

# 판각형 열교환기내의 R-134a 증발열전달 특성에 관한 실험적 연구

김수진<sup>†</sup> · 박재홍\* · 서무교\* · 김영수\*\*

## Experimental Study on R-134a Evaporation Heat Transfer Characteristics in Plate and Shell Heat Exchanger

Su-Jin Kim, Jae-Hong Park, Moo-Gyo Seo and Young-Soo Kim

**Key Words:** Plate and Shell Heat Exchanger(판각형 열교환기), Evaporation Heat Transfer Coefficient(증발 열전달 계수), Vapor Quality(건도), Dry Out(드라이아웃)

### Abstract

An experiment was carried out to investigate the characteristics of the evaporation heat transfer for refrigerant R-134a flowing in a plate and shell heat exchanger. The data are useful in designing more compact and effective evaporators for various refrigeration and air conditioning systems. Two vertical counterflow channels were formed in the exchanger. The R-134a flows up in one channel exchanging heat with the hot water flowing down in the other channel. The effects of the average heat flux, mass flux, saturation temperature and vapor quality were examined in detail. The present data show that the evaporation heat transfer coefficient increases with the vapor quality. A rise in the refrigerant mass flux causes an increase in the  $h_r$  value. A rise in the average imposed heat flux causes an increase in the  $h_r$  value at the low quality. Finally, at a higher refrigerant saturation temperature the  $h_r$  value is found to be lower.

#### 기호설명

A : 전열면적 [ $m^2$ ]  
 h : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $C_p$  : 비열 [ $J/kgK$ ]  
 Q : 전열량 [W]  
 m : 질량유속 [ $kg/m^2s$ ]  
 $h_{fg}$  : 증발잠열 [ $J/kg$ ]  
 x : 건도  
 U : 총괄열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $R_{wall}$  : 표면 열저항 [ $K/W$ ]

$\mu$  : 점성계수 [ $Ns/m^2$ ]  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

하첨자

ave : 평균  
 h : 고온  
 i : 입구  
 lat : 잠열  
 o : 출구  
 r : 냉매  
 p : 예열기  
 sat : 포화  
 sens : 현열  
 w : 냉각수  
 s : 셀측

#### 그리스 문자

\* 회원, 부경대학교 대학원  
 \*\* 회원, 부경대학교 냉동공조공학과  
<sup>†</sup> 책임저자, 부경대학교 대학원  
 E-mail : sjkim09@hanmail.net  
 TEL : (051)620-6443 FAX : (051)620-6443

공조기에 널리 사용되고 있는 CFC, HCFC계 냉매는 1987년 몬트리올 의정서에 의해 사용이 규제되고 있으며, 단계적 감축을 통한 완전폐기에 그 초점을 두고 있다. 지구환경보존과 에너지의 효율적 이용 측면에서 일부 선진국들은 HFC 혼합냉매를 사용하여 독자적인 모델을 개발하고 있는 실정이며, R-134a, R-143a 그리고 R-125와 같은 다양한 새로운 냉매들이 냉동이나 공조 시스템에 이용되고 있다. 또한 갈수록 심화되고 있는 사용공간의 제약성으로 단위부피당 전열면적을 극대화시킨 경제적이고 효율적인 열교환기의 개발을 위한 꾸준한 연구가 이루어지고 있다. 그 중 하나가 식품, 화학, 선박 및 냉동공조산업에 차츰 사용되어지고 있는 판각형 열교환기이다.

특히 지난 20년 동안 판형 열교환기는 그 고효율과 콤팩트함으로 증발기 내지는 응축기로 냉동과 공기조화에 소개되어져 왔다. 그러나 판형 열교환기에 관한 대부분의 연구는 단상 액-액 열전달에 초점을 두고 있으며(Shah and Focke, 1998<sup>(1)</sup>; Kandlikar and Shah, 1989<sup>(2)</sup>) 냉매의 상변화에 대한 연구는 거의 이루어지지 않은 상태이다. 따라서 증발기와 응축기로 사용되는 판형 열교환기의 설계에 대해서는 다소 제한적인 데이터들이다.

용접식 판형 열교환기와 유사한 고밀도 열교환기의 중 하나인 판각형 열교환기는 판과 셀 구조물로 구성된 형태로서 판형 열교환기의 고밀도, 고효율화와 셀 앤 튜브형 열교환기의 고압 내구성을 동시에 갖추고 있다. 여러 종류의 전열판을 순서대로 배열, 적층한 형상으로 각각의 전열판과 전열판 사이에는 유로가 형성되고 이를 통해 가열유체와 피가열유체가 서로 교대로 흐르는 구조를 가지고 있다. 앞에서 언급했듯이 판각형 열교환기는 높은 효율과 고밀도로 인해 냉동·공조 시스템에서의 이용 전망이 매우 높으나 그에 대한 이론적 해석 및 연구는 극히 드물며, 열교환기 설계에 적용할 수 있는 자료는 다소 미흡하다.

따라서 본 연구에서는 증발기로 사용되는 판각형 열교환기의 설계자료를 확립하기 위해 R-134a에 대한 증발 열전달 특성을 실험적으로 연구하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

판각형 열교환기의 증발특성을 분석하기 위한 실험장치 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 시험부, 냉매회로, 온수 및 냉각수회로, 온도 및 압력측정 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 되어 있다.

판각형 열교환기의 형상과 그 순환형식을 Fig 2와 3에 각각 나타내었다.

냉매순환펌프는 모터의 회전수를 제어하여 냉매유량을 조절하는 Tuthill사 자기구동(magnet drive) 기어펌프를 사용하였으며 냉매유량은 수액기와 냉매펌프 사이의 질량유량계(OVAL, Model D040S-SS-322, 용량 : 0~18 kg/min, accuracy  $\pm 0.2\%$ )를 통해 측정하였다. 또한 바이패스 밸브를 사용하여 냉매유량을 조절하였다. 예열기는 원하는 냉매입구건도를 맞추기 위해 사용되었으며, 그 열량은 파워메타(YOKOGAWA, Model 3533EAC)를 통해 측정하였다. 응축기는 시험부에서 나온 냉매증기를 완전 응축시키기 위해서 사용되었으며 시스템의 압력은 응축기에서 냉각수의 온도와 유량을 변화시켜 조절하였다.

온수 및 냉각수는 항온조에서 순환펌프를 사용하여 각각 시험부의 셀측과 응축기에 보내지도록 설계되었다. 시험부측 항온조는 5 kW히터와 1RT급 냉동기를 설치하였고, 응축기측 항온조는 5 kW히터와 3RT급 냉동기를 설치하여 냉각 및 가열이 용이하도록 설계하였다. 또한 시험부로부터 흐르는 온수의 유량은 항온조와 시험부 사이에 설치된 질량유량계(OVAL, D040S-SS-322)로 측정하였으며 유량은 inverter로 조절하였다.

시험부와 응축기측 냉각수 입·출구에 온도센서(T-type Thermocouple, accuracy  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ )를 설치하여 온도를 측정하였고, 시스템 압력을 측정하기 위해 압력트랜스듀서(DRUCK, PMP1400, accuracy  $\pm 0.25\%$ )를 시험부의 입구에 설치하였다. 또한 시험부 내에서의 압력손실을 측정하기 위해 차압트랜스듀서(DRUCK, PMP4170, accuracy  $\pm 0.2\%$ )를 설치하였다.

모든 데이터는 Fluke사 NetDAQ 2645A를 사용하여 처리하였으며 이것을 PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 질량유속의 변화가 3% 이하, 열유속의 변화가 5% 이하, 시스템 포화온도의 변화가 1% 이하인 정상상태 후 5분간 5초 간격으로 하였다.

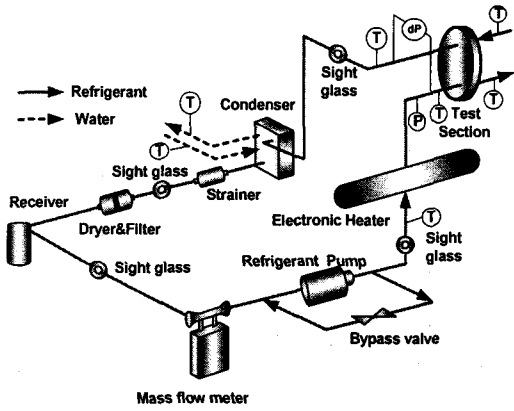


Fig. 1 Schematic diagram of plate and shell heat exchanger

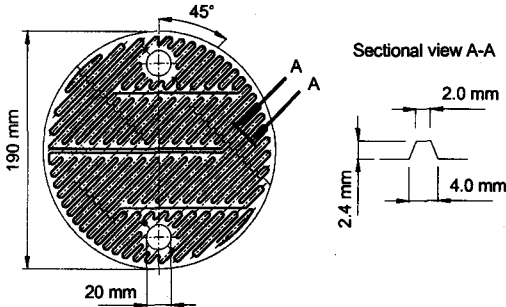


Fig. 2 Schematic diagram of plate and shell heat exchanger

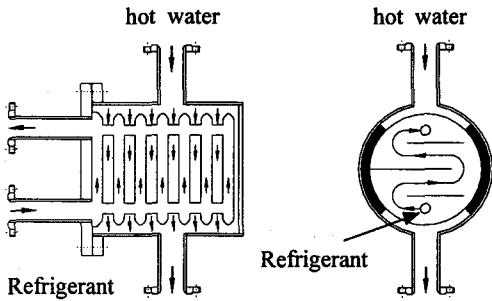


Fig. 3 Details of flow pattern in plate and shell heat exchanger

## 2.2 실험방법

R-134a 증발실험 전에 단상 열전달 실험을 수행하여 시험부 셀측에 대한 열전달 상관식을 구

하였다. R-134a 증발실험에서는 먼저 시스템을 가동하여 정상상태로 유지시킨 후 냉매건도에 따른 실험을 수행하였다. Table 1은 본 실험에 적용한 실험범위 및 조건을 나타냈다.

Table 1 Test conditions

Mass flux [kg/m <sup>2</sup> s]	65, 100, 120
Heat flux [kW/m <sup>2</sup> ]	6, 8
Refrigerant saturated temperature [°C]	20, 30

## 3. 데이터 처리

### 3.1 단상 열전달

판각형 열교환기의 단상열전달 실험에서 유체의 물성치들은 입·출구온도의 체적평균온도에 의해 계산되어졌다. 온수측과 냉수측 사이의 에너지 밸런스는 모든 경우에 3% 이내로 나타났다. 즉,

$$\frac{Q_{w,h} - Q_{w,c}}{Q_{ave}} \leq 3\% \quad (1)$$

$$Q_{w,h} = m_{w,h} C_{p,w} (T_{w,h,i} - T_{w,h,o}) \quad (2)$$

$$Q_{w,c} = m_{w,c} C_{p,w} (T_{w,c,o} - T_{w,c,i}) \quad (3)$$

$$Q_{ave} = \frac{Q_{w,h} + Q_{w,c}}{2} \quad (4)$$

두 측 사이의 총괄열전달계수는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \cdot LMTD} \quad (5)$$

여기에서 A는 판의 실제 주름진 표면을 차지하고 있는 열전달 면적이다. 대수평균온도차(LMTD)는 두 개의 대향류 채널의 입·출구온도로부터 정의되어진다.

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (6)$$

$$\Delta T_1 = T_{w,h,i} - T_{w,c,o} \quad (7)$$

$$\Delta T_2 = T_{w,h,o} - T_{w,c,i} \quad (8)$$

온수측과 냉수측의 동일한 열전달 면적의 관점에서 양 측면에서의 총괄열전달계수와 대류열전달계수 사이의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\frac{1}{h_{w,h}}\right) = \left(\frac{1}{U}\right) - \left(\frac{1}{h_{w,c}}\right) - R_{wall}A \quad (9)$$

$h_{w,c}$ 를 구하기 위해 수정된 윌슨 플롯법 (Modified Wilson plot method)<sup>(3)</sup>를 사용하였다.

### 3.2 이상 증발 열전달

시험부 내의 전열량은 셀측의 온수 전열량에 따라 다음의 식으로 구해진다.

$$Q_t = m_{w,h} C_p (T_{w,h,i} - T_{w,h,o}) \quad (10)$$

시험부로 들어가는 냉매건도는 예열기에서의 전열량에 의해 구해진다. 예열기에서의 열전달은 포화온도까지의 현열열전달과 일정건도의 잠열열전달로 구성된다.<sup>(4)</sup>

$$Q_p = Q_{sens} + Q_{lat} \quad (11)$$

$$Q_{sens} = m_r C_{p,r} (T_{sat} - T_{p,i}) \quad (12)$$

$$Q_{lat} = m_r h_{fg} x_i \quad (13)$$

위 식들로부터 냉매입구건도  $x_i$ 은 다음과 같다.

$$x_i = \frac{1}{h_{fg}} \left[ \frac{Q_p}{m_r} - C_{p,r} (T_{sat} - T_{p,i}) \right] \quad (14)$$

시험부 판측을 지나는 동안 냉매건도의 변화는 다음과 같다.

$$\Delta x = \frac{Q_t}{m_r h_{fg}} \quad (15)$$

따라서 시험부에서의 평균냉매건도는 다음과 같다.

$$x_m = x_i + \frac{\Delta x}{2} \quad (16)$$

판각형 열교환기에서 R-134a의 유동에서 증발 열전달계수는 다음의 식에 의해 계산된다.

$$\left(\frac{1}{h_r}\right) = \left(\frac{1}{U}\right) - \left(\frac{1}{h_{w,h}}\right) - R_{wall}A \quad (17)$$

여기에서  $h_{w,h}$ 는 단상 열전달에서 구한 상관식으로 결정된다.

## 4. 실험결과 및 고찰

### 4.1 단상 열전달 특성

본 실험에서는 앞에서 말한 바와 같이 수정된 윌슨 플롯법을 사용하여 시험부의 셀측 열전달계수를 레이놀즈수의 함수로 도출하였다. Fig. 4에 시험부 셀측의 윌슨 플롯 결과를 나타내었다. 수정된 윌슨 플롯으로 구한 시험부 셀측의 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$Nu_s = 0.063 Re^{0.82} Pr^{1/3} \quad (18)$$

### 4.2 증발 열전달 특성

판각형 열교환기에서 냉매 R-134a의 증발 열전달에 대한 질량유속, 열유속 그리고 포화온도의 영향이 다음과 같이 실험되었다. 실험에서 측정된 데이터들은 각 조건에 대하여 냉매건도에 따른 열전달계수의 변화를 도시하기 위해 Fig. 5~7에 나타내었다.

Fig. 5는 냉매 질량유속이 65, 100, 120 kg/m<sup>2</sup>s로 변할 때 평균건도에 따른 증발열전달계수를 보여주고 있다. 동일 열유속과 포화온도에서 평균건도는 0.15에서 0.75까지 변화한다. 그림에서 알 수 있듯이 저건도영역(0.15 ≤ x ≤ 0.32)에서는 질량유속이 열전달에 별 영향을 미치지 않는 것으로 나타나고 있다. 또한 Fig. 5는 질량유속과 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 알 수 있다. 특히 질량유속이 120 kg/m<sup>2</sup>s일 때 증발열전달계수는 건도가 0.23일 때 보다 0.65일 때가 약 24% 높게 나타났다. 증발과정에서 증기체적의 높은 증가는 증기유동을 빠른 속도로 움직이게 한다. 이것은 채널에서 교대로 인접한 액막을 많은 양의 액적으로 만들어 액막을 감소시킨다. 즉 건도가 높아질수록 빠른 기상의 속도에 의해 액막

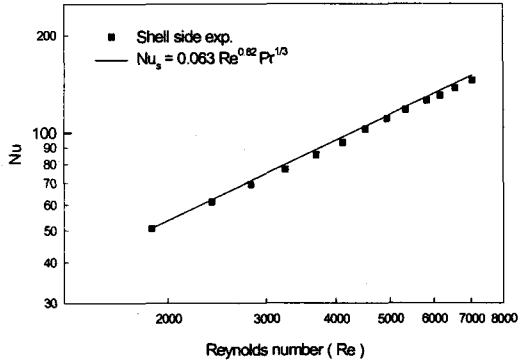


Fig. 4 Modified Wilson plot results in shell side

이 낮아져 액막의 대류열저항이 감소하기 때문이다.<sup>(5)</sup>

Fig. 6은 질량유속이 100 kg/m<sup>2</sup>s, T<sub>sat</sub>=30℃에서 열유속이 각각 6, 8 kW/m<sup>2</sup>로 변할 때 평균냉매건도에 따른 증발열전달계수를 보여주고 있다. 저건도영역에서는 열유속이 높을수록 높은 열전달계수를 나타내고 있다. 그러나 건도가 0.3 이후에는 관벽에서의 액막이 거의 증발하고 드라이아웃(Dry out)현상이 나타남으로써 열전달계수가 급격히 감소하고 있다.

Fig. 7은 증발 열전달에서의 포화온도의 영향을 나타내고 있다. R-134a에 대해 각각 T<sub>sat</sub>=20, 30℃에서 실험을 하였고, 이 때 냉매의 질량유속은 100 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속은 6 kW/m<sup>2</sup>이다. Fig. 7에서는 포화온도가 높을수록 열전달계수가 낮게 나타나고 있음을 보여주고 있다. 이것은 높은 시스템 포화온도에서 R-134a 증기의 낮은 비체적에 기인하여 낮은 증기속도를 야기시키며 열전달 표면에서 액막에 낮은 전단력을 발생시킨다. 또한 포화온도가 증가할수록 R-134a의 증발잠열이 감소하기 때문이다.

## 5. 결론

관각형 열교환기에서 R-134a를 사용하여 질량유속 65, 100, 120 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 6, 8 kW/m<sup>2</sup>, 포화온도 20, 30℃ 범위에서 수행된 증발전열 성능 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발열전달계수는 동일 포화온도, 열유속일 때 건도 및 질량유속이 증가할수록 증가하였다.

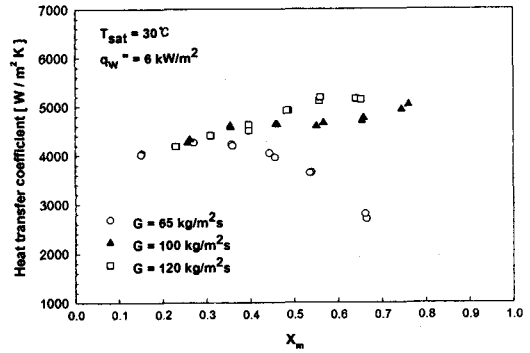


Fig. 5 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various mass fluxes at T<sub>sat</sub> = 30℃ and q<sub>w</sub>'' = 6 kW/m<sup>2</sup>

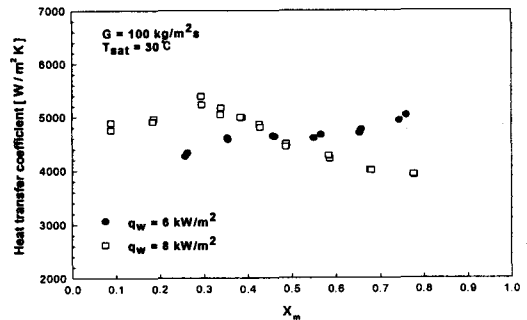


Fig. 6 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various heat fluxes at G = 100kg/m<sup>2</sup>s and T<sub>sat</sub> = 30℃

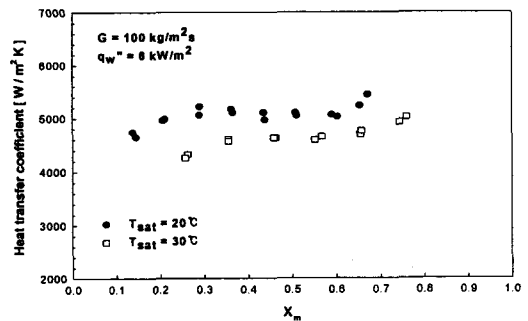


Fig. 7 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various refrigerant saturated temperatures at G = 100 kg/m<sup>2</sup>s and q<sub>w</sub>'' = 6 kW/m<sup>2</sup>

특히 질량유속이  $120 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 증발열전달 계수는 건도가 0.23일 때 보다 0.65일 때가 약 24% 높게 나타났다.

(2) 동일 질량유속, 포화온도일 때, 저건도영역에서는 열유속이 증가할수록 증발열전달계수가 증가하였다. 그러나 높은 열유속의 경우 건도가 0.3이후에는 열전달계수가 급격히 감소하고 있다.

(3) 동일 질량유속, 열유속의 경우, 건도가 증가할수록 증발열전달계수는 증가하였다. 그러나 포화온도가 높을수록 증발열전달계수는 낮게 나타나고 있다.

## 후 기

본 연구는 2000년 에너지자원기술개발 위탁사업에 의해 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Shah, R. K. and Focke, W. W., 1988, "Plate Heat Exchangers and Their Design Theory," in : Shah, R. K., Subbarao, E. C. and Mashelkar, R. A. (Eds), *Heat Transfer Equipment Design*, Hemisphere, Washington. DC, pp. 227~254.
- (2) Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, "Multipass Plate Heat Exchangers Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 300~313.
- (3) Farrell, P., Wert, K. and Webb, R., 1991, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulent Radiator Tubes," *SAE Technical Paper Series*, No. 910197
- (4) Yi-Yie Yan and Tsing-Fa Lin, 1998, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe," *Int. J. Heat and Mass Transfer* 41, pp. 4183~4194.
- (5) Yi-Yie Yan and Tsing-Fa Lin, 1999, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 118~127.
- (6) Kattan, N., Thome, J. R. and Favrat, D., 1998, "Flow Boiling in Horizontal Tubes. Part 2-New Heat Transfer Data for Five Refrigerants," *ASME J. Heat transfer*, Vol. 120, pp. 148~155.
- (7) Muley, A. and Manglik, R. M., 1999, "Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 110~117.
- (8) Eckles, S. J. and Pate, M. B., 1991, "An Experimental Comparison of Evaporation and Condensation Heat Transfer Coefficients for HFC-134a and CFC-12," *Int. J. Refrig.*, Vol. 14, pp. 70~77.
- (9) Wattelet, J., Saiz Jabardo, J. M., Chato, J. C., Panek, J. S. and Souza, A. L., 1992, "Experimental Evaluation of Convective Boiling of Refrigerants HFC-134a and CFC-12," *ASME HTD*, Vol. 197, pp. 121~127.
- (10) Eckels, S. J. and Patc, M. B., 1991, "An Experimental Comparison of Evaporation and Condensation of HFC-134a and CFC-12 in a Smooth Tube and a Micro-fin Tube," *ASHRAE Transaction* 97, pp. 71~81.