

2012 年 2 月
碩士學位論文

상용탑차용 냉동사이클의 성능특성에
관한 실험적 연구

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

明 治 煜

상용탑차용 냉동사이클의 성능특성에 관한 실험적 연구

Experimental Study on Performance Characteristics of
Refrigerating Cycle in the Refrigerator Car

2012年 2月 24日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

明 治 煜

상용탑차용 냉동사이클의 성능특성에 관한 실험적 연구

指導教授：曹 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2011 年 11 月

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

明 治 煜

明 治 焜의 碩士學位 論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 洪 明 錫 ㉠

委 員 朝鮮大學校 教授 鄭 洛 奎 ㉠

委 員 朝鮮大學校 教授 曹 弘 鉉 ㉠

2011 年 11 月

朝鮮大學校 大學院

Contents

Contents	v
List of Figures	viii
List of Tables	xi
Nomenclature	xii
ABSTRACT	xv
제 1 장 서 론	1
제 1 절 연구배경	1
제 2 절 상용탑차 냉동시스템의 기술개발 현황	5
제 3 절 기존연구 동향	9
제 4 절 연구목적	11
제 2 장 실험장치 및 방법(R404A system)	13
제 1 절 실험장치	13
제 2 절 측정장비	17
1. 온도측정	17
2. 압력 측정	19
3. 인버터	20
4. 압축기 소비동력 측정	22
5. 냉매의 질량유량 측정	23
6. 온습도 Sampler	25
7. 냉동용량의 계산	27
8. 풍량측정장치	28

9. 자료 수집 및 처리 프로그램	33
제 3 절 실험조건	35
제 3 장 실험결과 및 고찰	37
1. 냉매충전량에 따른 성능 고찰	37
2. EEV 개도에 따른 성능 고찰	39
3. 실내온도 변화에 따른 성능 고찰	41
4. 실외온도 변화에 따른 성능 고찰	43
5. 응축기 입구 풍속 변화에 따른 성능 고찰	45
6. 압축기 회전수 변화에 따른 성능 고찰	47
7. 최적 EEV 개도에서의 성능 고찰	49
제 4 장 냉동탑차용 CO ₂ 사이클 모델링	51
제 1 절 압축기 모델링	54
제 2 절 열교환기 모델링	56
1. 냉매측 열전달 상관식	59
2. 공기측 열전달 상관식	62
3. 서리층 해석	65
제 3 절 팽창장치 모델링	67
제 4 절 해석 조건	68
제 5 장 사이클 성능해석 결과 및 고찰	69
제 1 절 Non-frost 조건에서의 사이클 성능 고찰	69
제 2 절 서리성장에 따른 시스템의 성능 고찰	73
1. 고내온도 변화에 따른 성능 고찰(frost condition)	75

2. 실외온도변화에 따른 성능 고찰(frost condition)	78
3. 가스쿨러 입구 풍속변화에 따른 성능 고찰(frost condition) ..	81
4. 압축기 회전수변화에 대한 성능 고찰(frost condition) ..	85
 제 6 장 결 론	 88
Reference	90

List of Figures

Fig. 1.1	Refrigerating system of using compress and PCM.	6
Fig. 1.2	Need technologies for refrigeration car.	6
Fig. 1.3	CRB(cold roll box) transport system.	8
Fig. 2.1	Schematic of the refrigeration system of refrigerator car.	14
Fig. 2.2	Schematic of experimental equipment with psychrometric chamber. ...	15
Fig. 2.3	Outside of psychrometric chamber.	16
Fig. 2.4	Control panel of psychrometric chamber.	16
Fig. 2.5	Photograph of thermocouple T-type.	18
Fig. 2.6	Photograph of pressure gauge.	19
Fig. 2.7	Photograph of inverter.	21
Fig. 2.8	Photograph of power meter.	22
Fig. 2.9	Photograph of mass flow meter.	24
Fig. 2.10	Air sampler of indoor side.	26
Fig. 2.11	Air sampler and blower.	26
Fig. 2.12	Photograph of the calorimeter.	29
Fig. 2.13	Calorimeter with an evaporator.	30
Fig. 2.14	Photograph of suction fan.	30
Fig. 2.15	Photograph of MX100.	34
Fig. 3.1	Variations of compressor work and cooling capacity with refrigerant charge amount between TXV and EEV system.	38
Fig. 3.2	Variations of mass flow rate and COP with refrigerant charge amount between TXV and EEV system.	39

Fig. 3.3	Variations of compressor work, cooling capacity and COP with EEV opening.	40
Fig. 3.4	Variations of compressor work cooling capacity with indoor air temperature between TXV and EEV system.	42
Fig. 3.5	Variations of COP with indoor air temperature between TXV and EEV system.	42
Fig. 3.6	Variations of compressor work cooling capacity with outdoor air temperature between TXV and EEV system.	44
Fig. 3.7	Variations of COP with outdoor air temperature between TXV and EEV system.	44
Fig. 3.8	Variations of compressor work cooling capacity with front air velocity between TXV and EEV system.	46
Fig. 3.9	Variations of COP with front air velocity between TXV and EEV system.	46
Fig. 3.10	Variations of compressor work cooling capacity with compressor speed between TXV and EEV system.	48
Fig. 3.11	Variations of COP with compressor speed between TXV and EEV system.	48
Fig. 3.12	COP variation with compressor speed and EEV opening.	50
Fig. 3.13	Mass flow rate variation with compressor speed and EEV opening. ..	50
Fig. 4.1	Refrigerator system of refrigerator truck.	52
Fig. 4.2	Flow chart for the simulation	53
Fig. 4.3	Schematic of heat exchanger for modeling.	58
Fig. 5.1	Performance variation with indoor air temperature.	70
Fig. 5.2	Performance variation with outdoor air temperature.	70

Fig. 5.3	Performance variation with front air velocity.	72
Fig. 5.4	Performance variation with compressor speed.	72
Fig. 5.5	Performance variation with frost thickness.	74
Fig. 5.6	Performance variation with frost thickness.	74
Fig. 5.7	Variation of mass flow rate with indoor air temperature.	76
Fig. 5.8	Variation of compressor work with indoor air temperature.	76
Fig. 5.9	Variation of cooling capacity with indoor air temperature.	77
Fig. 5.10	Variation of COP with indoor air temperature.	77
Fig. 5.11	Variation of mass flow rate with outdoor air temperature.	79
Fig. 5.12	Variation of compressor work with outdoor air temperature.	79
Fig. 5.13	Variation of cooling capacity with outdoor air temperature.	80
Fig. 5.14	Variation of COP with outdoor air temperature.	80
Fig. 5.15	Variation of mass flow rate with front air velocity.	83
Fig. 5.16	Variation of compressor work with front air velocity.	83
Fig. 5.17	Variation of cooling capacity with front air velocity.	84
Fig. 5.18	Variation of COP with front air velocity.	84
Fig. 5.19	Variation of mass flow rate with compressor speed.	86
Fig. 5.20	Variation of compressor work with compressor speed.	86
Fig. 5.21	Variation of cooling capacity with compressor speed.	87
Fig. 5.22	Variation of COP with compressor speed.	87

List of Tables

Table 2.1	Specification space air condition handling unit	15
Table 2.2	Specification of thermocouple	18
Table 2.3	Specification of pressure gauge	20
Table 2.4	Specification of inverter	21
Table 2.5	Specification of power meter	23
Table 2.6	Specification of mass flow meter	24
Table 2.7	Specification of cord tester in fan tester	31
Table 2.8	Specification of suction fan	31
Table 2.9	Specification of data collector(CH1 ~CH7) in code tester	32
Table 2.10	Specification of data logger	34
Table 2.11	Test conditions for test	36
Table 4.1	Design coefficients for compressor modeling	55
Table 4.2	Specification of heat exchanger	57
Table 4.3	Properties correlation	57
Table 4.4	Coefficient B	61
Table 4.5	Constants in EEV correlation	67
Table 4.6	Simulation conditions	68

Nomenclature

A	: area (m ²)
C ₁ -C ₅	: coefficients in EEV equation
C _p	: specific heat (J/kg·K)
D	: diameter (m)
D _c	: fin collar outside diameter (m)
D _h	: hydraulic diameter (m)
<i>f</i>	: friction factor
F _p	: fin pitch (m)
F _s	: fin spacing (m)
G	: mass flux (kg/m ² s)
H	: height (mm)
h	: heat transfer coefficient (W/m ² ·K)
k	: thermal conductivity (W/m·K)
L	: length (m)
\dot{m}	: refrigerant mass flow rate (kg/s)
N	: number of longitudinal tube rows, Compressor speed
Nu	: Nusselt number
P	: pressure (kPa)
P _t	: transverse tube pitch (m)
P _l	: longitudinal tube pitch (m)
Pr	: Prandtl number
Q	: heat capacity (kW)

Re	: Reynolds number
S	: suppression factor
Ss	: breadth of a slit in the direction of airflow (m)
Sh	: height of slit (m)
\bar{S}_p	: relative piston stroke length (m)
Sw	: width of slit (m)
T	: temperature (°C)
UA	: overall heat transfer coefficient (W/K)
V	: Volume (m ³ /s)
We	: Weber number
x	: vapor quality
X	: Lockhart Martinelli parameter
yw	: condensation film thickness (mm)

Greeks

ρ	: density (kg/m ³)
v	: specific volume (m ³ /kg)
η	: efficiency
ε	: roughness
η_{ow}	: surface efficiency
σ	: surface tension (N/m)
δ_f	: fin thickness (mm)
Φ_l^2	: two-phase multiplier
θ_{dry}	: dry angle (°)

Subscripts

l	: low
a	: air
comp	: compressor
c	: compression
f	: frost, fin
i	: isentropic
in	: inlet
m	: minimum valve
mot	: comp inlet
n	: needle
o	: orifice
s, Suc	: suction
t	: throat
T	: total
v	: volumetric
DB	: dry bulb
WB	: wet bulb

ABSTRACT

Experimental Study on Performance Characteristics of Refrigerating Cycle in the Refrigerator car

Myung, Chi-wook

Advisor: Prof. Cho, Hong-hyun, Ph. D.

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Chosun University

Recently, the eating out culture has been developed due to the living level and quality elevation. Home-delivery service is increasing by demand of the refrigerated food. Accordingly, the freezing conveyance becomes the essential things all over the world, and it is rapidly increasing by actual demanding in the present-day life every year. However, the research is insufficient for the performance of refrigerating system in commercial refrigerator truck. In this study, the performance of refrigerating system was measured by changing from the TXV(thermal expansion valve) to EEV(electronic expansion valve) in order to improve responsiveness of expansion device.

As a result, the optimal refrigerant charging amount was determined by 1700 g for both system with TXV and EEV. In addition, COP of EEV system is a 1.61% higher than that of TXV system when the EEV opening is 75% which is optimal EEV opening. Besides, the performance of EEV system is higher than

system of TXV system for variable driving conditions. The performance variation of EEV system with the operation condition is larger than that of EEV system. Under this condition, the optimal EEV opening was investigated and the correlations of system COP and mass flow rate verses EEV opening was developed ,

The regulation of the CFC, HCFC refrigerant was initiated due to the global warming problem. Hence, the natural refrigerant, CO₂, is in the spotlight as the ultimate solution. The simulation modeling was developed based on the commercial refrigeration truck using CO₂ in order to determine the applicability and consider the system performance characteristic according to driving conditions. In addition, the frost growth was considered to investigate the effect of frost on the system performance.

The system capacity of non-frost condition was determined by compressor volume which have the cooling capacity of 2.3 kW like that of refrigeration experimental condition. Besides, the system performance analysis was performed with indoor air temperature, outdoor air temperature, front air velocity and compressor speed in order to compared the system performance of non-frost condition. The system performance analysis was carried out with frost thickness so as to the investigate the effect of frost growth on the evaporator. The cooling capacity was analyzed every 5% decrease according to operating conditions.

As a result, it confirmed that the simulation results shows the similar tendency of experiment test. The cooling capacity was decreased by 33% when the frost thickness was 2 mm. The performance of CO₂ refrigerating system showed similar trends compared with experiment results. As the frost thickness

increased, the cooling capacity and compressor work was decreased simultaneously due to the reduction of heat transfer in the evaporator. Therefore, the system COP was decreased with frost growth.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구배경

현대사회에서는 생활수준 향상으로 인해 외식문화가 발전되고, 온라인과 오프라인을 이용한 냉동, 냉장 식품의 택배 수요가 증가하는 추세이다. 이에 따라 냉동수송에 대한 요구는 전 세계적으로 해마다 급증하고 있으며, 특히 농수산물도 공산품과 마찬가지로 그 생산이 점차 대형화, 집중화 지역화로 되면서 냉동수송은 현대생활에 있어 필수적인 수단이 되고 있다. 통계에 의하면 세계적으로 냉동차량이 100만대 이상에 달하며 국토해양부 냉동탑차 등록대수 통계정보에 의하면 국내에서도 매년 냉동탑차 등록대수가 증가하는 추세이고, 노후장비로 인해 교체되는 비율 또한 증가하고 있는 추세에 있다. 이와 같이 냉동(장)차와 관련하여 고속도로의 확충과 수송차량의 기술적 진보에도 불구하고, 식품을 비롯한 냉동품의 유통범위가 광범위해지고 원격화 됨에 따라 유통기술의 발전이 요구되고 있다. 이와 발맞춰 소비자들이 식품에 대한 고품질화가 욕구가 되면서 육류, 냉동생선류 및 채소류, 청과물 등은 생산지로부터 시장이나 소비자에게 운송과 보급을 위한 Cold Chain이 유통산업으로써 질적 및 양적으로 성장해왔다.

현재 식품유통 수송에 사용되는 냉동(장)자동차는 냉동기를 탑재시킨 냉동(장)자동차(refrigerated vehicles)와 냉각재를 사용하여 냉동(장)온도를 유지시켜 사용되는 냉동(장)자동차(insulated vehicles)로 구분되어 사용되고 있는 추세에 있다. 이들 중 식품 유통에 주로 사용되는 냉동(장)자동차는 냉동기를 탑재시킨 냉동(장)자동차(refrigerated vehicles)가 주를 이루어 사용되고 있다. 이들 냉동기를 장착한 냉동(장)자동차(refrigerated vehicle)는 냉동기를 작동시키는 압축기의 작동방식에 따라 차량의 엔진을 이용한 구동방식(main-engine type)의 냉동(장)자동차와 별도

의 모터를 이용해 압축기를 구동하는 방식(sub-engine type)이 있다. 엔진을 이용해 압축기를 구동시 차량의 출력저하로 인한 낮은 효율로 세계적으로 많은 연료가 소비되고 있고, 차량운행시 엔진의 RPM 변화에 따라 냉방성능이 급하게 변하는 현상이 발생한다. 이를 방지하기 위해 별개의 모터를 이용한 독립적으로 구동하는 냉각장치를 설치하는 방법을 통해 차량의 출력저하 현상 및 차량엔진의 RPM 변화에 따른 냉각성능 변화를 방지할 수 있으나, 보조 전력공급장치 및 압축기 구동모터 설치로 인한 차량의 총중량 증가 및 공간의 활용도 저하에 따라 소형차량에는 적합하지 않고 주로 대형차량에 적용 가능하다.

냉동(장)자동차에 장착되는 냉동기는 주로 중국제품을 사용되고 있으며 사판식 압축기, 환-관 형태의 응축기와 증발기, 감온팽창밸브(TXV)로 구성되어 있다. 이중 감온팽창밸브(TXV)는 부하가 변동이 되더라도 설정된 과열도로 제어하는 방식으로 작동의 정확성이 부족하여 시스템의 안정적인 운전에 문제가 발생할 수 있다. 또한 냉동기가 장착된 냉동(장)자동차(main-engine type)는 엔진과 냉동기의 압축기와 직결되어 냉동기의 성능이 차량의 연비와 직접적인 관련이 있다. 낮은 냉동기의 성능은 고내온도를 설정온도로 유지하기 위해 오랜 작동시간을 필요로 하며 이는 차량의 운전시간 증가로 연료소모량을 증가시키고 이는 이산화탄소량 배출량의 증가로 이어져 지구온난화에 악영향을 미친다.

또 다른 지구 온난화의 주범인 CFC, HCFC계열의 냉매들은 지난 반세기동안 냉동/공조기의 냉매로 널리 사용되어 온 염화불화탄소(CFC)들이 성층권의 오존층 붕괴의 주원인으로 밝혀짐에 따라, 1987년에 오존층 붕괴 물질의 생산 및 사용을 규제하기 위한 몬트리올 의정서가 체결되었다. 이 의정서에 따라 현재 선진국들은 1996년 1월 1일부터 CFC를 전면 폐기하게 되었고, 한국과 같이 개발도상국으로 분류된 국가의 경우에는 10년의 유예 기간을 갖고 점진적으로 폐기하고 있다. 이 같은 CFC 전면 폐기로 인한 공백을 메우기 위해 지난 몇 년간 냉동/공조 산업계는 ODP(ozone depletion potential)가 매우 낮거나 전혀 없는 단일 성분 냉매들을 개발

하는데 주로 초점을 맞추어 연구 및 개발을 수행해왔다. 그 결과 중압용 설비에 쓰이던 R12를 대체할 수 있는 R134a등의 대체 냉매가 등장하게 되었고, 이 냉매는 증기압 및 성능 면에서 기존의 R12와 비슷해, 큰 문제없이 현재 새로 생산되는 자동차 공조기와 냉장고 등의 설비에 적용되고 있다.

한편 현재 새로 제조되는 자동차의 공조기 냉매로 사용되고 있는 R134a는 지구 온난화 지수(Global Warming Potential, GWP, CO₂의 GWP를 1.0으로 정해 기준으로 사용함)가 1300으로 매우 높아서 1997년도의 교토 기후협약에서도 그 사용에 대한 찬반 논쟁이 있었고, 앞으로 계속해서 규제대상으로 지목될 가능성이 큰 냉매이다. 또한 현재 R134a를 사용하는 자동차 공조기의 윤활유로는 Polyalkylene glycol(PAG) 윤활유가 사용되고 있으나, 앞으로는 가정용 냉장고나 공조기 등에 사용되는 Polyolester 윤활유로 대체될 가능성이 높다. 따라서 새로운 자동차 공조기의 경우에는 가능한 한 R134a를 적게 쓰면서 윤활유와 호환성을 높여주는 대체 냉매가 필요하다.

전통적으로 가연성 냉매는 안전성 문제 때문에 일반 냉동 공조설비에 적용되지 않았다. 그러나 최근에는 환경적 규제에 의해 이러한 경향이 많이 완화 되었다. 그 결과 몇몇 가연성 냉매들이 순수 작동 유체, 혹은 혼합 작동 유체중의 한 성분으로서 냉동 공조 분야에 적용되었다. 실제로 R600A(Isobutane)는 지난 수십 년간 유럽의 냉장/냉동기에 사용되어 왔다. 최근에는 유럽에서 R290(Propane)과 R1270(Propylene)같은 탄화수소 냉매들도 열펌프의 난방 운전시 작동유체로 제안되었다. 탄화수소 계열의 냉매들은 가격이 저렴하며, 냉동 장치에 쓰이는 물질들과 호환성이 좋고, 기존의 미네랄 오일을 그대로 사용할 수 있으며, 친환경적인 냉매이기 때문이다.

지식경제부 기술표준원의 냉매 규제 동향을 살펴보면 지구온난화지수(GWP)가 150이 넘는 냉매에 대해서 2008년부터 누설량을 제한(single/dual evaporator system의 경우 연간 40 g에서 60 g)하고 2011년부터는 신 모델 차량에, 2017년부

터는 모든 신규 차량에 사용을 금지하고 있다. 이에 따라 온난화지수가 1500에 달하는 CFC 및 HCFC 냉매인 R22보다 환경 친화적이고 현재 시스템에 적용 가능한 냉매인 R404A, R507A 등의 친환경 대체냉매가 각광받고 있고, 세계 각국에서 친환경 냉매 개발에 많은 연구를 진행하고 있다. 최근 우리나라에서도 이와 관련된 분야의 기술이 발전되고 있으나, 선진국에 비해 상대적으로 취약한 실정이다.

이에 대한 해결책으로 주목되는 냉매들로 지구온난화 지수가 150이하인 R-152a, HFO-1234yf, 자연냉매가 존재하며 전 세계적으로 가장 궁극적인 해결책으로 자연냉매가 선택되어지고 있으며 이를 이용한 시스템 개발을 위해 활발한 연구가 진행되고 있다. 자연냉매로는 탄화수소, 이산화탄소, 암모니아, 물 및 공기 등이 있으며 현재 많이 사용되고 있는 암모니아는 가연성과 독성이 있으며 탄화수소는 가연성이 큰 문제점으로 지적되고 있다. 이에 반해 이산화탄소는 비가연성의 환경 친화적인 냉매로 다른 냉매에 비해 열역학적 물성치가 뛰어나고 독성이 없으며 작은 체적열용량을 가짐으로 시스템 소형화에 유리하다. 그러나 기존의 냉매를 이용한 시스템에 비해 낮은 성능을 보이며 작동압력이 기존 시스템보다 월등히 높다는 단점이 있다. 따라서 이산화탄소를 이용한 냉동 시스템을 개발하기 위해서는 각각의 구성요소들이 이산화탄소 사이클의 특성에 맞게 재설계되어야 한다.

제 2 절 상용탑차 냉동시스템의 기술개발 현황

Fig. 1.1은 압축기 구동방식과 축냉식 상용 탑차용 냉동시스템의 구성요소들을 보여주고 있다. 냉동탑차는 형식에 따라서 엔진을 구동을 이용해 압축기를 구동시키는 냉동탑차와 적절한 잠열재(PCM)를 축냉판 또는 특정형태의 용기에 봉입한 축냉시스템을 장착하여, 야간전기로 냉열을 축적하고 주간에는 별도의 구동원 없이 저온상태로 고내온도를 유지시키는 축냉식 냉동탑차 시스템으로 분류된다. 엔진구동에 의해 압축기를 구동시키는 냉동탑차의 경우 소형차량에서 주로 사용되는 차량의 엔진을 사용하는 main-engine-type 형태와 대형차에 주로 사용되는 sub-engine-type의 형태로 구분된다.

축냉식 냉동탑차는 야간에 심야전력을 이용해 냉동기를 열린 후 주간에 방열시켜 신선도를 유지하는 원리로 잠열재(潛熱材)로 쓰이는 용융액을 냉동기에 넣어 야간에 10시간 정도 열려 냉열을 축적하고 주간에 방열시켜 10시간 정도 지속적인 저온 상태를 유지시키는 시스템이다. 이에 따라 엔진 구동식 냉동차에 비해 유지비 80% 이상 절감효과를 나타내며 실제로 2.5톤 차량을 운행할 경우 엔진 구동식은 하루 10시간 기준으로 1만원이 드는데 비해 축냉식 냉동탑차는 1600원에 그쳐 84% 절감효과를 나타냈다. 또한 문을 열고 닫을 때 상승된 내부 온도가 신속하게 복귀되고 상대적으로 습도가 높으며 소음이 없는 것이 특징이다. 하지만 적용의 문제점이 많아 아직 실용화되지 못하고 있으며 현재 제품의 기술력 향상을 위한 압축기 고효율화, 열교환기의 고밀도화, 그리고 시스템 최적화가 요구된다.

Fig. 1.2는 상용 탑차용 냉동시스템의 개발을 위한 연구동향을 보여주고 있다. 냉동탑차의 성능을 향상시키고 온도유지를 위해 냉동유닛의 소형화-경량화, 에바 하우스(evaporator house)를 부착한 벤의 개발, 서브(sub)엔진식 동력원의 디젤 엔진화, 냉동용 엔진의 효율적 제어방식 개발, 보존온도가 다른 식품을 동시에 배송하기 위한 차체의 다실화 등에 관한 연구 개발이 진행되고 있다. 그리고 보냉차의 기



Fig. 1.1 Refrigerating system of using compress and PCM.

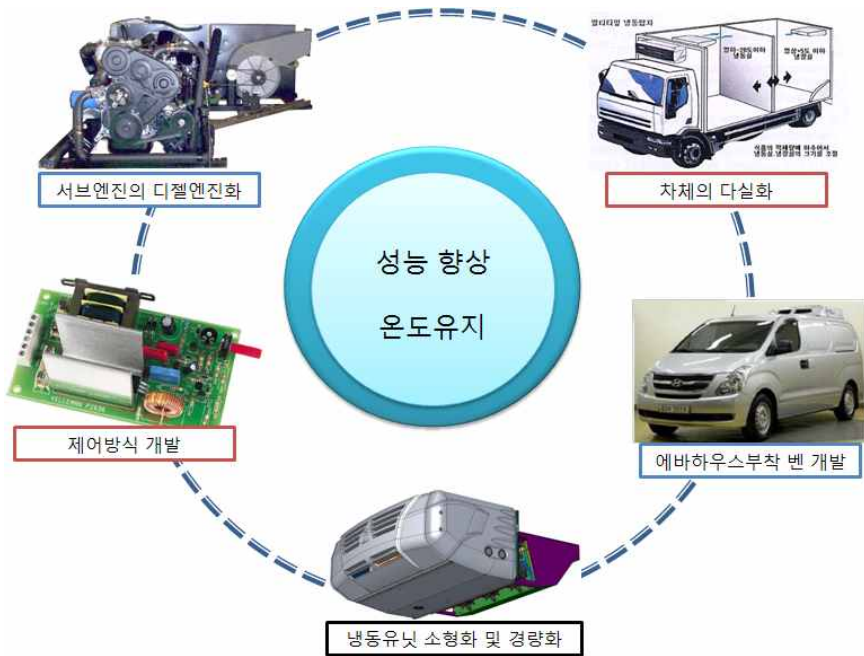


Fig. 1.2 Need technologies for refrigeration car.

술개발에 있어서 차체의 경량화 및 새로운 단열재 개발이 중심이 되고 있다. 이전의 연구에서 보듯이 시스템을 위한 다양한 외형적인 연구는 많이 진행되고 있으나 실제 시스템 최적화를 위한 사이클 개발에 대한 부분은 매우 미진한 상태이다.

Fig. 1.3은 CRB(cold roll box)운송시스템의 형태를 보여주고 있다. CRB는 기존에 냉동(장)탑차에 있어서 고내 설정온도가 한 가지 온도로 설정되기 때문에 소량의 물품을 운송하기 위해 비효율적으로 차량운행이 이루어졌다. 이러한 점을 개선하기 위해 각각 다른 온도대의 소량의 제품을 수송할 수 있다. 이와 같은 CRB의 특징으로는 냉동/냉장 두 가지 온도 제품을 한 대의 차량으로 수송 가능하고 기존의 운영비와 투자비용에 있어서 약 50%이상 절감할 수 있다. 또한 24시간이상 온도유지가 가능하고 안정적으로 온도유지가 가능하다는 장점이 있다.

기본적인 냉동 사이클을 이루는 구성요소는 냉매를 고온 고압 상태로 만들어주기 위한 압축기, 고온고압의 증기를 냉각시켜 저온고압의 형태로 응축시키는 응축기, 저온고압의 액냉매를 저온저압 상태로 분사시켜 온도를 떨어뜨리는 팽창장치와 팽창장치에서 토출된 저온의 냉매가 증발기를 통해 실내에 유입되는 형태로 구성되어 있고 냉동탑차에도 이와 같은 방식이 적용되어 사용되고 있다. 또한 냉동사이클의 성능향상을 위해 냉동사이클을 구성하는 각각의 구성부품에 대한 연구가 이루어지고 있다. 팽창밸브의 종류에는 수동팽창밸브, 플로트식 팽창밸브, 모세관, 온도식 자동 팽창밸브, 정압식 자동 팽창밸브, 전자식 팽창밸브가 있다. 그 중에 전자 팽창밸브는 전기적인 신호를 이용하여 시스템에서 요구되는 밸브의 개도를 능동적으로 제어할 수 있어 시스템 성능향상 및 신뢰성을 높일 수 있다. 그러나 아직까지 상용 탑차용 냉동시스템 제조 및 설치 업체의 영세화 및 시스템 개발이 미진하여 실제 적용하기에 많은 문제점들이 존재하며 최적화 되지 못한 사이클로 에너지의 낭비가 심한 편이다.

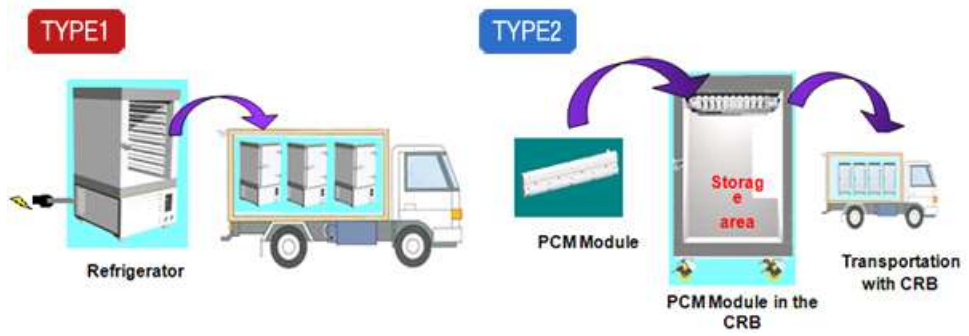


Fig. 1.3 CRB(cold roll box) transport system.

제 3 절 기존연구 동향

기존 연구를 동향을 살펴보면 오명도와 김선창(1994)에 의해 HCFC-22 냉매사용 차량 냉동시스템의 증발 열전달에 관한 실험이 수행되었으며, 냉매의 질량유속이 증가함에 따라 국소열전달계수는 증가하지만 질량유속이 어느 정도에 이르면 그 증가도가 둔화되고, 증발관의 열유속이 증가함에 따라 국소열전달계수가 관 길이 방향으로 질량유속변화의 경우와 비슷하며, 그 크기는 대략 비례적으로 증가하고 열유속이 커지면 다소 둔화됨을 보고 하였다. 차량냉동시스템에서 열유속, 질량유속이 일정할 때는 응축온도변화에 따른 증발관의 평균열전달계수의 변화가 미소하여 증발특성에 큰 영향을 미치지 않는 결과를 얻었다.

이치영 등(2005)은 수평관내 R404A 냉매 유동의 비등열전달 관계식 검토가 이루어져, 대체냉매를 이용하여 흐름증발 열전달 계수를 구하고, 기존의 상관 관계식과 비교 검토가 이루어 졌다. 흐름 비등 열전달 계수는 건도와 질량유속이 증가할수록 증가하고, Pr, 밀도비, 액상 점성계수 등의 물성치가 흐름 비등 열전달에 모두 중요한 영향을 미치는 것을 확인하였다.

김중수 등(2006)은 자동차용 에어컨 시스템의 대체냉매로써 R152a를 적용하여 동일한 부품에서 적정 냉매량 충전실험, 실차 에어컨 성능실험 및 팽창밸브를 변경하여 설정 값이 성능에 미치는 영향을 연구하였으며 R134a와 R152a 냉매를 이용한 자동차용 에어컨 시스템의 성능 비교가 이루어졌다.

문제철(2009)에 의해 열저장 방식을 이용한 에너지 절약형 냉동탑차 개발에 대한 연구가 이루어져, 싱싱회 및 저온물품 수송을 위한 냉동(장)탑차의 개발로써 일반적인 main-engine type의 차량용 냉동기에 열저장 장치인 Thermobank를 설치하여 냉동(장)탑차의 제상시간 단축, 제상 시 냉동(장)탑차 컨테이너의 온도상승 억제 및 냉각시간 단축 등에 대해 실험한 결과 열저장 매체로 물을 이용했을 때에 열저장 장치를 이용하지 않았을 때의 냉각시간보다 부하여부에 관계없이 30% 단축됨

을 보고하였다. 열저장 매체로 물을 이용했을 때의 냉각시간이 파라핀을 이용했을 때보다 약 50% 정도 단축되었고 일반냉동 탑차의 고내온도 변화가 8℃로 열저장 장치를 적용한 냉동탑차의 고내온도 변화가 2℃로 좀 더 정밀한 운전이 가능함을 보여주었다.

Brown 등(2002)은 자동차 공조시스템에서 R134A 냉매와 이산화탄소냉매를 적용한 사이클에 대한 해석적 연구를 진행하여 비교하였다. 시스템의 COP는 압축기 회전수가 낮은 회전수인 1000 RPM에서 R134A를 적용한 시스템이 이산화탄소를 적용한 사이클보다 높게 나왔으며 높은 압축기 회전수 영역에서 성능의 차이가 더 커짐을 확인하였다.

김성철 등(2008)은 연료전지 자동차용 전자제어식 CO₂ 냉방 시스템의 성능특성에 관한 실험적 연구를 진행하여 전동식 압축기를 사용한 연료전지 자동차용 CO₂ 에어컨 시스템에 대해 다양한 운전조건 변화를 통해 냉방용량 및 시스템 COP에 미치는 영향을 파악하여 가스쿨러 출구 냉매온도와 냉매 최적압력의 선형관계식을 제시하였다.

냉동(장)자동차에 장착된 냉동시스템의 주요 작동 냉매로는 R404A로 이 냉매는 혼합물(zeotrope)로서 R134A(4%), R125(44%), R143A(52%)로 이루어져있다. R404A 냉매는 R22 냉매 R502의 대체냉매로써 토출온도는 R502보다 10℃ 낮고, 압력은 10% 정도 높다. 따라서 저온조건인 -20℃이하의 낮은 작동온도를 갖는다. 일반차량의 공조 시스템에 사용되는 R404A 냉매에 대한 연구가 진행되고 있는 실정이지만, 내동(장)자동차의 경우 R404A 냉매를 사용하는 차량 냉동시스템의 성능에 관한 정보가 부족한 상황에서 구조 변경만을 가져와 냉방성능이 선진국의 시스템 성능에 비해 다소 떨어지는 실정이다.

제 4 절 연구목적

기존의 연구들은 대부분 자동차용 공조 시스템에 국한되어 연구가 진행되어왔다. 따라서 일반 상용차 냉동시스템의 많이 적용됨에도 불구하고 이전에 연구된 대상이 매우 적으며 소규모로 진행되었기 때문에 최적화에 대한 연구나 실험이 매우 부족한 현실이다. 따라서 본 연구에서는 국내에서 일반적으로 사용되고 있는 상용 탑차용 냉장시스템의 성능특성에 관한 연구를 진행함으로써 기존에 냉동(장)자동차용 냉동시스템의 운전조건 변화에 대한 성능변화를 측정할 수 있는 시스템을 구축하고 운전조건 변화에 대한 시스템의 성능특성을 고찰하여 성능을 향상시키는 것을 목표로 한다.

먼저 냉동(장)자동차의 냉동시스템의 성능측정을 위한 시스템을 구축을 위해 운전조건을 변화 시킬 수 있는 열환경챔버(psychrometric chamber)에 R404A 냉매를 사용하는 상용 탑차용 냉동시스템을 구축하고 각각의 구성요소에 대한 성능을 측정하기 위한 계측기들을 부착하여 실험장치를 구성한다. 시스템의 최적 충전량을 찾기 위한 냉매의 충전량에 따른 성능변화 실험을 수행하여 시스템에 최적의 충전량을 파악한다. 이후 시스템의 성능변화에 영향을 미치는 요소인 실외기의 온도변화에 따른 시스템의 성능변화, 실외기의 온도변화에 따른 시스템의 성능변화, 응축기로 유입되는 공기의 풍속변화, 압축기구동 모터의 RPM의 변화에 따른 시스템의 성능특성을 고찰한다. 또한 운전특성에 대한 고찰을 바탕으로 시스템의 최적화와 이를 고려한 운전방식에 대한 고찰을 통하여 에너지 최적화에 대한 연구를 진행하고자 한다.

기존에 상용 탑차용 냉동시스템은 감온팽창밸브(TXV : Thermal Expansion Valve)를 적용하여 주로 냉동시스템이 개발되어 사용되고 있다. 하지만 감온팽창밸브는 다양한 운전조건에 따라 시스템의 정밀제어가 불가능하고 각각의 부하에 따른 응답성이 낮아 시스템의 성능 및 신뢰성이 저하된다. 하지만 시스템 응답성이

높고 제어성능이 높은 전자팽창밸브를 적용하여 성능이 향상된 제품의 개발이 현실적으로 가장 시급하다. 따라서 본 연구에서는 기존 감온팽창밸브를 전자팽창밸브로 교체해 상용 탑차용 냉동시스템의 운전제어를 통하여 TXV시스템의 성능에 비하여 EEV시스템의 성능향상에 관한 연구를 추가로 진행하려 한다.

지구온난화 문제에 대해 가장 궁극적인 해결책으로 자연냉매가 선택되어지고 있으며 자연냉매 중 하나인 이산화탄소(R744)냉매를 적용한 냉동(장)시스템을 해석적 모델링의 개발은 기존 R404A의 냉동시스템을 구성하는 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기에 대한 각각의 구성 모델링하고 이를 활용하여 이산화탄소 사이클의 모델링을 수행하여 운전조건 변화에 대한 성능변화를 예측하여 기존의 시스템을 대체할 수 있는지에 대한 해석적 연구를 진행하려 한다. 또한 냉장 운전시 발생하는 서리층이 냉장시스템의 성능에 미치는 영향을 해석하기 위해 서리층 두께 변화가 냉장시스템의 성능에 미치는 영향을 파악하고 정확한 사이클의 성능특성 변화를 고찰하려고 한다.

본 연구는 주행 시에 연비저하에 직접적인 영향을 미치는 냉동기의 성능개선을 위해 상용탑차용 냉동시스템의 성능측정을 위한 실험장치를 구축하고, 감온팽창밸브를 전자팽창밸브로 변경하여 시스템의 성능변화를 파악하기 위한 기초적 실험을 수행하고 나아가 지구온난화문제에 발맞춰 자연냉매에 대한 적용성을 판단하기 위해 이산화탄소 냉매를 이용한 상용탑차용 냉동사이클을 모델링하여 자연냉매의 적용 가능성여부를 고찰하는데 그 목적이 있다. 이를 통하여 상용탑차용 냉동시스템의 성능측정 및 문제점을 파악할 수 있을 것으로 판단되며, 개발된 시뮬레이션 모델링을 활용해 자연냉매적용 상용탑차 냉동시스템에 대한 개발에 이바지 할 수 있을 것으로 기대된다.

제 2 장 실험장치 및 방법(R404A system)

제 1 절 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치는 1톤용 상용탑차 냉동시스템으로, 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브, 열교환기, 수액기(receiver), 냉매저장기(accumulator)로 구성되어 있다. 작동냉매를 가압하는 압축기는 사판식 압축기로 운전조건 따른 압축기 회전수를 조절할 수 있도록 인버터가 부착된 전기 모터를 사용하여 구동시키는 시스템으로 설계하였다. 본 연구에서 사용한 냉동시스템의 개략도를 Fig. 2.1에 도시하였으며, Fig. 2.2는 열환경챔버(psychrometric chamber)의 실내측과 실외측에 설치한 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 성능실험을 실시하기 위해 사용된 열환경챔버는 3S Korea 제품으로 각각의 공간의 건구, 습구 온도를 독립적으로 제어 가능하다. 각각의 공간은 실내측(indoor) 및 실외측(outdoor)으로 구성되어 있어 각각의 공간마다 독립된 냉동기, 히터, 가습기가 설치되어 있으며 각각의 공간을 구성하는 공기조화 유닛에 대한 사양을 Table 2.1에 나타내었다.

실험을 위한 냉동시스템을 구성하기 위해 각 구성요소의 연결 부분은 동관 및 피팅(fitting)을 이용하여 연결하였으며 냉매유량 변화에 능동적으로 대처하기 위해 응축기 출구에 수액기(receiver)를 설치하였다. 냉매계통 중에 수분과 이 물질이 존재하게 되면 냉동장치에 여러 가지 악영향이 발생되므로 이를 방지하기 위해 팽창밸브와 수액기 사이에 필터드라이어(filter drier)를 장착하였다. 시스템 작동시 각각의 구성요소의 작동 특성을 파악하기 위하여 시스템의 각 부분에 열전대와 압력계를 설치하였고, 시스템의 순환되는 냉매의 질량유량을 확인하기 위해 압축기 출구측에 질량유량계(mass flow meter)를 설치하고, 압축기 소요되는 동력을 측정을 위해 인버터와 전기모터사이에 전력적산계(power meter)를 설치하였다. 시스템이 지

속적으로 운전되게 되면 냉동기의 증발기에 많은 서리가 생성되고 이는 시스템의 성능저하로 이어진다. 본 연구에 사용된 시스템은 냉동기 가동시 증발기에 생성된 서리를 제거하기 위한 제상방식으로 핫가스 바이패스(hot-gass bypass)제상방식을 사용하였으며 이를 위하여 압축기 출구에서 팽창장치로 별도의 제상을 위한 관이 설치하였다. 실험 장치는 실제 판매되고 있는 상용 탑차용 냉동장치를 이용하여 구성하였으며 일반적인 경우 냉동시스템과 차량의 에어컨 시스템을 동시에 작동시키는 구조로 이루어져 있으며, 솔레노이드 밸브를 이용하여 차량운전석의 공기조화장치로 냉매의 유입과 차단을 제어하는 방식으로 공기조화가 이루어진다. 하지만 본 연구에서는 차량내부 운전석 부분을 제외하고 냉동기만을 고려하여 연구를 진행하였다.

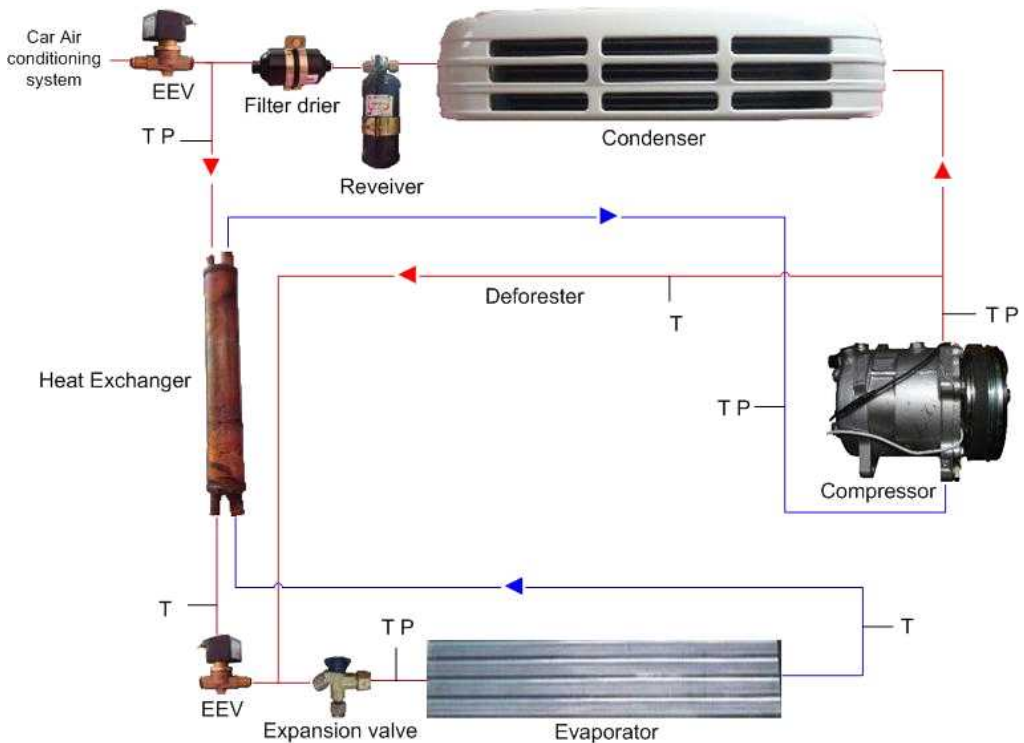


Fig. 2.1 Schematic of the refrigeration system of refrigerator car.

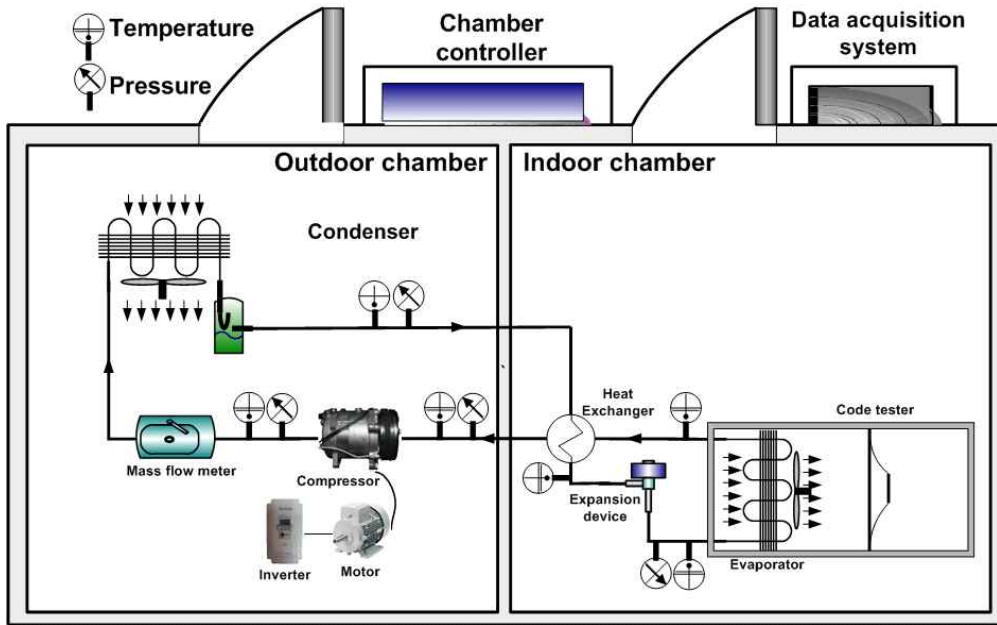


Fig. 2.2 Schematic of experimental equipment with psychrometric chamber.

Table 2.1 Specification space air condition handling unit

Space	Control system	Capacity(kW)
Indoor	Heating heater No.1	15
	Heating heater No.2	15
	Humid No.1	16
	Humid No.2	8
	Refrigerator No.1	3.7
	Refrigerator No.2	2.2
Outdoor	Heating heater No.1	17.5
	Heating heater No.2	17.5
	Humid No.1	20
	Humid No.2	10
	Refrigerator No.1	3.7
	Refrigerator No.2	3.7



Fig. 2.3 Outside of psychrometric chamber.



Fig. 2.4 Control panel of psychrometric chamber.

제 2 절 측정장비

1. 온도측정

시스템의 각 컴포넌트의 작동 특성을 알아보기 위해 시스템의 각 주요부분에 냉매의 온도를 측정하기 위해 냉매관내에 온도 프루브(probe)를 만들어 T형 열전대(T-type thermocouple)를 설치하였다. 응축기 및 증발기로 흡입되는 온도를 측정하기 건습구 온도측정 기구를 구성하여 건구온도와 습구온도를 측정하기 위해 RTD를 사용하였다. 열전대를 설치한 부분은 Fig. 2.1에 나타낸 것과 같이 압축기 출구, 응축기 출구, 팽창장치 입구, 팽창장치 출구, 증발기 출구, 압축기 입구, 제상 부분에 열전대를 설치하였다.

공기측은 증발기 입구 공기의 건구온도 및 습구온도와 증발기 입출구 공기의 건구 및 습구온도를 측정하였다. T형 열전대 및 RTD는 각각 물의 어느점에서 보정하였으며 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 오차 이내의 값을 출력하는 것을 사용하였다. 본 실험에서 냉매측의 온도측정에 사용한 열전대를 Fig. 2.5에, 그리고 열전대의 제원을 Table 2.2에 나타내었다.



Fig. 2.5 Photograph of thermocouple T-type.

Table 2.2 Specification of thermocouple

Item	Specification
Type	T-type
Range	-200 to 300°C
Ansi standard limits of error	0.75%
Ansi special limits of error	0.40%

2. 압력 측정

시스템 작동시에 시스템의 압력변화를 파악하기 위해 각 부분의 냉매의 압력을 측정하기 위해서 압력계(pressure transducer)를 사용하였다. 정압을 측정하기 위해 모세관을 배관에 용접하여 압력계를 설치하였으며 압력계의 설치 부분은 압축기 흡입 및 토출부, 팽창기 입구 및 출구로 이에 해당하는 부분에 정밀 압력계를 설치하였다. 각각의 압력계는 데드웨이트테스터(dead weight tester)를 사용하여 장비 보정을 했으며, 공기차압계는 제조자가 시험한 성적서를 참고하였다. 본 연구에서 사용된 압력계의 모습을 Fig. 2.6에 나타내었고 압력계의 사양을 Table 2.3에 나타내었다.



Fig. 2.6 Photograph of pressure gauge.

Table 2.3 Specification of pressure gauge

Item	Specification
Company	Setra
Model	C206
Pressure	-14.7~3000 psig
Input	24 VDC
Output	4~20mA

3. 인버터

차량의 주행속도에 따라 엔진의 회전수가 변화하게 되고, 엔진의 크랭크축과 연결된 압축기는 엔진 회전수 변화에 따라 즉각적으로 압축기 회전수가 변동하게 된다. 압축기의 회전수 변화는 냉동시스템의 성능과 밀접한 관련이 있다. 이러한 압축기 회전수 변화에 따른 상용탑차용 냉동시스템의 성능 관찰을 위하여 본 실험 장치에서는 주파수의 변화를 구현하기 위하여 전기모터를 이용해 압축기를 구동시키고, 아래의 Fig. 2.7과 같이 제작된 인버터를 이용해 모터의 주파수를 변화시켜 압축기 회전속도를 제어한다. Table 2.4는 본 연구에서 사용된 인버터의 사양을 나타내고 있다.



Fig. 2.7 Photograph of inverter.

Table 2.4 Specification of inverter

Item	Specification
Model number	VFD-037M
Max Applicable Motor Output	3.7 kW (5HP)
Input	3-Phase 200-240VAC, 50/60Hz
Output	0.1 ~ 400Hz

4. 압축기 소비동력 측정

시스템의 성능지수인 COP는 냉동기 작동시에 소비되는 동력과 증발기에서 발생하는 냉방용량의 비로 계산되는데, 냉동기의 주된 소비동력은 압축기에서 발생된다. 압축기에서 소비되는 소비전력을 측정하기 위해서는 압축기를 구동시키는 전동모터의 소비동력을 측정해야 하며 전력을 조절하는 인버터와 전동모터 사이에 전력적산계를 설치하여 압축기 구동시 소비되는 전력량을 측정하도록 설치하였다. Fig. 2.8은 본 실험에서 사용한 전력적산계(Yokogawa-WT230)를 나타내고 있으며 전력적산계의 자세한 사양을 Table 2.5에 나타내었다.



Fig. 2.8 Photograph of power meter.

Table 2.5 Specification of power meter

Item	Specification
Channels	2
Freq. Range (low)	500 mHz
Freq. range (high)	100 Khz
Computer Interface	GPIB or RS-232-C
Sensors	751574 Current transducer

5. 냉매의 질량유량 측정

상용탑차용 냉동사이클의 성능특성을 파악하고 운전조건 변화에 따른 시스템의 성능특성 변화를 고찰하기 위해 냉동시스템을 순환하는 냉매의 질량유량을 측정해야 한다. 질량유량 측정을 위해 정밀한 질량유량 측정장치인 OVAL사의 질량유량계를 사용하였다. 질량유량계는 냉매의 단상영역에서 측정값을 신뢰할 수 있으므로 고온 고압의 냉매가 기체상태인 단상상태로 존재하는 압축기 출구에 설치하여 시스템을 유동하는 질량유량을 보다 정확하게 측정할 수 있도록 설치하였다. 본 연구에서 사용된 질량유량계는 Fig. 2.9와 같으며, OVAL 질량유량계의 시스템 사양을 Table 2.6에 나타내었다.



Fig. 2.9 Photograph of mass flow meter.

Table 2.6 Specification of mass flow meter

Item	Specification
Max pressure	85.6 kg_f/cm^2
Max temp	105°C
Flow rate	36~360 kg/h
Bore	RC 3/8
Trans. Model	CT9401-K7MM33
Power	85~254 VAC
Sensor model	CN006C-SS-200K

6. 온습도 Sampler

본 열환경 챔버 내에서 실험시 실내측과 실외측의 열교환기로 유입되는 공기의 건구온도와 습구온도를 측정하기 위해 응축기 및 증발기의 공기 흡입 부분에 샘플러를 설치하여 열교환기로 흡입되는 공기를 송풍기를 이용해 샘플링(sampling)하여 건구온도(DBT) 및 습구온도(WBT)를 측정한 값을 기준으로 열환경 챔버의 온도제어 및 습도제어가 이루어지도록 구성되어 있다. 본 실험에서 사용한 공기샘플러(air sampler)는 크게 세부분으로 나뉜다. 샘플러를 구성하는 각각의 요소들은 덕트로 연결 되어 열교환기 흡입구에서 흡입된 공기의 측정오차를 줄이기 위해 샘플러의 연결 덕트는 단열시켰다. 정밀한 온도 측정을 위해 RTD type의 열전대를 사용하고, 습구온도를 측정시 증류수의 일정한 공급을 위해 수위조절 장치가 설치되어 있다. 증발기 입구에 설치한 샘플러의 공기흡입부의 모습을 Fig. 2.10에 나타내었으며 흡입된 공기의 건구온도(DBT) 및 습구온도(WBT)를 측정하는 측정부의 모습을 Fig. 2.11에 나타내었다.



Fig. 2.10 Air sampler of indoor side.

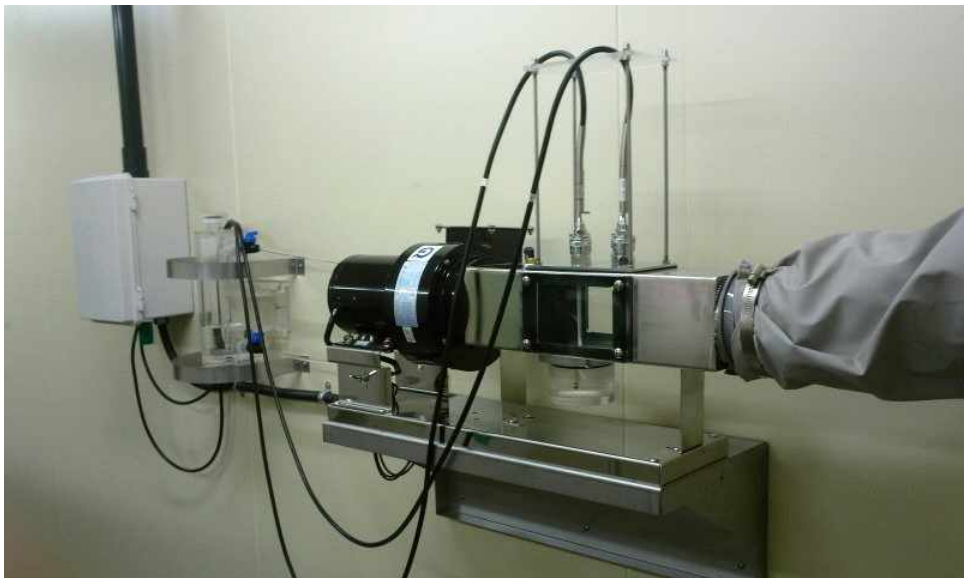


Fig. 2.11 Air sampler and blower.

7. 냉동용량의 계산

증발기에서 열전달량은 열교환기를 통과하는 공기측의 열교환기 전후의 건습구 온도와 노즐의 차압으로 통한 공기의 풍량을 측정하여 계산할 수 있다. 증발기 입구측에서 공기 샘플러 트리(air sampler tree)를 이용하여 항온실의 공기의 건구와 습구온도를 측정하여 증발기 입구측 공기의 엔탈피를 계산하였다. 또한 증발기 출구측 공기의 건구와 습구온도를 측정하기 위해 풍량측정장치(Fan taster) 내부에 공기 샘플러를 이용하여 증발기를 통과한 공기의 건구와 습구온도를 측정하여 증발기 출구측 공기의 엔탈피를 계산하였다. 동시에 덕트에 설치한 공기 차압계를 이용하여 노즐의 차압을 측정하였으며, 노즐 관계식을 이용하여 공기의 질량유량을 계산해 증발기 입출구의 공기 엔탈피 차와 곱하여 냉동용량을 계산하였다. 식(2-1)~(2-4)에 냉동용량 계산과정을 나타내었다.

$$h_{evap, inlet, air} = fn(T_{DB}, T_{WB}) \quad (2-1)$$

$$h_{evap, exit, air} = fn(T_{DB}, T_{WB}) \quad (2-2)$$

$$\dot{m}_{air} = \rho V_1 A_1 = \rho V_2 A_2 = CA_2 \sqrt{\frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - \beta^4}} \quad (2-3)$$

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_{air} (h_{evap, inlet, air} - h_{evap, exit, air}) \quad (2-4)$$

8. 풍량측정장치

증발기의 풍량과 열교환량을 측정하기 위해 Fig. 2.12와 같은 열량측정장치 - Calorimeter를 사용하였다. 본 실험에 사용된 열량측정 장치는 Code tester, 흡인송풍기, 온도측정 장치, 제어반으로 구성이 되어 있으며 증발기의 설치는 Fig. 2.13과 같이 챔버의 실내측(indoor)의 공기를 흡입하여 열교환 후에 열량측정장치를 통해 냉방용량이 계산되는 방식으로 설치하였다. 풍량 측정기기 사양을 Table 2.7에 나타내었고, 흡인식 송풍기의 사양을 Table 2.8에 나타내었다. 열량측정장치에 사용된 측정센서들의 사양을 Table 2.9에 나타내었다.

상용탑차용 냉동시스템의 증발기를 열량측정장치에 장착하여 증발기의 성능측정을 목표로 사용되며 작동방법은 증발기에 부착된 팬을 이용해 칼로리메타 내부의 차압을 0으로 맞춰 줌으로써 증발기 팬의 풍량을 측정해 증발기의 용량을 계산한다. 또한 시스템의 성능을 측정하기 위한 센서들과 측정 장치를 데이터 로고(MX100-Yokogawa)에 연결하여 전체적인 시스템의 성능특성 변화를 Psychrocal 프로그램을 이용하여 컴퓨터와 통신을 통한 데이터를 기록 및 저장할 수 있도록 설치하였다. 다음은 본 연구에 사용된 열량측정장치(calorimeter)의 측정원리에 대해 나타내고 있다.

- 열량측정장치(calorimeter) 작동원리

- 팬이 부착되어 있는 증발기를 칼로리미터에 장착한 경우 증발기에 장착된 팬이 calorimeter 내부로 공기를 불어주게 된다. 이때 calorimeter 내부에 압력차가 생기게 되며 이 압력차이가 0으로 설정될 만큼의 송풍기를 이용해 배출하게 된다. 이러한 방법으로 증발기의 풍량이 계산이 되며, 증발기 입구로 들어오는 공기의 조건과 증발기 출구의 공기상태를 기준으로 증발기의 용량이 계산되게 된다. calorimeter내부에는 $\varnothing 45$, $\varnothing 55$, $\varnothing 65$, $\varnothing 65$ 의 직경을 가지는 노즐이 총 4개가 존재한다. 이 노즐은 증발기 팬의 송풍량에 따라 개방수를 조절해야 하며 송풍량이 클수록 많은 수의 노즐을 개방시켜야 한다. 이때 노즐의 허용 전후 차압은 20 mmAq에서 60 mmAq사이를 유지하도록 해야 한다.

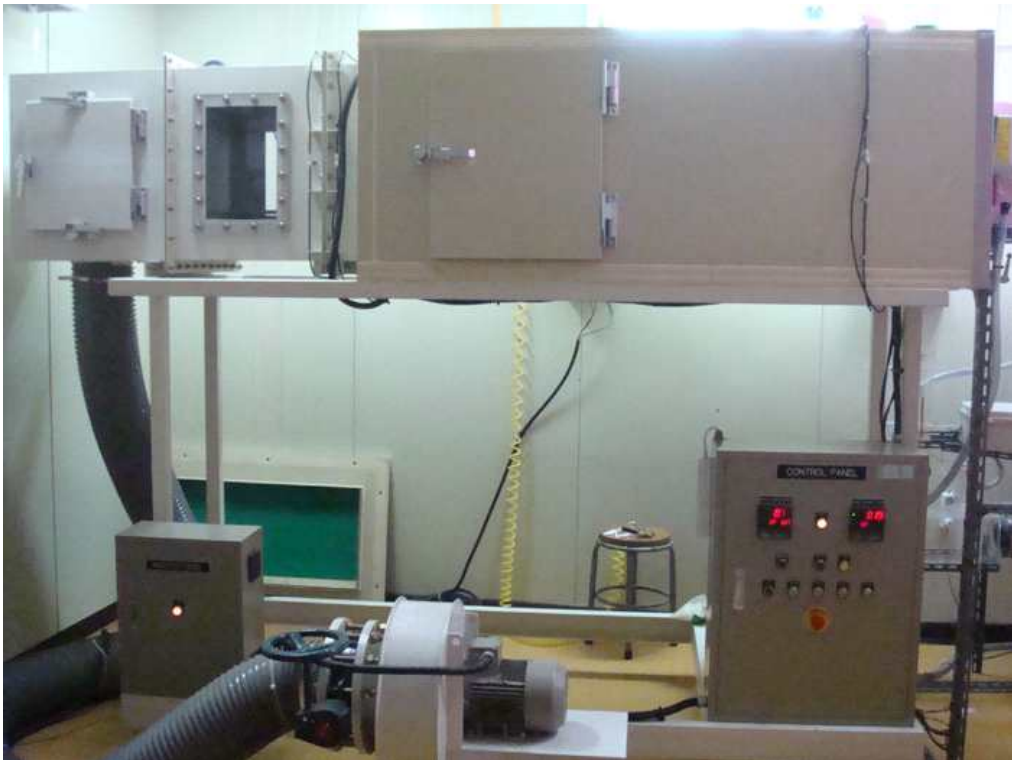


Fig. 2.12 Photograph of the calorimeter.



Fig. 2.13 Calorimeter with an evaporator.



Fig. 2.14 Photograph of suction fan.

Table 2.7 Specification of cord tester in fan tester

Item	Specification
Size	1,100W × 700H × 3,000L
Tester anemometer size	400W × 600H
Insulating material	50 mm 우레탄
Temperature	건구 ~1
Body material	STS 2.3t, SUS-304 정류 다공판 ~ 2
Nozzel	45Ø ~1, 55Ø ~1, 65Ø ~2(Air Cylinder 개폐)
Test size	900 × 450

Table 2.8 Specification of suction fan

Item	Specification
Type	#2 1/2 편 흡인 Turbo fan
Capacity	20 m ³ /min × 180 mmAq
Number of motor	3

Table 2.9 Specification of data collector(CH1~CH7) in code tester

CH	Name	Range	Unit	Input
1	Chamber difference pressure	-50~50	mmAq	DC 1~5V
2	Nozzle difference pressure	0~100	mmAq	DC 1~5V
3	Nozzle chamber inlet temp.	-50~150	°C	T Type
4	Nozzle chamber nozzle-1	0/1	-	DI COUNT
5	Nozzle chamber nozzle-2	0/1	-	DI COUNT
6	Nozzle chamber nozzle-3	0/1	-	DI COUNT
7	Nozzle chamber nozzle-4	0/1	-	DI COUNT

9. 자료 수집 및 처리 프로그램

상용탑차용 냉동시스템의 성능실험을 위해 시스템을 설치하고 시스템의 성능특성 파악을 위해 시스템의 중요 위치에 설치한 열전대, 압력계, 질량유량계, 풍량변화 장치 등 다양한 측정센서들에 대한 데이터를 수집하기 위해 데이터 수집 장치로서 데이터로거(Data logger - Yokogawa MX100)를 사용하였다. 데이터로거는 각각의 센서에서 측정된 신호를 컴퓨터로 전송하고 전체적인 시스템의 성능에 관한 데이터를 컴퓨터프로그램을 이용해 저장할 수 있도록 하였다. 데이터로거는 측정부에서 오는 전류신호를 감지하여 원하는 데이터로 컴퓨터로 전송하는데 사용된다. 컴퓨터로 전송된 자료는 MX100 standard 프로그램을 통하여 엑셀 파일 형태로 저장되도록 하였으며 본 실험에서 사용된 데이터로거는 Fig. 2.15와 같고, 데이터로거의 사양을 Table 2.10에 나타내었다.



Fig. 2.15 Photograph of MX100.

Table 2.10 Specification of data logger

Item	Specification
Manufacturer	Yokogawa
Model no.	MX100
Measurement interval	500ms
Input voltage	AC 100~240V
Max voltage	70VA

제 3 절 실험조건

본 논문에서는 대표적인 공조시스템 기본실험조건(ISO-5151)을 기준으로 하여 건구온도, 노점온도 및 풍량등의 입구 공기조건등의 열교환기의 형상을 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. 냉매의 질량유량은, 실제 열교환기 내에서는 이상상태(two-phase)이므로, 입구와 출구에서의 온도차가 없게 되고, 그와 유사한 상태의 조건으로 맞춰주기 위해 실험이 가능한 한 유량을 최대한 크게 하여 입구와 출구에서 온도차가 최소화 되도록 하여 실험을 수행하였다. 공기측과 시스템의 열평형을 알아보기 위해 냉매의 유량을 일정한 범위에서 실험을 수행했으며, 공기측과 냉매의 열평형을 알아본 후 본 실험에서는 냉매의 유량을 증가시켰으며, 이후 공기측에 대해서만 열량을 계산했다.

Table 2.11은 상용 탑차용 냉동시스템의 성능을 측정하기 위한 실험조건을 나타내고 있다. 시스템의 성능에 영향을 미치는 요소는 다양하나 그 중 중요한 요소인 압축기 회전수(RPM), 냉매충전량, 실내온도, 실외온도를 변화시켜 시스템의 성능을 측정하고 고찰한다. 먼저 냉동시스템의 성능 실험을 위해 시스템에 적합한 최적 냉매충전량을 결정해야한다. 냉동시스템을 최적의 상태로 운전하기 위해서는 시스템의 최적충전량이 결정되어야 한다. 감온팽창밸브(TXV)를 장착한 시스템과 전자팽창밸브(EEV)를 장착한 시스템에서 최적 냉매 충전량을 찾기 위해 Table 2.11에 나타난 기본조건(basic condition)인 실내온도 27°C와 외기 온도를 35°C로 고정한 상태에서 냉매충전량을 기존시스템의 최적충전량으로 여겨지는 1500 g에서 시스템 구성 시 증가한 배관 길이를 고려해 1000 g에서 1900 g까지 100 g단위로 충전량을 증가시키며 성능을 측정하여 적정 냉매충전량을 결정한다. 또한 EEV개도에 대한 최적화가 이루어지지 않은 실험결과로 기본조건에 대한 EEV개도 최적화를 위해 기본조건에서 실험을 수행하였다. 또한 운전조건 변화에 대한 TXV와 EEV를 적용한 시스템의 성능특성 변화를 고찰하기 위해 고내온도변화, 실외측 온도변화, 응축

기 입구 풍속변화, 압축기 회전수 변화한 실험을 진행하였다. 고내온도 변화에 대한 성능특성 변화를 고찰하기 위해 고내온도를 23°C에서 27°C까지 변화시키면서 실험하였으며, 실외측 온도변화가 미치는 영향을 고찰하기 위해 실외온도를 30°C에서 37.5°C까지 변화시키면서 실험하였다. 또한 응축기 입구풍속 변화가 미치는 영향을 고찰하기 위해 응축기 입구 풍속을 2m/s에서 5m/s까지 변화시키면서 실험을 진행하였고, 차량 주행시 기어변속 및 차량속도 변화로 엔진과 연결된 압축기의 회전수 변하게 된다. 이로 인해 시스템을 유동하는 질량유량이 큰 폭으로 변화하게 되어 다른 운전조건변화에 비해 시스템 성능변화에 큰 영향을 미친다. 압축기 회전수변화에 대한 성능변화를 고찰하기 위해 압축기 회전수를 1000 RPM에서 2000 RPM까지 변화시키면서 실험을 수행하였다. 또한 시스템의 변동하는 질량유량 변화에 대한 시스템의 최적 COP를 가지는 EEV 개도를 결정하고자 압축기 회전수를 1000 RPM에서 2000 RPM까지 변화시켜가며 각각의 구간에 대한 최적개도 실험을 수행하였다.

Table 2.11 Test conditions for test

Item	Specification
Compressor speed (RPM)	1000* , 1250, 1500, 1750, 2000
Refrigerant charging amount (g)	1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500, 1600, 1700* , 1800
Indoor temperature (°C)	23, 25, 27* , 29
Outdoor temperature (°C)	30, 32.5, 35* , 37.5
Front air velocity (m/s)	2* , 3, 4, 5

***Basic condition**

제 3 장 실험결과 및 고찰

1. 냉매충전량에 따른 성능 고찰

Fig. 3.1은 냉매 충전량 변화에 따른 시스템의 냉방용량 및 압축기 소비동력의 변화를 나타내고 있다. 실험 결과 TXV와 EEV시스템의 냉방용량은 각각 1.85 kW에서 3.88 kW, 1.61 kW에서 3.8 kW까지 증가하였고, 소비동력은 2.18 kW에서 3.35 kW, 2.21 kW에서 3.35 kW까지 증가하였다. 두 시스템 모두 냉매의 충전량이 증가할수록 시스템에 흐르는 질량유량이 지속적으로 증가하며 이에 냉방용량은 점차적으로 증가하고 전체적으로 TXV를 사용한 시스템 보다 EEV를 적용한 시스템이 더 높은 냉방용량과 소비동력을 보였다. 본 최적충전량 실험은 EEV개도를 100% 개방상태에서 실험을 진행했기 때문에 과열도를 제어하는 TXV시스템에 비해 큰 질량유량으로 압축기 소비동력 및 냉방용량이 TXV를 적용한 시스템보다 더 크게 나왔다.

Fig. 3.2는 냉매 충전량에 따른 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량과 COP변화를 보여주고 있다. 냉방용량 및 압축기 소비동력이 증가함에 따라 시스템의 COP가 결정되며 TXV와 EEV를 적용한 시스템의 COP는 충전량 1700 g까지 각각 0.85에서 1.15, 0.73에서 1.13으로 증가한 후 감소하게 된다. 최적의 COP는 TXV시스템의 경우 1.17, EEV시스템의 경우 1.14로 나타났으며 두 시스템 모두 최적의 COP는 냉매충전량 1700 g에서 나타남을 확인하였다. 또한 전체적으로 TXV시스템이 EEV시스템에 비해 높은 COP를 나타냈다. 이는 EEV시스템이 최적충전량 시험에서 EEV개도를 100% 개방한 상태에서 실험을 수행한 결과로 EEV개도의 최적화가 이루어지지 않은 상태이므로 성능의 차이가 크지 않음을 확인하였다.

본 충전량 실험을 통해 TXV와 EEV를 적용한 시스템의 최적충전량은 모두 1700 g으로 결정하였으며, 이는 실험장치 구성시 늘어난 배관의 길이로 인해 기존 최적 충전량으로 제시되었던 1500 g에 비해 200 g 더 많은 충전량을 나타냄을 확인하였다.

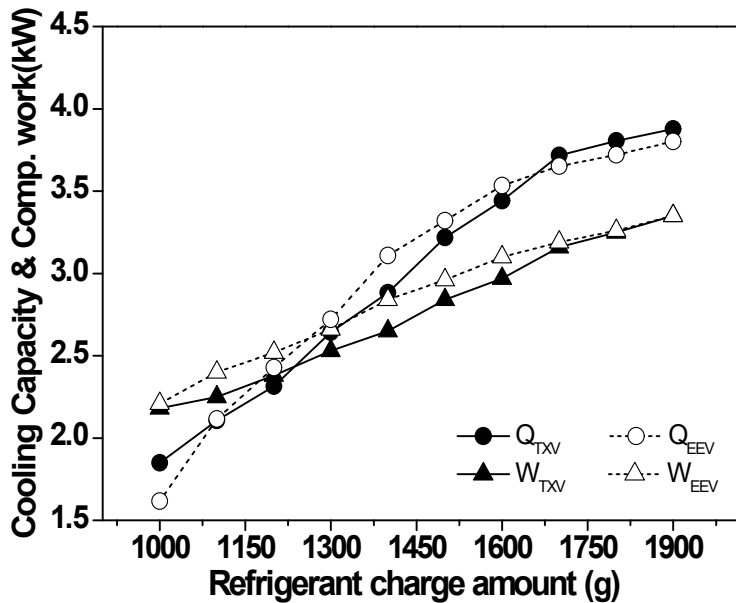


Fig. 3.1 Variations of compressor work and cooling capacity with refrigerant charge amount between TXV and EEV system.

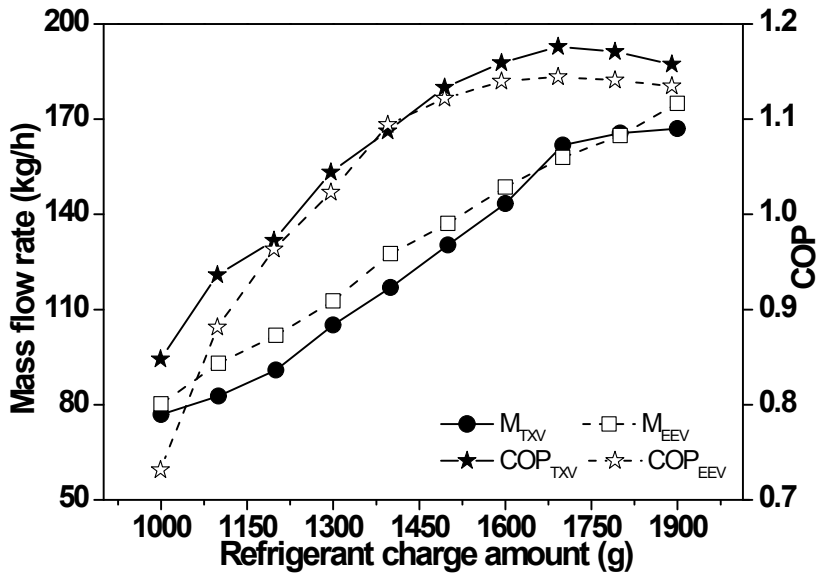


Fig. 3.2 Variations of mass flow rate and COP with refrigerant charge amount between TXV and EEV system.

2. EEV 개도에 따른 성능 고찰

EEV를 적용한 시스템의 최적충전량 시험을 위해 EEV개도를 100% 개방한 상태로 실험을 수행한 결과 EEV를 적용한 시스템이 TXV를 적용한 시스템에 비해 유효하는 질량유량이 더 커 냉방용량 및 소비동력의 증가가 더 크게 나타났다. 기본 조건에서 최적의 EEV개도를 찾기 위해 100%에서 70% 까지 EEV개도를 5%씩 감

소시키면서 실험을 진행하였으며 EEV개도에 따른 냉방용량 압축기 소비동력, COP의 변화를 Fig. 3.3에 나타내었다. 개도가 점차 감소할수록 시스템을 유동하는 질량유량이 점차 감소되면서 냉방용량 및 소비동력은 점차 감소하는 결과를 나타냈으며 이때 냉방용량은 3.65 kW에서 3.25 kW, 소비동력은 3.19 kW에서 2.75 kW 까지 감소하였다. 또한 EEV개도가 감소함에 따라 시스템의 COP는 1.14에서 1.19 까지 증가 후 감소하는 결과를 보였다. 실험결과 최대의 COP는 1.194로 나타났으며 최적의 EEV개도인 75%를 기본조건에서의 최적 EEV개도로 선정하였다.

충전량 결정 실험결과에서 최적충전량 1700 g에서의 TXV사이클과 비교해볼 때 최적화된 EEV 시스템이 냉방용량 8.6% 감소하였고, 소비동력 10.1% 감소하였다. 또한 시스템의 COP는 1.61% 증가하는 것으로 나타났다.

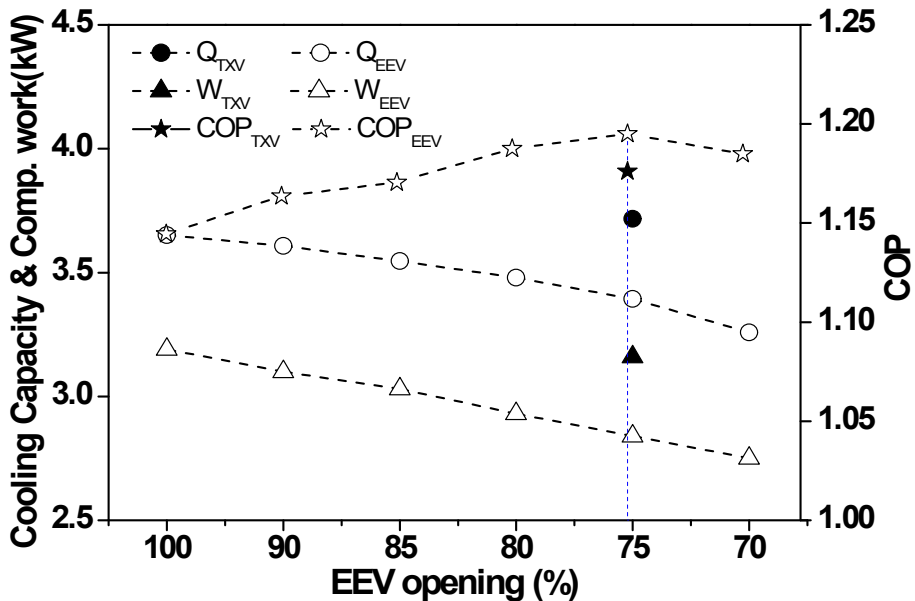


Fig. 3.3 Variations of compressor work, cooling capacity and COP with EEV opening.

3. 실내온도 변화에 따른 성능 고찰

Fig. 3.4는 고내온도 변화에 따른 TXV와 EEV를 적용한 시스템의 냉방용량 및 압축기 소비동력 변화를 보여주고 있다. 두 시스템 모두 고내 온도가 증가함에 따라 압축기 소비동력 및 냉방용량이 감소하는 경향을 나타냈다. TXV를 적용한 시스템의 냉방용량은 각각 3.38 kW에서 4.01 kW, 소비동력은 3.11 kW에서 3.27 kW 까지 증가하고, EEV를 적용한 시스템의 냉방용량은 3.13 kW에서 3.38 kW, 소비동력은 2.72 kW에서 2.91 kW까지 증가하는 것으로 나타났다. 고내온도가 증가함에 따라 증발기로 유입되는 냉매의 온도와 고내온도의 온도차가 증가하게 되어 증발기에서의 열교환량이 증가되며 압축기의 소요동력 또한 증가한다.

Fig. 3.5는 실내온도 증가에 따른 두 시스템의 COP 변화를 보여주고 있다. 고내 온도가 증가함에 따라 TXV와 EEV를 장착한 시스템의 COP는 각각 1.08에서 1.23, 1.15에서 1.23까지 증가하는 것으로 나타났다. 이러한 경향은 고내온도가 증가함에 따라 냉매와 고내온도와 온도차가 증가하여 냉방용량이 증가하고 시스템에 흐르는 냉매유량의 증가에 기인한다. EEV를 적용한 시스템의 냉방용량은 7%에서 15.7%, 소비동력은 12.5%에서 11%까지 증가하였으며 이는 TXV시스템보다 작게 나타난다. 냉방용량 변화율은 TXV시스템이 18.7%, EEV를 적용한 시스템은 14.3% 증가하였으며 과열도로 제어되는 TXV를 적용한 시스템이 외기온도 변화에 대해 더 큰 성능의 변화를 보였다.

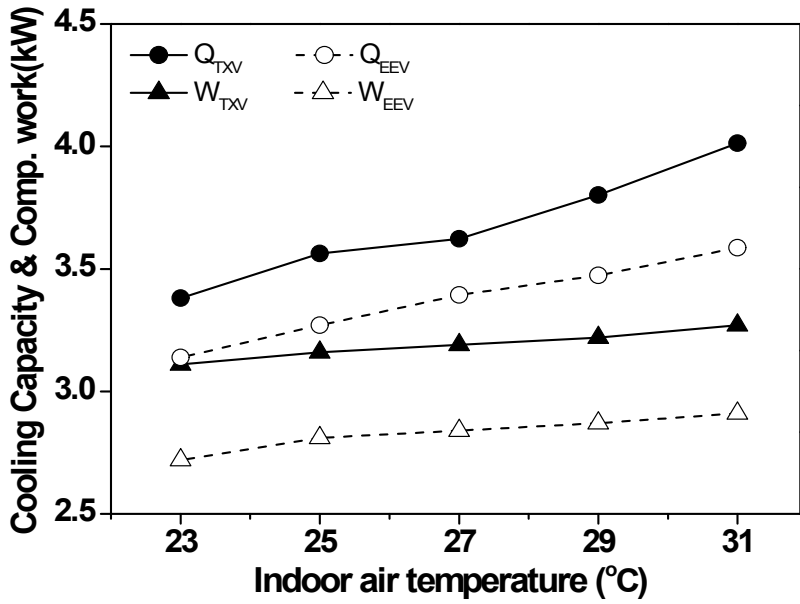


Fig. 3.4 Variations of compressor work cooling capacity with indoor air temperature between TXV and EEV system.

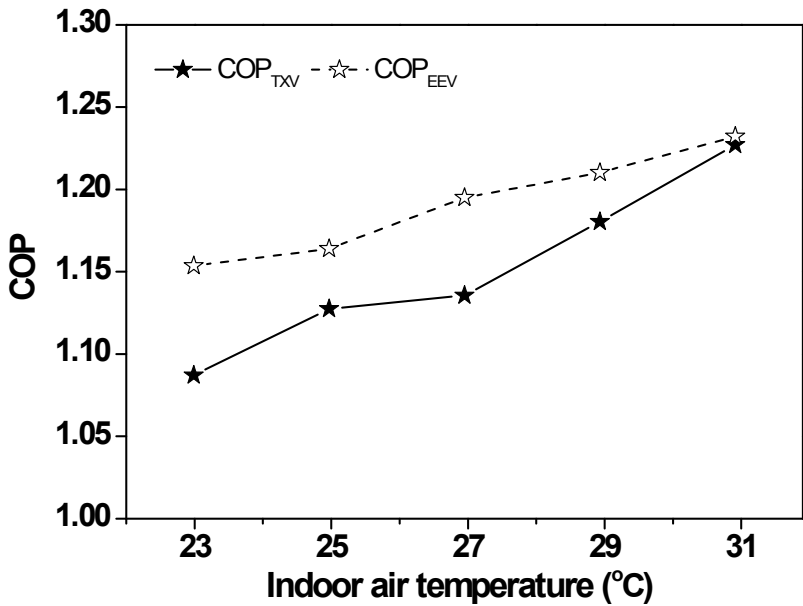


Fig. 3.5 Variations of COP with indoor air temperature between TXV and EEV system.

4. 실외온도 변화에 따른 성능 고찰

Fig. 3.6에 외기온도 증가에 따른 두 시스템의 냉방용량, 압축기 소비동력변화를, Fig. 3.7에 COP변화를 나타내었다. 일반적으로 외기온도 증가는 시스템의 응축기에서 냉매와 열교환량을 감소시켜 응축기 출구의 냉매 엔탈피를 증가시키고 증발기의 냉방용량 감소하는 결과를 나타낸다. 또한 외기온도 증가는 압축기에서의 압축비 증가로 인해 압축기 소비동력이 증가하게 된다. 본 연구에서 외기온도가 30°C에서 37.5°C까지 증가할 때 TXV를 적용한 시스템의 냉방용량은 4.50 kW에서 3.48 kW까지 감소하고, 소비동력은 3.07 kW에서 3.20 kW까지 증가하는 경향을 나타냈으며 EEV를 적용한 시스템의 냉방용량은 3.82 kW에서 3.23 kW까지 감소하고, 소비동력은 2.80 kW에서 2.84 kW까지 증가하는 경향을 나타냈다. 따라서 TXV와 EEV를 적용한 시스템의 COP는 외기온도가 증가할 때 감소하는 경향을 보였으며 외기온도가 30°C에서 37.5°C까지 증가할 때 시스템의 COP는 각각 1.46에서 1.08, 1.36에서 1.14까지 감소하는 결과를 보였다. 시스템의 COP변화는 TXV시스템이 25.7%, EEV시스템이 16.5% 감소하는 결과를 보였으며, 외기온도에 따른 시스템의 성능변화는 과열도를 기준으로 작동되는 TXV를 적용한 시스템이 더 큰 성능저하를 보였다.

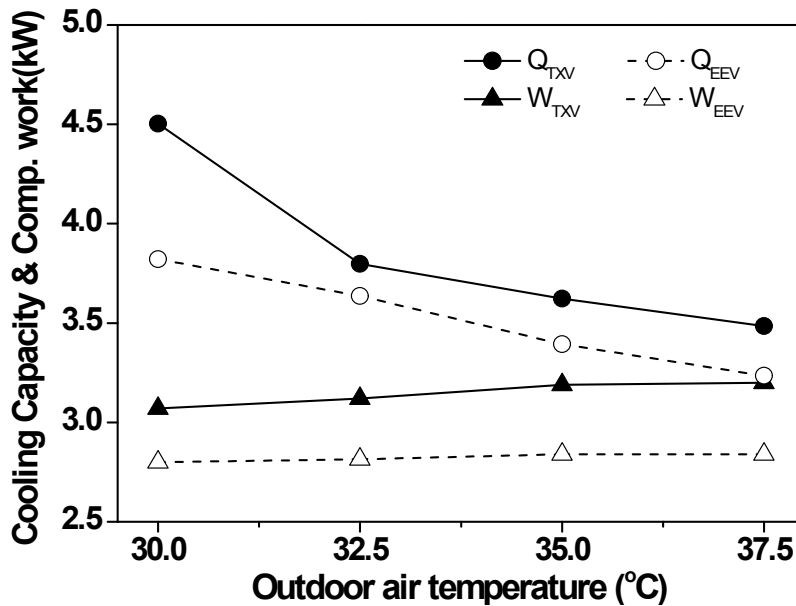


Fig. 3.6 Variations of compressor work cooling capacity with outdoor air temperature between TXV and EEV system.

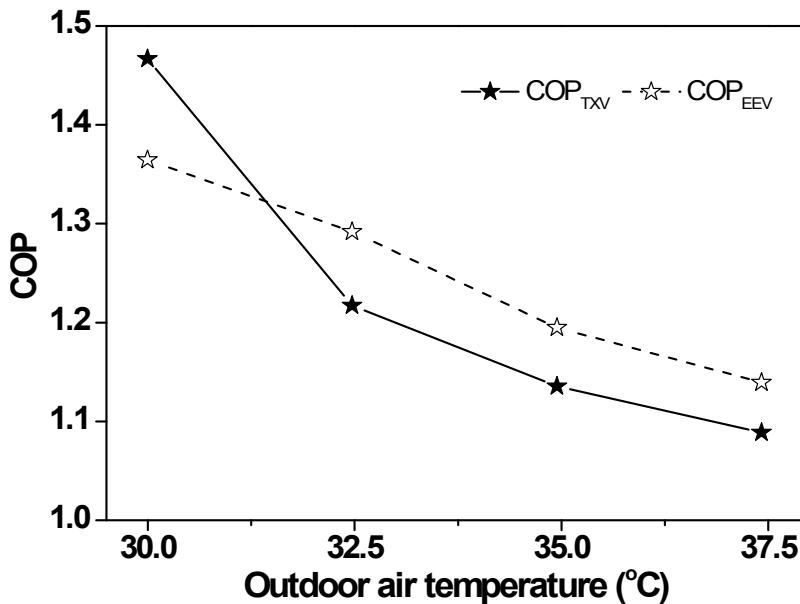


Fig. 3.7 Variations of COP with outdoor air temperature between TXV and EEV system.

5. 응축기 입구 풍속 변화에 따른 성능 고찰

Fig. 3.8은 응축기 입구로 유입되는 공기의 풍속 변화에 따른 두 시스템의 냉방 용량 및 압축기 소비동력 변화를 보여주고 있으며, Fig. 3.9에 시스템의 COP변화를 나타내었다. 풍속이 2 m/s에서 5 m/s로 증가함에 따라 TXV와 EEV를 적용한 시스템의 냉방용량은 각각 3.62 kW에서 4.50 kW, 3.39 kW에서 4.25 kW까지 증가하는 결과를 보였으며, 압축기 소비동력은 각각 3.19 kW에서 2.88 kW, 2.84 kW에서 2.67 kW까지 풍속 증가에 따라 감소하는 경향을 보였다. 따라서 시스템의 COP는 점차 증가하는 경향을 보였다. 시스템의 COP 변화는 TXV를 적용한 시스템이 1.13에서 1.56까지 증가했으며, EEV를 적용한 시스템은 1.19에서 1.58까지 증가하는 것으로 나타났다. 응축기 입구로 들어가는 공기 풍속이 증가함에 따라 응축기에서 냉매와 열교환 할 수 있는 공기의 체적유량이 증가하게 됨에 응축기 토출부 냉매의 엔탈피가 감소하게 되고 이에 시스템의 냉방용량은 증가하는 경향을 보였다. 또한 압축기의 압력비의 감소로 인하여 압축기 소비동력은 줄어드는 경향을 나타냈다.

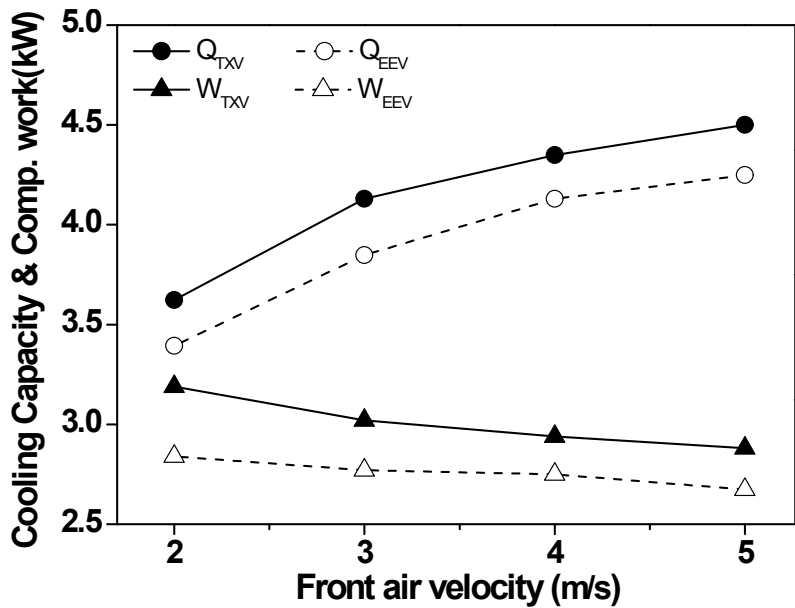


Fig. 3.8 Variations of compressor work cooling capacity with front air velocity between TXV and EEV system.

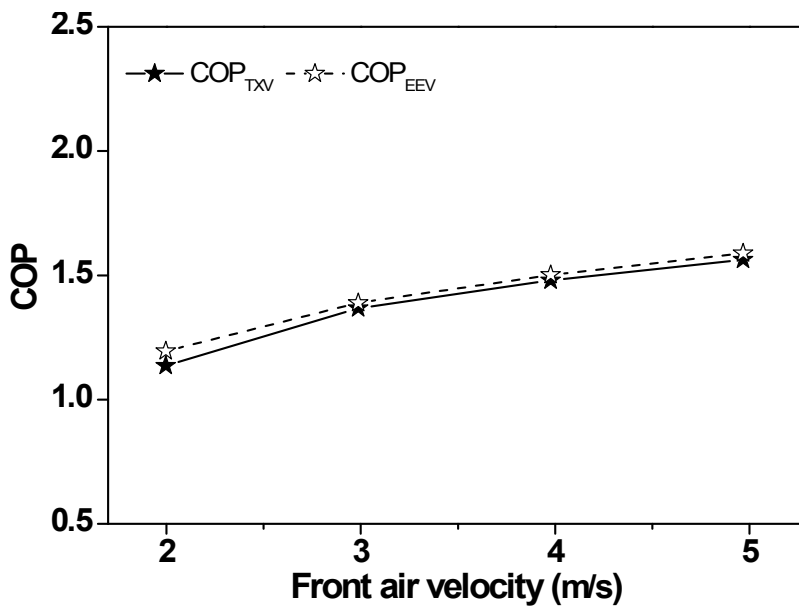


Fig. 3.9 Variations of COP with front air velocity between TXV and EEV system.

6. 압축기 회전수 변화에 따른 성능 고찰

Fig. 3.10은 압축기 회전수 변화에 따른 냉방용량 및 압축기 소비동력을 나타내며 그에 따른 시스템의 COP변화를 Fig. 3.11에 나타내었다. 압축기 회전수가 1000 RPM에서 1750 RPM으로 증가할 때 TXV와 EEV를 적용한 시스템의 냉방용량은 각각 3.62 kW에서 4.43 kW, 3.39 kW에서 3.92 kW까지 증가하였으며, 압축기 소비동력은 각각 3.19 kW에서 4.37 kW, 2.84 kW에서 3.61 kW까지 증가하는 것으로 나타났다. 따라서 시스템의 COP는 각각 1.14에서 1.02, 1.19에서 1.08까지 감소하는 결과를 보였다. 압축기 회전수가 증가할 때 시스템에 흐르는 냉매의 유량은 증가하지만 압축기에서 압축비가 증가하여 압축과정 중 누설량이 증가하고, 이에 따라 압축기 효율은 낮아진다. 또한 질량유량이 늘어나 냉방용량은 증가하지만 압축기의 소비동력의 증가폭이 냉방용량의 증가폭보다 커 시스템의 COP는 점차 감소하는 결과를 나타냈다.

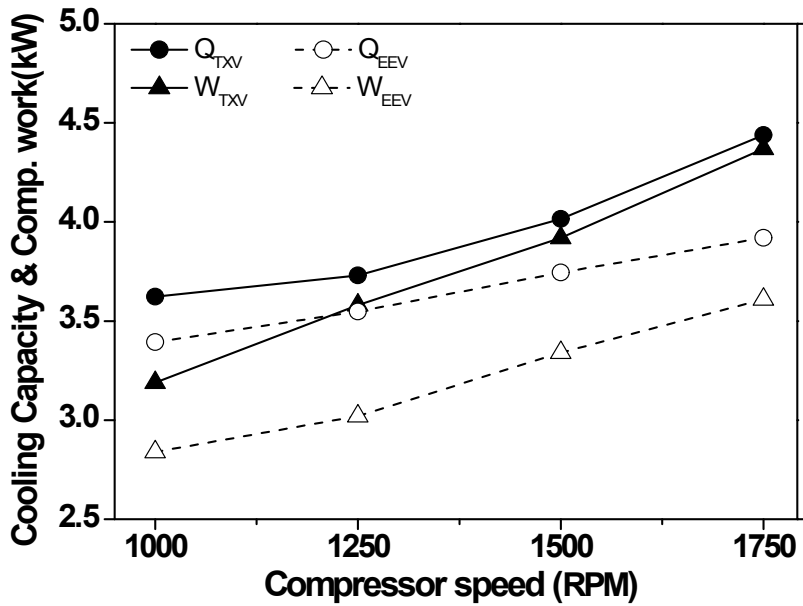


Fig. 3.10 Variations of compressor work cooling capacity with compressor speed between TXV and EEV system.

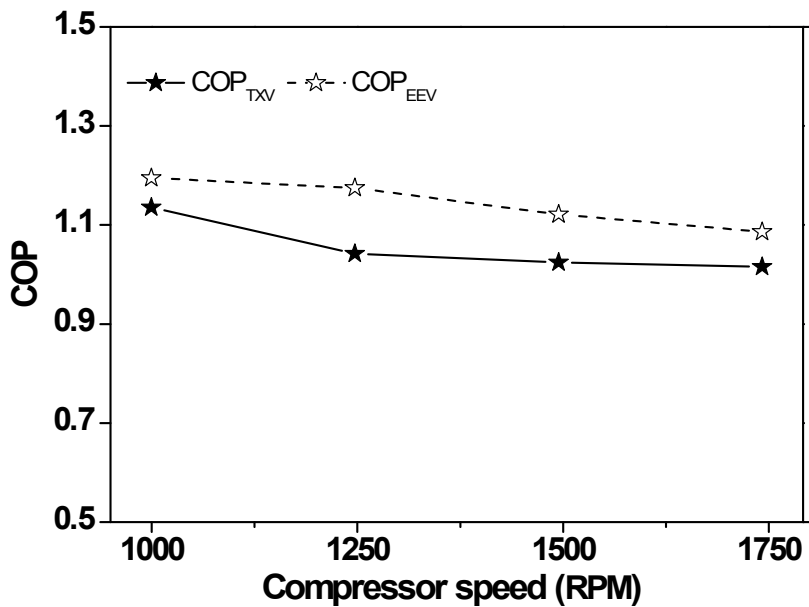


Fig. 3.11 Variations of COP with compressor speed between TXV and EEV system.

7. 최적 EEV 개도에서의 성능 고찰

압축기 회전수변화는 이미 언급한 바와 같이 압축기 회전수가 증가함에 따라 시스템의 COP는 점차 감소하는 경향을 보였다. 각각의 회전수에 따른 최적 개도를 얻기 위해 압축기 회전수를 1000 RPM에서 2000 RPM까지 변화시키면서 실험을 수행한 결과 EEV개도 변화에 따라 최고의 COP를 가지는 점을 Fig. 3.12와 같이 나타낼 수 있다. 압축기 회전수가 100 RPM에서 2000 RPM까지 증가할 때 시스템의 최적 COP를 가지는 EEV개도는 점차 감소하였고, 회전수 변화에 대한 EEV개도 변화는 1000 RPM에서 최적의 COP를 가지는 EEV개도는 75%로 이때 시스템의 COP는 1.19를 보였으며, 2000 RPM에서 최적 COP를 가지는 EEV개도는 30%로 이때 시스템의 COP는 0.99를 보였다. 식(3-1)은 압축기 회전수와 EEV최적 개도에 따른 시스템의 COP변화를 나타내고 O_{eev} 는 EEV개도를 의미한다.

$$COP = 0.3966 + 0.03145 \times O_{eev} - 4.53978 \times 10^{-4} \times O_{eev}^2 + 2.35715 \times 10^{-6} \times O_{eev}^3 \quad (3-1)$$

Fig. 3.13은 최적의 COP를 가지는 EEV개도 실험을 통해 얻은 질량유량변화에 대한 내용을 그래프로 나타내었다. 압축기 회전수가 증가할수록 시스템의 질량유량은 증가하는 경향을 보이며 개도가 감소할수록 질량유량이 감소하는 결과를 나타냈다. 최적의 COP를 가지는 개도의 질량유량변화량을 이용해 시스템을 유동하는 질량유량 변화에 대한 최적의 COP를 가지는 EEV개도 변화량을 구할 수 있는 식을 얻었다. 실험을 통해 얻어진 데이터로 압축기 질량유량변화에 대한 EEV 최적 개도를 구하는 식은 식(3-2)와 같다.

$$\dot{m} = 175.5 - 0.62765 \times O_{eev} - 8.1885 \times 10^{-4} \times O_{eev}^2 \quad (3-2)$$

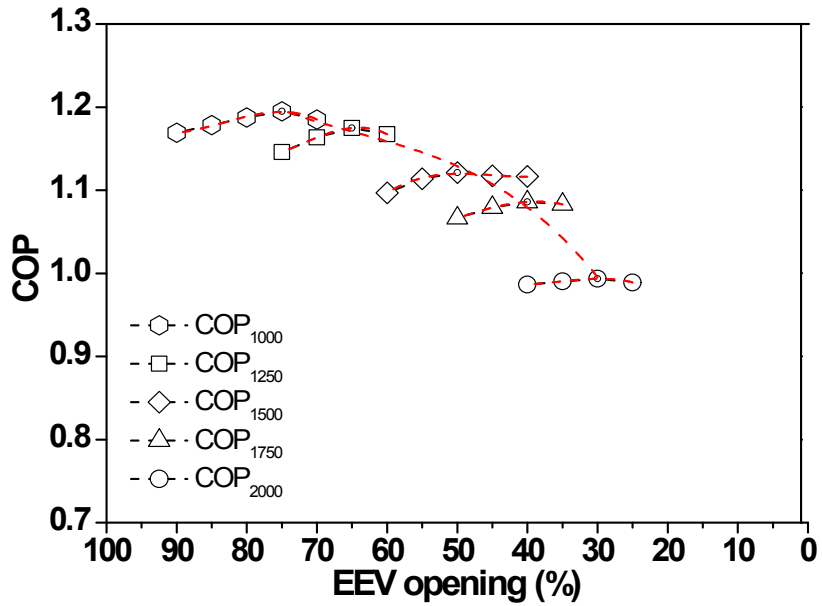


Fig. 3.12 COP variation with compressor speed and EEV opening.

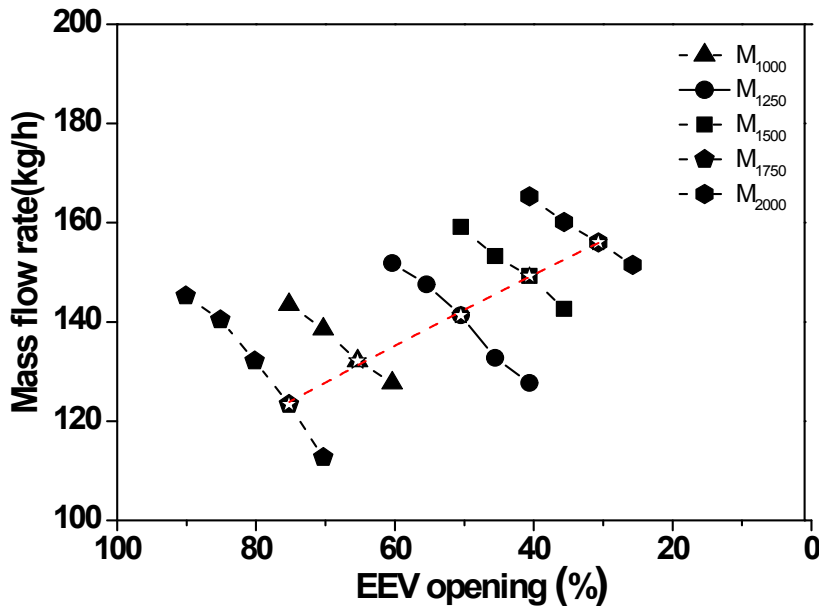


Fig. 3.13 Mass flow rate variation with compressor speed and EEV opening.

제 4 장 냉동탑차용 CO₂ 사이클 모델링

지구온난화 문제가 제기됨에 따라 CFC, HCFC냉매에 대한 규제가 시작되었다. 이에 대한 궁극적인 해결책으로 자연냉매가 각광받고 있으며 자연냉매에 대한 사이클의 적용성에 대해 많은 해석적 연구가 진행되어 왔다. 본 연구에서 연구된 상용탑차용 냉동시스템에 대하여 자연냉매에 대한 적용가능성 여부를 판단하고 시스템의 성능특성 변화를 비교 고찰하기 위해 기존 시스템을 기초로 자연냉매를 작동 냉매로 하는 시스템 모델링을 수행하였다. 시스템의 시뮬레이션 조건으로는 냉장실 협 조건(ISO-15502)에서 시뮬레이션 하였다. 공조시스템의 증발기에서는 냉매의 온도에 따라 증발기 표면에 응축과 서리가 생성된다. 증발기 표면의 온도가 이슬점 이하로 내려갈 경우 증발기 표면에서는 응축수가 생성되며, 증발기 표면의 온도가 어는점 이하로 내려갈 경우 증발기 표면에서는 서리가 생성되어 시스템의 성능을 현저 하게 감소시킨다. 주로 에어컨 시스템의 경우 증발기 표면에 응축수가 생성되고 냉장 및 냉동시스템에서 증발기에 서리가 생성된다. 본 연구에서는 상용탑차용 냉장시스템의 각각의 구성 요소들에 대해 해석적 모델을 개발하였고, 이를 통하여 냉장사이클을 구성하였다. 상용탑차용 냉장시스템의 성능을 해석하기 위해 냉장조건을 기준으로 시뮬레이션을 진행하였으며, 냉장시스템 운전시 발생하는 서리의 영향을 고려하여 시스템의 성능변화량을 고찰하였다. 이를 위해 Non-frost 조건과 Frost 조건에서 운전조건 변화에 따른 성능해석을 진행하였다. 본 연구는 이전의 R404A 작동냉매를 사용하는 냉동탑차의 냉동시스템을 기초로 EES(engineering equation solver)프로그램을 이용해 자연냉매인 이산화탄소냉매(R744)를 적용하였다.

Fig. 4.1은 기존 R404A 냉매를 사용하는 상용탑차용 냉동사이클의 개략도를 보여주고 있다. 전체 시스템의 구성은 사판식 압축기, 핀-관 열교환기 형태의 응축기

(가스쿨러)와 증발기, 팽창장치(EEV)로 구성되어 있다. 시스템의 모델링을 위해 열교환기에 해당하는 응축기와 증발기는 실제 상용탑차용 열교환기의 크기와 동일한 크기로 모델링 하였으며, 압축기와 팽창장치는 고압에서 작동하는 이산화탄소 사이클의 특성을 고려하여 기존의 실험을 통해 얻어진 왕복동식 압축기, 전자팽창밸브(EEV)의 해석모델을 개발하여 사용하였다.

Fig. 4.2는 본 연구에서 설계한 냉동탑차의 냉장사이클의 성능해석을 위한 순서도를 보여주고 있다. 시스템의 질량유량은 압축기와 EEV를 통과하는 질량균형(mass balance)에 의해 결정된다. 시스템의 해석 방법으로 압축기의 초기 입구조건을 가정한 후 압축기에서 토출된 고온, 고압의 냉매가 응축기 입구로 들어가 열교환이 이루어진 저온 고압의 냉매가 팽창장치를 통해 저온 저압의 냉매로 토출된다. 이때 압축기와 팽창장치의 질량유량을 비교하여 시스템의 질량유량이 결정되며, 질량유량이 매칭되지 않았을 경우 압축기 토출압력을 변경시켜 질량유량이 매칭 될 때까지 반복된다. 질량유량이 매칭되었을 경우 저온, 저압의 냉매는 증발기 입구로 들어가 열교환하게 되며 열교환후의 냉매의 조건을 초기 가정한 압축기 입구조건과 비교하여 성능변화가 없을 때 전체시스템이 수렴하도록 설계하였다.

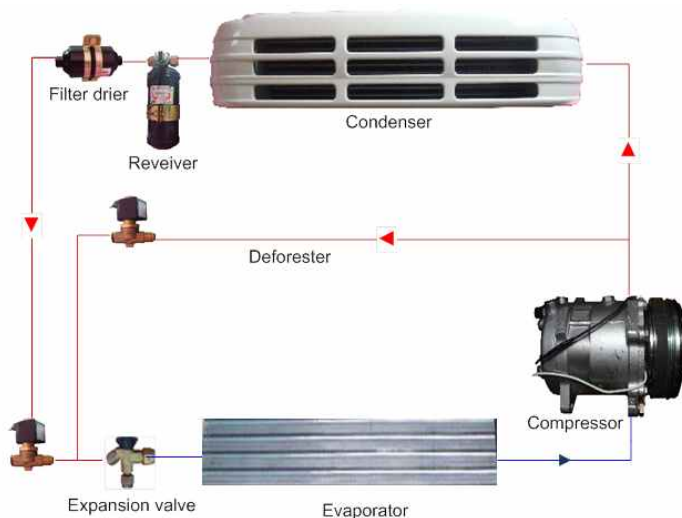


Fig. 4.1 Refrigerator system of refrigerator truck.

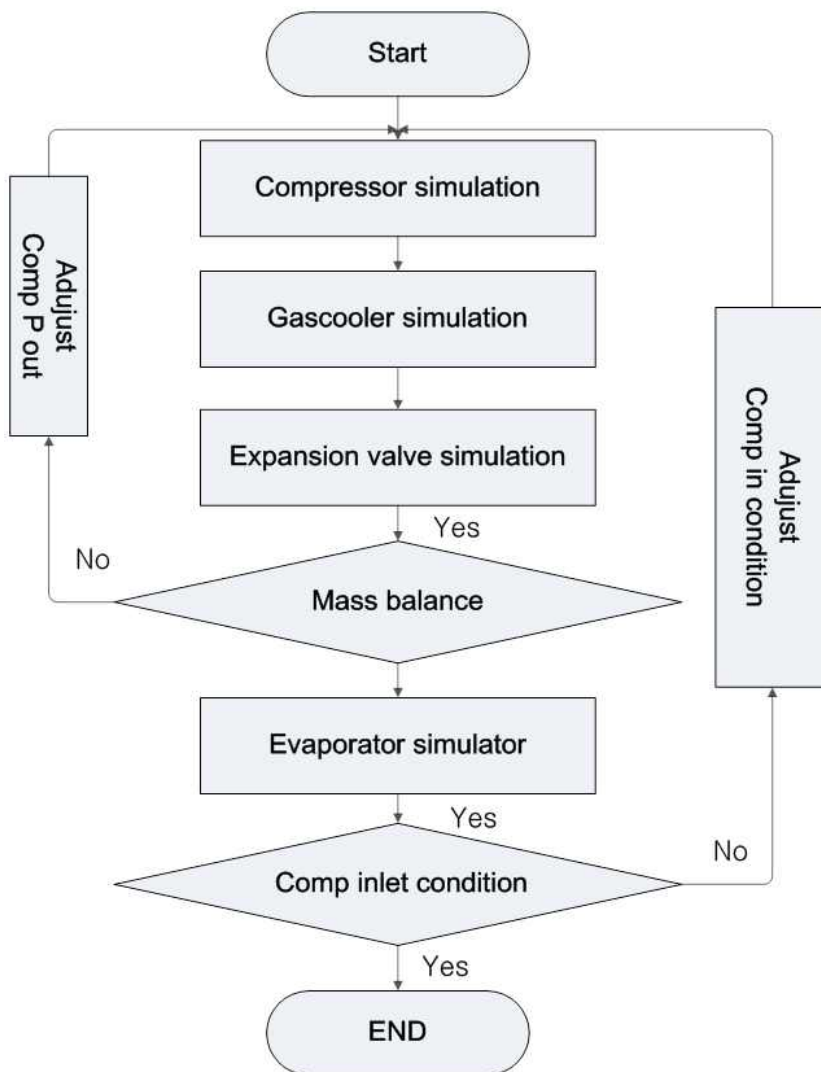


Fig. 4.2 Flow chart for the simulation

제 1 절 압축기 모델링

기존시스템에서 차량용 냉동시스템에 사용된 사판식 압축기는 내구성이 비교적 우수하여 자동차 공조시스템 압축기로써 가장 널리 사용되고 있다. 하지만 이산화탄소 냉매를 적용한 시스템의 경우 초임계 사이클에서 작동하기 때문에 기존압축기를 적용 불가능하다. 따라서 새로운 압축기에 대한 해석적 모델이 필요하다. R744의 경우 열용량이 크기 때문에 기존시스템과 유사한 냉방용량을 얻기 위해 압축기의 체적을 다시 설계해야하며 Idle 실험조건 상태에서 2.3 kW의 냉방용량을 가지는 압축기 체적을 결정한 후 성능해석을 수행하였다. 이산화탄소 압축기 모델링을 위해 Sanchez et al.(2010)의 압축기 상관식을 사용하였으며 압축기의 질량유량 및 소비동력은 식(4-1)~(4-3)과 같다.

$$\dot{m} = V_{comp} N \frac{\eta_v}{V_s} \quad (4-1)$$

$$W_{comp} = \frac{\dot{m} \times (h_{Dis,iscn} - h_{Suc})}{\eta_c} + \dot{Q}_{mot} \quad (4-2)$$

$$\dot{Q}_{mot} = \dot{m} \times (h_{Suc} - h_{Mot}) \quad (4-3)$$

또한 압축기 해석을 위해 필요한 압축기 체적효율(η_v), 압축효율(η_c), 그리고 압축기 출구온도(T_{Dis})는 아래 식(4-4)~(4-7)을 이용하여 구하였으며 각각의 상수값은 Table 4.1에 나타내었다.

$$\eta_v = a_0 + a_1 P_{Mot} + a_2 P_{Dis} + a_3 v_{Suc} + a_4 N \quad (4-4)$$

$$SH_{SC} = T_{Suc} - T_{Mot} = a_0 + a_1 P_{Mot} + a_2 P_{Mot}^2 + a_3 P_{Dis} + a_4 P_{Dis}^2 + a_5 T_{Mot} + a_6 N \quad (4-5)$$

$$\eta_c = a_0 + a_1 P_{Dis} + a_2 SH_{SC} + a_3 T_{Mot} + a_4 N \quad (4-6)$$

$$T_{Dis} = a_0 + a_1 P_{Mot} + a_2 P_{Dis} + a_3 SH_{SC} + a_4 T_{Mot} + a_5 N \quad (4-7)$$

Table 4.1 Design coefficients for compressor modeling

Coefficient	η_v	η_c	SH_{SC} (°C)	T_{Dis} (°C)
a₀	1.149768	0.781749	11.559877	68.391494
a₁	0.001028	-0.000956	0.003480	-2.453539
a₂	-0.003592	-0.003812	-0.010213	1.009196
a₃	-13.660815	0.003565	0.183598	1.311928
a₄	0.000059	0.000033	-0.000168	0.646575
a₅	-	-	-0.259202	0.002591
a₆	-	-	-0.004376	-

제 2 절 열교환기 모델링

열교환기의 관수, 핀간격, 핀두께 등 열교환기의 기본 사양은 기존 R404A 시스템과 동일하게 설계하였다. 또한 시뮬레이션 해석을 위하여 냉매의 분배 및 관의 배열을 되도록 간소화 하였다. Fig. 4.3의 (a)는 상용탑차용 냉동시스템의 열교환기 모델링을 수행하기 위해 개발된 실외기(gascooler)의 모습을 보여주고 있고 (b)는 증발기(evaporator)의 형태를 보여준다. 가스쿨러의 냉매의 유동은 냉매가 세 번째 열과 네 번째 열로 들어가 첫 번째 열과 두 번째 열로 토출되는 형식으로 2개의 관이 4개의 열로 이루어진 핀-관 열교환기를 사용하였다. 증발기는 가스쿨러와 같은 핀-관 열교환기를 사용하였으며 팽창장치에서 토출된 냉매가 6개의 관으로 분배되고 총 8열로 이루어진 열교환기 형태를 가지고 있다.

본 연구에서는 열교환기를 관순법(Tube-by-tube)으로 해석하기 위해서 주어진 여러 개의 단위 열교환기(행(row), 단(slap))로 구성되어 있는 것으로 생각한다. 단위 열교환기를 나눌 때 고려되어야 할 사항은 냉매측의 경우 2상영역과 단상영역에 대한 해석이고, 공기측의 경우 증발기에서 착상이 일어나는 부분과 가스쿨러에서 착상이 일어나지 않는 부분에 대한 해석을 고려하였다. 냉매측의 열전달율을 계산하기 위해 냉매의 유량과 정압비열 및 미소체적의 입출구의 냉매 온도를 이용한 식(4-8)을 이용해 계산하였다.

$$Q = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (4-8)$$

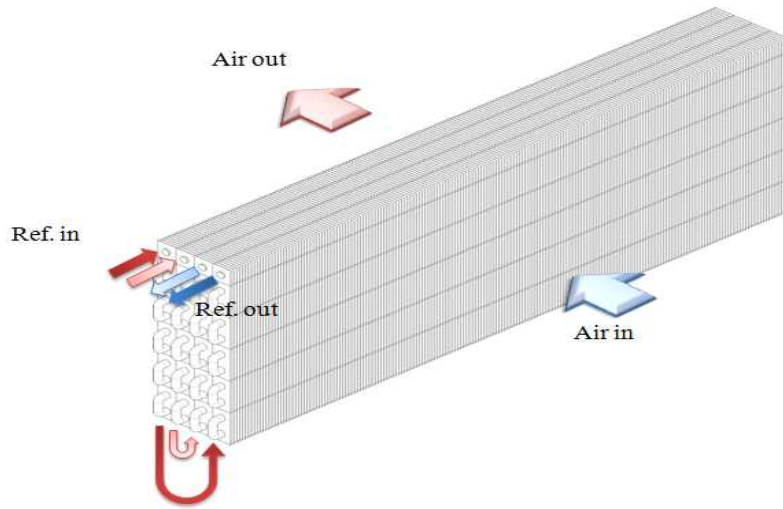
Table 4.2은 열교환기 모델에 사용한 가스쿨러와 증발기의 설계 사양을 보여주고 있고 열교환기 해석을 위해 사용된 공기와 냉매의 상관식들을 Table 4.3에 나타내었다.

Table 4.2 Specification of heat exchanger

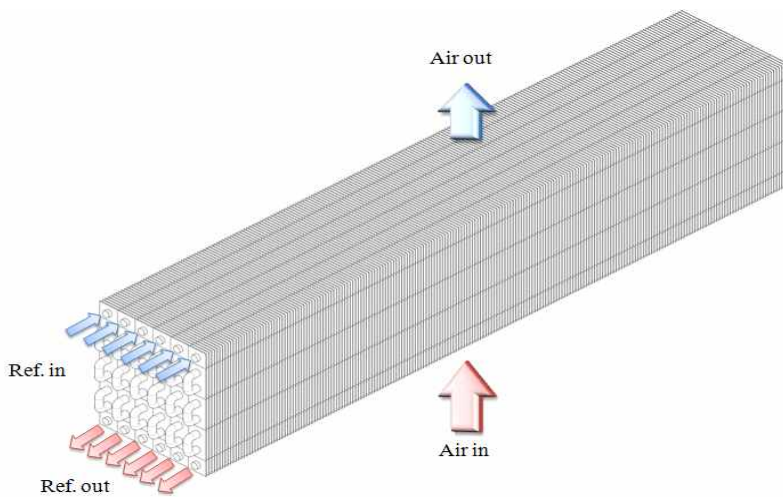
Specification	Condenser	Evaporator
Fin interval[mm]	2.1	4.56
Fin height[mm]	25.78	22.64
Fin width[mm]	24.83	26.13
D[mm]	9.5	9.5
D_t[mm]	0.5	0.5
Size [mm]	760.2(L)×283.5(H)×99.3(W)	864.6(L)×135.81(H)×209(W)

Table 4.3 Properties correlation

Heat exchanger	Refrigerant heat transfer coefficient	Refrigerant pressure drop	Air j-factor
Gascooler	Gnielinski	Churchill	Wang
Evaporator	Yoon et al.	Yoon et al.	



(a) Gascooler



(b) Evaporator

Fig. 4.3 Schematic of heat exchanger for modeling.

1. 냉매측 열전달 상관식

열교환기의 열전달상관식을 계산하기 위해 이산화탄소는 중력에 의한 관상부의 부분적인 액막 파괴가 저건도 부분에서 일어날 수 있다. 이 액막이 파괴되는 지점의 건도를 Kefer et al.(1989)의 임계건도로 정의하였다. 액막이 파괴된 이후에는 기체가 관 내벽면에 직접 닿아 열전달 특성이 현저하게 떨어지게 된다. 이러한 특성을 고려하기 위해 증발기의 해석에 사용된 이상상태의 냉매측 열교환계수는 이산화탄소 냉매의 임계건도식(4-9)을 이용하여 임계건도 이전에 이후로 나누어 열전달 상관식을 개별적으로 적용하였다.

$$x_{cr,t} = 0.0012 Re_{lo}^{2.79} (1000 Bo)^{0.06} Bd^{-4.76} \quad (4-9)$$

임계건도 이전의 열전달 상관식은 Liu and Winterton(1991)의 상관식을 모델을 기초로 하고 임계건도 이후의 열전달 상관식은 Kattan et al.(1998)의 상관식을 모델로 기초로 한 Yoon et al.(2004)에 의해 개발된 상관식을 사용하였다. 본 연구에서 $x < x_{cr,t}$ 의 영역에서 사용될 냉매의 열전달상관식을 식(4-10)에 나타내었다.

$$h_{tp} = [(S \cdot h_{nb})^2 + (E \cdot h_l)^2]^{1/2} \quad (4-10)$$

$$h_{nb} = 55 P^{*0.12} (-\log P^*)^{-0.55} M^{-0.56} q^{0.67} \quad (4-11)$$

$$h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_i} \quad (4-12)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.62 \times 10^{-6} E^{0.69} Re_l^{1.11}} \quad (4-13)$$

$$E = \left[1 + 9.36 \times 10^3 \text{Pr}_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0.11} \quad (4-14)$$

$x \geq x_{cr,t}$ 의 영역에서 사용된 상관식은 다음과 같다.

$$h_{tp} = \frac{\theta_{dry} h_g + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi} \quad (4-15)$$

$$\frac{\theta_{dry}}{2\pi} = 36.23 Re^{3.47} Bo^{4.84} Bd^{-0.27} \left(\frac{1}{X} \right)^{2.6} \quad (4-16)$$

$$h_g = 0.023 Re_g^{0.8} \text{Pr}_g^{0.4} \frac{k_g}{D_i} E = 1 + 3000 Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41} \quad (4-17)$$

이상유동계수($\Phi_{f,lo}^2$)는 Yoon et al.(2004)이 개발한 압력강하 상관식을 이용하여 계산하였으며 이는 식(4-18)과 같다.

$$\Phi_{f,lo}^2 = 1 + 4.2(\Gamma^2 - 1) \times \left[\frac{B}{We_D} x^{0.875} (1-x)^{0.875} + x^{1.75} \right] \quad (4-18)$$

특히, Yoon et al.(2004)은 이산화탄소의 물성치 특성을 고려하기 위하여 관성력과 표면장력의 비로 정의되는 Weber number를 상관식에 다음과 같이 포함시켰다.

$$We_D = \frac{\rho_l v^2 D_i}{\sigma} \quad (4-19)$$

상관식에 사용된 계수 B는 Table 15에 나타내었으며 물성계수 Γ^2 은 다음 식과 같이 정의된다.

$$\Gamma^2 = \frac{(dP/dz)_{f,go}}{(dP/dz)_{f,lo}} = \frac{f_{go}v_g}{f_{lo}v_l} \quad (4-20)$$

Table 4.4 Coefficient B

Γ	G	B
$\Gamma \leq 9.5$	$G \leq 500$	4.8
	$500 < G < 1900$	$2400/G$
	$G \geq 1900$	$55/G^{0.5}$
$9.5 < \Gamma < 28$	$G \leq 600$	$520/\Gamma G^{0.5}$
	$G > 600$	$21/\Gamma$
$\Gamma \geq 28$	-	$15000/\Gamma^2 G^{0.5}$

2. 공기층 열전달 상관식

공기층에서 냉매와 열전달을 계산하기 위해 각 미소체적에 대하여 공기층의 열전달 계수는 식(4-21)을 사용하였다. 냉매와 열교환하는 Slit fin 적용 열교환기의 시뮬레이션은 Wang et al.(2001)이 제안한 Slit fin 열교환기의 공기층 j-factor와 f-factor는 식(4-23)과 식(4-24)와 같이 표현된다.

$$h = j \frac{C_p G_{\max}}{Pr^{2/3}} \quad (4-21)$$

$$G_{\max} = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{\min}} \quad (4-22)$$

Coburn *j*-factor :

$$j = \begin{cases} 0.9047 Re_{D_c}^{j_1} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{j_2} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{j_3} \left(\frac{S_s}{S_h}\right)^{-0.0305} N^{0.0782} \\ \text{for } N > 2 \text{ and } Re_{D_c} < 700, \\ 1.0691 Re_{D_c}^{j_4} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{j_5} \left(\frac{S_s}{S_h}\right)^{j_6} N^{j_7} \\ \text{for } N = 1, 2 \text{ or } N > 2 \text{ and } Re_{D_c} > 700, \end{cases} \quad (4-23)$$

$$j_1 = -0.2555 - \frac{0.0312}{(F_s/D_c)} - 0.0487N$$

$$j_2 = 0.9703 - 0.0455 \sqrt{Re_{D_c}} - 0.4986 \left(\ln \frac{P_t}{P_l}\right)^2$$

$$j_3 = 0.2405 - 0.003 Re + 5.5349 \left(\frac{F_s}{D_c}\right)$$

$$j4 = -0.535 + 0.017 \left(\frac{P_t}{P_l} \right) - 0.0107N$$

$$j5 = 0.04115 + 5.5756 \sqrt{\frac{N}{Re_{Dc}}} \ln \frac{N}{Re_{Dc}} + 24.2028 \sqrt{\frac{N}{Re_{Dc}}}$$

$$j6 = 0.2646 + 1.0491 \left(\frac{S_s}{S_h} \right) \ln \frac{S_s}{S_h} - 0.216 \left(\frac{S_s}{S_h} \right)^3$$

$$j7 = 0.3749 + 0.0046 \sqrt{Re_{Dc}} \ln Re_{Dc} - 0.0433 \sqrt{Re_{Dc}}$$

Fanning friction factor f :

$$f = 1.201 Re_{Dc}^{f1} \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{f2} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{f3} \left(\frac{S_s}{S_h} \right)^{f4} (N)^{f5} (S_n)^{f6} \quad (4-24)$$

$$f1 = -0.1401 + 0.2567 \ln \left(\frac{F_s}{D_c} \right) + 4.399e^{-S_n}$$

$$f2 = -0.383 + 0.7998 \ln \left(\frac{F_s}{D_c} \right) + \frac{5.1772}{S_n}$$

$$f3 = -1.7266 - 0.1102 \ln(Re_{Dc}) - 1.4501 \left(\frac{F_s}{D_c} \right)$$

$$f4 = 0.4034 - 0.199 \left(\frac{S_s/S_h}{\ln(S_s/S_h)} \right) + 0.4208 \left(\frac{\ln(S_s/S_h)}{(S_s/S_h)^2} \right)$$

$$f5 = -9.0566 + 0.6199 \ln Re_{Dc} + \frac{32.8057}{\ln Re_{Dc}} - \frac{0.2881}{\ln N} + \frac{0.9583}{N^{1.5}}$$

$$f6 = -1.4994 + 1.209 \left(\frac{P_t}{P_l} \right) + \frac{1.4601}{S_n}$$

또한 핀 효율(fin efficiency)과 표면 효율은 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h_{aw}}{k_f\delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{F_d}\right)}, \quad l = \frac{H}{2} - \delta_f \quad (4-25)$$

$$\eta_{ow} = 1 - \frac{A_f}{A_{ow}}(1 - \eta_f) \quad (4-26)$$

또한 시스템의 열저항은 관내부와 관 관외부의 열저항으로 나뉘며 서리층을 제외한 전체 열저항을 나타내는 식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{\eta_{s,a} h_a A_a} \quad (4-27)$$

3. 서리층 해석

탑차가 냉장운행 중 증발기 입구로 들어가는 냉매의 온도저하로 열교환기 표면의 온도가 물의 어는점인 0°C 이하로 떨어지게 된다. 증발기를 통과하는 습공기는 어는점 이하의 표면온도를 지나면서 서리가 생성되게 되며 이는 증발기를 유동하는 공기층 면적의 감소시키고 공기층의 레이놀즈수를 증가시키며 서리층 두께가 성장함에 따라 열저항 증가로 냉매와 공기의 열교환량을 저하시키는 원인이 된다. 이러한 서리층의 성장이 시스템의 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 열저항과 열전달 계수에 서리 성장의 영향을 해석에 반영하였다.

본 연구에서 서리층의 열전달계수는 Sanders(1974)가 제안한 식(4-28)을 사용하여 사용하였고 서리의 밀도는 Hayashi et al.(1997)가 제안한 식(4-29)을 사용하여 계산하였다.

$$k_f = 1.202 \times 10^{-3} \rho_f^{0.963} \quad (4-28)$$

$$\rho_f = 650 \exp^{0.227 T_f} \quad (4-29)$$

서리성장과 함께 공기층의 압력강하가 생기게 된다. 서리조건에서 공기층의 압력강하는 Aoki et al.(1990)에 의해 제안된 식(4-30)을 사용하여 계산하였다.

$$\Delta P_a = \frac{f}{2} \rho_a V_{\max}^2 \frac{4S_{p,1}}{de} \quad (4-30)$$

$$f = 58.7 Re_{de}^{-0.44} de^{0.83}$$

$$Re_{de} = \frac{\rho_a V_{\max} de}{\mu}$$

$$de = \frac{4A_{\min} S_{p,1}}{A_T}$$

서리의 열저항을 고려한 총합 열전달 계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_r A_r} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_{air} A_{air}} + \frac{\ln((d_o + 2t)/d_o)}{2\pi kl} \quad (4-31)$$

$$+ \frac{x_{frost}}{\eta_s k_{frost} A_{ft}} + \frac{1}{\eta_s h_a A_{ft}}$$

서리층의 열전달을 시뮬레이션 모델링을 이용해 해석하기란 매우 어렵기 때문에 서리층의 열전달을 해석하기 위해 다음과 같은 몇 가지 가정을 하여 해석을 진행하였다.

- (a) 열교환기의 서리층은 균일하게 형성된다.
- (b) 공기는 냉매와 수직방향으로 유동한다.
- (c) 열교환기의 표면온도는 이슬점 이하의 온도이다.
- (d) 서리층의 열전도는 서리밀도의 함수로 표현된다.
- (e) 서리층 형성과정은 정상상태로 가정한다.

제 3 절 팽창장치 모델링

전자팽창밸브는 크게 오리피스(orifice), 니들(needle), 구동 스텝핑모터(steping motor) 3가지로 구성되어 있다. R744의 경우 냉매의 질량유량을 고려하여 오리피스 직경은 0.8 mm를 가지는 팽창장치로 모델링 하였다. EEV를 통과하는 냉매의 질량유량은 6개의 물리적 변수와 4개의 기하학적인 변수로 표현되며 Buckingham π 정리를 바탕으로 제시된 Hwang and Kim(2007)에 의해 제안된 식(4-32)을 이용해 계산하였으며 이에 사용된 상수 값들은 Table 4.5에 나타내었다.

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_{t.m} \sqrt{\rho \Delta p}} \right) = c_1 \left(\frac{L}{D_m} \right)^{C_2} \left(\frac{D_m}{D_o} \right)^{C_3} \left(\frac{p_{in}}{p_c} \right)^{C_4} \left(\frac{T_{in}}{T_c} \right)^{C_5} \quad (4-32)$$

Table 4.5 Constants in EEV correlation

Constant	Value
C ₁	1.17 × 10 ⁰
C ₂	-3.99 × 10 ⁻²
C ₃	-7.27 × 10 ⁻²
C ₄	3.86 × 10 ⁻¹
C ₅	-4.55 × 10 ⁰

제 4 절 해석 조건

냉동탑차 냉장사이클의 성능특성을 파악하기 위해 공회전 상태인 1000 RPM에서 냉장 실험조건(ISO-Freezer and fresh food test conditions)을 기본조건으로 하여 해석을 수행하였다. 운전조건 변화에 따른 성능해석을 위하여 탑차의 엔진 RPM, 실내측과 실외측 공기온도, 가스쿨러로 유입되는 공기속도를 변화시켜 시뮬레이션을 수행하였다. 서리층 두께변화에 대한 시스템의 성능을 고찰하기 위해 서리층의 두께를 0 mm에서 2 mm까지 늘려가면서 시스템의 성능변화를 파악해 시스템의 COP가 5%씩 저하되는 서리의 두께를 결정하였으며, 각각의 서리의 두께에서 운전조건 변화에 대한 성능해석을 진행하였다. 상용탑차용 냉장시스템의 성능 해석을 위해 설정된 운전조건을 Table 4.6에 나타내었다.

Table 4.6 Simulation conditions

Test condition	Parameters
Compressor speed (rpm)	1000*, 1500, 2000, 2500, 3000
Storage temperature (°C)	1, 3, 5*, 7, 9
Outdoor temperature (°C)	25*, 27.5, 30, 32.5, 35
Front air velocity (m/s)	1, 2*, 3, 4, 5, 6
Frost thickness(mm)	0, 0.3, 0.6, 1.0, 1.5, 1.7, 1.9

*Basic condition

제 5 장 사이클 성능해석 결과 및 고찰

제 1 절 Non-frost 조건에서의 사이클 성능 고찰

냉동탑차 냉장사이클의 성능해석을 위해 자연냉매 중의 하나인 이산화탄소냉매 (R744)를 적용한 사이클을 구성하는 각각의 구성요소들을 모델링하고 전체 시스템에 대한 성능해석을 수행하였다. 시스템은 용량은 Non-Frost 상태의 냉장실험 조건에서 2.3 kW의 냉방용량을 가지는 CO₂ 압축기의 체적을 결정해 시스템의 용량을 결정하였다. 먼저 Non-frost 조건에서 시스템의 성능특성을 고찰하기 위해 실내 온도, 실외온도, 가스쿨러 입구 공기속도, 압축기 회전수 변화에 대한 성능변화를 고찰하였다.

Fig. 5.1은 실내측 온도변화에 대한 시스템의 성능 변수들의 변화를 보여주고 있다. 실내측 온도가 1°C에서 9°C까지 변화할 때 시스템의 냉방성능은 냉방용량의 경우 2.28 kW에서 2.24 kW, 소비동력의 경우 1.19 kW에서 1.08 kW, COP의 경우 1.91에서 2.06으로 증가하였다. 고내온도가 증가함에 따라 증발기 입구로 유입되는 냉매의 비체적이 증가하여 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량이 조금씩 감소하고 이에 압축기 소비동력의 감소폭이 냉방용량의 감소폭보다 크게 감소하여 시스템의 COP는 증가하는 경향을 나타냈다. 하지만 고내온도 변화에 따른 냉방용량의 감소 정도는 매우 적은 것으로 나타났다.

Fig. 5.2는 외기온도 변화에 대한 시스템의 성능변수들의 변화를 보여주고 있다. 외기온도가 20°C에서 35°C까지 증가할 때 시스템의 성능변화는 냉방용량은 2.27 kW에서 1.95 kW, 소비동력은 1.12 kW에서 1.24 kW, COP는 2.02에서 1.56까지 저하되는 결과를 보였다. 외기온도의 증가는 가스쿨러에서의 열교환량을 감소시키고, 증발기에서 냉매의 엔탈피차를 감소시켜 결국 시스템의 냉방용량은 감소하게 된다.

또한 질량유량이 줄어드는 반면 압축기에서 압축비가 증가하기 때문에 소비동력은 점차 증가하는 경향성을 가지며 이에 외기온도 증가에 대한 시스템의 성능은 점차 줄어드는 결과를 보였다.

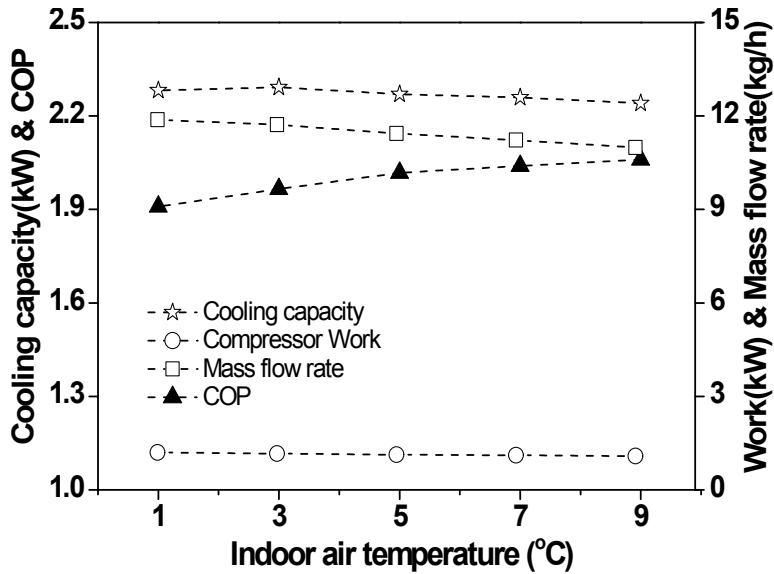


Fig. 5.1 Performance variation with indoor air temperature.

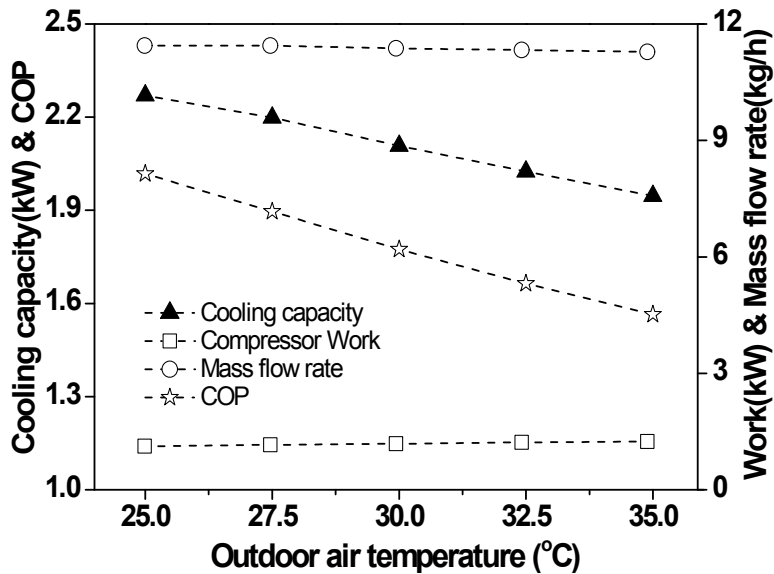


Fig. 5.2 Performance variation with outdoor air temperature.

Fig. 5.3은 가스쿨러로 유입되는 공기의 풍속변화에 대한 시스템의 성능변화를 보여주고 있다. 응축기 풍속이 1m/s에서 6 m/s로 증가할 때 응축기에서 열교환량의 증가로 시스템의 성능은 증가하게 되며 이에 냉방용량은 2.14 kW에서 2.27 kW까지 증가하고 소비동력 1.19 kW에서 1.12 kW까지 감소해 결국 시스템의 COP는 1.78에서 2.02까지 증가하게 된다. 본 연구에서 가스쿨러로 유입되는 공기속도가 2 m/s이상에서는 시스템의 성능이 일정해지는 경향을 보였고 이는 열교환기에서 냉매가 충분한 열교환이 이루어져 더 이상 성능이 증가하지 않기 때문이다.

Fig. 5.4는 압축기 회전수 변화에 대한 시스템의 성능변화를 보여주고 있다. 압축기 회전수가 1000 RPM에서 3000 RPM까지 변화할 때 시스템의 성능은 냉방용량 2.27 kW에서 4.24 kW, 소비동력 1.12 kW에서 3.61 kW까지 증가하지만 시스템의 COP는 2.01에서 1.17로 감소하였다. 압축기 회전수가 증가는 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량을 증가시켜 압축기 소비동력과 냉방용량이 동시에 증가하지만 냉방용량의 증가폭에 비해 압축기 소비동력의 증가폭이 커 시스템의 COP는 감소되는 결과를 보였다.

본 연구에서는 상용탑차용 냉동시스템에 이산화탄소 냉매의 적용성을 판단하기 위해 시스템을 모델링하고 냉장실험조건에서 Non-frost 상태에 대한 고내온도, 실외온도, 가스쿨러 입구 속도변화, 압축기 회전수 변화 등 운전조건 변화에 대한 성능해석을 수행해 시스템의 성능특성을 고찰하였다. 기존의 연구와 비교해보면 운전조건 변화에 대하여 기존 실험과 유사한 경향성을 보이는 것을 확인할 수 있었다.

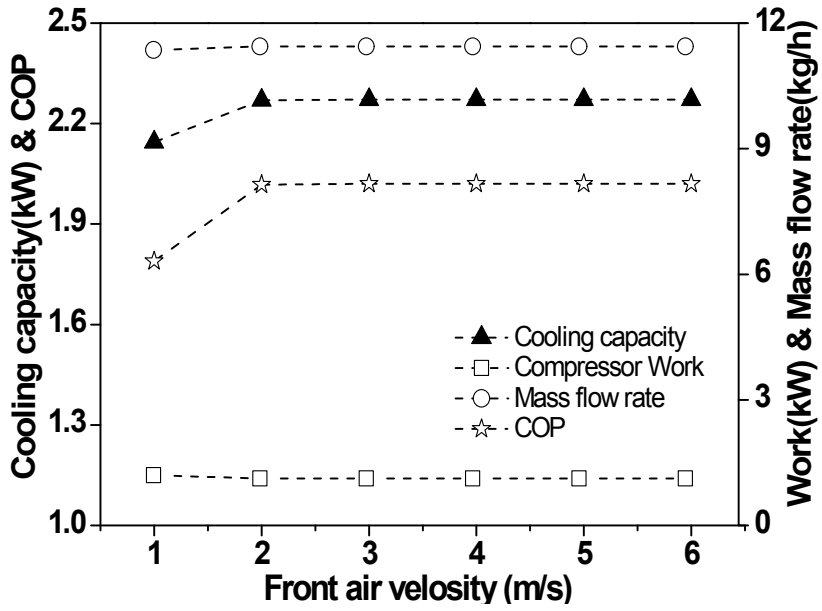


Fig. 5.3 Performance variation with front air velocity.

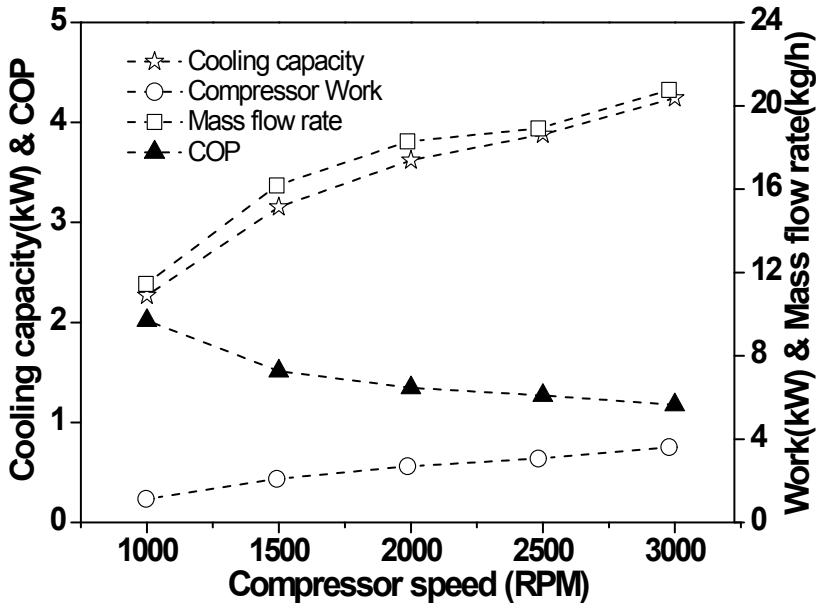


Fig. 5.4 Performance variation with compressor speed.

제 2 절 서리성장에 따른 시스템의 성능 고찰

본 연구에서는 냉장운전 중에 증발기에 생성되는 서리가 시스템의 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 증발기의 서리층 두께에 대한 시스템의 성능변화를 고찰하였고 먼저 기본조건에서 서리의 성장에 따른 성능고찰을 수행하였다.

Fig 5.5는 서리층 변화에 대한 시스템의 성능변화를 보여주고 있다. 서리층 두께가 0 mm에서 2 mm까지 증가할 때 시스템의 냉방용량은 2.30 kW에서 1.56 kW까지 감소하며, 소비동력은 1.12 kW에서 0.98 kW까지 감소하였다. 따라서 시스템의 COP는 2.01에서 1.58까지 감소되는 것으로 확인되었다. 서리의 성장은 열교환기에서 열교환을 방해하여 열전달량을 감소시키고 시스템의 성능을 감소시킨다.

운전조건 변화에 대한 시뮬레이션을 수행하기 위해 시스템의 냉방용량이 5%씩 저하되는 지점의 서리층 두께에 해당하는 0.3(5%), 0.6(10%), 1.0(15%), 1.5(20%), 1.7(25%), 1.9(30%) mm에 대하여 운전조건 변화에 대한 성능해석을 수행하였다.

Fig. 5.6은 서리층 증가에 따라 증발기의 성능변화를 보여주고 있다. 서리층 두께가 증가할수록 공기측 유동면적이 감소되어 열교환기를 지나는 공기의 속도가 증가하게 되어 공기측의 레이놀즈수를 증가시킨다. 또한 서리층의 두께증가는 냉매와 공기의 열저항을 증가시켜 증발기에서 열교환량은 점차 감소하게 되어 서리층 두께 2.0 mm에서 33%까지 성능이 저하되는 결과를 보였다.

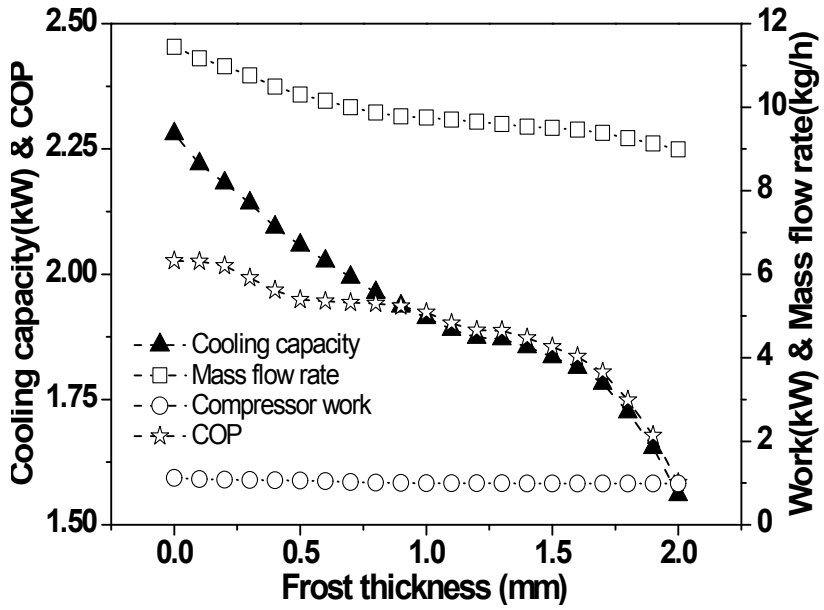


Fig. 5.5 Performance variation with frost thickness.

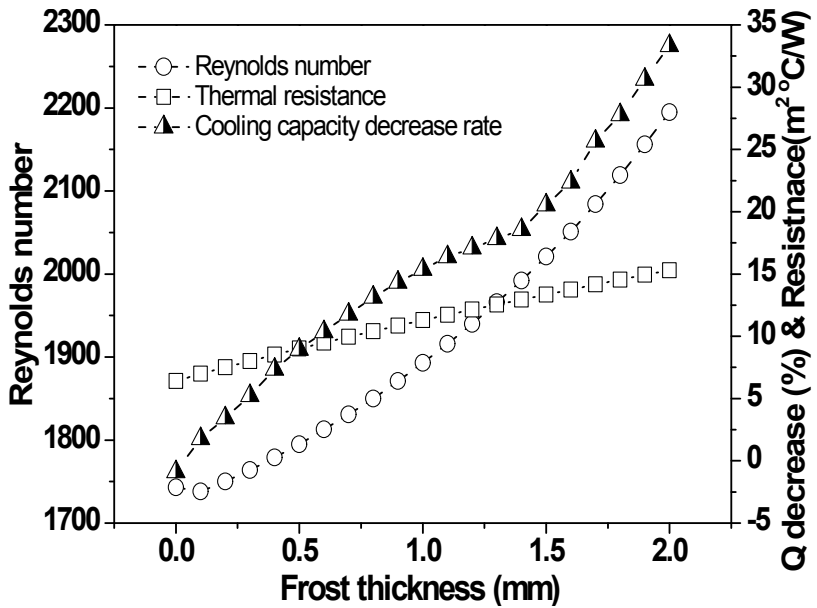


Fig. 5.6 Performance variation with frost thickness.

1. 고내온도 변화에 따른 성능 고찰(frost condition)

두께에 따른 시스템의 성능특성 고찰을 통해 시스템의 냉방용량이 5%씩 저하되는 서리두께에 대해 고내온도 변화에 대한 시스템의 성능해석을 수행하였다.

Fig. 5.7과 Fig. 5.8에 고내 온도가 시스템의 성능에 미치는 영향에 대하여 서리 두께별 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량 변화 및 압축기 소비동력 변화에 대하여 나타내었고, Fig. 5.9와 Fig. 5.10에 냉방용량과 시스템의 COP변화를 보여주고 있다. 고내 온도가 증가할 때 압축기로 유입되는 냉매의 비체적 증가와 압축비의 감소로 압축기의 소비동력과 토출되는 냉매의 질량유량이 감소한다. 반면 증발기에서 냉매와 공기와의 온도차 증가로 시스템의 냉방용량은 고내온도 증가에 따라 미미하게 감소하는 경향을 보였다. 따라서 고내온도가 증가 할 때 시스템의 COP는 점차 증가하는 경향을 보였다. 서리층이 없는 경우와 시스템의 성능이 30% 저하되는 서리층의 두께인 1.9 mm에서 시스템의 성능은 냉방용량이 Non-frost 조건에서 2.28 kW에서 2.24 kW, 서리층 두께가 1.9 mm일 때 1.73 kW에서 1.72 kW까지 감소하였다. 반면 소비동력은 Non-frost 조건에서 1.19 kW에서 1.08 kW, 서리층 두께가 1.9 mm일 때 0.98 kW에서 0.91 kW까지 감소하는 것으로 나타났다. 시스템의 COP는 Non-frost 조건에서 1.91에서 2.06, 서리층 두께가 1.9 mm일 때 1.74에서 1.88까지 증가하였다. 고내온도가 1°C에서 9°C까지 증가할 때 냉방용량의 변화는 미미한 반면 압축기 소비동력 변화가 커 시스템의 COP는 증가하는 경향을 보였고 두께변화에 대해 전체적인 성능은 유사한 경향을 나타냈다.

고내온도가 변화할 때 서리층 두께별 시스템의 성능특성 변화는 서리층 두께의 증가로 증발기에서 열교환량이 감소해 압축기 입구의 비체적이 감소하고 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량은 두께가 증가함에 따라 점차 감소되는 것으로 나타났다. 또한 증발기의 냉방용량은 감소하는 경향을 보였으며 압축기의 성능변화량 또한 냉방용량과 함께 일정하게 줄어 서리층 두께가 증가할 때 시스템의 COP는 점차

낮아지는 결과를 보였다. 하지만 성능의 감소정도는 점점 줄어드는 것으로 나타났다.

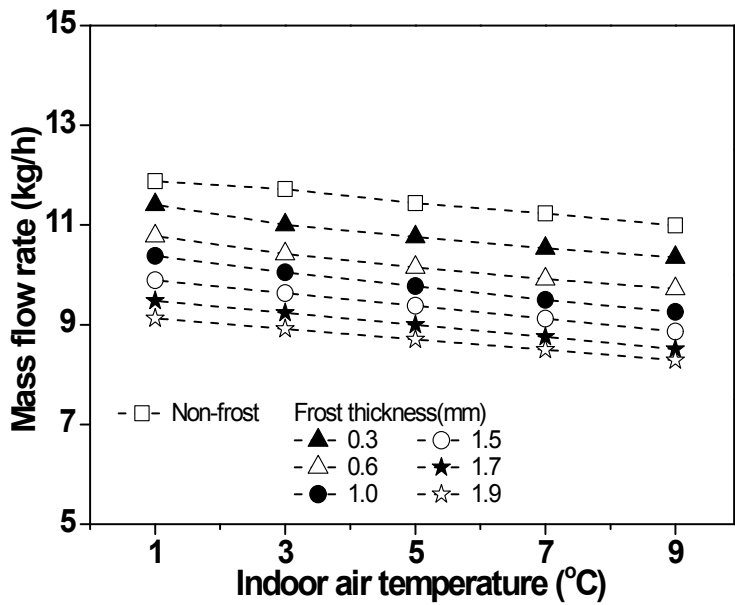


Fig. 5.7 Variation of mass flow rate with indoor air temperature.

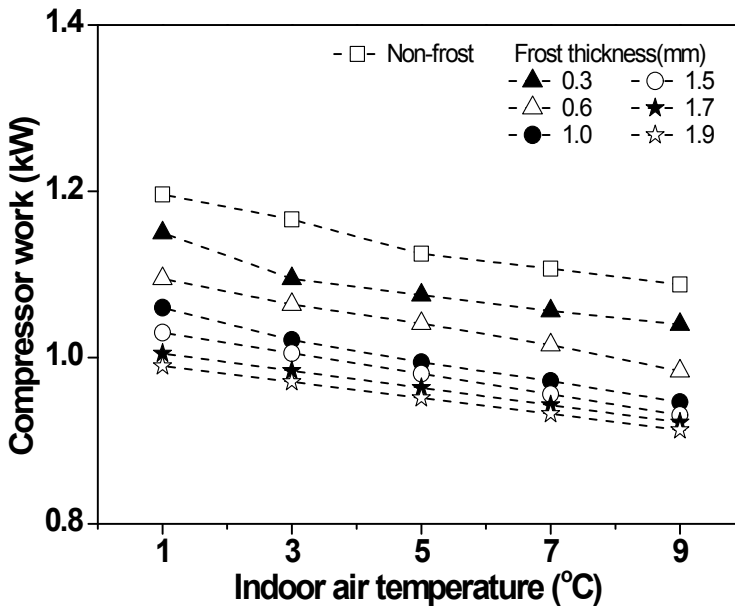


Fig. 5.8 Variation of compressor work with indoor air temperature.

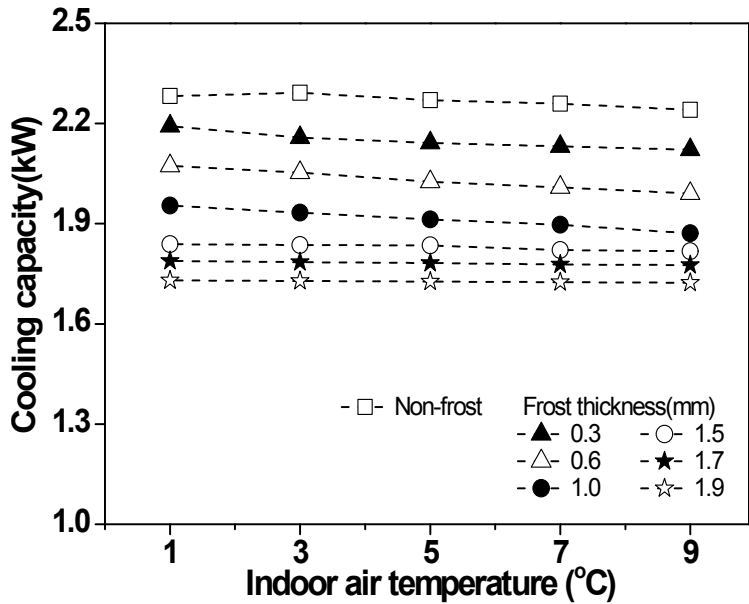


Fig. 5.9 Variation of cooling capacity with indoor air temperature.

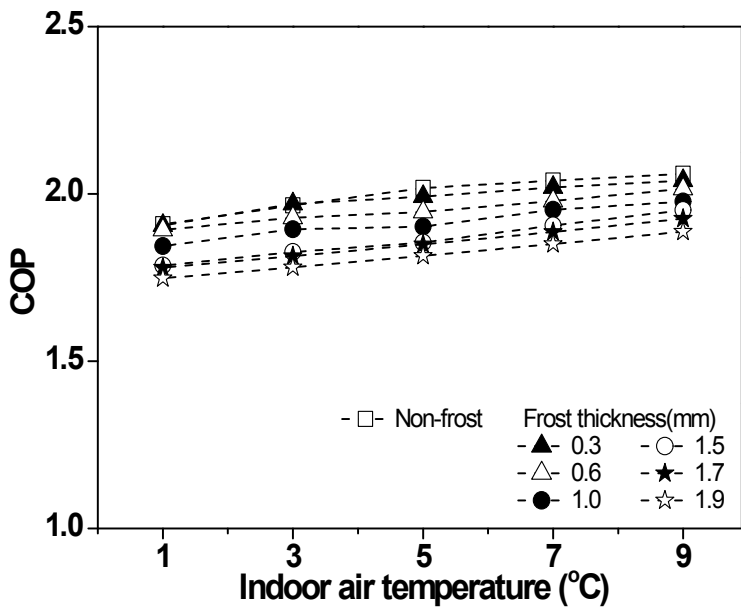


Fig. 5.10 Variation of COP with indoor air temperature.

2. 실외온도변화에 따른 성능 고찰(frost condition)

시스템의 냉방용량이 Non-frost 조건의 냉방용량보다 5%씩 저하되는 서리두께에 대해 실외온도 변화에 대한 시스템의 성능특성을 알아보기 위해 실외온도를 25°C에서 35°C까지 변화시키면서 성능해석을 진행하였다.

Fig. 5.11과 Fig. 5.12는 실외온도가 시스템의 성능에 미치는 영향에 대하여 서리 두께별 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량과 압축기 소비동력 변화를 나타내었고, Fig. 5.13과 Fig. 5.14는 냉방용량 변화와 시스템의 COP 변화를 보여주고 있다. 실외온도가 증가할 때 서리층이 없는 경우와 시스템의 성능이 30% 저하되는 서리층의 두께인 1.9 mm에서 시스템의 성능을 비교해보면 냉방용량은 2.27 kW에서 1.94 kW, 1.65 kW에서 1.31 kW까지 감소하였고, 소비동력은 1.12 kW에서 1.24 kW, 0.98 kW에서 1.02 kW까지 증가하는 것으로 나타났다. 이에 시스템의 COP는 각각 2.01에서 1.56으로, 1.67에서 1.28까지 감소하였다. 실외온도 증가로 가스쿨러에서 냉매와 공기와의 온도차가 감소되어 가스쿨러의 열교환량이 줄어들고 가스쿨러 출구에서 냉매의 온도와 엔탈피를 증가시킨다. 이는 결국 증발기 입구의 건도를 감소로 이어져 냉방용량 저하로 나타난다. 실외온도가 상승하면 압축기에서 높은 압축비로 인해 흐르는 냉매의 양은 줄어들고 소비동력이 증가해 시스템의 성능은 점차 감소하게 된다.

실외온도 변화 실험에 대한 서리층 두께별 시스템의 성능특성변화는 서리층 두께가 증가할수록 시스템의 질량유량은 감소되어 시스템의 냉방용량과 압축기 소비동력은 서리층 증가에 대해 점차 감소되는 경향을 나타냈다. 하지만 그 감소정도는 줄어드는 경향을 보인다. 외기온도 변화에 따른 두께별 성능 저하율은 Non-frost 상태의 서리층 두께 0 mm에서 22.4%의 성능저하를 보였으며, 성능이 10% 저하되는 서리층 두께 0.6 mm에서 21.6%, 성능이 20% 저하되는 서리두께 1.5 mm에서 23%, 성능의 30%가 저하되는 지점인 서리층 두께가 1.9 mm에서 23.5%의 성능감

소율을 보여 외기온도 증가에 따른 시스템의 성능은 모든 서리층에서 20% 이상 감소하는 것으로 나타났다.

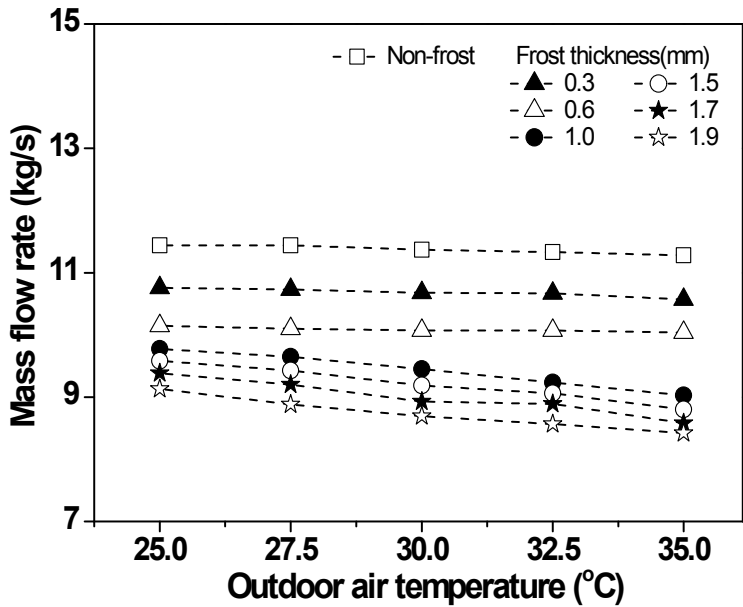


Fig. 5.11 Variation of mass flow rate with outdoor air temperature.

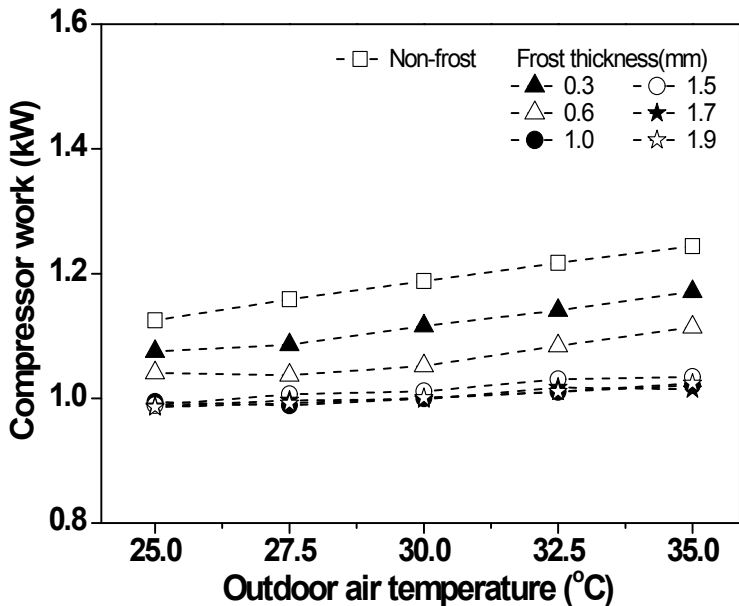


Fig. 5.12 Variation of compressor work with outdoor air temperature.

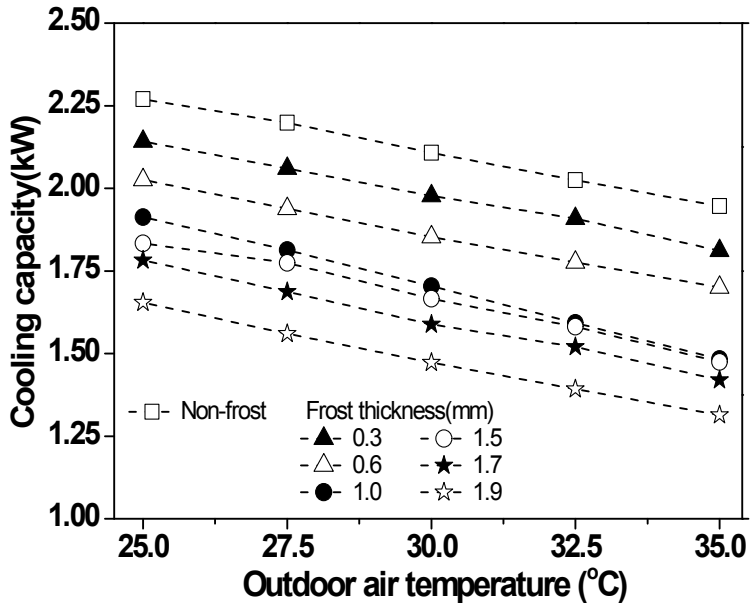


Fig. 5.13 Variation of cooling capacity with outdoor air temperature.

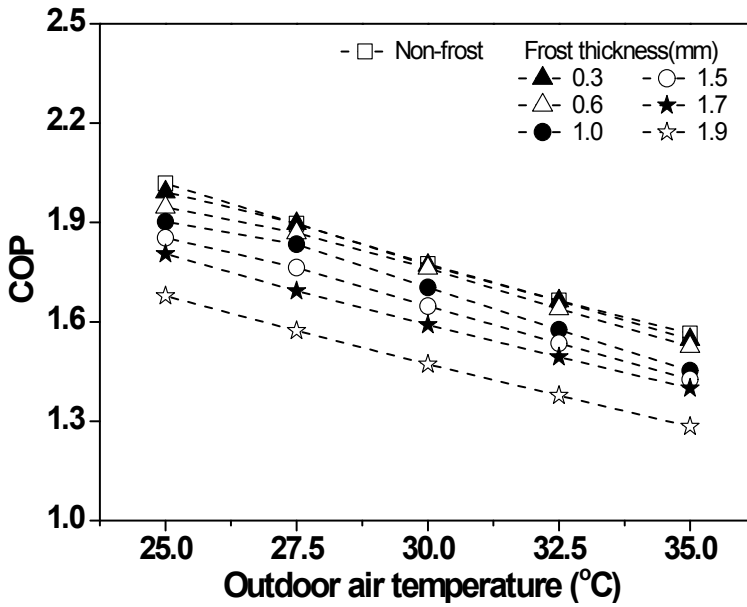


Fig. 5.14 Variation of COP with outdoor air temperature.

3. 가스쿨러 입구 풍속변화에 따른 성능 고찰(frost condition)

차량의 주행속도 변화에 따라 가스쿨러 입구의 속도는 급격하게 변화되고 그 결과로 시스템의 성능이 변화하게 된다. 가스쿨러 입구의 풍속변화에 대한 서리성장 조건에서의 성능특성 변화를 고찰하기 위해 시스템의 냉방용량이 5%씩 저하되는 서리두께에 대해 가스쿨러 입구로 들어오는 공기풍속을 1 m/s에서 6 m/s로 변화시켜가면서 성능해석을 진행하였다.

Fig. 5.15와 Fig. 5.16은 가스쿨러로 유입되는 공기속도 변화에 대한 서리두께별 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량과 압축기 소비동력 변화를 나타내고 있으며, Fig. 5.17과 Fig. 5.18은 가스쿨러 입구 풍속변화에 대한 시스템의 냉방용량과 시스템 COP의 변화를 보여주고 있다. 가스쿨러로 유입되는 공기속도가 1 m/s에서 6 m/s로 증가할 때 서리층이 없는 경우(0 mm)와 시스템의 성능이 30% 저하되는 서리층의 두께(1.9 mm)에서 시스템의 성능을 고찰해보면 냉방용량은 각각 2.14 kW에서 2.27 kW, 1.56 kW에서 1.65 kW까지 증가하였고, 소비동력은 1.19 kW에서 1.12 kW, 0.99 kW에서 0.98 kW까지 감소하는 것으로 나타났다. 이에 시스템의 COP는 서리가 없는 조건과 서리의 두께가 1.9 mm인 조건에서 각각 1.78에서 2.02, 1.56에서 1.67까지 증가하는 것으로 나타났다. 전반적으로 가스쿨러로 유입되는 공기의 속도가 증가함에 따라 가스쿨러를 통과하는 공기의 유량이 증가해 냉매와 열교환이 증가된다. 이는 가스쿨러 출구의 온도 및 냉매의 엔탈피를 감소시키고 냉방용량을 증가시키는 요인으로 작용한다. 또한 가스쿨러에서 열교환량이 증가하여 더 낮은 온도로 증발기 입구로 냉매가 들어가 열교환하게 되며 증발기 출구의 온도와 압력이 낮아져 압축기의 압축비가 감소하며 이는 압축기 소비동력의 감소로 이어진다. 가스쿨러 풍속 변화에 따른 서리층 두께에 대한 시스템의 성능은 Non-frost 상태의 서리층 두께 0 mm에서 12.9%의 성능 향상을 보였으며, 성능이 10% 저하되는 서리층 두께(0.6 mm)에서 9.5%, 성능이 20% 저하되는 서리두께(1.5 mm)에서

9.9%, 성능의 30%가 저하되는 지점인 서리층 두께(1.9 mm)에서 6.9%의 성능향상을 보여 가스쿨러 풍속 증가에 따라 시스템의 성능은 증가하는 것을 확인하였고, 서리층 두께가 증가할수록 시스템의 성능 증가율은 점차 감소하는 것을 알수 있다. 이는 증발기의 서리층이 증가해 증발기에서 열교환량을 감소시키게 되며 증발기 입구의 냉매와 출구 냉매상태량의 변화폭이 감소하기 때문이다. 또한 풍속 2 m/s 이상에서 시스템의 성능은 안정화 되는 경향을 보였고 이는 시뮬레이션 상에서 가스쿨러로 들어오는 공기의 유동이 응축기의 전체 면적으로 고루 분포되어 공기풍속 2 m/s이상에서는 주어진 열교환기(gascooler)에서 충분한 열교환이 이루어져 열교환기 유용성이 더 이상 증가하지 않아 시스템의 성능이 일정해지는 결과를 나타냈다.

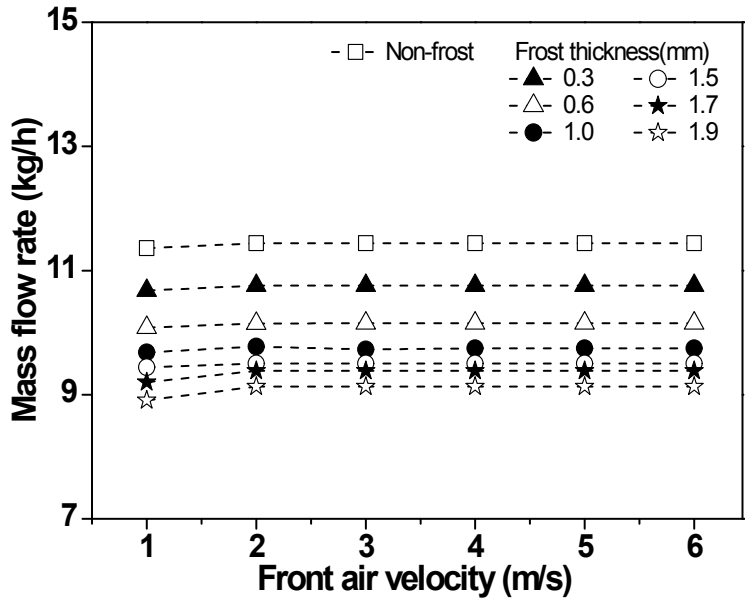


Fig. 5.15 Variation of mass flow rate with front air velocity.

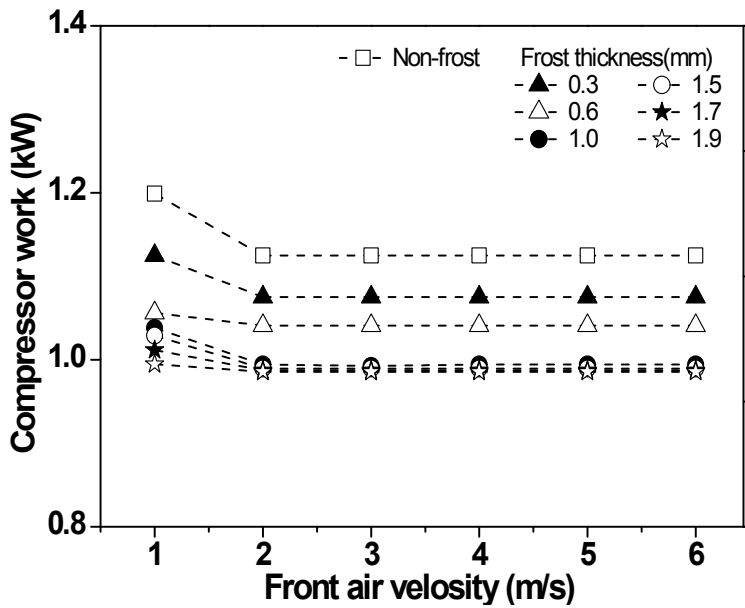


Fig. 5.16 Variation of compressor work with front air velocity.

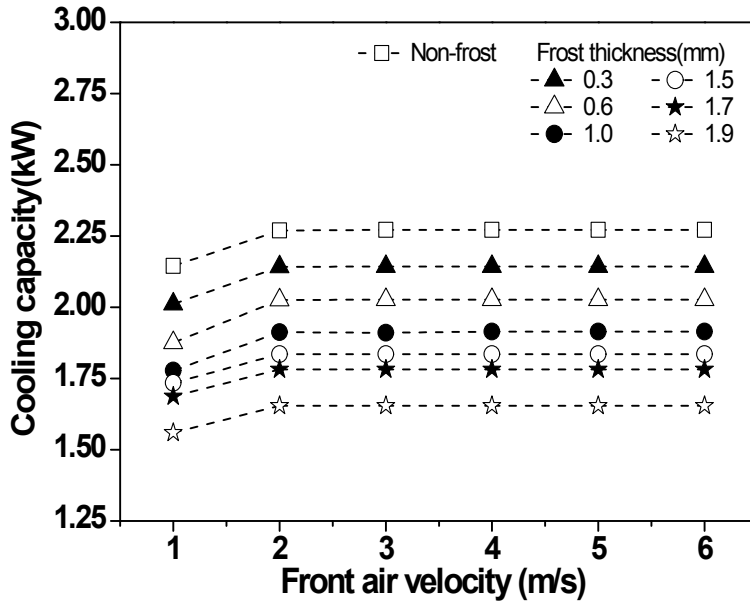


Fig. 5.17 Variation of cooling capacity with front air velocity.

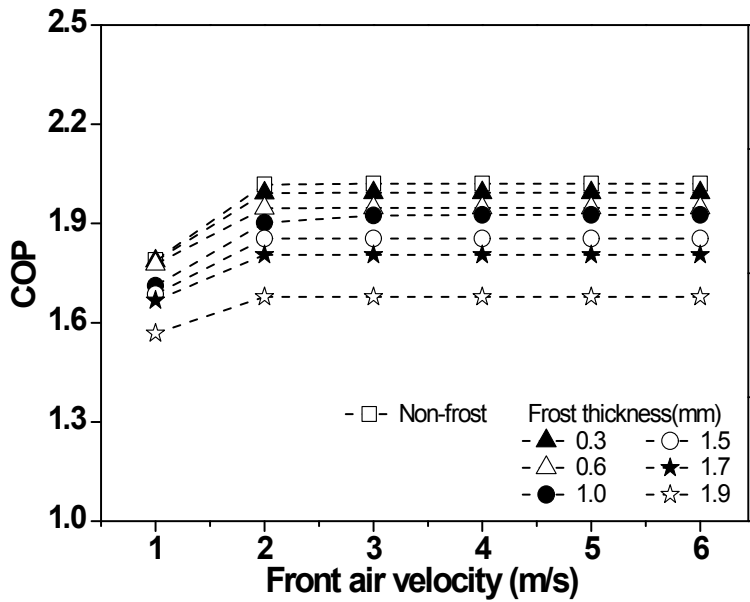


Fig. 5.18 Variation of COP with front air velocity.

4. 압축기 회전수변화에 대한 성능 고찰(frost condition)

차량의 기어 변속이나 주행속도에 따라 엔진의 회전수가 급격하게 변화하게 되어 차량의 크랭크축과 연결된 압축기는 급격한 엔진회전수 변화에 따라 회전수가 변화한다. 이러한 급격한 회전수 변화는 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량을 변화시켜 다른 시스템의 운전조건 변화에 비해 시스템의 성능특성 변화에 큰 영향을 미친다. 압축기 회전수 변화에 대한 Frost 조건에서의 성능특성 변화를 고찰하기 위해 시스템의 냉방용량이 5%씩 저하되는 서리두께에 대해 압축기의 회전수를 1000 RPM에서 3000 RPM까지 변화시키면서 성능해석을 진행하였다.

Fig. 5.19와 Fig. 5.20은 압축기 회전수 증가에 따른 서리두께별 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량과 압축기 소비동력의 변화를 나타내고 있으며, Fig. 5.21과 Fig. 5.22는 압축기 회전수 변화에 따른 시스템의 냉방용량과 시스템의 COP 변화를 보여주고 있다. 압축기 회전수가 100 RPM에서 3000 RPM으로 증가할 때 서리층이 없는 경우(0 mm)와 시스템의 성능이 30% 저하되는 서리층의 두께가 1.9 mm인 조건에서의 시스템 성능을 비교하면 냉방용량의 경우 각각 2.27 kW에서 4.24 kW, 1.65 kW에서 3.21 kW까지 증가하였고, 소비동력은 각각 1.12 kW에서 3.43 kW, 0.98 kW에서 3.24 kW까지 증가하는 것으로 나타났다. 이에 서리층이 없는 조건과 서리층 두께가 1.9 mm인 조건에 대한 시스템의 COP는 각각 2.01에서 1.23, 1.67에서 0.99까지 감소하는 경향을 나타내었다. 압축기 회전수의 변화에 따른 시스템의 성능은 압축기의 회전속도가 증가함에 따라 압축기에서 토출되는 냉매가 급증하게 되고 이에 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량이 증가해 냉방용량 및 압축기의 소비동력 또한 증가하게 된다. 하지만 소비동력의 증가폭이 냉방용량의 증가폭에 비해 크기 때문에 시스템의 COP는 점차 감소하는 경향을 나타냈다.

압축기 회전수 변화에 따른 서리 성장 조건에서의 시스템의 성능은 Non-frost 상태인 서리층 두께 0 mm에서 약 38.8%의 성능저하를 보였으며, 성능이 10% 저

하되는 서리층 두께(0.6 mm)에서 41.8%, 성능이 20% 저하되는 서리두께(1.5 mm)에서 44.7%, 성능의 30%가 저하되는 지점인 서리층 두께(1.9 mm)에서 40.8%의 성능이 저하되는 결과를 나타냈다.

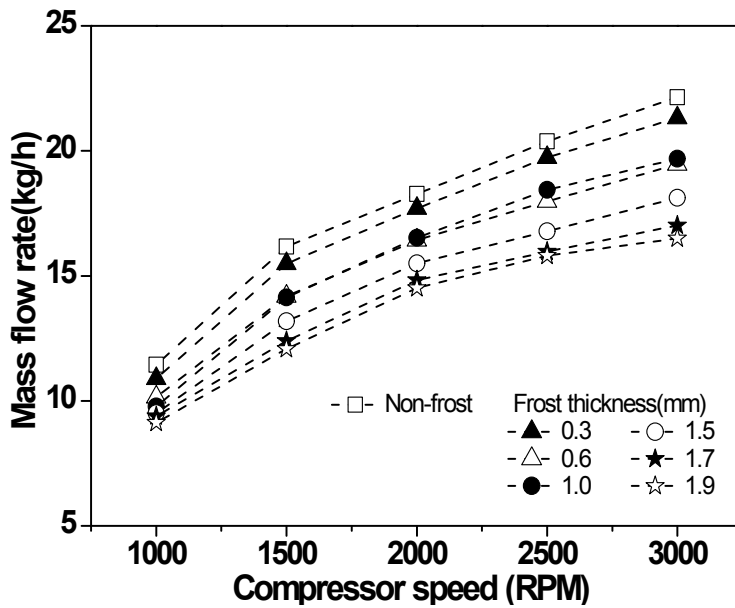


Fig. 5.19 Variation of mass flow rate with compressor speed.

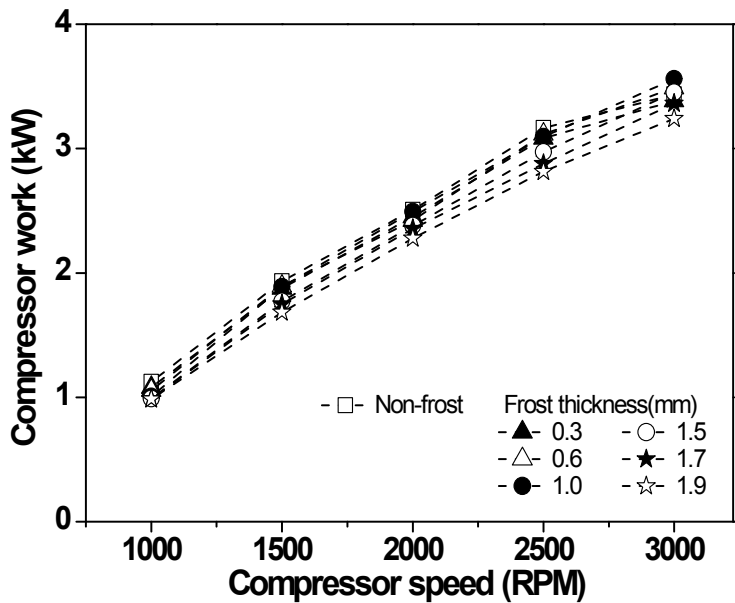


Fig. 5.20 Variation of compressor work with compressor speed.

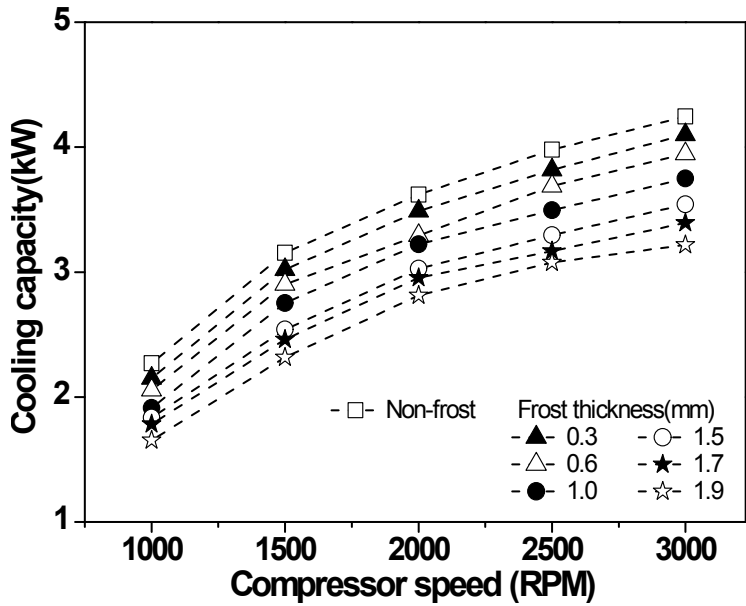


Fig. 5.21 Variation of cooling capacity with compressor speed.

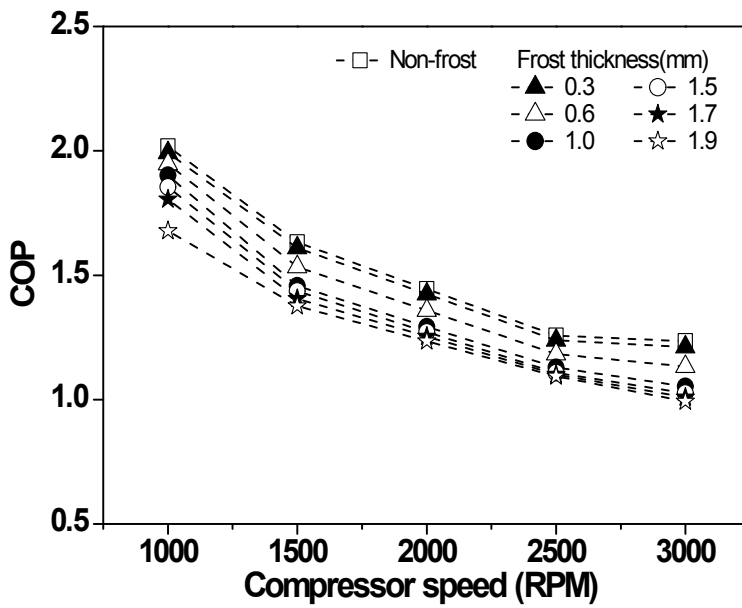


Fig. 5.22 Variation of COP with compressor speed.

제 6 장 결 론

최근 생활수준 향상 및 삶의 질 개선과 외식문화가 발전됨에 따라 냉동, 냉장식품의 택배수요가 증가하여 냉동수송에 대한 요구가 해마다 증가해 상용탑차용 냉동시스템의 수요가 증가하는 추세에 있다. 하지만 상용탑차용 냉동시스템에 대한 연구가 부족한 실정으로 본 연구를 통해 기존 상용탑차용 냉동시스템의 성능과악과 팽창장치의 응답성개선을 위해 감온팽창밸브(TXV)를 전자팽창밸브(EEV)로 교체하여 상용탑차용 냉동시스템에 전자팽창밸브의 적용성에 대한 연구를 진행하여 다음과 같은 성과를 얻을 수 있었다.

TXV와 EEV를 적용한 냉동시스템의 적정 냉매 충전을 위해 충전량실험을 실시하여 두 시스템 모두 최적의 COP는 냉매 충전량 1700 g으로 결정하였다. 추가로 EEV 개도 실험을 진행해 기본조건에서 EEV의 최적 개도는 75%로 TXV를 적용한 시스템에 비해 1.61% 높은 COP를 보였다. 또한 운전조건변화에 대한 실험을 진행하여 고내온도변화, 실외온도변화, 응축기입구풍속, 압축기 회전수 변화에 따른 두 시스템의 성능특성 변화를 고찰하였다. 각각의 운전조건 변화에 대한 시스템의 성능은 EEV를 적용한 시스템이 TXV를 적용한 시스템에 비해 높은 COP를 나타냈으며, 각각의 운전조건 변화에 대한 시스템의 COP변화는 TXV를 적용한 시스템이 더 큰 것을 확인하였다. 압축기의 회전수 변화에 대한 최고의 COP를 나타내는 EEV개도를 확인하였고, 시스템의 COP와 질량유량변화에 따른 EEV개도를 결정하기 위한 식을 개발하였다.

지구온난화 문제가 제기됨에 따라 CFC, HCFC냉매에 대한 규제가 시작되어 궁극적인 해결책으로 여겨지는 자연냉매가 각광받고 있다. 자연냉매중 이산화탄소 냉매를 상용탑차용 냉동사이클에 적용시켜 적용성가능성 여부를 판단하고 시스템의 성능특성 변화를 고찰하기 위해 기존 시스템을 기초로 시뮬레이션 모델링을 수행

하였다. 또한 증발기에 생성되는 서리두께에 의한 운전조건 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향에 대해 고찰하였다. 시스템은 용량은 Non-Frost 상태의 냉장실험 조건에서 2.3 kW의 냉방용량을 가지는 압축기의 체적을 결정해 시스템의 용량을 결정하였다. Non-frost 조건에서 시스템의 성능특성을 고찰하기 위해 실내온도, 실외온도, 가스쿨러 입구 공기속도, 압축기 회전수 변화에 대한 성능변화를 고찰한 결과 기존 실험과 유사한 경향성을 보이는 것을 확인하였다.

냉장운전조건에서 증발기에 생성되는 서리층이 시스템이 미치는 영향을 알아보기 위해 서리층 두께를 증가시키면서 성능해석을 진행하였다. 서리층 증가함에 따라 열저항과 레이놀즈수가 증가하므로 증발기의 열전달량이 감소해 시스템의 성능이 점차 감소함을 확인하였다. 또한 서리층 두께 2 mm에서 시스템의 냉방성능은 33%까지 저하됨을 확인하였고 냉방용량이 5%씩 저하되는 서리층 두께에 대해 운전조건 변화에 대한 시스템의 성능특성 변화에 대하여 고찰하였다. 운전조건 변화에 대한 성능변화를 고찰하기 위해 고내온도, 실외온도, 가스쿨러 입구풍속, 압축기 회전수 변화에 대한 성능해석을 진행하였다. 운전조건변화에 대해 시스템의 성능변화는 실험과 유사한 경향을 보였으며, 서리층 두께가 증가에 따라 시스템의 냉방용량 및 소비동력은 점차 감소하고 열전달량의 감소로 시스템의 COP는 점차 감소됨을 확인하였다.

본 연구를 통하여 상용탑차용 냉동시스템의 성능측정 시스템을 구축하고 기존 감온팽창밸브(TXV)를 전자팽창밸브(EEV)로 교체해 최적의 개도를 가지는 개도를 결정하였다. 또한 자연냉매인 이산화탄소 냉매를 적용한 상용탑차용 냉동시스템의 모델링을 수행하여 이산화탄소 냉매가 탑차용 냉동시스템에 적용가능성을 확인하였다. 본 연구에서 구축한 상용탑차용 냉동시스템을 활용하여 개발된 시스템의 문제점을 파악할 수 있을 것으로 판단되며, 개발된 시뮬레이션 모델링을 활용해 자연냉매적용 상용탑차 냉동시스템에 대한 개발에 이바지 할 수 있을 것으로 판단된다.

Reference

백인철, 박기정, 심윤보, 정동수 2007, 설비공학 논문집, 자동차 공조기용 R12 및 R134a 대체 냉매의 성능평가.

Aoki, K. and Hattori, M. and Akita, K., A Study of Extended Surface Heat Exchanger with Frosting ; 2nd Report, Heat Transfer and Pressure Drop for Each Row, 1990, JSME Trans., Ser. B, Vol.97, pp.793-802.

Brown, J. S., Yana-motta, S. F., Domanski, P. A., Comparitive analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134A, 2002, International journal of Refrigeration 25, pp.19-32.

Chisholm, D., 1983, Two-Phase Flow in Pipelines and Heat Exchangers, Longman.

Churchill, S. W., 1977, Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, Chemical Engineering, No. 7, pp. 91-92.

D, Seker., Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I-Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers, 2004, International journal of Refrigeration 27, pp.367-374.

Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe

and channel flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.

Hayashi Y., Aoki A., Adachi, S., Hori, K., Study of frost properties correlating with frost formation types. Journal of Heat Transfer, 1977, 99:239-44.

Hwang, Y. W., Kim, O. J., Experimental Study on the CO₂ Flow through Electronic Expansion Valves. Proceedings of the SAREK. pp1237-1241. Korea. 2007.

Intergovernmental Panel on Climate Change, 1996, Climate change 1995 : The science of climate change, Cambridge University Press, p.22.

Jetter, J., 1996, Evaluation of alternatives for GFC-134a refrigerant in motor vehicle air conditioning, Proceedings of the International Conference on Ozone Protection Technologies, Washington, DC., USA, pp. 845-854.

Lee, J. D., 2008, Numerical Analysis of Heat Exchanger under the Frosting Formation, Graduate School, Hanyang University.

Jung, D., Kim, C., Song, K. and Park, B., 2000, Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators, Int. J. Refrigeration, Vol.23, pp.517-527.

Kattan, N., Thome, J. R. and Favrat, D., 1998, Flow boiling in horizontal tube: Part 3-Development of a new heat transfer model based on flow pattern, J. Heat Transfer, Vol. 120, pp. 156-165.

Kefer, V., Koehler, W. and Kastner, W., 1989, Critical heat flux (CHF) and post-CHF heat transfer in horizontal and inclined evaporator tube, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 15, No. 3, pp. 385-392.

Kim, S. C. et al, Studies on the performance characteristics of an electronically controlled CO₂ air conditioning system for fuel cell electronic vehicles, 2008, Transactions of KSAE, Vol 16, No.2, pp.150-157.

Kruse, H., 1996, The state of the art of the hydrocarbon technology in household refrigeration, Proc. of the Int. conferences on ozone protection technologies, Washington(DC), pp.179-188.

Liu, Z., and Winterton, R. H. S., 1991, A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tube and annuli, based on a nucleate pool boiling equation, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, No, 11, pp. 2759-2766.

Moon, J. C., 2009, Development of high efficient refrigerated vehicle using thermal storage, Graduate school chonnam national university.

Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1989, Final Act, United Nations Environment Programme.

Roh, H. I., 2006, Experimental study on the defrosting method for performance enhancement of showcase storage temperature control.

Sanchez, D., Torrella, E., Cabello, R., Liopis, R., Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant. *Applied Thermal Engineering*. Vol 30. pp302-309. USA. 2010.

Sanders, C., The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers, 1974, PhD Dissertation. The Netherlands: Delft University.

Wang, C. C., Lee, W. S. and Sheu, W. J., 2001, A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchangers, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 44, 3565-3573.

Yoon, S. H., Cho, E. S. and Kim, M. S., 2004, Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development near the critical point, *Proceeding of the SAREK*, Vol. 16. No. 6 2004, pp. 530-534.

감사의 글

처음 신재생에너지 실험실에 들어왔을 때가 엇그제 같은데 벌써 졸업논문의 마지막 페이지인 감사의 글을 쓰려고 하니 막상 2년이라는 시간이 그리 긴 시간은 아니었던 것 같습니다. 계획도 없고 부족하기만 했던 저를 받아들여 지금까지 하나 하나 가르쳐주시고, 항상 인생에 대한 조언을 아끼지 않고 해주신 조홍현 교수님이 계셨기 때문에 지금의 제가 있지 않았나 다시 한번 생각하게 됩니다. 언제나 행복한 가정 이루시고 항상 건강하시길 바랍니다. 그리고 본 논문을 쓰기 까지 많은 조언을 해주신 홍명석 교수님과 정낙규 교수님께 진심으로 감사의 말씀을 드립니다.

그리고 지난 2년 반 동안 실험실 초기 멤버로 실험실에 대한 애착을 가지고 기초를 다지는데 고생한 원석이, 은성이, 경진이 그리고 지금은 졸업한 종현이형까지 다들 고생 많이 했고 덕분에 즐거운 추억 많이 만들어간다. 그리고 지금부터 신재생에너지 실험실을 이끌어 나갈 상훈이, 변이, 명석이. 마지막으로 윤찬이, 재경이, 탁균이. 실험실 생활이 힘들겠지만 사수들 믿고 따라간다면 나중에는 절대 후회 하지 않을 거라 믿는다. 다들 부족한 형들 도와주느라 고생 많았고 신재생에너지 실험실을 거쳐가는 모든 사람들이 다 잘되기를 바라며 지금까지 도와준 후배들과 동기들에게 고마운 마음을 전하고 싶습니다.

마지막으로 끊임없는 격려와 조언을 해주신 부모님과 가족들, 그리고 5년 동안 많은 도움을 주신 김수연씨 에게 감사의 글을 전하고 싶습니다.

2012年 2月
신재생 에너지 실험실
명 치 욱