

비단열 모세관의 형상 변경에 따른 소형 냉동 사이클 성능 해석

남 기 원, 이 대 용, 박 상 구, 정 지 환[†], 김 윤 수^{*}부산대학교 기계공학부, ^{*}LG전자 냉장고 사업부

Simulation of the small Refrigeration Cycle as shape change of the Non-Adiabatic Capillary Tube

Ki-Won Nam, Dae Yong Yi, Sang-Goo Park, Ji Hawn Jeong[†], Lyun-Su Kim^{*}

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

^{*} LG Electronics, Changwon, Gyeongnam, Korea

ABSTRACT: The present simulation focuses on the effect of the shape of capillary tube-suction line heat exchangers(SLHX), The results in the three cases of the SLHX types show that both of the location and length of heat exchange section influence the coefficient of performance(COP) and cooling capacity. Simulation shows the COP may be improved by 4.6% and the cooling capacity may be improved by 13.6% in the Lateral type.

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 : 열전달 면적 [m^2]
 COP : 성능 계수, 식(8)
 C_p : 비열 [$kJ/kg \cdot ^\circ C$]
 f : 마찰 계수, 식(7)
 h : 열전달계수 [W/m^2K]
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수, hL/k
 Pr : Prandtl 수, ν/α
 \dot{Q} : 전열량 [W]
 R : 열저항 [K/W]
 Re : Reynolds 수, UL/ν
 T : 온도 [$^\circ C$]

$comp$: 압축기
 e : 증발기
 i : 엔탈피
 in : 입구
 out : 출구
 s : 흡입관
 $slhx$: 흡입관 열교환기
 w : 물

1. 서 론

현대에 있어 에어컨과 냉장고 등의 소형 냉동 시스템은 생활에 없어서는 안 될 필수품으로 자리 잡았다. 해마다 여름철 냉동·공조기의 사용으로 전력 수급 악화의 문제를 겪고 있다. 전력 에너지 소비량이 많은 냉동 공조 분야에 있어서 시스템 효율을 개선하기 위한 설계 기술의 중요성이 강조되고 있다. 과거에는 냉동 공조기의 성능 개선을 위한 연구가 전체 소비 전력의 80~90%⁽¹⁾를 차지하는 압축기의 성능개선에 집중되어 있었다. 압축기 기술 발전이 한계에 다다른 현재

하첨자

c : 모세관

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-510-3050

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

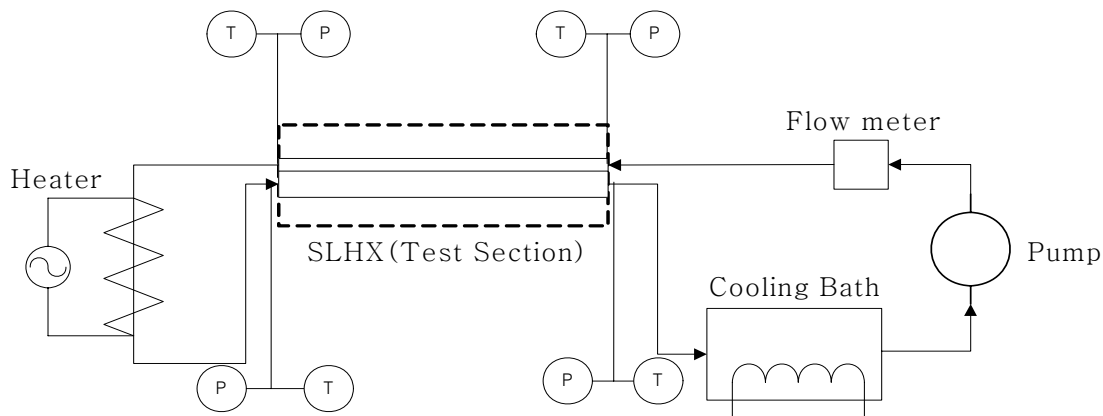
에는 주로 열교환기의 성능개선 및 시스템 성능 향상에 관한 연구가 진행되고 있다.

소형 냉동기에서 팽창장치로 이용되는 모세관은 열역학적으로 등엔탈피 장치이기 때문에 모세관 내부를 흐르는 냉매의 엔트로피가 증가된다. 모세관을 이용하는 냉동시스템에서는 liquid-line/suction-line 열교환기, economizer, 그리고 ejector를 채택하는 방법 등으로 시스템 성능을 향상시킬 수 있다.⁽²⁾ 이들 중의 하나인 SLHX (Suction Line Heat exchanger)는 모세관과 흡입관이 대향류로 열교환하는 장치이다. 기존 모세관 연구에서는 Dirik et al.⁽³⁾이 R134a를 사용하여 단일모세관과 SLHX에서의 연구를 수행하였고 이후에 Mezavila and Melo⁽⁴⁾가 시뮬레이션 모델을 개발하였고 Bansalz⁽⁵⁾은 모세관에서 균질 이상 유동 모델을 제시하였다. Wongwise et al.⁽⁶⁾과 Garcia Valladares⁽⁷⁾는 각각 meta stable 을 고려한 해석 방법을 제시하였다. Khan et al.⁽⁸⁾은 다양한 형상의 SLHX에 대한 수치적, 실험적 연구를 수행하였다.

이 논문에서는 SLHX의 형상 및 재질 변경 시에 SLHX의 전도 특성 변화를 실험을 통하여 측정하고 실험결과를 냉동 사이클 시뮬레이션에 적용하여 SLHX변경에 따른 용접위치와 용접길이를 변화시키어 그에 따른 영향을 해석한다.

2. 실험 장치 및 실험

2.1 실험 장치 및 실험 방법



T: Thermocouple
P: Pressure Transmitter
SLHX: Suction-Line Heat Exchanger

Fig. 1 Schematic diagram of the experiment apparatus

흡입관과 모세관이 대향류를 이루며 열전달이 이루어지도록 실험 장치를 설계하였다. Fig. 1에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험 장치는 항온수조, 펌프, 전열기, 그리고 유량, 압력, 그리고 온도 센서와 데이터획득 장치로 구성되어 있다. 실험에 필요한 히터의 발열량은 최대 150W로 평가되었으며, 운전 여유도를 고려하여 항온수조의 냉각용량과 전기히터의 용량을 각각 500W와 1500W로 선정하였다. 펌프는 분해능이 1rpm인 무맥동 마이크로 기어 펌프를 사용하였다. 유량계는 $\pm 1\%$ 정밀도를 가지는 오발 기어 유량계를 사용하였다. 유량계의 재질은 316Stainless steel로 물에 대한 부식성이 없다. 유량계의 출력 신호는 펄스이고 신호 변환기를 이용하여 전류로 변환해서 데이터획득 장치와 연결하였다. 온도는 T-type 열전대로 측정하였다. 압력은 $\pm 1\%$ 의 측정오차를 가지는 Yokogawa 사의 EJA430A 압력계를 사용하여 측정하였다. 모든 센서와 변환기에서 나오는 출력값은 데이터획득 장치를 통해서 PC에 저장된다. 동일한 조건에서 실험을 할 수 있도록 Test Section만 다른 타입으로 바꾸어가면서 실험을 수행하였다. Test Section은 동관으로 제작하였다. 구체적인 형상은 2.2절에서 자세히 설명하였다. 본 실험에서는 작동유체로 물을 사용하였다. 그렇게 함으로써 대류 열저항을 제외한 SLHX 자체만의 열저항을 측정하였다.

실험 방법은 다음과 같다.

(1) 증류수 9L를 항온 수조에 채운다.

(2) 항온 수조의 온도를 정하고 펌프를 정량모드로 작동시켜 일정한 양이 흐르도록 한다.

Table 1 Measured data of the experiment

Mass Flow Rate (g/sec)		Temperature and Pressure Data						
		Capi Temp (°C)	Capi P (KPa)	Suction Temp (°C)	Suction P (KPa)	Q (W)	Heat Balance (%)	
Lateral	2.71	In	39.7	1059	58.6	102.3	Q _{capi} =153.1	3.22
		Out	53.3	102.5	44.6	100.6	Q _{suc} =158.1	
Aluminum	2.83	In	40.6	1089.0	59.4	101.8	Q _{capi} =137.8	2.31
		Out	52.2	103.4	48.0	100.8	Q _{suc} =134.6	
Taped	2.52	In	39.2	727.8	59.2	102.4	Q _{capi} =120.6	2.02
		Out	50.9	102.6	4.7	100.6	Q _{suc} =123.1	

(3)전열기에 연결된 온도 조절기와 전력 조절기를 통해서 물의 온도를 조절한다.

(4)데이터 수집 장치를 통해서 수집되는 값을 모니터를 보면서 시스템이 60분 이상 정상 상태를 유지할 때 30분 이상 데이터를 수집한다.

식으로부터 열평형 오차를 계산하였다.

$$Heat\ Balance(\%) = \frac{2(\dot{Q}_c - \dot{Q}_s)}{\dot{Q}_c + \dot{Q}_s} \times 100 \quad (3)$$

식(1)과 (2)에서

$$\dot{Q}_{slhx} = UA\Delta T_{lm} \quad (4)$$

식(4)의 총괄 열전도도 UA 값은 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + R_{conduct} + \frac{1}{h_s A_s} \quad (5)$$

SLHX은 기존 냉장고에서는 모세관과 흡입관의 측면을 주석으로 용접하여 사용해왔다. 따라서 Test section에서 Lateral type을 기준으로 해서 다른 형상을 교체해서 실험하였다. 본 실험에서 Fig. 2와 같이 총 3종류를 평가하였다. Lateral type, 최근에 사용되고 있는 Aluminum type 그리고 세 번째는 단순히 모세관과 흡입관을 테이프를 붙여서 열수축 튜브를 씌운 Taped type의 SLHX형태에 대한 열전달 성능을 평가하였다.

실험을 통하여 전달되는 열량은 모세관과 흡입관 각각이 다음 식 (1), (2)와 같이 계산된다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_w c_p (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_w c_p (T_{s,in} - T_{s,out}) \quad (2)$$

식(1)과 (2)로 측정된 값의 산술평균값을 \dot{Q}_{slhx}

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

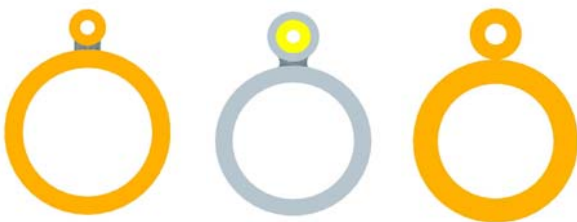
여기에서, f 는 식 (7)과 같이 정의된다.

$$f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad (7)$$

식 (4),(5),을 통해서 모세관과 흡입관사이의 열저항 $R_{conduct}$ 를 구하였다.

3. 실험 결과 및 사이클 시뮬레이션

3.1 열저항



1)Lateral type 2)Al type 3)Taped type

Fig. 2 Cross section of the Various SLHX types.

라고 정의하였다. 또한 두 값을 이용하여 아래

Table 2 Analysis of thermal resistance

Geometry R_{total} (K/W)		Thermal Resistance			
			$1/h_{capi}A_{capi}$	R_{SLHX}	$1/h_{suc}A_{suc}$
Lateral	0.0332	Value	0.0030	0.0032	0.0266
		%	9.1	10.7	80.2
Aluminum	0.0528	Value	0.0029	0.0274	0.0225
		%	5.5	51.9	42.6
Taped	0.0681	Value	0.0032	0.0338	0.031
		%	4.7	49.7	45.6

Table 1과 같이 3종류의 SLHX에 대하여 성능평가를 수행하였다. 각각에 대하여 유량, 모세관 및 흡입관 입·출구에서의 온도와 압력을 측정하였다. 질량 유량과 온도값을 이용하여 모세관과 흡입관의 열량 변화를 계산하였다. 모세관 입구 온도를 40℃로 흡입관 입구 온도를 60℃로 유지하면서 실험을 수행하였다.

Gneilinski⁽⁸⁾식을 적용하여 대류 열저항을 계산한 후 SLHX 자체의 열저항을 구하였다. 각 형상별 열저항 값과 비율을 Table. 2에 나타냈었다. Lateral type의 경우가 전체 열저항 중에서 전도 열저항이 가장 작은 10.7%로 나타났다. 다른 두 형상의 경우 SLHX의 전도열저항의 비중이 큰 것으로 나타났다.

Aluminum type 은 기존의 구리 재질 흡입관을 알루미늄 재질로 변경하였고 이때 모세관과 흡입관을 용접해주기 위해서 모세관 주위에 알루미늄 관을 씌운 뒤에 소성 가공하여 만든 형태이다. 이러한 제작상의 이유로 접촉 열저항이 Lateral type보다 커진 것으로 판단된다. Taped type의 경우에는 모세관과 흡입관사이의 접촉 열저항이 증가된 것으로 유추된다.

3.2 SLHX형상 별 시스템 특성 예측

UA 평가 실험을 통하여 구한 열전도 부분의 열저항 값을 시뮬레이션 프로그램⁽¹⁰⁾에 입력하고 냉동시스템의 SLHX 열교환 구간 및 위치를 변경하면서 냉동기의 성능변화를 해석하였다. Table. 3과 같이 SLHX를 제외한 응축기, 증발기 사양은 동일하게 적용하였다. 또한 냉매는 R134a이며 냉장고 외부 공기 온도는 25℃, 냉장고내 공기 온도는 -18℃이며 증발기 출구에서 냉매는 건도가 0이 되도록 정상상태 시뮬레이션을 하였다. 해석결과를 Fig.3~5

Table 3 Simulation condition of refrigerator

Refrigerant	R134a
Superheating at Evaporator Out	0 (℃)
Ambient Air Temperature	25 (℃)
Refrigeration Room Air Temp	-10 (℃)
Condenser length	18 (m)
Evaporator length	7.5 (m)
Condenser Inner Diameter	4.00 (mm)
Condenser Outer Diameter	4.70 (mm)
Evaporator Inner Diameter	7.20 (mm)
Evaporator Outer Diameter	8.00 (mm)

에 나타내었다. 그림에서 가로축은 모세관 입구 측으로부터 흡입관과 열교환을 시작(SLHX 시작)하는 위치를 나타낸다. 세로축은 모세관 입구 측으로부터 흡입관과 열교환이 끝(SLHX 끝)나는 지점을 나타낸다. 그림에서 직선은 성능계수 비를 나타낸다. 성능계수 비는 SLHX를 적용하지 않은 경우를 기준으로 SLHX 적용 시의 성능계수를 나타낸 것으로 다음 식(8)과 같이 나타낸다.

$$COP = \frac{i_{e,out} - i_{e,in}}{i_{comp,out} - i_{comp,in}} \quad (8)$$

여기에서 i 는 엔탈피를 나타낸다. 하첨자 e 와 $comp$ 는 각각 증발기와 압축기를 나타낸다. 또한 최적의 SLHX적용 위치를 선정하기 위해서 성능계수와 함께 냉동 능력도 고려하였다. 그림에서 점선으로 나타냈다. Fig. 3에서 성능계수 비는 열교환이 없는 경우에 비하여 46%까지 향상되었으며 냉동능력 비는 13.6%까지 향상되었다. Fig. 4에서는 성능계수 비가 4.5%까지 향상되었으며 냉동능력 비는 13.5%까지 향상되었다. Fig. 5에서 성능계수 비는 열교환이 없는 경우에 비하여 4.5%까지 향상되었으며 냉동능력 비는 13.3%까지 향상되었다.

최적 위치에 대해서는 성능계수 비와 냉동능력 비를 함께 고려하여 최대가 되는 영역을 찾았다. 각각의 그림에서 타원으로 표시된 열교환 영역을 최적점으로 선정하였다. Lateral type의 경우에 예상 최적점 영역이 다른 두 형상보다 넓다 이는 다른 두 형상의 SLHX들은 열교환이 덜 되기 때문에 열교환 길이가 더 길어져야함을 의미한다.

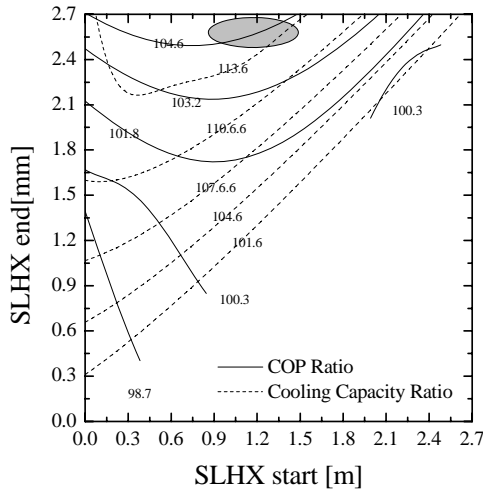


Fig. 3 Performance prediction of the Lateral type SLHX.

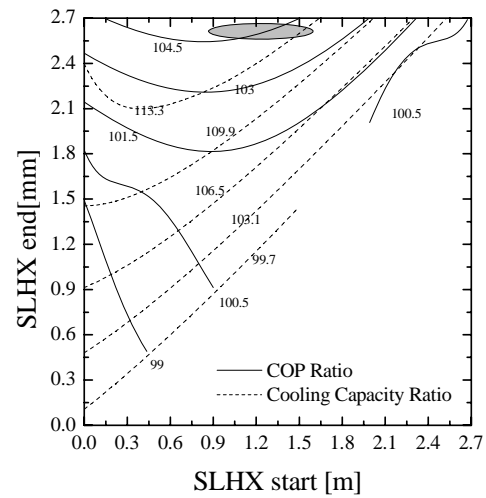


Fig. 5 Performance prediction of the Taped type SLHX.

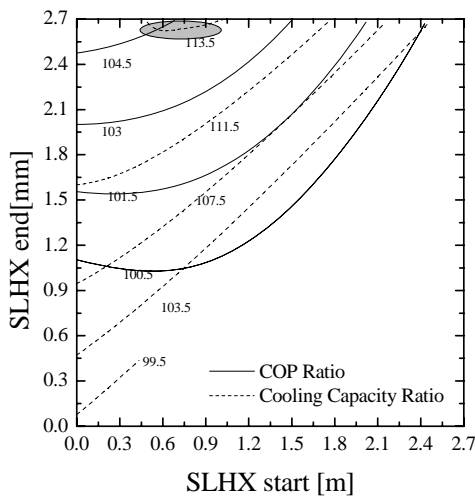


Fig. 4 Performance prediction of the Aluminum type SLHX.

4. 결론

UA 평가 실험을 통하여 3종류의 SLHX에 대한 열전도 특성을 확인하였다. 이때 Lateral type SLHX가 전열 성능이 가장 좋았다.

실험 결과를 바탕으로 3종류의 SLHX에 대한 전도 열저항을 시뮬레이션 프로그램에 입력하여 SLHX의 열교환 위치와 길이를 변경하여 냉동사이클의 성능을 시뮬레이션 하였다. 이때 SLHX의 전열 성능이 가장 좋은 Lateral type의 경우에 성능계수 비가 4.6%향상 되었으며 냉동능력 비는 16.6%향상되었다.

참고문헌

1. 안광협 등, 2002, 왕복동식 압축기 성능 예측, 대한기계학회 2002년도 춘계학술대회 논문집 pp. 1506-1511.
2. 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.
3. Dirik E, Inan C, Tanes M.Y., Numerical and experimental studies on adiabatic and non-adiabatic capillary tubes with R-134a in International Refrigeration Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 1994.
4. Mezavila M.M, Melo C, CAPHEAT: A homogeneous model to simulate flow through non-adiabatic capillary tubes in international refrigeration conference at purdue, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 1996.
5. Bansal P.K, Xu B, Non-adiabatic capillary tube flow: A homogeneous model and process description, Applied Thermal Engineering 22 (2002) 1801-1819.
6. Wongwises Somchai, Suchatawut Mathurose, A simulation for predicting the refrigerant fl

- ow characteristics including metastable region in adiabatic capillary tubes. Internal Journal of Energy Research 27 (2003) 93-109.
7. Garcia-Valladares O, Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: Mathematical formulation and numerical model. International Journal of Refrigeration 30 (2007) 642-653.
 8. Khan M. K, Kumar R, Sahoo P. K, Experimental and Numerical Investigation of R-134a Flow through a Lateral Type Diabatic Capillary Tube. HVAC&R Research, 14 (2008) 871-905.
 9. Gneilinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Journal of Chemical Engineering, 16, pp. 359~368.
 10. 박상구 등, 2009, 비단열 모세관의 영향을 고려한 냉동 사이클 시뮬레이션, 설비공학회논문집 21(3), pp.131-139.