

R-404A를 사용한 용접형 판형 열교환기의 압력강하 및 응축 열전달특성에 관한 연구

권 오 갑[†], 전 창 덕^{*}, 강 종 식^{**}, 이 진 호^{***}

센추리(주), ^{*}충주대학교 기계공학과, ^{**}연세대학교 기계공학과 대학원, ^{***}연세대학교 기계공학과

Study on Pressure Drop and Condensation Heat Transfer Characteristics of R-404A in Brazed Plate Heat Exchanger

O Kab Kwon[†], Chang Duk Jeon^{*}, Jong Sik Kang^{**}, Jinho Lee^{***}

Industrial Machinery Sales Department, Century Corporation, Seoul 100-095, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Chungju National University, ChungBuk 383-870, Korea

^{**}Graduate School of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

^{***}Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

(Received July 3, 2000; revision received September 23, 2000)

ABSTRACT: Experimental study has been carried out on the characteristics of pressure drop and heat transfer of brazed plate heat exchangers using R-404A. Data are presented for the following range of variables: the mass flux (20~80 kg/m²s), chevron angle (20°, 35°, 45°) and inlet pressure of the refrigerant (1.4 and 1.6 MPa). 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, Traviss correlation agreed with experimental results within -35~ -82% for heat transfer coefficient and -73~93% for pressure drop.

Key words: R-404A, Brazed plate heat exchanger(용접형 판형열교환기), Condensation heat-transfer(응축열전달), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A : 열전달 면적 [m²]

D, d : 관직경 [m]

D_h : 수력직경 [m]

G : 질량유속 [kg/m²s]

Nu : Nusselt 수

P : 압력 [kPa]

Pr : Prandtl 수

Q : 총열전달량 [kJ]

Re : Reynolds 수

t : 전열판 두께 [mm]

U : 총합 열전달계수 [W/m²K]

x : 건도

$X_{\#}$: Lockhart-Martinelli 변수

그리스 문자

k : 열전도계수 [W/mK]

ρ : 밀도 [kg/m³]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-316-7311; fax: +82-2-316-7299

E-mail address: okkwon@gocentry.co.kr

μ : 점성계수 [Pa · s]
 Φ_v : 이상곱셈자

하첨자

cal : 이론값
exp : 실험값
r : 냉매
tp : 이상유동
v : 기체
w : 냉각수

1. 서 론

가스켓을 사용하는 판형 열교환기는 주로 상변화가 수반되지 않는 단상, 난류 유동조건에 매우 적합한 특성을 가지고 있어 식품 및 화학공정과 관련된 산업 분야에 널리 사용되어 왔다. 그러나 1990년대 이르러 가스켓이 필요 없는 내열, 내압성이 크게 향상된 용접형 판형 열교환기가 개발된 이후부터는 냉동·공조산업 분야에 판형 열교환기를 적용하고자 하는 시도가 활발히 이루어지고 있다.

냉동·공조시스템에 판형 열교환기를 사용하기 위해서는 다양한 냉매 적용에 따른 기초 기술자료가 요구되며 이러한 자료를 토대로 체계적이고 다양한 판형 열교환기 설계 및 개발이 이루어질 수 있다.

기존의 대표적 연구사례를 살펴보면 물을 작동 유체로 단상 유동조건에서 Buonopane et al.⁽¹⁾이 대수평균온도차 해석법을 이용하여 판형 열교환기의 설계방법을 제시하였으며, Jackson et al.⁽²⁾은 ϵ -NTU법을 사용하여 Reynolds 수가 400 이하일 때 가열 및 냉각조건에서 총합 열전달계수에 관한 상관관계식을 제시하였고 실험적으로 이를 검증한 바 있다. Raju et al.⁽³⁻⁴⁾은 열전달과 압력강하의 상관관계와 대수평균온도차 수정계수를 일괄적으로 정리하고 판형 열교환기 설계방법을 제시하였으며 판형 열교환기와 셸-튜브 열교환기의 성능비교를 통해 판형 열교환기의 우수성을 입증하였다. Cooper⁽⁵⁾는 판형 열교환기와 관류형 열교환기의 성능 및 장·단점을 비교하고 판형 열교환기에서 열전달계수식과 마찰계수식을 제시하였다. Kandlikar and Shah⁽⁶⁾은 유한차분법을 사용하여 다양한 유로와 배열에 대해 끝판 효과(end plate effect)를 연구하였고 대수평균온도차 수정계수와 유용도(effectiveness)를 표로 제시하였다. 최근에는 Gaiser et al.⁽⁷⁾이 다양한 종류의 세브론 각도를 갖는 주름진 유로(corrugated passage)에 대해 물질전달과 열전달의 상사성을 이용해서 국소 열전달계수의 분포를 구하였으며 평균 열전달계수, 평균 물질전달계수, 압력강하 등을 비교, 분석하였다.

판형 열교환기는 스위스의 TAU사, SWEP사, 미국의 Mueller사 등 국외의 제작사에 의해서 주도적으로 생산, 판매되고 있으나 제품사양과 관련된 정보만 제공하고 있을 뿐 상세한 설계 데이

Table 1 Characteristics of the plate heat exchangers investigated

Manufacturer				TAU			
Brazing				Copper 99.9%			
Working pressure				Max. 30 bar			
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)
H	0.002	0.0049	0.4	20	80	0.522	0.115
M	0.002	0.0052	0.4	35	69	0.522	0.115
L	0.002	0.0070	0.4	45	52	0.522	0.115

터를 공개하지 않고 있으며 지금까지 공개된 대부분의 연구들은 단상 유동조건과 관련된 것들이다. 따라서 본 연구에서는 상변화가 필수적으로 수반되는 냉동·공조시스템에 용접형 판형 열교환기를 사용하여 판형 열교환기의 기하학적 특성, 유동조건, 그리고 냉매의 특성에 따른 응축열 전달 및 압력강하를 분석하고 기존의 상관관계식과의 비교를 통해 판형 열교환기의 성능을 예측하였다. 본 실험에 사용된 냉매는 R-22의 대체냉매로 개발된 유사 공비 혼합 냉매(near-azeotropic refrigerant) R-404A이다.

2. 실험

2.1 실험모델

실험에 사용된 용접형 판형 열교환기(이하 판형 열교환기)의 형상과 제원은 Fig. 1, Table 1에 각각 나타냈다. 냉매는 위쪽 포트에서 유입되어 응축되면서 아래쪽 포트로 나가게 되고 냉각수는 반대로 아래쪽 포트에서 유입되어 위쪽 포트에서 유출되는 대향류식 열교환기이다.

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

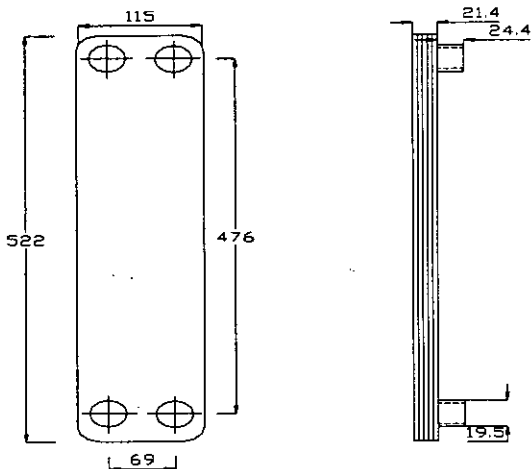


Fig. 1 Configuration of plate heat exchanger.

2.2 실험장치

Fig. 2에 나타낸 바와 같이 실험장치는 크게 냉매회로(실선부분)와 냉각수회로(점선부분)로 구성된다. 냉매회로의 주요 구성품으로는 기어식 냉매순환펌프, 질량유량계, 냉매가열탱크(enthalpy setting tank), 시험부, 열교환기, 압력조절탱크(pressure regulating tank) 등이 있다. 모터 회전수를 제어하여 유량을 조절하는 Tuthill사 자기구동 기어펌프(magnet drive gear pump)를 사용하여 냉매를 순환시켰으며, 냉매유량은 Oval사 질량유량계, D040H-SS-200을 냉매순환펌프 출구측에 설치하여 측정하였다. 냉매를 과냉액(sub-cooled liquid)상태로부터 포화증기(saturated vapor) 또는 과포화증기(superheated vapor)상태로 변화시키기 위해 냉매가열탱크를 사용하였다. 가열탱크로부터 가열된 냉매는 포화증기 또는 과포화증기상태로 되어 시험부로 유입된 후 냉각수와 열교환 과정을 거쳐 응축된다. 시험부를 통과하면서 응축되지 않은 냉매는 헬-튜브형 열교환기를 통하여 재차 응축과정을 거친다. 이는 냉매순환펌프의 입구조건을 항상 액상으로 유지시켜 안정적으로 유량을 순환시키기 위한 것이다. 전체

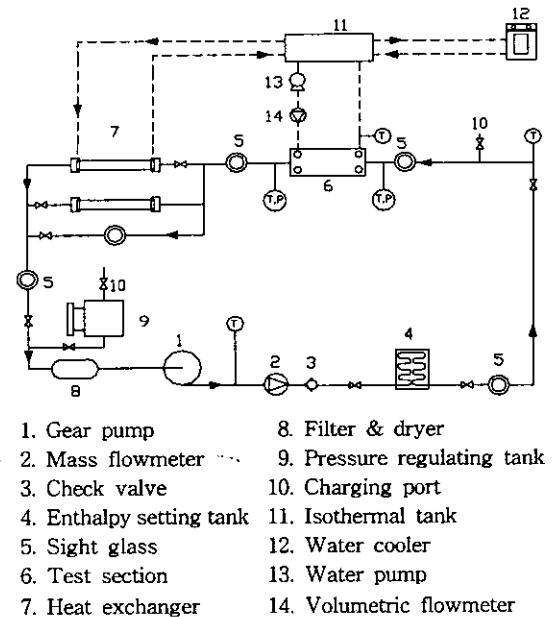


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

냉매회로의 압력은 압력조절탱크로 통해 이루어진다.

압력조절탱크 내부에는 물과 10 l 용량의 냉매 탱크가 들어 있다. 전기히터를 통해 물을 가열하고, 가열된 물이 냉매탱크 안에 있는 냉매를 가열하는 증탕가열방식으로 압력을 조절하였다. 시험부 입구에서의 냉매온도, 압력, 건도는 냉매가열탱크에서의 가열량을 조절함으로써 얻을 수 있다. 냉매가열탱크는 외경 650 mm, 높이 800 mm의 크기로 탱크의 내부에 설치된 전기히터가 물을 가열하면 가열된 물이 길이 50 m, 직경 3/8 in 동관을 따라 흐르는 냉매를 가열하는 간접가열방식으로 되어 있으며 물의 온도를 가급적 균일하게 유지할 수 있도록 교반기를 사용하였다.

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

판형 열교환기가 설치된 시험부는 입·출구에서의 압력과 온도를 측정하기 위해 Setra사 C230(절대압)과 C208(차압) 압력변환기와 Pt100 Ω 온도센서를 설치하였으며 Measurement System사의 DataScan 7320 A/D 변환기를 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 2.0 MPa의 압력으로 누설시험을 수행하였다. 냉매를 충전시키기에 앞서 냉매 순환회로 내의 불용축 가스가 존재하면 냉동성능이 저하되므로 진공펌프를 이용하여 냉매 순환회로 내를 진공시킨 다음 충전실린더를 사용하여 냉매를 충전시켰다. 압력조절탱크를 사용하여 전체 실험장치의 압력조건은 조절된 후 냉매펌프의 회전수를 변화시켜 원하는 냉매유량을 선택하였다. 그런 다음 냉매가열탱크에 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

Table 2 Test range of experiment

Subcooled flow		
Refrigerant side	Mass flux (kg/m ² s)	20~80
	Inlet pressure (MPa)	1.4, 1.6
Water side	Mass flow rate (kg/min)	0.5~3.0
	Inlet temperature (°C)	20
2-Phase flow		
Refrigerant side	Mass flux (kg/m ² s)	20~60
	Inlet pressure (MPa)	1.4, 1.6
	Inlet quality	1.0
	Outlet quality	0
Water side	Mass flow rate (kg/min)	0.5~4.0
	Inlet temperature (°C)	20

$\pm 2\%$ 이내로 안정되게 유지되는 정상상태 조건을 조성한 후에 A/D 변환기를 통해 1초 간격으로 약 500개의 데이터를 취득하였다. Table 2는 본 실험에 적용한 실험범위 및 실험조건이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 에너지 평형해석

에너지 평형해석을 통해 시험부 입·출구에서의 건도 산출과 시험부의 단열상태, 측정 센서의 신뢰성 등을 검증하였다. 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 사용해서 구하였다.

R-404A를 사용하여 에너지 평형해석을 한 결과 시험부에서는 최대 7.3%, 냉매가열탱크에서는 최대 8.7%의 정도의 오차를 나타냈다.

3.2 단상유동조건에서의 압력강하 및 열전달특성

냉동·공조용 판형 열교환기는 상변화 과정을 통한 잠열 열전달을 이용하지만 과냉각 유동조건에서의 실험을 통해 얻은 결과를 기존의 단상유동에 적용되는 관계식과 비교해 봄으로써 실험장치, 실험방법, 데이터 처리과정의 타당성을 검증

할 수 있다.

과냉각 유동조건에서의 압력강하 및 열전달특성을 분석하기 위해 세브론 각도가 다른 3종의 판형 열교환기를 대상으로 냉각수 입·출구의 온도차를 5℃로 일정하게 유지하면서 냉매의 질량유량과 입구압력을 변화시켜 가며 실험을 수행하였다. Fig. 3은 시험부 입구압력이 1.4MPa과 1.6MPa일 때 H형(세브론각 20°) 열교환기의 압력강하량을 질량유속의 함수로 나타낸 그림이다. 입구압력의 변화가 압력강하량에 미치는 영향은 매우 작으며 이러한 결과는 다체널관의 압력강하

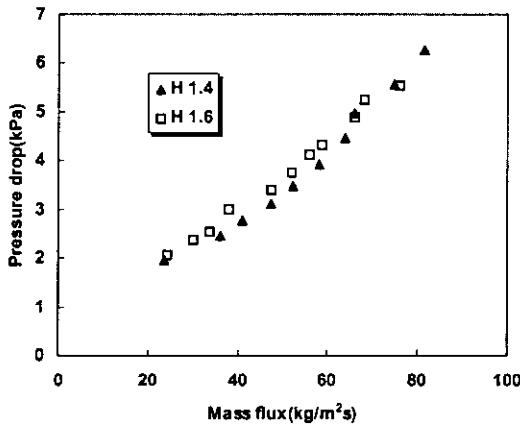


Fig. 3 The variation of pressure drop according to the change of inlet pressure for subcooled flow.

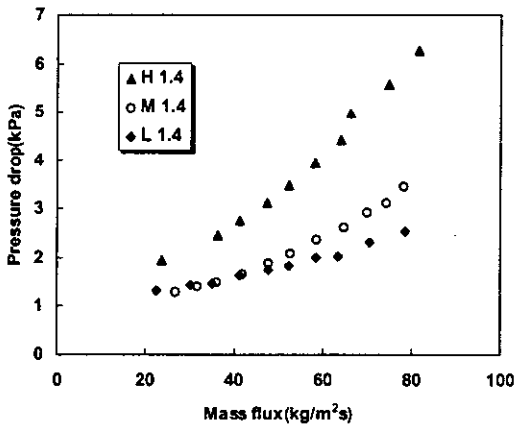


Fig. 4 Pressure drop as a function of mass flux for subcooled flow at 1.4 MPa inlet pressure.

특성을 연구한 전창덕 등⁽⁸⁾의 결과와 일치하고 있다.

Fig. 4는 시험부 입구 압력이 1.4MPa일 때 세브론각이 20°, 35°, 45°인 H, M, L형 열교환기의 압력강하량을 나타낸 그림으로 세브론각이 증가할수록 압력강하량은 감소하였는데 이는 세브론각이 증가할수록 전열관의 주름이 유동과 평행을 이루는 방향으로 되어 유동 저항이 감소하기 때문이다.

총합 열전달계수와 냉매측 열전달계수, 물측 열전달계수는 식(1)과 같이 표현되므로 냉매측 열전달계수를 알기 위해서 총합 열전달계수와 냉각수측 열전달계수를 알아야 한다.

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

총합 열전달계수 U 는 시험부 입·출구 온도로 부터 대수평균 온도차를 구하고 유로의 적층판수에 따른 대수평균 온도차 보정계수(LMTD correction factor) 수평균온도차 F 를 계산⁽¹⁾함으로써 식(2)로부터 구할 수 있다.

$$Q = UAFAT_{LMTD} \quad (2)$$

냉각수측 열전달계수는 1차 유로에 고온의 물을 2차 유로에 저온의 물을 통과시켜 대수평균 온도

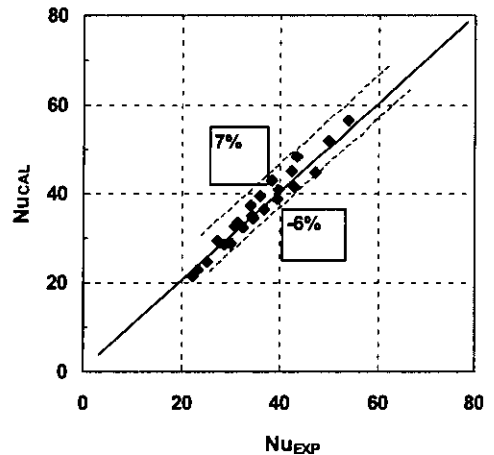


Fig. 5 Comparison of present result with Buonopane correlation for water.

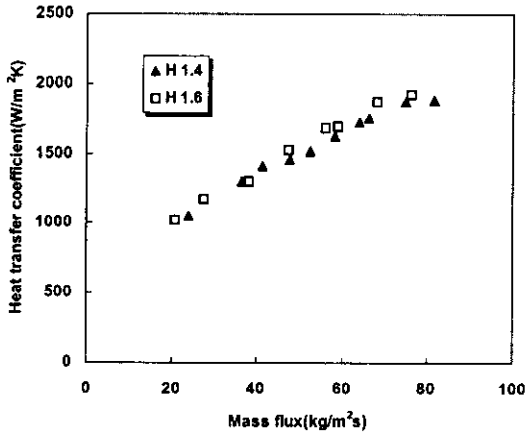


Fig. 6 The variation of heat transfer coefficient according to the change of inlet pressure for subcooled flow (H-type).

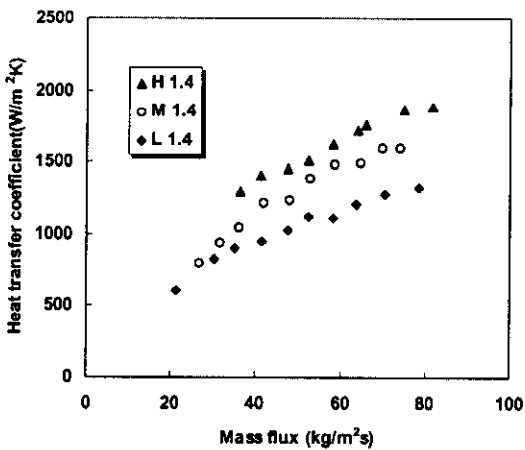


Fig. 7 Heat transfer coefficient as a function of mass flux for subcooled flow at 1.4 MPa inlet pressure (all type).

차를 구한 후 식(1)과 식(2)를 이용하여 계산할 수 있다. Buonopane et al.⁽¹⁾은 물을 작동유체로 단상 유동시 다음과 같은 상관관계식을 제시하였다.

$$Nu = 0.2536 Re^{0.65} Pr^{0.4} \quad (3)$$

본 실험을 통해 구한 냉각수측 Nu값과 식(3)을 사용하여 구한 결과를 Fig. 5에 비교하였는데 약 -6~7%의 오차를 보였다. 그러므로 냉매측 열전달계수를 계산하는 데 필요한 냉각수측 열전달계

수는 Buonopane 상관관계식을 그대로 사용하였다.

Fig. 6은 H형 판형 열교환기에서 입구압력을 각각 1.4 MPa, 1.6 MPa로 주었을 때 질량유속의 변화에 따른 냉매측 열전달계수를 나타낸 그림이다. 압력강하와 마찬가지로 열전달계수는 입구압력의 변화에 크게 영향을 받지 않았다.

Fig. 7은 시험부 입구압력이 1.4 MPa일 때 각 판형 열교환기들의 질량유속에 따른 열전달계수 변화를 비교한 그림으로 열전달계수 역시 압력강하처럼 세브른각이 작을수록 증가하였다. H형인 경우 질량유속 52 kg/m²s에서 열전달계수가 1311.3 W/m²K로 L형에 비해 약 43% 정도 크게 나타났다.

3.3 응축유동조건에서의 압력강하 및 열전달특성

3.3.1 압력강하특성

각 판형 열교환기의 압력강하특성은 유사한 경향을 보이며 대표적인 경우로써 H-type에 대한 결과를 Fig. 8에 도시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 입구압력의 변화가 압력강하량에 미치는 영향은 크지 않았으나 입구압력이 증가할수록 압력강하량은 다소 감소함을 보이고 있다. 입구압력이 증가하면 증기의 밀도가 증가하여 동일질량유속에서 상대적으로 유로 내 증기의 속도가 감소하기 때문에 압력강하량은 감소한다. Fig. 9에서는 입구압력이 1.4 MPa일 때 각 판형 열교환기의 압력강하를 보여주고 있는데, 과냉각유동의 경우

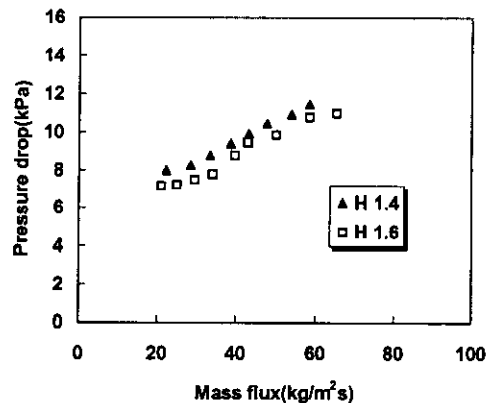


Fig. 8 The variation of pressure drop according to the change of inlet pressure for 2-phase flow condition (H-type).

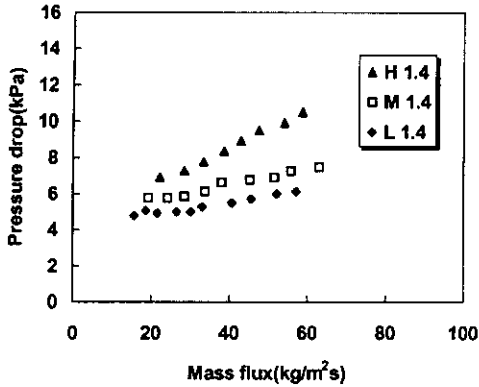


Fig. 9 Pressure drop as a function of mass flux at 1.4 MPa inlet pressure for 2-phase flow condition.

처럼 세브론각이 감소할수록 압력강하량이 큰 폭으로 증가하였는데 H형인 경우 질량유속이 $43 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 압력강하량이 8.93 kPa 로 L형의 값 ($43 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 과 $48 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서의 압력강하량을 선형보간한 값)에 비해 약 60% 정도 크게 나타났으며 냉매의 질량유속이 증가할수록 압력강하량이 증가하였으나 질량유속에 대한 압력구배가 과냉각 유동의 경우에 비해 상대적으로 낮게 나타났다.

3.3.2 열전달특성

2상유동 조건에서의 냉매측 열전달계수는 과냉각 유동에서 사용한 방법과 동일한 절차를 통해 구하였다. 즉, 냉각수측 열전달계수는 Buonopane 상관관계식을 적용하여 구하였고 냉매와 냉각수의 입·출구부의 온도로부터 대수평균온도차, 총합 열전달계수를 차례로 구한 후, 최종적으로 냉매측 열전달계수를 구하였다.

Fig. 10은 H형 열교환기에서 질량유속과 입구 압력의 변화에 따른 냉매측 응축 열전달계수를 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 열전달계수는 냉매유량이 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이고 있으나 과냉각 유동시처럼 질량유속에 따른 열전달계수 변화폭이 크지 않았다. 또한 동일한 유량조건에서 입구압력의 변화에 따른 열전달계수는 변화는 거의 없었으나 전체적인 경향은 입구압력이 증가(입구 포화온도의 증가)함에 따라 증기의 밀도가 증가하여 일정 질량유속에서 관내증기의 속도가 감소하는 것을 보여주고 있다.⁽⁸⁾

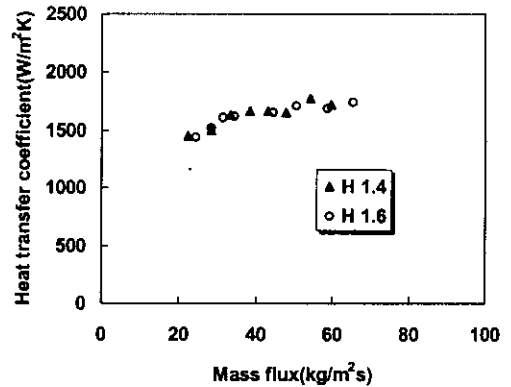


Fig. 10 Effects of inlet pressure and mass flux on heat transfer coefficient for 2-phase flow (H-type).

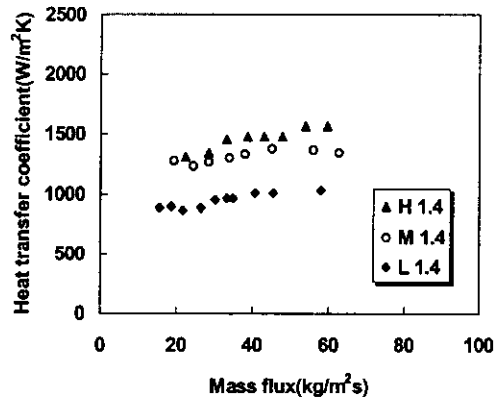


Fig. 11 Heat transfer coefficient as a function of mass flux for 2-phase flow at 1.4 MPa inlet pressure condition.

Fig. 11에는 각각의 관형 열교환기에 대한 냉매측 열전달계수를 비교하였다. 냉매측 열전달계수는 압력강하량처럼 세브론각이 증가할수록 감소하였다. H형인 경우 질량유속 $43 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 열전달계수가 $1478.4 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 L형의 값 ($43 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 과 $48 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서의 열전달계수를 선형보간한 값)에 비해 약 46% 정도 크게 나타났다.

3.3.3 상관관계식

Lockhart and Martinelli⁽⁹⁾는 응축이 마찰압력 손실에 영향을 미치지 않는다고 가정하여 마찰압력손실을 식(4)와 같이 2상공핍자와 2상류 증기체성분만이 흐른다고 가정할 경우에 발생하는 압

력구배의 곱으로 표현하였다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = \Phi_v^2 \left(\frac{dP}{dz}\right)_v \quad (4)$$

여기서 $(dP/dz)_v$ 는 2상류 중에서 기상성분만이 관내를 충만하게 흐른다고 가정한 때의 마찰에 의한 압력구배이며, 일반적으로 Colburn이 제안한 식(5)을 사용한다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_v = -\frac{0.092 G^2 x^2}{\rho_v d (Gxd/\mu_v)^{0.2}} \quad (5)$$

Fig. 12~Fig. 14에는 위에서 제안된 여러 국소 압력강하 관계식으로부터 길이방향에 대해 건도가 선형적으로 변한다고 가정하여 판의 길이방향으로 적분하여 구한 압력강하와 실험결과를 비교하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 기존의 상관관계식을 적용한 결과와 본 연구의 실험결과와는 큰 차이를 보이고 있는데 이는 수평원관에 관한 식을 수정 없이 적용했기 때문으로 판단된다. Traviss⁽¹⁰⁾의 상관관계식을 사용한 경우는 -73~93% 범위에서, Azer⁽¹¹⁾의 경우는 -93~33% 범위에서, Haraguchi⁽¹²⁾의 경우는 -97~-20% 범위에서 본 실험결과와 일치함을 볼 수 있으며 평균적으로 Traviss의 결과가 가장 잘 상관됨을 알 수 있다. 압력강하량을 구하기 위해 여러 연구자에 의해 제시된 기공률과 이상유동곱셈자에 대한 식은 전창덕 등⁽⁸⁾의 연구에 잘 요약되어 있다.

환상유동모델에 의한 열전달해석은 중력의 영향을 무시하며 실험적인 방법에 의해 여러 종류의 관계식이 제안되었다. 그 대표적인 연구자로 Akers,⁽¹³⁾ Shah,⁽¹⁴⁾ Traviss⁽¹⁰⁾ 등을 들 수 있다. Shah⁽¹⁴⁾는 액상열전달계수 상관식인 Dittus-Boelter의 식을 이용하여 식(6)과 같은 비교적 간단한 2상상태 열전달계수 상관관계식을 제안하였다.

$$h_{tp} = h_l \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{P_r^{0.38}} \right] \quad (6)$$

$Re_l > 3000$

여기서 P_r 은 실제압력과 임계압력의 비이고 h_{tp}

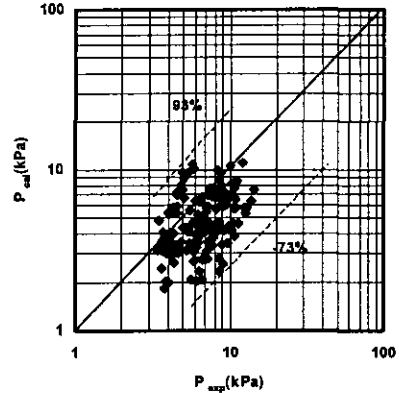


Fig. 12 Comparison of present result with Traviss' correlation.

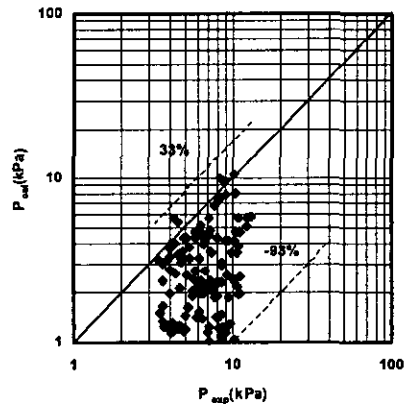


Fig. 13 Comparison of present result with Azer's correlation.

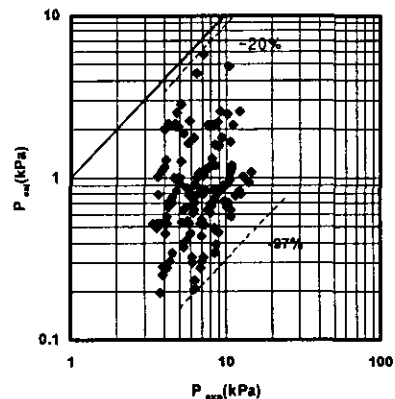


Fig. 14 Comparison of present result with Haraguchi's correlation.

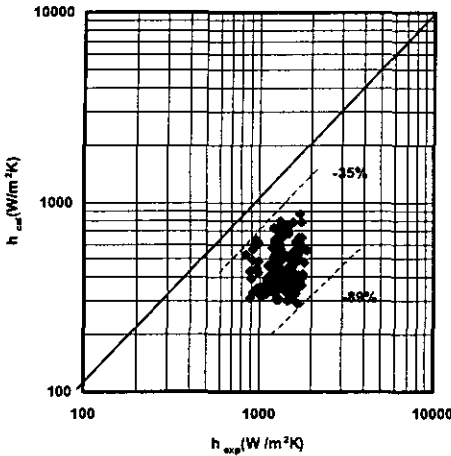


Fig. 15 Comparison of present result with Travis' correlation.

는 2상상태에서의 열전달계수 h_1 은 액상에서의 열전달계수로서 Dittus-Böelter의 상관관계식에 의해 식(7)과 같이 정의된다.

$$h_1 = \frac{0.023 Re_i^{0.8} Pr_i^{0.4} k_f}{D} \quad (7)$$

Traviss⁽¹⁰⁾는 2상상태에서의 응축 열전달계수 상관관계식을 식(8)과 같이 제안하였다.

$$Nu = F(X_H) \frac{Pr_l Re_l^{0.9}}{F_2} \quad (8)$$

F_2 는 응축기 입구 액체에 대한 Re수의 함수이며 $F(X_H)$ 는 2상 난류유동에서 사용되는 Lockhart-Martinelli 변수의 함수이다.

Fig. 15와 Fig. 16은 본 실험을 통해 얻은 평균 열전달계수와 Traviss,⁽¹⁰⁾ Shah⁽¹⁴⁾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 -35~-82%의 오차 범위에서,

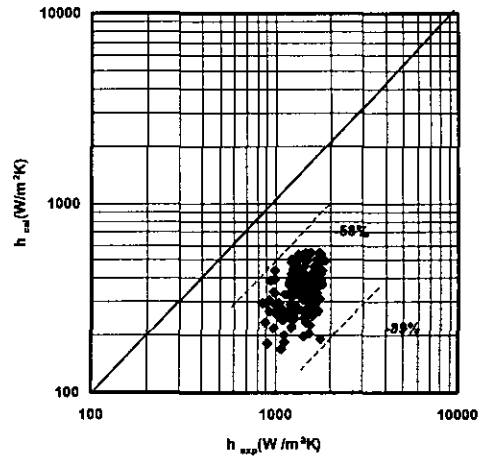


Fig. 16 Comparison of present result with Shah's correlation.

Shah 상관관계식을 사용할 경우는 -58~-89%의 오차 범위에서 실험값과 일치하였다.

4. 결 론

냉동·공조용으로 개발된 용접형 판형 열교환기의 기하학적 특성(세브론각 20°, 35°, 45°)에 따른 압력강하 및 열전달특성을 알아보기 위해 냉매 R-404A를 사용하여 단상유동 및 2상유동 응축과정시 질량유속과 입구압력을 변화시켜 가며 실험을 수행하였으며 기존 연구자들의 압력강하 및 열전달계수에 대한 상관관계식과 비교하여, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 단상유동 입·출구조건의 경우, 압력강하량 및 열전달계수는 시험부 입구압력의 변화에 거의 영향을 받지 않았으며 세브론각이 작을수록 열전달계수와 압력강하는 증가하였다. H형(세브론각 20°)인 경우 질량유속 20~80 kg/m²s 범위에서 열전달계수는 L형(세브론각 45°)에 비해 약 32~56% 정도 크게 나타났다.

(2) 2상유동 입·출구조건인 경우, 시험부 입구 포화압력이 증가함에 따라 압력강하는 감소하였으며, 열전달계수는 냉매유량이 증가함에 따라 단상유동 경우에 비해 매우 완만하게 증가하였다. 질량유속 20~60 kg/m²s 범위에서 H형은 L형에 비해 압력강하량은 약 39~70%, 열전달계수는 46~50% 정도 크게 나타났다.

(3) 기존의 상관식 중 Traviss 상관관계식을 사

용하여 열전달계수와 압력강하를 예측한 결과 열전달계수의 경우는 $-35 \sim -82\%$, 압력강하의 경우는 $-73 \sim 93\%$ 범위에서 실험결과와 일치하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 산학협력연구(97-2-09-01-01-2) 지원으로 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 ϵ -NTU Method, Chem. Eng. Prog. Symp. Series, Vol. 62, No. 64, pp. 185-196.
3. Raju, K. S. N. and Bansal, J. C., 1983a, Plate Heat Exchangers and Their Performance, in: Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, Kakac, S., Shah, R. K. and Bergles, A. E., eds., pp. 899-912.
4. Raju, K. S. N. and Bansal, J. C., 1983b, Design of Plate Heat Exchangers, in: Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers, Kakac, S., Shah, R. K. and Bergles, A. E., eds., pp. 899-912.
5. Cooper, A., 1974, Recover more Heat with Plate Heat Exchangers, The Chemical Engineer, Vol. 259, No. 1, pp. 280-285.
6. 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.
7. Gaiser, G. and Kottke, V., 1989, Flow Phenomena and Local Heat Transfer and Mass Transfer in Corrugated Passages, Chem. Eng. Technol., No. 12, pp. 400-405.
8. Jeon, C. D., Jung, J. W., Lee, J. H. and Kang, S. H., 1999, Study on Pressure Drop Characteristics of Condenser, KSME, Vol. 23, No. 7, pp. 881-892.
9. 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.
10. 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.
11. 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.
12. Haraguchi, H., Koyama, S. and Fujii, T., 1994, Condensation of Refrigerant HCFC-22, HFC-134a and HCFC-123 in a Horizontal Smooth Tube, JSME, Vol. 60, No. 574, pp. 239-252.
13. 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.
14. 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.