

R744-R404A 캐스케이드 냉동시스템의 최적 냉매 충전을 위한 질량유량비 분석

오후규¹ · 손창효² · 조환³ · 전민주[†]

(원고접수일 : 2013년 7월 23일, 원고수정일 : 2013년 8월 30일, 심사완료일 : 2013년 9월 11일)

Mass flow rate ratio analysis for optimal refrigerant charge of a R744 and R404A cascade refrigeration system

Hoo-Kyu Oh¹ Chang-Hyo Son² · Hwan Jo³ · Min-Ju Jeon[†]

요약: 본 논문은 R744-R404A 캐스케이드 냉동시스템의 최적 냉매 충전을 위해 과냉도, 과열도, 내부열교환기 효율 등에 대한 영향을 분석한 것이다. 연구에 사용된 캐스케이드 냉동시스템의 고온 사이클에는 R404A, 저온 사이클에는 R744를 적용하였다. 그 주요 결과는 다음과 같다 : 고온 사이클의 과냉도, 과열도, 내부열교환기 효율과 저온 사이클의 증발온도와 압축효율은 크게 할수록 질량유량비가 작게 나타났다. 그리고 캐스케이드 온도차와 고온 사이클의 증발온도, 응축온도와 저온 사이클의 과냉도, 과열도, 내부열교환기 효율은 작을수록 질량유량비가 작게 나타났음을 확인하였다.

주제어: 캐스케이드 냉동시스템, 이산화탄소, 최적 냉매 충전

Abstract: In this paper, the influences of several factors, such as subcooling, superheating degree, internal heat exchanger efficiency, and etc. to the optimal amount of refrigerant charge are investigated for the case of R744-R404A cascade refrigeration system. Refrigerants used in the cascade refrigeration system are R404A in high temperature cycle and R744 in the low temperature cycle. The main results are summarized as follows : The mass flow rate ratio decreases with increasing subcooling, superheating degree and internal heat exchanger efficiency in the high temperature cycle, and evaporating temperature and compression efficiency in the low temperature cycle. And the mass flow rate ratio decreases with decreasing temperature difference of cascade heat exchanger and evaporating, condensing temperature in the high temperature cycle, and subcooling, superheating degree and internal heat exchanger efficiency in the low temperature cycle.

Keywords: Cascade refrigeration system, carbon dioxide (R744), Optimal refrigerant charge

1. 서 론

환경문제로 인하여 R11, R12 등의 대체 냉매로 단일 혹은 여러 가지 혼합냉매들이 개발되었으나 지구온난화지수와 오존파괴지수로부터 자유로울

수 없다는 것이 알려지면서 일본, 미국, 유럽은 일찍이 ethanol, R717(NH₃, 암모니아), R1270(프로필렌), R290(C₃H₈, 프로판), R744(CO₂, 이산화탄소)와 같은 자연냉매(Natural refrigerant)들에 대하여 연구

[†] Corresponding Author: Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University, 365, Sinseon-ro, Nam-gu, Busan, 608-739, Korea, E-mail: mini7970@nate.com, Tel: 051-621-6802

1 Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University, E-mail: headam@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6175

2 Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University, E-mail: sonch@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6183

3 Graduate School of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University, E-mail: huan87@cyworld.com, Tel: 051-621-6802

해오고 있다. 또한 냉매 누출에 대한 연구들도 이루어지고 있는데, 1993년 노르웨이에서 상업용 장치로부터 년 간 전체 30%에 달하는 냉매가 누출된다고 한다[1][2].

근래의 대형 할인마트에서는 -30 ~ -50℃의 저온을 얻기 위해서 캐스케이드 냉동시스템을 많이 이용하고 있다. 캐스케이드 냉동시스템은 저온 사이클과 고온 사이클로 구성이 되는데, 고온 사이클 내에는 ethanol, R717, R1270, R744, R290 등이, 저온 사이클 내에는 R744, R290, R717 등이 고려되고 있다[3]-[6]. 특히 유럽, 일본을 중심으로 한 선진국에서는 R744를 적용한 캐스케이드 냉동시스템에 대한 연구들이 가장 활발히 진행되고 있다. R744는 냉매 누출 측면에서 다른 자연냉매들과 비교하여 폭발성과 유독성이 없기 때문에 다른 냉매들보다도 R744가 가장 활발히 연구되고 있는 이유가 여기 있다고 볼 수 있다.

일찍부터 R744에 관한 연구를 시작한 유럽이나 일본과는 달리 우리나라는 2000년 전후로 R744에 대한 연구가 시작되었으나 대부분 R744를 사용한 단단압축사이클에 대한 연구이다. 비록 최근 R744를 적용한 캐스케이드 시스템에 대한 선구적 연구가 이루어지고 있으나 아직도 유럽, 일본에 비하여 연구가 많이 부족한 실정이다[7][8].

따라서, 본 연구에서는 R744를 저온 사이클의 냉매로 사용하는 캐스케이드 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초데이터를 제공하고자 하는 것이며, 이를 위해 내부열교환기 부착 캐스케이드 냉동시스템의 최적 냉매 충전량에 대한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 질량유량비 분석

본 논문에서 사용되는 냉매의 열역학적 물성치(엔탈피, 압력, 온도 등)와 데이터 분석은 EES (Engineering Equation Solver, v8.574-3D, 2010) 소프트웨어를 이용하여 계산하였으며, 다중회귀분석은 IBM SPSS Statistics 2.1을 이용하여 분석하였다. 내부열교환기 부착 R744-R404A용 캐스케이드 냉동시스템의 질량유량비(m_{R404A}/m_{R744}) 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 고저온 사이클(R404A, R744 cycle)의 압축기 내 냉매는 단열압축과정이고, 기계효율($\eta_{R744, m}$, $\eta_{R404A, m}$)은 0.8이다.
- 고저온 사이클의 열교환기(증발기, 응축기, 내부열교환기, 캐스케이드 열교환기)와 냉매 배관의 압력강화와 열손실은 무시한다.
- 팽창밸브 내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없으므로 가정한다.
- R744 냉매 질량유량(m_{R744})은 0.1 [kg/s]로 고정한다.

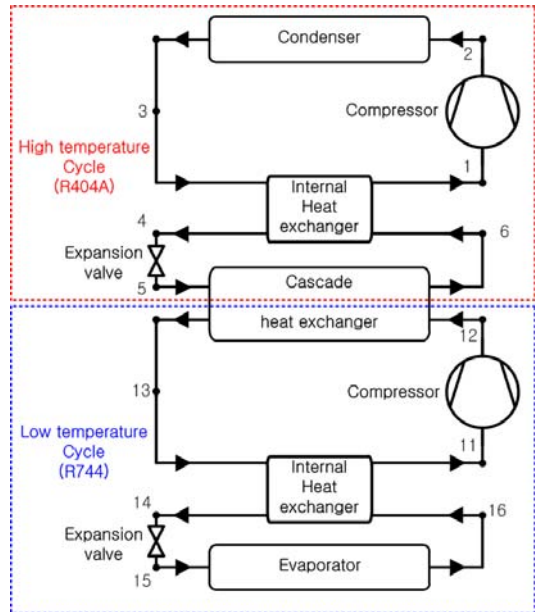


Figure 1: Schematic diagram of R744-R404A cascade refrigeration system

Figure 1은 본 연구에서 적용하는 캐스케이드 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 분석에 필요한 식들은 Table 1에 정리하였다. 캐스케이드 열교환기 내 R744와 R404A의 전열량(Q_{cas})은 위의 가정으로부터 아래의 식 (1)로 나타낼 수 있다.

$$Q_{cas} = Q_{R744, con} = Q_{R404A, e} \tag{1}$$

$$Q_{cas} = m_{744}(h_{12} - h_{13}) = m_{R404A}(h_6 - h_5)$$

Table 1: Energy and mass balance equation for each component of R744-R404A cascade refrigeration system

Cycle	Component	Energy	Mass
High temperature cycle	Compressor(1→2)	$W_{R404A,c} = m_{R404A}(h_2 - h_1)/\eta_{R404A,c}\eta_{R404A,m}$	m_{R404A} = $m_1 = m_2$ = $m_3 = m_4$ = $m_5 = m_6$
	Condenser(2→3)	$Q_{R404A,con} = m_{R404A}(h_2 - h_3)$	
	Internal heat exchanger(3→4)	$Q_{R404A,IHX} = m_{R404A}(h_3 - h_4)$	
	Expansion valve(4→5)	$h_4 = h_5$	
	Evaporator(5→6)	$Q_{R404A,e} = m_{R404A}(h_6 - h_5)$	
	Internal heat exchanger(6→1)	$Q_{R404A,IHX} = m_{R404A}(h_1 - h_6)$	
Low temperature cycle	Compressor(11→12)	$W_{R744,c} = m_{R744}(h_{12} - h_{11})/\eta_{R744,c}\eta_{R744,m}$	m_{R744} = $m_{11} = m_{12}$ = $m_{13} = m_{14}$ = $m_{15} = m_{16}$
	Condenser(12→13)	$Q_{R744,con} = m_{R744}(h_{12} - h_{13})$	
	Internal heat exchanger(13→14)	$Q_{R744,IHX} = m_{R744}(h_{13} - h_{14})$	
	Expansion valve(14→15)	$h_{14} = h_{15}$	
	Evaporator(15→16)	$Q_{R744,e} = m_{R744}(h_{16} - h_{15})$	
	Internal heat exchanger(16→11)	$Q_{R744,IHX} = m_{R744}(h_{11} - h_{16})$	

여기서 $Q_{R744,c}$ 은 저온 사이클 응축기의 방열 열량이고, $Q_{R404A,e}$ 은 고온 사이클 증발기의 흡열 열량이다. 그리고 m_{R404A} 와 m_{R744} 는 각각 고저온 사이클의 냉매 질량유량이며, h_5, h_6, h_{12}, h_{13} 은 **Figure 1**의 각각의 해당 지점 엔탈피값이다. 내부열교환기 부착 R744-R404A 캐스케이드 냉동시스템의 질량유량비는 아래의 식 (2)로 계산한다.

$$\frac{m_{R404A}}{m_{R744}} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_6 - h_5} \quad (2)$$

Table 2: Analysis conditions

Items	Conditions
$T_{R404A,con}$	<u>30</u> , 35, 40, 45, 50 [°C]
$\eta_{R404A,c}$	0.5, 0.6, 0.7, 0.8 , 0.9, 1.0
$\eta_{R404A,IHX}$	0.5, 0.6, 0.7, 0.8 , 0.9, 1.0
$\Delta T_{R404A,suc}$	<u>0</u> , 5, 10, 15, 20 [°C]
$\Delta T_{R404A,suh}$	<u>0</u> , 5, 10, 15, 20 [°C]
$T_{R404A,e}$	-25, -20, -15, -10 , -5 [°C]
ΔT_{cas}	1, 3, <u>5</u> , 7, 9 [°C]
$\eta_{R744,c}$	0.5, 0.6, 0.7, 0.8 , 0.9, 1.0
$\eta_{R744,IHX}$	0.5, 0.6, 0.7, 0.8 , 0.9, 1.0
$\Delta T_{R744,suc}$	<u>0</u> , 5, 10, 15, 20 [°C]
$\Delta T_{R744,suh}$	<u>0</u> , 5, 10, 15, 20 [°C]
$T_{R744,e}$	-50, -45, -40 , -35, -30 [°C]

각 구성요소의 에너지와 냉매 질량유량은 **Table 1**에 나타내었고, **Table 2**에는 본 연구에서 사용되는 분석 범위를 나타내었다. **Table 1**과 **Table 2**로부터 나온 분석값을 이용하여 R744-R404A 캐스케이드 냉동시스템의 질량유량비에 영향을 미치는 고저온 사이클의 증발온도($T_{R404A,e}, T_{R744,e}$), 과냉도($\Delta T_{R404A,suc}, \Delta T_{R744,suc}$)와 과열도($\Delta T_{R404A,suh}, \Delta T_{R744,suh}$), 내부열교환기 효율($\eta_{R404A,IHX}, \eta_{R744,IHX}$), 압축효율($\eta_{R404A,c}, \eta_{R744,c}$), 캐스케이드 열교환기 온도차(ΔT_{cas}), 고온 사이클의 응축온도($T_{R404A,con}$) 등의 변수들에 대해 살펴보고자 한다.

3. 결과 및 고찰

3.1 과냉도와 과열도에 따른 영향

Figure 2는 **Table 2**에서 굵은 글씨와 밑줄로 표시된 조건(표준 상태)에서 고저온 사이클의 과냉도와 과열도에 따른 R744-R404A 캐스케이드 냉동시스템의 질량유량비를 나타낸 것이다.

Figure 2에서 저온 사이클의 과냉도와 과열도가 5°C 씩 증가함에 따라 질량유량비는 각각 약 0.4%, 1.3~1.7% 씩 증가하며, 고온 사이클의 과냉도와 과열도가 5°C 씩 증가함에 따라 질량유량비는 각각 약 0.6%, 2.2~2.7% 씩 감소하는 것을 확인할 수 있

다. 이는 저온 사이클의 과냉도와 과열도가 증가함에 따라 식 (1)의 $Q_{R744, con}$ 나 $Q_{R404A, e}$ 는 각각 약 0.4%, 1.2~1.7%씩 증가하나 $m_{404A}(h_6 - h_5)$ 에서 h_5 와 h_6 의 값은 변동 없이 m_{404A} 만 증가하기 때문이다. 마찬가지로 고온 사이클의 과냉도와 과열도가 증가함에 따라 식 (1)의 $Q_{R744, con}$ 나 $Q_{R404A, e}$ 는 변동 없으나 $m_{404A}(h_6 - h_5)$ 에서 h_6 값이 증가하거나 h_5 값이 감소하여 $(h_6 - h_5)$ 값이 증가하기 때문에 m_{404A} 는 감소하게 된다.

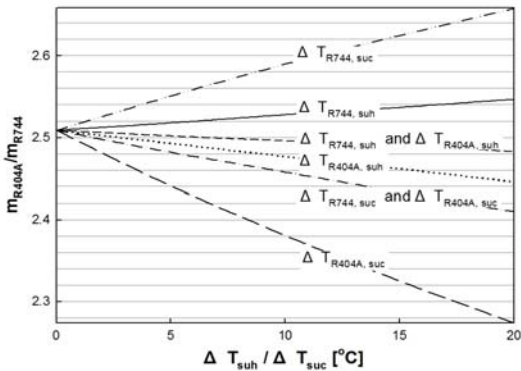


Figure 2: Variation of mass flow rate ratio with respect to cascade evaporating temperature, superheating and subcooling degree on R744 and R404A cycle

그리고 Figure 2에서 저온 사이클의 과냉도와 과열도를 증가시킬 때에는 질량유량비가 커지나 고온 사이클의 과냉도와 과열도를 증가시킬 때는 질량유량비가 작아지게 됨을 알 수 있다. 이는 저온 사이클의 자연냉매 R744와 고온 사이클의 비공비 혼합냉매 R404A의 냉매 물성치 특성에 따른 것으로 판단된다.

3.2 고저온 증발온도, 캐스케이드 열교환기 온도차, 고온 응축온도에 따른 영향

Figure 3은 표준 상태에서 고저온 사이클의 증발온도와 캐스케이드 열교환기 온도차, 그리고 고온 사이클의 응축온도에 따른 R744-R404A 캐스케이드 냉동시스템의 질량유량비를 나타낸 것이다.

Figure 3에서 저온 사이클의 증발온도가 5°C씩 증가함에 따라 질량유량비는 약 5.2~5.4%씩 감소하나 고온 사이클의 증발온도, 응축온도, 캐스케이드 열교환기 온도차가 각각 5°C, 5°C, 2°C씩 증가함에 따라 질량유량비는 각각 약 1.7~2.0%, 3.0~4.0%, 0.6~0.7%씩 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이는 저온 사이클의 증발온도가 5°C씩 증가함에 따라 식 (1)과 식 (2)에서 $(h_{12} - h_{13})$ 값은 약 5.2~5.4%씩 감소하나 $(h_6 - h_5)$ 는 변동이 없어 m_{744} 가 증가로 인하여 질량유량비는 작아지게 될 수 있다. 그리고 고온 사이클의 증발온도가 증가함에 따라 $(h_6 - h_5)$ 와 $(h_{12} - h_{13})$ 의 값이 같이 증가하나 $(h_{12} - h_{13})$ 증가율이 $(h_6 - h_5)$ 증가율 보다 크기 때문에 질량유량비가 커지게 되고 고온 사이클 응축온도가 증가함에 따라서 h_5 값이 증가하여 $(h_6 - h_5)$ 값은 작아져 식 (1)로부터 m_{404A} 은 커지게 되기 때문에 질량유량비는 커진다. 또한 캐스케이드 열교환기 온도차가 증가함에 따라 저온 사이클의 응축온도($T_{R744, con} = T_{cas, con}$)가 상승하고 $(h_{12} - h_{13})$ 값이 증가하고 $(h_6 - h_5)$ 값은 동일하기 때문에 질량유량비가 증가하게 된다.

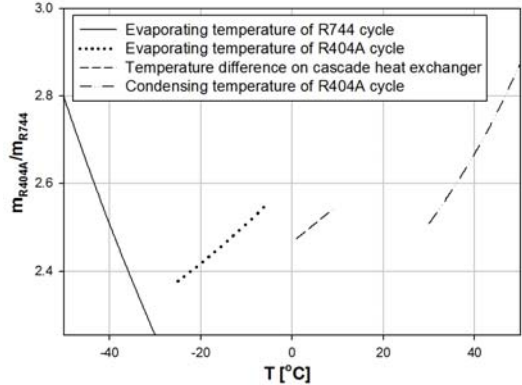


Figure 3: Variation of mass flow rate ratio with respect to temperature of each heat exchanger and temperature difference on cascade heat exchanger

3.3 내부열교환기 효율에 따른 영향

Figure 4와 Figure 5는 표준 상태에서 내부열교환

기 효율 변화와 캐스케이드 열교환기 증발온도 ($T_{R404A, e} = T_{cas, e}$)에 따른 R744-R404A 캐스케이드 냉동시스템의 질량유량비를 나타내고 있다.

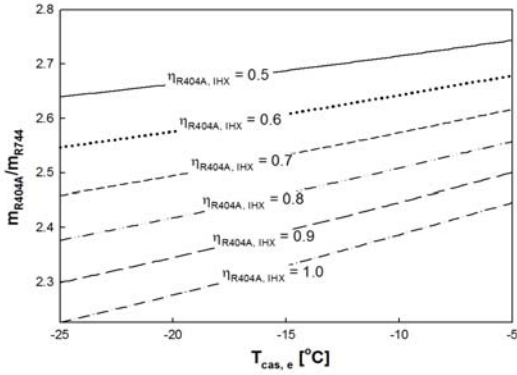


Figure 4: Variation of mass flow rate ratio with respect to cascade evaporating temperature and efficiency of internal heat exchanger on R404A cycle

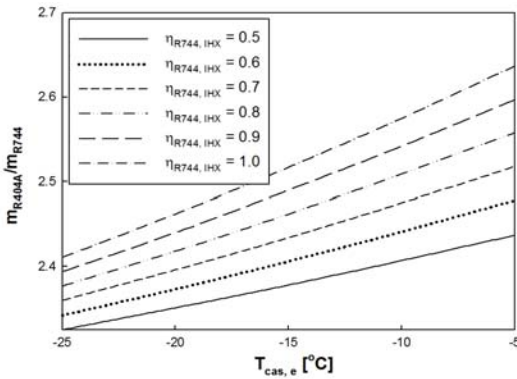


Figure 5: Variation of mass flow rate ratio with respect to cascade evaporating temperature and efficiency of internal heat exchanger on R744 cycle

Figure 4에서 고온 사이클의 내부열교환기 효율이 10%씩 증가함에 따라 질량유량비는 약 2.4~2.7%씩 감소하며, **Figure 5**에서는 저온 사이클의 내부열교환기 효율이 10%씩 증가함에 따라 1.4%씩 증가함을 알 수 있다. 이것은 고온 사이클의 내부열교환기 효율 증가에 따라 식 (1)과 식 (2)에서 h_5 가 감소하기 때문에 ($h_6 - h_5$) 값이 증가, m_{404A} 이 감소하여 질량유량비가 감소하게 되며,

저온 사이클의 내부열교환기 효율 증가에 따라 h_{12} 가 증가하기 때문에 ($h_{12} - h_{13}$) 값이 증가, m_{R744} 이 감소하여 질량유량비가 증가하게 된다.

3.4 압축기 효율에 따른 영향

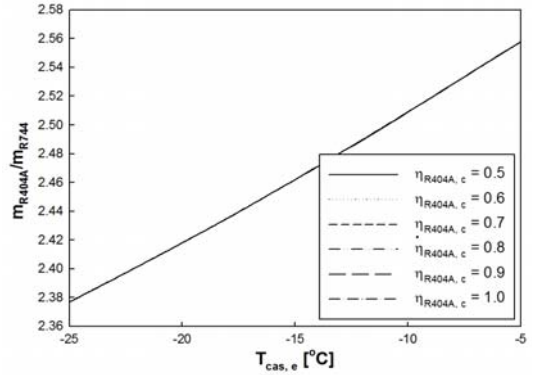


Figure 6: Variation of mass flow rate ratio with respect to cascade evaporating temperature and efficiency of compressor on R404A cycle

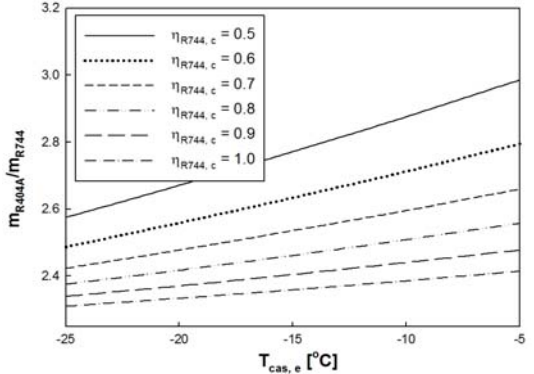


Figure 7: Variation of mass flow rate ratio with respect to cascade evaporating temperature and efficiency of compressor on R744 cycle

Figure 6과 **Figure 7**은 표준 상태에서 압축기 효율 변화와 캐스케이드 열교환기 증발온도에 따른 R744-R404A 캐스케이드 냉동시스템의 질량유량비를 나타내고 있다.

Figure 6에서 고온 사이클의 압축기 효율이 10%씩 증가함에 따라 질량유량비의 변화는 없으며,

Figure 7에서 저온 사이클의 압축기 효율이 10%씩 증가함에 따라 질량유량비는 약 2.3~5.7%씩 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 고온 사이클의 압축기 효율 변화에 따라 고온 압축기의 일량만 변화될뿐 질량유량에는 아무런 영향을 가지지 않는다는 것을 의미하며, 저온 사이클의 압축기 효율이 증가함에 따라 식 (1)과 식 (2)에서 h_{12} 이 작아지기 때문에 $(h_{12} - h_{13})$ 의 값이 감소하고 m_{R744} 이 증가하여 질량유량비는 감소하게 된다.

3.5 고저온 사이클의 변수와 캐스케이드 열교환기 증발온도에 따른 영향

Figure 4와 Figure 5, Figure 7은 고저온 사이클의 내부열교환기와 압축기 효율, 그리고 캐스케이드 열교환기 증발온도에 따른 영향을 나타내고 있다. 내부열교환기와 압축기 효율뿐만 아니라 다른 변수들의 변화와 캐스케이드 열교환기 증발온도에 따른 질량유량비의 증감을 잘 살펴보면 일정한 경향을 확인할 수가 있다. 캐스케이드 열교환기 증발온도가 증가할수록 고온 사이클 변수들의 증감에 따라 질량유량비 변화의 폭이 작아지며, 저온 사이클 변수들의 증감에 따라서는 질량유량비 변화의 폭이 커지고 있음을 확인할 수 있다. 이는 자연냉매인 R744와 비공비 혼합냉매인 R404A의 냉매 고유의 물성치 특성에 따른 결과로 판단된다. 또한 캐스케이드 열교환기 증발온도가 높을수록 질량유량비가 증가하는데 반해 Getu and Bansal[9] 논문에서는 캐스케이드 열교환기 증발온도가 높을수록 질량유량비가 감소한다. 이는 본 논문과 Getu and Bansal 논문의 큰 차이점은 내부열교환기 적용 여부와 고온 사이클에 적용한 냉매의 차이인데 본 논문에서 내부열교환기 효율을 0(내부열교환기가 없는 경우)으로 가정하면 동일한 경향과 질량유량비를 가지는 것이 확인되었다.

3.6 다중회귀분석

이상에서 R744-R404A 캐스케이드 냉동시스템의 여러 변수들의 변화에 따른 영향에 대하여 알아보았다. 이에, 최적의 열역학적 설계 변수 설정을 위한 가이드로서 수학적 방정식이 필요하다.

다중회귀분석을 통하여 여러 입력 변수들(고저온 사이클의 과냉도와 과열도, 내부열교환기와 압축효율, 캐스케이드 열교환기 온도차, 고온 사이클

Table 3: Statistical information for Equations (3)

	Linear regression coefficients for $(m_{R404A}/m_{R744})_{opt}$		Linear regression coefficients for COP _{max}	
	Value	Standard error	Value	Standard error
a ₀	1.923	0.031	1.664	0.015
a ₁	0.008	0.006	-0.029	0.003
a ₂	-0.002	0.002	1.090	0.001
a ₃	-0.576	0.002	0.056	0.001
a ₄	0.016	0.000	-0.020	0.000
a ₅	-0.015	0.000	0.007	0.000
a ₆	-0.004	0.000	-0.000	0.000
a ₇	-0.882	0.004	0.954	0.002
a ₈	0.158	0.004	-0.028	0.002
a ₉	0.009	0.000	0.007	0.000
a ₁₀	0.004	0.000	0.000	0.000
a ₁₁	-0.027	0.000	0.030	0.000
	Number of points(n)=63,060 rms=0.0859 R ² =87.3%		Number of points(n)=63,060 rms=0.0419 R ² =97.4%	

의 응축온도, 저온 사이클의 증발온도)에 대한 함수로서 최대 성능계수(COP_{max})와 최적 질량유량비 $(m_{R404A}/m_{R744})_{opt}$ 에 대한 식을 다음과 같이 도출하였다.

$$\begin{aligned}
 COP_{max} = & a_0 + a_1 \Delta T_{cs} + a_2 \eta_{R404A, c} \\
 & + a_3 \eta_{R404A, IHX} + a_4 T_{R404A, con} \\
 & + a_5 \Delta T_{R404A, suc} + a_6 \Delta T_{R404A, suh} + a_7 \eta_{R744, c} \\
 & + a_8 \eta_{R744, IHX} + a_9 \Delta T_{R744, suc} + a_{10} \Delta T_{R744, suh} \\
 & + a_{11} T_{R744, e}
 \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
 (m_{R404A}/m_{R744})_{opt} = & a_0 + a_1 \Delta T_{cs} + a_2 \eta_{R404A, c} \\
 & + a_3 \eta_{R404A, IHX} + a_4 T_{R404A, con} \\
 & + a_5 \Delta T_{R404A, suc} + a_6 \Delta T_{R404A, suh} \\
 & + a_7 \eta_{R744, c} + a_8 \eta_{R744, IHX} + a_9 \Delta T_{R744, suc} \\
 & + a_{10} \Delta T_{R744, suh} + a_{11} T_{R744, e}
 \end{aligned}$$

63000여개의 데이터를 바탕으로 분석하였고, 식 (3)의 회귀분석 계수(a₀~a₁₁)와 통계지표(표준오차

(standard error), 오차항의 표준편차(rms), 결정계수 (R^2)는 Table 3에 정리하였다.

4. 결 론

R744를 사용하는 내부열교환기 부착 R404A 냉동시스템의 여러 변수들의 변화에 따른 질량유량비에 대해 알아보았으며, 이에 대한 결과들을 요약하면 다음과 같다.

(1) 고온 사이클의 과냉도와 과열도는 크게 할수록 캐스케이드 냉동시스템의 질량유량비가 작게 나타났으며, 저온 사이클의 과냉도와 과열도는 적게 할수록 질량유량비가 작게 나타났다.

(2) 고온 사이클의 증발온도와 응축온도는 낮게, 캐스케이드 온도차는 작게 할수록 질량유량비가 작게 나타났으며 저온 사이클의 증발온도는 높을수록 질량유량비가 작게 나타났다.

(3) 고온 사이클의 내부열교환기 효율이 높을수록 질량유량비가 작게 나타났으며 저온 사이클의 내부열교환기 효율이 낮을수록 질량유량비가 작게 나타났다.

(4) 고온 사이클의 압축기 효율은 질량유량비와는 무관하였으며 저온 사이클의 압축기 효율이 높을수록 질량유량비가 작게 나타났다.

후 기

본 논문은 한국연구재단 일반연구자지원 기본유형 I의 “하이브리드형 CO₂ 캐스케이드 냉동시스템 개발(20120002181)”사업의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] O. J. Veiby, Internal Records, Documentation in the ICA Supermarket Chain in Norway, Oslo, Norway, 2003.
- [2] Sintef Vedleggsrapport til STF11 A93051 Brukeroversikt-Kuldmedier I Norge, SNTEF report no. STF11 F93058, Trondheim, Norway, 1993.
- [3] S. Sawalha, “Using CO₂ in supermarket refrigeration.” Journal of American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, vol. 47, no. 8, pp. 26-30, 2005.
- [4] I. Wilson and D. Maier, 2006, “Carbon dioxide for use as a refrigerant. in: refrigeration science and Technology,” Proceedings of International Institute of Refrigeration-Institute of Refrigeration, Heating and Air Conditioning Engineers Conference, Innovative Equipment and Systems for Comfort and Food Preservation. The University of Auckland, pp. 305-311, 2006.
- [5] S. N. Park and M. S. Kim, “Performance of autocascade refrigeration system using carbon dioxide and R134a,” Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, vol. 11, no. 6, pp. 880-890, 1999 (in Korean).
- [6] C. Chaichana, L. Aye, and W. W. S. Charters, “Natural working fluids for solar-boosted heat pumps,” International Journal of Refrigeration, vol. 26, no. 6, pp. 637-643, 2003.
- [7] H. K. Oh, C. H. Son, D. G. Lee, S. Y. Jeong, and Y. L. Kim, “Analysis of heat transfer and pressure drop during gas cooling process of carbon dioxide in transcritical region,” Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 28, no. 1, pp. 65-74, 2004 (in Korean).
- [8] H. K. Oh and C. H. Son, “Development of cascade refrigeration system using R744 and R404A-analysis on performance characteristics,” Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 35, no. 2, pp. 182-188, 2011 (in Korean).
- [9] H. M. Getu and P. K. Bansal, “Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system,” International Journal of Refrigeration, vol. 31, no. 1, pp. 45-54, 2008.