

## 플래쉬 증각냉각기와 플래쉬 가스 바이패스를 이용한 이단압축 이산화탄소 사이클의 냉방성능에 관한 해석적 연구

곽 명 석\* · 조 흥 현\*\*

\* 조선대학교 기계공학과

### Simulation Study on the Cooling Performance of the Two-Stage Compression CO<sub>2</sub> Cycle with the a Flash Intercooler and Flash Gas Bypass

Myoung Seok Kwak\* and Honghyun Cho\*\*

\* Dept. of Mechanical Engineering, Chosun Univ.

(Received May 9, 2011 ; Revised October 14, 2011 ; Accepted October 18, 2011)

**Key Words:** Two-Stage Compression Cycle(2단압축 사이클), COP(성능계수), Carbon Dioxide(이산화탄소), Intercooler(중간냉각기)

**초록:** 본 연구에서는 효율적인 냉방시스템의 성능특성을 연구하기 위하여 2단압축을 이용한 이산화탄소 냉방사이클의 성능에 대하여 해석적 연구를 진행하였다. 2단압축을 이용한 플래쉬 증각냉각(flash intercooler)과 플래쉬 가스 바이패스(flash gas bypass) 사이클에 대한 해석적 모델을 개발하였으며 실내온도, 실외온도, 그리고 1단 및 2단 EEV 개도를 변화시켰다. 그 결과 FI와 FGB 사이클의 성능계수는 실외온도를 변화시켰을 경우 각각 28.5%, 22.1% 정도 감소하였으며, 실내온도 변화에 따른 이단압축 사이클의 성능변화는 단단압축 사이클에 비하여 적은 것으로 나타났다. 또한 저단 및 고단 EEV 개도를 변경하였을 경우 성능은 각각 13.5%, 6.9% 그리고 0.9%, 2.6% 정도 증가하는 것으로 나타나 고단 EEV 개도보다 저단의 EEV 개도의 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향이 큰 것으로 확인되었다. FI 사이클은 다양한 운전조건에서 시스템의 성능이 가장 높게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

**Abstract:** There has been little study on the performance characteristics of the effective heat pump systems in the cooling mode using the two-stage compression cycles have hardly performed. In this study, the performance of the two-stage compression CO<sub>2</sub> cycle with an FI (flash intercooler) and the FGB (flash gas bypass) was investigated by using a theoretical method. The performance analysis was carried out with aby varyingiation( the indoor temperature, outdoor temperature, and 1st- and 2nd-stage EEV openings. As of a result, the coefficients of performance (COPs) of the Bbasic, FI, and FGB cycles were decreased by 28.5%, 22.1%, and 24.5%, respectively, for various outdoor temperature conditions. In addition to, the performance variation of the two-stage compression cycle was smaller than that of the single-stage compression cycle. The performance of the FI and FGB cycles was improved by 13.5%, and 6.9%, respectively, when the 1st-stage EEV opening was increased from 32% to 48%, and by 0.9%, and 2.6%, respectively, when the 1st- andthe 2nd-stage EEV opening was increased from 32% to 48%, andwas increased from 42% to 58%, respectively. The FI cycle showed anthe most improved performance for any given operating conditions.

- 기호설명 -

$\Delta p$  : 압력강하 [Pa]  
 $A_{t,m}$  : 최소 오리피스 면적 [m<sup>2</sup>]  
 $c_1-c_5$  : 식 (11)의 상수  
 $D_m$  : 최소 오리피스 직경 [m]  
 $D_o$  : 오리피스 직경 [m]

E : enhancement factor  
f : 마찰 계수  
 $h_{hp}$  : 이상상태 열전달계수 [kW/m<sup>2</sup>k]  
L : 유효 오리피스 직경 [m]  
m : 질량유량  
Pr : Prandtl number  
Re : film Reynolds number  
 $r_p$  : 압력비  
S : suppression factor

\* Corresponding Author, [hhcho@chosun.ac.kr](mailto:hhcho@chosun.ac.kr)

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

$\dot{V}_s$	: 압축기 변위 [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
We	: Weber number
$X_{tt}$	: Martinelli parameter
$\eta_{isen}$	: 등엔트로피 효율
$\eta_{mech}$	: 기계효율
$\eta_v$	: 체적효율

#### 하첨자

ent	: entrainment
in	: 입구
liq	: 액체
pool	: 핵비등
suc	: 흡입
total	: 전체
tp	: 이상상태
vap	: 기체
wave	: boiling parameter

## 1. 서 론

오늘날까지 주요 냉동사이클에 사용되어 왔던 CFC 및 HFC 계열의 냉매가 환경문제로 인하여 여러 가지 규제 및 국제협약에 통해 제한이 되기 시작하였다. 따라서 환경에 미치는 영향이 적은 대체냉매에 대한 많은 연구가 활발히 진행 중에 있다. 그 중 이산화탄소에 대한 관심이 집중되고 있는데 이는 대기 중에 존재하고 GWP=1, ODP=0으로 환경친화적이며 냉매로서 단위체적당 열용량이 커 시스템의 소형화에 유리한 특징을 가지기 때문이다. 이산화탄소 임계온도는  $31.1^\circ\text{C}$ 로 기존의 사이클보다 낮은 반면 임계압력이 7.38 MPa로 매우 높아 기존의 냉동사이클과 다르게 초임계 임계 사이클을 형성한다. 따라서 다른 냉매 사이클과 달리 가스쿨러에서 초임계 상태에서 열을 방출함으로써 입출구 온도차에 의한 비가역성이 커 기존의 아임계 사이클에 비하여 운전조건에 따른 성능의 변화가 심하고 성능이 낮다.

따라서 이산화탄소 사이클의 성능 및 신뢰성을 향상시키기 위해서 많은 연구가 진행되었는데 Huff 등<sup>(1)</sup>은 단순한 2단압축 시스템의 해석적 모델을 개발하고 단단압축 시스템과 비교하여 성능 향상에 관한 연구를 진행하였으며 Hwang 등<sup>(2,3)</sup>은 이산화탄소를 적용한 2단압축 시스템에서 내부열교환기를 장착한 실험적 연구를 수행하였다. 또

한 Agrawal 등<sup>(4)</sup>은 플래쉬 탱크(flash tank)를 이용하여 바이패스와 내부열교환기, 중간냉각기 적용에 따른 시스템의 성능을 고찰하였다. 국내에서는 Cho 등<sup>(5)</sup>이 2단압축 사이클의 최적운전에 관한 실험적 연구를 진행하였으며, 성능향상을 위해 내부열교환기, 인터쿨러 등을 사용하여 이산화탄소 시스템의 성능을 해석적으로 고찰하였다. Baek 등<sup>(6)</sup>은 이산화탄소 열펌프 시스템의 향상을 위해 가스인젝션의 기술을 적용하여 운전변수에 따른 실험을 진행하였다.

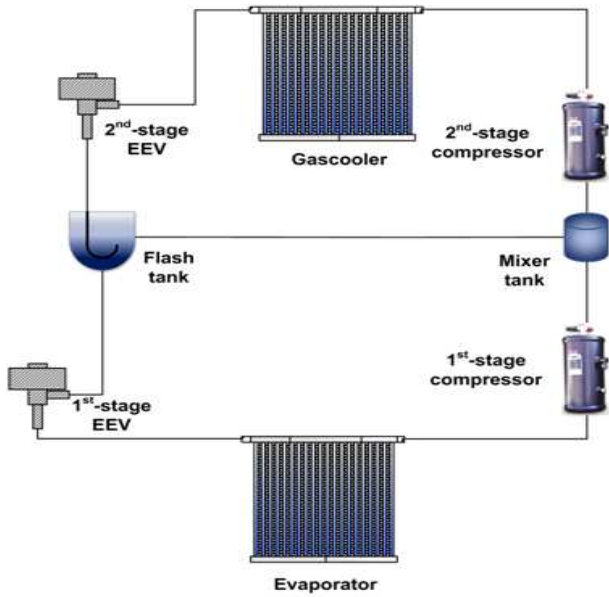
하지만 이산화탄소를 작동유체로 사용한 2단압축 사이클의 연구는 아직 미흡하여 고효율 사이클의 성능특성에 대한 연구가 절실히 요구되고 있다. 또한 각단의 압력비를 최적화하고 여러 가지 운전조건 변화를 통하여 성능을 향상시킬 수 있는 2단압축 사이클과 냉방조건에서 효과적인 시스템의 성능특성에 대한 최적화 연구는 아직 부족한 편이다. 따라서 본 논문에서는 단단압축 사이클과 2단압축 사이클의 특성을 비교하기 위해 두 가지 형태인 플래쉬 중간냉각(flash intercooler, FI)와 플래쉬 가스 바이패스(flash gas bypass, FGB) 사이클의 해석적 모델을 개발하여 여러 가지 운전조건에 따른 성능특성을 해석하여 비교·분석하였다. 이를 통하여 고효율의 2단압축 이산화탄소 냉방시스템 개발에 필요한 기초적인 자료를 제공할 수 있을 것으로 기대한다.

## 2. 시스템 모델링 및 운전조건

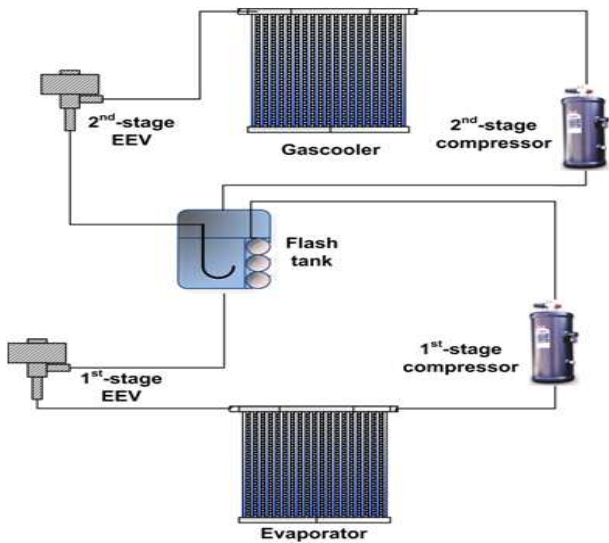
### 2.1 사이클 모델링

본 연구에서 설계된 단단압축(basic) 사이클은 압축기, 가스쿨러, EEV, 증발기로 구성되며 압축기를 지난 고온고압의 냉매는 실외 공기와 열교환하고 팽창장치를 거쳐 증발기로 유입되고 이 냉매는 실내 공기와 열교환한 후 압축기로 다시 유입되는 일반적인 냉동사이클을 이룬다.

2단압축 이산화탄소 사이클 중 Fig. 1의 (a)는 FGB(flash gas bypass) 사이클의 개략도로 팽창장치를 통과한 냉매는 플래쉬 탱크(flash tank)로 유입되며, 그 중 일부의 냉매가 저단 EEV로 들어가서 증발기로 유입되고 플래쉬 탱크에 남아있는 포화증기는 1단 압축기에서 나온 냉매와 혼합하여 2단 압축기 입구로 유입되게 설계하였다. 반면 Fig. 1의 (b)는 FI(flash intercooler)의 사이클



(a) Two-stage compression cycle with flash gas bypass(FGB)



(b) Two-stage compression cycle with flash intercooler(FI)

Fig. 1 Schematics of FI and FGB cycles

로 플래쉬 탱크로 들어간 냉매의 일부가 액화되어 사이클을 형성하고 1단 압축기에서 토출된 냉매는 다시 플래쉬 탱크로 들어가 남아있던 냉매와 열교환 후 혼합되어 증기상태로 2단의 압축기 입구로 들어가도록 설계하였다.

본 논문에서 각 주요부위의 이산화탄소의 열역학적 물성치를 계산하여 시스템 성능 해석을 수행하기 위해 EES(Engineering Equation Solver)<sup>(7)</sup>를

사용하였으며 사이클의 운전은 정상상태로 가정하였다.

## 2.2 압축기 모델링

본 연구에서 설계된 단단압축과 2단압축 사이클에서 압축기의 압축과정을 해석하기 위해 Ortiz 등<sup>(8)</sup>의 상관식을 적용하여 압축기 소요동력과 질량유량을 계산하였다. 총 압축기 효율과 기계효율을 이용하여 등엔트로피 효율을 계산하였으며 체적효율을 이용하여 압축과정동안 압축기 내에 흐르는 질량유량을 계산하였다. 본 연구에서 단단 및 2단압축 사이클의 압축기 소요동력과 질량유량은 식 (5), (6)과 같이 계산된다.

$$\eta_{total} = -0.0022 \cdot r_p^4 + 0.0414 \cdot r_p^3 - 0.2803 \cdot r_p^2 + 0.7952 \cdot r_p - 0.26 \quad (1)$$

$$\eta_{mech} = 0.0051 \cdot r_p^2 - 0.0884 \cdot r_p + 0.9083 \quad (2)$$

$$\eta_v = 0.0018 \cdot r_p^2 - 0.0756 \cdot r_p + 0.9207 \quad (3)$$

$$\eta_{iscn} = \eta_{total} / \eta_{mech} \quad (4)$$

$$\dot{m} = \eta_v \cdot (V_{swept} / v_{in}) \quad (5)$$

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}(h_{iscn} - h_{in})}{\eta_{total}} \quad (6)$$

## 2.3 열교환기 모델링

열교환기는 Fig. 2와 같은 마이크로채널에 루버핀을 적용한 형태로 총 4개의 열교환기를 병렬로 연결하였다. 한 개의 열교환기는 20개의 관으로 구성되어 있고 5개씩 나누어 냉매의 유동을 반대로 흐르게 설계하였다. 단단 및 2단압축 사이클에서 가스쿨러의 경우 식 (7)과 (8)과 같이 Churchill<sup>(9)</sup>과 Gnielinski<sup>(10)</sup>의 상관식을 사용하여 냉매측 압력강하와 열전달계수를 구하였으며 공기측 열전달계수는 Kim and Bullard<sup>(11)</sup>의 상관식을 이용하였다.

$$f = 8 \left\{ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \left[ 2.457 \ln \left( \frac{1}{\left( \frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27\epsilon} \right) \right]^{16} + \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} \right\}^{-\frac{3}{2}} \quad (7)$$

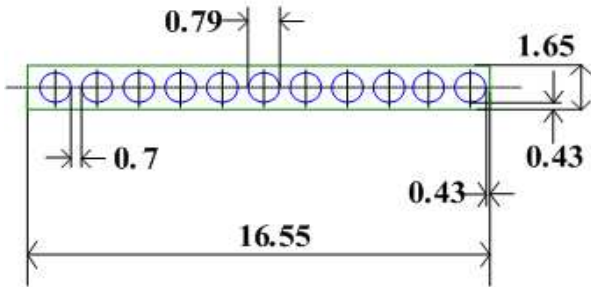


Fig. 2 Cross sectional view of a micro-channel tube

$$N_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (8)$$

$$0.5 < Pr < 2000; \quad 2300 < Re_D < 5 \times 10^5$$

증발기의 경우 이상(two-phase)영역에서 열전달 계수는 식 (9)에 나타난 Yun 등<sup>(12)</sup>의 상관식을 이용하였다. 단상 영역에서 이산화탄소 열전달계수와 압력강하는 가스쿨러에 적용되었던 수식을 동일하게 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

$$h_{tp} = h_{liq} \times \left[ 0.33 \times N_{wave}^{0.15} \times \left( N_{ent}^{0.02} \times E + We_{liq}^{0.11} \times S \frac{h_{pool}}{h_{liq}} \right) \right] \quad (9)$$

열교환기의 해석은 비교적 간단하면서 정확한 값을 얻을 수 있는 관순법<sup>(13)</sup>을 적용하였으며, 본 연구에서 설계된 자세한 열교환기 사양과 크기는 Table 1과 Table 2에 나타내었다.

#### 2.4 팽창장치 및 플래쉬 탱크 모델링

팽창장치는 Hwang<sup>(13)</sup>이 개발한 이산화탄소용 EEV 실험식을 기초로 하여 시스템 용량에 맞게 오리피스 직경을 3.0 mm로 수정하여 설계하였다. 또한 팽창과정을 등엔탈피 과정으로 가정하였으며 식 (10)을 이용하여 팽창장치에 흐르는 냉매의 질량유량을 계산하였다.

$$\left( \frac{\dot{m}}{A_{t,m} \sqrt{\rho \Delta p}} \right) = c_1 \left( \frac{L}{D_m} \right)^{c_2} \left( \frac{D_m}{D_o} \right)^{c_3} \left( \frac{p_{in}}{p_c} \right)^{c_4} \left( \frac{T_{in}}{T_c} \right)^{c_5} \quad (10)$$

플래쉬 탱크에서 팽창장치를 통과한 이상상태의 냉매는 압력차에 의해 액상 중 일부만 저단

Table 1 Specifications of heat exchanger

Heat exchanger	Item	Specification
Tube	Depth (mm)	16.55
	Pitch (mm)	10.54
	Thickness (mm)	1.65
Fin	Pitch (mm)	1.65
	Height (mm)	8.89
	Thickness (mm)	0.1
Louver	Pitch (mm)	1.8
	Height (mm)	7.16
	Angle (°)	23

Table 2 Size of heat exchangers

Heat exchanger	Cycle	Size (mm)
Gascooler	Basic	210.8 × 200.6 × 267.7
	FI	210.8 × 200.6 × 211.2
	FGB	210.8 × 200.6 × 256.5
Evaprotator	Basic	210.8 × 200.6 × 353.1
	FI	210.8 × 200.6 × 330.0
	FGB	210.8 × 200.6 × 300.6

EEV로 우선적으로 흐르게 해석하였다. 또한 질량 및 에너지 방정식을 이용하여 플래쉬 및 믹서 탱크의 시뮬레이션을 수행하였다.

#### 2.6 성능 해석 조건

본 논문에서는 단단 및 각각의 2단압축 사이클의 운전 및 성능 특성을 비교 분석하기 위해 실외온도와 실내온도는 35°C와 27°C를 기준으로 각각 2.5°C씩 변화시켰으며, 공기풍속은 2 m/s를 기준으로 0.5 m/s씩 변화시켰다. 또한 고단 및 저단 EEV 개도는 각각 50%, 40%를 기준으로 4%씩 변화를 주면서 성능해석을 수행하였다. 본 연구에서 이단압축 이산화탄소 냉방시스템의 성능 해석을 위해 설정한 운전 조건을 Table 3에 자세히 나타내었다.

### 3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

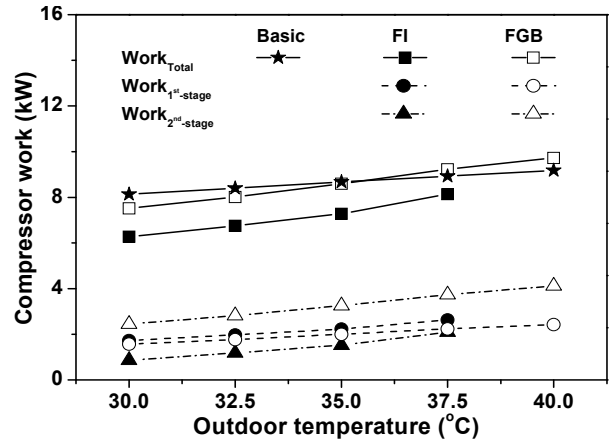
3.1 실외 및 실내온도 변화에 따른 성능 고찰  
Fig. 3은 실외온도 변화에 따른 각각의 사이클

**Table 3** Simulation conditions

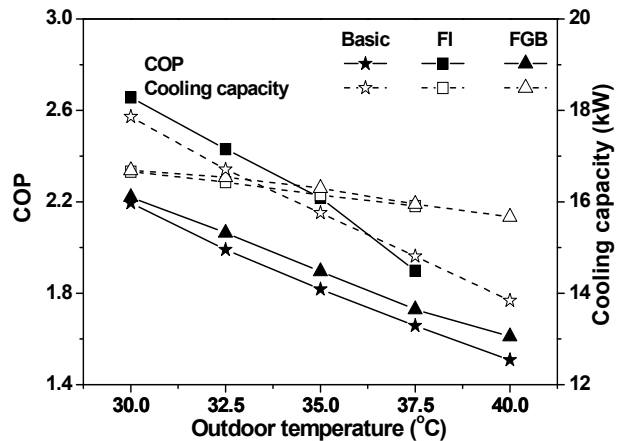
Parameters	Conditions (Standard)
Outdoor temperature (°C) (RH=40%)	30~40 (35)
Indoor temperature (°C) (RH=50%)	22~32 (27)
1 <sup>st</sup> -stage EEV opening (%)	32~48 (40)
2 <sup>nd</sup> -stage EEV opening (%)	42~58 (50)

에서 압축기 소요동력 변화를 나타내고 있다. 일반적으로 실외온도가 증가할수록 압축기 토출압력의 증가로 인해 압력비가 증가하고 이에 압축기 소요동력은 증가한다. 2단압축 사이클의 경우 외기조건의 변화에 따라 중간단 및 증발단 압력이 동시에 상승하는데 중간 및 저단 압력의 상승폭이 고단 압력의 상승폭보다 작아 압력비가 증가하게 된다. 실외온도가 30°C에서 37.5°C까지 증가하였을 때 FI와 FGB 및 기본사이클의 총 압축기 소요동력은 각각 29.8%, 22.7%, 9.8% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 또한 실외온도가 35°C 일 때 FI와 FGB 사이클의 1단 및 2단 압축기의 소요동력을 비교하면 1단 압축기 소요동력은 FI 사이클이 FGB 사이클보다 0.32 kW 크게 나타나지만 2단 압축기 소요동력은 FGB 사이클이 1.52 kW 더 크게 나타났다. 이는 1단 압축기 소요동력의 경우 증발기의 압력은 비슷하지만 중간단 압력이 FI 사이클이 FGB 사이클보다 186 kPa 크게 나타났기 때문이다. 또한 2단 압축기 소요동력의 경우 FI 사이클은 과열도 없이 포화기체로 압축기로 유입되는 반면 FGB 사이클은 믹서 탱크에 의해 냉매의 온도가 34°C 더 높게 압축기 입구로 들어가 압축과정중 압축기 효율이 감소하게 되어 소요동력을 증가시킨다. 실외온도가 35°C일 때 총 압축기 소요동력은 FGB 사이클이 FI 사이클 보다 1.25 kW 크게 나타났으며, 기본 사이클에 비하여 0.07 kW 정도 낮게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4는 실외온도 변화에 따른 각 사이클의 냉방용량과 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 실외온도가 2.5°C씩 증가할수록 압축기에서 토출된 냉매와 실외공기의 온도차 감소로 인해 열교환량이 감소하게 되고 이에 EEV로 들어가는 냉매의 온도와 압력은 더욱 높아지게 된다. 본 연구에서는 EEV를 등엔탈피 과정으로 가정하였기 때문에



**Fig. 3** Variation of compressor work with outdoor temperature



**Fig. 4** Variations of cooling capacity and COP with outdoor temperature

외기온도 상승에 따라 가스쿨러 출구에서 나오는 냉매의 온도가 높아져 증발기 입구에서의 건도가 커지고 이에 냉방용량은 감소하게 된다. 실외온도가 30°C에서 37.5°C로 증가하였을 때 FI와 FGB 및 기본사이클의 냉방용량은 각각 16.5%, 4.4%, 17.1% 정도 감소하였고 성능계수 역시 약 28.5%, 22.1%, 24.5% 감소하는 경향을 보였다. 실외온도 변화에 따른 2단압축 사이클의 성능계수를 비교해 보면 전체적으로 FI 사이클이 FGB 사이클보다 더 큰 성능계수를 나타내는데 이는 냉방용량의 감소폭과 1단의 압축기 소요동력의 증가폭이 거의 유사하다 하더라도 FGB 사이클의 2단 압축기 소요동력이 FI 사이클에 비하여 평균 18% 크게 나타났기 때문이다. 실외온도가 40°C일 때 FI 사이클의 경우 중간단의 압력이 이산화탄소의 임계점 이상으로 상승하여 플래시 탱크로 유입되는

냉매가 이상상태가 아닌 단상상태가 된다. 이로 인해 플래쉬 탱크 내에서 압력차에 의한 액상의 냉매가 증발기로 유입되지 못하고 사이클이 정상적으로 운전되지 못함으로 실제 사이클 설계시 이러한 현상을 고려해야 한다.

Fig. 5는 실내온도 변화에 따른 FI, FGB 및 기본사이클에 대한 압축기 소요동력을 나타내고 있다. 실내온도가 커질수록 FI와 FGB 사이클 모두 1단과 2단의 압축기 소요동력이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 실내온도가 22°C에서 32°C로 증가할수록 과열도 증가로 인해 1단 압축기로 유입되는 냉매온도는 증가하고 1단 압축기로 들어가는 압력이 2단 압축기로 들어가는 압력보다 FI 사이클의 경우 2289 kPa, FGB 사이클의 경우 2131 kPa 더 높게 형성되어 1단 압축기의 압력비가 각각 1.6% 6.7% 감소하였기 때문이다. 또한 2단 압축기의 압력비도 각각 1.7%, 6.8% 정도 감소하여 FI와 FGB 사이클의 총 압축기 소요동력은 각각 1.2%, 2.5% 감소하는 것으로 나타났다. 본 연구에서는 FGB 사이클의 2단 압축기 소요동력이 FI 사이클보다 평균 1.8 kW 높게 나타났다.

Fig. 6은 실내온도 27°C를 기준으로 22°C에서 32°C까지 2.5°C씩 증가시켜 각 사이클의 냉방용량과 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 실내온도가 증가하면 1단 압축기로 들어가는 냉매의 압력과 온도는 커져 압축기의 소요동력이 감소하게 된다. 그리고 증발기로 유입되는 냉매의 건도가 감소하며, 실내 공기와 냉매와 온도차 증가로 열교환량이 증가하여 냉방용량은 커지게 된다. 따라서 FI와 FGB 및 기본사이클의 냉방용량은 각각 3.7%, 4.2%, 17.2% 정도 증가하였으며 시스템의 성능계수 또한 약 4.9%, 6.5%, 15.4% 증가하였다. 또한 실내온도가 22°C에서 32°C로 증가할수록 FI와 FGB 사이클의 평균 냉방용량은 0.04 kW 정도 차이가 났지만 2단 압축기로 들어가는 냉매의 온도는 FI 사이클이 FGB 사이클에 비하여 평균 34.5°C 더 낮아 2단 압축기에서 입·출구 엔탈피차가 감소하고 이에 FI 사이클의 압축기 소비동력은 평균 1.3 kW 정도 적고 시스템 성능계수는 14.7% 더 높게 나타났다.

3.2 각단의 EEV 개도에 따른 성능 고찰

Fig. 7은 2단압축 사이클에서 고단 EEV 개도에 따른 각각의 압축기 소요동력, 냉방용량 그리고

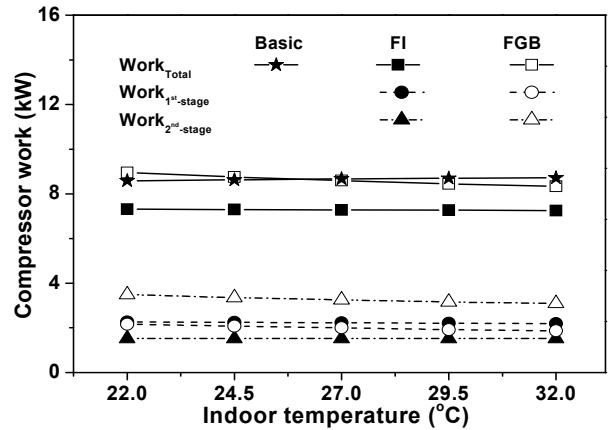


Fig. 5 Variation of compressor work with indoor temperature

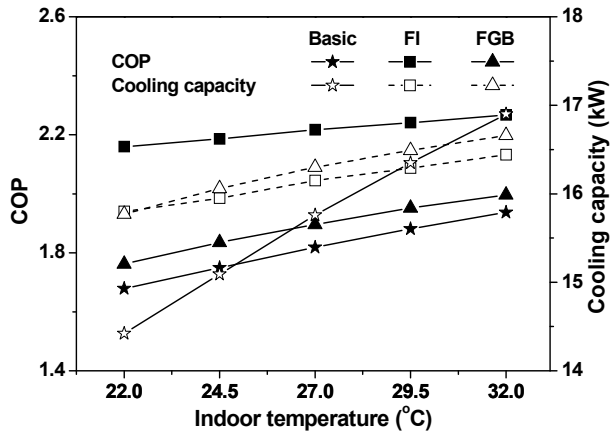


Fig. 6 Variations of cooling capacity and COP with indoor temperature

성능계수 변화를 나타내고 있다. 저단 EEV를 40%로 고정된 상태에서 고단 EEV 개도를 42%에서 4%씩 증가시켰을 때 고단에서 순환하는 냉매의 질량유량은 증가하지만 중간단의 압력은 증가하고 고단의 압력이 감소하여 2단 압축기의 압력비가 줄어들기 때문에 소요동력은 감소하게 된다. 반면에 저단 EEV를 지난 냉매의 압력은 개도가 증가할수록 상승하지만 중간단 압력의 상승폭 보다 적어 결과적으로 1단 압축기의 압력비가 커져 소요동력이 증가하게 된다. 따라서 FI와 FGB의 총 압축기 소요동력은 각각의 사이클 모두 1단 압축기 소요동력의 증가량보다 2단 압축기 소요동력의 감소량이 0.046 kW, 0.049 kW 더 커 전체적으로 약 2.7%, 4.4% 감소하였다. 또한 냉매는 고단 EEV 개도가 증가할수록 플래쉬 탱크를 지난 액상의 냉매의 압력과 증발기 입구로

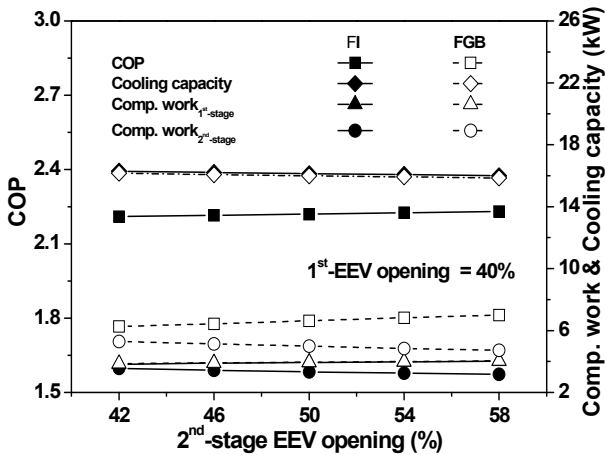


Fig. 7 Variations of compressor work, cooling capacity and COP with 2<sup>nd</sup>-stage EEV opening

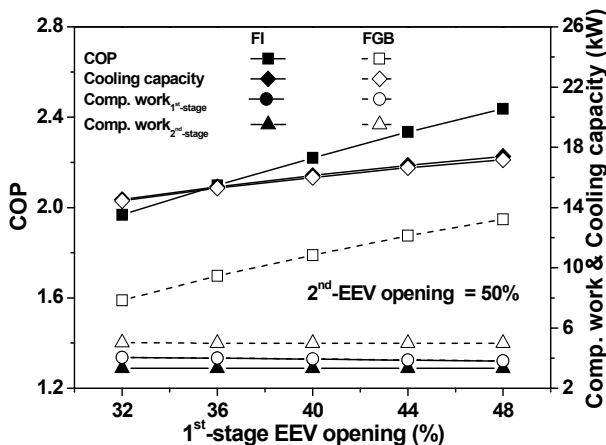


Fig. 8 Variations of compressor work, cooling capacity and COP with 1<sup>st</sup>-stage EEV opening

들어가는 냉매의 건도는 커진다. 따라서 고단 EEV 개도변경에 따른 냉방용량은 각각 1.79%, 1.82% 감소하였지만 상대적으로 큰 차이를 보이지는 않는다. 결과적으로 시스템의 성능은 총 압축기 소요동력의 감소량이 냉방용량 감소량보다 커 FI와 FGB의 시스템 성능계수는 각각 0.9%와 2.6% 증가하였으며 총 압축기 소요동력이 FI 사이클보다 FGB 사이클이 평균 1.67 kW 크게 나타나 FI 사이클의 성능계수가 1.41배 더 큰 값을 보였다.

Fig. 8은 FI와 FGB 사이클에서 고단 EEV의 개도를 50%으로 고정한 상태에서 저단 EEV 개도에 따른 각각의 압축기 소요동력, 냉방용량 그리고 성능계수의 변화를 나타내고 있다. 저단 EEV

의 개도가 증가할수록 질량유량은 증가하고 증발기의 냉방용량은 커지며, 1단 압축기로 들어가는 압력은 상승하는 반면 중간단 압력의 감소로 인해 압력비가 감소하고 이에 1단 압축기 소요동력은 줄어들게 된다. 저단 EEV 개도가 40% 일 때 FI 사이클과 FGB 사이클의 압축기 소요동력을 비교하였을 때 1단 압축기의 소요동력 차이는 거의 없지만 2단 압축기는 FGB 사이클이 1.67 kW 정도 더 큰 것으로 나타났다. 본 연구에서 저단 EEV 개도가 32%에서 48%로 증가하였을 때 FI 사이클과 FGB 사이클의 1단 압축기의 소요동력의 변화는 매우 작지만 2단 압축기의 소요동력은 FI 사이클이 1.15 kW 정도 감소하는 것으로 나타나 FI와 FGB 사이클의 총 압축기 소요동력은 각각 3.4%, 2.8% 감소하였다. 하지만 저단 EEV 개도 증가에 따라 냉방용량은 각각 10.8%, 9.8% 증가하여 FI와 FGB 사이클의 시스템 성능계수는 13.5%, 6.9% 증가하였다. 저단 EEV 개도 변화시 FI 사이클의 성능계수는 FGB 사이클 보다 평균 0.43 더 높게 나타나는 것으로 확인되었다. 고단과 저단의 EEV 개도에 따른 사이클의 영향 정도는 저단 EEV 개도의 변화가 더 크며 특히 FI 사이클의 경우 운전조건에 따라 저단 EEV 개도를 최적제어 해야 함을 확인할 수 있다.

#### 4. 결론

냉방용 2단압축 이산화탄소 사이클의 성능 향상을 알아보기 위하여 플래시 증기냉각(FI)과 플래쉬 가스 바이패스(FGB) 사이클의 성능을 해석할 수 있는 모델을 개발하였으며 개발된 모델을 이용하여 실외온도, 실내온도, 고단 및 저단 EEV를 변경하면서 성능해석을 수행하였다. 이를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 실외온도가 30°C에서 37.5°C로 증가할 때 기본사이클과 FI 및 FGB 사이클의 성능은 각각 28.5%, 22.1%, 24.5% 정도 감소함을 확인하였으며 FI 사이클의 2단 압축기 소요동력이 약 18% 작아 FGB 사이클보다 평균 성능계수가 약 14.1% 높게 나타났다. 또한 실내온도 변화에 따른 이단 압축 사이클들의 성능변화 정도는 단단압축 사이클에 비하여 작은 것으로 나타났다.

(2) 고단 및 저단 EEV 개도를 변경하였을 경우 FI와 FGB 사이클의 성능은 각각 0.9%, 2.6% 1

그리고 3.5%, 6.9% 정도 증가하는 것으로 나타났으며 고단 EEV 개도보다 저단의 EEV 개도의 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향이 큰 것으로 확인되었다.

(3) 각각의 시스템의 성능을 확인하였을 때 FI의 사이클이 1단 압축기에서 토출된 냉매의 온도를 줄여줌과 동시에 포화증기상태로 2단 압축기로 유입하여 압축기 소요동력을 감소시켜 결과적으로 시스템의 성능이 가장 높게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

### 후 기

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

### 참고문헌

- (1) Huff, H., Hwang, Y. and Radermacher, R., 2002, "Options for a Two-Stage Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle," *5th IIR-Gustav Lorentzen on Natural Working Fluids Conference at Guang-zhou*, pp. 143~149.
- (2) Hwang, Y. and Radermacher, R., 1999, "Experimental Investigation of the CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle," *ASHRAE Transactions*, Vol. 105, Pt. 1, pp. 1219~1227.
- (3) Hwang, Y. and Radermacher, R., 2002, "Options for a Two-Stage Transcritical Carbon Dioxide Cycle," *5th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference at Guangzhou*, pp. 143~149.
- (4) Agrawal, N. and Bhattacharyya, S., 2007, "Optimized of Two-Stage Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump Cycles," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp. 180~187.
- (5) Cho, H., Lee, h. and Kim, Y., 2006, "Experimental Study on the Cooling Performance Improvement of a Two-Stage Compression CO<sub>2</sub> Cycle," *Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration*, Vol. 18, No. 10, pp. 835~841.
- (6) Baek, C., Lee, Y. and Kim, Y., 2007, "Experimental Study on the Heating Performance of a CO<sub>2</sub> Heat Pump with Gas Injection," *Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration*, pp. 358~363.
- (7) EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.
- (8) Thomas M. Ortiz, 2003, "Evaluation of the Performance Potential of CO<sub>2</sub> as a Refrgerant in Air-to Air Conditioners and Heat Pump: System Modeling and Analysis," Thesis for the Degree of Doctor, Purdue University.
- (9) Churchill SW., 1977, "Friction-Factor Equation Span all Fluid Flow Regimes," *Chemical Engineering*, Vol. 7, pp. 91~92.
- (10) Gnielinski V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 59~68.
- (11) 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.
- (12) Yun, R., 2002, "Convective Boiling of Carbon Dioxide in Mini Tubes and Microchannels. Thesis for the Degree of Doctor," Korea University, Department of Mechanical Engineering.
- (13) Lee, J. D., Numerical Analysis of Heat Exchanger under the Frosting Formation, Thesis for the Degree of Master, Hanyang University.
- (14) Hwang, Y., Kim, O., 2007, "Experimental Study on the CO<sub>2</sub> Flow Through Electronic Expansion Valves," *Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration*, Vol. 07-S-199, pp. 1237~1241.