

다양한 운전조건에서 이젝터를 적용한 CO₂ 냉동기의 성능비교

강 변, 조 홍 현*†

조선대학교 대학원, *조선대학교 기계공학과

Comparison of Performance in CO₂ Cooling System with an Ejector for Various Operating Conditions

Byun Kang, Honghyun Cho*†

Graduate School of Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

(Received February 24, 2011; revision received June 14, 2011)

ABSTRACT: Recently, many researchers have analyzed the performance of the transcritical CO₂ refrigeration cycle in order to identify opportunities to improve the system energy efficiency. The reduction of the expansion process losses is one of the key issues to improve the efficiency of the transcritical CO₂ refrigeration cycle. In this study, the analytical study on the performance characteristics of CO₂ cycle with an ejector carried out with a variation of outdoor temperature, gascooler inlet air velocity, evaporator inlet air velocity, and evaporator inlet air temperature. As a result, the system performance could be improved over 85% by using an ejector for various operating condition because of the reduction of compressor work. Moreover, the cooling capacity increased about 18% for variable outdoor condition. Therefore, the high performance of an ejector system could be maintained for wide operating conditions and system reliability could be improved compared to that of a basic system.

Key words: Carbon dioxide(이산화탄소), Transcritical system(초임계 시스템), Ejector(이젝터), COP(성능계수)

기 호 설 명

A : 직경 [m²]
 $A_{t,m}$: 최소 오리피스 면적 [m²]
 D_m : 최소 오리피스 직경 [m]
 D_o : 오리피스 직경 [m]
 h : 엔탈피 [kg/kJ]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 L : 유효 오리피스 직경 [m]

P : 압력 [kPa]
 PLR : 승압비
 Δp : 압력강하 [kPa]
 u : 속도 [m²/s]
 T : 온도 [°C]
 \dot{V}_G : 압축기 변위 [m³/s]
 W : 일 [kg/s]

그리스 문자

η_v : 체적효율
 v : 비체적 [m³/kg]

† Corresponding author

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

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

ρ : 밀도 [kg/m³]
 μ : 유인비

하첨자

c : 임계점
d : 디퓨저
dis : 압축기 토출
in : 입구
ev : 증발기
gc : 가스쿨러
out : 출구
s : 흡입류 입구
suc : 흡입

1. 서 론

최근 산업발달로 인하여 급격한 기술발달과 더불어 환경오염 문제가 심각하게 대두되면서 이를 해결하기 위해 많은 연구가 진행되고 있다. 기존에 사용되었던 CFC 및 HCFC 계열의 냉매는 오존층 파괴와 지구온난화를 유발시키는 등 심각한 환경오염과 생태계파괴를 가속시킴에 따라 국제적인 협약을 통해 사용을 규제하고 있으며 이에 자연냉매에 대한 연구가 각광 받고 있다. 자연냉매 중 하나인 이산화탄소는 ODP 및 GWP가 매우 낮고 열역학적 물성치가 뛰어나며, 독성과 인화성이 없다. 또한 시스템 소형화에 매우 유리하며, 주변에서 쉽게 구할 수 있다는 장점이 있다. 하지만 이산화탄소 시스템은 기존의 아임계 사이클과 달리 초월임계 사이클로 고압에서 상변화 없이 작동하여 기존의 시스템에 비해 신뢰성이 낮고 저조한 성능을 보이고 있다.

시스템의 성능향상을 위하여 많은 연구가 진행되고 있으며 그 중 한 가지 방법은 사이클의 팽창과정에서 추력손실(expansion loss)을 감소시키는 것이다. 이젝터(ejector)의 팽창과정은 등엔트로피 과정과 유사하여 팽창과정에서의 추력손실을 감소시키며 일의 손실을 압력에너지로 전환시켜 시스템 압력을 상승시키는 가압 기능도 가지고 있다. 이로 인해 압축비와 압축기 소요동력을 감소시켜 시스템의 성능이 향상된다. 이젝터는 구조가 간단하고 구동부가 없어 유지 및 관리가 용이하다. 또한 반영구적이고 제작비용이 저렴하여 실제 상업용 시스템에 적용이 유리하고 신뢰성이 높다.

따라서 이젝터를 이산화탄소 열펌프에 적용하기

위한 연구가 활발히 진행되고 있으며 Jahar Sarkar⁽¹⁾는 시뮬레이션을 통해 가스쿨러(gascooler) 출구의 온도와 증발온도에 따른 최적의 유인비(entrainment ratio)와 승압비(pressure life ratio, PLR), 그리고 성능계수를 예측하였다. Deng et al.⁽²⁾은 시뮬레이션을 통해 이젝터를 적용한 사이클의 성능계수가 이젝터를 적용하지 않은 사이클보다 성능이 약 18.6% 향상됨을 보였으며, Groll et al.⁽³⁾은 유인비와 압력강하에 따른 이젝터 사이클과 기본 사이클의 성능을 비교하여 이젝터 사이클이 기본 사이클보다 성능이 대략 16% 향상됨을 보였다.

그러나 대부분의 이젝터에 관한 연구는 이젝터 내부의 유동을 분석하는데 중점을 둔 해석적 연구나 사이클의 운전조건을 고정시킨 후 일부분의 성능을 해석하는데 한정되어 있다. 이에 본 연구에서는 이산화탄소를 냉매로 하는 기본 사이클과 이젝터를 적용한 이젝터 사이클을 모델링하였으며 가스쿨러 및 증발기의 공기측 입구온도와 속도에 따른 사이클의 성능특성을 비교 및 분석하였다. 이를 통하여 이젝터를 적용한 사이클의 성능 특성과 고효율 이산화탄소 시스템 개발에 필요한 기초적인 성능 데이터를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 사이클 모델링 및 해석조건

2.1 이젝터 및 사이클 모델링

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 두 개의 이산화탄소 냉동시스템을 해석적 모델로 선정하였다. Fig. 1(a)는 기본 사이클로 압축기, 가스쿨러, EEV, 증발기로 구성되어 있으며, Fig. 1(b)는 이젝터 사이클로 가스쿨러와 증발기 출구에서 나온 냉매가 각각 이젝터의 구동부와 흡입부 노즐로 들어가 등엔트로피 과정으로 팽창되는 구조로 되어있다. 이 후 믹싱탱크(mixing tank) 부분에서 혼합된 냉매는 디퓨저(diffuser)에서 압력이 회복된 후 기액분리기로 들어가 기액분리기에서 액상냉매는 EEV를 통해 재팽창되며 기상냉매는 압축기 입구로 들어가도록 구성되어 있다.

Fig. 2는 기본 사이클과 이젝터 사이클의 변화를 압력-엔탈피 선도에 표시하여 보여주고 있다. 선도 1-2-3-4는 기본 사이클의 과정을 보여주고 있으며, 1'-2'-3'-4'-5-6-7-8-9-10과정은 이젝터 사이클을 나타내고 있다. 가스쿨러와 증발기에서 나온 냉매는 이

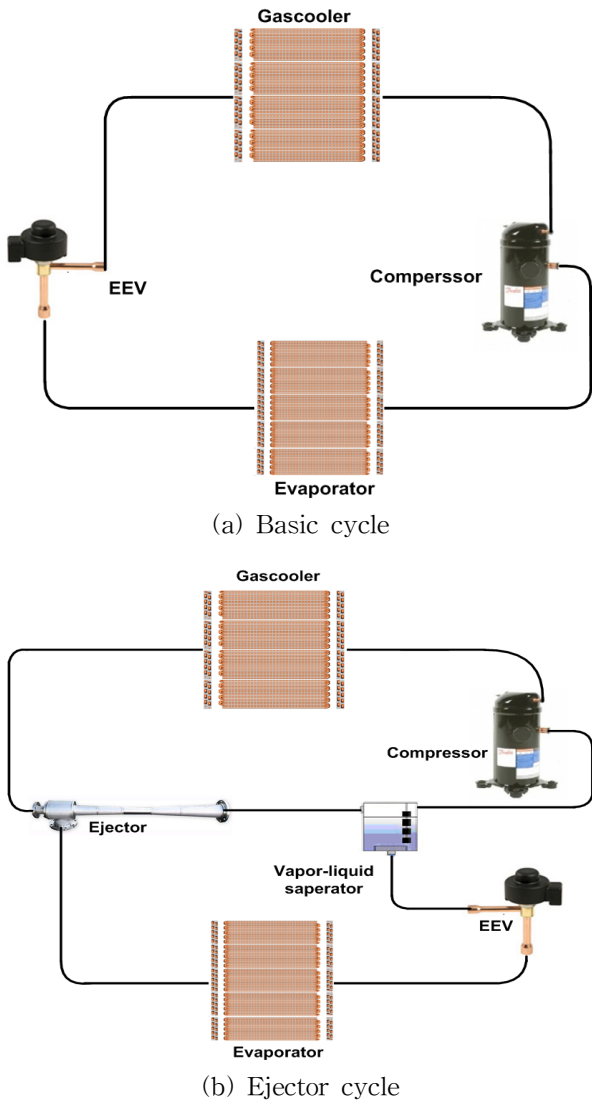


Fig. 1 Schematics of a CO₂ basic cycle and an ejector cycle.

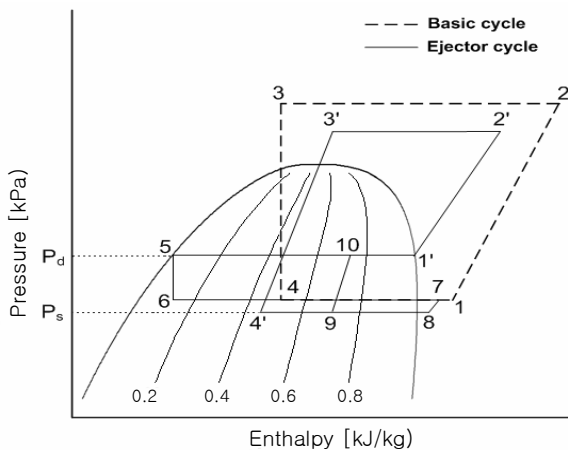


Fig. 2 P-h diagrams of a basic cycle and an ejector cycle.

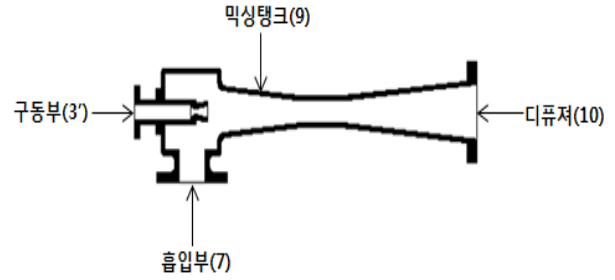


Fig. 3 Schematic diagram of an ejector.

젝터에서 각각 팽창하며 믹싱탱크와 디퓨저를 지난 냉매는 기액분리기로 들어가기 전에 $P_s - P_d$ 만큼 압력이 회복되어 토출된다.

Fig. 3은 이젝터의 개략도를 보여주고 있다. 이젝터는 고압의 유체를 구동부의 노즐을 통하여 고속 분산시키며 이때 압력에너지는 속도에너지로 전환된다. 이 속도에너지에 의하여 흡입실내에 압력이 낮아져 저압의 유체를 흡입한다. 노즐로 분사된 고압유체와 흡입된 저압유체는 믹싱탱크에서 혼합되고 디퓨저를 통과하면서 압력 에너지로 환원되어 압력을 회복하여 토출하게 된다. 일반적으로 이젝터를 사용하여 시스템의 소요동력을 감소시킬 수 있다. 본 연구에서는 이젝터를 적용한 이산화탄소 단단압축 사이클의 성능을 해석적으로 분석하였다.

2.2 압축기 모델링

이산화탄소 사이클의 압축기 모델링을 위하여 왕복동식 압축기를 해석적 모델⁽⁴⁾로 선정하였으며, 압축기의 질량유량과 체적효율은 실험에 의하여 얻어진 결과를 이용한 해석적 모델을 적용하여 구하였다. 본 연구에서 설계된 압축기의 토출질량과 체적효율은 식(1)과 식(2)와 같이 표현된다.

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \cdot \dot{V}_G}{v} \quad (1)$$

$$\eta_v = 0.9207 - 0.0756 \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}} \right) + 0.0018 \left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}} \right)^2 \quad (2)$$

2.3 열교환기 모델링

가스쿨러와 증발기는 오프셋 스트립(offset strip) 핀을 적용한 핀-관 열교환기를 사용하였으며 관의 내경은 4 mm, 외경은 5 mm, 관의 두께는 0.5 mm로 설계하였다. 가스쿨러와 증발기의 관의 개수는 각각

80개, 50개로 가스쿨러는 4개, 증발기는 5개의 분지관을 사용하여 냉매를 분배하였다. 본 연구에서 설계된 가스쿨러와 증발기의 크기는 각각 90×780×22 mm, 564×485×22 mm이다. 각각의 열교환기 모델링에 적용된 냉매측 및 공기측 열전달 및 압력강하 상관식, 공기측 j-factor는 Table 1에 나타내었다.

2.4 팽창장치 모델링

본 연구에서 설계된 기본 사이클과 이젝터 사이클에 적용된 팽창장치는 오리피스 직경이 각각 2.6 mm, 3.8 mm인 EEV를 사용하였으며 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하였다. EEV를 통과하는 냉매의 질량유량은 Buckingham-π 정리를 사용한 식(3)으로 계산하였으며 이에 사용된 상수값들은 Table 2에 나타냈다.

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

2.5 이젝터 모델링

이젝터 내의 구동부, 흡입부, 믹싱탱크, 디퓨저에서의 상태량은 다음과 같은 식(4)~식(6)들의 지배방정식을 사용하여 정의하였다.

$$\begin{aligned} \text{Mass conservation: } \sum \rho_1 u_1 A_1 & \quad (4) \\ & = \sum \rho_2 u_2 A_2 \end{aligned}$$

Table 1 Properties correlation

| | Refrigerant heat transfer coefficient | Refrigerant pressure drop | Air j-factor |
|------------|---------------------------------------|----------------------------|---------------------|
| Gascooler | Gnielinski ⁽⁵⁾ | Churchill ⁽⁶⁾ | Wang ⁽⁸⁾ |
| Evaporator | Yoon et al. ⁽⁷⁾ | Yoon et al. ⁽⁷⁾ | |

Table 2 Constants in EEV of Eq.(3)

| Constant | Value |
|----------|------------------------|
| C1 | 1.17×10 ⁰ |
| C2 | -3.99×10 ⁻² |
| C3 | -7.27×10 ⁻² |
| C4 | 3.86×10 ⁻¹ |
| C5 | -4.55×10 ⁰ |

$$\begin{aligned} \text{Momentum conservatoin: } P_1 A_1 + \sum m_1 u_1 & \quad (5) \\ & = P_2 A_2 + \sum m_2 u_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Energy conservation: } \sum m_1 (h_1 + u_1^2/2) & \quad (6) \\ & = \sum m_2 (h_2 + u_2^2/2) \end{aligned}$$

이 때, 구동부와 흡입부의 노즐에서의 상태량을 식(7)과 식(8)을 통하여 구할 수 있다.

$$h_{3'} = h_{4'} + u_{4'}^2/2 \quad (7)$$

$$h_7 = h_8 + u_8^2/2 \quad (8)$$

또한 유인비와 승압비는 가스쿨러 출구온도와 증발온도를 이용⁽¹⁾하여 구할 수 있으며 이는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \mu & = 0.8736 + 0.00426 t_{ev} - 0.01086 t_{gc,out} \quad (9) \\ & - 0.000005 t_{ev} t_{gc,out} + 0.000053 t_{gc,out}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} PLR & = 1.2 - 0.0044 t_{ev} + 0.0043 t_{gc,out} \quad (10) \\ & - 0.000021 t_{ev} t_{gc,out} - 0.000015 t_{gc,out}^2 \\ & - 0.385 \mu \end{aligned}$$

믹싱탱크에서 냉매의 상태량은 식(11)과 식(12)을 이용하여 구하였으며 디퓨저에서의 냉매의 상태량은 식(13)을 사용하여 해석하였다.

$$u_9 = (u_{4'} + \mu u_8)/(1 + \mu) \quad (11)$$

$$\begin{aligned} h_9 + \frac{u_9^2}{2} & = \frac{1}{1 + \mu} \left(h_{4'} + \frac{u_{4'}^2}{2} \right) \quad (12) \\ & + \frac{\mu}{1 + \mu} \left(h_8 + \frac{u_8^2}{2} \right) \end{aligned}$$

$$h_{10} = h_9 + u_9^2/2 \quad (13)$$

2.6 시뮬레이션 조건

본 연구에서 설계된 두 가지 시스템에 대한 기본 운전조건은 ASHRAE Standard 116⁽⁹⁾의 냉방운전 시험조건을 참조하여 실외조건(35/24°C)과 실내조건(27/19.5°C)을 설정하였으며 실외온도와 실내온도 변화에 따른 성능 해석 시 실외 및 실내의 상대습도는 기본 운전조건의 상대습도인 40%와 50%로 일정하게 설정하였다. 이 때 가스쿨러와 증발기의 전면 공기속도는 각각 2.0 m/s, 1.0 m/s로 설정하여

성능해석을 수행하였다. 기본 사이클에서 EEV 개도는 40%~80% 범위에서 10%씩 변화시켜 가면서 최적의 EEV 개도를 선정하였으며 이젝터 사이클의 EEV 개도는 최대 성능계수를 가지는 기본 사이클의 증발압력과 유사한 증발압력을 나타내는 EEV 개도를 선정하여 시뮬레이션을 수행하였다. 이산화탄소 냉동시스템은 운전조건에 따라 시스템 성능의 민감도가 크기 때문에 실외 및 실내온도를 각각 35°C, 27°C를 기준으로 ±2°C 간격으로 변화시켜 가면서 시뮬레이션을 수행하였다. 또한 실외 및 실내 열교환기의 전면 공기속도를 각각 2.0 m/s, 1.0 m/s를 기준으로 실외측은 0.5 m/s, 실내측은 0.25 m/s씩 변화시켜 가면서 시뮬레이션을 진행하였다. 본 연구에서 성능해석 시 변수를 제외한 다른 요소들은 기본조건으로 고정하여 해석을 수행하였으며 두 가지 형태의 이산화탄소 냉동사이클의 성능을 비교하기 위해 선정된 이산화탄소 열펌프의 운전조건을 Table 3에 나타내었다.

3. 해석 결과 및 고찰

냉동사이클에서 EEV 개도가 변화하면 압축기 토출압력과 냉매의 토출질량이 변화함으로 동일한 조건에서 EEV 개도에 따라 성능이 변화하게 된다. 특히, 이산화탄소 시스템은 EEV 개도 변화에 따라 성능이 크게 변화하는 특성을 가진다. 이에 본 연구에서는 기본 사이클과 이젝터 사이클에서 EEV 개도 변화에 따른 성능특성을 비교하였으며 이를 Fig. 4에 나타내었다. 일반적으로 EEV 개도가 감소함에 따라 압축비가 증가하고 이에 압축기 소요동력은 증가한다. 반면 냉방용량은 증가하나 점차 그 증가율이 감소하므로 특정개도에서 최적의 성능을 보이는 EEV 개도가 존재하게 된다. 이러한 특성은 기본 사

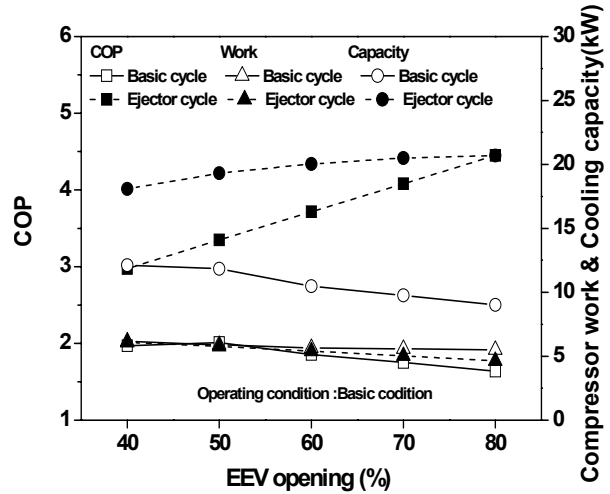


Fig. 4 Comparisons of COP, compressor work, and cooling capacity with EEV opening.

이클에서도 잘 나타나고 있다. 그러나 이젝터 사이클의 경우 EEV 개도가 10%씩 증가함에 따라 이젝터 사이클의 성능은 지속적으로 10%~12%씩 향상됨을 보였다. 이는 이젝터 사이클에서 EEV 개도가 증가함에 따라 증발기를 흐르는 냉매의 유량이 증가하여 냉방능력이 지속적으로 증가하고 이젝터에서 압력회복이 증가하여 압축기의 소요동력이 감소하기 때문이다. 본 연구에서 기본 사이클은 EEV 개도 50%에서 최적의 성능을 보였으며 이 때 냉방용량과 성능계수는 각각 11.8 kW와 2.01을 나타냈다. 반면 이젝터 사이클의 경우 성능이 EEV 개도의 증가에 따라 지속적으로 향상됨으로 기본 사이클과 성능비교를 위하여 기본 사이클에서 최적 EEV 개도의 증발압력과 유사한 증발압력을 나타내는 EEV 개도인 60%을 비교 기준으로 선정하였다. 이 때 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 20.1 kW와 3.72이며 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 기본 사이클보다 약 1.7배와 1.9배 향상되는 것으로 나타났다. 이는 이젝터 사이클에서 증발과정의 잠열에 의한 열교환량이 기본 사이클보다 많아 냉동용량이 크게 증가하고 압축기 소요동력의 감소정도가 크기 때문이다.

Fig. 5는 실외온도 변화에 따른 각각의 시스템의 압축기 소요동력, 냉방용량, 성능계수를 비교하여 보여주고 있다. 실외온도가 상승함에 따라 가스쿨러의 출구온도가 증가하게 되고 이로 인해 증발기 입구의 온도도 동시에 상승하게 된다. 따라서 증발기 입구에서 냉매의 엔탈피가 증가되며 냉방용량이 감소한다. 또한 시스템의 과열도가 증가하여 압축기

Table 3 Cycle simulation conditions

| Parameters | Value |
|---------------------------------|---------------------------|
| Outdoor temp.(°C) (RH = 40%) | 31, 33, 35*, 37, 39 |
| Outdoor air velocity(m/s) | 1.0, 1.5, 2.0*, 2.5, 3.0 |
| Indoor temp.(°C) (RH = 50%) | 23, 25, 27*, 29, 31 |
| Indoor air velocity(m/s) | 1.0*, 1.25, 1.5, 1.5, 2.0 |

Note) * Basic operating condition.

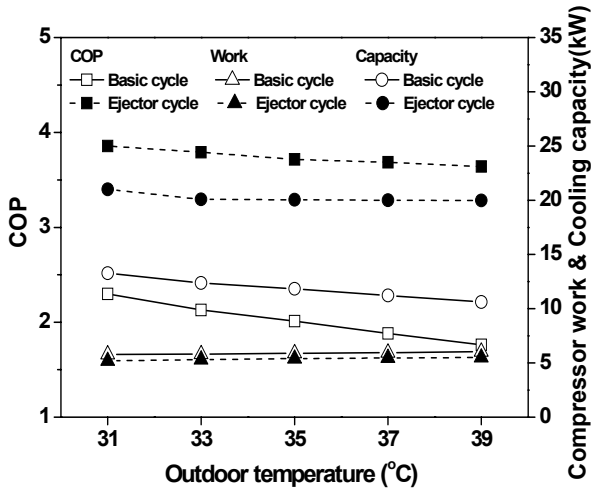


Fig. 5 Comparisons of COP, compressor work, and cooling capacity with outdoor temperature.

입구의 비체적이 커지고 압축기의 체적효율과 질량 유량은 감소하며 이에 압축기 소요동력이 증가하게 된다. 따라서 시스템 성능계수는 감소하게 된다. 본 연구에서 외기온도가 31°C에서 39°C로 증가하였을 때 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 4.9%, 5.6% 감소하였으며 기본 사이클의 경우 각각 20%, 23% 감소하는 것으로 나타났다. 외기온도 변화에 따른 시스템 성능의 감소폭은 기본 사이클이 이젝터 사이클 보다 크게 나타났으며 이는 기본 사이클에서 외기온도가 증가함에 증발기 입구의 온도가 크게 증가하여 증발기에서 잠열에 의한 열교환량보다 현열에 의한 열교환량의 비율이 증가하고 이에 열교환기의 효율이 감소하였기 때문이다. 이러한 요인으로 기본 사이클의 성능은 이젝터 사이클의 성능보다 실외온도 변화에 크게 영향을 받을 수 있다. 또한 이젝터 사이클의 외기온도 변화에 따른 성능변화는 Nakagawa et al.⁽¹⁰⁾의 실험과 유사한 결과를 나타냄을 확인할 수 있는데 실험에 의하면 가스쿨러 출구온도를 1°C씩 증가시켰을 경우 성능계수와 냉방용량은 각각 6.6%, 9.1% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 본 연구의 해석결과 가스쿨러 출구온도가 1°C 증가에 따라 성능계수와 냉방용량은 각각 5%, 6.1% 정도 감소하는 것으로 확인되었으며 이를 실험결과와 비교하였을 때 유사한 경향성이 나타남을 확인할 수 있었다.

Fig. 6은 가스쿨러의 전면 공기속도 변화에 따른 각각의 시스템의 압축기 소요동력, 냉방용량, 성능계수를 비교하여 보여주고 있다. 가스쿨러의 전면

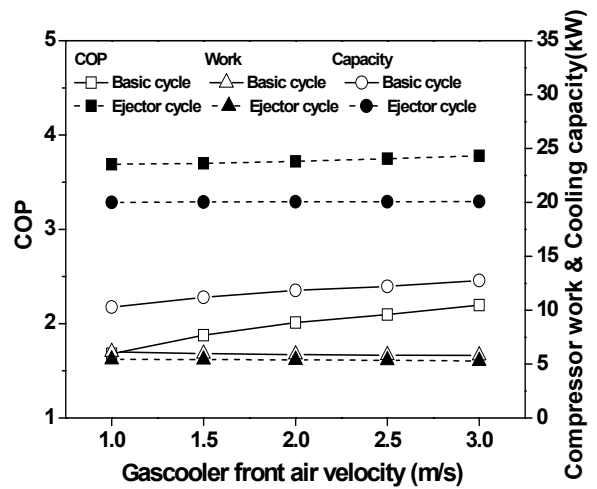


Fig. 6 Comparisons of COP, compressor work, and cooling capacity with gascooler front air velocity.

공기속도가 증가하면 가스쿨러에서 공기측 난류 유동을 발달시키고 통과하는 공기유량의 증가로 가스쿨러에서의 열교환량이 증가한다. 이는 팽창장치를 통과한 후 증발기 입구의 엔탈피 감소로 이어져 증발기의 냉방용량이 증가하게 된다. 또한 압축기 입구의 온도감소로 압축기 소요동력 또한 감소하게 된다. 가스쿨러 전면 공기속도가 1 m/s에서 2 m/s로 증가하였을 때 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 거의 변화가 없는 반면 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 13%, 16% 정도 증가하였다. 또한 공기속도가 2 m/s에서 3 m/s로 증가함에 따라 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 약 7.2%, 8.4% 증가하였으며 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 0.1%, 0.5% 증가하는 것으로 나타났다. 기본 사이클의 경우 가스쿨러 공기속도가 증가함에 따라 냉방용량은 지속적으로 증가하다 점차 그 증가율이 감소하는 경향을 나타냈다. 반면 이젝터 사이클의 경우 상대적으로 냉방용량의 증가율이 크지 않음을 확인할 수 있다. 이는 기본 사이클의 경우 가스쿨러 출구온도가 증발기 냉방용량의 변화에 직접적인 영향을 미치지만 이젝터 사이클은 이젝터를 통과하기 때문에 상대적으로 가스쿨러 출구의 온도 변화가 증발기에 미치는 영향이 작기 때문으로 사료된다.

Fig. 7은 실내온도 변화에 따른 각 시스템의 압축기 소요동력, 냉방용량, 성능계수를 비교하여 보여주고 있다. 실내온도가 낮아짐에 따라 냉방 용량은 감소하고 압축기 소요동력의 증가로 인해 시스템의

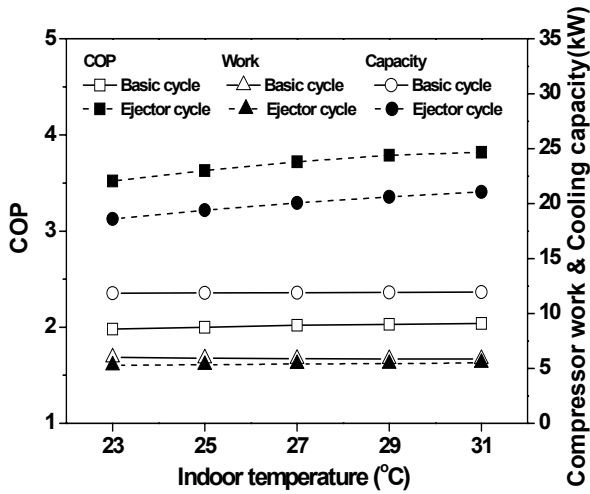


Fig. 7 Comparisons of COP, compressor work, and cooling capacity with indoor temperature.

성능계수는 감소하는 경향을 보인다. 이는 실내온도가 낮아짐에 따라 냉매의 증발온도와 실내온도와의 온도차가 작아져 열교환기의 열교환량이 감소하고 이에 냉방용량이 크게 줄어들기 때문이다. 본 연구에서 실내온도가 31°C에서 23°C로 감소함에 따라 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 11.8%, 7.8% 감소하였으며 반면 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 0.8%, 2.9% 감소하는 것으로 확인되었다. 해석결과 실내온도 감소에 따른 이젝터 사이클의 냉방용량의 감소율이 기본 사이클의 냉방용량 감소율보다 크게 나타났다. 이는 이젝터 사이클의 냉방용량이 기본 사이클의 냉방용량보다 상대적으로 크기 때문에 실내온도 변화에 민감하게 변화하는 것으로 사료된다.

Fig. 8은 각 시스템에서의 압축기 소요동력, 냉방용량, 성능계수를 증발기의 전면 공기속도 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 증발기 전면 공기속도가 증가함에 따라 냉방용량은 증가하고 압축기 소요동력은 감소하여 성능계수가 증가하는 경향을 보인다. 증발기의 공기속도가 증가함에 따라 냉매와 열교환하는 공기 풍량의 증가로 인해 증발기의 냉방용량이 증가하고 시스템의 압축비가 감소하여 압축기 소요동력이 줄어들게 된다. 본 연구에서는 증발기 전면 공기속도가 1 m/s에서 2 m/s로 증가함에 따라 이젝터 사이클의 냉방용량은 각각 20.1 kW에서 22.1 kW로, 성능계수는 3.72에서 4.14로 증가하는 것으로 나타났다. 반면 기본 사이클의 냉방용량과 성능계수는 각각 11.8 kW에서 12.1 kW로, 2.01에서

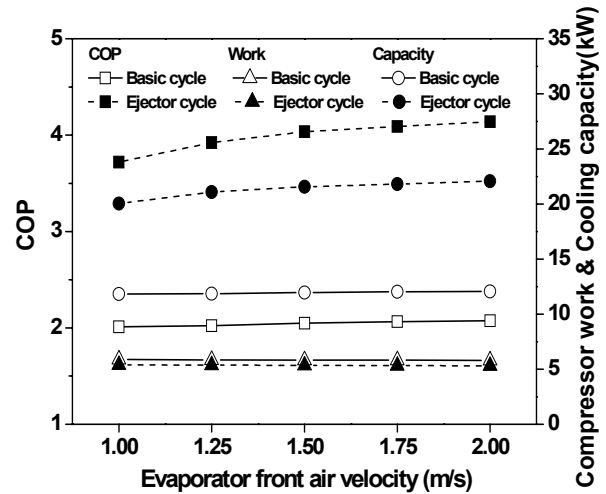


Fig. 8 Comparisons of COP, compressor work, and cooling capacity with evaporator front air velocity.

2.07로 증가하는 것으로 확인되었다. 증발기의 공기의 풍속이 증가하는 경우 증발기에서 큰 엔탈피 변화를 가지는 이젝터 사이클의 냉방용량 향상 정도가 기본 사이클에 비하여 크게 나타나고 이에 시스템의 성능 변화가 크게 나타났다. 여러 가지 운전조건에 따라 기본 사이클과 이젝터 사이클의 성능특성을 비교해 본 결과 외기운전 조건의 변화에 대한 시스템 성능의 민감도는 기본 사이클이 상대적으로 큰 것으로 나타났으며 실내운전 조건 변화에 따른 시스템 성능의 민감도는 이젝터 사이클이 더 큰 것으로 확인되었다. 그러나 이젝터 사이클은 여러 운전조건 변화에 따른 성능의 향상도가 기본 사이클에 비하여 크게 나타났으며 시스템 신뢰성 또한 크게 향상될 수 있음을 확인할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 이산화탄소를 적용한 기본적인 냉동사이클과 이젝터를 적용한 이젝터 사이클의 성능을 여러 가지 운전조건 변화에 따라 비교 및 고찰하였다. 본 연구를 통하여 얻는 결과는 다음과 같다.

- (1) 기본 사이클의 최적의 EEV 개도는 50%로 확인되었으며 이 때 냉방용량과 성능계수는 각각 11.8 kW와 2.01을 나타냈으며 EEV 개도가 60%인 이젝터 사이클의 냉방용량과 성능계수는 20.1 kW와 3.72로 냉방용량과 성능계수 모두 크게 향상됨을 확인하였다.
- (2) 실외온도가 31°C에서 39°C로 증가하였을 때 이젝터 사이클과 기본 사이클의 성능계수는 약 5.6%,

23.3% 감소하였으며 공기속도가 2 m/s에서 3 m/s로 증가함에 따라 이젝터 사이클과 기본 사이클의 성능계수는 약 0.5%, 8.4% 증가하는 것으로 나타나 실외조건 변화에 따른 성능변화는 기본 사이클이 더 큰 것으로 나타났다.

(3) 실내온도가 31°C에서 23°C로 감소함에 따라 이젝터 사이클과 기본 사이클의 성능계수는 약 7.8%, 2.9% 감소하였으며 증발기 전면 공기속도가 1 m/s에서 2 m/s로 증가함에 따라 이젝터 사이클과 기본 사이클의 성능계수는 각각 10.1% 3.1% 증가하는 것으로 나타나 실외조건 변화에는 이젝터 사이클의 성능 민감도가 더 큰 것으로 확인되었다.

후 기

본 과제(결과물)는 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 광역경제권 선도산업 인재양성사업의 연구결과입니다.

참고문헌

1. Sarkar, J., 2008, Optimization of ejector-expansion transcritical CO₂ heat pump cycle, *Energy*, Vol. 33, pp. 1399-1406.
2. Deng, J., Jiang, P., Lu, T., Lu, W., 2007, Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 381-388.
3. Li, D., Groll, A., 2005, Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 766-773.
4. Ortiz, T. M., Li, D., Groll, A. E., 2003. Evaluation of the Performance Potential of CO₂ as a Refrigerant in Air-to-Air Conditioner and Heat Pumps : System Modelling and Analysis, ARTI final report No. 21CR/610-10030.
5. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 59-68.
6. Churchill, S. W., 1977, Friction-factor equation span all fluid flow regimes, *Chemical Engineering*, Vol. 7, pp. 91-92.
7. Yoon, S. H., 2002, Studies on the Characteristics of Evaporation and supercritical Gas Cooling Heat Transfer of Carbon Dioxide, Ph. D. thesis, Seoul University, Seoul, Korea.
8. Wang, C. C., Lee, S. W., and Sheu, W. J., 2001, A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchanges, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3565-3573.
9. ASHRAE 1983, Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioner and heat pumps, ASHRAE Standard, p. 116.
10. Nakagawa, M., Marasigan, A. R., Matsukawa, T., Kurashina, A., 2010, Experimental investigate performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger, *Proceedings of 9th IIR Gustav Lorentzen Conference*, Sydney.