

# 이산화탄소 사이클에서 열교환기의 형태 변화에 따른 성능특성 비교

배 경 진, 조 홍 현<sup>\*†</sup>

조선대학교 기계공학과 대학원, \*조선대학교 기계공학과

## Comparison of Performance Characteristics with Heat Exchanger Type in CO<sub>2</sub> Cycle

Kyungjin Bae, Honghyun Cho<sup>\*†</sup>

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

*\*Department Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea*

*(Received May 28, 2010; revision received July 28, 2010)*

**ABSTRACT:** The theoretical analysis of performance characteristics in a CO<sub>2</sub> cycle with the heat exchanger type was carried out. The size and performance of the fin-tube and microchannel heat exchanger were compared with operating conditions. As a result, the performance of the fin-tube gascooler and evaporator were more sensitive to the variation of operating condition compared to that of the microchannel gascooler and evaporator. Beside, the sizes of microchannel gascooler and evaporator could be decreased by 73% and 76%, respectively, compared to those of the fin-tube type gascooler and evaporator with the similar capacity. The COP and reliability of the CO<sub>2</sub> system can be increased by using a microchannel heat exchanger.

**Key words:** CO<sub>2</sub> cycle(이산화탄소 사이클), Fin-tube heat exchanger(핀-관 열교환기), Microchannel louver fin heat exchanger(마이크로채널 루버핀 열교환기)

### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [m<sup>2</sup>]  
 $A_t$  : 오리피스목 면적 [m<sup>2</sup>]  
 $D$  : 직경 [m]  
 $D_m$  : 최소 오리피스 직경 [m]  
 $P$  : 압력 [kPa]  
 $h$  : 압축기 출구 엔탈피 [kJ/kg]  
 $L$  : 길이 [m]  
 $m$  : 질량유량 [g/s]  
 $RH$  : 상대습도 [%]

$T$  : 온도 [°C]  
 $V$  : 속도 [m/s]  
 $W$  : 동력 [kW]

### 그리스 문자

$\eta_v$  : 체적 효율  
 $\eta_c$  : 압축 체적효율  
 $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

### 하첨자

$c$  : 임계점  
 $Dis$  : 압축기 출구

† Corresponding author

Tel.: +82-62-230-7050; fax: +82-62-230-7055

E-mail address: hhcho@chosun.ac.kr

<i>in</i>	: 입구
<i>Mot</i>	: 압축기 모터입구
<i>s</i>	: 등엔트로피
<i>Suc</i>	: 압축기 입구

## 1. 서 론

기존의 냉동공조 기기들의 작동유체인 HCFCs과 HFCs 냉매는 지구온난화 및 오존층파괴를 야기시킴으로 국제적인 협약을 통해 규제되고 있으며 이를 대체할 대체냉매로 이산화탄소와 같은 자연냉매가 주목받고 있다. 이중 이산화탄소는 자연에 존재하는 물질로써 독성과 가연성이 없으며 열역학적 물성치가 뛰어나고 단위체적당 열용량이 크므로써 시스템 소형화 및 냉동 시스템 적용에 유리한 장점을 가지고 있다.

하지만 이산화탄소는 기존의 시스템에 비해 작동압력이 높고 다른 열시스템과는 달리 초임계 사이클을 이루고 있으므로 핵심요소기기의 최적 설계를 통하여 이산화탄소 냉동시스템을 최적화해야 한다. 또한 이산화탄소 냉동시스템은 운전조건 변화에 따라 성능변화가 심하기 때문에 이를 보완하고 시스템의 성능 및 신뢰성을 확보하기 위한 많은 연구가 진행되어야 한다. 특히 성능향상을 위하여 팽창기(expander), 내부열교환기(internal heat exchanger), 이젝터(ejector) 및 이단압축을 이용한 성능향상에 대한 연구가 주요하게 진행되었다. Hwang et al.<sup>(1)</sup>은 이산화탄소를 적용한 사이클의 성능향상을 위하여 팽창기, 이단 압축, 증발냉각을 이용한 가스쿨러 등에 대한 시뮬레이션 연구를 통하여 성능향상 정도와 특성을 비교 및 고찰하였다. 또한, Chen<sup>(2)</sup> 등은 내부열교환기를 적용한 이산화탄소 사이클에서 가스쿨러 압력변화에 따른 성능변화를 예측하고 가스쿨러 압력과 성능에 관한 수식을 개발하였다. Neksa et al.<sup>(3)</sup>와 Hrnjak et al.<sup>(4)</sup>은 이산화탄소 사이클의 최적화와 토출압력의 제어를 통한 사이클 성능향상에 관한 연구를 수행하였다.

하지만 기존의 이산화탄소 시스템에 관한 연구는 주로 물성치를 고려한 시스템 해석에 국한되어 있으며 시스템 성능향상을 위한 구성요소의 최적화 및 구성요소가 성능에 미치는 영향에 대한 체계적인 연구가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 핀-관 열교환기와 마이크로채널 루버핀 열교환기의 운전조건별 최적화를 진행하고 이들을 적용한 이산화탄소 사이클의 성능을 각각의 운전조건 변화에 따라 비

교 및 고찰하였다. 본 연구를 통해 최적화된 이산화탄소 사이클의 개발에 관한 기본적인 정보를 제공하고자 한다.

## 2. 사이클 모델링 및 운전조건

### 2.1 시스템 모델링

본 연구에서 설계된 이산화탄소 시스템은 Fig. 1과 같으며 주요 구성요소인 압축기, 가스쿨러, 팽창장치, 증발기를 모델링하였다. 본 연구에서 설계된 사이클에서 가스쿨러와 증발기에 각각 핀-관과 마이크로채널 루버핀 열교환기를 적용하여 각각의 사이클의 해석적 모델을 개발하고 이에 성능을 분석하였다. 사이클 모델링에 앞서 각각의 열교환기를 운전조건에 따라 최적화 하였으며 최적화된 핀-관과 마이크로채널 가스쿨러와 증발기를 시스템에 적용하여 성능을 고찰하였다.

### 2.2 압축기 및 팽창장치 모델링

이산화탄소 사이클의 압축기 모델링을 위하여 왕복동식 압축기<sup>(5)</sup>를 해석적 모델로 선정하였으며, 압축기의 질량유량과 소요동력은 실험에 의하여 얻어진 결과를 이용한 해석적 모델을 개발하여 적용하였으며 이는 식(1)과 식(2)와 같다.

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \dot{V}_G}{v_{suc}} \quad (1)$$

$$W = \frac{\dot{m}(h_{Dis.s} - h_{Suc})}{\eta_c} + \dot{m}(h_{Suc} - h_{Mot}) \quad (2)$$

본 연구에서 설계된 팽창장치는 오리피스 직경이 1.6 mm인 EEV<sup>(6)</sup>를 사용하였으며 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하였다. EEV에서 이산화탄소의 질량유량은 Buckingham- $\pi$ 정리를 사용한 식(3)으로 계산하였으며 일정한 값들은 Table 1에 나타냈다. 본 연구에서 기본사이클의 EEV 개도는 50%로 설정하였다.

$$\left( \frac{\dot{m}}{A_{t,m} \sqrt{\rho \Delta p}} \right) = c_1 \left( \frac{L}{D_m} \right)^{c_2} \left( \frac{D_m}{D_o} \right)^{c_3} \left( \frac{p_{in}}{p_c} \right)^{c_4} \left( \frac{T_{in}}{T_c} \right)^{c_5} \quad (3)$$

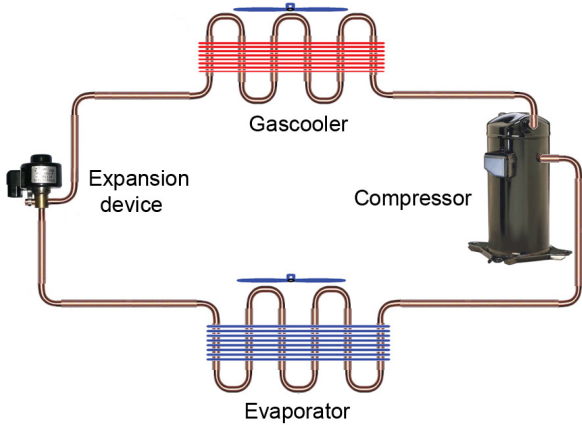


Fig. 1 Schematic of a single-stage compression CO<sub>2</sub> cycle.

Table 1 Constants in EEV of Eq.(3)

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>

### 2.3 열교환기 모델링

열교환기 모델링을 위하여 본 연구에서는 핀-관<sup>(7,8)</sup>과 마이크로채널 루버핀 열교환기<sup>(9,10)</sup>를 선정하여 각각의 사이클에 적용하였다. 먼저 두 종류의 열교환기에 대하여 최적의 가스쿨러와 증발기를 선정하기 위하여 다양한 형태의 냉매분배 및 열교환기에 대하여 운전조건별 성능해석을 수행하였으며 그 결과 압력강하를 고려한 최적화된 가스쿨러와 증발기로 선정된 핀-관형 가스쿨러와 증발기, 그리고 마이크로채널 가스쿨러와 증발기의 분배 및 설계 사양을 Table 2와 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 2의 (a), (b)는 각각 핀-관 형태의 가스쿨러와 증발기를 나타내고 있으며, (c), (d)는 마이크로채널 루버핀 형태의 가스쿨러와 증발기의 모습을 보여주고 있다.

핀-관 열교환기의 경우 고압을 견디기 위해 관의 직경을 5 mm로 작게 설계하였으며, 관의 두께를 0.5 mm로 하였다. 관의 개수는 총 80개이며 4분지관을 이용하여 가스쿨러와 증발기의 냉매를 분배하였다. 또한 마이크로채널 루버핀 열교환기는 직경이 0.79 mm, 포트 수를 11개, 총 관의 개수는 20개로 5개씩 분배되도록 설계하였으며 유동방향을 순방향 그 다음 역

Table 2 Specification of the heat exchanger

	Fin-tube type		Microchannel type	
	Gas cooler	Evaporator	Gas cooler	Evaporator
Tube diameter(mm)	5	5	0.79	0.79
Tube low number	2	2	·	·
Port number	·	·	11	11
Total tube number	80	84	80	80
Ref. distribution	4	6	4	4
Fin type	Slit	Slit	Louver	Louver

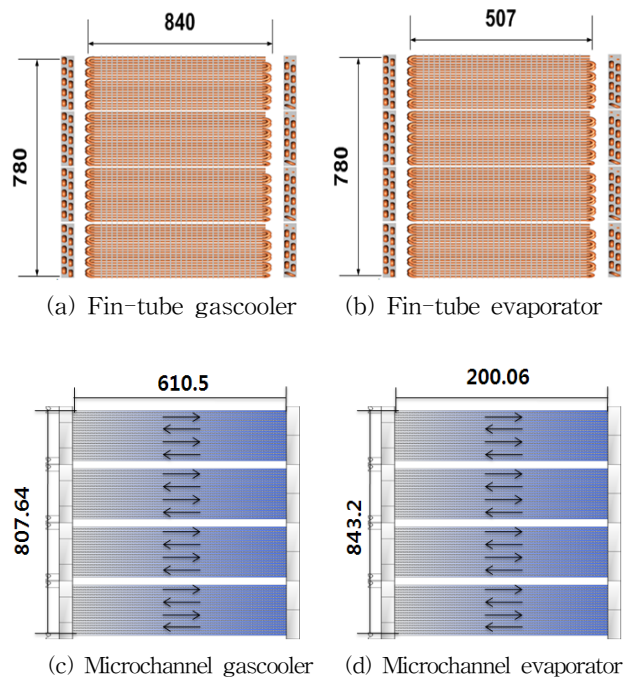


Fig. 2 Schematics of four kinds of heat exchanger.

방향으로 순차적으로 교대로 흐르도록 설계하였다. 핀-관 열교환기의 경우 Offset slit<sup>(7,8)</sup> 핀을 사용하였으며 마이크로채널을 이용한 사이클의 경우 루버핀<sup>(9,10)</sup>을 사용하였다. 본 열교환기 모델링에 적용된 냉매측 및 공기측 물성치에 대한 상관식들을 Table 3에 보여주고 있다. 특히, 증발기 모델링에서 공기측 응축수의 두께는 핀의 두께와 동일하다고 가정하여 시뮬레이션을 수행하였다.

각각의 최적화된 가스쿨러와 증발기에서 실의 운

Table 3 Heat transfer coefficients

	Type	Refrigerant heat transfer coefficient	Refrigerant Pressure drop	Air j-factor
Gas cooler	Fin-tube	Gnielinski <sup>(12)</sup>	Churchill <sup>(13)</sup>	Wang <sup>(14)</sup>
	Micro channel	Gnielinski	Churchill	
Evaporator	Fin-tube	Yoon et al. <sup>(15)</sup>	Yoon et al.	Wang <sup>(14)</sup>
	Micro channel	Yun <sup>(16)</sup>	Lee and Lee <sup>(17)</sup>	Kim and Bullard <sup>(18)</sup>

전조건 및 실내 운전조건에 따른 열교환기의 성능 특성을 비교하기 위하여 가스쿨러 입구의 냉매의 유입온도 100°C, 압력 10 MPa, 냉매의 질량유량 66 g/s, 열교환기 전면 공기속도를 1.5 m/s로 고정하고 실외온도를 30°C에서 37.5°C까지 2.5°C씩 변화시키면서 각 열교환기 형태별 가스쿨러 성능해석을 수행하였다. 또한 증발기의 경우 증발기 입구의 냉매온도를 0.16°C, 입구압력 3.5 MPa, 건도 0.42, 질량유량 66 g/s, 열교환기 전면 공기속도를 1.0 m/s로 일정하게 유지하고 실내온도를 21°C에서 30°C까지 3°C씩 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행하여 성능을 비교하였다.

## 2.4 사이클 시뮬레이션 조건

최적화된 핀-관과 마이크로채널 가스쿨러와 증발기를 적용한 이산화탄소 사이클의 성능특성을 비교하기 위해 냉방용 에어컨 시스템을 기준으로 실내외 조건은 KS B 6369<sup>(11)</sup>에 의해 시뮬레이션을 수행하였으며, 먼저 표준조건(OD = 35/24°C, ID = 27/13.8°C)에서 가스쿨러 출구온도를 약 38°C, 증발기 입구온도를 약 10°C, 시스템의 과열도를 약 10°C로 일정하

Table 4 Cycle simulation conditions

Parameters	Value
Outdoor air velocity (m/s)	1, 1.5, 2, 2.5, 3
EEV opening(%)	42, 46, 50, 54, 58
Outdoor temperature (°C)	30, 32.5, 35, 37.5, 40 (RH = 40% fixed)

게 고정하여 운전조건별 사이클 성능해석을 수행하였다. 또한 일정한 운전조건에서 각각의 열교환기 형태에 따라 사이클의 변화, 성능특성, 그리고 각각의 열교환기 크기를 비교하였다. 이후 운전조건에 따른 사이클 성능변화와 민감도를 비교하기 위하여 가스쿨러측 공기유속, EEV 개도, 그리고 외기온도를 변화시켜 가면서 사이클의 성능을 해석하였다. 본 연구에서 두 종류의 열교환기를 장착한 사이클 성능을 비교하기 위하여 설정된 사이클의 시뮬레이션 조건을 Table 4에 나타내었다.

## 3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

### 3.1 열교환기 형태에 따른 가스쿨러와 증발기의 성능 비교

Fig. 3은 실외온도변화에 따라 핀-관과 마이크로채널 가스쿨러의 용량과 압력강하를 비교하여 보여주고 있다. 실외온도가 증가함에 따라 가스쿨러 용량은 일정하게 감소하며 이에 반하여 압력강하는 선형적으로 증가하는 경향을 보인다. 이는 실외온도가 증가함에 따라 실외온도와 냉매와의 온도차가 줄어들어 열교환 효과와 열교환기의 효율성이 감소하기 때문이다. 실외온도가 30°C에서 37.5°C로 증가함에 따라 핀-관과 마이크로채널 가스쿨러의 용량의 감소량은 각각 2.45 kW, 2.42 kW로 핀-관 열교환기가 약 0.03 kW 더 감소하는 것으로 나타났다. 그리고 35°C에서 두 종류의 가스쿨러 용량은 거의 비슷하지만 압력강하는 핀-관 가스쿨러가 마이크로채널 열교환기에 비해 약 2배 정도 더 큰 것으로 확인되었다. 이는 핀-관 가스쿨러에서 환관의 길이가 상대적으로 길고 한 관당 흐르는 냉매의 질량유량이 크기 때문에 마이크로채널 열교환기에 비하여 관의 질량유속이 크게 설계되었기 때문으로 사료된다.

Fig. 4는 실내온도 변화에 따른 두 종류의 증발기 용량과 압력강하를 비교하여 보여주고 있다. 실내온도가 증가함에 따라 두 종류의 열교환기 모두에 대하여 증발기의 용량은 증가하는 것으로 나타났으며 핀-관 형태의 증발기가 마이크로채널 증발기에 비해 온도변화에 대한 용량의 민감도가 더 큰 것으로 확인되었다. 이는 마이크로채널 열교환기가 핀-관 열교환기에 비해 단위 체적당 열전달 성능이 우수하므로 운전조건변화에 따라 성능이 크게 변화하지 않았기 때문이다. 반면 압력강하는 실내온도가

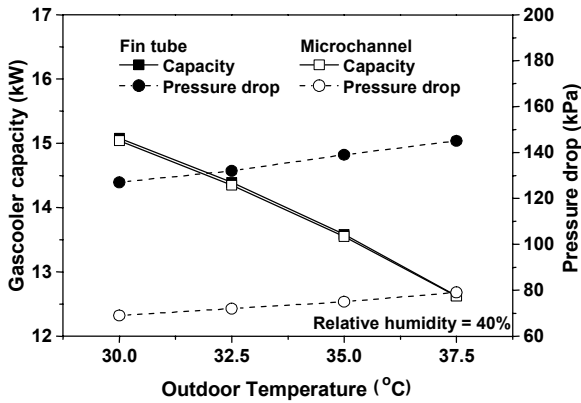


Fig. 3 The comparison of gascooler capacity and pressure drop with outdoor temperature.

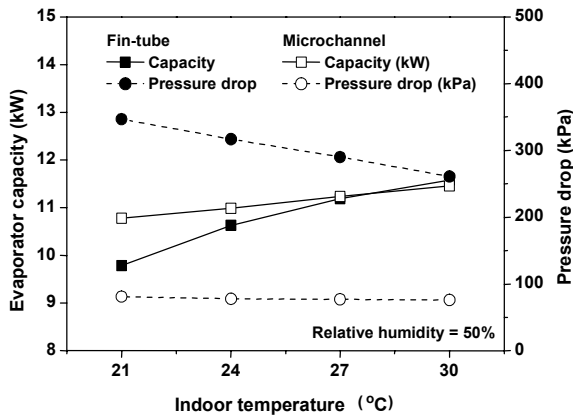


Fig. 4 The comparison of evaporator capacity and pressure drop with indoor temperature.

증가함에 따라 감소하는 것으로 나타났는데 이 경우에도 압력강하의 감소정도는 핀-관 열교환기가 마이크로채널 열교환기에 비하여 더 크게 나타났다. 이는 앞에서 언급한 바와 같이 단일 관당 질량 유속의 차이에 의한 영향으로 판단된다. 실내온도 27°C에서 핀-관과 마이크로채널 증발기의 용량은 각각 11.19 kW, 11.23 kW이며, 이때 압력강하량은 290 kPa과 77 kPa로 핀-관 증발기가 마이크로채널 증발기에 비해 약 3.7배 더 크게 나타나는 것으로 해석되었다. 따라서 운전조건에 따른 열교환기 성능분석을 수행한 결과 본 연구에서 설계된 핀-관 형태의 가스쿨러와 증발기의 경우 마이크로채널 열교환기를 적용한 가스쿨러와 증발기에 비하여 압력강하가 크게 나타났으며 작동온도 변화에 따른 용량의 민감도 또한 마이크로채널 열교환기에 비하여

큰 것으로 확인되었다.

### 3.2 열교환기 형태에 따른 이산화탄소 사이클 성능 비교

Fig. 5는 표준조건에서 핀-관 및 마이크로채널 형태의 열교환기를 적용한 사이클의 변화를 압력-엔탈피 선도로 보여주고 있다. 동일한 운전조건에서 이산화탄소 사이클의 열교환기를 비교해 보면 핀-관 열교환기를 적용한 사이클의 가스쿨러와 증발기의 전면 크기는 각각 874.2 mm×780 mm, 846 mm×819 mm이며, 마이크로채널 열교환기를 적용한 사이클의 가스쿨러와 증발기의 크기는 각각 216.56 mm×843.2 mm, 195.94 mm×843.2 mm로 가스쿨러와 증발기의 전면크기는 핀-관 열교환기를 적용한 사이클에 비해 마이크로채널 열교환기를 적용한 사이클이 각각 73%, 76% 정도 작은 것으로 나타났다. 또한 Fig. 5에서 볼 수 있듯이 핀-관 열교환기를 적용한 사이클의 압축기 흡입압력은 마이크로채널 열교환기를 적용한 사이클에 비해 약 70 kPa 더 낮고, 토출압력은 약 200 kPa정도 더 높게 나타나는 것으로 확인되었다. 이는 핀-관 열교환기의 단일관의 길이가 길기 때문에 마이크로채널 열교환기의 압력강하보다 더 큰 압력강하량을 가지기 때문이다. 또한 압축기 전후의 압축비가 증가하고 압축기 소요동력은 약 0.2 kW 큰 것으로 확인되었다. 반면 시스템의 냉방용량은 마이크로채널 열교환기에 비하여 약 0.35 kW 더 크게 나타났다. 또한 동일한 운전조건하에서 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량은핀-관 열교환기를 적용한 사이클이 마이크로채널 열교환기를 적용한 사이클에 비해 약 1% 정도 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 6은 두 가지 형태의 열교환기를 적용한 이산화탄소 사이클에서 실외온도 변화에 따른 성능계수, 압축기 소요동력, 냉방용량의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 일반적으로 실외온도가 증가함에 따라 시스템 작동압력이 증가하고 이로 인해 압축비가 커지고 압축기의 소요동력은 일정하게 증가하게 된다. 또한 냉방효과와 질량유량의 감소로 시스템의 냉방용량도 감소하게 된다. 따라서 시스템의 성능계수는 외기온도의 감소에 비례하여 작아지는 것으로 나타났다. 이러한 현상은 이산화탄소 사이클에서도 동일하게 확인할 수 있다. 시뮬레이션 결과 핀-관 형태의 열교환기를 적용한 사이클에서 성

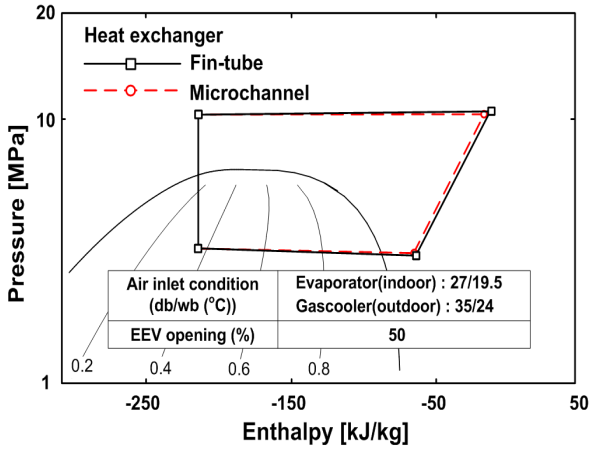


Fig. 5 Cycle comparison with heat exchanger type on pressure-enthalpy diagram.

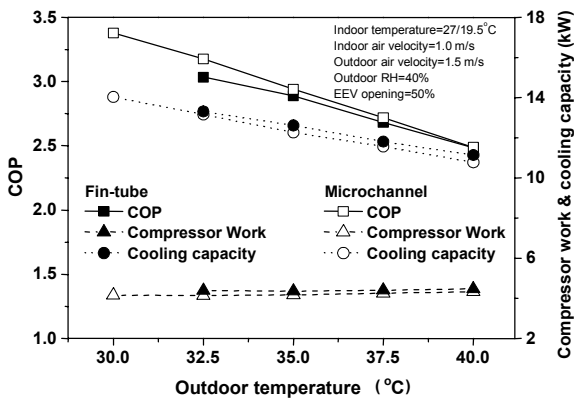


Fig. 6 The variations of COP, compressor work and cooling capacity with outdoor temperature.

능계수는 실외온도가 32.5°C일 때 마이크로채널 열교환기를 적용한 사이클에 비해 약 0.143정도 큰 폭으로 감소하였는데 이는 핀-관 증발기의 입·출구 엔탈피차가 크게 줄어들어 냉방성능이 감소하였기 때문이며, 실외온도가 30°C에서는 핀-관 증발기에서 부하량이 충분하지 않기 때문에 증발기 출구에서 과열도가 존재하지 않고 압축기 입구가 이상상태인 것으로 나타났다. 이러한 액냉매의 유입은 압축기의 고장의 원인이 됨으로 시스템의 안전한 운전을 위해서는 증발기의 크기를 증가시키거나 증발기로 유입되는 공기의 유량을 증가시켜야 할 것으로 사료된다.

Fig. 7은 가스쿨러의 전면 공기속도에 따라 두 종류의 열교환기를 적용한 사이클의 성능계수, 압축기 소비동력과 냉방용량의 변화를 보여주고 있다. 각 사이클의 성능계수는 공기속도가 증가함에 따라 향

상되며 성능계수의 증가정도는 점점 감소하는 것으로 나타났다. 이는 공기속도가 증가함에 따라 냉방용량은 증가하지만 열교환기의 유용성이 감소함에 따라 냉방용량의 증가정도는 감소하는 반면 압축기 소비동력은 일정하게 감소하기 때문이다. 공기속도가 증가함에 따라 시스템 전체 작동압력은 감소하고, 가스쿨러의 용량이 증가되어 증발기 입구의 엔탈피는 감소하게 된다. 따라서 증발기에서 냉방효과가 증가되어 냉방용량은 커지게 된다. 압축기 입구의 온도가 감소함으로 인해 압축기 입구 냉매의 비체적이 작아져서 질량유량은 증가하고 압축기의 체적효율은 증가하게 된다. 하지만 냉매온도가 일정이하의 온도로 낮아지면 냉매의 점성력과 질량유량의 증가로 인해 압축기 소비동력이 증가하게 된다. 본 연구에서는 가스쿨러 전면의 공기의 속도가 1 m/s에서 2 m/s까지 증가할 때 두 종류의 사이클 모두 성능향상 정도가 큰 것으로 나타났다.

Fig. 8은 EEV 개도에 따른 성능계수, 압축기 소비동력과 냉방용량을 핀-관 열교환기와 마이크로채널 열교환기를 적용한 이산화탄소 사이클에 따라 비교하여 나타내고 있다. EEV 개도가 증가함에 따라 시스템의 질량유량은 증가하게 되고 압축비가 감소하게 된다. 압축비의 감소로 인해 압축기의 소비동력은 감소하고 증발압력이 증가하여 증발기의 냉방용량 또한 감소한다. 하지만 EEV 개도 증가에 의한 냉방용량의 감소정도에 비해 압축기 소비동력의 감소정도가 더 크기 때문에 시스템의 성능계수는 증가된다. EEV 개도가 54%에서 핀-관 열교환기를 적용한 시스템이 최대의 성능계수를 보이며, 마이

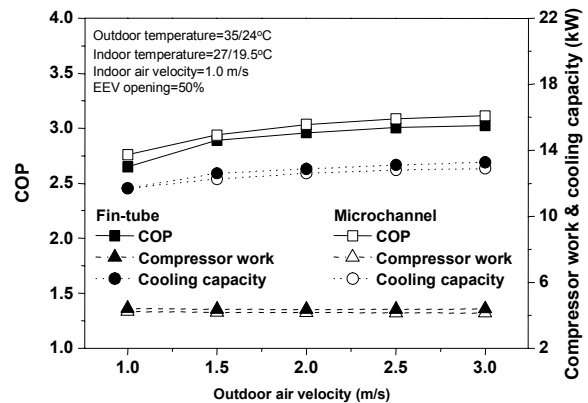


Fig. 7 The variations of COP, compressor work and cooling capacity with air velocity.

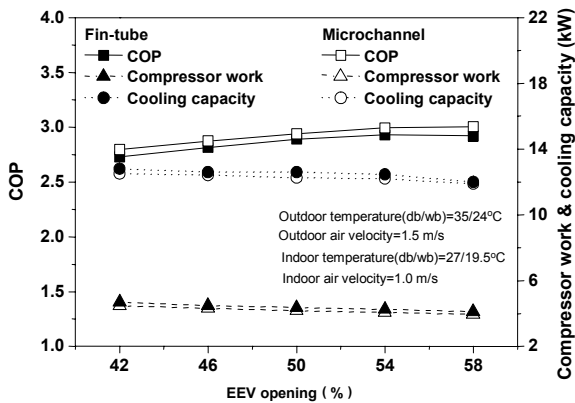


Fig. 8 The variations of COP, compressor work and cooling capacity with EEV opening.

크로채널 열교환기를 적용한 시스템에서도 성능계수의 향상정도가 작아진다. 본 연구에서 EEV 개도가 42%에서 54%로 증가함에 따라 성능계수는 핀-관 열교환기를 적용한 사이클의 경우 약 7.3%, 마이크로채널 열교환기를 적용한 사이클의 경우 약 7% 정도 향상되는 것으로 나타났다. 이 때 냉방용량은 각각 약 2.7%, 2.5% 감소하는 것으로 확인되었으며 압축기 소비동력은 각각 약 9.3%, 8.9% 감소하는 것으로 확인되었다. 따라서 시스템의 운전시 일정 압력 이상을 유지시킬 수 있는 EEV 개도의 제어는 시스템 성능을 유지시키기 위하여 반드시 필요하며 작동 조건과 시스템 사양에 따라 그 값이 변화됨을 확인할 수 있다.

#### 4. 결 론

여러 운전조건 변화에 따라 핀-관 열교환기와 마이크로채널 열교환기의 성능특성을 분석하여 최적화 하였으며 최적화된 열교환기를 가스쿨러와 증발기에 적용시켰을 때 외기조건, 전면속도, EEV 개도 변화에 따른 성능을 비교 및 고찰하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 실외온도에 따라 각각의 가스쿨러 용량은 거의 비슷하지만 압력강하는 핀-관 가스쿨러가 마이크로채널 열교환기에 비해 약 2배 정도 더 크게 나타났다으며, 실내온도에 따라 증발기의 용량은 핀-관 형태의 증발기가 마이크로채널 증발기에 비해 민감도가 더 큰 것으로 확인되었다.

(2) 가스쿨러와 증발기에 마이크로채널 열교환기를 적용한 사이클의 경우 핀-관 열교환기를 적용한

사이클에 비해 가스쿨러와 증발기의 전면면적이 각각 약 73%, 76% 정도 작게 설계될 수 있는 것으로 나타났다.

(3) 두 종류의 열교환기를 적용한 사이클에서실외온도와 공기의 유속의 증가에 따른 성능비교 결과 마이크로채널 열교환기를 적용한 사이클의 성능이 높게 나타났으며 EEV 개도가 42%에서 54%로 증가함에 따라 성능계수는 핀-관 열교환기를 적용한 사이클의 경우 약 7.3%, 마이크로채널 열교환기를 적용한 사이클의 경우 약 7% 정도 향상되는 것으로 확인되었다.

#### 후 기

본 논문은 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 광역경제권 선도산업 인재양성사업의 연구결과입니다. 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

- Hwang, Y. and Radermacher, R., 2002, Options for a two-stage transcritical carbon dioxide cycle, Proceedings, IIR-Gustav Lorentzen 5th Natural Working Fluids Conference, Gaungzhou, pp. 143-149.
- Chen, Y. and Gu, J., 2005, The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, Int. J. Refrigeration, Vol. 28, pp. 1238-1249.
- Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, G. R. and Schiefloe, P. A., 1998, CO<sub>2</sub> heat pump water heater : characteristics, system design and experimental results, Int. J. Refrigeration, Vol. 21, pp. 172-179.
- Hrnjak, P., Richeter, M., Song, S., Kim, M. and Bullard, C., 2000, Transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for residential application, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference, pp. 9-16.
- Sanchez, D., Torrella, E., Cabello, R. and Llopis, R., 2009, Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration plant, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 302-309.
- Hwang, Y. W. and Kim, O. J., 2007, Experi-

- mental study on the CO<sub>2</sub> flow through electronic expansion valves, Proceedings of the SAREK, pp. 1237-1241.
7. Bae, K. J., Shin, E. S., Hong, M. S. and Cho, H. H., 2009, Comparisons of performance with heat exchanger constitution in the fin-tube gas-cooler, Proceedings of the SAREK, pp. 1294-1299
  8. Bae, K. J., Kim, T. J., Hong, M. S. and Cho, H. H., 2009, The simulation study of performance in fin-tube type evaporator with refrigerant distribution for CO<sub>2</sub>, Proceedings of the SAREK, pp. 468-473.
  9. Shin, E. S., Kim, J. H., Hong, M. S. and Cho, H. H., 2009, Simulation study on the performance characteristics of CO<sub>2</sub> microchannel gas-cooler with operation conditions, Proceedings of the SAREK, pp. 1090-1095.
  10. Shin, E. S., Kim, J. H., Hong, M. S. and Cho, H. H., 2009, The optimization study of CO<sub>2</sub> microchannel evaporator with operation conditions, Proceedings of the SAREK, pp. 431-436.
  11. Korean Standard KSB 6367, 2002, Methods of test for commercial refrigerated cabinets, Korean Standards Association, Korea.
  12. Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. J. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
  13. Churchill, S., 1997, Friction factor equation spans all fluid flow regimes, Chem. Eng., Vol.7, pp. 91-92.
  14. 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.
  15. Yoon, S. H., Cho, E. S. and Kim, M. S., 2004, Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development near the critical point, Proceeding of the SAREK, Vol. 16 No. 6, pp. 530-534.
  16. Yun, R., 2002, Convective boiling of carbon dioxide in mini tubes and micro channels, PH thesis, Korea University, Seoul, Korea.
  17. Lee, H. J. and Lee, S. Y., 2001, An experimental study on pressure drop of boiling flow within horizontal rectangular channels with small heights, Transactions of the KSME, B, Vol. 25, No. 9, pp. 1219-1226.
  18. Kim, M. H. and Bullard, C. W., 2001 Development of a microchannel evaporator model for a CO<sub>2</sub> air-conditioning system, Energy, Vol. 26, pp. 931-948.