

# 흡입관 열교환기를 이용한 탄화수소계 냉매용 냉동사이클의 성능 분석

구학근<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>동명대학교 냉동공조공학과

## Performance Analysis of Refrigeration Cycle of Hydrocarbon Refrigerant using Suction-Line Heat Exchanger

Hak-Keun Ku<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Department of Refrigeration and Air-Conditioning Eng., TongMyong University

**요약** 본 논문은 R290, R600a, R1270과 같은 탄화수소계 냉매를 사용하는 냉동사이클의 효율에 대한 흡입관 열교환기의 영향을 고려하였다. 이러한 흡입관 열교환기는 냉동시스템의 성능을 향상시킬 수도 있지만, 성능을 저하시킬 수도 있다. 본 논문에서는 흡입관 열교환기를 가진 냉동사이클의 성능 특성을 파악하기 위해서 정상상태의 수학적 모델을 사용하였다. 그리고 탄화수소계 냉매유량, 흡입관 열교환기의 내관 직경, 길이, 유용도 등과 같은 운전조건의 영향을 분석하였다. 연구결과는 흡입관 열교환기의 내관 직경, 길이, 유용도, 탄화수소계 냉매의 질량유량은 냉동사이클의 상대냉동능력지수, 냉동능력, 압축일량에 영향을 미치는 것을 알 수 있었다. 따라서 이러한 영향을 상세히 파악하여, 흡입관 열교환기를 설치한 탄화수소계 냉매용 증기압축식 냉동사이클을 설계할 필요가 있다.

**Abstract** This paper considers the influence of suction-line heat exchangers on the efficiency of a refrigeration cycle using hydrocarbon refrigerants such as R290, R600a and R1270. These suction-line heat exchangers can, in some cases, yield improved system performance while in other cases they degrade system performance. A steady state mathematical model is used to analyze the performance characteristics of refrigeration cycle with suction-line heat exchanger. The influence of operating conditions, such as the mass flowrate of hydrocarbon refrigerants, inner diameter tube and length of suction-line heat exchanger, to the performance of the cycle is also analyzed in the paper. Results showed that the mass flowrate of hydrocarbon refrigerants, inner diameter tube and length of suction-line 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 compression refrigeration cycle of hydrocarbon refrigerants using suction-line heat exchanger.

**Key Words** : Effectiveness, Hydrocarbon refrigerant, Refrigeration cycle, Suction-line heat exchanger

### 1. 서론

지구온난화와 오존층 파괴의 주요 물질인 프레온계 냉매의 대체물질인 R290(프로판), R600a(이소부탄), R1270(프로필렌)과 같은 탄화수소계 (Hydrocarbon) 냉매를 냉동공조장치에 적용하기 위한 연구가 활발히 진행 중에 있다[1-3]. 특히 탄화수소계 냉매용 냉동공조장치의

성능을 향상시키기 위해 흡입관 열교환기(또는 액-가스 열교환기, 이하 흡입관 열교환기라 칭함)를 채용하고 있으며 이에 대한 연구도 진행 중에 있다. 흡입관 열교환기는 그림 1에서 알 수 있듯이, 증발기 출구의 저온 냉매가스와 응축기 출구의 고온 냉매액을 서로 대향류로 열교환시키는 장치로서, 흡입관 열교환기를 채용할 경우 냉동장치의 증발기 냉동능력을 향상시키고, 압축기의 액압축

\*교신저자 : 구학근(hgkur@tu.ac.kr)

접수일 09년 07월 14일

수정일 (1차 09년 08월 03일, 2차 09년 09월 10일)

게재확정일 09년 09월 16일

을 방지하며, 팽창밸브 통과시 플래쉬가스(Flash gas)의 발생을 줄일 수 있다.

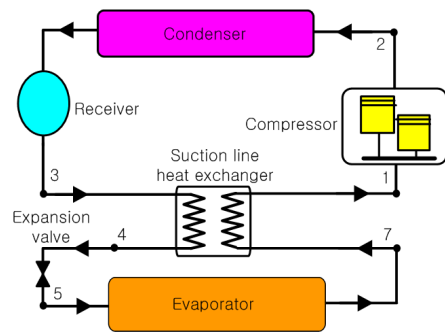
흡입관 열교환기 성능에 관한 종래 연구를 살펴보면 우선, Stoecker와 Walukas[4]는 프레온계 혼합냉매를 사용하여 흡입관 열교환기의 성능 특성을 분석하였으며, McLinden[5]은 흡입관 열교환기를 사용하는 시스템의 성능은 냉매의 비열이 증가할수록 향상된다고 하였다. 그리고 Domanski와 Didon[6]은 9가지의 대체냉매를 사용하여 액-가스 열교환기의 성능을 규명하였고, Domanski[7]는 29가지 냉매를 사용하여 흡입관 열교환기의 성능에 미치는 영향에 대해서 살펴보았다. 이상의 종래 연구들로부터 알 수 있듯이,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

따라서 본 연구에서는 흡입관 열교환기를 적용한 탄화수소계 냉매용 냉동공조장치에서 흡입관 열교환기의 용량에 영향을 미치는 냉매유량, 관경, 관길이, 유용도를 변화시켰을 경우 냉동장치의 성능에 어떠한 영향을 미치는가에 대해 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 흡입관 열교환기를 적용한 탄화수소계 냉매용 냉동장치의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

## 2. 성능 분석

본 논문에서 사용되는 탄화수소계 냉매의 열역학적 물성치와 성능 분석은 EES(Engineering Equation Solver)[8] 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. 흡입관 열교환기를 가진 탄화수소계 냉매용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 압축기내 냉매는 단열압축과정이고, 기계효율과 압축효율은 0.8이다.
- 열교환기(증발기, 응축기, 흡입관 열교환기)내의 냉매 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 팽창밸브 밸브내의 열출입은 무시한다.
- 사이클내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 팽창밸브내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정한다.
- 흡입관 열교환기내 냉매가스(증발기 출구)와 냉매 액(응축기 출구)의 냉매순환량은 동일한 것으로 가정한다.



[그림 1] 흡입관 열교환기를 가진 냉동시스템의 전체 개략도

그림 1은 본 연구에서 적용한 흡입관 열교환기를 가진 탄화수소계 냉매용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 아래와 같다. 우선, 흡입관 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 흡입관 열교환기의 전열면적(=  $\pi \cdot d_m \cdot L_{IHx}$ )이고,  $\Delta T_{LMTD}$ 는 대수평균온도차이며, U는 총괄열전달계수로 액관과 가스관의 오염계수를 무시하면 아래와 같이 열전달계수만의 간단한 식이 된다.

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

증발기 출구의 저온 냉매가스와 응축기 출구의 고온 냉매액의 열전달계수를 예측하는 식으로는 탄화수소계 냉매의 열전달에 비교적 잘 일치하는 상관식인 Dittus-Boelter 식을 이용하여 구한다.

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

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

흡입관 열교환기를 가진 냉동시스템의 냉동능력과 압축일량은 식 (7)과 (8)로 계산한다.

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

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

표 1은 본 연구에서 사용되는 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타낸 것으로 탄화수소계 냉매용 냉동사이클의 일반적인 운전조건이다. 표 2는 흡입관 열교환기에 대한 상세한 사양을 나타낸 것으로 내관으로 응축기 출구에서 나온 고온의 냉매액이 흐르고 외관으로 증발기 출구에서 나온 저온의 냉매가스가 흐르는 이중관식 열교환기이다. 표 1의 분석조건과 가정으로부터 EES 소프트웨어를 이용하여 열물성치값을 계산하고 위의 수식들을 이용하여 흡입관 열교환기를 가진 탄화수소계 냉매용 냉동사이클의 성능에 영향을 미치는 냉매유량, 흡입관 열교환기 관경, 길이, 유용도 등의 인자들에 대해서 살펴보고자 하였다.

[표 1] 흡입관 열교환기를 설치한 탄화수소계 냉매용 냉동시스템의 성능 분석 범위

Refrigerant	R290, R600a, R1270
$T_{gc}$ , [°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
$\eta_c$ , [I]	0.8
$\eta_m$ , [I]	0.8

[표 2] 흡입관 열교환기의 사양

Refrigerant	R290, R600a, R1270
$L_{IHx}$ , [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

### 3. 본론

#### 3.1 냉매 유량의 영향

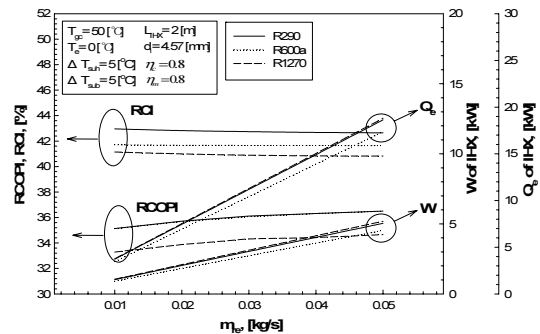
그림 2는 응축기내 냉매의 응축온도( $T_{gc}=50^\circ\text{C}$ ), 증발온도( $T_e=0^\circ\text{C}$ ), 과냉각도( $\Delta T_{sub}=5^\circ\text{C}$ ), 과열도( $\Delta T_{sub}=5^\circ\text{C}$ ), 흡입관 열교환기 길이( $L_{IHx}=2\text{m}$ ), 내관 내경( $d_i=4.57\text{mm}$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 냉매유량( $m_{re}=0.01\sim 0.05\text{kg/s}$ ) 변화에 따른 흡입관 열교환기를

가진 탄화수소계 냉매용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동사이클의 상대냉동능력지수(Relative capacity index, 이하 RCI), 상대성능계수지수(Relative coefficient of performance index, 이하 RCOPI), 냉동능력( $Q_{e,IHX}$ ), 압축일량( $W_{IHx}$ )를 나타낸 것이다. 그림 2에서 RCI는 냉동능력과 RCOPI는 성능계수에 대한 흡입관 열교환기의 효과를 정량적으로 각각 나타내기 위한 것으로 그 식은 다음과 같다.

$$RCI = (Q_{e,IHX} - Q_{e,no,IHX}) / (Q_{e,no,IHX}) \times 100\% \quad (9)$$

$$RCOPI = (COP_{e,IHX} - COP_{e,no,IHX}) / (COP_{e,no,IHX}) \times 100\% \quad (10)$$

식 (9)에서  $Q_{e,IHX}$ 와  $Q_{e,no,IHX}$ 는 각각 흡입관 열교환기를 흡입관 열교환기를 부착한 경우와 부착하지 않은 경우의 냉동능력이며, 식 (10)에서  $COP_{e,IHX}$ 와  $COP_{e,no,IHX}$ 는 각각 흡입관 열교환기를 부착한 경우와 부착하지 않은 경우의 성능계수이다. 그리고 그림 2에서 냉동능력( $Q_{e,IHX}$ )과 압축일량( $W_{IHx}$ )은 흡입관 열교환기를 부착한 경우에 대한 값을 나타낸 것이고, 흡입관 열교환기 외관으로 흐르는 냉매는 앞의 가정에서도 언급한 것처럼 증발압력과 동일하며, 흡입관 열교환기의 내관으로 흐르는 냉매는 응축기내 냉매압력과 동일하다.

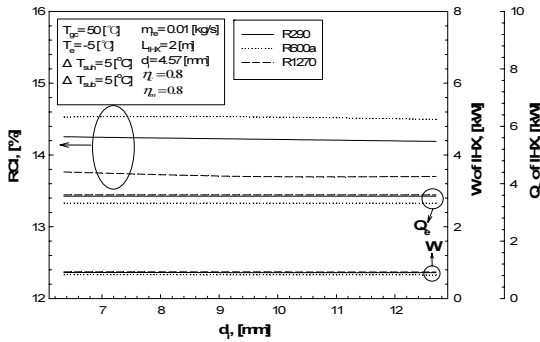


[그림 2] 냉매유량 변화에 따른 상대냉동능력지수(RCI), 상대성능계수지수(RCOPI), 압축일량( $W_{IHx}$ ), 냉동능력( $Q_{e,IHX}$ )

그림 2에서 알 수 있는 것처럼, 냉매유량이 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 증가하는데, 이는 식 (7)과 (8)에서와 같이 냉매유량이 증가할수록 냉동능력과 압축일량이 증가하기 때문이다. 또한, 냉매유량이 증가할수록 RCI가 감소한다. 이는 냉매유량이 증가할수록  $Q_{e,IHX}$ 의 증가량보다  $Q_{e,no,IHX}$ 의 증가량이 많기 때문이다. 또한 냉

매유량이 증가할수록 RCOPI는 증가하는데, 이는 흡입관 열교환기를 부착한 경우의 성능계수가 부착하지 않은 경우보다 높기 때문이다. 그림에서 탄화수소계 냉매별로 RCI, RCOPI, 냉동능력, 압축일량을 살펴보면, 우선, R600a의 경우 냉동능력과 압축일량은 가장 낮게 나타났으며, R290과 R1270은 거의 비슷한 값을 나타내고 있다. 이러한 결과는 종래의 연구에서 발표된 내용과 경향이 유사함을 확인할 수 있었다[9,10]. 상대냉동능력지수(RCI)에 대해서는 R290 > R600a > R1270 순으로 나타났다. 이는 흡입관 열교환기를 설치할 경우 R290이 가장 큰 냉동능력 상승효과를 얻을 수 있음을 의미하고, R1270은 가장 효과가 낮음을 뜻한다.

### 3.2 내관 직경의 영향

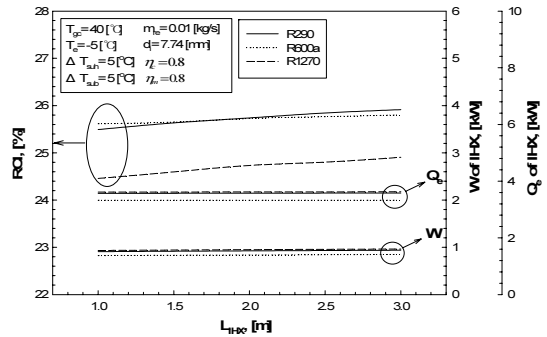


[그림 3] 흡입관 열교환기의 직경 변화에 따른 상대냉동능력지수(RCI), 압축일량(W<sub>IHX</sub>), 냉동능력(Q<sub>e,IHX</sub>)

그림 3은 흡입관 열교환기의 내관 직경 변화에 따른 성능 특성을 파악하기 위한 것으로, 응축기내 응축온도(T<sub>gc</sub>=30℃), 증발온도(T<sub>e</sub>=-5℃), 과냉각도(ΔT<sub>sub</sub>=5℃), 과열도(ΔT<sub>sub</sub>=5℃), 냉매유량(m<sub>re</sub>=0.01 kg/s), 흡입관 열교환기 길이(L<sub>IHX</sub>=1m), 기계효율(η<sub>m</sub>=0.8), 압축효율(η<sub>c</sub>=0.8)인 조건에서 내관 직경(d<sub>i</sub>) 변화에 따른 탄화수소계 냉매용 증기압축식 냉동사이클의 상대냉동능력지수(RCI), 냉동능력(Q<sub>e,IHX</sub>), 압축일량(W<sub>IHX</sub>)을 각각 나타낸 것이다. 그림에서 나타난 것처럼, 액관의 직경이 증가할수록 냉동능력은 약간 감소하는 것으로 나타났다. 이는 액관 직경이 증가할수록 냉매질량 유속이 줄어들고, 이로 인해 액관과 가스관내 입출구 온도차가 감소하여 액과 가스의 열전달량이 줄어들기 때문이다. 즉, 흡입관 열교환기 출구(또는 증발기 입구) 엔탈피가 상승하여 냉동능력이 감소하게 된다. 또한, 그림 3에서 액관의 내경이 증가할수록 압축일량은 약간 감소하는데, 이는 액관 직경이 증가할수록 압축기 입구의 엔탈피가 증가하기 때문이다.

그림 3에서 알 수 있듯이, 액관의 직경이 증가할수록 RCI는 감소하는데 이는 위에서 언급한 것처럼 액관 직경이 증가할수록 흡입관 열교환기를 부착한 경우의 냉동능력(Q<sub>e,IHX</sub>)은 감소하지만, 흡입관 열교환기가 없는 경우의 냉동능력(Q<sub>e,no,IHX</sub>)은 거의 일정하기 때문이다. 그림에서 탄화수소계 냉매별로 상대냉동능력지수(RCI), 냉동능력(Q<sub>e,IHX</sub>), 압축일량(W<sub>IHX</sub>)을 각각 살펴보면, 우선, R600a의 경우 냉동능력과 압축일량은 가장 낮게 나타났으며, R290과 R1270은 거의 비슷한 값을 나타내고 있다. 이러한 결과는 관련된 종래의 연구에서 발표된 내용과 경향이 유사함을 확인할 수 있었다[9,10]. RCI에 대해서는 R600a > R290 > R1270 순으로 나타났다. 이는 흡입관 열교환기를 설치할 경우 R600a가 가장 큰 냉동능력 상승효과를 얻을 수 있음을 의미하고, R1270은 가장 효과가 낮음을 뜻한다.

### 3.3 열교환기 길이의 영향



[그림 4] 흡입관 열교환기의 길이 변화에 따른 상대냉동능력지수(RCI), 압축일량(W<sub>IHX</sub>), 냉동능력(Q<sub>e,IHX</sub>)

그림 4는 응축기내 응축온도(T<sub>gc</sub>=40℃), 증발온도(T<sub>e</sub>=-5℃), 과냉각도(ΔT<sub>sub</sub>=5℃), 과열도(ΔT<sub>sub</sub>=5℃), 냉매유량(m<sub>re</sub>=0.01 kg/s), 내관 직경(d<sub>i</sub>=7.74 mm), 기계효율(η<sub>m</sub>=0.8), 압축효율(η<sub>c</sub>=0.8)인 조건에서 흡입관 열교환기 길이(L<sub>IHX</sub>) 변화에 따른 탄화수소계 냉매용 증기압축식 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량을 나타낸 것이다. 그림 4에서 알 수 있는 것처럼, 흡입관 열교환기 길이가 증가할수록 냉동능력은 약간 증가한다. 그 이유는 배관길이가 길어짐에 따라 액관과 가스관내의 냉매 입출구 온도차가 증가하고 이로 인해 전열량이 증가하기 때문이다. 즉, 흡입관 열교환기 출구(또는 증발기 입구) 엔탈피가 감소하여 냉동능력이 증가하게 된다. 또한, 그림 4에서 흡입관 열교환기 길이가 증가할수록 압축기 입출구 엔탈피의 상승으로 인해 압축일량은 약간 상승하는 경향

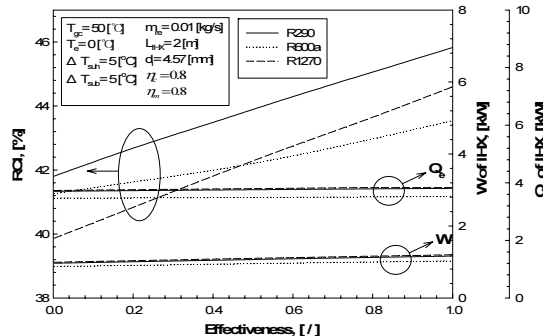
을 보였다.

그림 4에서 나타난 것처럼, 흡입관 열교환기 길이가 증가할수록 RCI는 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 앞에서 언급한 것처럼 길이가 증가할수록 흡입관 열교환기를 부착한 경우의 냉동능력( $Q_{e, IHX}$ )은 증가하는 반면, 흡입관 열교환기가 없는 경우의 냉동능력( $Q_{e, no, IHX}$ )은 거의 일정하기 때문이다.

그림 4에서 탄화수소계 냉매별로 RCI, 냉동능력, 압축일량을 각각 살펴보면, 우선, R600a의 경우 냉동능력과 압축일량은 가장 낮게 나타났으며, R290과 R1270은 거의 비슷한 값을 나타내고 있다. 이러한 결과는 관련된 종래의 연구에서 발표된 내용과 경향이 유사함을 확인할 수 있었다[9,10]. RCI에 대해서는  $R600a > R290 > R1270$  순으로 나타났다. 이는 흡입관 열교환기를 설치할 경우 R290과 R600a가 가장 큰 냉동능력 상승효과를 얻을 수 있음을 의미하고, R1270은 가장 효과가 낮음을 뜻한다.

### 3.4 유용도의 영향

응축온도( $T_{gc}=50^{\circ}C$ ), 증발온도( $T_c=0^{\circ}C$ ), 과냉각도( $\Delta T_{sub}=5^{\circ}C$ ), 과열도( $\Delta T_{sub}=5^{\circ}C$ ), 냉매유량( $m_{re}=0.01kg/s$ ), 흡입관 열교환기 길이( $L_{IHX}=2m$ ), 내관 직경( $d_i=4.57mm$ ), 기계효율( $\eta_m=0.8$ ), 압축효율( $\eta_c=0.8$ )인 조건에서 흡입관 열교환기의 유용도 변화에 따른 탄화수소계 냉매용 증기 압축식 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량 변화를 살펴보았다. 여기에서 액관과 가스관 내를 흐르는 냉매의 실제가능 열전달량과 최대가능 열전달량의 비율을 나타내는 흡입관 열교환기의 유용도(Effectiveness)는 다음과 같이 정의된다.



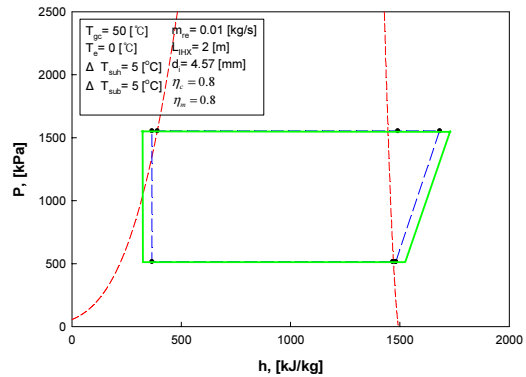
[그림 5] 흡입관 열교환기의 유용도 변화에 따른 상대냉동 능력지수(RCI), 압축일량( $W_{IHx}$ ), 냉동능력( $Q_{e, IHx}$ )

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

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

그림 5에서 알 수 있는 것처럼, 유용도가 증가할수록 냉동능력은 증가한다. 여기서 유용도가 증가한다는 것은 액관 입구온도( $T_{l, in}$ )와 가스관 입구온도( $T_{g, in}$ )가 각각  $45^{\circ}C$ 와  $5^{\circ}C$ 로 일정하기 때문에 가스관 출구온도( $T_{g, out}$ )가 증가하는 것을 의미하므로 액관 출구온도( $T_{l, out}$ )도 증가하는 것을 말한다. 따라서 유용도가 증가하면 액관 출구엔탈피가 감소하여 냉동능력은 증가하게 된다. 또한 압축일량은 거의 일정한 것으로 나타났다. 그림 5에서 RCI는 유용도와 함께 증가하는 경향을 보인다. 이는 앞에서도 언급한 것처럼 유용도가 증가할수록 흡입관 열교환기를 가지는 경우의 냉동능력이 증가하기 때문이다.

그림 5에서 탄화수소계 냉매별로 RCI, 냉동능력, 압축일량을 살펴보면, 우선, R600a의 경우 냉동능력과 압축일량은 가장 낮게 나타났으며, R290과 R1270은 거의 비슷한 값을 나타내고 있다. 이러한 결과는 관련된 종래의 연구에서 발표된 내용과 경향이 유사함을 확인할 수 있었다[9,10]. RCI에 대해서는  $R290 > R600a > R1270$  순으로 나타났다. 이는 흡입관 열교환기를 설치할 경우 R290이 가장 큰 냉동능력 상승효과를 얻을 수 있음을 의미하고, R600a와 R1270은 가장 효과가 낮음을 뜻한다.



[그림 6] 흡입관 열교환기의 부착 유무에 따른 R600a용 냉동시스템의 P-h 선도

그림 6은 흡입관 열교환기를 부착한 경우와 부착하지 않은 경우에 대한 R600a용 냉동시스템의 P-h 선도를 나타낸 것이다. 점선은 흡입관 열교환기를 설치하지 않은 경우이고, 실선은 흡입관 열교환기를 설치한 경우를 나타낸

다. 그림 6에서 알 수 있는 바와 같이 흡입관 열교환기를 부착할 경우 압축기 흡입측의 엔탈피 상승과 응축기 출구의 과냉각도 증가로 인해 냉동능력 증가하고, 압축일량은 부착하지 않은 경우에 비해 크게 상승하지 않기 때문에 결국에는 전체 시스템의 성능계수가 증가함을 알 수 있다.

#### 4. 결론

흡입관 열교환기를 부착한 탄화수소계 냉매용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동장치에서 흡입관 열교환기의 냉매유량, 내관 직경, 길이, 유용도의 변화에 냉동장치의 성능 특성을 파악하고자 하였으며, 이들 변화에 따른 냉동사이클의 상대냉동능력지수(RCI), 냉동능력( $Q_{c, IHX}$ ), 압축일량( $W_{IHX}$ )에 미치는 영향을 표 1의 운전조건에서 살펴보았다.

- 1) 흡입관 열교환기내의 냉매유량 변화에 따른 RCI, 냉동능력, 압축일량의 특성을 살펴보면, 냉매유량이 증가할수록 RCI, 냉동능력, 압축일량은 증가하였다. 그리고 냉매유량 변화에 따른 냉매별 RCI는 R290 > R600a > R1270 순으로 나타났다.
- 2) 흡입관 열교환기의 내관 직경에 대한 영향을 살펴보면, 액관의 직경이 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 약간 감소하였고, RCI도 감소하였다. 그리고 내관 직경 변화에 따른 냉매별 RCI는 R600a > R290 > R1270 순으로 나타났다.
- 3) 흡입관 열교환기의 길이에 대해서는 흡입관 열교환기 길이가 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 약간 증가하였고, 또한 RCI는 증가하는 것을 알 수 있었다. 그리고 흡입관 열교환기 길이 변화에 따른 냉매별 RCI는 R290=R600a > R1270 순으로 나타났다.
- 4) 유용도에 대해서는 유용도가 증가할수록 냉동능력은 증가하였고, 압축일량은 거의 일정한 것으로 나타나며, RCI는 유용도와 함께 증가하는 경향을 보인다. 그리고 흡입관 열교환기 유용도 변화에 따른 냉매별 RCI는 R290 > R600a=R1270 순으로 나타났다.
- 5) 위의 결과로부터 탄화수소계 냉매를 사용하는 증기압축식 냉동사이클에서 흡입관 열교환기내의 냉매유량, 내관 직경, 길이, 유용도 등에 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다. 그리고 냉매별 RCI 측면에서 살펴보면 R290 ≥ R600a > R1270 순서인 것을 알

수 있다.

- 6) 흡입관 열교환기를 부착하는 경우 압축기 흡입측의 상승과 응축기 출구의 과냉각도 증가로 인해 압축일량과 냉동능력은 증가하나 압축일량에 비해 냉동능력의 상승폭이 크기 때문에 전체 시스템에서 성능계수가 증가함을 알 수 있었다. 따라서 이러한 영향들을 파악하고 탄화수소계 냉매를 선택할 필요가 있으며, 흡입관 열교환기의 크기와 용량을 결정하여 설계할 필요가 있다.

#### 참고문헌

- [1] M. Y. Wen and C. Y. Ho, 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, 2005.
- [2] R. N. Richardson and J. S. Butterworth, The performance of propane/isobutane mixtures in a vapour-compression refrigeration system, Int. J. Refrigeration, 18(1), pp. 58-62, 1995.
- [3] J. H. Hwang, I. C. Baek, D. S. Jung, Performance of HCFC22 alternatives R1270, R290, R1270/R290, R290/HFC152a, R1270/R290/RE170 refrigerants for air-conditioning and heat pump applications, SAREK, 18(4), pp. 312-319, 2006.
- [4] W. F. Stoecker and D. J. Walukas, Conserving energy in domestic refrigerators through the use of refrigerant mixture. ASHRAE Transactions, 87(1), pp. 279-281, 1981.
- [5] M. O. McLinden, 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, 1990.
- [6] P. A. Domanski and D. A. Didion, Thermodynamic evaluation of R22 alternative refrigerants and refrigerant mixtures. ASHRAE Transactions, 99(2), pp. 636-648, 1993.
- [7] P. A. Domanski, D. A. Didion, J. P. Doyle, Evaluation of suction-line/ liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. Rev. Int. Froid, 7(7), pp. 487-493, 1994.
- [8] S. A. Klein and F. L. Alvarado, EES-Engineering Equation Solver. 4406 Fox Bluff Rd, Middleton(WI 53562):F-Chart Software, 1998.

- [9] H. S. Lee, Performance characteristics of refrigeration system using hydrocarbon refrigerants, Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, 2006.
- [10] S. T. Oh, H. S. Lee, S. M. Baek and J. I. Yoon, Performance analysis of refrigeration system using liquid-gas heat exchanger, KSME Annual Autumn Conference, pp. 189-194, 2008
- 

**구 학 근(Hak-Keun Ku)**

**[정회원]**



- 1983년 2월 : 부산수산대학교 냉동공학과 (공학사)
- 1989년 2월 : 부산수산대학교 냉동공조공학과 (공학석사)
- 1994년 2월 : 부경대학교 냉동공조공학과 (공학박사)
- 1992년 3월 ~ 현재 : 동명대학교 냉동공조공학과 부교수

<관심분야>

냉동공조시스템의 성능향상 및 고성능 열교환기 개발 등