

## 판형 열교환기의 세브론각에 따른 응축열전달 및 압력강하 실험

김 윤 호, 한 동 혁, 이 규 정\*

고려대학교 기계공학과 대학원, \*고려대학교 기계공학과

### Experiments on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers with Different Chevron Angles

Yoon-Ho Kim, Dong-Hyouck Han, Kyu-Jung Lee\*

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received June 23, 2001; revision received September 28, 2001)

**ABSTRACT:** Experiments on the condensation heat transfer and pressure drop in the brazed type plate heat exchangers are performed with refrigerants R410A/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. Varying the mass flux of refrigerant (13~34 kg/m<sup>2</sup>s), the condensing temperatures (20°C and 30°C) and the vapor quality (from 0.9 to 0.15) at the same constant heat flux (5 kW/m<sup>2</sup>), the condensation heat transfer coefficients and pressure drops are measured. The heat transfer coefficients decrease slightly with increasing the condensing temperature at a given mass flux in all plate heat exchangers. The pressure drop increases with increasing the mass flux and the quality and decreasing the condensing temperature and the chevron angle.

**Key words:** Plate heat exchanger(판형 열교환기), Condensation heat transfer(응축열전달), Pressure drop(압력강하), Chevron angle(세브론 각도), R410A, R22

#### 기 호 설 명

$A$	: 전열면적 [m <sup>2</sup> ]	Pr	: Prandtl 수, $\nu/\alpha$
$C_p$	: 정압비열 [kJ/kgK]	$q''$	: 열유속 [W/m <sup>2</sup> ]
$G$	: 질량유속 [kg/m <sup>2</sup> s]	$i_{fg}$	: 증발잠열 [J/kg]
$h$	: 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K]	$Q$	: 열전달량 [W]
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]	Re	: Reynolds 수, $VL/\nu$
Nu	: Nusselt 수, $hD/k$	$\Delta T$	: 온도차 [°C]
$\Delta P$	: Pressure drop [kPa]	$U$	: 총합 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K]
		$D_h$	: 수력직경 [m]

#### 그리스 문자

$\beta$  : 세브론각(Chevron angle)

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3359; fax: +82-2-928-9768

E-mail address: kjlee@korea.ac.kr

하첨자

- in* : 입구
- o* : 출구
- LMTD* : 대수 평균 온도차
- r* : 냉매
- w* : 물
- p* : 예열기(Pre-heater)

1. 서 론

최근 냉동공조산업 분야에서는 지구 온난화와 오존층 파괴의 주요 원인으로 꼽히는 CFC 및 HCFC 계열의 냉매를 규제함에 따라 새로운 대체 냉매에 대한 환경친화적 시스템 개발과 열교환기(응축기, 증발기)의 전열성능 향상 및 압력 손실을 줄임으로써 고효율 시스템 개발 연구에 박차를 가하고 있다.

판형 열교환기는 1930년대에 최초로 제작되어 식품산업의 열처리, 즉 우유의 저온 살균처리로 실용화되기 시작하였으나 평판을 사용한 관계로 온도와 압력의 사용한계가 70°C/2 bar 정도로 아주 낮고, 열효율도 나빴다. 1950년대 후반 빗살무늬(herringbone or chevron) 형태의 개념이 도입되어 사용압력 및 온도를 한 단계 높일 수 있었다. 빗살무늬의 열판을 위아래로 엇갈리게 배치하여 열교환기 내의 열판 전체 면적에 걸쳐 점접촉이 이루어지도록 하여 강도를 대폭 향상시켰으나, 개스킷형 판형 열교환기는 냉매누설로 인해 사용압력을 높이는 데 한계가 있었다.<sup>(1)</sup> 1990년대에 이르러 기존의 개스킷형 판형 열교환기를 개량한 판과 판을 진공로에서 용접시키는 용접형 판형 열교환기가 개발되어 사용압력을 40 bar까지 가능케 함으로써 고압의 냉매를 이용한 냉동공조 시스템의 열교환기 개발 연구가 활발해지고 있다. 대체냉매에 대한 용접형 판형 열교환기의 증발 및 응축열전달 성능 및 압력손실에 대한 기초 이론 및 실험 상관식에 대한 연구는 최근에 Yan et al.<sup>(2,3)</sup>이 세브론각 30°에서의 R134A의 응축 및 증발에 관한 실험 상관식을 제시하였고 Kim<sup>(4)</sup>은 세브론각 45°, 35°, 20°에 대해 R22의 증발에 관한 상관식을 제시하였다. Kwon et al.<sup>(5)</sup>은 세브론각 45°, 35°, 20°에서 R22와 R404A의 입구 및 출구조건이 과냉각상태, 이상상태 및 과열입

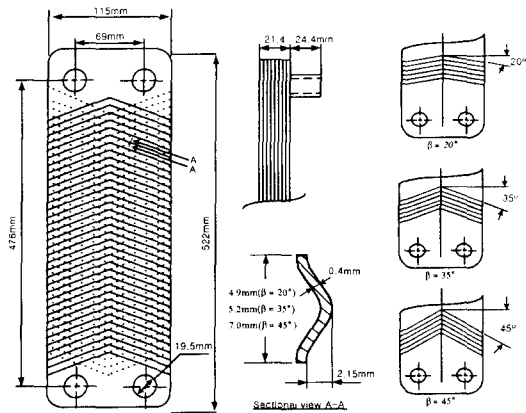
구-과냉출구상태일 때의 실험을 하였다.

본 연구는 판의 형상, 즉 세브론각 45°, 35°, 20°에 대해 R22와 대체 냉매 R410A를 적용한 판형 열교환기의 응축열전달 특성 및 압력강하 특성을 건도에 따라 실험적으로 수행하였다. 또한 실험결과를 관유동에서 제시된 기존의 상관관계식과의 비교를 통해 판형 열교환기 설계에 따른 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험에서 사용한 시험부인 판형



Characteristics	Plate heat exchanger
Manufacture	GEA-ECOFLEX
Brazing	Copper 99.9%
Working pressure	Max. 30 bar
Working temperature	Max. 200°C, Min. -160°C
Number of plates	6
Number of thermal plate	4
Number of cold channel	3
Number of hot fluid channel	2
Thermal area per plate	0.07 m <sup>2</sup>
Chevron angle	45°, 35°, 20°

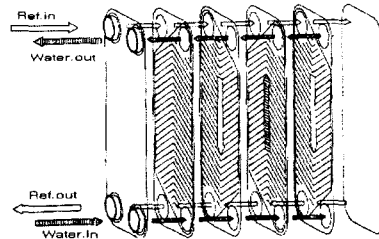
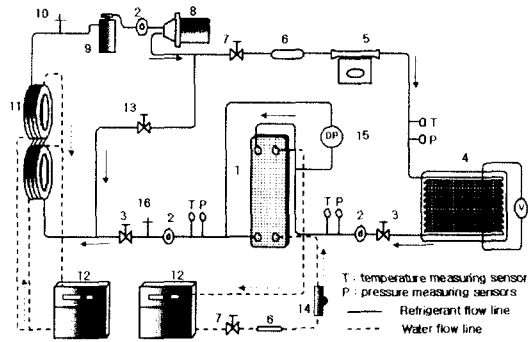


Fig. 1 A detailed schematic diagram of the test section.



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

Fig. 2 A schematic diagram of the experimental system.

열교환기의 상세도를 도시하였고, Fig. 2는 실험 장치의 개략도를 나타내었다. 시험부는 냉매와 냉각수가 교대로 흐르는 전열판(thermal plate)과 양쪽 끝에 압력을 지지하기 위한 보강판(end plate)으로 구성되어 있으며 냉매는 전열판 사이로 흐르며 열전달을 하게 된다. 응축의 경우 냉매는 상부에서 유입되어 하부로 유출되고 냉각수는 반대로 하부에서 상부로 나가는 대향류식 열교환방식이다. 시험부는 전열판의 주름각도, 즉 세브론각이 세 종류인 45°, 35°, 20°로 외부치수와 형태는 동일한 사양이다. 실험장치는 크게 냉매 순환부와 냉각수 순환부로 구성되어진다. 냉매 순환부에서 냉매는 수액기에서 액상으로 충전된 후 마그네틱 기어펌프의 회전수 제어에 의해 구동되며, 유량조절밸브를 통해 질량유량계로 들어간다. 질량유량계에서 측정된 냉매액은 전기에 의해 가열되는 예열기로 가열되어 일정 건도로 조절된다. 예열기에서 나온 냉매증기는 시험부인 판형 열교환기를 통하여 응축된 후 항온조의 차가운 물에 의해 이중관식 열교환기에서 과냉된다. 과냉냉매는 수액기에 재충진 되어 위 과정을 반복하며 순환한다. 항온조에 의해 온도 및 유량이 제어된 냉각수는 시험부에서 냉매의 일정 응축열을 제거할 수 있도록 하였다. 또한 외부와의 열교환을 차단하기 위해서 전구간에 걸쳐서 단열 처리를 하였다. 시험부의 압력손실을 구하기 위

해 양끝단에 차압계를 설치하였으며, 온도는 열전대로 측정하고 모든 결과는 데이터 로거에 저장되어진다.

## 2.2 실험범위

2상상태에서의 응축성능 및 압력강하를 구하기 위해 냉매의 입구와 출구의 평균 건도를 0.9에서 0.15까지 변화시켜 가며 실험을 수행하였다. 일정 응축열유속 조건하에서 질량유속, 세브론각 및 응축온도를 변화시켜 가며 실험을 수행하였다. 건도별 응축열전달 성능 및 압력강하량을 구하기 위해 응축열유속을 일정하게 하여 입구와 출구에서의 건도차를 구한 후 이를 평균값을 건도로 취하고 평균 열전달계수 및 압력강하량을 계산하였다. R22 실험은 기존실험의 경향 비교 및 R410A 실험의 결과 비교를 위하여 세브론각이 45°, 35°, 20°, 응축온도 30℃를 기준으로 하여 질량유속을 20~34 kg/m<sup>2</sup>s로 변화시켜 가며 수행하였다. R410A 실험은 세브론각 45°, 35°, 20°의 판에 응축온도 20℃, 30℃에서 질량유속을 14~34 kg/m<sup>2</sup>s로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 모든 실험에서 응축열유속은 5 kW/m<sup>2</sup>로 고정하여, 건도별 실험을 가능케 하였다. Table 1은 본 실험에서 수행한 실험범위를 나타낸다.

## 2.3 실험결과 처리방법

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

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

시험부 입구의 냉매건도  $x_{in}$ 은 예열기에서 냉

Table 1 Operating conditions

Refrigerant	R22	R410A
Plate heat exchangers (chevron angle)	45°, 35°, 20°	
Condensation temperature (°C)	30	20, 30
Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	20, 27, 34	14, 20, 27, 34
Heat flux (kW/m <sup>2</sup> )	5	
Mean vapor quality	0.9~0.15	

매로 전달된 열량으로 현열(sensible heat)과 잠열(latent heat)의 합으로 나타낼 수 있다.

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

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

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

윗 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 건도변화는 다음과 같다.

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

총합 열전달계수는 대수 평균 온도차(LMTD) 방법에 의해 식(10)으로부터 결정된다.

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

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

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

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

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

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

물측 열전달계수( $h_w$ )는 판형 열교환기의 물 대 물 실험을 수행하여 구한다. 물 대 물 실험으로부터 최소자승법과 다중회귀분석법을 이용하여, 물측 열전달계수의 상관식을  $Re$ ,  $Pr$ , 세브론 각  $\beta$ 의 함수로 식(12)와 같이 구하였다.

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

$(\beta: \text{radian})$

Table 2 Parameters and estimated uncertainty

Parameters	Uncertainty
Temperature, $T$ (°C)	$\pm 0.2$
$\Delta T$ (°C)	$\pm 0.3$
Pressure, $P$ (MPa)	$\pm 0.005$
Pressure drop, $\Delta P$ (Pa)	$\pm 250$
Water flow rate, $\dot{m}_w$ (%)	$\pm 2$
Mass flux of refrigerant, $G$ (%)	$\pm 0.5$
Heat flux of test section, $q_w''$ (%)	$\pm 5.7$
Heat transfer rate of pre-evaporator, $Q_{w,p}$ (%)	$\pm 5$
Vapor quality, $x$	$\pm 0.03$
Water heat transfer coefficients, $h_w$	$\pm 10.1$
R410/R22 condensation heat transfer coefficients, $h_r$	$\pm 9.1$

## 2.4 불확실도 해석

실험결과에 대한 불확실성은 Kline and McClintock<sup>(6)</sup>가 제안한 오차해석 공식에 의거하여 수행하였다. 본 실험에 대한 불확실도 해석의 상세한 결과는 Table 2에 나타내었다.

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 유동양식

본 실험영역에서의 판형 열교환기 시험부 내 유동양식을 Crawford et al.<sup>(7)</sup>의 일반화된 수직관 내 유동양식 선도를 이용하여 Fig. 3에 나타내어

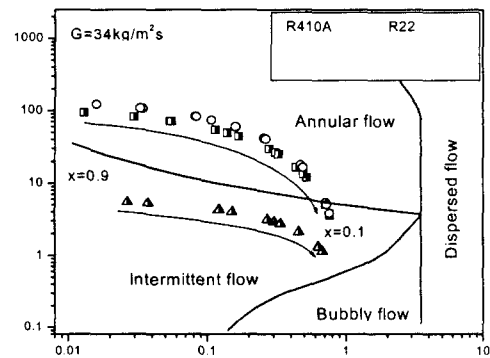


Fig. 3 The present data plotted in Crawford et al.'s<sup>(7)</sup> flow regime map.

보았다. 판형 열교환기의 경우 수직 하향유동으로서 가로축과 세로축 좌표는 각각 액체와 기체의 겹보기속도를 수정계수  $\phi_1$  및  $\phi_2$ 로 나누어 준 값으로 질량유속이  $34 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 R410A는 응축온도  $20^\circ\text{C}$ ,  $30^\circ\text{C}$ 에서 고건도 영역에서 환상류로 흐르고 저건도 영역에서는 간헐유동형태를 보여주고 있다. R22의 경우 모든 영역에서 간헐유동형태를 보여주고 있다. 그러나, 시험부의 내부는 복잡한 형상을 이루고 있으므로 유동양식 또한 단순 관내의 유동과 다른 변화가 있으리라 예상되어지며 이에 따른 연구가 수행되어야 한다.

3.2 응축열전달 특성

Fig. 4는 질량유속  $14 \sim 34 \text{ kg/m}^2\text{s}$  범위에서 R22와 R410A의 평균 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. 또한 세브론각  $45^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $20^\circ$ 에서 R410A는 응축온도  $20^\circ\text{C}$ ,  $30^\circ\text{C}$ 에 따른 영향을 R22는 응축온도  $30^\circ\text{C}$ 일 때의 열전달계수 변화를 나타내고 있다. R410A와 R22 모두 열유속을  $5 \text{ kW/m}^2$ 으로 일정한 상태에서 세브론각과 응축온도에 관계없이 질량유속이 증가함에 따라 평균 열전달계수도 증가하는 경향을 보여주고 있다. 또한 세브론각이 감소함에 따라 열전달계수의 향상 정도가 크게 나타났으며 이는 세브론각이 감소함에 따라 지그재그 유동에 따른 판형 열교환기내의 접촉길이 길어지고, 난류발생의 촉진으로 인한 열전달의 증가가 이루어지기 때문이다. 응축온도가 증가하면 열전달계수는 감소하는 경향을 보여주고

있는데, 이는 응축온도가 증가함에 따라 응축액의 밀도가 낮아지고 응축막의 두께가 증가되어 열전달의 방해요인으로 작용된다. 또한 R410A는 세브론각이 작을수록 응축온도에 따른 열전달계수의 변화폭은  $45^\circ$ 에서 약 5% 정도,  $35^\circ$ 에서 약 9% 정도,  $20^\circ$ 에서 약 16% 정도의 변화를 보여주고 있다. 이는 세브론각에 따른 열전달계수의 변화가 크다는 것을 보여준다. 응축온도  $30^\circ\text{C}$ 에서 질량유속  $20 \sim 34 \text{ kg/m}^2\text{s}$  범위에서 R22의 열전달계수의 변화는 R410A 실험결과와 마찬가지로 세브론각이 작을수록 증가하는 경향을 보여주고 있으나 질량유속에 따른 열전달계수 변화폭은 세브론각  $45^\circ$ 에서 거의 비슷하며,  $35^\circ$ 에서 약 2~7% 정도,  $20^\circ$ 에서 약 11% 정도 R22가 낮게 나타나고 있다.

Fig. 5는 R410A에 대해 질량유속이  $34 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 응축온도와 건도에 따른 열전달계수의 변화를 나타낸다. 열전달계수는 냉매의 건도가 감소함에 따라 감소하였다. 이는 건도가 감소하면 증기가 차지하는 비율이 작아지며 관내 증기의 속도가 감소하고, 응축액막이 두꺼워져 열저항이 증가하므로 열전달계수는 감소하게 된다. 또한 세브론각  $20^\circ$ 일 때 저건도 영역으로 갈수록 감소하는 경향이 크며 세브론각이 커질수록 변화폭이 작아지는 경향이 보여진다. 응축온도가  $30^\circ\text{C}$ 일 때보다  $20^\circ\text{C}$ 에서의 세브론각에 의한 건도별 열전달계수의 변화폭도 커지는 경향을 보여주고 있다.

Fig. 6은 응축온도  $30^\circ\text{C}$ 에서 질량유속이  $34 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 R410A와 R22의 건도와 세브론각에

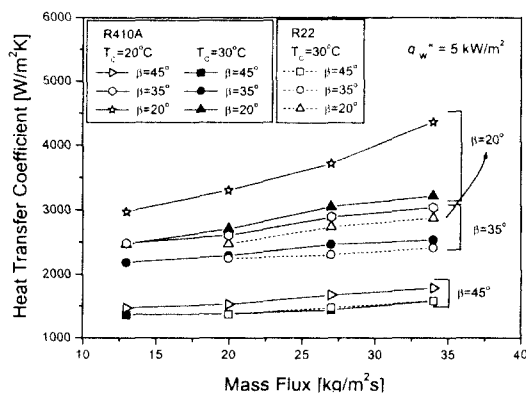


Fig. 4 Effect of mass flux on condensation heat transfer coefficient at the different chevron angles.

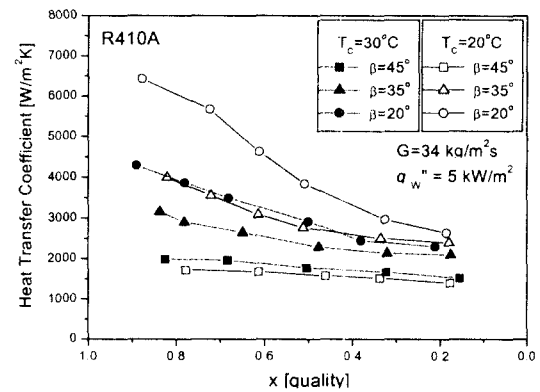


Fig. 5 Effect of quality on condensation heat transfer coefficient for R410A at heat flux =  $5 \text{ kW/m}^2$ .

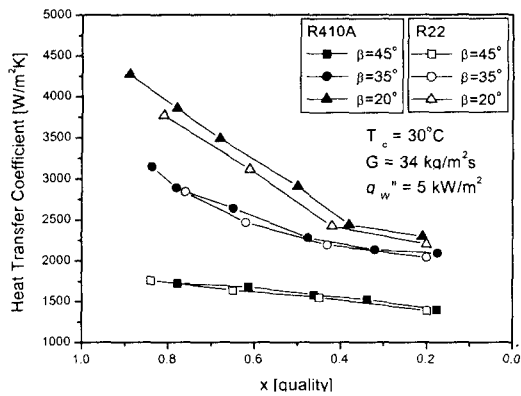


Fig. 6 Comparison of heat transfer coefficient between R22 and R410A.

다른 응축열전달계수의 변화를 나타내고 있다. 세브론각이 45°, 35°일 때 R410A와 R22는 동등한 수준이거나 또는 R410A가 약간의 높은 값을 보여주나 20°일 때는 약 9~14% 증가를 보인다. 또한 저건도 영역으로 갈수록 열전달계수의 크기도 감소하는 데 변화폭은 세브론각이 작을수록 월등히 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 경향은 세브론각이 감소하면 유동 점수길이가 길어지고 난류의 형성이 보다 활발해져 이로 인해 열전달이 촉진되어 냉매와 전열판 사이의 전열면적이 증가한다. 이에 따른 세브론각이 감소할수록 유동 점수길이가 증가와 전열면적이 증가하고 유동의 흐름도 변화가 심해지고 난류발생이 촉진됨으로써 열전달이 좋아지기 때문이다.

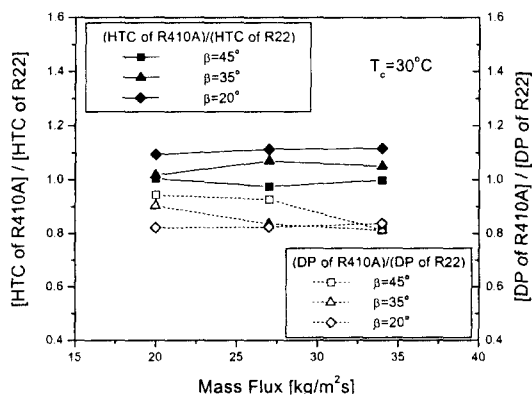


Fig. 7 Condensation heat transfer coefficient ratio and pressure drop ratio of R22 and R410A.

Fig. 7은 응축온도 30°C에서의 질량유속에 대한 R410A와 R22의 평균 열전달계수의 비를 보여준다. 각각의 세브론각에서 질량유속에 따른 R410A와 R22의 열전달계수비는 일정하나 세브론각이 작을수록 R410A가 R22보다 전열성능이 좋아짐을 보여주고 있다.

### 3.3 압력강하 특성

Fig. 8은 R410A와 R22에 대한 질량유속 14~34 kg/m<sup>2</sup>s 범위에서 압력강하량을 세브론각과 응축온도에 따른 영향을 나타내고 있다. 질량유속의 증가에 따른 압력강하량의 증가는 열전달계수의 증가폭에 비해 컸으며, 압력강하량은 세브론각의 감소에 따라 증가하였다. 저질량유속보다 고질량유속에서 세브론각에 따른 압력강하량의 차이가 크게 나타났다. R410A에서 응축온도가 증가하면 압력강하량은 감소하였는데 증기의 속도가 액막의 속도에 비하여 월등히 크므로 압력강하량은 증기의 속도에 의해 지배되고 응축온도가 높아지면 비체적은 감소하여 증기의 속도가 감소하므로 압력강하량은 감소하게 된다. R22는 응축온도 30°C에서의 세브론각에 따른 압력강하량으로 R410A에 비하여 약 2~21% 정도 높게 나타났으며, Fig. 7에서 R410A와 R22의 압력강하량 비에서도 잘 알 수 있다.

Fig. 9는 R410A의 질량유속이 34 kg/m<sup>2</sup>s일 때 건도에 따른 압력강하량을 보여주고 있다. 고건도 영역에서의 증기가 차지하는 비율이 높기 때

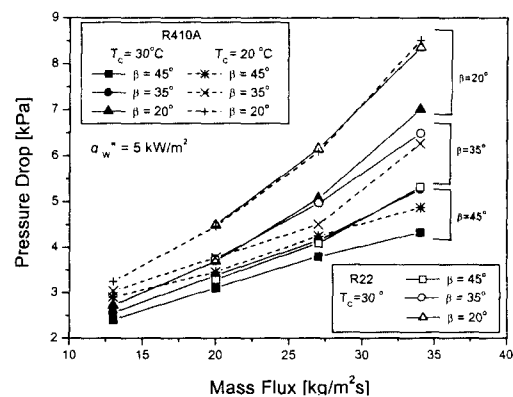


Fig. 8 Variation of pressure drop with mass flux for R410A and R22.

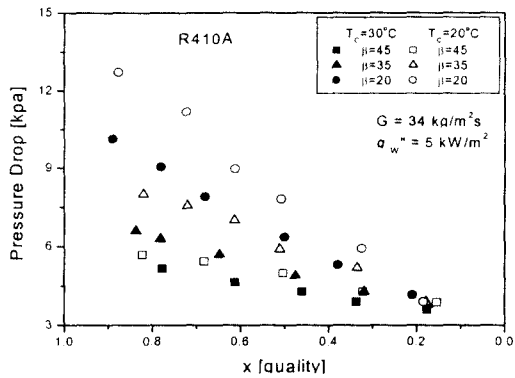


Fig. 9 Variation of condensation pressure drop with quality for R410A at  $G=34 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

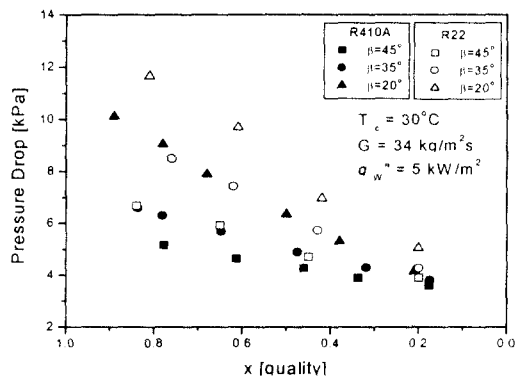


Fig. 10 Variation of pressure drop with quality for R410A and R22.

문에 증기의 속도가 빠르고 이로 인해 저건도 영역에 비해 압력강하량이 높게 나타나고 있다.

Fig. 10은 R410A와 R22의 응축온도가 30°C, 질량유속이 34 kg/m<sup>2</sup>s일 때의 건도에 따른 압력강하량을 나타내고 있으며, 세브론각과 질량유속에 따른 압력강하량과 비슷한 경향을 나타내고 있다. 즉 세브론각이 감소할수록 유동에 대한 저항이 커지는 경향을 알 수 있고 R410A는 R22에 비하여 낮은 수준의 압력강하량을 보여주고 있다.

3.4 실험결과와 기존 상관식과의 비교

Fig. 11은 R410A에서 응축온도 30°C, 질량유속 34 kg/m<sup>2</sup>s, 세브론각 20°일 때의 건도에 따른 본 실험결과와 Traviss,<sup>(8)</sup> Yan et al.<sup>(2)</sup>의 응축열전달 계수 상관식과 Traviss,<sup>(8)</sup> Haraguchi,<sup>(9)</sup> Azer et

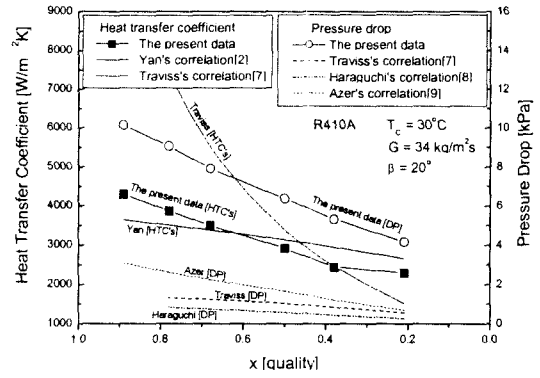


Fig. 11 Comparison of the present data with previous heat transfer correlations and pressure drop correlations.

al.<sup>(10)</sup>의 압력강하 상관식을 각각 비교하여 보여주고 있다. 응축열전달계수의 경우 평활관에 대한 응축열전달 상관식을 제안한 Traviss et al.<sup>(8)</sup>의 경우 상당한 오차를 보여주고 있으며, Yan et al.<sup>(2)</sup>은 R134A에 대한 세브론각 30°인 판형 열교환기에서의 응축열전달 상관식을 제안했으며, 본 실험결과와 ±30% 내에 일치하는 경향을 보여주고 있다. 여기서 ±30% 정도는 냉매와 세브론각의 차이와 시험부의 직충수나 전열면적이 다르기 때문에 생기는 차이로 추론된다. 압력강하 상관식의 경우 Traviss,<sup>(8)</sup> Haraguchi,<sup>(9)</sup> Azer et al.<sup>(10)</sup>은 전 영역에서 낮게 예측하였다. 판형 열교환기는 응축일 경우 수직하향유동이고 내부의 기하적인 형상이 복잡하기 때문에 유동을 쉽게 예측할 수 없고 기존의 상관식은 수평원관인 경우이고 형상 및 실험범위가 다르기 때문에 큰 오차를 가지고 있어 많은 연구와 실험을 통한 새로운 상관식을 적용해야 한다.

4. 결 론

본 연구에서는 세브론각이 45°, 35°, 20°의 세 가지 모델에 대한 판형 열교환기에서 열유속 5 kW/m<sup>2</sup>, 질량유속 14~34 kg/m<sup>2</sup>s, 응축온도 20~30°C 범위에서 R22와 R410A로 응축실험을 하였으며 다음의 결과를 얻었다.

(1) 본 실험에서 판형 열교환기는 수직하향 유동으로 유동 양식은 질량유속 34 kg/m<sup>2</sup>s일 때 R410A의 경우 고건도 영역에서 환상류, 저건도

영역에서는 간헐유동, R22는 모든 영역에서 간헐 유동을 나타내었다.

(2) 응축온도의 증가에 따라 열전달계수와 압력강하량은 감소하였고, 냉매의 질량유속이 증가하면 압력강하와 열전달계수는 증가하였다. 세브론각이 작을수록 판형 열교환기 내부의 난류형성을 촉진시킴으로써 열전달 효과를 향상시켜 열전달계수의 증가를 보여주고 또한 유동저항이 커짐으로 압력강하량도 증가하였다.

(3) 질량유속  $34 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 고건도에서 저건도 영역으로 갈수록 열전달계수와 압력강하는 감소하였다. 세브론각이 클수록 건도에 따른 열전달계수와 압력강하의 감소도 크게 나타났다.

(4) R410A는 R22에 비해 열전달계수는 세브론각  $45^\circ$ ,  $35^\circ$ 에서 동등한 수준이거나 약간의 증가를 보여주고  $20^\circ$ 에서는 약 9~14% 증가를 나타냈으며 압력강하량은 약 2~21% 정도 작게 나타났다.

(5) 본 실험결과와 기존의 상관식과 비교하여 세브론각  $30^\circ$ 인 판형 열교환기에서의 응축열전달 상관식을 제안한 Yan et al.<sup>(2)</sup>의 상관식이  $\pm 30\%$  내에 일치하였고, Traviss et al.<sup>(8)</sup>의 응축열전달 상관식은 비교적 높게 예측되었으며, Traviss,<sup>(8)</sup> Haraguchi,<sup>(9)</sup> Azer et al.<sup>(10)</sup>의 압력강하 상관식은 전 영역에서 낮게 예측하였는데 판형 열교환기는 응축일 경우 수직하향 유동이고 내부의 기하적인 형상이 복잡하기 때문에 많은 연구와 실험을 통한 새로운 상관식을 적용해야 한다.

## 후 기

본 논문은 1997년도 한국학술진흥재단 지원하에 '열펌프용 고효율 열교환기 설계기술 연구' (KRF-97-005-E00198)로 수행되었습니다.

## 참고문헌

1. Clark, D. F., 1974, Plate heat exchanger design and recent development, *The Chemical Engineer*, No. 285, pp. 275-279.
2. 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.
3. Yan, Y. Y. and 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.
4. 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.
5. Kwon, O. K., 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.
6. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mech. Eng.*, Vol. 75, No. 1, pp. 3-12.
7. Crawford, T. J., Weinberger, C. B. and Weisman, J., 1985, Two-Phase Flow Patterns and Void Fractions in Downward Flow, Part 1: Steady-State Flow Patterns, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 11, No. 6, pp. 297-303.
8. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1972, Forced Convection Condensation inside tube: A heat transfer equation for condenser design, *ASHRAE*, Vol. 79, pp. 157-165.
9. Haraguchi, H., Koyama, S. and Fujiti, T., 1994, Condensation of R22, R134A, R123 in a Horizontal Smooth Tube, *JSME*, Vol. 60, pp. 239-252.
10. Azer, N. Z., Abis, L. V. and Soliman, H. M., 1988, Local Heat Transfer Coefficients during Annular Flow Condensation, *ASHRAE*, No. 2247, pp. 135-143.