

## 판각형 열교환기 내의 R-22 증발 압력강하 특성에 관한 실험적 연구

서 무 교<sup>†</sup>, 박 계 홍, 김 영 수<sup>\*</sup>

부경대학교 대학원, \*부경대학교 냉동공조공학과

### Experimental Study on R-22 Evaporation Pressure Drop Characteristic in Plate and Shell Heat Exchangers

Moo-Gyo Seo<sup>†</sup>, Jae-Hong Park, Young-Soo Kim<sup>\*</sup>

Department of Refrigeration Engineering, Graduate School of Pukyong University, Pusan 608-737, Korea

<sup>\*</sup>Department of Refrigeration Engineering, Pukyong University, Busan 608-737, Korea

(Received May 15, 2001; revision received July 25, 2001)

**ABSTRACT:** In this study, evaporation pressure drop experiments were conducted with two types of plate and shell heat exchangers (P&SHE) using R-22. An experimental refrigerant loop has been established to measure the evaporation pressure drop of R-22 in a vertical P&SHE. The flow channels were formed by adding three plates having a corrugated channel of a chevron angle of 45°. The R-22 flows down in one channel exchanging heat with the hot water flowing up in the other channel. The effect of the refrigerant mass flux, average heat flux, system pressure and vapor quality were explored in detail. During the experiment, the quality change between the inlet and outlet of the refrigerant channel ranges from 0.03 to 0.15. The present data showed that two types of P&SHE have similar trends. The pressure drop increases with the vapor quality for both types of P&SHE. At a higher mass flux, the pressure drop is higher for the entire range of the vapor quality. Also, the increase in the average heat flux increases the pressure drop. Finally, at a higher system pressure, the pressure drop is found to be slightly lower.

**Key words:** Plate and shell heat exchanger(판각형 열교환기), Pressure drop(압력강하), Refrigerant(냉매), Vapor quality(건도)

#### 기 호 설 명

$D$  : 전열판 직경 [m]

$D_h$  : 수력직경 [m]

$f$  : 마찰인자

$g$  : 중력가속도 [ $m/s^2$ ]

$G$  : 질량유속 [ $kg/m^2s$ ]

$L$  : 전열판의 특성길이 [m]

Re : Reynolds 수

$u$  : 속도 [m/s]

$v$  : 비체적 [ $m^3/kg$ ]

$X$  : 건도

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-51-620-6443; fax: +82-51-620-6443

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

그리스 문자

$\Delta P$  : 압력강하

$\Delta X$  : 진도변화량

$\rho$  : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]

$\mu$  : 점성계수 [ $\text{Ns/m}^2$ ]

### 하첨자

$g$  : 기체

$l$  : 액체

$m$  : 평균

$p$  : 예열기

$r$  : 냉매

$TP$  : 이상(two phase)

## 1. 서 론

많은 산업적 용도를 갖는 에너지 변환기로서 열교환기는 현재까지 성능개선을 위한 지속적인 연구와 개발이 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·공조 분야에서 갈수록 심화되는 사용공간의 제약성으로 인해 단위부피당 전열면적을 극대화시킨 고밀도, 고효율 열교환기가 관심을 끌고 있다. 또 최적의 설계로 압력손실은 낮추고 열전달계수는 극대화시킨 경제적이고 효율적인 냉동·공조 시스템 설계에 노력을 기울이고 있다.

고밀도 열교환기의 하나인 판형 열교환기는 1930년대에 최초로 제작되어 실용화되기 시작하였으며, 오늘날과 같은 형태의 전열판(thermal plate) 형상을 갖추게 된 것은 1950년대 후반에 빗살무늬(herringbone 또는 chevron) 형태 개념이 도입되면서부터이다. 판형 열교환기는 열교환기를 필요로 하는 식품산업뿐만 아니라 화학공업, 발전설비, 일반공업 등 거의 모든 산업분야 전반에 걸쳐 광범위하게 응용되고 있으며 판형 열교환기를 사용하여 얻는 이점에 대해서는 Williams<sup>(1)</sup>와 Kerner<sup>(2)</sup>의 연구 등에서 그 성과가 잘 나타나 있다. 특히, 지난 20년간 판형 열교환기는 응축기 내지는 증발기로서 냉동·공조 분야에 소개되어져 왔다.

본 연구에서 소개될 판각형 열교환기는 판형 열교환기와 유사하나 그에 대한 연구는 이루어지지 않은 상태이다. 이와 유사한 형태인 용접식 판형 열교환기(Compact brazed plate heat exchanger)는 1990년대 개발되어 현재 광범위하게 상용화되어 있다. 판각형 열교환기는 판과 셀 구조물로 구성된 형태로서 판형 열교환기의 고밀도, 고효율화와 셀 앤 튜브형 열교환기의 고압내구성성을 동시에 갖추고 있다. 따라서 이러한 장점으로 인해 앞으로 판각형 열교환기는 냉동·공조산업에서 이용 전망이 매우 높다.

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

따라서 본 연구에서는 증발기로 사용되는 판각형 열교환기의 설계자료를 확립하기 위해 두 가지 형태의 판형상에 대하여 R-22 증발 압력강하 특성을 실험적으로 연구하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

본 연구에 사용된 시험부의 치수 및 재원은 Fig. 1과 Table 1에 각각 나타나 있다. 이들 모두 3장의 전열판을 가지고 있으며, 외부의 치수나 형태는 모두 같다. 이들 전열판들은 판각형 열교환기 내에서 서로 반대 방향으로 주름이 교차되도록 되어 있다. Fig. 2와 Fig. 3에 본 실험에 대한 실험장치의 개략도 및 판각형 열교환기 내의 순환형식을 나타내었다.

실험장치의 구성은 시험부, 냉각수 및 냉매 순환조절장치, 온도 및 압력측정, 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 되어 있다.

#### 2.1.1 냉매 순환회로

냉매 순환회로는 압축기(LG, Scroll Compressor 2.3 HP), 질량유량계, 예열기, 시험부(판각형 열교환기), Strainer, Dryer/filter, 팽창밸브, 응축기와 증발기로 구성되어 있다. 냉매순환량은 바이패스

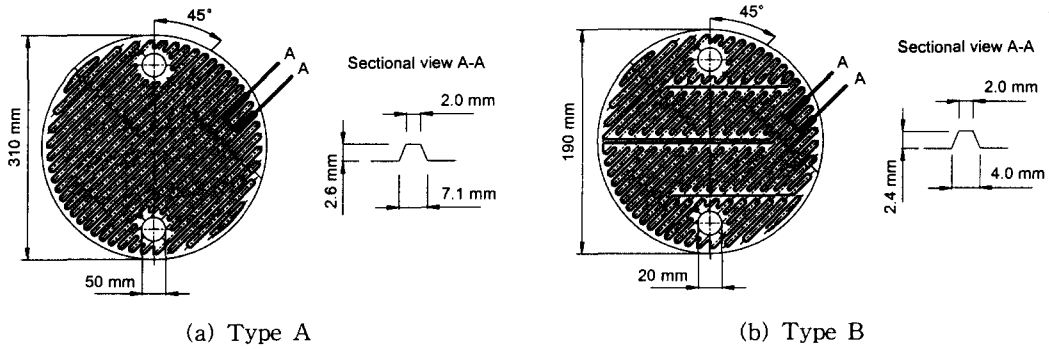


Fig. 1 Schematic diagram of plate and shell heat exchanger.

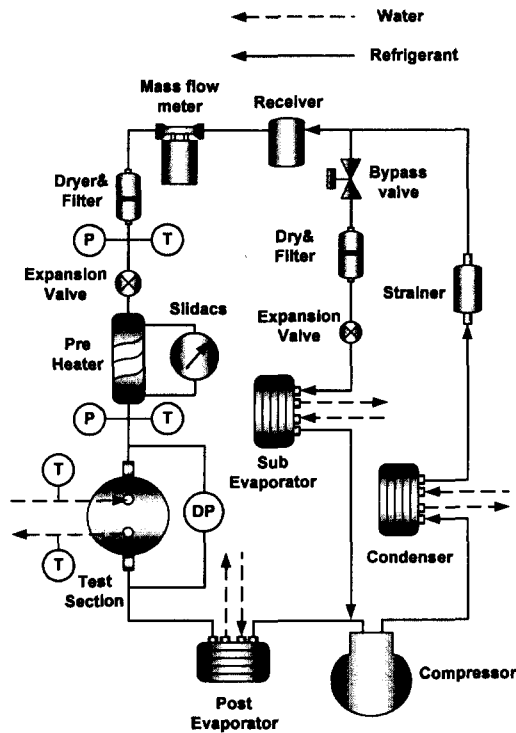


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental system.

밸브의 개폐에 의해서 조절되며 질량유량계(Oval, D040S-SS-322, 용량 : 0~18 kg/min, accuracy  $\pm 0.2\%$ )로 측정하였다. 예열기는 전기히터로 냉매를 가열하여 조건에 맞는 증기건도를 시험부에 공급하기 위해 사용하였다. 여기서 전기히터로부터 냉매로의 전열량은 파워메타(YOKOGAWA WT 110)에 의해 측정되었다. 그리고 시험부의 포화압력은 팽창밸브의 조절과 냉각수 순환회로

Table 1 Configurations of the P&SHE

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

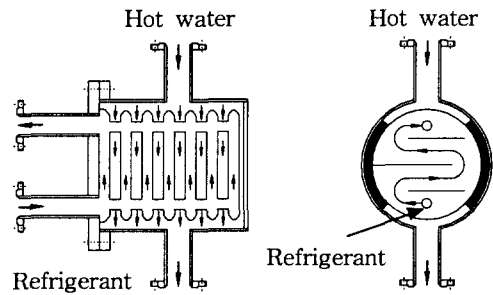


Fig. 3 Details of flow pattern in plate and shell heat exchanger.

의 냉각수 온도로 조절하였다.

2.1.2 수 순환회로

실험장치에서 시험부에 온수를 순환시키는 수 순환회로는 물의 온도를 조절하기 위해 5 kW의 히터와 3 RT급 냉동기를 사용한 100리터 용량의 항온조로 구성되어 있다.

시험부의 셀측으로 들어가는 온수는 판측으로 흐르는 냉매와 열교환 후 다시 항온조로 재유입된다. 이때 냉각수 입구와 출구에 온도센서(T-type Thermocouple)를 설치하여 온도를 측정하

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

시험부의 냉매에 대한 시험조건(Vapor quality, System pressure, Heat flux)을 얻기 위해 수 순환회로에서 온도와 유량을 조절하였다

2.1.3 계측기와 데이터 취득

시험부와 예열기의 입·출구에 온도센서(T-type Thermocouple)를 설치하여 온도를 측정하였다. 시스템의 압력을 측정하기 위해 압력 트랜스듀서(DRUCK, PMP1400)를 시험부의 입구에 설치하였으며 시험부 내에서의 압력손실을 측정하기 위해 차압 트랜스듀서(DRUCK, PMP4170)를 설치하였다.

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

2.2 실험방법

각 실험에서 시험부 입구의 R-22의 압력은 팽창밸브의 개도와 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.

Table 2은 본 실험에서의 실험조건들을 나타내고 있다.

3. 데이터 처리

수력학적 직경의 정의로부터, Shah and Wan-

Table 2 Test conditions

Refrigerant mass flux [kg/m <sup>2</sup> s]	63~120
Heat flux [kW/m <sup>2</sup> ]	4.0~10.5
System pressure [MPa]	0.6, 0.7

niarachchi<sup>(9)</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.

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

여기서,  $b$ 는 판의 정상에서 바닥까지의 높이로 정의된다. 따라서 Reynolds 수는 다음과 같이 정의된다.

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

여기서,  $G$ 는 전열판의 상당직경인  $2/3 D$ 를 기준으로 한 단위채널당의 질량유속을 나타낸다.

시험부 판측의 입구 냉매건도  $X_i$ 는 팽창밸브 전후에서의 압력과 온도를 이용하여 열역학 선도에서 결정하였다.

시험부 내의 전열량은 셀측의 온수로부터 다음의 식으로 구해진다.

$$Q_{w,h} = m_{w,h} C_{p,w} (T_{w,h,i} - T_{w,h,o}) \quad (3)$$

시험부의 판측을 지나는 동안 건도변화는 다음과 같다.

$$\Delta X = \frac{Q_{w,h}}{m_r \cdot i_{fg}} \quad (4)$$

따라서 시험부에서의 평균 건도는 다음과 같다.

$$X_{ave} = X_m = X_i + \frac{\Delta X}{2} \quad (5)$$

R-22가 판각형 열교환기를 지나 증발할 때 마찰에 의한 압력강하  $\Delta P_f$ 는 다음과 같이 계산하였다.

$$\Delta P_f = \Delta P_{exp} - (\Delta P)_{man} - \Delta P_a - \Delta P_{ele} \quad (6)$$

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.<sup>(10)</sup>

$$\Delta P_a = G^2 v_{fg} \Delta X \quad (7)$$

$$\Delta P_{ele} = \frac{gL}{v_m} \quad (8)$$

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

$$v_m = [X_m v_g + (1 - X_m) v_l] = (v_l + X_m v_{fg}) \quad (9)$$

입·출구의 포트에서의 압력강하는 Shah and Focke<sup>(7)</sup>에 의해 경험적으로 제안되었다. 이것은 입구에서의 유동확대에 대한 수두의 대략 1.5배이다.

$$(\Delta P)_{man} \approx 1.5 \left( \frac{u_m^2}{2v_m} \right)_i \quad (10)$$

여기서,  $u_m$ 은 평균 유동속도이다. 균질모델에 대해 평균 속도는 다음과 같다.

$$u_m = G v_m \quad (11)$$

여기서,  $G$ 는 포트에서의 질량유속을 나타낸다.

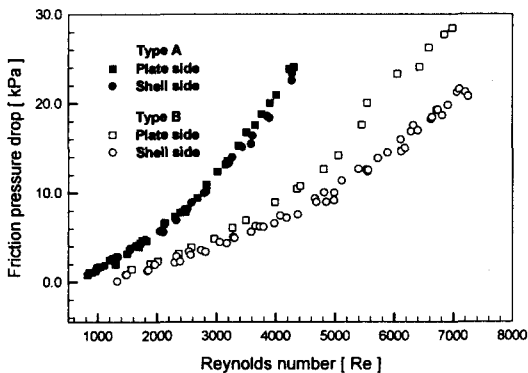


Fig. 4 Experimental results for single-phase flow frictional pressure drop in the plate and shell side.

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. 앞의 식들로부터 판각형 열교환기의 R-22 증발 마찰인자는 다음과 같이 계산된다.

$$f_{TP} \equiv \frac{\Delta P_f D_h}{2G^2 v_m L} \quad (12)$$

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 단상 마찰압력강하 특성

R-22 증발 압력강하를 측정하기 전에 물 대 물 단상실험이 먼저 이루어졌다. 두 가지 형태의 판각형 열교환기에 대한 실험결과들은 Fig. 4와 Fig. 5에 나타나 있으며, 최소자승법을 사용하여 판측과 셸측의 단상유동 마찰인자 상관식을 구해보면 다음과 같다.

Type A

$$\text{Plate side : } f_l = 1.020 \text{ Re}^{-0.080} \quad (13)$$

$$\text{Shell side : } f_l = 3.303 \text{ Re}^{-0.227} \quad (14)$$

Type B

$$\text{Plate side : } f_l = 0.38 \text{ Re}^{-0.032} \quad (15)$$

$$\text{Shell side : } f_l = 0.92 \text{ Re}^{-0.167} \quad (16)$$

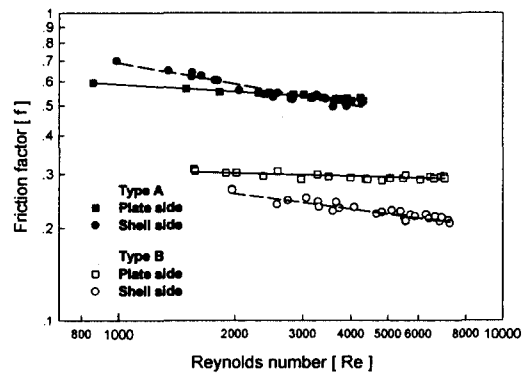


Fig. 5 Experimental results for single-phase flow friction factor in the plate and shell side.

제시된 상관식과 실험결과와의 평균오차는 Type A와 Type B 모두 3% 이내로 잘 일치하였다.

#### 4.2 증발 마찰압력강하 특성

판각형 열교환기의 두 가지 형태의 시험부에서 R-22 증발 마찰압력강하에 대하여 질량유속, 열유속 그리고 시스템 압력에 따른 영향을 다음과 같이 실험하였다. 각 실험조건에 대하여 냉매건도에 따른 마찰압력강하의 변화를 Fig. 6~10에 나타내었다.

Fig. 6은 Type A의 시험부에서 질량유속이 63, 72, 77 kg/m<sup>2</sup>s로 변할 때 평균 건도에 따른 마찰압력강하를 보여주고 있다. 이때 시스템 압력은 0.7 MPa이고, 열유속은 9.6~10.5 kW/m<sup>2</sup>이다. 평균 건도는 0.2에서 0.63까지 변화한다. 평균 건도  $X_m$ 은 판각형 열교환기의 입구건도  $X_i$ 와 판각형 열교환기 내에서의 건도변화량  $\Delta X$ 로부터 계산된 것이다. Fig. 6에서 질량유속과 건도가 증가할수록 마찰압력강하도 증가하고 있음을 알 수 있다. 특히 질량유속이 77 kg/m<sup>2</sup>s일 때, 마찰압력강하는 건도가 0.2일 때보다 0.63일 때가 약 80% 정도 높다. 이것은 고건도 영역에서는 증기의 속도가 빠르기 때문에 이에 따라 압력강하도 증가하기 때문이다.

Fig. 7은 시스템 압력이 0.7 MPa, 질량유속이 77 kg/m<sup>2</sup>s에서 열유속이 변할 때 평균 건도에 따른 마찰압력강하의 변화를 나타내고 있다. Fig. 7

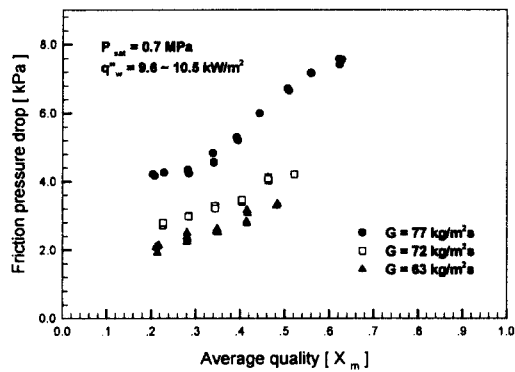


Fig. 6 Frictional pressure drop variation with mean vapor quality for various mass fluxes at  $P_{sat}=0.7$  MPa and  $q_w''=9.6\sim 10.5$  kW/m<sup>2</sup> for Type A.

에서도 Fig. 6에서와 같이 전체적으로 평균 건도가 증가할수록 마찰압력강하도 증가하고 있다. 건도에 따른 평균 마찰압력강하는 열유속이 9.6~10.5 kW/m<sup>2</sup>일 때가 7.8~8.2 kW/m<sup>2</sup>일 때보다 약 25% 정도 높다.

Fig. 8은 R-22의 포화온도 6°C, 11.5°C에 각각 해당하는 시스템 압력 0.6, 0.7 MPa에 대하여 평균 건도에 따른 마찰압력강하를 보여주고 있다. 이때 냉매의 질량유속은 63 kg/m<sup>2</sup>s이고, 평균 부과된 열유속은 9.6~10.5 kW/m<sup>2</sup>이다. Fig. 8에서도 평균 건도에 따라 마찰압력강하는 증가한다. 그러나 시스템 압력이 증가할수록 마찰압력강하

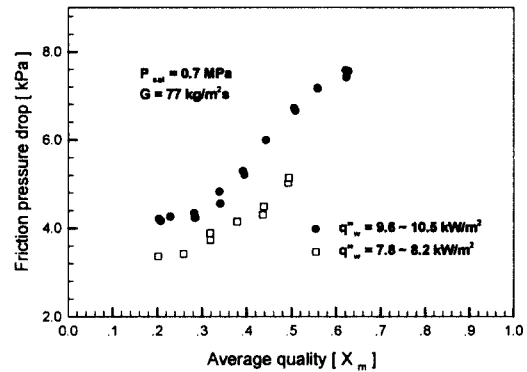


Fig. 7 Frictional pressure drop variation with the mean vapor quality for two different heat fluxes at  $P_{sat}=0.7$  MPa and  $G=77$  kg/m<sup>2</sup>s for Type A.

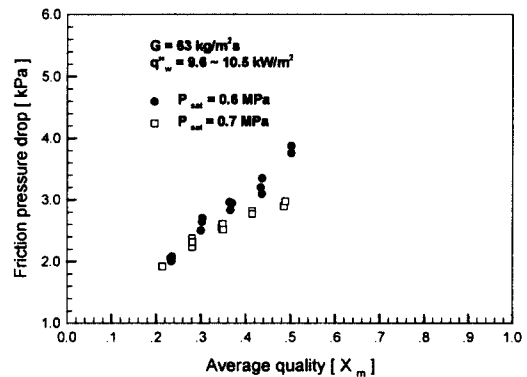


Fig. 8 Frictional pressure drop variation with the mean vapor quality for various system pressures at  $G=63$  kg/m<sup>2</sup>s and  $q_w''=9.6\sim 10.5$  kW/m<sup>2</sup> for Type A.

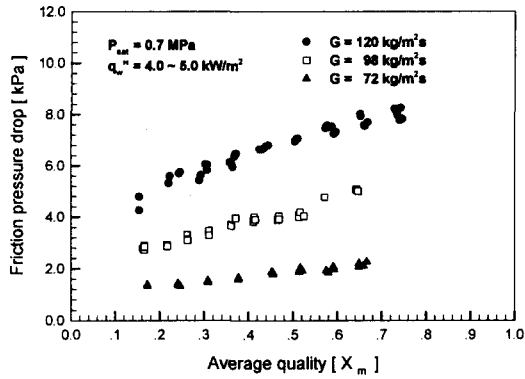


Fig. 9 Frictional pressure drop variation with mean vapor quality for various mass fluxes at  $q_w''=4.0\sim5.0\text{ kW/m}^2$  and  $P_{sat}=0.7\text{ MPa}$  for Type B.

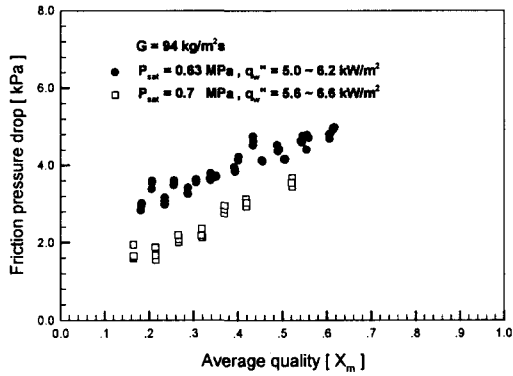


Fig. 10 Frictional pressure drop variation with mean vapor quality for various system pressure at  $G=94\text{ kg/m}^2\text{s}$  for Type B.

는 감소한다. 이것은 압력이 증가할수록 증기의 속도가 감소하기 때문이다. 또한 저건도 영역 ( $X_m < 0.3$ )에서는 고건도 영역에 비해 시스템 압력의 영향이 작음을 알 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10에서는 Type B의 결과들을 제시하였다. Fig. 9에서의 마찰압력강하 경향은 Fig. 6의 것과 유사하게 압력강하는 평균 건도에 따라 증가하였고, 전체 건도범위에 대해 높은 질량유속은 높은 압력강하를 유발하였다.

Fig. 10에서는 시스템 압력이 증가함에 따라 마찰압력강하가 감소하고 있음을 나타내고 있다. 이것은 높은 시스템 압력에서 R-22의 증기의 비

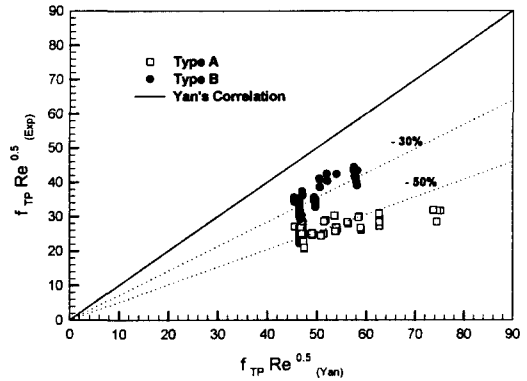


Fig. 11 Comparison of the present friction factor with those for plate heat exchanger from Yan et al.<sup>(11)</sup>

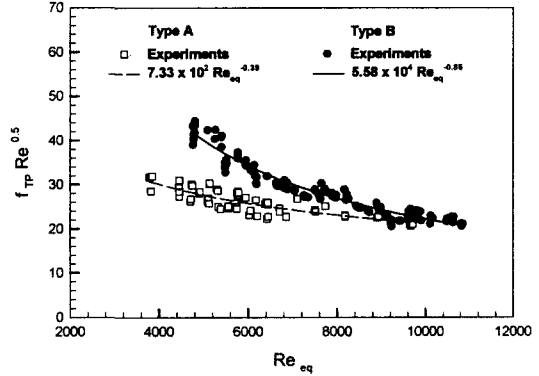


Fig. 12 Comparison of the proposed correlation for the friction factor with the present data.

체적이 적고 액상의 점성계수가 낮기 때문이다.

Fig. 11은 판형 열교환기를 연구하여 제시한 Yan<sup>(11)</sup>의 상관식과 본 실험결과를 비교한 것으로 Yan의 상관식은 Type A의 경우 50%, Type B의 경우 30% 정도 실험결과를 과대예측하고 있다. 또한 Type B가 Type A에 비해 마찰인자가 높은 것은 Type B의 수평방향 주름이 유체의 정체구간을 증가시킨 것에 기인한 것으로 사료된다.

Fig. 12는 증발기로서 판각형 열교환기의 사용을 원활히 하기 위해 실험결과로부터 제안된 Type A와 Type B의 마찰인자 상관식은 다음과 같다.

Type A

$$f_{TP} = 7.33 \times 10^2 \text{Re}_{eq}^{-0.39} \quad (17)$$

$$3500 \leq \text{Re}_{eq} \leq 10000$$

Type B

$$f_{TP} = 5.58 \times 10^4 \text{Re}_{eq}^{-0.85} \quad (18)$$

$$4500 \leq \text{Re}_{eq} \leq 11000$$

Re<sub>eq</sub>는 등가 레이놀즈수로 다음과 같이 정의된다.

$$\text{Re}_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l} \quad (19)$$

여기서, G<sub>eq</sub>는 Akers et al.<sup>(12)</sup>에 의해 제안된 식으로 아래와 같다.

$$G_{eq} = G \left[ 1 - X_m + X_m \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad (20)$$

식(21)과 식(22)는 대부분의 실험자료를 ±10% 이내에서 잘 예측하고 있다

### 5. 결 론

판각형 열교환기의 두 가지 형태의 전열판에서 R-22를 사용하여 질량유속 63~120 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 4.0~10.5 kW/m<sup>2</sup>, 시스템 압력 0.6, 0.7 MPa 범위에서 증발 압력강하 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

증발 마찰압력강하는 냉매의 평균 건도에 따라 증가하였고 또한 높은 질량유속에서 증발 마찰압력강하는 전체 건도영역에서 높게 나타났다. 열유속의 증가도 증발 마찰압력강하를 증가시켰으며, 반면에 높은 냉매포화압에서는 증발 마찰압력강하는 낮게 나타났다.

### 참고문헌

1. Williams, B., 1996, Heat Transfer Savings on a Plate, Heating and Air Conditioning Journal, Apt., pp. 29-31.
2. Kerner, J., Sjogren, S., and Svensson, L.,

- 1987, Where Plate Exchangers Offer Advantages Over Shell-and-Tube, Power, Vol. 131, pp. 53-58.
3. 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. Bounopane, 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 Braze 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. Collier, J. G., 1982, Convective Boiling and Condensation, 2nd ed., McGraw-Hill.
11. Yi-Yie Yan, Hsiang-Chao Lio and Tsing-Fa Lin, 1999, Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger, Transactions of



- the ASME, J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 118-127.
12. Akers, W. W., Dean, H. A. and Crosser, O., 1958, Condensation Heat Transfer Within Horizontal Tubes, Chem. Eng. Prog. 54, pp. 89-90.
13. 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, Vol. 7, pp. 45-54.