

## Plate and Shell 열교환기내의 R-22 증발열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구

서무교<sup>†</sup> · 박재홍\* · 김영수\*\*  
(2000년 12월 15일 접수, 2001년 8월 14일 심사완료)

### Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Refrigerant R-22 in a Plate and Shell Heat Exchanger

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

**Key Words:** Plate and Shell Heat Exchanger(Plate and Shell 열교환기), Refrigerant(냉매), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Vapor Quality(건도), Pre-Heater(예열기)

#### Abstract

The evaporation heat transfer coefficient and pressure drop for refrigerant R-22 flowing in the plate and shell heat exchanger were investigated experimentally in this study. Two vertical counterflow channels were formed in the exchanger by three plates of commercial geometry with a corrugated trapezoid shape of a chevron angle of 45°. Upflow boiling of refrigerant R-22 in one channel receives heat from the hot downflow of water in the other channel. The effects of the mean vapor quality, mass flux, heat flux and pressure of R-22 on the evaporation heat transfer and pressure drop were explored. The quality change of R-22 between the inlet and outlet of the refrigerant channel ranges from 0.03 to 0.05. The present data showed that both the evaporation heat transfer coefficient and pressure drop increase with the vapor quality. At a higher mass flux, the evaporation heat transfer coefficient and pressure drop are higher for the entire range of the vapor quality. Raising the imposed wall heat flux was found to slightly improve the heat transfer, while at a higher refrigerant pressure, both the heat transfer and pressure drop are slightly lower.

#### 기호설명

A : 전열면적 [m<sup>2</sup>]  
C<sub>p</sub> : 비열 [J/kgK]  
D<sub>h</sub> : 수력직경 [m]  
G : 질량유속 [kg/m<sup>2</sup>s]  
h : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
i<sub>fg</sub> : 증발잠열 [J/kg]  
m : 질량유량 [kg/s]

L : 전열관의 특성길이 [m]  
Pr : 프란틀수  
Q : 전열량 [W]  
Re : 레이놀즈수  
U : 총괄열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
u : 속도 [m/s]  
X : 건도

그리스문자

Δ P : 압력강하 [Pa]  
v : 비체적 [m<sup>3</sup>/kg]

하첨자

\* 회원, 부경대학교 대학원

\*\* 회원, 부경대학교 냉동공조공학과

† 책임저자, 회원, 부경대학교 대학원

E-mail : mkseo@mail1.pknu.ac.kr

TEL : (051)620-6443 FAX : (051)620-6443

ave, m	: 평균
f	: 마찰
g	: 기체
h	: 고온부
i	: 입구
l	: 액체
lat	: 잠열
o	: 출구
p	: 예열기
r	: 냉매
sat	: 포화
sens	: 현열
w	: 물
wall	: 판벽

## 1. 서론

판형 열교환기는 많은 세월동안 식품공정, 화학반응 과정 그리고 다른 산업응용분야에서 널리 사용되어져 왔다. 특히 지난 20년 동안 판형 열교환기는 그들의 고효율과 고밀도로 인해 증발기 내지는 응축기로 냉동·공조분야에서 사용되어져 왔다. 그러나 갈수록 심화되고 있는 사용공간의 제약성으로 인해 단위 부피당 전열면적을 극대화시킨 경제적이며 효율적인 최적의 냉동시스템 설계가 필수적이다.

고밀도 열교환기의 하나인 plate and shell 열교환기(이하 P&SHE)는 판과 셸 구조물로 구성된 형태로서 판형 열교환기의 고밀도, 고효율화와 셸 앤 튜브형 열교환기의 고압 내구성을 동시에 갖추고 있다. 따라서 이러한 장점으로 인해 앞으로 P&SHE는 냉동·공조산업에서 이용 전망이 매우 높다.

P&SHE의 구조는 판형 열교환기와 비슷하며 여러 종류의 전열판들을 순서대로 배열, 적층한 형상으로 각각의 전열판과 전열판 사이에는 유로가 형성되고 이 유로를 통해 가열유체와 피가열유체가 서로 교대로 흐른다.

전열판은 원형 형태로서 판의 파형은 전열면적을 증가시키고 와류를 형성시켜 열전달 효과를 증가시키며 판의 강도를 증가시키고 압력차가 발생할 때 전열판의 간격을 유지시키는 역할을 한다. P&SHE은 전열판의 무늬 방향을 서로 엇갈리게 번갈아 배치함으로써 전열판의 강도를 대폭

향상시키고 판 전체에 걸쳐 금속과 금속이 직접 접촉할 수 있도록 하여 비교적 얇은 두께(0.6~1mm)로 사용압력의 한계를 10 MPa까지 증가시킬 수 있었으며, 열전달 성능도 크게 향상시켜 종래의 관류형 열교환기보다 훨씬 더 높은 열전달효율을 달성하도록 하였다.

앞에서 언급했듯이 P&SHE은 형상이 판형 열교환기와 유사하나 이에 대한 연구는 이루어지지 않은 상태이다. 이에 비해 판형 열교환기에 대해서는 많은 분야에서 연구가 이루어져 왔다. Focke<sup>(1)</sup> 등은 세브론각에 따른 성능수치를 나타내는데 있어 길이가 고정된 경우, 압력강하가 고정된 경우 등으로 세분화하여 각각의 경우에 대하여 무차원항으로 표시하였다. Cooper<sup>(2)</sup>는 판형 열교환기와 관류형 열교환기의 성능 및 장단점을 비교하여 판형 열교환기에서 열전달계수식과 마찰계수식을 제시하였으며, Bounopane<sup>(3)</sup> 등은 단상 유동에서 LMTD방법을 이용하여 판형 열교환기의 설계방법을 제시하였다. Bogaert<sup>(4)</sup> 등은 판형 열교환기의 열수력학적 성능을 수력직경을 기준으로 나타내었으며, 층류와 난류구간으로 구분하여 각각에 대한 상관관계식을 도출해 내었다. 그러나 판형 열교환기에 관한 대부분의 연구는 단상 액-액 열전달에 초점을 두고 있다(Shah and Focke,<sup>(5)</sup> Kandlikar and Shah<sup>(6)</sup>). 따라서 증발기와 응축기로 사용되는 판형 열교환기의 설계에 대해서는 다소 제한적인 데이터들이다.

따라서 본 연구에서는 증발기로 사용되는 P&SHE의 설계자료를 확립하기 위해 R-22에 대한 전열특성 및 압력강하 특성을 실험적으로 연구하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

실험장치의 구성은 시험부, 냉각수 및 냉매 순환 조절장치, 온도 및 압력 측정 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 되어 있다. 본 연구에 사용된 시험부의 치수 및 재원은 Fig. 1과 Table 1에 각각 나타나 있다. P&SHE는 모두 3장의 전열판을 가지며 외부의 치수나 형태는 모두 같다. 이들 전열판들은 P&SHE 내에서 서로 반대 방향으로 주름이 교차되도록 되어 있다.

Fig. 2와 3에 본 실험에 대한 실험장치의 개략도

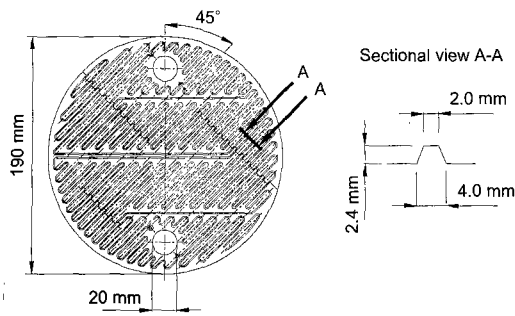


Fig. 1 Schematic diagram of plate and shell heat exchanger

Table 1 Configuration 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 <sup>2</sup> ]	0.0325
Chevron angle [°]	45

및 P&SHE 내의 순환형식을 나타내었다.

2.1.1 냉매 순환회로

냉매 순환회로는 압축기(LG, Scroll 압축기 2.3 HP), 질량유량계, 예열기, 시험부(P&SHE), 스트레이너, 드라이어, 팽창밸브, 응축기와 증발기로 구성되어 있다. 냉매순환량은 바이패스밸브의 개폐에 의해서 조절되며 질량유량계(Oval, D040S-SS-322, 용량 : 0~18 kg/min, accuracy ± 0.2%)로 측정하였다. 예열기는 전기히터로 냉매를 가열하여 조건에 맞는 증기건도를 시험부에 공급하기 위해 사용하였다. 여기서 전기히터로부터 냉매로의 전열량은 파워메타(YOKOGAWA WT110)에 의해 측정되었다. 그리고 시험부의 포화압력은 팽창밸브의 폐도조절과 냉각수 순환회로의 냉각수 온도로 조절하였다.

2.1.2 수 순환회로

실험장치에서 시험부에 온수를 순환시키는 수 순환회로는 물의 온도를 조절하기 위해 5kW의

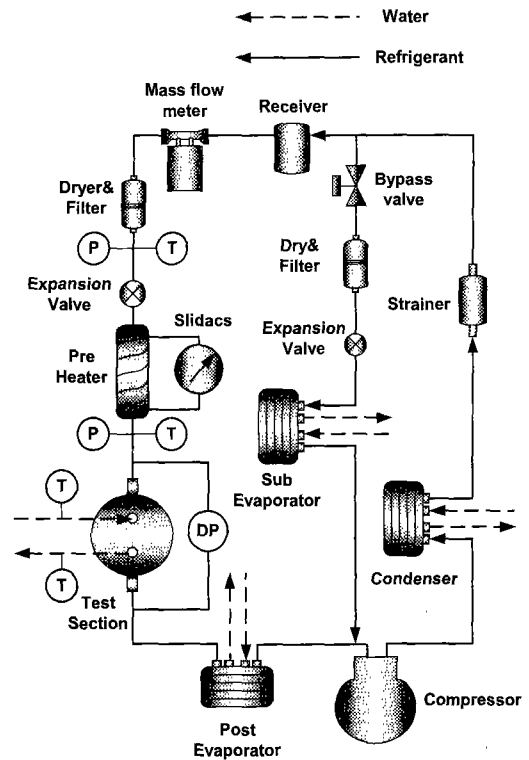


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental system

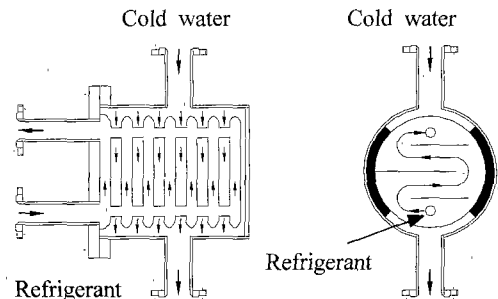


Fig. 3 Details of flow pattern in plate and shell heat exchanger

히터와 3RT급 냉동기를 사용한 100리터 용량의 항온조로 구성되어 있다.

시험부의 셀측으로 들어가는 유량은 관측으로 흐르는 냉매와 열교환 후 다시 항온조로 재유입된다. 이 때 냉각수 입구와 출구에 온도센스(T-type Thermocouple)를 설치하여 온도를 측정하

였다. 시험부로 흐르는 냉각수 유량은 펌프와 시험부 사이에 설치된 질량유량계(Oval, D040S-SS-322)로 측정하였다. 그리고 냉각수 유량의 조절을 위해 시험부 출구측에 밸브를 설치하였다.

시험부의 냉매에 대한 시험 조건(냉매건도, 시스템 압력, 열유속)을 얻기 위해 수 순환회로에서 온도와 유량을 조절하였다.

### 2.1.3 계측기와 데이터 취득

시험부와 예열기의 입·출구에 온도센스(T-type Thermocouple)를 설치하여 온도를 측정하였다. 시스템의 압력을 측정하기 위해 압력트랜스듀스(DRUK, PMP1400)를 시험부의 입구에 설치하였으며, 시험부 내에서의 압력손실을 측정하기 위해 차압트랜스듀스(DRUK, PMP4170)를 설치하였다.

모든 데이터는 Fluke사의 NetDAQ 2645A를 사용하였으며, 이것은 PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 질량유속의 변화가 3% 이하, 열유속의 변화가 5% 이하, 시스템 압력의 변화가 1%이하인 정상상태 후 5분간 5초 간격으로 하였다.

## 2.2. 실험방법

각 실험에서 시험부 입구의 R-22의 압력은 팽창밸브의 폐도와 수 순환회로의 온수의 온도와 유량을 조절함으로써 조건에 맞는 상태로 유지하였다. 그리고 예열기에서 전열량을 조절하여 시험부 입구의 R-22의 증기건도를 원하는 조건으로 조절하였다. 시험부에서의 열유속은 수 순환회로에서의 온수의 온도와 유량을 변화시켜 조절하였다.

## 3. 데이터 처리

수력학적 직경의 정의로부터, Shah와 Wanniarachchi<sup>(7)</sup>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.

Table 2 Test conditions

Mass flux [kg/m <sup>2</sup> s]	55 ~ 120
Heat flux [kW/m <sup>2</sup> ]	4.0 ~ 6.7
System pressure [MPa]	0.63, 0.7, 0.8

$$D_h \cong 2b \quad \text{for } w \gg b \quad (1)$$

### 3.1 이상 증발 열전달

냉매의 증발 열전달계수를 계산하는 절차는 아래와 같다.

시험부 관측의 입구 냉매건도  $X_i$ 는 예열기에서의 에너지 밸런스에 의해 구해진다. 예열기에서의 공급열량은 냉매포화온도까지의 현열열전달과 일정 건도의 잠열로 구성된다.

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

여기서

$$Q_{sens} = m_r C_{p,r} (T_{r,sat} - T_{r,p,i}) \quad (3)$$

$$Q_{lat} = m_r i_{fg} X_i \quad (4)$$

위 식들로부터 냉매입구건도  $X_i$ 는 다음과 같다.

$$X_i = \frac{1}{i_{fg}} \left[ \frac{Q_p}{m_r} - C_{p,r} (T_{r,sat} - T_{r,p,i}) \right] \quad (5)$$

시험부 내의 전열량은 셀측의 온수로부터 다음의 식으로 구해진다.

$$Q_{w,h} = m_{w,h} C_{p,w} (T_{w,h,i} - T_{w,h,o}) \quad (6)$$

시험부의 관측을 지나는 동안 건도변화는 다음과 같다.

$$\Delta X = \frac{Q_{w,h}}{m_r \cdot i_{fg}} \quad (7)$$

따라서 시험부에서의 평균건도는 다음과 같다.

$$X_{ave} = X_m = X_i + \frac{\Delta X}{2} \quad (8)$$

P&SHE에서 R-22의 유동에 대한 증발 열전달 계수의 측정은 다음의 식에 의해 계산되어진다.

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

여기에서 셀측을 흐르는 온수의 단상열전달계수  $h_{w,h}$ 를 구하기 위해서 수정된 Wilson plot법<sup>(8)</sup>을 사용하였으며 이를 통해 본 실험장치에 맞는 상관식을 구하였다. 그 상관식은 아래와 같다.

$$Nu = 0.063Re^{0.82}Pr^{1/3} \quad (10)$$

### 3.2 이상류 증발 압력강하

R-22가 P&SHE를 지나 증발할 때 마찰에 의한 압력강하  $\Delta P_f$ 는 다음과 같이 계산하였다.

$$\Delta P_f = \Delta P_{exp} - (\Delta P)_{man} - \Delta P_a - \Delta P_{ele} \quad (11)$$

여기서  $\Delta P_{exp}$ 는 측정된 전체 압력강하,  $\Delta P_a$ 는 가속도에 의한 압력강하,  $(\Delta P)_{man}$ 는 시험부의 입·출구 포트부분에서의 압력손실 그리고  $\Delta P_{ele}$ 는 중력에 의한 압력강하이다.

가속도 및 중력에 의한 압력강하는 이상 기-액 유동에 대하여 균질모델에 의해 계산되었다(Collier<sup>(9)</sup>).

$$\Delta P_a = G^2 v_{fg} \Delta X \quad (12)$$

$$\Delta P_{ele} = \frac{gL}{v_m} \quad (13)$$

여기에서  $v_m$ 은 증기와 액이 균일하게 혼합되었을 때 기-액 혼합의 비체적이며, 다음과 같이 주어진다.

$$v_m = [X_m v_g + (1 - X_m) v_l] = (v_l + X_m v_{fg}) \quad (14)$$

입·출구의 포트에서의 압력강하는 Shah와 Focke<sup>(10)</sup>에 의해 경험적으로 제안되었다. 이것은 입구에서의 유동확대에 대한 수두의 대략 1.5배이다.

$$(\Delta P)_{man} \approx 1.5 \left( \frac{u_m^2}{2v_m} \right)_i \quad (15)$$

여기서  $u_m$ 은 평균 유동속도이다. 균질모델에 대해 평균속도는 다음과 같다.

**Table 3** Parameters and estimated uncertainties

Parameter	Uncertainty
Temperature, T(°C)	± 0.1
ΔT(°C)	± 0.2
Pressure, P(MPa)	± 0.002
Pressure drop, ΔP(Pa)	± 200
Water flow rate, m(%)	± 1.5
Mass flux of refrigerant, G(%)	± 2
Single phase water test heat transfer coefficient (%)	± 10
R-22 evaporation heat transfer coefficient (%)	± 18.6

$$u_m = G v_m \quad (16)$$

이와 같이 계산하면, 가속도에 의한 압력강하, 시험부 입·출구 포트에서의 압력손실 그리고 중력에 의한 압력강하는 매우 작으며, 실제 마찰 압력강하는 측정된 전체 압력강하의 96 ~ 99 %를 차지한다.

### 3.3 불확실도 해석

실험결과에 대한 불확실도 해석은 Kline과 McClintock<sup>(11)</sup>가 제안한 식으로 계산하였으며 그 결과들을 Table 3에 나타내었다.

## 4. 실험결과 및 고찰

### 4.1 이상류 증발 열전달

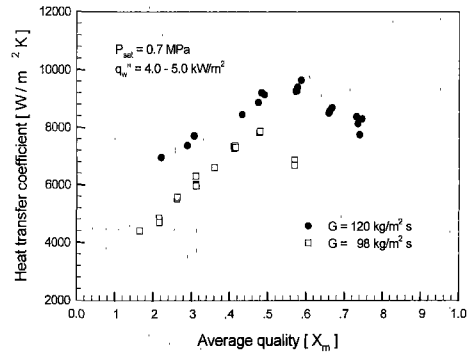
P&SHE에서 냉매 R-22의 증발열전달에 대한 질량유속, 열유속 그리고 시스템 압력의 영향이 다음과 같이 실험되었다. 실험결과들은 다양한 질량유속, 열유속 그리고 압력에 대하여 증기건도에 따라 열전달계수의 변화를 도시하기 위해 Fig. 4~6에 나타나 있다. 여기서  $X_m$ 은 P&SHE에서의 평균증기건도를 표시한다.

Fig. 4은 질량유속이 55, 72, 98, 120 kg/m<sup>2</sup>s으로 변할 때 평균건도에 따른 증발 열전달계수를 보여주고 있다. 이때 시스템 압력은 0.7 MPa이고 평균열유속은 4.0~5.0 kW/m<sup>2</sup>이다. 높은 질량유속에 대한 열전달계수는 낮은 질량유속에 대한 열전달계수보다 빨리 상승한다. 이것은 R-22의 액상의 밀도가 그 때에 일치하는 기상의 밀도보

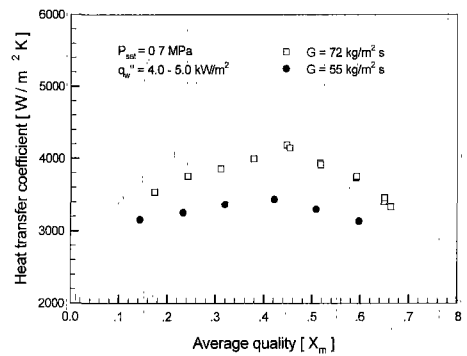
다 훨씬 크다는 사실에 기인한다. 그러므로 증발 과정에서 증기체적의 높은 증가는 증기 유동을 빠른 속도로 움직이게 한다. 이것은 채널에서 교대로 인접한 액체막을 많은 양의 작은 액상의 방울로 만든다. 이와 같이 높은 난류 분무류 유동은 열전달계수의 현저한 증가를 일으킨다. 속도가 높은 난류 분무류유동은 연속적으로 열전달벽을 젖게 하여 채널벽에서 유동으로의 열전달 저항을 현저하게 감소시킨다. 따라서 높은 질량 유속에서 분무류 유동은 속도가 높으며 열전달은 더욱 좋게 된다. 그러나 건도 0.5를 전후하여 관벽에서 부분적으로 드라이아웃이 생김으로 인해 열전달계수가 감소하는 경향을 보이고 있다.

종래의 연구에서는 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 관내의 냉매는 셀측을 대향류로 흐르는 온수에 의해 가열된다. 이 경우 열유속은 실험자에 의해 부과되는 독립변수가 될 수 없다. 여기서 열유속은 온수의 입구온도조절과 총괄열저항과 대수평균온도차에 의존하게 된다. 그러나 온수로 가열하는 것은 전기로 가열하는 것에 비해 논란은 있지만 실제 열교환기의 경우와 비슷하다.<sup>(12)</sup>

Fig. 5는 시스템 압력이 0.7 MPa, 질량유속이 72 kg/m<sup>2</sup>s와 55 kg/m<sup>2</sup>s에서 열유속의 변화에 따른 증발 열전달계수의 변화를 보여 주고 있다. 두 가지 경우의 열유속은 시험부의 온수입구온도를 변화시켜 조절하였다. 증발 열전달계수에 있어서 질량유속의 영향과는 대조적으로 열유속의 영향은 대류가 지배적인 영역에서는 별 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 저건도영역에서 높은 열유속에 대해 비등은 열전달 과정에서 중요한 역할을 한다. 그러나 낮은 열유속에서는 저건도영역에서 비등은 상당히 억제되고 있는 것으로 나타난다. 최대 열전달계수값에 도달하기 전에 관벽은 완전히 젖어있고 열유속은 시험부의 입구 온수온도에 의해 고정된 대수평균온도차에 의존한다. 최대 열전달계수값 이후는 관벽이 부분적으로 드라이아웃이 발생하고 입구온수의 온도가 고정됨에도 불구하고 측정된 열유속은 감소하게 된다. 이 영역에서 열유속은 유동양식 즉 관벽에서 얼마나 드라이아웃이 생기는가에 의존하게



(a)  $G = 120 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ,  $G = 98 \text{ kg/m}^2\text{s}$

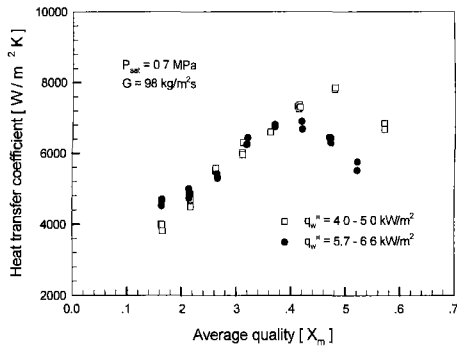


(b)  $G = 72 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ,  $G = 55 \text{ kg/m}^2\text{s}$

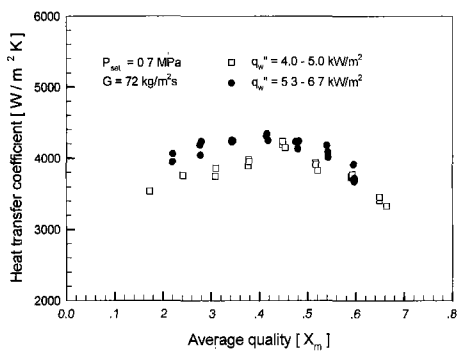
Fig. 4 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various mass fluxes at  $P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$  and  $q_w'' = 4.0 \sim 5.0 \text{ kW/m}^2$

된다.

Fig. 6은 증발 열전달에서의 시스템 압력의 영향을 나타내고 있다. R-22에 대해 0.7 MPa과 0.8 MPa의 시스템 압력의 두 경우에서 각각 실험하였다. 낮은 건도 영역에서는 압력의 영향이 작지만 높은 건도 영역에서는 높은 압력일 때가 열전달이 더 좋지 않다는 것을 알 수 있다. 이것은 높은 시스템 압력에서 R-22 증기의 낮은 비체적에 기인한다. 이것은 차례로 낮은 증기 유동을 야기하고 따라서 열전달 표면에서 액막에 낮은 전단력을 발생시킨다. 더욱이 증발잠열은 R-22의 높은 압력에서 더욱 작고, 채널 벽은 증기건도가 높을 때 부분적으로 드라이아웃이 생길 수도 있기 때문



(a)  $G = 98 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(b)  $G = 72 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Fig. 5 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various heat fluxes at  $P_{\text{sat}} = 0.7 \text{ MPa}$

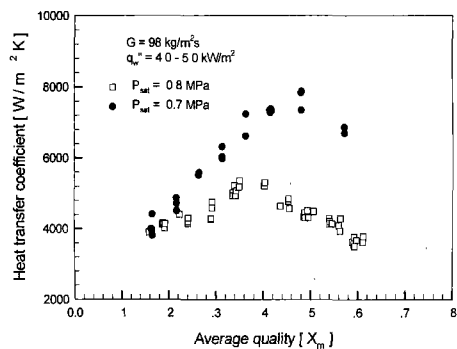


Fig. 6 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various pressure  $G = 98 \text{ kg/m}^2\text{s}$  and  $q_w'' = 4.0 \sim 5.0 \text{ kW/m}^2$

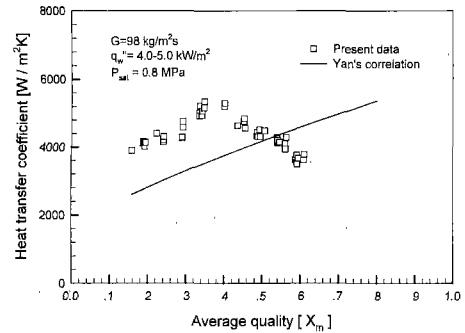


Fig. 7 Comparison of the present heat transfer data for the plate and shell heat exchanger with those for plate heat exchanger from Yan's correlation<sup>(13)</sup>

이다.

P&SHE와 관형 열교환기의 증발 열전달계수를 비교하는 것은 흥미롭다. Fig. 7에 Yan 등<sup>(13)</sup>의 상관식으로부터 구한 결과와 본 실험결과를 비교하였다. 수력학적 직경 등의 차이로 인해 정확한 비교를 할 수는 없지만 Fig. 7에서와 같이 저건도 영역에서는 P&SHE의 열전달계수가 관형 열교환기에 비해 높지만 고건도 영역으로 갈수록 낮아지는 것을 알 수 있다. 이것은 P&SHE의 수평방향 주름이 고건도 영역으로 갈수록 증기속도의 증가를 억제하며 또한 부분적인 드라이아웃으로 인해 발생하는 현상으로 사료된다.

P&SHE은 그 형상에서 관형 열교환기와 달리 포트가 두 개이기 때문에 그로 인해 유효전열면적이 증대되었고, 또한 P&SHE은 관형 열교환기에 비해 포트부분에서 유동의 분배가 원활하게 형성되어 있어 이로 인한 열전달 촉진도 기대할 수 있다. 그러나 형상이 원형이기 때문에 일반적인 관형 열교환기에 비해 중형비가 증가하여 냉매가 흐를 때 부분적으로 정체되어 관형 열교환기에 비해 낮은 건도에서 드라이아웃이 발생하는 것으로 사료된다.

#### 4.2 이상류 증발 압력강하

증기건도에 따른 P&SHE에서의 마찰 압력강하의 변화를 질량유속과 압력에 대하여 Fig. 8과 9에 나타내었다.

증발 열전달계수와 유사하게 압력강하는 증기

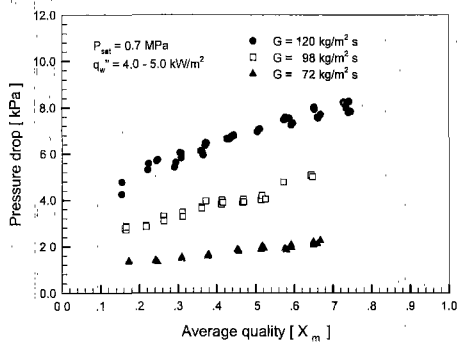


Fig. 8 Variations of frictional pressure drop with mean vapor quality for various mass fluxes at  $P_{sat} = 0.7 \text{ MPa}$  and  $q_w'' = 4.0 \sim 5.0 \text{ kW/m}^2$

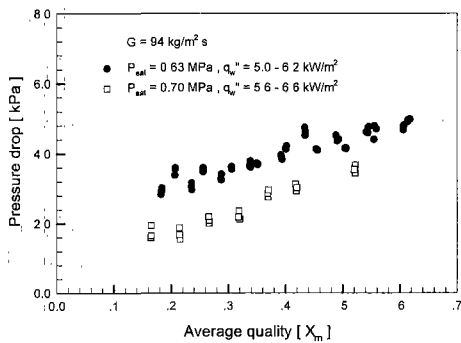


Fig. 9 Variations of frictional pressure drop with mean vapor quality for various pressure at  $G = 94 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$

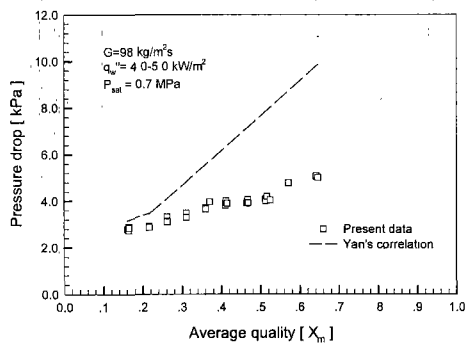


Fig. 10 Comparison of the present pressure drop for the P&SHE with those for plate heat exchanger from Yan's correlation<sup>(13)</sup>

건도에 따라 증가하고 Fig. 8과 같이 전체 건도 범위에 대해 높은 질량유속은 높은 압력강하를 유발한다. 압력강하는 시스템 압력이 증가함에 따라 Fig. 9와 같이 감소한다. 이것은 높은 시스템 압력에 대해 R-22의 증기의 비체적이 적고 액상의 점성계수가 낮기 때문이다.

Fig. 10은 P&SHE와 관형 열교환기의 증발 압력강하를 비교한 것이다. 전체 건도에 대해 P&SHE의 압력강하가 관형 열교환기에서의 압력강하보다 낮음을 알 수 있다. 특히 건도가 증가할수록 P&SHE의 압력강하가 관형 열교환기에 비해 상당히 감소함을 알 수 있다. 이는 P&SHE가 일반적인 관형 열교환기에 비해 포트에서의 유량분배가 원활하고 또한 입구포트에서 출구포트까지의 거리가 짧기 때문에 압력강하가 감소하는 것으로 사료된다.

### 5. 결론

본 연구에서 Plate and shell 열교환기에서 R-22에 대한 증발열전달 성능 및 압력강하 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다. 증발 열전달계수와 압력강하는 증기건도에 따라 증가하였고 높은 질량유속에서 증발 열전달계수와 압력강하는 전체 건도영역에서 높게 나타났다. 부과된 열유속의 증가는 열전달계수를 약간 상승시켰으나 반면에 높은 냉매포화압에서는 열전달과 압력강하는 낮게 나타났다.

### 참고문헌

- (1) Focke, W. W., Zachariades, J. and Oliver, I., 1985, "The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermo-hydraulic Performance of Plate Heat Exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 8, pp. 1469~1479.
- (2) Cooper, A. and Usher, J. D., 1983, *Heat Exchanger Design Handbook*, Chap. 3.7, Hemisphere Publishing, New York.
- (3) Bounpane, R. A. and Troupe, R. A., 1985, "A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channels," *AIChE Journal*, Vol. 15, No. 4, pp. 585~596.
- (4) Bogaert, R. and Bolcs. A., 1992, "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) 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.
- (6) 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.
- (7) 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.
- (8) Farrell, P., Wert, K. and Webb, R., 1991, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulent Radiator Tubes," SAE Technical Paper Series, No. 910197.
- (9) Collier, J. G., 1981, "Convective Boiling and Condensation," 2nd Ed. McGraw-Hill, New York, pp. 26~69.
- (10) Shah, R. K. and Focke, W. W., 1988, "Plate Heat Exchangers and Their Design Theory," *Heat Transfer Equipment Design*, Hemisphere, Washington, DC, pp. 227~254.
- (11) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, No. 1, pp. 3~12.
- (12) 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.
- (13) Yi-Yie Yan, Tsing-Fa Lin, 1999, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 121, pp. 118~127.
- (14) Kandlikar, S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Horizontal and Vertical Tubes," *Trans. ASME*, Vol. 112, pp. 219~228.
- (15) Shah, M. M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer Equations and Further Study," *ASHRAE Transactions*, Vol.88, pp. 185~196.
- (16) Akers, W. W., Dean, H. A. and Crosser, O., 1958, "Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes," *Chem. Eng. Prog.* 54, pp. 89~90.
- (17) Shah, R. K., 1978, "Compact Heat Exchanger Selection Methods," *Heat Transfer*, Vol. 4, pp. 185~191.
- (18) Gaiser, G. and Kottke, V., 1989, "Flow Phenomena and Local Heat and Mass Transfer in Corrugated Passages," *Chem. Eng. Tech.*, No. 12, pp. 400~405.
- (19) Kim, N. H. and Cho, J. P., 1999, "Experimental Investigation of R-22 Condensation in Tubes with Small Inner Diameter," *Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Volume 7, pp. 45~54.
- (20) Byun, J. H. and Lee, K. J., 2000, "An Experimental Study of Condensation in Plate Heat Exchangers with R-410A," *Proceedings of the KSME 2000 Spring Annual Meeting B*, pp. 304~310.