

판각형 열교환기내의 R-134a 응축열전달 특성에 관한 실험적 연구

이 기 백[†] · 박 재 홍^{**} · 서 무 교^{***} · 이 희 응^{****} · 김 영 수^{**}

(원고접수일 : 2002년 9월 12일, 심사완료일 : 2002년 12월 16일)

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

Ki-Baik Lee[†] · Jae-Hong Park^{**} · Moo-Kyo Seo^{***} · Hee-Woong Lee^{****} · Young-Soo Kim^{**}

Key words : Plate and Shell heat Exchanger(판각형 열교환기), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수), Refrigerant(냉매), Vapor quality(건도)

Abstract

In this paper, the experimental results of condensation heat transfer were reported for the plate and shell heat exchangers(P&SHE) using R-134a. An experimental refrigerant loop has been established to measure the condensation heat transfer coefficient of R-134a in a vertical P&SHE. Two vertical counter flow channels were formed in the P&SHE by three plates of geometry with a corrugated trapezoid shape of a chevron angle of 45°. Downflow of the condensing R-134a in one channel releases heat to the cold upflow of water in the other channel. The effect of the refrigerant mass flux, average heat flux, system pressure and vapor quality of R-134a on the measured data were explored in detail. The results indicate that at a higher vapor quality the condensation heat transfer coefficients are significantly higher. Condensation heat transfer coefficients were increased when the refrigerant mass flux was increased. A rise in the average heat flux causes an slight increase in the hr. Finally, at a higher system pressure the hr is found to be lower. Correlation is also provided for the measured heat transfer coefficients in terms of the Nusselt number.

기 호 설 명	c_p : 비열 [J/kg · K]
	D_h : 수력직경 [m]
A : 전열면적 [m ²]	G : 질량유속 [kg/m ² s]

† 책임저자 : (창원기능대학, 플랜트설비자동차과), E-mail : kiblee@cw-polytec.ac.kr, T : 055)279 - 1833

** 부경대학교(기계공학부)

*** 삼성전자

**** 한국전기연구원

h	: 열전달계수 [W/m^2K]
h_{fg}	: 증발잠열 [J/kg]
m	: 질량유량 [kg/s]
Nu	: Nusselt 수
Pr	: Prandtl 수
Re	: Reynolds 수
Re_{eq}	: 등가 Reynolds 수
U	: 총괄열전달계수 [W/m^2K]
x	: 건도

그리스 문자

ΔT	: 온도차 [K]
Δx	: 건도변화량
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
μ	: 점성계수 [Ns/m^2]

하 첨 자

eq	: 등가
c	: 냉수
lat	: 잠열
m	: 평균
sat	: 포화
$sens$: 현열
t	: 시험부
w	: 냉각수

1. 서 론

열전달 촉진기술에 대한 연구의 일환인 에너지 변환기기로서의 열교환기는 현재까지 고성능화, 고효율화를 위한 지속적인 연구와 개발이 활발히 이루어져 왔으나, 아직도 그 성능과 효율개선의 여지가 많으며, 실질적으로도 많은 문제를 가지고 있다. 세계적으로도 고성능의 열교환기를 개발하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 국내에서도 이에 대한 연구가 요구되고 있다. 또한 최근 들어 냉동·공조분야에서도 갈수록 심화되는 사용공간의 제약성으로 인해 단위부피당 전열면적을 극대화시킨 고밀도, 고효

율 열교환기가 관심을 끌고 있다. 또 최적의 설계로 압력손실은 낮추고 열전달계수는 극대화시킨 경제적이고 효율적인 냉동·공조 시스템 설계에 노력을 기울이고 있다.

고밀도 열교환기의 하나인 판형 열교환기(이하 PHE)는 1930년대에 최초로 제작되어 실용화되기 시작하였으며, 오늘날과 같은 형태의 전열판(thermal plate) 형상을 갖추게 된 것은 1950년대 후반에 빗살무늬(herringbone 또는 chevron)형태 개념이 도입되면서부터이다. PHE는 열교환기를 필요로 하는 식품 산업뿐만 아니라 화학공업, 발전설비, 일반공업 등 거의 모든 산업분야 전반에 걸쳐 다양하게 사용되고 있으며, PHE를 사용하여 얻는 이점에 대해서는 Williams⁽¹⁾와 Kerner⁽²⁾의 연구 등에서 그 성과가 잘 나타나 있다. 특히, 지난 20년간 PHE는 응축기 내지는 증발기로서 냉동·공조분야에 소개되어져 왔다.

본 연구에서 소개될 판각형 열교환기(이하 P&SHE)는 판형 열교환기와 유사하나 이에 대한 연구는 이루어지지 않은 상태이다. 이와 유사한 형태인 용접식 판형 열교환기(Compact brazed plate heat exchanger)는 1990년대 개발되었으며 현재 광범위하게 상용화되어 있다. 따라서 판각형 열교환기도 높은 효율과 고밀도로 인해 냉동·공조 시스템에서의 이용될 전망은 매우 높다.

지금까지 논의된 판형 열교환기의 많은 장점에도 불구하고 대부분의 연구는 단상 액-액 열전달에 초점을 두고 있다(Focke⁽³⁾, Cooper⁽⁴⁾, Bounopane⁽⁵⁾, Bogaert⁽⁶⁾, Shah et al.⁽⁷⁾, Kandlikar et al.⁽⁸⁾). 따라서 증발기와 응축기로 사용되는 판형 열교환기의 설계에 대해서는 다소 제한적인 데이터들이다.

본 연구에서는 응축기로 사용되는 판각형 열교환기의 설계자료를 확립하기 위해, 판각형 열교환기 대하여 R-134a 냉매의 응축열전달 특성을 실험적으로 연구하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 시험부 전열판의 형상, 치수 및 제원은 Fig. 1과 Table 1에 각각 나타나 있다. 판각형 열교환기는 모두 3장의 전열판을 가지며 외부의 치수나 형태는 모두 같다. 이들 전열판들은 판각형 열교환기 내에서 서로 반대방향으로 주름이 교차되도록 되어 있다.

실험장치의 구성은 시험부, 냉각수 및 냉매 순환회로, 온도 및 압력 측정 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 되어 있다. Fig. 2와 3에 본 실험에 대한 실험장치의 개략도 및 판각형 열교환기 내의 순환형식을 나타내었다.

2.1.1 냉매 순환회로

냉매 순환회로는 마그네틱 펌프, 질량유량계, 예열기, 시험부(P&SHE), sub-cooler, 스트레이너, 드라이어, 수액기와 사이트글라스로 구성되어 있다.

Fig. 2에서와 같이 냉매는 마그네틱 펌프(TUTHILL PUMP, 1/3 HP)에서 가압되어 예열기에서 공급되는 열량에 의해 원하는 입구건도로 조절된다. 일정 건도로 조절된 냉매는 시험부의 판측으로 유입되어 셀측으로 흐르는 냉각수와 열교환 후 일부 응축된다. 냉각수는 항온조를 사용하여 일정한 온도로 유지시킨 후 냉매와 열교환이 이루어지도록 하였다. 시험부에서 나온 응축되지 않은 냉매증기는 sub-cooler를 통과하여 완전히 응축된 후 스트레이너와 드라이어를 거쳐 이물질이 제거되고, 수액기에 모아진다. 수액기를 통과한 냉매는 질량유량계(Oval, D040S-SS-322, 용량 : 0~18 kg/min, accuracy $\pm 0.2\%$)에서 유량을 측정 후 마그네틱 펌프로 재 유입된다. 또한 냉매 순환회로 곳곳에 사이트글라스를 설치하여 유동양식을 관찰할 수 있도록 하였다.

냉매의 유량은 마그네틱 펌프의 회전수와 냉매 토출량을 일부 재 순환시켜 조절하였으며 시험부 입구에서의 압력은 sub-cooler의 냉각수 온도를 이용하여 조절하였다.

온도측정부위는 모두 7개소로 시험부 냉매 입·출구 온도, 시험부 냉각수 입·출구 온도,

sub-cooler 입·출구 온도 그리고 예열기 전방의 냉매온도이다. 압력측정부위는 2개소로 절대압력과 시험부 전후의 차압을 측정하였다. 압력계 중 하나는 시험부 전방에 설치하여 응축 압력을 측정 한 압력트랜스듀서(DRUCK, PMP1400, accuracy $\pm 0.25\%$)이고, 다른 하나는 시험부의 압력손실을 측정하기 위한 차압트랜스듀서(DRUCK, PMP4170, accuracy $\pm 0.2\%$)이다.

2.1.2 냉각수 순환회로

냉각수는 각각의 항온조에서 순환펌프를 사용하여 시험부의 셀측과 sub-cooler로 보내지게 설계되었다.

시험부용 항온조는 5 kW 액침식 히터와 1 RT급 냉동기를 설치하여 냉각 및 가열이 용이하도록 제작하였으며, 일정한 온도를 유지하기 위하여 디지털 온도 제어기를 설치하였다. 시험부의 셀측으로 들어가는 냉각수는 인버터에 의해 유량이 조절되며, 판측으로 흐르는 냉매와 열교환 후 항온조로 재 유입된다. 이 때 냉각수 입·출구에 온도센스를 설치하여 온도를 측정하였으며 냉각수 유량은 펌프와 시험부 사이에 설치된 질량유량계(Oval, D040S-SS-200 용량 : 0~40 kg/min, accuracy $\pm 0.2\%$)로 측정하였다.

Sub-cooler용 항온조 또한 시험부의 항온조와 유사하게 5 kW 액침식 히터와 3 RT급 냉동기를 설치하여 냉각 및 가열이 용이하도록 제작하였으며 유량의 조절을 위해 시험부 출구측에 밸브를 설치하였다. Sub-cooler로 흐르는 냉각수 또한 입·출구에 온도센스를 설치하여 온도를 측정하였으며, 냉각수 유량은 펌프와 sub-cooler 사

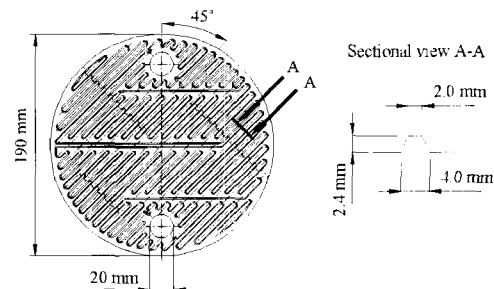


Fig. 1 Schematic diagram of plate and shell heat exchanger.

이에 설치된 초음파유량계 (Controlotron, 1010WD1, accuracy $\pm 1\%$)로 측정하였다.

2.1.3 계측기와 데이터 처리

모든 데이터는 Fluke사의 NetDAQ 2645A를 사용하여 처리하였으며, PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 질

량유속의 변화가 3% 이하, 열유속의 변화가 5% 이하, 시스템 압력의 변화가 1%이하인 정상상태 후 5분간 5초 간격으로 하였다.

2.2 실험방법

R-134a 응축실험 전에 단상 열전달 실험을 수행하였다. 우선 시스템을 1시간 이상 가동하여 정상상태로 유지시킨 후 냉매건도에 따라 실험을 수행하였으며 Table 2는 본 실험에서의 실험조건들을 나타내고 있다.

Table 1. Configurations of the P&SHE

Plate material	SUS 304
Shell material	Steel
Plate diameter [m]	0.19
Port diameter [m]	0.02
Plate thickness [m]	0.007
Working pressure [MPa]	Max. 10
Working temperature[°C]	Max. 400, Min. -196
Number of plate	3
Surface per plate [m ²]	0.0325
Chevron angle [°]	45

Table 2. Test conditions

Refrigerant mass flux [kg/m ² s]	65, 100, 120
Heat flux [kW/m ²]	6, 8
Refrigerant saturated temperature [°C]	30, 40

3. 데이터 처리

수력학적 직경의 정의로부터, Shah와 Wanniarachchi¹⁾는 판의 폭(w)이 채널의 간격(b)보다 훨씬 클 때 판형 열교환기의 수력학적 직경으로 채널간격의 두 배를 제안하였다. 따라서 본 연구에서도 이와 같이 사용하였다.

$$D_h = \frac{4 \times \text{단면적}}{\text{접수길이}} = \frac{4 \times w \times b}{2w + 2b} \cong 2b \quad (1)$$

여기서 b는 판의 피치와 바닥까지의 높이로 정의된다. 따라서 Reynolds수는 다음과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{\rho D_h u}{\mu} = \frac{G D_h}{\mu} \quad (2)$$

여기서 G는 단위 채널당의 질량유속을 나타낸다.

시험부 관측의 냉매 입구건도 x_{in} 은 예열기에서의 에너지 밸런스에 의해 구해진다. 예열기에서의 공급열량은 냉매포화온도까지의 현열 열전달과 일정 건도의 잠열 열전달로 구성된다.

$$Q_p = Q_{sens} + Q_{lat} \quad (3)$$

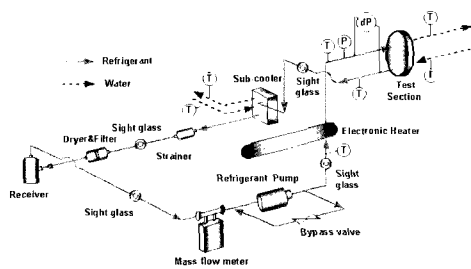


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental system.

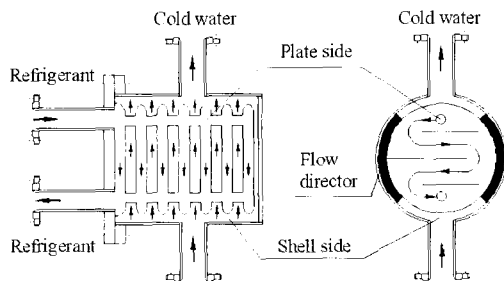


Fig. 3 Details of flow pattern in plate and shell heat exchanger.

여기서

$$Q_{sens} = m_r c_{p,r} (T_{r,sat} - T_{r,p,i}) \quad (4)$$

$$Q_{lat} = m_r i_{fg} x_{p,o} \quad (5)$$

위 식들로부터 냉매입구건도 $x_{in}(x_{p,o})$ 은 다음과 같다.

$$x_{in} = \frac{1}{i_{fg}} \left[\frac{Q_p}{m_r} - c_{p,r} (T_{r,sat} - T_{r,p,i}) \right] \quad (6)$$

시험부 내의 전열량은 셀측의 냉각수로부터 다음의 식으로 구해진다.

$$Q_t = m_{w,c} c_{p,w} (T_{w,c,o} - T_{w,c,i}) \quad (7)$$

시험부의 판측을 지나는 동안 건도변화는 다음과 같다.

$$\Delta x = \frac{Q_t}{m_r \cdot i_{fg}} \quad (8)$$

따라서 시험부에서의 평균건도는 다음과 같다.

$$x_{ave} = x_m = x_{in} - \frac{\Delta x}{2} \quad (9)$$

관각형 열교환기에서 판측과 셀측 사이에서의 총괄 열전달계수 (overall heat transfer coefficient)는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$U = \frac{Q_t}{A \cdot LMTD} \quad (10)$$

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

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (11)$$

여기서

$$\Delta T_1 = T_{r,o} - T_{w,c,i} \quad (12)$$

$$\Delta T_2 = T_{r,i} - T_{w,c,o} \quad (13)$$

관각형 열교환기에서 R-134a의 유동에 대한 응축 열전달계수의 측정에는 판측과 셀측의 동일한 열전달 면적의 관점에서 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\frac{1}{h_r}\right) = \left(\frac{1}{U}\right) - \left(\frac{1}{h_{w,h}}\right) - R_{wall} A \quad (14)$$

여기에서 셀측을 흐르는 온수의 단상열전달계수 $h_{w,h}$ 를 구하기 위해서 수정된 Wilson plot법⁽¹⁰⁾을 사용하였으며 이를 통해 본 실험장치에 맞는 상관식을 구하였다. 그 상관식은 다음과 같다.

$$Nu = 0.063 Re^{0.82} Pr^{1/3} \quad (15)$$

4. 실험결과 및 고찰

관각형 열교환기에 대한 R-134a 응축실험은 질량유속 65~120 kg/m²s, 열유속 6, 8 kW/m², 냉매포화온도 30~40°C 범위에서 수행되었다. 질량유속은 마그네틱 펌프의 회전수와 냉매 토출량을 일부 재순환시켜 조절하였으며, 열유속은 냉각수의 온도를 조절하여 변화시켰다. 그리고 냉매포화온도는 sub-cooler의 냉각수 온도로 조절하였다. 각 시험 조건에서의 냉매 건도에 따른 열전달계수의 변화를 Fig. 4~6에 나타내었다.

Fig. 4는 질량유속이 65~120 kg/m²s로 변할 때 평균건도에 따른 R-134a 응축 열전달계수를 나타내고 있다. 이 때 냉매포화온도는 30°C이고, 평균 부과된 열유속은 6 kW/m²이다. 평균건도는 0.11에서 0.75까지 변화한다. Fig. 4에서 질량유속과 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 또한 건도가 0.25 이상에서는 열전달계수의 변화

가 거의 선형적으로 나타남을 알 수 있다. 이는 건도의 증가에 따라 판 벽에서의 액막이 얇아지기 때문이다. 즉 낮은 증기건도에서는 전열판 표면이 응축액으로 거의 적셔지기 때문에 표장력에 의한 응축액 배출이 일어날 수 있는 표면이 매우 적고 따라서 이러한 경우에는 증기 전단력만이 열전달 향상에 중요한 역할을 하게 되나 증기건도가 커지면 증기 전단력에 의한 효과와 더불어 표면장력에 의한 응축액 배출이 열전달에 효과적으로 작용하기 때문이다.⁽¹¹⁾

Fig. 5는 냉매포화온도가 30°C, 질량유속이 100 kg/m²s에서 열유속이 6, 8 kW/m²로 변할 때 평균건도에 따른 응축 열전달계수의 변화를 나타내고 있다. 일반적으로 응축 열전달계수는 열유속에 비례한다고 알려져 있는 대로 건도가 0.52 이상을 제외하고는 열유속이 커질수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. 건도에 따른 평균 응축 열전달계수는 열유속이 8 kW/m²일 때가 6 kW/m²일 때보다 약 5% 정도 높다. 그러나 Fig. 4의 질량유속의 영향과 비교할 때 열유속의 영향은 작음을 알 수 있다. 또한 Fig. 5로부터 건도가 0.46 이상일 때는 각각의 열유속에 대하여 건도에 따른 열전달계수의 증가가 약해지고 있는데 이는 판각형 열교환기의 수평방향 주름이 고건도 영역에서 증기속도의 증가를 억제하는 것에 기인하는 것으로 사료된다.

Fig. 6은 냉매포화온도가 30, 40°C로 변할 때

평균건도에 따른 응축 열전달계수를 나타내고 있다. 이 때 냉매의 질량유속은 100 kg/m²s이고, 평균 부과된 열유속은 6 kW/m²이다. Fig. 6의 냉매포화온도에 따른 응축 열전달계수도 건도에 따라 증가하고 있으며 두 온도에 따른 열전달계수는 30~40% 차이가 난다. 이는 주로 냉매포화온도가 증가할수록 R-134a 액막의 전도도 감소와 응축잠열의 감소 때문이라고 할 수 있다. Fig. 5의 열유속의 영향과 비교하면 포화온도의 영향은 건도전반에 걸쳐 작용하고 있다.

판각형 열교환기와 관형 열교환기의 응축 열전달계수를 비교하는 것은 흥미롭다. Fig. 7에 Yan 등⁽¹²⁾의 상관식으로부터 구한 결과와 본 실험결과를 비교하였다. 수력학적 직경 등의 차이로 인해 정확한 비교를 할 수는 없지만 Fig. 7에서와 같이 판각형 열교환기가 관형 열교환기에 비해 높은 열전달 성능을 나타내고 있음을 알 수 있다. 이는 판각형 열교환기는 그 형상에서 관형 열교환기와 달리 포트가 두 개이기 때문에 그로 인해 유효전열면적이 증대되었고, 또한 관형 열교환기에 비해 포트부분에서 유동의 분배가 원활하도록 형성되어 있어 이로 인해 열전달이 촉진된 것으로 사료된다.

따라서 본 실험결과로부터 Yan이 제안한 상관식을 수정하여 ±20% 오차내에서 다음과 같이 응축 열전달계수의 상관식을 제안하고자 한다.

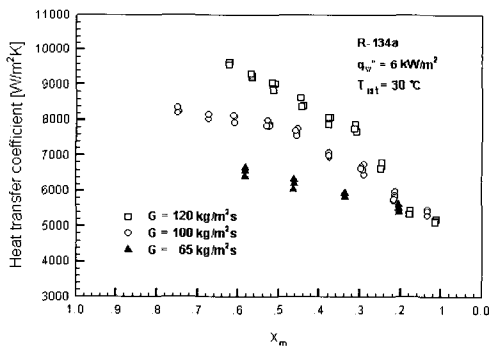


Fig. 4 Effects of the mass flux on the condensation heat transfer at $q_w'' = 6 \text{ kW/m}^2$ and $T_{sat} = 30^\circ\text{C}$.

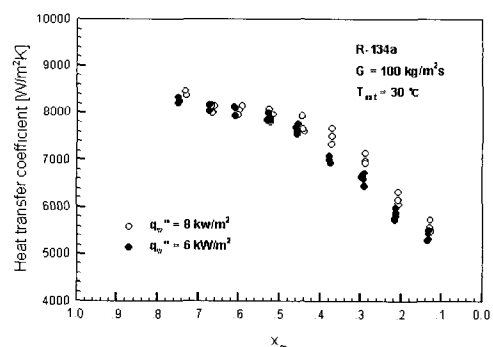


Fig. 5 Effects of the heat flux on the condensation heat transfer at $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ and $T_{sat} = 30^\circ\text{C}$.

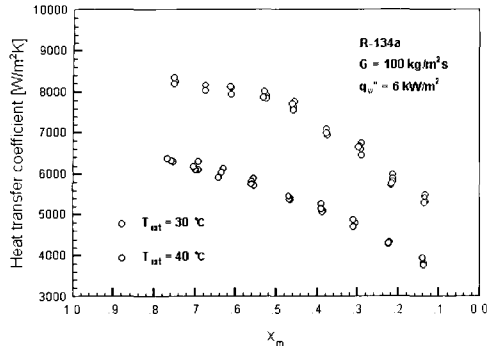


Fig. 6 Effects of the refrigerant saturated temperature on the condensation heat transfer at $G = 100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ and $q_w'' = 6 \text{ kW/m}^2$.

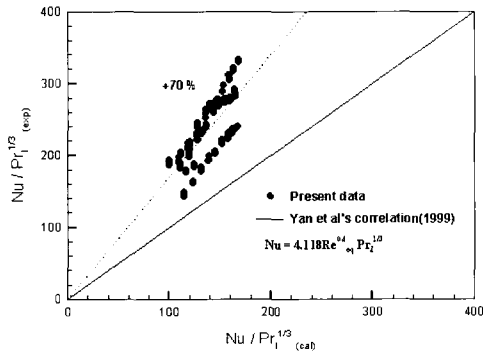


Fig. 7 Comparison of the present heat transfer data with those for plate heat exchanger from Yan et al.⁽¹³⁾.

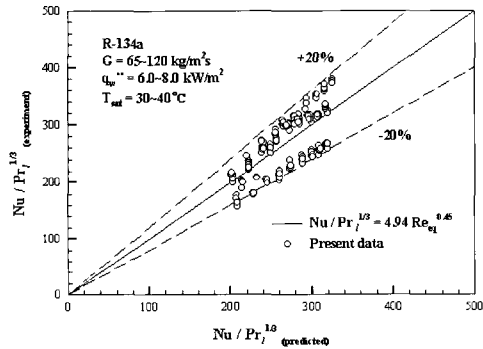


Fig. 8 Comparison of the proposed correlation for Nusselt number with the present data.

$$Nu = 4.94 Re_{eq}^{0.45} Pr^{1/3} \quad (16)$$

여기서 Re_{eq} 는 등가 Reynolds 수로 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l} \quad (17)$$

여기에서 G_{eq} 는 Akers⁽¹³⁾ 등에 의해 제안된 식으로 아래와 같다.

$$G_{eq} = G \left[1 - X_m + X_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad (18)$$

5. 결 론

관각형 열교환기에서 R-134a를 사용하여 질량 유속 65 ~ 120 kg/m²s, 열유속 6, 8 kW/m², 냉매포화온도 30, 40°C 범위에서 수행된 응축 열전달 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

응축 열전달계수는 증기건도에 따라 증가하였으며, 높은 질량유속에서 응축 열전달계수는 전체 건도영역에서 높게 나타났다. 특히 질량유속이 100 kg/m²s일 때, 응축 열전달계수는 건도가 0.13일 때보다 0.72일 때가 약 54% 높게 나왔다.

열유속의 증가 또한 열전달계수의 상승을 일으켰으나 그 영향은 질량유속의 영향에 비해 작았다. 건도에 따른 평균 응축 열전달계수는 열유속이 8 kW/m²일 때가 6 kW/m²일 때보다 약 5% 정도 높았다.

반면에 높은 냉매포화온도에서는 열전달계수가 감소하였다. 냉매포화온도(30, 40°C)에 따른 응축 열전달계수는 30~40% 차이가 났다.

실험결과로부터 다음과 같은 응축 열전달계수 상관식을 제안하였다.

$$Nu = 4.94 Re_{eq}^{0.45} Pr^{1/3}$$

참 고 문 헌

- Williams, B., 1996, "Heat Transfer Savings on a Plate", Heating and Air Conditioning Journal. Apt., pp. 29~31.
- Kerner, et al., 1987, "Where Plate Exchangers Offer Advantages Over Shell-and-Tube", Power, Vol. 131, pp. 53~58.
- Focke, W. W., Zachariades, J. and Oliver, I., 1985, "The Effect of the Corrugation Inclination Angle on

- the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 8, pp. 1469-1479.
4. Cooper, A. and Usher, J. D., 1983, "Heat Exchanger Design Handbook", Chap. 3.7, Hemisphere Publishing, New York.
 5. Bounpane, R. A. and Troupe, R. A., 1987, "A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channels", *AIChE Journal*, Vol. 15, No. 4, pp. 585-596.
 6. 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.
 7. Shah, R. K. and Focke, W. W., 1988, "Plate Heat Exchangers and Their Design Theory", in: Shah, R. K., Subbarao, E. C., Mashelkar, R. A.(Eds.), *Heat Transfer Equipment Design*, Hemisphere, Washington, DC, pp. 227 ~ 254.
 8. Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, "Multi pass Plate Heat Exchangers Effectiveness- NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. III, pp. 300-313.
 9. Shah, R. K. and Wanniarachchi, A. S., 1992, "Plate Heat Exchanger Design Theory in Industry Heat Exchanger", in: J. M. Buchlin(Ed), *Lecture Series*, No. 1991-04, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.
 10. Farrell, P., Wert, K. and Ralph, W., 1991, "Heat Transfer and Friction Characteristics Turbulator Radiator Tubes", *SAE Technical Paper Series*, 91017.
 11. Webb, R. L. and Yang, C. Y., 1996, "Condensation of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins", *International J. of Heat & Mass Transfer*, Vol. 39, No. 4, pp. 791 ~ 800.
 12. Yi-Yie Yan, Hsiang-Chao Lio, and Tsing-Fa Lin, 1999, "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger", *Int. J. Heat and Mass Transfer* 42, pp. 993-1006.
 13. Akers, W. W., Dean, H. A., Crosser, O., 1958, "Condensation Heat Transfer Within Horizontal Tubes", *Chem. Eng. Prog.* 54, pp. 89-90.
 14. Nae Hyun Kim and Jin Pyo Cho, 1999, "Experimental Investigation of R-22 Condensation in Tubes with Small Inner Diameter", *Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Volume 7, pp. 45 ~ 54.
 15. Wilson, E. E., 1915, "A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus", *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs.*, Vol. 37, pp. 47-70.

저 자 소 개

**이기백(李基伯)**

1951년 3월생. 1976년 숭실대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1983년 숭실대학교 대학원 졸업(석사). 1999년 부경대학교 대학원 수료(박사). 1980~현재 창원기능대학 플랜트설비자동차과 교수. 박용기관학회 회원.

**서무교(徐武敎)**

1971년 10월생. 1986년 부경대학교 냉동공학과 졸업. 1998년 동 대학원 냉동공학과 석사졸업. 1999~2002년 동 대학원 냉동공학과 박사졸업. 2002~현재 삼성전자.

**박재홍(朴載弘)**

1975년 2월생. 1999년 부경대학교 냉동공학과 졸업. 1999~2001 동 대학원 냉동공학과 석사졸업. 2001~현재 동 대학원 냉동공학과 박사과정.

**이희웅(李熙雄)**

1997년 2월생. 서울대학교 공과대학 금속공학과 졸업. 1979. 2. 서울대학교 대학원 금속과 졸업(석사). 1990. 2. 서울대학교 대학원 금속과 졸업(박사). 1979. 3. ~ 1985. 8. 홍익공업전문대학 금속과 조교수. 1985. 8. ~ 현재 한국전기연구원. 현재 한국전기연구원 재료응용연구단 신소재응용연구그룹장.

**김영수(金永守)**

1957년 11월생. 1979년 부산대학교 기계공학과 졸업. 1981년 서울대학교 대학원 기계설계공학과 석사졸업. 1994년 Canada Concordia Univ. 대학원 박사졸업. 1981년 9월~1982년 3월 대우조선 석유사추진 기본 설계부. 1984년 3월~현재 부경대학교 기계공학부 교수.