

R134A를 이용한 판형 열교환기의 열전달 특성에 관한 실험적 연구

홍 순 배*, 한 동 혁*, 이 규 정*, 박 성 룡**, 장 기 창**

An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics in Plate Heat Exchangers with R134A

S. B. Hong, D. H. Han, K.-J. Lee, S.-Y. Park, K.-C. Chang

Key Words: Plate Heat Exchanger(판형 열교환기), R134A

Abstract

Experiments on the condensation and evaporation heat transfer characteristics inside plate heat exchanger with R134A are performed in this study. The test plate heat exchangers in 45o, 55o and 70o shevron angle are used. Varying the mass flux of the refrigerant and the saturation temperatures, the average heat transfer coefficients are investigated. It is shown that the heat transfer is increased with increasing shevron angle. Experiments results show that average condensation heat transfer coefficients are decreased with increasing condensation temperature but those of evaporation are increased with increasing evaporation temperature.

β : 세브론 각 [rad]

기호설명

A : 전열면적 [m²]
 Cp : 정압비열 [kJ/kgK]
 h : 열전달계수 [W/m²K]
 m : 질량유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수, hD/k
 Pr : Prandtl 수, ν/α
 Q : 열전달량 [W]
 Re : Reynolds 수, $\frac{UL}{\nu}$
 ΔT : 온도차 [°C]
 U : 총괄 열전달 계수 [W/m²K]

그리스 문자

하첨자

i : 입구
 o : 출구
 LMTD : 대수평균온도차
 r : 냉매
 w : 물

1. 서론

냉동공조 산업의 최근 성향은 대체냉매의 사용에 따른 냉동공조시스템의 설계와 고효율의 열교환기의 개발에 중점을 두고 있다. 또한 갈수록 심화되는 사용공간의 제약성으로 말미암아 단위 부피당 전열면적을 극대화시킨 고밀도 열교환기의 개발이 요구되어 경제적이고 효율적인 열교환기의 개발을 위한 꾸준한 연구가 이루어지고 있으며 그 중에 하나로서 판형 열교환기가 각광을 받고 있다. 하지만 지금까지 연구 되어진 대부분의 경우 작동 유체는 물대물로 한정하여 실제 냉

* 고려 대학교 기계공학과
 ** 에너지 기술 연구소

동공조용으로 판형 열교환기를 사용할 경우 열교환시 상변화하는 냉매의 경우에 대한 연구가 충분히 이루어지지 않은 상태이고 이에 대한 이론적 해석 및 연구가 미흡한 실정이다. 따라서 본 연구는 대체 냉매의 하나로 지목받고 있는 R134A의 판형 열교환기에 대한 열전달 특성을 파악하는데 목적을 두고 있다.

Bunopane 과 Troupe⁽¹⁾는 단상유동에서 LMTD 해석방법을 이용하여 판형 열교환기의 설계방법을 제시하였으며, Jackson 과 Troupe⁽²⁾는 레이놀즈수가 400 이하일 때 가열 및 냉각시 총합 열전달계수 상관관계식을 제시하였고 실험적으로 이를 검증하였다. Edwards⁽³⁾는 평균수력직경에 기초하여 압력과 열전달의 상관관계를 구하기 위한 시도를 하였으며 일반적인 판형 열교환기의 특성에 관해 고찰하였다. Cooper와 Usher⁽⁴⁾는 열교환기와 판류형 열교환기의 장·단점을 비교하고 판형 열교환기에서 열전달계수식과 마찰계수식을 제시하였다. Raju 와 Banal⁽⁵⁾은 열전달과 압력강하의 상관관계와 LMTD 보정계수에 대하여 정리하고 판형 열교환기와 쉘-튜브 열교환기의 성능 비교를 행하였다. Kandlikar와 Shah⁽⁶⁾는 유로의 숫자와 배열에 대해 끝판효과를 연구하였고 LMTD 보정계수와 유용도를 표로 제시하였다.

판형 열교환기에 대한 연구는 1990년대에 이르러 용접형 판형 열교환기가 제작되면서 연구가 다시 활발하여 졌는데 Bogaert와 Bolcs⁽⁷⁾는 판형 열교환기의 열적, 수력학적 성능에 대해 해석하고 수력직경을 기준으로 하여 층류와 난류 영역에서 그 특징을 비교하였다. Stasiek⁽⁸⁾ 등은 용접형 판형 열교환기의 한 전열판에 대해 열전달과 유체 유동의 실험적, 수치적 연구를 하였는데 열전달과 압력강하에 관한 일반적 실험결과가 제시되었으며 또한 수치적 접근도 제시하여 그 결과를 비교하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 실험장치는 기본적으로 냉매펌프, 유량계, 건도 조절기, 시험부, 냉각부로 구성되어 있으며 냉매의 순환과정은 다음과 같

다. 마그네틱 액체펌프를 이용하여 과냉 액체 상태의 냉매를 예열기로 보내며 건도 조절기에서 공급열량을 조절하여 시험부의 입구 건도를 조정한다. 건도 조절기는 판 외벽에 전열선을 감은 구조로 되어 있으며, 전열선에 들어가는 전압을 조정하여 건도조절기의 열량을 조절한다. 마그네틱 펌프 출구의 주관 및 바이패스관에 밸브를 설치하여 유량을 조절할 수 있도록 하였다. 건도 조절기를 통과시키기 전에 유량계를 설치하여 냉매의 유량을 액체상태로 측정하였다. 건도 조절기를 거친 냉매는 시험부로 보내지며 항온조로부터 일정하게 유지된 냉각수에 의해 증발 또는 응축된다. 이중판형 열교환기를 이용하여 시험부를 지나온 냉매는 항온조에서 온도가 일정하게 유지된 물로 과냉되고 수액기를 거쳐 냉매펌프에 의해 재순환된다.

Fig. 2는 실험에 사용된 판형 열교환기의 치수를 나타내고 있다. 본 연구에서 사용한 판형 열교환기는 독일 GAE-ECOFLEX 사가 제작한 H25, M25, L25를 실험 모델로 선정하였으며 각 세브론각은 70°, 55°, 45° 이다. 이들 판형 열교환기는 모두 4장의 전열판을 가지며 외부의 치수나 형태는 모두 같고 오직 전열판의 세브론각이 서로 다르다. 1차 유체와 2차 유체가 서로 흐르는 전열판과 전열판 양쪽 끝에 압력을 지지하기 위한 보강판이 있다. 전열판 사이로만 작동유체가 흐르며 열전달을 하게 되며 증발용 판형 열교환기의 경우 냉매는 하부 포트에서 유입되어 증발되면서 상부 포트에 나가게 되고 가열수는 반대로 상부 포트에서 유입되어 하부 포트에 유출되는 대향류식 열교환기로 응축의 경우에는 반대로 냉매가 상부에서 유입되고, 냉각수는 하부에서 유입되는 형태를 띈다. 전열판들은 판형 열교환기 내에서 서로 반대방향으로 무늬가 교차되도록 제작되어 있으며 상부 전열판과 하부 전열판이 서로 반대 무늬 방향으로 겹쳐지기 때문에 전열판 전체에 걸쳐 점접촉을 하게 되므로 강도를 향상시킬 뿐 아니라 활발한 난류형성을 도와주게 된다.

2.2 실험 방법

응축 실험에서 시험부의 입구 건도는 대략 80%로, 출구 건도는 대략 20%로 조정하였으며, 증발 실험에서는 입구 건도는 20%, 출구 건도는

80% 정도로 조정하였다. 질량유속의 범위는 응축의 경우 20~30 kg/m²s, 증발의 경우 10~20 kg/m²s로 하였으며, 응축온도의 영향을 보기 위해 40~57℃, 증발온도의 영향을 보기 위해 10~20℃로 변화시키며 실험하였다. 실험치는 40개의 채널을 갖는 분당 30개의 측정치를 얻는 데이터 로거로 획득하였으며, 냉매의 물성치는 프로그램을 이용하여 얻었다. 모든 결과는 정상 상태에서 얻어졌으며 시간에 대해 평균된 값을 사용하였다.

실험상의 오차를 줄이기 위해, 모든 측정장치(압력계, 열전대, 차압계, 유량계 등)는 주의깊게 설치되었다. T형 열전대의 정확도는 ±0.2℃이며, 압력계의 정확도는 ±4.6 kPa(±0.13%)이다. 냉매측 유량계는 1.5%, 물측 유량계는 2.5%이다.

2.3 실험결과 처리 방법

이상 상태의 실험에 앞서 액체 상태의 냉매와 물의 모의 실험을 통하여 열손실량을 산출하였고 실험에 보정되었다. 물의 질량유량과 시험부의 각 측정지점에서의 물의 온도를 측정하여 제거되거나 가열되는 열전달량을 식 (1)을 이용하여 구한다.

$$Q = m_w C_{p,w} \Delta T_w \quad (1)$$

총합 열전달계수는 대수평균 온도차 방법에 의해 식 (2)로부터 구해진다.

$$U = \frac{Q}{A \Delta T_{LMTD}} \quad (2)$$

이때, 대수평균 온도차는 식 (3)에서 구해진다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_o / \Delta T_i)} \quad (3)$$

이때, ΔTi는 입구부의 온도차를, ΔTo는 출구부의 온도차를 의미한다.

물측 열전달 계수는 Kang⁽⁹⁾ 등이 제시한 식 (4)로부터 계산된다.

$$Nu_w = 0.239 Re^{0.665} Pr^{0.38} \beta^{-0.398} \quad (4)$$

상대적으로 작은 열전도 항을 무시하면 냉매측 열전달 계수는 식 (5)로부터 구해진다.

$$h_r = \left(\frac{1}{U} - \frac{1}{h_w} \right)^{-1} \quad (5)$$

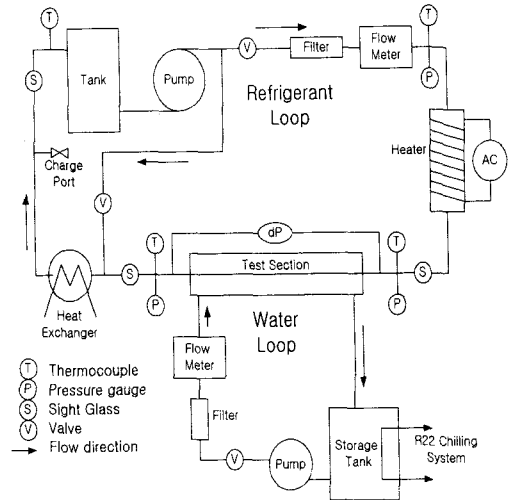


Fig. 1 A schematic diagram of the system

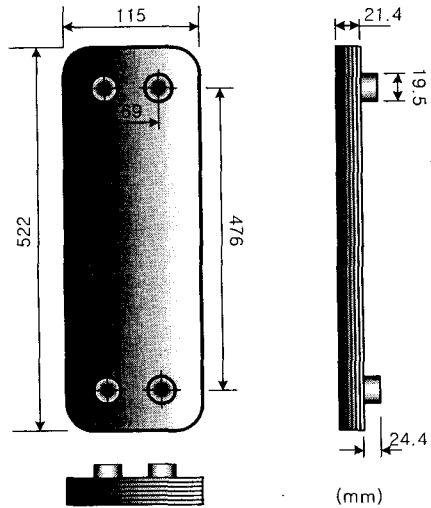


Fig.2 Plate heat exchanger dimensions

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열전달 실험 결과

Fig. 3은 질량 유속에 따른 응축 열전달계수를 각 세브론각에 대해 보여주고 있다. 세브론 각과 응축 온도에 상관없이 질량 유속이 증가함에 따라 응축 열전달계수는 증가하였다. 또한 같은 세브론 각에서 응축 온도가 증가하면 응축 열전달계수는 다소 감소하는 경향이 보여진다. 이는 응

축 온도가 증가함에 따라 응축액의 밀도는 낮아져 응축막이 두꺼워짐으로써 열저항이 증가하고 열전도율이 응축 온도가 증가함에 따라 감소하기 때문에 고려된다. 응축온도에 의한 영향은 세브론각이 70°에서 가장 크게 나타났고 세브론각이 45°때 가장 작게 나타났다. 또한 같은 응축 온도에서 세브론각이 증가할수록 열전달계수는 증가하는 경향이 나타났다. 이는 세브론각이 증가할수록 유로가 길어져 결국 열전달면적이 증가하기 때문에 고려된다. 또한 세브론각이 45°에서 55°로 증가함에 따른 열전달계수의 증가폭이 55°에서 70°로 증가함에 따른 열전달계수의 증가폭보다 컸다.

Fig. 4는 질량 유속이 30 kg/m²s일 때 진도에 따른 응축 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. 응축이 진행됨에 따라 열전달계수는 감소하는데 이는 응축이 진행됨에 따라 응축막이 두꺼워져 열전달을 방해하기 때문이다. 또한 응축 온도가 증가하면 응축 열전달계수 또한 감소하였다.

Fig. 5는 질량 유속 변화에 따른 증발 열전달계수를 보여주고 있다. 응축의 경우와 마찬가지로 질량 유속이 증가함에 따라 증발 열전달계수 또한 증가하며 세브론각이 증가할수록 증발 열전달계수 또한 증가하였다. 그러나 응축의 경우와는 달리 증발 온도가 증가하면 증발 열전달계수는 증가하였다.

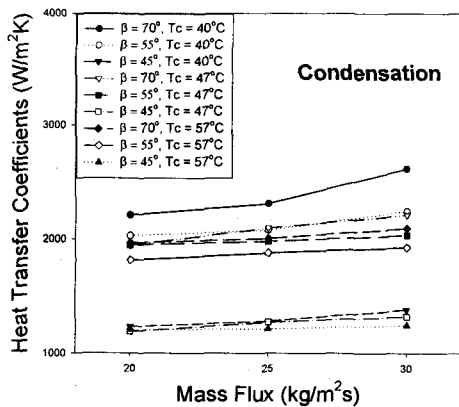


Fig. 3 Condensation heat transfer coefficients with mass flux

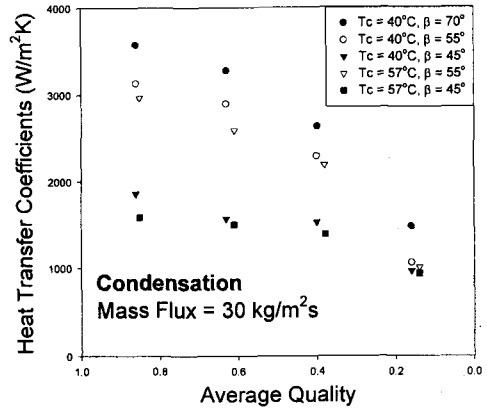


Fig. 4 Condensation heat transfer coefficients with vapor quality

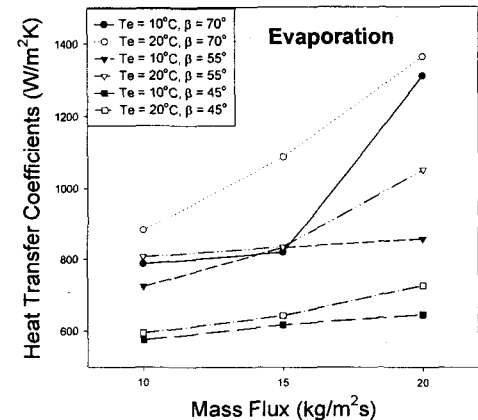


Fig. 5 Evaporation heat transfer coefficients with mass flux

3.2 기존 상관식과의 비교

Fig. 6은 Yan⁽¹⁰⁾등이 제시한 응축 열전달 상관식과 응축 실험결과와의 비교를 나타내고 있다. 세브론각이 45°일 때는 상관식이 50%이상 높게 예측하였으나 세브론각이 55°, 70°에서는 상관식이 20% 정도 실험값에 비해 낮게 예측하였다. 이는 Yan 등이 제시한 응축 열전달 상관식이 세브론각을 고려하지 않았기 때문이다.

Fig. 7은 Kang과 Lee⁽⁹⁾에 의해 제시된 응축 열전달 상관식과 응축 실험결과와의 비교를 나타내고 있다. 세브론각이 55°, 70°에서는 상관식이

30% 정도 높게 예측하였으며, 세브론각이 45°에서는 50% 이상 높게 예측하였다.

Fig. 8은 Kim과 Lee⁽¹¹⁾에 의해 제시된 증발 열전달 상관식과 증발 실험결과와의 비교를 나타내고 있다. 세브론각에 상관없이 모두 대략 50% 정도 상관식이 실험값에 비해 낮게 예측하였다.

4. 결론

세브론각 45°, 55°, 70°의 전열판 4개를 갖는 판형 열교환기에 대하여 응축의 경우 질량 유속 20~30 kg/m²s, 증발의 경우 질량 유속을 10~20 kg/m²s, 응축 온도를 40~57°C, 증발 온도를 10~20°C로 변화시키며 냉매 R134A로 실험하여 다음의 결과를 얻었다.

(1) 응축, 증발 모두 질량 유속과 세브론각이 증가함에 따라 열전달계수가 증가하였으나 응축의 경우 응축온도가 증가하면 열전달계수가 감소하는 반면 증발의 경우 증발온도가 증가하면 열전달계수가 증가하였다.

(2) 세브론각이 45°에서 55°로 증가함에 따른 열전달계수의 증가폭이 55°에서 70°로 증가함에 따른 열전달계수의 증가폭보다 컸다.

(3) 응축, 증발 실험값 모두 제시된 상관식과 50% 정도의 큰 차를 보였다. 따라서 세브론각과 판내 유동 양식이 고려된 상관식이 개발되어야 하며, 이는 보다 많은 실험결과와 수치 해석으로 뒷받침 되어야 한다. 여기에 결론을 입력하시오

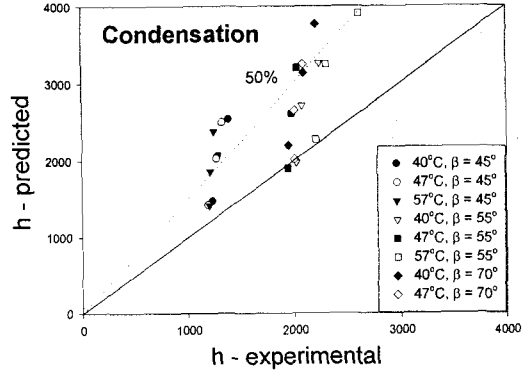


Fig. 7 Comparison of experimental results with Kang's correlation

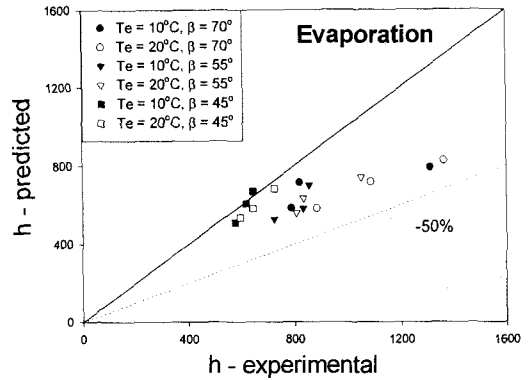


Fig. 8 Comparison of experimental results with Kim's correlation

참고문헌

- (1) Buonopane, R.A. and Troupe, R.A., 1965, "A study of the effects of internal rib and channel geometry in rectangular channels," AICHE Journal, Vol. 15, No. 4, pp. 118~126
- (2) Jackson, B.W. and Troupe, R.A., 1966, "Plate heat exchanger design by ϵ -NTU method," Chem. Eng. Prog. Symp. Series, Vol. 62, No. 64, pp. 185~196
- (3) Edwards, M.F., 1974, "Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using newtonian and non-newtonian liquids," The Chemical Engineer, Vol. 259, No.

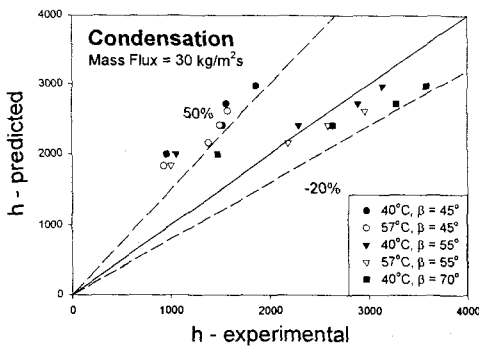


Fig. 6 Comparison of experimental results with Yan's correlation

1, pp. 286-288

- (4) Cooper, A. and Usher, J.D., 1983, Heat exchanger design handbook, Chap. 3.7, Hemisphere publishing, New York
- (5) Raju K.S.N and Banal, J.C., 1983, "Plate heat exchanger and their performance," Low Reynolds Number Flow Heat Exchanger, pp. 899~912
- (6) Kandlikar, S.G. and Shah, R.K., 1989, "Multipass plate heat exchangers effectiveness-NTU results and guidelines for selecting pass arrangements," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 111, pp. 300~313
- (7) Bogaert, R. and Bolcs, A., 1995, "Global performance of a prototype brazed plate heat exchanger in a large reynolds number range," Experimental heat transfer, Taylor & Francis, No.8, pp. 293~311
- (8) Stasiek, J., Collins, M.W., Ciofalo, M. and Chew, P.E., 1996, "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages experimental results," Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 1, pp. 149~164
- (9) Kang, J.S. and Lee, J.H., 1998, "An experimental study on heat transfer characteristics and pressure drop in a plate heat exchanger with R404A", SAREK, pp. 1417~1423
- (10) Yan, Y.Y., Lio, H.C. and Lin, T.F., 1998, "Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134A in a plate heat exchanger," Int. Journal of Heat and Mass Transfer, pp. 993~1006
- (11) Kim, Y.S. and Lee. J.H., 1999, "An experimental study on evaporation heat transfer characteristics and pressure drop in plate heat exchanger," MS. Thesis, Yonsei University
- (12) Han, D.H., Cho, Y.J., Lee, K.J., and Park, S.S., 2000, "Experiments on condensation heat transfer characteristics inside a microfin tube with R410A," KSME, Vol. 24, pp. 1470~1477