



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](#)

공학석사 학위논문

팽창밸브 종류에 따른 히트펌프의
냉방 성능 비교



부경대학교 대학원

냉동공조공학과

박 성 현

공학석사 학위논문

팬창밸브 종류에 따른 히트펌프의 냉방 성능 비교

지도교수 손 창 호

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2018년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

박 성 현

박성현의 공학석사 학위논문을 인준함

2018년 2월 23일



위원장 공학박사

위원 공학박사

위원 공학박사

윤정인

최광환

손창효



목 차

Abstract	iii
List of tables	v
List of figures	v
Nomenclature	viii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 종래 연구	7
1.3 연구 목적 및 개요	8
제 2 장 실험 장치 및 방법	9
2.1 실험 장치	9
2.1.1 실험 장치의 개략도	10
2.1.2 주요 기기	12
2.1.3 부속 기기	17
2.1.4 제어기 및 계측 기기	18
2.2 실험 방법 및 조건	22
2.3 데이터 해석 방법	24
제 3 장 결과 및 고찰	26
3.1 압축기 회전수에 따른 히트펌프의 성능 특성	26
3.2 증발기 입구 측 냉수 온도에 따른 히트펌프의 성능 특성	33

3.3 응축기 입구 측 냉각수 온도에 따른 히트펌프의 성능 특성	40
제 4 장 결 론	47
참고문헌	49
감사의 글	51



Comparison of Cooling Performance in the Heat Pump applied Various Expansion Valves

Sung-Hyeon Park

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering
The Graduate School, Pukyong National University

Abstract

A heat pump is a device that can operate cooling or heating using a four-way valve which can change the flow direction of refrigerant. Heat pump is a high efficiency, eco-friendly device which consumes less energy and supply lots of energy for heat formation. In addition, it is a single device that has low generation effect about carbon dioxide. These heat pumps can be classified by heat sources. It is divided into air-to-air, air-to-water, water-to-air, and water-to-water heat pump depending on the type of external(secondary) fluid. Particularly, water-to-water heat pump such as geothermal source heat pump are good in terms of stability and efficiency of heat source, and therefore research is being actively conducted. Recently, in order to increase the efficiency of heat pump, there is tendency to use electronic expansion valves having a high response speed to the pressure and temperature changes of refrigerant. Although there are many researches related to electronic expansion valves and heat pumps, detailed cause analysis of each effect is lacking, and there are few studies about the performance characteristics of heat pumps according to types of expansion

valve. Therefore, this paper presents the detailed cause analysis of each influence and compares the cooling performance of heat pump according to types of expansion valve. The experimental results are as following : As the frequency of the inverter connected to compressor decreases, COP increases regardless of expansion valve types. As a result, energy can be saved by operating inverter with a low frequency at the time of partial load. When inlet temperature of the evaporator increases, in case of using thermostatic expansion valve, evaporation pressure, cooling capacity and COP decreases than electronic expansion valve. This result shows that the performance improvement using thermostatic expansion valve can be higher when user controls spring pressure directly, according to severe load variation. The COP increases as inlet temperature of chilled water into evaporator increases and inlet temperature of cooling water into condenser decreases. This result shows that when obtaining cold water from the heat pump, it is better to decrease inlet temperature of cooling water into condenser, and when obtaining the hot water, it is better to increase inlet temperature of chilled water into evaporator. The performance of the electronic expansion valve is much the same under various conditions even the difference of capacity. However, in case of thermostatic expansion valve, the performance decreases comparing with electronic expansion valve when the load is largely changed.

LIST OF TABLES

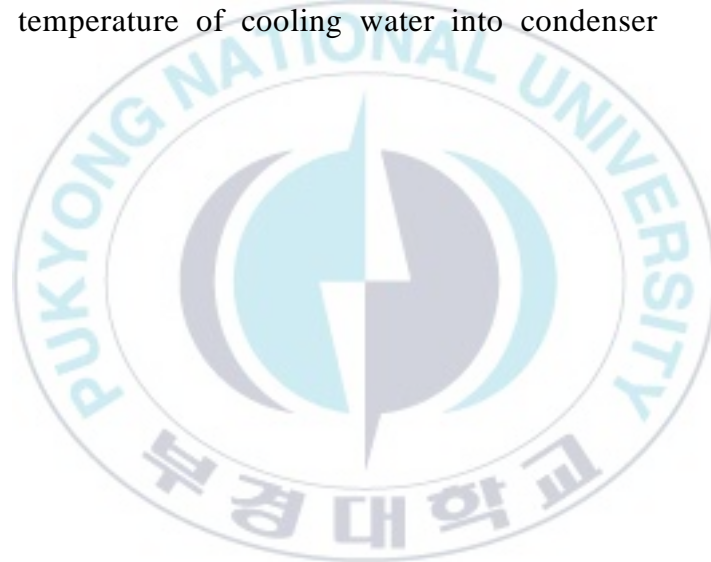
Table 2.1	Specification of compressor
Table 2.2	Specification of condenser and evaporator
Table 2.3	Specification of variable expansion valve
Table 2.4	Specification of 4-way valve
Table 2.5	Specification of additional equipment
Table 2.6	Specification of and controller and measurement equipment
Table 2.7	Installation pictures according to expansion valve
Table 2.8	Experimental conditions
Table 2.9	Parameters and estimated uncertainties
Table 3.1	Experimental conditions for investigating performance characteristics of heat pump according to inverter frequency
Table 3.2	Experimental conditions for investigating performance characteristics of heat pump according to inlet temperature of chilled water into evaporator
Table 3.3	Experimental conditions for investigating performance characteristics of heat pump according to inlet temperature of cooling water into condenser

LIST OF FIGURES

Fig. 1.1	Orifice replacement electronic expansion valve
Fig. 1.2	Function of by-pass
Fig. 1.3	Function of expansion valve
Fig. 1.4	Schematic diagram of heat pump applied conventional electronic expansion valve
Fig. 1.5	Schematic diagram of heat pump applied orifice replacement electronic expansion valve

- Fig. 1.6 Final schematic diagram of heat pump applied orifice replacement electronic expansion valve
- Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus (Heating mode)
- Fig. 2.2 Schematic diagram of experimental apparatus (Cooling mode)
- Fig. 2.3 Installation photo of sensitive heat tube
- Fig. 2.4 Refrigerant flow diagram of 4-way valve
- Fig. 2.5 Photo of experimental apparatus
- Fig. 3.1 Condensing pressure of each expansion valve according to inverter frequency
- Fig. 3.2 Evaporating pressure of each expansion valve according to inverter frequency
- Fig. 3.3 Refrigerant mass flow rate of each expansion valve according to inverter frequency
- Fig. 3.4 Compressor power of each expansion valve according to inverter frequency
- Fig. 3.5 Cooling capacity of each expansion valve according to inverter frequency
- Fig. 3.6 COP of each expansion valve according to inverter frequency
- Fig. 3.7 Condensing pressure of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator
- Fig. 3.8 Evaporating pressure of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator
- Fig. 3.9 Refrigerant mass flow rate of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator
- Fig. 3.10 Compressor power of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator
- Fig. 3.11 Cooling capacity of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator
- Fig. 3.12 COP of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator

- Fig. 3.13 Condensing pressure of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser
- Fig. 3.14 Evaporating pressure of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser
- Fig. 3.15 Refrigerant mass flow rate of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser
- Fig. 3.16 Compressor power of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser
- Fig. 3.17 Cooling capacity of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser
- Fig. 3.18 COP of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser



NOMENCLATURE

SYMBOLS

T	Temperature	°C
P	Pressure	bar
Q	Cooling capacity	kW
C_p	Specific heat	$\text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$
W	Compressor power consumption	kW
COP	Coefficient of performance	-
f	Frequency	Hz
G	flow rate	kg/h
m	Mass flow rate	kg/h

SUBSCRIPTS

e	Evaporator
c	Condenser
w	Water
com	Compressor
in	Inlet
out	Outlet
sub	Subcooling
sup	Superheating
r	Refrigerant

제1장 서론

1.1 연구 배경

히트펌프는 4방 밸브로 냉매의 흐름 방향을 바꾸어 동일한 장치를 냉방 운전 또는 난방 운전으로 전환하여 사용할 수 있는 장치를 뜻한다. 히트펌프는 적은 구동에너지를 이용하여 보다 많은 에너지를 열의 형태로 공급하는 고효율 친환경기기이며, 단일기기로는 이산화탄소의 발생 저감 효과가 매우 큰 시스템이다.^(1,2)

이러한 히트펌프는 열원에 의해 분류할 수 있는데, 외부 유체의 종류에 따라 (증발기 측/응축기 측) 공기/공기, 공기/물, 물/공기, 물/물 히트펌프로 나뉜다. 특히, 지열원 히트펌프와 같은 물/물 히트펌프는 열원의 안정성 및 효율성 측면에서 좋기 때문에 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽³⁾ 또한, 최근에는 히트펌프의 효율을 좀 더 높이기 위해서 냉매의 압력 및 온도 변화에 대한 반응 속도가 빠른 전자식 팽창밸브를 많이 적용하고 있는 추세이다.^(4,5)

히트펌프를 구성할 때, 기존의 전자식 팽창밸브는 팽창밸브 내 유체의 흐름이 단일 방향성이기 때문에 추가적인 바이패스 배관의 제작이 필수적이며, 역방향으로 유체가 지나갈 때 역류를 방지하기 위한 체크 밸브가 반드시 필요하다. 이로 인해 히트펌프의 효율이 떨어지게 된다. 이를 개선하기 위해 바이패스 배관 및 체크밸브를 필요로 하지 않는 전자식 팽창밸브가 필요하다.

우선, 이 팽창밸브는 Fig. 1.1과 같이 전원 및 신호부(Power signla part), 스텝 모터(Step motor), 감속기(Decelerator), 샤프트(Shaft), 체크(Check), 오리피스(Orifice)로 구성되며, 그 작동원리는 전원 및 신호부에서 펄스 신호를 받아 스텝모터에서 알맞은 회전각으로 회전하게 되면 감속기에서 감속하여 샤프트의 드릴을 회전시키게 되고 샤프트의 하단부와 오리피스의 상단부, 체크가 움직이게 된다. 이에 따라 전자식 팽창밸브는 2가지의 기능을 갖게 된다. 그 내용은 다음과 같다.

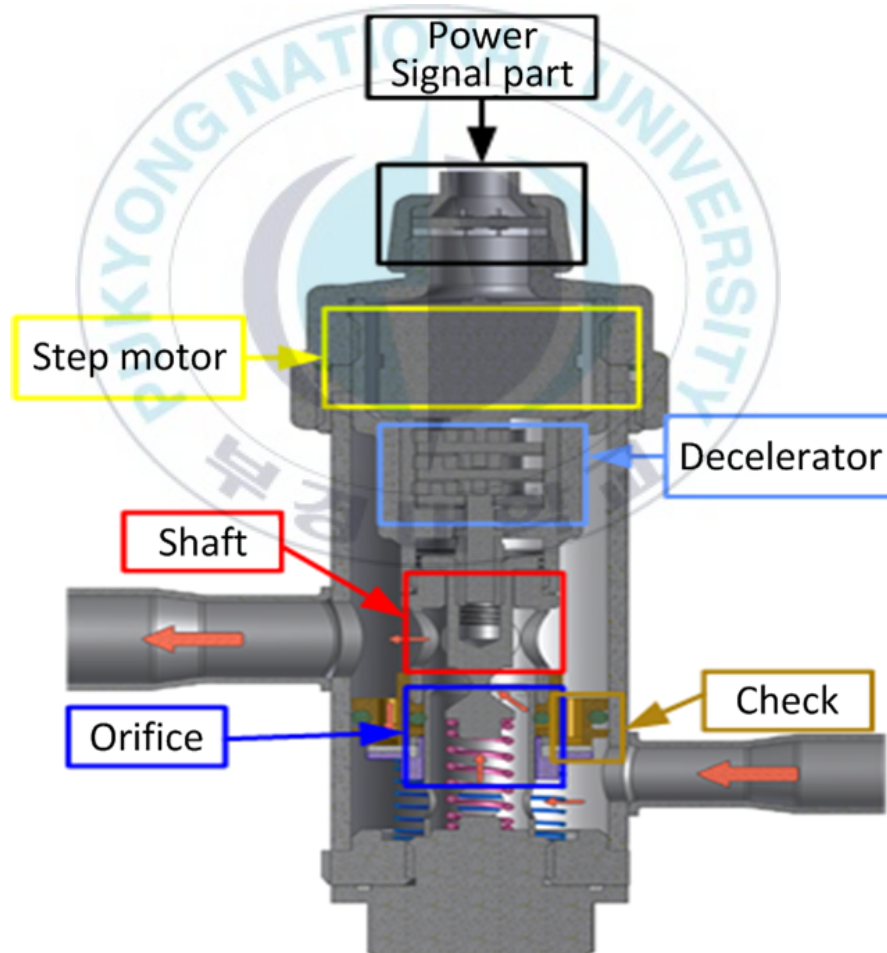


Fig. 1.1 Orifice replacement electronic expansion valve

첫째, 스텝 모터에 의해 샤프트의 드릴이 올라가면 오리피스스를 누르지 않기 때문에 체크는 열려 있으며 팽창밸브 내의 냉매는 이 유로를 통해 Fig. 1.2와 같이 바이패스하게 된다. 둘째, 스텝모터에 의해 샤프트의 드릴이 내려오면 오리피스스를 누르게 되고 체크는 닫히게 된다. 이에 따라 샤프트의 하단부와 오리피스스 상단 사이에 틈이 생기고 이 틈을 통해 교축과정이 일어나 Fig. 1.3과 같이 팽창밸브의 기능을 하게 된다.

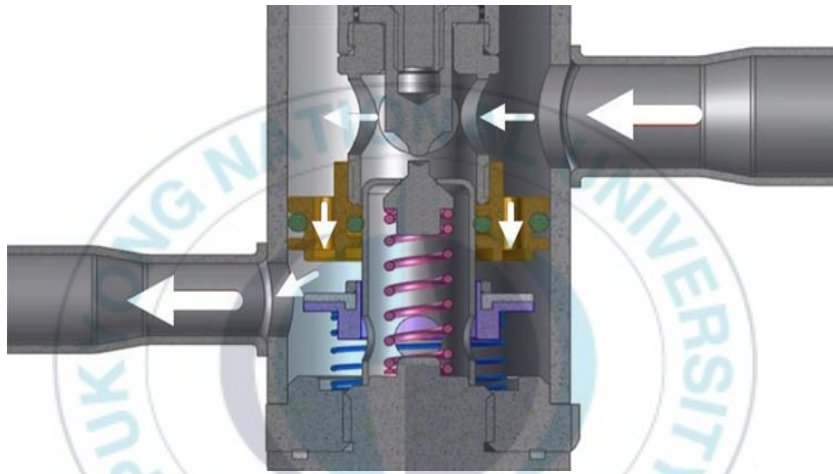


Fig. 1.2 Function of by-pass

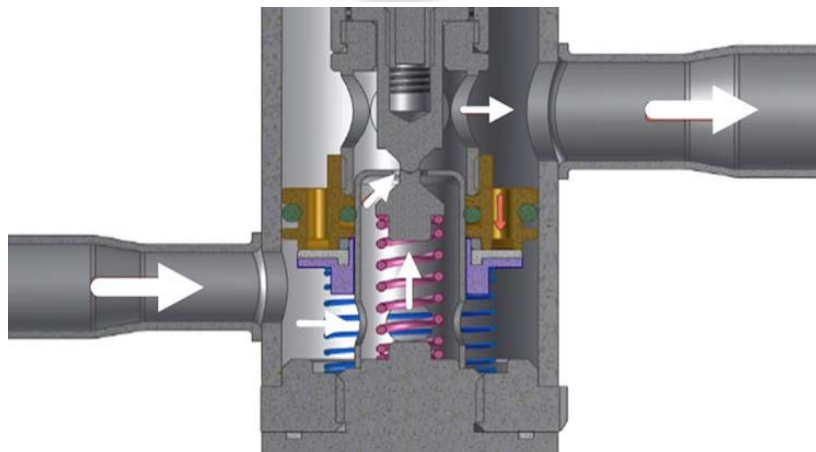


Fig. 1.3 Function of expansion valve

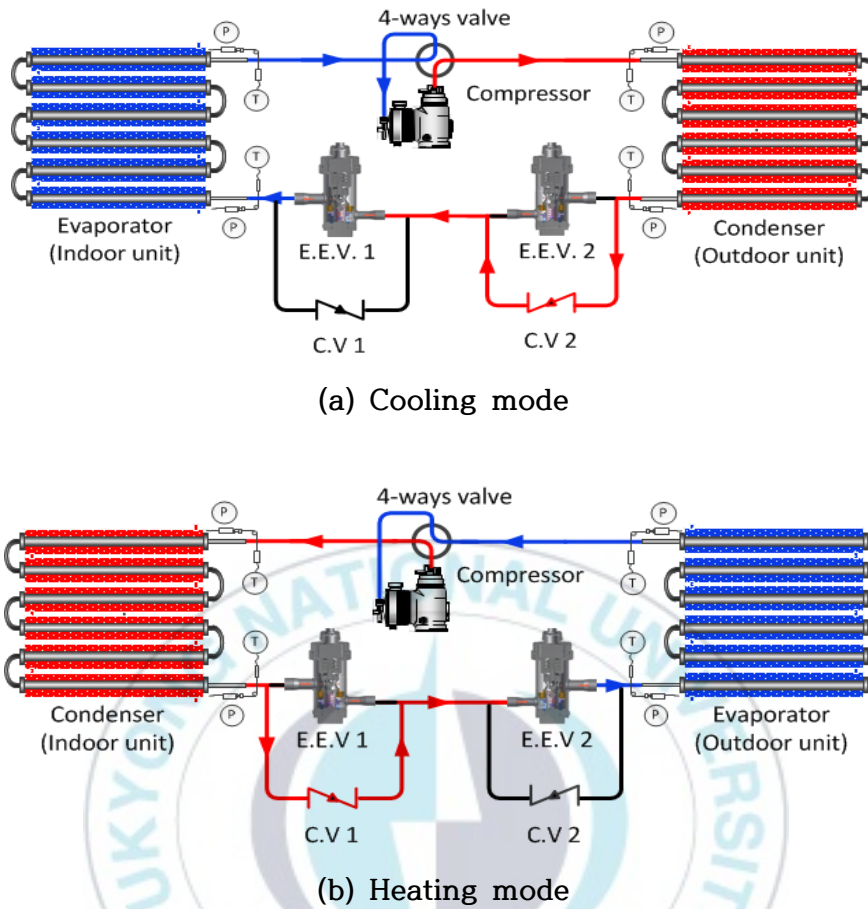


Fig. 1.4 Schematic diagram of heat pump applied conventional electronic expansion valve

Fig. 1.4는 기존 전자식 팽창밸브를 적용한 히트펌프의 개략도이고 Fig. 1.5는 오리피스 교체형 전자식 팽창밸브를 적용한 히트펌프의 개략도이다. Fig. 1.4와 Fig. 1.5를 통해 알 수 있듯이 오리피스 교체형 전자식 팽창밸브를 사용하면 체크 및 바이패스 배관의 추가적 설치가 불필요하며, Fig. 1.4과 Fig. 1.5와 같이 장치를 제작하기에 앞서 고려해야할 여러 부속기기 중 응축기와 증발기 사이에 사용되는 여러 가지 부속기기 중 수액기의 유무에 대해 생각해보았다. 수액기의 없으면 야기될 수 있는 내용은 다음과 같다.

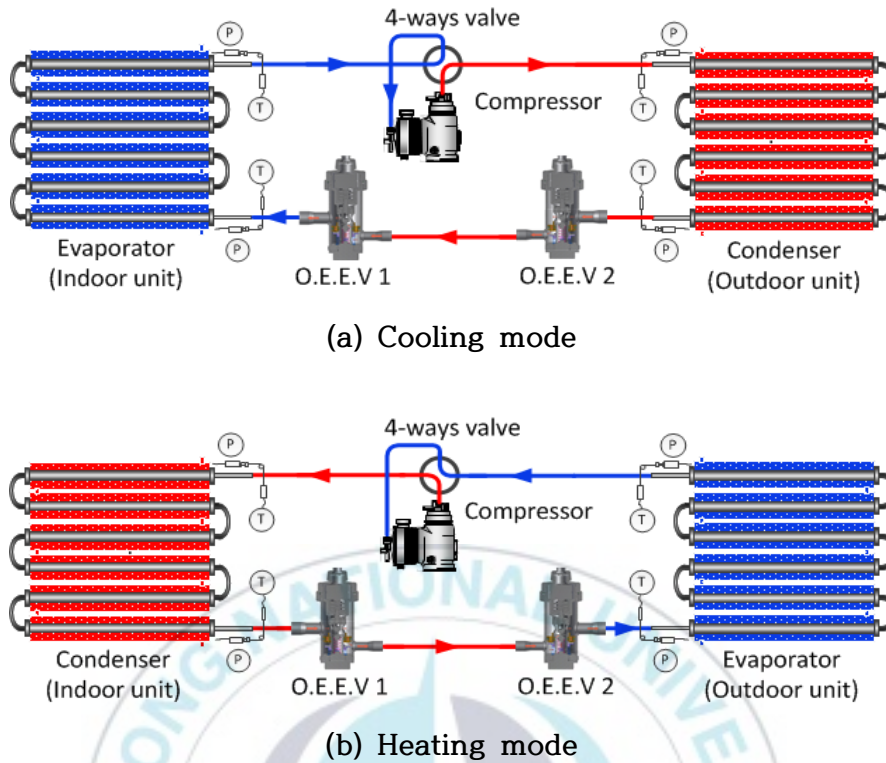
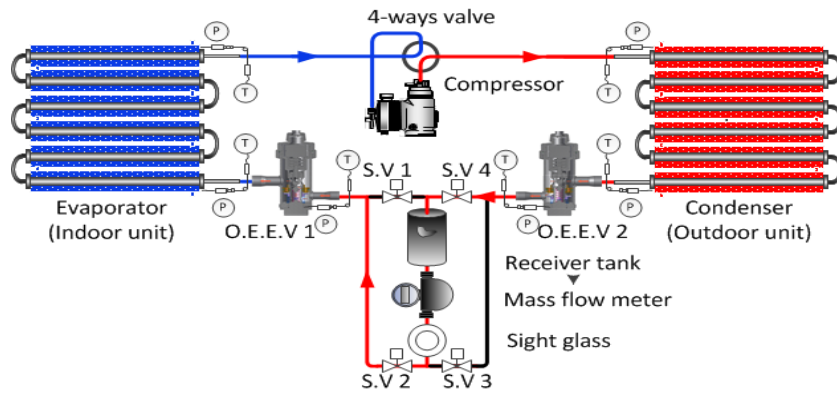


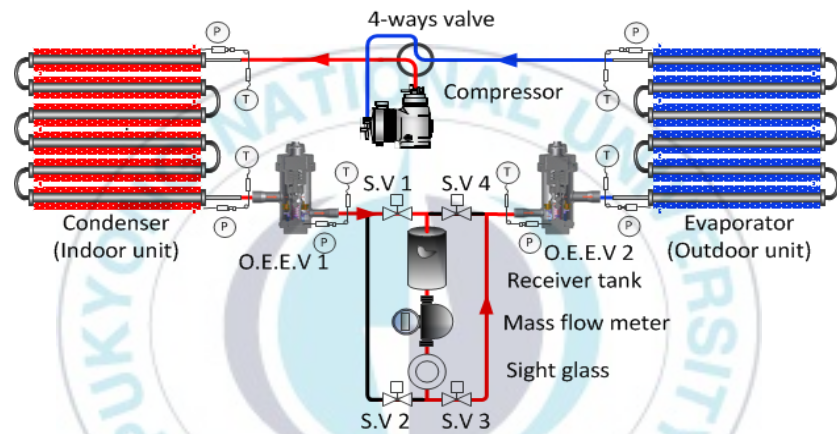
Fig. 1.5 Schematic diagram of heat pump applied orifice replacement electronic expansion valve

- 수액기가 없으면 히트펌프의 정지 시에 응축기 쪽에 냉매가 모여 있다가 장치 가동 시에 증발온도가 급격히 떨어질 수 있다.
- 수액기가 없으면 정상상태까지의 시간이 오래 걸린다.
- 수액기가 없으면 냉매 충전량이 적절한 지 확인하기 힘들다.

소형 냉동장치에서는 수액기를 쓰지 않는 경우도 있지만, 대용량의 경우 수액기가 필요하다. 본 연구에서 사용된 히트펌프는 냉방용량이 3RT 정도이므로 소용량은 아닌 것으로 판단하여 수액기를 적용하였고, 수액기의 경우에 입구와 출구가 정해져 있기 때문에 Fig. 1.6과 같이 4개의 솔레노이드 밸브를 이용하여 수액기의 입구와 출구를 고정하는 방법으로 히트펌프를 제작하였다.



(a) Cooling mode



(b) Heating mode

Fig. 1.6 Final schematic diagram of heat pump applied orifice replacement electronic expansion valve

1.2 종래 연구

본 논문과 관련하여 지금까지 발표된 대표적인 전자식 팽창밸브 및 히트펌프 연구를 살펴보면 다음과 같다.

먼저, Zhang 등⁽⁶⁾은 전자식 팽창밸브를 적용하고 냉매는 R22와 R407C를 사용한 냉동 시스템의 전자식 팽창밸브 입구 압력 및 개도에 따른 냉매의 질량 유량 변화를 실험적으로 연구하였다. 그 결과, 전자식 팽창밸브의 입구 압력과 개도가 커질수록 냉매 질량 유량이 증가된다고 하였다.

Cha 등⁽⁷⁾은 전자식 팽창밸브를 적용한 10RT급 수냉식 히트펌프의 개도를 50% ~ 100%로 변화시켰을 때의 냉·난방 능력 및 COP를 열교환 방식에 따라 비교하였다. 열교환기(증발기 및 응축기)가 대향류 방식인 경우가 평행류 방식보다 냉·난방 능력 및 COP가 평균 5 ~ 8% 높다는 결과를 통해 열원 측의 열교환 방식을 평행류로 하는 것보다 대향류로 하는 것이 효율적이라는 것을 증명하였다.

Son 등⁽⁸⁾은 전자식 팽창밸브를 적용한 수냉식 CO₂ 히트펌프의 2차 유체의 온도와 유량에 따른 압축기 소비동력, 난방능력, 성능계수, 냉매 순환량, 토출 압력 등을 실험을 통해 제시함으로써 2차 유체의 온도와 유량 변화가 히트펌프의 COP에 큰 영향을 준다고 하였다.

Beak 등⁽⁹⁾은 전자식 팽창밸브를 적용한 가변속 수냉각기를 이용하여 압축기의 회전수 변화와 전자팽창밸브의 개도 변화가 전체 시스템에 미치는 영향에 대해 실험적으로 알아보았다. 실험을 통해 압축기의 회전수 제어에 의한 용량 제어의 범위는 약 60%이며, 압축기 회전수별로 최대

냉각 능력을 보이는 전자팽창밸브의 개도 값이 존재한다는 사실을 파악하였다.

이와 같이 전자식 팽창밸브와 히트펌프 관련 연구들은 많지만 각각의 변수에 대한 영향의 세부적인 원인 분석이 부족하며, 팽창밸브의 종류에 따른 히트펌프의 성능 특성에 관한 연구는 전무한 상태이다.

1.3 연구 목적 및 개요

이에 따라 본 논문에서는 여러 가지 조건에서 히트펌프의 성능 특성을 실험적으로 분석하여 그 원인 규명을 좀 더 명확히 하고 오리피스 교체형 전자식 팽창밸브를 포함한 여러 팽창밸브의 성능 비교를 통해 올바른 팽창밸브의 선정에 대한 기초자료로 제공하고자 한다. 따라서 본 논문은 아래와 같이 4장으로 구성된다.

제 1장에서는 연구 배경과 전반적인 연구 내용에 대해 설명하였다.

제 2장에서는 실험장치의 설계, 실험 장치의 구성과 실험 방법, 데이터 해석방법에 대하여 자세히 설명하였다.

제 3장에서는 실험을 통해 압축기 회전수, 증발기 입구 측 냉수 온도, 응축기 입구 측 냉각수 온도에 따른 히트펌프의 응축 압력, 증발 압력, 압축기 소비동력, 질량 유량, 냉방 능력, COP 등을 계측하여 시스템의 성능 특성을 분석하고 그 결과를 고찰하였다.

제 4장에서는 본 연구를 통해 얻어진 결과를 분석하고, 최종적으로 결론을 도출하였다.

제 2 장 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

본 실험장치는 팽창밸브 종류에 따른 히트펌프의 냉방 성능 비교를 하기 위해 제작되었다. Fig. 2.1과 Fig. 2.2 는 각각 난방 시와 냉방 시에 히트펌프 장치의 전체적인 개략도를 나타낸 것이다. Fig. 2.1과 Fig. 2.2 에서 보는 바와 같이 실험 장치는 압축기, 사방밸브, 응축기, 수액기, 팽창밸브, 증발기 등의 주변 장치로 구성된다. 실험 장치는 빨간선, 파란선, 검은선으로 표시된 냉매 순환루프와 주황선과 하늘색선으로 표시된 열원수 순환루프로 구성되어 있다.

Fig. 2.1과 Fig. 2.2의 히트펌프에서, 압축기를 나온 고온 고압의 냉매 증기(R410A)는 사방밸브와 체크밸브를 지나 응축기로 들어가고, 응축기 내에서 냉각수와 열교환하여 냉각되어 된 후 수액기로 유입된다. 수액기를 나온 냉매액은 필터드라이어와 질량 유량계를 지난 뒤 팽창밸브에서 교축과정을 통해 저온 저압의 냉매액이 된다. 냉매액은 증발기로 유입되어 냉수와 열교환하여 압축기로 들어가 재순환하게 된다.

압축기는 인버터와 연결하여 주파수를 제어할 수 있도록 했고 파워미터(WT230)를 이용해 압축기 소비동력을 측정하였으며, T-type 열전대와 절대 압력계를 주요기기의 입·출구 측에 설치하여 히트펌프 내의 냉매의 온도 및 압력을 측정하였다. 냉매의 유량은 질량 유량계, 냉수 및 냉각수의 유량은 수유량계로 측정하였다. 또한, 냉수 및 냉각수의 온도 유지를 위해 증발기 측과 응축기 측에 각각 항온조를 설치하였고, 데이터로거(YOKOGAWA, DR230)를 사용하여 실시간으로 데이터를 측정 및 기록하였다.

2.1.1 실험 장치의 개략도

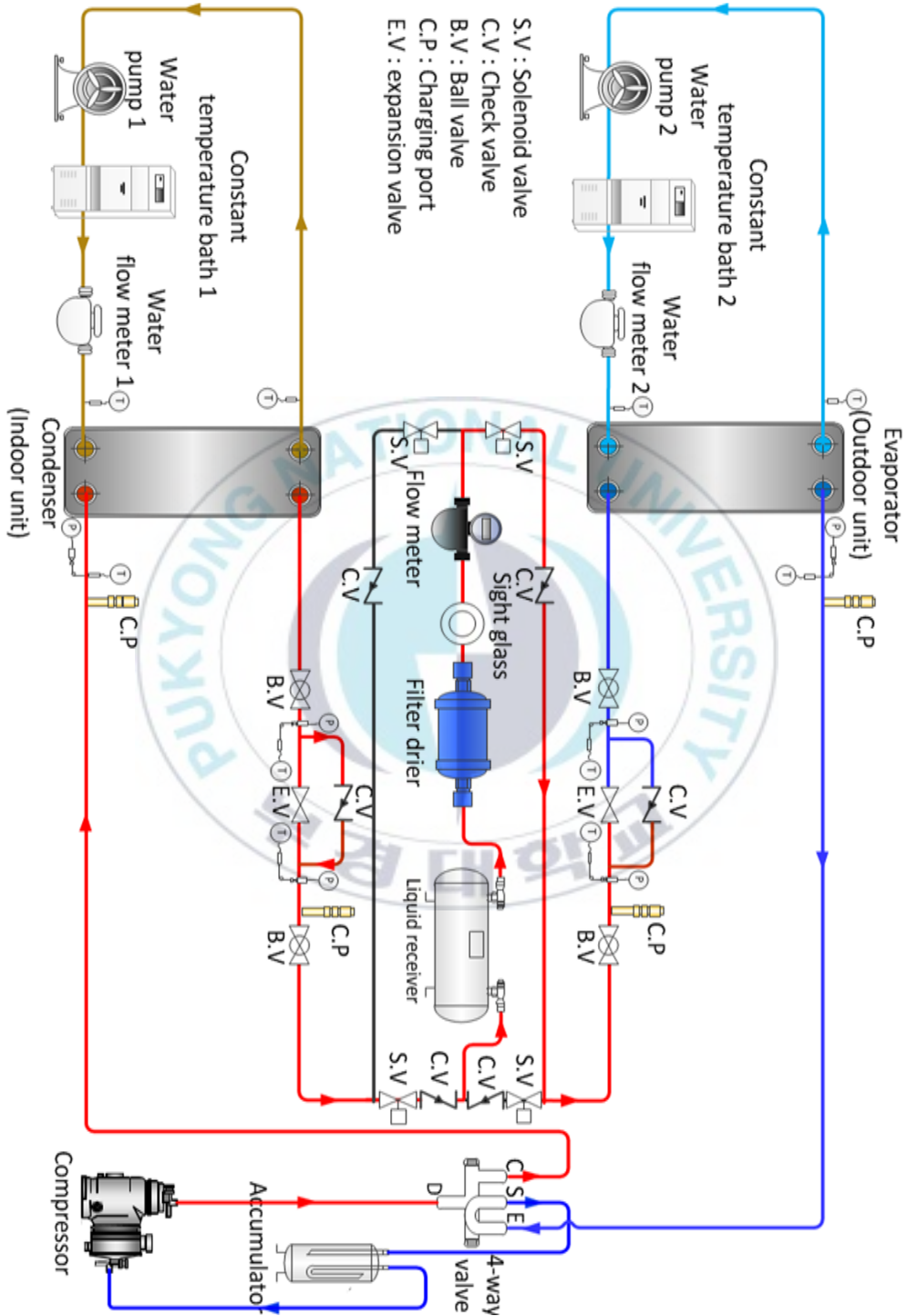


Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus (Heating mode)

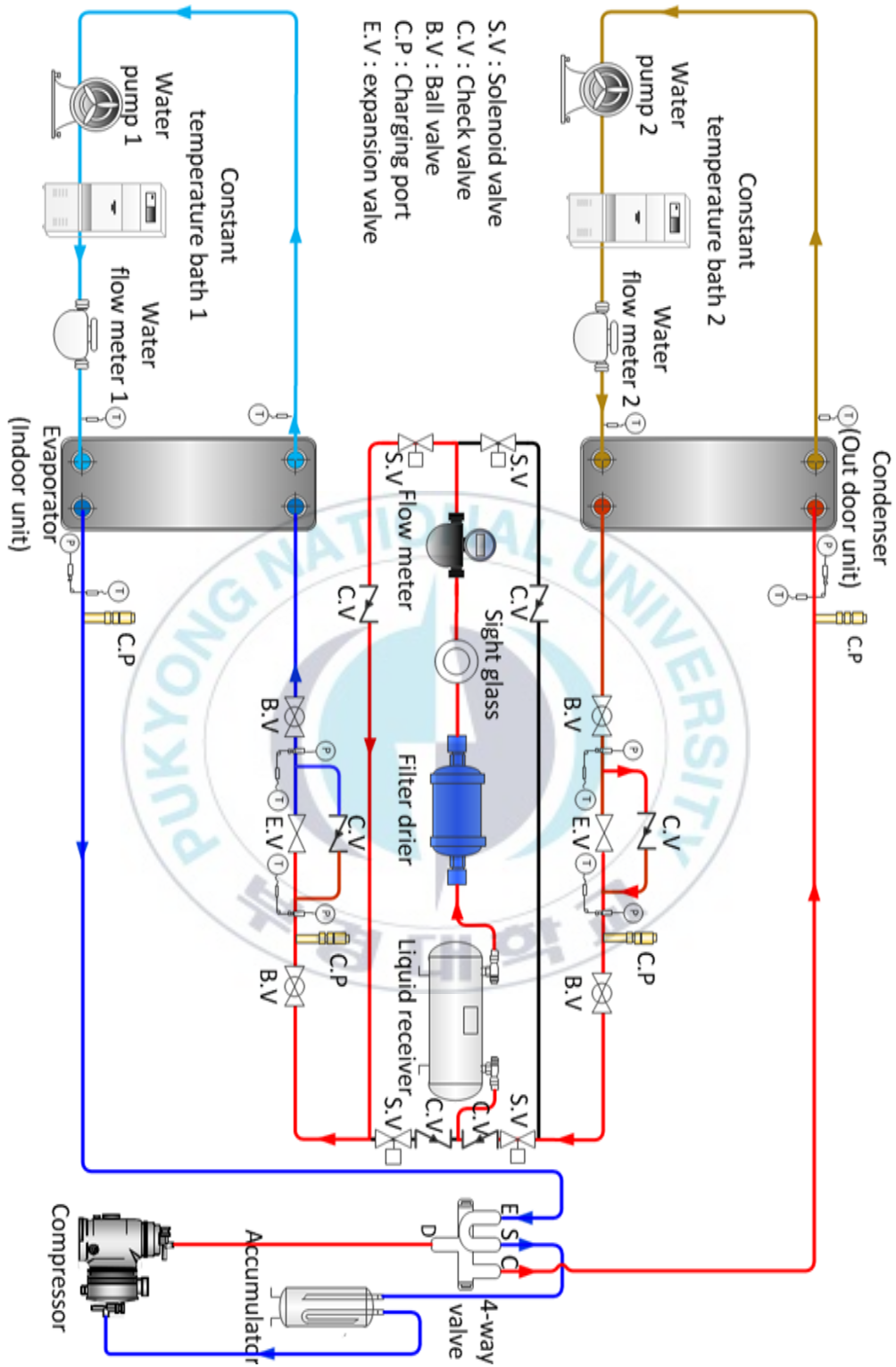


Fig. 2.2 Schematic diagram of experimental apparatus (Cooling mode)

2.1.2 주요 기기

가. 압축기

본 히트펌프에서 압축기는 냉매의 증발 온도 7°C, 응축 온도 35°C일 때, 냉방 용량이 3.6RT 이상이 되도록 선정하였다. Table 2.1은 압축기의 사양과 사진과 함께 해당 압축기의 증발 온도와 응축 온도에 따른 사양을 나타낸 것이며, 이를 통해 증발 온도 7°C, 응축 온도 35°C일 때 냉방 용량은 14.4kW, 압축기 소비동력은 2.48kW 임을 확인할 수 있다.

Table 2.1 Specification of compressor

Compressor	
Manufacturer	Emerson Copeland Scroll
Model	ZP50K3E-TFD-522
Type	Scroll compressor
Available Refrigerants	Only R410A
rated power (kW)	2.5kW




R410A - ZP50K3E-TFD										
Capacity kW	Cond. Temp.	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5
	25	5.97	7.3	8.85	10.65	12.73	15.1	16.14	17.8	19.28
	30	5.63	6.9	8.37	10.08	12.03	14.27	15.24	16.8	18.19
	35	5.27	6.5	7.91	9.53	11.37	13.48	14.4	15.87	17.18
	40	4.86	6.05	7.41	8.96	10.72	12.71	13.58	14.96	16.19
	45		5.54	6.86	8.34	10.02	11.91	12.74	14.04	15.2
	50			6.21	7.65	9.25	11.05	11.83	13.07	14.17
	55				6.83	8.37	10.09	10.84	12.01	13.05
	60					7.34	8.99	9.69	10.8	11.79
	65						7.67	8.34	9.38	10.3
	Power Input kW	Cond. Temp.	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
25		1.99	1.97	1.94	1.9	1.85	1.8	1.78	1.76	1.74
30		2.28	2.27	2.24	2.21	2.18	2.15	2.14	2.14	2.14
35		2.61	2.59	2.56	2.53	2.5	2.49	2.48	2.49	2.49
40		3.02	2.98	2.93	2.88	2.85	2.83	2.83	2.83	2.84
45			3.45	3.37	3.3	3.24	3.21	3.2	3.2	3.21
50				3.91	3.8	3.71	3.65	3.64	3.63	3.63
55					4.42	4.29	4.19	4.16	4.13	4.12
60						5	4.85	4.8	4.74	4.7
65							5.65	5.57	5.48	5.42

나. 응축기 및 증발기

응축 열량은 증발 열량보다 항상 크며, 냉·난방 운전 시에 증발기와 응축기의 역할이 바뀌기 때문에 열교환기의 용량을 응축기에 맞춰서 모두 5RT(19.30 kW)로 선정하였고, 시스템의 컴팩트화를 위해 판형열교환기를 설치하였다. Table 2.2는 응축기와 증발기의 사양과 사진을 나타낸 것이다.

Table 2.2 Specification of condenser and evaporator



Condenser and Evaporator	
Manufacturer	Swep
Model	B25TH
Type	Plate
Capacity (kW)	19.30



다. 팽창밸브

본 논문에서는 팽창밸브의 종류에 따른 히트펌프의 냉방 성능 특성을 파악하기 위해 4가지의 팽창밸브를 사용하였고 아래의 Table 2.3은 여러 팽창밸브의 사양과 사진을 나타낸다.

Table 2.3 Specification of variable expansion valves

Expansion valve A		
Manufacturer	Dotech	
Model	DPF(o)-3.2C	
Type	Electronic expansion valve	
Capacity (kW)	17.58 (5USRT)	
Expansion valve B		
Manufacturer	Dotech	
Model	DPF(o)-5.2C	
Type	Electronic expansion valve	
Capacity (kW)	28.1 (8USRT)	
Expansion valve C		
Manufacturer	Danfoss	
Model	068U1714	
Type	Orifice replacement thermostatic expansion valve	
Capacity (kW)	18	
Expansion valve D		
Manufacturer	(주)기하정밀	
Type	Orifice replacement electronic expansion valve	

온도식 팽창밸브뿐만 아니라 전자식 팽창밸브에도 감온통이 있다. 감온통은 증발기 출구의 수평배관에 금속밴드로 밀착시켜서 설치해야하며, 감온통 설치 시에 감온통의 위치도 중요하다. 일반적으로 증발기 출구 측에 감온통을 부착하는 관의 외경이 1/2 - 5/8 inch이면 감온통을 관의 12시 방향에 설치하고 3/4 - 1과1/4 이면 감온통은 3시 방향, 9시 방향 또는 아래 쪽 방향으로 45° 위치에 설치한다. 이는 오일이 압축기 흡입관을 흘러갈 때 관 하부에 오일이 모이기 때문에 오일의 온도를 측정하지 않고 냉매 가스의 온도를 측정하기 위함이다. 본 히트펌프에서 감온통 부착 위치에 있는 관의 외경이 3/4 inch이므로 3시 방향에 감온통을 설치하였다. Fig. 2.3은 감온통을 설치한 사진이다.



Fig. 2.3 Installation photo of sensitive heat tube

라. 사방밸브

사방밸브는 반드시 고·저압이 형성되어 있는 곳에서 쓰이며, Fig. 2.7과 같이 가운데 아래쪽은 고압, 가운데 위쪽은 저압으로 고정되어 있으며, 두 부분 다 유체의 흐름 방향도 고정되어 있다. 사방밸브는 전류의 인가 여부에 따라서 반달 모양의 피스톤 어셈블리가 움직이게 되면서 관 내측의 유체의 흐름이 바뀐다. 히트펌프에서는 사방밸브의 이러한 작용을 통해 실내기가 증발기 또는 응축기로 전환되어 냉방 또는 난방이 가능하다. Table 2.4는 사방밸브의 사양과 사진을 나타낸 것이며, Fig. 2.4은 냉·난방 운전 시의 사방밸브 내 냉매의 흐름을 나타낸 것이다.

Table 2.4 Specification of 4-way valve

4-way valve		
Manufacturer		Saginomiya
Model		STF-0401G
Tube size	Discharge (")	1/2
	Suction (")	3/4

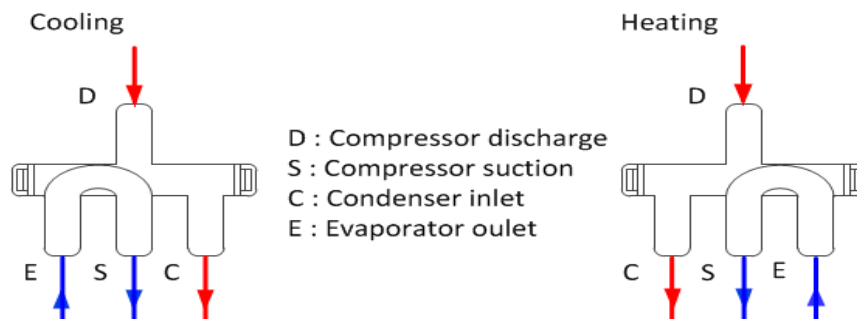





Fig. 2.4 Refrigerant flow diagram of 4-way valve

2.1.3 부속 기기



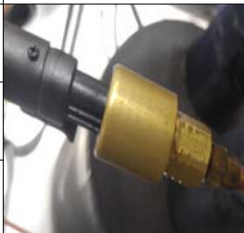
Table 2.5 Specification of additional equipment

Receiver tank			
Manufacturer		Kyungan thermotec	
Model		EVC10B-00	
Capacity (kW)		7.1L	
Available refrigerants		R12, R134a, R22, R404A, R407C, R410A, R500, R502, R507	
Solenoid valve			
Manufacturer		Danfoss	
Model		018F7301	
Tube size	Inlet(")	1/2	
	Outlet(")	1/2	
Check valve			
Manufacturer		Danfoss	
Model		NRVH-12s	
Tube size	Inlet(")	1/2	
	Outlet(")	1/2	
Sight glass			
Manufacturer		Danfoss	
Model		SGN-12s	
Tube size	Inlet(")	1/2	
	Outlet(")	1/2	

Filter drier			
Manufacturer		Danfoss	
Model		DML-084	
Tube size	Inlet(″)	1/2	
	Outlet(″)	1/2	
Water pump			
Manufacturer		Wilo	
Model		PU-S600M	
Power		220V (400W)	
Rate flow rate (Max)		160L/min	

2.1.4 제어기 및 계측기기

Table 2.6 Specification of and controller and measurement equipment

Electronic expansion valve controller with accessory			
Manufacturer		Dotech	
Model		EVC10B-00	
Rated power		Max 4W at 24V dc	
Accessory	Model	DPR-TH1-ST-XHP (NTC 5K Ω)	
	Range	-50 ~ 50 $^{\circ}$ C	
	Accuracy	$\pm 0.3^{\circ}$ C	
	Model	DP512-G7-XHP	
	Range	-1 ~ 15 bar	
	Accuracy	$\pm 1.0\%$	

Power meter			
Manufacturer	Yokogawa		
Model	WT 230		
Range	Voltage	15 ~ 600V	
	Current	0.5A ~ 20A	
Accuracy	± 0.1%		
Water mass flow meter			
Manufacturer	Corea flow		
Model	TBN-II-AD		
Range	600L/h ~ 6000L/h		
Accuracy	± 0.5%		
Inverter (connected with compressor)			
Manufacturer	LSIS		
Model	SV037IG5A-4		
Current(380V) (A)	9.0		
Capacity (kW)	3.7		
Constant temperature bath 1			
Manufacturer	P.K. tec		
Power	3phase, 380V		
Capacity (kW)	11.58kW		





Constant temperature bath 2		
Manufacturer	P.K. tec	
Power	3phase, 380V	
Capacity (kW)	11.58kW	
absolute pressure sensor		
Manufacturer	Flow & Sensor	
Type	din	
connecting size (")	1/8 PT	
Range	0 ~ 50 bar (0V ~ 5V)	
Accuracy	± 0.25%	
absolute pressure sensor		
Manufacturer	Daeyoung sensor	
Type	T	
Range	-270°C ~ 400°C	
Size	1.6ø x 10cm	
Accuracy	± 0.3% (-20°C ~ 150°C)	
Multi-channel recorder		
Manufacturer	Yokogawa	
Model	Dr-230	
Maximum input channels	60	
Accuracy	± 0.05%	

Table 2.7 Installation pictures according to expansion valve

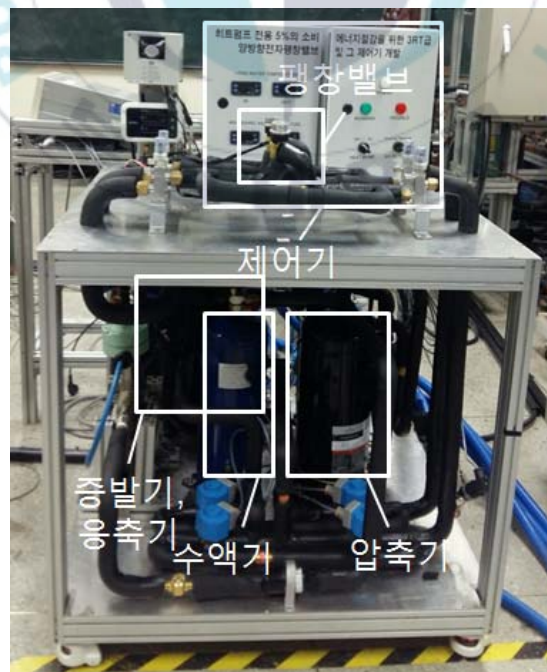
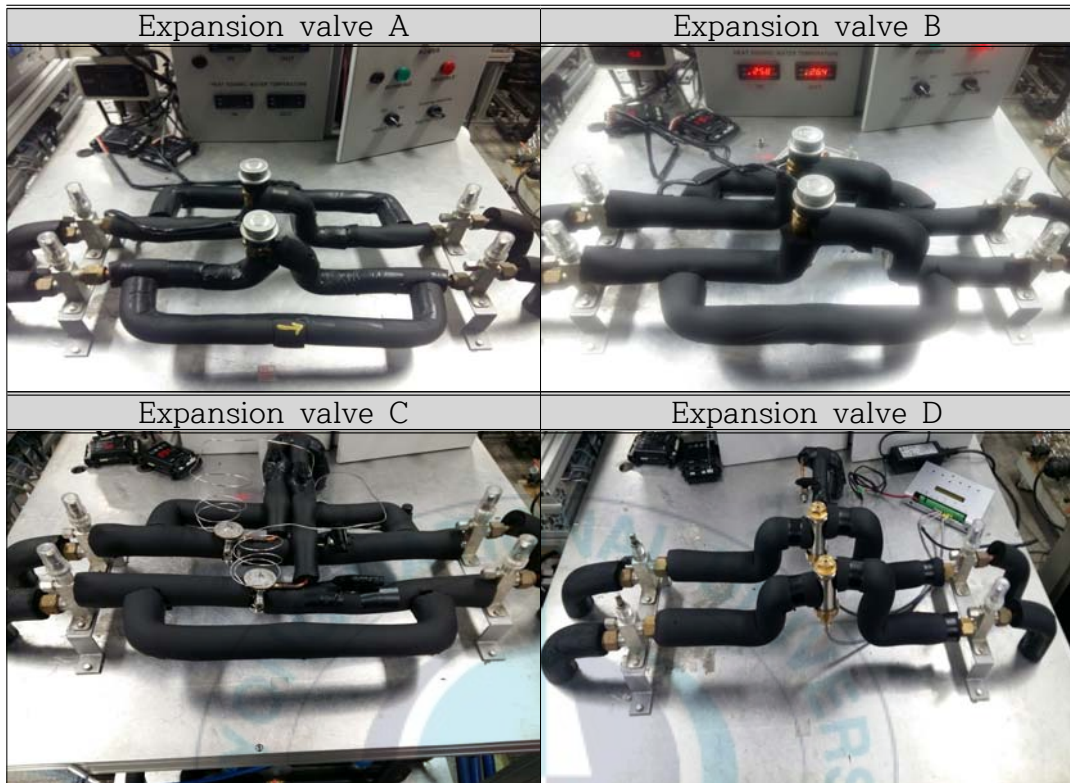


Fig. 2.5 Photo of experimental apparatus

2.2 실험 방법 및 조건

실험 장치를 기밀시험을 하기 위해서 압축기의 허용압력이하까지 질소를 주입시킨 뒤 하루가 경과한 뒤 누설검사를 실시하고 이상이 없을 경우 질소를 배출한다. 질소를 배출한 뒤 진공 펌프를 이용하여 시스템 내부를 진공 상태로 만든다. 그 후 냉매를 조금 주입하고 진공 펌프로 진공 상태로 만들면서 내부에 잔류 공기 등의 불순물을 제거하는 퍼지 과정을 3회 수행한다. 시스템을 가동하기 전에 두개의 항온조를 사용하여 증발기와 응축기의 입구온도를 맞춘 다음에 냉매를 액상으로 각 시스템에 충전시킨다.

본 실험은 다음과 같은 순서에 의해 진행하였다.

- (1) 전자식 팽창밸브의 과열도를 실험 조건에 맞게 제어기로 설정한다. 온도식 팽창밸브의 경우 기준 조건에서 육각렌치를 이용해 스프링 압력을 조절하여 과열도를 맞춘다.
- (2) 증발기 측 냉수 온도와 응축기 측 냉각수 온도를 일정하게 하기 위해 항온조를 실험에 필요한 온도로 설정하여 작동한다.
- (3) 물 펌프 쪽 바이패스 배관의 밸브를 조절하여 증발기 측 냉수 유량과 응축기 측 냉각수 유량을 조절한다.
- (4) 히트펌프를 작동 시키고, 계측 장비의 프로그램(DARWIN DAQ 32 Plus)을 통해 각 측정부의 온도와 압력, 질량유량, 수유량 등을 실시간으로 확인한다.
- (5) 본 시스템이 정상상태가 되면 프로그램(DARWIN DAQ 32 Plus)을 통해 계측 장비의 기록을 실시하여 측정부의 온도 및 압력 질량유량, 압축기 소비동력 등을 컴퓨터로 보낸다. 시스템이 정상상태(30분 동안의 온도 측정 변이가 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 이내, 압력 측정 변이가 ± 0.1

bar 이내, 질량 유량의 변화가 $\pm 0.1\text{kg/min}$ 이내일 때 정상상태로 간주하였다.) 에 도달한 이후 냉매의 온도와 압력 및 질량 유량, 냉수와 냉각수의 입·출구 온도 및 수유량, 압축기 소비동력 등을 1시간동안 3번 측정한다.

- (6) 모든 실험 조건에 대해서 실험이 끝나면 냉매를 빼고 팽창밸브를 교체한 후 누설검사부터 다시 진행한다. 냉매를 넣을 때에는 반드시 이전의 냉매 충전량과 동일하게 넣는다.
- (7) 온도식 팽창밸브의 경우 기준 조건에 맞게 스프링 압력을 조절하고 재수정하지 않는다.

Table 2.8 Experimental conditions

Parameter	Value	Unit
Inlet temperature of chilled water into evaporator : $T_{e,w,in}$	7, 12*, 17	°C
Inlet temperature of cooling water into condenser : $T_{c,w,in}$	25, 30*, 35	°C
Chilled water flow rate in evaporator : $G_{e,w}$	2,000*	kg/h
Cooling water flow rate in condenser : $G_{c,w}$	2,000*	kg/h
inverter frequency : f	40, 50, 60*	Hz
Superheating degree : T_{sup}	6*	°C
Subcooling degree : T_{sub}	1.5*	°C
Refrigerant	R410A*	-
Expansion valve	A, B, C	-

* Standard condition

팽창밸브에 따른 히트펌프의 성능 특성을 파악하기 위한 실험 조건은 KSB ISO 13256-2의 물순환식 히트펌프에 근거하여 정하였으며, 세부 실험 조건은 Table 2.8과 같다.

2.3 데이터 해석 방법

본 연구에서 사용한 R410A와 열원수의 열물성치값 계산은 NIST에서 개발한 냉매 물성치 계산 프로그램인 REFPROP(version 10.0)를 이용하였다. 팽창밸브에 따른 히트펌프의 성능 특성을 파악하기 위해 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 먼저, 히트펌프의 냉방 능력은 식 (2.1)으로 계산할 수 있다.

$$Q_e = G_{e,w} \cdot c_{p,w} \cdot \int_{T_{e,w,out}}^{T_{e,w,in}} dt \cdot \frac{1}{3600} \quad (2.1)$$

그리고 압축기에서 소요되는 압축기 소비동력은 파워미터로 측정할 값을 사용한다. 식 (2.1)과 파워미터로부터 측정된 압축기 소비동력을 통해 COP(Coefficient of performance)를 구하는 식은 식 (2.2)와 같다.

$$COP = \left(\frac{Q_e}{W_{com}} \right) \quad (2.2)$$

표준 조건에서 실험데이터의 불확도는 Moffat이 제안한 식⁽¹⁰⁾과 Padmanabhan의 예시⁽¹¹⁾를 통해 계산하여 Table 2.9에 나타내었다.

Table 2.9 Parameters and estimated uncertainties

Parameter	Average value	Systematic uncertainty	Random uncertainty	Total uncertainty	uncertainty (%)
Evaporating pressure, P_e [bar]	8.481	0.021	0.002	0.022	0.254
Condensing pressure, P_c [bar]	23.440	0.059	0.007	0.060	0.257
m_r [kg/min]	4.696	0.023	0.001	0.024	0.503
Inlet temperature of chilled water into evaporator, $T_{e,w,in}$ [°C]	11.883	0.036	0.017	0.048	0.407
Outlet temperature of chilled water in evaporator, $T_{e,w,out}$ [°C]	6.574	0.020	0.001	0.020	0.301
Chilled water flow rate in evaporator : $G_{e,w}$ [kg/h]	2002.930	10.015	0.198	10.022	0.500
Compressor power, $\dot{W}_{e,w}$ [kW]	3.613	0.004	0.001	0.004	0.112
Cooling capacity, Q_e [kW]	12.560	0.113	0.039	0.137	1.088
COP [-]	3.476	0.032	0.011	0.038	1.094

* Confidence level : 95% ($k=1.96$)⁽¹²⁾

제 3 장 결과 및 고찰

본 장에서는 전술한 4가지(A, B, C, D) 팽창밸브 중 3가지(A, B, C) 팽창밸브를 적용한 히트펌프의 성능 특성을 실험적으로 파악 및 분석하기 위해서, 압축기 회전수 변화, 증발기 측 입구 냉수 온도, 응축기 측 입구 냉각수 온도에 따른 증발 압력, 응축 압력, 냉매 질량 유량, 냉방 능력, 압축기 소비동력, COP를 살펴보았다.

3.1 압축기 회전수에 따른 히트펌프의 성능 특성

Table 3.1은 압축기 회전수에 따른 히트펌프의 성능 특성을 알아보기 위한 실험 조건이다.

Table 3.1 Experimental conditions for investigating performance characteristics of heat pump according to inverter frequency

Parameter	Value	Unit
Inlet temperature of chilled water into evaporator : $T_{e, w, in}$	12	°C
Inlet temperature of cooling water into condenser : $T_{c, w, in}$	30	°C
Chilled water flow rate in evaporator : $G_{e, w}$	2,000	kg/h
Cooling water flow rate in condenser : $G_{c, w}$	2,000	kg/h
Inverter frequency : f	40, 50, 60	Hz
Superheating degree : T_{sup}	6	°C
Subcooling degree : T_{sub}	1.5	°C
Refrigerant	R410A	-
Expansion valve	A, B, C	-

(1) 응축 압력

Fig. 3.1은 압축기에 연결된 인버터의 주파수에 따른 팽창밸브별 응축 압력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 압축기와 연결된 인버터의 주파수가 40Hz, 50Hz, 60Hz로 증가함에 따라 응축 압력은 22.28 ~ 23.48 bar까지 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 22.28~23.44 bar, 22.39~23.56 bar까지 증가하였다. 이는 인버터의 주파수가 증가할수록 압축기의 회전수가 많아지게 되고 압축기의 토출량이 증가함에 따른 결과로 판단된다.

(2) 증발 압력

Fig. 3.2은 압축기에 연결된 인버터의 주파수에 따른 팽창밸브별 증발 압력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 압축기와 연결된 인버터의 주파수가 40Hz, 50Hz, 60Hz로 증가함에 따라 증발 압력은 온도식 팽창밸브에서는 9.22 ~ 8.42 bar까지 감소하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 9.21 ~ 8.48 bar, 9.15 ~ 8.50 bar까지 감소하였다. 이는 인버터의 주파수가 증가할수록 압축기의 회전수가 많아지게 되고 압축기의 흡입량이 증가함에 따른 결과로 판단된다.

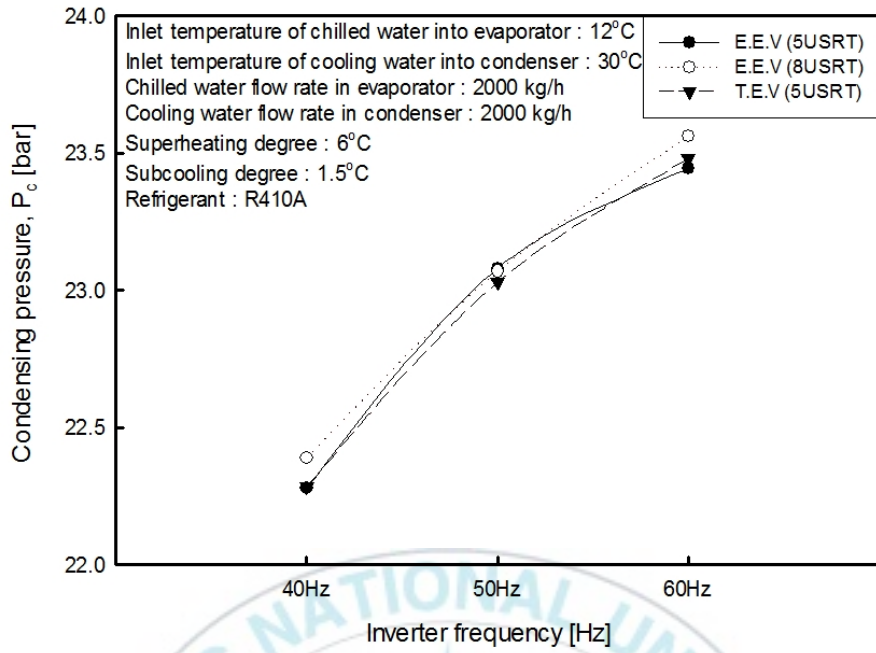


Fig. 3.1 Condensing pressure of each expansion valve according to inverter frequency

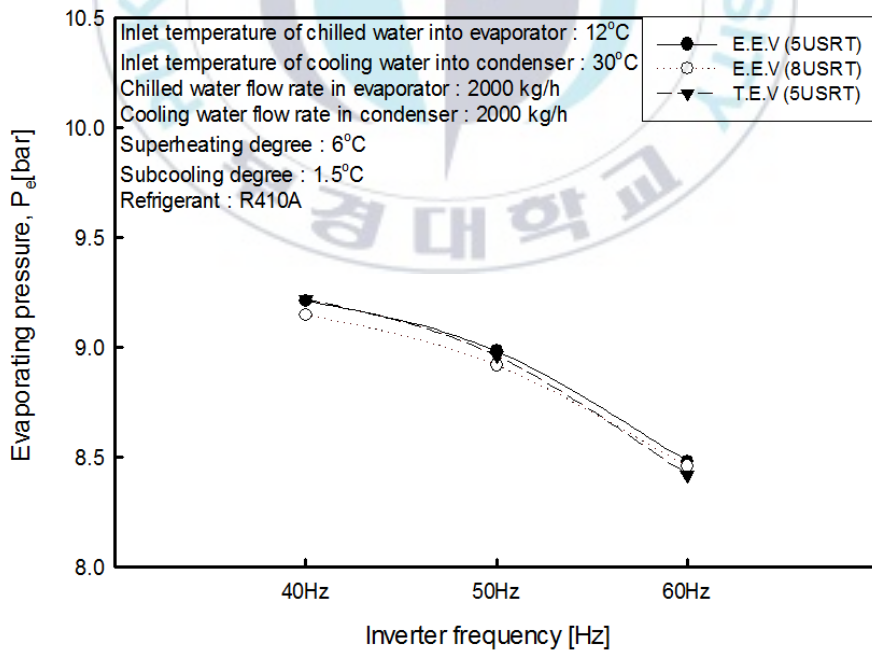


Fig. 3.2 Evaporating pressure of each expansion valve according to inverter frequency

(3) 질량 유량

Fig. 3.3은 압축기에 연결된 인버터의 주파수에 따른 팽창밸브별 질량 유량을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 압축기와 연결된 인버터의 주파수가 40Hz, 50Hz, 60Hz로 증가함에 따라 질량 유량은 3.484 ~ 4.776 kg/min까지 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 3.365 ~ 4.696 kg/min, 3.362 ~ 4.769 kg/min까지 증가하였다. 이는 인버터의 주파수가 증가할수록 단위 시간당 압축기의 토출량과 흡입량이 모두 증가함에 따른 결과로 판단된다.

(4) 압축기 소비동력

Fig. 3.4는 압축기에 연결된 인버터의 주파수에 따른 팽창밸브별 압축기 소비동력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 압축기와 연결된 인버터의 주파수가 40Hz, 50Hz, 60Hz로 증가함에 따라 압축기 소비동력은 2.316 ~ 3.6 kW까지 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 2.320 ~ 3.613, 2.341 ~ 3.643까지 증가하였다. 이는 인버터의 주파수가 증가할수록 압축기의 회전수가 많아지게 되고 이에 따라 압축기의 토출량과 흡입량이 증가하여 질량유량이 증가함에 따른 결과로 판단된다.

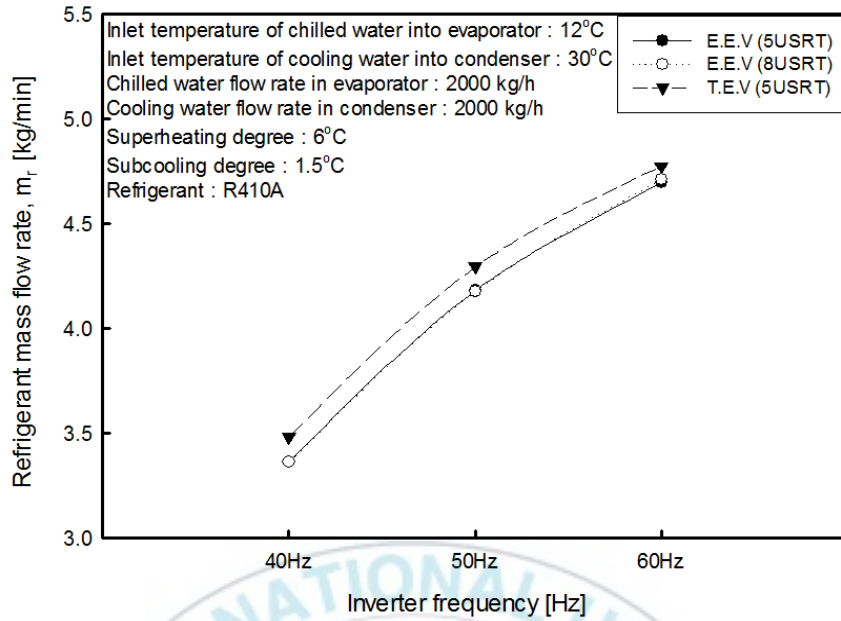


Fig. 3.3 Refrigerant mass flow rate of each expansion valve according to inverter frequency

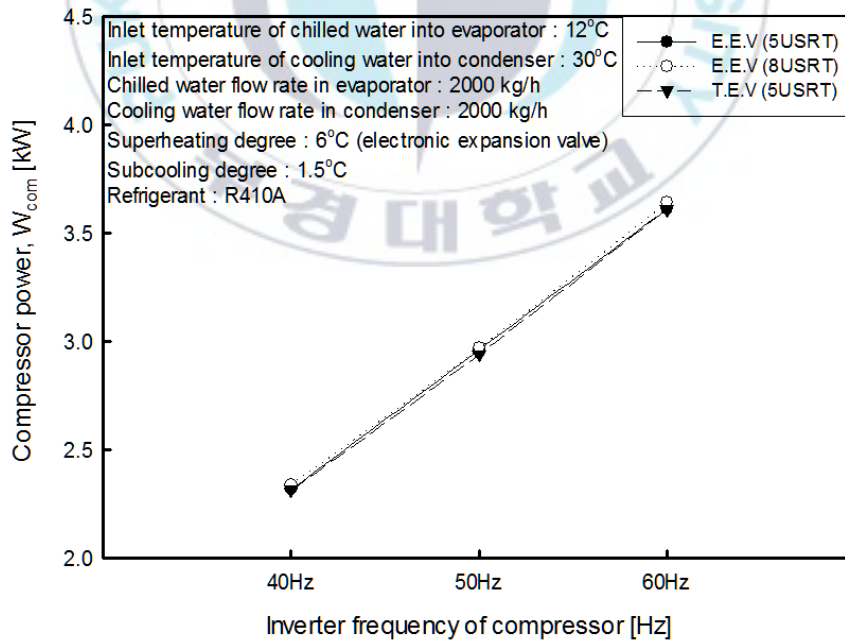


Fig. 3.4 Compressor power of each expansion valve according to inverter frequency

(5) 냉방 능력

Fig. 3.5는 압축기에 연결된 인버터의 주파수에 따른 팽창밸브별 냉방 능력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 압축기와 연결된 인버터의 주파수가 40Hz, 50Hz, 60Hz로 증가함에 따라 냉방 능력은 9.18 ~ 12.32 kW까지 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 9.06 ~ 12.56 kW, 9.02 ~ 12.52 kW까지 증가하였다. 이는 인버터의 주파수가 증가할수록 증발기 입·출구 측의 엔탈피 및 질량 유량이 증가함에 따라 나타난 결과로 판단된다.

(6) COP

Fig. 3.6은 압축기에 연결된 인버터의 주파수에 따른 팽창밸브별 COP를 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 압축기와 연결된 인버터의 주파수가 40Hz, 50Hz, 60Hz로 증가함에 따라 COP는 3.965 ~ 3.410까지 감소하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 3.904 ~ 3.476, 3.854 ~ 3.437까지 감소하였다. 이는 인버터의 주파수가 증가할수록 압축기 소비동력의 증가 비율에 비해 냉방 능력의 증가 비율이 작기 때문에 나타난 결과로 판단된다.

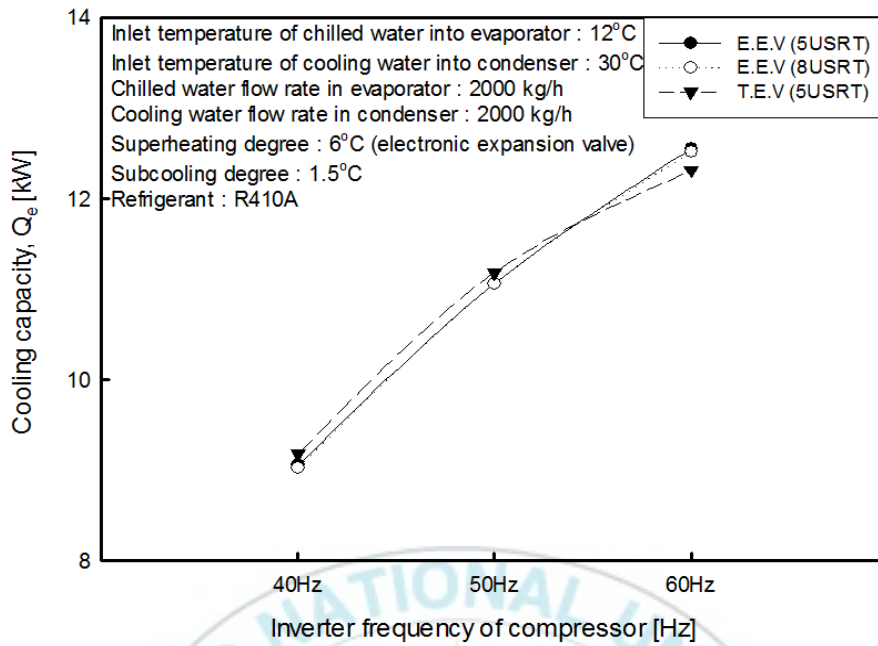


Fig. 3.5 Cooling capacity of each expansion valve according to inverter frequency

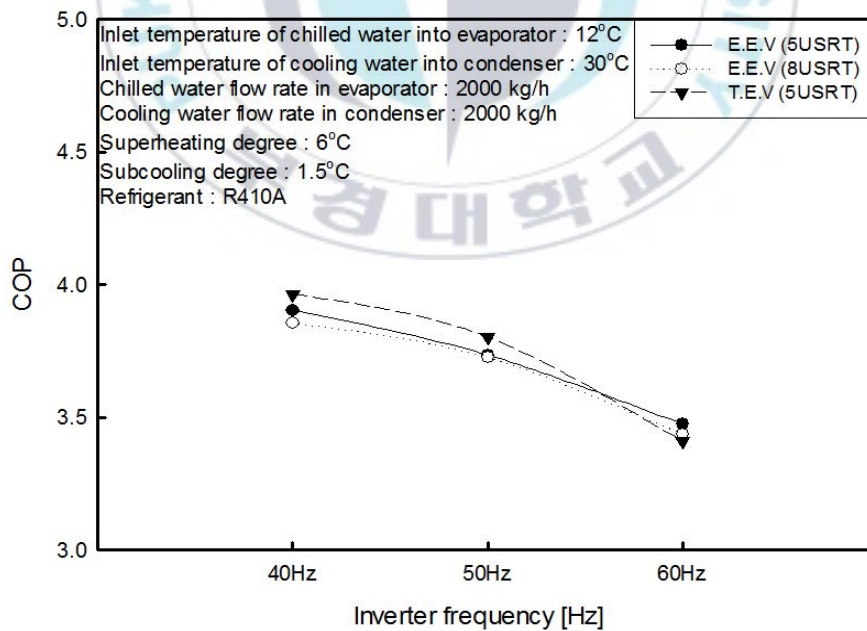


Fig. 3.6 COP of each expansion valve according to inverter frequency

3.2 증발기 입구 측 냉수 온도에 따른 히트펌프의 성능 특성

Table 3.2는 증발기 입구 측 냉수 온도에 따른 히트펌프의 성능 특성을 알아보기 위한 실험 조건이다.

Table 3.2 Experimental conditions for investigating performance characteristics of heat pump according to inlet temperature of chilled water into evaporator

Parameter	Value	Unit
Inlet temperature of chilled water into evaporator : $T_{e, w, in}$	7, 12, 17	°C
Inlet temperature of cooling water into condenser : $T_{c, w, in}$	30	°C
Chilled water flow rate in evaporator : $G_{e, w}$	2,000	kg/h
Cooling water flow rate in condenser : $G_{c, w}$	2,000	kg/h
Inverter frequency : f	60	Hz
Superheating degree : T_{sup}	6	°C
Subcooling degree : T_{sub}	1.5	°C
Refrigerant	R410A	-
Expansion valve	A, B, C	-

(1) 응축 압력

Fig. 3.7은 증발기 입구 측 냉수 온도에 따른 팽창밸브별 응축 압력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 증발기 입구 측 냉수 온도가 7°C, 12°C, 17°C로 증가함에 따라 응축 압력은 23.00 ~ 23.64 bar까지 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 22.93 ~ 23.97 bar, 23.14. ~ 24.07 bar까지 증가하였다. 이는 증발기 입구 측 냉수 온도가 증가할수록 압축기 소비동력이 증가하게 되고 이에 따라 응축 압력이 증가한 것으로 판단된다.

(2) 증발 압력

Fig. 3.8은 증발기 입구 측 냉수 온도에 따른 팽창밸브별 증발 압력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 증발기 입구 측 냉수 온도가 7°C, 12°C, 17°C로 증가함에 따라 증발 압력은 23.00 ~ 23.64 bar까지 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 7.44 ~ 9.55 bar, 7.42 ~ 9.56 bar까지 증가하였다. 이는 증발기 입구 측 냉수 온도가 증가할수록 압축기 흡입 측 냉매 온도가 증가하게 되고 시스템의 과열도를 설정 과열도에 맞추기 위해 팽창밸브에서 개도를 더 늘림에 따라 증발 압력이 더 증가한 것으로 판단된다.

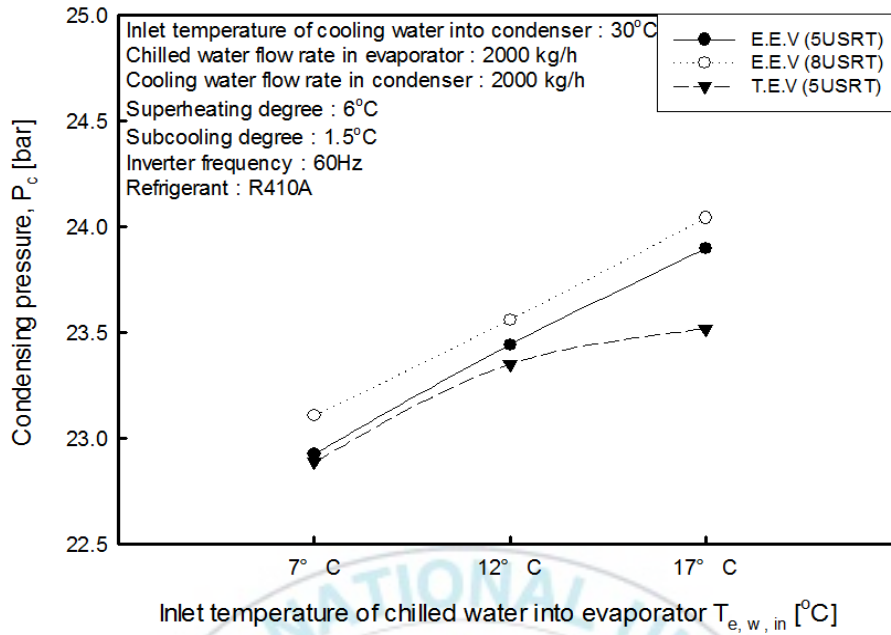


Fig. 3.7 Condensing pressure of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator

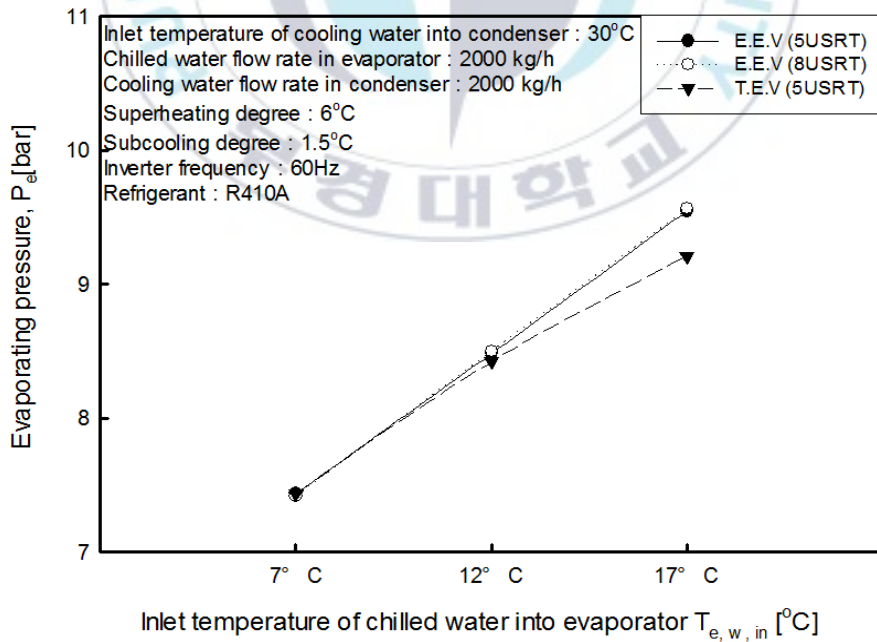


Fig. 3.8 Evaporating pressure of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator

(3) 질량 유량

Fig. 3.9는 증발기 입구 측 냉수 온도에 따른 팽창밸브별 질량 유량을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 증발기 입구 측 냉수 온도가 7°C, 12°C, 17°C로 증가함에 따라 질량 유량은 4.196 ~ 4.966 kg/min까지 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 4.098 ~ 5.299 kg/min, 4.133 ~ 5.358 kg/min까지 증가하였다. 이는 증발기 입구 측 냉수 온도가 증가할수록 압축기 흡입 측 냉매 온도가 증가하게 되고 시스템의 과열도를 설정 과열도에 맞추기 위해 팽창밸브에서 개도를 더 늘림에 따라 질량 유량이 증가한 것으로 판단된다.

(4) 압축기 소비동력

Fig. 3.10은 증발기 입구 측 냉수 온도에 따른 팽창밸브별 압축기 소비동력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 증발기 입구 측 냉수 온도가 7°C, 12°C, 17°C로 증가함에 따라 압축기 소비동력은 3.565 ~ 3.632 kW까지 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 3.565 ~ 3.659 kW, 3.590 ~ 3.682 kW까지 증가하였다. 이는 증발기 입구 측 냉수 온도가 증가할수록 압축기 흡입 측 냉매의 온도가 증가하게 되고 이에 따라 냉매의 비체적이 작아져 단위 체적 당의 질량이 더 늘어남에 따른 결과로 판단된다.

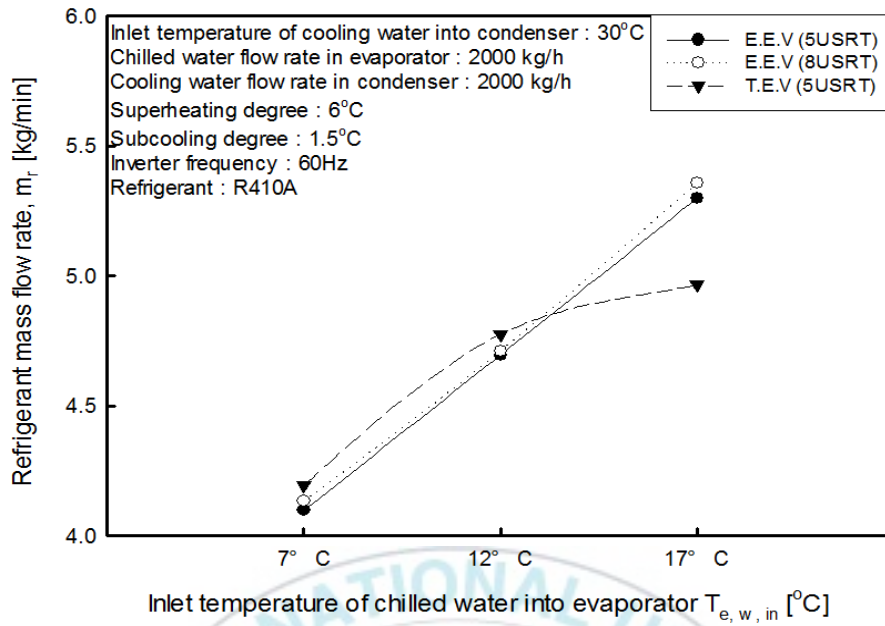


Fig. 3.9 Refrigerant mass flow rate of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator

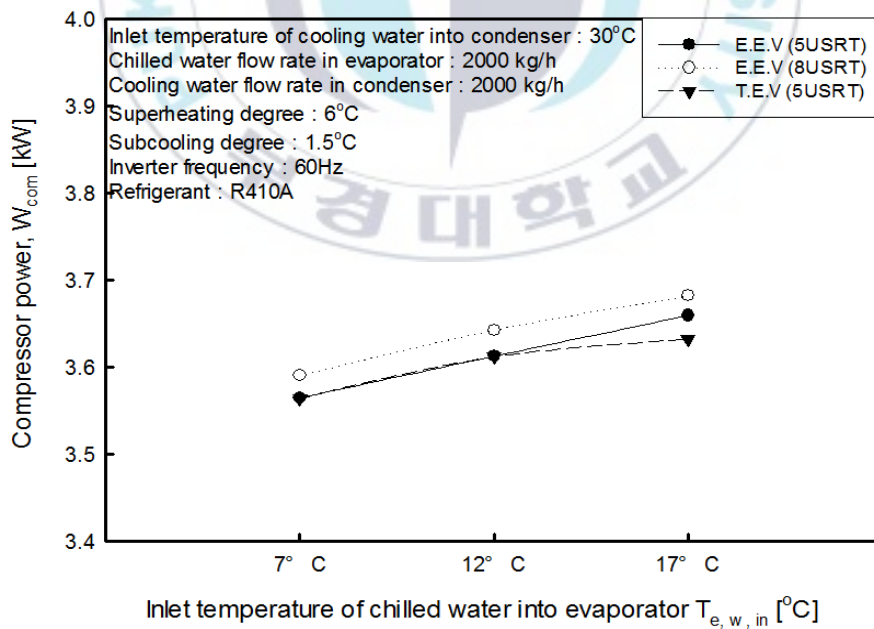


Fig. 3.10 Compressor power of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator

(5) 냉방 능력

Fig. 3.11은 증발기 입구 측 냉수 온도에 따른 팽창밸브별 냉방 능력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 증발기 입구 측 냉수 온도가 7°C, 12°C, 17°C로 증가함에 따라 냉방 능력은 10.66 ~ 13.83 kW까지 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 10.68 ~ 14.36 kW, 10.64 ~ 14.30 kW까지 증가하였다. 이는 증발기 입구 측 냉수 온도가 증가할수록 질량 유량이 증가함에 따라 냉방 능력이 증가한 것으로 판단된다.

(6) COP

Fig. 3.12는 증발기 입구 측 냉수 온도에 따른 팽창밸브별 COP를 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 증발기 입구 측 냉수 온도가 7°C, 12°C, 17°C로 증가함에 따라 COP는 4.119 ~ 2.840까지 감소하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우 각각 2.995 ~ 3.923, 2.965 ~ 3.883까지 증가하였다. 이는 증발기 입구 측 냉수 온도가 증가할수록 압축기 소비동력의 증가 비율에 비해 냉방 능력의 증가 비율이 더 크기 때문에 나타난 결과로 판단된다.

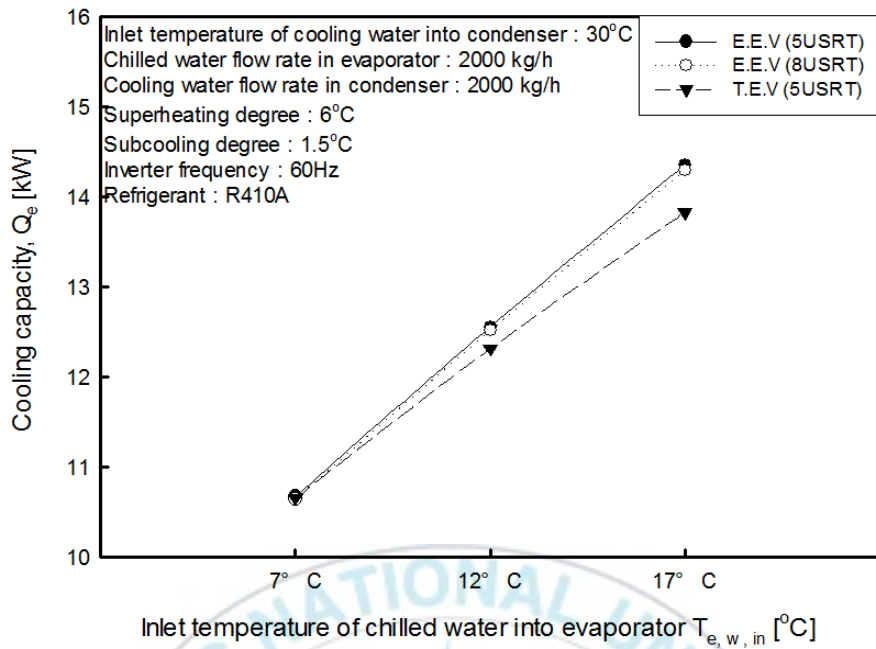


Fig. 3.11 Cooling capacity of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator

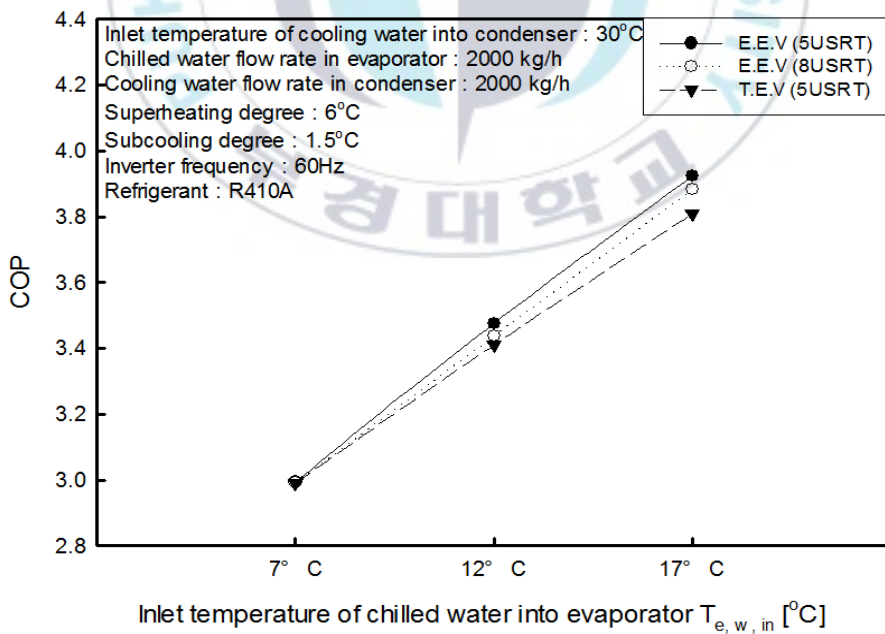


Fig. 3.12 COP of each expansion valve according to inlet temperature of chilled water into evaporator

3.3 응축기 입구 측 냉각수 온도에 따른 히트펌프의 성능 특성

Table 3.3은 응축기 입구 측 냉각수 온도에 따른 히트펌프의 성능 특성을 알아보기 위한 실험 조건이다.

Table 3.3 Experimental conditions for investigating performance characteristics of heat pump according to inlet temperature of cooling water into condenser

Parameter	Value	Unit
Inlet temperature of chilled water into evaporator : $T_{e, w, in}$	12	°C
Inlet temperature of cooling water into condenser : $T_{c, w, in}$	25, 30, 35	°C
Chilled water flow rate in evaporator : $G_{e, w}$	2,000	kg/h
Cooling water flow rate in condenser : $G_{c, w}$	2,000	kg/h
Inverter frequency : f	60	Hz
Superheating degree : T_{sup}	6	°C
Subcooling degree : T_{sub}	1.5	°C
Refrigerant	R410A	-
Expansion valve	A, B, C	-

(1) 응축 압력

Fig. 3.13은 응축기 입구 측 냉각수 온도에 따른 팽창밸브별 응축 압력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 응축기 입구 측 냉각수 온도가 25°C, 30°C, 35°C로 증가함에 따라 응축 압력은 20.86 ~ 26.08 bar까지 대폭 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우도 마찬가지로 각각 20.98 ~ 26.11 bar, 21.06 ~ 26.24 bar까지 대폭 증가하였다. 이는 응축기 입구 측 냉각수 온도가 증가할수록 응축 온도가 증가하게 되고 이에 따라 응축 압력이 증가한 것으로 판단된다.

(2) 증발 압력

Fig. 3.14는 응축기 입구 측 냉각수 온도에 따른 팽창밸브별 증발 압력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 응축기 입구 측 냉각수 온도가 25°C, 30°C, 35°C로 증가함에 따라 증발 압력은 8.46 ~ 8.39 bar까지 대폭 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우도 마찬가지로 각각 8.54 ~ 8.44 bar, 8.52 ~ 8.43 bar까지 대폭 증가하였다. 이는 응축 압력이 대폭 증가함에 따라 체적 효율이 감소하고 감소한 체적 효율로 인해 증발 압력이 증가하게 되지만, 압축기 소비동력의 증가와 팽창밸브의 개도 감소로 인한 증발 압력의 감소가 더 크기 때문에 증발 압력은 소폭 감소한 것으로 판단된다.

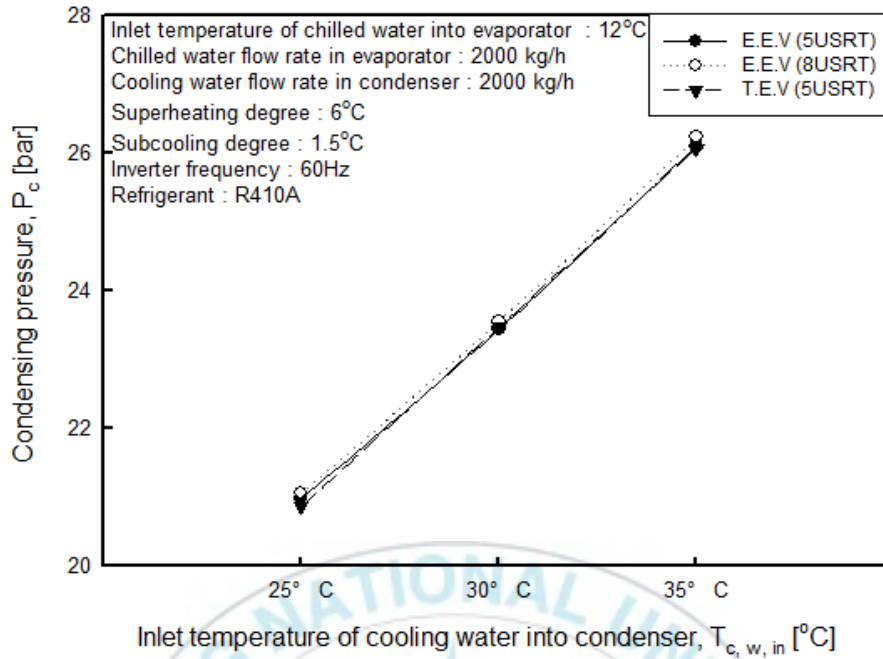


Fig. 3.13 Condensing pressure of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser

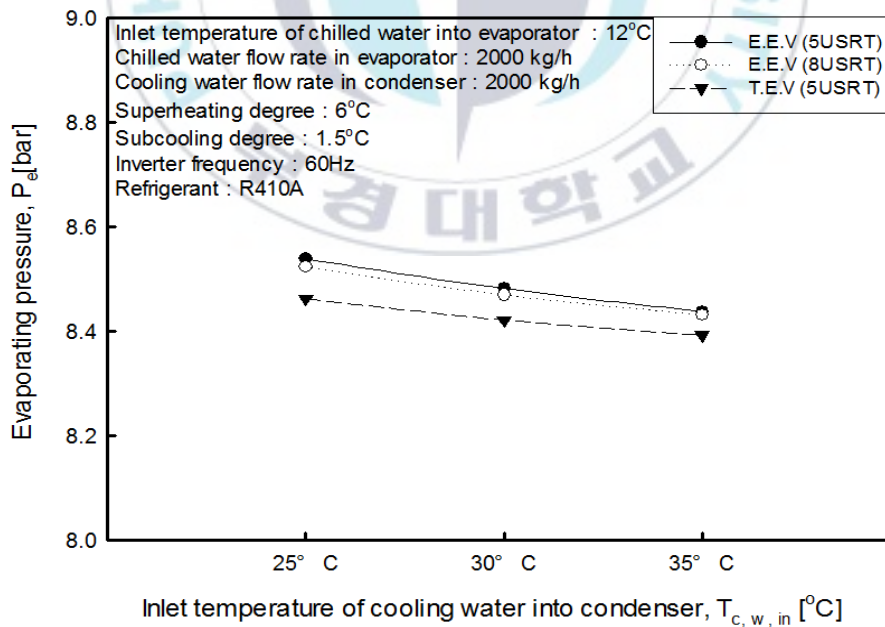


Fig. 3.14 Evaporating pressure of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser

(3) 질량 유량

Fig. 3.15는 응축기 입구 측 냉각수 온도에 따른 팽창밸브별 질량 유량을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 응축기 입구 측 냉각수 온도가 25°C, 30°C, 35°C로 증가함에 따라 질량 유량은 4.822 ~ 4.689 kg/min 까지 감소하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우도 마찬가지로 각각 4.77 ~ 4.631 kg/min, 4.786 ~ 4.681 kg/min까지 감소하였다. 이는 응축기 입구 측 냉각수 온도가 증가할수록 체적 효율의 감소로 인해 상승한 증발 압력을 설정 과열도에 맞추기 위해 팽창밸브의 개도가 감소하게 되고 이에 따라 질량 유량이 증가한 것으로 판단된다.

(4) 압축기 소비동력

Fig. 3.16은 응축기 입구 측 냉각수 온도에 따른 팽창밸브별 압축기 소비동력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 응축기 입구 측 냉각수 온도가 25°C, 30°C, 35°C로 증가함에 따라 압축기 소비동력은 3.204 ~ 4.039 kW까지 증가하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우도 마찬가지로 각각 3.218 ~ 4.048 kW, 3.238 ~ 4.077 kW까지 증가하였다. 이는 응축 압력이 대폭 증가함에 따라 체적 효율이 감소하고 감소한 체적 효율로 인해 압축기 소비동력이 증가한 것으로 판단된다.

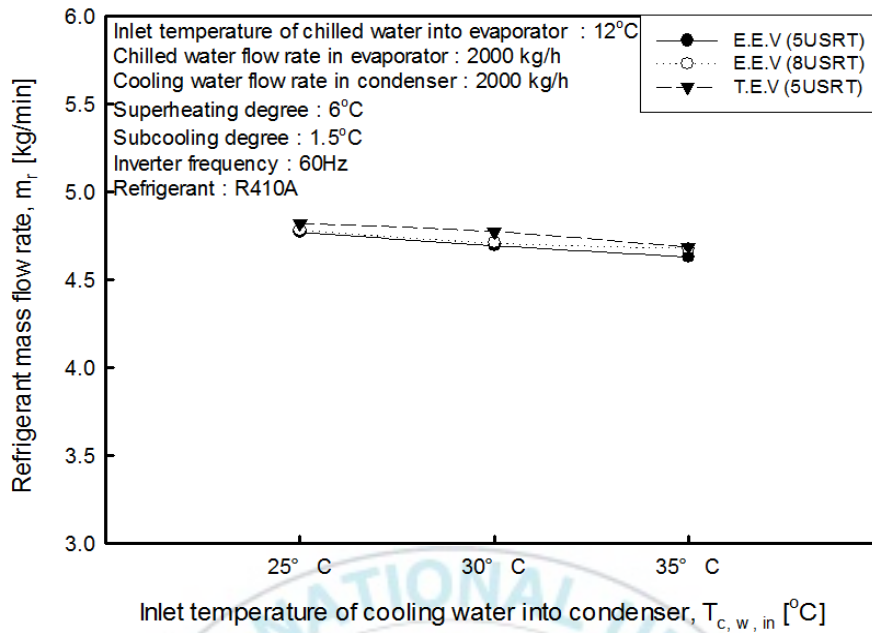


Fig. 3.15 Refrigerant mass flow rate of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser

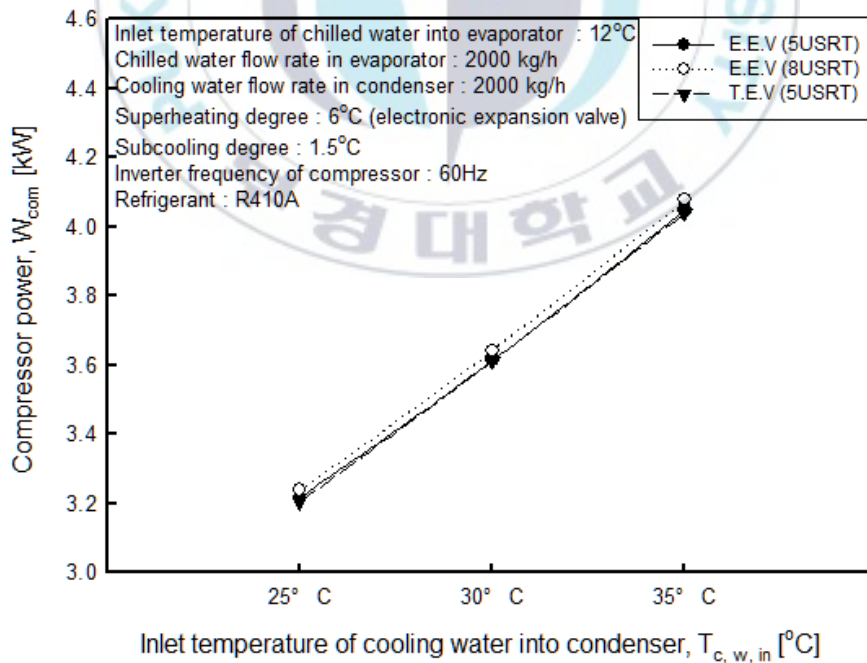


Fig. 3.16 Compressor power of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser

(5) 냉방 능력

Fig. 3.17은 응축기 입구 측 냉각수 온도에 따른 팽창밸브별 냉방 능력을 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 응축기 입구 측 냉각수 온도가 25°C, 30°C, 35°C로 증가함에 따라 냉방 능력은 13.20 ~ 11.47 kW까지 감소하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우도 마찬가지로 각각 13.27 ~ 11.54 kW, 13.28 ~ 11.45 kW까지 감소하였다. 이는 응축기 입구 측 냉각수 온도가 증가할수록 체적 효율의 감소로 인해 질량 유량이 감소하게 되고 이에 따라 냉방 능력도 감소한 것으로 판단된다.

(6) COP

Fig. 3.18은 응축기 입구 측 냉각수 온도에 따른 팽창밸브별 COP를 나타낸 것이다. 온도식 팽창밸브의 경우, 응축기 입구 측 냉각수 온도가 25°C, 30°C, 35°C로 증가함에 따라 COP는 4.119 ~ 2.840까지 감소하였으며, 전자식 팽창밸브 5USRT와 8USRT의 경우도 마찬가지로 각각 4.125 ~ 2.851, 4.101 ~ 2.810까지 감소하였다. 이는 응축기 입구 측 냉각수 온도가 증가할수록 압축기 소비동력과 냉방 능력이 모두 감소했기 때문에 나타난 결과로 판단된다.

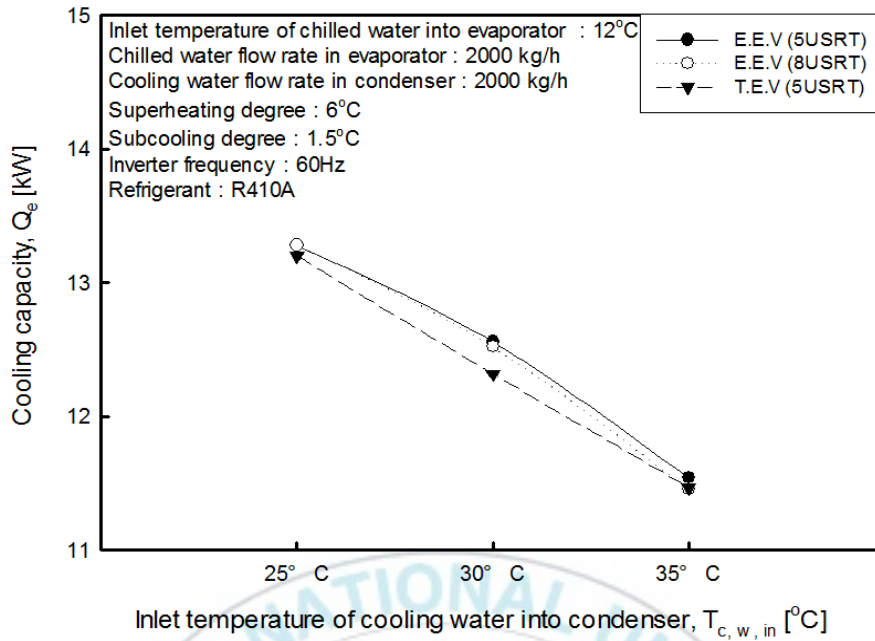


Fig. 3.17 Cooling capacity of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser

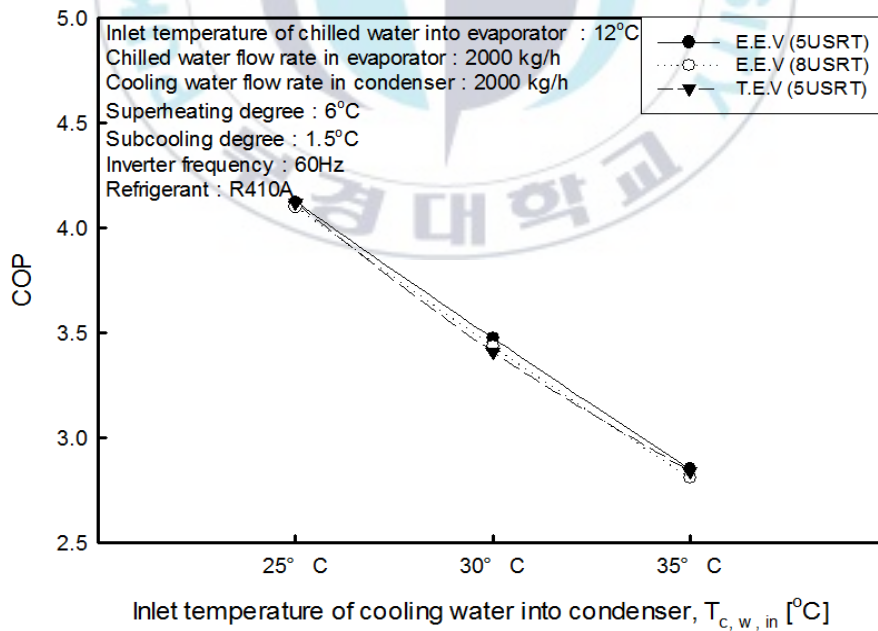


Fig. 3.18 COP of each expansion valve according to inlet temperature of cooling water into condenser

제 4 장 결 론

본 연구에서는 R410A를 작동유체로 사용하는 물/물 히트펌프에서 압축기 회전수, 증발기 측 냉수 입구 온도, 응축기 측 냉각수 입구 온도에 따른 팽창밸브별 성능 특성에 대한 실험을 통해 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 압축기와 연결된 인버터의 주파수가 감소할수록 모든 팽창밸브에서의 COP는 증가하였다. 이를 통해 부분 부하 시에 인버터의 주파수를 작게 하여 운전하는 것이 에너지 절약에 도움이 된다는 것을 알 수 있다.
- (2) 온도식 팽창밸브의 경우 증발기 측 입구 온도가 증가하게 되면 전자식 팽창밸브보다 증발 압력, 냉방 능력 및 COP가 낮은 것을 확인할 수 있다. 이를 통해, 온도식 팽창밸브의 경우 부하 변동이 심할 때에는 운전자가 직접 온도식 팽창밸브의 스프링 압력을 직접 조절하는 것이 시스템의 성능 향상에 도움이 된다는 것을 알 수 있었다.
- (3) 증발기 측 냉수 입구 온도가 증가, 응축기 측 냉각수 입구 온도가 감소할수록 COP는 증가하였다. 이를 통해 히트펌프에서 냉수를 얻을 때에는 응축기 측 냉각수 입구 온도를 낮춰 주는 것이, 온수를 얻을 때에는 증발기 측 냉수 입구 온도를 높여주는 것이 에너지 절약에 도움이 된다는 것을 알 수 있다.

(4) 전자식 팽창밸브의 경우 용량이 다르더라도 여러 조건에서 성능이 크게 차이가 나타나지 않지만, 온도식 팽창밸브의 경우는 부하가 크게 바뀔 때 전자식 팽창밸브와 비교하여 성능이 저하됨을 알 수 있다.

본 연구를 통해 히트펌프를 설계할 때에는 온도식 팽창밸브를 사용하는 것보다는 전자식 팽창밸브를 사용하는 것이 더 높은 COP를 보임을 알 수 있었다. 또한, 기존의 팽창밸브 A, B, C와 오리피스 교체형 전자식 팽창밸브를 비교하기 위해서는 미완성인 오리피스 교체형 팽창밸브의 보완을 통해 좀 더 신뢰성을 높일 필요성이 있다고 생각되며, 추후의 연구에서 더 많은 종류의 팽창밸브에 대한 비교와 원인분석이 더 필요할 것으로 사료된다.

참고문헌

1. T. Nishimura, 2002, Heat pumps - status and trends in Asia and the Pacific, International Journal of Refrigeration, Vo. 25, No. 4, pp. 405-413
2. S. S. Bertsch and E. A. Groll, 2008, Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern US climates, International Journal of Refrigeration, Vol. 31, No. 7, pp. 1282-1292.
3. 윤린, 오선희, 2012, 원수열원 히트펌프와 공기열원 히트펌프의 성능 평가, 지열에너지저널, Vol 8, No. 1, pp15-25.
4. C. Aprea, R. Mastrullo, 2002, Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C, Applied Thermmal Engineering Vol. 22, No. 2, pp. 205-218.
5. C. Liu, Y. Hou, J. Ma, X. Liu, L. Chen, 2016, Experimental study on the CO2 flow characteristics through electronic expansion valves in heat pump, International Journal of Refrigeration, Vol. 69, pp. 106-113.
6. C. Zhang, S. Ma, J. Chen, Z. Chen, 2006, Experimental analysis of R22 and R407C flow through electronic expansion valve, Energy Conversion and Management, Vol. 47, No. 5, pp. 529-544.
7. 차동안, 권오경, 박성구, 2012, EEV를 적용한 열교환방식별 지열히트 펌프의 냉난방 특성, 대한기계학회 춘추학술대회, pp. 232-235.
8. 손창효, 오후규, 2007, 2차 유체 조건 변화에 대한 CO2 용 수냉식 열 펌프의 성능 특성에 관한 연구, 한국마린엔지니어링학회지, Vol. 31, No. 5, pp. 543-551.
9. 백승문, 문춘근, 김현우, 정석권, 윤정인, 2010, 전자팽창밸브 개도에 따른 가변속 수냉각기의 용량제어 특성, 한국마린엔지니어링학회지, Vol. 34, No.2, pp. 282-288.

10. R. J. Moffat, 1988, Describing the uncertainties in experimental results, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 1, No. 1, pp. 3-17.
11. V. M. V. Padmanabhan, S. K. Palanisamy, 2013, Exergy efficiency and irreversibility comparison of R22, R134a, R290 and R470C to replace R22 in an air conditioning system, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 27, No. 3, pp. 917-926.
12. ANSI/ASHRAE Guideline, 1989, Guide for engineering analysis for experimental data, Section 6.4, pp. 2-1986.



감사의 글

제가 학부 졸업 이후에 대학원 생활을 시작 한 것은 단지 취업을 바로 하는 것보다 냉동분야에 대해 미리 연구를 해보고 사회 경험도 해봄으로써 이 일이 저의 적성에 맞는지 알아보기 위해서였습니다. 2년이라는 너무 짧지도, 너무 길지도 않은 시간동안 실험실 생활을 하면서 정말 많은 것을 깨닫고 느낄 수 있었으며, 현재 저는 실험실 생활을 통해 이 분야와 관련된 일을 계속 하는 것이 좋을 것 같다는 생각에 대한 확신을 가질 수 있게 되었습니다. 또한, 실험실에 있으면서 정말 좋은 사람들을 많이 만날 수 있었고, 그 분들의 도움으로 이 논문이라는 결실을 맺을 수 있었기에 이렇게 감사의 인사를 드리고자 합니다.

먼저 제가 모르는 부분에 대해서 질문을 했을 때, 항상 상냥하게 답변 해주시고 논문을 쓸 수 있도록 아낌없는 지도와 격려를 해주신 손창효 교수님께 감사드립니다.

연구 하는 데 있어 항상 유익한 조언을 해주시고, 올바른 방향을 잡아주신 윤정인 교수님께 감사드립니다. 그리고 저에게 수업과 세미나를 통해 좋은 말씀과 가르침을 많이 주신 최광환 교수님, 김종수 교수님, 정석권 교수님, 금중수 교수님, 김은필 교수님께도 감사드립니다. 또한, 회사 일로 바쁘신 와중에도 실무적으로 모르는 부분에 대해 가르침을 주신 문춘근 박사님과 힘들 때 항상 사랑과 관심으로 따뜻한 말로 다독여주시고 격려해주시고 올바른 길로 이끌어 주신 전민주 박사님께도 감사드립니다.

2년동안 동고동락하며 고민상담을 해주었던 현경이과 대호, 부사수를 자처해서 도움을 준 준혁햄, 실험실 후배 용기와 용택이, 졸업한 이후에도 아낌없는 조언을 해준 성관햄과 요한햄, 다른 실험실이지만 도움을

많이 준 휘웅햄에게 감사의 마음을 전합니다.

실험이 길어져서 밤늦게 집에 갈 때마다 군말 없이 데리러 와준 동생 성민이, 힘들 때마다 용기를 북돋아주었던 시윤이, 많은 관심을 갖고 격려를 해 준 수연이 누나, 장남을 살뜰히 챙기시는 할머니, 항상 끝없는 사랑을 주시는 어머니, 묵묵히 집안의 버팀목이 되어주시는 아버지께 정말 감사드립니다.

실험실에 들어와 정말 소중한 인연들을 많이 만날 수 있어 행복했고, 앞으로 더 멋진 모습 보여드릴 수 있도록 노력하겠습니다.



2018년 1월
박성현 올림