

오블롱 셸 플레이트 열교환기에서의 R-134a, R-407C, R-410A의 증발 열전달에 관한 실험적 연구

박재홍[†], 김영수^{*}

부경대학교 냉동공조공학과, ^{*}부경대학교 기계공학부

Study on Evaporation Heat Transfer of R-134a, R-407C, and R-410A in the Oblong Shell and Plate Heat Exchanger

Jae-Hong Park[†], Young-Soo Kim^{*}

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong University, Busan 608-739, Korea

^{*}College of Engineering, School of Mechanical Engineering, Pukyong University, Busan 608-739, Korea

(Received May 15, 2004; revision received July 22, 2004)

ABSTRACT: The evaporation heat transfer coefficient for R-134a, R-407C (a mixture of 23 wt% R-32, 25 wt% R-125, and 52 wt% R-134a) and R-410A (a mixture of 50 wt% R-32 and 50 wt% R-125) flowing in the oblong shell and plate heat exchanger were investigated experimentally in this study. Four vertical counterflow channels were formed in the exchanger by four plates of commercial geometry with a corrugated sinusoid shape of a chevron angle of 45 degree. The effects of the mean vapor quality, mass flux, heat flux, and saturation temperature of different refrigerants on the evaporation heat transfer were explored in detail. Similar to the case of a plate heat exchanger, even at a very low Reynolds number, the flow in the oblong shell and plate heat exchanger remains turbulent. It is found that the evaporation heat transfer coefficient in the plates is much higher than that in circular pipes. The present data show that the evaporation heat transfer coefficients of all refrigerants increase with the vapor quality. At a higher mass flux h_r is higher than for the entire range of the vapor quality. Raising the imposed wall heat flux was found to slightly improve h_r , while h_r is found to be lower at a higher refrigerant saturation temperature. A comparison of the performance of the various refrigerants reveals that R-410A has the highest heat transfer performance followed by R-134a, and R-407C had the lowest performance of the refrigerants tested. Based on the present data, empirical correlations of the evaporation heat transfer coefficient were proposed.

Key words: Oblong shell and plate heat exchanger(오블롱 셸 플레이트 열교환기), Evaporation (증발), Heat transfer coefficient(열전달계수), Vapor quality(건도)

기 호 설 명

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-620-1503; fax: +82-51-623-8495

E-mail address: parksonforever@hanmail.net

A : 전열면적 [m^2]

b : 채널간격 [m]

c_p : 비열 [J/kgK]

D_h	: 수력직경 [m]
G	: 질량유속 [$\text{kg/m}^2\text{s}$]
h	: 열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
i_{fg}	: 증발잠열 [J/kg]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
Nu	: Nusselt 수
Pr	: Prandtl 수
Q	: 전열량 [W]
Re	: Reynolds 수
U	: 총괄 열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
w	: 전열판 폭 [m]
x	: 건도

그리스 문자

ΔT	: 온도차 [K]
Δx	: 건도변화량
ρ	: 밀도 [kg/m^3]

하첨자

f, l	: 액체
g, v	: 기체
lat	: 잠열
p	: 예열기
r	: 냉매
sat	: 포화
$sens$: 현열
t	: 시험부
w	: 물

1. 서 론

고밀도 열교환기의 하나인 판형 열교환기는 1930년대에 최초로 제작되어 실용화되기 시작하였으며, 오늘날과 같은 형태의 전열판 형상을 갖추게 된 것은 1950년대 후반에 빗살무늬(chvron) 형태 개념이 도입되면서부터이다. 판형 열교환기는 열교환기를 필요로 하는 식품산업뿐만 아니라 화학공업, 발전설비, 일반공업 등 거의 모든 산업 분야 전반에 걸쳐 광범위하게 응용되고 있으며

판형 열교환기를 사용하여 얻는 이점에 대해서는 Kerner et al.⁽¹⁾과 Williams⁽²⁾의 연구 등에서 그 성과가 잘 나타나 있다. 그러나 판형 열교환기는 높은 가스압력으로 인한 패키지의 누설, 냉매 중의 냉동유로 인한 가스켓의 부식, 판을 서로 누르기 위한 프레임 적용에 따른 제작원가의 상승 등으로 냉동공조용 응축기나 증발기로는 사용되지 못하였다. 그러나 산업기술의 발달과 더불어 판과 판을 진공건조로에서 용접(brazing)할 수 있는 기술의 개발로 내압성이 향상된 용접식 판형 열교환기(compact brazed plate heat exchanger)가 1990년대 개발되어 비로소 냉동시스템에 적용할 수 있는 길이 열리게 되었다. 본 연구에서 소개될 오블롱 셀 플레이트 열교환기는 전열판과 셀 구조물로 구성된 열교환기로서 판형 열교환기와 그 형태가 유사하며, 또한 셀 앤 튜브 열교환기의 고내압성을 동시에 갖추고 있어 이러한 장점으로 인해 앞으로 냉동·공조산업에서 이용 전망이 매우 높다고 할 수 있다. 그러나 오블롱 셀 플레이트 열교환기에 대한 연구는 거의 이루어지지 않은 상태이다.

CFC 및 HCFC 계열의 냉매가 지구의 오존층을 파괴시킨다는 사실이 밝혀짐에 따라 이로 인한 환경파괴를 방지하기 위해 CFC 계열 냉매의 사용을 규제하고 있으며, HCFC 계열 냉매의 사용도 규제될 전망이다. HCFC 계열의 냉매인 R-22 역시 21세기 초에는 생산 및 사용이 완전히 규제된다. 따라서 HCFC 계열 냉매에 대한 대체 가능성이 있는 냉매들이 현재 검토중이다. 현재 냉동·공조 시스템의 대체 냉매로 이미 상품화되고 있으며, 많은 실험이 이루어진 냉매 중에는 순수 냉매인 R-134a, 3성분 혼합냉매인 R-407C, 그리고 2성분 혼합냉매인 R-410A 등이 있다. 현재까지 대체냉매의 전열특성에 관한 연구는 주로 원형판이나 핀판, 그리고 마이크로 핀판 등에 한정되어 있었다. 대체냉매의 증발 열전달에 관한 연구로 Eckels and Pate⁽³⁾는 1991년 관내에서 증발과 응축이 일어나는 동안에 R-134a와 R-12에 대한 열전달계수를 실험적으로 구하였다. 관은 외경 9.52 mm, 길이가 3.66 m인 수평관을 사용하였고, 관내의 냉매는 관 주위를 흐르는 물에 의해서 가열 혹은 냉각되었다. 증발시험은 입출구 건도가 10~90%, 온도 5~15°C 범위에서 수행하였고, 질량유속은 125~400 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 까지 변화시켰다.

같은 열유속에서 R-134a에 대한 증발 및 응축 열전달계수가 R-12보다 높게 나타났으며, 특히 증발의 경우 35~45% 더 높게 나타났고, 응축시에는 25~35% 더 높게 나타났다고 보고하였다. Sami et al.⁽⁴⁾은 1992년 R-12와 R-134a의 흐름비등시 열전달 특성에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 그 결과 핵비등 영역에서는 열전달이 열유속에 의해서만 영향을 받고 강제대류비등에서는 열전달이 냉매의 유량에 지배적임을 밝혔다. Sami and Grell⁽⁵⁾은 R-410A는 R-22 다음으로 가장 높은 열전달계수를 가진다는 것과 다른 냉매보다 높은 유량에서 열전달계수의 두드러진 증가를 보였다고 발표했다. 판형 열교환기에서 대체냉매에 관한 연구로는 Yan et al.^(6,7)이 용접형 판형 열교환기에 대하여 냉매 R-134a를 사용하여 응축 및 증발에 관한 열전달 실험과 압력강하 실험을 수행하여 그 결과를 열전달계수 상관식과 마찰계수 상관식으로 제안하였다. 또한 Lin and Hsieh⁽⁸⁾는 chevron 각 60도의 판형 열교환기에서 냉매 R-410A를 사용하여 증발실험을 수행하여 그 결과를 발표하였다.

전술된 연구들을 살펴보면 판형 열교환기 내지는 이와 유사한 오블롱 셸 플레이트 열교환기에 대한 대체냉매들의 자료가 부족한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 냉동·공조 시스템에서 증발기로 사용되고 있는 오블롱 셸 플레이트 열교환

기의 설계자료를 확립하기 위해 대체냉매들의 증발전열성능을 실험적으로 연구하였다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구에 사용된 시험부(오블롱 셸 플레이트 열교환기) 전열판의 형상, 치수 및 제원은 Fig. 1과 Table 1에 각각 나타나 있다. 시험부는 전열판이 4장으로 외부의 치수나 형태는 모두 같고, 시험부 내에서 서로 반대 방향으로 주름이 교차되도록 되어 있다. 순환형식은 대향류 흐름이 되도록 구성하였다. 실험장치는 시험부, 냉매 및 수 순환회로, 온도 및 압력 측정, 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 구성되어 있다. Fig. 2와 Fig. 3은 오블롱 셸 플레이트 열교환기의 증발열전달 특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도 및 시험부 내부 순환형식을 나타내고 있다.

2.1 냉매 순환회로

냉매 순환회로는 냉매 순환펌프, 예열기(전기히터), 시험부, 과냉기, 스트레이너, 질량유량계, 드라이어, 필터, 리시버, 그리고 사이트글라스 등으로 구성되어 있다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 냉매는 냉매 순환펌프(TUTHILL, 마그네틱 기어펌프)에 의해 구동되며, 유량조절은 DC 모터에 의한 모터 회전수 조절로 하였다. 순환펌프를 통과한 냉매는 예열기에서 공급되는 열량에 의해 원하는 입구건도로 조절된다. 일정 건도로 조절된 냉매는 시험부의 판측으로 유입되어 셀측으로 흐르는 온수와 열교환 후 일부 증발하게 된다. 온수는 항온조를 사용하여 일정한 온도로 유지시킨

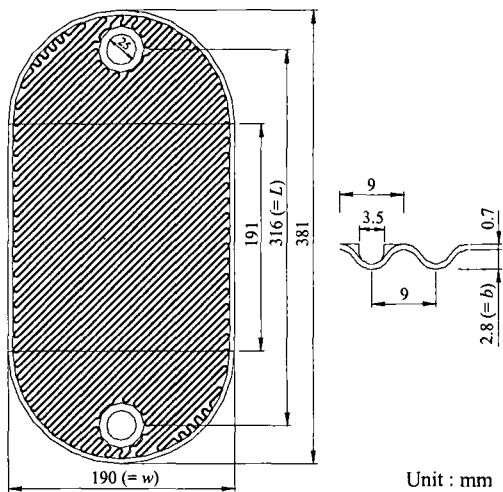


Fig. 1 Schematic diagram of heat transfer plate of oblong shell and plate heat exchanger.

Table 1 Configurations of oblong shell and plate heat exchanger

Plate material	SUS 304
Shell material	Steel
Plate length [m]	0.381
Port diameter [m]	0.025
Plate thickness [m]	0.0007
Working pressure [MPa]	Max. 10
Working temperature [°C]	-196~400
Surface per plate [m ²]	0.073
Chevron angle [°]	45

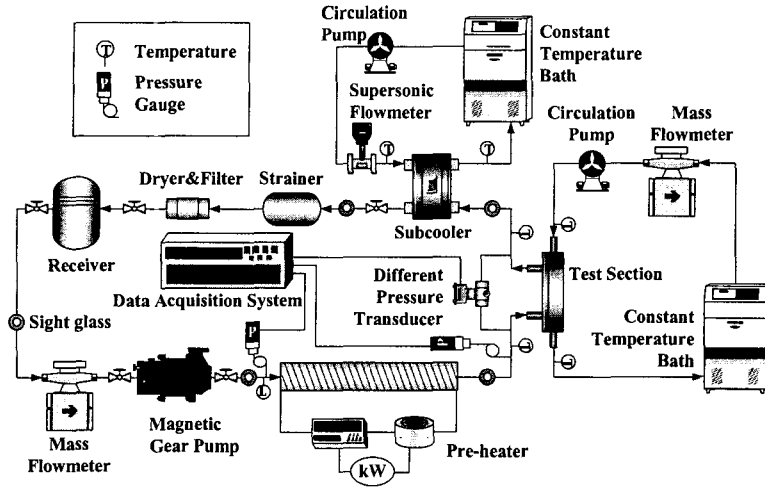


Fig. 2 Schematic diagram of two phase flow experimental system.

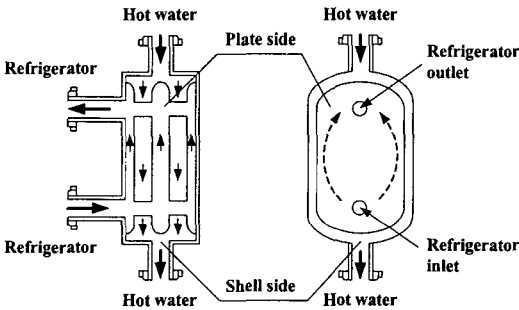


Fig. 3 Details of evaporation flow direction.

후 냉매와 열교환이 이루어지도록 하였다. 시험부를 통과한 냉매증기는 과냉기에서 응축된 후 스트레이너와 드라이어에서 이물질이 제거되어 리시버로 모인다. 리시버에 모인 냉매는 냉매 순환 펌프에 의해 상기와 같은 순서로 재순환된다. 냉매유량은 냉매 순환펌프와 리시버 사이에 설치된 질량유량계(Oval, accuracy $\pm 0.2\%$)에서 측정하였다.

2.2 수 순환회로

온수는 시험부용 항온조에서 수순환펌프에 의해 시험부의 셀측으로 흐른다. 시험부용 항온조는 200 L급으로 5kW 액침식 히터와 1RT급 냉동기를 설치하여 냉각 및 가열이 용이하도록 제작하였다. 또한 일정한 온도를 유지하기 위하여 디지털 온도제어기를 설치하였다. 시험부의 셀측

으로 들어가는 온수는 인버터에 의해 유량이 조절되며, 판측으로 흐르는 냉매와 열교환 후 항온조로 재유입된다. 이때 온수 입·출구에 온도센스를 설치하여 온도를 측정하였으며 온수유량은 순환펌프와 시험부 사이에 설치된 질량유량계(Oval, accuracy $\pm 0.2\%$)로 측정하였다.

과냉기용 항온조도 200 L급으로 시험부의 항온조와 유사하게 5kW 액침식 히터와 3RT급 냉동기를 설치하여 냉각 및 가열이 용이하도록 하였으며 유량조절을 위해 시험부 출구측에 밸브를 설치하였다. 과냉기로 흐르는 냉각수 또한 입·출구에 온도센스를 설치하여 온도를 측정하였으며, 냉각수 유량은 펌프와 과냉기 사이에 설치된 초음파 유량계(Controlotron, accuracy $\pm 1\%$)로 측정하였다.

2.3 계측기 및 데이터 취득

온도측정부위는 모두 7개소로 시험부 냉매 입·출구온도, 시험부 온수 입·출구온도, 예열기 전방의 냉매온도, 그리고 과냉기 입·출구온도 등이다. 온도는 모두 보정된 T-type 열전대를 사용하여 측정하였다. 압력 측정부위는 3개소로 두 곳의 절대압력과 시험부 전후의 차압을 측정하였다. 절대압력계(DRUCK, accuracy $\pm 0.25\%$) 중 하나는 시험부 전방에 설치하여 시험부 압력을 측정하였고, 다른 하나는 예열기 전방에 설치하여 과냉액의 압력을 측정하였다. 이 두 압력은 유동

Table 2 Test conditions

Refrigerant mass flux [kg/m ² s]	40~80
Heat flux [kW/m ²]	4~8
Saturation temperature [°C]	0~10

액이 과냉상태인지 포화상태인지를 확인하는 데 사용되었다. 냉매유량과 시험부의 온수유량은 질량유량계를 사용하였으며, 과냉기로 흐르는 냉각수유량은 초음파유량계로 측정하였다.

모든 데이터는 Fluke사의 NetDAQ 2640A를 사용하여 처리하였으며, PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 질량유속의 변화가 3% 이하, 열유속의 변화가 5% 이하, 냉매 포화온도 변화가 3% 이하인 정상상태 후 5분간 5초 간격으로 하였다.

2.4 실험방법

각 실험에서 시험부 압력(냉매 포화온도)은 예열기와 과냉기측의 냉각수 유량 및 온도를 조절하여 조건에 맞는 상태로 유지하였다. 그리고 예열기에서 전열량을 조절하여 시험부 입구의 냉매 증기건도를 원하는 값으로 조절하였다. 시험부에서의 열유속은 수 순환회로에서 온수의 유량과 온도를 변화시켜 조절하였다. Table 2는 본 실험에서의 실험조건들을 나타내고 있다.

3. 데이터 처리

수력학적 직경의 정의로부터, Shah et al.⁽⁹⁾은 판의 폭(w)이 채널의 간격(b)보다 훨씬 클 때 판형 열교환기의 수력학적 직경으로 채널 간격의 두 배를 제안하였다. 따라서 본 연구에서도 이와 같이 사용하였다.

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

$$\cong 2b = 0.0056 \text{ m} \quad w \gg b$$

시험부 입구조건을 조절하기 위하여 증발이 시작되는 지점의 냉매 건도를 먼저 결정하여야 한다. 예열기 출구 건도와 시험부 입구 건도는 같다고 볼 수 있으므로 예열기 출구측 건도를 시험부 입구측으로 사용하여 이를 바탕으로 시험부

출구측 건도를 계산하였다. 예열기에서 냉매로 전달된 열량은 과냉액에서 포화액까지의 현열(sensible heat)과 일정 건도까지의 잠열(latent heat)의 합으로 나타낼 수 있으며, 시험부 입구 건도는 예열기를 통과하는 에너지 평형식에 의해서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_p = Q_{sens} + Q_{lat} \quad (2)$$

$$Q_{sens} = \dot{m}_r c_{p,r} (T_{r,sat} - T_{r,p,i}) \quad (3)$$

$$Q_{lat} = \dot{m}_r i_{fg} x_i \quad (4)$$

위 식들로부터 냉매입구건도 x_i 는 다음과 같다.

$$x_i = \frac{1}{i_{fg}} \left[\frac{Q_p}{\dot{m}_r} - c_{p,r} (T_{r,sat} - T_{r,p,i}) \right] \quad (5)$$

여기서, Q_p 는 히터에서 냉매로 전달된 열량이다. 또한 시험부 출구건도는 앞에서 계산된 입구조건과 시험부를 통과하는 에너지 평형식으로부터 나타낼 수 있다.

$$\Delta x = \frac{Q_t}{\dot{m}_r i_{fg}} \quad (6)$$

여기서, Q_t 는 온수에서 시험부 냉매로 흡수된 열량으로 다음과 같다.

$$Q_t = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (7)$$

따라서 시험부에서의 평균 건도는 다음과 같다.

$$x_m = x_i + \frac{\Delta x}{2} \quad (8)$$

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

$$U = \frac{Q_t}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (9)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (10)$$

$$\Delta T_1 = T_{w,o} - T_{r,sat,i} \quad (11)$$

$$\Delta T_2 = T_{w,i} - T_{r,sat,o} \quad (12)$$

여기에서 A 는 판의 실제 주름진 표면을 차지하고 있는 열전달 면적이다.

오블롱 셀 플레이트 열교환기에서의 오염계수는 판형 열교환기와 유사하게 전체 열전달계수에 비해 매우 작으므로 무시될 수 있다. 그리고 일반적인 셀 앤 튜브 열교환기와는 달리 전열판 앞뒤의 전열면적이 동일하기 때문에 총괄 열전달계수와 냉매측 열전달계수, 물측 열전달계수는 다음과 같이 표현될 수 있다. 이것은 열저항의 역으로 계산된다. 즉,

$$U = \frac{1}{RA} = \frac{1}{\frac{1}{h_r} + R_{wall}A + \frac{1}{h_w}} \quad (13)$$

여기서 R_{wall} 은 벽의 전열저항이다. 따라서 오블롱 셀 플레이트 열교환기에서 각 냉매들의 유동에 대한 증발 열전달계수의 측정은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{h_r} = \frac{1}{U} - \frac{1}{h_w} - R_{wall}A \quad (14)$$

여기에서 셀층을 흐르는 물의 단상 열전달계수 h_w 는 수정된 Wilson plot 방법⁽¹⁰⁾을 사용하여 단상 열전달에서 구한 상관식으로 결정되며, 본 연구에서는 다음과 같이 구하였다.

$$Nu = 0.05 Re^{0.95} Pr^{1/3} \quad (15)$$

4. 실험결과 및 고찰

4.1 증발 열전달

본 연구에서는 오블롱 셀 플레이트 열교환기에 대한 냉매 R-134a, R-407C 및 R-410A의 증발 열전달 특성에 대하여 질량유속, 열유속, 그리고 냉매 포화온도의 영향을 냉매 건도에 따라 구하였다. 실험은 저건도에서 고건도로 진행되었으며, 질량유속 40~80 kg/m²s, 열유속 4~8 kW/m², 그리고 냉매 포화온도는 0~10℃로 하였다.

Fig. 4는 열유속 6 kW/m², 냉매 포화온도 10℃의 조건에서 순수냉매 R-134a와 3성분 및 2성분 혼합냉매 R-407C와 R-410A의 냉매 질량유속이 변화할 때 냉매 건도에 따른 증발 열전달계수의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 순수냉매 및 혼합냉매 모두 냉매 건도와 냉매 질량유속이 증가할수록 열전달계수가 증가하였다. 이는 고건도로 갈수록 강제대류에 의한 열전달이 우세하므로 질량유속으로 인한 냉매의 속도효과가 커졌기 때문이다. 즉, 증발과정에서 증기체적의 증가는 증기유동을 빠른 속도로 움직이게 한다. 이것은 유로에서 교대로 인접한 액막을 많은 양의 액적으로 만들어 액막을 감소시킨다. 즉, 건도가 증가할수록 빠른 기상의 속도에 의해 액막이 얇아져 액막의 대류 열저항이 감소하였기 때문이다. 또한 액막 두께의 감소와 질량유속의 증가로 인하여 열저항이 감소된 것 외에도 유로 내 난류도의 증가 또한 열전달계수의 상승 요인으로 생각되어진다. R-410A의 증발 열전달계수는 R-134a보다 6% 정도 높게 나타났다. 이는 R-410A의 점성이나 표면장력이 R-134a에 비해 작아 기체상과 액체상 사이의 표면과형의 변화가 심하여 열전달 메커니즘이 활성화될 가능성이 더 크며, 또한 액상의 열전도도가 크기 때문이라고

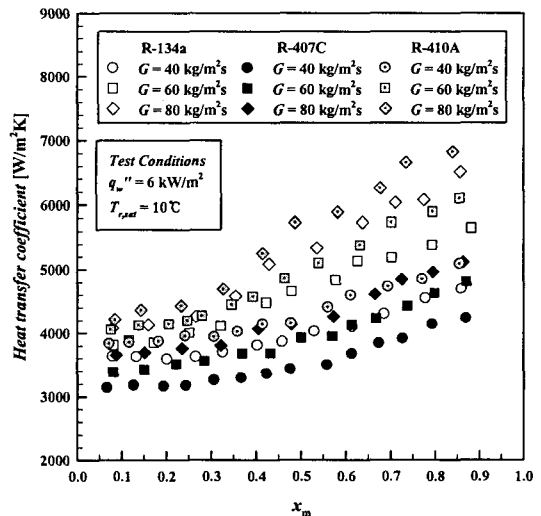


Fig. 4 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various mass fluxes at $q_w'' = 6 \text{ kW/m}^2$ and $T_{r,sat} = 10^\circ\text{C}$.

생각되어진다. 이에 비해 R-407C는 R-410A보다 20% 정도 열전달계수가 낮게 나타났다. 이는 R-407C와 R-410A는 그 성분 중에 R-32가 포함되어 있는데, R-32가 우수한 열역학적 물성을 가지

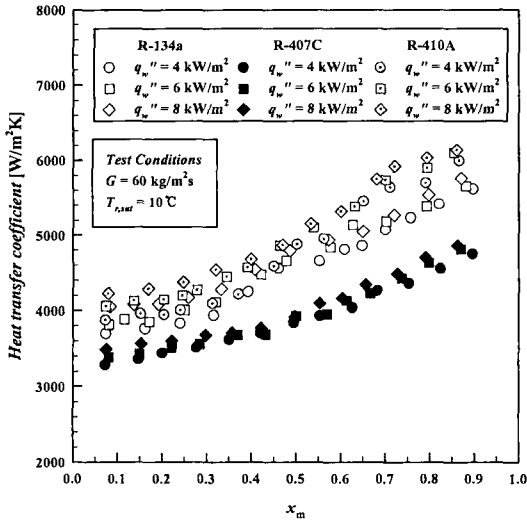


Fig. 5 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various heat fluxes at $G=60\text{ kg/m}^2\text{s}$ and $T_{r,sat}=10^\circ\text{C}$.

고 있고, R-410A에 비해 R-407C가 R-32의 성분비가 낮기 때문에 열전달계수가 낮은 것으로 생각되어진다.

종래의 연구에서는 일반적으로 냉매는 전열관을 감싼 전열선에 의해 전기로 가열되어 열유속은 고정되었다. 전기적으로 가열하는 경우 열유속은 최대 열전달계수를 전후하여 인위적으로 일정하게 할 수 있으므로 독립변수가 된다. 그러나 본 연구에서는 판 내의 냉매는 셀측을 대향류로 흐르는 온수에 의해 가열된다. 이 경우 열유속은 실험자에 의해 부과되는 독립변수가 될 수 없다. 여기서 열유속은 온수의 입구온도 조절과 총괄 열저항과 대수평균온도차에 의존하게 된다. 그러나 온수로 가열하는 것은 전기로 가열하는 것에 비해 논란은 있지만 실제 열교환기의 경우와 비슷하다.⁽¹¹⁾ Fig. 5는 질량유속 $60\text{ kg/m}^2\text{s}$, 냉매 포화온도 10°C 의 조건에서 냉매 건도에 따른 열유속의 영향을 나타내고 있다. 모든 냉매에 대하여 열유속의 변화는 0.4 이하의 저건도 영역에서는 열유속이 높을수록 열전달계수가 다소 증가하였으나, 건도가 증가할수록 냉매들의 열전달계수 증가는 거의 같은 경향을 나타내고 있다.

Fig. 6은 질량유속 $60\text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 6 kW/m^2 일 때, 냉매 건도에 따른 냉매 포화온도의 영향

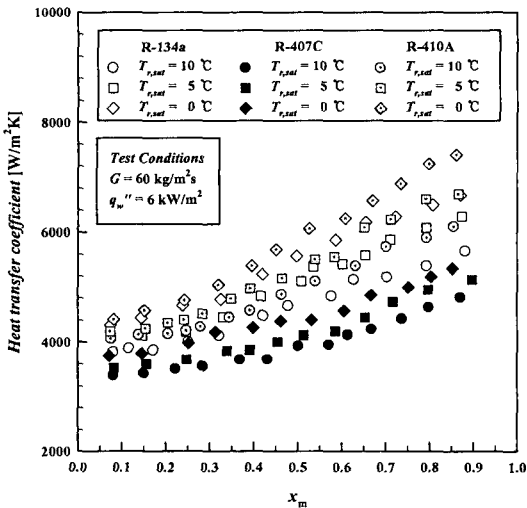


Fig. 6 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various saturation temperatures at $G=60\text{ kg/m}^2\text{s}$ and $q_w''=6\text{ kW/m}^2$.

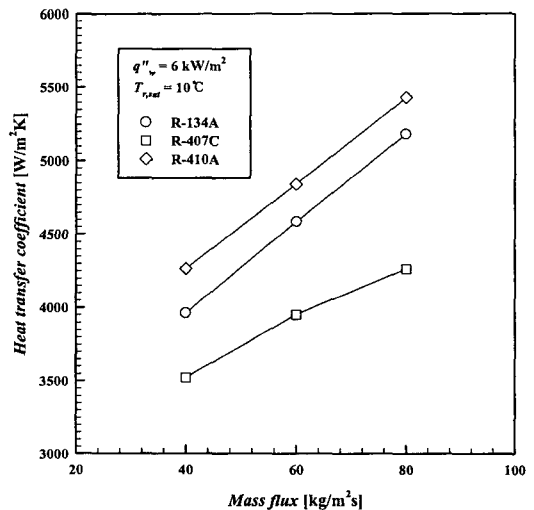


Fig. 7 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mass flux at $q_w''=6\text{ kW/m}^2$ and $T_{r,sat}=10^\circ\text{C}$.

을 나타내고 있다. 모든 냉매는 포화온도가 증가함에 따라 증발 열전달계수가 감소하였다. 이는 포화온도가 증가할수록 냉매증기의 비체적이 감소하고 이로 인해 증기속도가 감소하였기 때문이다.

Fig. 7은 열유속을 6 kW/m^2 , 냉매 포화온도를 10°C 로 하여 냉매들의 질량유속에 따른 평균 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 질량유속이 증가함에 따라 열전달계수는 선형적으로 증가하였으며, R-407C는 R-134a와 R-410A보다 열전달계수가 각각 14%, 20% 정도 낮게 나타났고, R-410A는 R-134a보다 약 6% 정도 높게 나타났다.

4.2 종래 증발 상관식과의 비교

종래의 증발 열전달계수를 예측하기 위해 제안된 상관식들 중 Gungor-Winterton⁽¹²⁾의 상관식과 본 연구에서 실시한 증발 열전달 실험조건과 가장 유사한 실험조건에서 제안된 Yan et al.⁽⁶⁾의 상관식을 본 실험결과와 비교·검토하였다.

4.2.1 Gungor-Winterton의 상관식

Gungor-Winterton 상관식은 수직·수평관 내에서 R-11, R-12, R-22, R-113, R-114, 에틸 알콜 등과 같은 할로겐화 탄소나 물 등의 작동유체로부터 얻은 비등 실험 결과를 바탕으로 개발된 식이다. Gungor-Winterton 상관식의 기본적인 형태는 아래와 같다.

$$h_{tp} = E \cdot h_l + S \cdot h_{pool} \quad (16)$$

h_{tp} 는 이상류 열전달계수이며, h_{pool} 은 아래의 식으로 구한다.

$$h_{pool} = 55 \left(\frac{p_{sat}}{p_{crit}} \right)^{0.12} \times \left[-0.4343 \ln \left(\frac{p_{sat}}{p_{crit}} \right)^{-0.55} \right] \times M^{-0.5} q^{0.67} \quad (17)$$

여기서 p_{crit} 은 임계압력 [kPa], M은 몰중량 [kg/kmol]이고 q 는 열유속 [kW/m^2]이다. 그리고 식 (16)에서 E는 강제대류 열전달 증대 요소로 Bo

와 Lockhart-Martinelli 변수(X_H)에 의존하는 상수이며 식(18)로 구한다. 그리고 억제계수 S는 식(19)로 계산한다.

$$E = 1 + 2.4 \times 10^4 \text{Bo}^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_H} \right)^{0.86} \quad (18)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 \text{Re}_l^{1.17}} \quad (19)$$

또한 Gungor-Winterton 상관식은 수평관과 $\text{Fr}_l < 0.05$ 인 유체에 대해 다음의 요소 E_2 와 S_2 를 제안하였다.

$$E_2 = \text{Fr}_l^{(0.1 - 2\text{Fr}_l)} \quad (20)$$

$$S_2 = \sqrt{\text{Fr}_l} \quad (21)$$

여기서, Fr_l 은 액체의 Froude 수이다.

$$\text{Fr}_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d_i} \quad (22)$$

4.2.2 Yan 등의 상관식

Yan 등은 R-134a를 작동유체로 한 판형 열교환기의 실험 결과를 바탕으로 다음과 같은 상관식을 제안하였다.

$$\left(\frac{h_r D_h}{k_l} \right) \text{Pr}_l^{-1/3} \text{Re}^{0.5} \text{Bo}_{eq}^{-0.3} = 1.926 \text{Re}_{eq} \quad (23)$$

for $2000 < \text{Re}_{eq} < 10000$

여기서 Re_{eq} 는 상당 Reynolds 수, Bo_{eq} 는 상당 Boiling 수, G_{eq} 는 상당 질량유속으로서 다음의 식들로 정의된다.

$$\text{Re}_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot D_h}{\mu_l} \quad (24)$$

$$\text{Bo}_{eq} = \frac{q_w''}{G_{eq} \cdot h_{fg}} \quad (25)$$

$$G_{eq} = G \left[(1 - x_m) + x_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad (26)$$

4.2.3 종래 증발 상관식과의 비교

Fig. 8은 실험결과와 Gungor-Winterton의 상관식을 비교한 것으로 전체적으로 오차가 많이 나고 있음을 알 수 있다. 상관식은 R-134a를 가장 과소 예측하였고, 다음으로 R-410A, R-407C 순서로 과소 예측하였다. 냉매별로는 R-134a의 경우가 실험결과와 약 250%의 오차를 보였고, R-407C의 경우 약 160%, 그리고 R-410A의 경우는 R-407C와 비슷하게 약 170%의 오차를 보였다.

Fig. 9는 실험결과와 Yan 등의 상관식을 비교한 것이다. Yan 등은 본 연구에서 사용된 열교환기와 유사한 형태인 판형 열교환기에서 R-134a를 사용하여 실험하였다. 건도 0~0.3 영역을 제

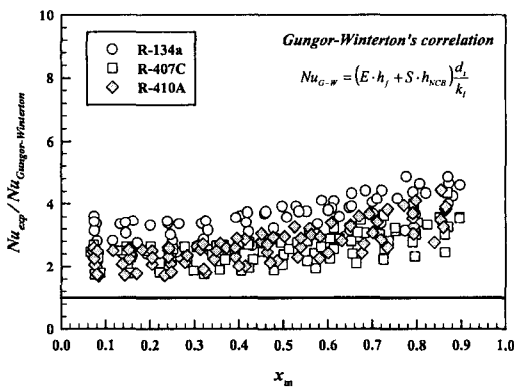


Fig. 8 Comparison of experimental Nu_{exp} and calculated Nu using Gungor-Winterton's correlation.

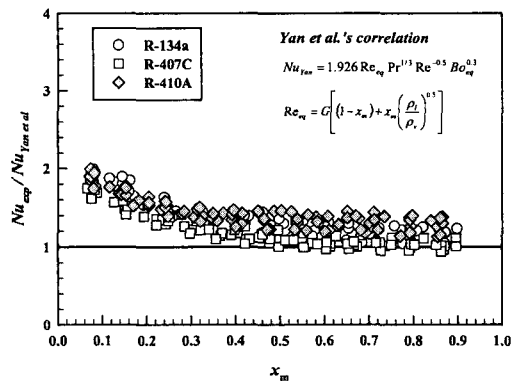


Fig. 9 Comparison of experimental Nu_{exp} and calculated Nu using Yan et al.'s correlation.

외하고는 전체적으로 실험결과와 좋은 일치치를 나타내고는 있지만 다소 낮게 예측하였다. 냉매별로 오차를 살펴보면 같은 작동유체인 R-134a의 경우 실험결과와 약 40% 정도의 오차를 나타내었고, R-407C의 경우는 약 20%, 그리고 R-410A의 경우는 약 45%의 오차를 나타내었다. 특히 R-407C의 경우 건도 0.4 이상에서는 Yan 등의 상관식과 거의 일치하였다. 그러나 Yan 등의 상관식을 본 연구에 수정 없이 적용하는 것에 대해서는 신중한 주의가 필요할 것으로 생각된다.

따라서 본 열교환기에 적합한 새로운 상관식의 필요성에 의해 Yan 등이 제안한 상관식을 기본으로 하여 본 실험에서 사용된 냉매 R-134a, R-407C, 그리고 R-410A를 모두 포함하며, 최대 30%의 오차를 가지는 증발 열전달 상관식을 다음과 같이 제안하였다.

$$Nu Pr_l^{-1/3} Re^{0.5} Bo^{-0.3} = 13.35 Re_{eq}^{0.81} \quad (27)$$

for $1700 < Re_{eq} < 13500$

Fig. 10은 본 실험결과와 새로 제안한 증발 상관식을 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 제안된 상관식은 실험결과와 최대오차가 30% 이내로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

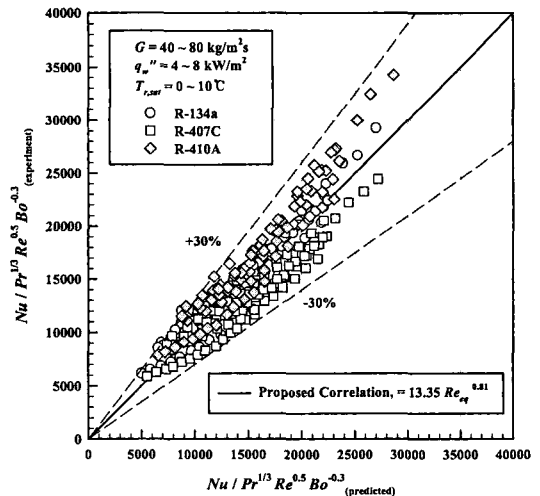


Fig. 10 Comparison of the proposed correlation for Nu with the present data.

5. 결 론

기존에 가장 많이 적용되고 있는 순수냉매 R-22의 대체냉매로 알려진 비공비 혼합냉매 R-407C와 유사공비 혼합냉매 R-410A, 그리고 저압 냉매 R-134a를 사용하여 오블롱 셀 플레이트 열교환기에 대한 증발 열전달 실험을 실시하였으며, 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모든 냉매의 증발 열전달계수는 냉매건도, 질량유속, 열유속이 증가함에 따라 증가하였으나, 이에 비해 냉매 포화온도는 감소할수록 증발 열전달계수는 증가하였다.

(2) 냉매의 평균 열전달계수는 질량유속이 증가함에 따라 선형적으로 증가하였으며, R-410A의 열전달계수가 가장 높았으며, 그 다음으로 R-134a, R-407C 순서였다.

(3) Yan 등의 상관식을 기본 형태로 하고, 본 실험에서 사용된 냉매들을 포함하며, 최대 30%의 오차를 가지는 증발 열전달 상관식을 제안하였다.

후 기

본 연구는 부경대학교 RRC 친환경 첨단 에너지연구센터의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- Kerner, J., Sjogren, S. and Svensson, L., 1987, Where plate exchangers offer advantages over shell-and-tube, *Power*, Vol. 131, pp. 53-58.
- Williams, B., 1996, Heat transfer savings on a plate, *Heating and Air Conditioning Journal*, Apt., pp. 29-31.
- Eckels, 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.
- Sami, S. M. and Duong, T. N., 1992, Two phase boiling characteristics of R-134a and R-12 in annuli of enhanced surface tubing, *Int. Comm. Heat & Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 203-214.
- Sami, S. M. and Grell, J., 1999, Heat transfer prediction of air-to-refrigerant two-phase flow boiling of alternatives to HCFC-22 inside air/ refrigerant enhanced surface tube, *Int. J. Energy Res.*, Vol. 24, pp. 349-363.
- Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1999, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *Transactions of the ASME*, Vol. 121, pp. 118-127.
- Yan, Y. Y., Lio, H. C. and Lin, T. F., 1999, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 993-1006.
- Lin, T. F. and Hsieh, Y. Y., 2002, Saturated flow Boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 1033-1044.
- Shah, R. K. and Wanniarachchi, A. S., 1992, Plate heat exchanger design theory, industrial heat exchangers, J. M. Buchlin, ed., Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.
- Farrell, P., Wert, K. and Webb, R., 1991, Heat transfer and friction characteristics of turbulent radiator tubes, *SAE Technical Paper Series*, No. 910197.
- Kattan, N., Thome, J. R. and Favrat, D., 1998, Flow Boiling in horizontal tubes: Part 2—New heat transfer data for five refrigerants, *Trans. ASME*, Vol. 120, pp. 148-155.
- Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, A general correlation for flow Boiling in tubes and annuli, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.