

## R-410A를 적용한 판형 열교환기의 응축 성능에 관한 실험적 연구

변재현\* · 이규정\*\*

### An Experimental Study of Condensation in Plate Heat Exchangers with R-410A

J.H. Byun K.J. Lee

**Key Words:** 판형 열교환기(plate heat exchanger), R-410A, 응축기(condensation), 대체냉매(alternative), 열전달특성(heat transfer characteristic), 세브론각(chevron angle).

#### Abstract

The experimental study has been conducted on heat transfer characteristics of the plate heat exchangers(PHE) by several researchers. However most of all were focused on a gasket-type plate heat exchanger. Therefore further studies are need for a brazed-type.

In the present study, a brazed type plate heat exchanger was tested at a chevron angle of 70°, 55° and 45° with R-22 and R-410A. Condensation temperatures were 24.5°C, and mass flux was ranged from 35 to 60kg/m's. The inlet and exit conditions are in a superheated vapor and subcooled liquid, respectively. The heat transfer coefficient increased with the chevron angle. The heat transfer coefficient of R-22 was larger than that of R-410A for all chevron angles.

-----기호설명-----

#### 1. 서 론

- A : plate area
- D : diameter
- G : mass flux
- h : heat transfer coefficient
- Q : heat flow rate
- $\beta$  : chevron angle
- w : water
- r : refrigerant
- lmt<sub>d</sub> : log-mean temperature difference
- v : vapor
- f : fluid

오늘날 대두되고 있는 환경 보존 문제를 해결하기 위하여 전 세계적으로 지구온난화과파괴와 온난화문제를 야기하는 CFC 및 HCFC 물질의 사용규제와 그에 따른 대체냉매의 개발에 주력하고 있다. 현재 공조용으로 사용되고 있는 R-22는 오존층 보호협약인 몬트리얼 의정서에 따라 2020년 전폐되는 것으로 됨에 따라 기존 냉매를 대신할 후보 냉매에 대한 연구가 진행 중에 있으며 가장 유력한 후보 냉매로 거론되고 있는 R-410A는 단위 체적당 냉동 능력이 R-22에 비해 1.4배이며, 작동 압력이 1.5배로 되기 때문에 압축기의 배제체적을 작게 하여 냉동 능력을 같게 해야만 하고 구성 부품의 내압설계가 요구된다. 그러나 R-410A를 적용한 시스템의 성능이 R-22 동등 수준으로 가능하므로 소형 냉동 시스템의 가장 유

\* 고려대학교 대학원

\*\* 고려대학교

력한 후보로 대두되고 있다.

대체냉매의 개발과 더불어 최근들어 냉동 및 공조시스템을 구성하는 요소 부품의 고성능화가 요구되고 있으며 특히, 열교환기의 고효율화와 고집적화는 갈수록 심화되는 사용공간의 제약성으로 인해 단위부피당 전열면적을 극대화 시킨 고밀도 열교환기의 개발이 요구되고 있다. 고효율 열교환기는 최근 시장 경쟁이 치열해 짐에 따라 점점 그 열전달 성능이 뛰어나면서도 압력 손실이 작고, 외형적인 크기와 무게가 작으면서도 가격 경쟁력이 있는 한편, 소음, 먼지 등을 제거하는 환경 친화적인 요소를 두루 갖춘 것이 요구되고 있다. 이러한 모든 요구에 부응하기 위해서는 열교환기로 판형 열교환기가 있으며 현재까지 그에 대한 많은 연구가 진행되고 있다. 특히 기존의 개스킷형 판형 열교환기와는 달리 고압의 냉매를 사용할 때는 용접형 열교환기를 사용되고 있지만 전세계적으로 용접형 판형 열교환기에 대한 이론, 열전달 상관식, 설계 기술, 제조 기술 등과 관련하여 공식적으로 출판된 보고서는 거의 없으며 외국의 제작사에서조차 설계기술 등을 관한 특허만을 가지고 있을 뿐이다.<sup>(1)</sup>

## 2. 판형 열교환기

판형 열교환기의 기본 이론이 19세기 중엽 발표된 이래로 Edward<sup>(2)</sup>는 수력직경과 열전달, 압력과의 상관식을 연구하였으며, 또한 일반적인 판형 열교환기의 특성에 관하여 고찰하였다. Bounopane<sup>(3)</sup>등은 단상 유동에서 LMTD 방법을 이용하여 판형 열교환기의 설계방법을 제시하였으며 Jackson<sup>(4)</sup>등은 레이놀즈 수가 400이하일 때 가열 및 냉각식 총합열전달계수 상관식을 제시하였고 이를 실험적으로 검증하였다. Cooper<sup>(5)</sup>는 판형 열교환기와 관류형 열교환기의 성능 및 장단점을 비교하여 판형 열교환기에서 열전달계수식과 마찰계수식을 제시하였고 Kandlikar와 Shah<sup>(6)</sup>등은 FDM방법을 사용하여 여러 가지 유로의 숫자와 배열에 대해 끝단 효과(end plate effect)를 연구하였고 LMTD보정 계수와 유용도(effectiveness)를 표로 제시하였다. 또한 Focke<sup>(7)</sup>등은 세브론각에 따라 변하는 성능수치를 나타내는데 있어서 길이가 고정된 경우, 압력강하가 고정된 경우 등으로 세분하여 각각의 경우에 대하여 무차원항으로 표시하였으며 DLCT(diffusion-limited current

technique)를 이용해 유동 가시화를 하였다. 90년대에 들어와서도 판형 열교환기에 대한 연구는 활발하게 이루어 졌다. Bogaert<sup>(8)</sup>등은 판형 열교환기의 열수력학적 성능을 수력직경을 기준으로 나타내었으며, 층류와 난류구간으로 구분하여 각각에 대한 상관관계식을 도출해 내었으며, Hegg<sup>(9)</sup>은 전해물질전달방법(electrochemical mass transfer technique)을 이용하여 각기 다른 레이놀즈 수에 대해 국소열전달 계수의 분포를 도시하여 유동을 설명하였다.

오늘날에는 제조 기술의 발달과 함께 용접형 판형 열교환기가 발표되어 냉동 산업에 직접적으로 응용되고 있으며 특히 내식성, 기밀성이 요구되는 경우에는 거의 대부분 두 전열판 사이를 용접하여 사용한다. 하지만 그에 대한 실험적 결과는 거의 제시되어 있지 않으며 연구 또한 극히 미비한 실정이다. 이에 본 실험은 최근 고효율 고집적 열교환기인 판형 열교환기내에서 R-410A의 응축성능에 대해 고찰하고자 한다.

## 3. 실험 장치 및 실험 방법

### 3.1 실험 조건

대체 냉매인 R-410A의 기본이 되는 R-22에 대해서 먼저 실험을 수행한 후 그 결과를 대체냉매의 경우와 비교 분석한다. 일정한 입구조건에 대해 각각의 세브론각도에 대해 응축 온도를 24.5℃, 질량에 따른 열전달 계수와 압력강하 계수를 측정한다. 또한 입구 조건을 바꾸어 반복 실험을 수행한다. Table 1은 이번 실험에 사용되는 실험 조건을 나타낸다.

Table 1 Test conditions

	Refrigerant		Water
	R-22	R-410A	
Mass flux(kg/m <sup>2</sup> s)	35 ~ 60		292
Inlet Temp.(℃)	24.5		20
Inlet superheat(℃)	+5		-
Chevron angle(degree)	70, 55, 45		-

### 3.2 시험부

본 연구에 사용한 판형 열교환기의 치수와 세브론각 및 재원은 각각 Fig. 1과 Table 2에 나타났다. 독일 GAE-ECOFLEX사가 제작한 것으로

각 세브론각은  $70^\circ$ ,  $55^\circ$  와  $45^\circ$  이다. 이들 판형 열교환기는 모두 6장의 전열판을 가지며 외부의 치수나 형태는 모두 같고 오직 세브론각이 서로 다르다. 이 전열판들은 판형 열교환기 내에서 서로 반대 방향으로 무늬가 교차되도록 만들어지게 된다.

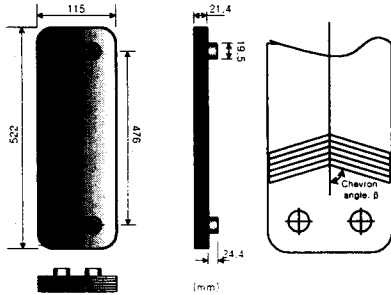


Fig. 1 Dimension and herringbone pattern of PHE

Table 2 Configuration of the brazed PHE

Characteristics	Plate heat exchanger
Manufacture	GEA-ECOFLEX
Brazing	Copper 99.9%
Working pressure	Max. 30bar
Working temperature	Max. 200°C, Min. -160°C
Number of plates	8
Number of thermal plate	6
Number of cold channel	3
Number of hot fluid channel	2
Thermal area per plate	0.07m <sup>2</sup>
Chevron angle	$70^\circ$ , $55^\circ$ , $45^\circ$

### 3.3 실험장치

실험 장치의 구성은 냉각수 및 냉매 순환 조절 장치, 시험부, 온도 및 압력 측정 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 구성된다. Fig. 2는 본 실험에 대한 실험장치의 개략도를 나타낸 그림이다.

#### 3.3.1 냉매 순환 회로

냉매는 먼저 마그네틱 기어 펌프(magnetic gear pump)를 통해 유량계를 지나게 된다. 이때 냉매 펌프의 회전수와 출구부에 밸브를 설치하여 유량을 조절한다. 유량 측정을 위해 펌프의 출구부에 체적 유량계를 설치하였다. 질량 유량을 계산하

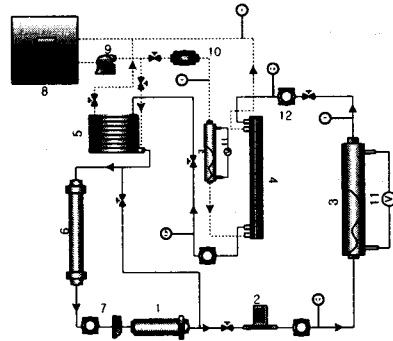


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental setup

Table 3 Lists of a test apparatus.

1	Magnetic gear pump
2	Volumetric Flow meter
3	Heater
4	Plate heat exchanger
5	Double-pipe heat exchanger
6	Receiver
7	Filter
8	Isothermal tank
9	Water pump
10	Volumetric flow meter
11	Voltage controller
12	Sight glass

기 위하여 냉매 펌프와 유량계 사이에 T-형 열전대와 압력계를 설치하였으며 또한 펌프 출구와 유량계 사이에 바이패스라인(bypass line)을 설치하여 과도한 냉매의 흐름을 방지하였다. 펌프를 나온 냉매는 유량계와 시험부로 유입되며 이때 입구조건을 조절하기 위하여 시험부 유량계 출구에 가열부를 설치하였다. 가열부는 동관에 105Ω의 가열선을 감은 구조로 되어있으며 총 6개가 작동하며 가열선에 들어가는 전압을 변화시켜 열량을 조절하였다. 입구에서의 압력은 냉각수의 온도를 이용하여 조절하였다. 증기 상태로 시험부에 유입된 냉매는 과냉각기로 보내지고 응축되지 않은 냉매 증기는 이중관식 열교환기를 통하여 과냉각 된 이후 리시버로 보내진다. 과냉각기는 3kW 용량의 이중관식 열교환기 2개로 구성되어 있다. 이는 냉매 펌프의 입구 조건이 항상 액상으로 유지하여 전체 시스템을 안정적으로 운전하고 시험부의 입구압을 조절하기 위함이다.

냉각수는 항온조에서 일정한 온도를 유지 시킨 후 냉매와 열교환이 이루어지도록 한다. 리시버

를 나온 냉매는 여과기를 통과하여 이물질을 제거한 후 다시 펌프로 재유입된다.

시험부의 입·출구에서 온도와 압력을 측정하기 위해 T-형 열전대와 압력계를 각각 설치하였으며 정확한 압력차를 측정하기 위해 차압계를 시험부 입구와 출구에 설치하였다. 냉매의 흐름을 눈으로 확인하기 위해 펌프 입구와 출구, 시험부의 입구와 출구부에 각각 가시창을 설치하였다.

### 3.3.2 냉각수 순환 회로

냉각수는 시험부와 과냉각기로 보내지도록 설계되었으며 수돗물을 사용하였다. 항온조를 나온 냉각수는 물순환펌프를 통과한 후 시험부와 과냉각기로 나뉘어진다. 먼저 시험부로 유입되는 냉각수는 가열부로 보내진다. 가열부에서 실험 냉각수 온도를 조절한 후 시험부로 유입되며 냉매와 열교환이 이루어진 후 다시 항온조로 재유입된다. 이 때 냉각수 입구와 출구에 T형 열전대를 각각 설치하여 온도를 측정한다.

물측 유량을 측정하기 위하여 물측 가열부 출구에 터빈형 체적 유량계를 설치하였으며 물측 유량 조절을 위해 물측 가열부와 유량계 사이에 밸브를 설치하였다. 과냉각기로 유입되는 냉각수는 이중관식 열교환기에서 냉매와 열교환 후 다시 항온조로 유입된다.

항온조는 냉동기와 가열기를 설치하여 냉각 및 가열이 이루어지도록 제작하였으며 일정한 온도를 유지하기 위해 디지털 온도 제어기를 설치하여 제어하였다. 또한 국부적인 온도 변화를 방지하기 위하여 교반기를 설치하여 항온조 내의 균일한 온도를 유지하였다.

### 3.3.3 계측기기 와 데이터 취득

시험부의 입구와 출구에 각각 T형 열전대를 삽입하여 온도를 측정하였다. 열전대는 판 외벽에 용접하여 냉매의 온도를 측정하였다. 또한 같은 위치에 압력계를 설치하였으며 보다 정확한 측정을 위하여 차압계를 같이 설치하였다. 압력계에 입력되는 전원은 직류 전원공급장치를 이용하여 24V를 공급하였고 250Ω의 저항을 병렬로 연결하여 전압으로 바꾸어 출력하였다. 압력계의 보정은 데이웨이트 테스트기(dead weight tester)를 사용하여 보정하였다.

냉매와 냉각수의 유량은 체적 유량계를 사용하였으며 압력계와 마찬가지로 24V의 직류 전원 공급장치와 250Ω 저항을 사용하여 출력하였다. 또한 제작자의 보정 결과를 사용하였으며 질량 유량을 계산하기 위하여 펌프의 출구에서 온도와 압력을 측정 후 밀도를 이용하여 계산하였다.

모든 데이터는 Yokogawa사의 DAS(data aquisition system)을 사용하였으며 이것은 PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 2초마다 저장하였으며 10분간 정상 상태를 유지한 후 4분 동안 취득하였다.

### 3.3.4 실험관계식

본 실험에서는 열교환기의 냉매측 열전달 계수를 구하기 위하여 LMTD방법을 사용하였다. 먼저 에너지 평형을 이용하여 물측과 냉매측의 열전달량을 구한다.

$$Q = \dot{m}_w C_{p_w} (T_{w2} - T_{w1}) \quad (3.1)$$

한편 냉매측 열전달량은 과열 영역, 이상영역과 과냉 영역으로 구별할 수 있으며 각각에 대해서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{total} = Q_{sh} + Q_{tp} + Q_{sc} \quad (3.2)$$

단상 영역에서의 열전달량은 비열을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q = \dot{m}_r c_p \Delta T \quad (3.3)$$

이상 영역에서의 경우 포화 상태에서의 엔탈피차를 이용하여 구할 수 있다.

$$Q = \dot{m}_r (i_v - i_l) \quad (3.4)$$

총합 열전달계수를 이용한 열전달량은 다음과 같다.

$$Q = UAF\Delta T_{lmt} \quad (3.5)$$

F는 대수평균차 보정계수로서, 판형 열교환기의 적층수나 유로의 형태에 따라 다른 값을 가지나, 2~6장 사이에서 변화가 가장 심하며 판의 수가 증가할수록 1에 가깝다<sup>(10)</sup>

판형 열교환기는 일반적으로 대향류 열교환이 이루어지므로 LMTD는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (3.6)$$

여기서  $\Delta T_1$  = 입구부 온도차

$\Delta T_2$  = 출구부 온도차

따라서 총합 열전달 계수는 다음과 같이 정의한다.

$$\frac{1}{UA} = \left( \frac{1}{h_w A_w} + \frac{1}{h_r A_r} + \frac{t}{kA} \right) \quad (3.7)$$

여기서 물측 열전달계수는 강종식<sup>(12)</sup> 등이 구한 실험 데이터를 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$Nu_w = 0.239 Re^{0.665} Pr^{0.38} \beta^{-0.389} \quad (3.8)$$

상대적으로 작은 열전도 항을 무시하면 냉매측 열전달계수는 다음과 같다.

$$h_r = \left( \frac{1}{U} - \frac{1}{h_w} \right)^{-1} \quad (3.9)$$

### 3.3.5 무차원수

본 실험에서 사용할 무차원수는 기존의 관형 열교환기와 다르기 때문에 수력직경을 다음과 같이 정의하여 사용한다.

$$D_h = \frac{4 \times \text{유로 단면적}}{\text{접수 길이}} \quad (3.10)$$

Edward<sup>(2)</sup> 등이 제시한 수력직경은 다음과 같다.

$$D_h = \frac{4 \times b \times w}{2 \times (b + \phi w)} \quad (3.11)$$

여기서  $b$ 는 판의 피치와 바닥까지의 높이로 정의되며  $\phi$ 는 확장 계수로서 주름진 면에 의해 실제 열교환이 일어나는 면적과 투영된 면적의 비로 정의된다. 본 실험에서는 관형 열교환기의 제조업체에서 제공한 확장 계수 1.17을 그대로 적용하였다. 따라서 레이놀즈 수는 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$Re = \frac{\rho D_h u}{\mu} = \frac{G D_h}{\mu} \quad (3.12)$$

여기서  $G$ 는 단위 채널 당의 질량유속을 나타낸다.

본 실험에 사용된 물성치는 NIST의 REFPROP 6.0.1을 사용하여 계산되었으며 평균 온도를 사용하였다.<sup>(13)</sup>

## 4장 결과 및 고찰

본 실험은 과열입구/과냉 출구 조건에서 각각 LMTD방법을 사용하여 열전달 계수를 구하였다. 모든 경우에 대해서 질량유속과 세브론각이 증가할수록 열전달계수가 증가하였으며 R-22의 경우가 R-410A의 경우보다 열전달계수가 크게 나타났다.

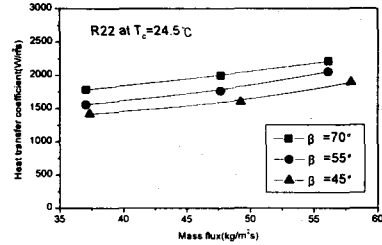


Fig. 3 HTC vs. mass flux at  $T_c = 24.5^\circ\text{C}$  for R-22 as a function of  $\beta$

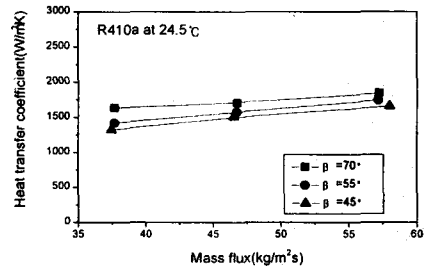


Fig. 4 HTC vs mass flux at  $T_c = 24.5^\circ\text{C}$  for R-410A as a function of  $\beta$

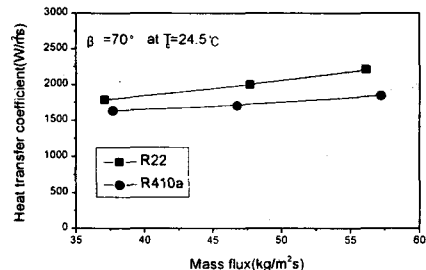


Fig. 5 Comparison of HTCs at  $T_c = 24.5^\circ\text{C}$  for  $\beta = 70^\circ$

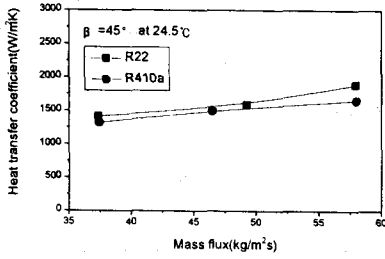


Fig. 6 Comparison of HTC's at  $T_c=24.5^\circ\text{C}$  for  $\beta=45^\circ$

Fig. 3과 4는 각각 R-22와 R-410A에 대해 질량 유속과 열전달 계수를 도시하였다. 모든 경우에 대해 질량 유속이 증가할수록 열전달 계수가 증가하였으며, 세브론각이 증가할수록 열전달 계수도 증가하였다. 이는 세브론각이 증가하면 유동 내의 난류의 형성이 보다 활발해지고 이로 인해 열전달이 촉진되며 냉매의 전열면사이의 접촉 면적이 증가하기 때문이다. 전열면적이 증가한다는 말은 세브론각이 증가하면 유동의 끊김이 발생하기 때문에 이로 인해 열전달이 촉진됨을 알 수 있다.

Fig. 5와 6은 세브론각이  $70^\circ$ , 응축온도가  $24.5^\circ\text{C}$ 인 경우에서 두 냉매의 열전달계수를 질량 유속에 대한 그림으로 실험 범위에 있는 모든 질량 유속에 대해 R-22의 열전달계수값이 R-410A에 비해 약 9%~15% 크게 나타났으며 질량 유속이 증가할수록 그 차이는 증가하고 있다.

본 실험에서는 기존의 관형 열교환기에 적용되던 Traviss<sup>(10)</sup>의 상관식과 이를 이용하여 관형 열교환기에 적용할 수 있는 새로운 상관식을 제시한 강종식<sup>(12)</sup> 등의 상관식을 이용하여 실험결과와 비교 고찰한다. 실험에서 얻어진 열전달계수는 평균 열전달계수이므로 기존의 상관식에서 건도의 변화에 따른 평균 열전달계수를 사용하였다.

Fig. 7과 8은 응축온도가  $24.5^\circ\text{C}$ 일 때 상관식과 실험에 의해 측정된 열전달계수를 도시하였다. 상관식에 의해 계산된 값은 Traviss<sup>(10)</sup>의 경우 측정된 값에 비해 세브론각이  $70^\circ$ 인 경우 약 1.2배, 세브론각이  $45^\circ$ 인 경우는 약 80% 낮게 나타났다. 강종식<sup>(12)</sup> 등이 발표한 상관식의 경우 응축온도  $24.5^\circ\text{C}$ 인 경우, 세브론각이  $70^\circ$ 일 때 계

산된 값은 약 33% 높게 예측되고 있는 반면  $45^\circ$ 인 경우 약 7% 범위 내에서 잘 일치하고 있다. 이는 관형열교환기의 기하학적인 형상을 고

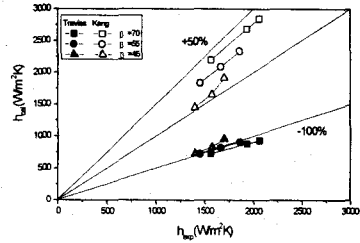


Fig. 7 Comparison of experimental data with predicted HTC's for R-22 at  $T_c=24.5^\circ\text{C}$

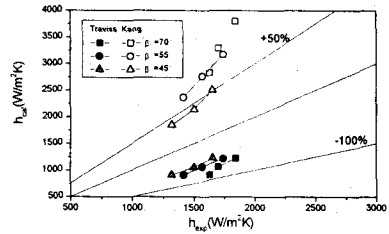


Fig. 8 Comparison of experimental data with predicted HTC's for R-410A at  $T_c=24.5^\circ\text{C}$

려하지 않았기 때문으로 기존의 관형에서 사용한 상관식을 그대로 사용하는 것은 무리가 있다.

Fig. 8은 R-410A, 응축온도가  $24.5^\circ\text{C}$ 인 경우에 대해 도시하였다. Traviss<sup>(10)</sup>의 경우 각각의 세브론각에 대해 약 62%, 49%, 40% 정도 낮게 예측하고 있으며 강종식<sup>(12)</sup>의 경우 계산된 값이 각각의 세브론각에 대해 약 91%, 99%, 45% 높게 예측되고 있다.

## 5. 결론

본 연구는 세가지 형태의 세브론각을 갖는 용접형 관형 열교환기의 과열입구/과냉출구 조건에서의 응축성능에 대해 실험을 수행하였다. 또한 대체 혼합 냉매로 사용되는 R-410A에 대해 R-22와 실험을 통해 비교 고찰 하였으며 기존 상관식과의 사용 여부를 판단하였다.

1) 모든 경우에 대해 세브론각이 증가할수록 열전달 계수는 증가하였다. 이는 세브론각의 증가가 관형 열교환기 내부의 난류 및 와류의

형성을 증가시킴으로써 열전달 효과를 향상시킨 결과이다. 세브론각이 70° 인 경우 열전달 계수가 가장 크며 55° 와 45° 에 대해서는 그 증가량이 작아진다.

2) 근공비 대체 혼합 냉매인 R-410A의 경우 모든 경우에 대해 열전달계수의 값이 R-22에 비해 3~15% 작은 값을 갖는다. 증발 열전달계수는 R-22에 비해 높게 보고되고 있는 반면에 응축 열전달계수는 R-22에 비해 낮게 보고 되고 있는데 이는 R-410A가 R-22와 대류 열전달 특성은 비슷하나 핵비등 특성이 우수하기 때문이다.

3) R-22의 경우 기존의 판형 열교환기에 대한 상관식인 Travis<sup>(10)</sup>의 상관식을 적용한 결과 실험에서 측정된 열전달계수가 1.2배~80% 크게 나타났으며 강종식<sup>(12)</sup>등이 제시한 상관식에 대해서는 세브론각이 70° 인 경우에 약 40%, 세브론각이 45° 인 경우 약 7%의 크게 나타났다. 이는 기존의 상관식을 그대로 판형 열교환기에 적용하는 데는 형상적인 요인 때문으로 그 사용에 한계가 있다.

4) R-410A의 경우 Travis<sup>(10)</sup>의 상관식에서 실험에서 측정된 열전달계수가 40~84% 큰 값을 보였으며 강종식<sup>(12)</sup>등이 제시한 상관식에 대해서는 20~99% 작게 나타났다. R-22에 비해 오차가 크게 나타나는 이유는 제시된 상관식이 R-410A의 특성을 고려하지 않았기 때문으로 판단되며 따라서 R-410A의 특성을 고려한 판형 열교환기 내에서의 새로운 상관식이 요구되며 이를 위해서는 많은 데이터의 축적이 필요하다.

### 참고문헌

1. 이성진, 고득용, 염한길, 홍용주, 1995, "플레이트 열교환기에 관한 연구", 기계와 재료 제7권 4호.
2. 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.
3. Buonopane, R.A., and Troupe, R.A., "A study of the effects of internal rib and channel geometry in rectangular channels," AIChE

- Journal, Vol. 15, No.4, pp. 585-596.
4. 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.
5. Cooper, A. and Usher, J. D., 1983, Heat Exchanger Design Handbook, Chap. 3.7, Hemisphere Publishing, New York.
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. Fock, W. W., Knibbe, P. G., 1986, Flow Visualization in Parallel-Plate Ducts with Corrugated Walls" J. Fluid Mech., Vol. 165, pp. 73-77.
8. Bogaert, R. and Bolcs, A., 1995, "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.
9. Hegggs, P. J., Sandham, P., Hallam, R.A. and Walton, C., 1997, "Local Transfer Coefficients in corrugated Plate heat Exchanger Channel," Trans, IChemE., Vol. 75, Part A, pp. 641-645.
10. Travis, D.P, Rohsenow, W.M and Baron, A.B, 1972, "Forced Convective condensation inside Tube : A Heat Transfer Equation for Condenser Design," ASHRAE Trans, Vol. 79, pp. 157-165.
11. Shah, M.M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer during film Condensation inside Pipes." Int. J. Heat transfer, Vol. 22, pp. 547-556.
12. 강종식, 이진호, 1998, "대체 냉매(R-404A)를 적용한 판형 열교환기의 압력강하 및 열전달 특성에 관한 실험적 연구", 연세대학교 석사학위논문.
13. McLinden, M.O., Klein, S.A., Lemmon, E.W., 1998, "Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures", NIST Standard Reference Databases 23, Version 6.01.