

# 초월임계 이산화탄소 사이클의 성능향상에 관한 시뮬레이션 연구

조 홍 현, 김 용 찬<sup>\*</sup>, 서 국 정<sup>\*\*</sup>

고려대학교 기계공학과 대학원, <sup>\*</sup>고려대학교 기계공학과, <sup>\*\*</sup>삼성전자(주)

## Simulation Study on the Performance Improvement of a Transcritical Carbon Dioxide Cycle

Honghyun Cho, Yongchan Kim<sup>\*</sup>, Kook Jeong Seo<sup>\*\*</sup>

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

<sup>\*\*</sup>DA R&D Center, Samsung Electronics Co. LTD., Suwon 442-742, Korea

(Received November 15, 2003; revision received December 17, 2003)

**ABSTRACT:** The performance of a heat pump using CO<sub>2</sub> is predicted and analyzed by using a cycle simulation model developed in this study. Cycle simulations are conducted by varying design parameters and operating conditions with the applications of advanced techniques to improve system performance. The applied systems in the simulations are internal heat exchanger, expander, and 2-stage compression with intercooling. As a result, the applications of advanced techniques improve the heating and cooling performances of the transcritical CO<sub>2</sub> cycle by 8~26% and 20~30%, respectively, over the basic cycle.

**Key words:** Carbon dioxide(이산화탄소), Transcritical cycle(초월임계 사이클), Expander(팽창기), Internal heat exchanger(IHX, 내부열교환기), 2-stage compression-intercooling cycle(2단압축-중간냉각 사이클)

### 기 호 설 명

$h$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
 $n$  : 폴리트로픽 지수  
 $P$  : 압력 [kPa]  
 $R$  : 누설비  
 $T$  : 온도 [°C]

$U$  : 총열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
 $V$  : 체적 [m<sup>3</sup>]  
 $W$  : 압축기 소요동력 [kW]

### 그리스 문자

$\eta$  : 효율  
 $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

### 하첨자

† Corresponding author

Tel: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

comp : 압축기

cyl : 실린더

db : 건구  
 dis : 토출  
 in : 흡입  
 isen : 등엔트로피 과정  
 leak : 누설  
 suc : 흡입  
 vol, the : 이론체적  
 wb : 습구

1. 서 론

이산화탄소는 자연냉매로써 오존층파괴 및 지구온난화에 미치는 영향이 거의 없어 CFC 및 HCFC 계열의 냉매를 대체할 수 있는 환경친화적인 작동유체로 관심이 증대되고 있다. 이산화탄소를 이용한 초월임계(transcritical) 사이클은 주로 가정용 급탕시스템에 많이 적용되고 있다. 이는 기존의 시스템보다 약 75% 정도 동력을 절감할 수 있고, 재가열 온수에 대한 효율이 기존의 전기 가열시스템보다 3배 이상 높게 나타나기 때문이다.<sup>(1,2)</sup> 그러나 공기를 열원으로 하는 초월임계 냉방시스템의 경우 외기조건에 크게 영향을 받으며, 기존 시스템에 비하여 팽창장치에서의 팽창손실이 크고, 가스쿨링 과정에서 비가역성이 크므로 기존 냉매를 사용하는 아임계 냉방시스템에 비하여 낮은 성능을 나타낸다.<sup>(3,4)</sup> 따라서, 이러한 단점을 극복할 수 있는 초월임계 냉방시스템의 성능향상 방안에 대한 체계적인 연구가 요구된다.

이산화탄소의 냉동공조기기 적용에 대한 연구는 유럽, 일본, 그리고 미국을 중심으로 진행되고 있다. Hwang et al.<sup>(4)</sup>은 이산화탄소를 적용한 사이클의 성능향상을 위하여 팽창기(expander), 2단 압축, 증발냉각을 이용한 가스쿨러 등에 대한 시뮬레이션 연구를 수행하였다. 또한, Groll et al.<sup>(5)</sup>은 2단압축-중간냉각 사이클에서 1단 압축비와 2단 압축비의 변화에 따른 사이클의 성능변화를 고찰하였을 뿐만 아니라 팽창기를 사용한 사이클의 성능향상에 대한 연구를 수행하였다. Yitai et al.<sup>(6)</sup>은 팽창기를 적용한 초월임계 사이클에서 왕복동식, 스크류, 로터리, 스크롤 압축기에 대하여 동일한 소요동력비를 가지는 경우 각각의 성능 및 적용의 용이성에 대한 고찰을 수행하였다. Neksa et al.<sup>(2)</sup>와 Hrnjak et al.<sup>(7)</sup>은 이산화탄소 사이클의 최적화와 토출압력의 제어를 통한 사이클의 성능

향상에 관한 연구를 시뮬레이션과 실험을 통하여 수행하였다.

기존에 초월임계 이산화탄소 사이클의 성능향상에 대한 연구는 많이 진행되었지만, 이산화탄소를 적용한 냉난방 겸용 열펌프시스템에 대한 연구는 아직 초기단계에 있다. 또한, 냉방운전시 시스템의 성능이 기존 시스템에 비하여 낮게 나타나고 있으므로 성능향상 방안의 제시 및 평가에 대한 연구가 필요한 실정이다. 따라서 본 연구에서 개발한 초월임계 이산화탄소 사이클의 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 내부열교환기, 팽창기 및 2단압축-중간냉각 등의 성능향상 방안을 적용하였을 때 각 시스템의 성능을 해석하고, 그 결과를 평가 및 고찰하였다.

2. 초월임계 사이클 모델링

2.1 시스템 모델링

이산화탄소를 적용한 열펌프시스템의 주요 부품은 압축기, 가스쿨러, 증발기 및 팽창장치로 구성되어 있다. 이산화탄소는 기존 냉매에 비하여 임계온도가 낮기 때문에 일반적인 운전조건에서

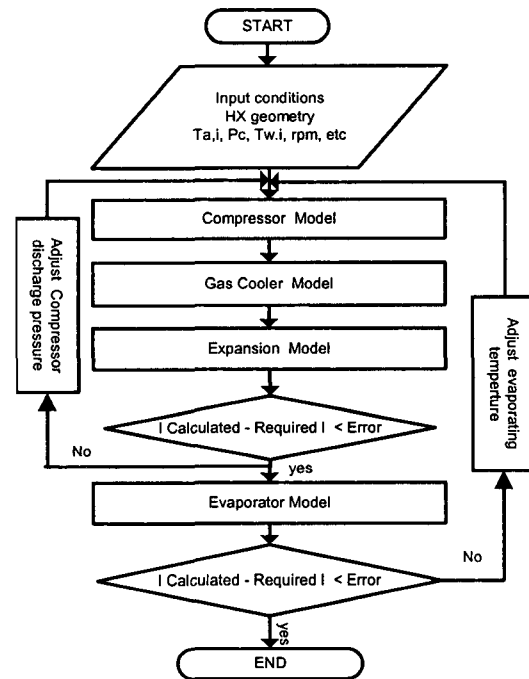


Fig. 1 Flow chart of the simulation model.

Table 1 Design conditions

Operating mode	Indoor unit	Outdoor unit
Heating, db/wb (°C)	20/15	7/6
Cooling, db/wb (°C)	27/19.5	35/24

주위로의 방열과정이 임계온도 이상에서 발생하여 초월임계 냉동사이클을 이루게 된다. Fig. 1에 나타낸 바와 같이 시스템의 성능은 압축기의 입구조건을 입력으로 압축기 모델, 가스쿨러 모델, 팽창장치 모델을 순차적으로 수행한 후, 압축기에서 토출한 냉매유량과 팽창장치에서 구한 냉매유량과의 비교를 통하여 1차 수렴을 판정한다. 가스쿨러 토출압력의 조정을 통하여 1차 수렴조건이 만족되면, 팽창장치 출구조건을 입력으로 증발기 모델을 이용하여 압축기의 입구조건을 계산한다. 계산된 압축기 입구에서 과열도와 입력값의 비교를 통하여 프로그램의 2차 수렴을 판정하고, 증발온도의 조정을 통하여 수렴조건을 만족하도록 한다. 사이클 특성을 고찰하기 위해 설정한 운전조건은 Table 1과 같다.

시스템의 성능변화를 고찰하기 위해 외기온도를 변화시켜 가면서 시뮬레이션을 수행하였으며, 사이클의 성능향상을 위하여 내부열교환기, 팽창기, 2단압축-중간냉각 장치를 장착한 사이클에 대하여 연구를 수행하였다. 내부열교환기를 장착한 경우는 내부열교환기의 열교환량을, 팽창기를 사용한 경우 팽창기의 효율을, 그리고 2단압축-중간냉각 사이클의 경우 중간냉각 압력을 변화시켜 가면서 시뮬레이션을 수행하였다.

## 2.2 압축기 모델링

기존의 압축기와는 달리 이산화탄소용 압축기는 고온, 고압 조건에서 작동되므로 냉매의 누설을 정확하게 고려하여 압축기를 설계해야 한다. 본 연구에서는 왕복동식 압축기에 대하여 검사체적을 설정한 후, 질량보존 및 에너지방정식의 적용을 통하여 성능해석을 수행하였다. 이때 압축기의 모터효율, 기계효율, 그리고 냉매누설비를 고려하였다. 냉매의 누설비를 고려한 냉매의 질량유량은 식(1)~(4)로부터 계산된다.

$$\dot{m}_{leak} = \frac{\dot{m}R_{leak}}{1 - R_{leak}} \quad (1)$$

$$R_{leak} = \frac{\dot{m}_{leak}}{\dot{m}_{in}} \quad (2)$$

$$\dot{m} = \eta_{vol, the} \dot{V}_{cyl} \rho_{in} (1 - R_{leak}) \quad (3)$$

$$\eta_{vol, the} = 1 - c \left\{ \left( \frac{P_{dis}}{P_{suc}} \right)^{1/n} - 1 \right\} \quad (4)$$

여기서,  $c$ 는 압축기의 간극체적비로 기존 연구에서 제시한 0.02로 설정하였다.<sup>(3)</sup>

압축기일(Compressor work)은 압축기 입구 전후의 엔탈피 차이로 계산하였으며, 압축과정에서의 엔탈피 변화량은 일정한 등엔트로피 과정으로 설계하였다. 계산에 사용한 압축기일은 다음과 같이 표현된다.

$$h_{dis} = h_{suc} + \frac{h_{isen} - h_{suc}}{\eta_{isen}} \quad (5)$$

$$W_{comp} = \dot{m}(h_{dis} - h_{suc}) \quad (6)$$

## 2.3 열교환기 모델링

본 연구에서는 핀튜브 열교환기를 실외 및 실외 열교환기에 적용하여 성능해석을 수행하였다. 열교환기의 튜브는 내경 4 mm, 외경 5 mm의 구리관을 사용하여 150 MPa 이상의 고압에 견딜 수 있도록 설계하였다. 각 2열로 구성된 4개의 열교환기를 병렬로 연결하여 목표 설계용량을 만족시키도록 구성하였다. 본 연구에 사용한 실외 및 실외 열교환기(heat exchanger, HX)의 사양을 Table 2에 나타내었다. 핀의 형태는 오프셋 스트립핀(offset strip fin)을 사용하였으며, 핀 효율은 Nakayama 및 Webb<sup>(8)</sup>의 연구결과를 이용하였다.

Table 2 Specification of the heat exchanger

	Outdoor HX	Indoor HX
Tube outer diameter (mm)	5	5
Tube thickness (mm)	0.5	0.5
Tube material	Copper	Copper
Fin pitch (mm)	19.5	19.5
Row no.	2	2
Row pitch (mm)	14	12
HX height (mm)	625	500
HX length (mm)	610	500

열교환기의 모델링은 임의의 제어체적에 대하여 냉매와 공기 사이에 에너지 및 질량방정식을 풀어 각 상태량을 계산하는 미소요소접근법을 이용하였다. 즉, 입구조건을 입력으로 임의의 제어체적에서 지배방정식을 풀어 출구조건을 구하고, 계산된 결과를 다음 제어체적으로 입구조건으로 사용하여 순차적으로 열교환기를 길이방향으로 해석하였다. 이때 가스쿨러에서 냉매측의 열전달 상관식은 Gnielinski<sup>(9)</sup>가 제안한 식을 사용하였다. Pettersen et al.<sup>(10)</sup>에 의하면 Gnielinski<sup>(9)</sup> 상관식은 일반적으로 가스쿨러와 같은 온도조건에서 잘 일치한다고 보고하였다. 증발기에서 냉매측 열전달계수는 Gungor and Winterton<sup>(11)</sup>이 제안한 식을 사용하였다. 열교환기에서 사용되는 공기측 열전달상관식은 Chang 및 Wang<sup>(12)</sup>이 제안한 식을 사용하였다. 압력강하는 가스쿨링의 경우 Churchill<sup>(13)</sup>의 식을, 증발과정의 경우 Jung and Radermacher<sup>(14)</sup>의 식을 사용하였다. 이상의 본 시뮬레이션에 적용된 식들은 최근 다른 연구자들<sup>(11-14)</sup>의 연구를 통하여 신뢰성이 검증된 것들이다. 또한, 시뮬레이션의 용이성을 위하여 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 기본사이클 시뮬레이션 결과 및 고찰

이산화탄소 사이클의 성능을 고찰하기 위하여 외기온도를 변화시키면서 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 2는 외기온도 변화에 따른 난방성능계수와 난방용량의 변화를 나타내고 있다. 일반적으로

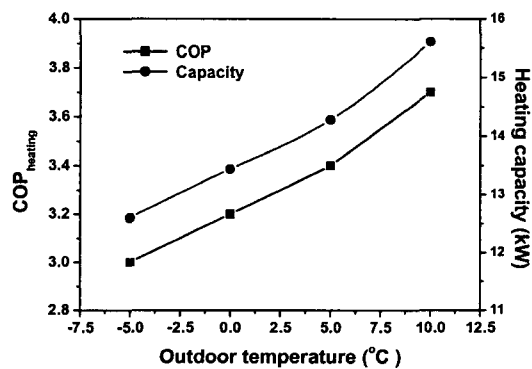


Fig. 2 Variations of heating capacity and COP with outdoor temperature.

로 외기온도가 증가함에 따라 난방용량이 증가하는 경향을 보인다. 외기온도가 높아짐에 따라 압축기 입구의 압력과 온도가 높아지고 결국 압축기 토출압력과 온도도 상승한다. 실내 공기와의 열교환을 통하여 생성되는 난방용량은 압축기 토출온도 및 압력과 직접적인 관계가 있다. 본 연구결과에 따르면 외기온도가 5°C 이상인 경우 난방용량 및 성능이 외기온도가 낮은 경우보다 더 효과적으로 향상됨을 보이고 있다. 이는 외기온도에 따라 소요동력은 거의 일정한 기울기로 증가하지만 난방용량은 압축기 토출온도에 비례하여 그 기울기가 증가하는 경향을 가지기 때문이다. 난방성능계수는 외기온도가 5°C 및 10°C인 경우, 각각 3.3 및 3.6을 나타냈다.

Fig. 3은 외기온도에 따른 냉방성능계수와 냉방용량의 변화를 나타내고 있다. 외기온도가 높아짐에 따라 가스쿨러의 압력은 증발압력의 증가에 비하여 크게 증가하므로 고압과 저압간의 압력차가 증가한다. 따라서 사이클에 필요한 일정압력 조건이 형성된다 하더라도 성능은 감소하는 경향을 보인다. 외기온도가 높아지면 가스쿨러 출구의 온도가 높아지고 증발기 입구의 건도가 높아져 증발잠열이 감소하며 냉방성능은 급격히 낮아진다. 냉방성능계수는 외기온도가 35°C인 경우 2.4를, 외기온도가 40°C의 경우 2.0을 나타내므로 기존 냉매를 이용한 사이클과 비교하여 성능계수가 낮게 나타나고 있다. Hwang et al.<sup>(4)</sup>은 외기온도가 30°C일 때 냉방성능계수는 2.5를 나타낸다고 보고하였다. 따라서 이산화탄소를 이용한 열펌프의 경우 냉방성능의 향상과 냉방용량의 확보를 위한 연구가 더욱 필요함을 알 수 있다.

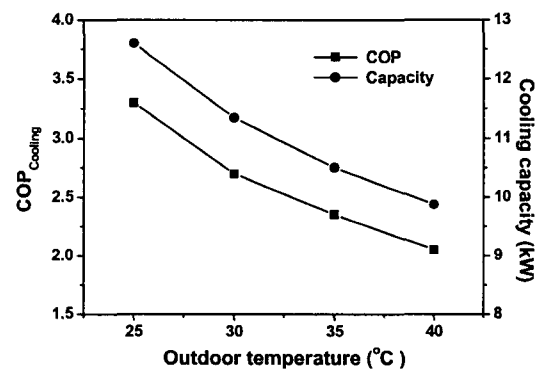


Fig. 3 Variations of cooling capacity and COP with outdoor temperature.

### 3.2 내부열교환기를 적용한 사이클의 특성

이산화탄소 사이클은 기존 사이클에 비하여 작동압력이 높기 때문에 압축기의 소요동력이 커지고 팽창장치를 통과하면서 교축손실(throttling loss)이 크게 나타나 사이클의 성능이 비교적 낮게 나타난다. 이산화탄소를 적용한 기본 사이클에서 증발기 출구와 가스쿨러 출구의 냉매를 서로 열교환하는 내부열교환기(internal heat exchanger, IHX)를 설치함으로써 가스쿨러 출구의 온도를 낮추고, 증발기 입구의 건도를 감소시켜 교축손실을 줄일 수 있다. 내부열교환기는 압축기의 종류와 작동조건, 그리고 내부열교환기의 용량에 따라 그 특성이 다르게 나타나기 때문에 성능이 낮게 나타나는 냉방조건에서 압축기의 토출압력에 따른 내부열교환기의 효과를 시뮬레이션을 통하여 고찰하였다.

일반적으로 내부열교환기의 용량이 증가할수록 압축기 입구의 온도는 상승하게 된다. 이에 압축기 입구의 냉매의 밀도는 감소하고 압축기에 소요되는 동력은 증가한다.<sup>(4)</sup> 또한, Fig. 4에 나타낸 바와 같이 내부열교환기의 용량이 증가할수록 냉방용량은 증가하는 경향을 보인다. 그러나 토출압력이 9 MPa 이상인 경우에는 냉방용량의 기울기가 8 MPa 또는 8.5 MPa보다 점차 작아짐을 확인할 수 있다. 내부열교환기의 용량에 따라 냉방용량은 토출압력이 8 MPa의 경우 최대 32% 정도 향상되었고, 토출압력이 높은 10 MPa의 경우 12% 정도 향상됨을 확인하였다.

Fig. 5는 내부열교환기의 용량에 따른 냉방성능계수의 변화를 보여주고 있다. 냉방성능계수는 9

MPa 이상에서는 감소하는 경향을 나타냈으며, 8.5 MPa에서는 거의 일정한 값을, 그리고 8 MPa에서는 증가되고 있음을 확인할 수 있다. 이는 내부열교환기의 용량이 증가함에 따라 압축기의 소요동력은 일정하게 증가하지만 냉방용량은 압축기의 토출압력이 높은 곳에서 그 증가폭이 감소하는 경향을 보이기 때문이다. 하지만 토출압력이 낮은 경우 내부열교환기에 의하여 최적의 열교환계수를 나타내는 영역을 지나게 되므로 냉방용량이 압축기 소요동력 증가에 비하여 크게 증가하고 이에 냉방성능이 향상된다. 8 MPa의 경우, 14% 정도 냉방성능이 향상되었다. Hwang et al.<sup>(4)</sup>의 연구에 의하면 내부열교환기의 장착으로 냉방성능계수는 20% 정도 향상되고, Boewe et al.<sup>(15)</sup>는 최고 25% 정도 향상된다고 보고하였다. 따라서 실외온도가 높은 조건에서 내부열교환기의 장착은 냉방성능 향상과 냉동용량의 확보를 위하여 필수적이며, 압축기 토출압력에 따라 내부열교환기의 용량을 가변적으로 제어할 수 있도록 사이클이 설계되어야 한다.

### 3.3 팽창기를 적용한 사이클의 특성

이산화탄소 사이클의 특징 중에 하나는 팽창과정에서 압력차가 매우 크다는 것이다. Fig. 6에 나타낸 바와 같이 팽창기는 팽창과정의 큰 압력차를 이용하여 일을 발생시키고 발생된 일은 압축기 입구에서 냉매를 압축시키는 데 사용한다. 또한, Fig. 7과 같이 팽창기의 사용으로 팽창과정이 등엔탈피 과정에서 등엔트로피 유사과정으로 변화되어 증발기 입구에서 건도를 낮추므로 냉방

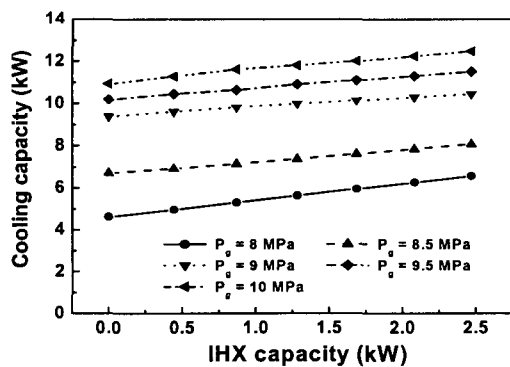


Fig. 4 Variation of the cooling capacity with IHX capacity.

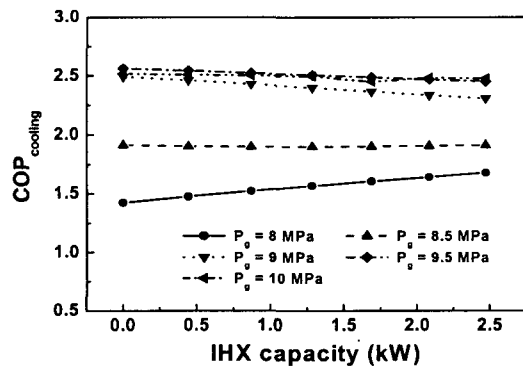


Fig. 5 Variation of the cooling COP with IHX capacity.

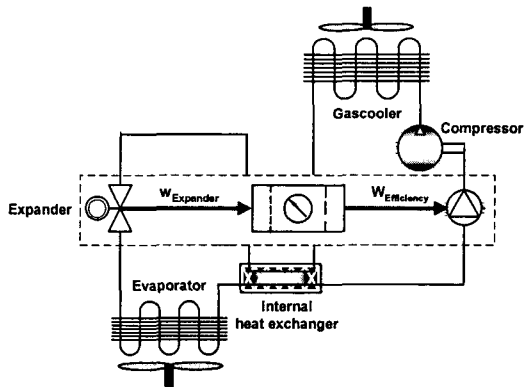


Fig. 6 Schematic of CO<sub>2</sub> cycle using an expander.

용량이 증가되는 이점도 존재한다. 팽창기가 이산화탄소 사이클에 미치는 영향을 알아보기 위하여 팽창기의 효율을 변화시켜 가면서 시뮬레이션을 수행하였다. 팽창기를 적용한 사이클에서 내부열교환기도 동시에 적용하였다. 팽창과정 중 가스쿨러 압력과 증발기의 압력차에 의한 일의 발생은 일정하게 50%의 효율을 가진다고 가정하였다. 팽창기의 효율은 팽창과정에서 발생한 일 중 압축기에서 냉매를 압축하는 데 사용할 수 있는 일의 비율로 정의하였다.

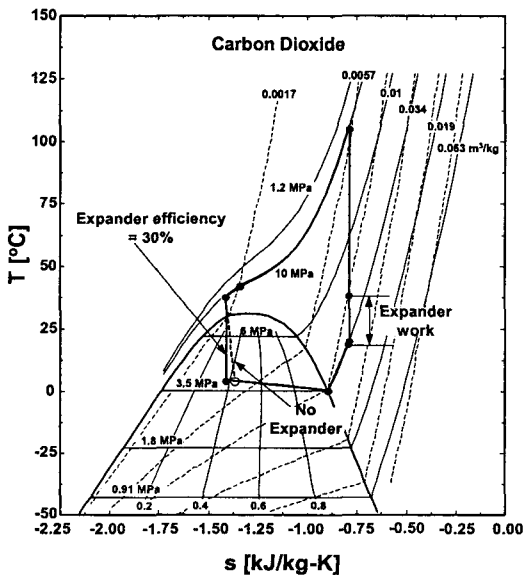


Fig. 7 T-s diagram using an expander.

Fig. 8은 팽창기의 효율에 따른 압축기와 팽창기의 소요동력의 변화를 보여주고 있다. 팽창기 효율이 증가할수록 팽창기가 전체 압축과정 중 차지하는 비율이 증가된다. 반면에 압축기의 소요동력은 감소하게 되어 전체적으로 사이클의 소요동력은 감소한다. 따라서 사이클 성능은 팽창기의 사용으로 인하여 크게 향상되게 된다. 팽창기 효율을 30%로 가정할 때, 압력상승 정도는 약 9 MPa 정도로 나타났으며, 이때 압축기 소요동력은 18% 정도 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 9에 나타낸 바와 같이 팽창기의 사용으로 냉방용량은 15~25% 정도 향상되며, 압축기 소요동력은 감소하게 된다. 따라서 팽창기의 효율이 상승할수록 냉난방성능계수는 증가한다. 난방용량은 팽창기의 효율에 상관없이 거의 일정하므로 난방성능계수는 소요동력의 감소에 따른 영향만을 나타낸다. 따라서 난방성능의 증가는 냉방성

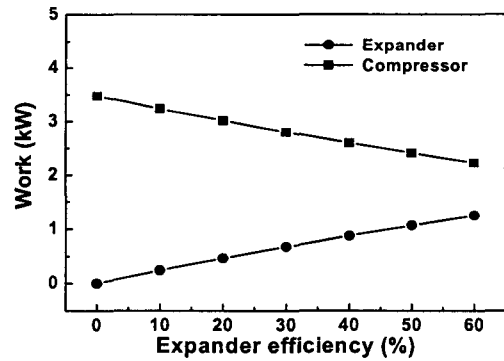


Fig. 8 Variations of the works with expander efficiency.

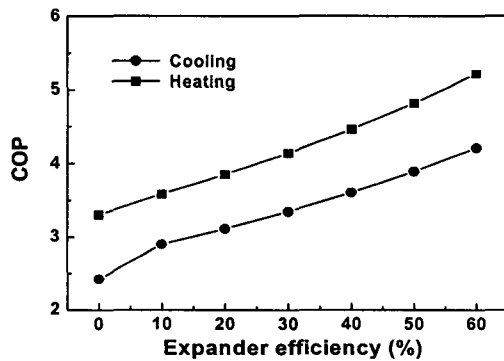


Fig. 9 Variation of COP with expander efficiency.

능의 증가보다 크지 않다. 팽창기의 효율을 30%로 일정하다고 가정할 때, 팽창기를 적용함에 따라 난방성능은 약 22% 향상되며, 냉방성능은 32% 향상된다. Hwang et al.<sup>(4)</sup>의 연구에 의하면 동일한 외기조건에서 팽창기의 효율이 40%인 경우 냉방성능계수가 2.5에서 3.3으로 32% 향상됨을 보였고, Groll et al.<sup>(5)</sup>은 29% 정도 향상된다고 보고하였다. 그러나 팽창기를 적용하기 위해서는 팽창과정에 발생한 일을 효과적으로 압축기 입구에 전달하는 방법에 대한 연구가 필요하다. 특히, 고압시스템에서 발생하는 누설에 대한 보완조치와 고성능 팽창기의 개발에 대한 연구가 필수적이다.

### 3.4 2단압축-중간냉각을 적용한 이산화탄소 사이클의 특성

이산화탄소 사이클의 경우 큰 압력차를 가지므로 단일 압축기로 시스템을 운전하면 압축기의 효율이 저하되고, 사이클 성능이 낮아지게 된다. 특히, 외기온도가 높은 경우 냉방용량을 확보하기 위해서는 가스쿨러의 압력을 높게 유지하여야 하므로 소요동력이 더욱 증가하게 된다. 따라서 압축기의 소요동력을 감소시키기 위한 방안으로 2단압축-중간냉각 사이클이 많이 검토되고 있다. Fig. 10에 나타난 바와 같이 본 연구에서는 저압축과 고압축의 압력을 고정시켜 놓고 핀튜브 형태의 열교환기를 사용하여 외기로 중간냉각시키면서 내부열교환기를 별도로 적용한 사이클에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. 저압축은 3.5 MPa,

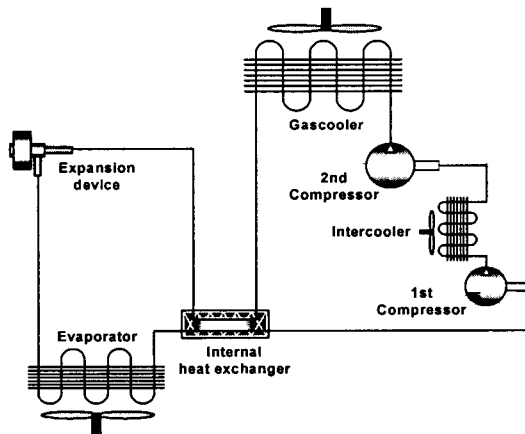


Fig. 10 Schematic of 2-stage CO<sub>2</sub> cycle using an intercooler.

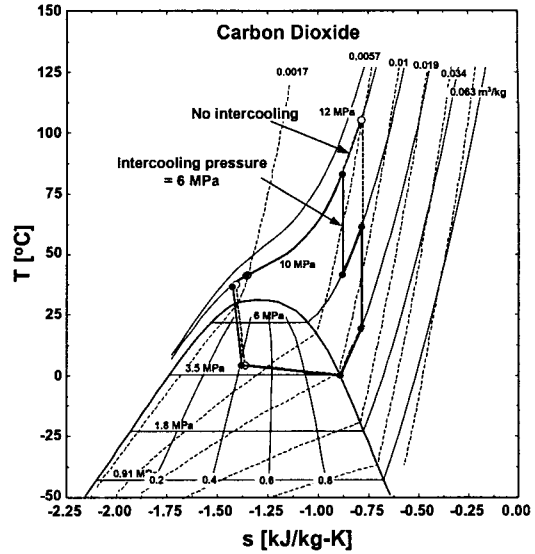


Fig. 11 T-s diagram using an intercooler.

고압축은 10 MPa로 고정하였고, 중간냉각 압력을 변화시키면서 최적의 압축비와 성능의 향상 정도를 고찰하였다.

Fig. 11은 중간냉각 압력이 6 MPa인 경우의 온도-엔트로피 선도를 나타내고 있다. 중간냉각으로 인하여 기본 1단 사이클보다 토출온도를 낮출 수 있다. Fig. 12에 나타난 바와 같이 중간냉각 압력이 상승할수록 1단 압축기의 소요동력은 증가하고, 2단 압축기의 소요동력은 감소한다. 1단 및 2단 압축기의 총 소요동력은 기존의 단일 압축기의 소요동력보다 감소하게 된다. 특히, 2단 압축기의 경우 압축기 입구의 온도가 감소하면서 압축기의 체적효율이 향상되어, 많은 양의 냉매를

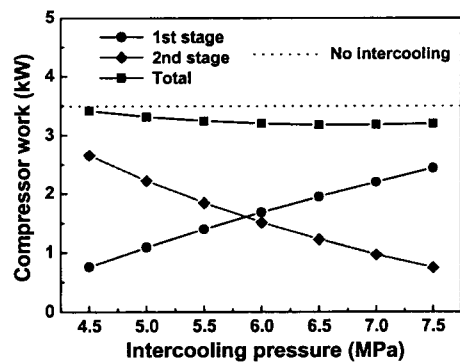


Fig. 12 Variation of the work with intercooling pressure.

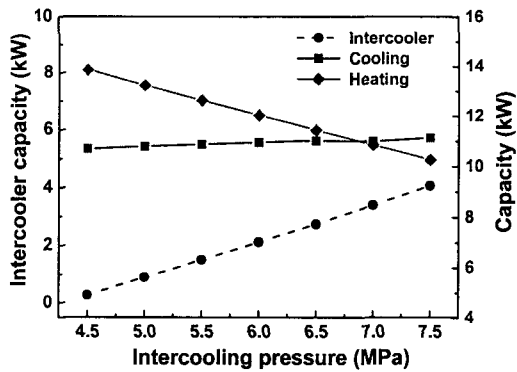


Fig. 13 Variation of the capacity with intercooling pressure.

효율적으로 압축할 수 있다. 본 연구에서 중간냉각 압력이 6 MPa인 경우, 압축기 총 소요동력은 8% 정도 감소하는 것으로 나타났다. Groll et al.<sup>(5)</sup>의 연구에 의하면 동일한 조건에서 2단압축-중간냉각 사이클을 적용한 경우, 두 압축기의 압축비 변화에 따라 최대 10% 소요동력이 감소하는 결과를 나타냈다.

Fig. 13은 중간냉각 압력변화에 따른 중간냉각기의 용량, 냉방용량, 그리고 난방용량의 변화를 나타내고 있다. 1단 압축기의 압축비가 증가할수록 중간냉각기로 들어오는 냉매의 온도가 상승하여 중간냉각기에서 냉각되는 열량이 점차 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한 중간냉각 압력이 상승할수록 최종 압축기의 토출온도도 낮아진다. 따라서 압축기의 소요동력은 감소하게 되고 증발기 입구의 건도는 낮아져 냉방용량이 증가된다. 반면에 중간냉각 압력이 높을수록 토출온도가 저하되어 외기와 온도차 감소로 인하여 난방용량은 감소한다. 6 MPa의 중간냉각 압력에서 냉방용량은 2.8% 향상되었지만, 난방용량은 14% 정도 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 14는 중간냉각 압력에 따른 냉난방 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 난방의 경우 중간냉각 압력이 상승하면 토출온도가 저하되어 난방용량의 감소가 크게 나타나고, 이에 성능계수는 감소하는 경향을 보인다. 반면에 냉방의 경우 압축기 소요동력의 감소와 가스쿨러 출구의 온도감소로 인하여 냉방성능이 향상된다. 2단압축-중간냉각 사이클은 압축기 소요동력의 감소로 인하여 중간냉각을 하지 않은 사이클보다 높은 냉난방 성능계수를 나타냄을 알 수 있다. 중간냉각 압력이

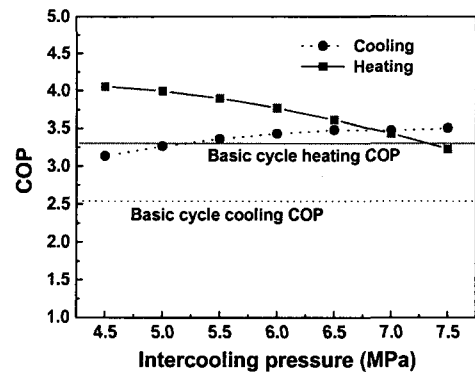


Fig. 14 Variation of the COP with intercooling pressure.

6 MPa인 경우, 난방성능은 13% 정도 향상되었고, 냉방성능은 30% 정도 향상되었다. Hwang et al.<sup>(3)</sup>의 연구에 의하면 동일조건에서 냉방성능이 25% 향상되었으며, Groll et al.<sup>(5)</sup>은 내부열교환기를 설치하지 않은 상태에서 중간냉각을 사용하여 8%의 성능향상을 나타낸다고 보고하였다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 이산화탄소를 적용한 열펌프 시스템에 대하여 내부열교환기, 팽창기, 2단압축-중간냉각 방법의 적용을 통한 사이클의 성능향상을 시뮬레이션을 통하여 평가하였다. 본 연구에서 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 이산화탄소를 적용한 기본 사이클에서 성능계수는 냉방의 경우 외기온도 5°C에서 3.3, 난방의 경우 외기온도 35°C에서 2.5를 얻었다. 외기온도가 높은 경우 토출압력에 따라 성능변화가 크게 나타나므로 적절한 압축기 토출압력의 제어가 필요하다.
- (2) 저압의 토출압력을 가지는 경우, 내부열교환기의 설치로 인하여 냉방용량의 확보와 냉방성능의 향상됨을 확인하였으며, 고압의 토출압력에서는 성능이 감소하므로 내부열교환기의 용량에 대한 제어가 필수적이다.
- (3) 팽창기의 사용으로 인하여 압축기 소요동력이 감소하고 이에 냉난방성능 모두 크게 향상되었다. 그러나 팽창기를 고압시스템에 적용하기 위해서는 누설문제에 대한 연구가 요구된다.
- (4) 2단압축-중간냉각의 적용으로 압축기의 소요동력의 감소와 냉방용량의 증가효과를 가져오



고, 1단 압축기의 압축비가 증가함에 따라 난방 성능은 저하되는 반면, 냉방성능은 증가하는 경향을 보이므로 냉난방성능을 최적으로 유지하기 위해서는 압축비를 적절하게 제어해야 한다.

## 후 기

본 논문은 산업자원부 차세대 신기술 개발사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, A new, environmentally benign system for car air-conditioning, *Int. Journal of Refrigeration*, 16 (1), pp. 4-12.
2. Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, R. and Schiefloe, P., 1998, CO<sub>2</sub>-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 3, pp. 172-179.
3. 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.
4. 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.
5. Groll, E., Baek, J. and Lawless, P., 2002, Effect of pressure ratios across compressors on the performance of the transcritical CO<sub>2</sub> cycle with two-stage compression and intercooling, *Compressor Engineering Conference at Purdue*, R11-7.
6. Yitai, M., Dong, W., Shitong, Z. and Minxia, L., 2002, Thermodynamic analysis and compression of expander for CO<sub>2</sub> transcritical cycle, 5th IIR-Gustav Lorentzen on Natural Working Fluids Conference at Guangzhou, pp. 292-297.
7. Hrnjak, P., Richeter, M., Song, S., Yin, J., Kim, M. and Bullard, C., 2000, Transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for residential application, 4th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference at Purdue, pp. 9-16.
8. Webb, R., 1992, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Willey, pp. 138-139.
9. Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368.
10. Pettersen, J., Rieberer, R. and Leister, A., 2000, Heat transfer and pressure drop characteristics of super-critical CO<sub>2</sub> in micro-channel tubes under cooling, 4th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference at Purdue, pp. 99-106.
11. Gungor, K. and Winterton, R., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int. Journal Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, pp. 351-358.
12. Juei, Y. and Wang, C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.
13. Churchill, S., 1997, Friction factor equation spans all fluid flow regimes, *Chemical Engineering*, Vol. 7, pp. 91-92.
14. Jung, D. and Radermacher, R., 1989, Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, No. 12, pp. 2435-2466.
15. Boewe, D., Bullard, C., Yin, J. and Hrnjak, P., 2001, Contribution of internal heat exchanger R-744 cycle, *HVAC & Research*, Vol. 7, No. 2, pp. 155-168.