



# 액-가스 열교환기를 적용한 R290(프로판)용 냉동시스템의 성능 분석

## Performance Analysis of R290 (propane) Refrigeration System Using Liquid-gas Heat Exchanger

하수정\* · 구학근\*\*\*†

Soo-Jeong Ha\* and Hak-Keun Ku\*\*\*†

(Received 30 July 2019, Revision received 07 August 2019, Accepted 08 August 2019)

**Abstract:** This paper considers the influence of liquid-gas heat exchangers to the efficiency of a refrigerating system using R290. These liquid-gas heat exchangers can, in some cases, yield improved system performance while they degrade system performance in other cases. A steady state mathematical model is used to analyze the performance characteristics of refrigeration system with liquid-gas heat exchanger. The influence of operating conditions, such as the mass flowrate of R290, inner diameter tube and length of liquid-gas heat exchanger, to optimal dimensions of the heat exchanger is also analyzed in the paper. The main results were summarized as follows: the mass flowrate of R290, inner diameter tube and length of liquid-gas heat exchanger, and effectiveness have an effect on the cooling capacity, compressor work and RCI (Relative Capacity Index) of this system. With a thorough grasp of these effect, it is necessary to design the R290 compression refrigeration cycle using liquid-gas heat exchanger.

**Key Words :** R290, Refrigeration system, Liquid-gas heat exchanger

### — 기 호 설 명 —

COP : 성적계수	m : 질량유량 [kg/s]
A : 전열면적 [m <sup>2</sup> ]	Nu : 너셀수
cp : 정적비열 [kJ/kgK]	Pr : 프란트수
d : 관내경 [m]	Re : 레이놀즈수
D : 헬내경 [m]	P : 압력 [Pa]
h : 엔탈피 [kJ/kg]	Q : 전열량 [kW]
k : 열전도도 [kW/mK]	T : 온도 [°C]
L : 액-가스 열교환기 길이 [m]	U : 총괄열전달 계수 [kW/m <sup>2</sup> K]
	W : 압축일량 [kW]

\*\*\*† 구학근(ORCID:<https://orcid.org/0000-0002-2475-8014>) : 교수, 동명대학교 냉동공조공학과  
 E-mail : hgkur@tu.ac.kr, Tel : 051-629-1681

\*\*\*† Hak-Keun Ku(ORCID:<https://orcid.org/0000-0002-2475-8014>) : Professor, Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Tongmyong University.  
 E-mail : hgkur@tu.ac.kr, Tel : 051-629-1681

\*하수정(ORCID:<https://orcid.org/0000-0001-6375-2718>) : 시간강사, 폴리텍대학교 울산캠퍼스 산업설비자동화학과

\*Soo-Jeong Ha(ORCID:<https://orcid.org/0000-0001-6375-2718>) : Part-time lecturer, Polytechnic University, Ulsan Campus, Department of Industrial Equipment and Automation.

## 그리스 문자

- $\Delta$  : 변화량
- $\alpha$  : 대류 열전달계수 [ $\text{kW/m}^2\text{K}$ ]
- $\eta$  : 효율
- $\varepsilon$  : 유용도

## 하첨자

- c : 압축
- e : 증발기
- g : 냉매증기
- gc : 응축기
- IHX : 액-가스 열교환기
- i : 내경
- in : 입구
- l : 냉매액
- m : 기계, 평균
- o : 외경
- out : 출구
- re : 냉매
- sub : 과냉도
- suh : 과열도
- total : 전체

## 1. 서 론

최근 미국 등의 선진국에서는 R134a와 같은 프레온계 냉매의 대체냉매로서 R290(프로판)을 냉동공조장치에 적용하여 성능 향상시키기 위해 액-가스 열교환기를 적용한 연구가 활발히 진행 중에 있다.<sup>1-3)</sup> Fig. 1에서 알 수 있듯이, 액-가스 열교환기는 증발기 출구의 저온 냉매가스와 응축기 출구의 고온 냉매액을 서로 대향류로 열교환시키는 장치이다. Fig. 2에서 액-가스 열교환기를 적용하지 않은 경우의 냉동사이클은 ③-⑧-⑥-⑦-⑨-③으로 운전되는 반면, 액-가스 열교환기를 채용한 경우의 냉동사이클은 ①-②-③-④-⑤-⑥-⑦-①로 작동하게 된다. 따라서 액-가스 열교환기를 채용할 경우 냉동장치의 증발기 냉동능력을 향상시키고, 압

축기의 액압축을 방지하며, 팽창밸브 통과시 플래쉬(Flash gas)의 발생을 줄일 수 있다.<sup>4)</sup>

액-가스 열교환기 성능에 관한 종래 연구를 살펴보면 우선, Stoecker와 Walukas<sup>5)</sup>는 프레온계 혼합냉매를 사용하여 액-가스 열교환기의 성능 특성을 분석하였으며, McLinden<sup>6)</sup>은 액-가스 열교환기를 사용하는 시스템의 성능은 냉매의 비열이 증가할수록 향상된다고 하였다. 그리고 Domanski와 Didon<sup>7)</sup>은 9가지의 대체냉매를 사용하여 액-가스 열교환기의 성능을 규명하였고, Domanski<sup>8)</sup>는 29가지 냉매를 사용하여 액-가스 열교환기의 성능에 미치는 영향에 대해서 살펴보았다. 이상의 종래 연구들로부터 알 수 있듯이, 대부분 프레온계 냉매를 사용하여 액-가스 열교환기의 성능특성을 파악한 것이 대부분이다. 즉, 최근에 활발히 연구되고 있는 R290에 대한 액-가스 열교환기의 성능 특성에 관한 연구는 극히 부족한 실정이다.<sup>4)</sup>

따라서 본 연구에서는 액-가스 열교환기를 적용한 R290용 냉동공조장치에서 액-가스 열교환기의 크기(용량)에 영향을 미치는 관경, 관길이, 냉매유량, 유용도를 변화시켰을 경우 냉동장치의 성능에 어떠한 영향을 미치는가에 대해 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 액-가스 열교환기를 적용한 R290용 냉동장치의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

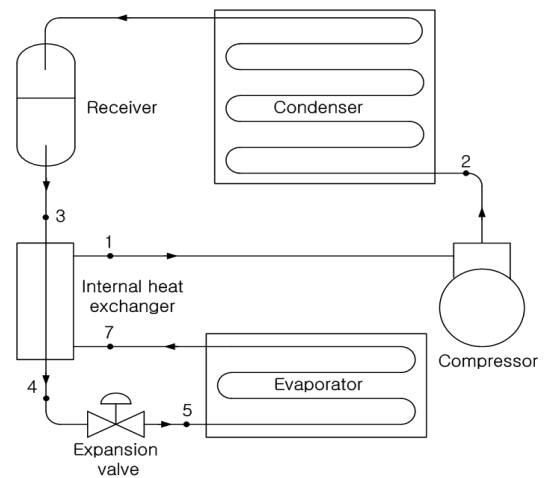


Fig. 1 Schematic diagram of R290 refrigeration system with liquid-gas heat exchanger<sup>4)</sup>

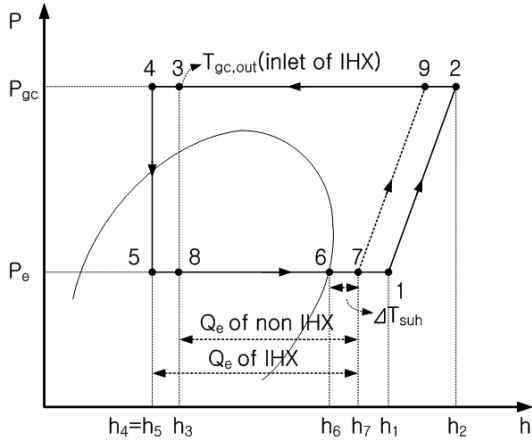


Fig. 2 Vapor compression refrigeration cycle of R290 with liquid-gas heat exchanger on P-h property plots<sup>4)</sup>

## 2. 성능 분석<sup>4)</sup>

본 논문에서 사용된 R290 냉매의 열역학적 물성치와 성능 분석은 EES(Engineering Equation Solver)<sup>9)</sup> 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. 액-가스 열교환기를 가진 R290용 1단 압축 1단 팽창 증기압축식 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 압축기 내 냉매는 단열압축과정이고, 기계효율과 압축효율은 0.8로 가정하였다.
- 열교환기(증발기, 응축기, 액-가스열교환기) 내의 냉매 압력강하와 열손실은 무시하였다.
- 팽창밸브 밸브 내의 열출입은 무시하였다.
- 사이클 내 배관의 압력강하와 열손실은 무시하였다.
- 팽창밸브 내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정하였다.
- 액-가스 열교환기 내 냉매가스(증발기 출구)와 냉매액(응축기 출구)의 냉매순환량은 동일한 것으로 가정하였다.

Fig. 1은 본 연구에서 적용한 액-가스 열교환기를 가진 R290용 1단 압축 1단 팽창 증기압축식

냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 아래와 같다. 우선, 액-가스 열교환기내에서 증발기 출구의 냉매가스와 응축기 출구의 냉매액이 서로 열교환하는 전열량은 다음과 같다.

$$Q_g = m_{re} \cdot c_p \cdot (T_{g,out} - T_{g,in}) \quad (1)$$

$$Q_l = m_{re} \cdot c_p \cdot (T_{l,in} - T_{l,out}) \quad (2)$$

$$Q_t = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (3)$$

위의 식 (3)에서 A는 액-가스 열교환기의 전열면적( $=\pi \cdot d_m \cdot L_{IHX}$ )이고,  $\Delta T_{LMTD}$ 는 대수평균온도차이며, U는 총괄 열전달계수로 액관과 가스관의 오염계수를 무시하면 아래와 같이 열전달 계수만의 간단한 식이 된다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_l A_l} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\kappa L_{IHX}} + \frac{1}{\alpha_g A_o} \quad (4)$$

증발기 출구의 저온가스와 응축기 출구의 고온 냉매액의 열전달 계수를 예측하는 식으로는 R290의 열전달에 비교적 잘 일치하는 상관식인 Dittus-Boelter 식을 이용하여 구한다.

$$Nu_l = 0.023 \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.3} \quad (5)$$

$$Nu_g = 0.023 \cdot Re_g^{0.8} \cdot Pr_g^{0.4} \quad (6)$$

액-가스 열교환기를 가진 냉동시스템의 냉동능력과 압축일량은 식 (7)과 (8)로 계산한다.

$$Q_e = m_{re} \cdot (h_7 - h_5) \quad (7)$$

$$W = \frac{m_{re} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_c \cdot \eta_m} \quad (8)$$

액-가스 열교환기를 가진 R290용 증기압축식 냉동시스템의 성적계수(COP)는 식 (7)과 (8)로부터 다음과 같이 계산한다.

Table 1 Performance analysis ranges of R290 refrigeration system with liquid-gas heat exchanger

Refrigerant	R290(Propane)
$T_{gc}$ , [°C]	30, 40, 50
$T_e$ , [°C]	-5, 0
$\Delta T_{sub}$ , [°C]	0, 5
$\Delta T_{sub}$ , [°C]	0, 5
$m_{re}$ , [kg/s]	0.01 ~ 0.05
$\eta_c$ , [l]	0.8
$\eta_m$ , [l]	0.8

Table 2 Specifications of liquid-gas heat exchanger

Refrigerant	R290(Propane)
$L_{IHX}$ , [m]	1 ~ 3
$d_i(d_o)$ , [mm]	4.57(6.35), 7.74(9.52), 10.92(12.7)
$D_i$ , [mm]	15, 22.44, 30

$$COP = Q_e/W \tag{9}$$

Table 1은 본 연구에서 사용되는 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타낸 것으로 R290용 냉동사이클의 일반적인 운전조건이다. Table 2는 액-가스 열교환기에 대한 상세한 사양을 나타낸 것으로 내관으로 응축기 출구에서 나온 고온의 냉매액이 흐르고 외관으로 증발기 출구에서 나온 저온의 냉매가스가 흐르는 이중관식 열교환기이다. Table 1의 분석조건과 가정으로부터 EES 소프트웨어를 이용하여 열물성치값을 계산하고 위의 수식들을 이용하여 액-가스 열교환기를 가진 R290용 냉동사이클의 냉동능력, 압축일량, 성적계수에 영향을 미치는 액-가스 열교환기 길이, 관경, 유용도, 냉매 질량유량 등의 인자들에 대해서 살펴보고자 하였다.

### 3. 본 론

#### 3.1 냉매 유량의 영향

Fig. 3은 응축기내 냉매의 응축온도( $T_{gc}=50^\circ\text{C}$ ), 증발온도( $T_e=0^\circ\text{C}$ ), 과냉도( $\Delta T_{sub}=5^\circ\text{C}$ ), 과열도( $\Delta$

$T_{sub}=5^\circ\text{C}$ ), 액-가스 열교환기 길이(LIHX=2 m), 내관 내경( $d_i=4.57$  mm), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 냉매유량( $m_{re}=0.01\sim 0.05$  kg/s) 변화에 따른 액-가스 열교환기를 가진 R290용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동사이클의 상대 냉동능력지수(Relative capacity index, 이하 RCI), 냉동능력( $Q_e$ ), 압축일량( $W$ )를 나타낸 것이다. Fig. 3에서 RCI는 냉동능력에 대한 액-가스 열교환기의 효과를 정량적으로 나타내기 위한 것으로 그 식은 다음과 같다.

$$RCI = \left( \frac{Q_{e,IHX} - Q_{e,no,IHX}}{Q_{e,no,IHX}} \right) \times 100\% \tag{10}$$

식 (10)에서  $Q_{e,IHX}$ 는 액-가스 열교환기를 부착한 경우의 냉동능력이고,  $Q_{e,no,IHX}$ 는 액-가스 열교환기를 부착하지 않은 경우의 냉동능력이다. 그리고, Fig. 3에서 냉동능력( $Q_e$ )과 압축일량( $W$ )은 액-가스 열교환기를 부착한 경우에 대한 값을 나타낸 것이고, 액-가스 열교환기 외관으로 흐르는 냉매는 앞의 가정에서도 언급한 것처럼 증발압력과 동일하며, 액-가스 열교환기의 내관으로 흐르는 냉매는 응축기내 냉매 압력과 동일하다.

Fig. 3에서 알 수 있는 것처럼, 냉매유량이 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 증가하는데, 이는 식 (7)과 (8)에서와 같이 냉매유량이 증가할수록 냉동능력과 압축일량이 증가하기 때문이다. 또한

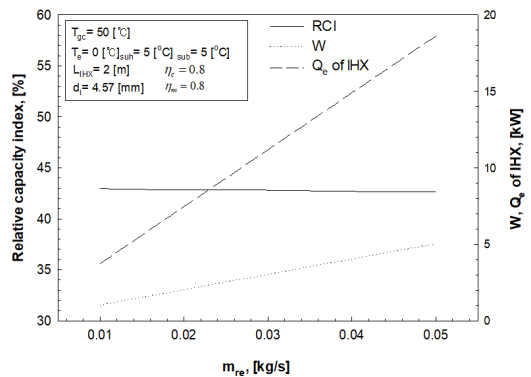


Fig. 3 RCI, W,  $Q_e$  of IHX with respect to variation of mass flowrate

냉매유량이 증가할수록 RCI가 감소한다. 이는 냉매유량이 증가할수록  $Q_e, IHX$ 의 증가량보다  $Q_e, no, IHX$ 의 증가량이 많기 때문이다.

### 3.2 내관 직경의 영향

Fig. 4는 액-가스 열교환기의 내관 직경 변화에 따른 성능특성을 파악하기 위한 것으로, 응축기내 응축온도( $T_{gc}=30^{\circ}C$ ), 증발온도( $T_e=-5^{\circ}C$ ), 과냉도( $\Delta T_{sub}=5^{\circ}C$ ), 과열도( $\Delta T_{suh}=5^{\circ}C$ ), 냉매유량( $m_{re}=0.01\text{ kg/s}$ ), 액-가스 열교환기 길이( $L_{IHx}=1\text{ m}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 내관 직경( $d_i$ ) 변화에 따른 R290용 증기압축식 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량을 나타낸 것이다.

Fig. 4에 나타낸 것처럼, 액관의 직경이 증가할수록 냉동능력은 약간 감소하는 것으로 나타났다. 이는 액관직경이 증가할수록 냉매질량 유속이 줄어들고, 이로 인해 액관과 가스관내 입출구 온도차가 감소하여 액과 가스의 열전달량이 줄어들기 때문이다. 즉, 액-가스 열교환기 출구(또는 증발기 입구) 엔탈피( $h_4=h_5$ )가 상승하여 냉동능력이 감소하게 된다. 또한 Fig. 4에서 액관의 내경이 증가할수록 압축일량은 약간 감소하는데, 이는 액관 직경이 증가할수록 압축기 입구의 엔탈피가 증가하기 때문이다.

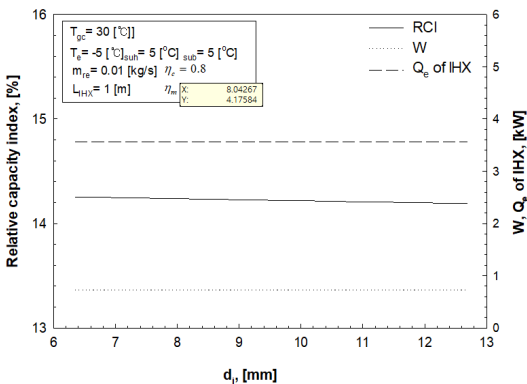


Fig. 4 RCI, W,  $Q_e$  of IHX with respect to variation of inner diameter tube of liquid-gas heat exchanger

Fig. 4에서 알 수 있듯이, 액관의 직경이 증가할수록 RCI는 감소하는데 이는 위에서 언급한 것처럼 액관 직경이 증가할수록 액-가스 열교환기를 부착한 경우의 냉동능력( $Q_e, IHX$ )은 감소하지만, 액-가스 열교환기가 없는 경우의 냉동능력( $Q_e, no, IHX$ )은 거의 일정하기 때문이다.

### 3.3 열교환기 길이의 영향

Fig. 5는 응축기내 응축온도( $T_{gc}=40^{\circ}C$ ), 증발온도( $T_e=-5^{\circ}C$ ), 과냉도( $\Delta T_{sub}=5^{\circ}C$ ), 과열도( $\Delta T_{suh}=5^{\circ}C$ ), 냉매유량( $m_{re}=0.01\text{ kg/s}$ ), 내관 직경( $d_i=7.74\text{ mm}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 액-가스 열교환기 길이( $L_{IHx}$ ) 변화에 따른 R290용 증기압축식 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량을 나타낸 것이다.

Fig. 5에서 알 수 있는 것처럼, 액-가스 열교환기 길이가 증가할수록 냉동능력은 약간 증가한다. 그 이유는 배관길이가 길어짐에 따라 액관과 가스관내의 냉매 입출구 온도차가 증가하고 이로 인해 전열량이 증가하기 때문이다. 즉, 액-가스 열교환기 출구(또는 증발기 입구) 엔탈피( $h_4=h_5$ )가 감소하여 냉동능력이 증가하게 된다. 또한 Fig. 5에서 액-가스 열교환기 길이가 증가할수록 압축기 입출구 엔탈피의 상승으로 인해 압축일량은 약간 상승하는 경향을 보였다.

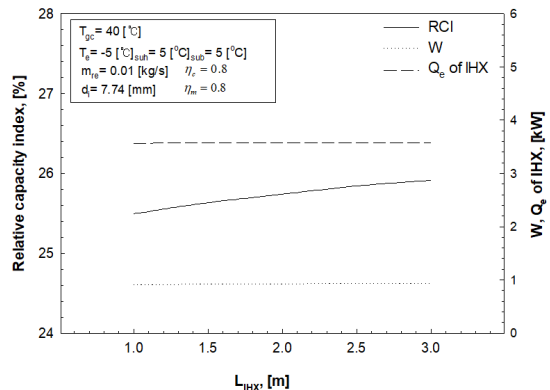


Fig. 5 RCI, W,  $Q_e$  of IHX with respect to variation of Length of internal heat exchanger

Fig. 5에서 나타난 것처럼, 액-가스 열교환기 길이가 증가할수록 RCI는 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 위에서 언급한 것처럼 길이가 증가할수록 액-가스 열교환기를 부착한 경우의 냉동능력(Qe,IHX)은 증가하는 반면, 액-가스 열교환기가 없는 경우의 냉동능력(Qe,no,IHX)은 거의 일정하기 때문이다.

### 3.4 유용도의 영향

응축온도(Tgc=50℃), 증발온도(Te=0℃), 과냉도(ΔTsub=5℃), 과열도(ΔTsub=5℃), 냉매유량(mre=0.01 kg/s), 액-가스 열교환기 길이(LIHx=2 m), 내관 직경(di=4.57 mm), 기계효율(ηm=0.8), 압축효율(ηc=0.8)인 조건에서 액-가스 열교환기의 유용도 변화에 따른 R290용 증기압축식 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량 변화를 살펴보았다. 여기에서 액관과 가스관 내를 흐르는 냉매의 실제가능 열전달량과 최대가능 열전달량의 비율을 나타내는 액-가스 열교환기의 유용도(Effectiveness)는 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon = \left( \frac{T_{g,out} - T_{g,in}}{T_{l,in} - T_{g,in}} \right) \quad (11)$$

위에서 언급한 액-가스 열교환기의 유용도는 열교환기의 표면적(전열면적)과 밀접한 관계가 있다. 즉, 액-가스 열교환기의 유용도가 0이라는 것은 액-가스 열교환기가 없는 경우(액-가스 열교환기 없는 시스템)를 말하며, 유용도가 1이라는 것은 전열면적이 무한한 액-가스 열교환기를 가지고 있는 경우(시스템)를 의미한다.

Fig. 6에서 알 수 있는 것처럼, 유용도가 증가할수록 냉동능력은 증가한다. 여기서 유용도가 증가한다는 것은 액관 입구온도(Tl,in)와 가스관 입구온도(Tg,in)가 각각 45℃와 5℃로 일정하기 때문에 가스관 출구온도(Tg,out)가 증가하는 것을 의미하므로 액관 출구온도(Tl,out)도 증가하는 것을 말한다. 따라서 유용도가 증가하면 액관 출구엔탈피(h4=h5)가 감소하여 냉동능력은 증가하게 된다. 또한 압축일량은 거의 일정한 것으로 나타났다.

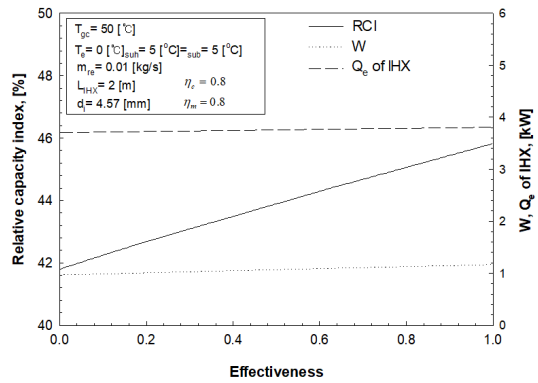


Fig. 6 RCI, W, Qe of IHX with respect to variation of effectiveness of internal heat exchanger

Fig. 6에서 RCI는 유용도와 함께 증가하는 경향을 보인다. 이는 앞서서도 언급한 것처럼 유용도가 증가할수록 액-가스 열교환기를 가지는 경우의 냉동능력이 증가하기 때문이다.

## 5. 결론

액-가스 열교환기를 부착한 R290용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동장치에서 액-가스 열교환기의 냉매 질량유량, 내관 직경, 길이, 유용도의 변화에 냉동장치의 성능 특성을 파악하고자 하였으며, 이들 변화에 따른 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량에 미치는 영향을 Table 1의 운전 조건에서 살펴보았다.

1) 액-가스 열교환기내의 냉매 질량유량 변화에 따른 RCI, 냉동능력, 압축일량의 특성을 살펴보면, 냉매유량이 증가할수록 RCI, 냉동능력, 압축일량은 증가하였다.

2) 액-가스 열교환기의 내관 직경에 대한 영향을 살펴보면, 액관의 직경이 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 약간 감소하였고, RCI는 감소하였다.

3) 액-가스 열교환기의 길이에 대해서는 액-가스 열교환기 길이가 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 약간 증가하였고, 또한 RCI는 증가하는 것을 알 수 있었다.

4) 유용도에 대해서는 유용도가 증가할수록 냉동능력은 증가하였고, 압축일량은 거의 일정한 것

으로 나타났다. 그리고 RCI는 유용도와 함께 증가하는 경향을 보인다.

5) 위의 결과로부터 R290를 냉매로 사용하는 증기압축식 냉동사이클에서 액-가스 열교환기내의 냉매 질량유량, 내관 직경, 길이, 유용도 등에 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다. 따라서 이러한 영향들을 파악하고 액-가스 열교환기의 크기와 용량을 결정하여 설계할 필요가 있다.

## Author contributions

S. J. Ha; Data curation, Formal analysis, Writing-original draft. H. K. Ku; Conceptualization, Supervision.

## References

1. M. Y. Wen and C. Y. Ho, 2005, "Evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of R-290(propane), R-600(butane), and a mixture of R-290/R-600 in the three-lines serpentine small-tube bank", Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 921-936. (DOI:10.1016/j.applthermaleng.2005.02.013)
2. R. N. Richardson and J. S. Butterworth, 1995, "The performance of propane/isobutane mixtures in a vapour-compression refrigeration system", Int. J. Refrigeration, Vol. 18, No. 1, pp. 58-62. (DOI:10.1016/0140-7007(94)P3712-A)
3. J. H. Hwang, I. C. Baek and D. S. Jung, 2006, Performance of HCFC22 alternatives R1270, R290, R1270/R290, R290/HFC152a, R1270/R290/RE170 refrigerants for air-conditioning and heat pump applications", SAREK, Vol. 18, No. 4, pp. 312-319.
4. H. K. Ku and S. J. Ha, 2014, "Performance Analysis of R-1270(Propylene) Refrigeration System Using Internal Heat Exchanger", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 18, No. 4, pp. 36-42, (DOI:10.9726/kspse.2014.18.4.036)
5. W. F. Stoecker and D. J. Walukas, 1981, "Conserving energy in domestic refrigerators through the use of refrigerant mixture", ASHRAE Transactions, Vol. 87, No. 1, pp. 279-281. (DOI:10.1016/0140-7007(81)90051-7)
6. M. O. McLinden, 1990, Optimum refrigerants for non-ideal cycles: an analysis employing corresponding states. In:Proceedings ASHRAE-Purdue CFC and IIR-Purdue Refrigeration Conferences, W.Lafayette (IN), pp. 17-20.
7. P. A. Domanski and D. A. Didion, 1993, "Thermodynamic evaluation of R22 alternative refrigerants and refrigerant mixtures", ASHRAE Transactions, Vol. 99, No. 2, pp. 636-648.
8. P. A. Domanski, D. A. Didion, J. P. Doyle, 1994, "Evaluation of suction-line/ liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle", Rev Int Froid, Vol. 7, No. 7, pp. 487-93. (DOI:10.1016/0140-7007(94)90010-8)
9. S. A. Klein and F. L. Alvarado, 1998, EES-engineering Equation solver. 4406 Fox Bluff Rd, Middleton(WI 53562):F-Chart Software.