

냉장고용 판형 핀-관 응축기의 열전달 성능에 관한 실험적 연구

손영우¹, 이장호^{2*}

¹(주)세대에너텍, ²군산대학교 기계자동차공학부

Experimental Study of the Heat Transfer Rate of the Plate Fin-Tube Condenser for a Household Refrigerator

Young-Woo Son¹, Jang-Ho Lee^{2*}

¹Sedae enertech, Inc.

²School of Mechanical and Automotive Engineering, Kunsan Nat'l Univ,

요약 본 판형 핀-관형 응축기는 기존의 냉장고에 적용돼오던 원형 핀 콘덴서보다 약 30 % 정도 가벼운 무게를 갖는다. 가벼운 무게는 곧 재료비 줄임을 의미하기 때문에 동일한 성능만 구현된다면, 관련 산업발전에 큰 영향을 줄 수 있다. 이러한 판형-핀 열교환기가 적용된 가정용 냉장고 응축기의 실용화 가능성을 조사하기 위해 실험적인 연구가 수행된다. 실험평가에는 원래 적용돼오던 원형 핀-관 열교환기를 포함하여 총 네 가지 유형의 열교환기가 사용되며, 실제 가정용 냉장고와 비슷한 운전 상태를 제공하는 정교한 냉매공급 장치가 이용되고, 각 실험 시료에 대해 열전달율과 공기측 압력손실 등이 정밀하게 측정된다. 실험결과, 판형 핀-관 열교환기의 열전달 성능은 기존의 원형 핀-관 열교환기보다 13% 이상 작은 것으로 나타났으나, 공기측 유로압력손실이 작고 단위질량당 열전달률이 우수한 것으로 나타났으며, 공기유속 증가와 유로 변경과 같은 최적화에 의한 동일 성능 구현의 가능성을 보여주는 것으로 나타났다.

Abstract A plate-fin tube type heat exchanger has a lighter weight, approximately 30%, than the conventional circular-fin type condenser of household refrigerator. Because the low weight means low cost, it can have significant effects on the growth of related businesses if similar performance can be guaranteed. To check the possibility of the use of such a plate fin-tube condenser, experimental evaluations were performed in this study. Four different condensers including a conventional circular fin-tube condenser were used for the test. A well designed refrigerant supply system was used to supply similar conditions with a refrigerator, and the heat transfer rate and pressure drops of air side were measured precisely. As a result, the plate fin-tube type condensers showed a lower heat transfer rate of more than 13% than the conventional circular fin-tube type condenser, but the air side pressure drop was reduced and the heat transfer per unit weight was increased. Therefore, it shows the possibility of the use of a plate fin-tube type condenser after optimizing the air flow path and increasing the air flow to make a similar heat transfer rate.

Key Words : Plate-fin tube type condenser, Circular-fin type condenser, Condenser of the household refrigerator, Cost effective condenser, Heat Transfer rate, Air side pressure drop

기 호 설 명

V : 속도 [m/s]

\dot{m} : 유량 [kg/s]

Q : 열량 [W]

W : 열교환기 중량 [kg]

HE : 열교환기 평가지수 [-]

P : 압력 [Pa]

E : 에너지밸런스 [-]

U : 불확도

그리스 문자

Δ : 변화량

본 연구의 실험은 포항공대의 연구 설비를 활용하여 수행되었습니다. 연구 수행에 도움을 주신 포항공대 김무환 교수님께 감사드립니다(No. 20123021020010, No. A002200482).

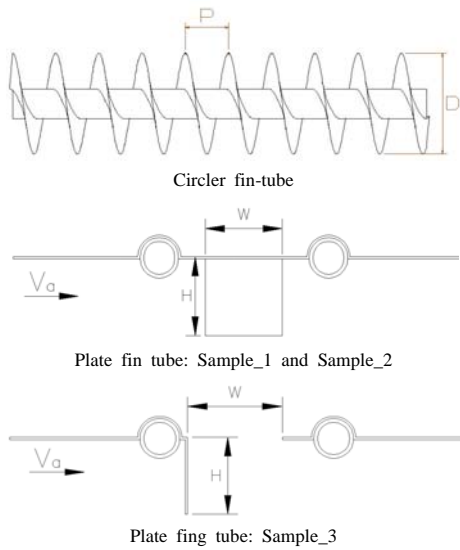
*Corresponding Author : Jang-Ho Lee(Kunsan Nat'l Univ)

Tel: +82-63-469-4869 email: jangho@kunsan.ac.kr

Received July 18, 2014

Revised (1st July 28, 2014, 2nd August 4, 2014)

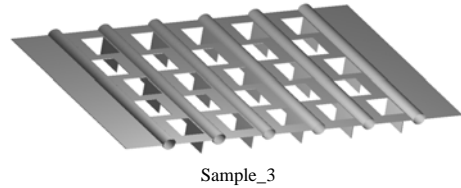
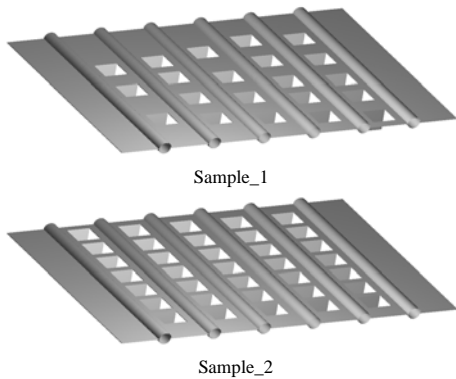
Accepted August 7, 2014



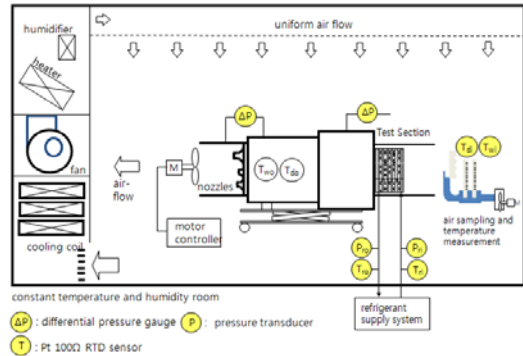
[Fig. 2] Schematic diagram of circular fin-tube and plate fin-tube

2.2 실험장치

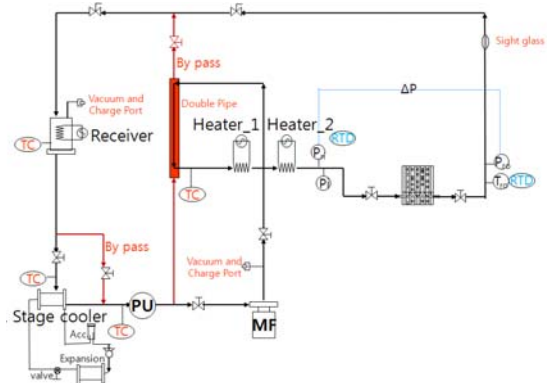
열교환기의 작동 조건에서의 공기측 열전달 및 압력 강하 특성을 조사하기 위하여 Fig. 4의 시험 장치를 이용했다. 시험 열교환기는 흡입식 풍동형 테스트의 섹션 (test section)에 설치되어 있으며, 공기측의 열누설량을 최소화 하기 위하여 풍동 전체를 단열하였다.



[Fig. 3] 3-D view of three samples of plate fin-tube



[Fig. 4] Schematic diagram of test loop in air side flow



[Fig. 5] Schematic diagram of test loop of refrigerant side

Fig. 5는 작동유체인 R-134a를 사용한 냉매 공급 회로이다. 열교환기의 냉매를 제어하기 위하여 열교환기 입출구에 밸브를 장착하였고, Heater_1과 Heater_2를 사용

[Table 1] Geometric data of experiment heat exchangers

Model	L (mm)	Plate (mm)	Tube (mm)	Weight (kg)	Fin(mm)				
					D	Width	Height	Pitch	Shape
Circular fin-tube	180	-	16650	3.07	17	-	-	7.3	Circular
Sample_1	148	2667	16002	2.13	-	10	11	-	Rectangle
Sample_2	148	2667	16002	2.13	-	10	11	-	Rectangle
Sample_3	148	2667	16002	2.15	-	15	10	-	Rectangle

하여 냉매의 입구 과열도를 조절하였으며, Receiver에 히터를 장착하여 냉매 회로의 압력을 조절하였다. 펌프입구에서 냉매상태를 액상으로 유지하기 위하여 Receiver에 저장된 냉매는 냉동기로 냉각된다.

2.3 실험조건 및 방법

실험데이터는 유입공기의 온도와 속도 그리고 냉매의 입구온도와 유량, 압력 등이 정상상태에 도달한 후, 공기와 냉매 온도변동이 $\pm 0.5\text{ }^\circ\text{C}$ 이내로 안정되면 공기의 질량유량, 입출구 온도, 입출구 압력차 그리고 냉매의 질량유량, 압력, 입출구 온도 등이 30분간 30초 간격으로 획득된다. 본 연구에서 사용된 실험조건은 Table 2와 같다. 각 측정 장치의 정확도는 Table 3에 명시 되어있다[3].

시험 중 응축기의 냉매측 출구 상태는 일정부분 과냉이 유지되는데, 이를 위해 냉매 유량이 3.8-5.2 (kg/h)로 조정된다. 측정된 공기측과 냉매측의 데이터 중에서 $\pm 5\%$ 이내의 열평형이 만족되는 실험값들이 분석에 사용된다.

[Table 2] Experimental conditions

Air-side		Refrigerant-side (R-134a)		
Inlet Temperature (°C)	Velocity (m/s)	Inlet Temperature (°C)	Flow rate (kg/h)	Condensation Temperature(°C)
32	0.6	60	3.8-5.2	44.5

[Table 3] Accuracy of sensors

Measuring sensor	Accuracy
Temperature (RTD, Pt 100Ω)	$\pm 0.09\text{ }^\circ\text{C}$
differential pressure	$\pm 0.1\text{ mmH}_2\text{O}$
pressure	0.11% of reading
mass flow-meter	0.1% of reading

[Table 4] Experiment results

Model	Air-side					Refrigerant-side					Energy balance (%)
	Temperature (°C)		flow rate (CMH)	Qa (W)	UQa (%)	Temperature(°C)		flow rate (kg/h)	Qr (W)	UQr (%)	
	inlet	outlet				inlet	outlet				
Circular fin-tube	32	38.3	18	244.2	2.1	60	44.3	5.2	253.2	0.3	3.5
Sample_1	32	36.9	18	189.1	2.7	60	44.4	4.0	194.9	0.3	2.9
Sample_2	32	36.8	18	187.2	2.7	60	44.3	3.8	195	0.3	4
Sample_3	32	37.5	18	213.9	2.3	60	44.1	4.5	220	0.3	2.7

3. 실험데이터 처리

열교환기의 열전달량(Q)은 공기와 냉매의 입출구 온도차를 이용하여 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p,a} |T_{a,\in} - T_{a,out}| \quad (1)$$

$$Q_r = \dot{m}_r |h_{r,\in} - h_{r,out}| \quad (2)$$

$$Q = \frac{(Q_a + Q_r)}{2} \quad (3)$$

식 (4)는 시험 열교환기의 열량을 질량으로 나눈 식이다. 이 식은 단위질량당 열전달량을 의미하는데 이는 제조원가당 열전달량을 나타내는 지수가 된다. 식 (5)는 원형 핀-관 열교환기 기준으로 압력강하 증가대비 열전달량 증가량이다. 이 값이 1보다 클 때에는 열전달량 증가량이 공기의 압력강하량 증가보다 큰 경우이고, 1보다 작을 때에는 공기의 압력강하량 증가량이 열전달량 증가량보다 큰 경우이다.

$$Q_m = \frac{Q}{W} \quad (4)$$

$$HE = \frac{Q/Q_c}{\Delta P_a / \Delta P_{c,a}} \quad (5)$$

4. 실험결과 및 고찰

4.1 측정결과 및 실험결과 정리

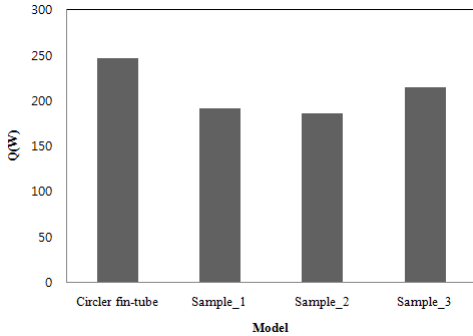
Table 4는 공기측과 냉매측의 에너지밸런스 비교를 위한 측정데이터와 결과 값을 정리한 것이다. 공기측의 입구 온도는 32 °C, 상대습도는 6 %, 유량은 18 CMH로 모든 실험에서 일정 하게 유지 하였다. 냉매측의 입구온도는 60 °C로 과열도를 일정하게 유지 하였고 출구측의 온도는 응

측온도 이하로 내려갈 수 있게 냉매의 유량을 조절 하였다. 에너지밸런스는 다음과 같은 식으로 계산하였다.

$$E = \left(\frac{Q_r - Q_a}{Q_r} \right) \times 100 \quad (6)$$

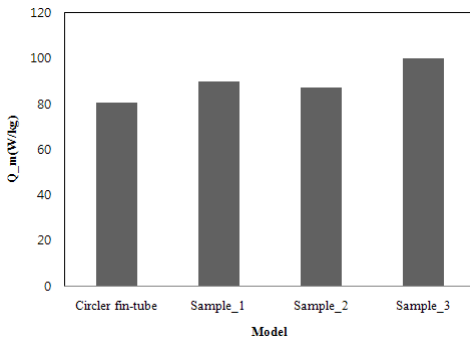
4.2 단위질량당 열전달량

Fig. 6은 시험 열교환기의 열전달량을 비교한 그래프이다. 원형 핀-관 열교환기가 가장 큰 결과 값을 보인다. 그 다음으로는 Sample_3의 원형 핀-관 열교환기 대비 87%의 열전달량을 보인다. 이는 Sample_3의 핀 배치가 유동을 수직으로 막아서의 형식이라 Sample_1과 Sample_2보다 바이패스 유동이 적어서 나타나는 현상으로 이해된다.



[Fig. 6] Heat transfer rate of heat exchangers

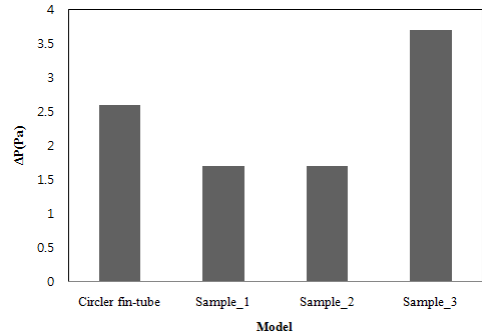
한편 단위질량당 열전달량이 가장 큰 열교환기는 Fig. 7에서 보는바와 같이 Sample_3이다. 이는 열교환기의 무게 대비 열전달량이 원형 핀-관 열교환기보다 크기 때문에 나타난 결과이다.



[Fig. 7] Heat transfer rate per unit mass of experiment heat exchangers

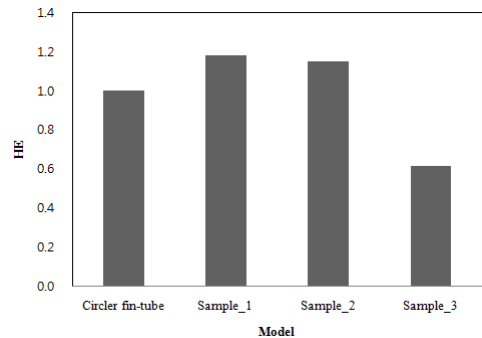
4.3 공기의 압력강하

Fig. 8은 각 시험 열교환기의 공기측 압력강하를 비교한 그래프이다. 압력강하가 가장 큰 모델은 Sample_3이다. 이는 유동을 가로막는 형태로 핀을 배치해서 열전달량을 증가시키는 데는 효과적이었지만 이에 따른 부작용으로 압력이 증가하게 된 것을 보여주고 있다.



[Fig. 8] Air side pressure drop of experiment heat exchangers

Fig. 9은 원형 핀-관 열교환기를 기준으로 각각의 판형 핀-관 열교환기의 압력강하 증가 대비 열전달량 증가비율을 나타낸 그래프이다. 여기서 보면 1을 기준으로 큰 값과 작은 값으로 나누어지는데 1보다 작은 값은 Sample_3이다. 이것은 열전달 증가량보다 압력강하 증가량이 더 크다는 것을 의미한다. 1보다 큰 값으로는 Sample_1과 Sample_2가 있다. 이것은 압력강하 증가량이 상대적으로 열전달량보다 작아서 나타난 결과이다.



[Fig. 9] The ratio of heat exchanger enhancement (ratio of heat and pressure increments) of experiment heat exchangers

5. 결론

가정용 냉장고에 사용되는 응축기 1종류와 무게가 30% 정도 감소된 열교환기 3종류에 대하여 냉장고 작동 상태 조건을 일정하게 유지하도록 구현된 냉매공급 장치를 활용하여 실험 평가하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 시험 열교환기의 열전달량은 기존의 원형 핀-관 응축기가 가장 높은 성능을 보였고, 판형 핀-관 응축기 중에서는 Sample_3가 원형 핀-관 열교환기 대비 87% 정도의 열전달량 성능이 측정되었으며, 세 개의 판형-핀 시료 중에서 단위질량당 열전달량이 가장 큰 것으로 나타났다.

(2) 이와 함께 Sample_3의 공기측 압력강하가 가장 크게 나타났는데, 이는 공기 유동을 방해하는 수직방향으로 핀이 설치됐기 때문에 나타난 결과이다.

(3) 공기측 유동압 변화율에 대한 열전달률과 변화율의 비를 비교한 결과, Sample_1과 Sample_2가 우수한 것으로 나타났다. 이는 공기의 유량을 늘려 원형 핀-관 열교환기 수준의 압력강하가 되었을 때 열전달량이 늘어날 수 있다는 것을 의미하므로 유량증가와 이에 따른 유로와 핀의 최적화에 대한 추가적인 연구가 기대된다.

부록 A

공기측 열전달량에 대한 불확도는 식(1)에 의해서 구해진다. 공기의 질량유량(\dot{m}_a)은 노즐양단의 차압과 노즐의 직경을 이용하여 체적유량을 구한후 밀도를 곱하여 구하였다. 차압계는 Yokogawa사의 EJA110A로써 ± 0.1 mmH₂O의 정밀도를 가진다. 위 조건에서의 공기의 질량유량의 불확도는 0.3%로 제시된다. 공기의 정압비열 물성치에 대한 불확도는 0.3%로 가정하였다. 공기측 온도차는 저항 온도계 (RTD)를 사용하였으며 ± 0.09 °C의 정밀도를 가진다. 위 조건에서의 공기측 열전달량에 대한 불확도는 원형 핀-관 열교환기는 2.1%, Sample_1은 2.7%, Sample_2는 2.7%, Sample_3은 2.3% 계산된다.

냉매측 열전달량의 대한 불확도는 식(2)에 의해서 구해진다. 냉매의 질량유량은 질량유량계 (Oval 사, CN006)로 측정 하였고 0.1%의 정밀도를 가진다. 냉매측 엔탈피는 물성치에 대한 오불확도로 0.3%로 가정하였다. 위 조건에서의 냉매측 열전달량에 대한 불확도는 모든 열교환

기에서 0.31%로 계산된다.

$$\frac{U_{Q_a}}{Q_a} = \left[\left(\frac{\partial Q_a}{\partial \dot{m}_a} \frac{U_{m_a}}{Q_a} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_a}{\partial C_{p_a}} \frac{U_{C_{p_a}}}{Q_a} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_a}{\partial \Delta T_a} \frac{U_{\Delta T_a}}{Q_a} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

$$\frac{U_{Q_r}}{Q_r} = \left[\left(\frac{\partial Q_r}{\partial \dot{m}_r} \frac{U_{m_r}}{Q_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_r}{\partial \Delta h_r} \frac{U_{\Delta h_r}}{Q_r} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

공기측 열전달량과 냉매측 열전달량의 합성 불확도는 식 (3)으로 계산되어진다. 원형 핀-관 열교환기는 2.1%, Sample_1은 2.7%, Sample_2는 2.7%, Sample_3은 2.4% 계산된다.

$$\frac{U_Q}{Q} = \left[\left(\frac{U_{Q_a}}{Q_a} \right)^2 + \left(\frac{U_{Q_r}}{Q_r} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

References

- [1] J.Y. Jang et al., Optimization of the span angle and location of vortex generators in a plate-fin and tube heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer 67, pp. 432-444, 2013
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.08.028>
- [2] M.Lee et al., Air-side heat transfer characteristics of spiral-type circular fin-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, pp. 313-320, 2010
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jirefrig.2009.09.019>
- [3] Junkwon Park, A study on the capacity estimation for the compact evaporator of refrigerators, Master thesis, Department of mechanical Engineering Pohang University of Science and Technology, Pohang, Korea, 2005.

손 영 우(Young-Woo Song)

[정회원]



- 2008년 2월 : 군산대학교 기계공학과 공학사
- 2012년 2월 : 군산대학교 기계공학과 공학석사
- 2012년 9월 ~ 현재 : 세대 에너지 설계본부

<관심분야>

풍력발전, 신재생에너지, 열교환기

이 장 호(Jang-Ho Lee)

[정회원]



- 1988년 2월 : 서울대학교 농공학사
- 1995년 2월 : 포항공과대학교 대학원 기계공학과 공학석사
- 1999년 2월 : LG전자 선임연구원
- 2004년 2월 : 포항공과대학교 대학원 기계공학과 공학박사
- 2005년 3월 ~ 현재 : 군산대학교 기계자동차공학부 교수

<관심분야>

풍력발전, 신재생에너지, 냉동공조