

이산화탄소를 이용한 초월임계사이클의 성능해석

김 성 구, 김 민 수^{*†}

삼성전자(주) DA연구소, *서울대학교 기계항공공학부

Analysis on the Performance of a Transcritical Cycle Using Carbon Dioxide

Sung Goo Kim, Min Soo Kim^{*†}

DA R&D Center, Samsung Electronics Co., Ltd., Suwon 442-742, Korea

^{*}School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received March 10, 2003; revision received April 17, 2003)

ABSTRACT: A simulation on the performance of a transcritical CO₂ heat pump system is carried out to investigate its characteristics for various operating conditions. Cycle simulation models are established for a steady-state simulation and are verified by comparing experimental data. Based on correlations and methods available in the literature, the processes in individual components of the transcritical cycle are simulated to analyze the performance of CO₂ transcritical heat pump system. The simulation models are good enough to predict the performance of a CO₂ transcritical cycle. Simulation results are provided to show the relative effects when varying the size of internal heat exchanger and the discharge pressure of a compressor.

Key words: Transcritical cycle(초월임계사이클), CO₂(이산화탄소), Internal heat exchanger(내부열교환기), Discharge pressure(토출압력)

기 호 설 명

A : 열교환면적 [m^2]
 COP : 성능계수
 h : 열전달계수 [W/m^2K]
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 k : 열전도도 [W/mK]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 n : 회전수 [rpm]
 P : 압력 [kPa]
 P_{ratio} : 압력비
 r : 반지름 [m]

\dot{Q} : 용량 [kW]
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 U : 총합 열전달계수 [W/m^2K]
 V_{swept} : 압축기 행정체적 [m^3]
 \dot{W} : 압축기 소요동력 [kW]
 X : 무차원화된 길이좌표

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 η_c : 압축기 효율
 η_v : 체적 효율

† Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

하첨자

b : 증발기 2차유체

<i>e</i>	: 증발기
<i>gc</i>	: 가스냉각기
<i>i</i>	: 내부, 입구
<i>isen</i>	: 등엔트로피 과정
<i>mot</i>	: 모터
<i>o</i>	: 외부
<i>r</i>	: 냉매
<i>shaft</i>	: 압축기 회전축
<i>suc</i>	: 압축기 입구
<i>sup</i>	: 과열상태
<i>w</i>	: 가스냉각기 2차유체

1. 서 론

1990년대 접어들면서 지구의 환경문제는 일부 지역 또는 국가에 국한된 문제가 아니며 국제적인 협조와 조정이 요구되는 사안이라는 인식이 확산되고 있다. 몬트리올 의정서와 기후변화협약과 같은 국제적인 협약을 통해 CFC 계열 및 HCFC 계열 물질의 생산 및 사용에 대한 규제가 강화됨에 따라 이들 물질을 대체하기 위한 노력이 다각적으로 이루어지고 있다. 이에 따라, CFC 계열 및 HCFC 계열 냉매의 대체냉매로서 합성물질인 HFC 계열 냉매와 자연냉매가 유력시되고 있다. 그러나 HFC 계열 냉매는 생산과정 중에 오존층을 파괴시키는 부산물이 나오는 것으로 알려져 있으며 지구온난화 지수(GWP)가 기존의 HCFC 냉매와 유사한 수준으로서 환경문제에 대한 근본적인 해결책이 될 수 없다. 따라서 자연에 존재하는 물질을 냉매로 사용하는 자연냉매만이 환경문제에 대한 근본적인 해결책으로 생각되고 있다.

자연냉매인 이산화탄소를 이용한 초월임계사이클의 성능특성은 여러 연구자들에 의해 연구되어 왔다. Lorentzen and Pettersen⁽¹⁾은 이산화탄소를 냉매로 사용하는 자동차용 에어컨에 대하여 기존의 R12를 사용한 자동차용 에어컨과 실험과 시뮬레이션을 통하여 비교 연구하였다. 이산화탄소 시스템에는 가스쿨러 출구의 액체배관과 압축기 입구의 흡입배관을 연결하는 내부열교환기를 설치하였으며, 두 시스템의 냉방용량을 같은 수준으로 유지하였다. 그러나 두 시스템의 증발기와 가스쿨러의 공기측 열전달면적에 있어서 이산화탄소 시스템이 R12를 이용한 시스템에 비하여 각

각 25%와 34% 정도 더 큰 면적을 가지도록 시스템을 구성하였다. 이를 통하여 이산화탄소 시스템이 R12를 이용한 시스템에 필적하는 성능을 나타냄을 보여주었다. Bullock⁽²⁾은 이산화탄소를 냉매로 하여 임계온도에 근접하는 응축기 온도를 가지는 증기압축식 사이클에 대하여 성능해석을 수행하였으며, 이산화탄소 시스템이 R22를 이용하는 시스템에 비하여 냉방시 30%, 난방시 25% 정도 낮은 효율을 나타내는 것으로 보고하였다. Hwang and Radermacher⁽³⁾는 R22를 이용하는 시스템과 이산화탄소 시스템에 대하여 온수 및 냉수 제조용 사이클에 대한 성능해석을 수행하였다. 이를 통하여 온수제조의 경우 이산화탄소 시스템이 R22를 이용하는 시스템에 비하여 대략 10% 정도 높은 성능을 나타내는 것으로 보고하였으며, R22와 같은 성능을 나타내는 이산화탄소 시스템을 구성할 경우 열교환기의 크기 및 무게를 줄일 수 있음을 보여주었다. Robinson and Groll⁽⁴⁾도 R22를 이용한 상용 에어컨과 이산화탄소를 이용한 시스템과 시뮬레이션을 이용한 비교 연구를 수행하였으며, 실내 외기온도가 26.7°C인 여러 가지 다양한 조건에서 이산화탄소 시스템이 R22를 이용한 시스템의 90~99% 정도의 성능을 나타내고, 반면 실내 외기온도가 32.2°C일 때에는 R22를 이용한 시스템의 93~112% 정도의 성능을 나타내는 것으로 보고하였다. Brown et al.⁽⁵⁾은 자동차용 에어컨에 대하여 R134a를 이용한 시스템과 내부열교환기가 부착된 이산화탄소 시스템을 비교 연구하였다. 이를 통하여 이산화탄소 시스템이 R134a를 이용하는 시스템에 비하여 낮은 성능을 나타내고 이는 시스템의 용량에 영향을 미치는 압축기의 모터의 회전속도와 외기온도가 높을수록 성능차이는 더 크게 나타남을 보였다.

이러한 연구를 통하여 기존의 할로카본 냉매와 이산화탄소의 열역학적 물성의 차이로 인하여 초월임계사이클을 고온의 온수제조에 이용할 때 기존의 할로카본 냉매를 이용하였을 때보다 COP가 높게 나타나고, 반면에 냉방용으로 사용할 경우 COP가 약간 감소하거나 증가하는 경향을 나타내는 것으로 보고되었다. 그러나, 이러한 기존 연구자들에 의해 대체로 이산화탄소를 냉매로 이용하는 시스템과 기존의 냉매를 이용하는 에어컨 및 냉동시스템을 비교 연구함으로써 이산화탄소 시스템의 실제 적용 가능성을 검증하기 위한 연구

가 주로 이루어졌으며, 이산화탄소를 이용한 시스템의 성능특성 및 향상에 관련된 연구에 대해서는 연구 및 실험자료가 부족한 상황이다.

정상상태 시스템의 성능 시뮬레이션은 냉동공조장치의 설계와 최적화에 많이 적용된다. 그러나, 성능규명에 소요되는 시간과 비용을 줄일 수 있는 시뮬레이션은 실제 초월임계사이클에 대한 정확한 정보에 의존하며 이산화탄소의 임계점 부근 물성과 열전달상관식 및 실험자료가 시뮬레이션의 신뢰성에 큰 영향을 미친다. 따라서, 본 연구에서는 실험에서 직접 측정된 열전달 실험자료를 바탕으로 이산화탄소를 이용한 초월임계사이클의 성능에 대한 시뮬레이션을 수행하였다.

본 연구에서는 정상상태 사이클 모델링을 바탕으로 실험에서 얻은 열전달상관식과 시뮬레이션 방법을 이용하여 초월임계사이클의 각 구성요소에 대한 모델링과 시뮬레이션을 수행하고 실험에서 얻은 자료를 바탕으로 시뮬레이션 결과의 타당성을 검증하였다. 이를 통해 이산화탄소를 이용한 초월임계사이클의 성능분석에 대한 토대를 마련하고자 한다.

2. 초월임계사이클의 모델링

초월임계사이클은 압축기, 가스냉각기, 내부열교환기, 증발기, 그리고 팽창밸브 등의 5개의 기

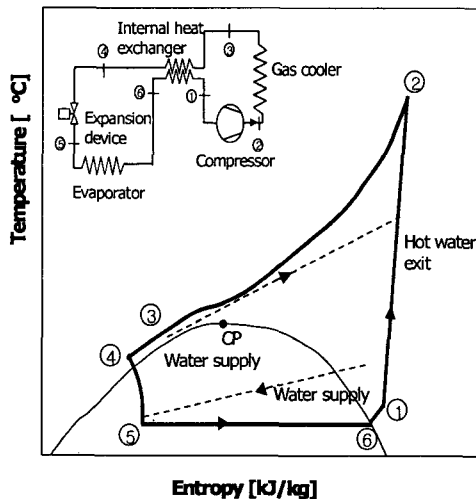


Fig. 1 Temperature-entropy diagram of CO₂ heat pump system for a hot water heater.

본 구성요소 외에 수액기(liquid receiver), 어큐뮬레이터(accumulator) 등으로 구성되어 있다. 초월임계사이클의 성능에 큰 영향을 미치는 5개의 기본 구성요소만을 고려하여 초월임계사이클의 개략도를 온도-엔트로피 선도에 나타내면 Fig. 1과 같다. ①-② 과정은 압축 과정, ②-③ 과정은 가스냉각 과정, ③-④ 과정은 고온고압의 내부열교환 과정, ④-⑤ 과정은 팽창 과정, ⑤-⑥ 과정은 증발 과정, 그리고 ⑥-① 과정은 저온저압의 내부열교환 과정을 나타낸다. 본 연구에서는 초월임계사이클의 성능을 고찰하기 위하여 위의 6개의 과정만을 다음과 같이 모델링하여 사이클의 성능 시뮬레이션을 수행하였다.

2.1 압축기 모델링

압축기는 초월임계사이클의 소비동력, 순환하는 냉매의 질량유량 및 가스냉각기 입구에서의 냉매 상태를 결정하기 때문에, 압축기의 정확한 모델링은 매우 중요하다. 본 연구에서 모델링한 압축기는 이탈리아 도린(Dorin)사에서 제작한 시제품으로서 본 시뮬레이션의 타당성을 검증하기 위한 실험에 실제 사용된 압축기이다. 실린더가 2개인 반밀폐형 왕복동식 압축기로서, 모터는 380 V/60 Hz에서 정격 3 kW의 전력이 소비되고, 행정체적용량은 1,750 rpm에서 2.0 m³/h이며, 압축기의 최대 허용 토출압력은 15 MPa이다. 압축과정은 식 (1)~(5)에 의하여 정의되는 압축기 효율과 체적효율의 개념을 이용하여 모델링하였다.⁽⁶⁾

$$\eta_c = \frac{\text{isentropic work of compression}}{\text{actual work of compression}} \quad (1)$$

$$= \frac{\dot{m}_r \Delta i_{isen}}{\dot{W}_{mot}} = \eta_{isen} \eta_{mot} \eta_{mech}$$

$$\eta_{isen} = \frac{(i_{2, isen} - i_1)}{(i_2 - i_1)} \quad (2)$$

$$\eta_{mot} = \frac{\dot{W}_{shaft}}{\dot{W}_{mot}} \quad (3)$$

$$\eta_{mech} = \frac{\dot{m}_r (i_2 - i_1)}{\dot{W}_{shaft}} \quad (4)$$

$$\eta_v = \frac{\text{volume flow rate entering compressor}}{\text{displacement rate of compressor}} \quad (5)$$

$$= \frac{60 \dot{m}_r}{V_{swept} \rho_{suc} n}$$

Table 1 Coefficients for CO₂ compressor efficiency and volumetric efficiency in Eq. (6)

	η_c	η_v
a_0	6.456×10^{-1}	1.127×10^{-0}
a_1	-8.858×10^{-3}	-1.402×10^{-1}
a_2	-1.087×10^{-3}	-2.871×10^{-3}
a_3	2.036×10^{-4}	-3.927×10^{-4}
a_4	1.596×10^{-5}	4.241×10^{-5}
a_5	-3.026×10^{-7}	-9.105×10^{-7}

본 연구에서 사용된 압축기의 효율과 체적효율은 식(1)~(5)의 정의에 의하여 실험에서 얻은 실험자료를 바탕으로 압축기의 압력비와 압축기 입구의 과열도의 함수로 가정하고 최소오차 자승법을 이용하여 식(6)의 형태로 구하였다.

$$\eta_c \text{ or } \eta_v = a_0 + a_1 P_{ratio} + a_2 P_{ratio}^2 + a_3 T_{sup} + a_4 T_{sup}^2 + a_5 P_{ratio} T_{sup} \quad (6)$$

각각의 계수는 Table 1에 나타내었다.

압축기 모델은 입력조건으로 압축기 효율과 체적 효율, 그리고 압축기의 입구온도와 압력, 출구의 압력을 이용하며, 냉매의 질량유량과 압축기 출구냉매의 엔탈피와 온도를 결정할 수 있다.

2.2 가스냉각기와 증발기 모델링

본 연구의 가스냉각기와 증발기는 물과 냉매가 열교환하는 열교환기로서 열교환 성능을 극대화할 수 있는 대향류 열교환기로 설정하였다. 따라서, 본 해석의 열교환기 내관에는 냉매가 흐르고 환상공간에는 2차유체인 물이 흐른다. 열교환기 모델링은 미소체적법을 사용하였으며, 본 모델에서는 냉매와 2차유체는 1차원 유동이고, 각각의 미소체적 내의 물성은 균일하며, 축방향의 전도와 위치 및 운동에너지의 변화를 무시하였다.

열교환기 모델링은 먼저 입력변수로서 냉매와 2차유체 각각의 질량유량과 열교환기 입구의 압력 및 온도, 그리고 열교환기의 형상을 이용하고, 냉매의 출구온도를 가정한다. 이때 2차유체의 출구온도는 에너지 평형을 이용하여 계산한다.

Fig. 2에 열교환기 미소체적을 나타내었고, 냉

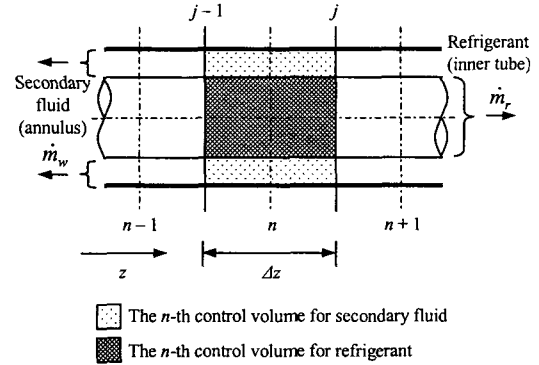


Fig. 2 Numbering convention of control volumes in heat exchanger.

매와 2차유체의 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$\Delta \dot{Q}_n = \dot{m}_r (i_{r,j} - i_{r,j-1}) = \dot{m}_w (i_{w,j-1} - i_{w,j}) \quad (7)$$

냉매의 j 번째의 엔탈피를 가정하면 2차유체의 $j-1$ 번째의 엔탈피를 계산할 수 있다. 따라서, 압력과 엔탈피 정보를 이용하여 냉매와 2차유체의 $j, j-1$ 번째의 온도를 REFPROP⁽⁷⁾과 PROPATH⁽⁸⁾의 물성 프로그램을 이용하여 각각 계산하였고, n 번째 열교환기의 로그평균온도차(log mean temperature difference, LMTD)는 식(8)을 이용하여 계산하였다.

$$LMTD_n = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln(\Delta T_{in} / \Delta T_{out})} \quad (8)$$

여기서, $\Delta T_{in} = T_{r,j-1} - T_{w,j-1}$, $\Delta T_{out} = T_{r,j} - T_{w,j}$ 이다.

또한, 국소열전달계수와 미소열교환면적을 이용하여 총괄 열전달계수를 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U_n} = \frac{\Delta A_o}{\Delta A_i h_{n,r}} + \frac{\Delta A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k \Delta z} + \frac{1}{h_{n,w}} \quad (9)$$

식(7)~(9)을 사용하여 n 번째의 미소면적을 식(10)을 이용하여 계산할 수 있다.

$$\Delta A_o = \frac{\Delta \dot{Q}}{U_n (LMTD_n)} \quad (10)$$

식(10)을 이용하여 계산한 미소면적과 열교환기 형상에서 주어진 미소면적을 비교하여 주어진 오차범위에서 두 면적이 일치될 때까지 냉매의 j 번째 엔탈피를 반복 계산한다. 모든 j 번째의 온도를 계산하여 2차유체의 입구온도를 계산하고, 입력변수로 주어진 물의 입구온도와 비교하여 주어진 오차범위에서 일치할 때까지 냉매의 출구온도를 구하기 위한 반복계산을 수행한다.

따라서, 열교환기 모델링은 입력변수로 냉매와 2차유체의 각각의 질량유량과 입구의 압력 및 온도, 그리고 열교환기의 형상을 이용하여 냉매와 2차유체의 출구의 온도와 압력을 계산한다.

2.3 내부열교환기 모델링

내부열교환기는 냉매와 냉매가 열교환하는 열교환기로서 대향류 열교환기로 설정하였다. 내부열교환기의 고압부는 가스냉각기의 출구에서 팽창장치의 입구 사이에 위치하고 저압부는 증발기의 출구에서 압축기의 입구 사이에 위치한다. 따라서, 내부열교환기의 고압부에서는 냉매가 초임계 상태에서 액상으로 상변화를 하게 되고, 저압부에서는 과열의 기체가 열교환하게 된다.

내부열교환기의 모델링은 가스냉각기와 증발기의 모델링과 같은 방법으로 하였으며, 이때 2차유체인 물을 대신하여 저압의 냉매가 흐르는 것으로 하였다.

2.4 팽창장치

팽창장치는 냉매의 압력을 떨어뜨리는 기능과 동시에 냉매의 유량을 조절하는 기능을 지닌다. 따라서, 팽창장치의 개도를 조절하여 증발기 출구의 과열도를 일정수준으로 유지할 수 있고, 냉매유량의 조절을 할 수 있다. 본 해석에서는 팽창장치 내부의 유동해석은 고려하지 않고, 팽창장치 전후상태를 등엔탈피 조건으로 가정하고 계산하였다.

3. 해석방법 및 알고리즘

성능해석을 위한 입력변수로서는 2차유체의 질량유량과 입구온도, 열교환기인 가스냉각기, 증발기, 내부열교환기의 길이와 관경, 그리고 사이클

의 토출압력과 과열도를 이용한다. 그리고 위에서 모델링한 압축기, 열교환기, 팽창밸브 등을 이용하여 시뮬레이션을 수행한다. 이때 열교환기 모델링에서 필요한 국소열전달계수와 압력강하식은 문헌에서 구한 식을 이용하였다. 냉매의 압력강하식은 가스냉각과정과 증발과정에서 각각 Petrov and Popov⁽⁹⁾와 Jung and Radermacher⁽¹⁰⁾의 상관식을 이용하였고, 2차유체인 물의 압력강하는 무시하였다. 또한 냉매의 국소열전달계수는 가스냉각과정과 증발과정에 대하여 각각, Krasnoshchekov et al.⁽¹¹⁾과 Yoon⁽¹²⁾의 상관식을 이용하였고, 물의 국소열전달계수는 Gnielinski⁽¹³⁾의 상관식을 이용하였다.

각 구성요소에 대한 모델링을 통하여 초월임계사이클에 대한 해석을 수행하였다. 각 구성요소의 출구조건은 다음 구성요소의 입구조건으로 이용되며, 해석하는 과정은 먼저 압축기 입구의 조건으로 압력과 온도를 가정하고 압축기 모델을

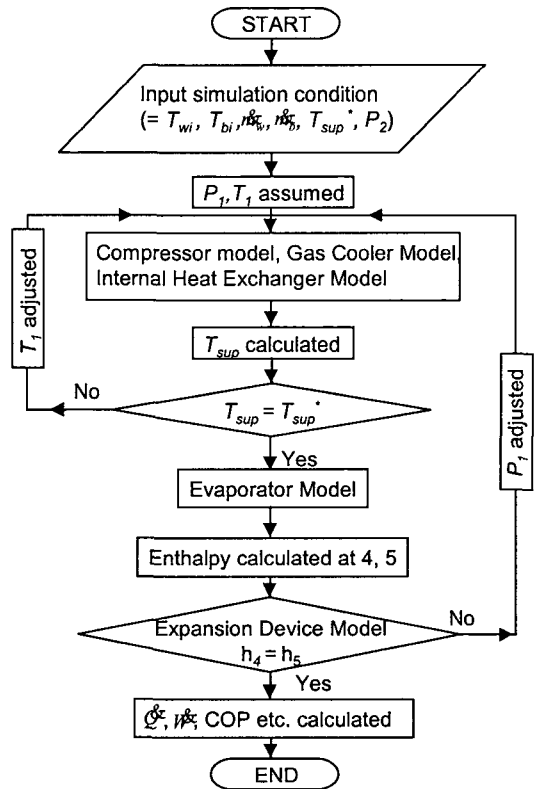


Fig. 3 Flow chart for the transcritical refrigeration cycle simulation.

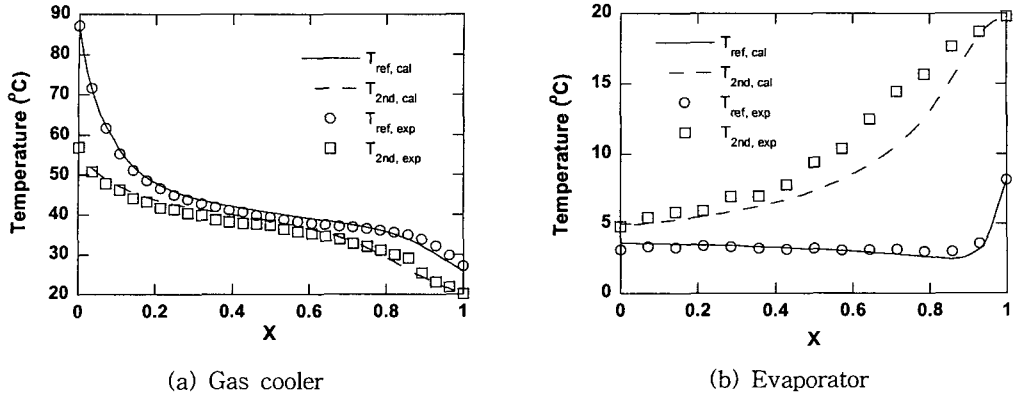


Fig. 4 Calculated and measured temperature profiles for CO₂ and secondary fluid at gas cooler and evaporator.

이용하여 냉매의 질량유량과 압축기 출구의 상태를 계산하였다. 압축기 출구는 가스냉각기의 입구조건으로 이용되며 가스냉각기 모델링을 이용하여 가스냉각기 출구의 상태를 결정하였다. 그리고, 내부열교환기 모델을 통하여 팽창밸브 입구와 증발기 출구의 상태를 계산하였다. 이때 증발기 출구의 과열도와 입력조건으로 주어진 과열도를 비교하고 일치하지 않을 경우 압축기 입구의 온도를 수정하여 수렴할 때까지 반복하여 계산하였다. 증발기 모델을 이용하여 증발기 입구의 물성을 계산하며, 팽창밸브 전후의 엔탈피를 구하여 팽창밸브 모델을 만족할 때까지 압축기 입구의 압력을 수정하여, 수렴할 때까지 반복 계산을 수행하였다. 각각의 압력과 온도를 찾기 위한 반복 계산에는 Secant 법을 이용하였으며, 해석과정은 Fig. 3의 순서도에 나타낸 바에 따라 수행되었다. 순서도에 나타난 하첨자는 Fig. 1에 표시한 상태점을 나타낸다.

4. 성능해석 결과 및 고찰

4.1 실험결과와 비교검토

초월임계사이클로 작동하는 간단한 실험장치를

Table 2 Test conditions for the secondary fluid inlet temperature and mass flow rate

	Gas cooler	Evaporator
T (°C)	10~40	10~26.5
\dot{m} (g/s)	30~80	70~150

제작하여 다양한 실험조건에서 실험을 수행한 실험결과와 성능해석 프로그램의 결과를 비교 검토 하였으며, 실험 및 시뮬레이션 조건은 Table 2에 나타내었다. 실험에서 사용한 열교환기의 형상은 2중관 대향류 형태의 열교환기로 내관은 내경이 7.5 mm, 외경이 9.5 mm이며, 외관은 내경이 13.9 mm, 외경이 15.9 mm인 동관으로 가스냉각기와 증발기의 길이는 각각 26.6 m와 13.3 m이다.

Fig. 4에는 열교환기 모델을 이용하여 계산한 가스냉각 과정과 증발 과정에서의 온도분포를 가스쿨러와 증발기의 전체길이를 각각 1로 하였을 때의 무차원화된 길이에 대한 함수로 나타내었다. Fig. 4(a)를 통하여, 유사임계온도 부근에서 발생하는 비열의 급격한 상승으로 인한 열전달계수의 상승과, 그로 인하여 냉매의 온도구배가 유사임계온도 부근에서 감소하여 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 또한 이는 실험결과와 잘 일치하였다.

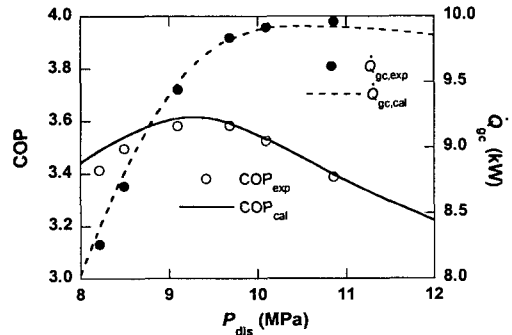


Fig. 5 Comparison of measured values with the data calculated by simulation.

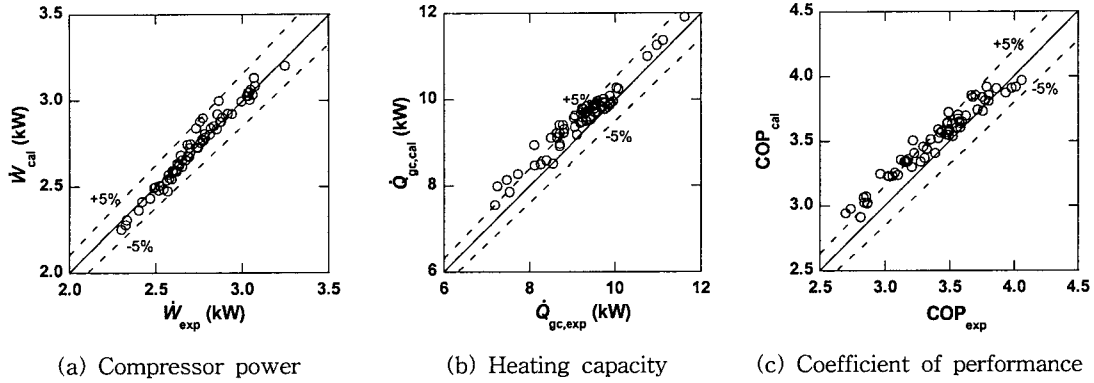


Fig. 6 Comparisons of calculated performance and measured values.

Fig. 4(b)에는 냉매와 관 벽면과의 마찰로 인하여 압력강하가 발생하게 되고, 그로 인한 냉매 포화 온도의 감소를 확인할 수 있었다. 또한 증발기 출구 부근에서 과열냉매에 의한 온도의 급격한 상승을 확인할 수 있었으며, 실험값과 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 토출압력에 대한 성능계수(COP)와 난방용량이 실험값과 거의 일치함을 보여준다. 또한 Fig. 6에는 72개의 다양한 실험조건에서 측정된 압축기의 소요동력, 난방용량 및 성능계수(COP)를 나타내었다. 실험값과의 절대평균오차는 압축기의 소요동력, 난방용량과 성능계수에 대하여 각각 1.03, 3.56, 3.82%로 잘 일치하였다. 2.1절에서 언급한 바와 같이 압축기의 특성을 정량화하는 과정에서는 실험값을 이용하였으므로, 압축기의 성능은 실험에서 구한 값이 입력되었으며, 다른

열교환과정 등은 모델링에 의해 계산되었다. 따라서, 본 연구에서 개발한 해석 프로그램은 이산화탄소를 이용한 초월임계사이클의 성능을 비교적 정확하게 예측한다고 볼 수 있으며, 이에 근거하여 내부열교환기의 크기 변화, 토출압력 변화가 성능에 미치는 영향을 보다 자세히 고찰하고자 한다.

4.2 성능에 미치는 내부열교환기의 영향

Fig. 7은 내부열교환기의 길이 변화에 대하여 토출압력에 따른 난방용량과 성능계수의 변화를 보여준다. 내부열교환기의 길이가 증가할수록 최대의 난방용량과 성능계수를 가지는 토출압력은 감소한다는 것을 알 수 있다. 또한, 최대의 난방용량은 내부열교환기의 길이가 증가할수록 감소

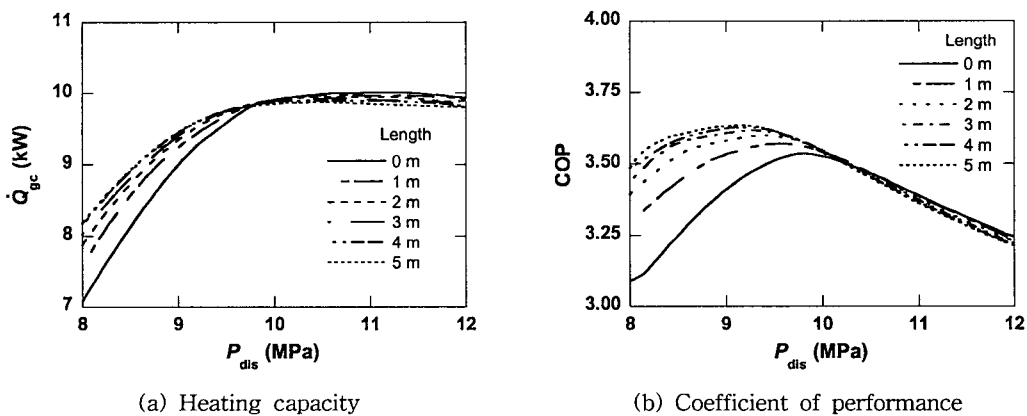


Fig. 7 Variation of heating capacity and COP with respect to discharge pressure and length of internal heat exchanger.

하지만 성능계수는 증가한다는 것을 알 수 있다. 내부열교환기가 시스템에 존재하는 경우 압축기 입구의 과열도가 증가하고 가스냉각기 입구의 엔탈피가 증가하여 냉매 질량유량의 감소와 난방효과도의 증가가 발생한다. 그런데, 냉매의 질량유량과 난방효과도의 곱으로 정의되는 난방용량은 냉매의 질량유량의 감소가 난방효과도의 증가보다 크기 때문에 감소하게 된다. 반면에, 난방용량과 압축기 소요동력의 비로 정의되는 성능계수는 내부열교환기의 길이 증가로 인한 압축기의 토출압력 감소로 압축기 효율이 향상되고 압축기의 소요동력이 감소하여 난방용량의 감소에도 불구하고 증가하는 경향을 나타내게 된다.

또한, Fig. 7에서는 압축기의 토출압력이 낮은 경우와 높은 경우에 난방용량과 성능계수가 내부열교환기의 길이에 따라 다른 경향을 보여준다. 즉, 토출압력이 낮은 경우는 내부열교환기의 길이가 증가할수록 난방용량이나 성능계수를 증가시키지만 높은 경우에는 반대의 경향이 나타난다. 내부열교환기의 길이가 증가할수록 열교환기의 유용도(effectiveness)는 증가하지만 압축기 입구의 과열도의 증가와 압력강하로 인한 압축기 입구의 압력감소가 발생하고 이는 압축기의 성능을 저하시키고 압축기 소요동력을 증가시키기 때문이다.

Fig. 8에는 성능계수가 최대가 되는 토출압력일 경우 내부열교환기 길이의 변화에 따른 성능계수와 압축기의 소요동력 및 난방용량을 나타내었다. 내부열교환기의 길이가 길어질수록 성능계수는 증가하고 압축기의 소요동력은 감소하는 것을 알 수 있다. 그러나, 난방용량은 내부열교환기의 길이 변화에 따라 최소점이 존재하는 것을 알 수

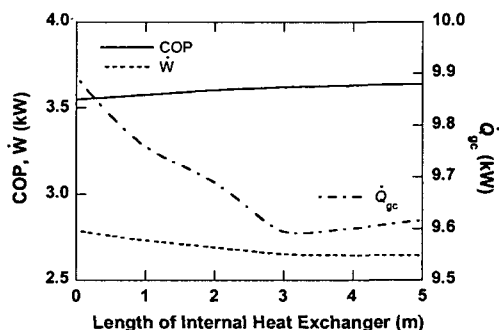


Fig. 8 System performance with respect to length of internal heat exchanger.

있다. 이는 Fig. 7에서 살펴본 바와 같이 성능계수가 최대가 되는 토출압력과 난방용량이 최대가 되는 토출압력이 서로 일치하지 않기 때문이다.

5. 결 론

이산화탄소를 이용한 초월임계사이클의 성능특성을 해석하기 위하여 초월임계사이클의 기본 구성요소인 압축기, 가스냉각기, 팽창장치, 증발기와 내부열교환기를 모델링하였다. 또한, 초월임계사이클에 대한 실험결과를 이용하여 시뮬레이션에서 구한 결과와 비교 검증하였다.

성능해석 모델을 이용하여 내부열교환기의 길이 변화 및 압축기 토출압력 변화가 성능에 미치는 영향을 고찰하였다. 초월임계사이클에서 내부열교환기는 난방용량을 감소시키지만 고압부의 토출압력을 감소시켜 압축기의 소요동력을 감소시킨다. 따라서 난방용량과 압축기의 소요동력으로 정의되는 성능계수(COP)는 향상됨을 알 수 있었다.

본 연구의 해석 프로그램을 통하여 이산화탄소를 이용한 초월임계사이클의 효율향상을 위한 제어시스템의 개발뿐만 아니라 시스템의 제원 변화의 효과를 평가할 수 있으리라 본다.

후 기

본 연구는 산업자원부 및 마이크로 열시스템 연구센터의 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사하는 바이다.

참고문헌

1. Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, *Int. J. Refrig.*, Vol. 16, pp. 4-12.
2. Bullock, C.E., 1997, Theoretical performance of carbon dioxide in subcritical and transcritical cycles, *ASHRAE/NIST Conference Refrigerants for the 21st Century*, Gaithersburg, Maryland, USA, October 6-7, pp. 20-26.
3. Hwang, Y. and Radermacher, R., 1998, Theoretical evaluation of carbon dioxide refri-

- geration cycle. HVAC&R Research, Vol. 4, No. 3, pp. 245-263.
4. Robinson, D. M. and Groll, E. A., 2000, Theoretical performance comparison of CO₂ transcritical cycle technology versus HCFC-22 technology for a military packaged air conditioner application, HVAC&R Research, Vol. 6, No. 4, pp. 325-348.
 5. Brown, J. S., Yana-Motta, S. F. and Doman-ski, P. A., 2002, Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a, Int. J. Refrig., Vol. 25, No. 1, pp. 19-32.
 6. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1995, Refrigeration & Air Conditioning, 2nd ed. McGraw-Hill, Inc.
 7. McLinden, M. O., Klein, S., Lemmon, E. and Peskin, A., 1998, NIST thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP), Version 6.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, USA.
 8. PROPATH Group, 1999, PROPATH: A program package for thermophysical properties, Version 11.1, Kyushu University, Japan.
 9. Petrov, N. E. and Popov, V. N., 1985, Heat transfer and resistance of carbon dioxide being cooled in the supercritical region, Thermal Engineering, Vol. 32, No. 3, pp. 131-134.
 10. Jung, D. S. and Radermacher, R., 1989, Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, No. 12, pp. 2435-2466.
 11. Krasnoshchekov, E. A., Kuraeva, I. V. and Protopopov, V. S., 1969, Local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressure under cooling conditions, Teplofizika Vyso-kikh Temperatur, Vol. 7, No. 5, pp. 922-930.
 12. Yoon, S. H., 2002, Studies on the Characteristics of Evaporation and Supercritical Gas Cooling Heat Transfer of Carbon Dioxide, Ph.D. thesis, Seoul National University, Seoul, Korea.
 13. Incropera, F. D. and Dewitt, D. P., 1996, Introduction Heat Transfer, 3rd ed., New York: John Wiley & Sons.