

비단열 모세관의 영향을 고려한 냉동 사이클 시뮬레이션

박 상 구, 손 기 동, 정 지 환[†], 김 윤 수^{*}
 부산대학교 기계공학부, ^{*}LG전자 냉장고 사업부

Simulation of the Refrigeration Cycle Equipped with a Non-Adiabatic Capillary Tube

Sang-Goo Park, Kidong Son, Ji Hawn Jeong[†], Lyun-Su Kim^{*}
School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan, Korea
^{*}LG Electronics, Changwon, Gyeongnam, Korea

(Received June 30, 2008; revision received October 4, 2008)

ABSTRACT: The simulation of refrigeration cycle is important since the experimental approach is costly and time-consuming. The present paper focuses on the simulation of a refrigeration cycle equipped with a capillary tube-suction line heat exchanger(SLHX), which is widely used in small vapor compression refrigeration systems. The present simulation is based on fundamental conservation equations of mass, momentum, and energy. These equations are solved through an iterative process. The non-adiabatic capillary tube model is based on homogeneous two-phase flow model. This model is used to understand the refrigerant flow behavior inside the non-adiabatic capillary tube. The simulation results show that both of the location and length of heat exchange section influence the coefficient of performance (COP).

Key words: Cycle simulation(사이클 시뮬레이션), Non-adiabatic capillary tube(비단열 모세관), Suction line heat exchanger(흡입관 열교환기), Refrigeration cycle(냉동 사이클)

기 호 설 명

A : 단면적 [m^2]
 C_p : 비열 [$J/kg/K$]
 d : 직경 [m]
 dz : 제어 체적 길이 [m]
 f : 마찰계수
 G : 질량 유속 [kg/m^2s]
 g : 중력 가속도 [m/s^2]
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 h : 열전달 계수 [W/m^2K]
 k : 열전도 계수 [W/mK]
 L : 길이 [m]
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]

Nu : 누셀 수 [hd/k]
 Pr : 프란틀 수 [$C_p\mu/k$]
 P : 압력 [kPa]
 \dot{Q} : 전열량 [kW]
 T : 온도 [Gd/μ]
 U : 총괄 열전달계수 [Gd/μ]
 v : 비체적 [m^3/kg]
 $Work$: 일 [Gd/μ]
 w : 폭 [Gd/μ]
 x : 건도 [Gd/μ]
 Xu : 마티넬리 매개변수 [Gd/μ]

그리스 문자

ϵ : 벽면 조도 [mm]
 δ : 용접부 두께 [N/m]
 ρ : 밀도 [Ns/m^2]

[†] Corresponding author
 Tel.: +82-51-510-3050; fax: +82-51-510-3592
 E-mail address: jihwan@pusan.ac.kr

σ : 표면 장력 [N/m]
 μ : 동점성 계수 [Ns/m²]

하첨자

air : 공기
actual : 실제 운전 조건
capi : 모세관
c : 응축기
e : 증발기
i : 관 내측
in : 관 입구
HX : 열교환기
l : 액상
lo : 동일 질량 유량의 액상
map : 성능곡선 모형
o : 관 외측
out : 관 출구
ref : 냉매
sat : 포화
solder : 용접 부분
sp : 단상
sub : 과냉
suc : 흡입관
sup : 과열
tp : 이상
v : 기상

1. 서 론

최근의 유가 및 원자재 가격 상승으로 인하여 세계 각국은 에너지소비 시스템의 효율 향상을 요구하고 있다. 가정용 에어컨과 냉장고 등의 소형 냉동 시스템도 예외는 아니다. 가정용 냉장고와 에어컨은 팽창장치로 모세관을 이용한다. 모세관은 열역학적으로 등엔탈피 장치이어서 모세관 내부를 흐르는 냉매는 엔트로피가 증가된다. 모세관을 이용하는 냉동 시스템의 성능향상 방법으로서는 liquid-line/suction-line 열교환기, economizer, 그리고 ejector를 채택하는 방법이 있다.⁽¹⁾ 이들 중의 하나인 SLHX(Suction Line Heat eXchanger)는 냉장고에 널리 사용되고 있다. SLHX는 모세관과 흡입관이 대항류로 열교환하는 장치이다. 이를 사용한 냉동 사이클의 최적화 작업은 실험적인 방법과 해석적인 방법을 통해서 이루어질 수 있다.

냉동 사이클의 컴퓨터 시뮬레이션은 사이클의 특성을 파악하는데 노력과 비용을 줄일 수 있는

좋은 방법이다. 냉동 사이클의 성능 예측에 관한 연구는 1970년대 이후부터 이루어졌다. Fischer and Rice⁽²⁾는 정상상태 히트펌프의 성능을 예측하기 위한 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. Domanski⁽³⁾는 열교환기 해석에 관순법을 적용한 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 국내에서는 Yoon et al.⁽⁴⁾이 관순법을 이용한 공조기용 사이클 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 이러한 시뮬레이션 프로그램들은 대부분 에어컨을 모사하기 위한 목적으로 개발된 것이다. SLHX가 설치된 냉장고용 소형 냉동 시스템을 모의하기 위한 프로그램 개발은 국내외를 막론하고 예를 찾기가 어렵다. 이 논문에서는 가정용 냉장고 시스템의 성능에 미치는 SLHX의 영향이 사이클 시뮬레이션을 통해서 해석된다.

2. 해석모델과 시뮬레이션 알고리즘

2.1 압축기

냉동 사이클 시뮬레이션에는 압축기에서 토출되는 냉매유량과 압축기의 소비동력에 대한 정보가 필요하다. 이러한 압축기의 성능은 Fischer and Rice⁽²⁾가 제안한 성능곡선 모형(map-based model)을 사용하였다. 성능곡선 모형은 압축기 칼로리미터를 이용하여 증발기 포화온도와 응축기 포화온도를 변화시키면서 측정된 압축기의 성능 데이터베이스를 회귀분석을 통하여 다항식 형태로 나타낸 것이다. 이러한 성능 곡선은 식(1)과 같이 응축기와 증발기 포화온도의 함수에 따른 냉매 유량으로 나타내어진다.

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

여기서, \dot{m} 와 T 는 질량 유량과 온도를 나타낸다. 하첨자 e 와 c 는 각각 증발기와 응축기를 나타낸다. 성능곡선모형은 실제 운전조건에서의 과열도의 영향을 고려하여 보정되어야 한다. Dabiri and Rice⁽⁵⁾는 보정을 위하여 식(2)를 제안하였다.

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

여기서 v 는 비체적을 나타낸다. 본 시뮬레이션

에서는 압축과정을 등엔트로피 과정으로 가정하여 압축과정의 토출 냉매 엔탈피는 압축기 토출 엔트로피와 응축기 압력에 기초하여 계산한다.

$$h_{tp} = 0.05Re_{eq}^{0.8}Pr_l^{0.33}\frac{k_l}{d_i} \quad (7)$$

여기서 Re_{eq} 는 이상유동의 상당 레이놀즈수로서 아래 식과 같이 정의된다.

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

$$Re_v = \frac{Gxd_i}{\mu_v}, Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l}$$

2.2 응축기

냉장고에 사용되는 응축기는 소구경 원형관으로 이루어져 있다. 본 프로그램에서는 관내 냉매의 진행방향을 따라 응축기를 여러 조각의 직선형 전열관으로 나누어 해석하였다. 각 구간에서의 전열량 \dot{Q} 는 다음 식으로 주어진다.

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

여기서, U 와 A 는 총괄 열전달 계수와 열전달 면적을 나타낸다. 하첨자 ref 와 air 는 냉매와 공기를 나타낸다. 총괄 열전도도 UA 는 아래 식과 같이 나타낼 수 있다.

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

여기서, h , d , k 와 L 은 열전달계수, 튜브 직경, 튜브의 열전도도, 튜브 길이를 나타낸다. 하첨자 o , i , w 는 튜브 외부, 튜브 내부, 그리고 튜브 벽면을 나타낸다. 공기 측 강제 대류 열전달 계수는 Hilpert⁽⁶⁾가 제안한 식(5)를 사용하였다.

$$\overline{Nu}_d = \frac{\bar{h}d}{k} = 0.193Re_d^{0.618}Pr^{1/3} \quad (5)$$

냉매의 열전달 계수식은 냉매의 상태에 따라서 다르다. 냉매가 단상일 경우 실험데이터와의 오차가 가장 적은 것으로 알려진⁽⁷⁾ Gneilinski⁽⁸⁾의 상관식인 식(6)을 사용하였다.

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

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

강제 대류 응축 과정에서의 이상유동 열전달계수(h_{tp})는 Cavallini and Zecchin⁽⁹⁾이 제안한 식(7)을 사용하였다.

여기서, μ , ρ , G , x 는 동점성계수, 밀도, 질량 유속, 그리고 건도를 나타낸다. 하첨자 v 와 l 은 냉매의 기체 상태와 액체 상태를 나타낸다.

냉매 유동에서 압력강하량은 다음의 Fanning 식⁽¹⁰⁾으로 계산된다.

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

위 식을 사용하기 위해서는 마찰계수(f)에 대한 모델이 필요하다. 단상 냉매유동의 압력강하 계산을 위해서 Churchill⁽¹¹⁾의 마찰계수 모델을 사용하였다. 단상 마찰계수(f_{sp})는 다음의 식과 같이 주어진다.

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

여기서 A와 B는 다음과 같이 정의된다.

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

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

이상 유동은 균질 유동 모델을 사용한다. 이상 유동 영역의 마찰계수는 단상의 마찰계수에 이상 승수를 곱하여 나타낸 다음 식을 사용한다.

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

위 식에서 Φ_{lo}^2 는 이상승수를 나타내며, 아래 식과 같은 Lin et al.⁽¹²⁾의 모델을 사용하였다.

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

여기서, Re_{tp} 와 μ_{tp} 는 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{tp} = \frac{Gd}{\mu_{tp}}, \quad \frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (15)$$

식(14)에서 A_{tp} 와 B_{tp} 는 식(11)과 식(12)에서 Re 대신 Re_{tp} 를 사용하여 구한 값을 의미한다.

2.3 증발기

증발기 내부로 흐르는 냉매는 전열관 벽면을 통하여 공급된 열에너지를 이용하여 비등을 일으키거나 과열된다. 증발기 외부에서는 냉매보다 높은 온도의 공기가 흐르면서 증발기에 열에너지를 전달하고 냉각된다. 이러한 증발기의 총괄 열전도도 UA 는 응축기에서의 식(4)와 같다. 단상 열전달계수, 단상 마찰계수식과 이상 마찰계수식은 응축기 계산에 적용되는 것과 동일한 모델을 사용하였다. 그러나 증발열전달은 응축열전달과 다르므로 별도의 모델을 사용하였다.

증발기에서 대류 비등열전달계수는 대류 비등 영향과 핵 비등 영향을 중첩하여 고려한 Chen⁽¹³⁾ 모델을 사용하였다.

$$h_{tp} = h_{cb} + h_{nb} = h_l F_o + h_p S \quad (16)$$

여기서, F_o 와 S 는 비등증대인자와 억제인자를 나타낸다. 하첨자 l 과 p 는 액체와 풀 비등을 나타낸다. 매개변수 F_o 는 식(17)과 같이 정의된다.

$$F_o = F(1-x) \quad (17)$$

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

X_{tt} 는 Martinelli 매개변수이며 다음과 같이 정

의된다.

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \quad (18)$$

동일 질량유량의 액체 상태 열전달계수 h_l 은 Dittus-Boelter⁽¹⁴⁾식이 사용된다.

$$h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{d_i} \quad (19)$$

억제인자 S 는 Chen⁽¹³⁾이 원래 제안한 식(20)을 사용하였다.

$$S = [\Delta T_{sup}/\Delta T_{sat}]^{0.99} \quad (20)$$

여기서, T_{sup} 와 T_{sat} 는 평균 과열 온도와 포화 온도를 나타낸다. 풀 비등 열전달계수 h_p 는 Forster and Zuber⁽¹⁴⁾ 모델을 사용한다.

$$h_p = 0.00122 \left[\frac{k_f^{0.79} C_{pf}^{0.45} \rho_f^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_f^{0.29} \nu_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] \Delta T_{sup}^{0.24} \Delta P_{sup}^{0.75} \quad (21)$$

여기서, C_p 와 σ 는 비열과 표면 장력을 나타낸다.

2.4 모세관 및 SLHX

Fig. 1은 SLHX의 단면을 나타낸다. 모세관의 냉매 온도가 흡입관의 냉매 온도보다 더 높기 때문에 모세관과 흡입관에서 열전달이 발생한다. SLHX의 열전달량은 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{Q}_{SLHX} = UA(T_{capi} - T_{suc}) \quad (22)$$

여기서 T_{capi} 와 T_{suc} 는 모세관의 제어체적 냉매

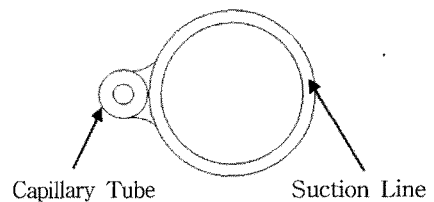


Fig. 1 Cross section of a SLHX.

Table 1 Simulation conditions

Superheating at evaporator outlet	5 °C	Refrigerant	R-134a
Ambient air temperature	25 °C	Capillary tube inner diameter	0.6 mm
Refrigeration room air temperature	-10 °C	Capillary tube outer diameter	2.0 mm
Air mass flow rate for condenser	1.5 kg/min	Suction line inner diameter	6.0 mm
Air mass flow rate for evaporator	1.5 kg/min	Suction line outer diameter	9.0 mm
Condenser length	18.0 m	Condenser inner diameter	4.0 mm
Evaporator length	7.5 m	Condenser outer diameter	4.7 mm
Capillary tube length	2.5 m	Evaporator inner diameter	7.2 mm
Suction line length	2.5 m	Evaporator outer diameter	8.0 mm

온도와 흡입관의 제어체적 냉매 온도를 나타낸다. SLHX의 총괄 열전도도 UA는 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{\ln(d_{capi.o}/d_{capi.i})}{2\pi k_{c.w} dz} + \frac{\delta}{k_{solder} w dz} + \frac{\ln(d_{suc.o}/d_{suc.i})}{2\pi k_{s.w} dz} + \frac{1}{h_s A_s} \quad (23)$$

여기서 k_{solder} , δ 와 w 는 용접부의 열전도도, 두께와 폭을 나타낸다. 흡입관과 모세관의 액체 상태 영역의 관내의 대류 열전달계수는 식(6)을 사용하였다. 모세관 내부를 흐르는 냉매의 압력이 포화압력 이하로 낮아짐에 따라 냉매의 일부가 기화된다. 이 현상은 제어체적 외부로부터 열전달을 동반하는 비등현상과는 다른 플래싱 현상이다. SLHX의 이상 영역에 대해서는 대부분의 열저항이 흡입관의 대류열저항에 있기 때문에 모세관측 대류열저항은 무시할만하다.⁽¹⁵⁾ 본 시뮬레이

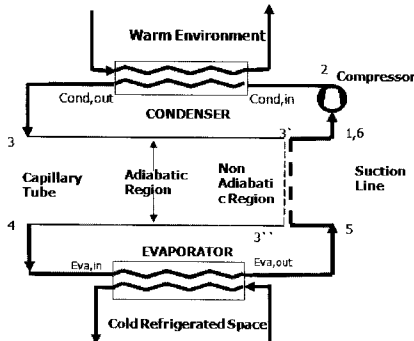


Fig. 2 Schematic for a simulated refrigeration cycle.

션에서는 이를 적용하였다. 흡입관과 모세관의 마찰 수두손실은 응축기에서 수두손실을 예측하는데 사용한 식(10), 식(13)을 사용하였다.

2.5 사이클 시뮬레이션 알고리즘

Fig. 2는 시뮬레이션되는 SLHX를 적용한 냉동 사이클에 대한 개념도이다. 앞에서 정의된 각 구성요소의 수학적 모델 방정식들은 Newton-Raphson 방법을 이용하여 계산한다. Fig. 3은 사이클 시뮬레이션 프로그램의 흐름도이다. 사이클 시뮬레이

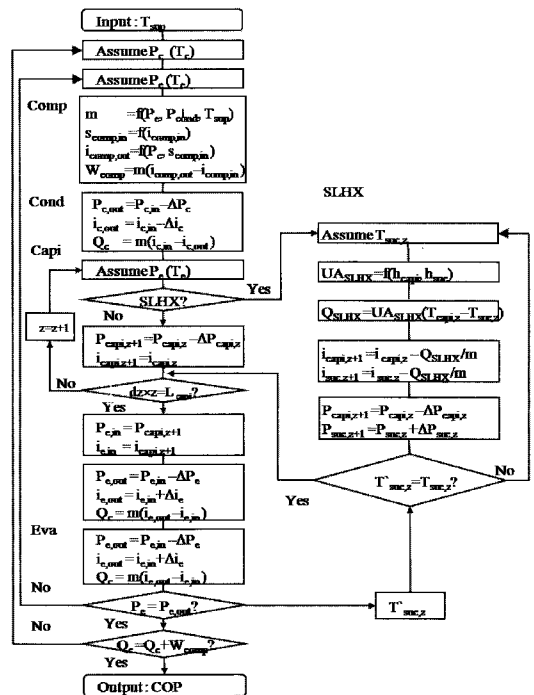


Fig. 3 Flowchart of simulation program.

선 입력은 응축기와 증발기의 공기 유량, 대기와 고내 온도, 증발기 출구 과열도(혹은 시스템의 냉매 충전량)을 포함한다. 증발기와 압축기 사이의 흡입관을 제외한 여타의 연결관들과 열교환기의 U밴드는 고려하지 않았다. 공기의 습도와 냉매에 혼합되어 유동하는 오일의 영향은 무시하였다. 또한 증발기 표면의 착상 및 제상 운전은 고려하지 않았다. 냉매에 대한 중력의 영향도 무시하였다. 프로그램의 계산과정은 다음과 같다.

- 1) 증발기 출구와 응축기 입구의 압력을 가정하면 정의된 과열도와 증발기 출구 압력으로 냉매의 상태량이 결정된다.
- 2) 냉매의 응축온도와 증발온도를 구하여 질량 유량식에 대입하여 냉매유량을 결정한다. 압축기 입구 냉매의 엔트로피와 응축기 입구 압력으로 압축기 출구 냉매 엔탈피를 결정한다.
- 3) 응축기 입구 냉매 압력, 엔탈피로 냉매의 온도를 구한 후 공기와의 열전달 과정을 해석하여 응축기 출구 엔탈피를 구한다. 동시에 압력강하량을 계산하여 출구 압력을 구한다.
- 4) 모세관에서의 계산은 위치에 따라서 SLHX 모듈의 적용 유무를 판단한다.
 - ① 단일 조건 : 마찰계수를 구하여 해당구간 출구 압력을 구한다. 엔탈피의 변화는 없다.
 - ② 비단열 조건 : SLHX 모듈을 적용하여 열전달 해석을 하여 전열량을 구하고 모세관과 흡입관 출구의 엔탈피를 결정한다. 마찰계수를 이용하여 모세관, 흡입관 각 출구의 압력을 결정한다.
- 5) 증발기 계산과정은 응축기 계산과정과 동일

하다.

6) SLHX 모듈에서 계산된 전열량과 압력강하값으로 압축기 입구 냉매 상태를 결정한다.

7) 증발기 출구압력이 수렴하지 않으면, 1)에서 증발기 압력을 수정하고 1~6) 과정을 반복한다.

8) 7)에서 증발기 출구압력이 수렴하였으나 증발기 출구 과열도가 수렴하지 않는다면 1)에서 응축기 압력을 수정하여 1~7) 과정을 반복한다.

9) 두 루프가 모두 수렴하게 되면 사이클 시뮬레이션이 종료된다.

3. 결 과

본 연구에서 해석하고자 하는 가정용 냉장고의 냉동 사이클의 시스템 사양은 Table 1과 같다. SLHX를 제외한 모든 구성요소를 설정하고 SLHX의 열교환 구간을 변경시켜 냉동시스템의 성능을 해석하였다. 해석 결과로부터 냉동효과, 압축일, 성적계수(COP) 등을 비교하였다. COP는 다음과 같이 정의된다.

$$COP = \frac{i_{e,out} - i_{e,in}}{i_{comp,out} - i_{comp,in}} \quad (24)$$

여기서, 하첨자 *e*와 *comp*는 증발기와 압축기를 나타낸다.

용접 영역의 길이는 0.75m로 일정하게 하고 모세관 입구에서부터 출구까지 열교환 위치를 변화시켰다. Fig. 4는 Mollier선도와 T-s선도에서 시

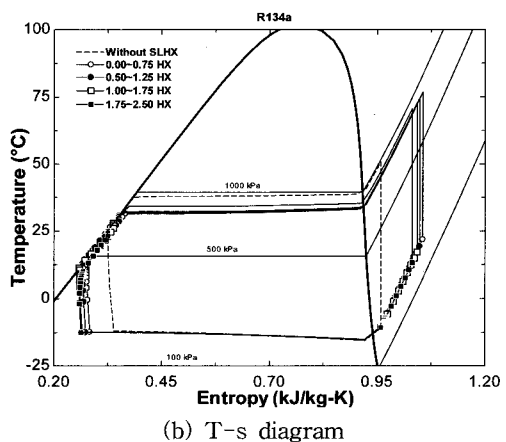
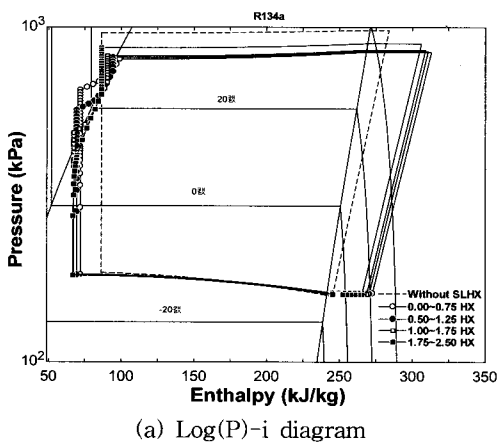


Fig. 4 Mollier diagram and T-s diagram for R-134a cycle with and without SLHX.

Table 2 Selected simulation results

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(x = 0.02)	1.02	4.27	9.08
Evaporator outlet superheating(°C)*	5	5	5	5	5
Compressor inlet enthalpy(kJ/kg)	245.1	272.6	270.4	268.6	265.2
Condenser inlet enthalpy(kJ/kg)	284.1	313.1	310.9	309	306.1
Condenser outlet enthalpy(kJ/kg)	86.43	99.08	94.47	90.5	86.51
Evaporator inlet enthalpy(kJ/kg)	86.43	71.95	69.43	67.24	66.58
Evaporator outlet enthalpy(kJ/kg)	245.1	245.4	245.4	245.3	245.3
Refrigerant mass flow rate(g/s)	0.6243	0.5732	0.5756	0.5777	0.5833
Refrigerant charge(g)	151.2	34.96	40.42	49.28	98.98
Refrigeration effect(kJ/kg)	158.7	173.5	176.0	178.1	178.6
Heat transfer in SLHX(kJ/kg)	0	27.13	25.04	23.25	19.93
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
COPSLHX/COPNO HX × 100(%)	100.0	104.9	106.7	108.3	107.2

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

스텝의 열역학적인 특성을 나타낸 것이다. 모세관과 흡입관 사이의 열교환이 없는 냉동 사이클의 경우도 함께 나타내었다. 또한 해석된 사이클의 중요한 특성 값들을 Table 2에 정리하였다. SLHX의 열교환 위치에 따른 COP의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5에서 수직축은 SLHX를 적용하지 않은 사이클에 대한 COP의 비율을 나타낸다. 수평축은 2.5 m 모세관 길이에서의 열교환 시작 위치를 나타낸다. 열전달이 일어나는 용접구간이 모세관 출구 쪽으로 감에 따라 COP가 향상됨을 알 수 있다. 이러한 COP 변화는 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 Table 2로부터 알 수 있다. Fig. 5와 Table 2는 SLHX의 적용으로 R-134a 냉동 사이클의 성능이 향상되고 용접영역의 위치가 성능에 영향을 미침을 보여주고 있다.

Fig. 5로 부터 열교환 구간이 모세관 출구 쪽에 가까울 때 성능개선 효과가 큼을 알 수 있다. 열교환 길이의 영향을 보기 위하여 모세관 출구에서부터 열전달 구간의 길이를 0.2m씩 증가시키면서 계산된 COP를 Fig. 6에 나타내었다. 이 그림 역시 열교환 구간이 커질수록 COP가 증가하지만, 열교환량이 지나치게 커지면 오히려 COP가 감소함을 보여주고 있다. 이러한 결과들은 SLHX의 열교환 구간에 최적조건이 존재함을 의미한다.

4. 결 론

소형 냉동 시스템에 적용되는 SLHX의 영향을 연구하기 위해서 냉동 사이클 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 SLHX용접 구간의 길이와 위치변화가 냉동 사이클 성능에 미치는 영향을 해석하였다. 냉동 사이클의 성능은 증발기 압력, 응축기 압력, 냉동 효과, 압축일과 COP들을 통해서 비교하였다. 증발기 출구 과열도는 5°C로 고정하여 시뮬레이션을 수행하였다.

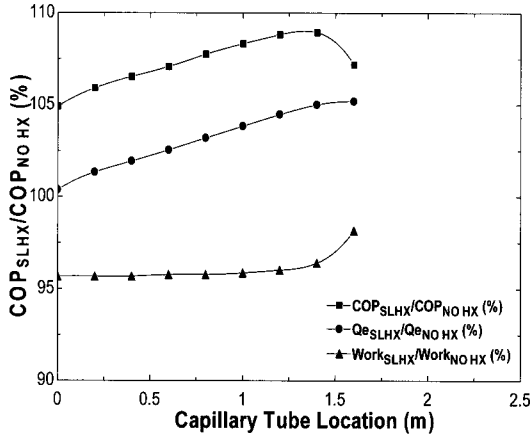


Fig. 5 COP change in accordance with SLHX location.

시뮬레이션 결과로부터 SLHX를 설치하면 그렇지 않은 경우에 비하여 COP가 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.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유 과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

참고문헌

1. Domanski, P. A., 1995, Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer, and ejector, NIST Report, NISTIR5606.
2. 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, Oak Ridge National Lab., pp.47-67.
3. 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.,

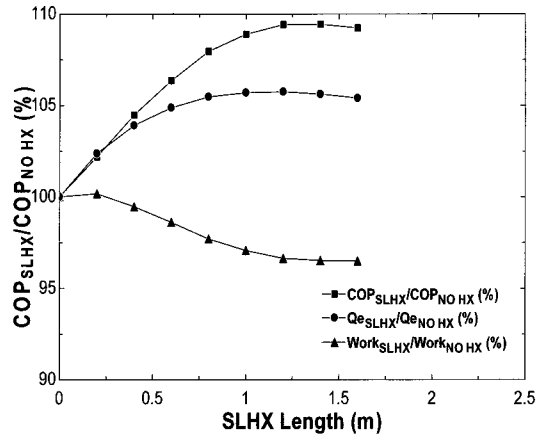


Fig. 6 COP change in accordance with SLHX length variation.

pp. 62-93.

4. Yoon, B., 1999, Air-conditioner cycle simulation using tube-by-tube method. Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 499-510.
5. 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, No. 1. pp. 771-782.
6. Hilpert, R., 1933, Forsch. Geb. Ingenieurwes., Vol. 4, p. 215.
7. Kakac, S. and Liu, H., 2002, Heat exchangers : selection, rating, and thermal design, CRC Press, p. 96.
8. Gneilinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Journal of Chemical Engineering, Vol. 16, pp. 359-368.
9. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, Proc. 5th Heat Transfer Conf., Tokyo, Japan, September, Vol. 3-7, pp. 309-313.
10. Sadik, K. et al., 1998, Heat exchangers selection, rating, and thermal design, CRC Press, p. 119.
11. Churchill, S. W., 1977, Friction equation spans all fluid flow regimes, Chemical Engineer-

- ing, Vol. 84, pp. 91-92.
12. Lin, S. et al., 1991, Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes, *International Journal of Multiphase Flow*, Vol. 17, No. 1, pp. 95-102.
 13. Chen, J. C., 1966, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, Vol. 5, pp. 322-329.
 14. Forster, H. K. and Zuber, N., 1955, Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer, *AIChE Journal*, Vol. 1, No. 4, pp. 531-535.
 15. Mezavila, M. M. and Melo, C., 1996, CAPHEAT : a homogeneous model to simulate refrigerant flow through non-adiabatic capillary tubes, *International Refrigeration Conference at Purdue*, pp. 95-100.