

## 판형열교환기의 세브론각에 따른 증발 열전달특성 및 압력강하에 대한 실험적 연구

김 윤 호\* · 이 규 정†  
(2001년 7월 19일 접수, 2001년 11월 15일 심사완료)

### An Experimental Study on Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop in Plated Heat Exchangers with Different Chevron Angles

Yoon-ho Kim and Kyu-jung Lee

**Key Words:** Plate Heat Exchanger(판형 열교환기), Evaporation Heat Transfer(증발 열전달), Pressure Drop(압력 강하), Chevron Angle(세브론각), R401A, R22

#### Abstract

Experiments on the evaporation heat transfer and pressure drop in the brazed type plate heat exchangers were performed using refrigerants R410A and R22. To investigate the geometric effect, plate heat exchangers with the same pitch and height but different 45°, 35° and 20° chevron angles are used. Tests were conducted for the ranges of the mass flux of refrigerant from 13 kg/m<sup>2</sup>s to 34 kg/m<sup>2</sup>s, the evaporation temperatures of 15°C, 10°C and 5°C, vapor quality from 0.15 to 0.95 and the heat flux from 2.5 kW/m<sup>2</sup> to 8.5 kW/m<sup>2</sup>. The evaporation heat transfer coefficients and pressure drops were measured. Most of flow patterns are in the churn flow regime and become close to the annular flow for increasing the mass flux and the vapor quality. The heat transfer coefficient increases with increasing the evaporation temperature at a given mass flux in all plate heat exchangers. Also, the pressure drop increases with increasing the mass flux and the quality and decreasing the evaporation temperature and the chevron angle.

———— 기호설명 ————	
$A$	: 전열면적 [m <sup>2</sup> ]
$C_p$	: 정압비열 [kJ/kgK]
$G$	: 질량유속 [kg/m <sup>2</sup> s]
$h$	: 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K]
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]
$Nu$	: Nusselt 수 [hD/k]
$\Delta P$	: Pressure drop [kPa]

$Pr$	: Prandtl 수 [ $\nu / \alpha$ ]
$q''$	: 열유속 [W/m <sup>2</sup> ]
$i_{fg}$	: 증발잠열 [J/kg]
$Q$	: 열전달량 [W]
$Re$	: Reynolds 수 [ $GD_h / \nu$ ]
$\Delta T$	: 온도차 [°C]
$U$	: 총합 열전달 계수 [W/m <sup>2</sup> K]
$D_h$	: 수력직경 [m]

#### 그리스문자

\* 회원, 고려대학교 대학원 기계공학과  
† 책임저자, 회원, 고려대학교 기계공학과  
E-mail : kjlee@korea.ac.kr  
TEL : (02)3290-3359 FAX : (02)928-9768

$\beta$	: 세브론 각 [chevron angle]
$\rho$	: 밀도 [kg/m <sup>3</sup> ]

하첨자

- in* : 입구
- o* : 출구
- LMTD* : 대수평균온도차
- r* : 냉매
- w* : 물
- p* : 예열기 [Pre-heater]
- m* : 평균값 [mean value]

1. 서 론

최근에 냉동 공조 산업분야에서 관심을 끌고 있는 고밀도 열교환기 중의 하나인 판형열교환기는 19C 중엽에 기본 이론이 발표되었고 Dr. Richard Seiman에 의해 1923년 실용화된 제품을 선보이게 되었다. 이후로 설계기술의 발달에 따라 세브론각도(chevron angle)를 최적상태로 변화시킴으로써 압력손실을 낮추고 열전달계수를 극대화하는 한편, 오늘날에는 용접식 판형열교환기 등 다양한 형태의 판형열교환기가 개발되고 있다. 이러한 발전에 힘입어 판형열교환기는 식품 산업, 화학 공업, 일반 공업 등 거의 모든 산업 분야에 걸쳐 다양하고 광범위하게 사용되고 있으며, 고효율 밀집 열교환기의 대표적인 형식으로 자리잡고 있다. 또한 지구온난화와 오존층 파괴의 주요 원인으로 꼽히는 CFC 및 HCFC 계열의 냉매를 규제함에 따라 새로운 대체냉매에 대한 환경친화적 시스템 개발과 판형열교환기(응축기, 증발기)의 열전달 성능 향상 및 압력손실을 줄여 고효율 시스템 개발 연구에 박차를 가하고 있다.

Buonopane<sup>(1)</sup>은 단상유동에서의 LMTD 해석방법을 이용하여 판형열교환기의 설계방법을 제시하였고 Cooper<sup>(2)</sup>는 판형열교환기와 관류형열교환기의 성능과 장단점을 비교하고 열전달계수와 마찰계수에 관한 식을 제시하였다. Kandlikar와 Shah<sup>(3)</sup>는 판형열교환기의 유로의 숫자와 배열의 방법과 흐름의 영향에 대하여 온도효율의 용량률비와 NTU의 향으로 표시하였다. Bogaert와 Boles<sup>(4)</sup>은 용접형 판형열교환기에 대하여 작동유체를 물과 미네랄 오일을 적용하여 수력직경을

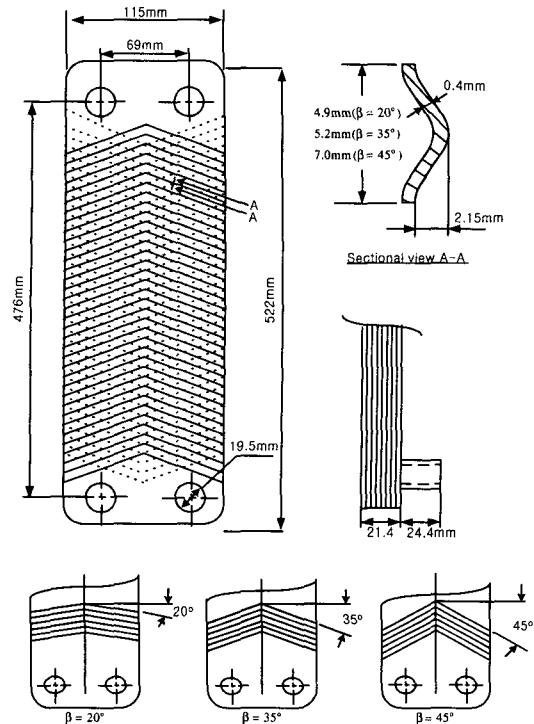


Fig. 1 A detailed schematic diagram of the test section

기준으로 한 층류와 난류 영역에서의 유동특성을 확인하였다. 최근에는 Holger<sup>(5)</sup>가 세브론 타입의 판형열교환기 성능을 예측하기 위해 이론적으로 접근을 하였으며, 마찰계수, 각도, 레이놀즈에 대하여 열전달계수 방정식을 제시하였다. Muley와 Manglik<sup>(6)</sup>는 세브론각이 30°, 60°일 때와 30°와 60°를 혼합한 전열판을 이용하여 난류일 때의 열전달계수와 압력강하에 대한 실험적 연구를 수행하였다. Yan 등<sup>(7,8)</sup>은 대체냉매 R134A를 이용하여 세브론각이 60°(sine shape)인 판형열교환기의 증발과 응축시의 열전달 및 압력강하 특성을 건도에 따라 실험을 하였고 상관식을 제시하였다. Kim과 Lee<sup>(9)</sup>은 R22에 대해 세브론각 45°, 35°, 20°일 때의 증발용 판형 열교환기를 이용하여 실험을 하였고 열전달 및 압력강하에 대한 상관식을 제시하였다. 이와 같이 판형열교환기에 대한 연구는 액체 대 액체의 열교환에 제한되었으며 특히 작동 유체를 대체 냉매로 적용한 연구, 용접형 판형열교환기에 대한 연구는 미비한 실정이다.

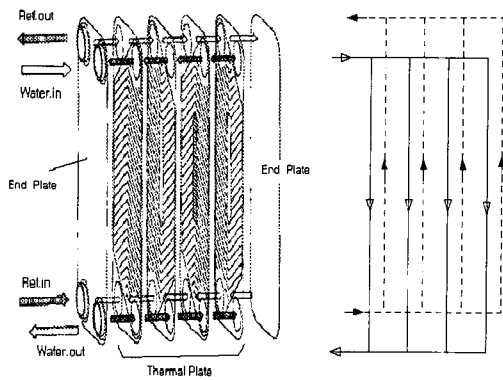


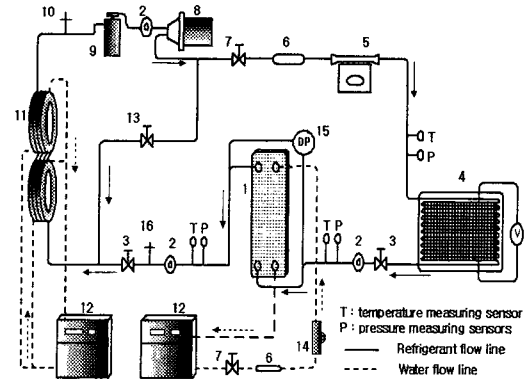
Fig. 2 Details of flow pattern

본 연구는 세브론각 45°, 35°, 20°에 대해 R22와 대체냉매 R410A를 적용한 용접형 판형열교환기에 대하여 질량유속, 열유속, 건도등을 변화시키며 증발열전달 특성 및 압력 강하 특성을 실험적으로 수행하였다. 또한 실험결과를 관유동에서 제시된 기존의 상관관계식과의 비교를 통해 판형열교환기 설계에 따른 기초자료를 제시하고자 한다.

## 2. 시험부

Fig. 1은 본 실험에서 사용한 시험부인 판형열교환기의 상세도를 나타내었다. 용접형 판형열교환기는 세브론각이 세 종류인 45°, 35°, 20°일 때의 모델로 외부치수와 형태는 동일한 사양이다.

Fig. 2는 본 실험에서 판형열교환기의 구조와 시험부내에서의 냉매와 가열수의 흐름을 나타내었다. 판형열교환기는 독일 GEA-ECOFLEX사가 제작한 H25-6, M25-6, L25-6을 실험모델로 선정하였으며 시험부는 냉매와 가열수가 교대로 흐르는 전열판(thermal plate) 4장과 양쪽 끝에 압력을 지지하기 위한 보강판(end plate) 2장으로 구성되었으며 냉매는 전열판 사이로만 흐르며 열전달을 한다. 증발시 판형열교환기의 경우 냉매는 아래쪽 포트에서 유입되어 증발되면서 위쪽 포트로 나가게 되며 가열수는 반대로 위쪽 포트에 유입되어 열량을 가하면서 아래쪽 포트에 나가게 되는 대향류식 열교환기이다.



1. Plate heat exchanger	9. Liquid receiver
2. Sight glass	10. Charging port
3. On-off valve	11. Double-pipe heat exchanger
4. Pre heater	12. Chiller
5. Mass flowmeter	13. By pass valve
6. Filter & dryer	14. Volumetric flowmeter
7. Check valve	15. Differential pressure transducer
8. Magnetic gear pump	16. Discharge port

Fig. 3 A schematic diagram of the experimental system

## 3. 실험장치 및 방법

### 3.1 실험 장치

Fig. 3은 본 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 크게 냉매 순환부와 가열수 순환부로 구성되어진다. 냉매 순환부에서 냉매는 수액기에서 액상으로 충전된 후 마그네틱 기어펌프의 회전수 제어에 의해 구동되며, 유량조절 밸브를 통해 질량유량계로 들어간다. 질량유량계에서 측정된 냉매액은 전압으로 가열하는 예열기에서 가열되어 일정 건도로 조절된다. 예열기에서 나온 냉매증기는 시험부인 판형열교환기를 통하여 증발된 후 항온조의 차가운 물에 의해 이중관식 열교환기에서 과냉된다. 과냉 냉매는 수액기에 재충되어 위 과정을 반복하여 순환한다. 항온조에 의해 온도 및 유량이 제어된 가열수는 시험부에서 냉매의 일정 증발열을 가할 수 있도록 하였다 또한 외부와의 열교환을 차단하기 위해서 전구간에 걸쳐서 단열처리를 하였다. 시험부의 압력손실을 구하기 위해 양끝단에 차압계를 설치하였으며 온도는 열전대로 측정하고 모든 결과는 데이터로거에 저장되어진다.

### 3.2 실험 범위

냉매 R22와 대체냉매 R410A의 이상 상태에서 증발 성능 및 압력강하를 구하기 위해 냉매의 평균 건도를 0.15에서 0.95까지 변화시켜가며 실험을 수행하였다. 증발 열유속 5.5 kW/m<sup>2</sup> 조건하에서 질량유속, 세브론각 및 증발온도를 변화시켜가며 실험을 수행하였다. 또한 열유속에 대한 영향을 알아보기 위하여 증발온도 15°C, 질량유속 27 kg/m<sup>2</sup>s일 때 세브론각에 따른 열유속을 2.5 kW/m<sup>2</sup>, 5.5 kW/m<sup>2</sup>, 8.5 kW/m<sup>2</sup>로 변화를 주면서 측정하였다. R22 실험은 기존 실험의 경향 비교 및 R410A 실험의 결과 비교를 위하여 세브론각이 45°, 35°, 20°, 증발온도 15°C를 기준으로 하여 질량유속을 14~27 kg/m<sup>2</sup>s로 변화시키면서 실험을 수행하였다. R410A 실험은 세브론각 45°, 35°, 20°의 판에 증발온도 5°C, 10°C, 15°C에서 질량유속을 14~34 kg/m<sup>2</sup>로 변화시키면서 실험을 수행하였다. Table 1은 본 실험에서 수행한 실험범위를 나타낸다.

### 3.3 실험결과 처리 방법

시험부에서 가해지는 열전달량은 시험부 입구 및 출구의 물측 온도를 측정하여 식 (1)에 의해 결정된다.

$$Q_w = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,o}) \quad (1)$$

시험부 입구의 냉매 건도  $x_{in}$ 은 예열기에서 냉매로 전달된 열량으로 현열(sensible heat)과 잠열(latent heat)의 합으로 나타낼 수 있다.

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

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

Table 1 Operating conditions

Refrigerant	R22	R410A
Plate Heat exchangers (chevron angle)	20°, 35°, 45°	
Evaporation Temperature(°C)	15	5, 10, 15
Mass flux(kg/m <sup>2</sup> s)	14,20,27	14,20,27,34
Heat flux(kW/m <sup>2</sup> )	2.5, 5.5, 8.5	
Vapor quality	0.15~0.95	

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

위 식으로부터  $x_{in}$ 은 다음과 같다.

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

시험부를 지나는 동안의 건도 변화는 다음과 같다.

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

총합 열전달계수는 대수평균온도차(LMTD) 방법에 의해 식 (10)으로부터 결정된다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (7)$$

$$\Delta T_1 = T_{w,in} - T_{r,o} \quad (8)$$

$$\Delta T_2 = T_{w,o} - T_{r,in} \quad (9)$$

$$U = \frac{Q}{A \Delta T_{LMTD}} \quad (10)$$

비교적 작은 열전도항을 무시하면 냉매측 열전달 계수는 식 (11)에서 계산된다.

$$\frac{1}{h_r} = \frac{1}{U} - \frac{1}{h_w} \quad (11)$$

Table 2 Parameters and estimated uncertainty

Parameters	Uncertainty
Temperature, T(°C)	±0.2
ΔT(°C)	±0.3
Pressure, P(MPa)	±0.005
Pressure drop, ΔP(Pa)	±250
Water flow rate, ( $\dot{m}_w$ )	±2
Mass flux of refrigerant, G(%)	±0.5
Heat flux of test section, $q_w''$ (%)	±6.1
Heat transfer rate of pre-evaporator, $Q_{w,p}$ (%)	±5
Vapor quality, x	±0.05
Water heat transfer coefficients, $h_w$	±10.1
R410/R22 evaporation heat transfer coefficients, $h_r$	±11.5

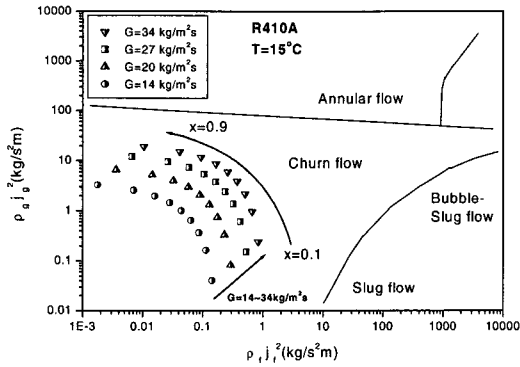


Fig. 4 The present data plotted in Hewitt & Robert<sup>(11)</sup> flow regime map

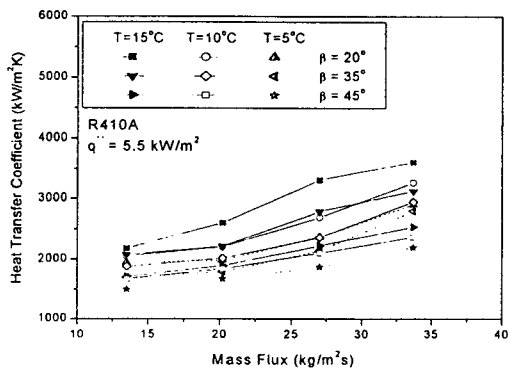


Fig. 5 Effect of mass flux on evaporation heat transfer coefficient at the different chevron angles

물측 열전달계수( $h_w$ )는 관형 열교환기의 물대 물 실험을 수행하여 구한다. 물대물 실험으로부터 최소 자승법과 다중회귀분석법을 이용하여, 물측 열전달계수의 상관식을  $Re$ ,  $Pr$ , 세브론각  $\beta$ 의 함수로 식 (12)와 같이 구하였다.

$$h_w = 0.295 \left( \frac{k_w}{D_h} \right) Re^{0.64} Pr^{0.32} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)^{0.09} \quad (12)$$

여기서  $200 < Re < 700$ ,  $\beta$ 는 단위는 라디안이다.

### 3.4 불확실도 해석

실험 결과에 대한 불확실성은 Kline과 MaClintock<sup>(10)</sup>가 제안한 오차해석 공식에 의거하여 수행하였다. 본 실험에 대한 불확실도 해석의 상세한 결과는 Table 2에 나타내었다.

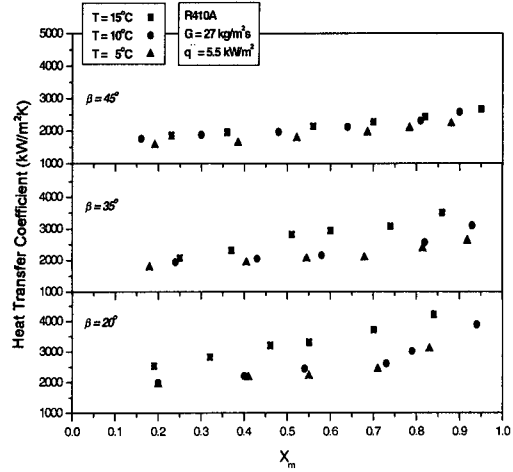


Fig. 6 Effect of quality on evaporation heat transfer coefficient at the different chevron angles

## 4. 실험결과 및 고찰

### 4.1 유동 양식

본 실험 영역에서의 관형열교환기 시험부 내 유동양식을 Hewitt와 Robert<sup>(11)</sup>가 제시한 수직 상향 동향 이상 유동양식 선도를 이용하여 Fig. 4에 나타내어 보았다. 관형 열교환기의 경우 증발시 수직 상향유동으로서 가로측은 액체의 운동량속 (momentum flux,  $\rho_f j_f^2$ ), 세로측은 기체의 운동량속( $\rho_g j_g^2$ )으로 R410A의 경우 증발온도 15°C, 질량유속이 14~34 kg/m<sup>2</sup>s일 때의 유동양식은 처언류(Churn flow)를 보여주고 있다. 질량유속이 클수록 고건도 영역으로 갈수록 처언류(Churn flow)에서 환상류(Annular flow)로 흐르는 유동 형태를 예측할 수 있다. 그러나, 시험부의 내부는 복잡한 형상을 이루고 있고 세브론각에 따른 변화도 있으므로 유동양식 또한 단순 관내의 유동과 다른 변화가 있으리라 예상되어지며 이에 따른 연구가 수행되어야 한다.

### 4.2 증발 열전달 특성

일정 열유속(=5.5 kW/m<sup>2</sup>)하에 세브론각 45°, 35°, 20°에 대하여 질량 유속과 냉매 건도에 따른 평균 열전달계수의 변화를 Fig. 5~6에 나타내었다.

Fig. 5는 질량 유속 14~34 kg/m<sup>2</sup>s 범위에서

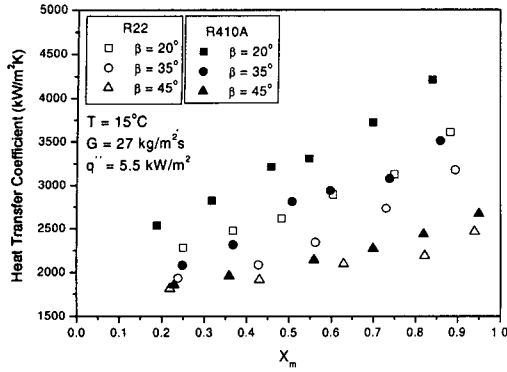


Fig. 7 Comparison of heat transfer coefficient between R22 and R410A

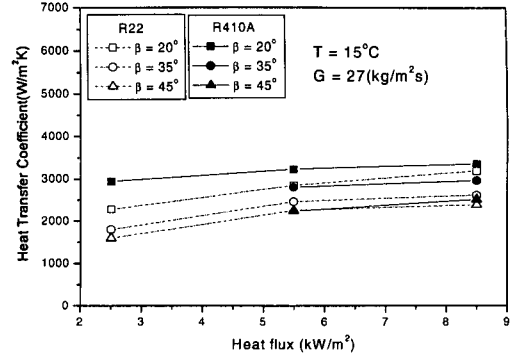


Fig. 9 Effect of heat flux on evaporation heat transfer coefficient

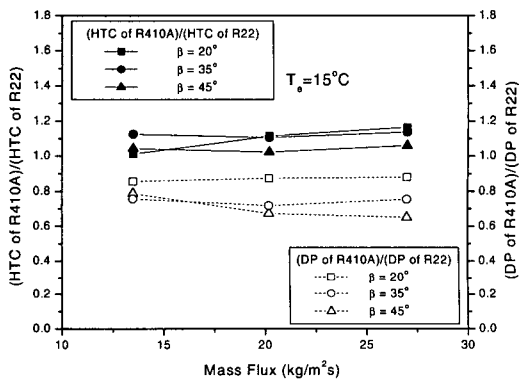


Fig. 8 Evaporation heat transfer coefficient ratio and pressure drop ratio(R410A/R22)

R410A의 평균 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. 세브론각 45°, 35°, 20°에서 증발온도 15°C, 10°C, 5°C에 따른 영향을 보여주고 있으며 세브론각과 증발온도에 상관없이 질량 유속이 증가함에 따라 평균 열전달계수가 증가하는 경향을 보여준다. 세브론각이 감소함에 따라 열전달계수의 향상 정도가 크게 나타났으며, 이는 세브론각이 감소함에 따라 유동 점수길이가 길어져 열전달면적의 증가가 이루어진다. 본 실험 범위에서 계산된 레이놀즈는 400이하이나 좁은 유로내에서 점점축에 의한 내부 돌기와 주름판의 영향으로 소용돌이 현상이 활발하게 이루어지며 난류발생의 축진이 이루어진다. 증발온도가 높아질수록 열전달계수의 증가도 크게 나타났으며 이는 증발온도가 높을수록 냉매의 밀도가 작아지게 되고 일정 질량

유량에서 냉매의 유속이 빨라지게 되어 열전달이 촉진되어진다.

Fig. 6은 질량 유속이 27 kg/m<sup>2</sup>s일 때 세브론각 45°, 35°, 20°에서의 증발온도 15°C, 10°C, 5°C와 건도에 따른 열전달계수의 변화를 나타내었다. 저건도영역에서 고건도영역으로 갈수록 열전달계수는 증가함을 보였고 증발 온도가 증가할수록 세브론각이 작을수록 열전달계수는 증가하였다. 또한 증발 온도가 15°C일 때와 세브론각 20°일 때의 고건도영역에서의 열전달계수는 월등히 크게 나타났다. 이는 증발에 의해 생성된 기상 유속이 증가하고 대류비동이 열전달에 미치는 영향이 우세해지고 세브론각이 작을수록 유동 점수길이의 증가와 전열판의 주름의 영향으로 냉매의 난류형성을 촉진시킨다.

Fig. 7은 증발 온도 15°C, 질량유속 27 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5.5 kW/m<sup>2</sup>에서의 R22와 R410A에 대하여 건도와 세브론각에 따른 열전달계수를 비교하여 나타내었다. 세브론각이 작을수록 R410A의 증발 열전달계수가 R22보다 크게 나타났으며 저건도영역에서 고건도 영역으로 갈수록 증가폭이 커짐을 볼 수 있다. R410A의 점성이나 표면장력이 R22에 비해 작아 기체상과 액체상 사이의 표면 파형의 변화가 심하며 또한 세브론각에 따른 내부 유동의 변화를 촉진시킴으로서 열전달의 메카니즘이 활성화될 가능성이 더 크며 액상의 열전달계수가 더 크기 때문에 R410A는 R22보다 큰 열전달계수를 가진다.

Fig. 8은 증발온도 15°C에서의 질량유속에 대

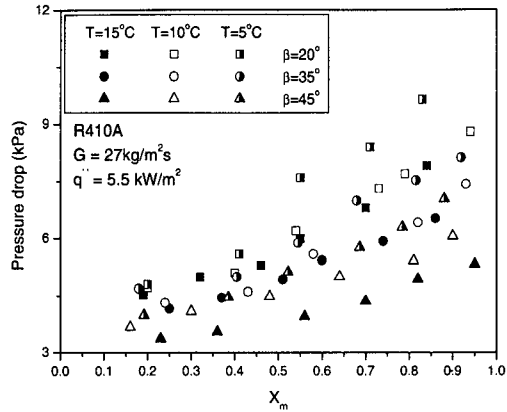


Fig. 10 Variation of evaporation pressure drop with quality for R410A

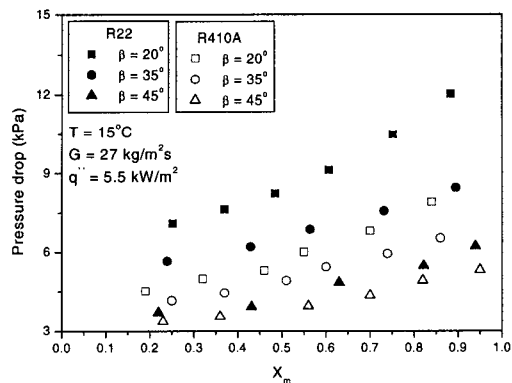


Fig. 11 Comparison of average pressure drop between R410A and R22

한 R410A와 R22의 평균열전달계수의 비를 보여 준다. 질량유속에 따른 R410A와 R22의 열전달계수비는 세브론각 45°, 35°에서는 일정한 수준(1~1.1)을 유지함을 보여주나 20°에서는 질량유속이 증가할수록 R410A가 R22보다 전열능력이 좋아짐을 보여주고 있다.

열유속과 세브론각의 변화에 따른 평균 증발열전달계수의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 증발 온도 15°C, 질량 유속이 27 kg/m<sup>2</sup>s으로 일정한 상태에서 열유속 2.5~8.5 kW/m<sup>2</sup>으로 변화시키면서 R410A와 R22를 비교하였다. R410A, R22 모두 주어진 세브론각에 대해 열유속이 증가할수록 평균 증발열전달계수는 증가폭이 크게 나타나지 않았다. 이는 열유속이 증가하면서 저건도 영역에

서의 핵비등이 촉진되는 효과와 고건도 영역에서는 핵비등이 억제되고 대류에 의한 증발열전달이 지배적인 요인으로 작용하기 때문에 열유속이 유동에 큰 영향을 주지 않는다.

### 4.3 압력강하 특성

Fig. 10은 R410A에 대하여 일정한 질량유속(27 kg/m<sup>2</sup>s)과 열유속(5.5kW/m<sup>2</sup>)이 가해질 때, 건도, 세브론각, 증발 온도에 따른 압력강하량을 보여 주고 있다. 세브론각이 작을수록 유동 점수길이의 증가와 전열관의 주름의 영향으로 냉매의 유동저항이 커지기 때문에 압력강하량이 커짐을 볼 수 있고 고건도 영역으로 갈수록 기체상의 속도의 증가로 인해 저건도보다 압력강하량의 증가폭이 크게 증가하였다. 또한 증발 온도가 낮을수록 압력강하량의 상승폭도 크게 나타났다. 이는 증발 온도의 감소에 따라 이상상태에서 액상의 점성계수의 증가와 기상의 비체적의 증가로 인해 압력강하량은 증가하게 된다.

Fig. 11은 열유속(5.5 kW/m<sup>2</sup>), 질량유속(27kg/m<sup>2</sup>s), 증발 온도(15°C)를 일정하게 유지하게 하고 세브론각, 건도, 냉매에 따른 압력강하량을 나타내었다. R22는 R410A에 비해 세브론각이 작을수록 압력강하량의 증가폭이 크게 나타났다. 특히 R22의 세브론각 35°, 20°에서의 압력강하량은 R410A보다 약 25~60%정도 높게 나타났다. 이는 2상유동에서의 압력강하량은 액상과 기상의 속도변화에 의한 마찰저항이 큰 값을 가지고 관형열교환기 내에서의 세브론각의 변화에 유동저항의 영향이 더해져 압력강하량의 상승폭이 커지게 된다. 또한 Fig. 8에서 질량유속의 변화에 따른 R22와 R410A의 압력강하량비를 통해서도 R22의 압력강하량의 증가 정도가 커짐을 알 수 있다. R22는 R410A에 비하여 액체의 점성계수가 크고 기체의 밀도가 작기 때문에 질량 유속이 증가할수록 압력강하량의 증가량도 크다는 것을 알 수 있다.

### 4.4 실험결과와 기존 상관식과의 비교

Fig. 12은 질량유속 27 kg/m<sup>2</sup>s, 증발온도 15°C, 세브론각 20°일 때의 R410A와 R22의 건도에 따른 실험 결과와 Bennett 등,<sup>(12)</sup> Shrock과 Grossman,<sup>(13)</sup> Yan과 Lin,<sup>(8)</sup> Gungor와 Winterton,<sup>(14)</sup> Kandlikar<sup>(15)</sup>의 증발 열전달 상관식과 비교하여

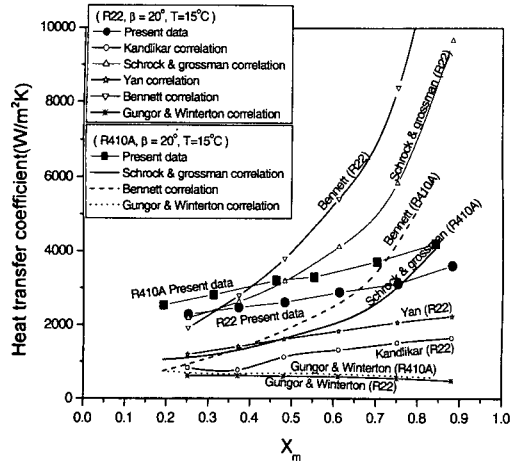


Fig. 12 Comparison of the present data with previous heat transfer correlations

나타내었다. Benett 등,<sup>(12)</sup> Shrock과 Grossman<sup>(13)</sup>의 상관식의 경우 R410A와 R22에 대해 건도가 증가할수록 높게 예측되었으며, 저건도 영역에서 낮게 예측되어졌다. Gungor와 Winterton,<sup>(14)</sup> Kandlikar,<sup>(15)</sup> Yan과 Lin<sup>(8)</sup>의 상관식의 경우 전영역에서 낮게 예측되어졌다. 기존의 상관관계식의 비교시 상당한 오차를 보이는데 Benett 등,<sup>(12)</sup> Shrock과 Grossman,<sup>(13)</sup> Gungor와 Winterton<sup>(14)</sup>의 상관관계식은 작동유체는 물로 실험한 경우이고 수직관 튜브에 관한 증발열전달이므로 판형열교환기에 적용하기에는 무리가 있음을 보여준다. 최근에 수직 및 수평관에 대하여 다양한 작동유체를 이용하여 폭넓은 실험을 한 Kandlikar<sup>(15)</sup>의 상관식과 판형열교환기와 냉매 R134A를 이용한 Yan과 Lin<sup>(8)</sup>의 상관식의 경우 낮게 예측되었지만 비슷한 경향을 보여주고 있는데 이는 본 실험의 시험부내의 작동유체나 형상(세브론각) 및 실험 범위가 다르기 때문에 생기는 오차로 보인다. 그러나 판형열교환기는 증발일 경우 수직상향유동이고 내부의 기하학적인 형상이 복잡하고 또한 전열관의 적층수와 면적, 세브론각의 형태가 다양하기 때문에 이에 대한 많은 연구와 실험을 통한 새로운 상관식을 적용해야 한다.

## 5. 결론

본 연구에서는 세브론각 20°, 35°, 45°의 세가지 모델에 대한 판형열교환기에서 열유속 2.5~8.5 kW/m<sup>2</sup>, 질량유속 14~34 kg/m<sup>2</sup>s, 증발온도 5~15°C일 때 건도 0.15~0.95까지 변화시켜가면서 R22와 R410A에 대하여 증발 열전달계수와 압력강하량을 측정하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 실험에서 판형열교환기는 수직상향유동으로 일반적인 유동양식은 R410A에서 질량유속 14~34 kg/m<sup>2</sup>s, 증발 온도 15°C일 때 모든 영역에서 처언류를 나타내었다.

(2) 질량유속이 증가할수록, 세브론각이 감소할수록 평균 증발 열전달계수와 압력강하는 증가하였고 증발 온도가 감소할수록 증발 열전달계수는 감소, 압력강하는 증가하였다.

(3) 건도에 따른 영향은 세브론각이 작을수록, 증발 온도가 높을수록 고건도 영역이 저건도 건도보다 증발 열전달계수의 증가폭이 크다. 압력강하량은 증발온도가 낮을수록, 세브론각이 작을수록 고건도 영역에서 크게 증가하였다.

(4) 열유속이 증가할수록, 세브론각이 작을수록 증발 열전달계수는 증가함을 보여주었고 있으나 큰 증가폭을 보이지 않았다.

(5) R410A의 증발 열전달계수는 세브론각이 작을수록, 건도가 증가할수록 R22에 비해 크게 나타났다. 압력강하량은 세브론각이 작을수록, 고건도 영역일수록 증가정도가 R410A에 비해 R22가 월등히 증가하였다.

(6) 본 실험 결과와 기존의 증발 열전달 상관식을 제시한 Benett 등,<sup>(12)</sup> Shrock과 Grossman,<sup>(13)</sup> Gungor와 Winterton<sup>(14)</sup>과 비교하여 상당한 오차를 보였으며 최근에 Kandlikar<sup>(15)</sup>가 폭넓은 실험을 통한 증발 열전달 상관식을 제시하였고, R134A를 이용하여 판형열교환기에 대해 실험을 한 Yan과 Lin<sup>(8)</sup>이 제시한 상관식은 낮게 예측되었지만 비슷한 경향을 보여주고 있다.

## 후 기

본 논문은 1997년도 한국학술진흥재단 지원하



에 '열펌프용 고효율 열교환기 설계기술 연구(KRF-97-005-E00198)'로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Buonopane, R. A., Troupe. R. A. and Morgan J. C., 1963, "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers," *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 59, No. 7, pp. 57~61.
- (2) Cooper, A. and Usher, J.D., 1983, *Heat Exchanger Design Handbook*, Chap. 3.7, Hemisphere publishing, New York.
- (3) 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.
- (4) Bogaert, R. and Boles, 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.
- (5) Holger Martin, 1996, "A Theoretical Approach to Predict the Performance of Chevron-type Plate Heat Exchangers," *Chemical Engineering and Processing* 35, pp. 301~310.
- (6) 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 Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 110~117.
- (7) 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* 42, pp. 993~1006.
- (8) Yan, Y.Y., Lin, T.F., 1999, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R134A in a Plate Heat Exchanger," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 118~126.
- (9) Kim, Y.S. and Lee. J.H., 1998, "An Experimental Study on Evaporation Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Plate Heat Exchanger," *SAREC* pp. 746~751.
- (10) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments," *Mech. Eng.* Vol. 75, No. 1, pp. 3~12.
- (11) Hewitt, G. F., and Roberts, D. N., 1969, "Studies of Two-Phase Flow Patterns by Simultaneous Flash and X-Ray Phtography." AERE-M2159.
- (12) Bennett, J. A. R., Collier, R. J. G., Pratt H. R. C and Thornton J. D., 1961, "Heat Transfer to Two-Phase Gas-liquid Systems-part1," *Trans. Instn. Chem. Engrs.* (London), 3(1961)113.
- (13) Schrock V. E. and Grossman 1962, "Fluid Convection Boiling in Tubes," *Nuclear Science and Engineering*, Vol. 12, No. 4, pp. 471~481.
- (14) Gungor K. E. and Winterton R. H. S., 1986, "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 351~358.
- (15) Kandlikar S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes," *Journal of heat transfer*, Vol. 112, pp. 219~228.