

# R-22를 사용한 용접형 판형 열교환기의 응축열전달 및 압력강하 특성에 관한 연구

전창덕\*, 권오갑\*\*, 이진호\*\*\*  
(2000년 4월 17일 접수)

## Study on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-22 in Brazed Plate Heat Exchanger

Chang Duk Jeon, O Kab Kwon and Jinho Lee

**Key Words:** R-22, Brazed Plate Heat Exchanger(용접형 판형열교환기), Condensation Heat Transfer(응축열전달), Pressure Drop(압력강하)

### Abstract

Experimental study has been carried out on the characteristics of pressure drop and heat transfer of brazed plate heat exchangers using R-22. Data are presented for the following range of variables: the mass flux ( $40\sim90\text{kg/m}^2\text{s}$ ), chevron angle ( $20^\circ, 35^\circ, 45^\circ$ ) and inlet pressure of the refrigerant (1.4 and 1.6MPa). For both subcooled and two-phase flow, as chevron angle increases, pressure drop and heat transfer coefficient decrease. Condensation heat transfer coefficient and pressure drop were compared with the previously proposed correlations. Among them, Traviiss correlation agreed with experimental results within  $-40\%\sim-84\%$  for heat transfer coefficient and  $-59\%\sim62\%$  for pressure drop.

### 기호설명

- A : 열전달 면적 [ $\text{m}^2$ ]
- D, d : 관직경 [m]
- $D_h$  : 수력직경 [m]
- G : 질량유속 [ $\text{kg/m}^2\text{s}$ ]
- h : 응축 열전달계수 [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]
- Re : Reynolds number,  $GD_h/\mu_1$
- t : 전열판 두께 [mm]
- T : 온도 [ $^\circ\text{C}$ ]
- U : 총합 열전달계수 [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]
- x : 건도
- $X_{tt}$  : Lockhart-Martinelli 변수

z : 유동방향길이 [m]

### 그리스문자

- k : 열전도계수 [ $\text{W/mK}$ ]
- $\rho$  : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]
- $\mu$  : 점성계수 [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ]
- $\phi_v$  : 이상곱셈자

### 하첨자

- cal : 이론값
- exp : 실험값
- f : 마찰
- l : 액체
- LMTD : 대수평균온도차
- r : 냉매
- tp : 이상유동
- v : 기체
- w : 냉각수

\* 회원, 충주대학교 기계공학과

\*\* 회원, (주) 센추리

\*\*\* 회원, 연세대학교 기계공학과

E-mail : cdjeon@gukwon.chungju.ac.kr

TEL : (043)841-5134 FAX : (043)841-5120

## 1. 서론

한정된 에너지 자원으로 인한 에너지 고갈에 대한 위기 의식과 에너지 소비의 증가추세로 인하여 선진국에서는 냉동시스템의 고효율화에 큰 노력을 기울이고 있다. 이러한 노력의 결과로 가정용, 산업용 냉동 공조 분야에 적용 가능한 고성능의 압축기를 포함하여 고효율, 고밀도의 응축기, 증발기 등이 개발되어 왔다.

고밀도 열교환기중의 하나인 판형 열교환기는 1990년대에 이르러 가스켓이 필요없는 용접형 판형 열교환기가 개발된 후에 점차 냉동·공조분야의 관심을 끌고 오늘날 널리 사용되고 있는 판형 열교환기의 전열판(thermal plate) 모양은 1950년대 후반에 개발된 청어뼈(herring-bone) 형상으로, 이웃하는 전열판을 서로 엇갈리게 배치함으로써 접촉점의 수가 크게 증가하였다. 이러한 구조적 형상으로 인해 강도가 크게 향상되었으며 사용온도 및 압력한계를 높일 수 있었다. 그러나 가스켓을 사용하는 열교환기로는 사용온도와 압력을 높이는 데 분명한 한계를 갖고 있다.

가스켓을 전열판 사이에 넣고 조이는 기존의 방식에서 각 전열판 사이에 용접용 클래드(clad)를 삽입한 다음 고온에서 동시에 용접시키는 용접형 판형 열교환기의 개발로 사용한계가 40bar 까지 증대되었다. 내열, 내압성이 크게 향상된 판형 열교환기의 등장은 기존의 냉동 공조에 널리 사용되고 있는 셸-튜브형(shell and tube) 열교환기를 대체할 수 있는 가능성을 높여 주었다.

대부분의 판형 열교환기는 두 작동유체가 단상으로 열을 수수하는 액체 대 액체의 작동조건으로 사용되어 왔기 때문에 지금까지 발표된 거의 모든 연구<sup>(1~7)</sup>는 단상유동과 관련된 것이다. 판형 열교환기가 갖고 있는 장점으로 인해 이에 대한 연구는 지속적으로 수행되고 있으나 연구 범위가 액체 대 액체인 단상유동의 열교환에 국한되어 있으며 냉동시스템에 적용하고자 용접형 판형 열교환기를 대상으로 냉매를 이용한 상변화 열전달에 대한 연구사례는 거의 없는 실정이다. 따라서 본 연구는 R-22를 작동유체로 하여 세브론 각의 변화가 열전달 및 압력강하 특성에 미치는 영향을 분석하기 위해 3종의 응축기용 용접형 판형 열교환기에 대한 압력강하 및 열전달 특성을 실험하였으며 기존의 상관관계식과의 비교를 통해

향후 용접형 판형 열교환기를 이용한 냉동시스템 설계에 활용할 수 있는 데이터를 제공하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험모델

압력강하 및 열전달 특성을 알아보기 위해 선택한 용접형 판형 열교환기(이하 판형 열교환기)의 형상과 재원은 각각 Fig. 1, Table 1과 같다. 냉매는 위쪽 포트에서 유입되어 응축되면서 아래쪽 포트에 나가게 되고 냉각수는 반대로 아래쪽 포트에서 유입되어 위쪽 포트에 유출되는 대향류식 열교환기이다.

세브론 각이 열전달 및 압력강하에 미치는 영향을 분석하기 위해 세브론 각이 20°, 35°, 45° 인 청어뼈 형상의 TAU사 제품을 실험모델로 선택하였다. 이들 판형 열교환기는 2개의 냉매유로와 3개의 냉각수 회로로 구성된 루우프 유동형태로써 모두 6장의 전열판이 사용된다.

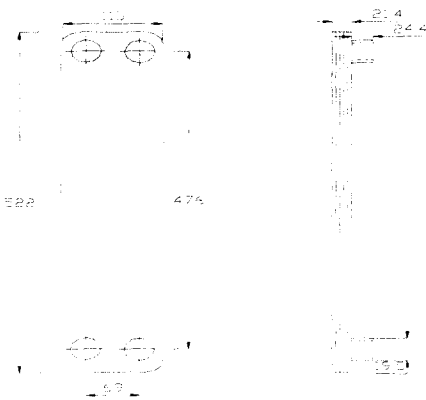
### 2.2 실험장치

판형 열교환기의 응축 특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도는 Fig. 2와 같다. 실험장치는 크게 냉매회로(실선부분)와 냉각수회로(점선부분)로 나눌 수 있다. 냉매회로의 주요 구성품으로는 기어식 냉매순환펌프, 질량유량계, 냉매가열탱크(enthalpy setting tank), 시험부, 열교환기, 압력조절탱크(pressure regulating tank) 등이 있으며, R-22를 작동유체로 사용하였다.

냉매순환펌프는 모터의 회전수를 제어하여 냉매유량을 조절하는 Tuthill사 자기구동(magnet drive) 기어펌프를 사용하였다. 냉매유량을 측정하기 위하여 냉매순환펌프 출구측에 Oval사 질량유량계, D040H-SS-200을 설치하였으며, 냉매를 과냉액상태로부터 포화증기 또는 과포화증기상태로 변화시키기 위해 냉매가열탱크를 사용하였다. 가열탱크로부터 가열된 냉매는 포화증기 또는 과포화증기상태로 되어 시험부로 유입된 후 냉각수와 열교환을 통해서 응축된다. 시험부를 통과하면서 응축되지 않은 냉매는 셸-튜브형 열교환기를 통하여 재차 응축과정을 거친다. 이는 냉매순환펌프의 입구조건을 항상 액상으로 유지시켜 안정적으로 유량을 순환시키기 위한 것이다. 전체 냉매회로의 압력은 압력조절탱크로 통해 이루어

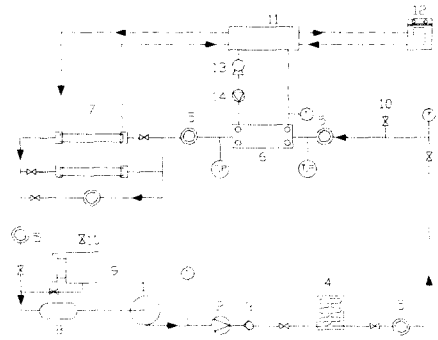
**Table 1** Characteristics of the plate heat exchangers investigated

Manufacturer		TAU						
Brazing		Copper 99.9%						
Working pressure		Max. 30bar						
Working temperature		Max. 200°C, Min.-160°C						
Number of plates		8						
Number of thermal plates		6						
Number of water channel		3						
Number of refrigerant channel		2						
Type	Channel gap(m)	Corrugated pitch(m)	Thickness (mm)	Chevron angle(°)	Number of corrugated shape	Length of plate (m)	Width of plate(m)	Heat transfer area per plate (m <sup>2</sup> )
H	0.002	0.0049	0.4	20	80	0.522	0.115	0.072
M	0.002	0.0052	0.4	35	69	0.522	0.115	0.072
L	0.002	0.0070	0.4	45	52	0.522	0.115	0.072

**Fig. 1** Configuration of plate heat exchanger

진다. 압력조절탱크는 직경 450mm, 높이 500mm 크기의 탱크로 제작되었으며, 내부에는 물과 10l 용량의 냉매탱크가 들어가 있다. 전기히터를 통해 물을 가열하고 이 물이 냉매탱크 안에 있는 냉매를 가열하는 중탕가열방식으로 압력을 조절하였다.

시험부 입구에서의 냉매온도, 압력, 건도는 냉매가열탱크에서의 가열량을 조절함으로써 얻을 수 있다. 냉매가열탱크는 외경 650mm, 높이 800mm의 크기로 탱크의 내부에 설치된 히터가 물을 가열하면 가열된 물이 길이 50m, 직경 3/8 in 동관을 따라 흐르는 냉매를 가열하는 중탕 구조로 되어 있으며 물의 온도를 가급적 균일하게



1	Gear pump	8	Filter & dryer
2	Mass flowmeter	9	Pressure regulating tank
3	Check valve	10	Charging port
4	Enthalpy setting tank	11	Isothermal tank
5	Sight glass	12	Water cooler
6	Test section	13	Water pump
7	Heat exchanger	14	Volumetric flowmeter

**Fig. 2** Schematic diagram of experimental apparatus

유지할 수 있도록 교반기를 사용하였다.

냉매의 상태를 직접 육안으로 확인할 수 있도록 여러 곳에 냉매가시창을 설치하였고, 외부로의 열손실을 방지하기 위하여 시험부를 비롯해서 냉매회로의 전구간을 단열 처리하였다.

용집형 판형 열교환기가 설치된 시험부는 입·출구에서의 압력과 온도를 측정하기 위해 Setra사 C230(절대압)과 C208(차압) 압력변환기와 Pt100Ω 온도센서를 설치하였으며 Measurement System사의 DataScan 7320 A/D변환기를 개인용 컴퓨터에 연결하여 데이터를 취득하였다.

2.3 실험방법 및 범위

시험부를 포함한 전체 실험장치를 설치한 후, 냉매 순환회로 내의 각 구성품, 배관 연결부위 및 시험부에 대해 고압의 질소가스를 사용하여 약 2.0MPa의 압력으로 누설시험을 수행하였다. 냉매를 충전시키기에 앞서 냉매 순환회로 내의 불응축 가스가 존재하면 냉동성능이 저하되므로 진공펌프를 이용하여 냉매 순환회로 내를 진공시킨 다음 충전실린더를 사용하여 R-22를 충전시켰다. 압력조절탱크를 사용하여 전체 실험장치의 압력 조건은 조절한 후 냉매펌프의 회전수를 변화시켜 원하는 냉매유량을 선택하였다. 그런 다음 냉매 가열탱크에 설치되어 있는 3개의 2kW, 5kW, 8kW 용량의 히터조합과 시험부 입구의 온도 신호를 피드백하여 PID 방식으로 제어함으로써 원하는 냉매 입구조건을 맞추었다. 가열량은 타이머와 전력계를 사용하여 구하였으며 냉매의 유량과 시험부 입구온도 및 압력이 ± 2% 이내로 안정되게 유지되는 정상상태 조건을 조성한 후에

Table 2 Test range of experiment

Subcooled flow		
Refrigerant side	Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	40 ~ 110
	Inlet pressure (MPa)	1.4, 1.6
Water side	Mass flow rate (kg/min)	1.0 ~ 4.0
	Inlet temperature (°C)	20
2-Phase flow		
Refrigerant side	Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	40 ~ 90
	Inlet pressure (MPa)	1.4, 1.6
	Inlet quality	1.0
	Outlet quality	0
Water side	Mass flow rate (kg/min)	1.0~6.0
	Inlet temperature (°C)	20

A/D 변환기를 통해 1초 간격으로 약 500개의 데이터를 취득하였다. Table 2 에 본 실험에 적용한 실험범위 및 조건을 나타냈다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 에너지 평형해석

시험부 입·출구에서의 건도 산출과 시험부의 단열상태, 측정 센서의 신뢰성 등을 검증하기 위해서는 에너지 평형해석이 필요하다. 시험부 입구에서의 건도는 냉매가열탱크 입구에서의 압력 및 온도, 냉매가열탱크에서 냉매로 전달된 열량 그리고 시험부 입구에서의 포화온도를 이용한 에너지 평형식으로부터 계산하였으며 시험부 출구의 건도는 시험부 입구조건과 시험부에서의 에너지 평형식을 사용하여 구하였다. 에너지평형해석 결과 시험부에서는 최대 5%, 냉매가열탱크에서는 7% 정도의 오차를 나타내었다.

3.2 과냉각 유동조건에서의 압력강하 및 열전달 특성

Fig. 3은 시험부 입구압력이 1.4MPa과 1.6MPa 일 때 H형(세브론각 20°) 열교환기의 압력강하량을 질량유속의 함수로 나타낸 그림이다. 입구 압력의 변화가 압력강하량에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있으며 이러한 결과는 전창덕 등<sup>(8)</sup>이 실험한 다채널관의 압력강하특성과 동일한 경향을 보이고 있다. 또한 널리 알려진 바와 같이 압력강하량은 근사적으로 질량유속의 제곱에 비례하여 증가하였다. Fig. 4는 시험부 입구 압력이 1.4MPa일 때 세브론각이 20°, 35°, 45° 인 H, M, L형 열교환기의 압력강하량을 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 세브론각이 증가할수록 압력강하량은 감소하였는데 이는 전열관의 주름이 세브론각이 증가할수록 유동과 평행이 되는 방향으로 놓여져 유동 저항이 감소하기 때문이다.

Edwards<sup>(9)</sup>가 정의한 것처럼 수력직경을 판형 열교환기에 대하여 구하면 아래와 같다.

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

여기서 전열판 깊이 e는 전열판 너비 w에 비해

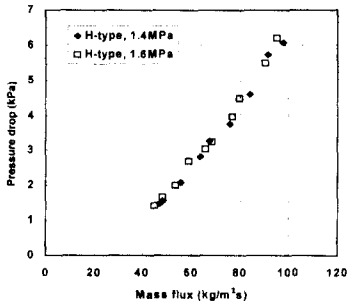


Fig. 3 The variation of pressure drop according to the change of inlet pressure for subcooled flow

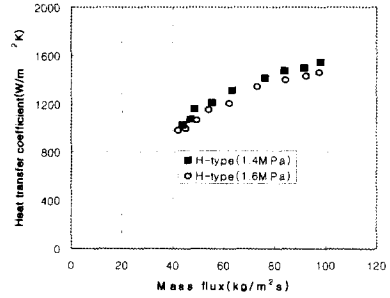


Fig. 5 The variation of heat transfer coefficient according to the change of inlet pressure for subcooled flow

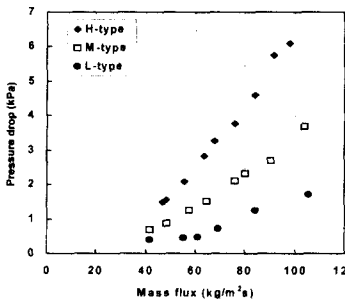


Fig. 4 Pressure drop as a function of mass flux for subcooled flow at 1.4MPa inlet pressure

상당히 작다고 가정하였다.

총합열전달계수와 냉매측 열전달계수, 물측 열전달계수는 식 (2)와 같이 표현되므로 냉매측 열전달계수를 알기 위해서 총합 열전달계수와 냉각수측 열전달계수를 알아야 한다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_w A_w} + \frac{1}{h_r A_r} + \frac{t}{kA} \quad (2)$$

총합열전달계수 U는 시험부 입·출구온도로부터 대수평균 온도차를 구하고 유로의 적층판수에 따른 대수평균 온도차 보정계수(LMTD correction factor) F를 계산<sup>(1)</sup>함으로써 식 (3)으로부터 구할 수 있다.

$$Q = UAF\Delta T_{LMTD} \quad (3)$$

냉각수측 열전달계수는 1차 유로에 고온의 물을 2차 유로에 저온의 물을 통과시켜 대수평균 온도차를 구한 후 식 (2)와 식 (3)을 이용하여 계

산할 수 있다. Buonopane 등<sup>(1)</sup>은 물을 작동유체로 단상유동시 다음과 같은 상관관계식을 제시하였다.

$$Nu = 0.2536 Re^{0.65} Pr^{0.4} \quad (4)$$

본 실험을 통해 구한 냉각수측 Nu값과 식 (4)를 사용하여 구한 결과는 약 -5~8%의 오차를 보였다. 그러므로 냉매측 열전달계수를 계산하는데 필요한 냉각수측 열전달계수는 Buonopane 상관관계식을 그대로 사용하였다.

Fig. 5는 H형 판형 열교환기에서 입구압력을 각각 1.4MPa, 1.6MPa로 주었을 때 질량유속의 변화에 따른 냉매측 열전달계수를 나타낸 그림이다. 압력강하와 마찬가지로 열전달계수는 입구압력의 변화에 크게 영향을 받지 않았다.

Fig. 6은 시험부 입구압력이 1.4MPa일 때 각 판형 열교환기들의 질량유속에 따른 열전달계수 변화를 비교한 그림으로 열전달계수 역시 압력강하처럼 세브론각이 작을수록 증가하였다.

H형인 경우 질량유속 97.8 kg/m<sup>2</sup>s에서 열전달계수가 1544W/m<sup>2</sup>K로 L형에 비해 약 60% 정도 크게 나타났다.

### 3.3 응축 유동조건에서의 압력강하 및 열전달 특성

#### 3.3.1 압력강하특성

각 판형 열교환기의 압력강하특성은 유사한 경향을 보이며 대표적인 경우로써 H-TYPE에 대

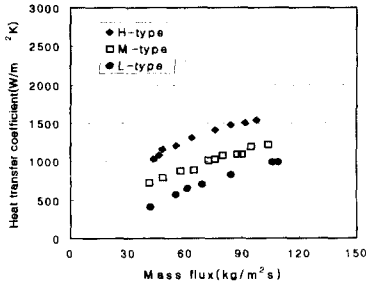


Fig. 6 Heat transfer coefficient as a function of mass flux for subcooled flow at 1.4MPa inlet pressure (all type)

한 결과를 Fig. 7에 도시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 입구압력의 변화가 압력강하량에 미치는 영향은 크지 않았으나 입구압력이 증가할수록 압력강하량은 다소 감소함을 보이고 있다. 입구압력이 증가하면 증기의 밀도가 증가하여 동일질량 유속에서 상대적으로 유로내 증기의 속도가 감소하기 때문에 압력강하량은 감소한다.<sup>(8)</sup> Fig. 8에서는 입구압력이 1.4MPa일 때 각 관형 열교환기의 압력강하를 보여주고 있는데, 과냉각유동의 경우처럼 세브론각이 감소할수록 압력강하량이 큰 폭으로 증가하였는데 H형인 경우 질량유속이 86.4kg/m<sup>2</sup>s에서 압력강하량이 13.82kPa로 L형에 비해 약 170% 정도 크게 나타났으며 냉매의 질량유속이 증가할수록 압력강하량이 증가하였으나 질량유속에 대한 압력구배가 과냉각 유동의 경우에 비해 상당히 낮게 나타났다.

3.3.2 열전달특성

Fig. 9는 H형 열교환기에서 질량유속과 입구압력의 변화에 따른 냉매측 응축 열전달계수를 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 열전달계수는 냉매유량이 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이고있으나 과냉각유동시처럼 질량유속에 따른 열전달계수 변화폭이 크지 않았다. 또한 동일한 유량조건에서 입구압력이 증가함에 따라 열전달계수는 약간 감소하였는데 이것은 입구 포화온도가 증가함에 따라 증기의 밀도가 증가하여 일정 질량유속에서 상대적으로 관내증기의 속도가 감소하기 때문이다.<sup>(8,10)</sup>

Fig. 10에는 각각의 관형 열교환기에 대한 냉매측 열전달계수를 비교 하였다. 냉매측 열전달계수

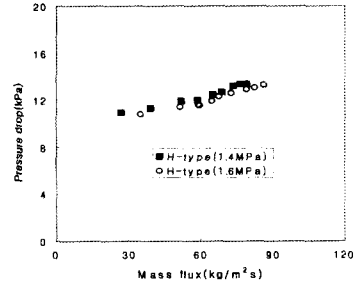


Fig. 7 The variation of pressure drop according to the change of inlet pressure for 2-phase flow condition (H-type)

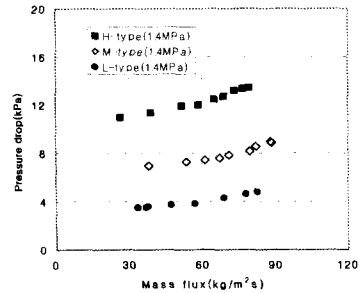


Fig. 8 Pressure drop as a function of mass flux at 1.4MPa inlet pressure for 2-phase flow condition

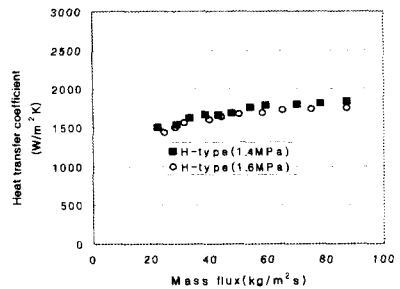


Fig. 9 Effects of inlet pressure and mass flux on heat transfer coefficient for 2-phase flow (H-type)

는 압력강하량처럼 세브론각이 증가할수록 감소하였다. H형인 경우 질량유속 86.4 kg/m<sup>2</sup>s에서 열전달계수가 1843W/m<sup>2</sup>K로 L형에 비해 약 52% 정도 크게 나타났다.

3.3.3 상관관계식

판형 열교환기는 응축이 일어나는 내부 형상이 아주 복잡하기 때문에 그 유동구조를 예측하는 것이 쉽지 않다. 그러므로 일반적인 수직관이나 수평관에 적용하는 응축 관계식을 그대로 사용하는 것은 다소 무리가 있을 것으로 예상된다. 그럼에도 불구하고 아직까지 판형 열교환기의 응축 과정 및 유동양식과 관련된 명확한 상관식이 개발되어 있지 않기 때문에 수력직경을 특성길이로 수평관에 적용되는 관련 식들을 적용하여 비교, 분석하였다.

Lockhart와 Martinelli<sup>(11)</sup>는 응축이 마찰압력손실에 영향을 미치지 않는다고 가정하여 마찰압력손실을 식 (5)와 같이 2상곱셈자와 2상류중 기체성분만이 흐른다고 가정할 경우에 발생하는 압력구배의 곱으로 표현하였다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \phi_v^2 \left(\frac{dP}{dz}\right)_v \quad (5)$$

여기서  $(dP/dz)_v$ 는 2상류 중에서 기상성분만이 관내를 충전하게 흐른다고 가정한 때의 마찰에 의한 압력구배이며, 일반적으로 Colburn이 제안한 식 (6)을 사용한다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_v = -\frac{0.092G^2x^2}{\rho_v d(Gx d/\mu_v)^{0.2}} \quad (6)$$

Fig. 11~Fig. 13에는 위에서 제안된 여러 국소 압력강하 관계식으로부터 길이방향에 대해 긴도가 선형적으로 변한다고 가정하여 판의 길이

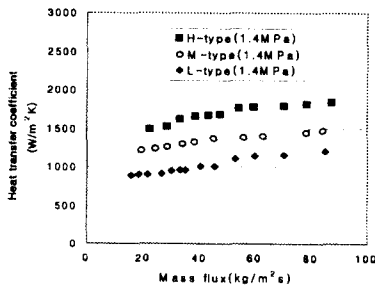


Fig. 10 Heat transfer coefficient as a function of mass flux for 2-phase flow at 1.4MPa inlet pressure condition

방향으로 적분하여 구한 압력강하와 실험결과를 비교하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 기존의 상관관계식을 적용한 결과와 본 연구의 실험결과와는 큰 차이를 보이고 있는데 이는 수평원관에 관한 식을 수정없이 적용했기 때문으로 판단된다.

Traviss<sup>(13)</sup>의 상관관계식을 사용한 경우는 -59~62% 범위에서, Azer<sup>(14)</sup>의 경우는 -12~94% 범위

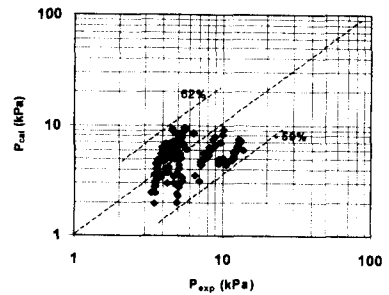


Fig. 11 Comparison of present result with Traviss' correlation

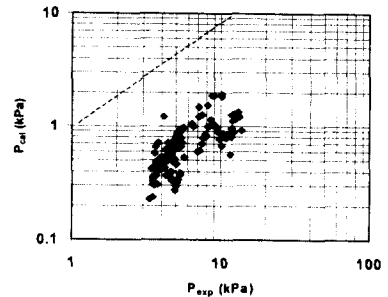


Fig. 12 Comparison of present result with Azer's correlation

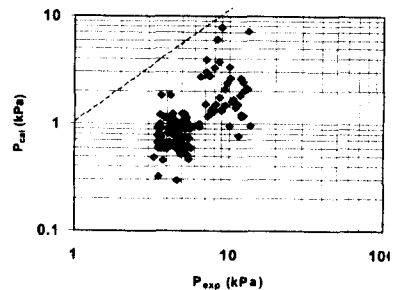


Fig. 13 Comparison of present result with Haraguchi's correlation

에서, Haraguchi<sup>(15)</sup>의 경우는 -70~95% 범위에서 본 실험결과와 일치함을 볼 수 있으며 Traviss의 결과가 가장 잘 상관됨을 알 수 있다.

환상유동모델에 의한 열전달해석은 중력의 영향을 무시하며 실험적인 방법에 의해 여러종류의 관계식이 제안되었다. 그 대표적인 연구자로 Akers,<sup>(16)</sup> Shah,<sup>(17)</sup> Traviss<sup>(13)</sup> 등을 들 수 있다. Shah<sup>(17)</sup>는 액상열전달계수 상관식인 Dittus-Böelter의 식을 이용하여 식 (7)과 같은 비교적 간단한 2상상태 열전달계수 상관관계식을 제안하였다.

$$h_{tp} = h_l \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right] \quad (7)$$

$Re_l > 3000$

여기서  $P_r$ 은 실제압력과 임계압력의 비이고  $h_{tp}$ 는 2상상태에서의 열전달계수이며  $h_l$ 은 액상에서의 열전달계수로서 Dittus-Böelter의 상관관계식에 의해 식 (8)과 같이 정의된다.

$$h_l = \frac{0.023Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4}k_l}{D} \quad (8)$$

Traviss<sup>(15)</sup>는 2상상태에서의 응축 열전달계수 상관관계식을 식 (9)와 같이 제안하였다.

$$Nu = F(X_{tt}) \frac{Pr_l Re_l^{0.9}}{F_2} \quad (9)$$

$F_2$ 는 응축기 입구 액체에 대한  $Re$ 수의 함수이며  $F(X_{tt})$ 는 2상 난류유동에서 사용되는 Lockhart-Martinelli 변수의 함수이다.

Fig. 14와 Fig. 15는 본 실험을 통해 얻은 평균 열전달계수와 Traviss,<sup>(13)</sup> Shah<sup>(17)</sup>에 의해 제안된 상관관계식으로부터 길이방향에 대해 건도가 선형적으로 변한다는 가정하에서 계산된 평균 열전달계수를 실험결과와 비교한 그림이다. 압력강하 결과처럼 기존의 상관관계식을 그대로 적용할 경우 실험결과와 상당한 차이를 보여주고 있다. 이는 대상 열교환기의 기하학적 형상 및 실험조건 등이 다르기 때문에 나타나는 현상으로 판단된다. Traviss 상관관계식을 사용하여 열전달계수를 예측할 경우 -40% ~ -84%의 오차범위에서, Shah 상관관계식을 사용할 경우는 -52% ~ -87%의 오차범위에서 실험값과 일치하였다.

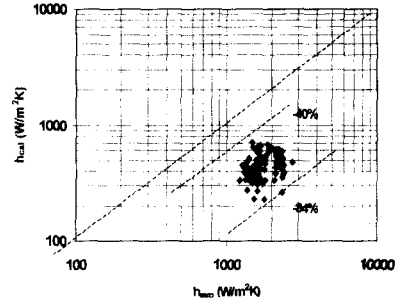


Fig. 14 Comparison of present result with Traviss' correlation

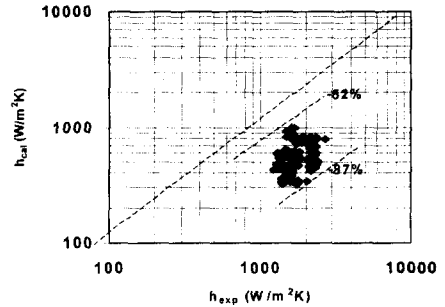


Fig. 15 Comparison of present result with Shah's correlation

#### 4. 결론

냉동·공조용으로 개발된 용접형 판형 열교환기의 기하학적 특성(세브론각; 20°, 35°, 45°)에 따른 압력강하 및 열전달특성을 알아보기 위해 냉매 R-22를 사용하여 단상유동 및 2상유동 응축과정시 질량유속과 입구압력을 변화시켜가며 실험을 수행하였다. 또한 기존 연구자들의 압력강하 및 열전달특성에 관한 상관관계식과 비교하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 단상유동 입·출구 조건의 경우, 시험부 입구압력의 변화에 따른 압력강하량 및 열전달계수는 거의 영향을 받지 않았으며 세브론각이 작을수록 열전달계수와 압력강하는 증가하였다. H형인 경우(세브론각 20°) 질량유속 97.8 kg/m<sup>2</sup>s에서 열전달계수가 1544W/m<sup>2</sup>K로 L(세브론각 45°)형에 비해 약 60% 정도 크게 나타났다.

(2) 2상유동 입·출구조건인 경우, 시험부 입구포화압력이 증가함에 따라 압력강하 및 열전달계수는 감소하였으며 H형인 경우 질량유속이



86.4 kg/m<sup>2</sup>s에서 압력강하량이 13.82kPa, 열전달계수는 1843W/m<sup>2</sup>K로 L형에 비해 각각 약 50% , 52% 정도 크게 나타났다.

(3) 기존의 상관식중 Traviss 상관관계식을 사용하여 열전달계수와 압력강하를 예측한 결과 열전달계수의 경우는 -40%~ -84%, 압력강하의 경우는 -59%~62% 범위에서 실험결과와 일치하였다.

## 후 기

본 연구는 1997~1998년도 산학협동재단 학술연구비 지원에 의해 수행되었으며 이에 깊은 감사를 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Buonopane, R. A., Troupe, R. A., and Morgan, J. C., 1963, "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers," *Chemical Engineering Progress*, Vol. 59, No. 7, pp. 57~61.
- (2) Jackson, B. W., and Troupe, R. A., 1966, "Plate Heat Exchanger Design by  $\epsilon$ -NTU Method," *Chem. Eng. Prog. Symp. Series*, Vol. 62, No. 64, pp. 185~196.
- (3) Raju, K. S. N., and Bansal, J. C., 1983, "Design of Plate Heat Exchangers," in: *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, S. Kakac, R. K. Shah, and A. E. Bergles, eds., pp. 899~912.
- (4) Cooper, A., 1974, "Recover more Heat with Plate Heat Exchangers," *The Chemical Engineer*, Vol. 259, No. 1, pp. 280~285
- (5) Kandlikar, S. G., and Shah, R. K., 1989, "Multipass Plate Heat Exchangers- Effectiveness NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. III, pp. 300~313.
- (6) Bogaert, R., and Bölcs, 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) Stasiek, J., Collins, M. W., Clofalo, M., and Chew, P. E., 1996, "Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages-I Experimental Results," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 1, pp. 149~164.
- (8) 전창덕, 정재원, 이진호, 강신형, 1999, "자동차 응축기용 다채널관의 압력강하 특성에 관한 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제23권, 제7호, pp. 881~892.
- (9) Edwards, M. F., 1974, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Newtonian and Non-Newtonian Liquids," *The Chemical Engineer*, Vol. 259, No. 1, pp. 286~288.
- (10) 전창덕, 정재원, 이진호, 1999, "자동차용 다채널관의 응축 열전달에 관한 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제23권, 제4호, pp. 479~491.
- (11) Breber, G., Palen, J. W., and Taborek, J., 1980, "Prediction of Horizontal Tubeside Condensation of Pure Components Using Flow Regime Criteria," *J. of Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 471~476.
- (12) Lockhart, R. W., and Martinelli, R. C. 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Components Flow in Pipes," *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 45, No. 1, p. 39.
- (13) Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B., 1972, "Forced - Convection Condensation inside Tube : A Heat Transfer Equation for Condenser Design," *ASHRAE Trans*, Vol. 79, pp. 157~165.
- (14) 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.
- (15) Haraguchi, H., Koyama, S., and Fujii, T., 1994, "Condensation of Refrigerant HCFC-22 , HFC-134a and HCFC-123 in a Horizontal Smooth Tube," 일본 기계학회 논문집, Vol. 60, No. 574, pp. 239~252.
- (16) Akers, W. W., Deans, H. A., and Crosser, O. K., 1959, "Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes," *Chemical Engineer Progress Symposium Series*, Vol. 55, pp. 171~176.
- (17) Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.