

이젝터를 적용한 이산화탄소 냉동사이클의 내부열교환기 길이에 따른 성능 변화

강 변, 조 홍 현*
조선대학교 대학원, *조선대학교 기계공학과

Performance Variation with Length of Internal Heat Exchanger in CO₂ Cooling Cycle Using an Ejector

Byun Kang, HongHyun Cho*[†]

Graduate School of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 510-759, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 510-759, Korea

(Received October 6, 2011; revision received November 30, 2011)

ABSTRACT: Recently, many researchers have studied the performance of the transcritical CO₂ refrigeration cycle in order to improve the system efficiency. In this study, the length of IHX in the CO₂ ejector cycle was varied so as to evaluate the performance improvement. As a result, compressor work and cooling capacity was increased by 3% and 5% as the length of internal heat exchanger was changed from 3 m to 15 m. The best COP was appeared at internal heat exchanger length of 12 m, and it was 3.01. Besides, the length of internal heat exchanger has a big effect to pressure lift ratio and entrainment ratio in the ejector CO₂ cycle and it may be changed with operating conditions and system specifications.

Key words: Carbon dioxide(이산화탄소), Transcritical system(초임계 시스템), Ejector(이젝터)
Internal heat exchanger(내부열교환기)

기 호 설 명

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

그리스 문자

η_v : 체적효율
 v : 비체적 [m³/kg]
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 μ : 유인비

하첨자

c : 임계점

[†] Corresponding author

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

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

<i>comp</i>	: 압축기
<i>d</i>	: 디퓨저
<i>dis</i>	: 압축기 토출
<i>in</i>	: 입구
<i>ev</i>	: 증발기
<i>gc</i>	: 가스쿨러
<i>out</i>	: 출구
<i>s</i>	: 흡입류 입구
<i>suc</i>	: 흡입

1. 서 론

최근 환경문제가 전 세계적인 문제임을 인지하고 여러 가지 환경규제 및 국제 협약이 채택되고 있다. 또한 환경에 대한 규제와 제약이 강화됨에 따라 새로운 냉매에 대한 관심이 증가하는 추세이며, 그 중 친환경적이며 오존층파괴 지수와 지구온난화 지수가 없는 자연냉매에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 여러 자연냉매 중에서도 이산화탄소는 열역학적 물성치가 뛰어나며, 독성과 인화성이 없고 시스템의 소형화에 유리하다. 또한 주변에서 쉽게 구할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 하지만 이산화탄소 시스템은 기존의 시스템과 달리 고압에서 상변화 없이 작동하는 초월임계 사이클로써 아임계 사이클보다 낮은 성능을 가진다. 이에 이산화탄소 시스템의 성능을 향상시키기 위하여 내부열교환기나 이젝터를 적용한 이산화탄소 시스템에 대한 연구가 진행되고 있다. 이젝터는 팽창과정에서의 추력손실을 감소시키며, 냉매 유동의 운동에너지에 의하여 압력을 상승시키고 이에 압축일이 줄어들게 된다. 이러한 이유로 시스템의 압축비와 압축기 소요동력이 감소하게 되어 시스템의 성능을 향상시킨다. 또한 내부열교환기는 가스쿨러 출구측 고온고압의 냉매와 증발기 출구측 저온저압의 냉매를 서로 열교환하여 냉방용량의 확보가 용이하고 기본 사이클에 비해 냉방성능을 향상시킬 수 있다.

기존의 이산화탄소 시스템의 연구를 살펴보면 Nakagawa et al.⁽¹⁾은 해석적 연구를 통하여 일정한 운전조건에서 내부열교환기를 적용한 이젝터가 사이클의 냉방성능을 약 27% 향상시킬 수 있음을 보였으며, Li et al.⁽²⁾은 실험을 통하여 이젝터 사이클과 기본 사이클의 성능을 비교하였으며 이젝터 사이클이 기본 사이클보다 성능이 대략 16% 향상됨을 보였다. 또한 Sarkar⁽³⁾는 시뮬레이션을 통해 가스

쿨러 출구온도와 증발온도에 따른 최적의 유인비와 송압비 그리고 성능계수를 해석하였다.

그러나 기존의 연구는 사이클이 아닌 이젝터 자체를 해석의 대상으로 하여 연구를 진행 하였으며 사이클 전체에서 이젝터에 내부열교환기를 적용한 시스템에 대한 연구는 아직 진행되지 않았다. 또한 이산화탄소를 이용한 시스템의 연구는 아직 초기단계에 있고 시스템 성능향상에 관련된 연구와 이산화탄소 이젝터 사이클에 관한 연구는 많이 부족한 실정이다. 특히 내부열교환기 길이에 따른 이젝터 사이클의 성능해석에 대한 연구는 많이 미흡한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 내부열교환기 길이에 따른 이산화탄소 이젝터 사이클의 성능변화와 운전조건 변화가 이젝터에 내부에 미치는 영향을 분석하였다. 이를 통하여 내부열교환기를 적용한 이젝터 사이클의 성능특성과 고효율 이산화탄소 시스템 개발에 필요한 기초적인 해석 데이터를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 모델링 및 해석 방법

2.1 사이클 모델링

본 연구에서 내부열교환기를 적용한 이젝터 사이클의 성능특성을 파악하기 위해 설계된 사이클 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 내부열교환기는 가스쿨러에서 나온 고온고압의 냉매와 기액분리기에서 토출된 기체상태의 냉매를 열교환 하도록 설계하였으며 내부열교환기에서 토출된 고온의 냉매는 이젝

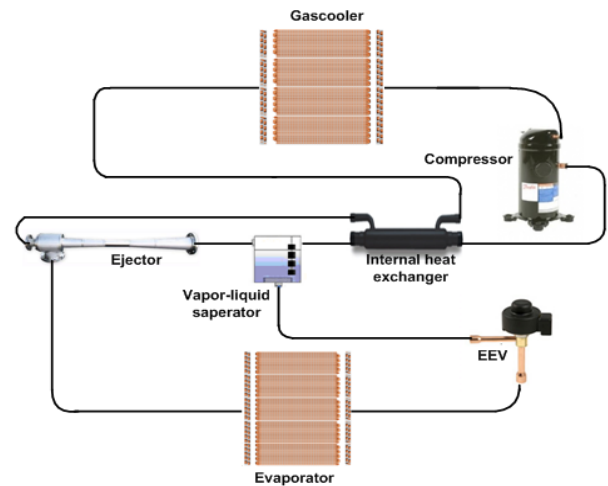


Fig. 1 Schematics of a CO₂ ejector cycle with the internal heat exchanger.

터 사이클의 구동부로 들어가며 저온의 냉매는 압축기로 들어가도록 구성하였다. 이젝터의 구동부와 흡입부로 유입된 냉매는 등엔트로피 과정으로 팽창하며 이후 믹싱탱크(mixing tank) 부분에서 혼합되고 디퓨저(diffuser)에서 압력이 회복된 후 기액분리기로 들어가게 된다. 기액분리기에서 액체 상태의 냉매는 EEV를 통해 재팽창되며 기체상태의 냉매는 내부열교환기에서 가스쿨러 출구의 냉매와 열교환하도록 설계하였다.

Fig. 2는 이젝터 사이클과 내부열교환기를 적용한 이젝터 사이클의 변화를 압력-엔탈피 선도에 보여주고 있다. 압력-엔탈피 선도에서 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10 과정은 이젝터 사이클의 변화를 나타내고 있으며 1'-2'-3'-4'-5'-6'-7'-8'-9'-10' 과정은 내부열교환기를 적용한 이젝터 사이클의 변화를 보여주고 있다. 내부열교환기를 적용한 이젝터 사이클의 경우 내부열교환기를 적용하지 않은 이젝터 사이클보다 낮은 압력에서 증발과정이 일어나며 디퓨저 출구에서의 압력과 건도가 더 낮아진다. 또한 압축기 토출압력은 이젝터 사이클에 비하여 내부열교환기를 장착함으로써 더욱 낮아짐을 확인할 수 있다.

2.2 압축기 모델링

본 연구에서 압축기 모델링은 Ortiz et al.⁽⁴⁾ 식을 사용하여 모델링 하였으며 압축기의 질량유량과 체적효율은 실험에 의해 얻어진 결과를 이용한 해석적 모델을 적용하여 구하였다. 본 연구에서 모델링

된 압축기의 토출질량과 체적효율은 식(1)과 식(2)를 사용하였다. 또한 압축기 소요동력은 식(3)을 적용하여 구하였다.

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \cdot \dot{V}_G}{v} \tag{1}$$

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

$$W_{comp} = \dot{m} (h_{out} - h_{in}) \tag{3}$$

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, 50개이며 가스쿨러는 4개, 증발기는 5개의 분지관을 사용하여 냉매를 분배하였다. 본 연구에서 설계된 가스쿨러와 증발기의 크기는 각각 90×780×20 mm, 564×485×22 mm이다. 또한 내부열교환기는 이중관 형태의 열교환기로 고압측은 내경 6 mm, 저압측은 외경 10 mm의 동관으로 설계하였다. 내부열교환기의 냉매의 흐름은 열교환 효율을 향상시키기 위해 대향류로 설계하였다. 각각의 열교환기 모델링에 적용된 냉매측 및 공기측 열전달 및 압력강하 상관식, 공기측 j-factor는 Table 1에 나타내었다.

2.4 팽창장치 모델링

본 연구에서 적용된 팽창장치는 오리피스 직경이 2.6 mm인 EEV를 사용하였으며, 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하였다. EEV를 통과하는 냉매의 질량유량은 Buckingham-π 정리를 이용한 식

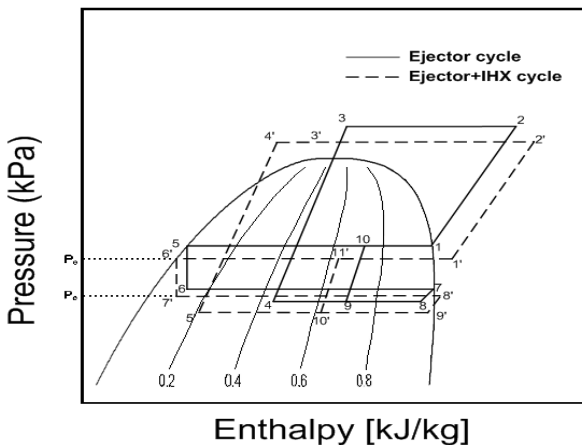


Fig. 2 Comparison of cycle variation between the an ejector cycle and an ejector cycle with internal heat exchanger.

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⁾	
IHX	Gnielinski ⁽⁵⁾	Churchill ⁽⁶⁾	-

Table 2 Constants in EEV of Eq.(4)

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

(4)으로 계산하였으며 식에 사용된 상수값들은 Table 2에 나타내었다.

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_{t,m}\sqrt{\rho\Delta p}}\right) = c_1\left(\frac{L}{D_m}\right)^{c_2}\left(\frac{D_m}{D_o}\right)^{c_3}\left(\frac{p_{in}}{p_c}\right)^{c_4}\left(\frac{T_{in}}{T_c}\right)^{c_5} \quad (4)$$

2.5 이젝터 모델링

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

$$\text{Mass conservation : } \sum \rho_1 u_1 A_1 = \sum \rho_2 u_2 A_2 \quad (5)$$

$$\text{Momentum conservation :}$$

$$P_1 A_1 + \sum \dot{m}_1 u_1 = P_2 A_2 + \sum \dot{m}_2 u_2 \quad (6)$$

$$\text{Energy conservation :}$$

$$\sum \dot{m}_1 (h_1 + u_1^2/2) = \sum \dot{m}_2 (h_2 + u_2^2/2) \quad (7)$$

이 때, 구동부와 흡입부의 노즐에서의 상태량은 위의 지배방정식을 이용한 식(8), 식(9)를 통하여 구할 수 있다.

$$h_{3'} = h_{4'} + u_{4'}^2/2 \quad (8)$$

$$h_{7'} = h_{8'} + u_{8'}^2/2 \quad (9)$$

또한 유인비와 승압비는 각각 μ 와 PLR(pressure lift ratio)로 표시하였으며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mu = \frac{\text{mass of evaporator flow}}{\text{mass of gascoelr flow}} \quad (10)$$

$$PLR = \frac{\text{pressure at diffuser exit}}{\text{pressure at evaporator exit}} \quad (11)$$

여기서, 유인비와 승압비는 가스쿨러 출구온도와

증발온도를 이용한 Jarker⁽³⁾식을 이용하여 구할 수 있으며 이는 다음과 같이 표현된다.

$$\mu = 0.8736 + 0.00426 t_{ev} - 0.01086 t_{gc,out} \quad (12)$$

$$- 0.000005 t_{ev} t_{gc,out} + 0.000053 t_{gc,out}^2$$

$$PLR = 1.2 - 0.0044 t_{ev} + 0.0043 t_{gc,out} \quad (13)$$

$$- 0.000021 t_{ev} t_{gc,out} - 0.000015 t_{gc,out}^2$$

$$- 0.385 \mu$$

또한, 믹싱탱크에서 냉매의 상태량은 식(14)와 식(15)을 이용하여 구하였으며 디퓨저에서의 냉매의 상태량은 식(16)을 사용하여 해석하였다.

$$u_{9'} = (u_{4'} + \mu u_{8'}) / (1 + \mu) \quad (14)$$

$$h_{9'} + \frac{u_{9'}^2}{2} = \frac{1}{1 + \mu} \left(h_{4'} + \frac{u_{4'}^2}{2} \right) \quad (15)$$

$$+ \frac{\mu}{1 + \mu} \left(h_{8'} + \frac{u_{8'}^2}{2} \right)$$

$$h_{10'} = h_{9'} + u_{9'}^2/2 \quad (16)$$

2.6 해석 조건

본 연구에서 이산화탄소 냉방 시스템의 해석조건을 설정하기 위해서 ASHRAE Standard 116⁽⁹⁾에 근거하여 운전조건을 설정하였다. 또한 최적의 EEV 개도를 찾기 위해서 개도를 20%~60% 범위에서 10%씩 변화시켜 가면서 최적의 성능해석을 수행하였으며 이때 내부열교환기 길이는 3 m씩 증가시키면서 해석적 연구를 수행하였다. 본 연구에서 설정된 내부열교환기를 적용한 이젝터 사이클의 해석조건을 Table 3에 나타내었다.

2.7 해석 과정

Fig. 3은 본 연구의 해석을 위한 순서도를 보여주고 있다. 초기조건으로 압축기 입구의 온도, 압력과

Table 3 Cycle simulation conditions

Parameters	Value
EEV opening(%)	20, 30, 40, 50, 60
IHX length(m)	3, 6, 9, 12, 15
Operating conditions (db/wb), (°C)	Outdoor = 35/24 Indoor = 27/19.5

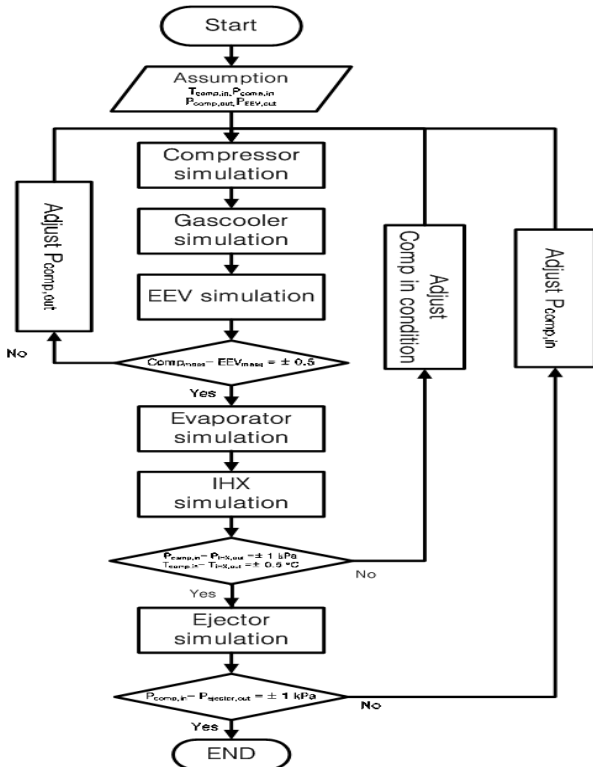


Fig. 3 Algorithm for simulation of an ejector cycle with internal heat exchanger.

출구의 압력, 팽창장치 출구의 압력 값을 가정하였으며 이후 압축기, 가스쿨러, EEV, 증발기의 순서대로 해석을 수행하였다. 압축기와 팽창장치에서의 질량을 맞추기 위하여 압축기 출구의 압력을 변화시켜 수렴조건을 찾고 이후 증발기, 내부열교환기의 해석을 통하여 내부열교환기 출구 상태량을 이젝터의 해석에 이용하였다. 마지막으로 이젝터 토출의 압력과 압축기 입구의 압력의 차이가 ± 1 kPa이 될 때 프로그램을 종료하도록 설계하였다.

3. 해석 결과 및 고찰

Fig. 4은 이젝터 사이클의 EEV에 따른 COP, 압축기 소요동력, 냉방용량의 변화를 보여주고 있다. 일반적으로 이산화탄소 냉방시스템은 EEV 개도 변화에 따라 성능이 크게 변화하는 특성을 가지고 있으며 EEV 개도가 감소함에 따라 압축비가 증가하고 이에 압축기 소요동력은 증가한다. 반면 냉방용량은 증가하나 점차 그 증가율이 감소하므로 특정 개도에서 최적의 성능을 보이게 된다. 하지만 이젝터를 적용한 사이클의 경우 EEV 개도가 증가함에 따라 성능이 계속 증가하는 경향을 보이고 있다. 이

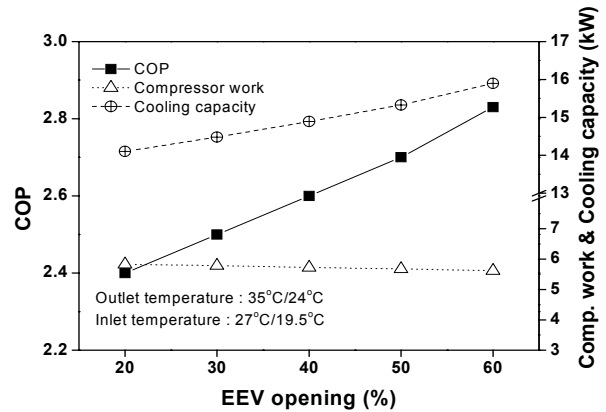


Fig. 4 Variations of compressor work, cooling capacity and COP with EEV opening.

는 증발기를 흐르는 냉매의 유량이 증가하여 증발기에서의 냉방능력이 지속적으로 증가하고 이젝터에서 압력회복의 상승으로 인하여 압축기의 소요동력이 감소하기 때문이다. 본 연구에서 이젝터 사이클의 경우 EEV 개도가 20%에서 60%로 증가함에 따라 압축기 소요동력은 5.83 kW에서 5.62 kW로 약 3.5% 감소하였으며 증발기의 냉방용량은 14.1 kW에서 15.9 kW로 약 12.7% 증가하는 것으로 나타났다. 이에 따라 COP는 2.41에서 2.83으로 약 17% 증가함을 확인하였다. 이전의 연구⁽¹⁰⁾에 의하면 동일한 조건에서 기본 사이클과 이젝터 사이클이 동일한 증발압력을 가지는 이젝터 사이클의 EEV 개도는 60%으로 나타났으며 동일 조건에서 성능을 비교하기 위해 본 연구에서도 EEV 개도를 60%를 기준으로 선정하여 성능해석을 수행하였다.

Fig. 5는 내부열교환기 길이에 따른 압축비, 가스쿨러 출구온도, 압축기 질량유량의 변화를 보여주고 있다. 기존의 이산화탄소 사이클에서 내부열교환기의 적용은 가스쿨러 출구의 냉매온도를 감소시켜 증발기 입구의 건도를 낮추어 시스템의 냉방용량을 증가시킨다. 하지만 이젝터를 적용한 이산화탄소 사이클의 경우 내부열교환기의 적용은 증발기 입구의 건도에 직접적인 영향을 주지 않는 반면, 가스쿨러 출구온도와 사이클의 증발온도 변화가 이젝터 내부에 영향을 미쳐 냉방성능을 결정하게 되며 최적의 상태는 각각의 운전조건에 따라 다르다. 본 연구에서 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 가스쿨러에서 토출된 냉매와 기액분리기에서 토출된 기체상태 냉매와의 열교환량이 증가하여 가스쿨러 출구온도는 점점 감소한다. 이에 따라 이젝터 내부의 유인비는 증가하고 이젝터 출구의 건도가 감소하여 압축기

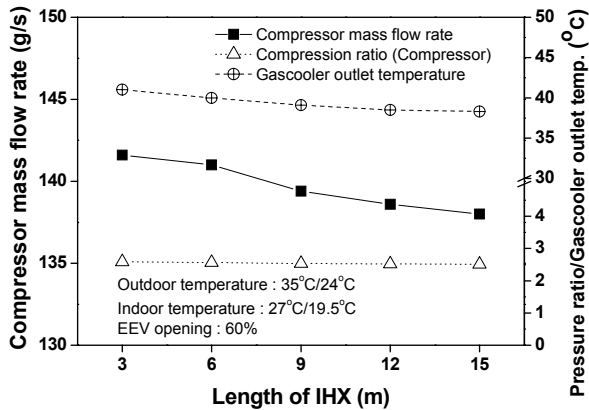


Fig. 5 Variations of mass flow rate, compression ratio and gascooler outlet temperature with the length of IHX.

질량유량은 줄어들며 증발기에 흐르는 질량유량은 증가하게 되어 압축비는 상승한다. 본 연구의 해석 결과 내부열교환기 길이가 3 m에서 12 m로 증가함에 따라 가스쿨러 출구온도는 41.1°C에서 38.3°C로 약 3°C 감소하였으며 압축기에 흐르는 질량유량은 141.6 g/s에서 138 g/s로 약 2.5% 감소하였다. 반면 압축기의 압축비는 2.51에서 2.58으로 증가하였다. 특히 내부열교환기의 길이가 6 m에서 9 m로 증가할 때 압축기의 질량유량이 크게 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 6는 내부열교환기 길이에 따른 COP, 압축기 소요동력, 냉방용량의 변화를 나타내고 있다. 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 COP, 압축기 소요동력, 증발기 냉방용량 모두 증가하는 경향을 보여주고 있다. 내부열교환기 길이가 길어질수록 열교

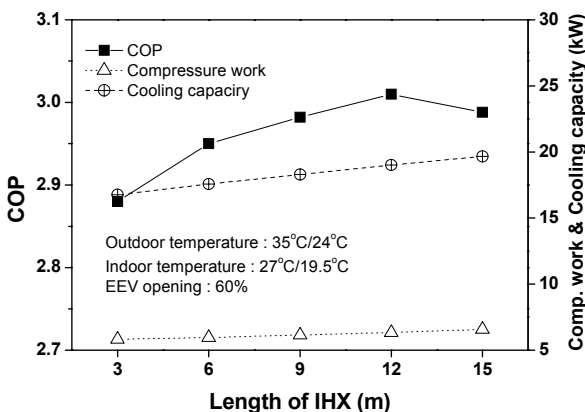


Fig. 6 Variations of COP, compressor work and cooling capacity with the length of IHX.

환량이 증가하여 압축기 입구로 들어가는 기체냉매의 온도가 상승하고 이에 압축기 소요동력은 증가하게 된다. 내부열교환기를 적용한 이젝터 사이클의 경우 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 유인비가 증가하여 증발기에 흐르는 냉매가 증가하고 내부열교환기를 적용하지 않은 이젝터 사이클보다 더 낮은 압력에서 증발과정이 일어나며 잠열에 의한 열교환 과정이 길어져 시스템의 냉방용량은 증가하는 것으로 나타났다. 하지만 내부열교환기 길이가 길어질수록 압축기 소요동력의 증가율이 냉방용량의 증가율보다 더욱 커짐에 따라 내부열교환기 길이가 12 m 이 후에는 COP가 감소하는 것으로 나타났다. 본 연구에서 내부열교환기가 3 m에서 15 m로 증가할 때 압축기 소요동력은 5.8 kW에서 6.6 kW로 약 13% 증가하였고 냉방용량은 16.7 kW에서 19.7 kW로 18%으로 증가하는 것으로 나타났다. 내부열교환기 길이에 따른 최적의 COP는 내부열교환기 길이가 12 m일 때로 나타났으며 이 때 COP는 3.01으로 나타났다.

Fig. 7은 내부열교환기의 길이에 따른 이젝터 내부의 승압비, 유인비와 승압차의 변화를 보여주고 있다. 본 연구에서 승압차는 이젝터를 통해 회복되는 압력간의 차($P_a - P_s$)로 나타내었다. 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 가스쿨러 출구온도와 압력이 낮아지게 되며 이젝터에서의 구동부 노즐 출구의 운동에너지가 감소하게 된다. 이에 흡입부 노즐 출구의 운동에너지와 믹서탱크, 디퓨저 부분에서의 압력회복도 동시에 감소하게 된다. 또한 내부열교환기의 길이가 길어짐에 따라 압축기와 EEV 입구로 들어가는 냉매의 압력은 낮아지며 승압차도 감소한다. 본 연구에서 내부열교환기가 3 m에서 12 m로 증가함에 따라 승압비는 1.53에서 1.32으로 약 13% 감소하였으며 유인비는 0.57에서 0.67으로 17% 증가하는 것으로 나타났다. 또한 승압차는 312 kPa에서 298 kPa로 감소하였다. 해석결과 가스쿨러 출구의 온도는 승압비, 유인비와 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다. 이와 관계된 기존의 연구결과를 살펴보면 Jahar Saker⁽³⁾는 가스쿨러 온도가 35°C에서 45°C로 증가함에 따라 유인비는 0.53에서 0.45로 감소하며 PLR은 1.3에서 1.42로 증가함을 보였다. 이는 본 연구의 결과와 유사한 경향성이 나타난다.

Fig. 8은 내부열교환기에 길이에 따른 디퓨저 출구의 압력, 건도와 증발기 질량유량의 변화를 나타내고 있다. 내부열교환기 길이가 길어질수록 이젝터 내부의 운동에너지가 감소하여 회복되는 압력이 저

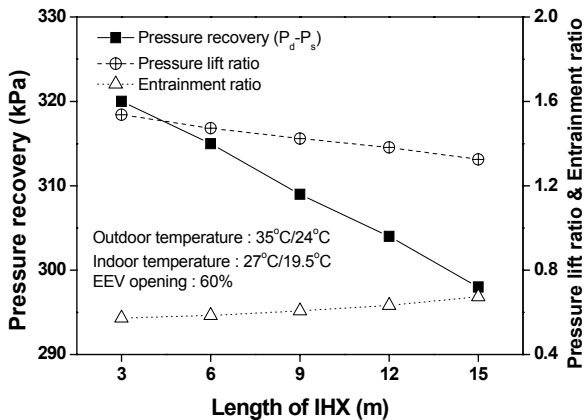


Fig. 7 Variations of pressure recovery, pressure lift ratio and entrainment ratio with the length of IHX.

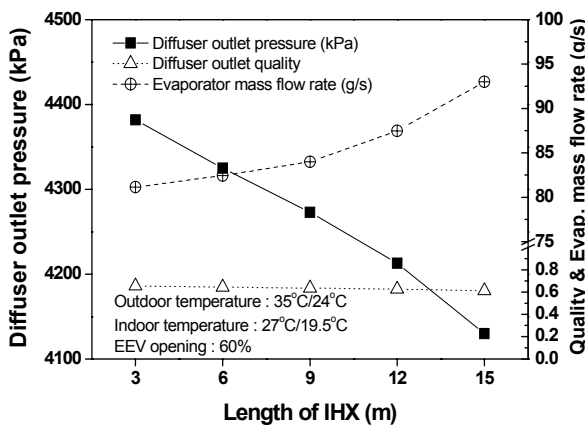


Fig. 8 Variations of diffuser outlet pressure, diffuser outlet quality and evaporator mass flow rate with the length of IHX.

하된다. 이에 따라 디퓨저에서 토출되는 압력은 점차 낮아지며 유인비의 증가로 압축기 질량은 감소하고 증발기 질량유량은 증가하게 된다. 기액분리기에서 액상의 냉매는 증발기로 들어가고 기상의 냉매는 압축기로 들어가도록 설계되었기 때문에 건도가 낮아짐에 따라 증발기에서 냉매의 질량유량은 점차 증가하게 된다. 본 연구에서 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 디퓨저 출구의 압력은 4382 kPa에서 4130 kPa으로 감소하였으며 디퓨저 출구의 건도는 0.65에서 0.61으로 감소하였다. 또한 증발기 질량유량은 81.1 g/s에서 93 g/s으로 약 14% 정도 증가함을 알 수 있다. 이젝터 사이클의 성능은 내부열교환기 길이가 증가함에 따라 향상됨을 보였으며 가스쿨러 출구온도에 따라 사이클의 성능이 크게

변함을 확인할 수 있었다. 또한 내부열교환기가 길어짐에 따라 가스쿨러 출구온도가 낮아지게 되며 이는 이젝터 내부의 유인비와 승압비에 많은 영향을 미치는 것을 확인하였다. 따라서 내부열교환기의 적용은 이젝터 사이클 성능을 향상시킬 수 있지만 각각의 운전조건에 따라 최적의 내부열교환기 길이 또는 용량이 다름을 확인할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 내부열교환기를 적용한 이젝터 사이클의 성능을 내부열교환기 길이의 변화에 따라 분석 및 고찰하였다. 본 연구를 통하여 얻는 결과는 다음과 같다.

(1) 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 가스쿨러 출구온도와 압축기 질량유량은 각각 41.1°C에서 38.3°C로, 141.6 g/s에서 138 g/s로 감소하는 반면 압축기 압축비는 2.51에서 2.58로 증가하는 것으로 나타났다.

(2) 본 연구에서 최적의 내부열교환기 길이는 12 m로 나타났으며 이 때 최대 COP는 3.01로 확인되었다. 내부열교환기가 길어짐에 따라 COP는 증가하나 12 m 이후로는 성능이 감소하는 것으로 확인되었다.

(3) 내부열교환기 길이는 이젝터 내부의 유인비와 승압비에 많은 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었으며 본 연구에서 내부열교환기가 3 m에서 12 m로 증가함에 따라 이젝터 내부의 유인비는 0.53에서 0.45로 증가하며 승압비는 1.53에서 1.32로 감소함을 확인되었다.

후 기

이 논문은 2008학년도 조선대학교 학술연구비의 지원을 받아 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Nakagawa, M., Marasigan, A. R., Matsukawa, T., and Kurashina, A., 2011, Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, pp. 1577-1586.

2. Li, D. and Groll, A., 2005, Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 766-773.
3. Sarkar, J., 2008, Optimization of ejector-expansion transcritical CO₂ heat pump cycle, *Energy*, Vol. 33, pp. 1399-1406.
4. Ortiz, T. M., Li, D., and 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. Kang, B. and Cho, H. H., 2011, Comparison of Performance in CO₂ Cooling System with an Ejector for Various Operating Conditions, *SA REK*, Vol. 23, pp. 505-512.