

## 과냉 회로를 갖는 이산화탄소 냉동시스템에 대한 성능 해석

김진만\* · 고성규\*\* · 김무근†

(원고접수일 : 2007년 8월 7일, 심사완료일 : 2007년 9월 6일)

### Performance Analysis for CO<sub>2</sub> System with Sub-cooling loop

Jin-Man Kim\* · Sung-Gyu Ko\*\* · Moo-Geun Kim†

**Abstract :** In order to evaluate the performance of carbon dioxide cycle with a sub-cooling loop, a simulation system was developed to predict the steady state of CO<sub>2</sub> trans-critical cycle. Mathematical models are derived to describe the relationships between the system's coefficient of performance and other operating parameters. The mathematical models are based entirely on the basic mass and energy conservation law and thermodynamic and transport properties of carbon dioxide. A parametric study has been conducted in order to investigate the effect of sub-cooling loop and various operating conditions on the cycle performance. An optimal mass fraction of a refrigerant flowing through sub-cooling cycle existed for the given evaporating temperature, high pressure and air inlet temperature through gas cooler.

**Key words :** Carbon dioxide(이산화탄소), Sub-cooling(과냉), Optimal(최적), Modelling(모델링), Trans-critical(초임계)

#### 기호설명

#### 그리스 문자

$C$  : 열용량 비  
 $COP$  : 성적계수  
 $h$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $P$  : 압력 [kPa]  
 $q$  : 열전달량 [kJ/kg]  
 $w$  : 압축기일 [kJ/kg]  
 $y$  : 과냉회로 순환냉매 분율  
 $U$  : 총괄열전달계수

$\eta_s$  : 등엔트로피 효율  
 $\epsilon$  : 열교환기 효율

#### 하첨자

$as, bs$  : 등엔트로피 압축 출구  
 $c$  : 압축기, 응축기  
 $ca, cb$  : 압축기 a, b  
 $e$  : 증발기

† 교신저자(인제대학교 기계자동차공학부), E-mail: mechkmg@inje.ac.kr, Tel : 055)320-3184

\* (주)대주기계 유체기계기술연구소

\*\* 인제대학교 대학원 기계공학과

m : 과냉회로 저압부  
sc : 과냉기

1. 서론

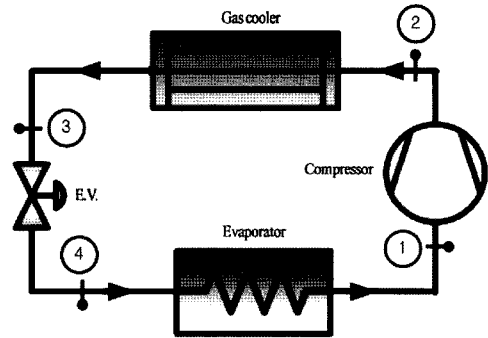
냉동 시스템에서 에너지를 절약하는 방법중 하나는 고압축에 대한 과냉으로 보통 인터쿨러에 장착된 냉각코일이 2단 압축 냉동 시스템에서 고압축 냉매액 과냉기로 사용된다. 일반적으로 이산화탄소 일단 압축 냉동 시스템에서 과냉각기가 사용되지 않지만, 프레온에 기계적 과냉 방식을 적용하면 모든 과냉 시스템의 COP가 상승하고 냉동 용량은 20-170% 상승한다고 알려져 있다<sup>[1]</sup>. 그러나 CFC 냉매 사용 금지로 이산화탄소 같은 자연냉매가 앞으로 사용될 것이므로 1단 압축 이산화탄소 냉동 시스템에 대하여 과냉에 의한 시스템 특성을 해석하는 것이 필요하다. 여러 가지 천연냉매중 이산화탄소는(앞으로 CO<sub>2</sub>로 사용) 대기의 구성요소이므로 공기 분류에 의하여 얻을 수 있다. 따라서 분류과정 동안의 에너지 소비외에는 지구 온난화에 대한 추가 영향이 없으며, 비열과 열용량이 크고 냉매로서의 열역학적 성질 및 기계적 성질이 우수하다. 또한 액체 CO<sub>2</sub>의 높은 열전도도, 낮은 점성계수, 높은 비열은 열전달 거동에 유리하므로 많은 관심을 모으고 있다<sup>[2]</sup>.

이산화탄소의 임계온도가 전형적인 열방출 온도보다 낮으므로 이것을 냉매로 사용하는 사이클은 초임계 사이클을 겪게 된다. 따라서 열흡수과정은 기존의 증기압축방식과 마찬가지로 상변화과정을 통해 일어나지만 열방출과정은 초임계압력에서 일어나므로 응축기 대신 가스냉각기를 통해 냉각된다. 일반적으로 증기압축방식에서 응축압력을 감소하면 성적계수가 증가하지만 초임계사이클 경우에는 온도와 압력이 독립적이므로 반드시 감소하지 않는다.

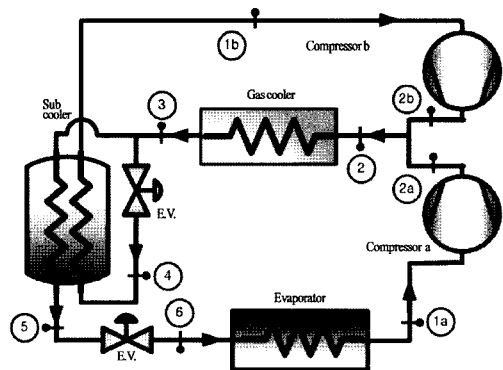
본 연구에서는 과냉 회로를 갖는 CO<sub>2</sub> 냉방 사이클에 대하여 열역학적으로 모델링한 후 사이클 모사를 통해 여러 가지 운전변수가 사이클 성적계수에 미치는 영향에 대하여 알아보하고자 한다.

2. 이산화탄소 과냉 사이클

Fig. 1(a), (b)는 단순 CO<sub>2</sub> 냉동 시스템과 과냉회로를 갖는 냉동시스템에 대한 개략도이다. 과냉 회로를 갖는 냉동 시스템은 기존의 단순 냉동 시스템과 달리 2개 냉동 회로로 이루어져 있다. 주순환 회로는 압축기a-가스냉각기-과냉기-팽창밸브-증발기로 이루어져 있으며 과냉기를 지나면서 냉각된 냉매가 증발기를 흐르면서 냉방을 수행한다. 다른 회로는 압축기b-가스냉각기-팽창밸브-과냉기 회로로서 냉매가 과냉기를 흐르면서 주회로의 고압, 고온상태의 액체냉매를 냉각한다. 두 회로는 각각 압축기를 갖고 있으며 가스 냉각기를 나와서 냉매가 두 회로로 나누어지고 압축기에서 압축된 후 다시 합쳐서 가스 냉각기에 들어간다. 과냉 이산화탄소 냉방사이클의 P-h 선도는 2와 같으며,



(a) simple CO<sub>2</sub> system



(b) CO<sub>2</sub> system with sub-cooling cycle

Fig. 1 Schematic of carbon dioxide cycle.

선도상에 표시된 상태점은 개략도에 표시된 상태점에 해당한다. 이산화탄소의 임계온도는 30.82°C이고 해당 임계압력은 73.53 bar이므로 외부온도가 30°C이상으로 될 때 이산화탄소가 열을 방출하기 위해서는 임계상태 이상에서 작동되어야 한다. 따라서 기존의 프레온계 냉매 사이클과 달리 냉각과정이 초임계 상태이므로 냉각기를 흐르는 동안 이산화탄소는 상변화를 겪지 않게 된다. 특히 초임계 상태에서부터의 열방출과정은 상변화가 일어나지 않지만 물성치가 급격하게 변화한다.

### 3. CO<sub>2</sub> 사이클 에너지 평형식

기계적 과냉 증기 압축 시스템의 성능을 예측하기 위하여 시스템의 각 구성요소에 대한 수학적 모델이 필요하다. 전체 시스템과 각 요소에 대한 모델은 질량보존법칙과 에너지 보존 법칙을 만족하며 순환냉매 단위질량 중  $y$ 만큼이 과냉회로로 흐르고 나머지  $(1-y)$ 는 주회로로 흐른다.

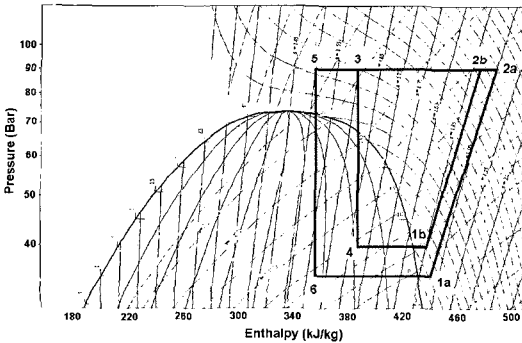


Fig. 2 P-h diagram for CO<sub>2</sub> cycle with sub-cooling loop.

#### 3.1 압축기

일반적으로 압축기의 등엔트로피 효율은 압력비와 압축기 회전속도의 함수이지만 계산을 단순화하기 위하여 압력비에 관한 1차 선형식으로 가정하였다<sup>[3]</sup>.

$$\eta_{s,ca} = 1.003 - 0.121 \left( \frac{P_c}{P_e} \right) \quad (1)$$

$$\eta_{s,cb} = 1.003 - 0.121 \left( \frac{P_c}{P_m} \right) \quad (2)$$

두 압축기의 실제 출구 상태는 다음과 같은 등엔트로피 효율에 관한 정의를 이용하여 구한다.

$$\eta_{s,ca} = \frac{h_{2as} - h_{1a}}{h_{2a} - h_{1a}} \quad (3)$$

$$\eta_{s,cb} = \frac{h_{2bs} - h_{1b}}{h_{2b} - h_{1b}} \quad (4)$$

두 압축기의 소요일은 다음 식과 같이 냉매 질량분율을 고려하여 각각 구한 후 합산한다

$$w_{ca} = (1 - y)(h_{2a} - h_{1a}) \quad (5)$$

$$w_{cb} = y(h_{2b} - h_{1b}) \quad (6)$$

$$w_c = w_{ca} + w_{cb} \quad (7)$$

#### 3.2 가스 냉각기

가스냉각기는 공기와 교차 역행류로 열교환하는 장치로 가정하였으며 다음과 같은 열교환기 효율에 관한 식을 이용하여 출구온도를 구하였다.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 - C \cdot \exp[-NTU(1 - C)]} \quad (8)$$

여기서,  $NTU = (UA) / C_{\min}$  이고,

$C = C_{\min} / C_{\max}$  이다. 에너지 평형은 다음과 같다.

$$q_c = (h_2 - h_3) \quad (9)$$

#### 3.3 과냉각기

과냉각기도 역행류 이중 열교환기로 외부로 열손실이 없다고 가정하며, 열교환기 효율에 관한 식은 식(8)과 동일하다.

$$q_{sc} = (h_3 - h_5) = (h_{1b} - h_4) \quad (10)$$

과냉각기에서 주회로 냉매와 부회로 냉매사이에 전

달된 실제 열전달량은  $Q_{act} = \epsilon C_{max} (T_3 - T_5)$  이고, 출구 5의 엔탈피는  $h_5 = h_3 - Q_{act}/y$ 로 계산된다.

### 3.4 팽창장치

주회로와 과냉회로의 팽창밸브에서 냉매는 단열 팽창하며 등엔탈피 과정으로 가정한다.

$$h_3 = h_4 \tag{11}$$

$$h_5 = h_6 \tag{12}$$

### 3.5 증발기

증발기 출구는 증발온도보다 적절한 과열도만큼 과열되어 있다고 가정하며 냉방용량은 다음과 같이 구한다.

$$q_e = (1 - y)(h_{1a} - h_6) \tag{13}$$

각 구성요소에 대한 열전달량과 소요일은 전체 사이클에 대한 에너지 평형식을 만족해야 한다.

$$q_e + w_c = q_c \tag{14}$$

여기서 과냉회로를 갖는 냉동 사이클의 성적계수는 다음과 같이 쓸 수 있으며 주회로와 부회로의 증발온도와 고압이 결정되어 있으면 엔탈피값이 구하여 지므로 결국  $y$ 만의 함수가 된다.

$$COP = \frac{q_e}{w_c} = \frac{(1 - y)(h_{1a} - h_6)}{(1 - y)(h_{2a} - h_{1a}) + y(h_{2b} - h_{1b})} \tag{15}$$

## 4. 수치계산 과정

이상과 같이 CO<sub>2</sub>사이클을 구성하는 각 구성요소에 대한 모델링을 이용하여 사이클 과정을 모사하였으며 이산화탄소의 열역학적, 물리적 물성치는 REFPROP v.6을<sup>[4]</sup> 이용하여 구하였다. 계산

과정은 Fig. 3과 같이 주어진 초기 조건으로부터 1a, 2a 상태값을 구하고 부회로의 증발온도,  $T_{1b}$ 를 가정한 후 오차범위에 들어올 때까지 반복적으로 계산한다. 이 값이 수렴하면 나머지 상태량 5, 6을 구하여 전달열량과 성적계수 등을 계산한 후 질량분율을 증가시켜 처음부터 다시 계산한다.

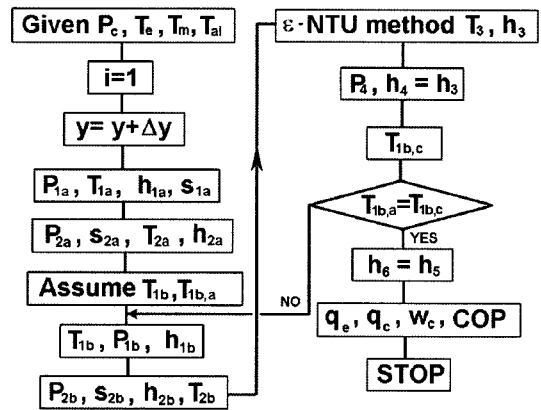


Fig. 3 Flow chart for cycle simulation.

Table 1 Parameter values

Parameters		Values
Mass flow rate of air		700 kg/h
Mass flow rate of CO <sub>2</sub>		90 kg/h
High pressure		9000 kPa
Inlet temperature of air		30 °C
Overall heat transfer coeff.	Gas cooler	125 kW/K
	Sub-cooler	10 kW/K

계산 과정동안 과냉기에서의 에너지보존을 만족시켰으며 가스냉각기와 과냉기에 대하여 ε-NTU 방법을 사용하여 출구온도를 구하였다. 수치계산에 사용된 매개변수값은 Table 1에 있다.

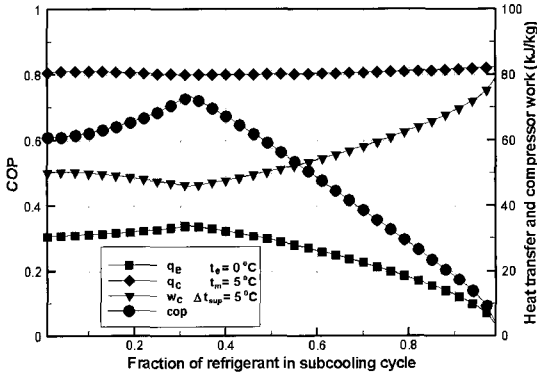
## 5. 결과 및 고찰

### 5.1 성적계수에 대한 질량분율의 영향

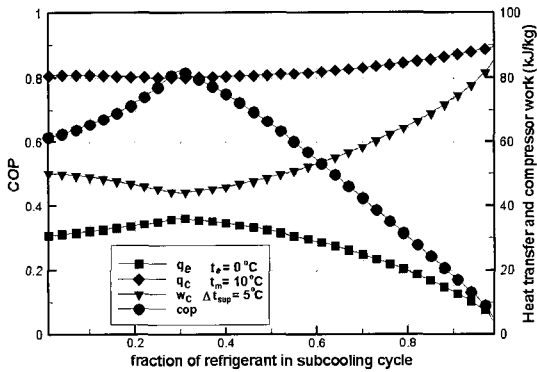
Fig. 4는 전체 냉매 순환량중 과냉회로로 흐르는 냉매의 순환 질량의 비율에 대하여 이산화탄소 냉동 사이클의 성적 계수와 응축기, 증발기 열전

달량의 특성이 어떻게 변화하는지 보여주고 있다. Table 1에 주어진 설계조건에서 냉매 질량 분율을 점차 증가시키면 압축기 소요동력이 감소하는

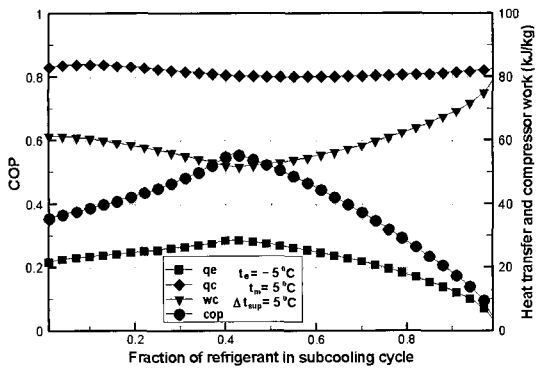
동시에 증발기의 냉동효가 증가하다가 특정 비율을 초과하면 압축기 소요 동력과 증발기 냉동효와 특성이 역전하게 된다. 따라서 특정한 냉매 질량 분율에서 성적계수의 최대값이 나타난다.



(a)



(b)



(c)

Fig. 4 Variation of COP, compressor work and refrigerating effect with fraction of refrigerant in sub-cooling loop

Fig. 4(a)는 주회로의 증발온도 0°C, 과냉회로의 증발온도가 5°C, 과열도가 5°C인 경우에 대한 그림으로 y=0.3근처에서 성적계수가 최대값을 나타내고 있다. Fig. 4(b)는 과냉회로의 증발온도를 10°C로 바꾼 경우로 거의 같은 값에서 최대값을 보이고 있지만 최대값은 보다 크게 나타난다.

Fig. 4(c)는 주회로의 증발온도-5°C, 과냉회로의 증발온도가 5°C, 과열도가 5°C인 경우에 대한 그림으로 y=0.45근처에서 최대값을 나타내고 있다. 그림에서 보듯이 과냉회로의 증발온도에 비하여 주회로의 증발온도가 성적계수에 미치는 영향이 훨씬 크다는 사실을 알 수 있다. 표 1처럼 고압부 압력과 총괄열전달계수를 일정하게 한 경우 증발온도를 낮추더라도 Fig. 4(c)처럼 방열량은 거의 변화하지 않으므로 압축일과 냉방열량은 반비례하게 되고 Fig. 4(a)에 비하여 성적계수가 낮다.

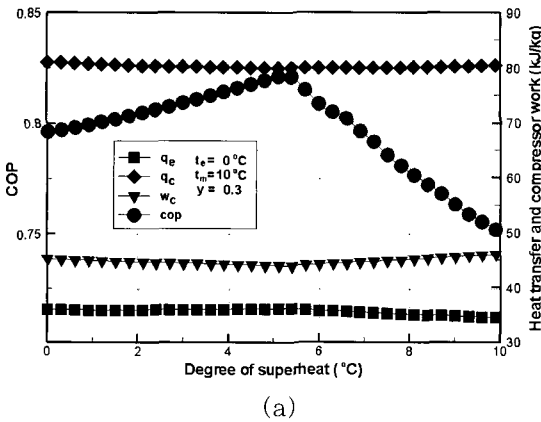
### 5.2 성적계수에 대한 과열도의 영향

Fig. 5는 과열도에 따른 성적계수 변화 및 증발기, 냉각기의 열전달량, 압축기의 소요일의 변화를 보이고 있다. 주회로의 증발온도를 0°C, 부회로의 증발온도를 5°C, 10°C, 냉매순환비율을 y=0.3으로 일정하게 한 경우에 주회로의 과열도를 증가시키면 압축기 소요일이 감소하다가 증가하며 증발기 냉방효과는 거의 일정한 값을 유지하다가 감소하게 된다. 따라서 특정한 과열도에서 성적계수는 최대값을 가지게 되며 최대값 이전의 변화율보다 이후의 변화율이 큰 특징을 나타내고 있다. 부회로의 증발온도가 높은 경우가 낮은 경우에 비하여 최대 성적계수값이 크게 나타난다.

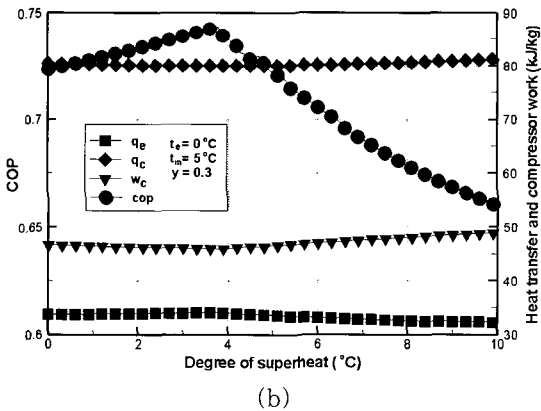
## 5. 결 론

초임계상태의 이산화탄소 물성치를 구할 수 있는 프로그램을 이용하여 과냉 회로를 갖는 이산화탄소

냉방 사이클 성능에 대한 수치적 모델링을 하였다. 표 1과 같은 운전조건과 특정 과열도에서 주회로 증발온도와 부회로 증발온도를 각각  $-5^{\circ}\text{C} \sim 0^{\circ}\text{C}$ ,  $5^{\circ}\text{C} \sim 10^{\circ}\text{C}$  변화시킬 경우 성적계수가 최대가 되는 최적 냉매 질량 순환비율이  $0.3 \sim 0.45$ 범위에서 존재하였다. 또한 과열도가 성적계수에 미치는 영향을 조사한 결과 주어진 운전조건에서 최대 성적계수를 나타내는 과열도가 존재하였다.



(a)



(b)

Fig. 5 Variation of COP, compressor work and refrigerating effect with degree of superheat

후 기

본 논문은 2004년 인제대학교 학술연구구성비 보조에 의하여 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

[1] R. J. Couvillion, M. W. Larson, and M. H. Somerville, 1988, Analysis of a Vapor Compression Refrigeration System with Mechanical Subcooling, ASHRAE Trans. Vol. 94 pt.2, pp.641-660.  
 [2] Y. Zhao, M. M. Ohadi and R. Radermacher, 2001, Micro-channel Heat Exchangers with Carbon Dioxide, Final report Air-conditioning and Refrigeration Technology Institute.  
 [3] S. M. Liao, T. S. Zhao and A. Jacobsen, 2000, A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 831-841.  
 [4] REFPROP V. 6.0 NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database.

저 자 소 개



김진만(金鎭晩)

1979년 9월생, 2004년 인제대학교 기계자동차공학부 졸업(학사). 2006년 인제대학교 기계공학과 졸업(석사), 현재 (주)대주기계 유체기계기술연구소 근무.



고성규(高成奎)

1981년 2월생, 2007년 인제대학교 기계자동차공학부 졸업(학사) 현재 인제대학교 기계공학과 석사과정 재학 중



김무근(金茂根)

1959년 6월생, 1981년 서울대학교 기계공학과 졸업(학사), 1985년 서울대학교 기계공학과 졸업(석사), 1991년 서울대학교 기계공학과 졸업(박사), 현재 인제대학교 기계자동차공학부 교수