



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

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

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)

2013 年 8 月  
碩士學位論文

탑차용 냉동시스템에서 증발기의  
서리성장에 따른 성능 특성 연구

鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

金 相 訓

탑차용 냉동시스템에서 증발기의  
서리성장에 따른 성능 특성 연구

Study on the Performance of Refrigerating System in a  
Refrigerator Truck with Frost Growth

2013年 8月 23日

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

金 相 訓

탑차용 냉동시스템에서 증발기의  
서리성장에 따른 성능 특성 연구

指導教授：曹 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2013 年 8 月

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

金 相 訓

金 相 訓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 金 志 勳 

委 員 朝鮮大學校 教授 曹 弘 鉉 

2013 年 8 月

朝鮮大學校 大學院

# Contents

|                               |           |
|-------------------------------|-----------|
| Contents .....                | i         |
| List of Figures .....         | iv        |
| List of Tables .....          | vi        |
| Nomenclature .....            | vii       |
| ABSTRACT .....                | x         |
| <br>                          |           |
| <b>제 1 장 서 론 .....</b>        | <b>1</b>  |
| 제 1 절 연구 배경 .....             | 1         |
| 제 2 절 국내·외 연구 동향 .....        | 5         |
| 제 3 절 연구목적 .....              | 8         |
| <br>                          |           |
| <b>제 2 장 실험장치 및 방법 .....</b>  | <b>10</b> |
| 제 1 절 실험장치의 구조 .....          | 10        |
| 제 2 절 실험장치의 제원 및 데이터 해석 ..... | 15        |
| 1. 온도측정 .....                 | 15        |
| 2. 압력측정 .....                 | 17        |
| 3. 인버터 .....                  | 18        |
| 4. 압축기 소비동력 측정 .....          | 20        |
| 5. 냉매의 질량유량 측정 .....          | 21        |
| 6. 온·습도 <b>sampler</b> .....  | 23        |
| 7. 냉동용량의 계산 .....             | 25        |
| 8. 풍량측정장치 .....               | 26        |

|                                      |           |
|--------------------------------------|-----------|
| 9. 자료 수집 및 처리 프로그램 .....             | 31        |
| 제 3 절 실험조건 및 방법 .....                | 33        |
| <b>제 3 장 탑차용 냉동사이클 모델링 .....</b>     | <b>35</b> |
| 제 1 절 압축기 모델링 .....                  | 38        |
| 제 2 절 열교환기 모델링 .....                 | 39        |
| 1. 냉매측 열전달 상관식 .....                 | 41        |
| 2. 공기측 열전달 상관식 .....                 | 44        |
| 3. 서리층 모델링 .....                     | 47        |
| 제 3 절 팽창장치 모델링 .....                 | 50        |
| 제 4 절 해석 조건 .....                    | 51        |
| <b>제 4 장 결과 및 고찰 .....</b>           | <b>52</b> |
| 제 1 절 기본조건에서의 검증실험 결과 및 고찰 .....     | 52        |
| 1. 냉매충전량에 따른 성능 고찰 .....             | 52        |
| 2. EEV 개도 변화에 따른 성능 고찰 .....         | 54        |
| 제 2 절 착상조건에서의 성능변화 결과 및 고찰 .....     | 56        |
| 1. 기본조건에서 운전시간에 따른 서리성장과 성능 고찰 ..... | 56        |
| 2. 실내온도 변화에 따른 차단비와 성능 고찰 .....      | 59        |
| 3. 실외온도 변화에 따른 차단비와 성능 고찰 .....      | 61        |
| 4. 압축기 회전속도 변화에 따른 차단비와 성능 고찰 .....  | 63        |
| 제 3 절 무착상 조건 성능과의 비교 해석 및 고찰 .....   | 65        |
| 1. 실내온도 변화에 따른 성능 고찰 .....           | 66        |
| 2. 실외온도 변화에 따른 성능 고찰 .....           | 68        |
| 3. 실외 풍속 변화에 따른 성능 고찰 .....          | 70        |

|                               |           |
|-------------------------------|-----------|
| 4. 압축기 회전수 변화에 따른 성능 고찰 ..... | 72        |
| 제 5 장 결 론 .....               | 74        |
| <b>REFERENCE</b> .....        | <b>77</b> |

# List of Figures

|   |    |
|---|----|
| Fig. 1.1 A major construction equipment of refrigeration system. ....         | 4  |
| Fig. 2.1 Schematic of the refrigeration system of refrigerator car. ....      | 11 |
| Fig. 2.2 Schematic of experimental equipment with psychrometric chamber. .... | 11 |
| Fig. 2.3 Outside of psychrometric chamber. ....                               | 14 |
| Fig. 2.4 Control panel of psychrometric chamber. ....                         | 14 |
| Fig. 2.5 Photograph of thermocouple T-type. ....                              | 16 |
| Fig. 2.6 Photograph of pressure gauge. ....                                   | 17 |
| Fig. 2.7 Photograph of inverter. ....   | 19 |
| Fig. 2.8 Photograph of power meter. ....                                      | 20 |
| Fig. 2.9 Photograph of mass flow meter. ....                                  | 22 |
| Fig. 2.10 Air sampler of indoor side. ....                                    | 24 |
| Fig. 2.11 Air sampler and blower. ....  | 24 |
| Fig. 2.12 Photograph of the code tester. ....                                 | 27 |
| Fig. 2.13 Code tester with an evaporator. ....                                | 28 |
| Fig. 2.14 Photograph of suction fan. ....                                     | 28 |
| Fig. 2.15 Photograph of MX100. ....   | 32 |
| Fig. 3.1 Refrigerator system of refrigerator truck. ....                      | 36 |
| Fig. 3.2 Flow chart for the refrigerator cycle. ....                          | 37 |
| Fig. 3.3 Schematic of heat exchanger for modeling. ....                       | 40 |
| Fig. 3.4 Schematics of a fin and tube type evaporator with frost. ....        | 47 |
| Fig. 4.1 Variation of performance with refrigerant charge amount. ....        | 53 |

|  |    |
|--|----|
| Fig. 4.2 Variation of performance with EEV opening. ....   | 55 |
| Fig. 4.4 Photograph of frost growth on the evaporator with operating time. ....                                      | 57 |
| Fig. 4.4 Variation of performance with operating time. ....  | 58 |
| Fig. 4.5 The effect of the indoor air temperature on the blocking ratio and performance with operating time. ....    | 60 |
| Fig. 4.6 The effect of the Outdoor air temperature on the blocking ratio with operating time. ....                   | 62 |
| Fig. 4.7 The effect of the compressor rotating speed on the blocking ratio and performance with operating time. .... | 64 |
| Fig. 4.8 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with indoor air temperature. ....            | 67 |
| Fig. 4.9 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with outdoor air temperature. ....           | 69 |
| Fig. 4.10 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with front air velocity. ....               | 71 |
| Fig. 4.11 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with compressor rotating speed. ....        | 73 |

# List of Tables

|   |    |
|---|----|
| Table 2.1 Specification space air condition handling unit .....         | 13 |
| Table 2.2 Specification of thermocouple .....                           | 16 |
| Table 2.3 Specification of pressure gauge .....                         | 18 |
| Table 2.4 Specification of inverter .....                               | 19 |
| Table 2.5 Specification of power meter .....                            | 21 |
| Table 2.6 Specification of mass flow meter .....                        | 22 |
| Table 2.7 Specification of cord tester in fan tester .....              | 29 |
| Table 2.8 Specification of suction fan .....                            | 29 |
| Table 2.9 Specification of data collector(CH1~CH7) in code tester ..... | 30 |
| Table 2.10 Specification of data logger .....                           | 32 |
| Table 2.11 Test conditions for test .....                               | 34 |
| Table 3.1 Specification of compressor .....                             | 38 |
| Table 3.2 Specification of heat exchanger .....                         | 40 |
| Table 3.3 Constants in EEV correlation .....                            | 50 |
| Table 3.4 Simulation conditions .....                                   | 51 |

# Nomenclature

|                |  |
|----------------|--|
| A              | : area ( $\text{m}^2$ )                              |
| $A_T$          | : heat transfer area ( $\text{m}^2$ )                |
| $A_{t,m}$      | : minimum throat area ( $\text{m}^2$ )               |
| $C_1 \sim C_5$ | : coefficients in eq.(3-50)                          |
| de             | : equivalent diameter (-)                            |
| D              | : diameter (m)                                       |
| $D_c$          | : diameter of cylinder (m)                           |
| $D_m$          | : hydraulic diameter at orifice throat (m)           |
| $D_{ori}$      | : orifice diameter (m)                               |
| EEV            | : Electronic expansion valve (-)                     |
| f              | : friction factor (-)                                |
| F              | : fin (-)  |
| Fr             | : Froude number (-)                                  |
| g              | : gravitational acceleration ( $\text{m/s}^2$ )      |
| G              | : mass flux ( $\text{kg/m}^2\text{-s}$ )             |
| h              | : enthalpy (kJ/kg)                                   |
| h              | : thermal conductivity ( $\text{W/m}^2\text{-K}$ )   |
| k              | : thermal conductivity ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ ) |
| L              | : length (m)   |
| n              | : number of cylinder (-)                             |
| N              | : compressor rotating speed (rpm)                    |
| P              | : pressure (Pa)                                      |

|                  |   |
|------------------|---|
| $P_c$            | : refrigerant critical pressure (Pa)                                  |
| $P_{in}$         | : EEV inlet pressure (Pa)   |
| $Pr$             | : Prandtl number (-)  |
| $q$              | : heat transfer rates (W)   |
| $Re$             | : Reynolds number (-)   |
| $S$              | : space (m)   |
| $S_p$            | : piston stroke length (m)  |
| $\overline{S_p}$ | : Relative piston stroke length (m)                                   |
| $T_c$            | : refrigerant critical temperature (K)                                |
| $T_{in}$         | : EEV inlet of refrigerant temperature (K)                            |
| $R_T$            | : overall heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> ·K)             |
| $v$              | : specific volume (m <sup>3</sup> /kg)                                |
| $v_s$            | : refrigerant specific volume at the suction end (m <sup>3</sup> /kg) |
| $V_{max}$        | : air velocity through minimum area (m/s)                             |
| $We$             | : weber number (-)  |
| $x$              | : quality (-)   |
| $X_{tt}$         | : martinelli parameter (-)  |

## Greeks

|               |                                  |
|---------------|----------------------------------|
| $\dot{m}$     | : mass flow rate (kg/s)          |
| $\eta$        | : efficiency (-)                 |
| $\eta_k$      | : overall surface efficiency (-) |
| $\rho$        | : density (kg/m <sup>3</sup> )   |
| $\varepsilon$ | : pressure ratio (-)             |
| $\mu$         | : viscosity (kg/m·s)             |

$\sigma$  : surface tension (kg/s<sup>2</sup>)  
 $\delta_f$  : frost thickness (m)

## Subscripts

a : air  
avg : average  
c : cylinder, cold fluid side  
comp : compressor  
f : frost  
h : height, hot fluid side  
I : isentropic, inside  
max : maximum  
min : minimum  
l : liquid  
o : outside  
tu : tube  
r : refrigerant  
s : surface, sensible heat  
sp : single phase  
t : thickness  
tp : two phase  
v : volumetric, vapor  
w : tube wall

# ABSTRACT

## Study on the Performance of Refrigerating System in a Refrigerator Truck with Frost Growth

Kim, Sang-hun

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

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Chosun University

Refrigeration systems such as a general refrigerator, commercial refrigerator, and industrial refrigerator etc. became the necessities of life. The movable commercial refrigerating system is called 'refrigerator truck', and it keeps the fresh foods during the transport. Recently the food service industry has been developed due to the improved quality of life. The demands of package service have been increased for frozen foods from on and off line, so the refrigerator truck demands increased. In addition, the groceries are also increased the demand for centralization and localization. For this reason, a study on the refrigeration performance of refrigerator trucks is needed to maintain the high efficiency and reliability of the food transportation for long distance. However, the research is insufficient for the performance of refrigerating system in commercial refrigerator truck.

In the refrigeration system, when the surface temperature of cooling coil gets

below the dew point temperature and it contacts with vapor of humidity, the porous frost gets to form on the coil during the operation. As the frost growth increase, the rate of air flow through the evaporator decreases leading to a large pressure drop accompanied by a sudden drop in heat exchanger performance. Also, frost in the low temperature condition is developed with the operating time, so it has an effect on the heat exchanger of efficiency degradation owing to heat resistance of frost. Therefore, it is in need to examine that the performance degradation caused by frost growth in the refrigerator truck. However, only few studies have reported on refrigeration performance considering frost growth.

Most of the theoretical models have been verified using a domestic refrigerator. However, simulation model of a refrigerator truck hasn't been developed so far. A simulation model is useful to study the performance degradation due to frost growth under different operating conditions for vehicle-mounted units. In this study, an analytical model of a refrigeration system was developed for the R404A refrigerator truck. Besides, the experimental test was carried out in order to verify the developed analytical model. To analyze the performance of refrigerator truck in the psychrometric chamber, which were compared to the simulation results using the EES(Engineering equation solver) program for refrigeration system of refrigerator truck.

As a result, frost thickness was increased with the rise of the indoor air temperature and the compressor rotating speed, but increasing amount of frost was insignificant difference with outdoor air temperature. Furthermore, the optimal refrigeration capacity was decreased by 30% when operating time passed about three hours under basic conditions. In this case of simulation, we predicted the blocking ratio with operating condition to compare the experiment results. The

lower indoor temperature, the COP decrement increased with the increasing of blocking ratio, whereas the higher indoor temperature, the decrement of refrigeration capacity increased with frost growth. The variation of indoor temperature, performance curve shows similar trends and a decreasing rate with blocking ratio. The decreasing rate in refrigeration capacity under a high temperature condition was steeper than that under a low outdoor temperature condition with blocking ratio. The refrigeration system of performance is sensitive reaction to high outdoor temperature condition at condenser. In addition, the variation of outdoor air velocity, the system performance was not greatly increased above 4 m/s because a sufficient amount of heat transfers from the refrigerant to air at the condenser. The maximum of the system COP was shown at the compressor speed of 1500 rpm for non-frost and frost condition, simultaneously. The performance under frost condition was more sensitive to the operating condition compared to that under non-frost condition.

Through this study, the performance data and optimal control method of system performance in refrigeration system can be provided and it will contribute to developing high efficiency refrigerator system in the movable truck.

# 제 1 장 서 론

## 제 1 절 연구 배경

탑차용 냉동시스템의 용도는 단순한 식료품 수송의 목적을 넘어 화장품, 의약품 수송 등 여러 가지 분야로 응용범위가 확대되고 있다. 탑차용 냉동시스템은 일반적으로 이용되고 있는 냉동시스템과 달리 야외나 고온 다습한 환경에 자주 노출되어 냉동시스템의 성능에 다양한 영향을 미치게 되며, 압축기 회전수의 변화에도 항상 일정한 온도를 유지하며 장시간 운전된다. 통계에 의하면 세계적으로 탑차용 냉동차가 최근 100만대 이상 달하고 있다고 조사되었으며, 국토해양부 냉동 탑차 등록대수 통계정보(2009)에 의하면 국내에서도 지속적으로 냉동 탑차의 수가 증가하고 있을 뿐만 아니라 노후장비의 교체 비율도 증가하고 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 요구가 되면서 육류, 냉동 생선류 및 채소류, 청과물 등은 생산지로부터 시장이나 소비자에게 운송과 보급을 위한 콜드 체인(cold chain)이 유통산업으로써 질적 및 양적으로 성장해왔다. 이와 같이 콜드 체인 시스템이 도입됨으로써 농산물 시장은 기존보다 높은 신선도를 유지할 수 있어 한 층 안정된 유통체계 시스템을 구축할 수 있다. 콜드 체인은 예냉(precooling), 저장, 보관, 수송, 배송 등 다양한 기술을 접목시킬 수 있어 탑차와 관련된 시장은 앞으로 계속 발전할 전망이다.

일반적으로 냉동 탑차는 냉동기를 탑재한 냉동차(refrigerated vehicles)와 냉각제를 이용하여 고내온도를 유지시켜 냉동하는 냉동차(insulated vehicles)로 구분된다. 또한, 질소나 이산화탄소를 이용하거나 상변화 용융열을 이용한 축냉식 방법들이 많이 연구 되고 있으며, 최근에는 과일 생산된 전력을 저장해 두었다가 나중에 사용하

는 저장장치인 에너지저장시스템 ESS(Energy storage system)를 접목시킨 탑차가 개발되어 시동을 꺼 놓은 상태에서도 냉동장치를 가동할 수 있다. 이와 같이 탑차용 냉동시스템의 효율을 개선시키기 위한 다양한 방법들이 연구되고 있다. 냉동시스템의 성능을 향상시키기 위한 방법 중 압축기의 효율 상승에 관한 연구는 진행이 느리고 매우 어려워 열교환기의 형태나 분배 등으로 인한 성능향상에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

이들 중 식품 유통에 주로 사용되는 냉동차는 냉동기를 탑재시킨 냉동차가 주를 이루고 있다. 냉동기를 장착한 냉동차는 냉동기를 작동시키는 압축기의 작동방식에 따라 차량의 엔진을 이용한 구동방식(main-engine type)의 냉동차와 별도의 모터를 이용해 압축기를 구동하는 방식(sub-engine type)이 있다. 엔진을 이용해 압축기를 구동 시 차량의 출력저하로 인한 낮은 효율로 세계적으로 많은 연료가 소비되고 있고, 차량 운행 시 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 냉각 성능 변화를 방지할 수 있으나, 보조 전력 공급 장치 및 압축기 구동 모터 설치로 인한 차량의 총중량 증가 및 공간의 활용도 저하에 따라 소형차량에는 적합하지 않고 주로 대형차량에 적용 가능하다.

냉동(장)자동차에 장착된 냉동시스템의 주요 작동 냉매로는 R404A로 이 냉매는 혼합물로서 134A(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. 일반 차량의 공조 시스템에 사용되는 R404A 냉매에 대한 연구가 진행되고 있는 실정이지만, 냉동(장)자동차의 경우 R404A 냉매를 사용하는 차량 냉동시스템의 성능에 관한 정보가 부족한 상황에서 구조 변경만을 가져와 냉동성능이 선진국의 시스템 성능에 비해 다소 떨어지는 실정이다. 냉동(장)차에 장착되는 냉동기는 주로 수입에 의존하여 대부분 중국

제품을 사용하고 있으며 사판식 압축기, 핀-튜브 형태의 응축기와 증발기, 감온 팽창 밸브(Thermal expansion valve)로 구성되어 있다. 이중 감온 팽창 밸브(TXV)는 부하가 변동이 되더라도 설정된 과열도로 제어하는 방식으로 작동의 정확성이 부족하여 시스템의 안정적인 운전에 문제가 발생할 수 있다. 또한 냉동기가 장착된 냉동(장)차(main-engine type)는 엔진과 냉동기의 압축기와 직결되어 냉동기의 성능이 차량의 연비와 직접적인 관련이 있다. 냉동기의 성능은 고내온도를 설정온도로 유지하기 위해 오랜 작동시간을 필요로 하며 이는 차량의 운전시간 증가로 연료소모량을 증가시키는 원인이 된다.

냉동시스템의 성능을 향상시키기 위한 방법 중 압축기의 효율 상승에 관한 연구는 진행이 느리고 매우 어려워 열교환기의 형태나 분배 등으로 인한 성능향상에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 현대사회에서는 환경문제와 제한된 자원에 대응하기 위한 방법으로 에너지 절약과 같은 자연 및 재생 에너지의 활용과 에너지 저장 등 환경친화적 방법으로서 환경규제와 에너지 절약에 대응하기 위한 가장 기본적인 핵심적인 방법들이 요구되고 있다. 이러한 요구에 부응하기 위한 방법으로 고효율의 열교환기 시스템이 요구되고 있다. 특히, 탑차용 냉동시스템은 저온의 조건에서 운전되기 때문에 습공기에 쉽게 반응하여 열교환기에 서리가 생성된다. 초기에 성애가 열교환기를 감싸 다공성의 서리로 발전하고, 이후 작동시간에 따라 습공기의 확산현상으로 인하여 서리층은 점차 고밀도화 된다. 이렇게 생성된 서리는 열교환 매개체인 공기의 유동을 방해하여 압력강하를 증가시키고 냉매와 공기와의 열저항을 증가시켜 냉동용량의 감소의 원인이 된다. 따라서 냉동탑차 냉동시스템에 생기는 서리가 시스템의 성능에 미치는 영향에 대한 지속적인 연구와 이에 대한 대응방안이 모색되어야 한다.

따라서 본 연구에서는 탑차용 냉동시스템의 공회전(Idle) 상태에서 최적의 성능을 찾기 위하여 최적의 냉매 충전량과 개도를 실험을 수행하였으며, 이를 해석적 연구와 비교 하였다. 또한, 열교환기에 생성된 서리의 영향을 차단비(blocking ratio)로 설

정하여 다양한 조건에서 작동시간에 따른 차단비 변화와 성능 저하 정도를 실험과 해석적 연구를 활용하여 동시에 분석 하였고, 이와 같은 조건에서 무착상 상태의 조건에서의 성능과 비교를 통하여 감소정도에 대한 해석적 연구를 수행하였다. 이를 바탕으로 탑차용 냉동시스템의 특성변화와 열교환기의 적절한 제상 시간에 대한 데이터를 확보할 수 있으며, 서리층과 열교환기의 성능 특성을 이해하고 열교환기의 열전달 효율 향상과 열교환기 제작에 있어서 기초적인 자료가 될 것으로 전망한다.



Fig. 1.1 Need technologies for refrigeration car.

## 제 2 절 국내·외 연구 동향

기존 연구를 동향을 살펴보면 문제철(2009)은 활어 수송을 위한 냉동(장) 탑차를 개발을 위해 열저장 방식을 적용하여 냉각시간 및 제상시간을 단축시키고, 제상 후 고내온도 변화를 최소화시켜 에너지를 절약시키는 냉동(장)탑차에 대하여 연구하였다. 연구 결과 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% 단축됨을 보고하였다. 또한, 열저장 매체로 물을 이용했을 때의 냉각시간이 파라핀을 이용했을 때보다 약 50% 단축되었고, 일반 냉동탑차의 고내온도 변화가 8℃로 열저장장치를 적용한 냉동탑차의 고내온도 변화가 2℃로 좀 더 정밀한 운전이 가능함을 보여주었다.

명치욱(2012)은 TXV와 EEV를 적용한 탑차용 냉동시스템의 최적의 냉매충전을 위해 충전량 실험을 실시하였으며 두 시스템 모두 최적의 COP는 냉매 충전량 1700 g으로 결정하였다. 또한, EEV 개도 실험을 진행해 기본조건에서 EEV의 최적 개도는 75%로 TXV를 적용한 시스템에 비해 1.61% 높은 COP가 나타났다고 발표하였으며, 운전조건변화에 대한 실험을 진행하여 고내온도변화, 실외온도변화, 응축기 입구풍속, 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 큰 것으로 확인하였다. 압축기의 회전수 변화에 대한 최고의 COP를 나타내는 EEV개도를 확인하였고 이를 기반으로, 시스템의 COP와 질량유량변화에 따른 EEV개도를 결정하기 위한 식을 개발하였다.

오후규와 손창효(2012)는 R744를 2차 냉매로서 사용하는 R404A용 냉동시스템의 증발온도가 증가할수록 COP는 증가하며 엑서지 손실을 분석한 결과, 응축기와 압

축기의 엑서지 손실이 가장 크며, R404A용 내부 열교환기의 엑서지 손실이 가장 작았다고 발표하였다. 또한, 시스템의 성능을 향상시키기 위해 R404A용 응축기와 압축기내에서 발생하는 엑서지 손실을 줄이는 방법을 제시하였다.

착상 현상에 관한 연구로, Chen et al.(2000)은 핀의 열전도를 고려한 핀 표면에서의 착상 현상을 해석하였고, 이를 실험적 데이터와 비교하였다. Tso et al.(2006)은 직선 핀을 환형 핀(angular fin)으로 증가하여 핀에 따라 불균일한 서리층 성장을 갖는 핀-튜브 열교환기의 성능 예측 모델을 제시하였지만, 이들의 연구는 서리층 성장에 대한 공기 유동 변화의 영향을 고려하지 않았다. Thomas et al.(1999)은 냉동고 조건에서 탈·부착이 가능한 핀을 이용하여 핀에 생성된 서리층의 두께를 레이저 스캐닝 시스템을 이용하여 측정하였고, 열교환기의 착상량 측정 방법을 제시하였으며, Rite and Crawford(1991)는 냉동고 조건에서 공기온도, 상대습도, 냉매의 유량, 냉매 온도가 총괄 열전달계수와 공기측 압력강하에 미치는 영향을 연구하였다. O'Neal과 Tree(1985)는 착상이 진행되는 동안 열교환기의 전열성능에 가장 큰 영향을 미치는 인자인 서리의 밀도와 열전도도의 기존 연구자들의 상관식을 정리한 결과를 비교하여 큰 차이가 나타남을 보여주었으며, 이러한 원인을 서리의 결정 모양과 생성 방향이 서리의 밀도와 열전도도에 많은 영향을 미쳤다고 설명하였다. Hayashi et al.(1977)은 서리의 표면온도  $-25^{\circ}\text{C} \sim 0^{\circ}\text{C}$  사이에서 공기의 유속  $2 \sim 6 \text{ m/s}$ , 비습도  $0.0075 \text{ kg/kg}$ 일 경우 서리 표면의 온도가 서리의 밀도에 미치는 연구를 통해 상관식을 제시하였으며, Schneider(1978)는 공기의 유속과 서리성장과의 관계는 무관하다는 것을 실험을 통해 증명하였으며 서리층 두께에 대한 상관식을 제시하기도 하였다.

착상현상으로 인한 성능저하의 대책으로 착상을 지연시키는 방법이 있지만 이는 착상을 억제하는 것이 아니라 단순히 지연시키는 것이므로 제상방법과 병행되어야 한다. Chen(1999)은 FPI(fin per inch)가 적을수록 착상이 지연된다고 보고하였고, Ogawa et al.(1999)은 FPI의 이론과 열교환기 핀의 엇갈림(stagger) 배열을 적용 할

경우 열교환기를 지나는 공기의 유량을 증가시키며 상대적으로 공기의 압력감소가 적고 후미의 열전달율이 증가한다고 보고하였다. 이를 바탕으로 Richard et al.(2001)은 핀의 간격별로 건구온도 1.7°C, 상대습도 75%의 조건에서 실험을 진행한 결과 핀의 간격이 넓을수록 성능저하가 지연된다고 보고하였다. 열교환기 표면 처리를 이용한 착상지연 방법으로 Wang et al.(1998)과 Mimaki(1987)는 제습 조건에 대한 실험에서 친수성 표면처리를 한 열교환기의 경우 압력 강하량이 감소하는 반면 열전달 성능의 저하는 크지 않다고 발표하였다.

저온의 열교환기에 사용되고 있는 제상 방식 역사이클 고온가스 제상(hot gas defrost) 방식, 바이패스(By-pass) 방식, 축열 방식, 복사열에너지 방식 등의 냉동사이클 방식과 전열방식, 물·브라인 분사 방식, 기계적 제거 방식 등의 비냉동사이클 방식 등으로 크게 구분된다. 이를 활용한 열교환기 제상법과 관련된 연구를 살펴보면, Allard et al.(1988)은 착상현상이 임계량에 도달할 경우 제상을 시작하면 제상 시간이 항상 같은 사실을 이용하여 불필요한 제상을 줄이고 냉동 효율을 일정하게 유지할 수 있는 제상 시스템을 개발하였다. 이를 위해서 대부분의 냉동장치에 대한 실험을 통하여 최적 제상 시간을 알아낸 후 실제 소요된 제상 시간과 비교하여 다음 착상 시간을 조절할 수 있도록 설계하였다.

기존 연구의 문제점은 대부분의 연구가 Lab scale 규모의 열교환기에서 실험과 해석적 연구가 진행되어 이를 실제 냉동기에 사용되는 열교환기의 규모에 적용 가능성 여부와 신뢰성을 충족시키지 못하는 점이 지적되어 왔으며, 탑차용 냉동시스템의 특성인 유동성을 고려하지 않은 조건에서 연구가 이루어져 압축기 회전수나 실외측 온도변화에 따른 연구가 다소 부족한 실정이다.

### 제 3 절 연구의 목적

기존의 연구들은 대부분 냉동장치와 자동차용 공조 시스템에 국한되어 연구가 진행되어왔다. 일반 상용차 냉동시스템의 경우 점차 이용이 증대되고 있지만 이에 비해 기존의 연구가 많이 부족하며 대부분의 연구가 소규모로 진행되었기 때문에 최적화와 성능에 관한 연구나 실험이 매우 부족한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 국내에서 일반적으로 사용되고 있는 상용 탑차용 냉동시스템의 성능특성에 관한 연구를 진행함으로써 기존에 자동차용 냉동시스템의 운전조건 변화에 대한 성능변화를 측정할 수 있는 시스템을 구축하고, 이를 바탕으로 탑차용 냉동시스템의 성능특성변화와 열교환기의 적절한 제상 시간에 대한 데이터를 확보할 수 있으며, 열교환기의 열전달 효율과 성능특성을 고찰하여 시스템의 성능 향상을 목표로 한다.

자동차용 냉동시스템의 다양한 조건에서 성능측정 실험을 수행하기 위하여 냉동시스템의 운전조건을 제어 할 수 있는 열환경 챔버(psychrometric chamber)에 시스템을 구축하였다. R404A 냉매를 사용하는 상용 탑차용 냉동시스템을 구축하고 각각의 구성요소에 대한 성능을 측정하기 위해 계측기를 부착하여 실험장치를 구성하였다. 먼저, 냉동 시스템의 최적 충전량을 찾기 위해 냉매의 충전량에 따른 성능변화 실험을 수행하여 시스템에 최적의 충전량을 파악하며, 이후 최적의 충전량에 따른 최적 개도를 선정하였다. 또한, 자동차용 냉동시스템의 특성상 실외에 자주 노출되기 때문에 시스템의 성능변화에 영향을 미치는 요소인 실외의 온도변화에 따른 시스템의 성능변화, 실내의 온도변화에 따른 시스템의 성능변화, 응축기로 유입되는 공기의 풍속변화, 압축기 회전수 변에 따른 시스템의 성능특성을 고찰하였다. 또한, 각각의 조건에 따른 서리층 성장과 이에 따른 성능변화를 고찰하여 실험 결과를 바탕으로 해석적 연구와 비교 분석하였다. 본 연구에서는 운전특성에 따른 성능 고찰의 결과를 바탕으로 상용 탑차용 냉동시스템의 최적화와 운전특성을 고려한 최적의 운전방식에 대한 연구를 통해 에너지 최적화에 대한 연구를 진행하고

자 한다.

또한, 냉동탑차 냉동시스템은 작동 시 증발기로 들어오는 습공기 중의 수증기가 차가운 열교환기의 표면과 접촉하여 냉각면이 어는점 이하로 내려갈 경우 다공성의 서리가 형성되고, 서리 성장에 따라 서리층 두께가 증가하게 되면 증발기를 통과하는 풍량을 감소시켜 열교환기의 성능을 저하시킨다. 이러한 서리의 성장은 열저항을 증가시켜 냉매와 공기의 열전달을 감소시킨다. 따라서 서리로 인한 성능저하의 연구는 냉동시스템의 성능을 유지하여 물품을 신선하게 유지하기 위해 반드시 고려되어야 할 사항이다. 따라서, 본 연구는 주행 시에 연비저하에 직접적인 영향을 미치는 냉동기의 성능개선을 위해 상용탑차용 냉동시스템의 성능에 대한 연구를 수행하였다. 이를 위하여 측정을 위한 실험장치를 구축하고 실외온도 변화, 실내온도 변화에 따른 서리층의 성장을 실험과 해석적 연구를 통해 비교 분석하고, 이를 바탕으로 실외측 풍속변화와 압축기 회전수 변화에 따른 해석적 연구를 수행하였다. 또한, 같은 조건에서 무착상상태를 가정하여 해석적 연구를 수행하여 저온의 조건에서 구동되는 열교환기의 착상에 따른 성능 변화를 예측하였다. 이를 통하여 탑차용 냉동시스템의 성능특성 및 문제점을 파악할 수 있을 것으로 판단되며, 개발된 시뮬레이션 모델링을 활용해 까다로운 실험조건의 결과를 미리 예측할 수 있도록 이바지할 것이며 탑차용 냉동시스템의 성능향상에 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

## 제 2 장 실험장치 및 방법

### 제 1 절 실험장치의 구조

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. 그리고 각 챔버와 제어부의 사진을 Fig 2.3 ~ 4에 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. 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.

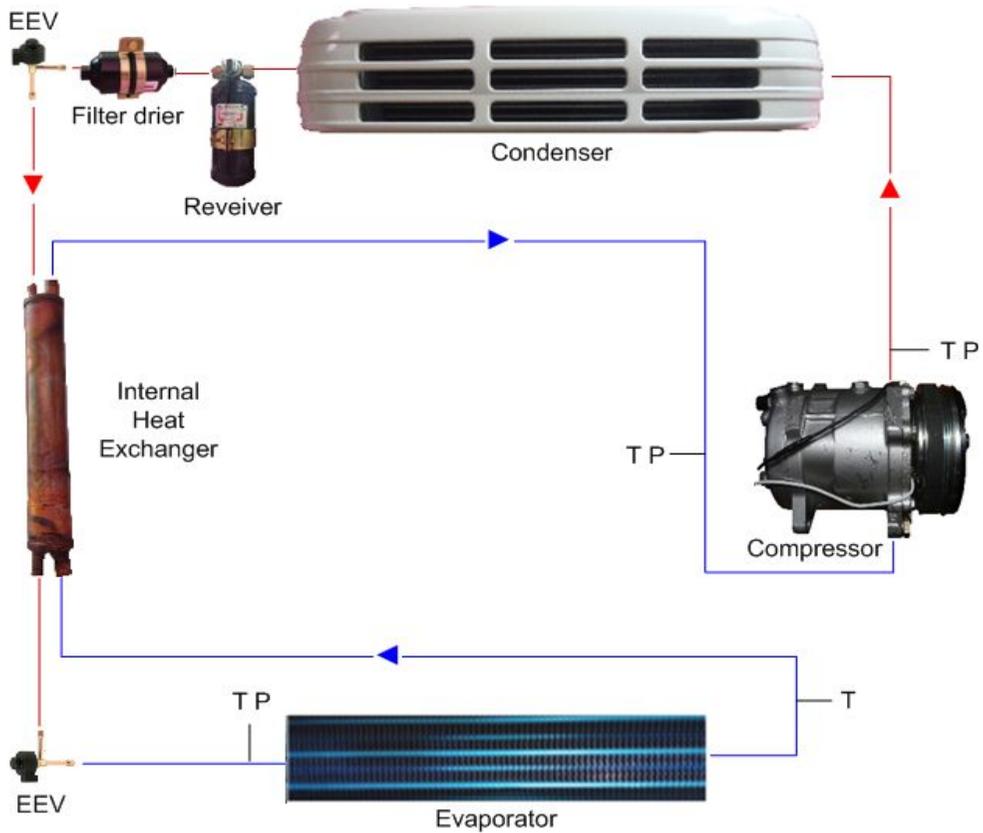


Fig. 2.1 Schematic of the refrigeration system of refrigerator car.

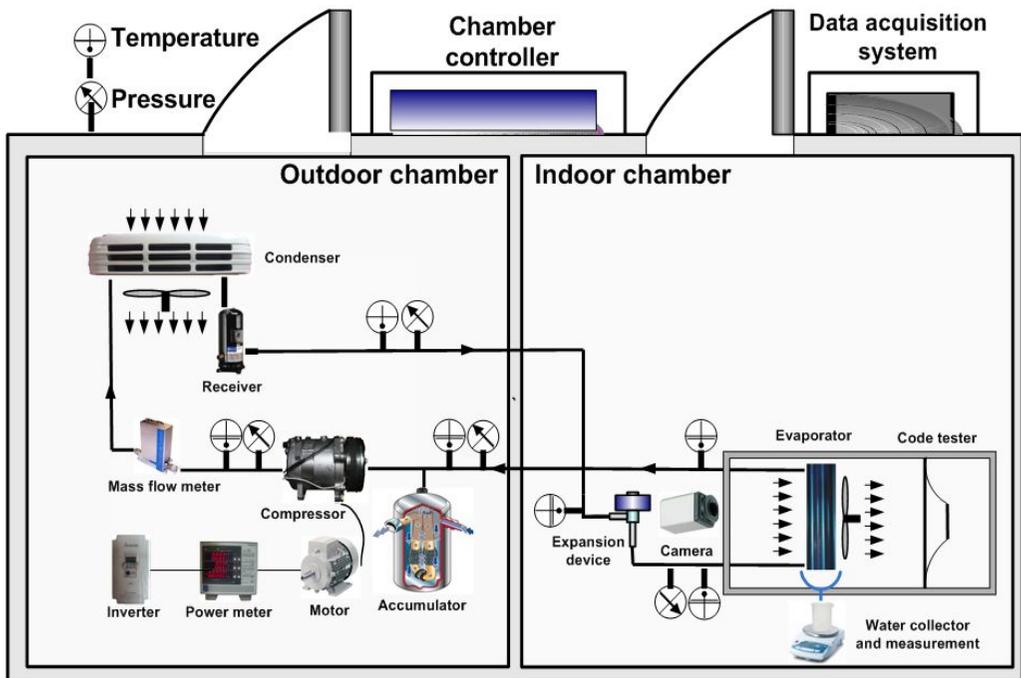


Fig. 2.2 Schematic of experimental equipment with psychrometric chamber.

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 실험장치의 제원 및 데이터 해석

### 1. 온도측정

시스템의 각 구성요소들의 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 건구온도와 습구 온도를 측정하기 위해 RTD를 사용하였다. 시스템에서 열전대를 설치한 부분은 Fig. 2.1에 나타난 것과 같이 압축기 출구, 응축기 출구, 팽창장치 입구, 팽창장치 출구, 증발기 출구, 압축기 입구, 제상부분에 설치하였다.

공기측은 증발기 입구 공기의 건구온도 및 습구온도와 증발기 입출구 공기의 건구 및 습구온도를 측정하였다. T형 열전대 및 RTD는 각각 물의 어는점에서 보정하였으며  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  오차 이내의 값을 출력하는 것을 사용하였다. 본 실험에서 냉매 측의 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   | 4~20 mA         |

### 3. 인버터

차량의 주행속도에 따라 엔진의 회전수가 변화하게 되고, 엔진의 크랭크축과 연결된 압축기는 엔진 회전수 변화와 연계되어 압축기 회전수가 변동하게 된다. 따라서 압축기의 회전수 변화는 냉동시스템의 성능과 밀접한 관련이 있다. 이러한 압축기 회전수 변화에 따른 상용탑차용 냉동시스템의 성능 관찰을 위하여 본 실험에서는 압축기 회전주파수의 변화를 구현하기 위하여 인버터와 전기모터를 이용하였다. 본 연구에서 사용된 인버터의 모습은 Fig. 2.7과 같으며 이를 이용해 모터의 주파수를 변화시켜 압축기 회전속도를 제어하였다. 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 냉동용량의 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 질량유량계 (mass flow meter)를 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 측정기(sampler)

본 열환경 챔버 내에서 실험시 실내측과 실외측의 열교환기로 유입되는 공기의 건구온도와 습구온도를 측정하기 위해 응축기 및 증발기의 공기 흡입 부분에 샘플러(sampler)를 설치하여 열교환기로 흡입되는 공기를 송풍기를 이용해 측정(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.

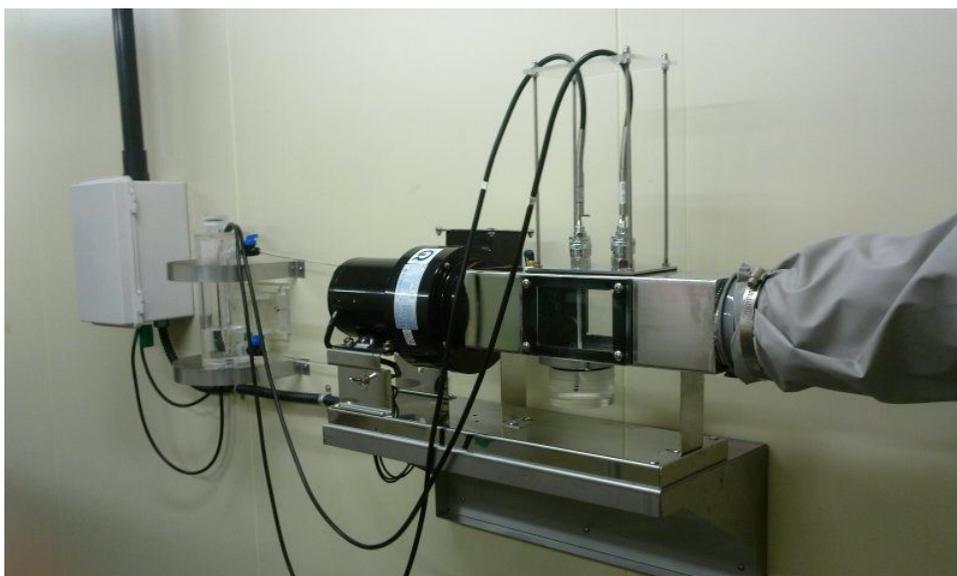


Fig. 2.11 Air sampler and blower.

## 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(code tester)를 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 냉동용량이 계산되는 방식으로 설치하였다. 풍량 측정기기 사양을 Table 2.7에 나타내었고, 흡인식 송풍기의 사양을 Table 2.8에 나타내었다. 열량측정장치에 사용된 측정 센서들의 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(code tester) 작동원리

팬이 부착되어 있는 증발기를 칼로리미터에 장착한 경우 증발기에 장착된 팬이 열량측정장치(code tester) 내부로 공기를 불어주게 된다. 이때 열량측정장치 내부에 압력차가 생기게 되며 이 압력차이가 0으로 설정될 만큼의 공기량을 송풍기를 이용해 배출하게 된다. 이러한 방법으로 증발기의 풍량이 계산이 되며, 증발기 입구로 들어오는 공기의 조건과 증발기 출구의 공기상태를 기준으로 증발기의 용량이 계산되게 된다. 열량측정장치 내부에는  $\varnothing 45$ ,  $\varnothing 55$ ,  $\varnothing 65$ ,  $\varnothing 65$ 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.

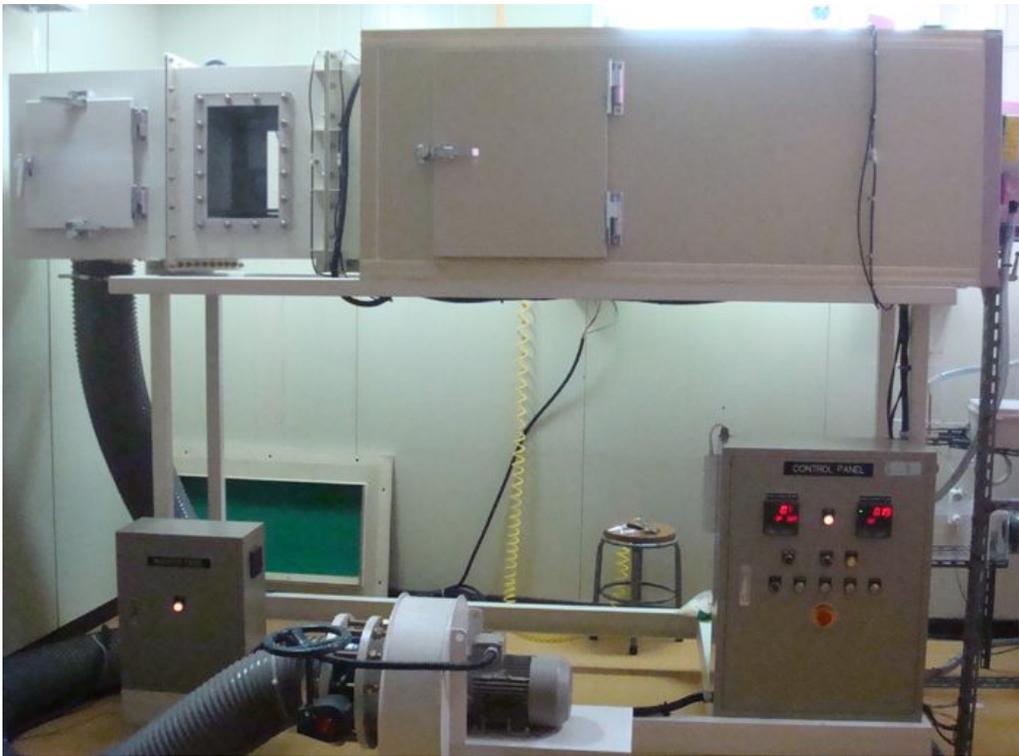


Fig. 2.12 Photograph of the code tester.



Fig. 2.13 Code tester with an evaporator.

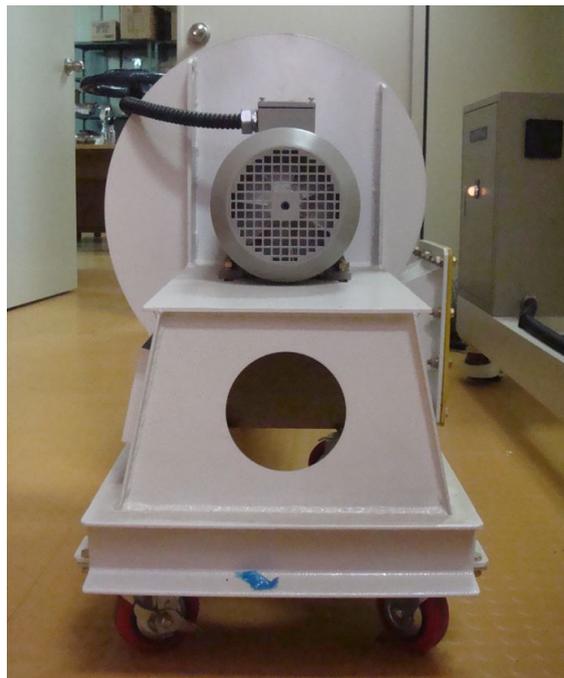


Fig. 2.14 Photograph of suction fan.

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                 | 45∅~1, 55∅~1, 65∅~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 <sup>3</sup> /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 | ℃    | 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 및 방법

본 논문에서는 냉동탑차 냉동시스템의 성능특성을 파악하기 위해 공회전(Idle)상태인 1000 rpm에서 냉동실험조건(ISO-15502, 2005)을 기준으로 하여 실내측과 실외측의 건구온도(dry-bulb temperature)와 습구온도(wet-bulb temperature) 및 압축기 회전속도를 매개변수로 적용하여 실험을 수행하였다. 공기측과 시스템의 열평형을 알아보기 위해 냉매의 유량을 일정한 범위에서 실험을 수행하였고, 공기측과 냉매의 열평형을 알아본 후 본 실험에서는 냉매의 유량을 증가시켜 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 냉매충전량과 팽창장치 개도, 실내온도, 실외온도, 압축기 회전수를 변화시켜 시스템의 성능을 측정하고 고찰한다. 먼저 냉동시스템의 성능 실험을 위해 시스템에 적합한 최적 냉매충전량을 결정하기 위해 기본조건(basic condition)인 실내온도 5°C와 외기 온도를 25°C로 고정한 상태에서 냉매의 유량을 100 g씩 증가시켜 실험을 진행 하였으며, 최적의 냉매충전량에 따른 팽창장치 최적개도 선정을 위해 전자팽창 밸브(Electronic expansion valve)의 개도를 5%씩 증가시켜 실험을 수행하였다. 실험을 통해 최적 냉매충전량에 따른 팽창장치의 최적개도를 설정한 이후 Table 2.11에 나타낸 변수를 기준으로 성능변화 실험을 수행하였다. 고내온도 변화에 대한 성능특성을 고찰하기 위해 고내온도를 1°C에서 9°C까지 4°C씩 증가시켜 실험하였으며, 실외측 공기온도 변화가 미치는 영향을 고찰하기 위해 실외온도를 25°C에서 35°C까지 5°C씩 증가시켜 실험을 수행하였다. 또한, 탑차용 냉동시스템이기 때문에 압축기 회전수 변화에 따른 성능 고찰의 실험이 요구된다. 따라서 본 실험에서는 압축기 회전수를 1000 rpm에서 2000 rpm까지 변화시켜 실험을 수행하였으며 자세한 매개변수를 Table 2.11에 나타내었다.

Table 2.11 Test conditions for test

| Parameters                  | Unit | Specification             |
|-----------------------------|------|---------------------------|
| Refrigerant charging amount | kg   | 1.1, 1.2, 1.3*, 1.4, 1.5, |
| Electronic expansion valve  | %    | 60, 65, 70, 75*, 80,      |
| Indoor air temperature      | °C   | 1, 5*, 9                  |
| Outdoor air temperature     | °C   | 25*, 30, 35               |
| Compressor speed            | rpm  | 1000*, 1500, 2000         |

**\*Basic condition**

### 제 3 장 탑차용 냉동사이클 모델링

본 연구에서는 탑차용 냉동사이클의 해석적 연구를 통하여 실험으로 확인할 수 없는 부분에 대하여 실험적 연구 결과를 미리 예측할 수 있도록 냉동사이클을 구현하는데 목적이 있다. 이는 실험을 통하여 소진되는 비용이나 시간을 줄이는 이점이 있으며 나아가 탑차용 냉동시스템의 성능 예측을 통해 시스템의 효율을 개선할 수 있다. 본 연구에 사용된 탑차용 냉동시스템은 실험에 이용된 압축기와 응축기, 팽창장치, 증발기의 사양을 적용하였으며, 개발된 시스템의 구성은 Fig. 3.1과 같다. 냉동시스템의 해석적 연구를 위해 EES(Engineering equation solver) 프로그램을 이용하여 Fig. 3.2의 순서도를 이용하여 해석적 연구를 진행하였다. 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 고압을 변화시켜 시스템의 질량유량이 결정되며, 질량유량이 일치하지 않았을 경우 압축기 토출압력을 변경시켜 질량유량이 일치할 때까지 반복된다. 질량유량이 일치되었을 경우 저온, 저압의 냉매는 증발기 입구로 들어가 열교환 하게 되며 열교환 후의 냉매의 조건을 초기 가정한 압축기 입구조건과 비교하여 성능변화가 없을 때 전체시스템이 수렴하도록 설계하였다. 또한, 증발기에 생성된 서리층의 해석을 위해 서리층의 두께와 공기의 유동면적을 이용하여 차단비(blocking ratio)를 해석적 연구에 적용하였다.

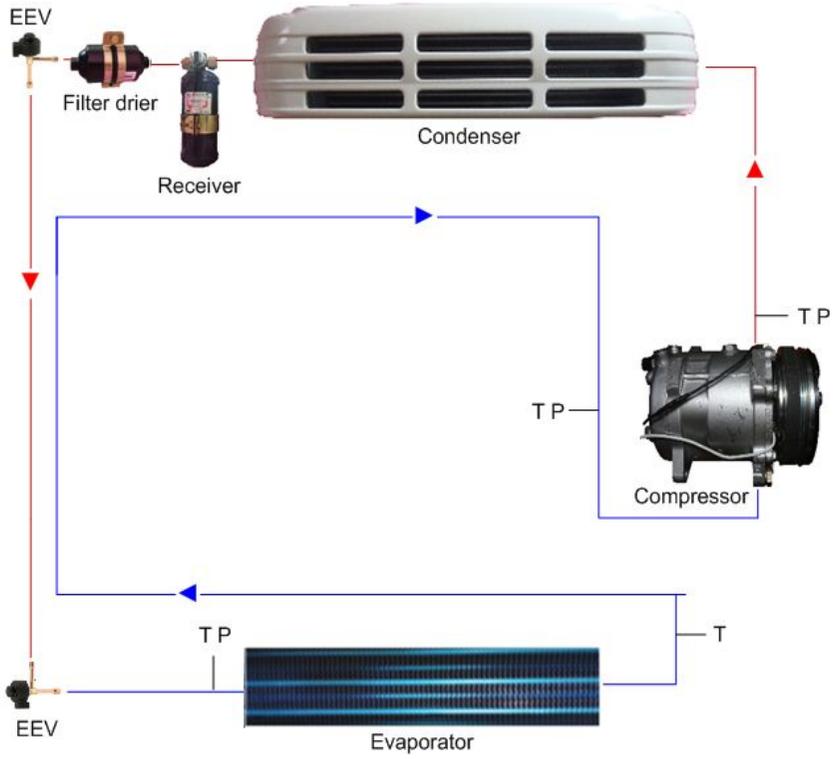


Fig. 3.1 Refrigerator system of refrigerator truck.

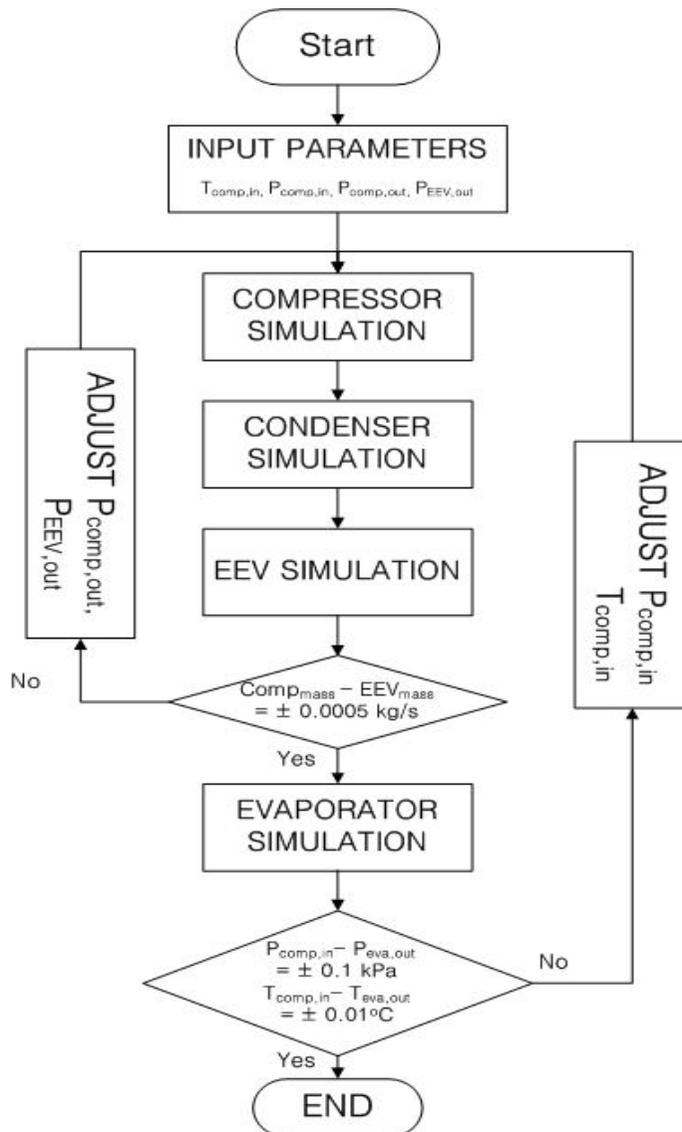


Fig. 3.2 Flow chart for the refrigerator cycle.

## 제 1 절 압축기 모델링

본 연구에서 설계된 압축기는 내구성이 우수하여 자동차 공조시스템의 압축기로써 가장 널리 사용되고 있는 사판식 압축기(SD5L14)를 해석 모델로 선정하였으며 압축기에 대한 사양은 Table 1에 나타내었다. 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량과 압축기 소비동력은 식 (3-1)와 (3-2)를 이용하여 계산하였고, 압축기의 체적효율과 등엔트로피 효율은 식 (3-3)와 (3-4)을 이용하여 계산하였다.

$$M_r = n \frac{\pi}{4} D_c^2 S_p N_c \frac{\eta_v}{v_s} \quad (3-1)$$

$$W_{comp} = \dot{m} \Delta (h_{iscn} - h_{in}) \quad (3-2)$$

$$\eta_v = 0.3596 + 1.1072 \times \overline{S_p} - 0.08132 \times \varepsilon + 0.0001175 \times N - 0.4025 \times \overline{S_p^2} - 2.449 \times 10^{-8} N^2 \quad (3-3)$$

$$\eta_i = 0.2402 + 1.4187 \times \overline{S_p} - 0.09698 \times \varepsilon + 0.000123 \times N - 0.5852 \times \overline{S_p^2} - 2.457 \times 10^{-8} N^2 \quad (3-4)$$

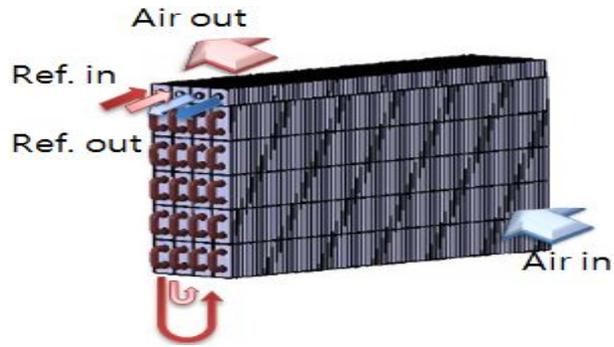
Table 3.1 Specification of compressor

| Elements                    | Unit   | Value |
|-----------------------------|--------|-------|
| Bore                        | mm     | 35    |
| Stroke                      | mm     | 28.6  |
| Displacement per revolution | cc/rev | 138   |
| Number of cylinders         |        | 5     |

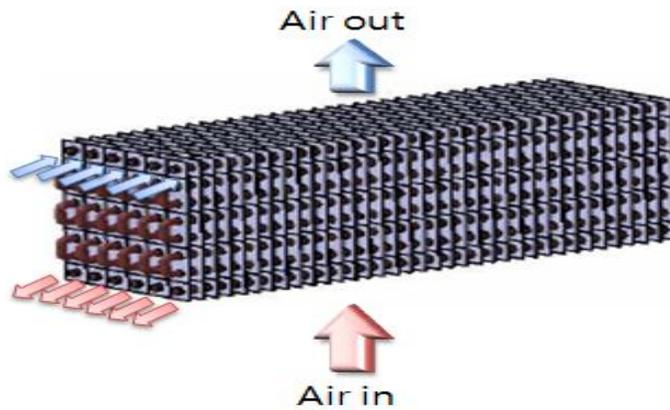
## 제 2 절 열교환기 모델링

시스템의 성능을 향상시키기 위한 방법 중 압축기의 효율 상승에 관한 연구는 진행이 느리고 어려워 열교환기의 형태나 분배 등으로 인한 성능향상에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 본 연구에서 사용된 냉매인 R404A를 이용한 냉동시스템의 열교환기는 실험에 사용된 핀-튜브 열교환기(DM-050S)를 해석적 모델로 선정하였으며 자세한 사양은 Table 3.2에 나타내었다. 탑차용 냉동시스템의 열교환기 모델링을 수행하기 위해 개발된 응축기와 증발기의 형태를 Fig. 3.3에 나타내었다. Fig. 3.3의 (a)는 탑차용 냉동시스템의 열교환기 모델링을 수행하기 위해 개발된 실외기(gascooler)의 모습을 보여주고 있고 (b)는 증발기(evaporator)의 형태를 보여준다. 응축기의 경우 냉매가 세 번째 열과 네 번째 열로 들어가 첫 번째 열과 두 번째 열로 토출되는 형식으로 2개의 관이 4개의 열로 이루어진 핀-관 열교환기를 사용하였고, 증발기의 경우 팽창장치에서 토출된 냉매가 6개의 관으로 분배되고 총 8 열로 이루어진 열교환기 형태를 가지고 있다. 본 연구에서는 열교환기를 관순법(section by section method)을 이용하여 해석적 연구를 수행하였다. 냉매측의 열전달율을 계산하기 위해 냉매의 유량과 정압비열 및 미소체적의 입출구의 냉매 온도를 이용한 식(3-5)을 이용해 계산하였다.

$$Q = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (3-5)$$



(a) Condenser



(b) Evaporator

Fig. 3.3 Schematic of heat exchanger for modeling.

Table 3.2 Specification of heat exchanger

| Specification      | Unit | Condenser                | Evaporator               |
|--------------------|------|--------------------------|--------------------------|
| Fin interval       | [mm] | 2.1                      | 4.56                     |
| Fin height         | [mm] | 25.78                    | 22.64                    |
| Fin width          | [mm] | 24.83                    | 26.13                    |
| Tube diameter      | [mm] | 9.5                      | 9.5                      |
| Tube thickness     | [mm] | 0.5                      | 0.5                      |
| Configuration size | [mm] | 760(L) × 284(H) × 100(W) | 865(L) × 136(H) × 209(W) |

## 1. 냉매측 열전달 상관식

본 연구에서 사용된 냉매 R404A의 경우 관내에서 과열증기, 2상유동, 과냉각액 상태로 상변화를 한다. 그러므로 과열증기와 과냉각액의 영역에서는 단상의 응축열 전달계수 식인 Wang(1996)이 제안한 관계식을 적용하여 계산하였다.

$$h_{sp} = 0.04086 Re_{v,l}^{0.8} Pr_{v,l}^{0.4} \frac{k_{v,l}}{D_i} \quad (3-6)$$

$$Re_{v,l} = \frac{GD_i}{\mu_{v,l}}, \quad Re_{v,l} > 17,900 \quad (3-7)$$

$$G = V_r \rho_r = \frac{m_r}{A_r} \quad (3-8)$$

위 식에서  $Pr_{v,l}$ ,  $k_{v,l}$ ,  $\mu_{v,l}$ ,  $D_i$ ,  $G$ ,  $m_r$ ,  $A_r$ 은 각각 과열증기와 과냉각액에서 프란틀 수, 열전도계수, 점성계수, 관내 직경, 질량유속, 질량유량, 관내의 단면적을 의미한다.

또한 2상유동의 응축열전달계수는 Traviss(1972)의 식을 사용하여 계산하였다. Traviss는  $X_{tt}$ (Martinelli parameter)와 응축액막내의 속도분포에 따른 열전달 변화도 함께 고려하여 아래와 같은 식을 제안하였다.

$$h_{tp} = Pr_l Re_l^{0.9} k_l \frac{F_1(X_{tt})}{F_2(Re_l Pr_l)} \quad (3-9)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l} \quad (3-10)$$

$$F_1 = 0.15 \left[ \frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.476}} \right] \quad (3-11)$$

$$F_2 = 0.707Pr_l Re_l^{0.5}, \quad Re_l \leq 50 \quad (3-12)$$

$$F_2 = 5Pr_l + 5\ln[1 + Pr_l(0.09636Pr_l^{0.585} - 1)], \quad 50 < Re_l \leq 1125 \quad (3-13)$$

$$F_2 = 5Pr_l + 5\ln(1 + 5Pr_l) + 2.5\ln(0.00313Re_l^{0.812}), \quad Re_l > 1125 \quad (3-14)$$

단상유동에서 압력강하는 관내 유체의 속도 수두에 마찰계수를 곱하여 식 (15)과 같이 표현된다. 마찰계수  $f$ 는 유체의 유속과 관내 표면 거칠기의 함수로 정의된다. 본 연구에서 단상 상태의 마찰계수를 구하기 위하여 Blasius(1913)가 제안한 식 (16)을 사용하였다.

$$\Delta P = \frac{fG^2v}{2d_i} \quad (3-15)$$

$$f = 0.079 \left[ \frac{Gd_i}{\mu_r} \right]^{-0.25} \quad (3-16)$$

2상유동에서 냉매의 압력강하는 Friedel(1979)의 상관식을 적용하여 계산하였다. Friedel의 상관식은 단상유동의 압력강하에 보정계수를 곱하여 2상유동의 압력강하를 계산하는 방법으로 보정계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = A_1 + \frac{3.24 \cdot A_2 A_3}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (3-17)$$

$$A_1 = (1-x)^2 + x^2 \left( \frac{\rho_f \cdot f_g}{\rho_g \cdot f_f} \right) \quad (3-18)$$

$$A_2 = x^{0.78} (1-x)^{0.224} \quad (3-19)$$

$$A_3 = \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.91} \left( \frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.19} \left( 1 - \frac{\mu_g}{\mu_f} \right) \quad (3-20)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho^2} \quad (3-21)$$

$$We = \frac{G^2 D}{\rho\sigma} \quad (3-22)$$

## 2. 공기측 열전달 상관식

공기측에서 냉매와 열전달을 계산하기 위해 각 미소체적에 대하여 공기측의 열전달 계수는 식(3-23)을 사용하였다. 냉매와 열교환하는 Slit fin 적용 열교환기의 시뮬레이션은 Wang et al.(2001)이 제안한 Slit fin 열교환기의 공기측 j-factor와 f-factor는 식(3-25)과 식(3-26)와 같이 표현된다.

$$h = j \frac{C_p G_{\max}}{Pr^{2/3}} \quad (3-23)$$

$$G_{\max} = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{\min}} \quad (3-24)$$

Coburn j-factor:

$$j = \begin{cases} 0.9047 Re_{Dc}^{j1} \left( \frac{F_s}{D_c} \right)^{j2} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{j3} \left( \frac{S_s}{S_h} \right)^{-0.0305} N^{0.0782} \\ \text{for } N > 2 \text{ and } Re_{Dc} < 700, \\ 1.0691 Re_{Dc}^{j4} \left( \frac{F_s}{D_c} \right)^{j5} \left( \frac{S_s}{S_h} \right)^{j6} N^{j7} \\ \text{for } N = 1, 2 \text{ or } N > 2 \text{ and } Re_{Dc} > 700, \end{cases} \quad (3-25)$$

$$j1 = -0.2555 - \frac{0.0312}{(F_s/D_c)} - 0.0487N \quad (3-26)$$

$$j2 = 0.9703 - 0.0455 \sqrt{Re_{Dc}} - 0.4986 \left( \ln \frac{P_t}{P_l} \right)^2 \quad (3-27)$$

$$j3 = 0.2405 - 0.003 Re + 5.5349 \left( \frac{F_s}{D_c} \right) \quad (3-28)$$

$$j4 = -0.535 + 0.017 \left( \frac{P_t}{P_l} \right) - 0.0107N \quad (3-29)$$

$$j5 = 0.04115 + 5.5756 \sqrt{\frac{N}{Re_{Dc}}} \ln \frac{N}{Re_{Dc}} + 24.2028 \sqrt{\frac{N}{Re_{Dc}}} \quad (3-30)$$

$$j6 = 0.2646 + 1.0491 \left( \frac{S_s}{S_h} \right) \ln \frac{S_s}{S_h} - 0.216 \left( \frac{S_s}{S_h} \right)^3 \quad (3-31)$$

$$j7 = 0.3749 + 0.0046 \sqrt{Re_{Dc}} \ln Re_{Dc} - 0.0433 \sqrt{Re_{Dc}} \quad (3-32)$$

*Fanning friction factor f:*

$$f = 1.201 Re_{Dc}^{f1} \left( \frac{F_s}{Dc} \right)^{f2} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{f3} \left( \frac{S_s}{S_h} \right)^{f4} (N)^{f5} (S_n)^{f6} \quad (3-33)$$

$$f1 = -0.1401 + 0.2567 \ln \left( \frac{F_s}{D_c} \right) + 4.399e^{-S_n} \quad (3-34)$$

$$f2 = -0.383 + 0.7998 \ln \left( \frac{F_s}{D_c} \right) + \frac{5.1772}{S_n} \quad (3-35)$$

$$f3 = -1.7266 - 0.1102 \ln(Re_{Dc}) - 1.4501 \left( \frac{F_s}{D_c} \right) \quad (3-36)$$

$$f4 = 0.4034 - 0.199 \left( \frac{S_s/S_h}{\ln(S_s/S_h)} \right) + 0.4208 \left( \frac{\ln(S_s/S_h)}{(S_s/S_h)^2} \right) \quad (3-37)$$

$$f5 = -9.0566 + 0.6199 \ln Re_{Dc} + \frac{32.8057}{\ln Re_{Dc}} - \frac{0.2881}{\ln N} + \frac{0.9583}{N^{1.5}} \quad (3-38)$$

$$f6 = -1.4994 + 1.209 \left( \frac{P_t}{P_l} \right) + \frac{1.4601}{S_n} \quad (3-39)$$

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

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h_a}{k_f\delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{F_d}\right)}, \quad l = \frac{H}{2} - \delta_f \quad (3-40)$$

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_a}(1 - \eta_f) \quad (3-41)$$

또한 시스템의 열저항은 관내부와 관 외부의 열저항으로 나뉘며 서리가 생성되지 않을 경우 전체 서리층을 제외한 전체 열저항을 나타내는 식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{\eta_{s,a} h_a A_a} \quad (3-42)$$

### 3. 서리층 모델링

열교환기에 생성된 서리는 공기 유로를 차단하여 공기의 흐름을 방해하며, 열저항을 증가시켜 열교환 효율을 떨어뜨리는 주된 원인이 된다. 습공기로 인한 서리의 성장은 다공성의 서리를 형성하고 확산현상으로 인하여 고밀도의 서리층을 형성하게 된다. Fig. 3.4은 탑차용 냉동시스템의 열교환기 표면에 생성된 서리의 영향을 고려하기 위하여 서리의 체적을 무착상상태에서 공기의 유동 면적으로 나누어 식 (3-43)와 같이 계산하여 적용하였다.

$$\begin{aligned}
 \text{Blocking ratio}(\%) &= \frac{\text{frost area}}{\text{initial air passing area}} \\
 &= \frac{\left[ \pi \int_a^b \{f(x)\}^2 \cdot dx - \pi \int_a^b \{g(x)\}^2 \cdot dx \right] - \left[ \pi \int_a^b \{f(x)\}^2 \cdot dx - \pi \int_a^b \{g(x)\}^2 \cdot dx \right]}{\left[ \pi \int_a^b \{f(x)\}^2 \cdot dx - \pi \int_a^b \{g(x)\}^2 \cdot dx \right]} \quad (3-43)
 \end{aligned}$$

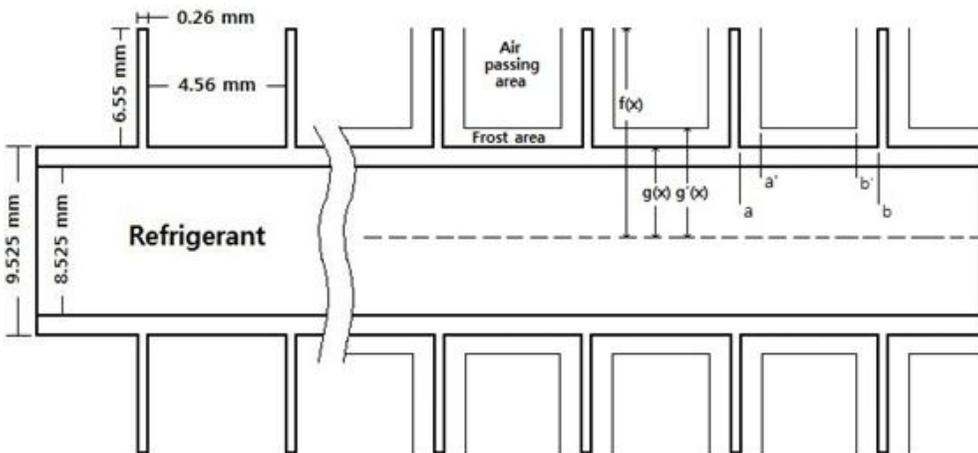


Fig. 3.4 Schematics of a fin and tube type evaporator with frost.

이로 인하여 냉동시스템의 열교환기 표면에 생성된 서리의 영향을 고려하기 위하여 서리층 열전달계수를 해석에 반영하였다. 서리층 열전달계수는 Sanders(1977)가 제안한 식 (3-44)을 이용하여 계산하였다. 또한 열전달계수에 영향을 미치는 서리의 밀도는 Hayashi et al.(1974)이 제안한 식 (3-45)을 사용하였다.

$$k_f = 1.202 \times 10^{-3} \rho_f^{0.963} \quad (3-44)$$

$$\rho_f = 650 \exp^{0.227 T_f} \quad (3-45)$$

이슬점 온도 이하로 작동되는 증발기 표면온도 조건에서 열교환기 표면에 서리가 생성되어 공기측 압력강하는 크게 증가한다. 이를 해석하기 위해 공기측 압력강하는 Aoki et al.(1990)이 제안한 식(3-46)을 사용하여 계산하였다.

$$\Delta P_a = \frac{f}{2} \rho_a V_{\max}^2 \frac{4S_{p,1}}{de} \quad (3-46)$$

$$f = 58.7 Re_{de}^{-0.44} de^{0.83} \quad (3-47)$$

$$Re_{de} = \frac{\rho_a V_{\max} de}{\mu} \quad (3-48)$$

$$de = \frac{4A_{\min} S_{p,1}}{A_T} \quad (3-49)$$

또한, 열교환기에서 서리의 열저항을 고려한 총 저항은 식 (3-50)와 같이 나타낼 수 있다.

$$R_T = \frac{1}{h_r A_r} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_i L} + \frac{1}{h_a A_t} + \frac{\ln((D_o + 2t_f)/D_o)}{2\pi k_f L} + \frac{t_f}{\eta_f k_f A_f} + \frac{1}{\eta_f h_a A_{fin}} \quad (3-50)$$

서리의 생성은 외부환경 또는 내부환경의 영향이나 다른 여러 가지 요소들에 의해 매우 불규칙 적으로 생성이 된다. 이러한 서리층의 열전달을 모델링 하기는 매우 힘들기 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 전자팽창장치(EEV)로 모델링 하였다. 전자팽창장치를 통과하는 냉매의 질량유량은 6개의 물리적 변수와 4개의 기하학적인 변수로 표현되며 Buckingham  $\pi$  정리를 바탕으로 제시된 Hwang and Kim(2007)에 의해 제안된 식 (3-51)을 이용해 계산하였으며 이에 사용된 상수 값들은 Table 3.3에 나타내었다.

$$\left( \frac{\dot{m}}{A_{t.m} \sqrt{\rho \Delta p}} \right) = c_1 \left( \frac{L}{D_m} \right)^{C_2} \left( \frac{D_m}{D_o} \right)^{C_3} \left( \frac{p_{in}}{p_c} \right)^{C_4} \left( \frac{T_{in}}{T_c} \right)^{C_5} \quad (3-51)$$

Table 3.3 Constants in EEV correlation

| Constant | Value                  |
|----------|------------------------|
| $C_1$    | $1.17 \times 10^0$     |
| $C_2$    | $-3.99 \times 10^{-2}$ |
| $C_3$    | $-7.27 \times 10^{-2}$ |
| $C_4$    | $3.86 \times 10^{-1}$  |
| $C_5$    | $-4.55 \times 10^0$    |

## 제 4 절 해석 조건

냉동탑차의 냉동시스템의 성능특성을 파악하기 위해 공회전상태인 1000 RPM에서 냉동 실험조건 (ISO 15502)을 기본조건으로 하여 성능해석을 수행하였다. 운전조건 변화에 따른 성능해석을 수행하기 위해 탑차의 엔진 회전속도, 실내측과 실외측 공기온도를 각각 변화시켜 해석적 연구를 수행하였다. 또한, 차단비에 따른 성능변화를 실험과 해석적 연구로 비교 분석하기 위하여 20분 간격으로 열교환기에 생성된 서리의 두께를 응축액으로 측정하여 밀도와 서리층 표면의 평균 온도를 이용하여 차단비를 계산하였으며, 이 때의 차단비를 해석적 연구에 적용하였다. 탑차용 냉동시스템의 성능해석을 위해 설정된 해석조건을 Table 3.4에 나타내었다.

Table 3.4 Simulation conditions

| Test condition            | Unit | Parameters        |
|---------------------------|------|-------------------|
| Indoor air temperature    | ℃    | 1, 5*, 9          |
| Outdoor air temperature   | ℃    | 25*, 30, 35       |
| Compressor rotating speed | rpm  | 1000*, 1500, 2000 |
| Relative humidity         | %    | 50*               |
| Front air velocity        | m/s  | 2*                |

\*Basic condition

## 제 4 장 결과 및 고찰

### 제 1 절 기본조건에서의 검증실험 결과 및 고찰

#### 1. 냉매충전량에 따른 성능 고찰

탑차용 냉동시스템의 최적의 냉매 충전량을 찾기 위해 냉매의 충전량을 1.1 kg부터 1.5 kg까지 0.1 kg 씩 증가시켜 실험을 수행하였다. Fig. 4.1은 기본조건에서 냉매충전량에 따라 압축기 소비동력, 냉동용량, 그리고 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 냉동용량은 냉매의 충전량 증가에 따라 일정하게 증가하였고, 이에 따라 압축기 소비동력 또한 증가하는 경향을 나타내었다. 냉매의 질량유량이 1.1 kg일 때 작동시간 40분 정도 흐른 후에 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 2.62 kW, 1.56 kW로 측정되었으며, 이때 성능계수는 1.67로 측정되었다. 냉매의 충전량이 증가함에 따라 냉동용량과 압축기 소비동력이 증가하여 냉매의 충전량이 1.3 kg일 때 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 2.99 kW, 1.65 kW로 측정되었으며, 이에 따라 성능계수는 1.81로 가장 크게 측정되었다. 또한, 냉매의 충전량이 1.5 kg일 때 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 3.19 kW, 1.78 kW로 냉매의 충전량이 증가할수록 시스템의 냉동용량과 압축기 소비동력은 점차 증가하는 경향이 나타났지만 냉동용량의 증가량에 비해 압축기 소비동력의 증가량이 커 시스템의 성능계수는 감소하는 경향이 나타났다. 또한, 작동시간이 지속됨에 따라 증발기에 서리층이 형성되어 냉동용량과 압축기 소비동력은 점차 감소하였으며, 최적 충전량인 1.3 kg 조건에서 성능계수는 작동시간 40분 이후 착상현상으로 인하여 점차 감소하여 1.81에서 1.39까지 약 23.4% 감소하였다.

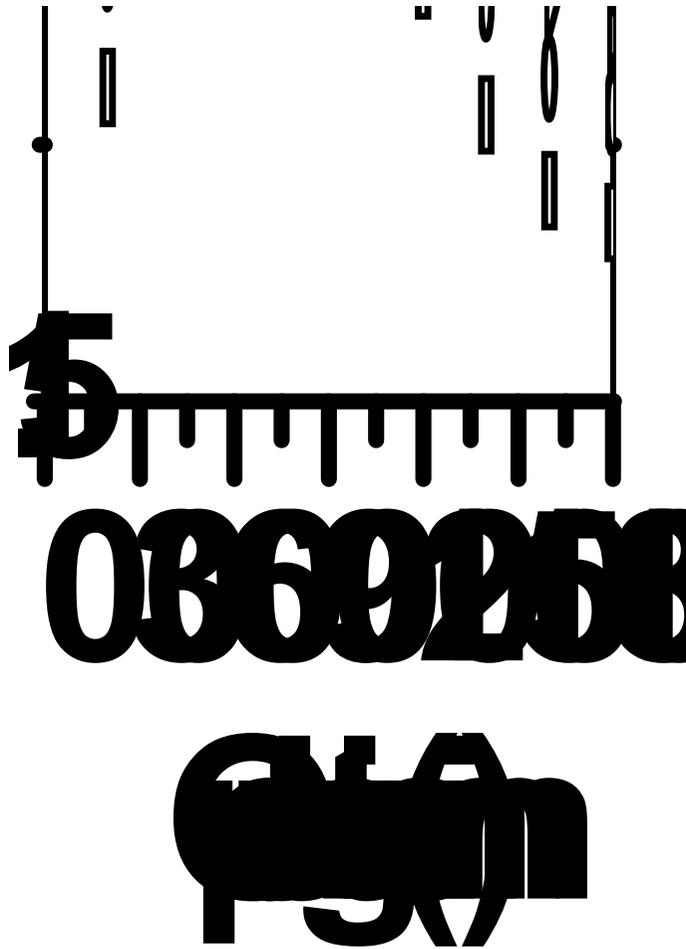


Fig. 4.1 Variation of performance with refrigerant charge amount.

## 2. EEV 개도 변화에 따른 성능 고찰

Fig. 4.2는 냉매의 최적 충전량인 1.3 kg에서 EEV의 최적 개도를 찾기 위해 EEV 개도를 60%부터 80%까지 5%씩 증가시켜 실험을 진행한 결과를 보여주고 있다. EEV 개도에 따라 시스템을 유동하는 냉매의 질량유량이 변화되기 때문에 냉동시스템의 성능변화에 영향을 미치게 된다. 따라서 EEV의 개도가 증가함에 따라 시스템을 유동하는 냉매의 질량유량 증가로 인해 냉동용량 증가하고 압축기 소비동력 또한 증가된다. EEV의 개도가 60%에서 80%까지 증가함에 따라 작동시간 40분 정도 흐른 후에 냉동용량은 EEV의 개도가 60%일 때 2.29 kW, 80%일 때 2.61 kW까지 증가하였으며, 압축기 소비동력 또한 1.19 kW, 1.35 kW로 점차 증가하는 경향을 나타내었다. 시스템의 성능계수는 EEV의 개도가 60%일 때 1.93로 측정되었으며 EEV 개도가 증가함에 따라 점차 증가하여 75%에서 2.07로 가장 크게 측정되었다. 반면 EEV 개도 80%에서는 너무 큰 EEV 개도로 인하여 충분한 응축압력이 형성되지 못하고 증발압력의 상승으로 인하여 냉동용량이 감소하여 성능계수가 감소하는 것으로 나타났다. 그 결과, 최적의 EEV 개도인 75%에서 최대 성능계수 2.07에서 180분까지 지속적으로 감소하였으며 작동시간이 180분일 때 약 1.59까지 감소하는 것으로 나타났다.

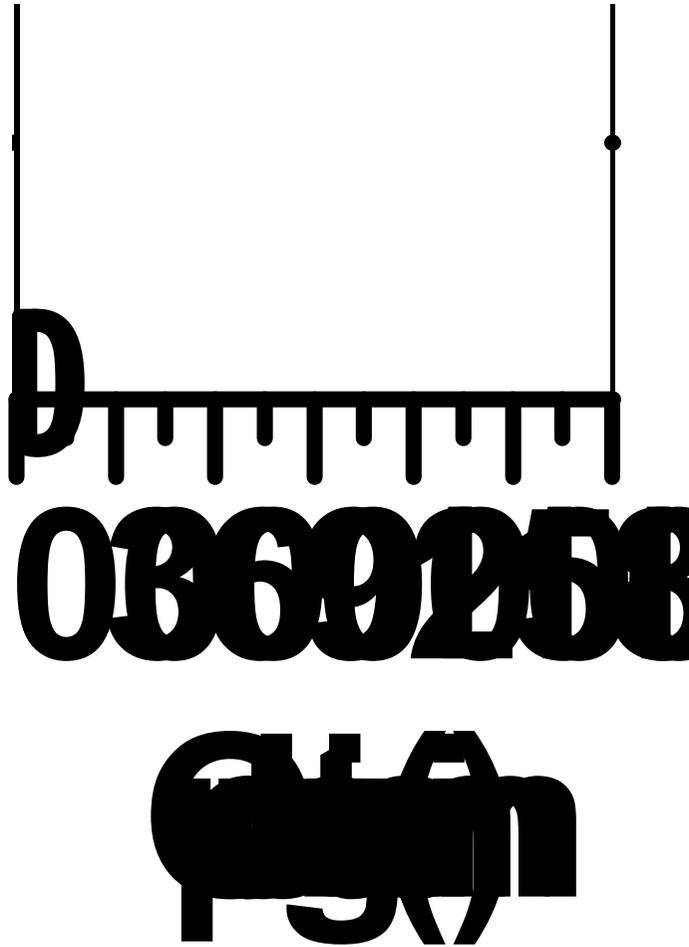


Fig. 4.2 Variation of performance with EEV opening.

## 제 2 절 착상현상에 따른 성능변화 결과 및 고찰

### 1. 기본조건에서 운전시간에 따른 서리성장과 성능 고찰

냉매의 최적 충전량과 최적개도에서 운전시간에 따른 탑차용 냉동시스템의 열교환기에 생성된 서리층의 생성과정을 Fig. 4.3에 나타내었으며, 실험과 시뮬레이션의 성능변화 결과를 비교하여 Fig. 4.4에 나타내었다. 서리에 의한 차단비는 Fig. 4.3에 나타난 것과 같이 초기에 열교환기 열계 뒤덮을 정도의 서리가 생성되어 점차 서리의 양이 증가해 180분 이후 차단비는 35.0%까지 증가하였으며, 해석적 결과의 경우 40.4%까지 증가하는 것으로 예측되었다. 차단비에 대한 실험과 해석적 결과를 비교해보면 15.2%의 오차범위 이내로 일치하는 것을 알 수 있었다. Fig. 4.4를 보면 실험결과 냉동용량은 작동시간 40분 즈음에 가장 큰 냉방용량을 나타낸 이후 열교환기에 생성된 서리층의 영향으로 인하여 180분이 지날 때 냉동용량은 30.2% 까지 감소하였으며, 성능계수는 23.3% 감소하였다. 해석적 결과 같은 조건에서 냉동용량은 30.4% 감소하였고 성능계수는 28.0% 감소하였다. 이에 대하여 실험과 해석적 결과를 비교하였을 때 냉동용량과 성능계수는 각각 15.2%, 13.6%의 오차율 내에서 일치하는 것으로 나타내었다. 특히 시스템의 운전이 안정되어 서리의 영향이 시스템에 미치는 40분 이후의 냉동용량의 변화는 해석과 거의 같은 경향을 나타냄을 확인할 수 있다. 습공기와 저온의 열교환기로 인하여 증발기 표면에 생성된 서리를 작동 시간에 따라 Fig. 4.3에 나타내었다.

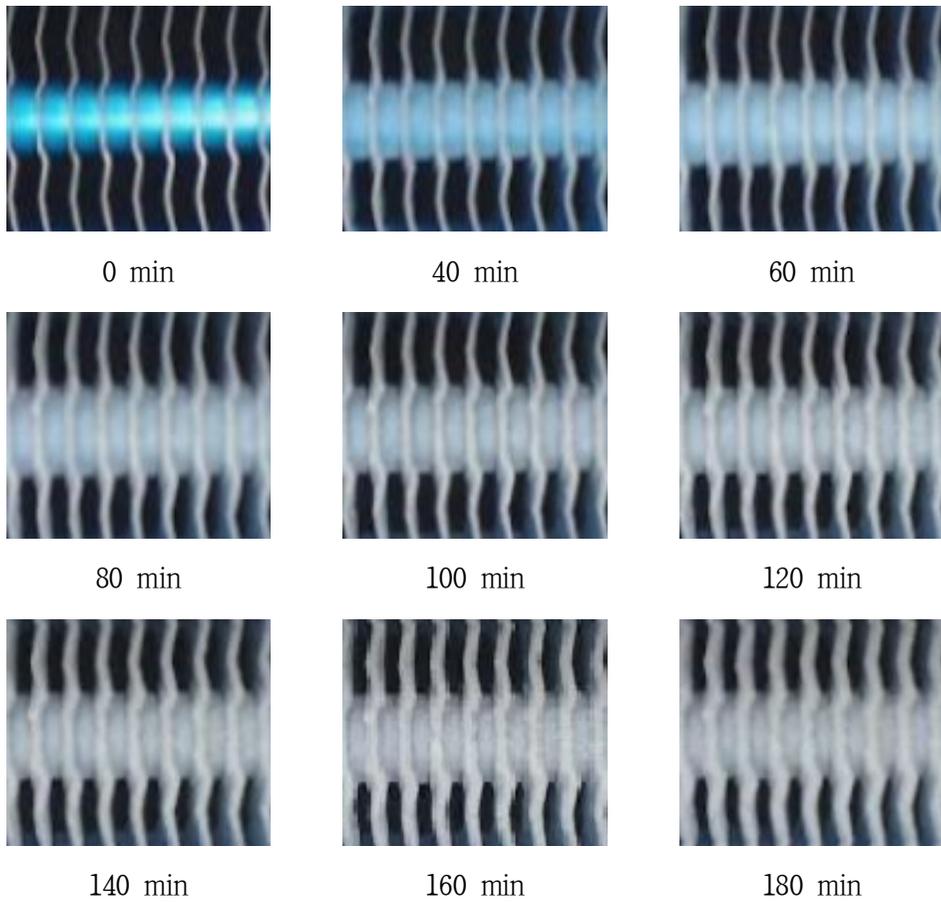


Fig. 4.3 Photograph of frost growth on the evaporator with operating time.

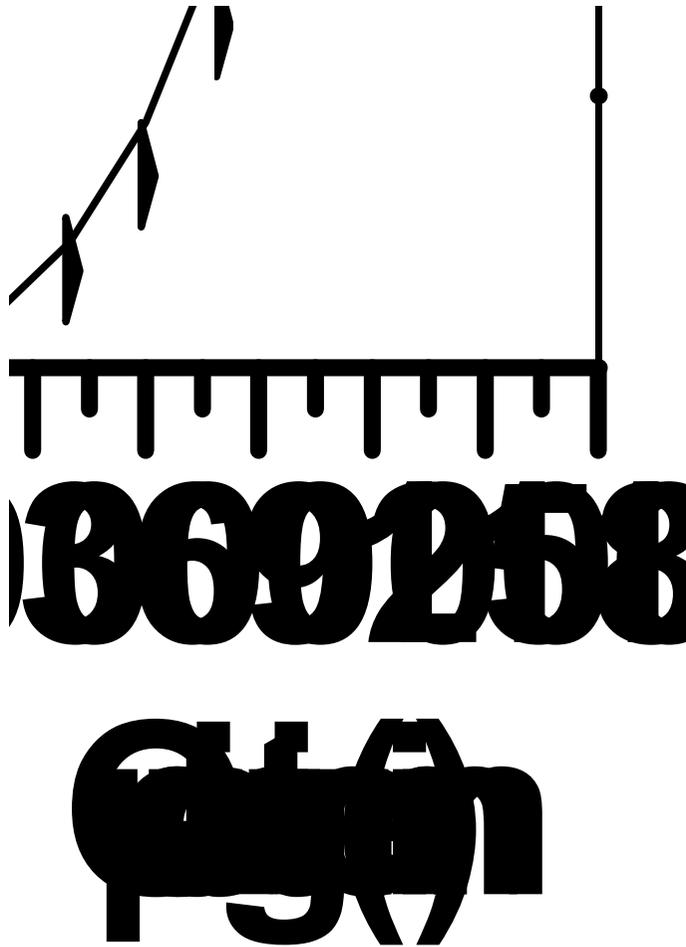


Fig. 4.4 Variations of performance with operating time.

## 2. 실내온도 변화에 따른 차단비와 성능 고찰

고내 온도가 탑차용 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해 고내 온도를 1℃에서 9℃까지 4℃씩 증가시켜 실험과 해석적 연구를 수행하였다. Fig. 4.5는 작동시간에 따른 차단비, 냉동용량, 성능계수의 변화를 나타내고 있다. 차단비의 경우 고내온도가 낮을수록 열교환기에 서리의 생성이 활발해져 실험과 해석적 연구 결과 운전조건이 100분까지는 점차 증가하였으나 실험결과 100분 이후에는 점차 감소하는 것으로 나타났다. 차단비의 증가율이 점차 증가하였다. 이후 서리의 성장률은 감소하였지만 다공성의 서리는 확산현상으로 인하여 고밀도의 서리층을 형성하였으며 이는 Deniz, Rite, Guo의 실험결과와 비슷한 경향성을 나타내었다. 이로 인하여 고내온도 1℃와 9℃에서 차단비의 경우 49.0%, 28.1%까지 형성되었으며 해석적 연구와 20.2% 이내에서 일치함을 보였다. 차단비가 가장 크게 형성된 1℃에서 차단비에 따른 냉동용량과 성능계수는 실험결과 각각 32.7%, 24.7% 감소하였고, 해석결과 각각 29.8%, 27.6% 감소하였다. 이는 차단비의 증가로 인해 증발기에서 열교환량이 감소하여 증발기 출구의 온도가 감소하고 이에 압축기 입구의 비체적은 감소하게 되기 때문이다. 그 결과 실험에서 냉동시스템에 흐르는 냉매의 질량유량은 차단비가 증가함에 따라 점차 감소하여 냉동용량과 성능계수가 각각 2.34에서 1.63, 1.91에서 1.47까지 감소되는 것으로 나타났으며 해석결과와의 오차율은 15.1% 이내에서 일치함을 보였다.

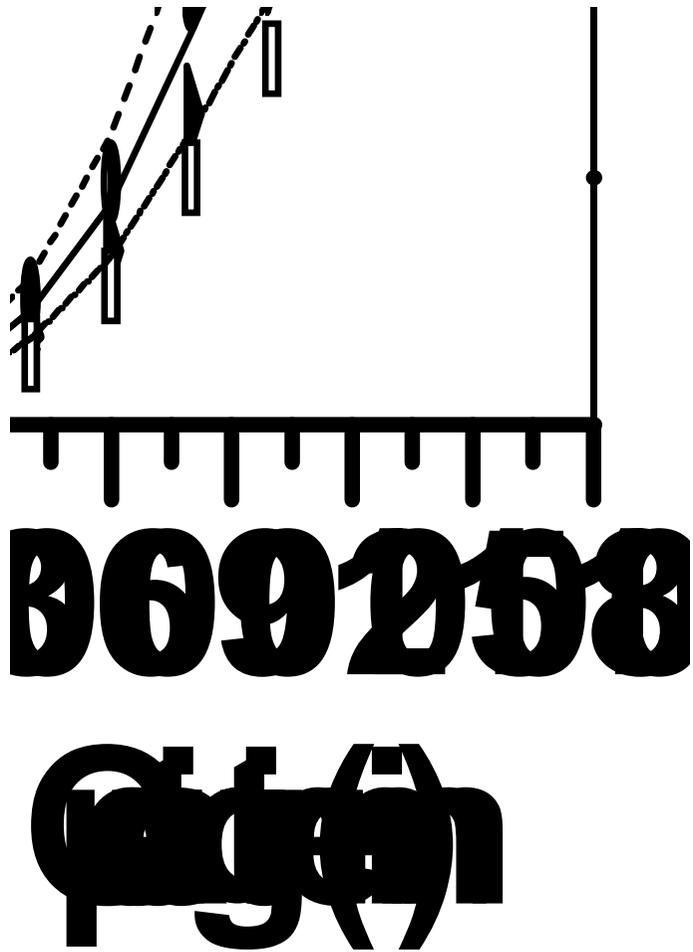


Fig. 4.5 The effect of the indoor air temperature on the blocking ratio and performance with operating time.

### 3. 실외온도 변화에 따른 차단비와 성능 고찰

Fig. 4.6은 실외온도가 탑차용 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해 실외온도를 25℃에서 35℃까지 5℃씩 증가시켜 이에 따른 차단비와 냉동용량, 성능계수의 변화를 실험과 해석적 결과로 나타내었다. 모든 조건에서 작동 초기에 서리의 성장정도는 실험과 해석적 결과가 거의 동일하게 측정되었다. 이후 실외온도 25℃에서 작동시간에 따라 차단비는 실험적 연구에서 최대 35.3%까지 증가하였고, 해석적 결과 40.4%까지 증가하였다. 실외온도 35℃에서 작동시간에 따라 차단비는 실험과 해석적 연구 결과 각각 23.5%와 25.1%까지 증가하였으며 19.5% 이내의 오차 내에서 일치하였다. 냉동용량의 경우 실외온도 증가로 응축기에서 냉매와 공기와의 온도차가 감소되어 열교환이 줄어들고 응축기에서 토출되는 냉매의 온도와 엔탈피가 증가되며, 이에 증발기 입구의 건도 감소로 인하여 냉동용량은 감소한다. 냉동시스템의 실외기로 들어오는 공기의 온도가 상승하면 압축기에서 냉매의 큰 압축비로 인해 토출되는 냉매의 양은 감소하지만 압축기 소비동력은 상승하여 성능계수가 감소한다. 따라서 실외온도가 높을수록 차단비의 형성은 감소하였지만 냉동시스템의 성능은 감소하여 35℃의 조건에서 냉동용량과 성능계수는 해석결과 각각 46.8%, 44.8% 감소하였으며, 실험결과와 각각 14.8%, 16.5%의 오차범위 내에서 일치하였다.

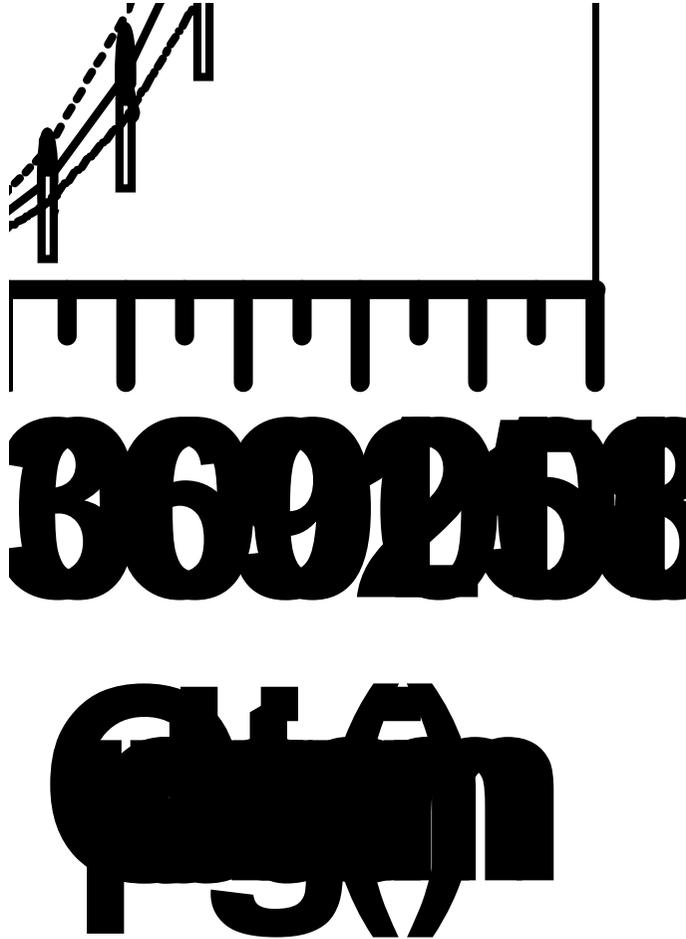


Fig. 4.6 The effect of the outdoor air temperature on the blocking ratio and performance with operating time.

#### 4. 압축기 회전속도 변화에 따른 차단비와 성능 고찰

차량의 크랭크축과 연결된 압축기는 기어 변속이나 주행속도 등 다양한 원인에 따라 엔진의 회전수가 급격하게 변화하게 된다. 이렇게 엔진의 회전수가 변할 경우 압축기에서 토출되는 냉매의 유량에 영향을 미쳐 시스템의 성능특성 변화의 원인이 된다. 따라서 압축기 회전수 변화에 대한 실험과 해석적 연구를 고찰하기 위해 압축기 회전수를 1000 rpm에서 2000 rpm까지 500 rpm씩 증가시켜 차단비와 냉동시스템의 성능 변화를 고찰하였으며 이를 Fig. 4.7에 나타내었다. 해석결과 압축기 회전수 변화에 따른 냉동시스템의 성능계수는 1500 rpm에서 가장 크게 나타났으며 이 때의 성능계수는 2.30으로 측정되었고, 작동시간에 따라 1.86까지 약 19.4% 감소하였으며, 실험결과 성능계수는 1.86에서 작동시간에 따라 1.39까지 약 25.4% 감소하여 22.5% 오차범위 내에서 일치하였다. 차단비의 경우 압축기 회전수가 1500 rpm일 때 실험과 해석적 결과 각각 40.2%, 46.7%로 측정되었으며, 2000 rpm일 때 42.9%, 49.7%로 측정되어 오차율 19.1% 이내에서 일치하였다. 압축기 회전수가 클수록 서리의 생성량이 증가하였는데, 이는 압축기 회전수 증가로 인한 냉매의 질량 유량 증가로 증발온도와 증발압력이 증가해 증발기 표면온도가 상승하기 때문이다. 또한, 압축기 회전수의 변화에 따른 시스템의 성능은 압축기의 회전속도가 증가함에 따라 압축기에서 토출되는 냉매의 유량이 증가하여 냉동용량 및 압축기의 소비동력 또한 증가하게 된다. 하지만 압축기 소비동력의 증가폭이 냉동용량의 증가폭에 비해 크기 때문에 시스템의 성능계수는 점차 감소하는 경향을 나타내어 실험적 연구 결과 2000 rpm일 때 1.78에서 1.31까지 26.1% 감소하였으며, 해석적 연구 결과 2.12에서 1.82까지 14.1% 감소하였다.

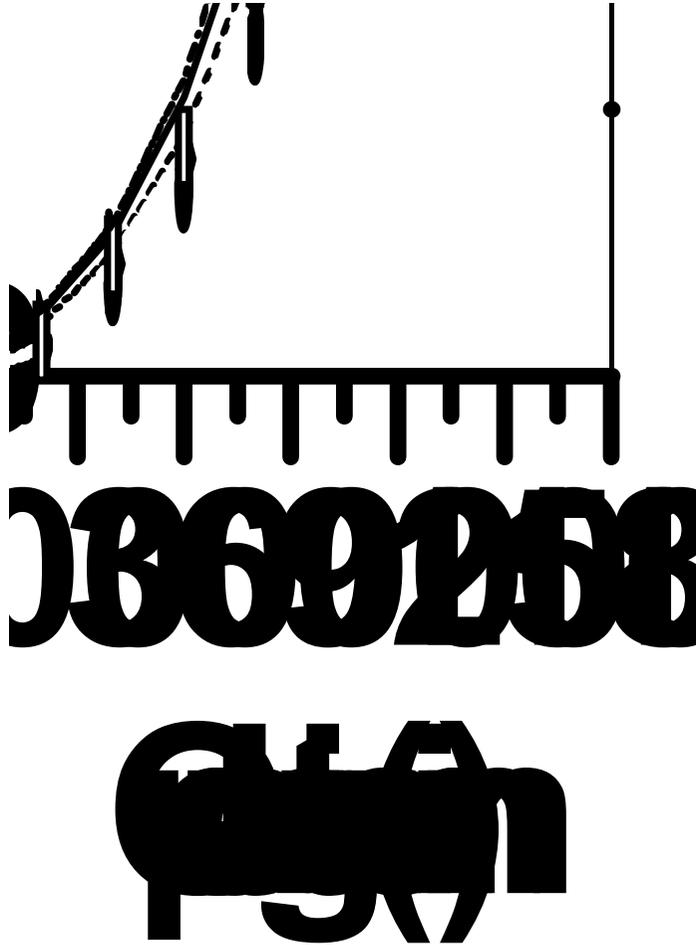


Fig. 4.7 The effect of the compressor rotating speed on the blocking ratio and performance with operating time.

### 제 3 절 무착상 조건 성능과의 비교 해석 및 고찰 및 고찰

저온에서 작동하는 냉동기의 열교환기(증발기)는 작동시간이 지속됨에 따라 열교환기에 생성되는 서리의 영향으로 점차 성능이 감소하게 된다. 이러한 서리를 제거하기 위해 냉동 사이클 방식(역사이클 hot gas 방식, by pass 방식, 축열 방식)이나 비냉동 사이클 방식(전열방식, 물·브라인 분사 방식, 기계적 제거 방식)의 제상방법이 고안되어 현재 적용 중에 있다. 하지만, 열교환기에서 제상 작업 중에는 시스템의 운전을 중지하여야 하므로 쾌적성이나 온도 유지의 문제가 발생하며 냉동과 제상 작업의 반복 운전으로 제품의 수명이 단축될 우려가 있다. 또한, 제상으로 인한 공기측 온도가 상승하므로 제상 종료 후 열을 제거하기 위한 부가적인 에너지를 소비하게 된다. 다른 방법으로 서리의 생성을 줄이거나 늦추기 위한 목적으로 열교환기에 친수성 또는 발수성으로 표면처리를 하는 방법이 활발히 진행 중에 있으며, 열교환기의 배열이나 핀의 형태 또는 각도를 조절하는 등 열교환기의 효율을 향상시키기 위한 다양한 방법들이 연구되고 있다. 따라서 본 연구에서는 앞선 연구와 같은 조건을 바탕으로 열교환기에 착상이 생기지 않는 무착상상태를 가정하여 서리가 성장함에 따라 시스템의 성능의 감소정도와 시스템의 성능 특성을 비교 고찰하였다.

## 1. 실내온도 변화에 따른 성능 고찰

무착상 상태와 운전시간이 60분, 120분, 180분일 때의 탑차용 냉동시스템의 실내 온도 변화에 따른 냉동용량, 압축기 소비동력, 성능계수를 Fig. 4.8에 나타내었다. 실내측 온도를 1℃에서 9℃까지 2℃씩 증가시켜 해석적 연구를 진행하였다. 기본조건에서 무착상 조건의 경우 실내측 온도가 1℃에서 9℃까지 증가함에 따라 시스템의 냉동용량은 2.42 kW에서 2.66 kW까지 증가하였으며, 압축기 소비동력은 1.23 kW에서 1.20 kW까지 감소하였다. 열전달 매개체로 사용된 공기는 실내 온도가 상승함에 따라 공기의 온도가 상승하기 때문에 증발기에서 냉매와 공기 온도의 차이가 증가하여 증발기의 입구와 출구 측의 엔탈피 차가 증가하게 된다. 따라서 증발기 입·출구의 엔탈피 차의 증가로 인해 냉동용량은 10.0% 정도 증가하였고, 실내온도가 증가함에 따라 압축기 입구로 유입되는 냉매의 비체적이 증가하여 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량이 조금씩 감소하여 압축기 소비동력이 2.4% 감소하였다. 그 결과 시스템의 냉동용량은 증가하고 압축기 소비동력은 감소하여 시스템의 성능계수는 1.97에서 2.22로 약 12.7% 증가하였다. 또한, 냉동용량의 경우 무착상상태와 비교하여 실내온도가 1℃일 때 작동시간 60분, 120분, 180분이 흐를 경우 냉동용량은 2.06 kW, 1.83 kW, 1.70 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 29.8% 감소하였고, 실내온도가 9℃일 때 작동시간 60분, 120분, 180분이 흐를 경우 냉동용량은 2.23 kW, 1.98 kW, 1.83 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 31.3% 감소하였다.

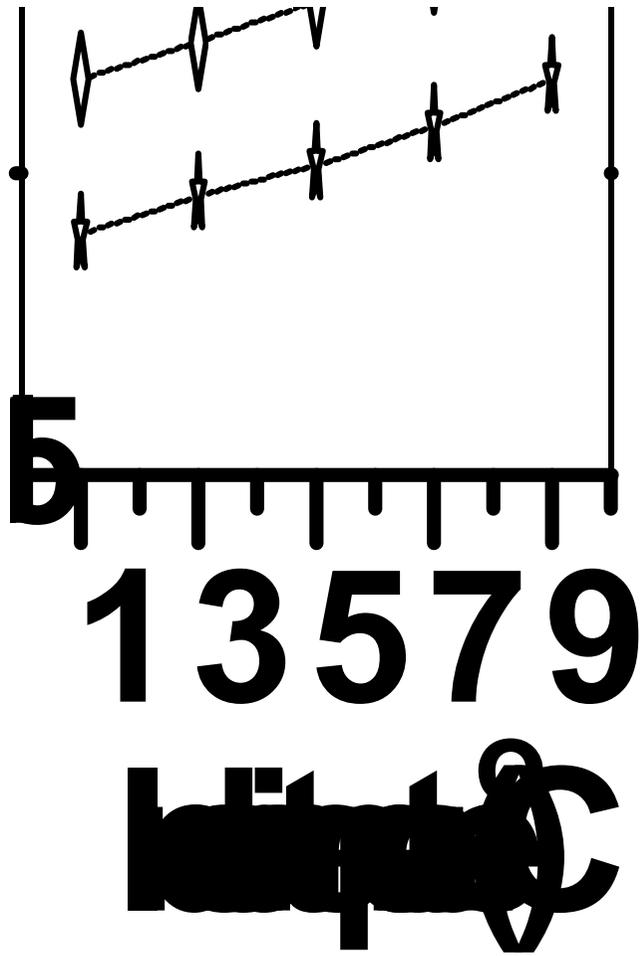


Fig. 4.8 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with indoor air temperature.

## 2. 실외온도 변화에 따른 성능 고찰

무착상상태와 운전시간 변화 조건에서 탑차용 냉동시스템의 실외온도 변화에 따른 냉동용량, 압축기 소비동력, 성능계수를 Fig. 4.9에 나타내었다. 실외측 온도를 25℃에서 35℃까지 2.5℃씩 증가시켜 해석적 연구를 진행하였다. 일반적으로 실외온도가 증가함에 따라 압축기에서 토출된 냉매와의 온도차 감소로 응축기 출구의 냉매온도가 증가하고 이에 따라 시스템의 냉동용량은 감소하며 증발기로 유입되는 냉매의 질량유량과 압축비의 증가로 압축기 소비동력은 증가한다. 냉매의 질량유량은 증가하지만 증발기 입·출구의 엔탈피 차의 감소율이 질량유량의 증가율보다 냉동용량에 미치는 영향이 크기 때문에 결국 냉동용량은 감소하는 경향을 나타낸다. Fig. 4.9를 보면 실외측 온도가 25℃에서 35℃까지 증가함에 따라 무착상 조건에서 시스템의 냉동용량은 2.53 kW에서 1.76 kW까지 30.4% 감소하였으며, 압축기 소비동력은 1.22 kW에서 1.50 kW까지 22.9% 증가하였다. 이에 시스템의 냉동용량은 감소하고 압축기 소비동력은 증가하여 시스템의 성능계수는 2.07에서 1.17까지 43.5% 감소하였다. 또한, 냉동용량의 경우 무착상상태와 비교하여 실외온도가 25℃일 때 작동시간 60분, 120분, 180분이 흐를 경우 냉동용량은 2.28 kW, 1.89 kW, 1.76 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 30.4% 감소하였고, 실외온도가 35℃일 때 작동시간 60분, 120분, 180분이 흐를 경우 냉동용량은 1.50 kW, 1.08 kW, 0.94 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 46.8% 감소하였다.

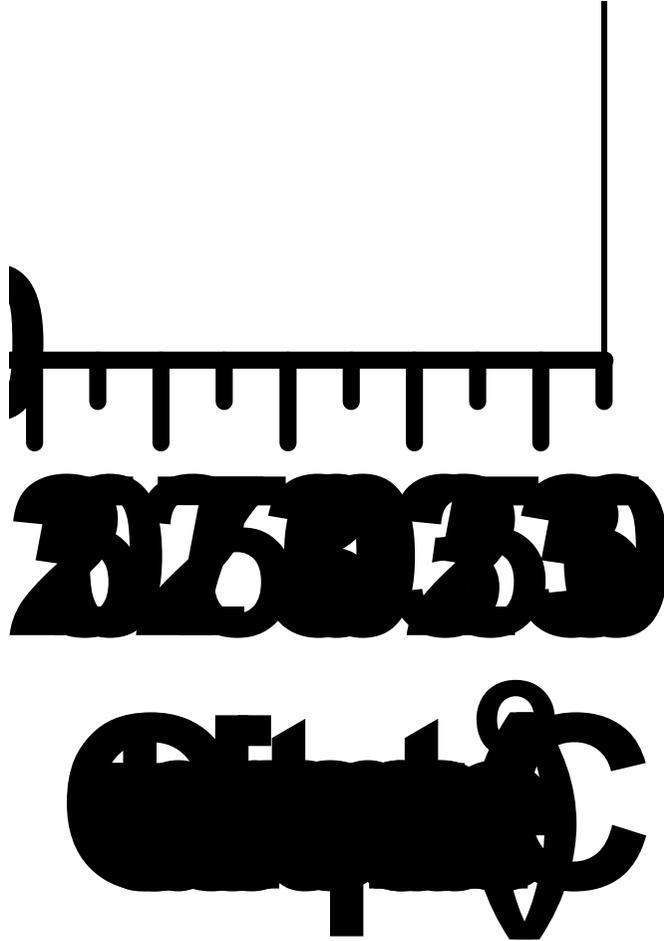


Fig. 4.9 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with outdoor air temperature.

### 3. 실외 풍속 변화에 따른 성능 고찰

실외기 전면에서 불어오는 공기의 속도 변화 조건에서 무착상 조건과 작동시간에 따른 성능 변화를 Fig 4.10에 나타내었다. 실외 풍속이 증가함에 따라 응축기에서 냉매와의 열교환량이 증가하여 응축기에서 토출되는 냉매의 온도는 감소하여 시스템의 냉동용량은 증가하고, 압축기에서 냉매의 토출압력이 낮아져 압력비가 감소해 압축기 소비동력은 감소하게 된다. 본 연구에서는 실외풍속 변화에 따른 성능 변화를 고찰하기 위해 실외측 풍속을 1 m/s에서 5 m/s까지 1 m/s씩 증가시켜 해석적 연구를 수행하였다. 무착상 조건에서 실외풍속이 1 m/s에서 2 m/s까지 증가할 때, 냉동용량은 2.05 kW에서 2.52 kW까지 약 18.7% 증가하였고, 압축기 소비동력은 1.38 kW에서 1.22 kW까지 약 11.4% 감소하여 성능계수는 1.49에서 2.07까지 약 28.0% 증가하였다. 하지만 풍속이 4 m/s 이상 증가하게 될 경우 응축기에서 충분한 열교환으로 인해 압축기 부분에 의한 영향이 적어 냉매의 질량유량의 변화가 미미해 냉동용량과 압축기 소비동력의 변화는 작게 나타났다. 실외 풍속 변화에 따른 해석결과 기본조건인 2 m/s에서 5 m/s까지 증가할 경우 냉동용량은 2.52 kW에서 2.71 kW까지 약 7.1% 증가하였고, 압축기 소비동력의 경우 1.22 kW에서 1.18 kW까지 약 3.6% 감소하였다. 이에 따라 시스템의 성능계수는 2.07에서 2.30으로 약 11.1% 증가하는 결과를 보였다. 또한, 냉동용량의 경우 무착상상태와 비교하여 실외 풍속이 1 m/s일 때 작동시간 60분, 120분, 180분이 흐를 경우 냉동용량은 1.90 kW, 1.62 kW, 1.51 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 26.3% 감소하였고, 실외 온도가 5 m/s일 때 작동시간 60분, 120분, 180분이 흐를 경우 냉동용량은 2.44 kW, 2.03 kW, 1.84 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 32.2% 감소하였다.

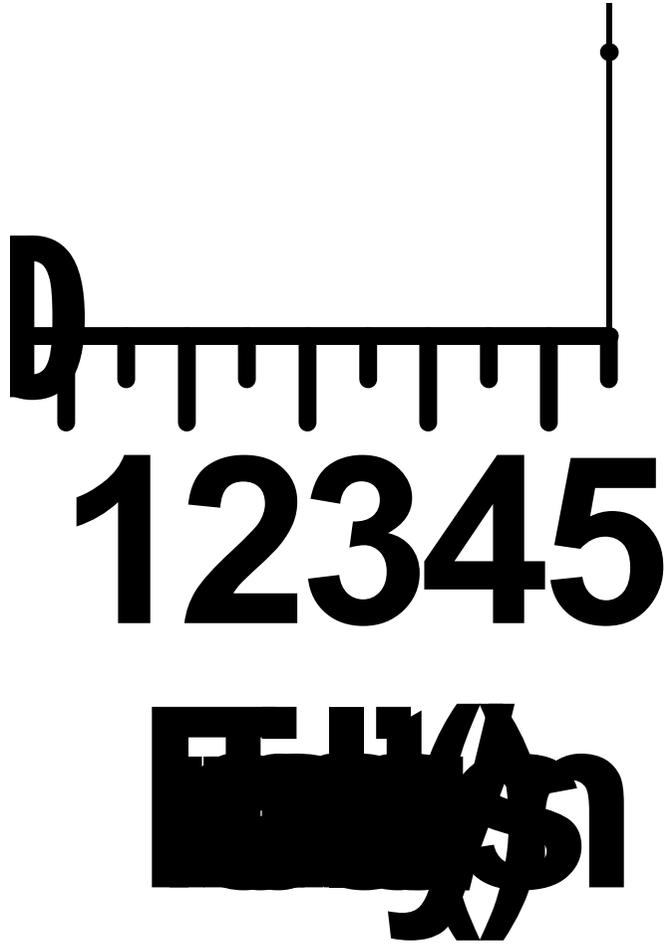


Fig. 4.10 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with front air velocity.

#### 4. 압축기 회전수 변화에 따른 성능 고찰

차량용 냉동기의 특성상 기어의 변속이나 주행속도 등에 의해 급변하는 압축기의 회전수가 급변하게 된다. 엔진의 회전수가 변할 경우 압축기에서 토출되는 냉매의 유량이 변해 압축기의 소비동력과 냉동용량에 영향을 미치게 된다. 따라서 압축기 회전수 변화에 대한 해석적 연구를 1000 rpm에서 3000 rpm까지 500 rpm씩 증가시켜 수행하여 Fig. 4.11에 나타내었다. 압축기 회전수 변화에 따른 냉동시스템의 성능계수는 착상상태와 마찬가지로 무착상 조건에서도 1500 rpm에서 가장 크게 나타났다. 무착상 조건의 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 4.56 kW, 1.98 kW로 측정되었으며, 성능계수는 2.30으로 계산되었다. 압축기 회전수가 증가함에 따라 압축기에서 토출되는 냉매의 증가로 압축비가 증가해 압축기의 소비동력은 상승하는 반면 시스템에 흐르는 냉매의 유량이 증가하기 때문에 냉동용량은 상승하게 된다. 압축기 회전수가 3000 rpm까지 증가할 경우 무착상 조건의 냉동용량과 압축기 소비동력은 7.14 kW, 4.43 kW로 1500 rpm에 비해 56.6%, 123.7% 증가하였지만, 1500 rpm 이 후 압축기 소비동력의 증가폭이 냉동용량의 증가폭에 비해 크기 때문에 시스템의 성능계수는 1.61로 1500 rpm에 비해 약 30.0% 감소하였다. 또한, 냉동용량의 경우 무착상상태와 비교하여 압축기 회전수가 1500 rpm일 때 작동시간 60분, 120분, 180분이 흐를 경우 냉동용량은 4.25 kW, 3.78 kW, 3.53 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 22.5% 감소하였고, 압축기 회전수가 3000 rpm일 때 작동시간 60분, 120분, 180분이 흐를 경우 냉동용량은 6.72 kW, 6.15 kW, 5.87 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 17.7% 감소하였다.

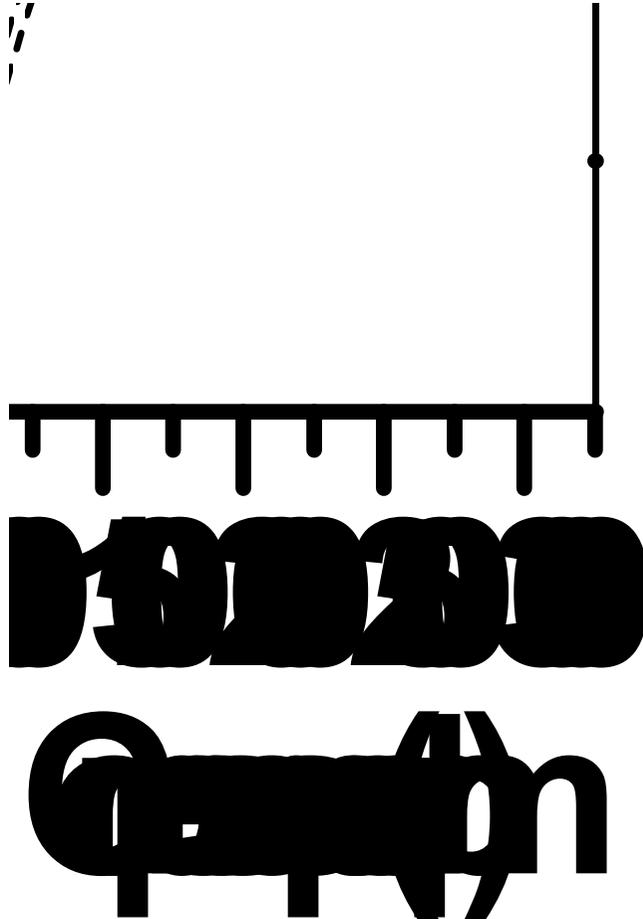


Fig. 4.11 Variations of compressor work, refrigeration capacity, and COP with compressor rotating speed.

## 제 5 장 결 론

단순한 식료품 수송의 목적을 넘어 화장품, 의약품 수송 등 여러 가지 분야로 응용범위가 확대되고 있는 탑차용 냉동시스템은 일반적으로 이용되고 있는 냉동시스템과 달리 야외나 고온 다습한 환경에 자주 노출되어 냉동시스템의 성능에 다양한 영향을 미치게 되며, 압축기 회전수의 변화에도 항상 일정한 온도를 유지하며 장시간 운전된다. 통계에 의하면 탑차의 수는 지속적으로 증가하고 있을 뿐만 아니라 노후장비의 교체 비율도 증가하고 있어 시급한 연구가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 탑차용 냉동시스템의 효율에 영향을 미치는 열교환기의 다양한 조건에서 실험과 해석적 방법으로 착상현상에 대한 연구를 수행하였으며, 열교환기의 무착상상태의 성능변화를 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

탑차용 냉동시스템의 실험과 해석적 연구를 수행하기 위해 기본조건에서 최적의 냉매 충전량과 최적개도는 1.3 kg과 75%에서 가장 최적의 성능을 나타냈으며, 차단비는 180분 이후 35.0%까지 증가하고, 해석적 연구 결과 40.4%까지 생성되었다. 착상상태에서 실내온도 변화에 따른 실험과 해석 결과 차단비의 경우 고내 온도가 낮을수록 열교환기에 서리의 생성이 활발해졌으며 점차 다공성의 서리는 확산현상으로 인하여 고밀도의 서리층을 형성하였다. 차단비가 가장 크게 형성된 고내온도 1℃에서 차단비에 따른 냉동용량과 성능계수는 실험결과 각각 32.7%, 24.7% 감소하였고, 해석결과 각각 29.8%, 27.6% 감소하여 차단비의 경우 실험과 해석적 결과 20.2% 이내로 일치함을 보였다. 실외온도 변화에 따른 실험과 해석결과 차단비는 실외온도 25℃에서 작동시간에 따라 실험적 연구에서 최대 35.3%까지 증가하였고, 해석적 결과 40.4%까지 증가하였다. 실외온도 35℃에서 작동시간에 따라 차단비는 실험과 해석적 결과 각각 23.5%, 25.1%까지 증가하였으며 19.5% 이내의 오차범위에서 일치하였다. 실외온도가 높을수록 차단비의 형성은 감소하였지만 냉동시스템의 성능은 감소하여 35℃의 조건에서 냉동용량과 성능계수는 해석결과 각각 46.8%,

44.8% 감소하였으며, 실험결과와 14.8%의 오차범위에서 일치하였다. 압축기 회전수 변화에 따른 냉동시스템의 성능계수는 1500 rpm에서 가장 크게 나타났으며 이 때의 성능계수는 2.30으로 측정되었고, 작동시간에 따라 1.86까지 약 19.4% 감소하였다. 차단비의 경우 압축기 회전수가 1500 rpm일 때, 실험과 해석적 결과 각각 40.2%, 46.7%로 측정되었으며, 2000 rpm일 때 42.9%, 49.7%로 측정되어 오차범위 19.1% 이내에서 만족하였다.

착상과 무착상 조건에서의 해석 결과, 실내측 온도가 1°C에서 9°C까지 증가함에 따라 시스템의 냉동용량은 증발기 입구와 출구측의 엔탈피 차의 증가로 인해 2.42 kW에서 2.66 kW까지 약 10.0% 증가하였으며, 압축기 소비동력은 냉매의 비체적 증가로 인하여 1.23 kW에서 1.20 kW까지 약 2.4% 감소하여 시스템의 성능계수는 1.97에서 2.22로 약 12.7% 증가하였다. 착상상태의 조건에서 작동시간 180분이 흐를 경우 실내측 온도 1°C와 9°C에서 냉동용량은 각각 1.70 kW, 1.83 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 각각 29.8%, 31.3% 감소하였다. 실외측 온도를 25°C에서 35°C까지 2.5°C씩 증가시켜 해석적 연구를 진행한 결과, 실외 온도가 증가함에 따라 압축기에서 토출된 냉매와의 온도차 감소로 응축기 출구의 냉매 온도가 증가하고 이에 따라 시스템의 냉동용량은 2.53 kW에서 1.76 kW까지 30.4% 감소하였으며, 증발기로 유입되는 냉매의 질량유량과 압축비의 증가로 압축기 소비동력은 1.22 kW에서 1.50 kW까지 22.9% 증가하였다. 그 결과, 시스템의 냉동용량은 감소하고 압축기 소비동력은 증가하여 시스템의 성능계수는 2.07에서 1.17까지 43.5% 감소하였다. 착상상태의 조건에서 작동시간 180분이 흐를 경우 실외측 온도 25°C와 35°C에서 냉동용량은 각각 1.76 kW, 0.94 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 각각 30.4%, 46.8% 감소하였다. 실외 풍속을 1 m/s에서 5 m/s까지 1 m/s씩 증가시켜 해석적 연구를 수행한 결과 1 m/s에서 2 m/s까지 증가할 때 시스템의 성능 변화가 가장 크게 나타났으며, 기본조건인 2 m/s에서 5 m/s까지 증가할 경우 냉동용량은 2.52 kW에서 2.71 kW까지 약 7.1% 증가하였고, 압축기 소비동력의 경우 1.22 kW

에서 1.18 kW까지 약 3.6% 감소하였다. 이에 따라 시스템의 성능계수는 2.07에서 2.30으로 약 11.1% 증가하는 결과를 보였다. 착상상태의 조건에서 작동시간 180분이 흐를 경우 실외 풍속 1 m/s와 5 m/s에서 냉동용량은 각각 1.51 kW, 1.84 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 각각 26.3%, 32.2% 감소하였다. 무착상 상태에서 압축기 회전수 변화에 대한 해석적 연구 결과 냉동시스템의 성능계수는 착상상태와 마찬가지로 1500 rpm에서 가장 크게 나타났다. 이 때의 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 4.56 kW, 1.98 kW로 측정되었으며, 성능계수는 2.30으로 계산되었다. 또한, 압축기 회전수가 3000 rpm까지 증가할 경우 시스템의 냉동용량과 압축기 소비동력은 7.14 kW, 4.43 kW로 1500 rpm에 비해 56.6%, 123.7% 증가하였지만, 1500 rpm 이 후 압축기 소비동력의 증가폭이 냉동용량의 증가폭에 비해 크기 때문에 시스템의 성능계수는 1.61로 1500 rpm에 비해 약 30.0% 감소하였다. 착상상태의 조건에서 작동시간 180분이 흐를 경우 압축기 회전수 1500 rpm과 3000 rpm에서 냉동용량은 각각 3.53 kW, 5.87 kW로 측정되어 무착상상태와 비교하여 각각 22.5%, 17.7% 감소하였다.

본 연구를 통하여 국내에서 일반적으로 사용되고 있는 탑차용 냉동시스템의 다양한 운전조건 변화에 따른 성능특성을 고찰하였으며, 이를 활용하여 냉동시스템에 생성된 서리층의 영향을 운전시간에 따른 성능변화를 실험과 해석적 연구를 통해 비교 분석하였다. 또한, 무착상상태의 조건과 비교하여 서리층이 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 해석적 연구를 통해 고찰하였다. 따라서, 본 연구를 통해 개발된 시뮬레이션을 통해 주행 시에 연비저하에 직접적인 영향을 미치는 탑차용 냉동기의 성능개선과 나아가 저온의 조건에서 사용되는 열교환기 효율향상에 적극적인 대응을 할 수 있을 것으로 사료된다.

## REFERENCE

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

Myung C. W., 2012, Experimental study on performance characteristics of re-  
frigerating cycle in the refrigerator car, Graduate school of Chosun university.

Oh H. K., Son C. H., 2012, Performance analysis of R404A refrigeration system  
using R744 as secondary refrigerant, KCI 16, Vol. 2, pp.24-29.

Chen H., Thomas L., Besant R., 2000, Modeling frost characteristics on heat ex-  
changer fins: Part II, Model validation and limitations ASRAE Trans. pp.368-376.

Tso C. P., Cheng Y. C., Lai A. C. K., 2006, An improved model for predicting  
performance of finned tube heat exchanger under frosting condition with frost  
thickness variation along fin, InJ of Applied Thermal Engineering, Vol. 26,  
pp.111-120.

Thomas L., Chen H., Beasnt R., 1999, Measurement of frost characteristics on  
heat exchanger fins, ASHRAE Trans, Vol. 105, pp.283-293.

Rite R. W., Crawford R. R., 1991, The effect of frost accumulation on the per-  
formance of domestic refrigerator-freezer finned-tube evaporator coils, ASHRAE

Trans 97, Vol. 2, pp.428-437.

O'Neal D. L., and Tree D. R., 1985, A review of frost formation in simple geometries, ASHRAE Transactions, Vol. 91. Part 1. pp.267-281.

Hayashi Y., Aoki A., Yuhana H., 1977, Study of Frost properties correlating with frost formation types, Journal of Heat Transfer, Vol. 6, pp.79-94.

Sneider H. W., 1978, Equation of the growth rate of frost forming on cooled surfaces. Int. J. of Heat and mass transfer. Vol. 21. pp.1019-1024.

Chen H., Thomas L., Besant R. W., 1999, Measurement of frost characteristics on heat exchanger fins, Part II: Data and Analysis, ASHRAE Transaction, 105(2), pp.294-304.

Owaga K., Tanaka N., Takeshita M., 1993, Performance improvement of plate fin-and-tube heat exchanger under frosting condition, ASHRAE Transactions 99(1), pp.762-774.

Richard J., Watters, Dennis L., O'Neal, Jianxin Y., 2001, effect of fin staging on frost/defrost performance of a two-row heat pump evaporator at standard test conditions, ASHRAE Transaction, Vol. 107, pt. 2.

Wang C. C., Chang C. T., 1998, Heat and mass transfer for plate fin and tube heat exchangers, with and without hydrophilic coating, Int. J. Heat Mass Transfer,

pp. 3109–3120.

Mimaki M., 1987, Effectiveness of finned tube heat exchanger coated hydrophilic type film, ASHRAE paper #3017 presented at January meeting.

ISO 15502, 2005. Household refrigerating appliances characteristics and test methods. Int. Organization for Standardization, Geneva, Switzerland.

Allard J., Heinzen R., 1988, Adaptive Defrost, IEEE Transaction on Industry Applications, Vol. 24, No. 1.

Changqing T., Yunfei, L., Xianting Li., 2006, A mathematical model of variable displacement swash plate compressor for automotive air conditioning system, Int. J. Refrigeration, Vol. 29, pp. 270–280.

Wang C. C., 2001, A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchangers, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp.3565–3573.

Traviss D. P., Rohsenow W. M., Baron, A. B., 1972, Force convection condensation inside tube : a heat transfer equation for condenser design, ASHRAE Transactions, Vol. 79, pp.157–165.

Kang T. H., 2010, Experimental and analytical study on the heat transfer characteristics of a spiral fin-tube evaporator under non-frosting conditions, pp.47–50.

Friedel L., 1979, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow, European two-phase flow group meeting, pp.E2.

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, pp.3565-3573.

Sanders C, 1977, The influence of frost formation and defrosting on the performance frost formation types, *Journal of Heat Transfer* 99, pp. 239-44.

Hayashi Y., Aoki A., Adachi S., Hori K., 1977, Study of frost properties correlating with frost formation types. *ASME J. Heat Transfer*, 99:239-245.

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

Hwang Y. W., Kim O. J., 2010, Experimental Study on the CO<sub>2</sub> Flow through Electronic Expansion Valves, *SAREK*, 6:1237-1241.

Deniz S., Hakan K., Nilufer E., 2004, Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I-Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Refrigeration* 27:367-374.

Rite R. W., 1990, The effect of frosting on the performance of domestic re-

frigerator-freezer finned tube evaporator coils, Master Thesis. USA: University of Illinois.

Guo X. M., Chen Y. G., Wang W. H., Chen C. Z., 2008, Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system. *Int. J. Applied Thermal Engineering* 28:2267-2278.

## 감사의 글

본 논문은 가족같이 따뜻한 정과 화합으로 이루어진 조선대학교 기계공학과 신재생에너지 실험실에서 이루어져 무한한 자부심을 느낍니다. 본 논문의 결실을 맺기까지 항상 인자하신 모습으로 늘 부족한 저를 열과 성을 다하여 가르쳐 주시고, 때로는 엄하게 꾸짖으시며 바른 길로 지도해주신 조홍현 교수님께 머리 숙여 감사 드립니다. 아울러 부족한 저의 논문을 심사해 주시고 세심한 조언을 아끼지 않으신 홍명석 교수님, 김지훈 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

논문이 완성되기까지 항상 멀리서 응원해주고 지켜봐주신 부모님께 감사드리며 많은 도움 중에서도 금전적인 지원을 아끼지 않으셨던 큰 매형, 작은 매형, 그리고 누나들에게도 고마운 마음을 전합니다.

또한, 논문 쓰는 내내 내 멘탈을 가지고 놀았던 실험실 왕형이었던 중현이형, 가장 연봉이 높아 만날 때마다 동글동글 해지는 원석이형, 내 사수로써 많은 노하우를 전수해주신 우리 치육이형, 이런 개과천선도 없다는 걸 보여준 경진이형, 자동차 튜닝세계의 한 획을 그은 은성이형, 친해진지 며칠만에 우연인 척 나에게 주뺑을 날려 기선제압을 한 변이, 몇 년을 동거동락 하면서 공인인증서 비밀번호까지 서로 꿰고있는 명석이, 현란한 톡치기 기술로 신입생 톡을 날려 울렸던 재경이, 우연을 가장하여 계획적이고 치밀하게 형들을 당황시켜 위기로 몰고 가는 내 부사수 윤찬이, 술 먹으면 실험실 커플들 이간질하고 다음날 잡아떼는 지호, 지금은 열심히 군생활 하고 있을 재현이, 독수리 타자를 치는 자연인 진환이, 만년 대리 정균이, 해산물 알레르기로 메뉴 선정을 곤란하게 하는 성웅이, 한국 문화에 익숙하지 않지만 불평, 불만 없이 지내준 동역결과 진정, LTE급 적응력을 보여주고 있는 형민이, 방장으로써 고생 많이 하고 있는 진현이형, 밤늦게 고생하시는 태중이 형님에게 고마움을 전하며 이 논문을 마칩니다.

2013年 06月

김 상 훈