

# 비단열 모세관의 영향을 고려한 냉동 사이클 시뮬레이션

박 상 구, 손 기 동, 정 지 환<sup>†</sup>, 김 윤 수<sup>\*</sup>

부산대학교 기계공학과, <sup>\*</sup>LG전자 냉장고 사업부

## Simulation of the effects of a non-adiabatic capillary tube on refrigeration cycle

Sang-Goo Park, Kidong Son, Ji Hawn Jeong<sup>†</sup>, \*Lyun-Su Kim

School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

<sup>\*</sup> LG Electronics, Changwon, Gyeongnam, Korea

**ABSTRACT:** The simulation of refrigeration cycle is important since the experimental approach is too costly and time-consuming. The present simulation focuses on the effect of capillary tube-suction line heat exchangers (CT-SLHX), which are widely used in small vapor compression refrigeration systems. The simulation of steady states is based on fundamental conservation equations of mass and energy. These equations are solved simultaneously through iterative process. The non-adiabatic capillary tube model is based on homogeneous two-phase model. This model is used to understand the refrigerant flow behavior inside the non-adiabatic capillary tubes. The simulation results show that both of the location and length of heat exchange section influence the coefficient of performance (COP). These results can be used in either design calculation of capillary tube length for refrigeration cycle or effect of suction line heat exchanging on refrigeration cycle.

**Key words:** Cycle simulation(사이클 시뮬레이션), Non-adiabatic capillary tube(비단열 모세관), Suction line heat exchanger(흡입 열교환기), Refrigeration cycle(냉동 사이클), Two-phase flow(이상유동)

### 기 호 설 명

|   |                               |                 |                                 |
|---|-------------------------------|-----------------|---------------------------------|
| A | : 단면적 [m <sup>2</sup> ]       | m               | : 질량 유량 [kg/s]                  |
| c | : 비열 [J/kg/K]                 | Nu              | : 누셀 수 $hD/k$                   |
| D | : 직경 [m]                      | Pr              | : 프런틀 수                         |
| f | : 마찰계수                        | P               | : 압력 [KPa]                      |
| G | : 질량 유속 [kg/m <sup>2</sup> s] | Q               | : 전열량 [kW]                      |
| g | : 중력 가속도 [m/s]                | Re              | : 레이놀즈 수 $GD/\mu$               |
| i | : specific enthalpy [kJ/kg]   | T               | : 온도 [K]                        |
| h | : 열전달 계수 [W/m <sup>2</sup> k] | U               | : 총괄 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> k] |
| k | : 열 전도도 [W/mK]                | v               | : 비체적 [m <sup>3</sup> /kg]      |
| L | : 길이 [m]                      | Work            | : 일 [kJ]                        |
|   |                               | w               | : 폭 [m]                         |
|   |                               | x               | : 건도                            |
|   |                               | x <sub>tt</sub> | : 마티넬리 매계변수                     |

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-51-510-3050

E-mail address: jihwan@pusan.ac.kr

## 그리스 문자

|               |                              |
|---------------|------------------------------|
| $\varepsilon$ | : 벽면 조도 [mm]                 |
| $\delta$      | : 용접부 두께 [m]                 |
| $\rho$        | : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]     |
| $\sigma$      | : 표면 장력 [N/m]                |
| $\mu$         | : 동점성 계수 [ $\text{Ns/m}^2$ ] |

## 하첨자

|      |        |
|------|--------|
| capi | : 모세관  |
| c    | : 응축기  |
| e    | : 증발기  |
| i    | : 관 내측 |
| in   | : 관 입구 |
| HX   | : 열교환기 |
| l    | : 액상   |
| o    | : 관 외측 |
| out  | : 관 출구 |
| s    | : 흡입관  |
| sp   | : 단상   |
| sub  | : 과냉   |
| sup  | : 과열   |
| tp   | : 이상   |
| v    | : 기상   |

## 1. 서론

최근의 세계적인 환경에 대한 걱정의 의해 에너지 소비 시스템의 효율을 높이는 것이 요구되고 있다. 소형 냉동 시스템도 예외가 아니다. 전통적으로 가정용 냉장고와 에어컨은 팽창장치로 모세관을 이용한다. 팽창 장치로써 기능하기 위한 모세관은 엔트로피 증가가 많다. 여러 방법 중의 하나인 SLHX(Suction Line Heat eXchanger)는 팽창 장치의 엔트로피 증가를 회복할 수 있다. 하지만, 이러한 SLHX를 사용한 냉도 사이클의 최적화가 요구된다. 시스템의 최적화 작업은 실험적인 방법과 해석적인 방법을 통해서 이루어진다. 컴퓨터 시뮬레이션은 노력과 비용을 줄이기 위한 좋은 방법이다. 냉동 사이클의 성능 예측에 관한 연구는 70년대 이후부터 이루어졌다. Hitler and Glicksman<sup>(11)</sup>, Fischer and Rice<sup>(10)</sup>, Domanski<sup>(9)</sup>는 정상 상태 히트 펌프의 성능을 예측하기 위한 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. SLHX

는 냉동 시스템의 성능 향상을 위해서 사용된다. SLHX는 모세관과 흡입관이 용접되어 측면 대향류 열교환기형태의 열교환기가 되도록 이루어진 장치이다. 이 논문에서는 냉동 시스템의 성능에 미치는 SLHX의 영향이 사이클 시뮬레이션을 통해서 해석된다. 시뮬레이션은 SLHX가 적용된 가정용 냉장고를 해석한다.

## 2. 해석모델과 시뮬레이션 알고리즘

### 2.1 압축기

압축기 성능은 Fischer and Rice<sup>(10)</sup>가 제안한 압축기 실험에 의한 성능곡선을 이용한 map based model을 사용하여 나타내었다. 이러한 성능곡선은 식 (1)과 같이 응축기와 증발기 포화온도의 함수에 따른 냉매 유량으로 주어진다.

$$\dot{m}_{map} = a_1 T_e^2 + a_2 T_e + a_3 T_c^2 + a_4 T_c + a_5 T_e T_c + a_6 \quad (1)$$

여기서,  $\dot{m}$ 과  $T$ 는 질량 유량 과 온도를 나타낸다. 하첨자 e, c는 각각 증발기와 응축기를 나타낸다. map based 모델에서는 실제 압축기의 작동 조건에 맞도록 보정계수를 적용하여 성능곡선을 보정하였다. Dabri and Rice<sup>(3)</sup>는 이러한 보정을 위한 식 (2)를 제안하였다.

$$\dot{m}_{ref} = \left( 0.75 \frac{v_{actual}}{v_{map}} + 0.25 \right)^2 \quad (2)$$

여기서  $v$ 는 비체적을 나타낸다. 이 시뮬레이션 프로그램에서 압축과정을 등엔트로피 압축 과정으로 가정하였다. 압축과정의 토출 냉매 엔탈피는 압축기 토출 엔트로피와 응축기 압력에 기초하여 계산하였다.

### 2.2 응축기

전열량  $Q$ 는 식 (3)과 같이 주어진다.

$$Q = UA(T_{ref} - T_{air}) \quad (3)$$

여기서, U와 A는 총괄 열전달 계수와 열전달 면적을 나타낸다. 하첨자 ref와 air는 냉매와 공기를 나타낸다. 총괄 열전도도 UA는 식 (4)와 같이 주어진다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_w L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4)$$

여기서, h, D, k, L과  $\eta$ 는 열전달계수, 튜브 직경, 튜브의 열전도도, 튜브 길이와 환 효율을 나타낸다. 하첨자 o, i, w와 fin은 튜브 외부, 튜브 내부, 튜브 벽면과 환을 나타낸다. 공기 측 열전달 계수는 Hilpert<sup>(13)</sup>가 제안한 식 (5)을 사용하였다.

$$\overline{N}_D = \frac{\overline{h}D_o}{k} = 0.193 Re_D^{0.618} Pr^{1/3} \quad (5)$$

냉매의 열전달 계수식은 냉매의 상태에 따라서 다르다. 냉매가 단상일 경우의 열전달 계수식은 Gneilinski<sup>(5)</sup>가 제안한 식 (6)을 사용하였다.

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (6)$$

Where,  $f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2}$

강제 대류 응축 과정에서의 열전달계수는 Cavallini and Zecchin<sup>(7)</sup>이 제안한 식 (7)을 사용하였다.

$$h_{tp} = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_{ref}^{0.33} \frac{k_{ref}}{D_i} \quad (7)$$

여기서 하첨자 tp와 eq는 이상유동과 등가를 나타낸다.  $Re_{eq}$ 는 식 (8)과 같이 정의된다.

$$Re_{eq} = Re_v \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l \quad (8)$$

여기서,  $\mu$ 와  $\rho$ 는 밀도와 동점성계수를 의미한다. 하첨자 v와 l은 냉매의 기체 상태와 액체 상태를 나타낸다.  $Re_v$ 와  $Re_l$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$Re_v = \frac{Gx D_i}{\mu_v}$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_l}$$

여기서 G와 X는 질량 유속( $4 \dot{m}/\pi D^2$ )과 건도를 나타낸다.

냉매 유동에서 압력강하는 다음의 Fanning식으로 계산된다.

$$\Delta P = \frac{2fG^2L}{D^5} \quad (9)$$

단상의 냉매 유동의 압력강하 계산을 위해서 Churchill<sup>(1)</sup> 식을 사용하였다. 단상 마찰계수  $f_{sp}$ 는 다음의 식 (10)와 같이 주어진다.

$$f_{sp} = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \left( \frac{1}{A+B} \right)^{1.5} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (10)$$

여기서 A와 B는 다음과 같이 정의된다.

$$A = \left\{ 2.457 \ln \left[ \frac{1}{(7/Re)^{0.9} + 0.27\epsilon/D} \right] \right\}^{16} \quad (11)$$

$$B = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (12)$$

식 (11), (12)에서 레이놀즈 수는 경우에 따라서 단상 혹은 이상 유동에 대한 레이놀즈 수를 적용한다.

이상 유동의 마찰계수는 다음 식 (13)을 사용한다.

$$f_{tp} = \Phi_b^2 f_{sp} \left( \frac{v_{sp}}{v_{tp}} \right) \quad (13)$$

식(13)의 이상승수  $\Phi_b$ 는 Lin et al<sup>(6)</sup>이 제안한 식(14)를 사용하였다.

$$\Phi_b^2 = \left[ \frac{\left( \frac{8}{Re_{tp}} \right)^{12} + \left( \frac{1}{A_{tp}+B_{tp}} \right)^{1.5}}{\left( \frac{8}{Re_{sp}} \right)^{12} + \left( \frac{1}{A_{sp}+B_{sp}} \right)^{1.5}} \right]^{\frac{1}{12}} \left[ 1 + x \left( \frac{v_v}{v_l} - 1 \right) \right] \quad (14)$$

여기서,  $Re_{tp}$ 와  $\mu_{tp}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{tp} = \frac{GD}{\mu_{tp}} \quad (15)$$

$$\frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (16)$$

### 2.3 증발기

총괄 열전도도 UA는 식 (4)와 같다. 증발기에서 대류 비등 열전달계수는 대류 비등 영향과 핵 비등 영향을 중첩하여 고려한 Chen<sup>(2)</sup>식을 사용하였다.

$$h_{tp} = h_{cb} + h_{nb} = h_{lo}F_o + h_pS \quad (17)$$

여기서, F와 S는 비등 증대 인자와 억제 인자를 나타낸다. 하첨자 lo와 p는 액체와 풀 비등을 나타낸다. 매개변수  $F_o$ 은 식 (18)과 같이 정의된다.

$$F_o = F(1-x) \quad (18)$$

$$\text{where} \begin{cases} \text{For}1/X_{tt} \leq 0.1 & F=1 \\ \text{For}1/X_{tt} > 0.1 & F=2.35(0.213+1/X) ^{0.736} \end{cases}$$

여기서  $X_{tt}$ 는 Martinelli 매개변수이며 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{x}{(1-x)^{0.9}} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (19)$$

액체 상태 열전달계수  $h_{lo}$ 는 Dittus-Boelter<sup>(12)</sup>식이 사용된다.

$$h_{lo} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k_l}{D} \quad (20)$$

억제 인자 S는 식 (21)에 의해 정의된다.

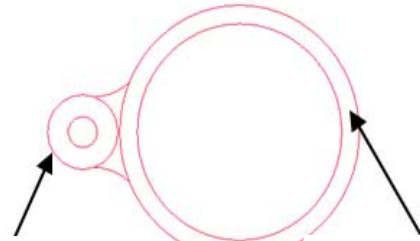
$$S = [\Delta T_e / \Delta T_{sat}]^{0.99} \quad (21)$$

여기서, 하첨자 e와 sat는 평균 과열 온도와 포화 온도를 나타낸다. 풀 비등 열전달계수  $h_p$ 는 Forster와 Zuber<sup>(4)</sup>식을 사용한다.

$$h_p = 0.00122 \left[ \frac{k_f^{0.79} C_{pf}^{0.45} \rho_f^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_f^{0.29} i_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] \Delta T_e^{0.24} \Delta P_e^{0.75} \quad (22)$$

여기서,  $C_p$ 와  $\sigma$ 는 비열과 표면 장력을 나타낸다. 단상 열전달계수, 단상 마찰계수식과 이상 마찰계수식은 응축기 계산에 적용되는 것과 같이 증발기 계산에 대해 적용되었다.

### 2.4 모세관 및 SLHX



Capillary Tube Suction Line

Fig 1 Cross section of a SLHX

그림 1은 용접된 SLHX의 단면을 나타낸다. 모세관의 냉매 온도가 흡입관의 냉매 온도보다 더 높기 때문에 모세관과 흡입관에서 열전달이 발생한다. SLHX의 열전달량은 식 (23)과 같이 주어진다.

$$Q_{SLHX} = UA(T_{capi} - T_{suc}) \quad (23)$$

여기서 capi와 suc는 모세관과 흡입관을 나타낸다. SLHX의 총괄 열전도도 UA는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{\ln(D_{capi,o}/D_{capi,i})}{2\pi k_{c,w} dz} + \frac{\delta}{k_{solder} w dz} + \frac{\ln(D_{s,o}/D_{s,i})}{2\pi k_{s,w} dz} + \frac{1}{h_s A_s} \quad (24)$$

여기서  $k_{solder}$ ,  $\delta$ 와  $w$ 는 용접부의 열전도도, 두께와 폭을 나타낸다. 흡입관과 모세관의 액체 상태 영역의 관내의 대류 열전달계수는 식(6)의 Gneilniski를 사용하였다. SLHX의 이상 영역에 대해서는 대부분의 열저항이 흡입관에 있기 때문에 모

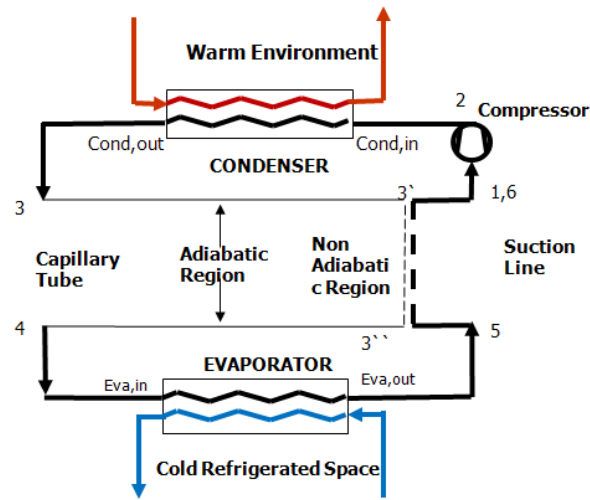


Fig 2 Schematic for the refrigeration cycle system

세관측 대류 열전달 계수는 무한대로 가정한다. 가정의 타당성은 Mezavila et al<sup>(8)</sup>이 입증하였고 이를 적용하였다. 식 (10)과 (13)는 흡입관과 모세관의 마찰 수두손실을 계산하는데 사용되었다.

### 2.5 사이클 시뮬레이션 알고리즘

그림 2는 시뮬레이션되는 SLHX를 적용한 냉동 사이클에 대한 개념도를 나타낸다. 이전 장에서 정의된 각 구성요소의 수학적 모델은 방정식들로 구성된다. 방정식은 Newton-Raphson 방법을 이용하여 계산한다. 현재 사이클 시뮬레이션의 알고리즘은 그림 3에 나타내었다. 사이클 시뮬레이션 입력은 증발기와 응축기의 상세 사양과 응축기와 증발기의 공기 유량, 대기와 고내 온도, 증발기 출구 과열도(혹은 시스템의 냉매 충전량)를 포함한다. 관들의 연결 구성요소들은 증발기와 압축기 사이의 흡입관을 제외한 여타의 연결관들은 고려하지 않는다. 프로그램의 상세한 계산과정을 간략히 설명하면 다음과 같다.

- 1) 증발기 입구와 응축기 입구의 압력을 가정한다. 주어진 과열도와 증발기 입구 압력으로부터 냉매의 상태량이 결정된다.
- 2) 압축기 입, 출구의 압력을 통해서 응축온도와 증발온도를 구하여 질량 유량식에 대입하여 압축기 냉매유량을 결정한다. 압축기 입구 냉매의 상태량으로 구해진 엔트로피를 구한다. 응축기 입구 압력과 엔트로피 값으로 압축기 출구 냉매 엔

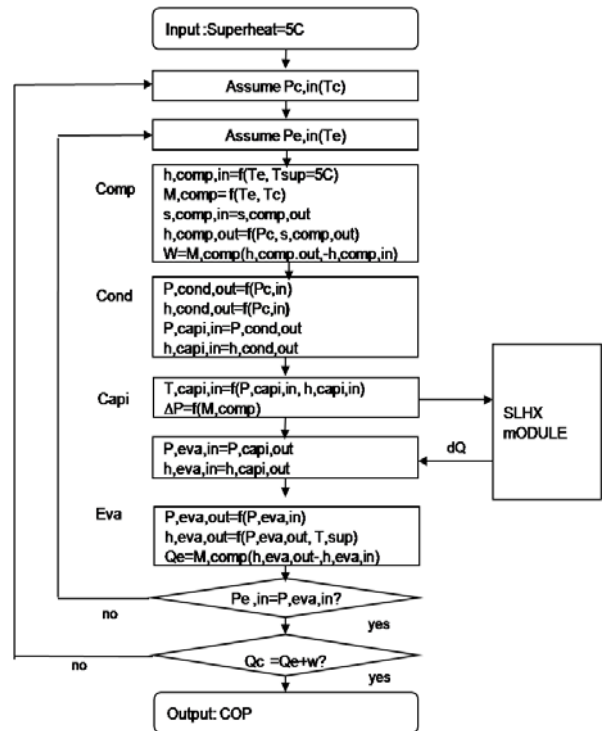


Fig 3. Flowchart of simulation program

탈피를 결정한다.

- 3) 압축기 출구 냉매의 엔탈피는 응축기 입구 냉매의 엔탈피와 동일하다. 응축기 입구 냉매 압력, 엔탈피로 냉매의 온도를 구한 후 공기와의 열전달 과정 해석으로 출구 엔탈피를 구한다. 압력강하는 마찰계수를 구한 후 압력강하식에 대입하여 냉매의 출구 압력값을 구한다.
- 4) 응축기 출구 냉매 상태량이 모세관의 입구 조건이 된다. 유동방향으로 위치에 따라서 SLHX 모듈의 적용 유무를 판단한다.
  - 단열 조건: 마찰계수를 구하여 해당구간 출구 압력을 구한다. 엔탈피의 변화는 없다.
  - 비단열 조건 : SLHX 모듈을 적용하여 해당구간에서의 열전달 해석을 수행하여 전열량을 구하여 모세관과 흡입관 출구의 엔탈피를 결정한다. 또한 마찰계수를 결정하여 모세관, 흡입관 각 출구의 엔탈피와 압력을 결정한다.
- 5) 증발기 계산 과정은 응축기 계산과정과 동일하다. 증발기 출구 엔탈피, 압력이 결정한다.
- 6) SLHX 모듈에서 계산된 흡입관으로의 전열량과 흡입관에서의 압력강하값으로 압축기 입구 냉매 상태가 결정된다.
- 7) 가정된 증발기 출구압력과 시뮬레이션을 통해서 계산되어진 증발기 출구압력이 일치하지 않았

다면 1)에서 증발기 압력을 수정하고 1)~6) 과정을 반복 계산한다.

8) 7)이 수렴하였다면 입력 증발기 출구 과열도와 계산된 과열도가 일치하지 않는다면 1)에서 응축기 압력을 수정하여 수렴이 되도록 1)~7)과정을 반복계산한다.

9) 두 루프가 모두 수렴하게 되면 사이클 시뮬레이션이 종료된다.

### 3. 결과

Table 1 Simulation condition of the refrigeration cycle

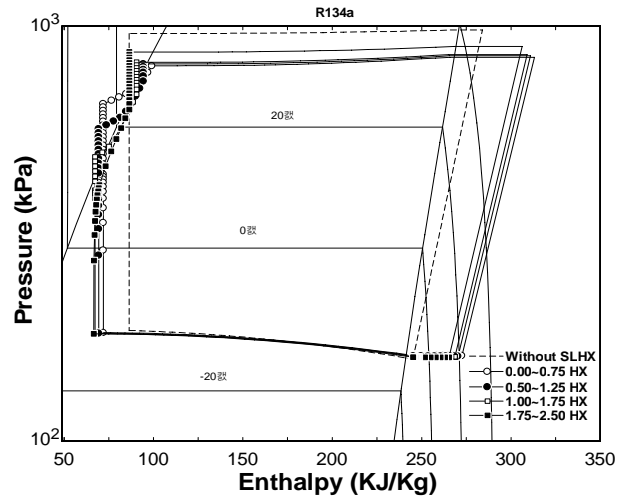
| Refrigerant                 | R-134a |
|-----------------------------|--------|
| Superheating at Eva Out     | 5 °C   |
| Ambient Air Temperature     | 25 °C  |
| Refrigeration Room Air Temp | -10 °C |
| Cond length                 | 18 m   |
| Eva length                  | 7.5 m  |
| Capillary Tube Length       | 2.5 m  |

본 연구에서는 SLHX 가 설치된 가정용 냉장고의 냉동 사이클을 해석대상으로 하였다. 이 시스템의 사양을 표1에 요약하여 나타내었다. SLHX를 제외한 모든 구성요소를 동일하게 유지한 채 SLHX의 열교환 구간만을 변경시키며 냉동시스템의 성능을 해석하였다. 해석 결과로부터 냉동효과, 압축일, 성능계수(COP) 등을 비교하였다. 성능계수(COP)는 다음과 같이 정의된다.

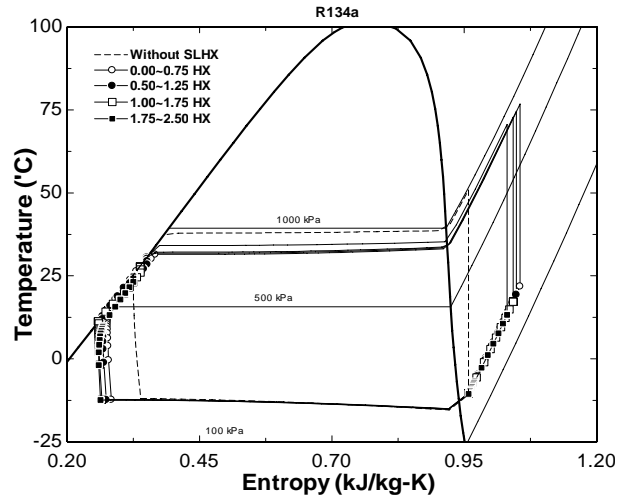
$$COP = \frac{i_{eva,out} - i_{eva,in}}{i_{comp,out} - i_{comp,in}} \quad (25)$$

여기서, 하첨자 eva와 comp는 증발기와 응축기를 나타낸다.

용접 영역의 길이는 0.75m로 일정하게 하고 모세관 입구에서부터 출구까지 열교환 위치를 변화시켰다. 그림 4는 Mollier선도와 T-s선도에서 시스템의 열역학적인 특성을 나타낸 것이다. 모세관과 흡입관 사이의 열교환이 없는 냉동사이클의 경우도 함께 나타내었다. 또한 해석된 사이클의 중요한 특성값들을 표 2에 정리하였다. SLHX의 열교환 위치에 따른 COP의 변화를 그림 5에 나타내었다. 그림 5에서 수직축은 SLHX를 적용하지 않은 사이클에 대한 COP의 비율을 나타낸



(a) Log(P)-i diagram



(b) T-s diagram

Fig 4 (a) Log(P)-i diagram and (b) T-s diagram for R-134a cycle with and without SLHX

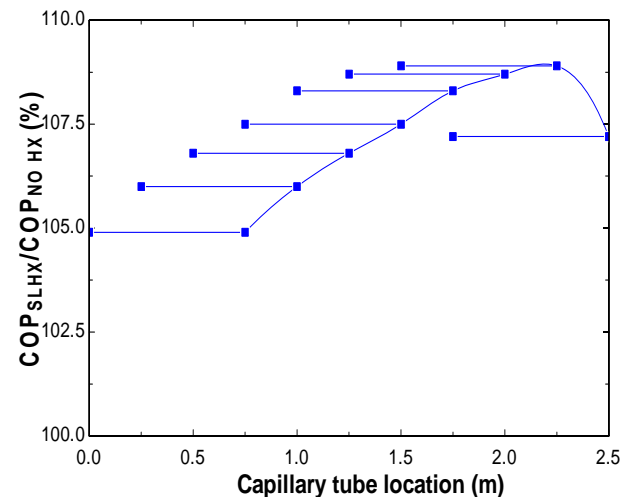


Fig 5 COP change in accordance with SLHX location

다. 수평축은 2.5m 모세관 길이에서의 위치를 나타내며, 각각의 수평선은 모세관과 흡입관사이의 용접영역의 위치이다. 열전달이 일어나는 용접구간이 모세관 출구쪽으로 감에 따라 COP 가 향상

관의 용접 길이와 위치를 변화시켰다. 그리고 냉동 사이클의 성능은 증발기 압력, 응축기 압력, 냉동 효과, 압축일과 COP들을 통해서 비교하였다. 연구에서 증발기 출구 과열도를 고정하여 모

Table 2. Simulation condition of the refrigeration cycle

| SLHX Region (m)                      | No HX   | 0.00~0.75   | 0.50~1.25 | 1.00~1.75 | 1.75~2.50 |
|--------------------------------------|---------|-------------|-----------|-----------|-----------|
| Condenser inlet pressure (KPa)       | 979.5   | 842.3       | 848.7     | 854.6     | 894       |
| Evaporator outlet pressure (KPa)     | 158.5   | 161.6       | 161.1     | 160.7     | 160.1     |
| Condensing temperature (°C)          | 38.6    | 33.13       | 33.4      | 33.64     | 35.27     |
| Evaporation temperature (°C)         | -15.84  | -15.36      | -15.44    | -15.5     | -15.59    |
| Condenser outlet subcooling (°C)     | 12.89   | TP(0.01979) | 1.02      | 4.27      | 9.08      |
| Evaporator outlet superheating (°C)* | 5       | 5           | 5         | 5         | 5         |
| Mass Flow Rate (g/s)                 | 0.6243  | 173.5       | 176       | 178.1     | 178.7     |
| Refrigerant Charge (g)               | 151.2   | 27.13       | 25.04     | 23.25     | 19.93     |
| Refrigeration Effect (KJ/Kg)         | 158.7   | 0.5732      | 0.5756    | 0.5777    | 0.5833    |
| Heat Transfer in SLHX (KJ/Kg)        | 0       | 34.82       | 40.28     | 49.13     | 98.79     |
| Heat transfer rate to ambient(KW)    | 0.1234  | 1.055       | 1.048     | 1.042     | 1.031     |
| Cooling Capacity (KW)                | 0.09908 | 0.09945     | 0.1013    | 0.1029    | 0.1042    |
| Compression Work (KW)                | 0.02432 | 0.02326     | 0.02329   | 0.02331   | 0.02387   |
| COP                                  | 4.074   | 4.275       | 4.349     | 4.413     | 4.367     |

\* Only constraint for simulations. Constant refrigerant charge may replace this constraint for simulations

됨을 알 수 있다. 이러한 COP변화는 상대적으로 압축일이 적게 증가하는데 비하여 냉동 효과가 크게 증가하기 때문이다. 그러나 출구에 지나치게 가까울 경우 COP가 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 열전달량의 증가로 인한 압축기 입구에서 냉매의 온도가 크게 증가하였고, 결국 압축기 일의 증가가 급격히 커졌기 때문임을 표 2로부터 알 수 있다. 그림 5 와 표 2는 SLHX의 적용으로 R-134a 냉동 사이클의 성능이 향상되고 용접영역의 위치가 성능에 영향을 미침을 보여주고 있다.

그림 5로부터 열교환 구간이 모세관 출구쪽에 있을 때 성능개선 효과가 큼을 알 수 있었다. 열교환 길이의 영향을 보기 위하여 모세관 출구에서부터 열전달 구간을 증가시키면서 계산된 COP를 그림 6에 나타내었다. 이 그림 역시 열교환 구간이 커질수록 COP가 증가하지만, 열교환량이 지나치게 커지면 오히려 COP가 감소함을 보여주고 있다. 이러한 결과들은 SLHX의 열교환구간에 최적조건이 존재함을 의미한다.

#### 4. 결론

소형 냉동 시스템에 적용되는 SLHX의 영향을 연구하기 위해서 SLHX의 사양에 따른 냉동 사이클의 성능을 시뮬레이션하였다. 모세관과 흡입

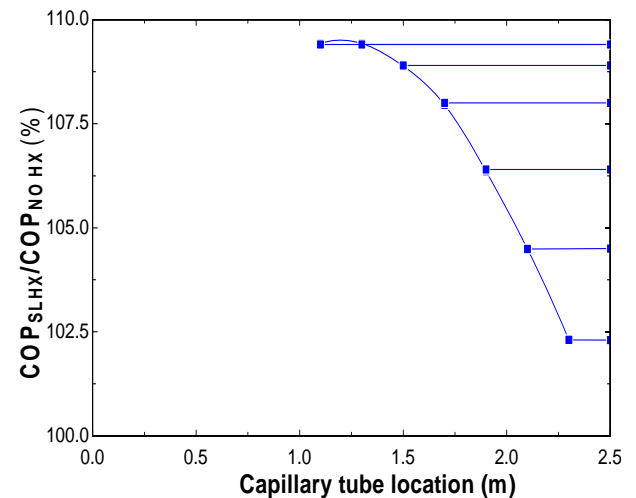


Fig 6 COP change in accordance with SLHX length variation at the capillary exit

든 시뮬레이션을 수행하였다.

시뮬레이션 결과로부터 SLHX를 설치하면 그렇지 않은 경우에 비하여 COP가 109%까지 향상됨을 알 수 있다. 또한 SLHX의 열교환 구간이 모세관 출구 쪽으로 가까워질수록, 그리고 구간이 길어질수록 COP가 증가하다가 감소하는 경향을 나타내었다. 이는 SLHX적용에 최적의 용접 길이와 위치가 있음을 의미한다.

#### 참고문헌

1. Churchill, S. W., 1977, Friction equation spans all fluid flow regimes, *Chemical Engineering*, 84, p. 91-92
2. Chen, J. C., 1966, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, Vol. 5, p. 322-329.
3. Dabiri, A. E. and Rice, C. K., 1981, A compressor simulation method with corrections for the level of suction gas superheat, *ASHRAE Trans.*, Vol, 87.
4. Forster, H. K. and Zuber, N. 1955, Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer, *AIChE journal*, 1(4), p. 531-535.
5. Gneilinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Journal of Chemical Engineering*, 16, p. 359~368.
6. Lin, S. et al., 1991, Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes, *International Journal of Multiphase Flow*, 17(1), p. 95-102.
7. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proc. 5th Heat Transfer Conf, Tokyo, Japan, September, 3~7, p.309-313.*
8. Mezavila, M. M., Melo, C., 1996, CAPHEAT: a homogeneous model to simulate refrigerant flow through non-adiabatic capillary tubes, *International Refrigeration Conference at Purdue*, 95-100.
9. Domanski, P. A., 1982, Computer modeling and prediction of performance of an air source heat pump with a capillary tube, Ph.D. Dissertation, The Catholic Univ. of America., p. 62-93.
10. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1980, The Ork Ridge heat pump models: 1 A steady-state computer design model for air to air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Energy Division, Ork Ridge National Lab., p. 47-67.
11. Hitler, C. C. and Glicksman, L. R., 1976, Improving heat pump performance via compressor capacity control-Analysis and test, Vol.1, MIT EL 76-001, Energy Laboratory, Massachusetts Institute of Technology, p. 87-98.
12. Collier, J. G., Thome, J. R., 1994, *Convective boiling and condensation* 3rd edition, McGraw-Hill, New York, United States: p. 255-265.
13. Hilpert, R., 1933, *Forsch.Geb.Ingenieurwes.*, 4,p.215.