

내부 열교환기 부착 CO₂-C₃H₈용 캐스케이드 냉동시스템의 성능 특성

손창효*[†]

*부경대학교 기계공학부

Performance Characteristics of a Cascade Refrigeration System with Internal Heat Exchanger using Carbon Dioxide (R744) and Propane (R290)

CHANGHYO SON*[†]

**School of Mechanical Engineering, Pukyong National Univ., San 100, Yongdang-dong, Nam-gu, Busan-si 608-739, Korea*

ABSTRACT

In this paper, cycle performance analysis of CO₂-C₃H₈ (R744-R290) cascade refrigeration system with internal heat exchanger is presented to offer the basic design data for the operating parameters of the system. The operating parameters considered in this study include subcooling and superheating degree and gas cooling pressure and evaporating temperature in the propane (R290) low temperature cycle and the carbon dioxide (R744) high temperature cycle. The main results were summarized as follows : The COP of cascade refrigeration system of CO₂-C₃H₈ (R744-R290) increases with the increasing subcooling degree, but decreases with the increasing superheating degree. The COP of cascade refrigeration system increases with the increasing evaporating temperature, but decreases with the increasing gas cooling pressure. Therefore, superheating and subcooling degree, compressor efficiency, evaporating temperature and gas cooling pressure of CO₂-C₃H₈ (R744-R290) cascade refrigeration system have an effect on the COP of this system.

KEY WORDS : CO₂(이산화탄소), Cascade refrigeration system(캐스케이드 냉동시스템), Internal heat exchanger (내부 열교환기), C₃H₈(프로판)

Nomenclature

COP: coefficient of performance

h : enthalpy [kJ/kg]
m : mass flowrate [kg/s]
P : pressure [Pa]
Q : heat capacity [kW]
s : entropy [kJ/kgK]
T : temperature [°C]

[†]Corresponding author : sonch@pknu.ac.kr

[접수일 : 2009.8.26 수정일 : 2009.10.23 게재확정일 : 2009.12.15]

W : compressor work [kW]

Greek symbols

Δ : variation
 η : efficiency

Subscripts

c : gas cooler, Compression
 cas : cascade heat exchanger
 e : evaporator
 F : refrigeration medium
 H : high temperature cycle
 IHX : internal heat exchanger
 L : low temperature cycle
 m : mechanical
 o : condensing medium
 suc : supercooling degree
 suh : superheating degree

1. 서 론

-30~-50°C의 저온을 얻기 위해서 R23, R170, R1150과 같은 냉매를 사용하는 저온사이클(low temperature cycle)과 R22, R134a와 같은 냉매를 사용하는 고온사이클(high temperature cycle)이 캐스케이드 열교환기(cascade heat exchanger)를 통해 열교환하는 캐스케이드 냉동사이클(cascade refrigeration cycle)을 이용한다. 지금까지 캐스케이드 냉동사이클의 고온부와 저온부에 사용되어 왔던 프레온계 냉매는 지구온난화와 오존층 파괴로 인해 사용이 제한되어 있기 때문에, 이에 대한 대체 냉매로 ethanol, R717(NH₃, 암모니아), R1270(프로필렌), R290(C₃H₈, 프로판), R744(CO₂, 이산화탄소)와 같은 자연냉매(natural refrigerant)들이 거론되고 있다. 즉, 고온사이클내에는 ethanol, R717, R1270, R744, R290 등이, 저온사이클내에는 R744, R290, R717 등이 고려되고 있다¹⁻⁴⁾.

자연냉매를 적용한 캐스케이드 냉동시스템에 대한 종래의 연구들을 살펴보면, 우선 Lee 등⁵⁾은 저온사이클내 R744의 응축온도를 최적화하기 위해 R744(고온

부)와 R717(저온부)의 캐스케이드 냉동사이클의 성능을 이론적으로 분석하였다. Bhattacharyya 등⁶⁾은 고온사이클내 R744의 증발온도를 최적화하기 위해 R744(고온부)와 R290(저온부)을 적용한 이원 냉동사이클의 성능을 연구하였다. Bansal-Jain⁷⁾은 저온부에 R744 냉매를, 고온부에 ethanol, R717, R1270, R290, R404A 등의 냉매를 적용한 캐스케이드 냉동사이클에 대한 성능을 열역학적으로 분석하였다. 이러한 종래연구로부터 최근에는 캐스케이드 냉동장치의 저온부와 고온부에 각각 R290과 R744 냉매를 적용하는 사례가 증가되는 추세이다. 하지만, 지금까지 내부 열교환기를 부착하고 R744와 R290을 적용한 캐스케이드 냉동사이클에 대한 성능 분석에 대한 자료가 부족할 뿐만 아니라 정확한 이론이 확립되어 있지 않은 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 종래의 R744(고온사이클)와 R290(저온사이클)용 캐스케이드 냉동사이클에 고온과 저온 사이클에 내부열교환기(internal heat exchanger)를 채용한 캐스케이드 냉동사이클의 성능에 미치는 인자들을 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 자연냉매를 적용한 캐스케이드 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 성능 분석

본 논문에서 사용되는 냉매의 열역학적 물성치(엔탈피, 엔트로피, 압력, 온도 등)와 성능 분석은 EES(engineering equation solver)⁸⁾ 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. 고온사이클에는 R744 냉매를, 저온사이클에는 R290 냉매를 적용하고, 고온과 저온사이클에 내부 열교환기를 부착한 캐스케이드 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 저온과 고온사이클의 압축기내 냉매는 단열압축과정이고, 압축효율과 기계효율은 각각 0.8과 1이다.
- 저온과 고온사이클내 열교환기(증발기, 응축기, 캐스케이드 열교환기)내의 냉매 압력강하와 열손실은 무시한다.

Table 1 Balance equation for each component of cascade refrigeration system using R744 and R290

Cycle	Component	Energy	Mass
High temperature refrigeration cycle (R744 circuit)	Compressor (1→2)	$W_H = m_H(h_2 - h_1)/\eta_{cH}\eta_{mH}$	$m_H = m_1 = m_2$ $= m_3 = m_4$ $= m_5 = m_6$ $= m_7 = m_8$
	Gas cooler (2→3)	$Q_c = m_H(h_2 - h_3)$	
	Subcooling degree (3→4)	$\Delta T_{suc,H}$	
	Internal heat exchanger (4→5 and 8→1)	$Q_{HX,H} = m_H(h_4 - h_5)$ $= m_H(h_8 - h_1)$	
	Expansion valve (5→6)	$h_5 = h_6$	
	Evaporator (6→7)	$Q_{cas,c} = m_H(h_7 - h_6)$	
	Superheating degree (7→8)	$\Delta T_{sub,H}$	
Low temperature refrigeration cycle (R290 circuit)	Compressor (11→12)	$W_L = m_L(h_{12} - h_{11})/\eta_{cL}\eta_{mL}$	$m_L = m_{11} = m_{12}$ $= m_{13} = m_{14}$ $= m_{15} = m_{16}$ $= m_{17} = m_{18}$
	Condenser (12→13)	$Q_{cas,c} = m_L(h_{12} - h_{13})$	
	Subcooling degree (13→14)	$\Delta T_{suc,L}$	
	Internal heat exchanger (14→15 and 18→11)	$Q_{HX,H} = m_L(h_{14} - h_{15})$ $= m_L(h_{18} - h_{11})$	
	Expansion valve (15→16)	$h_{15} = h_{16}$	
	Evaporator (16→17)	$Q_c = m_L(h_{17} - h_{16})$	
	Superheating degree (17→18)	$\Delta T_{sub,L}$	

- 저온과 고온사이클내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 저온과 고온사이클의 팽창밸브내 냉매는 단열 팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없으므로 가정한다.
- 저온과 고온사이클의 내부 열교환기의 효율은 0.8이다.

Fig. 1은 본 연구에서 적용하는 캐스케이드 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 Table 1에 정리하였다. 캐스케이드 열교환기내 R744와 R290의 전열량(Q_{cas})은 위의 가정에서 주위로의 열손실이 없다고 하였으므로 아래의 식 (1)과 (2)로 나타낼 수 있다.

$$Q_{cas} = Q_{cas,c} = Q_{cas,e} \quad (1)$$

$$Q_{cas} = m_L(h_{12} - h_{13}) = m_H(h_7 - h_6) \quad (2)$$

캐스케이드 냉동시스템의 전체 성적계수(COP)는 아래의 식 (3)으로 계산한다.

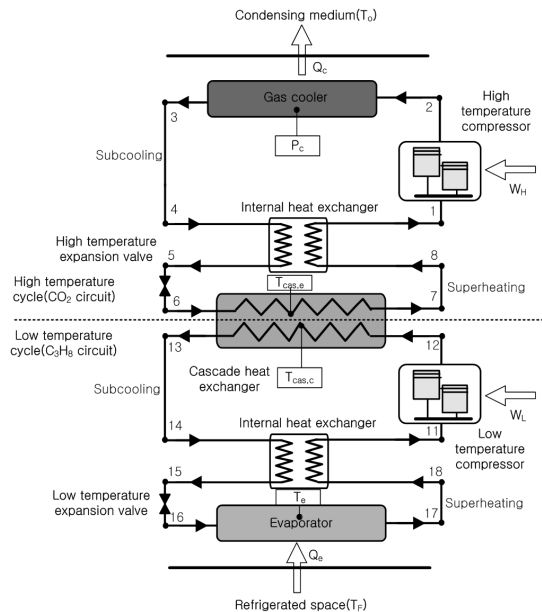


Fig. 1 Schematic diagram of cascade refrigeration system for R744 and R290.

$$COP = \frac{Q_c}{W_L + W_H} \quad (3)$$

R744와 R290의 캐스케이드 냉동사이클의 각 구성품에 대한 계산은 Table 1에 나타내었고, Table 2에는 본 연구에서 사용되는 캐스케이드 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타내었다. Table 2에서 성능 분석범위는 R744와 R290용 캐스케이드 냉동사이클의 일반적인 운전조건이다. R744와 R290용 캐스케이드 냉동사이클의 개략도와 상태점을 나타낸 Fig. 1과 운전조건을 나타낸 Table 2를 이용하여 P-h선도를 Fig. 2에 나타내 보았다. Table 2의 분석범위로부터 Table 1의 수식을 계산하고 이렇게 나온 결과값을 이용하여 R744와 R290용 캐스케이드 냉동사이클의 성능에 영향을 미치는 과열도, 과냉도, 증발온도, 응축온도 등의 인자들에 대해서 살펴 보고자 한다.

Table 2 Analysis condition

Refrigerant	R744, R290
P_c , [MPa]	8~10
T_e , [°C]	-30~-50
$\Delta T_{suc} = \Delta T_{suc,L} = \Delta T_{suc,H}$, [°C]	0~20
$\Delta T_{sub} = \Delta T_{sub,L} = \Delta T_{sub,H}$, [°C]	0~20
$\eta_c = \eta_{c,L} = \eta_{c,H}$, [l]	0.5~0.9
$\eta_m = \eta_{m,L} = \eta_{m,H}$, [l]	1
$\Delta T_{cas} = T_{cas,c} - T_{cas,e}$, [°C]	5
$T_{cas,c}$, [°C]	0~-30
$T_{cas,e}$, [°C]	5~-25

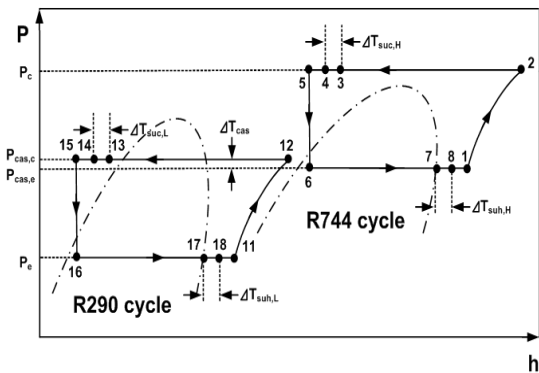


Fig. 2 Cascade refrigeration cycle of R744 and R290 on P-h property plots.

3. 본 론

3.1 과열도의 영향

Fig. 3은 R744와 R290용 캐스케이드 냉동시스템에 대한 과열도 영향을 파악하기 위해 고온과 저온 사이클 각각에 대해 과열도를 부가해 본 것이다. 즉, 실선은 R744용 고온사이클에만, 파선은 R290용 저온사이클에만, 그리고 점선은 고온과 저온사이클 모두에 대해서 과열도를 0~20°C까지 주었다. Fig. 3에서 알 수 있듯이, 전체적으로 과열도가 증가할수록 캐스케이드 냉동사이클의 성적계수(COP)가 감소하는 경향을 보였다. 그리고, R744와 R290 모든 사이클에 동일하게 과열도를 부가한 경우의 성적계수가 가장 낮게 나타났으며, R744용 고온사이클과 R290용 저온사이클에만 과열도를 각각 부가했을 때 캐스케이드 냉동사이클의 성적계수가 가장 높게 나타났다. 그러나 과열도가 증가할수록 R744용 고온사이클이 조금 더 높게 나타남을 알 수 있다. 따라서, R744용 고온사이클에만 과열도를 부가하여 R744와 R290용 캐스케이드 냉동시스템의 성적계수를 파악해 보았고, 그 결과는 Fig. 4에 나타내었다.

Fig. 4는 응축온도($T_c=40^\circ\text{C}$), 증발온도($T_e=-50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{cas}=T_{cas,c}-T_{cas,e}=5^\circ\text{C}$), 저온과 고온사이클 과냉각도($\Delta T_{suc,L}=\Delta T_{suc,H}=0^\circ\text{C}$), 저온사이클 과열도($\Delta T_{suc,L}=0^\circ\text{C}$), 저온과 고온압축기

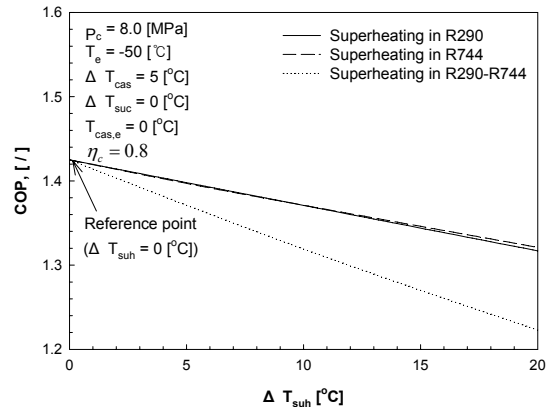


Fig. 3 Effect of superheating degree on system and individual cycles.

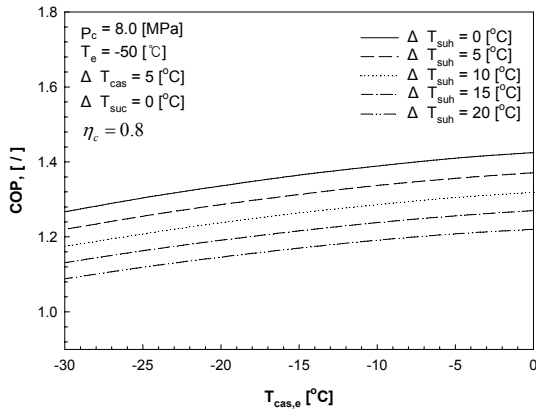


Fig. 4 System performance curve for cascade refrigeration system of R744-R290 with variation of superheating degree on R744 high temperature cycles.

의 압축효율($\eta_c = \eta_{cl} = \eta_{ch} = 0.8$)를 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도(R744의 증발온도, $T_{cas,e}$)와 고온사이클의 과열도(압축기 입구온도-증발기 출구온도, $\Delta T_{suc,H}$) 변화에 따라 R744와 R290용 캐스케이드 냉동사이클의 성적계수(COP)를 나타낸 것이다. Fig. 4에서 알 수 있듯이, 증발온도($T_{cas,e}$)가 일정한 조건에서 R744용 고온사이클의 과열도가 증가할수록 성적계수는 감소한다. 이는 식 (3)에서 과열도가 증가할수록 저온사이클의 증발열량(Q_e)의 증가에 비해 고온과 저온사이클의 압축일량이 더 많이 증가하기 때문이다. 또한, Fig. 4에서 알 수 있듯이, 일정한 과열도에서 고온사이클의 증발온도($T_{cas,e}$)가 감소할수록 성적계수는 감소하는 경향을 보인다. 이러한 결과에는 증발열량(Q_e), 고온과 저온사이클 압축일량(W_H, W_L) 등이 관여하기 때문이다. 우선, 증발열량은 $T_{cas,e}$ 가 감소함에 따라 일정한 비율로 계속해서 증가한다. 따라서, 고온과 저온사이클의 압축일량에 의해 성적계수가 좌우된다. 즉, $T_{cas,e}$ 가 감소할수록 성적계수가 감소하는 이유는 W_L 의 감소비율에 비해 W_H 의 증가비율이 크기 때문이다.

3.2 과냉도의 영향

Fig. 5는 R744와 R290용 캐스케이드 냉동시스템에 대한 과냉각도의 영향을 파악하기 위해 고온과

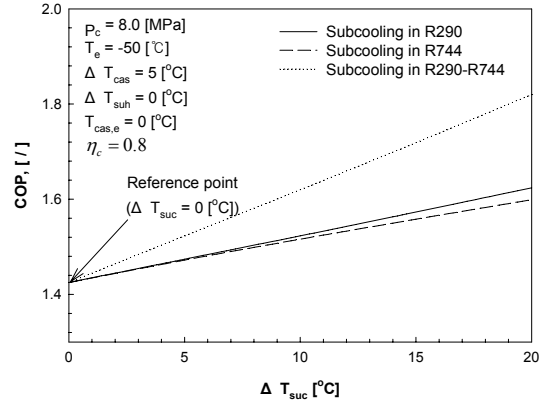


Fig. 5 Effect of subcooling degree on system and individual cycles.

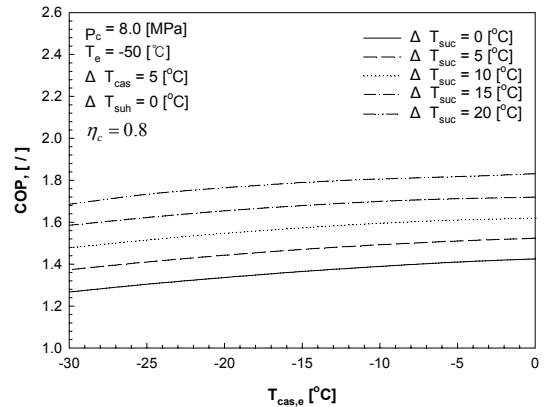


Fig. 6 System performance curve for cascade refrigeration system of R744-R290 with variation of subcooling degree on both cycles.

저온사이클 각각에 대해 과냉각도를 부가한 그래프이다. 즉, 실선은 R290용 저온사이클에만, 파선은 R744용 고온사이클에만, 그리고 점선은 고온과 저온사이클 모두에 대해서 0~20°C까지 과냉도를 주었다. Fig. 5에서 알 수 있듯이, 고온과 저온사이클 모두에 과냉도를 부가했을 때 캐스케이드 냉동사이클의 COP가 가장 높게 나타났으며, 이러한 경향은 과냉도가 증가할수록 더욱더 확실하게 나타남을 알 수 있다. 따라서, 고온과 저온사이클 모두에 과냉도를 부가하여 R744와 R290용 캐스케이드 냉동시스템의 성적계수를 파악해 보았고, 그 결과는 Fig. 6

에 나타내었다.

Fig. 6은 응축온도($T_c=40^\circ\text{C}$), 증발온도($T_e=-50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{\text{cas}}=T_{\text{cas,c}}-T_{\text{cas,e}}=5^\circ\text{C}$), 저온·고온사이클의 과열도(압축기 입구온도-증발기 출구온도, $\Delta T_{\text{sub}}=\Delta T_{\text{sub,L}}=\Delta T_{\text{sub,H}}=0^\circ\text{C}$), 저온과 고온압축기의 압축효율($\eta_c=\eta_{cL}=\eta_{cH}=0.8$)로 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도(R744의 증발온도, $T_{\text{cas,e}}$)와 저온·고온사이클의 과냉각도(응축기 출구온도-팽창밸브 입구온도, $\Delta T_{\text{suc}}=\Delta T_{\text{suc,L}}=\Delta T_{\text{suc,H}}$) 변화에 따라 R744와 R290을 사용하는 캐스케이드 냉동사이클의 COP를 나타낸 것이다. Fig. 6에서 캐스케이드 증발온도가 일정한 경우, ΔT_{suc} 가 증가할수록 COP가 증가함을 알 수 있다. 이는 ΔT_{suc} 가 증가할수록 W_H 와 W_L 은 거의 일정한 반면, Q_e 가 증가하기 때문이다. 또한, Fig. 6에서 ΔT_{suc} 가 일정한 경우, $T_{\text{cas,e}}$ 가 감소할수록 COP가 감소하는 경향을 보인다. 이는 위의 과열도에서 언급한 이유와 동일하다.

3.3 가스냉각압력의 영향

Fig. 7은 증발온도, 캐스케이드 온도차, 저온·고온사이클의 과냉각도, 저온·고온사이클의 과열도를 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도와 고온사이클의 가스냉각 압력변화에 따라 R744와

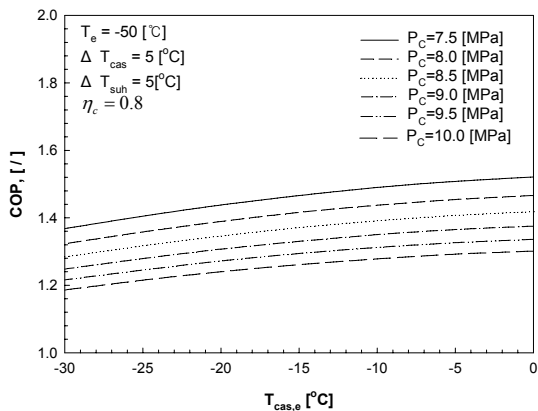


Fig. 7 System performance curve for cascade refrigeration system of R744-R290 with variation of gas cooling pressure of R744.

R290을 사용하는 캐스케이드 냉동사이클의 성적계수(COP)를 나타낸 것이다. Fig. 7에서 P_c 가 감소할수록 캐스케이드 냉동사이클의 COP가 증가함을 알 수 있다. 이는 P_c 가 감소할수록 Q_e 와 W_L 이 거의 일정한 반면 W_H 가 감소하기 때문이다. 또한, Fig. 7에서 P_c 가 일정한 경우, $T_{\text{cas,e}}$ 가 감소할수록 COP가 감소하는 경향을 보인다. 이와 같이 P_c 가 일정한 경우, $T_{\text{cas,e}}$ 의 감소에 따른 COP의 변화는 위에서 언급한 것처럼, Q_e 는 거의 일정한 비율로 증가하는만큼 W_H 와 W_L 도 증가한다. 즉, $T_{\text{cas,e}}$ 의 감소에 따른 W_H 와 W_L 의 증가 비율이 Q_e 의 증가 비율보다 크기 때문이다.

3.4 증발온도의 영향

Fig. 8은 응축온도, 증발온도, 캐스케이드 온도차, 저온·고온사이클의 과냉각도, 저온·고온사이클의 과열도의 동일한 실험조건에서 캐스케이드 증발온도와 고온사이클의 증발온도 변화에 따라 R744와 R290용 캐스케이드 냉동사이클의 COP를 나타낸 것이다.

Fig. 8에서 $T_{\text{cas,e}}$ 가 일정한 경우, T_e 가 증가할수록 캐스케이드 냉동사이클의 COP가 증가함을 알 수 있다. 이는 T_e 가 증가할수록 Q_e 와 W_H 이 거의 일정한 반면 W_L 가 감소하기 때문이다. 또한, Fig. 8에서 T_e 가 일정한 경우, $T_{\text{cas,e}}$ 가 감소할수록 COP는

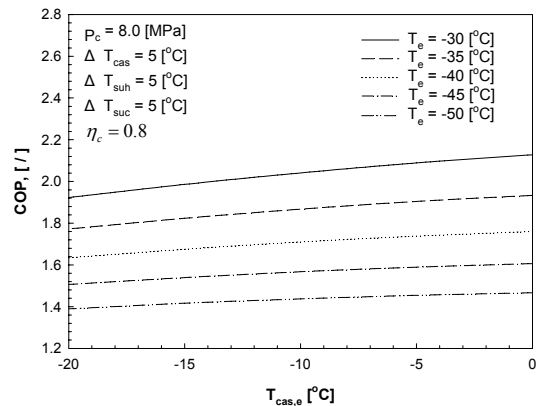


Fig. 8 System performance curve for cascade refrigeration system of R744-R290 with variation of evaporating temperature of R290.

감소하는 경향을 보인다. 이는 위에서 언급한 과열도와 과냉도의 영향과 동일한 이유 때문이다.

3.5 압축효율의 영향

Fig. 9는 R744와 R290용 캐스케이드 냉동시스템의 압축기에 대한 압축효율의 영향을 파악하기 위해 고온과 저온사이클 각각에 대해 압축효율을 부가한 그래프이다. 즉, 실선은 R290용 저온사이클에만, 파선은 R744용 고온사이클에만, 그리고 점선은 고온과 저온사이클 모두에 대해서 0.5~0.9까지 압

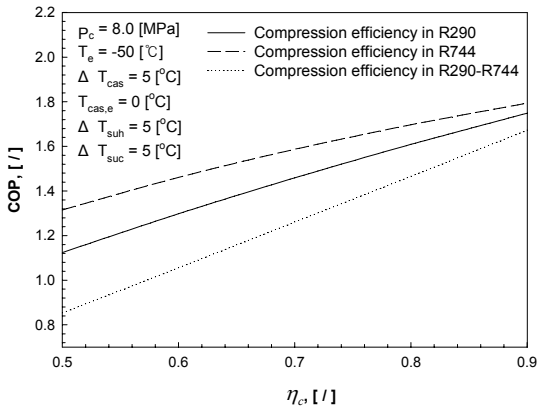


Fig. 9 Effect of compression efficiency on system and individual cycles.

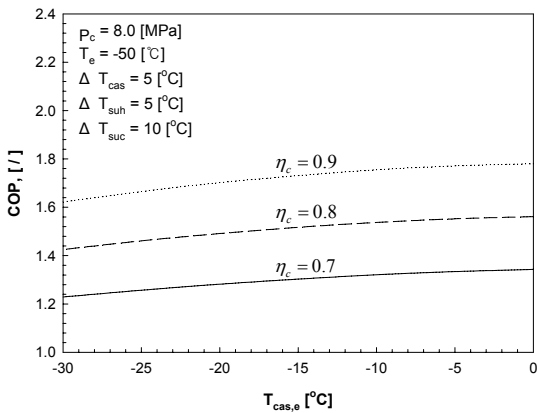


Fig. 10 System performance curve for cascade refrigeration system of R744-R290 with variation of isentropic efficiency of R744.

축효율을 주었다. Fig. 9에서 알 수 있듯이, R744용 고온사이클에만 압축효율을 부가했을 때 캐스케이드 냉동사이클의 성적계수가 가장 높았고, 고온과 저온사이클 모두에 대해 압축효율을 부가했을 때의 성적계수가 가장 낮았다. 따라서, 캐스케이드 냉동시스템에 사용되는 압축기의 경우 R744용 고온사이클에만 압축효율을 부가하여 R744와 R290용 캐스케이드 냉동시스템의 성적계수를 파악해 보았고, 그 결과는 Fig. 10에 나타내었다.

Fig. 10은 응축온도($T_c=40^\circ\text{C}$), 증발온도($T_e=-50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{\text{cas}}=T_{\text{cas,c}}-T_{\text{cas,e}}=5^\circ\text{C}$), 저온·고온사이클의 과냉각도(응축기 출구온도-팽창밸브 입구온도, $\Delta T_{\text{suc}}=\Delta T_{\text{suc,L}}=\Delta T_{\text{suc,H}}=5^\circ\text{C}$), 저온·고온사이클의 과열도(압축기 입구온도-증발기 출구온도, $\Delta T_{\text{sub}}=\Delta T_{\text{sub,L}}=\Delta T_{\text{sub,H}}=5^\circ\text{C}$)로 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도(R744의 증발온도, $T_{\text{cas,e}}$)와 고온압축기의 압축효율($\eta_c=\eta_{\text{ch}}$)변화에 따라 R744와 R290을 사용하는 캐스케이드 냉동사이클의 성적계수(COP)를 나타낸 것이다. Fig. 10에서 η_c 가 증가할수록 캐스케이드 냉동사이클의 COP가 증가함을 알 수 있다. 이는 η_c 가 증가할수록 W_H 와 W_L 가 감소하기 때문이다. 또한, Fig. 10에서 η_c 가 일정한 경우, $T_{\text{cas,e}}$ 가 감소할수록 COP가 감소하는 경향을 보인다. 이와 같이 η_c 가 일정한 경우, $T_{\text{cas,e}}$ 가 감소할수록 COP가 감소하는 것은 위의 과열도와 과냉도에서 언급한 이유와 동일하다.

4. 결 론

-50°C 정도의 저온을 얻는데 사용되는 R744와 R290용 캐스케이드 냉동사이클의 성능에 영향을 미치는 과열도, 과냉각도, 압축효율, 증발온도, 가스냉각압력 등의 인자들에 대해서 Table 2의 운전조건에서 살펴본 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) R744용 고온사이클과 R290용 저온사이클에만 0~20°C까지 과열도를 주었을 때, 캐스케이드 냉동사이클의 COP가 가장 높게 나타났다. R744용 고온사이클의 과열도가 증가할수록 캐스케이드

냉동사이클의 COP는 감소하는 것을 알 수 있다.

- 2) R744와 R290용 캐스케이드 냉동시스템의 고온과 저온사이클 모두에 대해 0~20℃까지 과냉각도를 주었을 때, 캐스케이드 냉동사이클의 COP가 가장 높게 나타났다. 고온과 저온사이클의 과냉각도가 증가할수록 캐스케이드 냉동사이클의 COP가 증가함을 알 수 있었다.
- 3) R744와 R290용 캐스케이드 냉동시스템의 냉각압력이 증가할수록 캐스케이드 냉동사이클의 COP는 감소하지만, 증발온도는 감소할수록 COP가 감소함을 확인할 수 있었다.
- 4) R744와 R290용 캐스케이드 냉동시스템의 증발온도가 증가할수록 캐스케이드 냉동사이클의 COP는 증가함을 확인할 수 있었다.
- 5) R744용 고온사이클에만 압축효율을 주었을 때 캐스케이드 냉동사이클의 COP가 가장 높게 나타났고, 압축효율이 증가할수록 캐스케이드 냉동사이클의 COP는 증가함을 알 수 있었다.
- 6) 과열도, 과냉각도, 증발온도, 가스냉각압력 등의 인자들이 R744와 R290용 캐스케이드 냉동사이클의 COP에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) Sawalha, S., "Using CO₂ in supermarket refrigeration". ASHRAE J. Vol. 47, No. 8, 2005, pp. 26-30.
- 2) Wilson, I. and Maier, D., "Carbon dioxide for use as a refrigerant. In: Refrigeration Science and Technology", Proceedings, IIR-IRHACE Conference, Innovative Equipment and Systems for Comfort and Food Preservation. The University of Auckland, 2006, pp. 305-311.
- 3) S. N. Park and M. S. Kim, "Performance of auto-cascade refrigeration system using carbon dioxide and R134a", Korea J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 6, 1999, pp. 880-890.
- 4) C. Chaichana, L. Aye and W.W.S. Charters, 2003. "Natural working fluids for solar-boosted heat pumps". Int. J. Refrigeration, Vol. 26, 2003, pp. 637-643.
- 5) T. S. Lee, C. H. Liu and T. W. Chen, "Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems", Int. J. Refrigeration Vol. 29, 2006, pp. 1100-1108.
- 6) S. Bhattacharyya, S. Mukhopadhyay, A. Kumar, R. K. Khurana and J. Sarkar, "Optimization of a CO₂ - C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating", Int. J. Refrigeration, Vol. 28, 2005, pp. 1284-1292.
- 7) P. K. Bansal and S. Jain, "Cascade systems: past, present, and future", ASHRAE Trans. Vol. 113, No. 1, 2007, pp. 245-252 (DA-07-027).
- 8) EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.