

碩士學位論文

복합구동 열펌프의 성능특성에
관한 실험적 연구



濟州大學校 大學院

機械工學科

金 相 赫

2004年 12月

복합구동 열펌프의 성능특성에 관한 실험적 연구

指導教授 朴潤鐵

金相赫

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함



金相赫의 工學 學士學位 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

2004年 12月

An Experimental Study on the Performance of
a Multi Driven Heat Pump

Sang-Hyuk Kim

(Supervised by professor Youn Cheol Park)



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

Department of Mechanical Engineering
GRADUATE SCHOOL
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY

2004. 12

목 차

List of Figures	iii
List of Table	vi
Nomenclature	vii
Summary	viii
I. 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구동향	5
1.3 연구목적	7
II. 실험장치 및 실험방법	8
2.1 실험장치의 제작	8
2.2 열펌프의 운전방법	10
2.3 실험장치의 주요 요소기기	12
2.4 계측장치와 측정방법	20
2.5 실험 조건	25
III. 결과 및 고찰	27
3.1 에너지 평형 실험	27
3.2 열펌프시스템의 성능특성	30
3.3 냉매가열방식 열펌프시스템의 성능특성	43



3.4 복합구동방식 열펌프시스템의 성능특성	54
3.5 비정상상태 운전특성	60
3.6 열펌프시스템의 비교	63
IV. 결 론	67
V. 참고문헌	69



List of Figures

Fig. 1-1 Heating capacity and heating load with outdoor temperature	4
Fig. 1-2 Comparison of general heat pump cycle with gas heating cycle	6
Fig. 2-1 Schematic diagram of heat pump system	9
Fig. 2-2 Cooling mode and heating mode operation of the heat pump	11
Fig. 2-3 Gas heating operation of the heat pump	11
Fig. 2-4 Photograph of experimental test setup	13
Fig. 2-5 V/F pattern of an inverter compressor	15
Fig. 2-6 Data acquisition of the refrigerant side temperature	23
Fig. 2-7 Data acquisition of system pressure and water side temperature measurement	23
Fig 2-8 Power and mass flow rate measurement	24
Fig. 3-1 Energy balance of indoor unit	29
Fig. 3-2 Energy balance of outdoor unit	29
Fig. 3-3 Data analysis with EES	31
Fig. 3-4 P-h diagram with variation of outdoor fluid temperature	33
Fig. 3-5 System capacity variation with outdoor fluid temperature	34
Fig. 3-6 COP variation with outdoor fluid temperature	34
Fig. 3-7 Power variation with outdoor fluid temperature	35
Fig. 3-8 Compressor discharge temperature variation with outdoor fluid temperature	35

Fig. 3-9 Refrigerant mass flow variation with outdoor fluid temperature	36
Fig. 3-10 Indoor subcooling variation with outdoor fluid temperature	36
Fig. 3-11 Outdoor superheat variation with outdoor fluid temperature	37
Fig. 3-12 P-h diagram with variation of compressor frequency	40
Fig. 3-13 System COP variation with compressor frequency	40
Fig. 3-14 Capacity variation with compressor frequency	41
Fig. 3-15 Compressor power input variation with compressor frequency	41
Fig. 3-16 Compressor discharge temperature variation with compressor frequency	42
Fig. 3-17 P-h diagram with variation of compressor frequency	46
Fig. 3-18 Compressor power input variation with compressor frequency	46
Fig. 3-19 System COP variation with compressor frequency	47
Fig. 3-20 Capacity variation with compressor frequency	47
Fig. 3-21 Mass flow rate variation with compressor frequency	48
Fig. 3-22 Energy balance between gas heating value and heat absorbed by the refrigerant	48
Fig. 3-23 P-h diagram with variation of gas consumption	50
Fig. 3-24 System COP variation with variation of gas consumption	51
Fig. 3-25 Compressor discharge temperature variation with variation of gas consumption	51
Fig. 3-26 Power input variation with variation of gas consumption	52
Fig. 3-27 Capacity variation with variation of gas consumption	52
Fig. 3-28 Superheat variation with variation of gas consumption	53

Fig. 3-29 P-h diagram with variation of compressor frequency	57
Fig. 3-30 Capacity variation with compressor frequency	57
Fig. 3-31 COP variation with compressor frequency	58
Fig. 3-32 P-h diagram with variation of ratio	58
Fig. 3-33 COP variation with gas heater ratio	59
Fig. 3-34 Superheat variation with gas heater ratio	59
Fig. 3-35 Temperature variation with times (driving ratio 80%)	61
Fig. 3-36 Pressure variation with times (driving ratio 80%)	61
Fig. 3-37 Temperature variation with times at starting period (driving ratio 80%)	62
Fig. 3-38 Comparison of pressure-enthalpy diagram between heat pump and refrigeration heating heat pump	65
Fig. 3-39 Comparison of system COP with compressor frequency	65
Fig. 3-40 Comparison of capacity with compressor frequency	66
Fig. 3-41 Comparison of heat pump consumption energy with compressor frequency	66

List of Table

Table 2-1 Specification of test unit	19
Table 2-2 Specification of measurement device	22
Table 2-3 Experiment conditions	26
Table 3-1 System performance with variation of secondary fluid temperature (compressor frequency = 60 Hz)	33
Table 3-2 Heating capacity, power input, and COP with a variation frequency	39
Table 3-3 Heating capacity, power input, and COP variation with frequencies	45
Table 3-4 Heating capacity, power input, and COP variation with gas consumption (compressor frequency = 60 Hz)	50
Table 3-5 Heating capacity, power input, and COP variation with frequencies	56

Nomenclature

- $C_{p_{wat}}$: 정압비열, [$kJ/kg \cdot K$]
- $h_{ref, i}$: 열교환기 입구 엔탈피, [kJ/kg]
- $h_{ref, o}$: 열교환기 출구 엔탈피, [kJ/kg]
- \dot{m}_{wat} : 물측 질량유량, [kg/s]
- \dot{m}_{ref} : 냉매측 질량유량, [kg/s]
- Q_g : LPG가스 공급열량, [kW]
- Q_{ref} : 냉매측 총 에너지, [kW]
- Q_{wat} : 물측 총 에너지, [kW]
- ΔT_{wat} : 열교환기 입·출구 온도차, [K]
- W_{comp} : 압축기 소비전력, [kW]

Summary

Market of the air conditioner and heating devices are increased every year due to the customer's needs for comfort environment of living circumstance. One of the heating device is a heat pump that was consisted with same refrigerant cycle as an air conditioner. The heat pump has demerits on the low heating capacity at low outdoor temperature. When the outdoor temperature decreased at winter season, the heating load of the building is increased with decrease of the outdoor temperature. However, at this condition, the heating capacity of the heat pump drops with decrease of the outdoor temperature on the contrary.

To improve heating performance of the heat pump in winter season, refrigerant heating device was applied to conventional heat pump. The heating process of the refrigerant was started at the heating capacity doesn't enough to the heating load requirement of the conditioning space or the discharge temperature of the air goes down to below 40°C which is criterion for comfort of the occupants in the conditioning space. The refrigerant heating has new concept of auxiliary heating device for heat pump in winter.

In this study, the system performance was analyzed through experimental study of the proposed system and parametric study was conducted to improve the COP and to develop control strategies for the refrigerant heating device.

As results, the pressure drop at the indoor heat exchanger in refrigerant heating process increased a little compare with the general heat pump mode operation's pressure drop. The discharge temperature of the compressor is high enough to supply warm air to the conditioning space at winter season with the method of refrigerant heating.

I. 서론

1.1 연구 배경

최근 산업경제의 급속한 성장과 더불어 석탄 및 석유 등 과도한 에너지사용으로 인한 생태계 파괴로 오존층 및 지구 환경오염현상이 심화되고 있다. 지구 환경오염에 따라서 스모그 및 산성비를 동반하거나 심한 폭풍우 및 폭설 등 이상기후 현상과 인간이 살아가는데 치명적인 영향을 가할 수 있는 상황이 속출하고 있다. 이로 인하여 대기환경 오염에 대한 인식이 높아지고 있으며, 지구 환경문제는 범세계적으로 중요성이 확대되고 있는 추세이다. 지구 온난화와 환경문제가 집중적으로 부각되면서, 교토의정서와 같은 수단을 통하여 화석 연료로부터 발생하는 배출가스를 규제하기 위한 구체적인 방안들이 강구되고 있다. 국내외 적으로도 기후변화 협약에 따른 교토의정서 등 국제적인 환경규제에 대응할 수 있는 효과적인 에너지 절약 방안에 대한 노력이 필요한 실정이다[1].

국민소득 증가 및 생활수준의 향상과 더불어 실내공간에서 활동시간의 비중은 더욱 높아짐에 따라 쾌적한 실내공기의 유지에 대한 관심이 높아지고 있다. 주거환경에 있어서 쾌적성에 대한 사용자의 요구가 증가됨에 따라 공기조화기의 사용이 급증하고 있으며, 냉난방기의 경우 성능향상 및 기능향상 등으로 인하여 보급률 또한 증가하고 있다.

2002년 산업자원부 통계에 의하면 국내에서 소비되는 에너지 사용량의 97.2% 이상이 수입에 의존하고 있는 실정이다. 에너지 자원이 부족한 우리나라의 에너지 수급 구조를 감안하여 국가적으로는 에너지에 관련된 정책개발을 통하여 에너지 절약방안이 꾸준히 강구되고 있다. 공기조화 분야에서 에너지 절약 기술인 열펌프 기술은 화석에너지 사용

을 최소화 할 수 있는 시스템으로서 저온의 열원(물, 흙, 공기 등)으로부터 열을 흡수하여 고온의 수열체로 열을 운송하는 장치이다. 열펌프 기술은 높은 에너지 이용효율을 갖고 있으며, 냉동기와는 달리 저온부에서 열을 흡수하여 고온부에서 열을 방출하는 목적으로 만들어져 있으나 열역학적으로는 동일한 사이클을 이루고 있다. 냉난방 겸용으로 사용가능한 열펌프는 압축기에서 토출된 고온/고압의 냉매가스를 사방밸브(4-Way valve)의 전기적인 신호로 냉매의 흐름방향을 변환하여 냉방 및 난방의 두 가지 기능을 선택적으로 수행하도록 구성된 사이클이다.

건물의 냉난방 부하는 외기 온도에 따라 변화하며, 공기열원 열펌프의 경우에는 외기 온도가 낮아질수록 난방부하는 증가하는 반면에 열펌프의 성능은 감소하는 문제가 발생한다. Fig. 1-1은 난방시에 외기온도의 변화에 따른 열펌프의 난방능력과 실내 난방부하의 변화를 나타내었다. 외기온도의 변화에 따라 열펌프의 난방능력과 난방부하 곡선은 서로 상반된 경향을 보이고 있다. 즉, 외기 온도가 올라가면 난방부하는 계속 감소하지만, 난방용량은 증가됨에 따라 필요이상의 과잉난방능력을 갖게 되고 반면에 외기온도가 떨어지면, 난방부하는 증가하나 열펌프의 난방능력은 감소되어 난방부하를 맞추기 위하여 필요이상의 큰 용량으로 열펌프를 설계하거나 감소된 용량만큼 추가적인 보조난방 장치를 필요로 하게 된다.

또한 열펌프 시스템은 난방능력이 난방부하보다 큰 경우에는 시스템이 정지와 운전을 반복하는 단속운전을 하지만 난방부하가 난방능력보다 큰 경우에는 난방능력의 부족으로 난방부하를 추종할 수 없는 시스템이다. 또한, 운전과 정지를 반복하는 정속도형 열펌프 시스템은 기동 시에 기동피크전력과 비정상상태의 운전손실 등의 기동손실이 발생하여 에너지 이용효율이 떨어지는 단점이 있다.

인버터열펌프는 저온난방 시에 용량가변 압축기를 이용한 압축기의 회전수를 증가시켜 난방부하를 추종할 수 있는 큰 장점이 있다. 용량 가변방식은 저온난방성능이 향상

뿐만 아니라 부하변동에 따라 압축기의 용량제어가 가능 하는 점에서 이점이 있다는 것은 널리 알려져 있다. 용량 조절이 가능한 용량가변시스템은 난방부하가 작을 경우에 압축기의 회전수를 낮게 운전하면서 압축기의 on/off를 최소화 할 수 있으며, 난방부하가 클 경우에는 압축기의 회전수를 증대시켜 부족한 난방부하를 충족시킬 수 있다. 이러한 용량가변형 열펌프 시스템은 어느 정도의 난방부하를 추종하는 것이 가능하며, 쾌적한 난방효과를 얻을 수 있으며, 정속도형 시스템에서 발생하는 기동손실을 최대한으로 줄일 수 있어, 에너지 이용 효율 면에서 이점이 있음을 알 수 있다[2].

인버터 열펌프에 있어서도 외기온도가 낮아지는 저온에서는 시스템의 용량이 부족하게 되어 부가적인 열원을 추가하여 부하를 추종하는 방법을 택하고 있으며, 보조열원으로 전기히터를 설치하는 방법은 시스템이 주로 사용되는 온도영역에서는 높은 COP를 유지하고 저온영역에서는 COP감소를 최소화시키면서 난방성능을 향상시킨 방법이다. 보조 열원으로 사용하는 전기히터(electric heater)는 시스템의 용량에 따라서 다르지만 일반적으로 2~9 kW급의 전기히터를 병렬로 연결하여 열원을 공급하게 된다.

이러한 보조열원으로 전기히터를 사용할 경우에 전력요금의 누진제에 의한 전기사용료의 증가로 가계부담으로 이어질 수 있다. 이러한 이유로 전기히터를 사용하지 않는 겨울철 난방을 위한 기술개발이 매우 필요한 시점에 이르고 있다.

국내외적으로 일본의 경우에는 국가차원의 정책적 지원 아래 한랭지향형 열펌프 기술에 대한 산학연 협동 연구개발 인프라를 구축하고 실용화기술을 개발하여 보급율이 일반화단계에 있다. 난방용 저온형 제품으로는 냉매 가열식을 비롯하여 PAM(pulse width modulation)제어, PWM(pulse width modulation)제어를 사용한 압축기 용량 제어 및 전자팽창밸브(electronic expansion valve)를 이용한 냉매유량 제어 등 다양한 기술개발의 형태로 나타나고 있다.

본 연구에서는 난방으로 운전되는 열펌프 시스템의 외기온도 저하에 따른 성능감소

와 열교환기의 적상문제를 해결하고 극한적인 외기온의 저하 시에도 적절한 난방효과를 가져올 수 있는 저온난방 열펌프 시스템에 관한 기술개발을 수행하였다.

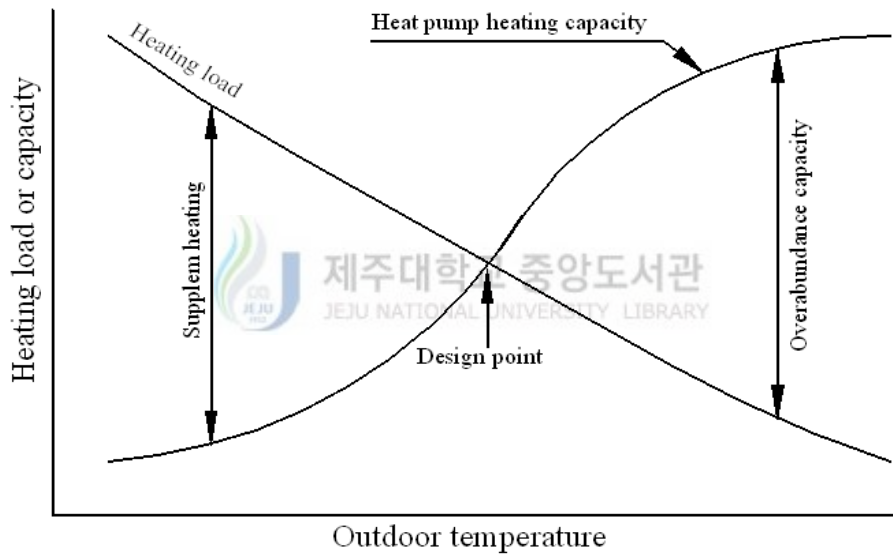


Fig. 1-1 Heating capacity and heating load with outdoor temperature

1.2 연구동향

저온에서의 성능 향상을 위한 방법 중의 하나로 가변속 압축기를 사용하는 방법이 있다. Rice and Fisher [3]는 정속 압축기를 사용하는 것 보다 가변속 압축기를 사용할 경우 전체적인 에너지 절약효과가 약 26.7%에 이른다고 보고 하였으며, Fujita et al.[4]은 전자 팽창밸브와 로터리 압축기를 사용하여 2실형 멀티 에어컨에 대하여 용량 및 유량제어 연구를 실시하여 단속운전 효과가 부분부하성능에 미치는 영향과, 계절성능의 정격 및 실험방법 등을 규정하기 위한 연구를 수행하였다[5,6].

Horiet et. al.[7]은 실험적으로 인버터형 열펌프의 정상상태 성능특성, 낮은 주파수에서의 단속운전으로 인한 효과, 높은 주파수에서의 제상 효과를 결정하고 일본의 외기온도 데이터로 계절성능을 계산하였으며, 기존의 정속도 열펌프보다는 연간계절성능(annual performance factor, APF)이 15%정도 높다고 하였다.

Krakow et. al.[8]은 다양한 냉매유량 제어와 용량제어가 계절성능에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통하여 연구하여 난방운전 시 정속 압축기를 사용할 때보다 가변속 압축기를 사용할 때 약 5%의 에너지 절약이 가능하다고 언급하였다.

그밖에 저온난방 및 성능 개선을 목적으로 개발된 인버터방식에도 기존의 AC인버터 방식에서 BLDC 인버터 방식으로 전환되는 등, 그 연구가 활발히 진행되고 있다[9].

이러한 연구동향이 있는 반면에 난방에 있어서 보조열원으로 가스를 이용하는 방법도 저온난방성능을 향상시킬 수 있는 방안중의 하나이며, 이에 관한 연구로써 山神勝治 [10]는 냉매가열식 버너를 개발하여 열펌프 시스템에 적용함으로써 -20°C 의 혹한 시까지 난방능력을 발휘할 수 있다고 하였다. Fig. 1-2는 냉매가열 운전시 열펌프의 물리에선도(pressure-enthalpy)이다. Fig. 1-2에서 점선은 통상적인 열펌프 운전 상태를 나타내고 있으며, 실선은 냉매가열 운전시의 사이클 상태를 나타내고 있다. 일반적인 열펌

프 운전시 난방능력이 실외온도에 의존되고 있지만 냉매 가열운전시 냉매가열버너의 연소열을 이용하기 때문에 난방능력이 실외온도에 의존되지 않음을 알 수 있다.

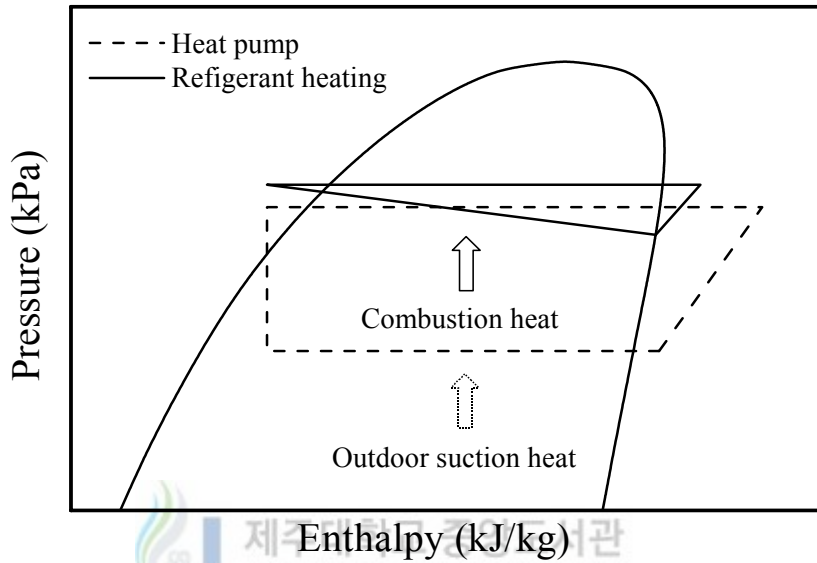


Fig. 1-2 Comparison of general heat pump cycle with gas heating cycle

이외에 난방성능 향상에 관련된 연구로써 Mei et. al.[11,12]에 의하면 응축기로부터 공급된 응축액의 열을 가하였을 때, 흡입압력이 6~8 psi 상승함을 발표하였으며, 이를 응용하여 어큐물레이터(accumulator)에 직접 히터를 삽입하여 열을 가하면, 같은 효과를 얻을 수 있음을 실제 실험을 통하여 확인하였다. 그 결과로서 시스템의 착상지연효과 및 난방능력 증가효과를 얻을 수 있다는 것을 제시하였다. 실제 미국 Tennessee주에서 수행된 현장실험에서 어큐물레이터에 히터를 설치하였을 경우, 증발 온도 상승으로 인해 제상주기가 평소의 1/5로 감소되어 에너지 절약을 할 수 있었으며, 실내 토출 온도가 2~3℃상승하여 쾌적한 난방 운전이 가능하다는 것을 보였다[13].

1.3 연구목적

열펌프시스템과 동일한 부품과 요소기기를 가지고 있는 에어컨디셔너는 무더운 여름철을 제외하면 사용빈도가 매우 낮을 뿐만 아니라 전력누진제로 인하여 사용에 많은 부담을 안고 있는 제품이다. 이러한 에어컨디셔너의 이용효율을 높이기 위하여 에어컨디셔너를 겨울철 난방용으로 사용할 때 겨울철 외기온도가 2℃이하로 낮아질 경우 열교환기 표면에 착상(frost)이 이루어지며 이로 인한 난방능력 및 효율저하가 발생한다. 착상제거를 위한 제상운전시간동안 난방운전 정지로 인하여 실내온도가 감소하여 쾌적성에 대한 문제점이 발생한다. 시중에 유통되고 있는 냉·난방 겸용 공기조화기의 경우에는 동절기 실외온도가 저하될수록 난방능력은 감소하고 외기온도가 감소함으로써 증가하는 난방부하를 추종할 수 없으며, 이러한 난방부하를 감당하기 위하여는 필요 이상의 큰 용량의 장치 및 부가적인 난방장치가 요구되므로 냉난방 겸용 공기조화기가 보조 난방기기 이상의 역할을 수행하기 어렵다.

이러한 문제점을 해결하기 위하여 본 연구에서는 LPG가스를 열원으로 활용하여 저온에서도 난방 쾌적감을 가지는 공기의 토출온도인 40℃이상을 얻을 수 있으며, 충분한 난방성능을 가지는 열펌프시스템의 개발에 목적을 두었다. 본 연구를 통하여 여름철에 일시적으로 사용하는 냉방장치가 아니라 사계절 제품으로서 냉방뿐만 아니라 난방까지 가능하며, 난방에 있어서도 보조기능이 아닌 주 난방기로서의 성능을 가질 수 있는 열펌프시스템의 기초기술 개발에 중점을 두었다.

II. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치의 제작

본 연구에서 구성한 냉매 가열 인버터 열펌프시스템은 Fig. 2-1과 같다. 시스템은 크게 용량제어를 위한 인버터압축기(inverter compressor), 냉매의 유동방향을 제어하기 위한 사방밸브(4-way valve) 및 솔레노이드밸브(solenoid valve), 실내 및 실외열교환기(plate heat exchanger), 전자팽창밸브(electronic expansion valve) 및 저온시 냉매를 가열할 가스히터(gas heater)로 구성되어 있다. 시스템의 운전상태를 확인하기 위한 냉매 가시창(sight glass)을 필요한 위치에 부착하였으며, 불순물 제거를 위한 필터(filter drier)와 냉매저장을 위한 수액기(receiver tank)를 설치하였다.

압축기의 운전주파수는 범용 인버터를 사용하여 제어하였으며, 압력변환기(preasure transducer)와 열전대를 사용하여 냉매의 상태를 측정하였으며, 본 실험에서 사용한 작동유체는 R-22이다. 냉매의 배관은 고압측이 3/8 inch, 저압측이 1/2 inch이다.

일반적으로 시중에 유통되고 있는 냉·난방 겸용 열펌프는 난방을 우선으로 설계했기 때문에 실외기에서 실내기로 연결되는 배관을 관경이 작은 고압관을 사용하고 실내기에서 증발하는 냉매가 압축기로 유입되는 배관을 저압배관으로 사용하는데 본 실험은 저온에서의 난방을 기준으로 설계하여 실외기에서 실내기로 연결되는 배관을 고압 증기배관으로 하여 직경이 큰 관을 사용하였으며, 실내기에서 실외기로 연결되는 배관 또한 고압응축 냉매배관으로 관경이 작은 관을 사용하였다.

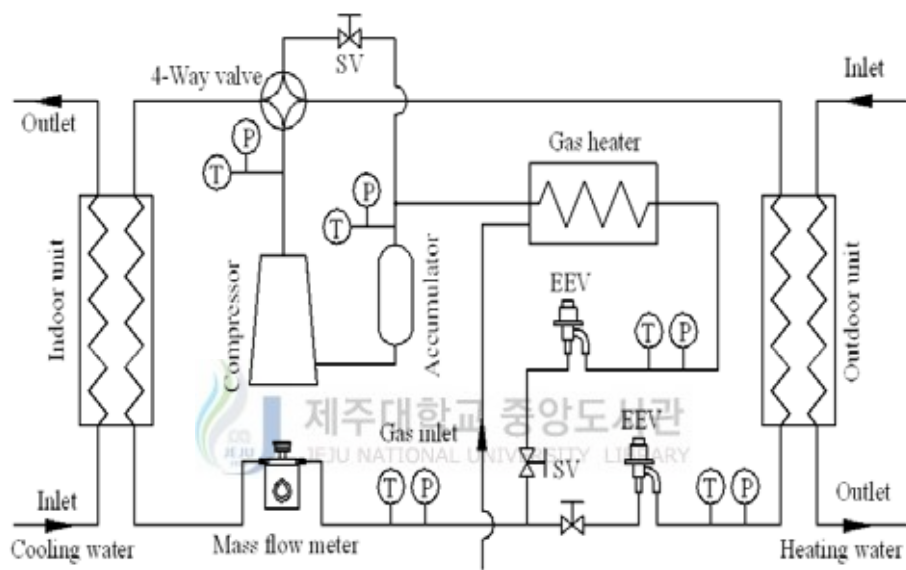


Fig. 2-1 Schematic diagram of heat pump system

2.2 열펌프의 운전방법

일반적인 에어컨디셔너의 냉방운전은 Fig. 2-2에서 점선방향으로 운전된다. 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매는 사방밸브를 거쳐 실외열교환기로 유입이 되며, 실내열교환기 열교환을 통하여 고온고압의 가스는 액체로 상변화 과정을 수행하게 된다. 액체상태의 냉매는 전자팽창밸브를 지나 실내열교환기에서 증발 후 사방밸브를 지나 압축기로 복귀하는 사이클을 이룬다. 이때, 전자팽창밸브에서 팽창된 냉매는 냉매가열기의 흐름을 막기 위하여 솔레노이드 밸브에 의하여 차단된다.

난방운전에서 냉매의 흐름은 Fig. 2-2의 실선방향으로 운전되며, 사방밸브에서 냉매의 방향을 냉방운전 시에 실외열교환기로 흐르던 흐름을 실내열교환기로 변경한 것이다. 실내열교환기에서 열교환을 한 냉매는 전자팽창밸브를 지나 실외열교환기에서 증발하게 되며 증발이 이루어진 후 사방밸브에서 압축기로 냉매가 유입되면서 1 사이클을 완성한다. 난방모드에서도 냉매가열기 방향의 솔레노이드 밸브가 닫혀있기 때문에 냉매의 유입은 차단된다.

Fig. 2-3은 본 연구에서 저온 난방시 열펌프의 성능을 높이기 위하여 설계한 냉매가열기를 사용하여 저온난방을 수행할 경우에 냉매흐름을 나타내고 있다. 실외온도가 저온일 때 냉매의 흐름은 압축기에서 사방밸브를 지나 실내열교환기에서 응축된 후 솔레노이드 밸브에 의하여 실외열교환기 방향의 냉매흐름은 차단되고 냉매 가열기방향의 솔레노이드밸브가 개방되어 냉매가열기로 냉매가 유입된다. 냉매가열기로 유입된 냉매는 냉매가열기 전단에 설치된 팽창밸브에서 팽창하여 압력이 감소된 후 냉매가열기에서 연소열의 흡수를 통하여 증발한 후 압축기로 냉매가 유입되면서 1사이클을 완성하게 되며 이때 사방밸브방향의 솔레노이드밸브는 닫혀있어 실외기 방향으로 냉매 가스는 흐르지 않게 된다.

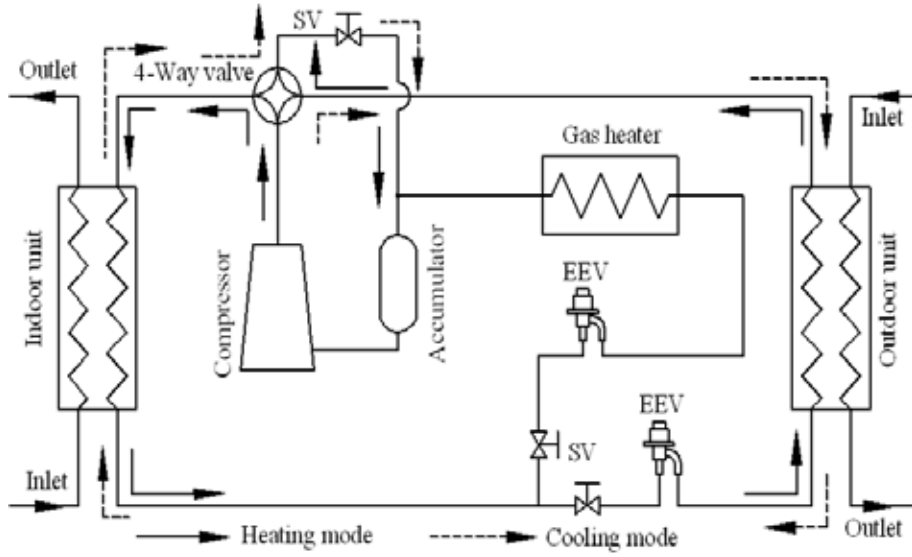


Fig. 2-2 Cooling mode and heating mode operation of the heat pump

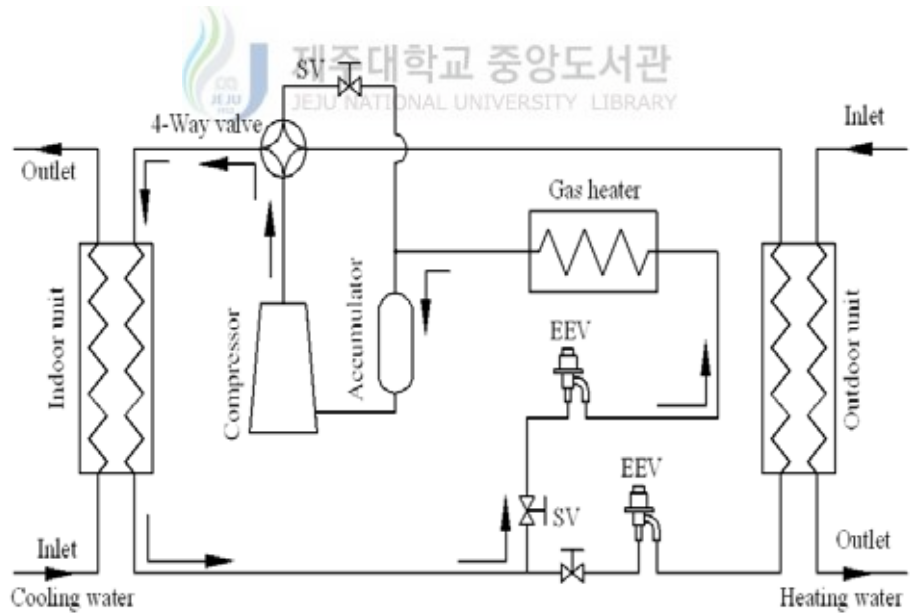


Fig. 2-3 Gas heating operation of the heat pump

2.3 실험장치의 주요 요소기기

실험장치는 플레어접합과 산소용접에 의한 접합방법을 이용하여 전체시스템을 제작한 후, 냉매 순환회로 내의 각 구성품의 배관연결부위를 중심으로 질소 가압을 통하여 누설시험을 수행하였다. 가스누설시험을 진행하는데 있어서 냉매를 사용할 경우에는 외기온도에 따라 시스템의 압력이 변하기 때문에 누설여부를 판단하기 어렵고, 또한, 바늘구멍 정도의 조그마한 부위에서 누설이 발생하는 경우에는 누설부위 확인이 곤란하여, 시스템에 압력을 가한 후 충분한 시간을 두고 누설여부를 확인 하였다. 이때 사용한 질소 가스의 압력은 20 kgf/cm²이다.

누설시험에서 누설부위가 없는 것을 확인한 후 실험을 위한 냉매를 충전하기 전에 냉매회로 내에 불순물, 수분 및 불응축 가스 등을 제거하기 위하여 충분한 진공작업을 수행하였다.



냉매의 충전에 있어서 액상으로 충전할 경우에 충전시간을 단축시킬 수 있으나, 액상으로 냉매가 압축기에 흡입될 경우 액압축에 따른 압축기의 파손이 우려되므로 가스 상태로 저압충전포트를 통하여 냉매를 충전하면서 매니폴드 게이지를 사용하여 충전량을 조절하였다. 초기 충전에 있어서 냉매가 어느 정도 충전되었을 경우에는 시스템을 정격조건에서 운전하면서 냉매를 추가적으로 충전하였다. 이때 매니폴드게이지를 사용하여 초기 냉매가 부족하여 저압측이 너무 감소하여 저압차단기가 작동하는 것을 피하면서 충전하였다.

시스템의 각 부분에서의 냉매의 압력 및 온도는 압력변환기(pressure transducer) 및 T-type(copper-constantan)의 열전대(thermocouple)를 사용하였다. 시스템의 부하는 실내기와 실외기로 공급되는 열원수와 냉각수의 유량과 온도제어를 통하여 조절하였다. 실내기와 실외기의 부하조절을 위하여 실내기의 경우에는 5마력급의 저온용 칠러를 설

치하였으며, 실외기에는 60리터 용량의 항온조를 설치한 후 항온조 내에 전기히터를 제어하여 실험온도를 설정하였다. 열원수 및 냉각수의 유량은 항온수조에 설치한 글로브 밸브를 사용하여 조절하였으며, 유량측정은 두개의 전자식 체적유량계(volume flow meter)를 사용하여 측정된 자료를 컴퓨터에 저장하였다. 냉매가열 난방을 할 경우에 가스히터에 공급되는 가스량을 조절하기 위한 유량조절밸브(metering valve)를 설치하였다. 시스템의 소비전력은 전력변환기(power meter, WT1030)를 사용하여 측정하였다.

Fig. 2-4는 본 연구에서 구성한 실험장치의 사진이며, 시스템의 구성부품은 다음과 같다.



Fig. 2-4 Photograph of experimental test setup

2.3.1 인버터 압축기(inverter compressor)

인버터 압축기는 전압과 전류를 조절하는 시스템의 관점에서는 PWM방식과 PAM방식으로 나눌 수 있다. PWM방식은 pulse-width modulation (펄스폭변조)의 약칭으로

평활된 직류전압의 크기는 변화시키지 않고 펄스상의 전압의 출력시간을 변화시켜 등가인 전압을 변화시키며, PAM방식은 pulse-amplitude modulation (진폭변조)의 약칭으로 교류를 직류로 변환할 때의 직류 크기를 변환시켜 출력한다.

PWM방식이 PAM방식보다 주회로의 형식이 간단하고 부하변동에 대한 반응성이 좋은 장점으로 인하여 널리 이용되고 있으며 본 연구에서도 PWM방식의 압축기를 적용하였다.

인버터 압축기는 실내 온도가 설정온도에 근접함에 따라 압축기의 회전속도를 감소시키는 방법을 이용하여 압축기의 소비전력을 줄이며, 에너지 소비효율을 증가시켜 계절성계수가 정속형 압축기에 비해 약 20-30%정도 개선되는 장점이 있다. 하지만, 단점으로는 운전 가능한 모든 주파수 영역에서 주파수 변환에 따른 전력 변환 및 과형 왜곡 등에 인한 전력손실이 정속형 압축기의 에너지 소비전력에 비해 약 10-14%정도 높게 나타난다. 또한 저주파수와 고주파수 영역에서 압축기 모터 효율이 급격히 감소하며, 운전 주파수가 높아질수록 성능 향상에 비해 소비전력 상승이 더욱 증가한다. 이와 같은 단점으로 인하여 인버터압축기를 사용하는 시스템의 성능계수(COP)를 살펴보면 저주파수 영역에서는 압축기의 소비 전력에 비해 상대적으로 시스템의 열교환 능력이 높아 COP가 우수하나, 고주파수 영역으로 갈수록 소비전력 상승이 시스템의 열교환 능력보다 증가하여 COP가 감소하게 된다.

본 연구에서 사용한 압축기의 모터에 대한 전류-주파수선도(V/F pattern)는 Fig. 2-5와 같다.

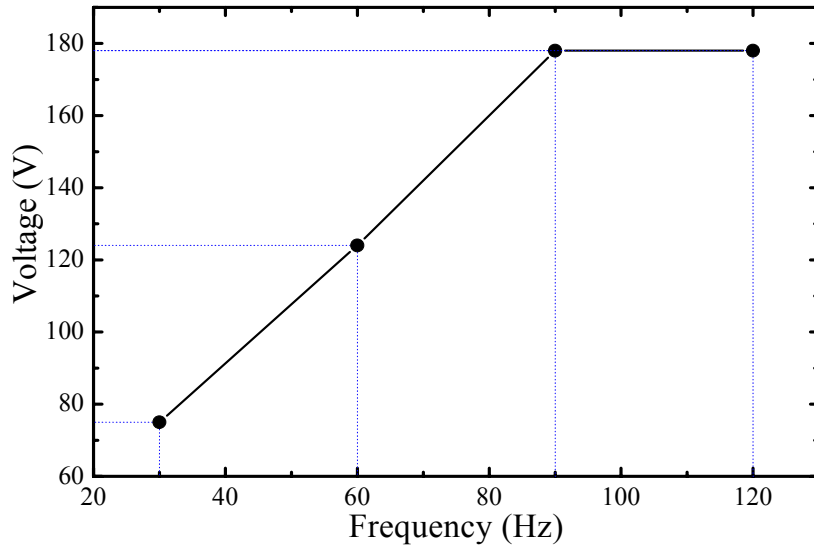


Fig. 2-5 V/F pattern of an inverter compressor

2.3.2 판형열교환기(Plate heat exchanger)

본 연구에서 사용한 열교환기는 판형 열교환기로서 유체가 흐르는 유로와 구조적인 강도를 고려하여 요철(凹, 凸)형으로 성형된 전열판을 포개서 교대로 각기 유체가 흐르게 한 구조의 열교환기이다. 판형열교환기는 이중관식 열교환기에 비하여 최소면적을 이용하여 최대전열면적을 얻을 수 있으며, 소형·경량화가 가능하고, 증발기 및 응축기에서 열교환하는 유체와의 온도차가 작아서 열교환 효율이 높은 장점이 있다. 판형 열교환기는 난류 형성이 활발하고 전열판 표면이 매끄러워 오염이 잘되지 않으며, 설치 및 배관이 용이하다. 이러한 장점들로 인하여 본 연구에서는 실내 및 실외열교환기로 판형 열교환기를 사용하였다

2.3.3 냉매가열기(gas heater)

본 연구의 주요 목표중의 하나인 저온용 난방장치로써 냉매가열기의 제원은 Table

2-1과 같다. 일반적으로 저온에서 난방용량이 부족할 경우에는 보조열원을 사용하고 있으나, 대부분은 직접적으로 난방공간에 공급되는 공기를 가열하는 방식을 적용하고 있다. 본 실험에서는 보조열원으로 전기가 아닌 가스를 사용하며, 공기가 아닌 간접적인 방법으로써 냉매를 가열하는 방식을 적용하였으며, 가스를 이용한 냉매가열기는 일반 가정에서 사용하는 가스온수기를 개량하여 제작하였으며, 소비되는 가스량을 미세하게 조절하기 위하여 유량조절밸브(metering valve)를 설치하고, 체적유량계(volume flow meter)를 이용하여 가스 소비량을 측정하였다.

2.3.4 사방밸브(4-way valve)와 솔레노이드 밸브(solenoid valve, SV)

솔레노이드 밸브(solenoid valve)는 전기적인 조작에 의하여 냉매의 흐름을 자동적으로 개폐하는 밸브이다. 자기코어에 전류가 흐르면 전자력 발생되어 플런저(plunger)를 끌어 올려 밸브가 열리며 전기가 끊어지면 플런저가 자중으로 떨어져 밸브가 닫히는 구조로 되어있다.

사방밸브(4-way valve)는 자기코어가 있는 솔레노이드와 한개 또는 그 이상의 오리피스에 있는 밸브몸체(valve body)의 2개의 기본부품으로 구성되어 있다. 밸브몸체 내부에 파일로트 작동밸브가 내장되어 있으며 자기코어에 전류가 공급되면 오리피스관을 통해 내부 파일로트 밸브로 압력이 유입된다. 서로 양 끝단에 걸리는 압력과 비교하여 고압측 압력에 의해 파일로트 작동밸브가 저압측으로 밀리게 된다. 이때 파일로트 밸브의 위치 변동에 따라 방향이 바뀌게 된다.

2.3.5 수액기 (receiver tank)

수액기는 응축기 이후에 설치하여 액체상태의 냉매를 저장하는 장치로써 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매가 응축기에서 응축된 액상의 냉매를 저장하며, 응축이 불안

전한 상태의 냉매가 유입될 경우에 수액기에서 냉매를 일시적으로 저장하였다가 증발기에서 소요되는 만큼의 액체냉매를 증발기로 보내주는 역할을 수행하므로 보조 응축기라고도 불린다. 수액기의 사용은 냉동 사이클의 위험도를 조금이나마 줄여주는 만큼 일종의 안전장치 역할을 수행한다고 할 수 있다. 외형상으로는 수직형과 수평형으로 분류되며 일반적으로 적은 용량의 냉동기에서는 수직형을 사용하며 대용량으로 갈수록 수평형을 사용한다. 본 연구에서는 수직형 수액기를 사용하였다.

2.3.6. 전자팽창밸브(automatic expansion valve, EEV)

본 연구에서 사용한 실험장치에 이용된 전자팽창밸브(automatic expansion valve)는 1-2상 여자 방식의 구동방식을 채용한 냉매 유량 제어용 밸브로서 4펄스마다 1회전을 하며, 인가되는 펄스마다 모터에서 1 step씩 회전한다. 모터 전체의 회전각은 500 pulse이며 전자팽창밸브의 전폐에서 전개까지의 사이클을 1/500으로 분할하여 유량을 제어하는 역할을 한다. 전폐에서 전개까지 500 step으로 분할하고 있어 밸브 제어시 냉매 유량의 변화는 선형적인 특성을 보인다. 전자팽창밸브(automatic expansion valve)의 구동전압은 DC 12V이며 스텝속도는 1신호당 0.1333초로 동작하며, 용량은 3RT이다.

2.3.7 기타 실험장치의 구성

본 실험장치는 길이 4m 높이 2m 의 구조물을 제작하여 각 필요요소부품을 설치하였다.

실외기에 증발을 위하여 공급되는 열원수의 항온조는 직경 57cm, 높이 38cm의 크기의 원형으로 제작하였으며, 항온조의 바닥면 양측으로 2 kW급 전기히터 2개를 설치하였다. 열원수의 온도는 디지털온도조절기를 사용하였으며, T-type 열전대에서 측정된 온도를 제어용으로 사용하였다. 열원수는 인버터형의 액체순환펌프를 사용하여 실외 열

교환기에 공급하였으며, 순환유량을 측정하기 위하여 액체순환펌프 출구에 체적식 유량계를 설치하였다. 본 연구에서 사용한 열원수용 유량계는 전자식으로 측정된 유량을 전기적으로 변환시켜 자료를 자료수집시스템을 통하여 기록하였다.

실내기의 부하로 적용하는 냉각수는 5마력급의 저온용 칠러를 이용하여 냉각수 온도를 조절한 후 펌프를 이용하여 실내열교환기에 공급하였다. 냉각수용 저온칠러의 항온조의 크기는 가로 90cm, 세로 60cm, 높이 70cm이며, 물탱크의 온도조절을 위하여 전기히터 2개를 설치하였으며, 온도센서에 의하여 실험조건을 제어할 수 있도록 하였다.



Table 2-1 Specification of test unit

Unit	Specification
Indoor and outdoor heat exchanger	Maximum hydrostatic pressure test : 10 kg/cm ² Capacity: 3 HP
Gas heater	Hot water volume : +25°C - 5.1 ℓ/min, +40°C - 3.2 ℓ/min Gas consumption : LPG 0.78-0.44 kg/h Coupling tube : 15A (1/2 inch) Ignition type : pressurized electronics type
Solenoid valve	Maximum pressure : 30 kg _f /cm ² Maximum operation pressure differential : kg _f /cm ² Voltage : AC 220V, 50-60 Hz Connection : 3/8 flare
4-way valve	Port size : 11.1 mm Nominal capacity : 2.6 USRT Maximum operation pressure differential : 2.45 MPa (25 kg _f /cm ²) Minimum operation pressure differential : 0.29 MPa (3.0 kg _f /cm ²) Connection (discharge) : 3/8" Connection (suction) : 1/2"
Receiver	Volume : 5.0 ℓ Internal pressure test : 33 kg _f /cm ² A leakage pressure test : 22 kg _f /cm ² Connection : 3/8" in, 3/8" out
Electronic expansion valve	Orifice size : $\varnothing 2.2$ Driving method : 4-phase stepping motor Rated voltage : DC 12V Driving frequency : 30 PPS 1-2 phase excitation unipolar driving Power consumption : 7W Max. operation differential pressure : 2.26 MPa Max. operation pressure : 2.94 MPa Mounting position : Perpendicular $\pm 15^\circ$

2.4 계측장치와 측정방법

본 연구에서 측정하여야 하는 유체의 유량은 크게 세 가지로 나눌 수 있다. 첫째는 열펌프 사이클을 유동하는 냉매의 유량이며, 둘째는 냉매가열기에 공급되는 열원인 LPG 가스의 유량 및 셋째로 각 열교환기에 공급되는 냉각수 및 열원수의 유량이다.

냉매의 유량은 코리올리스 효과를 이용한 질량유량계(mass flow meter)를 사용하였으며, 질량유량계는 유입 및 유출구, 플랜지(flange)와 유로를 2개로 나누어주는 매니폴드(manifold), 2개의 흐름관(flow tube)으로 구성되어 있으며, 질량을 측정하는 전기·전자 부품으로는 좌우에 전자 pick off, 전자 oscillator, 온도 센서로 구성 되어있다. 측정하고자하는 유체가 플랜지를 통과하면 매니폴드에서 2개의 흐름관으로 흐르면서 좌우에 설치된 전자 pick off에 의하여 유체가 흐를 때 코리올리힘에 의하여 흐름관의 뒤틀림 현상이 발생한다. 이때 위상차 신호를 검출함으로써 유체의 질량유량이 측정된다. 전자 oscillator는 흐름관을 고유 진동 주파수로 진동시키는 작용을 하며 흐름관의 유체온도 변화에 의한 탄성계수는 온도센서에 의해 보정이 이루어진다.

열교환기와 열교환하는 열원수와 냉각수의 유량은 체적 유량계를 사용하여 측정하였다.

냉매를 가열할 때 소비되는 가스량을 조절하기 위하여 유량조절밸브(metering valve)를 사용하여 정밀하게 조절하였으며 소비되는 가스량은 터빈형의 가스유량계를 사용하여 측정하였다.

열펌프시스템의 냉매사이클의 압력을 측정하기 위하여 압축기(compress) 입구와 출구, 실내열교환기 출구, 실외열교환기 입구 및 냉매가열기 입구에 각각 한 개씩 총 5개의 압력변환기(pressure transducer)를 설치하였다. 압력계는 육안으로 쉽게 확인할 수 있는 브루돈형 압력계(pressure gauge)와 측정된 압력을 기록/저장하기 위하여 압력변

환기(pressure transducer)를 병렬로 동시에 설치하였다. 측정에 사용된 압력변환기 (pressure transducer)의 제원은 Table 2-2에 나타낸 바와 같다. 설치된 압력변환기에 서 출력되는 모든 값은 자료처리시스템에서 변환하여 컴퓨터에서 기록 하였다.

열펌프 시스템의 사이클 온도는 T-type(copper-constantan)열전대(thermocouple)를 사용하였다. T-type 열전대는 +쪽에 순동(cu)과 -쪽에 Cu-Ni합금으로 구성되어있으며, 본 실험에 사용한 열전대의 굵기는 0.32 mm이다.

온도측정위치는 냉각수(cooling water) 입/출구, 열원수(heating water) 입/출구, 압축기(compressor) 입/출구, 실내열교환기 입/출구, 실외열교환기 입/출구, 냉매가열기 입/출구, 팽창밸브 입/출구에 부착하고 측정하였으며, 자료처리시스템에 의하여 실시간으로 컴퓨터에서 처리하였다. 측정된 온도의 불확실성은 $\pm 1\sim 3\%$ 이다.

본 연구를 위하여 제작한 열펌프시스템의 운전시에 각 부위의 냉매의 상태 및 냉각수와 열원수의 상태 등의 자료는 자료처리시스템의 운용소프트웨어(DAQ32)를 통하여 취득하여 컴퓨터에 저장하였으며, 취득되는 데이터는 실시간으로 컴퓨터 모니터에서 볼 수 있도록 하였다. 소비전력의 측정은 전력량 측정기(power meter)를 이용하여 측정하였다.

Fig. 2-6, Fig. 2-7 및 Fig. 2-8은 본 연구에서 각종 데이터 취득의 흐름에 대한 개략도이다. Fig. 2-6은 온도측정에 대한 자료취득 방법으로써 냉매측 온도측정위치는 10군데에서 측정하였으며, Fig. 2-7은 압력측정 및 열원수와 냉각수의 유/출입 온도, Fig. 2-8은 유량 및 소비전력의 측정에 관련된 측정방법을 나타내고 있다.

Table 2-2 Specification of measurement device

Refrigerant mass flow meter (Micro Motion F-series)	Standard uncertainty : $\pm 0.044\%$
	Fluid : Water (H ₂ O)
	Nominal flow rate : 18.44 kg/min
	Meter total : 7.9 kg
	Error : $\pm 0.01\%$
	Accuracy : $\pm 0.2\%$
Gas mass flow meter (EL-FLOW)	Standard uncertainty : $\pm 0.2\%$
	Fluid : Propane gas
	Fluid temperature : 20°C
	fluid pressure : 300 kPa
	Normal density : 2.012 kg/m ³
	Heat capacity : 1915.9 J/kg · K
	Viscosity : 8.12 MPa
	Thermal conduct : 232.7 W/m · K
	DUT output range : 0~5V
	Accuracy : $\pm 1\%$
Metering valve (SS-SS4-VH)	Temperature : -23 to 204°C
	Pressure : 2000psig (140.6 kg _f /cm ²)
	Orifice : 0.032 inch (0.81mm)
	Stem taper : 1°
	Flow control range : 0~5 ℓ /min
	Connection : 1/4" tube fittings
Thermocouple(T-type)	Standard : 28G
	Rang : -200~400°C
	Accuracy : $\pm 1\sim 3\%$
	Thickness : 0.32 mm

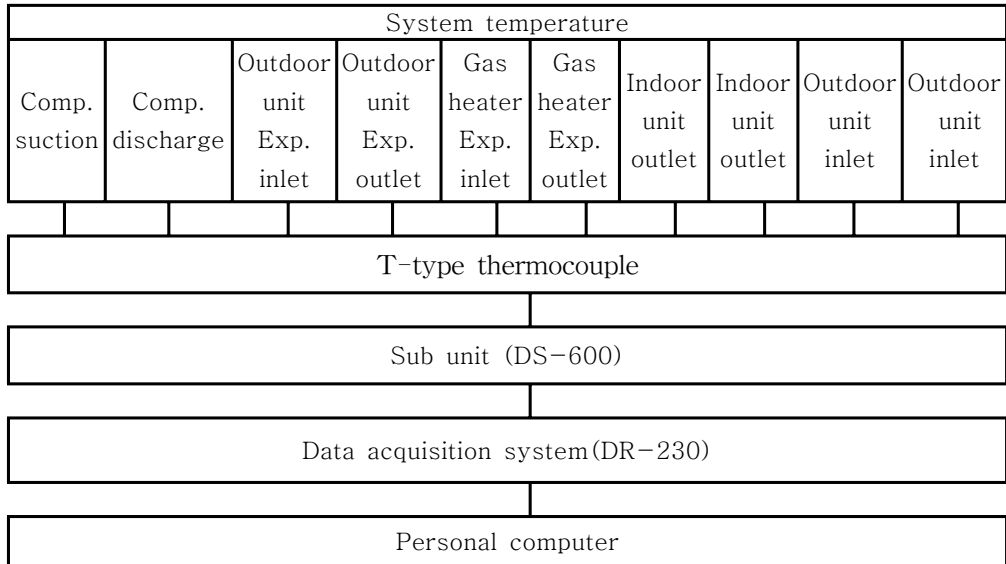


Fig. 2-6 Data acquisition of the refrigerant side temperature

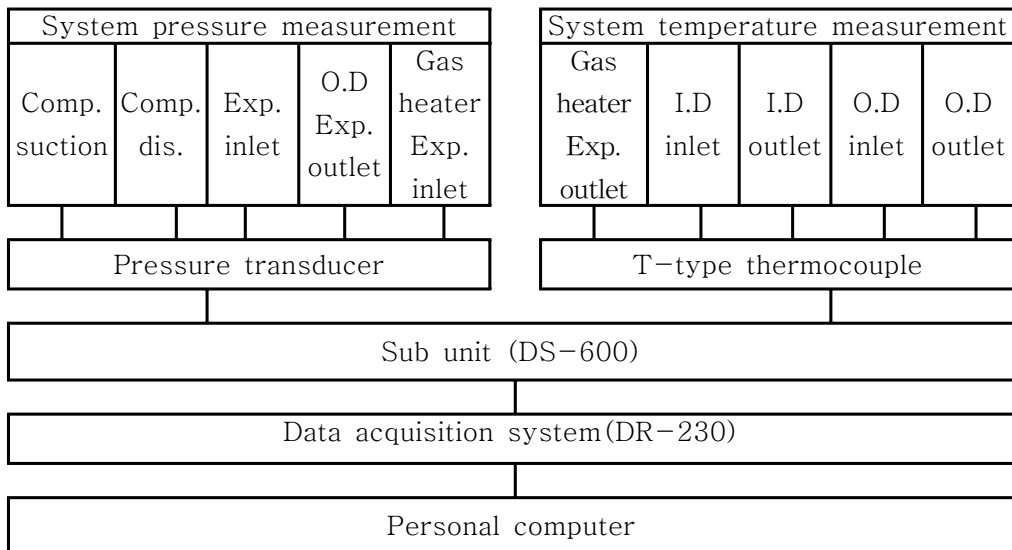


Fig. 2-7 Data acquisition of system pressure and water side temperature measurement

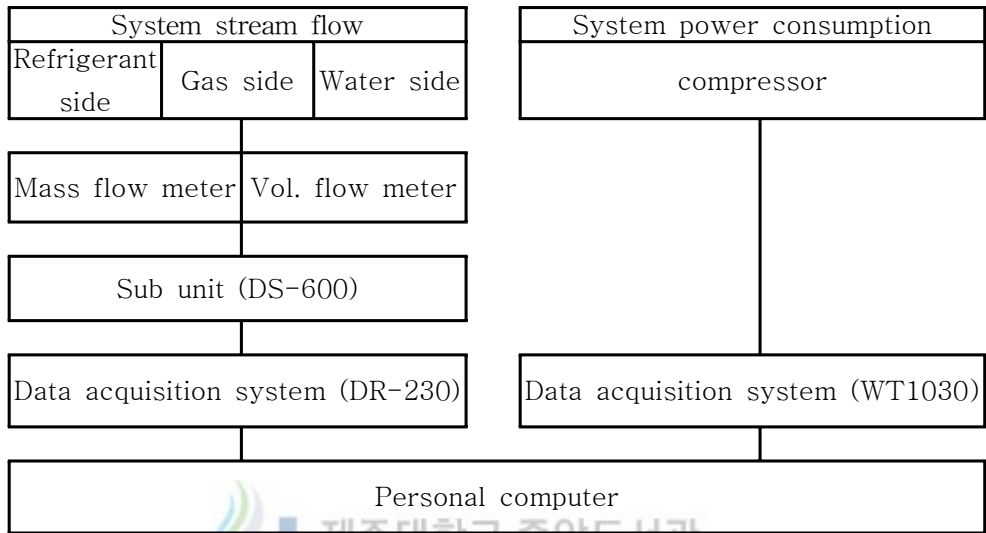


Fig 2-8 Power and mass flow rate measurement

2.5 실험 조건

본 연구에서는 열펌프의 성능평가를 위한 일반적인 열펌프시스템과 냉매가열기 작동시의 실험조건은 Table 2-3과 같다. 실내기에 공급되는 냉각수(cooling water)의 온도는 25℃로 고정하였으며 실외기에 공급되는 유체온도의 변화를 주었다. 실내기에 공급되는 유체의 유량은 8 l/min, 실외기에 공급되는 유량은 12 l/min으로 고정하였으며 전자팽창밸브의 개도 변화, 압축기 주파수 및 가스소비량의 변화에 따라서 특성을 고찰한다.



Table 2-3 Experiment conditions

Compressor frequency (Hz)	Cooling water temp. (°C)	Heating water temp. (°C)	Gas flow rate (ℓ/min)	EEV step	Cooling water flow rate (ℓ/min)	Heating water flow rate (ℓ/min)
40	25	15	2.0	90	8	12
				105		
				120		
		11	2.5	90		
				105		
				120		
		7	3.0	90		
				105		
				120		
		3	-	90		
				105		
				120		
60	25	15	2.0	90	8	12
				105		
				120		
		11	2.5	90		
				105		
				120		
		7	3.0	90		
				105		
				120		
		3	-	90		
				105		
				120		
80	25	15	2.0	90	8	12
				105		
				120		
		11	2.5	90		
				105		
				120		
		7	3.0	90		
				105		
				120		
		3	-	90		
				105		
				120		

III. 결과 및 고찰

3.1 에너지 평형 실험

본 연구에서 구성한 실험장치는 냉방과 난방운전이 모두 가능한 열펌프시스템이나, 저온난방시 열펌프에 성능 향상을 목적으로 수행한 연구이므로, 난방모드에서의 성능평가만을 수행하였다. 실험장치는 간단한 솔레노이드 밸브로 냉매에 흐름을 조작함으로써 일반적인 난방운전과 냉매가열운전을 선택할 수 있으며, 각각의 실험조건을 구현 할 수 있도록 제작하였다.

냉매가열 열펌프시스템의 성능을 파악하기 전에 먼저 열펌프시스템의 성능특성을 파악하고 이를 기준으로 하여 냉매가열 열펌프 시스템을 비교하고자 한다.

각 조건의 변화에 따른 실험에 앞서 예비실험으로 전자팽창밸브의 개도를 변경하며, 최적 냉매 봉입량 선정 실험을 수행 하였으며, 열펌프시스템의 실내 열교환기에서 정상적으로 열교환을 하고 있는지에 대하여 냉매와 열원수 및 냉매와 냉각수 사이의 에너지평형을 검토하였다. 열펌프시스템의 에너지평형 해석은 시스템에서 냉매가 응축과정을 거치는 동안 냉각수 측으로 방출한 열량과 냉각수가 냉매측으로부터 받은열량을 계산하여 상호 비교하였다. 냉매가 냉각수로 방출한 열량($Q_{ref.}$)은 냉매의 질량유량과 실내기 입·출구의 엔탈피 차를 곱한 값이며, 식(3-1)과 같다.

$$Q_{ref.} = \dot{m}_{ref} (h_{ref,i} - h_{ref,o}) \quad (3-1)$$

여기서, \dot{m}_{ref} 는 냉매의 질량유량이며, $h_{ref,i}$ 및 $h_{ref,o}$ 는 실내기 입·출구에서의 냉매의 엔탈피 값이다. 냉매의 질량유량은 열펌프 시스템에 설치된 질량유량계로부터 획득할 수 있으며, 냉매의 엔탈피 값은 열펌프 시스템의 실내기 입·출구에서 측정된 온도 및 압력으로부터 구할 수 있다. 또한, 냉각수가 획득한 열량($Q_{wat.}$)은 냉각수의 질량유량과 정압비열 및 실내기 입·출구 온도차로부터 구할 수 있으며 식(3-2)와 같다

$$Q_{wat.} = \dot{m}_{wat} \cdot C_{p_{wat}} \cdot \Delta T_{wat} \quad (3-2)$$

여기서, \dot{m}_{wat} 는 냉각수의 질량유량이며, $C_{p_{wat}}$ 는 냉각수의 정압 비열로서 측정된 온도로부터 계산하였다. ΔT_{wat} 는 냉각수의 실내기의 입·출구 온도차이다. 실내기에 공급되는 냉각수의 유량을 0.8 l/min, 실외기에 공급되는 열원수의 유량을 12 l/min으로 고정하고 압축기 주파수변화에 따른 냉매와 냉각수간의 에너지평형식 (3-1)과 (3-2)를 사용하여 계산한 결과를 Fig. 3-1에 실내기의 에너지평형 상태와 Fig. 3-2에 실외기의 에너지평형을 나타냈다. 실험결과를 종합하면 최대 ±5.7%의 오차범위를 보였으며, 실외기에서의 정확성은 93.3%를 보였다.

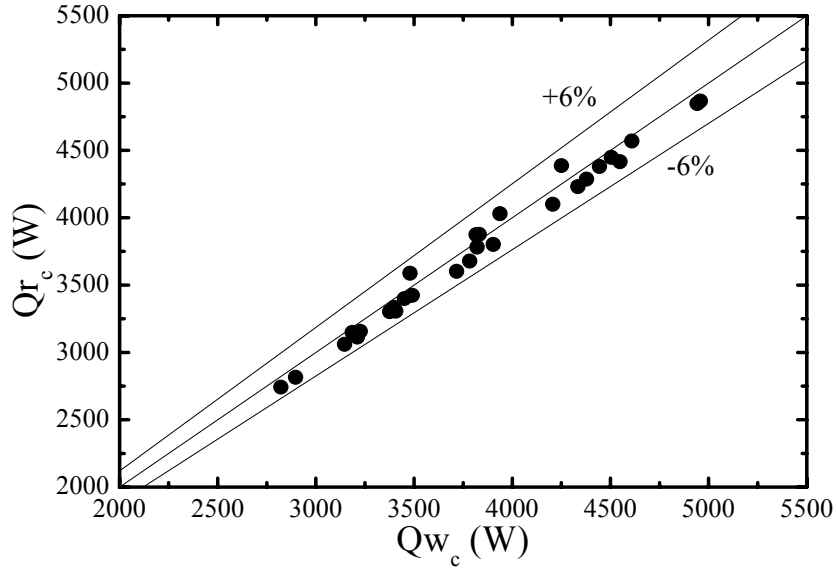


Fig. 3-1 Energy balance of indoor unit

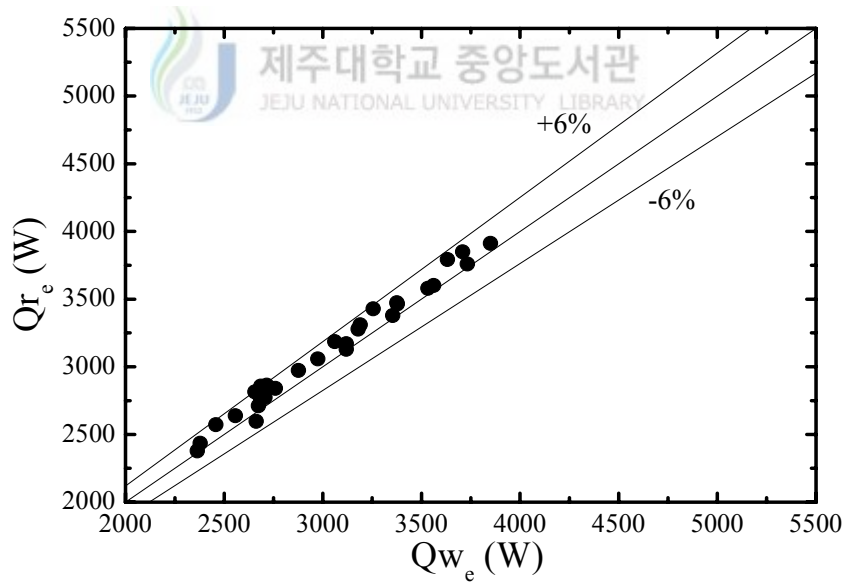


Fig. 3-2 Energy balance of outdoor unit

3.2 열펌프시스템의 성능특성

3.2.1 실외온도변화에 따른 열펌프의 특성

각 조건에 따른 실험을 실시하기 전에 예비실험으로 최적 냉매 충전량 실험을 수행하였다. 최적 냉매충전량을 구하기 위하여 실내기 입구의 2차 유체온도를 25℃, 실외기 입구의 2차 유체온도를 11℃로 유지한 상태에서, 실내기에 공급되는 유체의 유량을 $8 \pm 0.3 \text{ l/min}$, 실외기에 공급되는 유체유량을 $12 \pm 3 \text{ l/min}$ 으로 고정하고 압축기는 정격주파수인 60 Hz에서 전자팽창밸브의 개도를 100 step에서 5 step씩 변화시키면서 시스템의 성능변화를 살펴보았다. 그 결과 전자변개도가 105 step일 때 과열도가 3℃이며, 과냉도는 7℃이다. 압축기입구의 압력도 500 kPa로 비교적 안정된 상태를 보였다. 과열도는 5-10℃에서 최대의 성능을 나타낸다고 알려져 있으며, 과열도가 증가할수록 압축기 소비동력이 증가하고 실내기에서 평균 열전달 계수의 하락으로 인한 냉방능력이 감소한다. 따라서 시스템의 보호측면에서 3-10℃로 운전하는 것이 일반적이므로 이러한 기초실험을 통하여 본 연구에서 전자팽창밸브의 개도는 105 step을 기준으로 하고 ± 15 step씩 변화하면서 실험을 진행하였다. 실험조건 중에서 몇 가지 경우에 실험자료가 생략된 것은 실험과정에서 압축기 토출온도가 110℃이상 과도하게 상승하는 경우로써 시스템의 보호차원에서 실험을 중단하였다.

열펌프 시스템의 안정상태를 판단하는 기준은 압축기 출구온도 $\pm 0.5^\circ\text{C}$, 압축기 입·출구 압력 $\pm 0.2 \text{ kgf/cm}^2$ 에서 2분 동안 변화가 없을 경우 시스템이 안정상태에 있다고 판단하였다. 시스템이 안정상태로 판단된 경우 1초 간격으로 5분간 data를 기록하였으며, 2회 반복 측정하여 2회 반복 측정값의 평균값을 사용하였다.

실험의 최종결과는 Fig. 3-3에 나타낸 바와 같이 공학수식계산 프로그램인 EES(engineering equation solver)[14]를 이용하여 해석에 필요한 난방능력 및 성적계

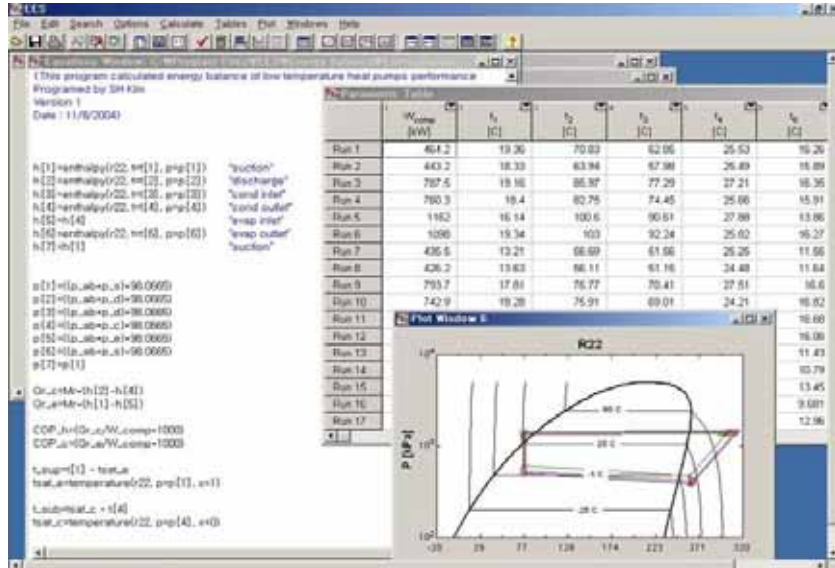


Fig. 3-3 Data analysis with EES

수 등을 계산하였다.



Table 3-1은 압축기 주파수 60 Hz에 대하여 실내기 입구의 물의 온도를 25℃로 고정하고 전자팽창밸브의 개도를 90 step, 105 step 및 120 step로 변경시켰을 때 실외기에 공급되는 열원수의 온도조건에 따른 난방능력, 압축기 소요동력 및 성적계수를 나타내었다.

Fig. 3-4는 압축기 정격조건인 60 Hz에서 전자팽창밸브 개도를 105 step으로 고정하고 외기온도를 15℃에서 3℃까지 변화시켰을 때 물리에선도를 나타내고 있다. 외기온도가 저하될수록 응축압력과 증발압력이 저하되며, 응축압력은 응축기에 공급되는 냉각수의 온도가 25℃로 고정되어 있으므로 응축압력의 저하가 작은 반면에 증발압력은 외기온도가 감소에 비례하여 감소하는 경향을 보이고 있다. 이때 냉매의 질량유량은 Fig. 3-9에 나타난 바와 같이 감소하며, Fig. 3-5에 나타난 바와 같이 난방능력도 저하한다. 난방성능변화를 살펴보면 실외온도가 상온인 15℃, 120 step일 때 가장 우수한 성능이

나타났으며, 외기온도가 3℃의 경우에는 15℃에 비하여 27%의 능력감소를 나타내었다. Fig. 3-8에 나타낸 외기온도에 따른 압축기의 토출온도 변화를 보면 외기온도가 저하될수록 토출온도 또한 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 토출온도의 감소는 겨울철 난방시에 외기온도가 감소할 때 실내기의 토출공기의 온도의 감소를 동반하여 난방 쾌적도를 가져오지 못하는 주요요인으로 작용한다.

실내기의 과냉도와 실외기 출구의 과열도를 살펴보면, Fig. 3-10과 3-11에 나타낸 바와 같이 과냉도는 외기온도가 감소할 수 록 실내기의 열전달량이 감소하여 과냉도가 감소하며, 과열도는 증발압력의 감소에 의하여 실내기 출구의 온도가 증발온도와 가까워지며, 이러한 경향은 전자팽창밸브의 개도가 120 step일때는 외기온도가 11℃일때 이미 과열도는 거의 없이 증발온도와 실내기출구의 온도는 같아진 것을 알 수 있다. 실험 결과에서 과열도가 약 3℃정도 나타난 것은 증발기 출구에서 열전달에 의한 영향으로 판단된다.



Table 3-1 System performance with variation of secondary fluid temperature (compressor frequency = 60 Hz)

Secondary fluid temperature(indoor)		25°C			
Secondary fluid temperature(outdoor)		15°C	11°C	7°C	3°C
Capacity (kW)	105 step	4.42	3.82	4.19	3.47
	120 step	4.65	3.72	4.11	3.42
Power input (W)	105 step	768.3	754.8	781.6	745.7
	120 step	747.1	756.1	803.7	754.6
COP	105 step	5.8	5.1	5.3	4.7
	120 step	6.2	4.9	4.3	4.5

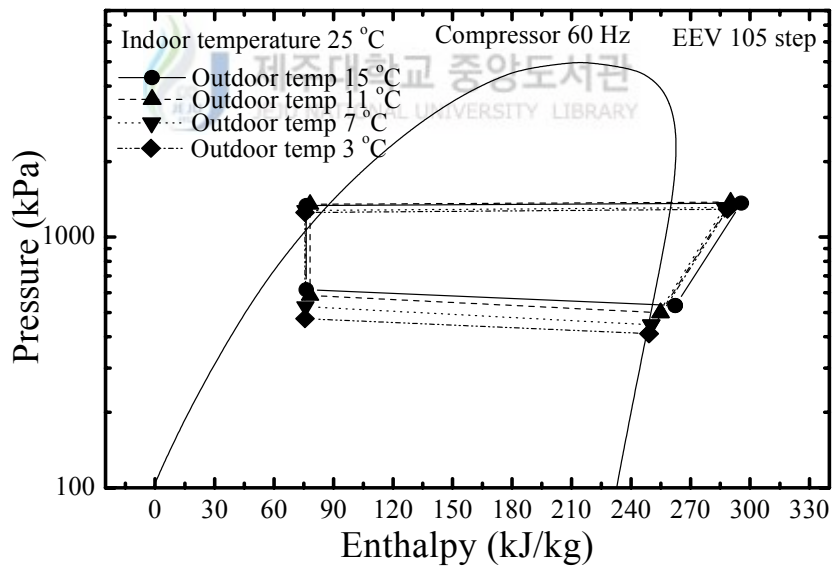


Fig. 3-4 P-h diagram with variation of outdoor fluid temperature

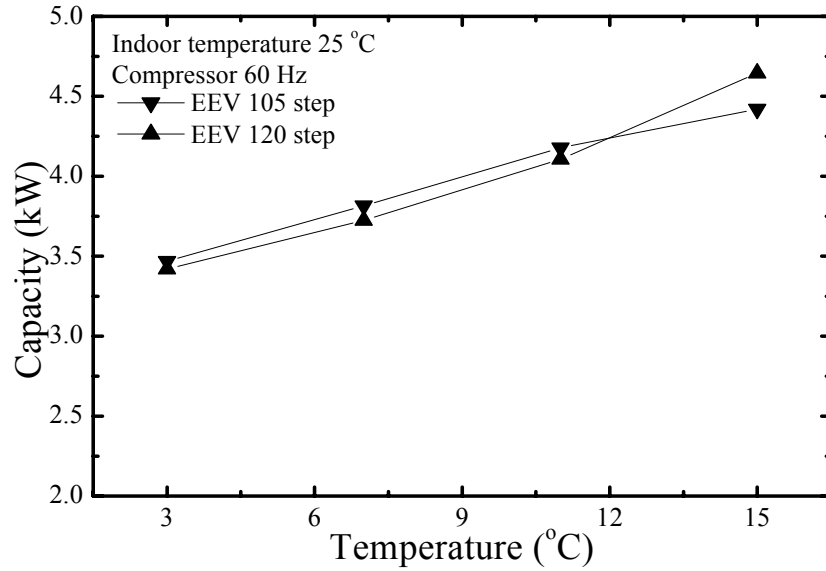


Fig. 3-5 System capacity variation with outdoor fluid temperature

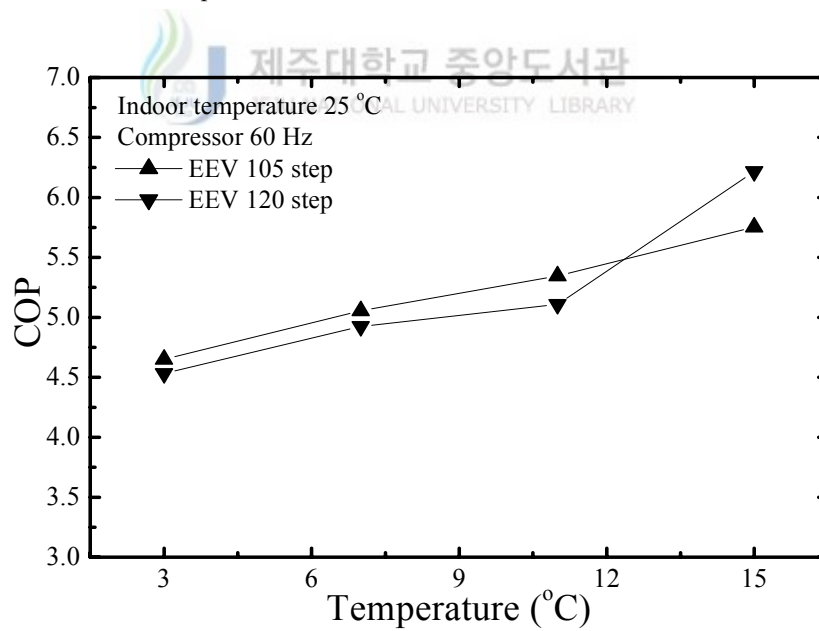


Fig. 3-6 COP variation with outdoor fluid temperature

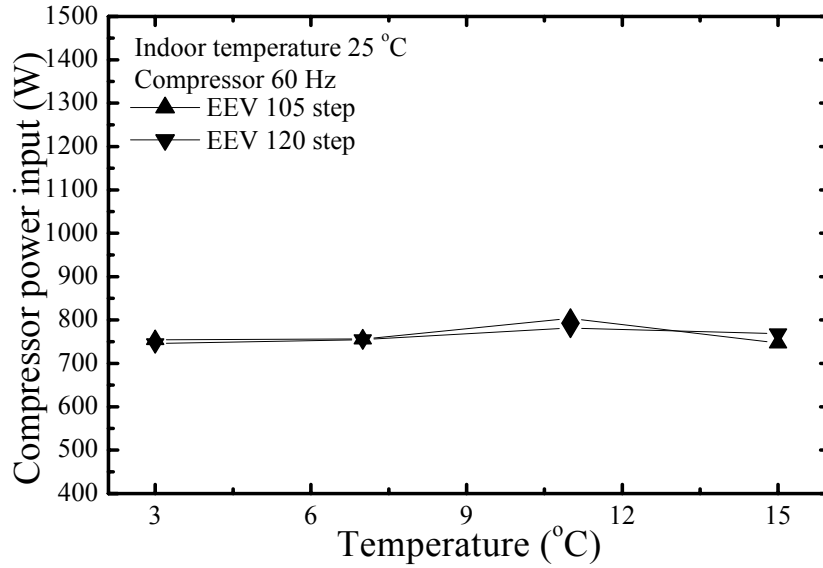


Fig. 3-7 Power variation with outdoor fluid temperature

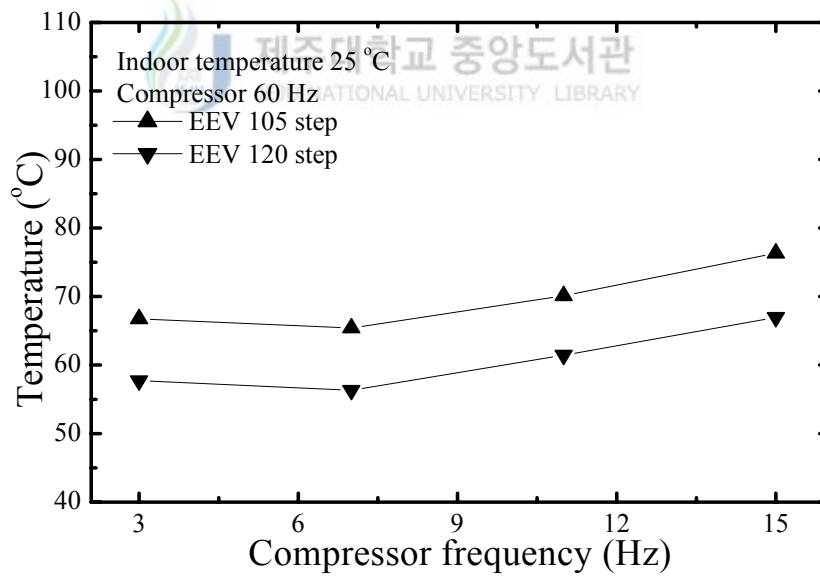


Fig. 3-8 Compressor discharge temperature variation with outdoor fluid temperature

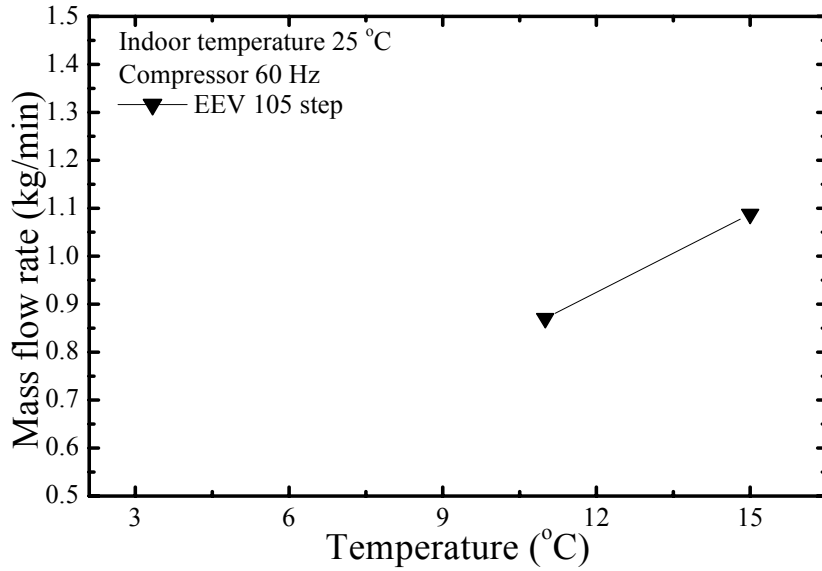


Fig. 3-9 Refrigerant mass flow variation with outdoor fluid temperature

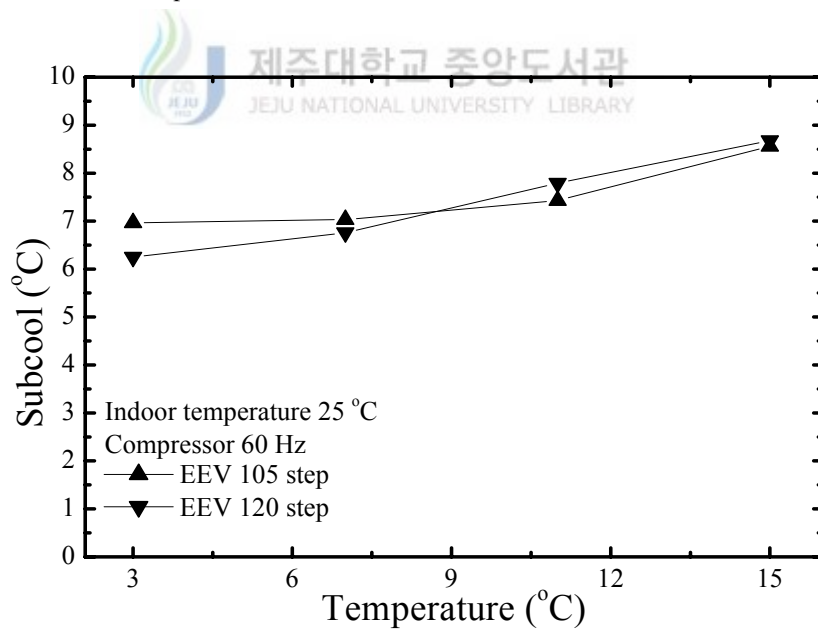


Fig. 3-10 Indoor subcooling variation with outdoor fluid temperature

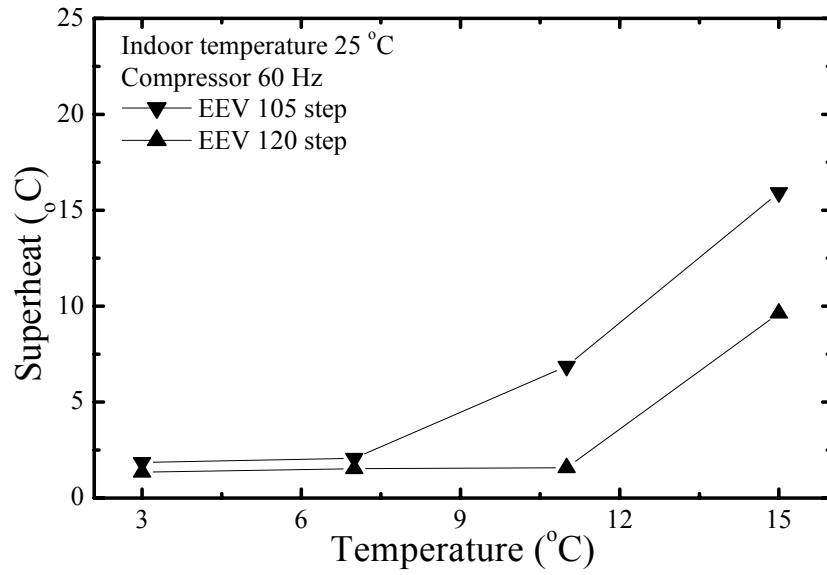


Fig. 3-11 Outdoor superheat variation with outdoor fluid temperature



3.2.2 압축기 주파수 변화에 따른 열펌프 특성

가변속 열펌프의 장점인 압축기 주파수 변화에 따른 시스템의 성능특성을 파악하기 위하여 압축기의 주파수를 40 Hz, 60 Hz 및 80 Hz로 변경하면서 시스템의 특성을 고찰하였다. 이때의 실험조건은 실내기에 공급되는 유체의 온도는 25℃, 실외기에 공급되는 유체의 온도를 3℃로 고정하고 전자팽창밸브의 개도를 90 step, 105 step 및 120 step일 때 압축기의 회전수를 세 가지 경우로 변경하였다.

실험결과는 Table 3-2와 같으며, 난방성능이 가장 좋은 경우는 압축기의 주파수가 80 Hz일 때이며, 압축기주파수가 40 Hz인 경우와 비교하였을 때 난방성능이 약 44% 가량 높은 것으로 나타났다. 이때 팽창밸브의 개도는 90 step이다. 난방성능과 반대로 시스템의 COP는 압축기의 주파수가 40 Hz이고 팽창밸브의 개도가 90 step일 때 가장 높은 값을 나타내었다.

Fig. 3-12는 팽창밸브(EEV)개도가 105 step일 때 압축기 주파수의 변화에 따른 사이클의 변화를 압력-엔탈피선도에 나타내었다. 주파수가 증가할수록 응축압력은 상승하고 증발압력은 감소하는 특성을 나타내고 있으며, 공급되는 냉매의 질량유량의 증가로 인하여 실외기 에서의 압력강하가 증가하는 것을 잘 나타내고 있다. 압축기의 주파수의 증가에 따라서 실내기의 응축온도의 상승, 실외기의 증발압력의 감소 및 실외기에서의 압력강하의 증가의 세가지 영향이 압축기에서의 압축비는 상승하고 압축기의 회전수 증가로 인한 냉매의 토출유량의 증가는 결과적으로 Fig. 3-15에 나타난 바와 같이 압축기의 소비전력의 증가를 가져온다. 압축기의 소비전력은 주파수가 증가에 직접적으로 비례하며, 팽창밸브의 개도의 영향은 주파수의 영향에 비하면 미미한 수준이다.

압축기의 주파수 증가는 Fig. 3-14에 나타난 바와 같이 시스템의 난방능력의 증가를 가져오며, 이러한 난방능력의 증가가 가능한 것이 가변속 열펌프의 가장 큰 장점으로 볼 수 있다. 하지만 난방능력의 증가와 더불어 앞에서 기술한 바와 같이 압축기의 소비

전력이 비례적으로 증가하기 때문에 시스템의 COP는 Fig. 3-13과 같이 압축기의 운전 주파수가 증가하면 감소하는 단점이 있다.

Fig. 3-16은 주파수변화에 따른 압축기의 토출온도의 변화이다. 압축기의 토출온도는 주파수의 증가에 비례하여 증가하며, 이는 압축기입구와 출구상태인 증발압력과 응축압력의 차이가 커지면서 압축기에서의 등엔트로피효율이 감소하기 때문에 압축기 출구가 엔트로피가 커지는 방향으로 압축과정이 이루어지며, 등엔트로피 선도 또한 온도가 증가하는 방향으로 기울기가 크기 때문이다.

Table 3-2 Heating capacity, power input, and COP with a variation frequency

Secondary fluid temperature (indoor)		25℃		
Secondary fluid temperature (outdoor)		3℃		
Frequency (Hz)		40	60	80
Capacity (kW)	90 step	2.44	3.50	4.36
	105 step	2.34	3.47	4.35
	120 step	2.26	3.42	4.27
Power input (kW)	90 step	457.2	743.9	1085
	105 step	449.4	745.7	1105
	120 step	434.7	754.6	1115
COP	90 step	5.3	4.7	4.0
	105 step	5.2	4.7	3.9
	120 step	5.2	4.5	3.8

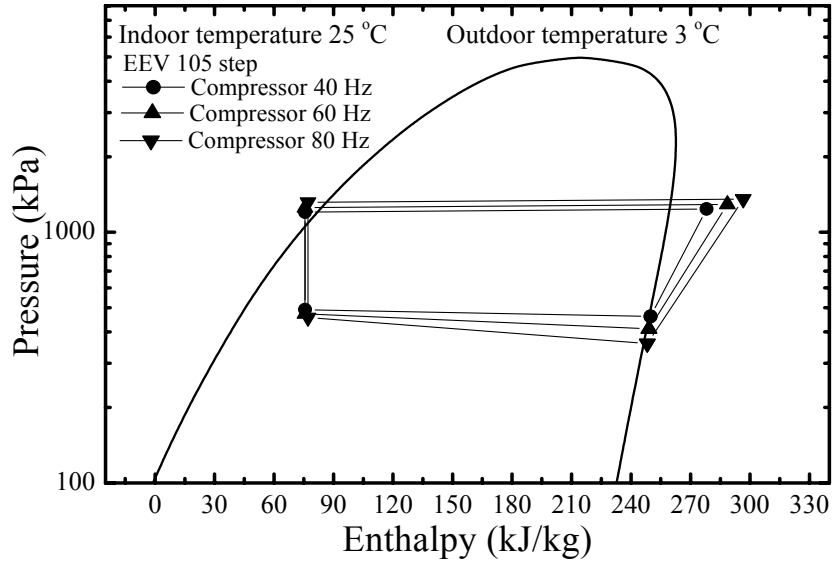


Fig. 3-12 P-h diagram with variation of compressor frequency

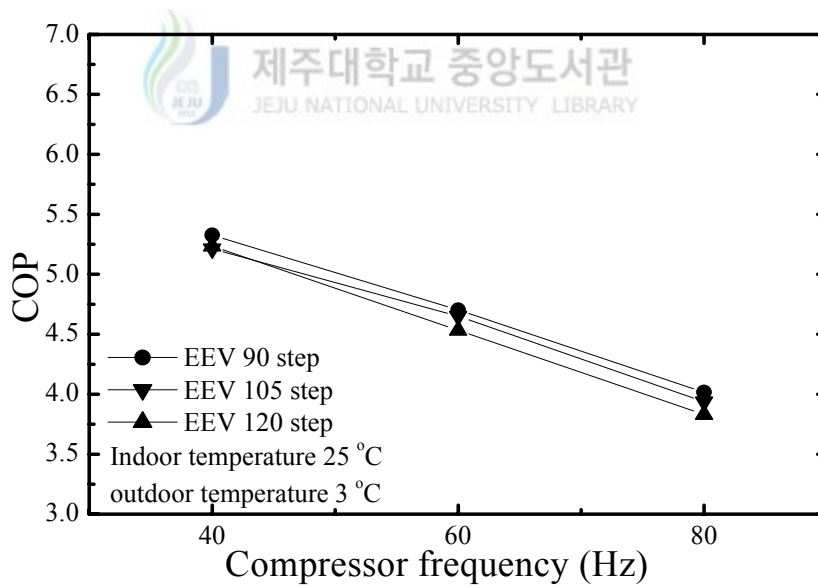


Fig. 3-13 System COP variation with compressor frequency

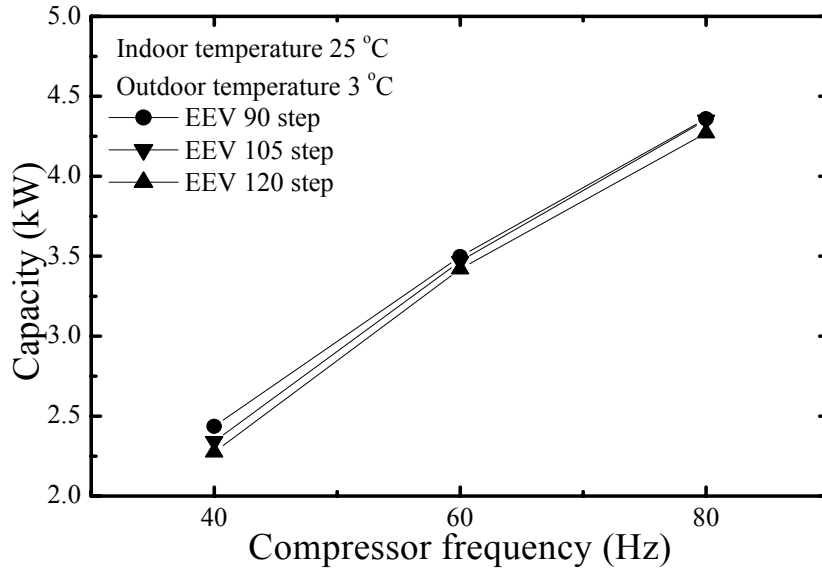


Fig. 3-14 Capacity variation with compressor frequency

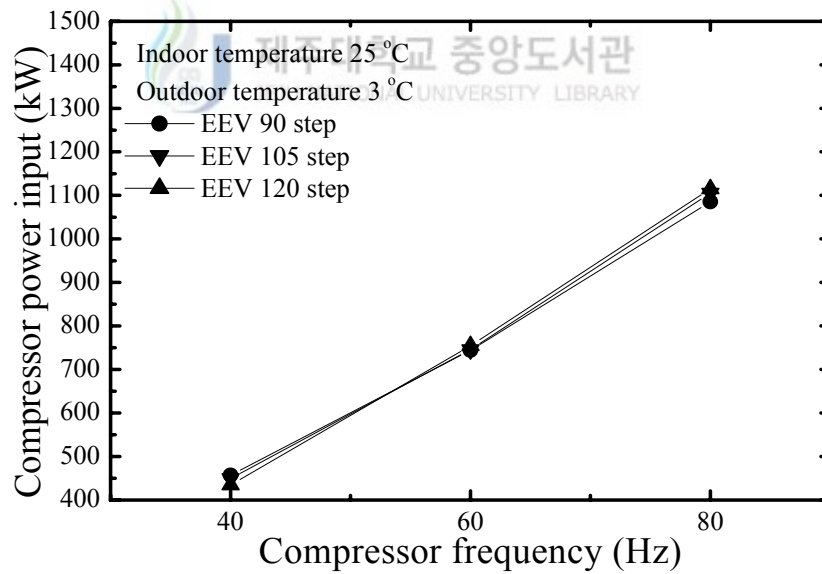


Fig. 3-15 Compressor power input variation with compressor frequency

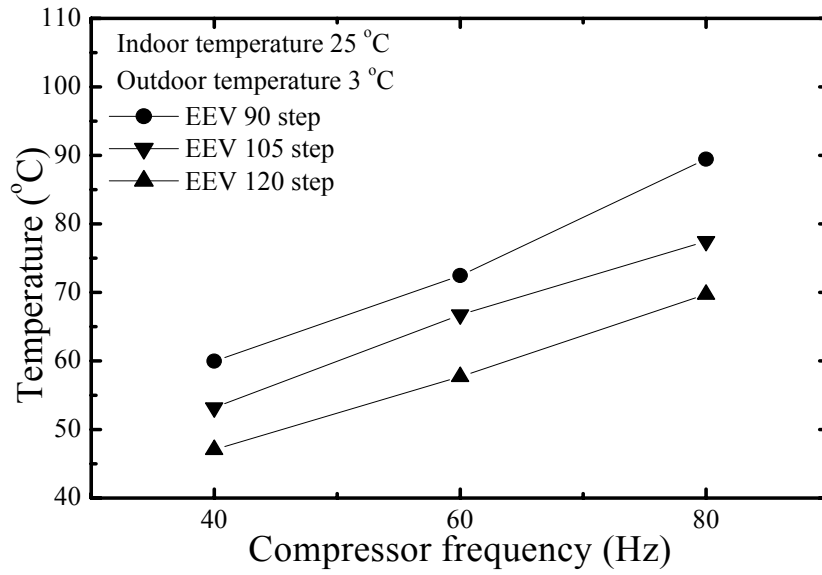


Fig. 3-16 Compressor discharge temperature variation with compressor frequency

3.3 냉매가열방식 열펌프시스템의 성능특성

3.3.1 압축기 주파수 변화에 따른 성능특성

본 절에서는 외기온도가 저하하여 충분한 난방성능을 확보하지 못할 경우에 실내기에 공급되는 냉매를 가스히터를 사용하여 직접 가열하여 난방성능을 향상시키는 냉매가열방식 열펌프시스템의 성능특성을 고찰하였다.

실험조건으로는 실내기 입구의 유체온도는 25℃, 냉매가열기에 공급되는 연료의 유량을 2.00±0.01 ℓ/min으로 고정한 상태에서 압축기의 주파수와 전자팽창밸브의 개도를 변경시키면서 시스템의 운전상태를 측정하였다. 이때 압축기의 운전주파수는 40 Hz, 60 Hz 및 80 Hz로 변경하였으며, 전자팽창밸브의 개도는 90 step, 105 step 및 120 step으로 변경하였다. 실험결과는 Table 3-3과 같다.

Fig. 3-17은 전자팽창밸브의 개도가 105 step일 때 압축기의 운전주파수 변화에 따른 시스템의 운전상태를 파악하기 위한 압력-엔탈피선도이다. 운전주파수가 증가할수록 응축압력이 상승하고 증발압력이 하강하는 것은 일반 열펌프시스템과 유사하지만, 압축기의 운전주파수가 증가함에 따라 실외기인 냉매가열기에서의 압력강하가 크게 발생하는 것으로 나타났다. 이것은 운전주파수의 증가에 따라서 Fig. 3-21에 나타낸 바와 같이 시스템을 순환하는 냉매의 질량유량이 증가하고 순환유량과 압력강하는 비례하므로 실외기에서의 압력강하가 크게 증가하는 것을 알 수 있다.

본 냉매가열방식 열펌프의 효율 즉, COP의 계산에 있어서 본 시스템에 공급된 에너지는 냉매의 순환에 필요한 압축기의 소비전력과 더불어 냉매가열에 소요되는 열원인 LPG가스의 열량 또한 소요에너지가 된다. 따라서 본 냉매가열식 열펌프는 일반적인 보일러 등과 같이 효율 자체가 1이하의 값을 가지는 단점을 가지고 있다.

본 연구에서 냉매가열기에 투입되는 가스는 LPG가스이며, 고위발열량을 기준으로

공급되는 열량을 계산하였다. 냉매가열기에 공급되는 가스의 체적유량은 정밀하게 조절 가능한 유량조절밸브를 사용하여 2 ℓ/min으로 제어하였으며, 이때 냉매가열기의 가스 열량은 3.0 kW이다.

Fig. 3-19에 나타낸 바와 같이 압축기의 운전주파수의 변화에 따른 시스템의 COP를 살펴보면 운전주파수에 따라서 큰 변화가 없는 것을 알 수 있다. 이것은 압축기의 소비 전력은 증가하지만 냉매가열기의 가동에 따라서 시스템의 난방능력이 상승하여 소비전력의 증가를 난방능력의 증가가 감당하기 때문이다.

난방능력의 변화는 Fig. 3-20에 나타내었다. 압축기의 운전주파수가 80 Hz일 경우는 40 Hz일 때와 비교하였을 때 21% 난방능력이 향상되는 것을 알 수 있다. 난방능력의 증가는 여러 가지 이유가 있으나 첫 번째 난방능력의 증가에 대한 이유는 앞의 3.2.2절에서 살펴본 바와 같이 압축기의 운전주파수의 증가에 따른 난방능력의 증가를 이유로 들 수 있으나, 이 경우에는 시스템의 COP가 감소하여야 한다. 하지만 본 냉매가열방식의 경우에는 시스템의 COP가 거의 일정하므로 꼭 압축기의 운전주파수의 변화에 따라서 난방능력이 증가를 동반하였다고 판단할 수 없다.

두 번째로 고려할 수 있는 사항은 압축기의 운전주파수의 증가에 따라서 Fig. 3-21과 같이 냉매의 유량이 증가하여 냉매가열기에서의 냉매가 열원으로부터 취득하는 열량이 증가하기 때문이다. 이때 냉매가열기에 공급되는 연소가스의 유량은 2 ℓ/min으로 고정하였으므로 냉매가열기에서 공급하는 연소열은 3.0 kW로 일정하나 냉매측 유량이 적기 때문에 전부 냉매로 전달되지 못한다. 이때 냉매가열기의 효율은 매우 낮을 것으로 판단된다. 하지만 압축기의 운전주파수가 증가하여 냉매의 질량유량이 증가하면 냉매가 냉매가열기에서 연소하고 있는 3.0 kW의 연소열을 어느 정도 흡수하여 난방능력의 향상에 기여하는 것으로 판단된다.

이러한 경향은 Fig. 3-22에 냉매가 흡수한 열량과 냉매가열기의 연소열량을 비교한

그래프로부터 판단할 수 있으며, 냉매가열기의 연소열량은 공급되는 가스의 유량이 거의 일정하므로 비슷한 수치를 보이고 있으나 냉매가 흡수한 열량이 운전주파수에 따라서 차이가 남을 알 수 있다. 냉매가열장치의 효율에 관하여는 향후 충분한 자료의 측정과 냉매가열장치의 개선을 통하여 좀더 자세히 분석되어야 할 것이다.

Table 3-3 Heating capacity, power input, and COP variation with frequencies

Frequency (Hz)	EEV step	40	60	80
Capacity (kW)	90 step	3.28	3.55	3.82
	105 step	3.30	3.78	4.08
	120 step	3.28	3.80	4.20
Power input (W)	90 step	451.1	747.5	1045
	105 step	447.6	772.7	1093
	120 step	435.5	770.5	1116
COP	90 step	0.9	0.9	0.9
	105 step	0.9	1.0	1.0
	120 step	0.9	1.0	1.0

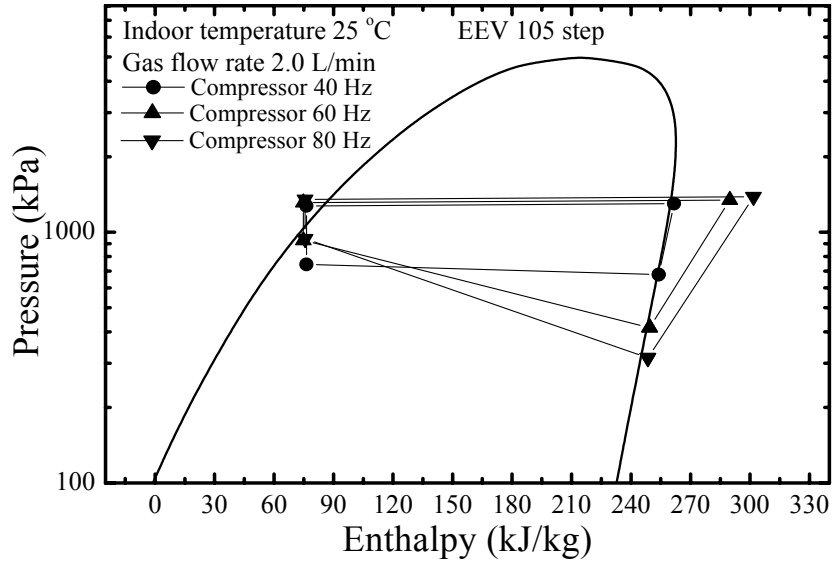


Fig. 3-17 P-h diagram with variation of compressor frequency

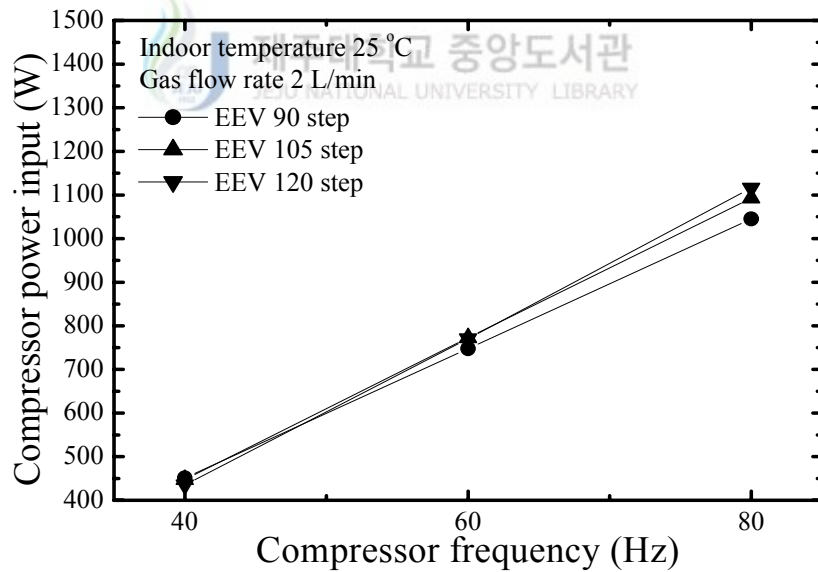


Fig. 3-18 Compressor power input variation with compressor frequency

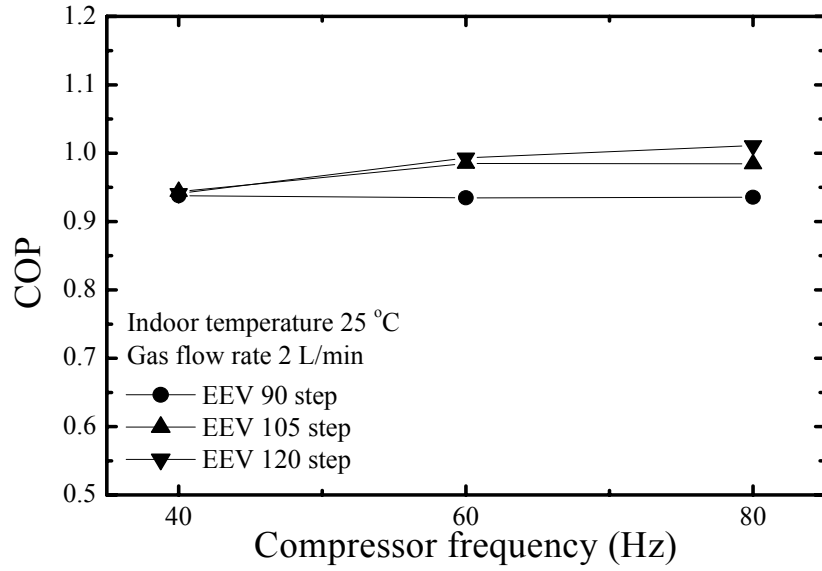


Fig. 3-19 System COP variation with compressor frequency

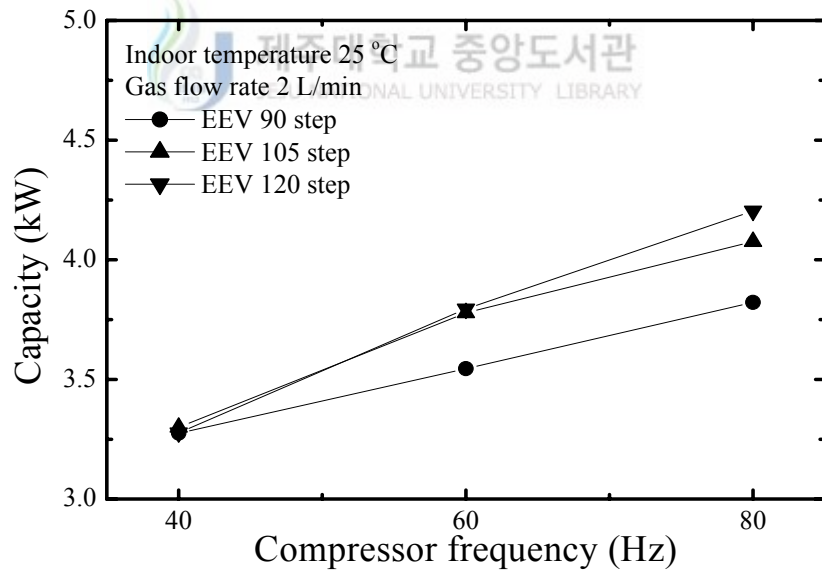


Fig. 3-20 Capacity variation with compressor frequency

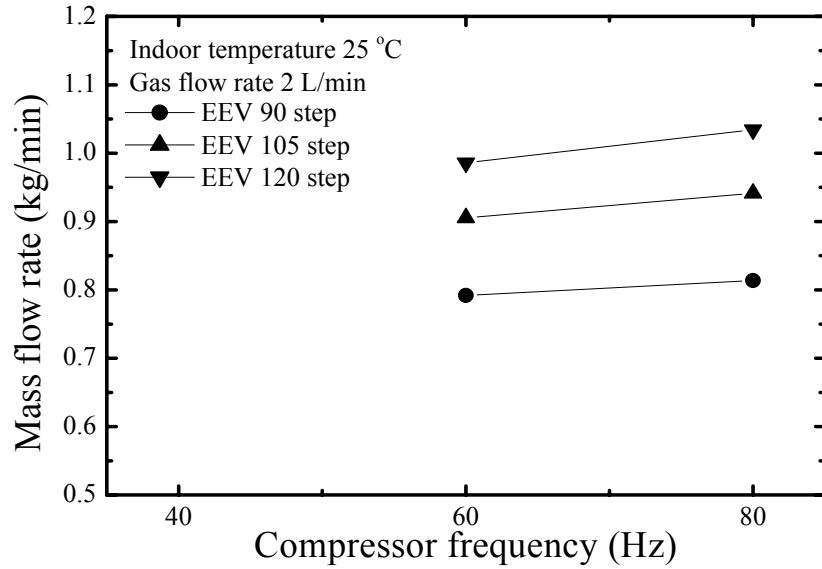


Fig. 3-21 Mass flow rate variation with compressor frequency

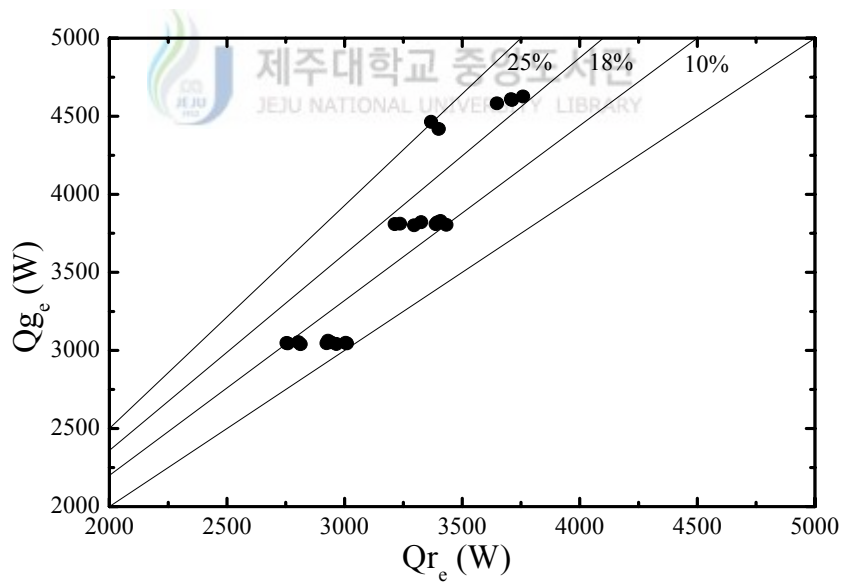


Fig. 3-22 Energy balance between gas heating value and heat absorbed by the refrigerant

3.3.2. 가스소비량 변화에 따른 성능특성

본 절에서는 실내기 입구의 유체온도를 25℃, 압축기의 운전주파수를 정격속도인 60 Hz로 고정한 상태에서 전자팽창밸브의 개도를 90 step, 105 step 및 120 step으로 변경 시키면서 냉매가열기의 가스유량을 2.0 ℓ/min, 2.5 ℓ/min 및 3.0 ℓ/min으로 정밀하게 조정하면서 시스템 특성을 측정하여 Table 3-4에 나타내었다.

전자팽창밸브의 개도를 120 step으로 고정하고 가스소비량을 변경할 경우 시스템이 운전되고 있는 사이클 상태를 Fig. 3-23에 압력-엔탈피선도에 나타내었다. 가스소비량이 증가할수록 증발압력은 상승하며, Fig. 3-28에 나타낸바와 같이 가스소비량이 증가할수록 냉매가열기 출구의 과열도는 큰 폭으로 상승하는 경향을 보여주고 있다. 팽창밸브의 개도가 90 step이고 가스소비량이 2.5 ℓ/min 일 때 냉매가열기 출구의 과열도는 가스소비량이 2.0 ℓ/min일 때와 비교하여 약 58%정도 상승하였다.

냉매가열기에서 소비되는 가스유량이 변화하더라도 일정한 주파수로 운전되는 압축기의 소비전력은 Fig. 3-26에 나타낸 바와 같이 거의 일정하며, Fig. 3-28의 과열도의 증가에 따른 영향으로 압축기의 토출온도는 Fig. 3-25와 같이 급격하게 증가하며, 이것은 난방쾌적도에 긍정적인 효과가 있다. 이때 시스템의 COP는 가스소비량이 소요에너지로 포함되는 관계로 Fig. 3-24와 같이 가스소비량이 증가하면 감소하는 경향을 나타낸다. 마찬가지로 가스소비량이 증가는 냉매가열열량의 증가를 가져오므로 Fig. 3-27에 나타낸 바와 같이 증가하여 충분한 난방효과를 가져올 수 있다.

Table 3-4 Heating capacity, power input, and COP variation with gas consumption (compressor frequency = 60 Hz)

Second fluid at indoor inlet		25°C		
Gas flow rate		2.0	2.5	3.0
Capacity (kW)	90 step	3.55	3.74	-
	105 step	3.78	4.02	-
	120 step	3.80	4.22	4.46
Power input (W)	90 step	747.5	732.4	-
	105 step	772.7	761.7	-
	120 step	770.5	772.3	750.5
COP	90 step	0.9	0.8	-
	105 step	1.0	0.9	-
	120 step	1.0	0.9	0.8

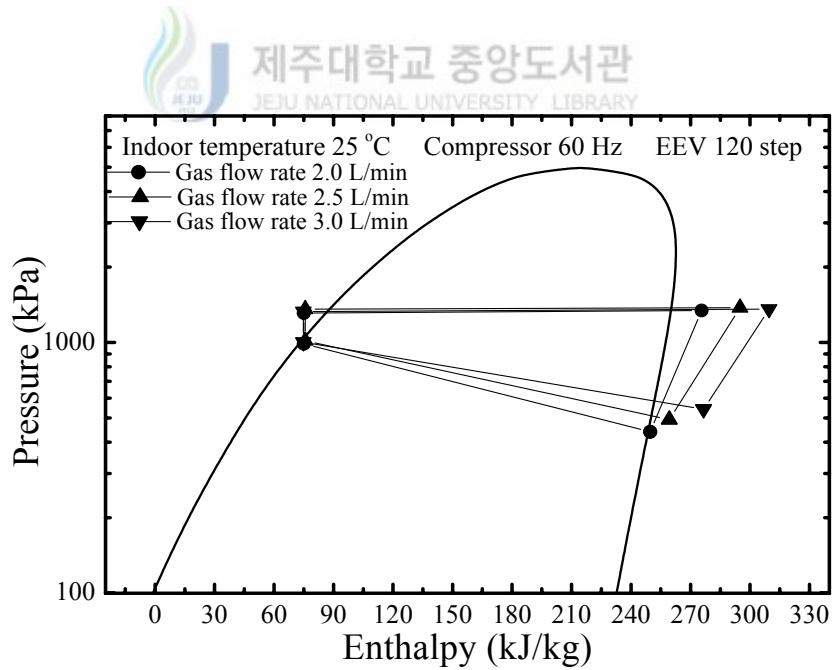


Fig. 3-23 P-h diagram with variation of gas consumption

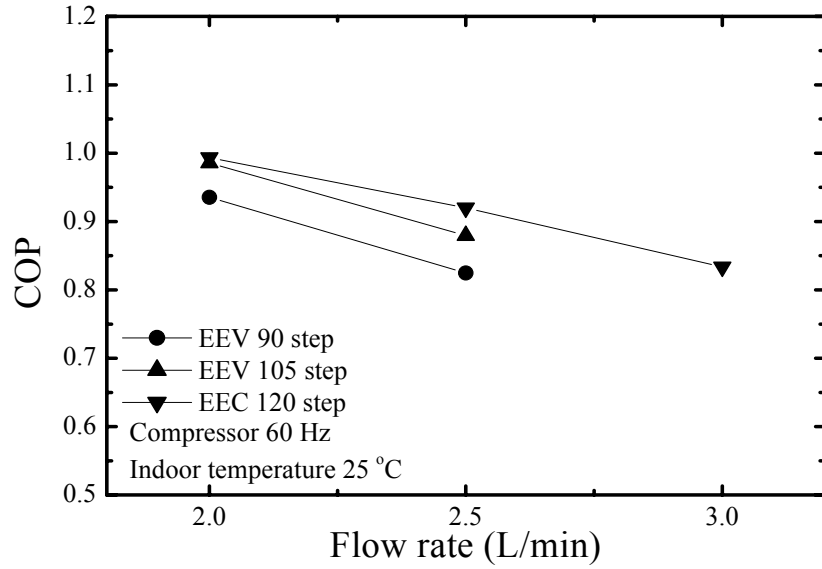


Fig. 3-24 System COP variation with variation of gas consumption

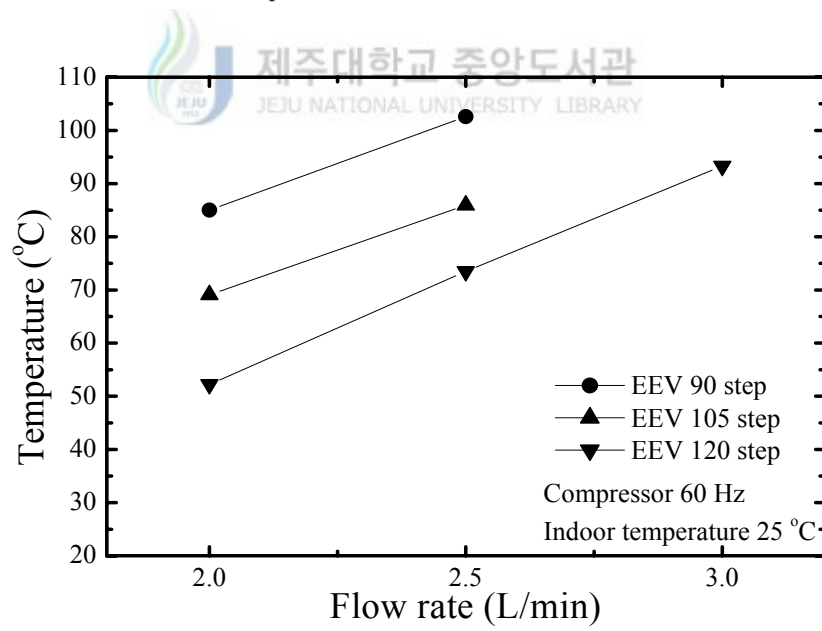


Fig. 3-25 Compressor discharge temperature variation with variation of gas consumption

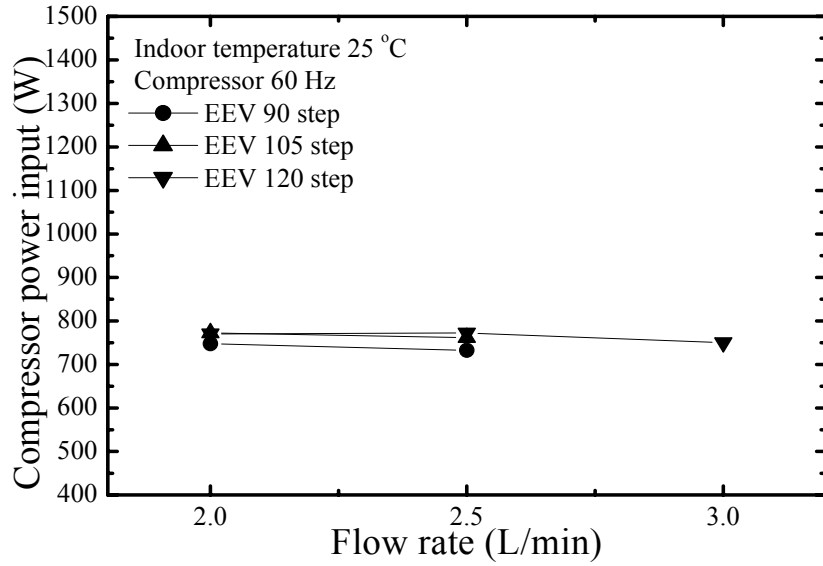


Fig. 3-26 Power input variation with variation of gas consumption

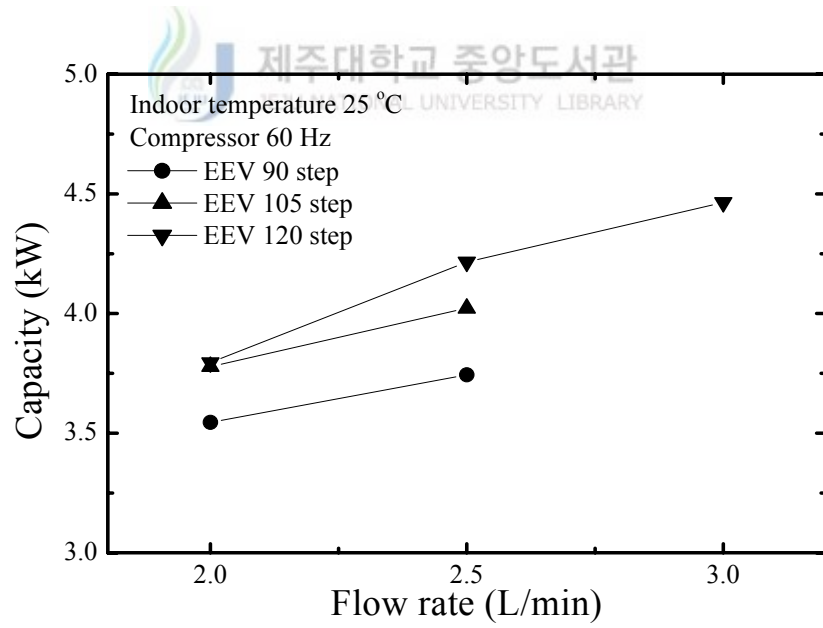


Fig. 3-27 Capacity variation with variation of gas consumption

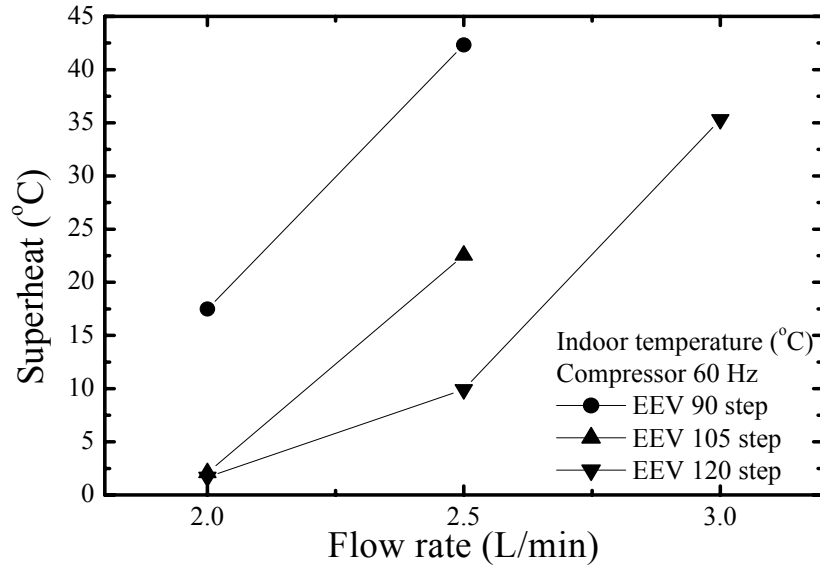


Fig. 3-28 Superheat variation with variation of gas consumption

3.4 복합구동방식 열펌프시스템의 성능특성

일반 열펌프와 냉매가열방식 열펌프를 동시에 구동하여 복합구동방식의 열펌프시스템의 성능특성을 고찰하였다. 실험조건은 실내기 및 실외기에 공급되는 유체온도는 각각 25℃와 7℃로 고정하였으며, 냉매가열기에 공급되는 가스유량은 2 ± 0.01 l/min로 하였다. 이때 압축기의 운전주파수는 정격운전 속도인 60 Hz에서 구동비는 전체시스템을 순환하는 냉매중에서 실외열교환기를 통과하지 않고 냉매가열기를 통과하는 냉매 비율이 80%, 냉매가열기를 통과하지 않고 실외열교환기를 통과하는 냉매 비율은 20%로 제어하기 위하여 냉매가열기 측에 설치된 전자팽창밸브의 개도는 84 step이고, 실외기 측에 설치된 전자팽창밸브의 개도를 36 step으로 전체 사이클의 관점에서 냉매의 팽창밸브의 개도는 120 step으로 고정하고 성능실험을 수행하였다. 실험결과는 Table 3-5와 같다.



Fig. 3-29는 복합구동방식 열펌프의 사이클 상태를 나타내는 압력-엔탈피선도이다. 압축기의 운전주파수가 증가할수록 압축기의 입구압력은 감소한다. 이때 두개의 팽창밸브의 개도가 다르기 때문에 각각의 팽창밸브에서의 압력강하가 다르므로 실외기는 두개의 사이클로 나뉘어 지며, 압축기 입구에서 하나의 압력으로 수렴하여 압축기에 유입된다. Fig. 3-29는 이러한 사이클을 잘 표현하고 있다.

Fig. 3-30과 Fig. 3-31은 열펌프시스템의 난방능력과 COP를 나타내고 있다. COP와 난방능력은 냉매가열방식만을 이용할 경우와 거의 비슷한 경향을 나타내고 있으며, 이때 냉매가열기의 영향의 실외기에서 공급된 열량보다 매우 크기 때문임을 알 수 있다.

복합구동 열펌프시스템에서 일반 열펌프와 냉매가열식 열펌프시스템의 실외기 사용율에 따른 시스템의 성능특성을 고찰하고자 팽창밸브의 개도는 120 step으로 고정하고 전체 시스템을 순환하는 냉매유량 중에서 냉매가열기에 공급되는 냉매의 비율을 변경

시키기 위하여 전자팽창밸브의 개도의 조합을 변경시켰다. 전체 사이클 관점에서 본 실험에서 냉매의 유량비율을 조절은 냉매가열기의 팽창밸브개도를 70%, 80% 및 90%로 변경시키고 상대적으로 실외기측의 팽창밸브의 개도를 30%, 20% 및 10%의 비율로 변경하며 압축기 정격조건인 60 Hz에서 시스템의 운전상태를 고찰하였다.

냉매의 유량분배율의 변화에 따른 열펌프시스템의 성능측정 결과는 Table 3-5의 하단에 나타나 있으며, 시스템의 운전상태는 Fig. 3-32에 나타난 압력-엔탈피선도와 같다. 유량분배율에 따라서 열펌프시스템의 응축압력의 증가 및 증발압력 저하는 50 kPa 미만이며, Fig. 3-33에 나타난바와 같이 냉매가열기의 유량분배율이 증가할수록 압축기 입구의 과열도가 감소하는 것을 알 수 있다.

Fig. 3-34에 나타난 바와 같이 난방능력은 냉매가열기로의 유량분배율이 70%일 때보다 90%일 때가 열펌프시스템의 냉매유량의 증가로 인하여 성능이 약 10%정도 높게 나타났다. 이때의 시스템의 COP는 Fig. 3-35와 같으며 유량분배율이 증가할수록 COP는 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 주로 유량분배율의 증가로 인하여 냉매가열기에서 냉매가 받아들이는 열량이 증가하는 것에 기인한 것이다.

Table 3-5 Heating capacity, power input, and COP variation with frequencies

Secondary fluid temperature (indoor)	25℃		
Secondary fluid temperature (outdoor)	7℃		
Gas flow rate	2 ℓ/min		
Frequency (Hz)	40	60	80
Capacity (kW)	3.24	3.51	3.86
Power input (W)	424.4	737.5	1037
COP	1.0	1.0	1.0
Driving ratio (%)	70%	80%	90%
Capacity (kW)	3.45	3.51	3.81
Power input (W)	722.1	737.5	765.0
COP	0.9	1.0	1.0

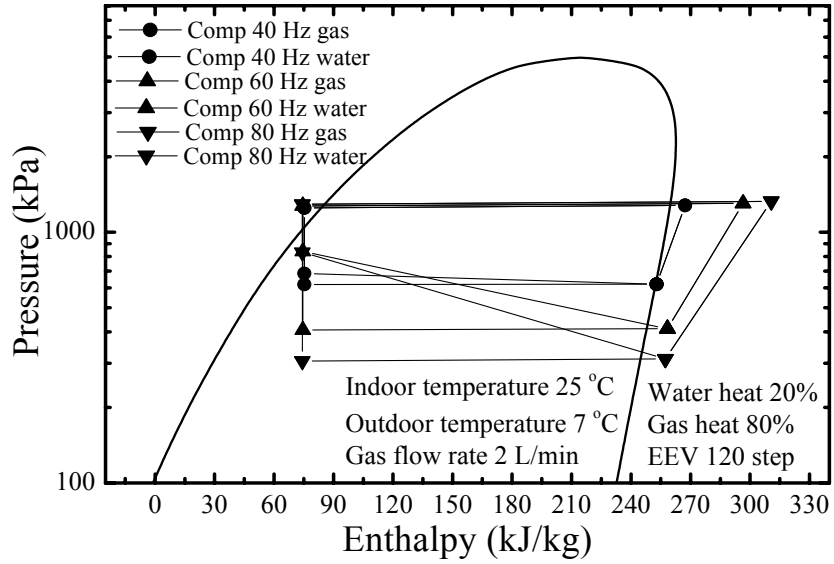


Fig. 3-29 P-h diagram with variation of compressor frequency

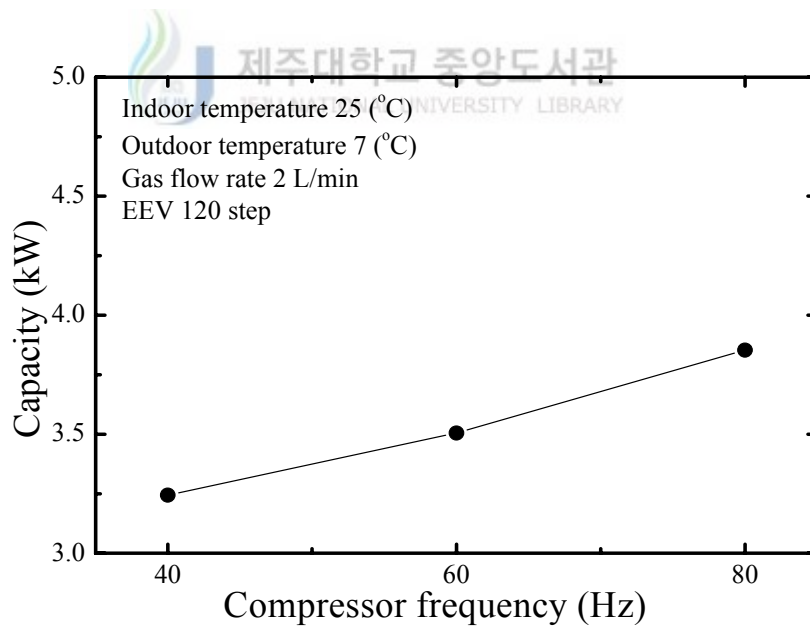


Fig. 3-30 Capacity variation with compressor frequency

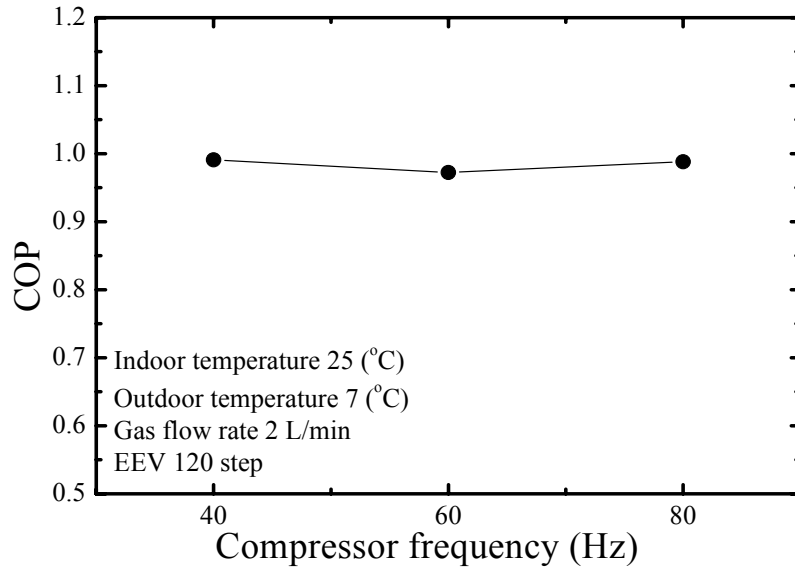


Fig. 3-31 COP variation with compressor frequency

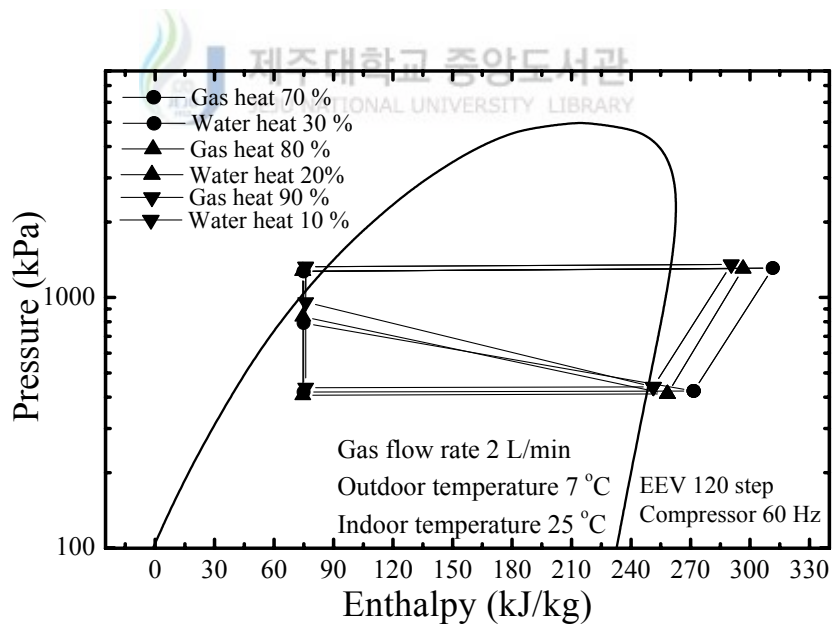


Fig. 3-32 P-h diagram with variation of ratio

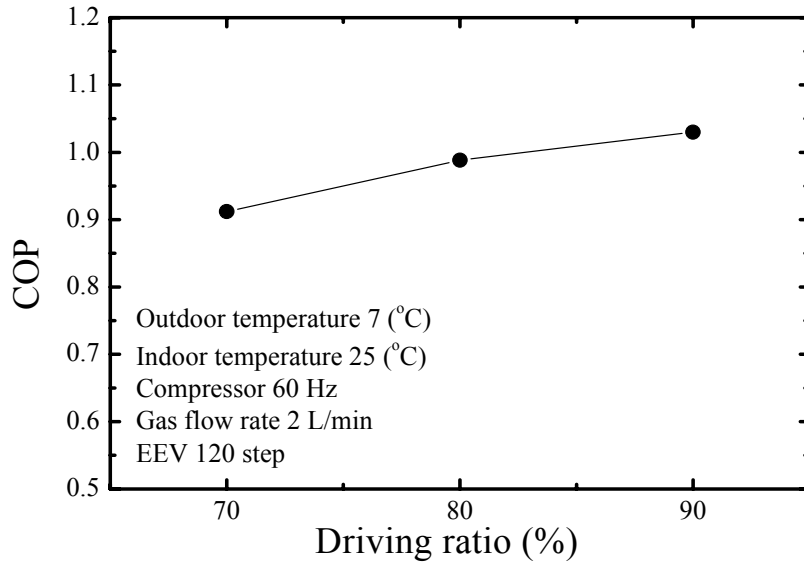


Fig. 3-33 COP variation with gas heater ratio

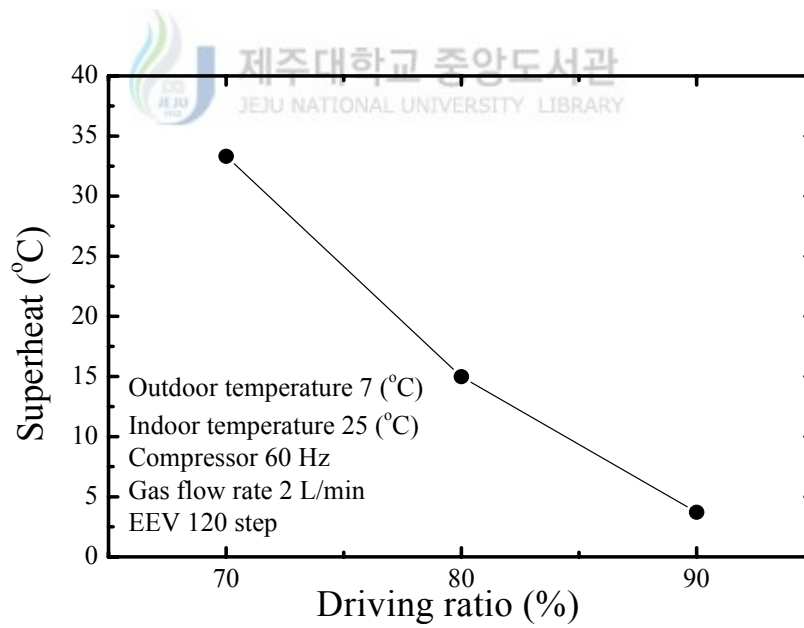


Fig. 3-34 Superheat variation with gas heater ratio

3.5 비정상상태 운전특성

본 절에서는 복합구동 열펌프시스템의 기동 후 정상상태에 도달하기까지의 비정상상태의 운전특성을 살펴보았다. 시스템을 순환하는 냉매중에서 실외열교환기를 통과하지 않고 냉매가열기를 통과하는 냉매 비율이 80%일 때 압축기의 온도변화와 압력변화는 Fig. 3-35와 Fig. 3-36과 같다.

열펌프시스템의 압력변화는 Fig. 3-36에 나타낸 바와 같이 기동 후 3분이내에 고압측은 $12.5 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$, 저압측은 $3.4 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 으로 정상상태 판단기준인 $\pm 0.2 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ 의 오차범위 내에서 안정상태에 도달하였다. 그러나 온도변화는 Fig. 3-35에 나타낸바와 같이 압력변화와는 다르게 열교환기 등의 열용량에 의하여 압축기 입구온도는 약 14분 이후부터 정상상태 판단기준인 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 의 오차범위 내에서 안정상태에 들어서기 시작하지만 압축기의 출구온도는 긴 시간을 소요하여 약 26분이 지난 후에야 어느 정도 정상상태에 도달하였다. Fig. 3-37은 Fig. 3-35의 냉매가열운전시 시스템의 기동 후 초기상태를 확대하여 나타낸 그림이다. 압축기가 기동하여 냉매가 냉매가열기에 공급되기 시작하는 약 15초 후에 냉매가열기는 자동적으로 점화된다. 가스의 연소열이 냉매측으로 전달 될 때 압축기 입구온도가 냉매의 가열로 인하여 온도가 급격하게 상승하며, 이후 냉매가열기에서 소비되는 가스의 유량이 안정되기까지는 점화 후 약 10초가량 소요된다.

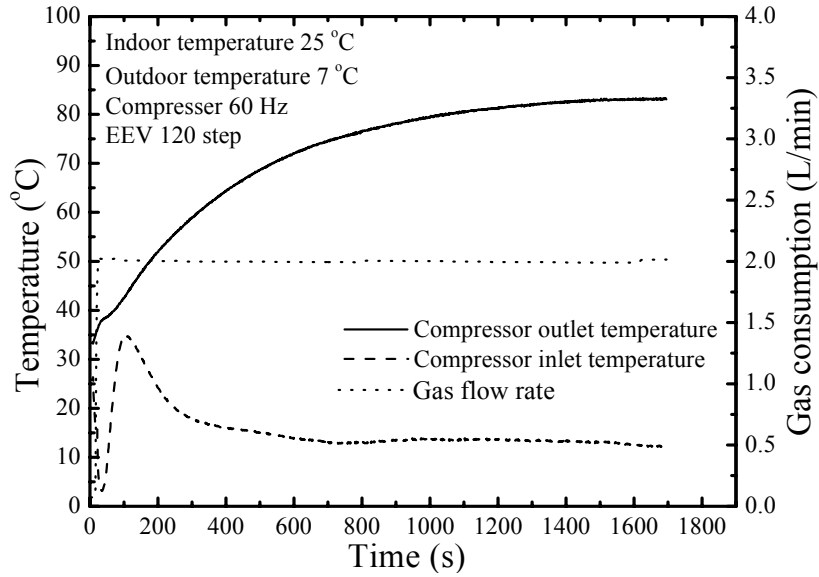


Fig. 3-35 Temperature variation with times (driving ratio 80%)

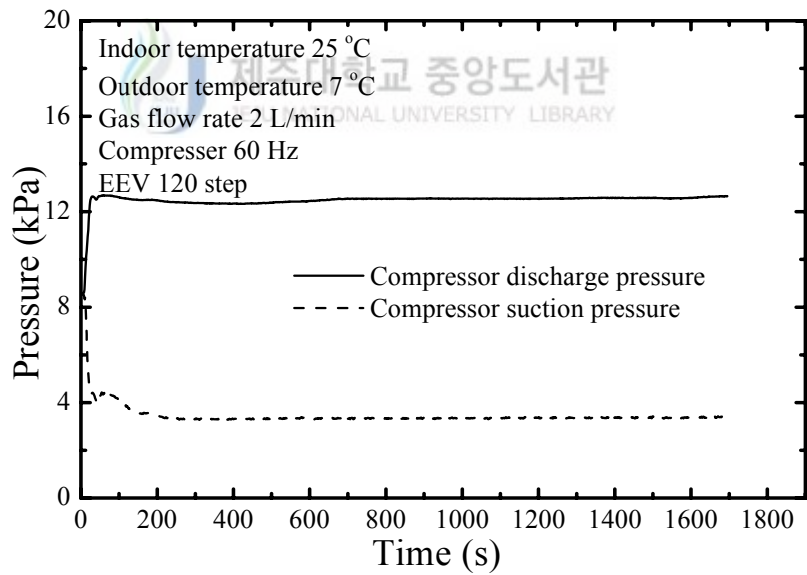


Fig. 3-36 Pressure variation with times (driving ratio 80%)

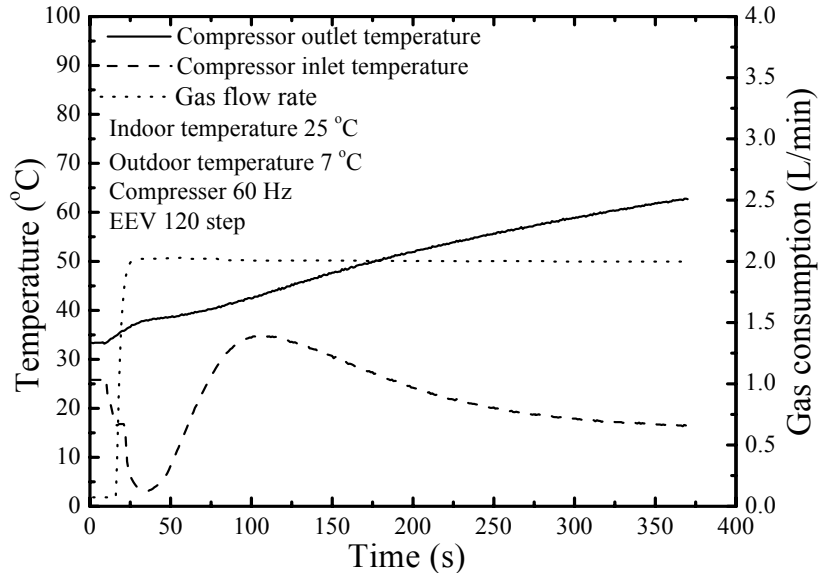


Fig. 3-37 Temperature variation with times at starting period (driving ratio 80%)

3.6 열펌프 시스템의 비교

난방으로 운전되는 열펌프시스템의 외기온도 저하에 따른 성능감소와 열교환기의 적상문제를 해결하기 위하여 냉매가열기를 열펌프시스템에 추가적으로 설치하였을 때 시스템의 성능특성을 살펴보았다. 동일한 실험장치에서 실외기로 사용되는 증발기를 변경한 냉매가열방식 열펌프시스템과 일반 열펌프시스템은 서로 다른 결과를 제공하였다.

서로 다른 방식의 열펌프시스템을 비교하기 위해서는 같은 온도조건에서 비교해야 하지만, 냉매가열방식 열펌프시스템의 경우 공기열원이 아닌 가스열원을 이용한 구동방식이므로 온도조건을 규정할 수 없으므로 냉매가열장치에 공급되는 가스유량을 기준으로 비교하였다. 따라서 일반 열펌프시스템은 실외기의 온도 3°C를 기준으로 하고, 냉매가열방식의 열펌프시스템은 열교환기의 효율을 고려하여 냉매가열장치의 가스유량을 2.5 l/min일 때를 기준으로 성능을 비교하였다. 이때 실내열교환기에 공급되는 냉각수의 온도는 25°C이고, 팽창밸브의 개도는 120 step이며, 압축기의 운전주파수는 40 Hz, 60 Hz 및 80 Hz로 변경시켰다.

먼저 압축기 운전주파수 60 Hz일 때 사이클의 운전되고 있는 상태를 Fig. 3-37에 압력-엔탈피 선도에 나타내었다. 도시된 바와 같이 시스템이 이루고 있는 사이클 상태를 살펴보면 응축압력은 냉매가열방식 열펌프시스템이 1350 kPa이고 일반 열펌프시스템이 1290 kPa로써 냉매가열방식 열펌프시스템이 일반 열펌프시스템보다 약 60kPa정도 응축압력이 높다. 실외열교환기에서의 과열도는 일반 열펌프시스템이 1°C인 반면 냉매가열방식인 경우 10°C로 냉매가열방식 열펌프시스템이 일반 열펌프시스템보다 상대적으로 높은 과열도를 나타내고 있다.

Fig. 3-41은 열펌프시스템의 소비동력을 나타내고 있다. 압축기 운전조건이 40 Hz에서는 일반 열펌프방식이 0.450 kW를 소비한 반면에 냉매가열방식의 열펌프의 경우

0.415 kW를 소비하여 일반 열펌프시스템보다 냉매가열방식 열펌프시스템이 35 W정도 전력소비가 적게 나타났으며, 압축기 운전주파수가 높은 주파수 영역으로 상승할수록 비슷해지는 경향을 나타내고 있다. 하지만 시스템의 COP 변화를 살펴보면 Fig. 3-39에 나타낸바와 같이 냉매가열방식의 경우 가스의 소비열량이 압축기 소비전력과 합산되기 때문에 효율자체가 보일러와 같은 1이하의 값을 가지고 있으므로 공기열원방식의 일반 열펌프시스템보다 현저히 낮은 수치를 보인다. 시스템의 난방능력은 Fig. 3-40에서 보는 바와 같이 낮은 주파수 영역인 40 Hz일 때는 일반 열펌프는 2.3 kW이고, 냉매가열방식은 3.7 kW로써 일반 열펌프시스템보다 냉매가열방식이 60%가량의 난방성능향상을 보였으며 높은 주파수 영역으로 갈수록 난방능력이 비슷해지는 경향을 나타내고 있다. 또한 냉매가열방식에 있어서 압축기 운전주파수가 60 Hz일 때의 난방능력을 기준으로 40 Hz일 경우는 약 0.3 kW감소하였으며 80 Hz의 경우에는 0.3 kW증가하였다. 따라서 냉매가열방식의 경우에는 운전주파수가 시스템의 난방성능에 미치는 영향이 작으며 냉매가열기의 공급열량이 직접적으로 시스템에 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 이와 같은 결과로부터 냉매가열 열펌프시스템의 경우 외기온도에 영향을 받지 않고 가스유량에 따라 충분한 난방용량을 확보할 수 있다는 것을 알 수 있다.

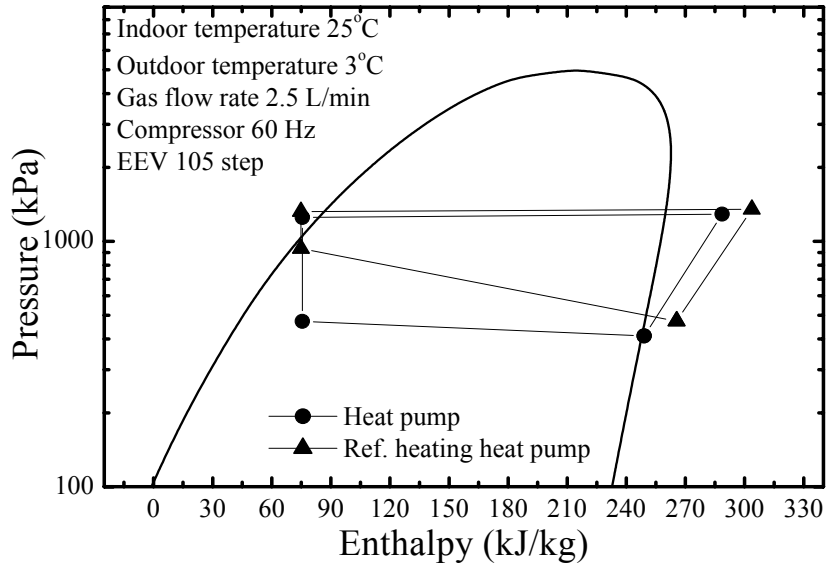


Fig. 3-38 Comparison of pressure-enthalpy diagram between heat pump and refrigeration heating heat pump

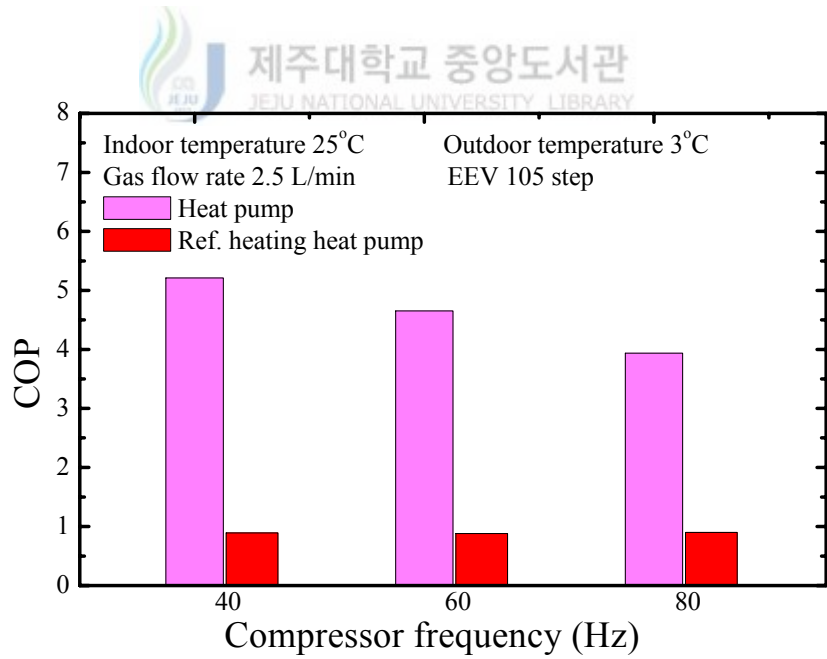


Fig. 3-39 Comparison of system COP with compressor frequency

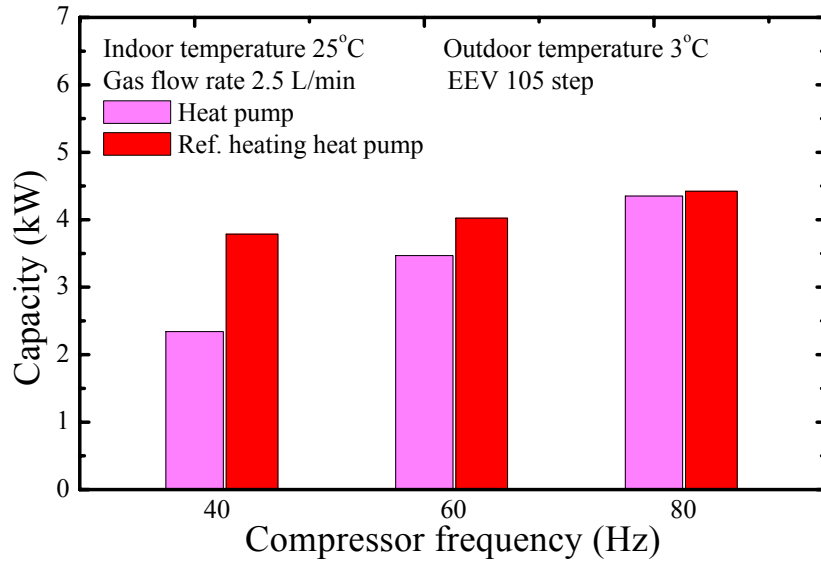


Fig. 3-40 Comparison of capacity with compressor frequency

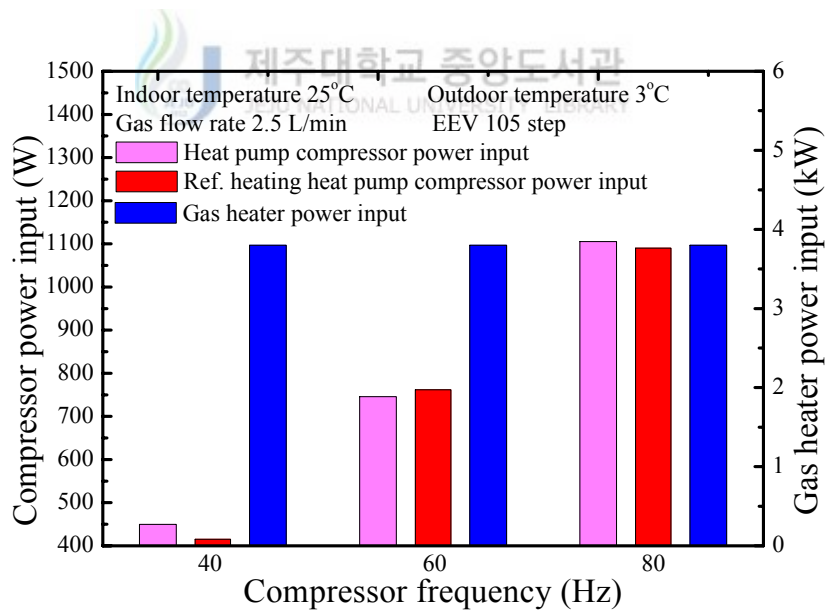


Fig. 3-41 Comparison of heat pump consumption energy with compressor frequency

IV. 결 론

본 연구에서는 동절기에 일반적인 열펌프시스템의 난방운전시의 실외온도 저하에 따른 성능저하를 방지하고 저온에서도 충분한 난방성능을 얻을 수 있는 방안의 하나로써 냉매가열방식을 적용한 열펌프시스템을 개발하고자 연구를 수행하였다.

개발된 열펌프시스템의 성능평가를 위한 실험에서 실외기에 공급되는 열원수의 온도 및 실내기에 공급되는 냉각수의 온도, 전자팽창밸브의 개도, 압축기의 운전주파수 및 냉매가열기의 가스소비량을 변경하며 실험을 수행하였다. 이러한 연구를 통하여 공기열 원방식의 열펌프에 추가적으로 냉매가열방식을 적용한 시스템의 성능평가를 수행하였으며, 본 연구를 통하여 얻을 수 있는 결론을 요약하면 다음과 같다.



1. 일반 열펌프의 성능평가에 있어서 시스템의 팽창밸브의 개도가 105 step이고 압축기 운전주파수를 정격조건인 60 Hz에 고정된 상태에서 외기온도가 15℃에서 3℃로 저하되었을 경우 시스템의 난방능력은 21%감소하였으며, 시스템의 난방능력을 증가시키기 위하여 압축기의 운전주파수를 40 Hz에서 80 Hz로 변화시켰을 경우 45%의 난방능력 향상이 가능하였다.
2. 시스템의 효율(COP)은 일반열펌프의 경우 외기온도 3℃, 압축기 운전주파수 60 Hz에서 4.65로서 높은 에너지이용효율을 나타내고 있지만, 냉매가열방식의 열펌프에서는 일반 열펌프시스템보다 현저히 낮은 0.88정도의 COP를 기록하였다. 이러한 이유는 난방용량이 일반 열펌프시스템은 3.5 kW이고, 냉매가열방식은 4 kW로

써 냉매가열방식이 12%가량 높은데 비하여, 압축기의 소비동력은 일반 열펌프시스템이 0.74 kW이나, 냉매가열방식은 0.76 kW로 비슷하지만 냉매가열방식의 경우에는 부가적으로 냉매가열기에 LPG가스의 연소열이 공급되어야한다. 냉매가열방식에서 가스소비량이 2.5 l/min일 경우 LPG가스의 연소열량이 3.8 kW로서 압축기소비동력과 합산하면 약 4.56 kW로서 일반 열펌프보다 냉매가열방식 열펌프가 소비동력이 증가하기 때문에 COP가 낮다.

3. 냉매가열식 열펌프시스템에서 압축기의 운전이 정격조건인 60 Hz이고, 팽창밸브의 개도가 120 step일 때 냉매가열장치의 가스소비량을 2.0 l/min에서 50%가량 증가시켜 3.0 l/min으로 공급하였을 경우 압축기토출온도가 55℃에서 93℃로 약 44%정도가 향상되었으며, 결과적으로 난방용량은 3.8 kW에서 4.6 kW로 약 17%의 난방성능이 향상되었다. 따라서 한랭한 온도에서도 외기온도에 영향을 받지 않고 가스유량에 따라 충분한 난방이 가능하다는 것을 알 수 있다.
4. 냉매가열방식 열펌프시스템에서 압축기의 운전이 정격조건인 60 Hz이고, 팽창밸브의 개도가 90 step일 때 냉매가열장치의 가스소비량을 2.0 l/min에서 2.5 l/min로 25%가량 증가시켜 냉매에 공급되는 열량을 높이고자 하였을 경우에 냉매의 유량은 압축기의 운전주파수가 일정하기 때문에 0.79 kg/min의 유량을 유지하나 실외기의 과열도는 가스소비량이 2.0 l/min일 때 17℃에서 2.5 l/min일 때 42℃로 약 58%가량 급증하는 경향을 나타내므로 시스템의 안전성확보를 위하여 냉매가열장치의 가스유량에 따른 팽창밸브제어에 관한 연구가 필요하다.

V. 참고문헌

- [1] 한장석, 에너지 수요 관리 정책 방안, 가스냉방(GHP) 기술 세미나, pp. 3-17, 2001
- [2] 유윤희, 황윤제, 김철민, 조관식, 2002, 에어컨의 고효율화를 위한 용량가변 방식 비교에 관한 연구, 대한설비공학회, 설비공학 논문집, Vol. 14, No. 2, pp. 98-107
- [3] Rice, C. K. and Fisher, S. K., 1985, A comparative analysis of single and continuously variable-capacity heat pump concepts, Proc. of the DOE/ORNL Heat Pump Conference pp. 57-65
- [4] Fujita, Y., Kubo, T. and Suma, S., 1992, Multi air conditioner with two indoor unit, Refrigeration, Vol. 67, No. 772, pp. 171-176
- [5] Parken, W. H., Beausoliel, R. and Kelly, G. E., 1977, Factors affecting the performance of a residential air heat pump, ASHRAE Transaction, Vol. 83, pp. 839-89
- [6] Didon, D. A. and Kelly, G. E., 1979, New testing and rating procedures for seasonal performance of heat pump, ASHRAE Journal, september, pp. 40-44
- [7] Hori, M., Akamine, I. and Sakai, T., 1986, Seasonal efficiencies of residential heat pump air conditioners with inverter-driven compressor., ASHRAE Transaction., Vol. 92
- [8] Krakow, K. I., Lin, S. and Matsuki, K., 1987, 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 Transaction, Vol. 93, Part. 2, pp.

511-524

- [9] Isao Hayase, 1999, Trends in Technology for Component Compressor, Refrigeration(in Japanese), Vol. 74, No. 863, pp. 13-17
- [10] 山神勝治, 岡田有二, 前野政司, 伊東 昭, 1998, 冷媒加熱式 ルームエアコン用バーナの開發, 三菱重工技報, Vol. 35, No. 2.
- [11] Mei, V. C et al., 2002, A Frost-less heat pump, ASHRAE TRANSSACTION 2002, Vol/108, Pt. 1.
- [12] Mei, V. C et al., 1996, Experimental study of a liquid overfeeding window air conditioner.
- [13] 황윤제, 이원희, 2002, A Frost-less Heat Pump, 대한설비공학회, 설비저널, 제 31 권, 제3호, pp. 53-58
- [14] Klein, S. A. and Alvarado, F. L., 1992, Engineering Equation Solver, F-Chart Software.



감사의 글

어느덧 대학원에 입학한지 엇그제 같은데 벌써 2년의 대학원과정을 마치고 짧지 않았던 석사생활을 마무리해야 할 시간이 되었습니다. 이 작은 결실을 맺기까지 많은 격려와 조언을 주신 고마운 분들께 이 글을 대신하여 감사한 마음을 전하고자 합니다.

부족함이 많은 저를 변함없는 사랑과 따뜻한 가르침으로 많은 지식을 전달해주신 박윤철 교수님께 다른 어떤 분보다도 고개숙여 깊은 감사를 드립니다. 그간의 가르침을 평생의 지표로 삼아 열심히 살아가겠습니다. 사모님과 아이들도 항상 건강하고 행복하시길 바랍니다. 또한 좀 더 나은 논문이 될 수 있도록 따뜻한 미소로 세심하게 살펴주신 현명택 교수님과 허종철 교수님께 진심으로 감사의 마음을 전합니다.

대학 학부생활과 대학원 생활동안 삶의 지혜를 가르쳐주신 권기린 교수님, 김귀식 교수님, 조경호 교수님, 임종환 교수님, 정동원 교수님, 최경현 교수님, 강철웅 교수님, 김상재 교수님, 고경남 교수님께 감사의 말씀드립니다.

대학원 생활동안 힘이 되어준 동원이형, 경부형, 재철이형, 명범이형, 상철이형, 석우형, 남훈이형, 창모, 승훈이, 실험실 꾸미는 데 많은 도움을 주신 부설공장의 고규현 선생님께 고마움을 전하고 싶습니다. 힘들 때 따뜻한 커피 한잔으로 격려해주던 대학원 동기 희철이, 대현이, 재신이, 경조, 세웅이, 대학원 후배 형훈이, 영근이, 현길에게 감사드립니다. 냉동공조 실험실에서 실험장치 제작부터 함께 하면서 고생한 지영이, 논문 쓴다고 많이 도와준 병찬이, 이제 석사생활을 시작하는 광수, 부설공장 아르바이트로 바쁜날을 보내는 익효, 연구실막내이자 귀염둥이 정호, 그 외에도 도움을 주신 많은 분들께 감사의 마음을 전하며, 이들 모두의 앞날에 행복과 행운이 함께하길 기원합니다.

끝으로 어려운 순간마다 항상 용기를 주시고 커다란 힘이 되어주시는 아버지와 어머니, 사랑하는 가족들에게 이 논문을 바칩니다.

2005년 1월 새해를 맞이하며...김상혁