

# R744를 2차냉매로 사용하는 R404A용 냉동시스템의 성능 분석 Performance analysis of R404A refrigeration system using R744 as secondary refrigerant

오후규 · 손창호  
H. K. Oh and C. H. Son

(접수일 : 2011년 07월 14일, 수정일 : 2012년 01월 05일, 채택확정 : 2012년 01월 05일)

**Key Words** : R744(이산화탄소), R404A, Secondary Refrigeration System(2차 냉동시스템), Performance Analysis (성능분석), Indirect Cooling System(간접 냉각시스템)

**Abstract** : In this paper, an analysis on performance and exergy of R404A refrigeration system using R744 secondary refrigerant was performed numerically to optimize the design for the operating parameters. The operating parameters considered in this study include subcooling and superheating degree, internal heat exchanger and compression efficiency, evaporation and condensation temperature in the R404A refrigeration cycle and temperature difference of cascade heat exchanger. The main results are summarized as follows : The COP(coefficient of performance) of R404A refrigeration system increases with increasing evaporation temperature. The evaporation capacity of R744 as secondary refrigerant increases with the increase in evaporation pressure of R744 secondary refrigeration. And the enthalpy in the evaporator outlet of R744 increases with the increasing evaporation pressure of R744 secondary refrigeration. Therefore, it is important to analysis for the relationship between COP of R404A refrigeration system and refrigeration capacity of R744. As cascade evaporation temperature increase, the exergy loss of condenser and compressor using R404A is the largest among all components. Therefore, the exergy loss in the condenser and compressor using R404A must be decreased to enhance the COP of R404A refrigeration system with R744 secondary refrigerant.

## 1. 서 론

R744(CO<sub>2</sub>)를 2차냉매로 사용하는 R404A용 냉동 시스템은 일반적으로 대형 할인마트나 저온용 냉동 창고 등에 사용되는 R404A 냉동장치에 R744를 2차 냉매(브라인)로 사용하는 냉매순환식 사이클을 추가한 시스템을 말한다. 이와 같이 R744를 2차냉매로 사용하면 다음과 같은 장점이 있다. 첫째 지구환경에 미치는 영향이 적고, 인체에 무해하다. 둘째 일반적인 금속재료의 사용이 가능하며 관리가 용이하다. 셋째 저온에서 증발잠열이 크므로 필요냉매 순환량을

줄일 수 있고, 배관구경을 작게 할 수 있다. 마지막으로 점성이 작기 때문에 수송 동력을 감소시킬 수 있다.

지금까지 발표된 2차냉매 순환 냉동시스템에 관한 종래 연구를 살펴보면 Pearson<sup>(1)</sup>은 일반적인 핫가스 제상 시스템에 증발하기 쉬운 2차냉매로서 R744를 적용한 간접 냉각시스템에 대한 특허를 제출하였다. Pachai<sup>(2)</sup>는 스웨덴의 헬싱보(Helsingborg)에 설치되어 있는 2차냉매 순환시스템에 대해서 연구하였다. 이 시스템의 저온과 중온측의 2차냉매로는 R744와 프로필렌글리콜을 각각 사용하였다. Nilsson 등<sup>(3)</sup>은 2차냉매로서 R744를 적용한 아이스링크장의 냉동시스템에 대해서 보고하였다. 이 시스템은 1차와 2차냉매 순환시스템으로 구성된다. 1차냉매 순환시스템은 브라인 냉각기, 팽창밸브, 캐스케이드 응축기, 압축기로 구성되고, 2차냉매 순환시스템은 R744용 수액기와 펌프로 구성된다. Hinde 등<sup>(4)</sup>은 2008년에 미국과

C. H. Son(corresponding author) : Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University.

E-mail : sonch@pknu.ac.kr, Tel : 051-621-6802

H. K. Oh : Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University.

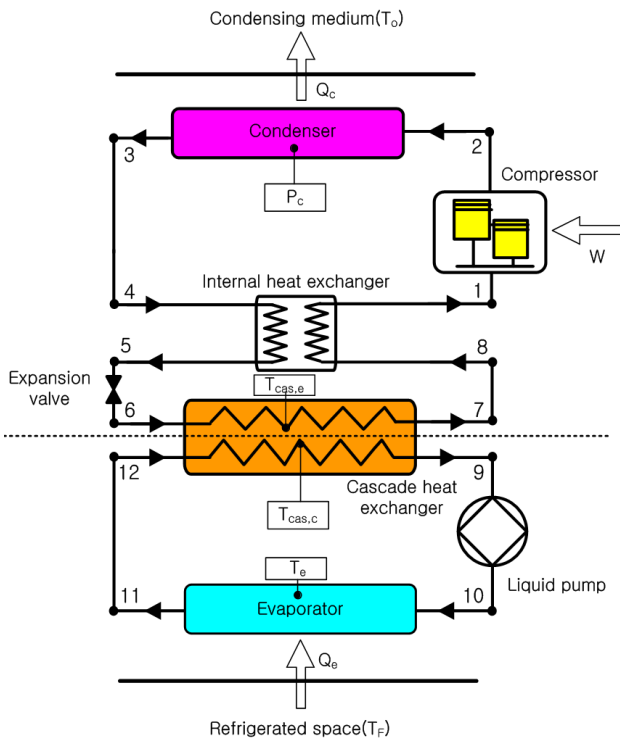


Fig. 1 Schematic diagram of R404A refrigeration system using R744 as secondary refrigerant

캐나다에서 운전되고 있는 9개의 저온용 R744 시스템에 대해서 보고하였다. 모든 시스템의 1차냉매는 R404A 혹은 R507를, 중온용 2차냉매는 프로필렌글리콜을, 저온용 2차냉매는 R744를 각각 적용하였다. 그 결과 이 시스템은 R507의 냉매충전량을 90%까지 줄일 수 있다고 하였다. Kaga 등<sup>(5)</sup>은 1차냉매로 R600a를 사용하고, 써모사이폰(thermosiphon) 효과에 의해 순환되는 2차냉매는 R744를 각각 적용한 컴

팩트한 냉동시스템을 개발하였다. 이러한 종래의 연구로부터 알 수 있듯이, R744를 2차냉매로 사용한 냉동시스템에 대한 관심이 많아지고 있으나, 아직까지 이에 대한 성능 분석 뿐만 아니라 이론이 확실하게 확립되어 있지 않은 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 자연냉매인 R744를 2차냉매로 사용하는 R404A용 냉동시스템의 성능 특성을 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 R744를 2차 냉매로 적용한 R404A용 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

## 2. 수치 해석

본 연구에서 사용되는 냉매의 열역학적 물성치와 성능분석은 EES(Engineering Equation Solver)<sup>(6)</sup> 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. R744를 2차냉매로서 사용하는 R404A용 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- R404A 냉동시스템의 압축기 내 냉매는 단열압축 과정이고, 기계효율은 0.8이다.
- 냉동시스템의 열교환기(증발기, 응축기)내 냉매 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 냉동시스템 내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- R404A 냉동사이클의 팽창밸브 내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정한다.

Table 1 Energy and mass balance equation for each component of R404A refrigeration system using R744 as secondary refrigerant

Cycle	Component	Energy	Mass
Refrigeration cycle (R404A)	Compressor (1→2)	$W_H = m_H(h_2 - h_1) / \eta_{c,H} \eta_{m,H}$	$m_H = m_1 = m_2$ $= m_3 = m_4$ $= m_5 = m_6$ $= m_7 = m_8$
	Condenser (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)	$Q_{IHx,H} = (h_4 - h_5) = (h_1 - h_8)$	
	Expansion valve (5→6)	$h_5 = h_6$	
	Evaporator (6→7)	$Q_{cas,e} = m_H(h_7 - h_6)$	
	Superheating degree (7→8)	$\Delta T_{suh,H}$	
Secondary loop (R744)	Liquid pump (11→12)	$h_{12} = h_{11} + (P_{12} - P_{11}) \cdot v_{11}$	$m_L = m_9 = m_{10}$ $= m_{11} = m_{12}$
	Cascade heat exchanger(12→9)	$Q_{cas,c} = m_L(h_9 - h_{12})$	
	Evaporator(10→11)	$Q_e = m_L(h_{11} - h_{10})$	

Table 2 Entropy and exergy balance equation for each component of R404A refrigeration system using R744 as secondary refrigerant

Cycle	Component	Entropy	Exergy
High temperature refrigeration cycle (R404A)	Compressor(1→2)	$S_{gen} = m_H(s_2 - s_1)$	$X_{gen} = T_o\{m_H(s_2 - s_1)\}$
	Condenser(2→3)	$S_{gen} = m_H(s_3 - s_2)$	$X_{gen} = T_o\{m_H(s_3 - s_2)\}$
	Internal heat exchanger (4→5 and 8→1)	$S_{gen} = m_H(s_5 - s_4) - m_L(s_1 - s_8)$	$X_{gen} = T_o\{m_H(s_5 - s_4) - m_L(s_1 - s_8)\}$
	Expansion valve(5→6)	$S_{gen} = m_H(s_6 - s_5)$	$X_{gen} = T_o\{m_H(s_6 - s_5)\}$
Secondary loop (R744)	Liquid pump(11→12)	$S_{gen} = m_L(s_{12} - s_{11})$	$X_{gen} = T_o\{m_L(s_{12} - s_{11})\}$
	Cascade heat exchanger (6→7 and 12→9)	$S_{gen} = m_L(s_7 - s_6) + m_H(s_9 - s_{12})$	$X_{gen} = T_o\{m_L(s_7 - s_6) + m_H(s_9 - s_{12})\}$
	Evaporator(10→11)	$S_{gen} = m_L(s_{11} - s_{10}) - (Q_{cas,c}/T_e)$	$X_{gen} = T_o\{m_L(s_{11} - s_{10}) - (Q_{cas,c}/T_e)\}$

위에 언급한 가정을 토대로 각 사이클의 질량유량 (m), 압축기 일량(W), 응축기와 캐스케이드 열교환기의 전열량은 다음의 식으로 계산하였다.

질량 보존식

$$\sum_{in} m = \sum_{out} m \quad (1)$$

에너지 보존식

$$Q - W + \sum_{in} mh - \sum_{out} mh = 0 \quad (2)$$

엔트로피 보존식

$$S_{gen} = \sum_{out} ms - \sum_{in} ms - \sum \left( \frac{Q_i}{T_i} \right) \quad (3)$$

엑서지 보존식

$$X_{loss} = \sum_j \left( 1 - \frac{T_o}{T_j} \right) Q_j - W_{cv} + \sum_{in} mx - \sum_{out} mx \quad (4)$$

엑서지 손실( $X_{loss}$ )은 대표적인 Guoy-Stodola 관계식<sup>8)</sup>으로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$X_{loss} = T_o S_{gen} \quad (5)$$

Fig. 1은 본 연구에서 적용하는 냉동사이클의 상세도를 나타낸 것이고, 이 연구에 필요한 식들은 Table 1에 정리하였다. 캐스케이드 열교환기 내 R744와 R404A의 전열량( $Q_{cas}$ )은 위의 가정에서 주위로의 열손실이 없다고 하였으므로 아래의 식(6)과 (7)로 나타낼 수 있다.

$$Q_{cas} = Q_{cas,c} = Q_{cas,e} \quad (6)$$

$$Q_{cas} = m_L(h_{12} - h_{13}) = m_H(h_7 - h_6) \quad (7)$$

여기서,  $Q_{cas,c}$ 는 R744용 응축기에서 방출한 열량이고,  $Q_{cas,e}$ 는 R404A용 증발기에서 흡수한 열량이다. R744를 2차유체로 사용하는 R404A용 냉동시스템의 성능계수(COP)는 R744용 증발기의 흡수열량( $Q_e$ )과 R404A와 R744의 압축일량(W)으로부터 아래의 식(8)로 계산한다.

$$COP = \frac{Q_e}{W} \quad (8)$$

R744를 2차유체로 사용하는 R404A용 냉동사이클의 각 구성요소에 대한 에너지와 질량계산은 Table 1에, 엔트로피와 엑서지 계산은 Table 2에 각각 나타내고 Table 3에는 본 연구에서 사용되는 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타내었다. Table 3에서 성능 분석범위는 2차유체로 R744를 사용하는 R404A용 냉동사이클의 일반적인 운전조건이다. Table 3의 분석범위로부터 Table 1과 2의 수식을 계산하여 나온 결과값을 이용하여 2차 유체로 R744를 사용한 R404A용 냉동사이클의 성능에 영향을 미치는 증발온도, 캐스케이드 증발온도, 증발압력, 건도 등의 인자들에 대해서 살펴보고자 한다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 증발온도 변화에 따른 성능계수

Fig. 3은 응축온도( $T_c$ ), 캐스케이드 온도차( $\Delta T_{cas}$ ),

Table 3 Analysis conditions.

Refrigerant	R744, R404A
$T_c$ , [°C]	40
$T_e$ , [°C]	-20 ~ 10
$\Delta T_{suc}$ , [K]	5
$\Delta T_{suh}$ , [K]	5
$\eta_{HX}$ , [l]	0.8
$\eta_c$ , [l]	0.8
$\eta_m$ , [l]	0.8
$\Delta T_{cas} = T_{cas,c} - T_{cas,e}$ , [K]	5
$T_{cas,c}$ , [°C]	5 ~ -25
$T_{cas,e}$ , [°C]	0 ~ -30

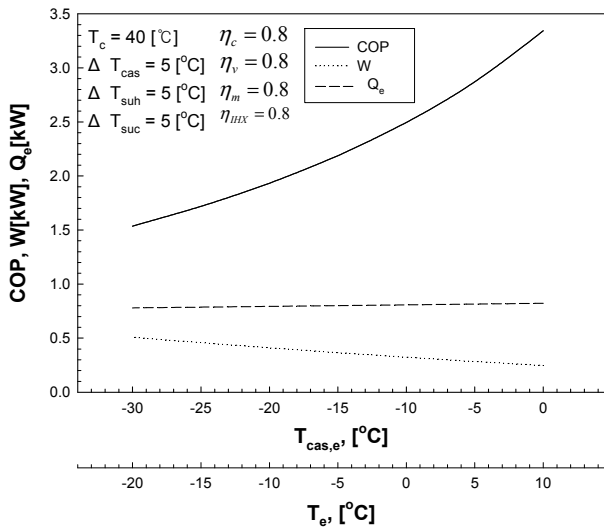


Fig. 3 Effect of evaporation temperature on R404A refrigeration system using R744 as secondary refrigerant.

과열도( $\Delta T_{suh}$ ), 과냉도( $\Delta T_{suc}$ ), 압축기의 효율( $\eta_c$ ) 이 일정한 실험조건에서 캐스케이드 증발온도( $T_{cas,e}$ )와 R744용 냉매순환사이클의 증발온도( $T_e$ ) 변화에 따라 R744를 2차냉매로서 사용하는 R404A용 냉동시스템의 COP를 나타낸 것이다. 여기서 캐스케이드 증발온도( $T_{cas,e}$ )와 R744용 냉매순환사이클의 증발온도( $T_e$ )의 차는 종래의 문헌조사(2)를 통해 확인한 바에 의하면 10°C를 유지하였다. 이는 증발온도차를 줄이기 위해서는 열교환기의 크기를 증가시켜야 하기 때문에 비용이 많이 들고, 반면에 열교환기 온도차를 크게 하면, 냉동시스템 전체의 효율이 나빠지기 때문에 적정 온도차인 10°C를 유지하는 것으로 판단된다.

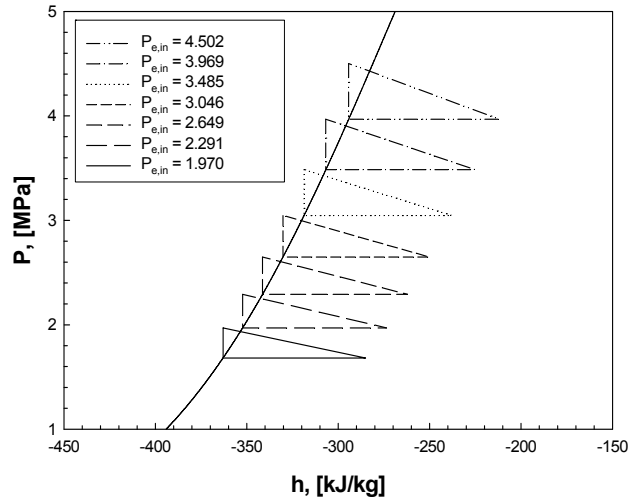


Fig. 4 P-h diagram of the R744 secondary loop with variation of evaporator inlet pressure.

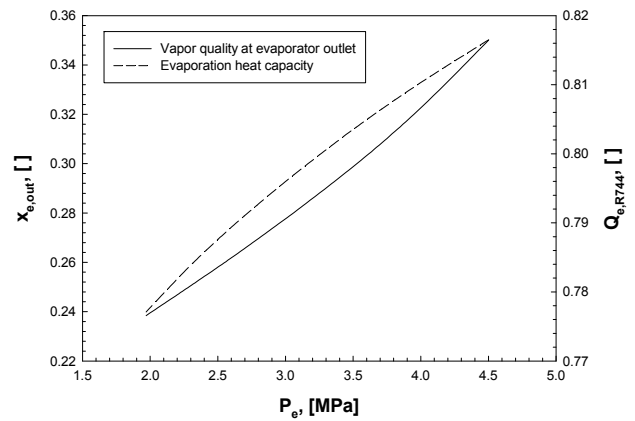


Fig. 5 Effect of R744 evaporate pressure on R404A refrigeration system using R744 as secondary refrigerant.

Fig. 3에서  $T_e$ 와  $T_{cas,e}$ 가 증가할수록 COP가 증가하고, R404A용 압축일량(W)은 감소하며, R404A용 증발기의 열량( $Q_e$ )은 거의 일정함을 알 수 있다. R404A용 압축일량(W)이 감소하는 이유는 P-h 선도 상에서 증발온도( $T_e$ )(혹은 캐스케이드 열교환기의 증발온도,  $T_{cas,e}$ )가 증가할수록 압축기 입출구의 엔탈피가 감소하기 때문이다. R404A용 증발기의 열량( $Q_e$ )이 거의 일정한 증발온도가 증가하더라도 증발기 입출구 엔탈피는 거의 변화가 없기 때문이다. 따라서 이러한 이유로 본 냉동시스템의 COP는 증발온도의 증가와 함께 증가한다. 이는 전술한 바와 같이  $T_e$ 와  $T_{cas,e}$ 가 증가할수록  $Q_e$ 의 감소량에 비하여 W의 감소량이 크기 때문이다.

### 3.2 R744용 증발기내 입구압력변화에 따른 냉매 상태

증발기, 액펌프, 캐스케이드 열교환기(R744의 응축기) 등으로 구성되는 R744용 냉매순환사이클의 운전 특성을 파악하기 위해서 R744용 증발기의 입구압력 변화에 따른 각 구성품의 상태점을 파악할 필요가 있다. 그 결과는 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4는 증발기의 압력( $P_e$ ) 변화에 따른 R744용 냉매순환사이클의 상태점을 P-h선도에 나타낸 것이다. Fig. 4에서 알 수 있듯이, 증발압력이 일정한 경우, 각 구성품의 상태변화는 증발기의 등온과정, 응축기의 정압과정, 액펌프의 수두에 의한 압력증가과정으로 구성된다.

Fig. 4에서 증발기의 입구압력이 증가할수록 증발기 출구 엔탈피가 증가함을 확인할 수 있다. 이에 증발기 출구의 냉매건도도 증가함을 확인할 수 있다. 그리고 증발기 입력압력이 증가할수록  $Q_e$ 도 선형적으로 증가함을 확인할 수 있다.

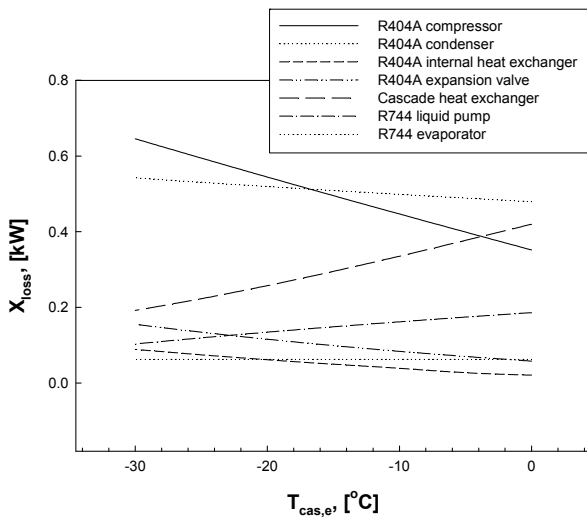


Fig. 6 Effect of  $T_{cas,e}$  on exergy loss rates of each component of R404A refrigeration system using R744 as secondary refrigerant.

또한 R744용 증발기 압력이 증가할수록 액펌프내의 압력상승 비율이 작아짐을 알 수 있다. 이는  $P_e$ 가 증가할수록 냉매의 비체적이 감소하기 때문이다.

### 3.3 R744용 증발기내 압력변화에 따른 냉매상태

Fig. 5는 증발압력에 따른 R744용 증발기 출구 냉매의 건도와 R744용 냉매순환사이클의 증발열량을 나타낸 것이다. Fig. 5에서 증발압력이 증가할수록  $x_{e,out}$ 이 증가하고,  $Q_{e,R744}$ 도 증가함을 확인할 수 있다. 따라서 Fig. 5에서 알 수 있듯이 증발기 출구의 냉매

건도는 증발압력과  $Q_{e,R744}$ 의 영향을 받는 것을 알 수 있다.

### 3.4 엑서지 비교

본 시스템의 효율(성능계수)를 향상시키기 위해서는 반드시 각 구성품의 엑서지 손실을 파악해야 한다. 이를 통해 R744를 2차냉매로서 사용하는 R404A용 냉동시스템의 성능계수가 최대값을 가질 수 있도록 해야 한다. Fig. 6은 동일한 증발온도, 캐스케이드 온도차, R404A용 사이클의 과열도와 과냉도, 압축효율, 내부 열교환기 효율의 조건에서 캐스케이드 증발온도의 변화에 따라 R744를 2차냉매로 사용하는 R404A용 냉동시스템의 엑서지 손실( $x_{loss}$ ) 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 6에서 캐스케이드 증발온도( $T_{cas,e}$ )이 증가할수록 각 구성품의 엑서지 손실은 증가하거나 감소하는 경향을 보였다. 즉, R404A용 사이클의 각 구성품 중에 캐스케이드 열교환기를 제외한 압축기, 응축기, 팽창밸브, 내부 열교환기의 엑서지 손실은 감소하였다. 반면에 R744용 2차냉매 순환사이클의 엑서지 변화는 증발기를 제외한 캐스케이드 열교환기와 냉매액펌프에 대해서 증가하는 경향을 보였다. 그리고 증발기는 거의 변화가 없는 것으로 나타났다.

Fig. 6에서 R404A용 냉동사이클의 응축기 엑서지 손실이 가장 큰 반면에, R744용 2차냉매 순환사이클의 내부 열교환기의 엑서지 손실이 가장 적은 것으로 나타났다. 대체적으로 R404A용 냉매사이클과 R744용 냉매순환사이클에 상관없이 응축기, 압축기, 캐스케이드 열교환기, 팽창밸브 순으로 나타났다. 따라서 본 논문에서 연구하고자 하는 R744를 2차냉매로 사용하는 R404A용 캐스케이드 냉동사이클의 성능계수를 향상시키기 위해서는 엑서지 손실이 가장 큰 R404A용 응축기나 압축기에 대한 엑서지 손실을 줄여야 할 것이다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 R744를 2차냉매로서 사용하는 R404A용 냉동시스템의 증발기 입구압력, 증발온도, 캐스케이드 증발온도, 건도 등의 인자들이 본 냉동사이클의 성능에 어떻게 영향을 미치는지에 대해서 살펴보았다. 또한, 본 연구에서 제안하는 냉동사이클의 엑서지 손실에 대해서도 분석하였다. 따라서 Table 2의 분석조건에서 살펴본 결과를 요약하면 다음과 같

다.

R744를 2차냉매로서 사용하는 R404A용 냉동시스템의 증발온도가 증가할수록 COP는 증가함을 확인할 수 있었다.

R744의 2차냉매 순환냉동사이클의 증발압력이 증가할수록 R744의 증발열량과 증발기 출구엔탈피가 증가함을 확인할 수 있었다.

3. R744를 2차냉매로서 사용하는 R404A용 냉동시스템의 엑서지 손실을 분석한 결과, R404A용 냉동사이클의 응축기와 압축기의 엑서지 손실이 가장 크며, R404용 내부 열교환기의 엑서지 손실이 가장 적은 것으로 나타났다.

따라서 R744를 2차냉매로 사용하는 R404A용 냉동시스템은 증발기 입구압력, 증발온도, 캐스케이드 증발온도, 건도 등의 영향을 받음을 알 수 있었다. 그리고 본 시스템의 성능을 향상시키기 위해서는 R404A용 응축기와 압축기내에서 발생하는 엑서지 손실을 줄여야 할 것이다. 즉, 냉동시스템의 성능계수를 향상시키기 위해서는 엑서지 손실이 큰 구성품에 대한 열교환 효율 향상과 최적 압축비 운전 등이 이루어져야 할 것이다.

## 후 기

이 논문은 한국연구재단 일반연구자지원 기본유형 I의 “하이브리드형 CO<sub>2</sub> 캐스케이드 냉동 시스템 개발(1663000201003800)” 사업의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고 문헌

1. Pearson, A., 2005, "Carbon dioxide—new uses for an old refrigerant.", *Int. J. Refrigeration*, 28, pp. 1140-1148.
2. Pachai, A. C., 2004, "Experience with CO<sub>2</sub> as refrigerant in supermarkets.", In: *Proceedings of the Sixth IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Glasgow, United Kingdom, August 29-September 1.
3. Nilsson, P. O., Rogstam, J., Sawalha, S., Shahzad, K., 2006, "Ice rink refrigeration system with carbon dioxide as secondary fluid in copper tubes.", In: *Proceedings of the Seventh IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural*

*Working Fluids*, Trondheim, Norway, May pp. 29-31.

4. Hinde, D., Zha, S., Lan, L., 2008, "CO<sub>2</sub> experiences in North American supermarkets.", In: *Proceedings of the Eighth IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Copenhagen, Denmark, pp. 1098-1104.
5. Kaga, S., Nomura, T., Seki, K., Hirano, A., 2008, "Development of compact inverter refrigerating system using R600a/CO<sub>2</sub> by thermo siphon.", In: *Proceedings of the Eighth IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Copenhagen, Denmark, pp. 1011-1018.
6. EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.