

착상조건에서 R744 냉매 적용 탑차용 냉장시스템의 성능해석

Performance Simulation of a R744 Refrigeration System in a Refrigerator Truck under a Frost Condition

김상훈(Sang Hun Kim)¹, 명치욱(Chi Wook Myoung)¹, 조홍현(Hong Hyun Cho)^{2*}

¹조선대학교 기계공학과 대학원, ²조선대학교 기계공학과

¹Graduate School of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Republic of Korea

²Department Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Republic of Korea

(Received May 6, 2013; revision received July 4, 2013)

Abstract R744 has been appropriated for substitute refrigerant, because of its high stability, and environment-friendly nature as a natural refrigerant. To analyze the cooling performance of a refrigeration system in a refrigerator truck using R744 according to the blocking ratio, an analytical model of the refrigeration system was developed under frost conditions, using EES. The performance of the refrigeration system was predicted with the indoor and outdoor air temperature, outdoor air velocity, and compressor speed. As a result, the system performance decreased, with the increase of frost growth. When the blocking ratio was 40.4% in the basic condition, the refrigeration capacity was decreased by 27.1%, compared to the non-frost condition.

Key words R744(이산화탄소), COP(성능계수), Blocking ratio(차단비), Frost(서리), Fin-tube(핀-관)

† Corresponding author, E-mail: hhcho@chosun.ac.kr

기호설명

A : 면적, [m²]
 AT : 열전달 면적, [m²]
 $C_1 \sim C_3$: 식(14)의 상수
 D : 지름 [m]
 D_e : 수력직경 [m]
 D_m : 오리피스 수력 직경 [m]
 D_{ori} : 오리피스 직경 [m]
 f : 마찰계수
 h : 열전달계수 [W/m² · K]
 $h_{Dis,isen}$: 압축기 출구 엔탈피 [kJ/kg]
 h_h : 모터 출구 엔탈피 [kJ/kg]
 h_{Suc} : 압축기 입구 엔탈피 [kJ/kg]
 k : 열전도도 [W/m · K]
 L : 길이 [m]
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
 N_c : 압축기 회전 속도 [rpm]
 P : 압력 [Pa]
 \dot{Q}_{mot} : 모터의 발열량 [kW]
 R_e : 레이놀즈 수
 S : 거리 [m]
 SH : 과열도 [K]

t : 두께 [m]
 T : 온도 [K]
 U : 총괄열전달계수 [W/m²K]
 V : 속도 [m/s]
 \dot{V}_G : 압축기 변위 [m³/s]
 v_s : 압축기 냉매 비체적 [m³/kg]

그리스 문자

η_v : 체적효율
 η_s : 등엔트로피 효율
 η_{fin} : 핀 효율
 η_s : 표면 효율
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 μ : 점성계수[kg/m · s]

하첨자

a : 공기
 c : 압축기, 임계점
 f : 서리
 i : 입구, 내부
 max : 최대

- min* : 최소
- Mot* : 모터
- o* : 출구, 외부
- r* : 냉매
- t* : 관
- t,m* : 최소 오리피스

1. 서 론

CFC와 HCFC는 화학적으로 매우 안전하고, 열역학적 특성이 우수한 냉매로서 에어컨이나 냉장고 등과 같이 흔하게 볼 수 있는 생활용품에 대부분 사용되고 있다. 하지만 이러한 냉매들은 몬트리올 의정서에 의하여 사용제한을 시작으로 단계적으로 생산과 소비가 전폐되도록 계획되어 있다. 또한 현재 탑차용 냉장시스템에 이용되고 있는 냉매는 HCFC 계열의 냉매인 R404A로 냉장차에 대한 수요가 산업 발달과 함께 지속적으로 증가하는 추세에 있으므로 냉장시스템에 적용 가능한 대체냉매에 대한 연구와 개발이 시급한 상태이다. 이에 전 세계적으로 대체냉매에 관한 연구가 활발히 진행되고 있으며 차세대 냉매 중의 하나로 언급되고 있는 R744는 자연냉매로서 ODP = 0, GWP = 1이며, 무취, 무독성, 부식성이 없어 연소와 폭발성이 없으므로 냉매의 회수가 필요 없는 장점을 가지고 있다. 이러한 R744 냉매는 친환경적인 자연냉매로 각광받고 있지만 기존의 에어컨 시스템 대비 약 8배 이상의 고압 운전 조건으로써 부품을 새로 개발해야 하는 점과 냉매 누출 시 줄음을 유발할 수 있는 단점은 개선되어야 할 부분으로 지적되고 있다. R744는 할로카본 계열의 냉매가 사용되기 이전에 냉방을 위한 냉매로 가장 많이 사용되는 냉매 중 하나였지만, 열역학적 성능이 우수하고 화학적으로도 안전한 할로카본 계열의 냉매가 등장함으로써 R744 냉매의 사용은 점차 감소되어 특수한 용도 이외에는 거의 사용되지 않았으나 최근 자연냉매가 다시 주목을 받으면서 R744 냉매에 대한 관심이 높아지고 있다.

탑차용 냉장시스템은 운전시 저온의 열교환기 표면과 습공기의 영향으로 인해 열교환기 표면에 서리가 생성된다. 이렇게 생성된 서리는 운전시간이 지속될수록 더 큰 영역으로 확대되며 점차 고밀도화 되어 열교환기에 단단한 얼음표면을 형성시켜 증발기를 통과하는 풍량을 감소시키며 열저항을 증가시켜 열교환기 효율을 저하시키는 원인이 된다. 열교환기 착상현상에 대한 해석적 연구로 Yang et al.⁽¹⁾은 착상조건하에서 핀-관 열교환기의 성능을 해석하기 위해 수학적 모델을 제시하여 평판 및 원관에서 열전달 계수에 대한 상관식과 서리층 내부에서 수증기의 확산 방정식, 서리의 유효 열전도도에 관한 상관식을 제시하였으며, Getu와

Bansal⁽²⁾은 핀-관 열교환기에서 서리층을 해석할 수 있는 상관식을 제시하였으며, 서리는 공기의 유동흐름, 습도, 핀과 관의 표면 온도에 의거해 생성량이 결정된다고 정의하였다. 탑차용 냉장시스템의 기존 연구를 살펴보면 Moon⁽³⁾은 냉동탑차에 열저장 장치인 Thermobank를 설치하여 냉동탑차의 제상시간 단축과 컨테이너의 온도 상승을 억제하는 실험을 수행하였다.

하지만 아직까지 탑차용 냉장시스템의 대체냉매에 관한 연구나 운전 조건에 따른 연구가 부족한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 R744를 적용한 탑차용 냉장시스템의 해석적 모델을 개발하여 착상조건에서 작동시 서리의 성장에 따른 성능변화를 운전조건에 따라 고찰하였다. 이를 통하여 대체냉매를 적용한 탑차용 냉장시스템의 성능에 관한 기초적인 자료를 제공하며, 서리 성장 조건에서 운전조건별 냉장시스템의 성능변화를 유추할 수 있는 자료를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 모델링 및 해석 방법

Fig. 1은 본 연구에서 설계된 탑차용 냉장시스템의 개략도를 나타내고 있다. 시뮬레이션을 수행하기 위해 냉장실험 조건(ISO-15502)⁽⁴⁾을 기준으로 해석조건을 설정하였으며 Fig. 2와 같은 해석순서를 통하여 성능예측을 수행하였다. 해석은 EES(engineering equation solver)⁽⁵⁾ 프로그램을 이용하여 진행하였으며, 차단비(blocking ratio)에 대한 성능 변화를 고찰하기 위해 증발기에 생기는 서리층의 두께를 이용하여 서리의 체적을 계산하였다. 식(1)에 차단비에 대한 정의를 나타내었으며, 차단비의 영향을 각 조건에서 일정하게 유지시켰다.

$$Blocking\ ratio(\%) = \frac{frost\ area}{initial\ air\ passing\ area} \times 100 \quad (1)$$

2.1 압축기 모델링

일반적으로 자동차용 공조기에서 주로 사용되는 압축기는 사판식 압축기이지만, 본 연구에서 적용된 냉장시스템은 R744를 냉매로 사용하기 때문에 일반적인 냉매의 압축기로 해석하기에는 다소 정확도가 낮아진다. 따라서 본 연구에서는 만발폐식 왕복동식 압축기를 사용한 Sanchez et al.⁽⁶⁾의 압축기 질량유량과 압축기 체적효율의 상관식을 이용하여 현재 탑차용 냉장시스템의 압축기 사양으로 확대 적용하여 해석함으로써 압축기의 모델링을 수행하였으며 해석에 사용된 수식들은 다음과 같다.

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

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

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \times \dot{V}_G}{v_s} \quad (4)$$

$$\eta_v = 1.149768 + 0.001028 \times P_{c,o} - 0.003592 \times P_{c,i} - 13.660815 \times v_s + 0.000059 \times N_c \quad (5)$$

$$\eta_s = 0.781749 - 0.000956 \times P_{c,o} \quad (6)$$

$$-0.003812 \times SH - 0.003565 \times T_{c,i} + 0.000033 \times N_c$$

2.2 열교환기 모델링

본 연구에서 증발기와 가스쿨러와 같은 열교환기의 설계를 위해 일반적으로 사용되고 있는 탑차용 냉장시스템의 핀-관 열교환기(DM-050S)를 해석 모델로 선정하였다. 해석 모델로 선정한 열교환기는 R404A를 적용냉매로 사용되고 있지만 R744를 적용한 냉장시스템의 성능 비교해석을 위해 열교환기의 사양을 동일하게 설계하였으며, 열교환기에 대한 자세한 사항을 Table 1에 나타내었다.

2.2.1 공기와 냉매측 열전달 및 압력강하

가스쿨러와 증발기에서의 열전달과 압력강하를 해석하기 위해 냉매의 열전달계수 및 마찰계수는 Yoon et al.⁽⁷⁾의 식을 적용하였고, 핀-관 열교환기의 열전달 매개체로 이용되는 공기의 열전달계수와 마찰계수는 Wang et al.⁽⁸⁾이 제안한 상관식을 사용하였다.

2.2.2 서리측 열전달 및 압력강하

이슬점 온도 이하로 작동되는 증발기 표면온도 조건에서 열교환기 표면에 서리가 생성되어 공기측 압력강하는 크게 증가한다. 이를 해석하기 위해 공기측 압력강하는 Aoki et al.⁽⁹⁾이 제안한 식(7)을 사용하여 계산하였다.

$$\Delta P_a = \frac{f}{2} \rho_a V_{max}^2 \frac{4S_t}{D_e} \quad (7)$$

$$f = 58.7 Re_{D_e}^{-0.44} D_e^{0.83} \quad (8)$$

$$Re_{D_e} = \frac{\rho_a V_{max} D_e}{\mu} \quad (9)$$

$$D_e = \frac{4A_{min} S_t}{A_T} \quad (10)$$

Table 1 Specifications of heat exchanger

Parameters	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
Total size	[mm]	760.2(L)×283.5(H)×99.3(W)	864.6(L)×135.8(H)×209(W)

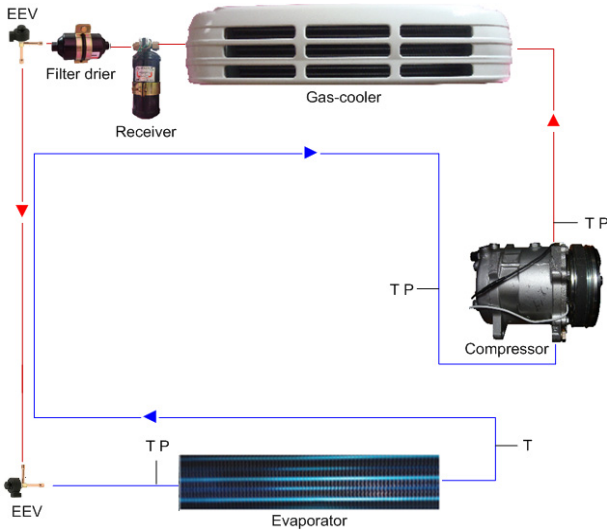


Fig. 1 Refrigerator system of a refrigerator truck.

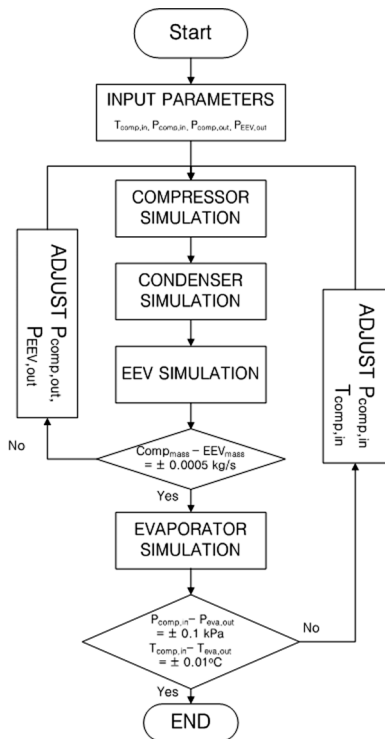


Fig. 2 Flowchart of refrigeration system simulation.

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. 이로 인하여 냉장시스템의 열교환기 표면에 생성된 서리의 영향을 고려하기 위하여 서리층 열저항과 열전도도를 해석에 반영하였다. 서리층 열전도도는 Sanders⁽¹⁰⁾가 제안한 식(11)을 이용하여 계산하였다. 또한 열전도도에 영향을 미치는 서리의 밀도는 Hayashi et al.⁽¹¹⁾이 제안한 식(12)를 사용하였다.

$$k_f = 1.202 \times 10^{-3} \rho_f^{0.963} \quad (11)$$

$$\rho_f = 650 \exp^{(0.227 T_f)} \quad (12)$$

또한 열교환기에서 서리의 열저항을 고려한 총 열저항은 식(13)과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_r A_r} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{\eta_s h_a A_a} + \frac{\ln((D_o + 2t_f)/D_o)}{2\pi k_f L} + \frac{t_f}{\eta_{fin} k_f A_f} \quad (13)$$

2.3 팽창장치 모델링

전자팽창밸브는 크게 오리피스(orifice), 니들(needle), 구동 스텝모터(steping motor)의 3가지로 구성되어 있다. R744의 경우 냉매의 질량유량을 고려하여 오리피스 직경은 0.8 mm를 가지는 팽창장치로 모델링 하였다. EEV를 통과하는 냉매의 질량유량은 6개의 물리적 변수와

Table 2 Constants in EEV correlation of eq. (14)

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

Table 3 Simulation conditions

Parameters	Unit	Value
Compressor speed	[rpm]	1000*, 1500, 2000, 2500, 3000
Outdoor air velocity	[m/s]	1, 2*, 3, 4, 5
Outdoor temperature	[°C]	25*, 27.5, 30, 32.5, 35
Indoor temperature	[°C]	1, 3, 5*, 7, 9

* basic conditions.

4개의 기하학적인 변수로 표현되며 Buckingham π정리를 바탕으로 제시된 Hwang and Kim⁽¹²⁾에 의해 제안된 식(14)를 이용해 계산하였으며 이에 사용된 상수 값들을 Table 2에 나타내었다.

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_{t,m} \sqrt{\rho \Delta P}} \right) = c_1 \left(\frac{L}{D_m} \right)^{c_2} \left(\frac{D_m}{D_{ori}} \right)^{c_3} \left(\frac{P_i}{P_c} \right)^{c_4} \left(\frac{T_i}{T_c} \right)^{c_5} \quad (14)$$

2.4 해석조건 및 방법

R744를 적용한 탑차용 냉장시스템에서 차단비에 따른 시스템의 성능특성을 파악하기 위해 공회전(Idle) 상태에서 냉장실험조건을 기본조건으로 하여 성능해석을 수행하였다. 또한 이를 바탕으로 차단비에 따른 탑차용 냉장시스템의 성능에 영향을 미칠 수 있는 여러 가지 운전변수들의 변화에 따른 성능변화를 고찰하기 위해 추가적인 해석을 진행하였다. 본 연구에서 설정된 해석조건을 Table 3에 나타내었다.

3. 해석결과 및 고찰

기본조건에서 R744를 적용한 냉장시스템의 차단비에 따른 성능변화를 Fig. 3에 나타내었다. 기본조건에서 냉동용량은 서리의 차단비가 약 40.4% 정도 증가할 경우 냉동용량은 차단비 영향이 없을 때와 비교해 27.1% 정도 감소하였다. 차단비가 증가함에 따라 서리층의 열저항으로 인하여 냉동용량은 지속적으로 감소하였다. 또한, 압축기 소비동력의 경우 2.6% 감소하였는데, 이는 차단비가 증가함에 따라 냉매와 공기의 열전달량이 감소하여 압축기로 들어오는 냉매의 온도와 압력이 낮아져 압축기 전후에서의 압력비가 감소하였기 때문이다. 그 결과, 차단비 증가에 따른 냉동용량과 압축기 소비동력의 감소로 냉장시스템의 성능계수는 25.2%까지 감소함을 보였다.

열전달 매개체인 실내측 공기온도를 1°C에서 9°C까지 2°C씩 증가시켜 R744 냉장시스템의 해석적 연구를 수행한 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 실내측 공기온도가 1°C일 때, 차단비에 따른 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 29.9%, 3.4% 감소하였고, 9°C일 때 각각 25.6%, 2.3% 감소하였다. 해석결과 실내측 공기온도가 높을수록 냉동용량과 압축기 소비동력의 감소량이 점차 감소하는 경향이 나타났지만 그 양은 크게 변하지 않았다. 실제로 실내측 공기 온도가 9°C일 경우 노점온도는 -0.8°C로 열교환기 후면부는 서리의 차단비 영향을 받지 않고 응축수의 영향을 받게 되지만, 본 연구에서는 열교환기 전체 표면적에 차단비의 영향을 주었으므로 실내측 온도 변화의 조건에서는 냉장시스템의 냉동용량과 압축기 소비동력은 큰 변수로 작용하지

못한 것으로 나타났다. 그 결과, 성능계수는 냉동용량과 압축기 소비동력의 감소로 인하여 실내측 공기온도 1°C와 9°C인 조건에서 각각 27.5%, 23.9% 감소하였다.

Fig. 5는 실외측 공기온도 변화와 차단비에 따른 R744 냉장시스템의 성능변화를 나타내고 있다. 실외측 공기온도가 25°C일 때, 차단비에 따른 냉장시스템의 냉동용량과 압축기 소비동력 기본조건의 해석결과인 Fig. 3과 같고, 실외측 공기온도가 35°C일 때 각각 49.4%, 3.3% 감소하였다. 실외온도가 증가함에 따라 차단비에 따른 냉동용량의 감소량은 25°C의 경우 2.52 kW에서 1.84 kW까지 0.68 kW 감소하였고, 35°C의 경우 1.78 kW에서 0.9 kW까지 0.88 kW 감소하여 점차 커지는 경향이 나타났는데, 이는 응축기에서 토출되는 냉매의 온도가 실외온도와 비례하여 상승하기 때문이다. 응축기 출구에서 냉매의 온도가 증가하게 되면 증발기로 유입되는 냉매의 엔탈피가 증가하므로 시스템의 냉동용량은 감소하는 경향을 보였다. 또한, 압축기에서 압축비가 증가하고 압축기로 들어가는 냉매의 비체적이 증가해 압축기의 체적효율을 감소시킨다. 이로 인하여 압축기 소비동력은 실외측 온도가 증가함에 따라

증가하는 경향을 나타낸다. 또한, 차단비의 증가로 냉매의 질량유량은 감소하기 때문에 차단비 증가에 따라 압축기 소비동력은 감소하는 경향이 나타났다. 본 연구에서 실외측 온도가 35°C일 때, 냉장시스템의 성능계수는 47.7% 감소하였다.

Fig. 6은 실외측 공기의 속도와 차단비에 따른 R744 냉장시스템의 성능변화를 나타내고 있다. 응축기로 유입되는 공기의 풍속이 증가함에 따라 냉장시스템의 냉동용량은 증가하는 경향을 나타냈으며 압축기 소비동력은 점차 감소하여 시스템의 성능은 증가하는 경향이 나타났다. 하지만, 4 m/s 이상일 경우에는 가스쿨러에서 충분한 열교환으로 인하여 성능의 변화가 뚜렷하게 나타나지 않는 것으로 확인되었다. 유입되는 공기의 속도가 증가함에 따라 응축기의 열교환량이 증가하여 증발기로 들어가는 냉매의 건도와 엔탈피를 낮추게 된다. 이러한 경우 압축기의 압축비는 감소하여 소비동력을 감소시키므로 성능계수는 증가하게 된다. 차단비에 따른 성능변화를 고찰해 보면 공기의 속도가 1 m/s일 때, 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 25.1%, 3.4% 감소하였으며 이에 성능계수는 22.5% 감소하였다. 공

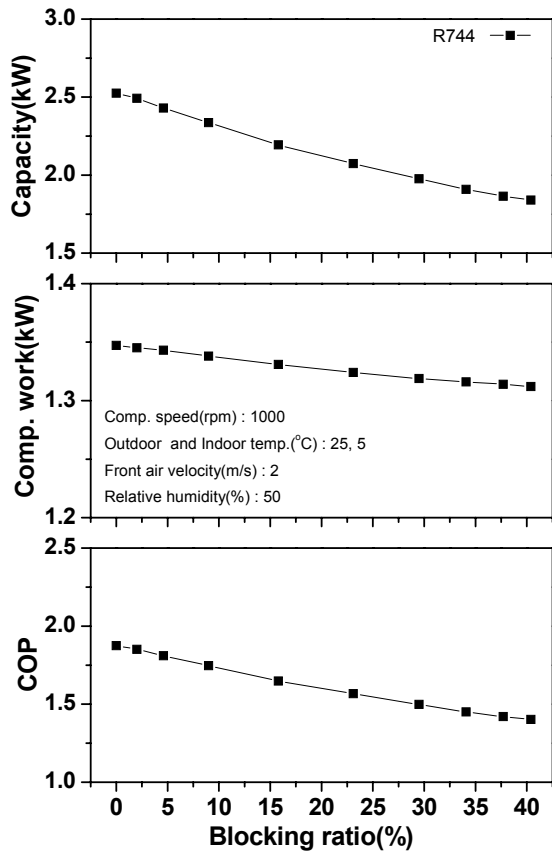


Fig. 3 Variation of COP, compressor work, refrigeration capacity with blocking ratio.

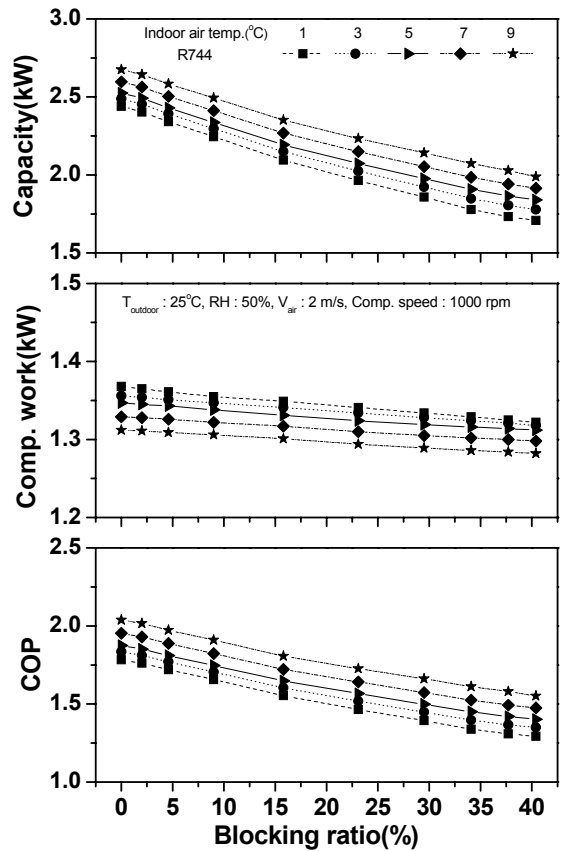


Fig. 4 Variation of COP, compressor work, refrigeration capacity with blocking ratio and indoor air temperature.

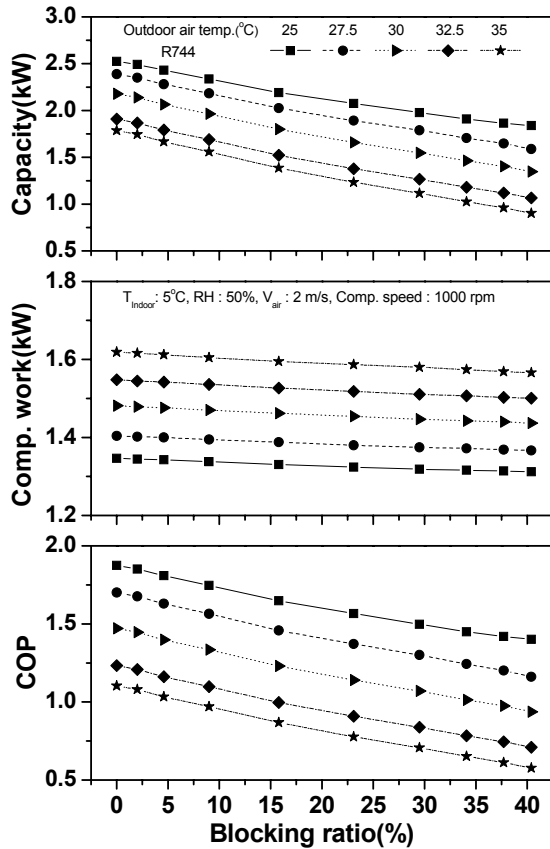


Fig. 5 Variation of COP, compressor work, refrigeration capacity with blocking ratio and outdoor air temperature.

기의 속도가 1 m/s일 때 성능변화가 가장 작았으며, 공기의 속도가 빠를수록 성능변화가 커지는 경향을 나타내었다.

탑차용 냉장시스템은 수송을 목적으로 개발되었기 때문에 압축기 회전수 변화에 따른 성능분석은 필수적인 변수로 적용된다. 압축기 회전수 변화와 차단비에 따른 냉장시스템의 성능변화를 Fig. 7에 나타내었다. 기본조건에서 압축기 회전수를 500 rpm씩 증가시켜 해석적 연구를 수행한 결과, 압축기 회전수가 증가함에 따라 냉동용량의 증가량에 비해 압축기 소비동력의 증가폭이 커져 전체적으로 성능계수는 감소하는 경향을 나타내었다. 차단비에 따른 영향을 살펴보면 압축기 회전수가 3000 rpm에서 냉동용량과 압축기 소비동력은 각각 16.3%, 7.8% 감소하였으며 이때 성능계수는 9.2% 감소하였다. 해석결과 압축기 회전수가 증가함에 따라 차단비에 의한 성능변화폭이 감소하였는데, 이는 압축기 회전수의 증가에 따른 냉매의 질량유량 증가로 냉동용량과 압축기 소비동력이 증가하여 차단비로 인한 성능저하가 민감하게 나타나지 않기 때문이다. 차단비

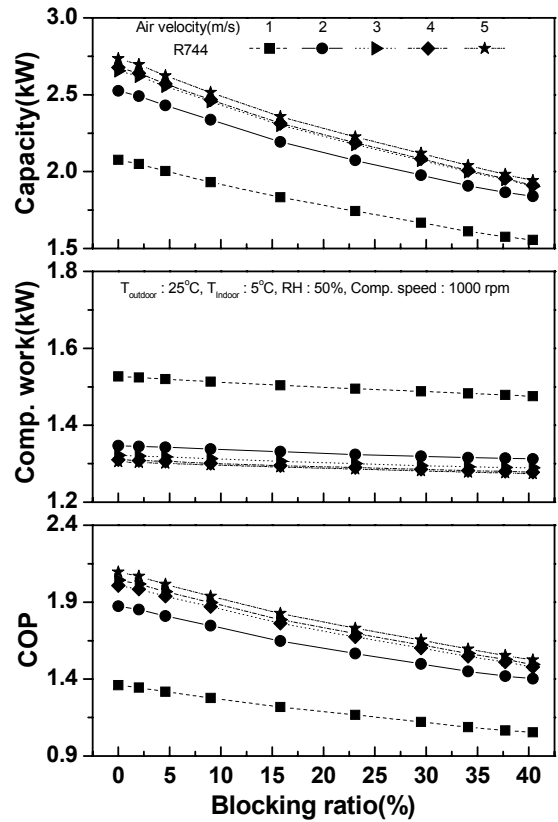


Fig. 6 Variation of COP, compressor work, refrigeration capacity with blocking ratio and front air velocity.

에 따른 냉동용량을 살펴보면 1500 rpm의 경우 4.58 kW에서 3.65 kW까지 0.93 kW 감소하였으며, 3000 rpm의 경우 7.19 kW에서 6.02 kW까지 1.17 kW 감소하는 것으로 나타났다.

4. 결론

R744 냉매를 적용한 탑차용 냉장시스템의 성능변화를 분석하기 위해 서리의 영향을 고려한 차단비를 조건으로 해석적 연구를 수행한 결과 기본조건에서 R744 냉매를 적용한 냉장시스템의 차단비가 약 40.4% 이상 형성될 경우 냉동용량이 27.1% 이상 감소하였으며 냉장시스템의 성능계수는 25.2%까지 감소하였다. 실내측 공기의 온도 변화 조건에 따른 냉장시스템의 성능계수는 실내측 공기 온도가 감소함에 따라 성능변화가 크게 나타났으며 1°C 조건에서 냉장시스템의 성능은 27.5%까지 감소하였고, 실외측 공기 온도의 조건에서 차단비 변화 조건에 따른 냉장시스템의 성능변화는 실외측 공기 온도가 증가함에 따라 성능변화가 크게 나타났으며, 35°C

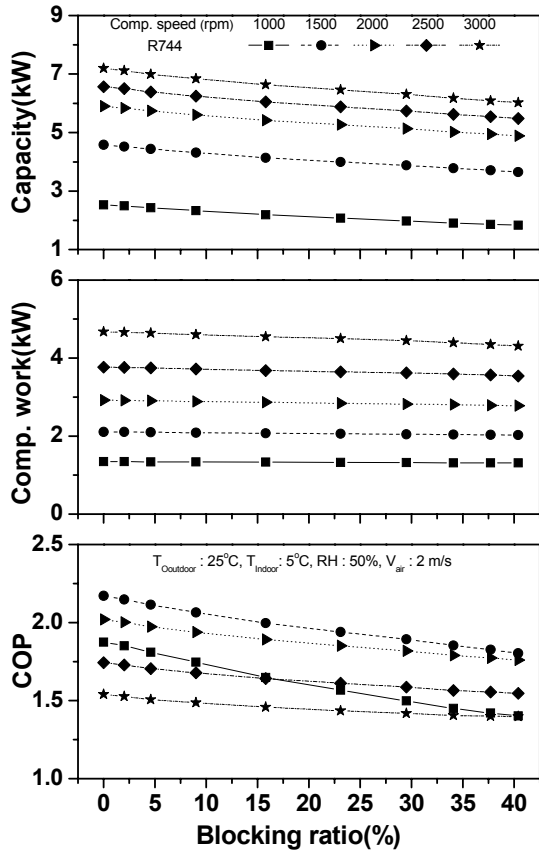


Fig. 7 Variation of COP, compressor work, refrigeration capacity with blocking ratio and compressor speed.

조건에서 냉장시스템의 성능은 47.7%까지 감소하였다. 실외 풍속이 1 m/s일 때, 냉장시스템의 성능계수는 22.5% 감소하여 풍속이 작을수록 차단비의 영향이 작게 나타남을 알 수 있었으며, 실외측 풍속이 4 m/s 이상일 경우 충분한 열교환으로 인해 냉장시스템의 성능변화가 미미하였다. 또한, 압축기 회전수가 증가함에 따라 냉매의 질량유량의 증가로 인해 냉방용량과 압축기 소비동력이 증가하여 차단비 증가에 따른 냉장시스템의 성능변화가 작음을 확인하였다.

참고문헌

1. Yang, D. K., Lee, K. S., and Song, S., 2006, Modeling for predicting frosting behavior of a fin tube heat

exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, pp. 1472-1479.

2. Getu, H. M. and Bansal, P. K., 2011, New frost property correlations for a flat finned tube heat exchanger, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 50, pp. 544-557.

3. Moon, J. C., 2010, Development of high efficient refrigerated vehicle using thermal storage, SAREK, Vol. 39, No. 12, pp. 36-42.

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

5. EES : Engineering Equation Solver, 2006, F-Chart Software Inc.

6. Sanchez, D., Torrella, E., Cabello, R., and Liopis, R., 2010, Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 302-309.

7. Yoon, S. H., Cho, E. S., Hwang, Y. W., Kim, M. S., Min, K. D., and Kim, Y. C., 2004, Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 111-119.

8. Wang, C. C., Lee, W. S., and Sheu, W. J., 2001, A comparative study of compact enhanced fin and tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp. 3565-3573.

9. Aoki, K., Hattori, M., and Akita, K., 1990, A study of extended surface heat exchanger with frosting; 2nd Report, Heat Transfer and Pressure Drop for Each Row, JSME, Vol. 97, pp. 793-802.

10. Sanders, C. T., 1974, The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers, Ph.D. thesis, Technische Hogeschool, Delft, Netherlands.

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

12. Hwang, Y. W. and Kim, O. J., 2007, Experimental study on the CO₂ flow through electronic expansion valves, Proceedings of the SAREK'07 Summer Annual Conference, pp. 1237-1241.