

## 이산화탄소를 적용한 주거용 냉난방 겸용 열펌프 시스템의 시뮬레이션

조 홍 현, 이 무 연\*, 김 용 찬\*\*†

고려대학교 기계공학과 대학원, \*위니아만도(주), \*\*고려대학교 기계공학과

### Simulation on a Residential Heat Pump System Using CO<sub>2</sub>

Honghyun Cho, Mooyeon Lee\*, Yongchan Kim\*\*†

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

*\*Winia R & D Center Development Team, Winia Mando Inc., Asan-city 336-840, Korea*

*\*\*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

(Received July 29, 2003; revision received October 20, 2003)

**ABSTRACT:** The performance of a residential heating and cooling system with CO<sub>2</sub> is predicted by using a cycle simulation model. The simulations are conducted by varying design parameters and operating conditions. The efficiency of the transcritical cycle can be improved by utilizing the advantages in heat transfer characteristics of CO<sub>2</sub> and developing microchannel indoor and outdoor heat exchangers. For the designed system of this study, the predicted COP of the heat pump system is approximately 3.5 in the heating mode and 3.0 in the cooling mode. The predicted optimal discharge pressure for the heat pump system is approximately 11 MPa in the heating mode and 9 MPa in the cooling mode.

**Key words:** Carbon dioxide(이산화탄소), Transcritical cycle(초월임계 사이클), Heat pump(열펌프)

#### 기 호 설 명

$A$  : 열전달 면적 [m<sup>2</sup>]

$h$  : 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

*comp* : 압축기

*db* : 건구

*dis* : 토출

*isen* : 등엔트로피 과정

† Corresponding author

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

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

leak : 누설  
 suc : 흡입  
 vol : 체적  
 wb : 습구

## 1. 서 론

몬트리올의정서 이후 CFC 및 HCFC 계열의 냉매에 대한 환경규제에 대응하기 위해 환경친화적인 새로운 냉매에 대한 관심이 증대되고 있으며, 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 대체냉매로 HFC 혼합냉매와 자연냉매가 많이 연구되고 있지만, HFC 계열의 대체냉매는 지구온난화 지수가 높아 새로운 환경문제를 야기할 수 있다. 따라서 탄화수소 냉매, 이산화탄소 및 암모니아 등의 자연냉매에 대한 관심이 고조되고 있다. 자연냉매는 환경적인 측면에서 오존층파괴와 지구온난화에 미치는 영향이 매우 적다.

자연냉매를 냉동공조 산업에 적용하기 위한 연구들은 현재 선진국을 중심으로 활발히 진행되고 있으며, 국내에서도 자연냉매를 사용한 냉동공조기기에 관한 연구가 절실히 필요한 실정이다. 그 중에서도 이산화탄소는 열역학적 물성이 우수하여 기존의 난방 및 급탕장치로 사용하는 경우에는 성능이 개선될 소지가 많고, 기존의 냉동기 재료를 그대로 사용할 수 있는 장점이 있다.<sup>(1)</sup> 하지만 시스템의 작동압력이 높기 때문에 안전 및 신뢰성 확보에 많은 노력을 기울여야 하며, 냉방장치로 사용하는 경우에는 성능이 기존 제품에 비하여 낮게 나타나고 있기 때문에 성능향상에 대한 연구가 필요하다.

이산화탄소의 냉동기 적용에 관한 초기 연구는 자동차에 적용되는 냉방시스템을 대상으로 진행되었으며, 최근에 가정용 냉동 및 공조기기 개발에 대한 관심이 증가되어 많은 연구가 진행되고 있다. 이산화탄소를 적용한 난방 및 급탕 시스템은 기존의 시스템보다 약 75% 정도 동력을 절감시킬 수 있고, 재가열 온수(reboiling water)에 대한 효율은 기존의 전기 가열시스템보다 3배 이상 좋은 성능을 나타낸다고 보고되고 있다.<sup>(2)</sup> 일본과 환경이 비슷한 국내에서도 이산화탄소를 이용한 주거용 열펌프 시스템의 적용은 매우 고무적이다. 하지만 국내의 경우, 이에 대한 연구가 초기 단계에 있고, 그 성과가 아직 미비한 실정이다.

본 연구에서는 이산화탄소를 이용한 주거용 열펌프 시스템의 성능을 파악하기 위하여 사이클 해석모델을 개발하였으며, 이를 적용하여 냉난방 시스템의 성능특성을 고찰하고자 한다. 본 연구를 통하여 이산화탄소를 이용한 냉난방 겸용 열펌프 시스템의 주요 운전변수에 따른 성능변화를 살펴보고, 초월임계 사이클의 냉난방시스템에의 적용 가능성을 평가하고자 한다.

## 2. 초월임계 사이클 모델링

### 2.1 시스템 모델링

이산화탄소를 적용한 열펌프 사이클은 기존의 증기압축 시스템과 그 구성 및 작동영역이 다르며, 기존의 열펌프 시스템보다 에너지 효율 및 환경적인 관점에서 많은 장점이 있다. 특히, 초임계 영역에서의 시스템 작동은 기존의 사이클과는 전혀 다른 현상을 나타내므로 가스쿨러 및 압축기의 정확한 모델링과 해석이 중요하다. 본 연구에서 수행한 열펌프 시스템의 개념도를 Fig. 1에 나타내었다.

각 단품에 대한 모델링 및 검증 작업을 실시한 후, 사이클 시뮬레이션을 수행하였다. 사이클 특성을 고찰하기 위해 설정한 운전조건을 Table 1에 나타내었다. 난방시 온도와 유량이 중요한 요인이므로 온수의 온도를 60℃, 유량을 300 kg/h 이상으로 설정하였으며, 냉방시 실내 열교환기에서 냉매와 물과의 온도차가 크게 나타나지 않으므로 물의 유량을 600 kg/h로 크게 설정하여 층

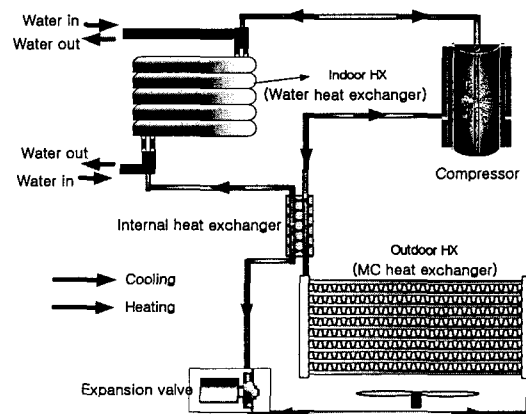


Fig. 1 Schematic of a heat pump system.

Table 1 Design conditions

Mode	Mass flow rate of water (kg/h)	Water inlet temperature (°C)	Outdoor temperature (°C)
Heating	300	10 (Winter)	$T_{db}=7, T_{wb}=6$
Cooling	600	22 (Summer)	$T_{db}=35, T_{wb}=24$

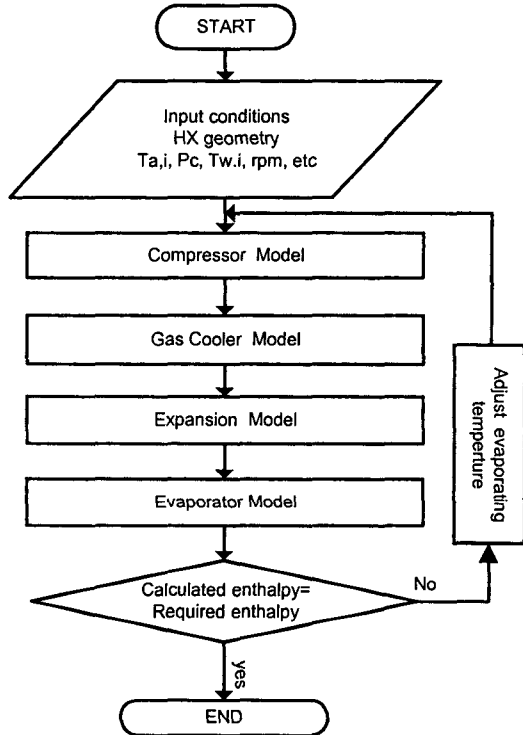


Fig. 2 Flow chart for the model.

분한 냉방용량을 확보할 수 있도록 조건을 설정하였다.

시스템의 성능변화를 고찰하기 위해 압축기 출구의 압력, 여름·겨울철 유입되는 물의 온도, 내부 열교환기의 길이 등을 변화시키면서 시뮬레이션을 수행하였다. 열펌프 시스템의 시뮬레이션을 위한 프로그램의 흐름도를 Fig. 2에 나타내었다.

### 2.2 압축기 모델링

기존의 압축기와는 달리 이산화탄소용 압축기는 고온, 고압 조건에서 작동되므로 냉매의 누설을 정확하게 고려하여 압축기를 설계해야 한다. 본 연구에서는 누설을 고려한 왕복동식 압축기를 모델링하였다. 모터효율, 기계효율 및 냉매누설비

를 고려하였고, 검사체적에 대하여 질량보존 및 에너지방정식을 적용하였다. 또한, 각각의 효율들은 압축기에 흡입되는 냉매의 예열량을 계산하는데 사용하였다. 압축기에서 냉매의 누설비를 고려한 냉매유량은 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 본 연구에서는 압축 시스템을 고려하여 0.02로 설정하였다.<sup>(3)</sup> 압축일은 압축기 입구 전후의 엔탈피차로 계산하였으며, 압축과정에서의 엔탈피 변화량은 등엔트로피 과정으로 설계하였다. 계산에 사용된 압축일은 식(5)~(6)과 같이 주어진다.

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

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

### 2.3 열교환기 모델링

본 연구에서 실내측 열교환기는 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 물과 냉매로 열교환하는 마이크로

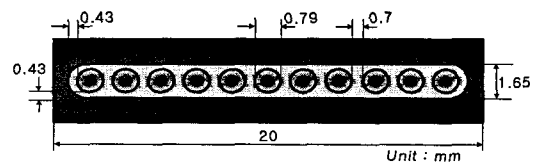


Fig. 3 Cross-sectional view of the indoor HX.

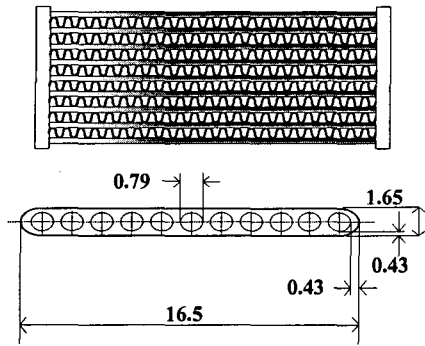


Fig. 4 Geometric of the outdoor HX.

채널형 이중관식 열교환기를 선정하여 모델링하였다. 마이크로채널을 이용하여 난방시 높은 온수온도를 확보할 수 있도록 하였으며, 냉방시 낮은 출구온도를 유지하여 이산화탄소의 장점을 충분히 살릴 수 있도록 시스템을 설계하였다.

실외측 열교환기는 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 마이크로채널 열교환기로 선정하였으며, 미소체적법을 이용하여 수치해석을 실시하였다.

### 2.3.1 실내측 열교환기 모델링

실내측 열교환기는 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 물을 이용하여 냉·난방을 수행할 수 있도록 하기 위하여 물-냉매를 적용한 이중관식 열교환기 형태로 설계하였다. 열교환기 내부는 냉매와의 열교환량을 최대로 하기 위하여 마이크로채널의 형상을 가지도록 설계하였다. 총 7개의 마이크로채널을 사용하여 열교환기를 구성하였다. 마이크로채널은 이산화탄소를 이용한 사이클의 가스쿨러와 같이 높은 압력에서 잘 견딜 수 있으며, 단위 질량당 표면적이 증가하기 때문에 열교환 효과의 증대를 가져와 높은 열교환 성능 및 신뢰성을 보장할 수 있다. 또한 흐르는 물의 방향은 대항류(counter flow)로 설계하여 출구의 온도를 최대한 냉매의 온도에 가깝게 하였다.

가스쿨러의 냉매측 열전달계수는 Gnielinski<sup>(4)</sup>가 제안한 식을 사용하였다. Pettersen et al.<sup>(5)</sup>에 의하면 Gnielinski<sup>(4)</sup> 상관식은 일반적으로 마이크로채널 튜브에서 실험결과와 잘 일치한다고 보고하였다. 또한, Rieberer<sup>(6)</sup>의 연구에 의하면 Gnielinski<sup>(4)</sup> 상관식을 사용한 열전달계수값과 실험에서 얻은 열전달계수값의 차이가 다양한 온도범위 내에서 약 30% 이하의 차이를 가지는 것으로 보고

하였으며, 특히 이산화탄소를 냉매로 사용하는 가스쿨러의 경우 일반적 작동범위인 질량유속( $\sim 500 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )과 열유속( $\sim 40 \text{ kW/m}^2$ )에서 열전달계수의 차이가 무시할 정도로 작게 나타난다고 보고하였다. 증발기에서 냉매측의 2상 열전달계수는 Gungor and Winterton<sup>(7)</sup>이 제안한 식을 사용하였으며, 이산화탄소와 열교환하는 물측은 단상의 액체로 열전달상관식은 Dittus-Boelter<sup>(8)</sup>가 제안한 식을 사용하였다.

### 2.3.2 실외측 열교환기 모델링

실외측 열교환기의 냉매측은 실내기에 사용된 마이크로채널 열교환기와 비슷한 구조로 설계되었으며, 외부에는 공기와의 열교환량 향상을 위한 루버핀(louver fin)을 설치하였다. 본 연구에서 설계된 실외 열교환기의 모양과 튜브의 단면을 Fig. 4에 나타내었다. 난방시 실외측 열교환기의 길이는 약 2.5m로, 폭은 1.2m로 설계하였으며, 냉방시에는 길이 2.0m, 폭 0.8m로 설계하였다. 냉·난방시 냉매측에 사용한 열전달상관식은 실내측과 동일한 상관식을 사용하였고, 이산화탄소와 열교환하는 공기측 열전달상관식은 Chang and Wang<sup>(9)</sup>이 제안한 식을 사용하였다. 이 식은 루버핀을 적용하여 다양한 배열을 가진 형상에 적용이 용이한 특징이 있다.

팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하여 시뮬레이션하였다. 또한, 공기를 열원으로 사용하는 CO<sub>2</sub> 사이클에서는 일반적으로 내부열교환기(internal heat exchanger)를 사용하여 가스쿨러 출구의 온도를 임계온도 이하로 만들어 사이클을 구성하지만, 난방사이클일 경우에는 유입되는 물의 온도가 임계점 이하로 충분히 낮기 때문에 내부열교환기를 고려하지 않았으며, 냉방시에는 내부열교환기를 사용하여 냉매의 온도를 임계온도 근처로 낮출 수 있도록 사이클을 구성하였다.

## 3. 열교환기 시뮬레이션 결과의 검증

### 3.1 가스쿨러 모델의 검증

본 연구에서 개발한 가스쿨러의 신뢰성을 확보하기 위하여, Yin and Bullard<sup>(10)</sup>의 연구결과와 비교를 통하여 시뮬레이션 검증을 수행하였다. 가스쿨러의 경우 공기의 풍량, 온도, 그리고 냉매의

Table 2 Specification of the gascooler

Parameters	Length
Mass (kg)	2.3
Face area (cm <sup>2</sup> )	1950
Core depth (cm)	1.65
Core volume (cm <sup>3</sup> )	3320
Air side area (cm <sup>2</sup> )	5.2
Refrigerant side area (cm <sup>2</sup> )	0.49
Louver angle (°)	23
Tube length (mm)	545
Number of ports	11
Port diameter (mm)	0.79
Fin height (mm)	8.89
Fin thickness (mm)	0.10
Wall thickness (mm)	0.43
Louver pitch (mm)	0.99

질량유량, 압력 등을 Yin and Bullard<sup>(10)</sup>의 실험 조건과 최대한 유사하게 설정하여 모델링하였으며, 이를 통하여 검증을 실시하였다. 본 모델링의 검증요소는 시스템의 용량과 가스쿨러 출구온도를 그 대상으로 하였다.

Yin and Bullard<sup>(10)</sup>는 Table 2에 나타낸 열교환기 사양에 대하여, 48가지의 서로 다른 조건에 대하여 가스쿨러의 입구압력을 조절하여 최적의 COP를 얻도록 하는 실험을 실시하였다. 이들은 운전압력 7.7~14.4 MPa, 공기 입구온도 27~55°C, 초입계 영역에서 냉매 질량유량 19~56 g/s, 그리고 공기의 풍량은 450~710 g/s로 변화시키면서 실험을 실시하였다. 본 모델의 검증시 대표적인 14가지 조건에 대하여 시뮬레이션을 실시하고, 결과를 서로 비교하여 검증을 실시하였다.

Fig. 5는 Yin and Bullard<sup>(10)</sup>의 실험결과와 본 시뮬레이션을 통하여 예측한 가스쿨러 출구의 온도를 비교하여 보여주고 있다. Yin and Bullard<sup>(10)</sup>의 실험과 운전조건을 유사하게 구성하여 시뮬레이션한 결과, 가스쿨러 출구의 냉매온도는 오차범위 ±8% 내에서 서로 일치함을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 가스쿨러의 용량을 서로 비교하여 나타내고 있는데, 가스쿨러의 용량이 증가하면 오차가 약간 증가하는 경향을 보이기는 하지만 전 범위에 대하여 약 20% 정도의 오차범위 내에서 비교적 모든 결과들이 비슷한 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다.

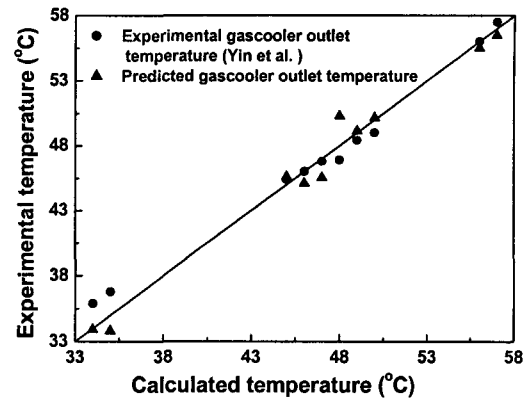


Fig. 5 Comparison of predicted gascooler outlet temperature with measured data.

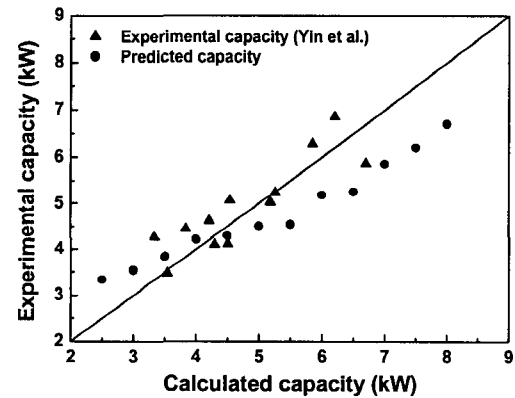


Fig. 6 Comparison of predicted gascooler capacity with measured data.

### 3.2 증발기 모델의 검증

증발기 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여, Yun et al.<sup>(11)</sup>의 연구결과와 시뮬레이션 결과를 비교하였다. Yun et al.<sup>(11)</sup>은 실험에서 세 개의 마이크로 채널 열교환기를 병렬로 배열하여 증발기를 구성하였으며, 냉매는 R-134a를 사용하였다. 기본적인 마이크로채널 형상에 대한 상대적인 검증을 위하여 시뮬레이션도 동일한 열교환기 형상에 대하여 R-134a를 적용하여 계산을 실시하였다. Table 3과 Table 4는 실험과 모델링에서 사용한 열교환기 사양 및 실험조건을 나타내고 있다.

Fig. 7에 나타낸 바와 같이 시뮬레이션 결과는 실험결과와 잠열 열전달량, 그리고 총열전달량에 대하여 거의 비슷한 경향성을 나타내고 있다. 현

Table 3 Specification of the microchannel HX

Parameters	Specification
Length (mm)	657.0
Height (mm)	65.8
Tube numbers	7
Tube depth (cm)	18.0
Tube pitch (mm)	8.7
Tube thickness (mm)	1.7
Louver pitch (mm)	1.8
Port diameter (mm)	1.53
Number of ports	7
Fin length (mm)	7.3
Fin depth (mm)	18.0
Fin pitch (mm)	1.4
Fin thickness (mm)	0.16

Table 4 Test conditions

Refrigerant (R134a)	Mass flow rate (kg/h)	40~120
	Temperature (°C)	6.5~7.0
Air	Mass flow rate (kg/h)	1.1, 1.5, 2.0
	$T_{db}$ (°C)	20.0
	$T_{wb}$ (°C)	11, 14, 17, 20

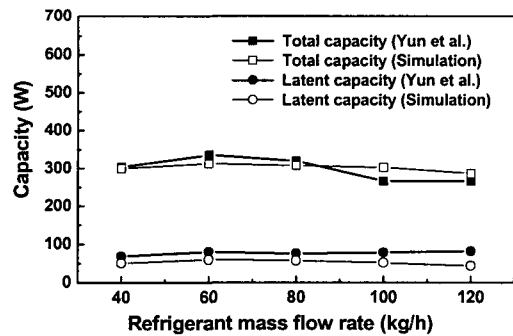


Fig. 7 Comparison of predicted evaporator capacity with measured data.

열 열전달량은 최대 9.8%의 오차를 보이며, 총열 전달량에서도 최대 8.7%의 오차를 나타낸다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 난방 시뮬레이션 결과 및 고찰

Fig. 8은 난방운전의 경우 압축기 토출압력의

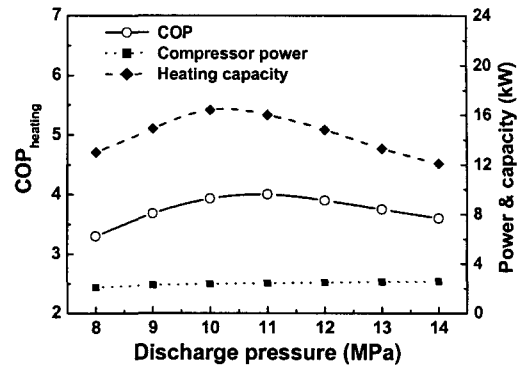


Fig. 8 Compressor power, heating capacity, and COP vs. discharge pressure.

변화에 따른 압축기의 소요동력과 난방용량, 그리고 성능계수의 변화를 나타내고 있다. 압축기의 토출압력이 증가함에 따라 압축기의 소요동력은 증가하는 경향을 보인다. 그러나 일정압력 이상에서는 토출압력이 증가함에 따라 압축비가 증가되어 압축기의 효율이 감소하고, 냉매유량이 급격하게 감소하게 되며 이에 소요동력은 약간 감소하거나 비슷한 값을 나타낸다. 난방용량은 약 11 MPa 근처에서 최대값을 나타내고 있다. 이는 11 MPa까지는 토출압력이 증가함에 따라 가스쿨러에서 엔탈피차가 증가하여 난방용량이 증대되지만, 11 MPa 이상에서는 엔탈피차의 증가가 거의 없고, 압축기의 효율 및 냉매유량의 감소로 인하여 점차 난방용량은 감소하기 때문이다. 이러한 경향은 다른 연구자들의 연구결과에서도 명확하게 나타나고 있다.<sup>(2,3,12)</sup> CO<sub>2</sub> 사이클의 경우, 성능계수는 주어진 운전조건에서 가스쿨러의 압력에 크게 영향을 받으며 최대의 성능계수를 나타내는 가스쿨러의 압력이 개별적으로 존재한다.<sup>(12,13)</sup> 따라서 주어진 조건에서 운전이 최적의 가스쿨러 압력으로 작동될 수 있도록 압력을 조절해 주는 것은 매우 중요하다. 본 연구의 설계조건에서 최적의 성능을 나타내는 가스쿨러의 압력은 약 11 MPa 정도로 나타났다.

Fig. 9는 압축기 토출압력에 따른 성능계수와 온수 출구온도의 변화를 보여주고 있다. 온수의 출구온도는 약 10 MPa의 토출압력에서 가장 높게 나타났다. 온수 출구온도의 변화와 성능계수는 약간의 압력차를 두고 비슷한 경향성을 나타냈으며, 고압으로 갈수록 차이 정도가 약간씩 증가함을 알 수 있다. 온수온도가 토출압력의 증가에

따라 감소하는 이유는 압축기의 압축비가 증가하여 시스템에 흐르는 냉매유량이 감소하기 때문이다. 그러나 냉매유량이 감소할 때 난방용량 및 압축기의 소요동력이 동시에 감소하기 때문에 성능계수의 감소 정도는 작아진다. 이러한 난방용량과 성능계수의 변화는 다른 연구자들의 결과에서도 찾아볼 수 있다.<sup>(13-15)</sup> 본 연구에서 설계한 시스템의 경우 최적의 성능계수와 충분한 온수온도를 확보하기 위하여 최소 10~11 MPa 정도의 토출압력을 유지하며 시스템이 작동되어야 함을 알 수 있다.

Fig. 10은 가스쿨러에 유입되는 물의 온도에 따른 성능계수 및 온수 출구온도의 변화를 보여주고 있다. 유입되는 물의 온도는 가스쿨러 출구의 냉매의 온도에 직접적으로 영향을 주므로 사이클에 성능과 밀접한 관계가 있다. Fig. 10에서 볼 수 있듯이 열교환기에 유입되는 물의 온도가 높을수록 온수의 온도는 높게 나타난다. 또한 유입되는

물의 온도가 낮아질수록 가스쿨러 출구의 냉매온도가 낮아지므로 높은 성능계수를 얻을 수 있다. 일반적으로 난방온수로 사용하기 위해서는 60°C 이상의 고온수를 요구하므로 유입되는 물의 온도는 15°C 이상이 되어야 하며, 이때 시스템의 성능계수는 3.7 정도를 얻을 수 있다.

4.2 냉방 시뮬레이션 결과 및 고찰

Fig. 11은 냉방운전시 압축기의 토출압력에 따른 냉방용량과 성능계수의 변화를 나타내고 있다. 외기온도가 26°C인 경우, 모든 압축기 토출압력에 대하여 가스쿨러에서 냉각과정이 임계온도 부근에서 발생하여 충분한 열교환이 이루어지므로 압축기의 냉방용량과 성능계수는 토출압력이 낮아질수록 향상된다. 반면에 외기온도가 35°C와 같이 높은 경우, 토출압력이 9 MPa일 때 냉방용량 및 성능계수의 최대가 발생한다. 이는 토출압

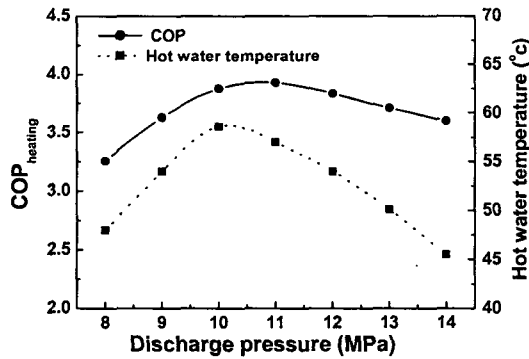


Fig. 9 COP and hot water temperature vs. discharge pressure.

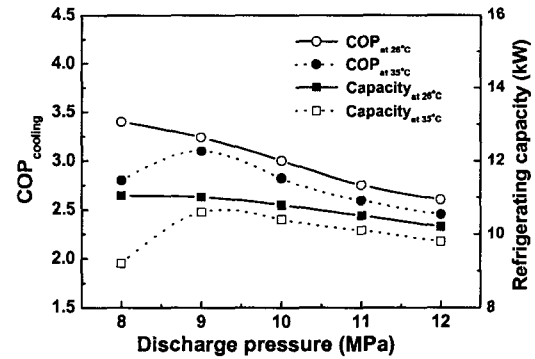


Fig. 11 COP and refrigerating capacity vs. discharge pressure.

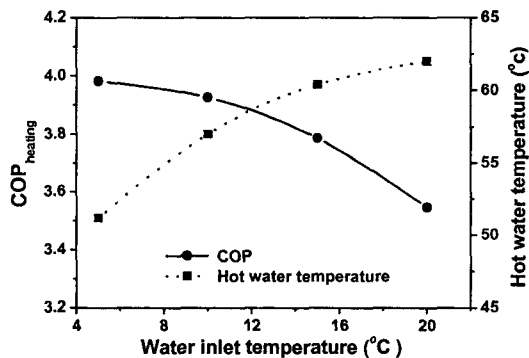


Fig. 10 COP and hot water temperature vs. water inlet temperature.

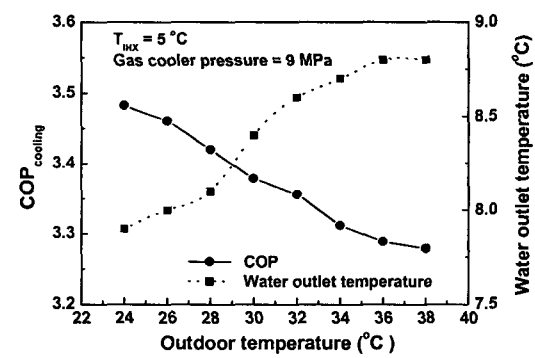


Fig. 12 COP and cooling water temperature vs. outdoor temperature.

력이 9 MPa보다 감소하는 경우에는 외기온도와 냉매의 온도차의 감소로 인하여 가스쿨러의 용량이 감소하여 증발기 입구에서 건도가 증가하고 냉방용량이 점차 감소하기 때문이다. 그러나 9 MPa 이상으로 토출압력이 증가하면, 열교환 효율 및 냉매유량이 감소하여 냉방용량이 감소하고 성능계수가 저하하게 된다. 이러한 경향은 Hwang et al.<sup>(3)</sup>의 결과에서도 살펴볼 수 있다.

본 연구에서는 냉방 운전조건을 일반적인 외기온도인 35°C로 설정하였으며, 이때 주어진 조건에서 최적의 토출압력은 9 MPa로 나타났다. 따라서 다른 설계조건 변화에 따른 사이클 특성을 파악하기 위한 시뮬레이션은 외기온도 35°C, 토출압력 9 MPa 조건에서 수행하였다.

Fig. 12는 외기온도에 따른 냉방성능계수와 증발기의 출구에서 물의 온도를 나타내고 있다. 외기온도가 낮을수록 가스쿨러에서 충분한 냉각이 이루어지고 이에 증발기 입구의 건도도 낮아진다. 따라서 시스템의 냉방용량은 향상되고 높은 냉방성능계수를 나타내게 된다. 또한 충분한 냉방용량의 확보로 일정한 온도로 유입된 물은 증발기에서 많은 열을 방출하게 되고, 결국 증발기 출구의 물 온도도 낮아진다. 증발기 출구의 물의 온도가 낮아질수록 냉방시 실내공기와의 온도차가 커지고 이에 열교환 성능이 향상된다.

Fig. 13은 증발기 출구의 내부열교환기에서 열교환 온도차에 따른 성능계수와 냉방용량의 변화를 보여주고 있다. 일반적으로 외기온도가 높은 경우, 냉방시스템에서 내부열교환기의 장착으로 가스쿨러 출구의 온도를 낮추어 냉방용량을 증가시키고 최적의 토출압력을 내부열교환기 장착 전

보다 더 높게 연장시키게 된다. 따라서 내부열교환기의 설치로 인하여 높은 토출압력에서도 충분한 냉방용량과 높은 성능계수를 확보할 수 있게 된다. Fig. 13에서 볼 수 있듯이, 내부열교환기의 열교환 온도차가 증가할수록 각 시스템이 최적의 열전달계수를 나타내는 영역에 가까워지고 이에 가스쿨러 출구의 온도가 점차 낮아지며 증발기 입구의 건도가 감소하여 냉방용량이 증가하게 된다. 그러나 내부열교환기의 열교환 온도차가 너무 증가하게 되면 더 이상 냉방용량은 증가하지 않으며, 이에 성능계수도 감소하게 된다. 이는 주어진 운전조건에서 내부열교환기의 열교환 정도에 따라 최적값이 존재함을 확인할 수 있다.<sup>(15,16)</sup>

본 시스템에서는 내부열교환기의 온도차가 약 17~18°C에서 그 경향성이 바뀌는 것을 볼 수 있었다. 따라서 이산화탄소를 이용하여 냉방운전을 하는 경우, 시스템의 운전조건에 따라 내부열교환기의 용량을 능동적으로 제어함으로써 압축기 토출압력의 영향을 최소화하면서 시스템을 최적 운전점에 가깝게 운전할 수 있으며 이를 통하여 이산화탄소를 적용한 냉방시스템의 신뢰성도 어느 정도 확보할 수 있을 것으로 기대된다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 이산화탄소를 적용한 주거용 열펌프 시스템에 관한 시뮬레이션을 통하여 설계변수 변화에 따른 사이클 특성을 고찰하였다. 열교환기의 모델링은 기존 실험결과와 비교를 통하여 검증 실시하였으며, 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 초월임계 이산화탄소 사이클에서 시스템의 최적성능을 얻을 수 있는 토출압력이 존재하며, 적절한 토출압력의 최적제어가 필요하다. 본 연구에서 고찰한 시스템에서는 압축기 토출압력이 난방시 11 MPa, 냉방시 9 MPa에서 최적의 성능계수를 나타냈다.

(2) 본 연구에서 설계한 시스템은 난방시 성능계수 3.5 이상과 냉방시 성능계수 3.0 이상을 확보할 수 있음을 확인하였으며, 겨울철 난방수로 사용 가능한 60°C 이상의 온수온도와 여름철 7°C 이하의 냉수온도를 확보함으로써 거주용으로 설계의 가능성을 확인하였다.

(3) 이산화탄소를 적용한 냉방시스템에서 내부

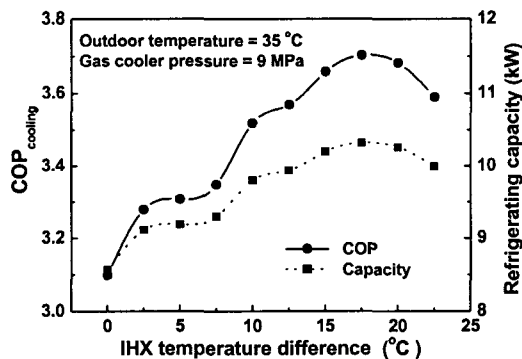


Fig. 13 COP and refrigerating capacity vs. IHX temperature difference.



열교환기의 사용으로 냉방성능을 향상시킬 수 있으며, 적절한 용량제어를 통하여 토출압력의 영향을 최소화할 수 있을 것으로 판단된다.

## 후 기

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

## 참고문헌

- Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, A new, environmentally benign system for car air-conditioning, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 16, No. 1, pp. 4-12.
- 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.
- 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.
- Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368.
- Pettersen, J., Rieberer, R. and Leister, A., 2000, Heat transfer and pressure drop characteristics of super-critical carbon dioxide in microchannel tubes under cooling, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, pp. 99-106.
- Rieberer, R., 1999, CO<sub>2</sub> Properties, IIR Workshop on CO<sub>2</sub> Technology in Refrigeration, Heat Pump and Air Conditioning Systems, Mainz, Germany.
- Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, pp. 351-358.
- Kim, G. B., 2001, Simulation of a heat pump using sewage water as a heat source considering fouling effect, M. S. Thesis, Korea Univ., Korea.
- Wang, J. Y. and Chang, C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.
- Yin, J. M., Bullard, C. W. and Hrnjak, P. S., 2001, R-744 gas cooler model development and validation, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 24, pp. 692-701.
- Yun, R., Choi, C. and Kim, Y., 2002, Modeling of microchannel-tube evaporator, *Proceedings of the SAREK, Summer Annual Conference*, Vol. 1, pp. 213-218.
- Liao, S. M., Zhao, T. S. and Jakobsen, A. C., 1999, A correlation of optimal heat rejection pressure in transcritical carbon dioxide cycles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, pp. 831-841.
- Richeter, M., Song, S., Yin, J., Kim, M., Bullard, C. and Hrnjak, P., 2000, Transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for residential application, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference, pp. 9-16.
- Lee, M., Cho, H. and Kim, Y., 2002, Cycle simulation of a residential water heater using CO<sub>2</sub>, *Proceedings of the SAREK, Summer Annual Conference*, Vol. 2, pp. 846-851.
- Lee, M., Cho, H. and Kim, Y., 2002, Cycle simulation of a residential heat pump using CO<sub>2</sub>, *Proceedings of the KSME, Autumn Annual Conference*, pp. 2506-2512.