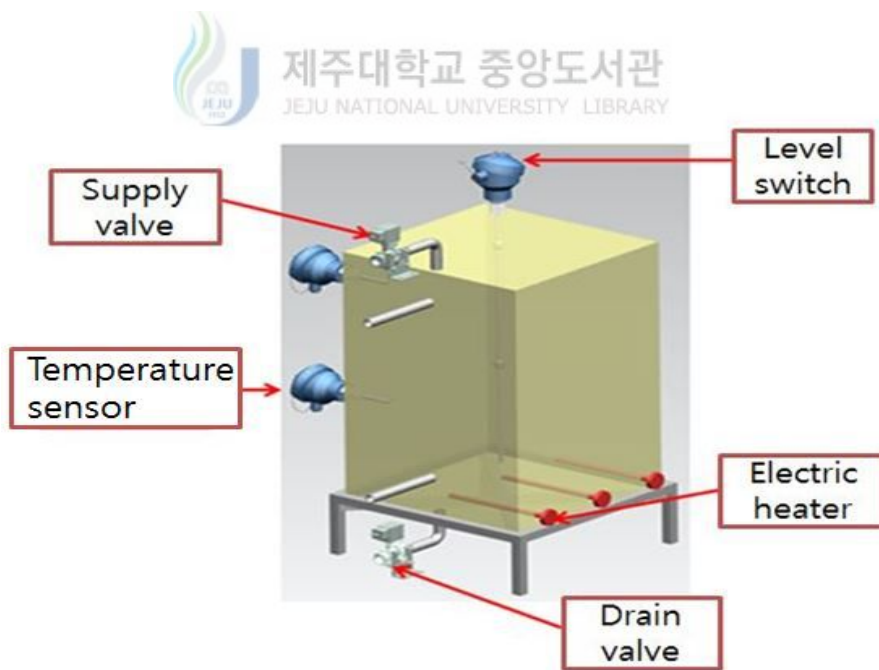


Fig. 11 Schematic of stack simulator

3.2 히트펌프 시스템

본 연구에서 수행한 실험은 동등한 실외조건에서 실외기의 열교환 방식을 다음의 3가지 방식으로 변경할 수 있도록 하였다.

첫 번째는 정상상태 운전에서 실외기를 외부공기와 열교환 하는 방법으로 시스템을 구성하였고, 두 번째는 실외기 전단에 설치한 공기 예열기(Air pre-heater)로 스택 모사장치에서 만들어진 40℃의 물을 흘려보내고 외기와 열교환 하여 스택의 폐열을 머금은 공기를 실외기로 보내어 간접적으로 폐열을 이용하였다. 또한 공기 예열기는 증발기의 제상 장치 역할을 할 수 있다. 세 번째는 판형 열교환기(Plate heat exchanger)를 실외기로 사용하여 스택의 폐열을 직접 이용하는 방법이다. Fig. 12는 본 연구의 히트펌프시스템의 개략도이다. 개략도에서 실선은 공기열원 이용 방식, 점선은 공기 예열기를 가진 공기열원 이용 방식이고 1점 쇄선은 수열원 이용 방식을 보여주고 있다.

본 연구에서 사용된 3RT급 판형 열교환기는 Fig. 13이고, 1RT급 증발기는 Fig. 14 그리고 3RT급 공기 예열기는 Fig. 15이다. Fig. 16은 실외측 챔버 내에 증발기 부분에서 공기 예열기와 판형 열교환기가 설치된 모습이다.

Fig. 17은 히트펌프 시스템의 열교환기 사이의 배관 연결모습과 연결을 변경하여 열원 이용 방식을 바꿀 수 있는 솔레노이드 밸브(Solenoid valve)가 설치된 사진이다. 솔레노이드 밸브의 조작을 위해 Fig. 18 (a)와 같은 제어장치를 제작하였다.

팽창밸브로 사용된 EEV의 개도 조절을 위하여 Fig. 18 (b)와 같은 제어장치를 제작하여 EEV의 개도를 0~100%로 조절할 수 있도록 하였다. 히트펌프 시스템에 사용된 팽창밸브는 TXV와 EEV(1.5RT, 3.0RT)를 번갈아 사용하여 팽창밸브에 따른 히트펌프 시스템의 성능특성을 파악하였다.

18.5kW급의 구동모터를 인버터로 제어하여 압축기 회전속도를 변화시켰으며, 압축기와 모터사이에 토크 미터(Torque meter)를 설치하였다. 토크 미터는 정밀한 알루미늄 정반위에 간극센서(Gab sensor)를 이용하여 정밀하게 설치하였고, 축의 직진성 오차가 토크 측정에 미치는 영향을 최소화하기 위하여 커플링을 토

크 미터의 양단에 설치하였다. 또한 압축기의 크랭크 축의 회전수를 측정하기 위해 토크 미터의 후단에 회전속도계(Tacho meter)를 부착하였다. 압축기의 클러치와 모터의 풀리를 탈 부착할 수 있는 마그네틱 클러치를 전기모터와 토크 미터 사이에 설치하였다.

모터의 구동은 인버터에 의해 조절되기 때문에 임의의 회전수로 변경할 수 있다. 이때 압축기 풀리와 모터 풀리의 직경은 1:1로 설계하였고, 설치된 RPM센서를 이용하여 정확한 회전수를 측정하였다. 또한 벨트 풀림 방지를 위하여 가이드 풀리(Guide pulley)와 텐셔너(Tensioner)를 제작하여 설치하였다.

본 연구에서는 히트펌프의 작동유체로 냉매 R-134a를 사용하였다. 히트펌프 시스템에 냉매를 충전하기 위해 Fig. 19와 같은 진공펌프를 이용하여 시스템을 진공상태로 만들고 매니폴드 게이지(Manifold gauge)를 사용하여 냉매를 충전하였다. Fig. 20에 매니폴드 게이지의 사진을 나타내었다. Fig. 21과 같은 정밀 전자저울을 통하여 냉매를 50g 또는 100g씩 주입하였다. 또한 냉매 배출 시 압축기의 오일이 동시에 배출되어 손실되는 것을 방지하기 위하여 오일 회수기를 설치하였다.



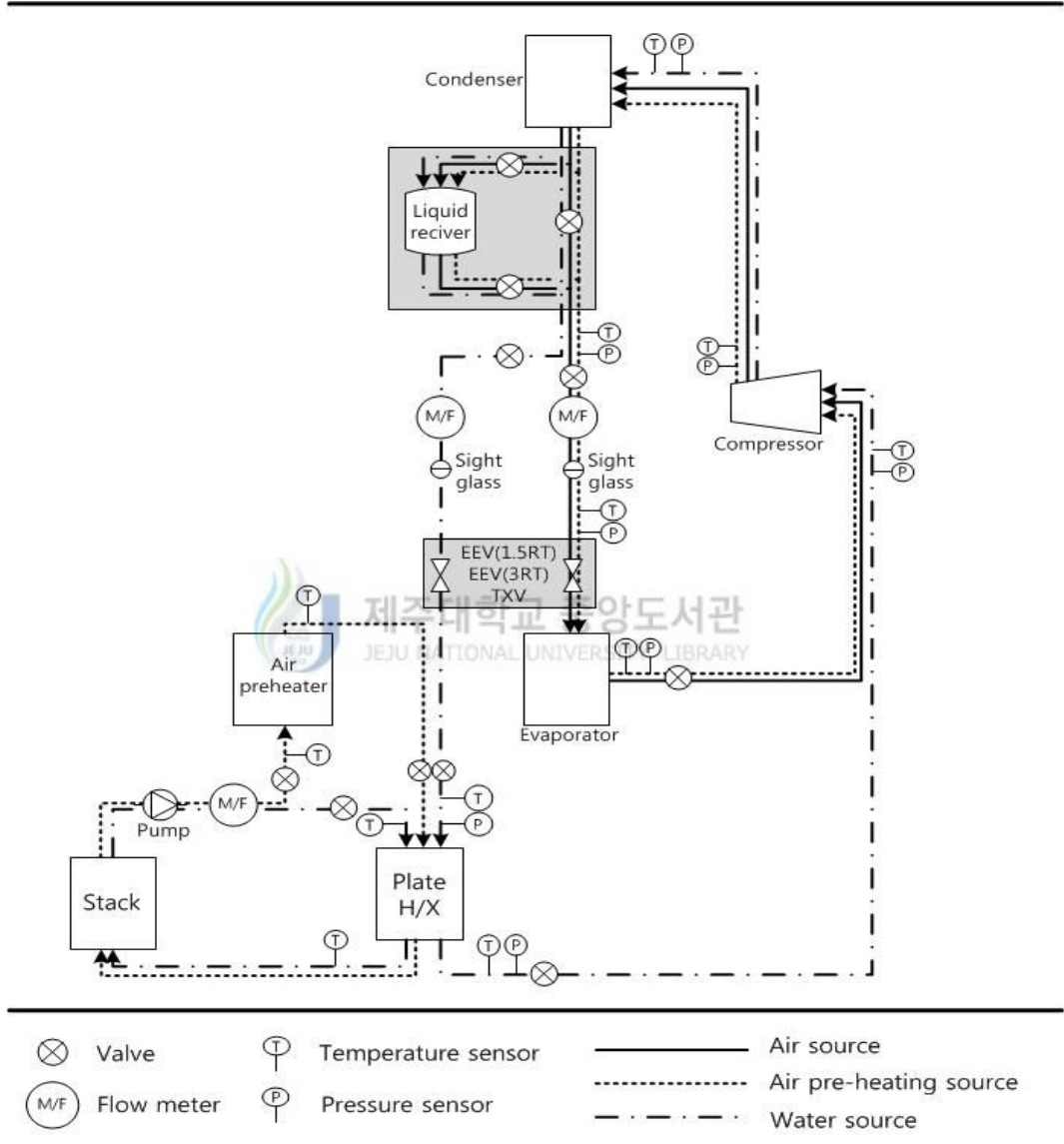


Fig. 12 Schematic diagram of heat pump system



Fig. 13 Photograph of plate heat exchanger

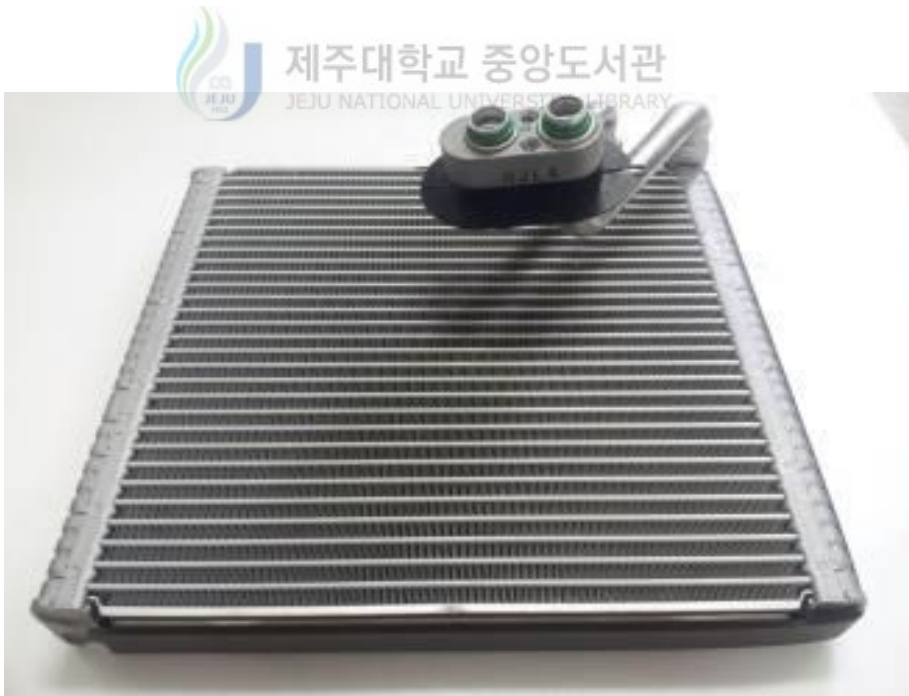


Fig. 14 Photograph of evaporator

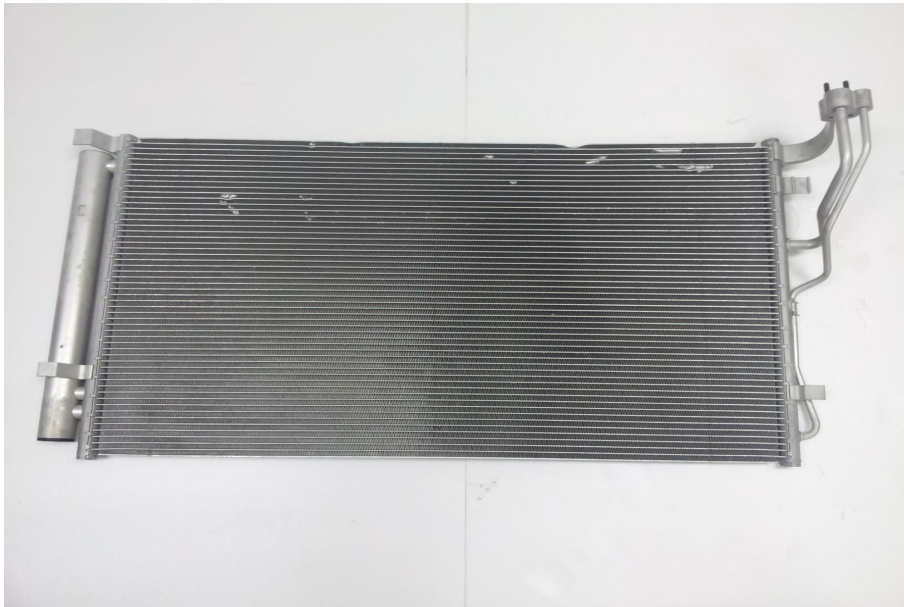


Fig. 15 Photograph of air pre-heater

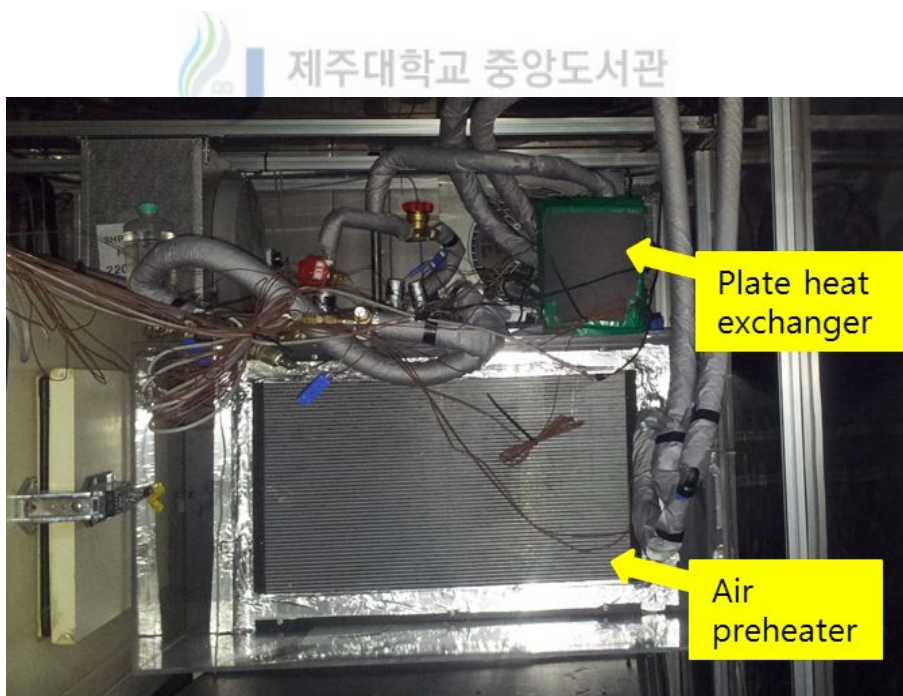


Fig. 16 Installation view of the heat exchangers

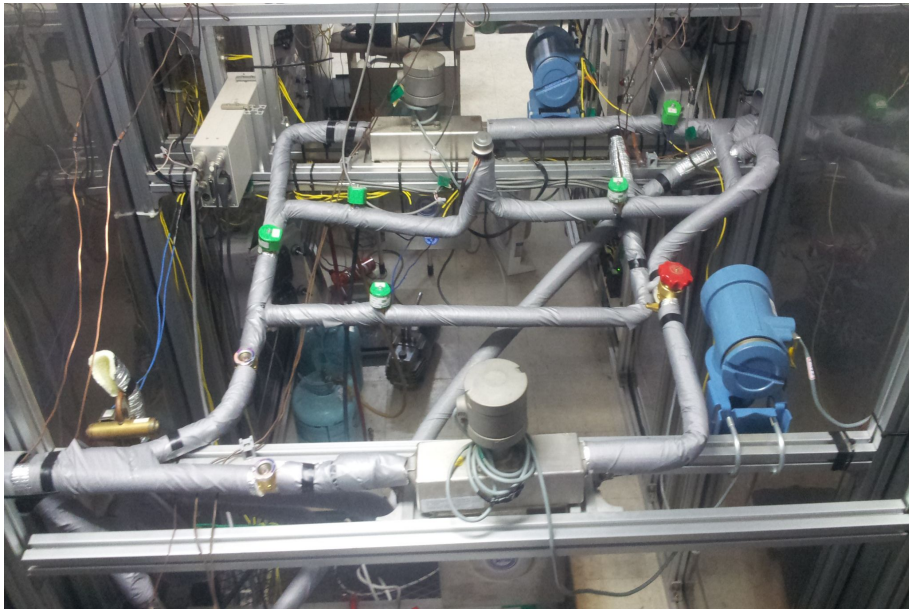


Fig. 17 View of connection between the heat exchangers



(a)



(b)

Fig. 18 Photograph of (a)solenoid valve controller and (b)EEV controller



Fig. 19 Photograph of vacuum pump



Fig. 20 Photograph of manifold gauge




Fig. 21 Photograph of precision electronic scale

3.3 계측장치

히트펌프 시스템의 온도와 압력을 측정하기 위하여 온도센서와 압력센서를 히트펌프 사이클의 증발기, 응축기, 압축기, 팽창밸브 등 각 요소의 입·출구 배관 내에 삽입하였다. 온도센서는 T-type 열전대를 사용하였고, 0~1,000psi까지 측정 가능한 압력계를 사용하였다. Fig. 22는 본 연구에서 사용된 온도센서와 압력센서의 사진이다.

챔버 내의 모사된 공기의 상태값을 측정하기 위하여 온·습도센서를 설치하였다. 온·습도 측정 범위는 $-20^{\circ}\text{C} \sim +80^{\circ}\text{C}$, $0 \sim 100\%$ 이고 오차범위는 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$, $\pm 2\%$ 이다.

COP에 대한 오차 해석의 경우, 센서의 정확도를 기준으로 질량유량계는 $\pm 0.2\%$, 온도는 $\pm 0.5\%$, 압력은 $\pm 0.5\%$, RPM센서 $\pm 0.2\%$ 를 적용하였다. 식(5)와 식(6)을 통해 계산한 결과 COP의 오차는 1.2%이다.



$$COP_{error} = \left(\frac{Q_{cond}}{W_{comp}} \right) = (m_{ref} \cdot (h_{cond,out} - h_{cond,in})) / W_{comp} = \bar{X} \quad (5)$$

$$\bar{X} = \frac{\sqrt{(\pm 0.2)^2 + (\pm 0.5)^2 + (\pm 0.5)^2 + (\pm 0.2\%)^2}}{4} = 0.19\% \quad (6)$$

RPM 측정을 위한 RPM 센서에서 압축기 회전수는 6,000rpm까지 측정가능하다. 이는 자동차 주행 시의 각 상황별 RPM을 충분히 모사 가능하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 23과 같이 응축기 출구에 질량유량계를 설치하여 순환하는 냉매유량을 측정하였고, 사이트글라스(Sight glass)를 설치하여 냉매의 흐름을 확인할 수 있도록 하였다. 질량유량계는 최대 2,180kg/h까지 측정 가능하고 오차범위는 $\pm 0.2\%$ 이다.

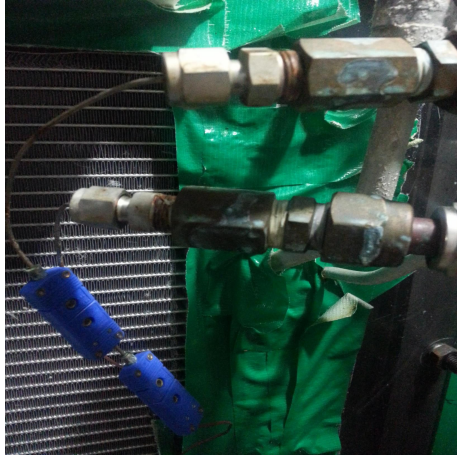
스택모사장치에서 생성된 수열원을 공기 예열기와 판형 열교환기에 공급하기

위하여 펌프를 설치하였다. 3-20LPM까지 측정 가능한 유량계를 통해 공기 예열기 및 판형 열교환기로 순환되는 물의 유량을 측정하여 일정한 유량으로 수열원을 공급하였다. 펌프의 최대 양수량은 15l/min이며 인버터를 통해 제어하여 유량을 조절하였다.

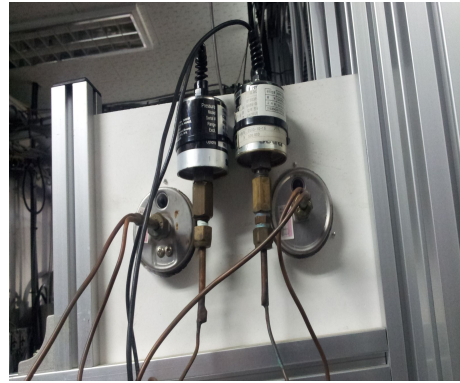
풍량 측정은 KS규격에 따라 제작된 덕트에 설치한 노즐을 이용하여 노즐의 전단 및 후단의 압력차를 전자식 차압계를 이용하여 측정하였다.

각 계측장치에서 측정된 값은 50채널을 갖는 자료수집기(Data logger)를 이용하여 컴퓨터와 네트워크를 통해 실시간으로 모니터링이 가능하며 동시에 데이터가 저장되도록 하였다.





(a)



(b)

Fig. 22 Photograph of (a)Thermocouple and (b)pressure gauge

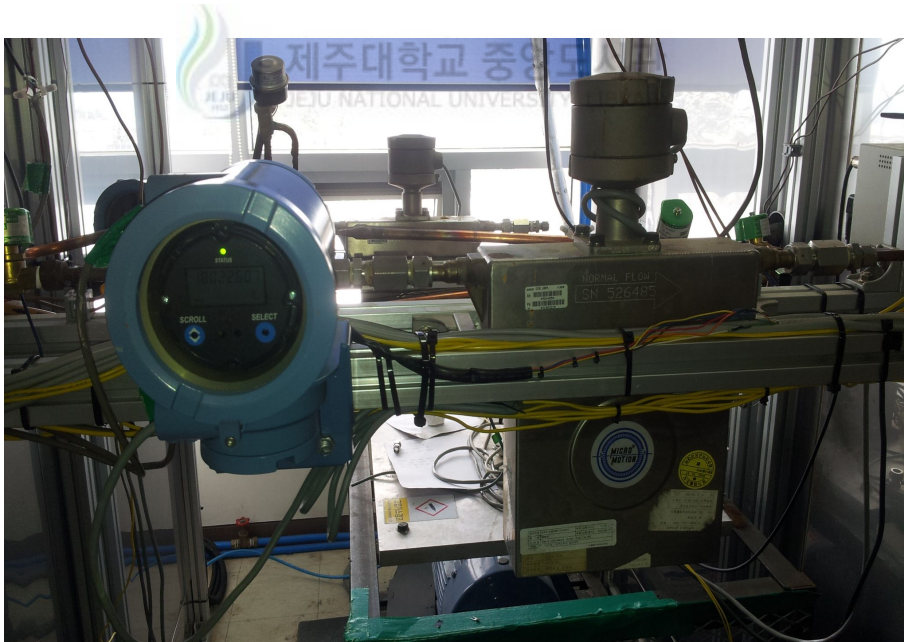


Fig. 23 Photograph of mass flow meter

3.4 실험조건 및 실험방법

본 연구에서는 열원 및 팽창장치 변경에 따른 히트펌프 시스템의 냉매 충전량과 그에 따른 COP_h 를 평가하기 위한 실험을 수행하였다. 히트펌프 시스템을 공기열원(Air source) 이용 방식, 예열기를 가진(Air pre-heating source) 공기열원 이용 방식 및 수열원(Water source) 이용 방식의 3가지 방법으로 증발부를 변경할 수 있도록 구성하였다. Fig. 24는 공기열원 이용 방식의 개략도이고, Fig. 25와 Fig. 26은 각각 예열기를 가진 공기열원 이용 방식과 수열원 이용 방식의 개략도이다.

기본적인 실험조건은 Table 1에 나타난 바와 같이 실내측의 건·습구 온도는 20℃, 15℃이며 풍량은 $8m^3/min$ 으로 설정하였고 실외측의 건·습구 온도는 7℃, 6℃이고 풍량은 $10m^3/min$ 으로 설정하였다.

실험은 다음의 3가지의 경우를 수행하였다. 첫 번째는 압축기 속도를 1,800rpm으로 고정하고 팽창밸브로 EEV(1.5RT)를 사용하여 EEV의 개도를 25, 50, 75 및 100%로 조절하였으며 또한 수액기를 설치하여 그에 따른 효과를 분석하였다. 두 번째 실험에서는 EEV(3.0RT)를 팽창밸브로 사용하여 EEV 용량 증가에 따른 효과를 분석하였고, 세 번째의 경우는 TXV를 팽창밸브로 사용하여 충전량에 따른 실험을 하였다. 이러한 3가지 경우의 실험방법을 Table 2에 나타내었다.

위와 같은 다양한 조건의 실험에서 히트펌프 시스템의 온도, 압력, 냉매유량 및 압축기 소비동력, 과냉도 및 과열도 등 사이클 해석을 위한 값을 측정하여 냉매 충전량에 따른 난방성능을 파악하기 위한 자료로 제시하였다.

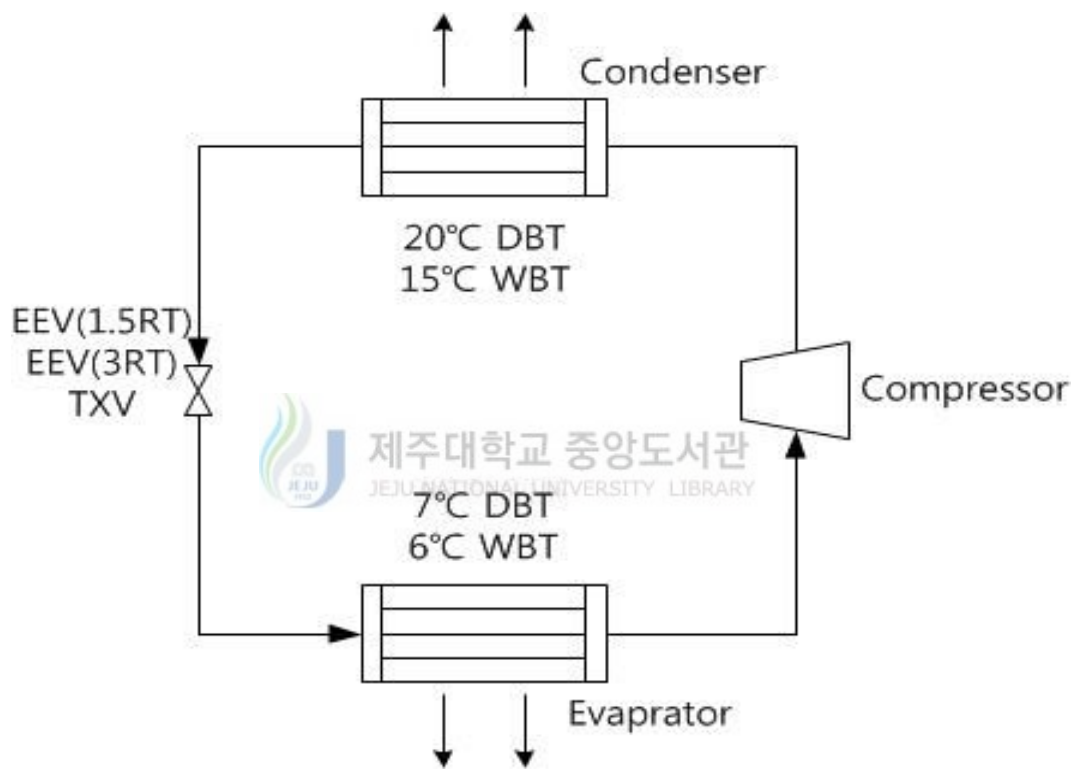


Fig. 24 Schematic diagram of air source

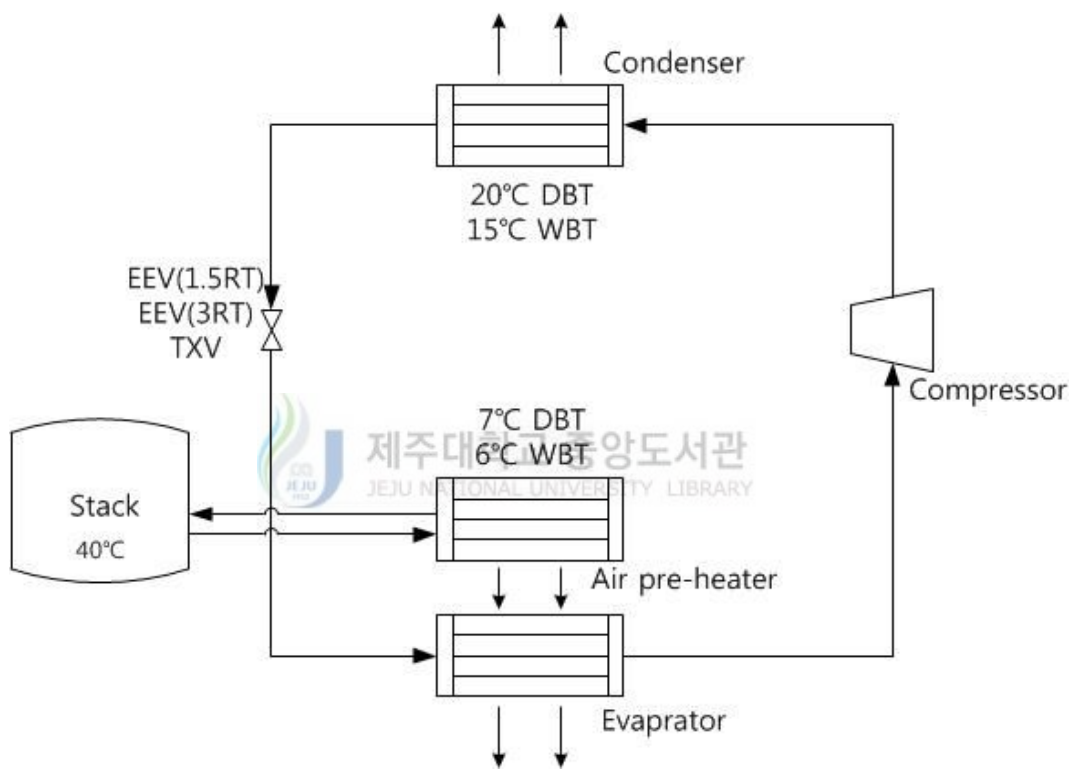


Fig. 25 Schematic diagram of air pre-heating source

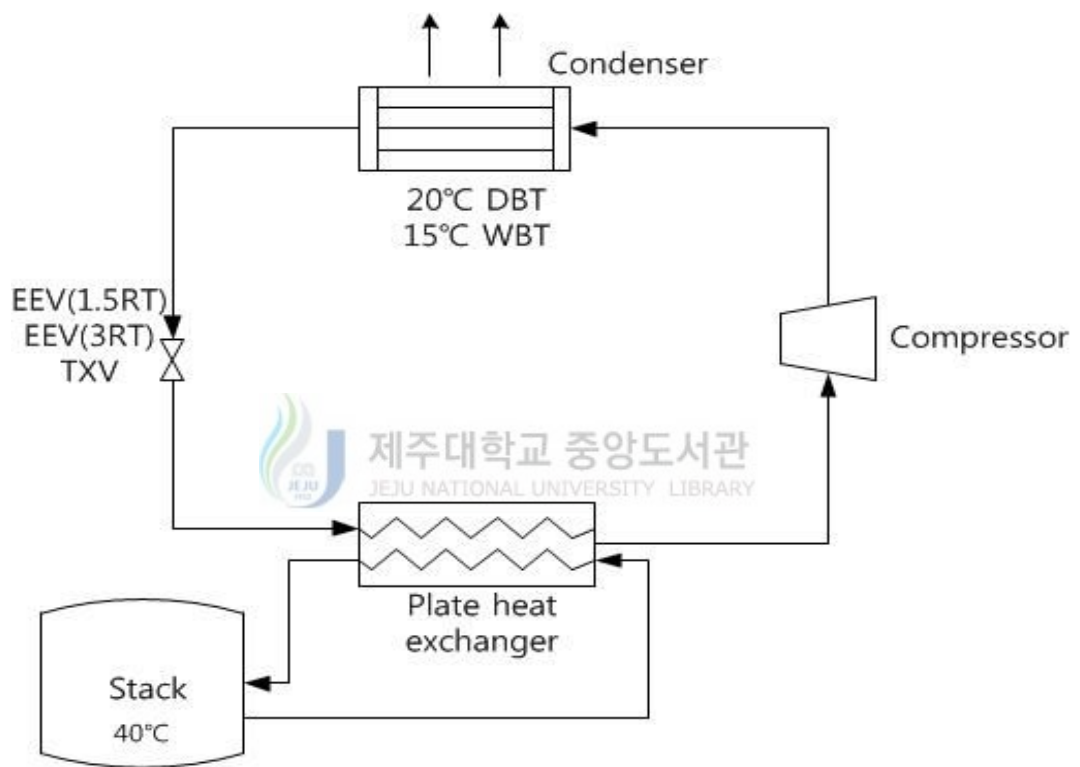


Fig. 26 Schematic diagram of water source

Table 1 Test conditions

Indoor chamber	Dry bulb temperature (°C)	20
	Wet bulb temperature (°C)	15
	Air flow rate (m^3/min)	8
Outdoor chamber	Dry bulb temperature (°C)	7
	Wet bulb temperature (°C)	6
	Air flow rate (m^3/min)	10
Stack temperature (°C)		40
Compressor speed (rpm)		1,800

Table 2 Test method

	Type of expansion valve	EEV opening(%)
Test 1	EEV(1.5RT, \varnothing 1.3)	25/50/75/100
Test 2	EEV(3.0RT, \varnothing 2.4)	25/50/75/100
Test 3	TXV(TN2, Orifice No.01)	-

IV. 결과 및 고찰

4.1 EEV(1.5RT) 개도별 충전량 실험

본 실험에서는 R-134a를 냉매로 사용하였고, 매니폴드 게이지를 이용하여 1,100g에서 1,350g까지 50g씩 충전하였다. 압축기 속도를 1,800rpm으로 고정하고 팽창밸브를 EEV(1.5RT)를 사용하여 EEV의 개도를 25, 50, 75 및 100%로 변화시키면서 실험을 진행하였다.

Fig. 27은 EES(Engineering Equation Solver)프로그램을 이용한 해석결과로써 수열원 이용 방식에서 EEV 개도가 25%일 때 냉매 충전량에 따른 P-H선도이다. 충전량에 따라 과냉도는 거의 동등한 수준으로 나타날 것으로 보이며, 과열도는 충전량에 따라 달라질 것으로 보인다.

Fig. 28은 EEV 개도가 100%일 때 각 열원 이용 방식에 따른 P-H선도이다. P-H선도를 분석한 결과, 증발온도 및 압력은 일정한 경향을 보이고 있고 응축온도 및 압력에는 차이가 있음을 보여준다. 이러한 응축압력의 차이를 Fig. 29에 나타내었다.

응축압력은 공기열원 이용 방식과 예열기를 가진 공기열원 이용 방식에서는 1,100~1,200g 영역 이후부터 감소하는 경향을 보이며, 수열원 이용 방식에서는 냉매 충전량이 증가함에 따라 상승하는 경향을 보여준다. 냉매 충전량이 1,150g이고 EEV 개도가 100%일 때 응축압력은 공기열원 이용 방식에서 1,404kPa, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식에서 1,545kPa이고 수열원 이용 방식에서 760.3kPa이다.

EEV 개도가 100%일 때 냉매유량을 분석한 결과를 Fig. 30에 나타내었다. 모든 열원 이용 방식에서 1,200g이후부터 감소하고 있으며 이는 난방성능에도 영향을 미칠 것으로 보인다. 냉매 충전량이 1,150g이고 EEV 개도가 100%일 때 냉매 유량은 공기열원 이용 방식, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식 및 수열원 이용

방식 순으로 30.28g/s, 42.77g/s 및 51.53g/s이다.

Fig. 31은 EEV 개도가 100%일 때 소비동력을 나타낸 그래프이며, 질량유량과 같은 경향을 보이고 있으나 공기열원 이용 방식의 과충전 영역에서는 소비동력이 상승하였음을 보이고 있다. 냉매 충전량이 1,150g이고 EEV 개도가 100%일 때 소비동력은 공기열원 이용 방식에서 1,592W, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식에서 1,892W이고 수열원 이용 방식에서 2,439W이다.

Fig. 32~34는 각 열원 이용 방식에서 냉매 충전량에 따른 과냉 및 과열도를 나타낸 그래프이다. EEV 개도에 따른 과냉 및 과열도의 차이는 미미하였다. 냉매 충전량 1,150~1,200g 사이의 영역에서부터 일정한 구간이 나타났다.

공기열원 이용 방식에서 각 개도별 충전량에 따른 COP_h 를 Fig. 35에 나타내었다. 냉매 충전량 1,150g에서 개도가 25, 50, 75 및 100%로 증가함에 따라 3.43, 3.79, 4.04 및 4.37로 증가하였다. 예열기를 가진 공기열원 이용 방식과 수열원 이용 방식의 COP_h 는 Fig. 36과 Fig. 37에 나타내었다. 냉매 충전량이 1,150g에서 예열기를 가진 공기열원 이용 방식은 개도가 100%일 때 가장 높게 나타났으며 그 값은 4.89이다. 공기열원 이용 방식과 예열기를 가진 공기열원 이용 방식의 과충전 영역에서는 COP_h 가 급격하게 감소하였다. 냉매 충전량 1,150g에서 수열원 이용 방식은 개도가 25% 일 때 가장 높은 5.48로 측정되었다.

EEV(1.5RT) 실험에서 개도가 100%일 때 가장 성능이 우수하였으므로 본 실험에서는 EEV 개도를 100%로 고정하고 응축기와 팽창밸브 사이에 수액기를 설치하였다.

수액기는 응축기에서 응축된 액체상태의 냉매를 일시 저장하면서 증발기 내에서 소요되는 만큼의 냉매만을 팽창밸브로 보내주어 어느 정도 냉매의 흐름을 제어하여 시스템을 보다 안정적으로 운전할 수 있게 한다. 또한 수액기를 설치함으로써 본 연구에서 시스템의 열원 이용 방식을 변경할 경우에 각 이용 방식에서 서로 다를 수 있는 냉매량을 어느 정도 동등한 수준으로 맞추어줄 수 있을 것으로 기대된다.

냉매 충전량이 1,300g일 때 각 열원 이용 방식에 따른 P-H선도를 Fig. 38에 나타내었다. 열원 이용 방식에 따라 증발압력은 차이가 없으나, 응축압력은 달라

지고 있음을 알 수 있다.

각 열원 이용 방식 별 냉매 충전량에 따른 과냉 및 과열도 변화를 나타낸 그래프를 Fig. 39에 나타내었다. 과냉도는 공기열원 이용 방식에서 가장 높게 나타났으며 과열도는 수열원 이용 방식에서 가장 높게 나타났다. 이를 통해 수열원 이용 방식에서 히트펌프 시스템이 과열 압축 사이클이 이루어졌음을 알 수 있다.

Fig. 40에서 각 열원 이용 방식별 COP_h 를 분석하였다. 공기열원 이용 방식에서는 1,600g부터 COP_h 가 낮게 측정되었다. 이는 액상태의 냉매를 충분히 기화시키지 못하여 액상태의 냉매가 압축기로 유입된 것으로 판단된다. 냉매 충전량이 1,300g일 때 COP_h 는 공기열원 이용 방식에서 4.07, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식에서 4.59이고 수열원 이용 방식에서 5.89로 측정되었다. 따라서 1,300~1,400g의 영역에서 시스템이 높은 성능을 발휘하였다.

수액기가 없는 히트펌프 시스템과 수액기가 설치된 히트펌프 시스템의 COP_h 를 비교한 결과를 Fig. 41에 나타내었다. COP_h 는 공기열원 이용 방식, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식, 수열원 이용 방식 순으로 높게 측정되었고, 수액기를 설치하였을 때 수열원 이용 방식에서 가장 높게 측정되었다.



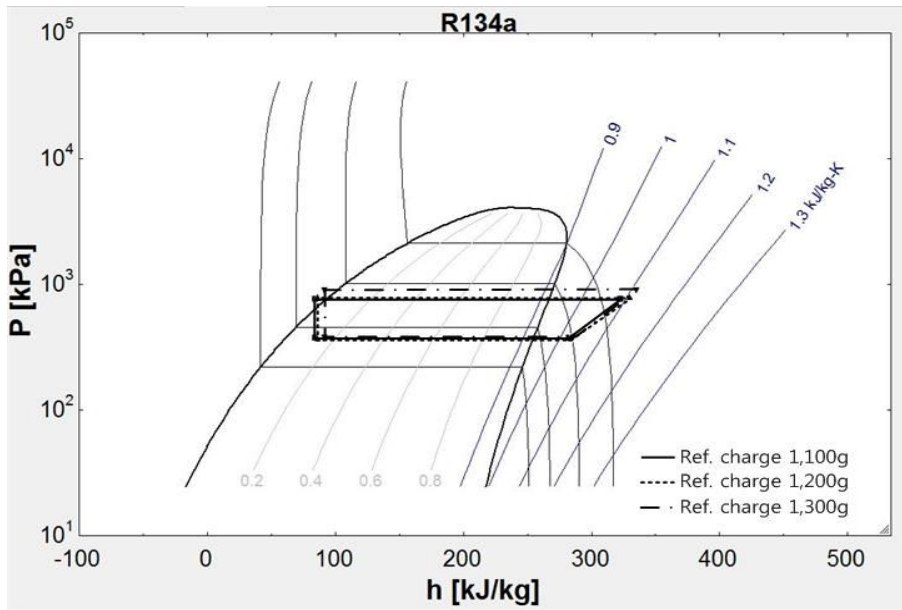


Fig. 27 P-H diagram in accordance with refrigerant charge at water source (EEV opening 25%)

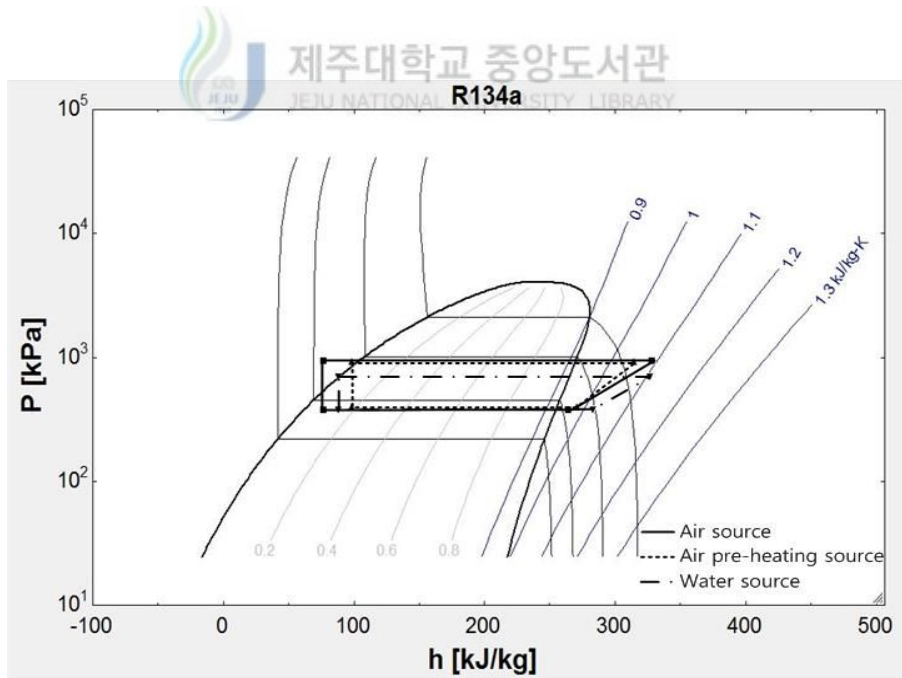


Fig. 28 P-H diagram in accordance with the EEV opening 100% at each source (1,150g)

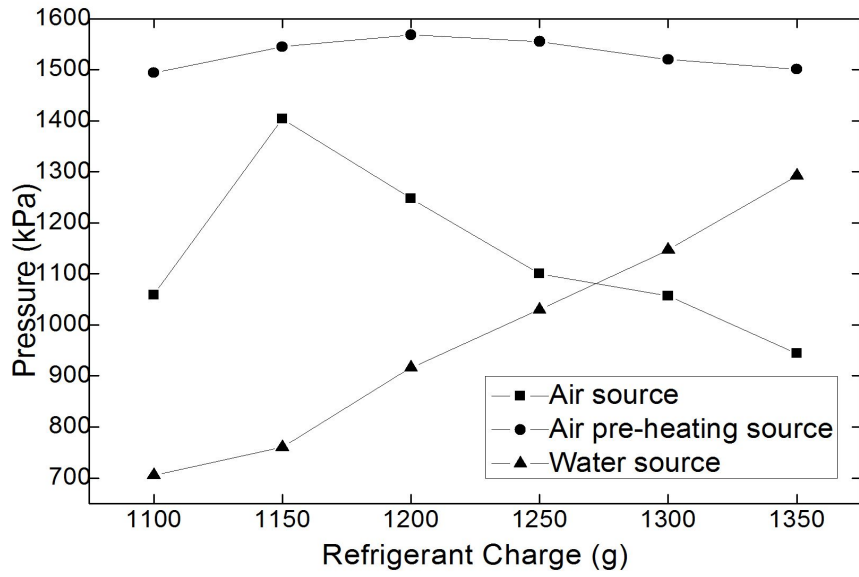


Fig. 29 Variation of condensing pressure with refrigerant charge (EEV opening 100%)

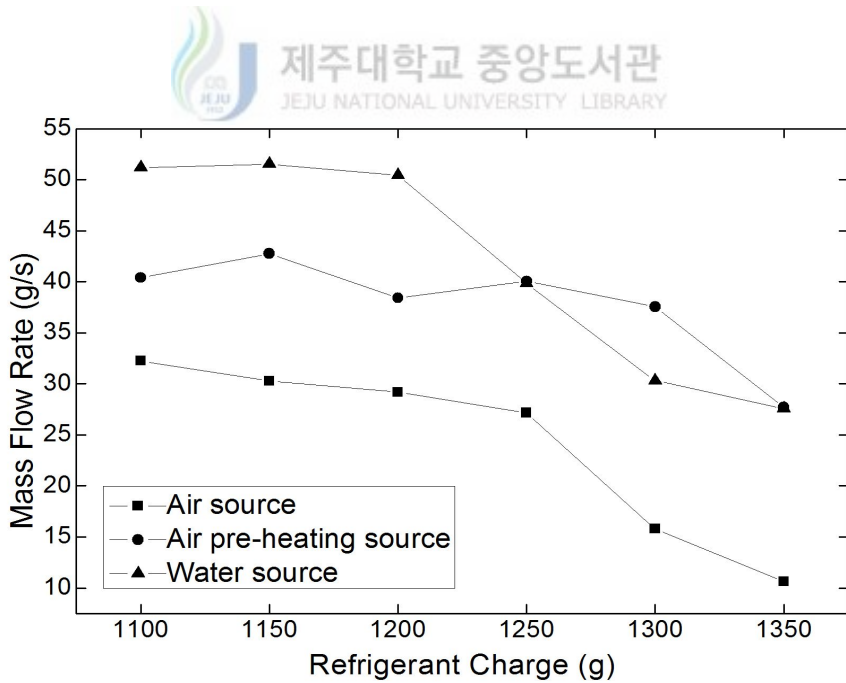


Fig. 30 Variation of mass flow rate with refrigerant charge (EEV opening 100%)

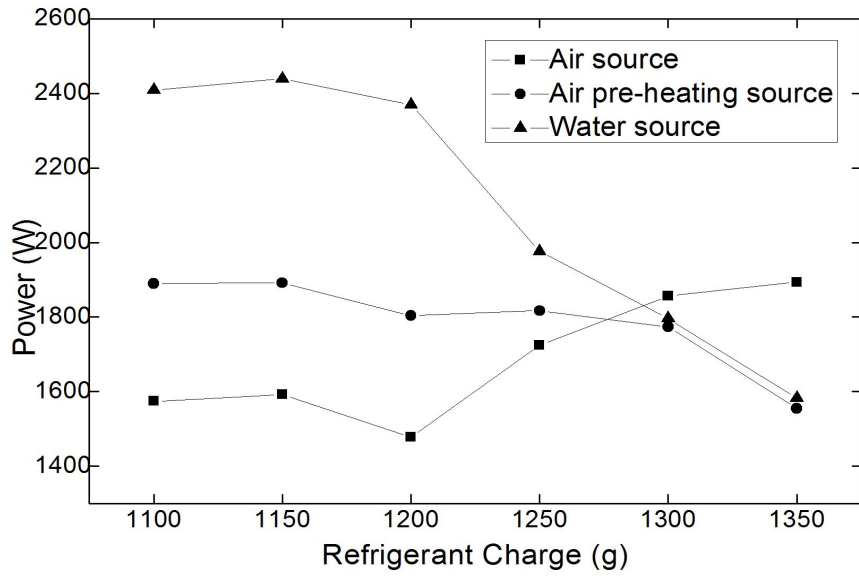


Fig. 31 Variation of power consumption with refrigerant charge (EEV opening 100%)

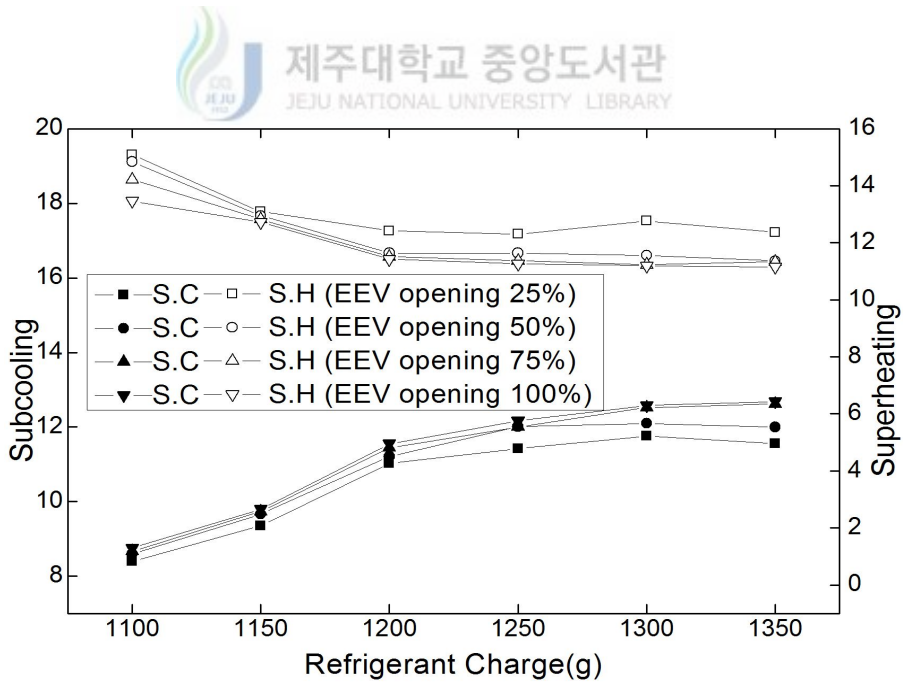


Fig. 32 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge (Air source)

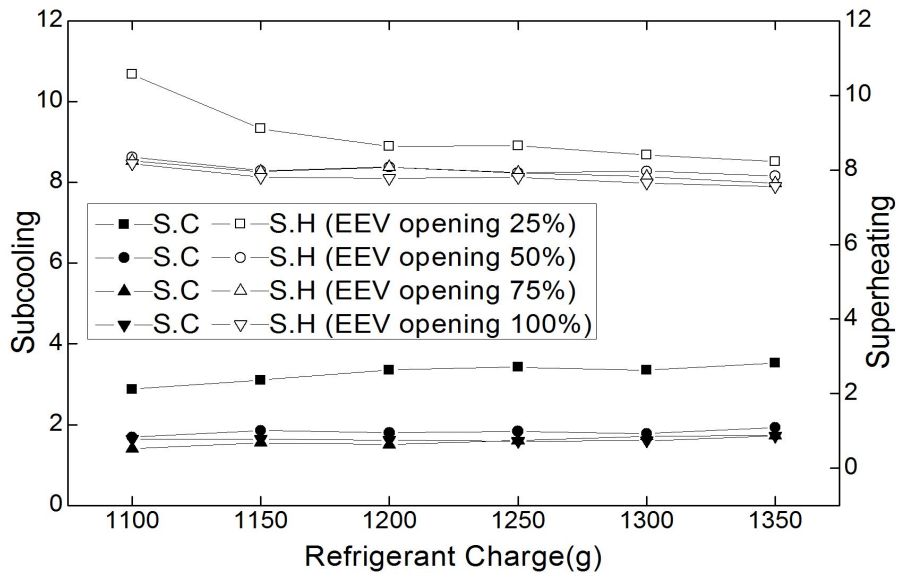


Fig. 33 Variation of subcooling and superheating according to refrigerant charge (Air pre-heating source)

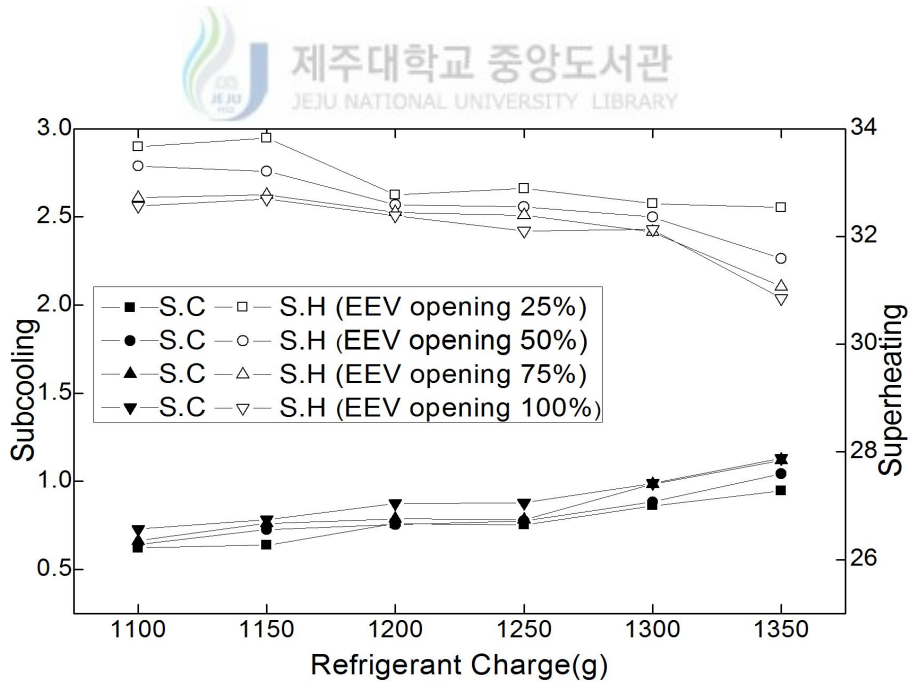


Fig. 34 Variation of subcooling and superheating according to refrigerant charge (Water source)

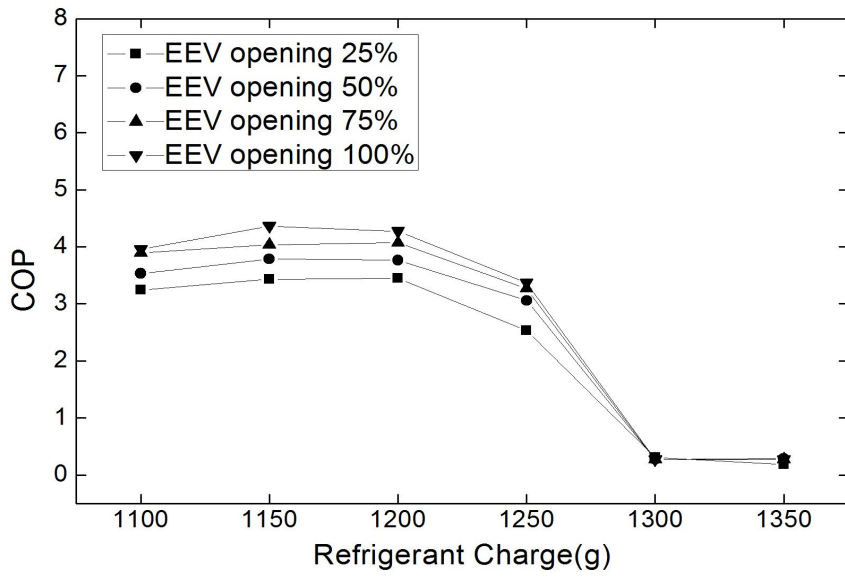


Fig. 35 Variation of COP_h with refrigerant charge at each opening (Air source)

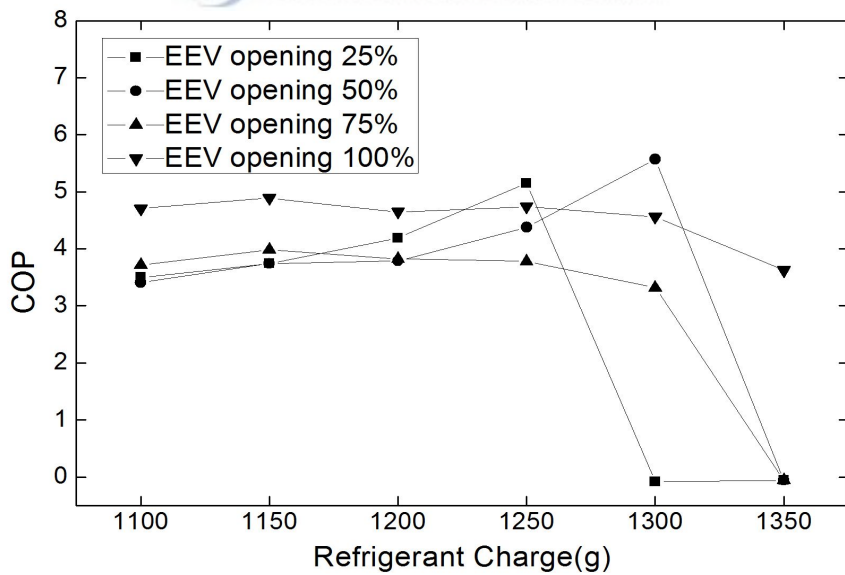


Fig. 36 Variation of COP_h with refrigerant charge at each opening (Air pre-heating source)

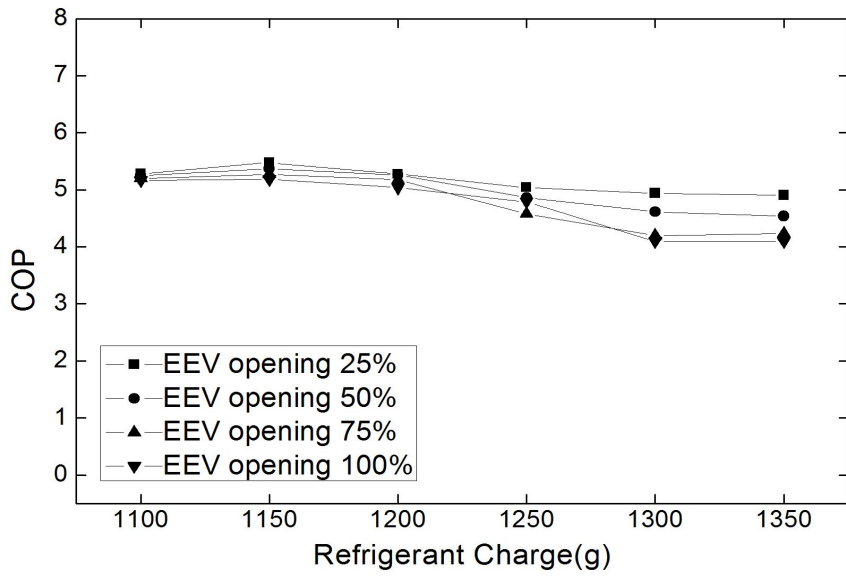


Fig. 37 Variation of COP_h with refrigerant charge at each opening (Water source)

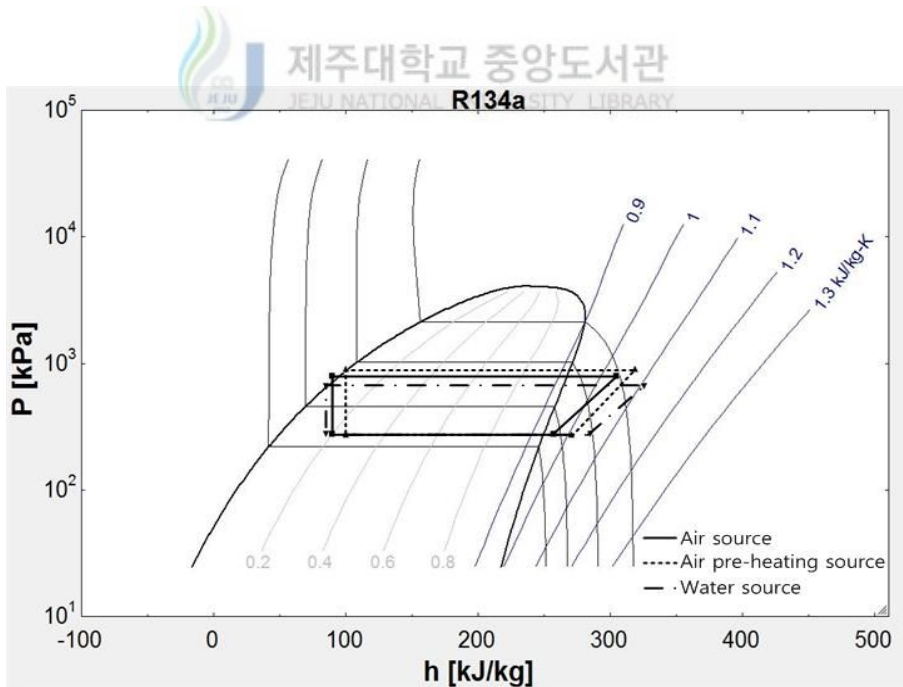


Fig. 38 P-H diagram in accordance with the EEV 100% opening at each source (1,300g)

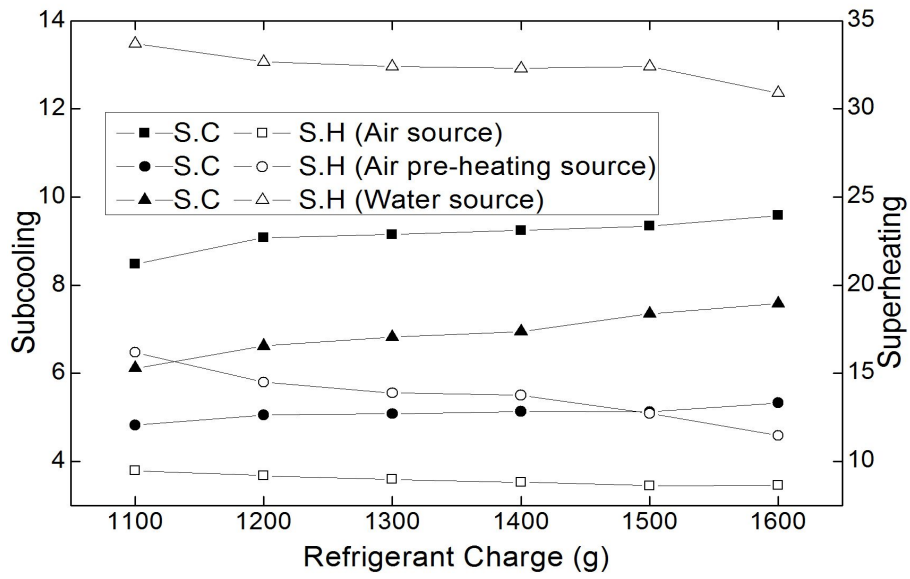


Fig. 39 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge at each source

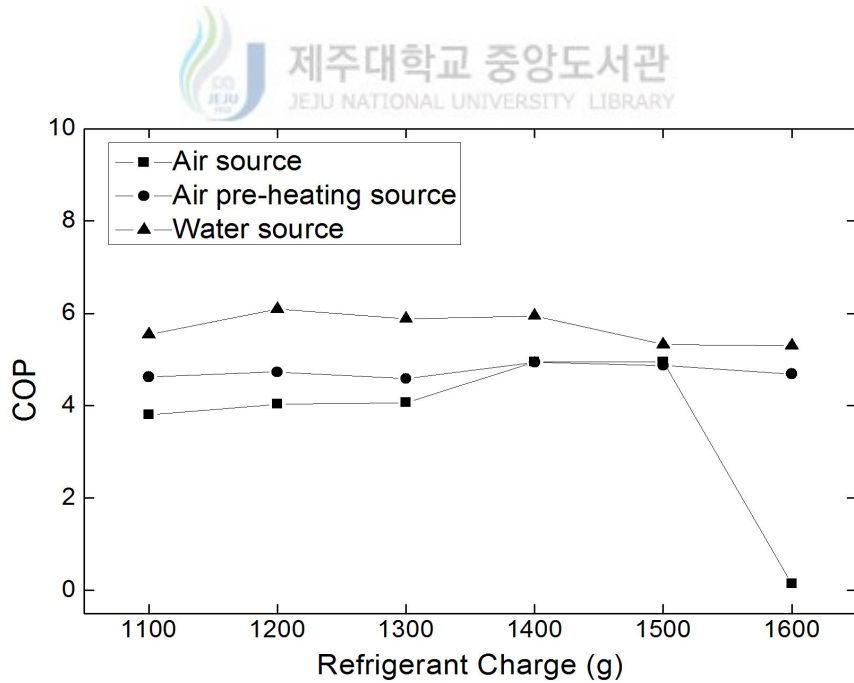


Fig. 40 Variation of COP_h with refrigerant charge at each source

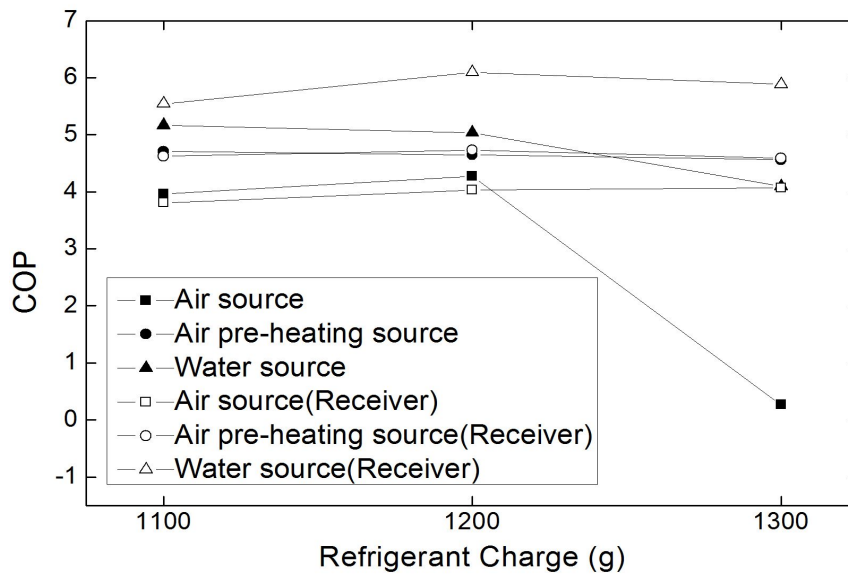


Fig. 41 Comparison of COP_h with receiver exist at each source (EEV opening 100%)



4.2 팽창밸브 용량 증가에 따른 충전량 실험 (EEV 3.0RT)

EEV(1.5RT) 개도별 충전량 실험에서 개도가 100%일 때 성능이 좋았기 때문에 팽창밸브의 용량이 작을 수 있다고 판단하여 팽창밸브의 용량을 EEV (3.0RT)로 증가하여 실험을 진행하였다. 냉매를 600g부터 1,600g까지 100g씩 충전하였고 EEV 개도를 25, 50, 75 및 100%로 조절하였다.

Fig. 42는 EEV 개도가 25%일 때 각 열원 이용 방식 별 냉매 충전량 1,000g에서 P-H선도이다. 이를 통해 열원 이용 방식에 따라 응축압력의 차이가 있음을 알 수 있고, 수열원 이용 방식에서 히트펌프 시스템이 과열 압축 사이클로 구성되고 있음을 알 수 있다.

각 열원 이용 방식 별 EEV 개도 25%에서 응축압력을 Fig. 43에서 비교하였다. 공통적으로 냉매 충전량 1,000g이후부터 압력이 감소하였다. 냉매 충전량이 1,000g일 때 응축압력은 공기열원 이용 방식에서 797.6kPa, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식에서 944.7kPa이고 수열원 이용 방식에서 1,004kPa이다.

EEV 개도 25%에서 냉매 충전량에 따른 냉매유량은 공기열원 이용 방식에서 48.9g/s, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식에서 48.31g/s 그리고 수열원 이용 방식에서 45.61g/s로 측정되었으며, 공기열원 이용 방식에서 가장 높게 나타났다. 그 결과 값을 Fig. 44에 그래프로 나타내었다.

소비동력은 COP_h 결과 그래프와 비슷한 경향을 나타내므로 성능평가에 많은 영향을 끼쳤다는 것을 알 수 있다. 냉매 충전량이 1,000g이고 EEV 개도가 25%일 때 소비동력은 공기열원 이용 방식, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식 및 수열원 이용 방식 순으로 2,400W, 2,369W 및 2,009W로 측정되었다. Fig. 45에 각 열원 이용방식 별 냉매 충전량에 따른 소비동력을 나타내었다.

각 열원 이용 방식에 따른 과냉 및 과열도의 변화를 Fig. 46~48에 그래프로 나타내었다. 과냉도는 EEV 개도 25%에서 가장 낮게 나타났으며 이에 반해 과열도는 EEV 개도 25%에서 가장 높게 나타났다. 수열원 이용 방식에서는 EEV 개도에 따른 과냉 및 과열도의 차이가 미미하였다. 또한 과냉 및 과열도는 냉매 충

전량이 1,000g일 때부터 일정한 구간이 나타나고 있음을 알 수 있다.

Fig. 49~51은 각 열원 이용 방식에서 개도별 냉매 충전량에 따른 COP_h 를 나타낸 그래프이다. 공기열원 이용 방식에서 냉매 충전량이 1,400g이후 구간부터 과충전 영역으로 접어들어 COP_h 가 낮게 측정되었다. 모든 열원 이용 방식에서 EEV 개도가 25%일 때 COP_h 가 높게 측정되었으며, 냉매 충전량이 1,000g일 때 COP_h 는 공기열원 이용 방식, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식 및 수열원 이용 방식에서 각각 4.69, 4.79 및 5.56이다. 각 그래프를 해석하여 팽창밸브 용량 증가에 따른 충전량 실험에서 냉매 충전량이 1,000g일 때 최대의 성능을 발휘하였다. 따라서 EEV(3.0RT)를 사용하므로 EEV(1.5RT)를 사용하였을 때 보다 냉매 충전량이 300~400g정도 적은 구간에서 높은 성능을 발휘하였다는 것을 알 수 있었다.

Fig. 52는 EEV 용량에 따른 냉매유량을 비교한 그래프이다. 이를 통해 EEV (1.5RT) 개도 100%와 EEV(3.0RT) 개도 25% 사이의 구간에서 냉매유량이 최대로 나타날 것으로 판단된다. 따라서 이 구간에서 히트펌프 시스템의 난방 성능이 가장 높을 것으로 예측된다.

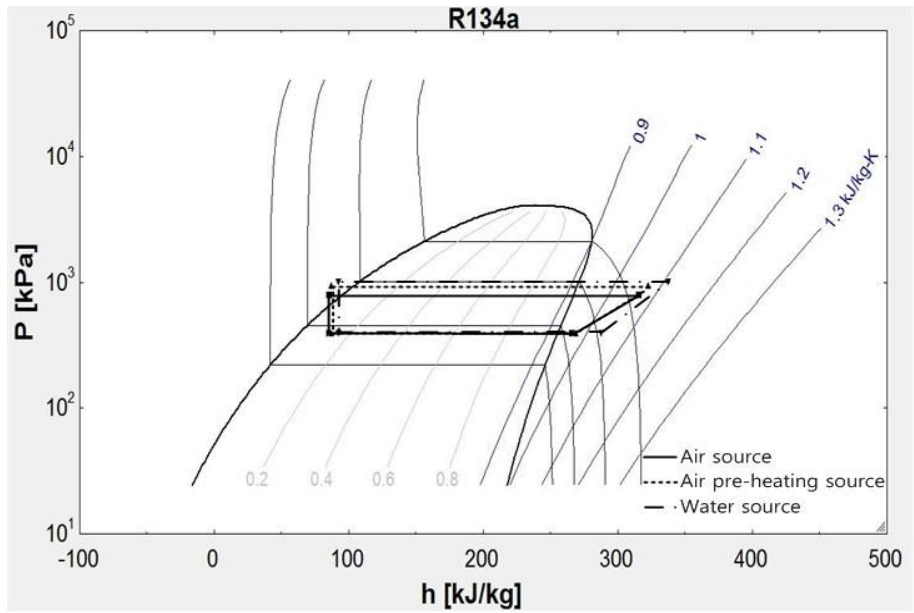


Fig. 42 P-H diagram in accordance with the EEV opening 25% at each source (1,000g)

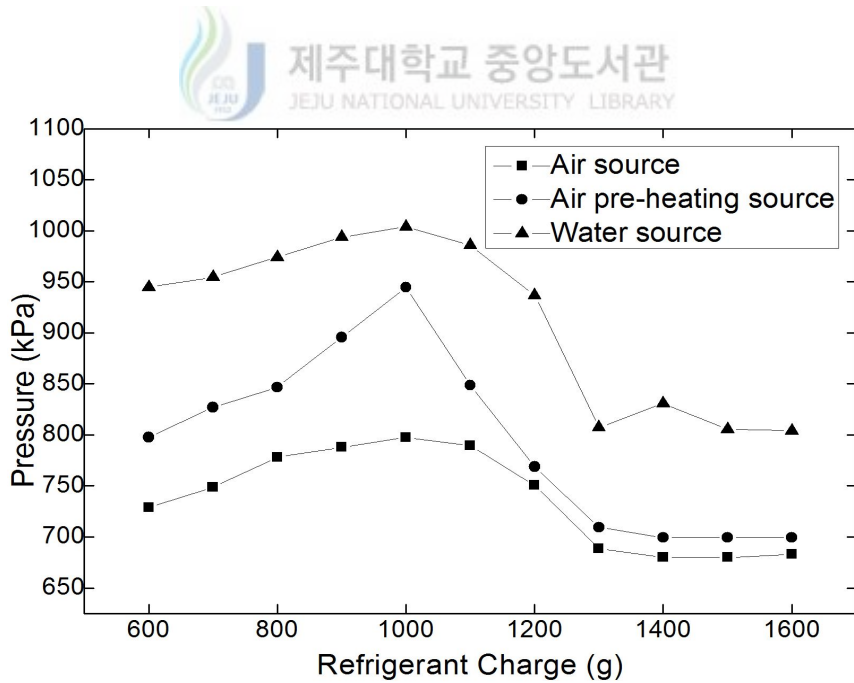


Fig. 43 Variation of condensing pressure with refrigerant charge at each source (EEV opening 25%)

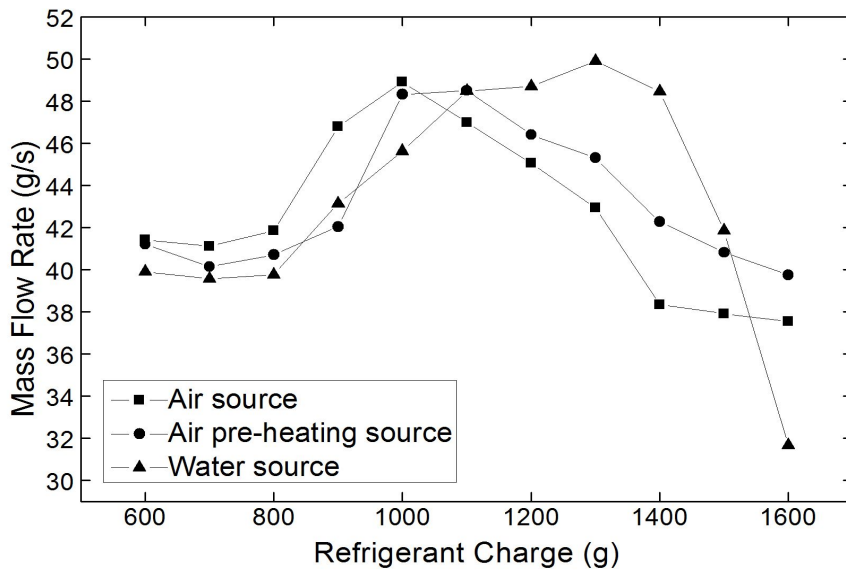


Fig. 44 Variation of mass flow rate with refrigerant charge at each source (EEV opening 25%)

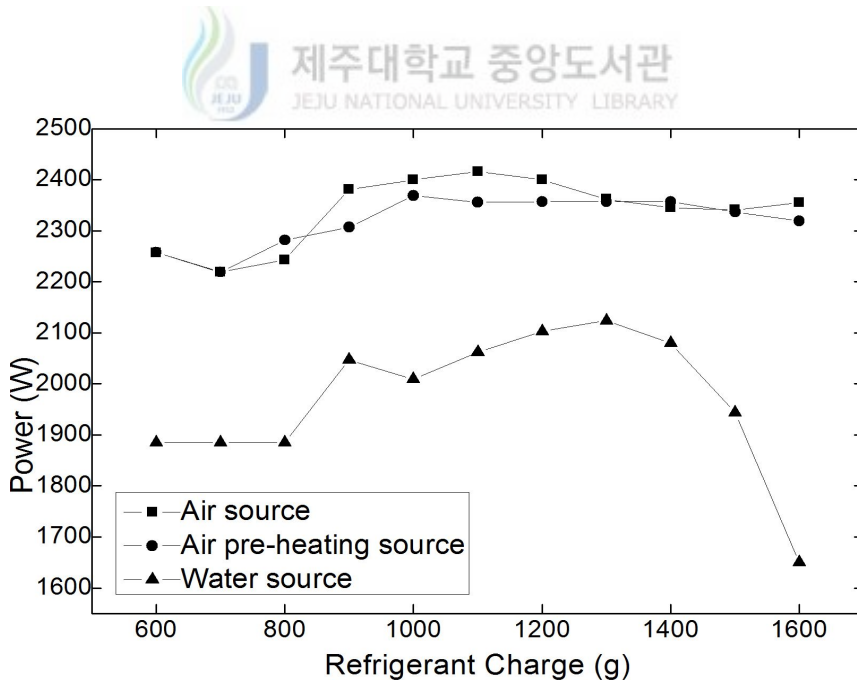


Fig. 45 Variation of power consumption with refrigerant charge at each source (EEV opening 25%)

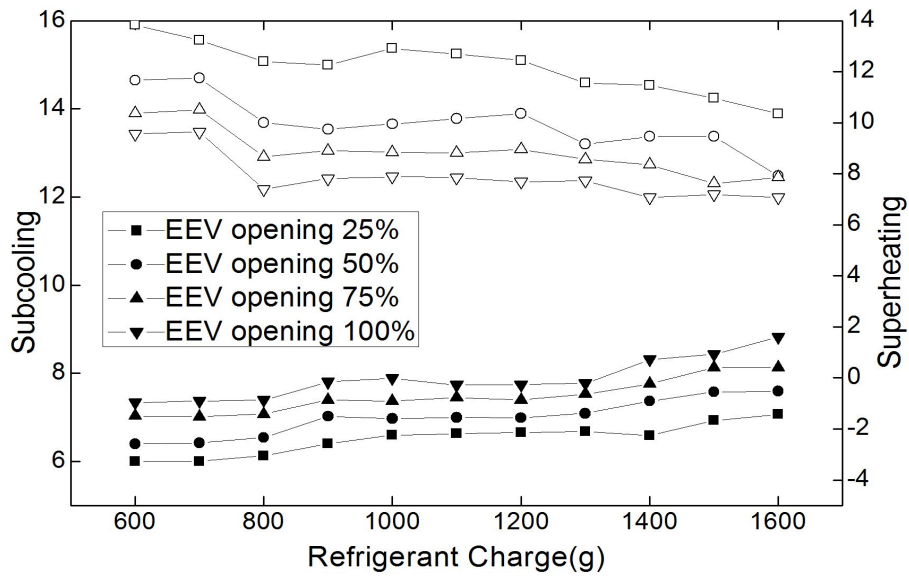


Fig. 46 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge (Air source)

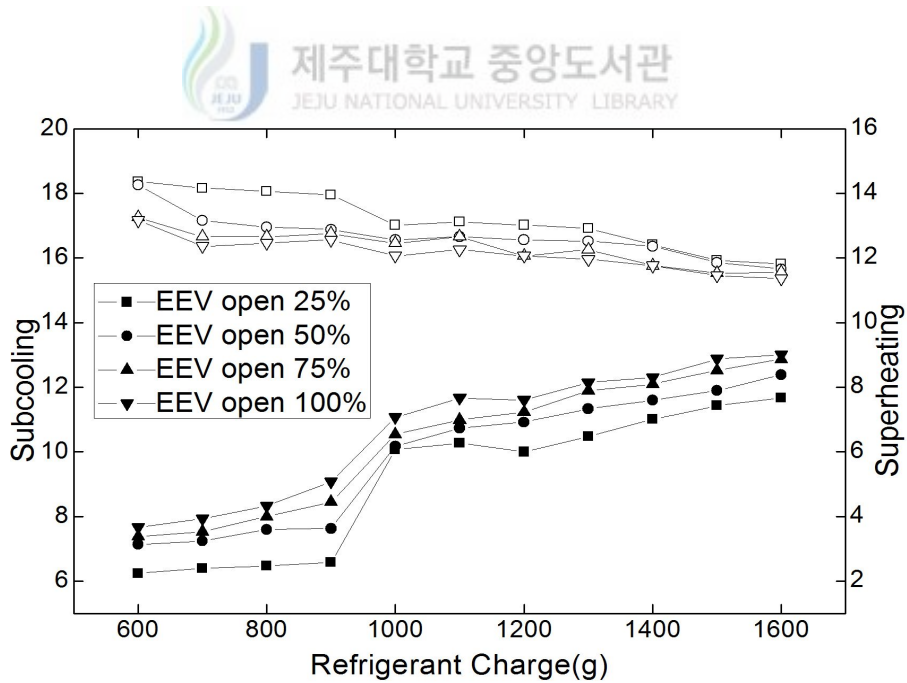


Fig. 47 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge (Air pre-heating source)

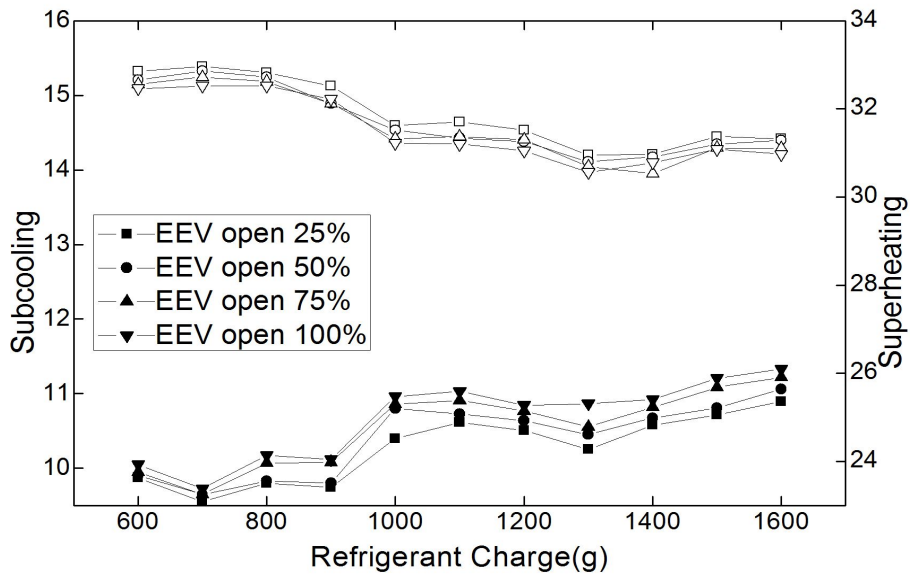


Fig. 48 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge (Water source)

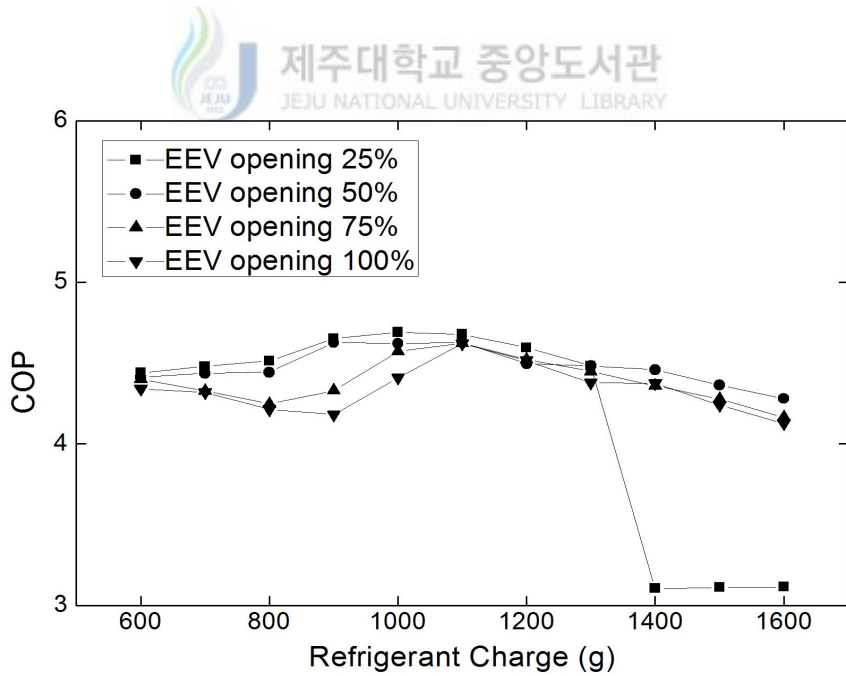


Fig. 49 Variation of COP_h with refrigerant charge (Air source)

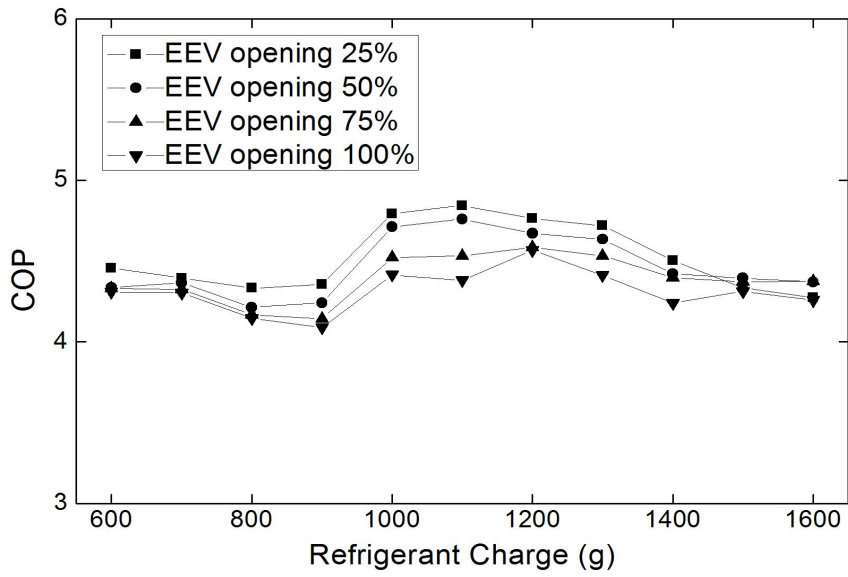


Fig. 50 Variation of COP_h with refrigerant charge (Air pre-heating source)

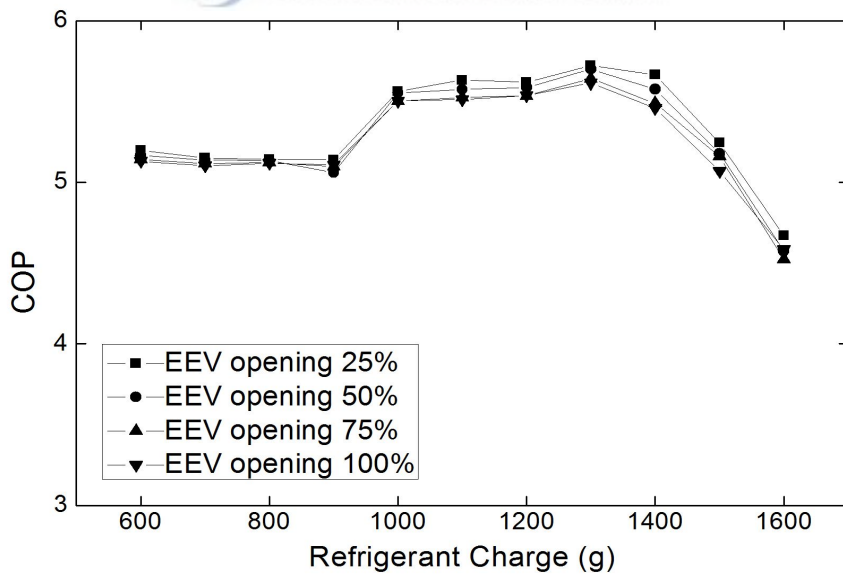


Fig. 51 Variation of COP_h with refrigerant charge (Water source)

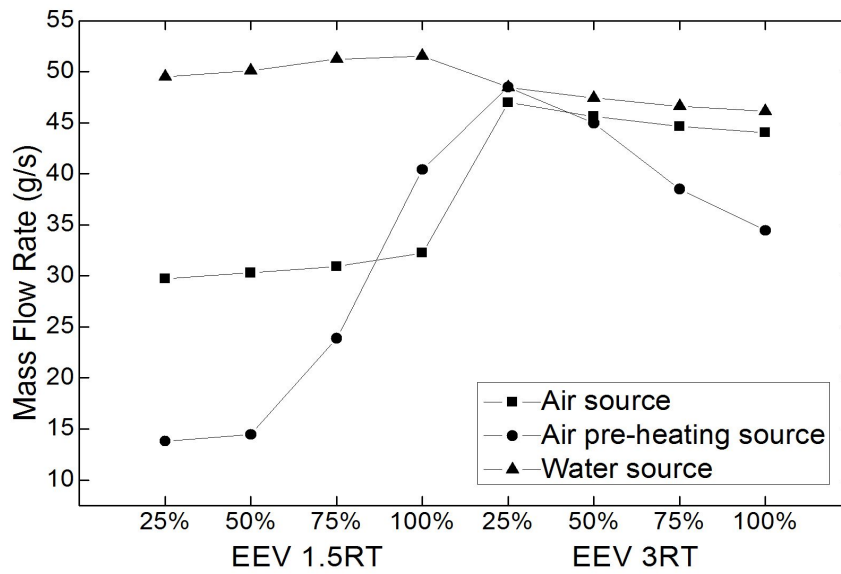


Fig. 52 Variation of mass flow rate with EEV capacity at each source

4.3 TXV를 팽창밸브로 사용한 경우의 충전량 실험

본 실험에서는 EEV를 대신하여 보다 안정적으로 시스템이 작동하도록 TXV를 팽창밸브로 사용하였다. 냉매를 1,800g부터 2,700g까지 100g씩 충전하며 진행하였다.

TXV는 증발기 안의 액체냉매의 증발량과 같은 비율로 증발기에서의 액체 냉매 유동을 조절하기 위해 고안된 장치로서, 이것은 증발기의 출구에서 미리 결정된 과열을 유지시켜서 증발기 안의 모든 액체 냉매를 기화시켜 기체 냉매만을 압축기로 보내주는 역할을 한다. 즉, 증발기 출구에 부착된 감온통에서 감지된 온도가 설정온도보다 낮으면 TXV내의 오리피스(Orifice)를 니들밸브(Needle valve)가 막게 되어 냉매의 흐름이 차단되고, 감지온도가 설정온도보다 높으면 감지온도와 설정온도의 차에 따라 니들밸브가 열리는 정도가 달라지며 냉매의 유량이 조절된다.

냉매 충전량이 2,300g일 때 각 열원 이용 방식에 따른 P-H선도를 Fig. 53에 나타내었다. P-H선도에서 보면 응축압력이 큰 차이를 보이고 있음을 알 수 있으며, 각 열원 이용 방식에 따른 응축압력은 Fig. 54에 나타내었다.

Fig. 54에서 응축압력은 대체로 냉매 충전량에 따라 증가하는 경향을 보이고 있으며 수열원 이용 방식, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식 및 공기열원 이용 방식 순으로 높게 측정되었으며 냉매 충전량이 2,300g일 때 값은 1,151kPa, 876.1kPa 및 666.2kPa이다.

Fig. 55와 Fig. 56에서 냉매유량과 소비동력은 비슷한 경향을 보인다. 냉매 유량은 공기열원 이용 방식에서 44.96g/s, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식에서 40.62g/s 그리고 수열원 이용 방식에서 25.05g/s로 나타났다. 냉매 충전량이 2,300g일 때 소비동력은 공기열원 이용 방식에서 2,354W, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식과 수열원 이용 방식에서 각각 2,017W와 1,462W로 측정되었다.

열원 이용 방식에 따른 과냉 및 과열도를 Fig. 57에 그래프로 나타내었다. 수열원 이용 방식에서 과냉도는 가장 낮게 측정되었고, 과열도는 가장 높게 측정되었다. 냉매 충전량 2,300g일 때 과냉 및 과열도가 일정하게 유지되는 구간이 나

타났다.

각 열원 이용 방식에 따른 COP_h 는 Fig. 58에 나타내었고, 냉매 충전량이 2,300g일 때 공기열원 이용 방식, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식, 수열원 이용 방식 순으로 4.58, 4.63 및 4.13이다.

Fig. 59는 수열원 이용 방식에서 팽창장치에 따른 COP_h 를 비교한 그래프이며, EEV(1.5RT)와 EEV(3.0RT)에서 EEV 개도는 100%이다. COP_h 는 EEV(1.5RT), EEV(3.0RT) 그리고 TXV 순으로 높게 측정되었다. 따라서 본 연구에서 히트펌프 시스템은 EEV(1.5RT) 개도가 100%이고 수열원 이용 방식일 때 가장 높은 성능을 발휘하였다.



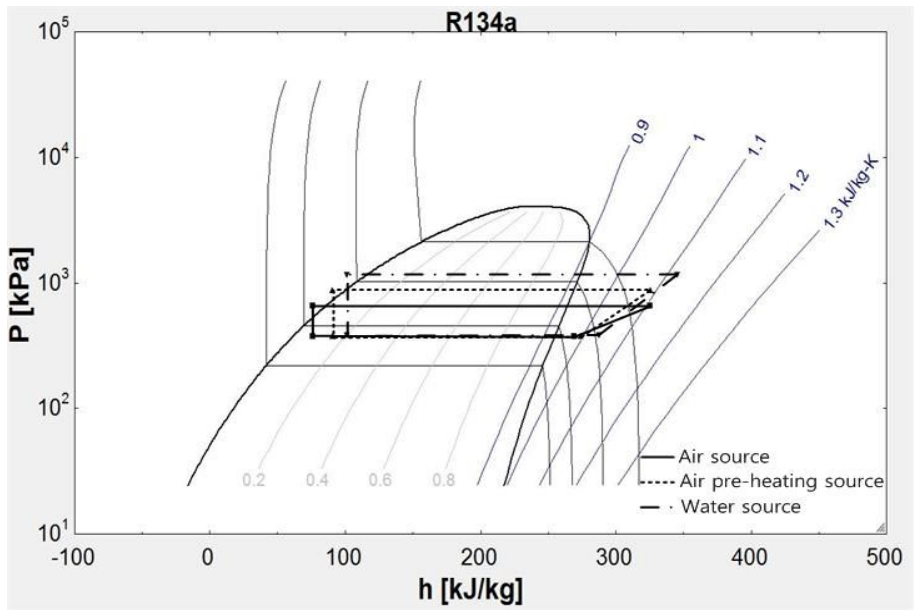


Fig. 53 P-H diagram at each source (2,300g)

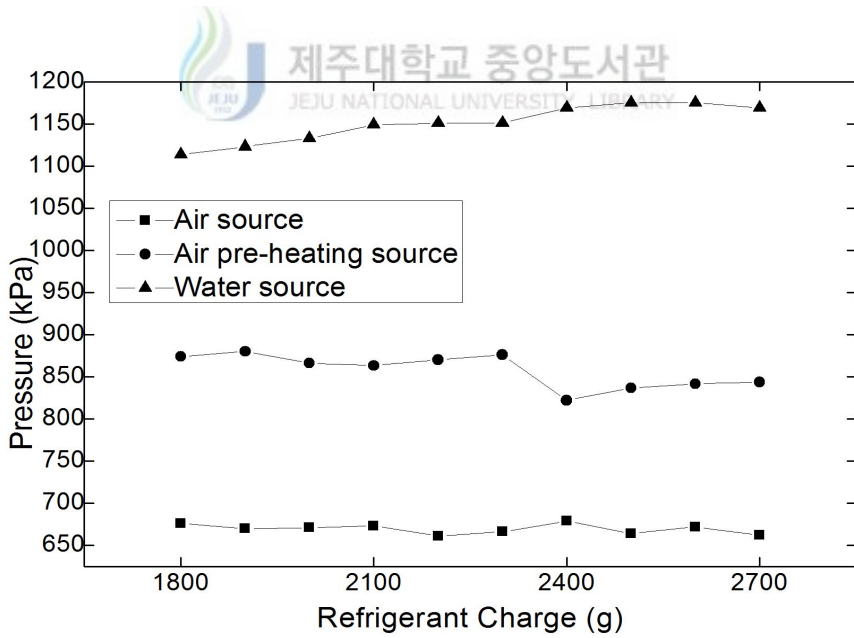


Fig. 54 Variation of condensing pressure with refrigerant charge at each source

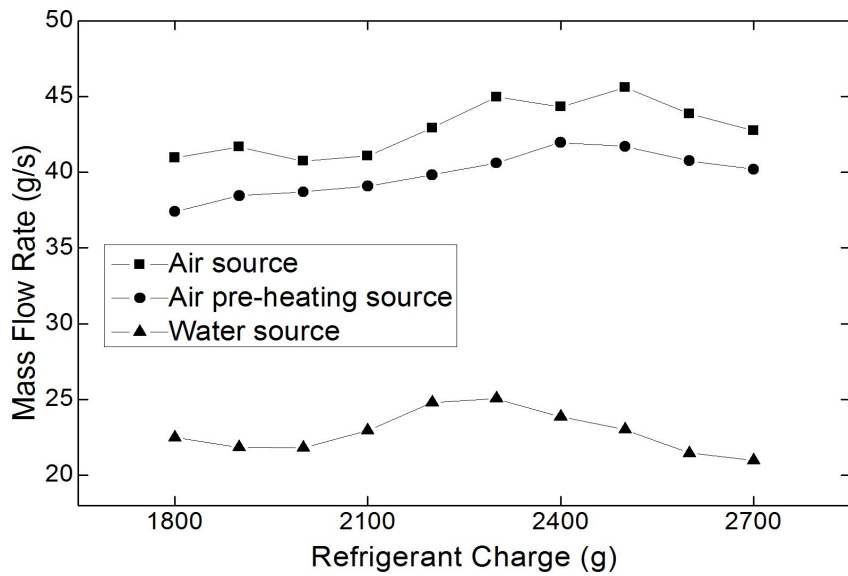


Fig. 55 Variation of mass flow rate with refrigerant charge at each source

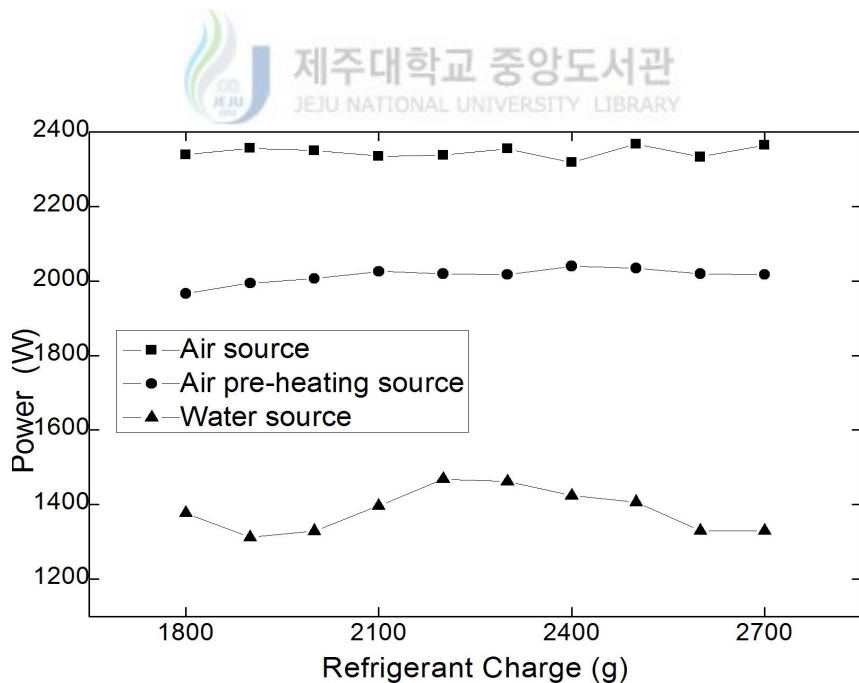


Fig. 56 Variation of power consumption with refrigerant charge at each source

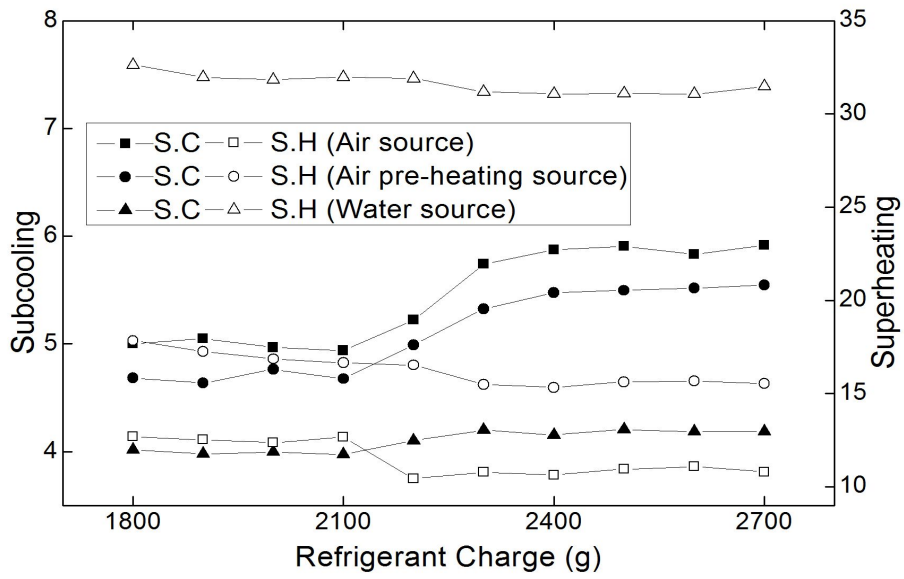


Fig. 57 Variation of subcooling and superheating with refrigerant charge at each source

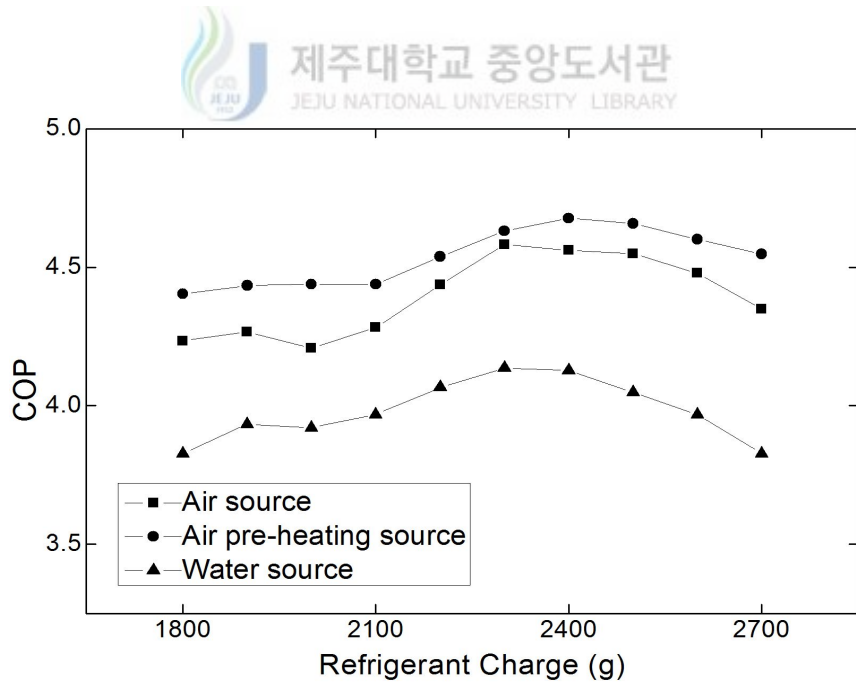


Fig. 58 Variation of COP_h with refrigerant charge at each source

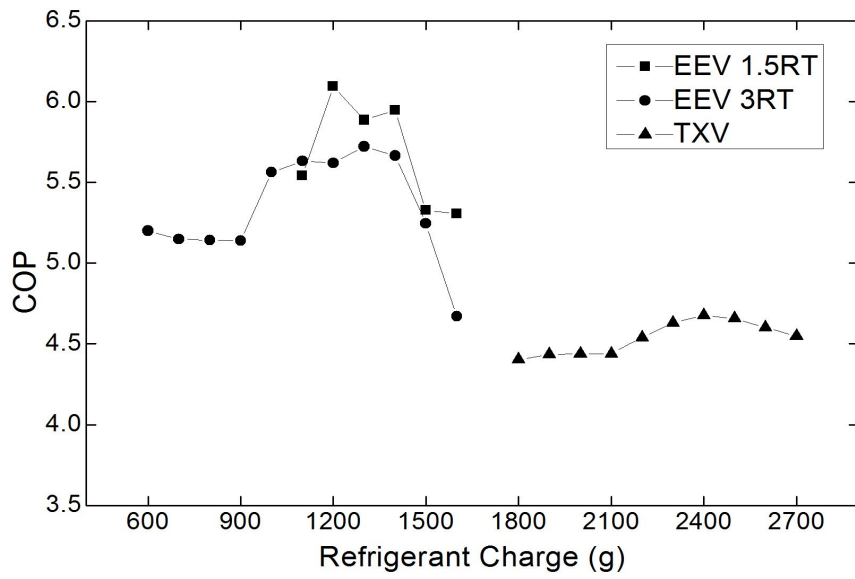


Fig. 59 Variation of COP_h with refrigerant charge at each expansion valve (Water source)

V. 결 론

본 연구에서는 히트펌프 시스템을 3가지의 열원 이용 방식으로 설계하였고 다양한 조건에서 냉매 충전량에 따른 성능 특성을 파악하였다.

첫 번째 열원 이용방식은 정상상태 운전에서 실외기를 외부공기와 열교환 하는 방법으로 실험을 진행하였다. 두 번째는 실외기 전단에 설치한 공기 예열기 스택 모사장치에서 만들어진 40℃의 물을 흘려보내고 외기와 열교환 하여 스택의 폐열을 머금은 공기를 실외기로 보내어 간접적으로 폐열을 이용하였다. 세 번째는 판형 열교환기를 실외기로 사용하여 스택의 폐열을 직접 이용하는 방법으로 실험을 진행하였다. 또한 팽창밸브를 1.5RT용량에서 3.0RT로 증가시켰을 경우와 TXV로 교체하였을 경우에 충전량에 따른 성능변화를 살펴보았으며, 수액기의 설치가 시스템의 충전량에 미치는 영향도 살펴보았다. 본 연구의 결론은 다음과 같다.



1) EEV(1.5RT) 개도별 충전량 실험의 경우, 공기열원 이용 방식에서 냉매 충전량 1,150g이고 개도가 25, 50, 75 및 100%로 증가함에 따라 각각 3.43, 3.79, 4.04 및 4.37로 증가하였다. 냉매 충전량이 1,150g에서 예열기를 가진 공기열원 이용 방식은 개도가 100%일 때 가장 높게 나타났으며, 그 값은 4.89이다. 마찬가지로 수열원 이용 방식은 개도가 100%일 때 5.18로 측정되었다. 공기열원 이용 방식과 예열기를 가진 공기열원 이용 방식의 과충전 영역에서는 COP_h 가 감소하였다.

2) EEV(1.5RT) 개도 100%일 때 수액기를 설치한 충전량 실험의 경우, 냉매 충전량이 1,300g일 때 COP_h 는 공기열원 이용 방식에서 4.07, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식에서 4.59 그리고 수열원 이용 방식에서 5.89로 측정되었다. 따라서 1,300~1,400g의 영역에서 시스템이 높은 성능을 발휘하였다.

3) 팽창밸브 용량 증가에 따른 충전량 실험에서 모든 열원 이용 방식에서 EEV

개도가 25%일 때 COP_h 가 높게 측정되었으며, 냉매 충전량이 1,000g일 때 COP_h 는 공기열원 이용 방식, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식 및 수열원 이용 방식에서 각각 4.69, 4.79 및 5.56이다. 따라서 3.0RT 용량의 EEV를 사용하면 1.5RT 용량이 EEV를 사용하였을 때 보다 냉매 충전량이 300~400g정도 적은 구간에서 높은 성능을 발휘하였다.

4) TXV를 팽창밸브로 사용한 충전량 실험에서 응축압력은 대체로 냉매 충전량에 따라 증가하는 경향을 보이고 있으며 수열원 이용 방식, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식, 공기열원 이용 방식 순으로 높게 측정되었다. COP_h 는 냉매 충전량이 2,300g일 때 공기열원 이용 방식, 예열기를 가진 공기열원 이용 방식 및 수열원 이용 방식 순으로 각각 4.58, 4.63 및 4.13이다.

5) 본 연구에서 구성한 열펌프 시스템은 1.5RT용량의 EEV를 구비하고 EEV를 완전 개방시키고 수액기를 설치한 경우에 난방성능이 가장 높았으며, 열원에 따라 비교하였을 때 수열원 이용 방식에서 높은 성능을 발휘하였다. 또한 팽창장치 개도와 팽창장치의 변경 후 얻은 결과를 분석하였을 때 1.5RT용량의 EEV가 완전 개방된 경우와 3.0RT 용량의 EEV가 개도가 25%일 경우 사이에서 최적의 성능을 발휘할 것으로 판단되면 향후 이와 관련된 연구가 필요할 것이다.

참고문헌

- [1] Kim, Seong Kyun(Fuel Cell Vehicle team), Development of Cooling Module for Thermal Management and Water Balance in Fuel Cell Vehicle, 2006
- [2] Jung Young Woo (Korea Institute of Science and Technology Information, KISTI), Development of Fuel Economy Measurement Technology for Fuel Cell Electric Vehicle, 2009
- [3] Technology Planning Team, Technology Education Textbook for Fuel Cell Vehicle. Environmental, 2009
- [4] Houcek J. and Thedford M., A research into a new method of refrigeration charging and the effects of improper charging, Proceedings of 1st Annual sym. on Efficient Utilization of Energy in Residential and Commercial Buildings, Texas, 1984
- [5] Stoecker W. F., Smith III, L. D. and Emde B. N., Influence of the expansion device on the seasonal energy requirements of a residential air conditioner, ASHRAE Trans, Vol. 87, No. 1, pp. 349-360, 1981
- [6] Schmidt F., Optimal control of electronic expansion valves in modern low charge evaporator systems requires fast reacting expansion valves and new controller design, Proceeding, The 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Sydney, Paper 394, 1999
- [7] Jong Min Choi, Yongchan Kim, The Performance of a Heat Pump with a Variation of Expansion Valve at Various Charging Conditions, SAREK, Vol. 15, No. 8, pp. 661-666, 2003
- [8] Krakow K. O., Lin S., Matsuki K., A study of the primary effects of various means of refrigerant flow control and capacity control on the seasonal performance of a heat pump, ASHRAE Trans, Vol. 93, pp.511-524, 1987

- [9] Farzard M., O'Neal D. L., Influence of the expansion device on air conditioner system performance characteristics under a range of charging conditions. ASHRAE Trans. Vol. 99, No. 1, pp. 3-13, 1993
- [10] E. Choi, J. Kim, The effects of the refrigerant charge on the performance of an air conditioner with capillary tube expansions, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 5, pp. 359-364, 2002
- [11] H. H. Cho, C. G. Ryu, Y. C. Kim, H. Y. Kim, Effects of refrigerant charge amount on the performance of a transcritical CO_2 heat pump, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 8, pp. 1266-1273, 2005
- [12] I. S. Song, J. M. Choi, Y. J. Joo, H. J. Chung, H. Kang, Y. Kim, The Performance of a Simultaneous Heat and Cooling Heat Pump at Various Charging Conditions, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 5, pp. 492-499, 2008
- [13] J. Lee, H. Park, W. Kim, Y. Kim, Experimental Study of Optimum Refrigerant Charge for a Hybrid Ground Source Heat Pump, Proceedings of the SAREK 2010 Winter Annual Conference, pp. 453-459, 2010
- [14] Palmiter L., J. H. Kim, Larson B., Francisco P. W., Groll E. A., Braun J. E., Measured effect of airflow and refrigerant charge on the seasonal performance of an air-source heat pump using R-410A, Energy and Buildings, Vol. 43, No. 7, pp. 1802-1810, 2011
- [15] Corberan J. M., Israel M. G., Santiago M. B., Jose G. M., Rafael R. P., Influence of the source and sink temperatures on the optimal refrigerant charge of a water-to-water heat pump, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, No. 4, pp. 716-726, 2008
- [16] C. Y. Cho, J. M. Choi, Experimental investigation of a multi-function heat pump under various operating modes, Renewable Energy, Vol. 54, pp. 253-258, 2013

감사의 글

석사학위과정 2년은 저에게 긴 시간이지만 속절없이 빨리 지나가버린 것 같습니다. 따라서 마무리지어가는 지금에서 돌이켜보면 후회와 반성이라는 아쉬움이 남아있습니다. 항상 '시간이 더 있었으면...'이라는 후회는 더 노력하지 않은 스스로의 책망이었습니다. 하지만 그동안 많은 것을 보고 배웠기에 저에게는 너무나 소중한 자산이 되었습니다. 또한 부족한 저에게 많은 분들의 도움이 있었기에 이 작은 결실을 맺을 수 있었음을 감사드립니다.

먼저, 지금까지 항상 저를 믿어주시고 아낌없이 지원해주신 가족에게 감사하고 사랑한다는 말 전하고 싶습니다. 앞으로 살아가며 보답할 수 있도록 오래오래 건강하셨으면 좋겠습니다. 그리고 힘들 때나 기쁠 때나 언제나 함께해주는 친구 및 지인들에게도 고마움을 전하며 서로 생각하는 그 마음 변치 않기를 바랍니다.

학부과정부터 석사과정까지 지도해주신 기계공학과와 모든 교수님들께 감사의 말씀 드립니다. 항상 많은 가르침을 주시는 권기린 교수님, 항상 미소 띤 얼굴로 맞아주시는 김귀식 교수님, 제자들을 위하여 노력을 아끼지 않으시는 허종철 교수님, 열정적으로 수업을 하시며 제자들을 지도하시는 현명택 교수님, 정동원 교수님, 제자들과 더 많은 소통하기 위해 노력하시는 강창남 교수님, 정지현 교수님 감사드립니다. 또한 바쁘신 와중에도 논문심사를 맡아주시고 세심하게 지도해주신 에너지공학과 김남진 교수님께도 감사드립니다.

냉동공조 연구실에서 함께하며 많은 것을 가르쳐주시는 광수형, 따뜻한 격려의 말로 자신감을 심어주시는 기봉이형, 대학원 생활의 모범이 되어주신 종우형, 항상 밝은 분위기 만들어주신 유쾌한 지운이형, 성실하게 노력하는 모습을 보여주신 명일이형께 감사드립니다. 같이 석사과정을 하면서 저의 부족함을 채워주는 든든한 동기 원빈이에게 그동안 못했던 고마움을 이제야 전합니다. 그리고 앞으

로 식사과정을 시작하며 연구실을 책임져줄 병용이, 기현이, 먼저 나서서 연구실의 곳은 일 도맡아하는 민성이, 민범이, 멀리 미국에서 유학중인 찬욱이 외 냉동공조 연구실 및 기계공학과와 모든 선후배님들께 고마움을 전하고 싶습니다. 또한 실험장치 제작을 위해 주야로 고민하며 도움주신 경중이형께도 감사드립니다.

마지막으로, 항해하는 배의 길을 밝혀주는 항구의 등대처럼 저를 이끌어주신 박윤철 교수님께 진심으로 큰 감사드립니다. 항상 배려해주시고 가르쳐주시려하는 그 은혜 잊지 않도록 하겠습니다. 또한 열성적으로 연구에 임하시는 모습 본받아 어디서든 열심히 노력하겠습니다.

“앞으로 20년이 지나면 당신은 당신이 한 일보다는 하지 않은 일들 때문에 더 후회할 것이다. 그러니 닳을 올려 안전한 포구를 떠나라. 당신의 뜻에 무역풍을 가득 안고 출발하여 탐험하라, 꿈꾸라, 그리고 발견하라.”

툼소여의 모험으로 유명한 작가인 마크 트웨인의 이 글귀처럼 탐험하며 꿈꾸고 발견하는 새로운 항해를 시작하고자 합니다. 이제 새롭게 첫발을 내딛으려고 합니다.

끝과 시작, 그 사이에서
김태형 올림