

핫가스 바이패스 밸브를 이용한 R744용 초임계 냉동사이클의 부하제어에 대한 성능 분석

노건상¹, 손창효^{2*}

¹동명대학교 냉동공조공학과, ²부경대학교 기계공학부

Performance analysis for load control of R744(carbon dioxide) transcritical refrigeration system using hot gas by-pass valve

Geun-Sang Roh¹ and Chang-Hyo Son^{2*}

¹Division of Refrigeration and Air-Conditioning, TongMyong University

²Division of Mechanical Engineering, PuKyoung National University

요약 부분 부하운전시 냉동공조장치의 능력을 조절하기 위해서 핫가스 바이패스 기술을 적용한다. 이 개념은 압축기에서 나온 고온의 냉매증기를 증발기 입구측으로 보내는 것이다. 본 논문에서 질량과 에너지 보존법칙을 근거로 CO₂에 대한 핫가스 바이패스 개념을 적용하여 분석한다. 본 논문에서 고려된 운전 변수는 냉동장치의 압축효율, 과열도, 가스냉각기 냉매 출구온도, 증발온도 등이다. 주요결과를 요약하면 다음과 같다. 과열도, 가스냉각기 출구온도, 증발온도는 냉동장치의 COP와 냉동능력에 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 따라서 이러한 결과의 면밀한 분석을 통해 R744용 냉동장치를 설계할 필요가 있다.

Abstract The automatic hot gas by-pass technique is applied to control the capacity of refrigeration and air-conditioning system when operating at part load. In the scheme, the hot gas from the compressor is extracted and injected into the outlet of an evaporator through a hot gas by-pass valve. Thus, In this paper, the hot gas by-pass scheme for CO₂ is discussed and analyzed on the basis of mass and energy conservation law. A comparative study of the schemes is performed in terms of the coefficient of performance (COP) and cooling capacity. The operating parameters considered in this study include compressor efficiency, superheating degree, outlet temperature of gas cooler and evaporating temperature in the R744 vapor compression cycle. The main results were summarized as follows : the superheating degree, outlet temperature and evaporating temperature of R744 vapor compression refrigeration system have an effect on the cooling capacity 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, Transcritical refrigeration system, Hot gas by-pass valve.

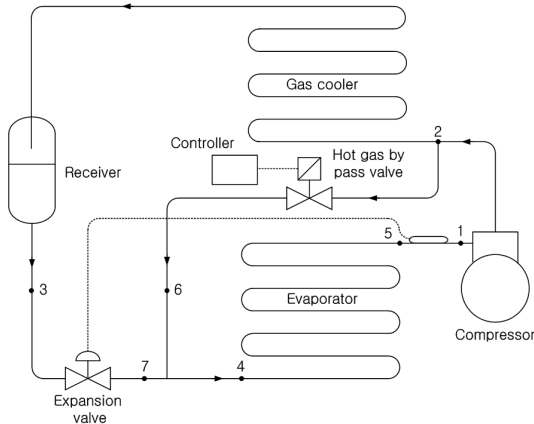
1. 서론

대부분의 냉동공조장치는 최대 부하에서 설계되지만 실제 운전될 경우에는 이보다 낮은 부하조건에서 운전된다. 또한, 냉동공조장치에서 부하는 일정하지가 않고, 시간이 경과됨에 따라 변하게 된다. 따라서 냉동부하(능력)

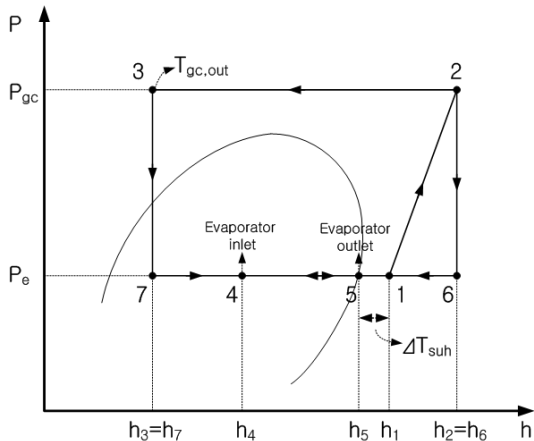
가 변하므로 운전조건 변화에 따라서 용량을 조절할 필요가 있다. 냉동공조장치의 용량조절을 위해서 냉동사이클내에 다양한 냉매유량 조절 기술을 적용할 수 있다. 이러한 기술은 크게 2가지로 구분할 수 있는데, 즉 압축기 출구배관에서 나오는 고온고압의 냉매가스를 응축기와 주팽창밸브를 거치지 않고 바로 압축기로 보내는 방법

*교신저자: 손창효(sonch@pknu.ac.kr)

(핫가스 바이패스 밸브를 이용한 용량제어 방법)과 압축기내에서 냉매유량을 일부 늘리는 방법(클리어런스 체적을 제어하는 방법, 피스톤 일부를 늘리는 방법, 흡입밸브를 닫는 방법 등)이 있다[1~3]. 이 중에서 가장 일반적으로 이용할 수 있는 기술이 그림 1에서와 같이 핫가스 바이패스 밸브를 이용하는 것이다. 그림 2는 이 장치에 대한 P-h선도를 나타낸 것이다. 즉, 그림 1에 나타낸 것처럼 냉동부하가 일정한 경우에는 냉매는 ①-②-③-⑦-④-①로 순환하지만, 만약 냉동부하가 감소할 경우 냉매는 ②에서 토출된 냉매의 일부를 ⑥으로 보내고 팽창밸브를 통과해서 나온 ⑦의 냉매와 혼합한 후 증발기 입구(④)로 보내지며, 증발기 출구(⑤)를 나온 냉매는 압축기 입구(①)로 유입되는 것이다.



[그림 1] 핫가스 밸브를 가진 R744용 냉동장치의 상세도



[그림 2] 핫가스 밸브를 가진 R744용 냉동장치의 P-h선도

위에서 언급한 이러한 기술을 최근에 프레온 냉매의 대체냉매로 각광받고 있는 이산화탄소 (CO₂, R744) 냉매

를 이용한 냉동공조장치에 적용하고자 한다.[4] R744는 임계압력이 7.38 MPa로 높고, 임계온도가 31.1 °C로 무척 낮기 때문에 R744 열펌프 시스템에서는 저온열원에서 증발과정은 임계점 이하(아임계 저압)에서 일어나고, 고온열원에서 냉각과정은 임계점 이상(초임계 고압)에서 일어나는 초임계 사이클(transcritical cycle)이다(그림 2 참조). 이는 기존의 역 랭킨 사이클로 운전되는 증기압축기 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. 이와 같이 R744를 이용한 냉동공조 시스템은 프레온계 냉매를 사용하는 시스템과는 다소 차이가 있으므로 핫가스 바이패스 밸브를 이용하여 R744용 냉동공조장치의 냉동능력을 제어할 경우 냉동시스템의 성능이 어떻게 변화하는지 파악하는 것이 무엇보다 중요하다.

따라서, 본 연구에서는 핫가스 바이패스 밸브를 적용한 R744용 냉동공조장치에서 냉동부하 변동에 따라 냉매유량을 제어할 경우 냉동 사이클의 성능에 미치는 인자들을 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 핫가스 바이패스 밸브를 이용하여 냉매유량을 제어하는 R744용 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 성능 분석

본 논문에서 사용되는 R744 냉매의 열역학적 물성치와 성능 분석은 EES(Engineering Equation Solver)[5] 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. 핫가스 바이패스 밸브를 가진 R744용 1단 압축 1단 팽창 증기압축식 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 압축기는 단열압축과정이고, 기계효율은 0.8이다.
- 열교환기(증발기, 응축기)내의 냉매 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 밸브(팽창밸브, 핫가스 바이패스 밸브)내의 열출입은 무시한다.
- 사이클내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 팽창밸브내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정한다.

[표 1] EES를 이용한 R744용 냉동장치의 열역학적 상태점 계산식

Compressor inlet (①)	Compressor outlet (②)	Gas cooler outlet (③)	Expansion valve outlet (⑦)
$P_1 = f(R744, T = T_e, x = 1)$	$P_2 = f(R744, T = T_{cas,c}, x = 1)$	$P_3 = P_2$	$P_7 = P_1$
$T_1 = T_e + \Delta T_{suh}$	$T_2 = f(R744, P = P_2, h = h_2)$	$T_3 = f(R744, P = P_3, h = h_3)$	$T_7 = T_e$
$h_1 = f(R744, T = T_1, P = P_1)$	$h_{2*} = f(R744, P = P_2, s = s_1)$ $h_2 = (h_{2*} - h_1) / \eta_{cH} \eta_{mH} + h_1$	$h_3 = f(R744, P = P_3, T = T_3)$	$h_7 = h_3$
Hot-gas by-pass valve outlet (⑥)	Evaporator inlet (④)	Evaporator outlet (⑤)	
$P_6 = P_1$	$P_4 = P_1$	$P_5 = P_4$	
$T_6 = f(R744, P = P_4, h = h_2)$	$T_4 = T_7$	$T_5 = T_4$	
$h_6 = h_2$	h_4 is calculated from Eq. (2)	$h_5 = f(R744, P = P_4, x = 1)$	

그림 1은 본 연구에서 적용하는 핫가스 바이패스 밸브를 가진 R744용 1단 압축 1단 팽창 증기압축식 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 아래와 같다. 우선, 팽창밸브와 핫가스 바이패스 밸브를 통해 유입되는 혼합점에서의 질량과 에너지 보존식을 적용하면 다음과 같다.

$$m_{total} = m_{EX} + m_{HB} \quad (1)$$

$$m_{total} \cdot h_7 = m_{EX} \cdot h_4 + m_{HB} \cdot h_6 \quad (2)$$

여기서, m_{EX} 는 바이패스되고 남은 유량, m_{HB} 는 바이패스되는 유량이다. 증발기내 냉동능력은 바이패스 유량비($y = m_{HB} / m_{total}$)를 도입해서 정리하면 식(3)으로 정리된다.

$$Q_e = \{m_{total} \cdot (h_5 - h_3)\} - \{y \cdot m_{total} \cdot (h_6 - h_3)\} \quad (3)$$

핫가스 바이패스 밸브를 부착한 R744용 증기압축식 냉동시스템의 성적계수(COP)는 냉동능력(Q_e)와 압축일량(W)의 관계로부터 아래의 식(4)로 계산한다.

$$COP = \frac{Q_e}{W} = \frac{(h_1 - h_3) - y \cdot (h_6 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (4)$$

R744용 냉동사이클의 각 상태점에서의 열물성치(엔탈피, 엔트로피, 압력, 온도 등) 계산은 표 1에 나타내었고, 표 2에는 본 연구에서 사용되는 냉동시스템의 성능 분석

범위를 나타내었다. 표 2에서 성능 분석범위는 R744용 냉동사이클의 일반적인 운전조건이다. 표 1의 분석조건으로부터 표 1~2의 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 2] R744용 냉동장치의 성능분석 범위

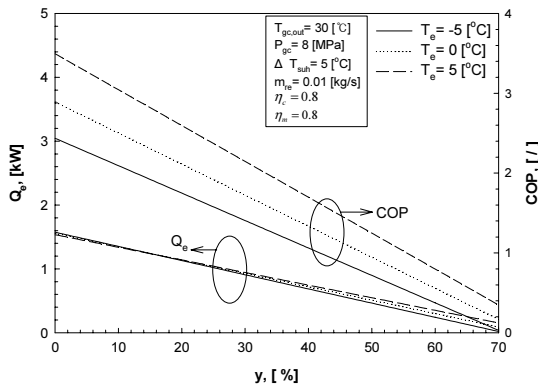
Items	Condition
P_{gc} , [°C]	8, 9, 10
T_e , [°C]	-5, 0, 5
ΔT_{suh} , [°C]	0, 5, 10
$T_{gc,out}$, [°C]	20, 30, 40
η_c , [/]	0.7, 0.8, 0.9
η_m , [/]	0.8

3. 본 론

3.1 증발온도의 영향

그림 3은 가스냉각기의 냉매 출구온도($T_{gc,out} = 30^\circ\text{C}$), 가스냉각기내 냉매의 가스냉각압력($P_{gc} = 8 \text{ MPa}$), 과열도($\Delta T_{suh} = 5^\circ\text{C}$), 냉매유량($m_{r,e} = 0.01 \text{ kg/s}$), 기계효율($\eta_m = 0.8$), 압축효율($\eta_c = 0.8$)인 조건에서 증발온도(T_e) 변화에 따른 R744용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동사이클의 냉동능력(Q_e)와 성적계수(COP)를 나타낸 것이다. 그림 3

에서 알 수 있는 것처럼, 냉매유량비($y = m_{HB}/m_{total}$)가 증가할수록 냉동능력이 감소하는데 이는 압축기 출구측에서 바로 증발기 입구측으로 흐르는 냉매유량(②에서 ⑥으로 흐르는 유량)이 증가할수록 증발기 입구측의 엔탈피(h_4)가 증가하기 때문이다. 또한, 바이패스 냉매유량비가 증가할수록 성적계수는 감소한다. 이는 압축일량(W)은 거의 일정한 반면 위에서 언급한 것처럼 냉동능력이 감소하기 때문이다.

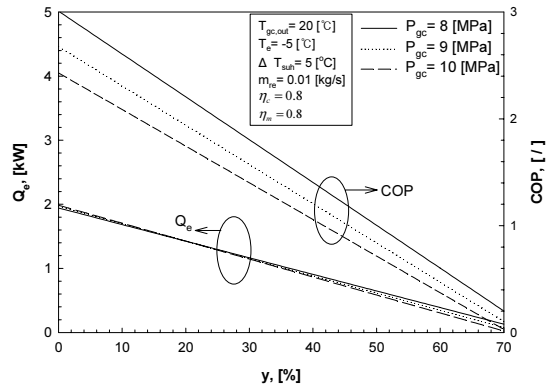


[그림 3] 증발온도 변화에 따른 냉동능력과 COP

그림 3에서 냉매유량비가 일정한 경우, 증발온도가 -5℃에서 5℃로 증가할수록 냉동능력이 냉매유량비가 0~20%까지는 거의 일정하지만, 20% 이상에서는 약간 상승하는 경향을 보인다. 그 이유에 대해서는 증발기 입구 엔탈피(h_4)는 일정한 반면 증발기 출구엔탈피(h_5)가 증가하기 때문이다. 또한, 증발온도가 증가할수록 성적계수는 증가한다. 이는 증발온도가 증가할수록 압축일량이 감소하기 때문이다. 그림 3에서 냉동능력과 성적계수가 0이 되는 냉매유량비가 존재한다. 즉, $T_e = -5^\circ\text{C}$ 인 경우 냉동능력과 성적계수는 질량비 70%에서 0이 된다. 이 값은 증발기 입출구 엔탈피가 동일한 경우($h_4 = h_5$)와 $y_{lim} = (h_5 - h_3)/(h_6 - h_3)$ 인 경우이다.

3.2 가스 냉각압력의 영향

그림 4는 가스냉각기내 냉매의 가스냉각압력 변화에 따른 영향을 파악하기 위한 것으로, 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out} = 20^\circ\text{C}$), 증발온도($T_e = -5^\circ\text{C}$), 과열도($\Delta T_{s,uh} = 5^\circ\text{C}$), 냉매유량($m_{re} = 0.01 \text{ kg/s}$), 기계효율($\eta_m = 0.8$), 압축효율($\eta_c = 0.8$)인 조건에서 가스냉각압력(P_{gc}) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 냉동능력(Q_c)과 성적계수를 나타낸 것이다.

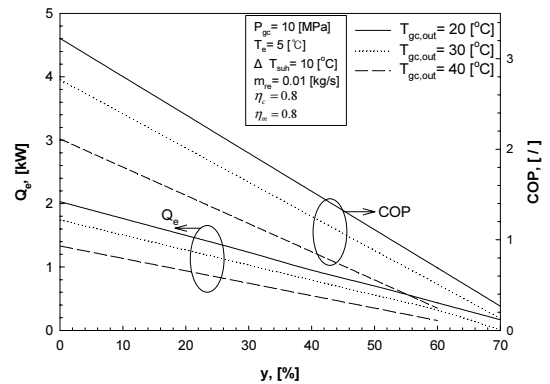


[그림 4] 가스냉각압력 변화에 따른 냉동능력과 COP

그림 4에 나타낸 것처럼, 일정한 냉매질량비율에서 가스냉각기내 냉매 가스냉각압력(P_{gc})이 증가할수록 냉동능력(Q_c)이 거의 일정하다가 질량비율 20% 정도에서 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 냉매 가스냉각압력이 증가할수록 증발기 입구 엔탈피(h_4) 증가율이 상승하기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 일정한 y 조건에서 P_{gc} 가 증가할수록 성적계수가 감소한다. 이는 앞에서 언급한 냉동능력의 변화보다는 P_{gc} 가 증가할수록 압축일량이 증가하기 때문이다.

3.3 가스냉각기 출구온도의 영향

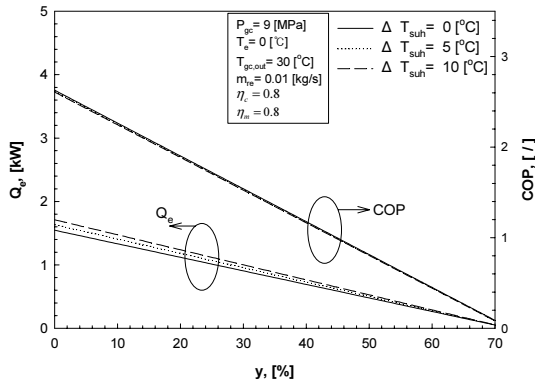
이산화탄소 냉매는 여름철 외기온도의 상승으로 인해 종래의 프레온계 냉동사이클과는 다른 초임계 사이클로 운전된다. 따라서, 기존의 프레온계 냉동사이클에서의 과냉각도가 존재하지 않기 때문에 이와 비슷한 개념의 가스냉각기 출구의 냉매온도의 영향을 살펴보았다.



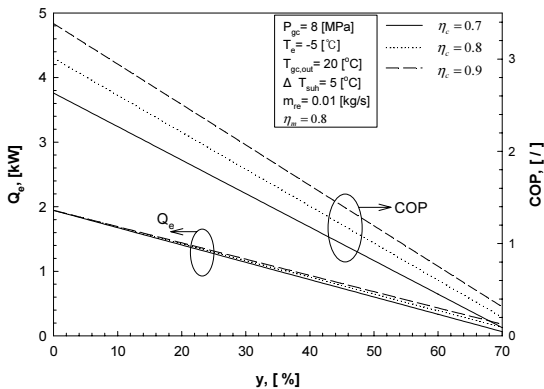
[그림 5] 냉매출구온도 변화에 따른 냉동능력과 COP

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

그림 5에서 알 수 있는 것처럼, 일정한 냉매질량비율에서 $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 냉동능력이 감소한다. 이는 $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 그림 2에서 가스냉각기와 수액기 출구 냉매엔탈피의 증가로 인해 증발기 입구 엔탈피가 증가하여 증발기 입출구 엔탈피차가 감소하기 때문이다. 그리고 일정한 y조건에서 $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 성적계수는 감소한다. 이는 $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 압축일량은 일정한 반면 앞에서 살펴본 냉동능력이 감소하기 때문이다. 따라서, 앞에서 살펴본 증발온도와 가스냉각기내 냉매 냉각압력 보다 가스냉각기내 냉매 출구온도가 냉동능력과 성적계수에 훨씬 많은 영향을 미치는 것을 알 수 있다.



[그림 6] 과열도 변화에 따른 냉동능력과 COP



[그림 7] 압축효율 변화에 따른 냉동능력과 COP

3.4 과열도의 영향

가스냉각압력($P_{gc}=10$ MPa), 증발온도($T_e=0$ °C), 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}=30$ °C), 냉매유량($m_{re}=0.01$ kg/s), 기계효율($\eta_m=0.8$), 압축효율($\eta_c=0.8$)인 조건에서 과열도(ΔT_{sub})와) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 냉동능력과 성적계수의 변화를 살펴보았다.

그림 6에서 알 수 있는 것처럼, 냉매질량비율이 일정한 조건에서 ΔT_{sub} 가 증가할수록 냉동능력이 증가한다. 이는 가스냉각기의 가스냉각압력이 일정한 상태에서 압축기 입구 과열도가 상승하면 증발기 출구엔탈피(h_2)의 상승하고, 이로 인해 증발기 입구측 엔탈피(h_4)가 감소하기 때문이다. 또한, 일정한 냉매질량비율 조건에서 ΔT_{sub} 가 증가할수록 성적계수는 거의 일정한데, 이는 냉동능력 증가와 함께 동일한 비율로 압축일량이 상승하기 때문이다.

3.5 압축효율의 영향

그림 7은 가스냉각압력($P_{gc}=8$ MPa), 증발온도($T_e=5$ °C), 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}=20$ °C), 과열도($\Delta T_{sub}=5$ °C), 냉매유량($m_{re}=0.01$ kg/s), 기계효율($\eta_m=0.8$) 조건에서 압축효율(η_c) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 냉동능력과 성적계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림 7에서 일정한 냉매유량비율 조건에서 압축효율이 증가할수록 냉동능력은 거의 일정하게 변화하는 것을 알 수 있다. 또한, 일정한 y에서 압축효율이 증가할수록 성적계수는 증가한다. 이는 y가 증가할수록 냉동능력은 거의 일정한 반면 압축일량이 감소하기 때문이다.

4. 결론

핫가스 바이패스 밸브를 이용하여 R744용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동사이클의 부하변동에 대한 용량제어를 하고자 하였으며, 부하변동에 따른 냉매유량제어를 했을 경우 냉동사이클의 냉동능력과 성적계수에 미치는 영향을 표 2의 운전조건에서 살펴보았다.

1. 냉매유량비율에 따른 냉동능력에 대한 T_e , P_{gc} , $T_{gc,out}$, ΔT_{sub} , η_c 의 영향을 살펴보면, y이 증가할수록 냉동능력은 감소하였고, 일정한 y조건에서 냉동능력은 T_e , P_{gc} , ΔT_{sub} , η_c 변화에 따라서 거의 일정한 반면, $T_{gc,out}$ 가 감소할수록 증가하는 경향을 보였다.

2. 성적계수에 대한 ΔT_{suh} , $T_{gc,out}$, P_{gc} 의 영향을 살펴 보면, y 가 증가할수록 성적계수는 감소하였다. 또한, 일정한 y 조건에서 성적계수는 P_{gc} 와 $T_{gc,out}$ 이 감소할수록 증가한 반면, T_e 와 η_c 는 증가할수록 증가하였고, ΔT_{suh} 가 증가할수록 COP는 거의 일정하였다.
3. 위의 결과로부터 R744를 냉매로 사용하는 증기압축식 냉동사이클에서 핫가스 바이패스 밸브로 냉매 유량을 제어할 경우 냉동능력과 성적계수에 증발온도, 가스냉각압력, 가스냉각기 출구 냉매온도, 과열도, 압축효율 등에 영향을 받는다는 것을 알 수 있었고, 이러한 영향들을 잘 파악하여 부하변동에 따른 냉동유량제어를 하는 R744용 증기압축식 냉동사이클을 설계할 필요가 있다.

참고문헌

- [1] Stoecker WF, Jones JW, Refrigeration and air-conditioning 2nd ed. New York : McGraw Hill, 1987.
- [2] Anon, Handbook of refrigeration, Atlanta : ASHRAE, 1998.
- [3] Jolly PG, Tso CP, Wong YW, Ng SM, Simulation and measurement on the full-load performance of a refrigeration system in a shipping container, Int. J. of Refrigeration, 23(2), pp. 112~126, 2000.
- [4] Bodinus WS. 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.
- [5] 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