

## R404A와 R744의 냉매를 이용한 냉동탑차 냉장성능 비교에 관한 해석적 연구

명 치 욱<sup>1)</sup> · 김 상 훈<sup>1)</sup> · 조 흥 현<sup>\*2)</sup>

조선대학교 대학원 기계공학과<sup>1)</sup> · 조선대학교 기계공학과<sup>2)</sup>

## Analytical Study of Cooling Performance Comparison in a Refrigerator Truck Using R404A and R744

Chiwook Myung<sup>1)</sup> · Sanghun Kim<sup>1)</sup> · Honghyun Cho<sup>\*2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

<sup>2)</sup>Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

(Received 18 April 2011 / Accepted 14 June 2011)

**Abstract** : The analysis of performance characteristics in a refrigerator truck using R404A and R744 was carried out by using theoretical method, and each performance was compared with a variation of operating conditions. The components and cycle simulation model were developed by using EES program. To investigate the performance characteristics with operating conditions, the performance of both systems was simulated according to indoor temperature, outdoor temperature, outdoor air velocity and compressor speed. As a result, the R744 system had a better COP than R404A system for given operating condition. The cooling capacity was not increased over the outdoor air velocity of 3 m/s. Besides, the performance of R404A system was more sensitive to operating conditions compared to that of R744 system.

**Key words** : R404A, R744, Refrigerator truck(냉동탑차), COP(성능계수)

### Nomenclature

$A_{t,m}$  : orifice throttle area,  $m^2$   
 $c_1 \sim c_5$  : constants of equation (6)  
 $D$  : diameter, m  
 $L$  : effective orifice length, m  
 $\dot{m}$  : mass flow rate, kg/s  
 $N$  : compressor speed, RPM  
 $SH$  : superheat,  $^{\circ}C$   
 $W$  : compressor work, kW  
 $V_c$  : compressor stroke volume,  $m^3/rev$   
 $V$  : velocity, m/s

$\rho$  : density,  $kg/m^3$   
 $\varepsilon$  : compression ratio,  $P_{comp,out}/P_{comp,in}$   
 $\bar{S}$  : stroke length, m

### Subscripts

c : compressor, critical, condenser  
 e : evaporator  
 g : gascooler  
 m : minimum orifice  
 s : suction  
 o : orifice  
 p : piston

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

## 1. 서론

현대사회에서 생활필수품 중 하나로 자리 잡은 냉장고는 가정용, 상업용, 공업용 등의 다양한 용도로 사용되고 있다. 상업용 냉장고 중 하나인 냉동탑차는 생활수준의 향상과 삶의 질이 개선됨에 따라 다양한 식료품의 온도를 일정하게 유지시켜 배송하기 위해 개발되었으며 그 활용도는 점차 증가하는 추세이다. 냉동탑차의 경우 기존에 쓰였던 공비혼합냉매인 R502가 R22에 비해 토출가스 온도 상승이 작아 업무용 저온기기 분야에서 넓게 사용되어 왔으나 CFC계 냉매의 사용이 제한되면서 유럽과 미국에서는 완전히 생산 금지되었고 현재 대체냉매로 R404A가 쓰이고 있다. 하지만 R404A는 HCFC계의 냉매로써 시스템의 성능을 극대화시키고 안정성 및 시스템 운전의 신뢰성을 확보할 수 있는 장점을 가지고 있지만 오존층 파괴의 주된 원인이 되고 있는 염소 원자를 함유하고 있어 사용이 규제됨에 따라 새로운 냉매의 개발이 활발히 진행되고 있다.

2011년 1월 1일부터 새로 생산되는 차량에 적용할 수 있는 냉매에 대한 규제를 시작으로 그 범위를 점차 확대시켜 2017년 EU회원국은 지구 온난화지수(GWP)가 150 이상인 냉매들의 사용을 금지하기로 결정함에 따라 자동차용 공조시스템의 대체냉매에 관한 연구가 세계 각국에서 활발히 진행 중에 있다. 이러한 이유로 최근 친환경적인 자연냉매가 각광받고 있는데 자연냉매 중 R744는 할로카본 계열의 냉매가 사용되기 이전에 냉방을 위한 냉매로 가장 많이 사용되는 냉매 중 하나였지만 열역학적 성능이 우수하고 화학적으로도 안전한 할로카본 계열의 냉매가 등장함으로써 R744의 사용은 감소되어 특수한 용도 이외에는 거의 사용되지 않았으나 최근 자연냉매가 주목 받으면서 다시 R744에 대한 관심이 높아지고 있다.<sup>1-3)</sup>

현재 냉동탑차의 냉장시스템에 사용되고 있는 냉매인 R404A는 R125, R143a, R134a가 각각 44%, 52%, 4% 씩 혼합되어 있어 충전 시 기체 상태로 충전을 하게 되면 조성비가 변하여 냉매의 고유 특성 및 물성이 변해 사용할 수 없으므로 액체 상태로 충전해야 한다. 즉, 비공비 혼합 냉매는 냉매가 누설이 될 경우 냉매의 조성비가 변화하므로 시스템에 남

아 있는 냉매를 전량 회수하여 냉매를 새로 주입해야 하는 단점을 가지고 있다. 이에 반하여 R744는 자연냉매로써 ODP 및 GWP가 매우 낮고 열역학적 물성치가 뛰어나며, 무취, 무독으로 부식성이 없고, 연소 및 폭발성이 없는 물질로서 안정성이 뛰어나다. 또한 냉매 회수가 필요 없다는 장점과 시스템 소형화에 매우 유리하고 주변에서 쉽게 구할 수 있다는 장점이 있다.

상용탑차의 시스템 성능을 향상시키기 위해 Mun<sup>4)</sup>은 Thermobank 열저장매체를 적용한 시스템의 냉각 성능에 대한 연구를 진행하였고, 2002년 Brown<sup>5)</sup>과 2009년 Kim<sup>6)</sup>은 자동차 공조시스템에 자연냉매인 이산화탄소를 적용하기 위한 연구를 진행하였다.

본 연구에서는 기존의 상용탑차에 적용되고 있는 R404A의 이러한 단점을 보완하고 차량용 공조기기의 대체냉매로 제안되고 있는 R744에 대한 적용 가능성과 성능 비교를 통해 시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 획득하여 제공함으로써 보다 친환경적이고 고효율적인 천연냉매 공조 시스템의 개발에 이바지 할 것으로 기대한다.

## 2. 시뮬레이션 모델링 및 해석방법

Fig. 1은 탑차용 냉동시스템의 개략도를 보여주고 있다. 본 연구는 현재 사용되고 있는 냉동탑차의 냉동시스템을 기초로 EES(Engineering Equation Solver)<sup>18)</sup>를 이용하여 R744와 R404A 냉동시스템의 모델을

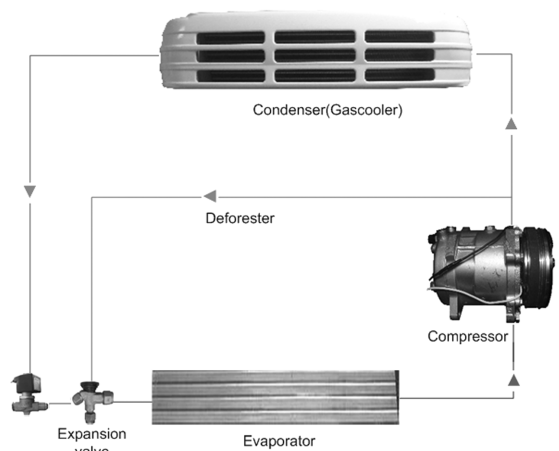


Fig. 1 Refrigeration cycle of refrigerator truck

개발하였다. 본 연구에 설계된 탑차용 냉방시스템은 압축기, 핀-관 열교환기 형태의 응축기(가스쿨러)와 증발기, 팽창장치(EEV)로 구성되어 있다.

### 2.1 압축기 모델링

본 연구에서 설계된 압축기는 R404A를 적용한 시스템모델의 경우 내구성이 비교적 우수하여 자동차 공조시스템 압축기로써 가장 널리 사용되고 있는 사관식 압축기를 사용하였다. 또한 R744의 경우 R404A에 비해 열용량이 크기 때문에 두 시스템에서 동일한 냉방용량을 얻기 위해 압축기의 행정체적을 조절하여 공회전(Idle) 상태에서 동일한 냉방용량을 가지는 압축기 행정체적을 결정한 후 시뮬레이션을 수행하였다. 즉, 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량은 기본 운전조건에서 2.4 kW로 동일한 냉방용량을 가지도록 설계하였다. 두 시스템의 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량은 식 (1)을 이용하여 계산하였으며, R404A의 경우 다음과 같은 식 (2)와 식 (3)<sup>7)</sup>을 활용하여 체적효율과 등엔트로피 효율을 계산하였다. R744 시스템의 경우 사용된 체적효율과 압축효율 식은 식 (4)와 (5)<sup>8)</sup>로 표현된다.

### 2.2 열교환기 모델링

R404A의 냉동시스템의 응축기는 Fig. 2의 (a)와 같이 설계하였고 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. R404A의 단상 영역 열전달계수 상관식은 Wang<sup>9)</sup>의 식을 사용하였고 압력강하는 Blasius<sup>10)</sup>의 식을 사용하였다. 그리고 2상 영역의 열전달계수 상관식은 Traviss<sup>11)</sup>가 제안한 식을 사용하였고 압력강하는 Friedel<sup>12)</sup>의 식을 적용하였다. Fig. 2의 (b)는 증발기를 나타낸 그림으로 응축기와 같은 핀-관 열교환기를 사용하였다. 증발기의 경우 6개의 관으로 총 8열을 구성하였으며 열전달계수와 압력강하 식은 응축기와 동일한 식을 사용하였다. R744냉동시스템의 경우 열교환기의 사양이 R404A와 동일하게 모델링하였으며 R744의 열전달계수는 가스쿨러(Gascooler)와 증발기에서 각각 Gnielinski<sup>13)</sup>과 Yun et al.<sup>14)</sup>의 식을 사용하였고, 압

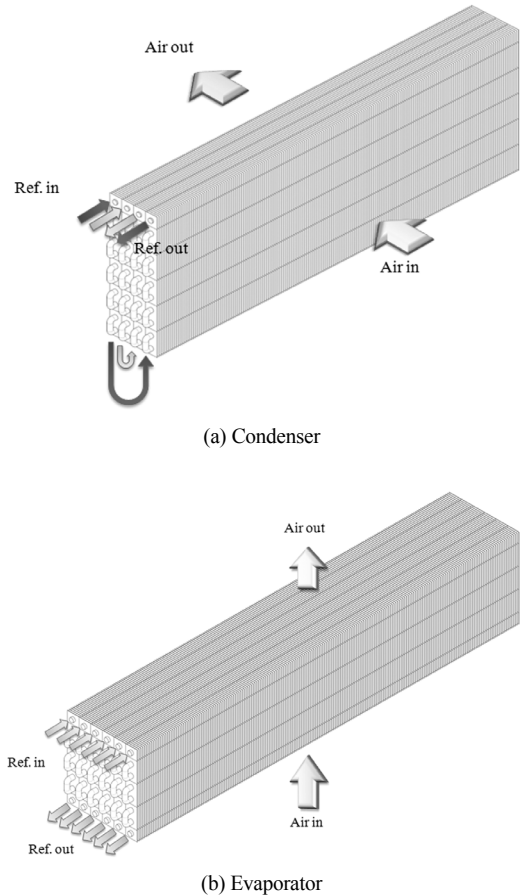


Fig. 2 Schematic of heat exchanger for modeling

력강하는 가스쿨러와 증발기에서 각각 Churchill<sup>15)</sup>의 식과 Yun et al.<sup>14)</sup>의 식을 사용하였다.

$$\dot{m} = V_c N \frac{\eta_v}{V_s} \tag{1}$$

$$\eta_{v,R404A} = 0.3596 + 1.1072 \times \overline{S_p} - 0.08132 \times \epsilon + 0.0001175 \times N - 0.4025 \times \overline{S_p}^2 - 2.449 \times 10^{-8} N^2 \tag{2}$$

$$\eta_{i,R404A} = 0.2402 + 1.4187 \times \overline{S_p} - 0.09698 \times \epsilon + 0.000123 \times N - 0.5852 \times \overline{S_p}^2 - 2.457 \times 10^{-8} N^2 \tag{3}$$

$$\eta_{v,R744} = 1.149768 + 0.001028 \times P_{c,in} - 0.003592 \times P_{c,in} - 13.660815 \times V_s + 0.000059 \times N \tag{4}$$

Table 1 Specification of heat exchanger

	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)
Qc,g [kW] (Basic operating condition)	3.66 (3.13)	2.4

$$\eta_{c,R744} = 0.781749 - 0.000956 \times P_{c,out} \quad (5)$$

$$- 0.003812 \times SH_{c,s}$$

$$- 0.003565 \times T_{c,s} + 0.000033 \times N$$

또한 R404A와 R744 시스템에 사용된 공기측 열 전달계수와 압력강하는 Wang<sup>16)</sup>의 식을 사용하였다. 본 연구에서 설계된 응축기와 증발기에 대한 자세한 사양을 Table 1에 나타내었으며 기본조건에서의 응축기(가스쿨러)의 용량은 R744의 경우 운전조건 변화에 따른 가스쿨러의 용량은 R744의 경우 3.13 kW, R404A의 경우 3.66 kW이며 증발기의 경우 2.4 kW로 설계하였다.

### 2.3 팽창장치 모델링

전자팽창밸브는 크게 오리피스(orifice), 니들(needle), 구동 스텝핑모터(stepping motor) 3가지로 구성되어 있다. R404A 시스템의 모델링에 사용된 오리피스 직경은 1.6 mm이고, R744의 경우 질량유량을 고려하여 0.8 mm로 수정하여 모델링 하였다. EEV를 통과하는 냉매의 질량유량은 6개의 물리적 변수와 4개의 기하학적인 변수로 표현되며 Buckingham π정리를 바탕으로 식 (6)<sup>17)</sup>을 이용해 계산하였으며 이에 사용된 상수 값들은 Table 2에 나타내었다.

$$\left( \frac{\dot{m}}{A_{t,m} \sqrt{\rho \Delta P}} \right) = c_1 \left( \frac{L}{D_m} \right)^{c_2} \left( \frac{D_m}{D_o} \right)^{c_3} \left( \frac{P_{in}}{P_c} \right)^{c_4} \left( \frac{T_{in}}{T_c} \right)^{c_5} \quad (6)$$

### 2.4 해석순서 및 조건

Fig. 3은 본 연구에서 설계한 냉동탑차의 냉장사이클 해석을 위한 순서도를 보여주고 있다. 냉동탑

Table 2 Constants in EEV correlation

Constant	Value
C <sub>1</sub>	1.17×10 <sup>0</sup>
C <sub>2</sub>	-3.99×10 <sup>-2</sup>
C <sub>3</sub>	-7.27×10 <sup>-2</sup>
C <sub>4</sub>	3.86×10 <sup>-1</sup>
C <sub>5</sub>	-4.55×10 <sup>0</sup>

Table 3 Simulation conditions

Test condition	Parameters
RPM	1000*, 1500, 2000, 2500, 3000
Outdoor air velocity	1, 2*, 3, 4, 5, 6
Outdoor temperature	25*, 27.5, 30, 32.5, 35
Indoor temperature	1, 3, 5*, 7, 9

\*Basic operating condition

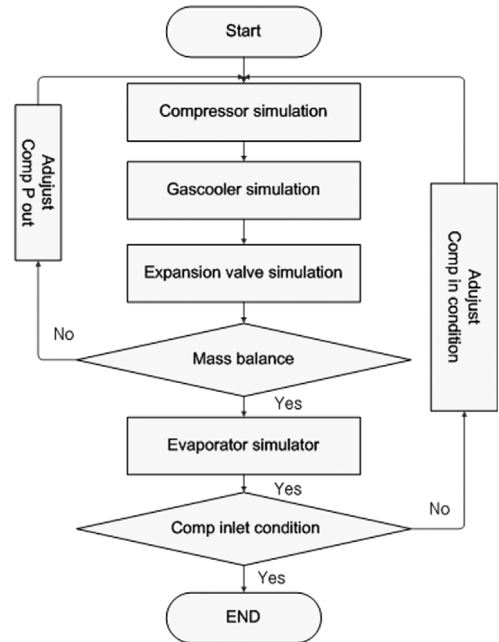


Fig. 3 Flow chart for simulation of refrigerator cycle

차 냉장사이클의 성능특성을 파악하기 위해 공회전 상태인 1000 RPM에서 냉장 실험조건(ISO 15502)을 기본조건으로 하여 해석을 수행하였다. 운전조건 변화에 따른 성능해석을 위하여 탑차의 엔진 RPM, 실내측과 실외측 공기온도, 실외기로 유입되는 공기속도를 변화시켜 시뮬레이션을 수행하였으며 본 연구에서 탑차용 냉장시스템의 성능 해석을 위해 설정된 해석조건을 Table 3에 나타내었다.

### 3. 실험결과 및 고찰

냉동탑차 냉장실의 공기온도는 외부의 공기가 유입 되거나 식품을 넣는 경우 냉장실의 온도가 변화한다. 이러한 변화가 냉장시스템의 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 실내측 온도를 1°C~9°C까지 2°C씩 증가시켜 R404A와 R744 냉장시스템의 성능 변화를 고찰하였다. Fig. 4는 실내온도 변화에 따른 R404A와 R744의 압축기 소비동력과 냉방용량 그리고 성능계수(COP)의 변화를 보여주고 있다. Fig. 4와 같이 두 시스템 모두 냉장실의 온도가 증가함에 따라 냉방용량은 점차 증가하고 압축기의 소비동력은 감소하여 시스템의 성능계수는 증가하는 경향을 보인다. 냉장실 온도 증가에 따른 압축기 소비동력의 감소정도는 R744 시스템이 R404A 시스템보다 약 6% 크게 나타났다. 또한 두 시스템의 냉방용량은 유사하게 나타나므로 압축기 소비동력의 차로 인해 성능계수는 R404A 시스템에 비해 R744 시스템이 평균 0.35 높은 값을 보였다. 냉장실 온도가 상승함에 따라 증발기를 지나는 냉매의 엔탈피가 증가하여 압축기로 유입되는 냉매의 비체적이 증가하게 되고 이로 인해 압축기에서 토출되는 질량유량 감소로 소비동력은 감소한다. 또한 냉장실 온도가 증가함에 따라 냉장실 온도와 냉매와의 온도차 증가로 인해 냉방용량은 점차 증가하는 경향을 나타낸다. 본 연구에서 두 시스템의 압축기 소비동력의 차이는 동일한 냉방용량을 얻기 위해 필요한 두 냉매의 질량유량의 차이로 R744 시스템의 질량유량이 R404A 시스템에 비해 약 60% 적기 때문에 이러한 영향이 성능에 반영된 것으로 사료된다.

여름철 높은 외기온도는 냉동탑차의 냉장시스템의 성능에 큰 영향을 미치므로 실외측 온도를 25°C~35°C까지 2.5°C씩 증가시켜 두 시스템의 성능변화를 고찰하였고 그 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 실외측 온도가 25°C에서 35°C로 상승함에 따라 R404A와 R744 시스템의 압축기 소비동력은 각각 18.6%, 35.5% 증가하였으며 냉방용량은 59.7%, 13.7% 감소하였다. 이에 두 시스템의 성능계수는 각각 66%, 30% 감소하는 것으로 나타났다. 실외측 온도의 상승은 실외기에서 높은 외기온도로 인하여 냉매가 충분히 열교환을 못함에 따라 실외기에서 토출되는

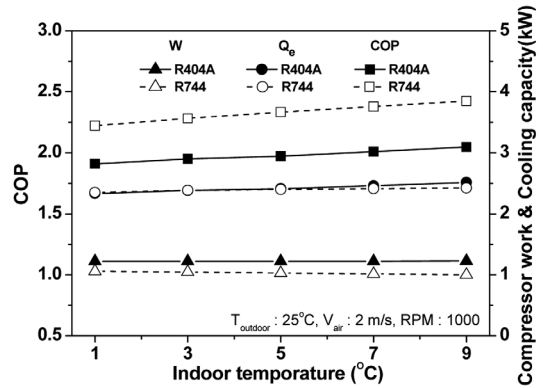


Fig. 4 Variations of compressor work, capacity, and COP with indoor temperature

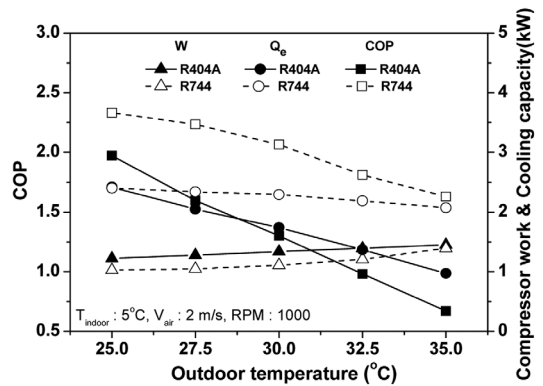


Fig. 5 Variations of compressor work, capacity, and COP with outdoor temperature

냉매의 엔탈피가 증가한다. 이에 따라 냉방용량이 감소하게 되고 증발기에서 토출되는 냉매의 압력 및 온도가 증가하게 된다. 또한 압축기에서 토출되는 냉매의 압력증가로 압축기에서 압축비가 증가하고 이에 압축기의 소비동력이 증가해 시스템의 성능은 감소하는 경향을 나타낸다. 본 연구에서는 R744 시스템에 비해 R404A 시스템이 실외측 온도변화에 따라 냉방용량의 변화 폭이 크게 나타나 외기온도 증가에 따른 시스템 용량의 민감도가 상대적으로 큰 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 6은 차량주행 속도변화로 응축기로 유입되는 공기의 풍속변화에 따른 시스템의 성능을 비교하여 보여주고 있다. 응축기입구 풍속이 증가함에 따라 R404A와 R744 시스템의 압축기 소비동력은 각각 16.5%, 3.2% 감소하였고, 냉방용량은 15.3%,

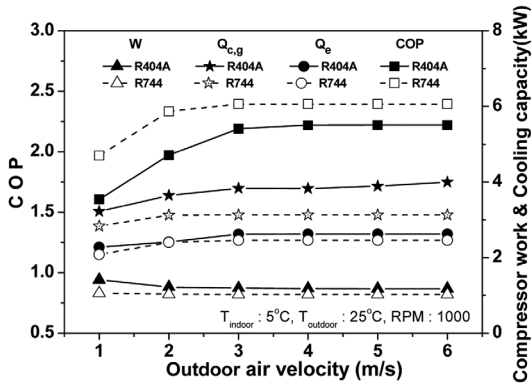


Fig. 6 Variations of compressor work, capacity, and COP with front air velocity

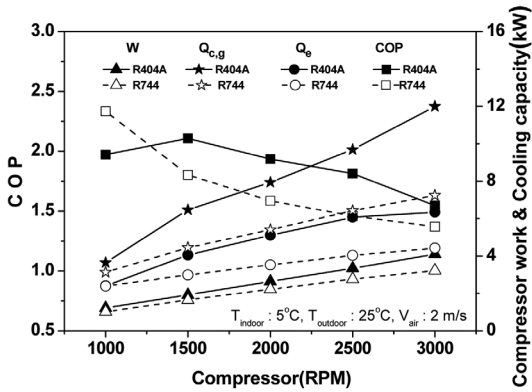


Fig. 7 Variations of compressor work, capacity, and COP with compressor speed

17.8% 증가하는 것으로 나타났다. 따라서 시스템의 성능계수는 각각 38.2%, 21.7% 증가하는 결과를 보였다. 응축기 입구 풍속이 증가함에 따라 유입되는 공기의 체적유량이 증가하여 냉매와 공기의 열전달량이 증가하므로 두 시스템 모두 냉방용량이 크게 증가하는 것으로 나타났다. 그러나 응축기 입구 풍속이 3 m/s 이상에서는 공기와 냉매와의 열교환이 충분히 이루어져 시스템의 성능은 더 이상 증가하지 않고 일정해지는 경향을 보였다. 따라서 본 연구에서 설계된 것과 같이 기존의 상용탑차용 냉장시스템은 탑차가 운행 중에는 실외 열교환기의 용량을 충분히 확보할 수 있음을 확인할 수 있다.

주행속도에 따른 RPM 변화에 대한 성능변화를 알아보기 위해 1000~3000 RPM까지 500 RPM씩 증가시켜 시뮬레이션을 수행하였으며 그 결과를 Fig. 7

에 나타내었다. 압축기 회전수 증가에 따라 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량 증가로 R404A와 R744 시스템의 압축기 소비동력은 각각 2.3배, 2.1배 증가하였고, 냉방용량은 1.6배, 0.8배 증가하는 것으로 나타났다. 하지만 압축기 소비동력의 증가폭이 냉방용량의 증가폭에 비해 크기 때문에 R404A와 R744 시스템의 성능계수는 각각 21.6%, 41.3% 감소하는 결과를 보였다. 압축기 회전수가 증가함에 따라 R744 시스템에 비해 R404A 시스템의 압축기 소비동력과 냉방용량 증가폭이 크게 나타났으며, 이는 압축기 회전수 증가에 따라 R744 시스템에 비해 R404A 시스템의 질량유량의 증가율이 더 크기 때문이다. 이러한 해석적 결과를 정리해 보았을 때 운전조건에 따른 성능의 민감도는 R404A 냉방시스템이 R744 시스템보다 더 큰 것을 확인할 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 R404A와 R744를 적용한 탑차용 냉장시스템의 성능을 해석할 수 있는 모델을 개발하였고, 운전조건 변화에 따른 성능을 비교, 관찰하였다. 본 연구를 통해 얻은 결과는 다음과 같다.

- 1) R404A 및 R744 시스템 모두 냉장실 온도가 증가함에 따라 냉방용량 증가 및 압축기 소비동력 감소로 시스템의 성능이 향상되었으며, R404A 시스템에 비해 R744 시스템의 질량유량이 60% 적어 R744 시스템이 평균 0.35 높은 성능계수를 보였다.
- 2) 실외측 온도가 상승함에 따라 냉방용량 감소 및 소비동력이 증가함에 따라 시스템의 성능은 저하되는 결과를 나타냈으며, R744와 R404A 시스템의 성능계수는 각각 30%, 66% 감소해 시스템 용량의 민감도가 R404A 시스템이 상대적으로 큰 것을 확인하였다.
- 3) 응축기 입구로 유입되는 풍속이 증가함에 따라 R404A와 R744 시스템의 성능계수는 각각 38.2%, 21.7% 증가하는 것으로 나타났으며 3 m/s 이상의 풍속에서는 열교환이 충분히 이루어져 시스템 성능은 더 이상 증가하지 않는 것으로 확인되었다.
- 4) 압축기 회전수가 상승함에 따라 냉방용량 증가

율에 비해 압축기 소비동력 증가폭이 커 시스템의 성능계수는 각각 41.3%, 21.6% 감소하였고 R404A 시스템에 비해 R744 성능계수의 성능저하가 더 큰 것을 확인하였다.

## 후 기

본 결과물은 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 광역경제권 선도산업 인재양성사업의 연구결과입니다.

## References

- 1) G. Lorentzen, "The Use of Natural Refrigerants: A Complete Solution to the CFC/HCFC Predicament," *Int. J. Refrig*, Vol.18, No.3, pp.190-197, 1995.
- 2) J. Pettemsen, "An Efficient New Automobile Air- Conditioning System Based on CO<sub>2</sub> Vapor Compression," *ASHRAE Transactions*, pp.657-665, 1994.
- 3) S. K. Fischer, "Total Environmental Warming Impact(TEWI) Calculations for Alternative Automotive Air-conditioning Systems," *SAE 970526*, 1997.
- 4) J. C. Mun, K. I. Choi, J. T. Oh and J. H. Kim, "Cooling Characteristics of Refrigerated Vehicles with Heat Storage Materials in Thermobank," *Summer Conference Proceedings of SAREK*, pp.810-814, 2009.
- 5) J. S. Brown, S. F. Y.-Motta, P. A. Domanski, "Comparative Analysis of an Automotive Air Conditioning Systems Operating with CO<sub>2</sub> and R134a," *Int. J. Refrigeration*, Vol.25, Issue 1, pp.19-32, 2002.
- 6) S. C. Kim, D. H. Lee and J. P. Won, "Experimental Studies on the Performance Characteristics of Heat Exchangers of CO<sub>2</sub> Air Conditioning System for Vehicle," *Transactions of KSAE*, Vol.17, No.1, pp.146-153, 2009.
- 7) C. Tian, Y. Liao and X. Li, "A Mathematical Model of Variable Displacement Swash Plate Compressor for Automotive Air Conditioning System," *Int. J. Refrigeration*, Vol.29, Issue 2, pp.270-280, 2006.
- 8) D. Sanchez, E. Torrella and R. Cabello, R. Liopis, "Influence of the Superheat Associated to a Semihermetic Compressor of a Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Plant," *Applied Thermal Engineering*, Vol.30, Issue 4, pp.302-309, 2010.
- 9) C. C. Wang, "A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-tube Heat Exchangers," *Heat and Mass Transfer*, Vol.44, Issue 18, pp.3565-3573, 2001.
- 10) M. Y. Lee, T. H. Kang, Y. C. Kim and J. J. Park, "Analytical Study on the Heat Transfer Characteristics of a Spirally Coiled Circular Fin-tube Evaporator Operated under Non-frosting Conditions," *Transactions of KSME B*, Vol.35, No.2, pp.105-220, 2011.
- 11) D. P. Traviss, W. M. Rohsenow and A. B. Baron, "Force Convection Condensation Inside Tube : A Heat Transfer Equation for Condenser Design," *ASHRAE Transactions*, Vol.79, Part 1, pp.157-165, 1972.
- 12) L. Friedel, "Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-phase Pipe Flow," *European Two-phase Flow Group Meeting*, Paper E2, Italy, 1979.
- 13) V. Gnielinski, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *Int. J. Chemical Engineering*, Vol.16, pp.359-368, 1976.
- 14) S. H. Yoon, E. S. Cho and M. S. Kim, "Characteristics of Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop of Carbon Dioxide and Correlation Development Near the Critical Point," *Proceedings of the SAREK*, Vol.16, No.6, pp.530-534, 2004.
- 15) S. Churchill, "Friction Factor Equation Spans all Fluid Flow Regimes," *Journal of Chemical Engineering*, Vol.7, Issue 24, pp.91-92, 1997.
- 16) C. C. Wang, K. Y. Chi and C. J. Chang, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-tube Heat Exchangers," Part II: Correlation, Vol.43, Issue 15, pp.2693-2700, 2000.
- 17) Y. W. Hwang and O. J. Kim, "Experimental Study on the CO<sub>2</sub> Flow through Electronic Expansion Valves," *Summer Conference Proceedings of SAREK*, pp.1237-1241, 2007.
- 18) EES: Engineering Equation Solver, F-chart Software Inc., 2006.