

## R744용 초임계 냉동사이클의 성능 분석

노건상<sup>1</sup>, 손창효<sup>2\*</sup>

### Performance Analysis of R744(Carbon Dioxide) for Transcritical Refrigeration System

Geun-Sang Roh<sup>1</sup> and Chang-Hyo Son<sup>2\*</sup>

**요약** R744용 초임계 증기압축식 냉동시스템의 작동변수에 대한 기초설계자료를 제공하고자 냉동능력, 압축일량, 성적계수에 대한 사이클 성능분석을 실시하였다. 본 연구에서 고려된 작동변수는 R744 증기압축식 사이클의 과열도, 가스냉각기 출구온도, 증발온도이다. R744의 냉동능력은 과열도가 증가할수록 증가하는 반면, 증발온도와 가스냉각기 출구온도가 증가할수록 감소한다. 압축일량은 R744의 과열도와 냉각압력과 함께 증가하나 증발온도는 증가할수록 감소한다. 그리고 성적계수는 가스냉각기의 출구온도와 증발온도가 증가할수록 증가하는 반면, 과열도는 감소한다. 그러므로, R744용 초임계 증기압축식 냉동시스템의 냉동능력, 압축일량, 성적계수는 과열도, 가스냉각기 출구온도, 증발온도에 영향을 받는 것을 알 수 있었다. 따라서, R744용 초임계 증기압축식 냉동시스템을 설계할 경우에는 이러한 영향을 면밀하게 파악하여야 한다.

**Abstract** In this paper, cycle performance analysis for cooling capacity, compression work and COP of R744(CO<sub>2</sub>) transcritical vapor compression refrigeration system is presented to offer the basic design data for the operating parameters of the system. The operating parameters considered in this study include superheating degree, outlet temperature of gas cooler and evaporating temperature in the R744 vapor compression cycle. The main results were summarized as follows : The cooling capacity of R744 increases with superheating degree, but decreases with the increasing evaporating temperature and outlet temperature of gas cooler. The compression work increases with superheating degree and cooling pressure of R744, but decreases with the increasing evaporating temperature. And, The COP increases with outlet temperature and evaporating temperature of R744 gas cooler, but decreases with the increasing superheating degree. Therefore, superheating degree, outlet temperature and evaporating temperature of R744 vapor compression refrigeration system have an effect on the cooling capacity, compression work and COP of this system. With a thorough grasp of these effect, it is necessary to design the compression refrigeration cycle using R744.

**Key Words** : R744(이산화탄소), Transcritical refrigeration system(초임계 냉동시스템), vapor compression system(증기 압축시스템).

### 1. 서론

이산화탄소 (CO<sub>2</sub>, R744)는 1850년 영국의 Alexander Twining에 의해 냉매로서 최초로 제안되어[1], 선박냉동 분야 뿐만 아니라 여객선, 호텔, 극장, 음식점 등의 냉동 장치로 널리 사용되었다[2]. 그러나 1930년대에 들어 효율 및 안전성 측면에서 우수한 프레온 냉매(CFC, HCFC)

가 등장하여, 그 사용량이 급격히 감소하였으며, 특수한 용도를 제외하고는 거의 사용되지 않았다. 프레온계 냉매는 열역학적으로 우수하고, 안정성이 높아 냉동·공조 시스템에 광범위하게 사용되어 왔으나, 프레온 계열의 냉매가 대기에 누출될 경우 이들 물질에 포함되어 있는 염소성분에 의해서 오존층이 파괴되는 문제를 발생시키게 된다[3]. 오존층 파괴 및 지구 온난화 문제가 대두된 이

<sup>1</sup>동명대학교 냉동공조공학과

\*교신저자: 손창효(sonch@pknu.ac.kr)

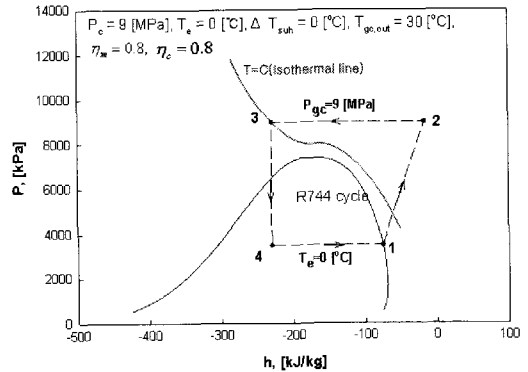
<sup>2</sup>부경대학교 기계공학과

후, 오존층 보호를 위한 국제적인 노력이 계속 이어져 왔으며, 몬트리올 의정서 및 교토 의정서에 의거한 오존층 파괴물질의 사용규제 및 이산화탄소 배출억제 등 국제적인 환경 규제가 현실화되었다.

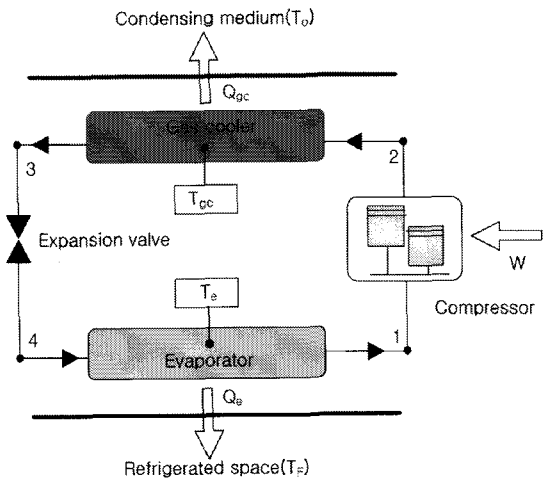
이러한 상황 때문에, 지구환경에 대해 무해성이 이미 오래 전부터 검증된 자연냉매가 다시 주목받게 되었다. 자연 냉매로는 암모니아(NH<sub>3</sub>), 탄화수소계(프로판, 부탄 등), 이산화탄소 (CO<sub>2</sub>), 질소(N<sub>2</sub>), 헬륨(He), 물(H<sub>2</sub>O), 공기 등이 있다. 이들 중에 새롭게 발견된 냉매는 없지만, 프레온계(CFC, HCFC)를 대체하기 위한 연구가 계속해서 진행되어왔다. 자연냉매 중에 암모니아는 독성, 탄화수소계는 폭발성(가연성), 헬륨은 초저온 냉매, 물과 공기는 저효율 등의 단점을 가지고 있지만, CO<sub>2</sub>는 독성과 폭발성이 낮고, 오존층 파괴지수가 대단히 낮은 장점을 지니고 있어 현재 이에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다. 특히 CO<sub>2</sub>는 임계압력이 7.38 MPa로 높고, 임계온도가 31.1 °C로 무척 낮기 때문에 R744 열펌프 시스템에서는 저온열원에서의 증발과정은 임계점 이하(아임계 저압)에서 일어나고, 고온열원에서 냉각과정은 임계점 이상(초임계 고압)에서 일어나는 초임계 사이클(supercritical cycle)이다(그림 1 참조). 이는 기존의 역 랭킨 사이클로 운전되는 증기압축식 열펌프 시스템과는 다른 특징을 가지게 된다. 즉, 기존의 냉동·공조 시스템에서 응축기의 운전압력이 1~3 MPa 정도인데 반하여, R744 냉난방 시스템용 가스냉각기에서의 압력은 8~14 MPa 정도로 매우 높으며, 임계압력보다 높은 압력에서 운전되므로 기존 시스템의 응축기와는 달리 상변화 과정이 없고, 고압 단상 상태의 냉매가 가스냉각기를 지나는 동안 지속적으로 온도가 감소되면서 열방출이 일어나게 된다. 또한 온도가 감소하면서 임계점 근처를 지나게 되므로 전달 현상과 관련한 물성치들이 크게 변화하게 된다. 이와 같이 R744를 이용한 냉동공조 시스템은 프레온계 냉매를 사용하는 시스템과는 다소 차이가 있으므로 그 성능을 파악하는 것이 무엇보다 중요하다.

R744용 냉동 사이클의 성능특성에 대한 종래의 연구들을 살펴보면, Liao와 Jakobsen[4], Neksa 등[5], Hwang과 Reinhard[6], Brown 등[7], McEney 등[8]이 있지만, 이들 대부분은 대형의 수냉식 R744용 냉동장치에 관련된 연구로서, 지금까지 발표된 논문 중에 소형 냉동장치의 성능특성에 관한 연구는 거의 없는 것을 관찰할 수 있었다. 따라서, 본 연구에서는 R744를 냉매로 사용하여 소형의 가정용 에어컨이나 냉장고 등에 적용할 수 있는 냉동 사이클의 성능에 미치는 인자들을 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 R744를 적용한 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공함으로써, 학교나 연구기관

에서 보유하고 있는 최신 기술력을 바탕으로 산업체에서는 제품화하여 국외에 수출할 경우 그 효과가 지대할 뿐만 아니라 R744 냉매를 이용한 냉동장치에 대한 산학기술 발전에 초석을 마련할 수 있을 것이다.



[그림 1] R744용 증기압축식 냉동사이클의 P-h 선도



[그림 2] R744용 1단압축 1단팽창 냉동시스템의 체계도

## 2. 성능 분석

본 논문에서 사용되는 R744 냉매의 열역학적 물성치와 성능 분석은 EES(Engineering Equation Solver)[9] 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. R744 냉매를 적용한 1단 압축 1단 팽창 증기압축식 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 압축기내 냉매는 단열압축과정이고, 압축효율과 기계효율은 모두 0.8이다.

- 열교환기(증발기, 응축기, 캐스케이드 열교환기)내의 냉매 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 사이클내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 팽창밸브내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정한다. 그림 2는 본 연구에서 적용하는 1단 압축 1단 팽창 증기압축식 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 Table 1에 정리하였다. 증기압축식 냉동시스템의 성적계수(COP)는 아래의 식(1)으로 계산한다.

$$COP = \frac{Q_e}{W} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (1)$$

R744용 냉동사이클의 각 상태점에서의 열물성치(엔탈피, 엔트로피, 압력, 온도 등) 계산은 표 2에 나타내었고, 표 3에는 본 연구에서 사용되는 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타내었다. 표 3에서 성능 분석범위는 R744용 냉동사이클의 운전조건이다. 표 1의 분석조건으로부터 표 2-3의 수식과 열물성치값을 계산하고 이렇게 나온 결과값을 이용하여 R744용 냉동사이클의 냉동능력, 압축일량, 성적계수에 영향을 미치는 과열도, 가스냉각기 출구 냉매온도, 냉각압력, 증발온도 등의 인자들에 대해서 살펴보고자 하였다.

[표 1] R744용 증기압축 냉동시스템의 각 구성품에 대한 열평형식

Component	Energy	Mass
Evaporator(4→1)	$Q_e = m(h_1 - h_2)$	$m = m_1$ $= m_2$ $= m_3$ $= m_4$
Compressor(1→2)	$W = m(h_2 - h_1)/\eta_c \eta_m$	
Condenser(2→3)	$Q_{gc} = m(h_2 - h_3)$	
Expansion valve(3→4)	$h_3 = h_4$	

[표 2] EES를 이용한 R744용 초임계 냉동시스템의 열역학적 상태점 계산식

Evaporator outlet	Compressor outlet	Gas-cooler outlet	Expansion valve outlet
$P_1 = f(R744, T = T_e, x = 1)$	$P_2 = f(R744, T = T_{cas,c}, x = 1)$	$P_3 = P_2$	$P_4 = P_1$
$T_1 = T_e + \Delta T_{suh}$	$T_2 = f(R744, P = P_2, h = h_2)$	$T_3 = f(R744, P = P_3, h = h_3)$	$T_4 = T_e$
$h_1 = f(R744, T = T_1, P = P_1)$	$h_{2*} = f(R744, P = P_2, s = s_1)$ $h_2 = (h_{2*} - h_1)/\eta_{ch}\eta_{mH} + h_1$	$h_3 = f(R744, P = P_3, T = T_3)$	$h_4 = h_3$
$s_1 = f(R744, T = T_1, P = P_1)$	$s_2 = f(R744, P = P_2, h = h_2)$		$s_4 = f(R744, P = P_4, h = h_4)$

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 냉동능력

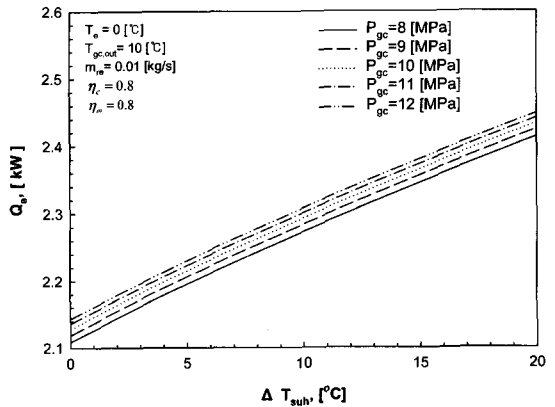
##### (1) 과열도의 영향

그림 3은 증발온도( $T_e=0^\circ\text{C}$ ), 가스냉각기 출구온도( $T_{gc.out}=10^\circ\text{C}$ ), 냉매유량( $m_r=0.01 \text{ kg/s}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 과열도( $\Delta T_{suh}$ )와 가스냉각압력( $P_{gc}$ ) 변화에 따른 R744용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동사이클의 냉동능력( $Q_e$ )을 나타낸 것이다.

[표 3] R744용 냉동사이클의 성능분석 범위

Refrigerant	R744(CO <sub>2</sub> )
$P_{gc}$ , [MPa]	8, 9, 10, 11, 12
$T_e$ , [°C]	-10, 0, 10
$\Delta T_{suh}$ , [°C]	0, 5, 10, 15, 20
$\eta_c$ , [ / ]	0.8
$\eta_m$ , [ / ]	0.8

$$s_3 = f(R744, P = P_3, T = T_3)$$

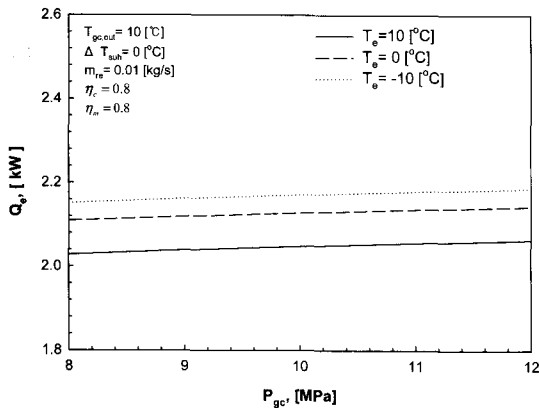


[그림 3] 냉각압력 변화에 따른 R744의 냉동능력

그림 3에서 알 수 있는 것처럼, 일정한 가스냉각압력 조건에서 과열도가 0°C에서 20°C로 증가할수록 증발기 입출구 엔탈피차가 커져서 냉동능력은 증가한다. 또한, 일정한 과열도 조건에서  $P_{gc}$ 가 증가할수록  $Q_e$ 는 증가한다. 이는 그림 1에서 알 수 있듯이  $P_{gc}$ 가 증가할수록 가스냉각기 출구온도의 등온선과 등압선( $P=C$ )이 만나는 점이 증발기 입구엔탈피가 되는데, 이 지점(증발기 입구 또는 가스냉각기 출구)의 엔탈피가 감소하여 증발기 입출구 엔탈피차가 증가하기 때문이다.

**(2) 증발온도의 영향**

그림 4는 가스냉각기 출구온도( $T_{gc,out}=10^\circ\text{C}$ ), 냉매유량( $m_{re}=0.01\text{ kg/s}$ ), 과열도( $\Delta T_{sub}=0^\circ\text{C}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 증발온도( $T_e$ )와 가스냉각압력( $P_{gc}$ ) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 냉동능력( $Q_e$ )을 나타낸 것이다.

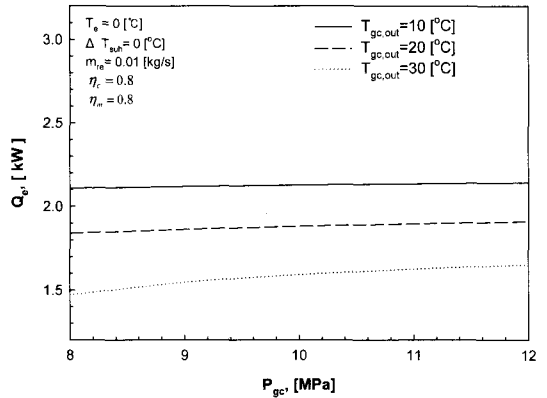


**[그림 4]** 증발온도 변화에 따른 R744의 냉동능력

그림 4에 나타난 것처럼, 일정한  $T_e$ 에서  $P_{gc}$ 가 증가할수록  $Q_e$ 가 증가한다. 또한, 일정한  $P_{gc}$  조건에서  $T_e$ 가 증가할수록  $Q_e$ 가 감소한다. 이는  $T_e$ 가 증가할수록 증발기 입구 엔탈피가 증가하여 증발기 입출구 엔탈피차가 감소하기 때문이다.

**(3) 출구온도의 영향**

그림 5는 증발온도( $T_e=0^\circ\text{C}$ ), 가스냉각기 출구온도( $T_{gc,out}=10^\circ\text{C}$ ), 냉매유량( $m_{re}=0.01\text{ kg/s}$ ), 과열도( $\Delta T_{sub}=0^\circ\text{C}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 가스냉각기 출구온도( $T_{gc,out}$ )와 가스냉각압력( $P_{gc}$ ) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 냉동능력( $Q_e$ )을 나타낸 것이다.



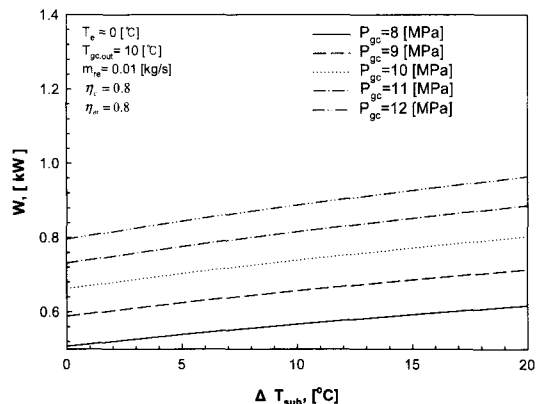
**[그림 5]** 가스냉각기 출구온도 변화에 따른 R744의 냉동능력

그림 5에서 알 수 있는 것처럼, 일정한  $T_{gc,out}$ 에서  $P_{gc}$ 가 증가할수록 증가한다. 이는  $P_{gc}$ 가 증가할수록 증발기 입구 엔탈피가 감소하여 증발기 입출구 엔탈피차가 증가하기 때문이다. 그리고 일정한  $P_{gc}$  조건에서  $T_{gc,out}$ 가 증가할수록  $Q_e$ 가 감소한다. 이는  $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 증발기 입구 엔탈피가 증가하여 증발기 입출구 엔탈피차가 감소하기 때문이다.

**3.2 압축일량**

**(1) 과열도의 영향**

그림 6은 증발온도( $T_e=0^\circ\text{C}$ ), 가스냉각기 출구온도( $T_{gc,out}=10^\circ\text{C}$ ), 냉매유량( $m_{re}=0.01\text{ kg/s}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 과열도( $\Delta T_{sub}$ )와 가스냉각압력( $P_{gc}$ ) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 압축일량( $W$ )을 나타낸 것이다.

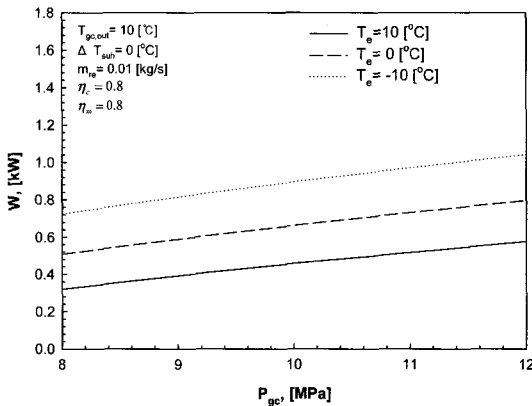


**[그림 6]** 가스냉각압력 변화에 따른 R744의 압축일량

그림 6에서 알 수 있는 것처럼,  $P_{gc}$ 가 일정한 조건에서  $\Delta T_{suh}$ 가 증가할수록 압축기 입출구의 엔탈피차가 증가하여 압축일량은 증가한다. 또한, 일정한  $\Delta T_{suh}$  조건에서  $P_{gc}$ 가 증가할수록  $W$ 가 증가하는데, 이는 그림 1에서 알 수 있듯이,  $P_{gc}$ 가 증가할수록 압축기 출구측 온도와 함께 엔탈피가 증가하기 때문이다.

**(2) 증발온도의 영향**

그림 7은 가스냉각기 출구온도( $T_{gc,out}=10^{\circ}C$ ), 과열도( $\Delta T_{suh}=0^{\circ}C$ ), 냉매유량( $m_{re}=0.01\text{ kg/s}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 증발온도( $T_e=0^{\circ}C$ )와 가스냉각압력( $P_{gc}$ ) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 압축일량( $W$ )를 나타낸 것이다.



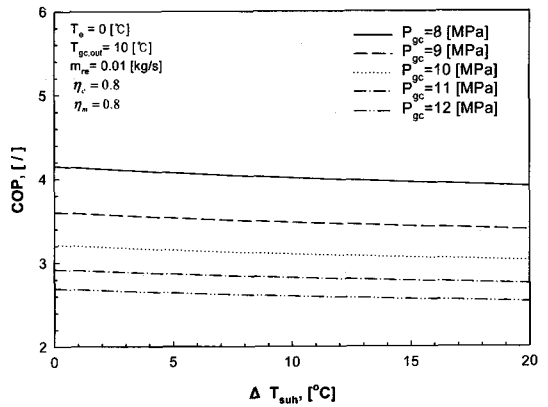
[그림 7] 증발온도 변화에 따른 R744의 압축일량

그림 7에서 일정한  $T_e$  조건에서  $P_{gc}$ 가 증가할수록  $W$ 가 증가한다. 또한, 일정한  $P_{gc}$ 에서  $T_e$ 가 증가할수록  $W$ 가 감소한다. 이는  $T_e$ 가 증가할수록 압축기의 입출구 엔탈피차가 감소하기 때문이다.

**3.3 성적계수**

**(1) 냉각압력의 영향**

그림 8은 증발온도( $T_e=0^{\circ}C$ ), 가스냉각기 출구온도( $T_{gc,out}=10^{\circ}C$ ), 냉매유량( $m_{re}=0.01\text{ kg/s}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 과열도( $\Delta T_{suh}=0^{\circ}C$ )와 가스냉각압력( $P_{gc}$ ) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 성적계수(COP)를 나타낸 것이다.

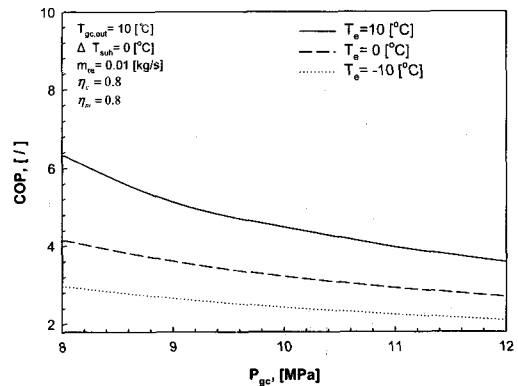


[그림 8] 증발온도 변화에 따른 R744의 성적계수

그림 8에서 알 수 있듯이, 일정한  $P_{gc}$  조건에서  $\Delta T_{suh}$ 가 증가할수록 COP가 감소한다. 이는  $\Delta T_{suh}$ 가 증가할수록  $Q_c$ 와  $W$ 가 증가하지만,  $W$ 의 증가비율보다  $Q_c$ 의 증가비율이 적기 때문이다. 또한, 일정한  $\Delta T_{suh}$  조건에서  $P_{gc}$ 가 증가할수록 COP가 감소한다. 이는  $P_{gc}$ 가 증가할수록  $W$ 가 증가하기 때문이다.

**(2) 증발온도의 영향**

그림 9는 가스냉각기 출구온도( $T_{gc,out}=10^{\circ}C$ ), 과열도( $\Delta T_{suh}=0^{\circ}C$ ), 냉매유량( $m_{re}=0.01\text{ kg/s}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 증발온도( $T_e$ )와 가스냉각압력( $P_{gc}$ ) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 성적계수(COP)를 나타낸 것이다.



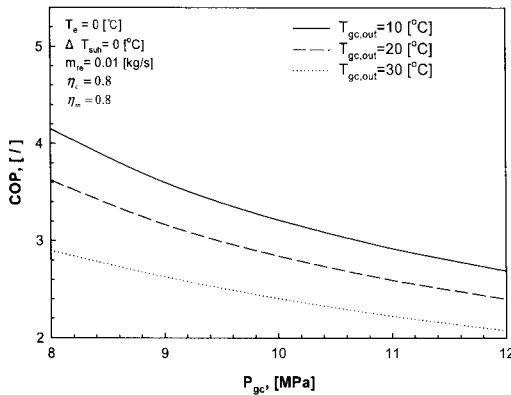
[그림 9] 증발온도 변화에 따른 R744의 성적계수

그림 9에서 알 수 있듯이, 일정한  $P_{gc}$  조건에서  $T_e$ 가 증가할수록 COP가 증가한다. 이는  $T_e$ 가 증가할수록  $Q_c$

와 W가 증가하지만, W의 증가비율보다  $Q_e$ 의 증가비율이 커기 때문이다. 또한, 일정한  $T_e$  조건에서  $P_{gc}$ 가 증가할수록 COP는 감소한다.

**(3) 출구온도의 영향**

그림 10은 증발온도( $T_e=0^\circ\text{C}$ ), 과열도( $\Delta T_{\text{sub}}=0^\circ\text{C}$ ), 냉매유량( $m_{\text{re}}=0.01 \text{ kg/s}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 가스냉각기 출구온도( $T_{\text{gc.out}}$ )와 가스냉각압력( $P_{\text{gc}}$ ) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 성적계수(COP)를 나타낸 것이다.



[그림 10] 가스냉각기 출구온도 변화에 따른 R744의 성적계수

그림 10에서 알 수 있듯이, 일정한  $T_{\text{gc.out}}$  조건에서  $P_{\text{gc}}$ 가 증가할수록 COP는 감소한다. 또한, 일정한  $P_{\text{gc}}$  조건에서  $T_{\text{gc.out}}$ 가 증가할수록 COP는 증가한다. 이는  $P_{\text{gc}}$ 가 증가할수록 W이 증가하기 때문이다.

**5. 결론**

R744용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동사이클의 냉동능력, 압축일량, 성적계수에 영향을 미치는 과열도 ( $\Delta T_{\text{sub}}$ ), 가스냉각기 출구온도( $T_{\text{gc.out}}$ ), 증발온도( $T_e$ ) 등의 인자들에 대해서 Table 3의 운전조건에서 살펴보았다.

1. 냉동능력에 대한  $\Delta T_{\text{sub}}$ ,  $T_e$ ,  $T_{\text{gc.out}}$ ,  $P_{\text{gc}}$ 의 영향을 살펴보면, 우선 일정한  $P_{\text{gc}}$  조건에서  $\Delta T_{\text{sub}}$ 가 증가할수록 냉동능력은 증가하고,  $T_e$ 와  $T_{\text{gc.out}}$ 가 증가할수록 냉동능력은 감소한다.
2. 압축일량에 대한  $\Delta T_{\text{sub}}$ ,  $T_e$ ,  $T_{\text{gc.out}}$ ,  $P_{\text{gc}}$ 의 영향을

살펴보면, 일정한  $P_{\text{gc}}$  조건에서  $T_e$ 가 증가할수록 W가 감소하는 반면,  $\Delta T_{\text{sub}}$ 가 증가할수록 W는 증가한다. 그리고 일정한  $T_e$  조건에서  $P_{\text{gc}}$ 가 증가할수록 W가 증가한다.

3. 성적계수에 대한  $\Delta T_{\text{sub}}$ ,  $T_e$ ,  $T_{\text{gc.out}}$ ,  $P_{\text{gc}}$ 의 영향을 살펴보면, 일정한  $P_{\text{gc}}$  조건에서  $\Delta T_{\text{sub}}$ 가 증가할수록 COP가 감소하는 반면,  $T_{\text{gc.out}}$ 가 증가할수록 COP는 증가한다. 또한 일정한  $P_{\text{gc}}$  조건에서  $T_e$ 가 증가할수록 COP가 증가한다.
4. 위의 결과로부터 R744를 냉매로 사용하는 증기압축식 냉동사이클의 냉동능력, 압축일량, 성적계수에 과열도, 증발온도, 가스냉각기 출구 냉매온도 등에 영향을 받는다는 것을 알 수 있었고, 이러한 영향들을 잘 파악하여 R744용 증기압축식 냉동사이클을 설계할 필요가 있다.

**참고문헌**

- [1] Bodinus, W. S.. The rise and fall of carbon dioxide systems. In: Will HM, editor. The first century of air conditioning. Atlanta, GA: ASHRAE, pp. 29~34, 1999.
- [2] Donaldson, B. and Nagengast, B. Heat and cold: mastering the great indoors. Atlanta, GA: ASHRAE; 1994.
- [3] Ebner, T. and Halozan, H., Testing the Aviable Alternative - An Examination of R-134a, R-152a and R-290, IEA HPC Newsletter, Vol. 12, No1, Sittard, The Netherlands, 1994.
- [4] Liao, S. and Jakobsen, A., Optimal heat rejection pressure in transcritical carbon dioxide air conditioning and heat pump system", IIF-IIR-Sections B and E-Oslo, Norway-1998. pp. 301~310, 1998..
- [5] Neksa, P., Rekestad, H., Zakeri, G. R. and Schiefloe, P. A., CO<sub>2</sub> heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, International Journal of refrigeration, Vol. 21, No. 3, pp.172~179, 1998.
- [6] Hwang, Y. and Reinhard, R., Experimental Investigation of the CO<sub>2</sub> Refrigeration cycle, ASHRAE Transactions: simpgia, pp. 1219~1227, 1999.
- [7] Brown, S. J., Yana-Motta, F. S. and Domanski, A. P., Comparative analysis of an auto motive air conditioning systems operating with CO<sub>2</sub> and R134a, International Journal of refrigeration, 25(2002), pp. 19~32, 2002.
- [8] McEnaney, R. P., Boewe, D. E., Yin, J. M., Park, Y. C., Bullard, C. W. and Hrnjak, P. S., Experimental

comparison of mobile A/C system when operated with transcritical CO<sub>2</sub> versus conventional R134A, Proceeding of the 7th International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, Indiana 1998, pp. 140~150, 1998.

[9] EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.

---

### 노 건 상(Geun-Sang Roh)

[정회원]



- 1990년 2월 : 부경대학교 냉동공학과 (공학사)
- 1992년 2월 : 부경대학교 냉동공조공학과 (공학석사)
- 1997년 2월 : 부경대학교 냉동공조공학과 (공학박사)
- 1997년 3월 ~ 현재 : 동명대학교 공과대학 냉동공조공학과 조교수

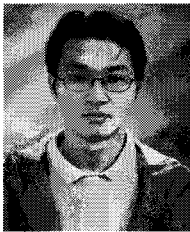
<관심분야>

에너지 유효 이용, 냉동공조 시스템 성능향상

---

### 손 창 효(Chang-Hyo Son)

[정회원]



- 1998년 2월 : 여수수산대학교 냉동공학과 (공학사)
- 2000년 2월 : 부경대학교 냉동공조공학과 (공학석사)
- 2004년 8월 : 부경대학교 냉동공조공학과 (공학박사)
- 2007년 3월 ~ 현재 : 부경대학교 기계공학부 누리계약교수

<관심분야>

냉동공조용 열교환기 설계 및 제작, 냉동 및 열펌프 시스템 설계

---