

오블롱 셀 플레이트 열교환기에서의 R-134a, R-407C, R-410A의 응축성능에 관한 실험적 연구

박재홍[†] · 김영수*

(2004년 5월 15일 접수, 2004년 9월 16일 심사완료)

Study on R-134a, R-407C, and R-410A Condensation Performance in the Oblong Shell and Plate Heat Exchanger

Jae-Hong Park and Young-Soo Kim

Key Words: Oblong Shell and Plate Heat Exchanger(오블롱 셀 플레이트 열교환기), Condensation(응축), Performance(성능), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Pressure Drop(압력강하)

Abstract

Condensation heat transfer experiments were conducted with the oblong shell and plate heat exchanger without oil in a refrigerant loop using R-134a, R-407C and R-410A. An experimental refrigerant loop has been developed to measure the condensation heat transfer coefficient h_r and frictional pressure drop Δp_f of the various refrigerants in a vertical oblong shell and plate heat exchanger. The effects of the refrigerant mass flux($40\sim80\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$), average heat flux($4\sim8\text{kW/m}^2$), refrigerant saturation temperature($30\sim40^\circ\text{C}$) and vapor quality of refrigerants on the measured data were explored in detail. Similar to the case of a plate heat exchanger, even at a very low Reynolds number, the flow in the oblong shell and plate heat exchanger remains turbulent. A comparison of the performance of the various refrigerants revealed that R-410A had the highest heat transfer performance followed by R-134a, and R-407C had the lowest performance of the refrigerants tested. The pressure drops were also reported in this paper. The pressure drops for R-410A were approximately 45% lower than those of R-134a. R-407C had 30% lower pressure drops than R-134a. Experimental results were compared with several correlations which predicted condensation heat transfer coefficients and frictional pressure drops. Comparison with the experimental data showed that the previously proposed correlations gave unsatisfactory results. Based on the present data, empirical correlations of the condensation heat transfer coefficient and the friction factor were proposed.

기호설명

- A : 전열면적 [m^2]
 b : 채널간격 [m]
 c_p : 비열 [$\text{J/kg}\cdot\text{K}$]
 D_h : 수력직경 [m]
 f : 마찰인자

- g : 중력가속도 [m/s^2]
 G : 질량유속 [$\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$]
 L : 입구포트에서 출구포트까지 거리 [m]
 h : 열전달계수 [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$]
 i_g : 증발잠열 [J/kg]
 m : 질량유량 [kg/s]
 Nu : 넛셀수
 Pr : 프란틀수
 Q : 전열량 [W]
 R_{wall} : 벽의 전열저항 [K/W]
 Re : 레이놀즈수
 Re_{eq} : 상당 레이놀즈수

* 책임저자, 회원, 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

E-mail : parksonforever@hanmail.net
TEL : (051)620-1503 FAX : (051)623-8495

* 부경대학교 기계공학부

u	: 속도 [m/s]
U	: 총 팔열전달계수 [W/m ² ·K]
x	: 건도

그리스 문자

Δp	: 압력강하 [Pa]
ΔT	: 온도차 [K]
Δx	: 건도변화량
ρ	: 밀도 [kg/m ³]
μ	: 점성계수 [N·s/m ²]

하첨자

go	: 냉매액과 증기를 모두 증기로 취급
lo	: 냉매액과 증기를 모두 액으로 취급
l	: 액체
p	: 예열기
r	: 냉매
sat	: 포화
t	: 시험부
tp	: 이상류(two-phase)
v	: 기체
w	: 냉각수

1. 서 론

CFC 및 HCFC 계열의 냉매가 지구의 오존층을 파괴시킨다는 사실이 밝혀짐에 따라 이로 인한 환경파괴를 방지하기 위해 CFC 계열 냉매의 사용을 규제하고 있으며, HCFC 계열 냉매의 사용도 규제될 전망이다. HCFC 계열의 냉매인 R-22 역시 21세기초에는 생산 및 사용이 완전히 규제된다. 따라서 HCFC 계열 냉매에 대한 대체가능성이 있는 냉매들이 현재 검토중이며, 변온증발 혼합냉매(zeotropic refrigerant mixture)와 등온증발 혼합냉매(azeotropic refrigerant mixture) 등이 적합한 후보로 알려져 있다. 현재 냉동·공조 시스템의 대체냉매로 이미 상품화되고 있으며, 많은 실험이 이루어진 냉매 중에는 순수냉매인 R-134a, 3성분 혼합냉매인 R-407C 그리고 2성분 혼합냉매인 R-410A 등이 있다.

한편 많은 산업적 용도를 갖는 에너지 변환기로서의 열교환기는 현재까지 성능 개선을 위한 지속적인 연구와 개발이 이루어져 왔으나 아직도 그 성능과 효율에 대한 개선의 여지가 많으며,

실질적으로 많은 문제를 가지고 있다. 전 세계적으로 고성능의 열교환기를 개발하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 국내에서도 이에 대한 연구가 요구되고 있다.

본 연구에서 소개될 오블통 셀 플레이트 열교환기는 높은 효율과 컴팩트함으로 인해 냉동·공조 시스템에서의 이용 전망이 매우 높다. 오블통 셀 플레이트 열교환기는 유로 형식이 판형 열교환기와 유사하며, 전열판을 순서대로 배열, 적층한 형상으로 각 전열판 사이에는 유로가 형성되고, 이 유로를 통해 가열유체와 피가열유체가 서로 교대로 흐른다. 또한 오블통 셀 플레이트 열교환기는 셀 앤 튜브 열교환기의 고압성과 판형 열교환기의 고효율성을 따서 제작되었으며, 단위 체적당 열전달량이 매우 높을 것으로 예상된다. 그러나 실제 냉동·공조 시스템용으로 오블통 셀 플레이트 열교환기를 사용할 경우 열교환 작동유체로 사용되는 물이나 냉매에 대한 연구가 거의 이루어지지 않은 상태로 이에 대한 이론적 해석과 실험을 통한 최적설계를 위한 기초자료의 확립이 시급한 실정이다. 이에 비해 판형 열교환기에 대해서는 많은 연구가 이루어져 왔다.

Bogaert와 BÖlc⁽¹⁾는 1995년 용접형 판형 열교환기에 대하여 물과 미네랄 오일을 적용하여 층류와 난류흐름 영역에서의 유동특성을 확인하고, 가장 적절한 수력직경을 찾아내기 위한 실험을 하였다. Stasiek 등⁽²⁾은 1996년 용접형 판형 열교환기의 한 전열판에 대해 열전달의 실험적, 수치적 연구를 하였는데 열전달과 압력강하에 관한 일반적인 실험결과를 제시하였으며, 유한체적법을 이용한 3차원 해석을 시도하였다. 또한 유한체적법 이외에 수치적인 접근방법도 제시하여 상호 비교하였다. Yan 등^(3,4)은 용접형 판형 열교환기에 대하여 냉매 R-134a를 사용하여 응축 및 증발에 관한 열전달 실험과 압력강하 실험을 수행하여 그 결과를 열전달계수 상관식과 마찰계수 상관식으로 제시하였다. 또한 Lin과 Hsieh⁽⁵⁾는 세브론각 60도의 판형 열교환기에서 냉매 R-410A를 사용하여 실험을 수행하였으며 그 결과를 발표하였다. 국내에서는 Jeon 등⁽⁶⁾이 세브론각이 20, 35, 45도인 용접형 판형 열교환기의 응축 열전달 및 압력강하 특성을 알기 위해 냉매 R-22를 사용하여 냉매 질량유속과 입구압력을 변화시켜가며 실험을 수행하여 그 결과를 보고하였다. Byun 등⁽⁷⁾

은 냉매 R-22와 R-410A를 사용하여 세브론각이 45, 55, 70도인 용접형 판형 열교환기의 응축 열전달에 관한 실험적 연구를 통하여 세브론각이 증가할수록 응축 열전달계수는 증가한다고 하였으며, 또한 R-410A가 R-22에 비해 응축 열전달계수가 낮다고 보고하였다.

전술한 연구들을 살펴보면 판형 열교환기 내지는 이와 유사한 오블롱 셀 플레이트 열교환기에 대한 대체 냉매들의 자료가 부족한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 냉동·공조 시스템에서 응축 기로 사용되고 있는 오블롱 셀 플레이트 열교환기의 설계자료를 확립하기 위해 대체냉매들의 응축성능을 실험적으로 연구하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 시험부(오블롱 셀 플레이트 열교환기) 전열판의 형상, 치수 및 제원은 Fig. 1 과 Table 1에 각각 나타나 있다. 시험부는 전열판이 4장으로 외부의 치수나 형태는 모두 같고, 시험부 내에서 서로 반대 방향으로 주름이 교차되도록 되어 있다. 순환형식은 대향류 흐름이 되도록 구성하였다. 실험장치의 구성은 시험부, 냉매 및 냉각수 순환회로, 온도 및 압력 측정 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 되어 있다. Fig. 2 와 3은 오블롱 셀 플레이트 열교환기의 응축 열전달 특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도 및 시험부 내부 순환형식을 나타내고 있다.

냉매 순환회로는 냉매 순환펌프, 예열기(전기히터), 시험부, 과냉각기, 스트레이너, 질량유량계, 드라이어, 필터, 리시버 그리고 사이트글라스 등으로 구성되어 있다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 냉매는 냉매 순환펌프(TUTHILL, 마그네틱 기어 펌프)에 의해 구동되며, 유량 조절은 DC 모터에 의한 모터 회전수 조절로 하였다. 순환펌프를 통과한 냉매는 예열기에서 공급되는 열량에 의해 원하는 입구온도로 조절된다. 일정 온도로 조절된 냉매는 시험부의 판측으로 유입되어 셀측으로 흐르는 냉각수와 열교환 후 일부 응축된다. 냉각수는 항온조를 사용하여 일정한 온도로 유지시킨 후 냉매와 열교환이 이루어지도록 하였다. 시험부를 통과한 응축되지 않은 냉매증기는 과냉각기에서 완전히 응축된 후 스트레이너와 드라이어에

서 이물질이 제거되어 리시버로 모인다. 리시버에 모인 냉매는 냉매 순환펌프에 의해 상기와 같은 순서로 재순환된다. 냉매유량은 냉매 순환펌프와 리시버 사이에 설치된 질량유량계(Oval, 정확도 $\pm 0.2\%$)에서 측정하였고, 시스템 압력은 예열기와 과냉각기측의 냉각수 유량 및 온도로 조절하였다.

냉각수는 각각 항온조에서 수순환펌프에 의해 시험부의 셀측과 과냉각기로 흐른다. 시험부용 항온조는 200 l급으로 5kW 액침식 히터와 1RT급 냉동기를 설치하여 냉각 및 가열이 용이하도록 제작하였으며, 일정한 온도를 유지하기 위하여 디지털 온도 제어기를 설치하였다. 시험부의 셀측으로 들어가는 냉각수는 인버터에 의해 유량이 조절되며, 판측으로 흐르는 냉매와 열교환 후 항온조로 재유입된다. 이 때 냉각수 입·출구에 온도센스를 설치하여 온도를 측정하였으며 냉각수 유량은 펌프와 시험부 사이에 설치된 질량유량계로 측정하였다.

과냉각기용 항온조도 200 l급으로 시험부의 항온조와 유사하게 5kW 액침식 히터와 3RT급 냉동기를 설치하여 냉각 및 가열이 용이하도록 하였으며 유량 조절을 위해 시험부 출구측에 밸브를 설치하였다. 과냉각기로 흐르는 냉각수 또한 입·출구에 온도센스를 설치하여 온도를 측정하였으며, 냉각수 유량은 펌프와 과냉각기 사이에 설치된 초음파유량계(Controlotron, 정확도 $\pm 1\%$)로 측정하였다.

온도측정부위는 모두 7개소로 시험부 냉매 입·출구온도, 시험부 냉각수 입·출구온도, 예열기 전방의 냉매온도 그리고 과냉각기 입·출구온도 등이다. 온도는 모두 보정된 T-type 열전대를 사용하여 측정하였다. 압력 측정부위는 3개소로 두 곳의 절대압력과 시험부 전후의 차압을 측정하였다. 절대압력계(DRUCK, 정확도 $\pm 0.25\%$) 중 하나는 시험부 전방에 설치하여 시험부 압력을 측정하였고, 다른 하나는 예열기 전방에 설치하여 과냉액의 압력을 측정하였다. 이 두 압력은 유동액이 과냉 상태인지 포화 상태인지를 확인하는데 사용되었다.

모든 데이터는 Fluke사의 NetDAQ 2640A를 사용하여 처리하였으며, PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 질량유속의 변화가 3% 이하, 열유속의 변화가 5% 이하,

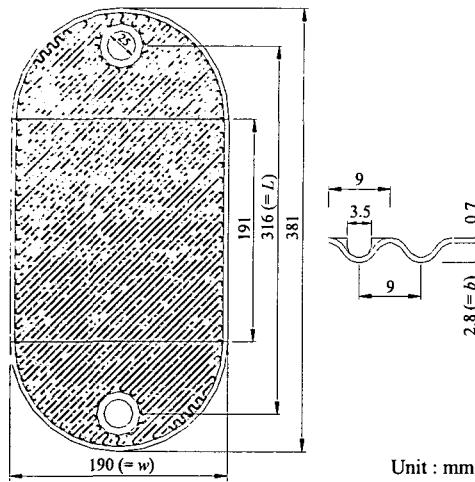


Fig. 1 Schematic diagram of heat transfer plate of oblong shell and plate heat exchanger used in the present work

Table 1 Configurations of oblong shell and plate heat exchanger used in the present work

Plate material	SUS 304
Shell material	Steel
Plate length [m]	0.381
Port diameter [m]	0.025
Pitch between plates [m]	0.0028
Plate thickness [m]	0.0007
Max. working pressure [MPa]	10
Category temperature range [°C]	-196 ~ 400
Surface per plate [m ²]	0.073
Chevron angle [°]	45

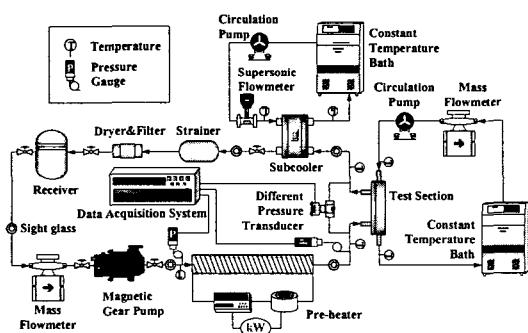


Fig. 2 Schematic diagram of experimental system

냉매 포화온도 변화가 3% 이하인 정상상태 후 5분간 5초 간격으로 하였다.

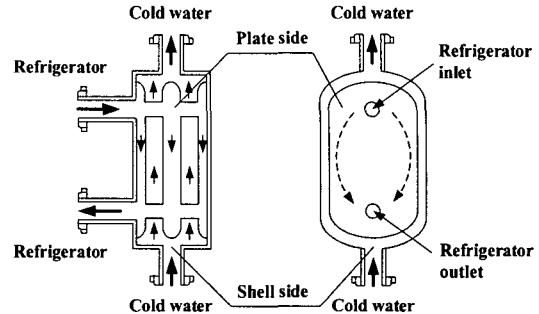


Fig. 3 Details of condensation flow direction

Table 2 Test conditions of the present work

Refrigerant mass flux [kg/m ² s]	40 ~ 80
Heat flux [kW/m ²]	4 ~ 8
Saturation temperature [°C]	30 ~ 40

2.2 실험방법

실험에서 시험부 압력(냉매 포화온도)은 예열기와 과냉각기측의 냉각수 유량 및 온도를 조절하여 조건에 맞는 상태로 유지하였다. 그리고 예열기에서 전열량을 조절하여 시험부 입구의 냉매 증기건도를 원하는 값으로 조절하였다. 시험부에서의 열유속은 수 순환회로에서 냉각수의 유량과 온도를 변화시켜 조절하였다. Table 2는 본 실험에서의 실험조건들을 나타내고 있으며, Table 3은 본 연구에서 사용된 냉매들의 포화온도 30°C 일 때의 물성치를 나타내고 있다.

3. 데이터 처리

3.1 이상 응축 열전달

수력학적 직경의 정의로부터, Shah 등⁽⁸⁾은 판의 폭(w)이 채널의 간격(b)보다 훨씬 클 때 판형 열교환기의 수력학적 직경으로 채널 간격의 두 배를 제안하였다. 따라서 본 연구에서도 이와 같이 사용하였다.

$$D_h \cong 2b = 0.0056 \text{ m} \quad w \gg b \quad (1)$$

시험부 입구조건을 조절하기 위하여 응축이 시작되는 지점의 냉매 건도를 먼저 결정하여야 한다. 예열기 출구의 건도와 시험부 입구의 건도는

Table 3 Thermophysical properties of refrigerants tested at 30°C

Refrigerant	p [MPa]	ρ_t [kg/m ³]	ν [m ³ /kg]	μ_t [μ kg/m·s]	k _t [mW/m·K]	cp _t [kJ/kg·K]	i _{fg} [kJ/kg]
R-134A	0.77020	1187.5	37.5	185.8	79.0	1.446	173.1
R-407C	1.17446	1139.7	50.8	153.6	90.3	1.524	185.3
R-410A	1.87059	1038.1	76.1	113.3	96.9	1.741	178.9

같다고 볼 수 있으므로 예열기 출구측 건도를 시험부 입구측으로 사용하여 이를 바탕으로 시험부 출구측 건도를 계산하였다. 예열기에서 냉매로 전달된 열량은 과냉액에서 포화액까지의 현열과 일정 건도까지의 잠열의 합으로 나타낼 수 있으며, 시험부 입구 건도는 예열기를 통과하는 에너지 평형식에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

$$Q_{sens} = \dot{m}_r c_{p,r} (T_{r,sat} - T_{r,p,i}) \quad (3)$$

$$Q_{lat} = \dot{m}_r i_{fg} x_i \quad (4)$$

위 식들로부터 냉매입구건도 x_i 는 다음과 같다.

$$x_i = \frac{1}{i_{fg}} \left[\frac{Q_p}{\dot{m}_r} - c_{p,r} (T_{r,sat} - T_{r,p,i}) \right] \quad (5)$$

여기서, Q_p 는 예열기에서 냉매로 전달된 열량이다. 또한 시험부 출구건도는 앞에서 계산된 입구 조건과 시험부를 통과하는 에너지 평형식으로부터 나타낼 수 있다.

$$\Delta x = \frac{Q_t}{\dot{m}_r i_{fg}} \quad (6)$$

여기서, Q_t 는 시험부에서 냉각수로 방출된 열량으로 다음과 같다.

$$Q_t = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (7)$$

따라서 시험부에서의 평균건도는 다음과 같다.

$$x_m = x_i - \frac{\Delta x}{2} \quad (8)$$

시험부 판측과 셀측 사이에서의 총괄 열전달계

수는 다음과 같이 표현될 수 있다. 실험에 적용한 열교환기의 흐름은 대향류이고, 냉매의 응축 열전달 특성을 알기 위해서는 시험부의 입·출구 온도차를 측정한 후 대수평균온도차로서 계산한다.

$$U = \frac{Q_t}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (9)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (10)$$

$$\Delta T_1 = T_{r,sat,i} - T_{w,o} \quad (11)$$

$$\Delta T_2 = T_{r,sat,o} - T_{w,i} \quad (12)$$

여기에서 A 는 판의 실제 주름진 표면을 차지하고 있는 열전달 면적이다.

오블롱 셀 플레이트 열교환기는 전열판 앞뒤의 전열면적이 동일하기 때문에 총괄 열전달계수와 냉매측 열전달계수, 물측 열전달계수는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{1}{h_r} = \frac{1}{U} - \frac{1}{h_w} - R_{wall} \cdot A \quad (13)$$

여기에서 셀측을 흐르는 물의 단상 열전달계수 h_w 는 수정된 Wilson plot 방법을 사용하여 구하였으며, 다음과 같다.

$$Nu = 0.05 Re^{0.95} Pr^{1/3} \text{ for } 600 < Re < 2300 \quad (14)$$

3.2 이상 응축 압력강하

시험부를 지나는 냉매의 압력강하 Δp 는 다음과 같이 계산하였다.

$$\Delta p_{exp} = \Delta p_f - \Delta p_a - \Delta p_g + \Delta p_{port} \quad (15)$$

여기서, Δp_{exp} 는 측정된 전체 압력강하, Δp_f 는 마찰에 의한 압력강하, Δp_a 는 감속에 의한 압력강

하, Δp_g 는 중력에 의한 압력강하 그리고 Δp_{port} 는 입·출구 포트에서의 압력강하이다.

감속 및 중력에 의한 압력강하는 다음의 식에 의해 계산되었다.

$$\Delta p_a = \left[\frac{G^2 x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right] \quad (16)$$

$$\Delta p_g = [(1-\alpha) \rho_l + \alpha \rho_v] g L \quad (17)$$

여기서 α 는 기공률(void fraction)로써 Zivi⁽⁹⁾가 제안한 식을 사용하였다.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \left(\frac{1-x}{x} \right)} \quad (18)$$

입·출구의 포트에서의 압력강하는 Shah 등⁽¹⁰⁾에 의해 경험적으로 제안되었다. 이것은 입구에서의 유동확대에 대한 수두의 대략 1.5배이다.

$$\Delta p_{port} \approx 1.5 \left(\frac{u_m^2}{2v_m} \right) \quad (19)$$

여기서 u_m 은 평균유속이며, v_m 은 증기와 액이 균일하게 혼합되었을 때 기-액 혼합의 비체적으로 다음과 같이 각각 주어진다.

$$u_m = G v_m \quad (20)$$

$$v_m = [x_m v_g + (1-x_m) v_l] = (v_l + x_m v_{fg}) \quad (21)$$

상기의 식들로부터 마찰계수는 다음과 같다.

$$f_{tp} \equiv - \frac{\Delta p_f D_h}{2 G^2 v_m L} \quad (22)$$

4. 실험결과 및 고찰

4.1 응축 열전달

본 연구에서는 오블론 셀 플레이트 열교환기에 대한 순수냉매 R-134a와 3성분 및 2성분 혼합냉매 R-407C와 R-410A의 응축 열전달 특성에 대하여 질량유속, 열유속 그리고 냉매 포화온도의 영향을 냉매 건도에 따라 도시하였다. 실험은 고건

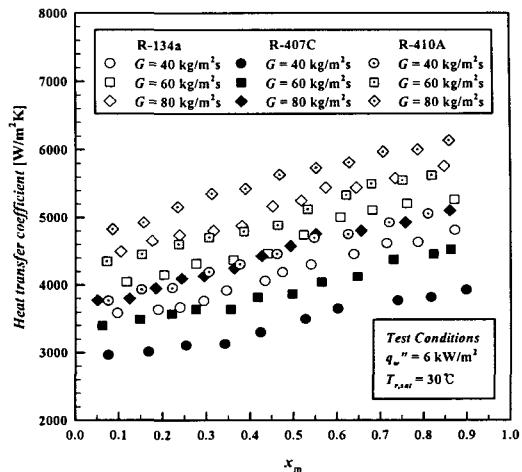


Fig. 4 Variations of condensation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various mass fluxes at $q_w = 6 \text{ kW/m}^2$ and $T_{r,sat} = 30^\circ\text{C}$

도에서 저건도로 진행되었으며, 질량유속 40~80 $\text{kg/m}^2\text{s}$, 열유속 4~8 kW/m^2 그리고 냉매 포화온도는 30~40°C로 하였다.

Fig. 4는 열유속 6 kW/m^2 , 냉매 포화온도 30°C 의 조건에서 냉매의 질량유속이 변화할 때 건도에 따른 열전달계수의 변화를 냉매별로 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 순수냉매 및 혼합냉매 모두 건도가 증가함에 따라 국소 열전달계수도 증가하고 있다. 이는 건도의 증가에 따라 유로 내 증기의 속도가 커졌기 때문이다. 그러나 저건도로 갈수록 증기 속도가 느려지고, 또한 전열판의 표면이 응축액으로 거의 적셔지기 때문에 표면장력에 의한 응축액 배출이 용이하지 못하게 된다. 따라서 이러한 경우에는 증기 전단력만이 열전달 특성에 중요한 역할을 하게 된다. 그러나 냉매 건도가 증가하면 증기 전단력에 의한 효과와 더불어 표면장력에 의한 응축액 배출이 용이해지기 때문에 열전달 상승에 효과적으로 작용한다.⁽¹¹⁾ 2성분 혼합냉매인 R-410A는 R-134a보다 전체적으로 열전달계수가 약 9% 정도 높게 나타났으나, 3성분 혼합냉매인 R-407C는 R-134a보다 약 17% 정도 낮게 나타났다. 이는 응축이 진행됨에 따라 냉매액 양이 냉매증기의 양보다 상대적으로 많아지고, 등온증발 냉매인 R-410A의 경우 액상 열전도도는 R-134a보다 22.6% 크고, 액상 점성계수는 R-134a보다 39% 작아지기 때문이다. 그러나

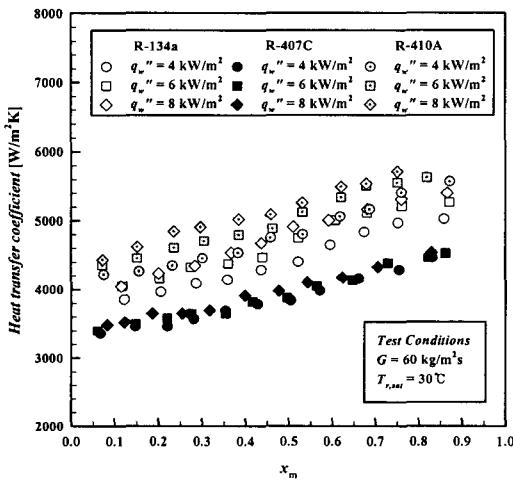


Fig. 5 Variations of condensation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various heat fluxes at $G=60\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ and $T_{r,\text{sat}}=30^\circ\text{C}$

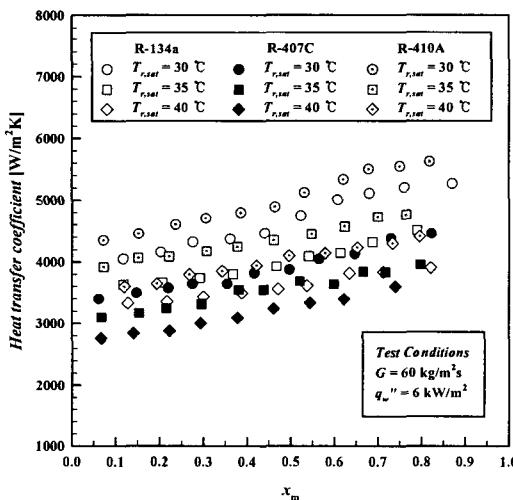


Fig. 6 Variations of condensation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various saturation temperatures at $G=60\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ and $q_v''=6\text{kW}/\text{m}^2$

변온증발 냉매인 R-407C의 경우, 액상과 기상의 경계면에서 고비점 냉매가 저비점 냉매에 비하여 보다 잘 응축되며, 따라서 기상의 성분비가 작아졌기 때문이다. 이로 인하여 계면에서 기상으로 고비점 냉매의 물질전달이 존재하게 되는데 이 물질전달이 냉매가 응축되는 방향과 반대이기 때

문에 전달저항으로 작용한다. 이러한 이유로 인해 각각의 질량유속에서 단일 냉매인 R-134a의 열전달계수가 R-407C보다 크게 된다.

Fig. 5는 질량유속 $60\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$, 냉매 포화온도 30°C 의 조건에서 냉매 건도에 따른 열유속의 영향을 냉매별로 나타내고 있다. 일반적으로 열전달계수는 열유속에 비례한다고 알려져 있다. 그럼에서 알 수 있듯이 냉매 모두 건도가 증가할수록 열유속이 증가할수록 국소 열전달계수도 증가하고 있음을 알 수 있다. 그러나 열유속의 영향은 질량유속에 비해 국소 열전달계수에 미치는 영향이 적음을 알 수 있다.

Fig. 6은 질량유속 $60\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$, 열유속 $6\text{kW}/\text{m}^2$ 일 때, 냉매 건도에 따른 냉매 포화온도의 영향을 냉매별로 나타내고 있다. 모든 냉매는 포화온도가 증가함에 따라 국소 열전달계수가 감소하는 경향을 보였다. 이는 포화온도가 증가함에 따라 기상 밀도에 대한 액상 밀도비가 감소하게 되는데 이는 결국 액상속도에 대한 기상의 속도비(slip ratio)가 감소하는 효과를 나타낸다. 즉 액상의 속도가 거의 일정하게 유지된다면, 기상의 속도는 감소하는 것을 의미하며, 이에 따라 기상이 액상으로부터 제거할 수 있는 열량은 줄어들 것으로 판단된다. 판벽 온도 및 포화온도가 거의 일정하다고 가정하면, 이는 열전달계수의 감소로 나타난다. 또한 포화온도가 증가함에 따라 열전도율이 감소하여 액막에서의 전도저항이 증가하였기 때문이다.⁽¹²⁾

Fig. 7은 열유속을 $6\text{kW}/\text{m}^2$, 냉매 포화온도를 30°C 로 하여 냉매들의 질량유속에 따른 평균 열전달계수를 나타낸 것이다. 그럼에서 알 수 있듯이 질량유속이 증가함에 따라 열전달계수도 증가하고 있으며, 또한 전술한 바와 같이 R-407C는 R-134a보다 전체적으로 열전달계수가 약 17% 정도 낮게 나타났고, R-410A는 R-134a보다 약 9% 정도 높게 나타났다.

4.2 종래 응축 상관식과의 비교

종래의 응축 열전달계수를 예측하기 위해 제안된 상관식들 중 Shah⁽¹³⁾와 Akers 등⁽¹⁴⁾이 제안한 상관식과 실험결과를 비교해 보았다. 이 상관식들은 평활판에서의 것이기 때문에 본 연구에서 사용된 열교환기와는 차이가 있다. 또한 사용된 작동유체나 수력직경의 차이 등 실험 조건들이

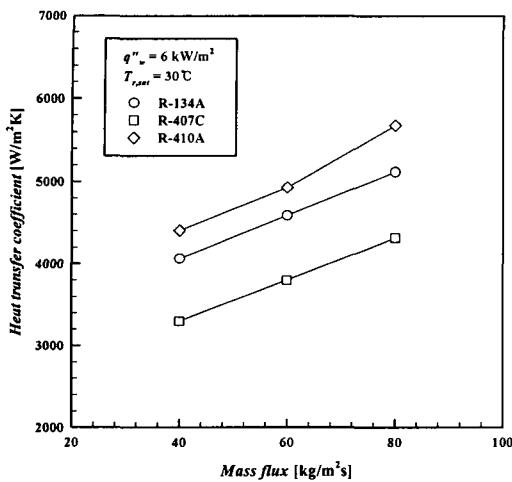


Fig. 7 Variations of condensation heat transfer coefficient with mass flux at $q_w''=6\text{ kW/m}^2$ and $T_{r,sat}=30^\circ\text{C}$

다르므로 정확한 비교는 어렵다. 그러나 일반적으로 널리 사용되는 상관식들이기 때문에 본 실험과 비교하여 그 결과를 예측해 보았다. 그리고 본 연구에서 사용된 열교환기와 유사한 판형 열교환기에서 제안된 Yan 등⁽³⁾의 상관식과 본 실험 결과를 비교·검토하였다.

Shah의 상관식은 수증기, R-22, 메탄을 등을 비롯한 여러 가지 작동유체를 대상으로 수평판, 수직판, 경사판 내에서 얻어진 실험결과와 타 연구자들의 실험결과를 종합하여 광범위하게 적용할 수 있는 Dittus-Boelter식을 수정한 예측식을 아래와 같이 제안하였다.

$$h_{tb} = h_l \left(1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \right) \quad (23)$$

여기서, h_l 은 Dittus-Boelter가 제안한 액단상 대류 열전달계수 [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$]이며, Z 는 건도 x 와 압력 p 의 관계로서, 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$h_l = 0.023 \left[\frac{G(1-x)D_h}{\mu_l} \right]^{0.8} \Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h} \quad (24)$$

$$Z = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{p}{p_c} \right)^{0.4} \quad (25)$$

여기서, k_l 은 액체의 열전도도 [$\text{W/m} \cdot \text{K}$], p_c 는 작동유체의 임계압력 [Pa]이다.

Akers 등은 수평판 내의 R-12, 프로판 가스의 옹축과정에 대하여 다음의 식을 제안하였다.

$$\begin{aligned} Nu &= 0.0265 \Pr_l^{1/3} Re_{eq}^{0.8} \quad Re_{eq} > 50000 \\ &= 5.03 \Pr_l^{1/3} Re_{eq}^{1/3} \quad Re_{eq} < 50000 \end{aligned} \quad (26)$$

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l} \quad (27)$$

$$G_{eq} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \quad (28)$$

여기서, G_{eq} 는 상당 질량유속 [$\text{kg/m}^2\text{s}$]이다.

Yan 등은 R-134a를 작동 유체로 한 판형 열교환기의 실험 결과를 바탕으로 다음의 상관식을 제안하였다.

$$Nu = \frac{h_r D_h}{k_l} = 4.118 Re_{eq}^{0.4} \Pr_l^{1/3} \quad (29)$$

Fig. 8은 실험결과와 Shah의 상관식을 비교한 것이다. 그림에서 보듯이 Shah의 상관식은 전체적으로 실험결과와 오차가 크며, 특히 저건도 영역으로 갈수록 오차가 증가하고 있음을 알 수 있다. 냉매별로 살펴보면 R-134a의 경우 실험결과와 약 410%의 오차를 나타내고 있으며, R-407C의 경우는 약 320%, 그리고 R-410A의 경우는 약 380% 정도의 오차범위를 나타내고 있다.

Fig. 9는 실험결과와 Akers 등의 상관식을 비교한 것이다. 전술한 상관식과 마찬가지로 상당한 오차를 나타내고는 있지만 저건도 영역에서의 예측값이 Shah의 상관식과는 다른 형태를 보이고 있다. 즉 Shah의 상관식은 저건도 영역으로 갈수록 오차가 증가하였으나, Akers 등의 상관식은 전체적으로 균일한 오차를 나타내고 있다. 냉매별로 오차를 살펴보면 R-134a의 경우 실험결과와 약 140%의 오차를 나타내고 있으며, R-407C의 경우 약 95%, 그리고 R-410A의 경우는 약 135% 정도의 오차를 나타내고 있다. 오차범위 또한 전술한 상관식보다 크게 줄어들었음을 알 수 있다. 전술된 상관식들은 실험결과를 과소 예측하고 있는데, 이는 종래 평활판에서 구해진 상관식을 아무런 수정없이 본 연구에 적용하여 오블통 셀 풀

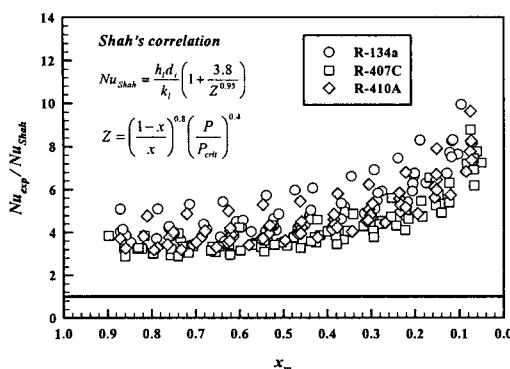


Fig. 8 Comparison of experimental Nu_{exp} and calculated Nu using Shah's correlation

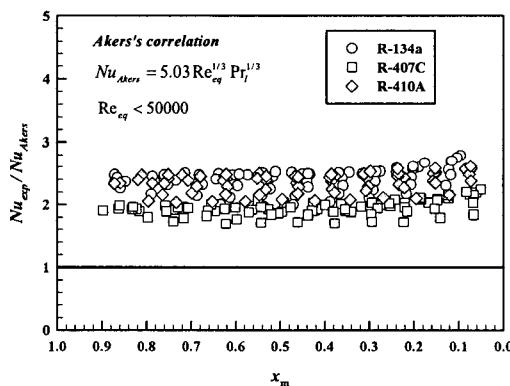


Fig. 9 Comparison of experimental Nu_{exp} and calculated Nu using Akers' correlation

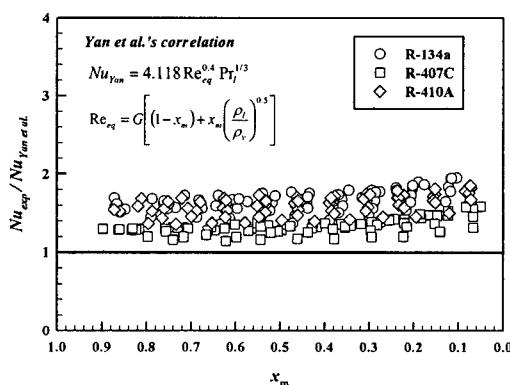


Fig. 10 Comparison of experimental Nu_{exp} and calculated Nu using Yan et al.'s correlation

레이트 열교환기의 유동특성을 충분히 고려하지 못했기 때문이다.

Fig. 10은 실험결과와 Yan 등이 제안한 상관식을 비교한 것이다. Yan 등은 본 연구에서 사용한 열교환기와 유사한 형태인 판형 열교환기에서 R-134a를 사용하여 실험하였다. 전체적으로 다소 낮게 예측하고 있다. 이는 대상 열교환기의 기하학적 형상과 수력직경 등의 실험조건이 다르기 때문에 나타나는 현상으로 판단할 수도 있다. 그러나 오블론 셀 플레이트 열교환기는 판형 열교환기와 달리 열교환이 일어나지 않는 데드존(dead zone)이 없기 때문에 동일한 크기의 전열판에서는 판형 열교환기에 비해 유효전열면적이 더 크다고 할 수 있다. 이러한 것에 의해 열교환 특성면에서는 판형 열교환기보다 동등 내지는 우월할 것으로 판단된다.

냉매별로 오차를 살펴보면 같은 R-134a의 경우 실험결과와 약 65% 정도의 오차를 나타내었고, R-407C의 경우는 약 33%, 그리고 R-410A의 경우는 약 60%의 오차를 나타내었다. 그리고 전술한 상관식들 중 오차범위는 다르지만 Akers 등이 제안한 상관식과 유사한 경향을 나타내고 있는데, 이는 Yan 등이 Akers 등이 제안한 상관식을 수정하여 상관식을 제안했기 때문이다.

이상에서 살펴본 바와 같이 평활판에서 제안된 응축 상관식들을 본 연구에 적용하는 것은 곤란할 것으로 생각된다. 뿐만 아니라 Yan 등이 제안한 상관식도 평활판의 상관식에 비해 오차는 작지만 그대로 적용하기에는 다소 무리가 있다. 이에 본 연구결과에 적합한 상관식이 필요하다.

Yan 등이 제안한 것과 마찬가지로 Akers 등이 제안한 상관식을 기본 형태로 하고, 본 실험에서 사용된 냉매 R-134a, R-407C 그리고 R-410A를 모두 포함하며, 최대 25%의 오차를 가지는 상관식을 식(30)에 제안하였다.

$$Nu = 15.66 Re_{eq}^{0.3} Pr_l^{1/3} \quad (30)$$

for $1700 < Re_{eq} < 13200$

Fig. 11은 본 실험결과와 새로 제안한 응축상관식을 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 제안된 상관식은 실험결과와 최대 오차가 25% 이내로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

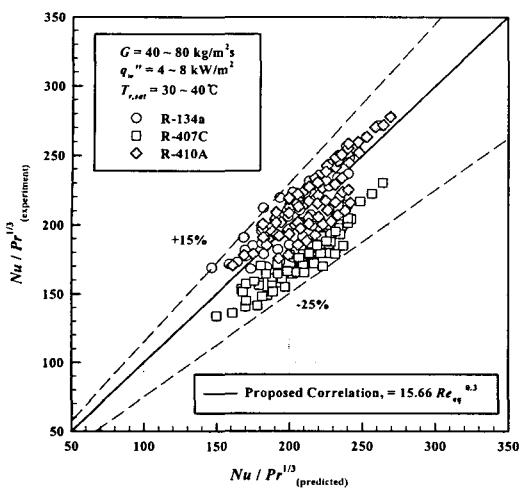


Fig. 11 Comparison of the proposed correlation for Nu with the present data

4.3 응축 압력강하

Fig. 12는 열유속 6 kW/m^2 , 냉매 포화온도 30°C 의 조건에서 냉매의 질량유속이 변화할 때 냉매 건도에 따른 응축 압력강하의 변화를 냉매별로 나타내고 있다. 질량유속의 증가 및 건도의 증가에 따라 압력강하가 증가함을 알 수 있다. 여기에서 고건도로 갈수록 압력강하가 증가하는 이유는 증기속도의 증가가 가장 큰 원인으로 생각되어진다. 그리고 압력강하량은 R-134a가 가장 컸으며, 다음으로 R-407C, R-410A 순서였다. 이는 R-410A, R-407C 그리고 R-134a 순서로 포화압력이 높으며, 포화압력이 높을수록 시험부 내의 증기속도가 감소하여 압력강하가 낮게 나온 것으로 생각되어진다. 이러한 현상은 Wijaya와 Spatz⁽¹⁵⁾ 등의 연구결과와 유사하다.

Fig. 13은 질량유속 $60 \text{ kg/m}^2 \text{s}$, 냉매 포화온도 30°C 의 조건에서 열유속이 변화할 때 냉매 건도에 따른 압력강하의 변화를 냉매별로 나타내고 있다. 모든 냉매에 대하여 열유속은 압력강하에 거의 영향을 미치지 못하는 것으로 나타났다.

Fig. 14는 질량유속 $60 \text{ kg/m}^2 \text{s}$, 열유속 6 kW/m^2 일 때, 냉매 건도에 따른 냉매 포화온도의 영향을 냉매별로 나타내고 있다. 냉매 모두 유사한 경향을 가지며 포화온도가 증가할수록, 건도가 감소 할수록 압력강하는 감소하였다. 이는 포화온도가 증가할수록 냉매의 증기속도가 감소하여 압력강하

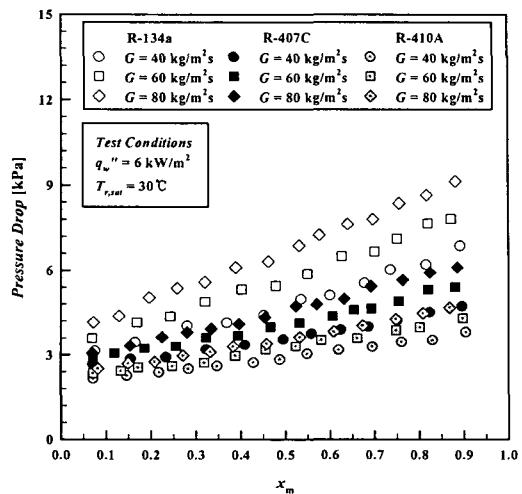


Fig. 12 Variations of condensation pressure drop with mean vapor quality for various mass fluxes at $q_w''=6 \text{ kW/m}^2$ and $T_{r,sat}=30^\circ\text{C}$

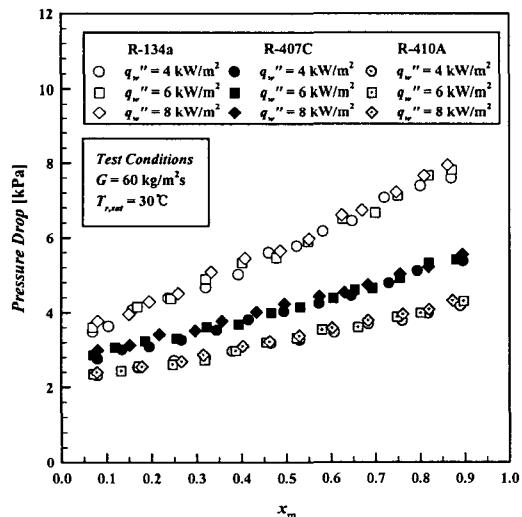


Fig. 13 Variations of condensation pressure drop with mean vapor quality for various heat fluxes at $G=60 \text{ kg/m}^2 \text{s}$ and $T_{r,sat}=30^\circ\text{C}$

가 낮게 나타난 것으로 생각되어진다.

Fig. 15는 열유속을 6 kW/m^2 , 냉매 포화온도를 30°C 로 하여 냉매들의 질량유속에 따른 평균 압력강하를 나타내고 있다. 질량유속에 따른 압력강하량은 R-407C와 R-410A가 R-134a보다 각각 30%, 45% 정도 낮게 나타났다.

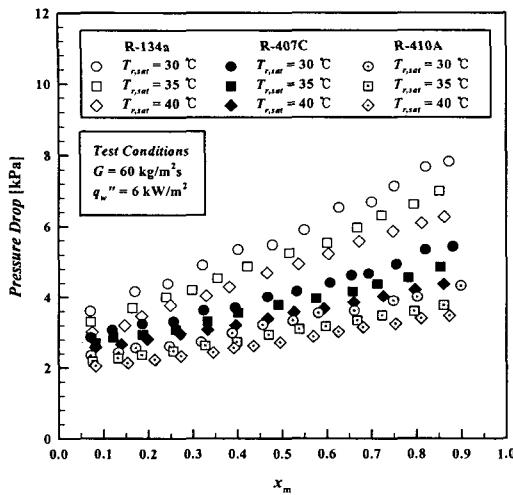


Fig. 14 Variations of condensation pressure drop with mean vapor quality for various saturation temperatures at $G=60\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{s}$ and $q_w''=6\text{kW}/\text{m}^2$

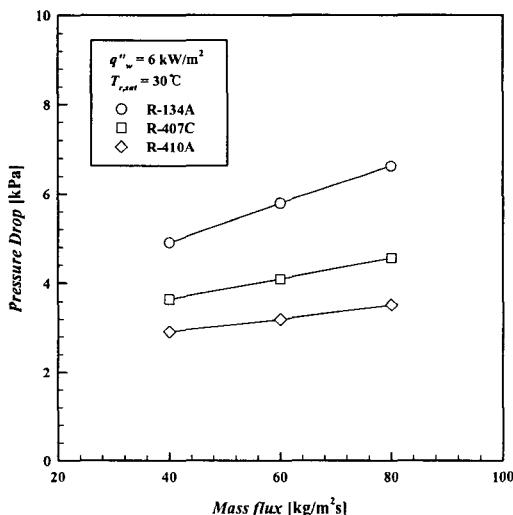


Fig. 15 Variations of condensation pressure drop with mass flux at $q_w''=6\text{kW}/\text{m}^2$ and $T_{r,sat}=30^\circ\text{C}$

4.4 종래 응축 압력강하 상관식과의 비교
종래의 응축 압력강하를 예측하기 위해 제안된 상관식들 중 Friedel⁽¹⁶⁾과 Traviss⁽¹⁷⁾가 제안한 상관식과 실험결과를 비교해 보았다. 또한 Yan 등⁽³⁾의 상관식과도 비교·검토하였다.

대부분의 경우 이상유동의 마찰압력강하는 Lockhart-Martinelli 단상류 압력강하에 이상류 마찰손실 파라메타(Φ^2)를 곱하여 결정한다.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_b \cdot \Phi_{lb}^2 = \frac{2f_{lb}G^2v_l}{D_h} \cdot \Phi_{lb}^2 \quad (31)$$

Friedel은 다양한 이상류 압력강하 측정 데이터로부터 이상류 마찰손실 파라메타 Φ_{lb}^2 에 대하여 다음과 같은 상관식을 제안하였다.

$$\Phi_{lb}^2 = E + \frac{3.24 FH}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (32)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l f_{go}}{\rho_g f_{lo}} \right) \quad (33)$$

$$F = x^{0.78}(1-x)^{0.24} \quad (34)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7} \quad (35)$$

$$Fr = \frac{G^2}{g D_h \bar{\rho}^2} \quad (36)$$

$$We = \frac{G^2 D_h}{\bar{\rho} \sigma} \quad (37)$$

여기에서 첨자 lo 는 냉매액과 증기를 모두 액으로 취급하여 관을 가득차서 흐른다고 가정하여 구한 값이고, go 는 냉매액과 증기를 모두 증기로 취급하여 관을 가득차서 흐른다고 가정하여 구한 값이다. f_{go} 와 f_{lo} 는 식 (38)을 사용하여 구할 수 있으며, $\bar{\rho}$ 는 식 (21)의 기-액 혼합 비체적의 역으로 계산할 수 있다. 위의 상관식은 수직관과 수평관에 모두에 다 적용할 수 있으며, 수직 하향류에 대해서는 조금 다른 상관식이 Friedel에 의해 제안되었다.

$$f = 0.079/Re^{0.25} \quad (38)$$

응축이 마찰압력손실에 영향을 미치지 않는다고 가정하고 등온상관식을 적용하면 일반적으로 이상유동에서의 마찰압력손실은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \Phi_g^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_g \quad (39)$$

여기에서 $(dp/dz)_g$ 는 이상류 중에서 기상성분만이 관내를 충만하게 흐른다고 가정할 때의 마찰에 의한 압력강하이며, Colburn⁽¹⁸⁾이 제안한 식 (40)을 사용한다. Φ_g 는 여러 연구자들에 의해 제안되었으며, 보통 Traviss와 Azer의 식을 사용한다. Traviss는 아래의 식과 같이 Φ_g 를 Lockhart-Martinelli 변수 X_{tt} 의 함수로 정의하였으며, X_{tt} 는 식 (42)와 같이 건도, 밀도 및 비체적의 항으로 정의된다.

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_g = - \frac{0.092 G^2 x^2}{\rho_g D_h \left(\frac{G x D_h}{\mu_g} \right)^{0.2}} \quad (40)$$

$$\Phi_g = 1 + 2.85 X_{tt}^{0.523} \quad (41)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_x}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{v_l}{v_g} \right)^{0.1} \quad (42)$$

Yan 등은 세브론각 60도의 판형 열교환기에서의 응축시 이상류 마찰압력강하를 균질모델에 기초하여 다음과 같은 상관식을 제안하였다.

$$f_{tp} Re^{0.4} Bo^{-0.5} \left(\frac{p_m}{p_c} \right) = 94.75 Re_{eq}^{-0.0467} \quad (43)$$

여기서 f_{tp} 는 이상류 마찰인자, p_c 는 냉매의 임계 압력, Bo 는 보일링수로 아래의 식들로 정의된다.

$$f_{tp} = \frac{\Delta p_f D_h}{2 G^2 v_m L} \quad (44)$$

$$Bo = \frac{\ddot{q}_w}{G_{eq} i_{fg}} \quad (45)$$

응축 압력강하 실험에서 구한 결과를 위에서 제안된 상관식들 중 Friedel과 Traviss의 상관식과 비교하였으며, 그 결과를 Fig. 16과 17에 나타내었다. 그림의 횡축은 실험값들로부터 구한 압력강하 Δp_{exp} 를 나타내고, 종축은 상관식들로부터 구한 압력강하 Δp_{cal} 을 나타낸다. 그림들에서 알 수 있듯이 기존의 상관식들은 본 연구의 실험결과와 큰 오차를 나타내고 있다. 이는 종래 평활판에서 구해진 상관식을 아무런 수정없이 본 연구에 적용하여 오블론 셀 플레이트 열교환기의 3차원 유동특성을 충분히 고려하지 못하였기 때문이다.

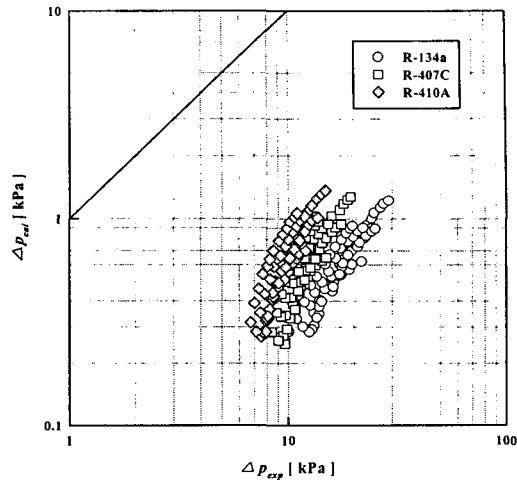


Fig. 16 Comparison between experimental Δp_{exp} and calculated Δp_{cal} using Friedel's correlation

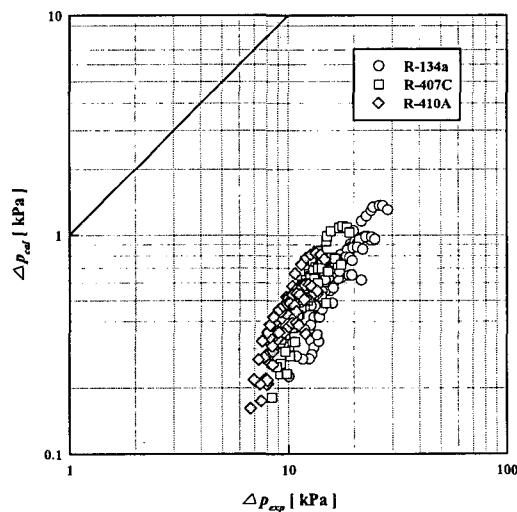


Fig. 17 Comparison between experimental Δp_{exp} and calculated Δp_{cal} using Traviss' correlation

Fig. 18은 실험결과와 Yan 등의 상관식을 비교한 것이다. Yan 등의 상관식은 $Re_{eq} \leq 5000$ 이하 ($x < 0.4$)에서는 실험결과를 과소 예측하였고, 5000 이상에서는 실험결과를 과대 예측하였다. 전체적으로는 실험결과를 과대 예측하는 경향을 나타내었다. 이는 Yan 등이 사용한 판형 열교환기의 세브론각이 본 실험에서 사용된 열교환기의 세브론각보다 크기 때문인 것으로 사료된다. 일

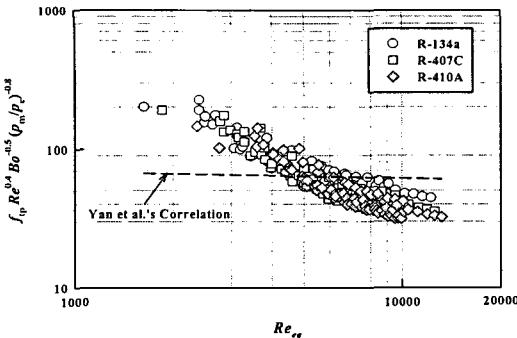


Fig. 18 Comparison between experimental data and Yan et al.'s correlation

반적으로 세브론각이 커지면 열전달은 향상되지만, 이와 함께 압력강하도 증가하는 경향을 나타낸다. 이처럼 Yan 등의 상관식도 종래의 평활관 상관식보다는 오차가 작지만 그대로 적용하기에는 다소 무리가 있다. 따라서 응축 열전달에서와 같이 본 연구의 압력강하에 적합한 상관식이 필요하다. 본 연구에서 열유속의 영향은 압력강하에 큰 영향을 미치지 못하였다. 따라서 이를 배제한 형태로 하고, 본 실험에서 사용된 냉매를 모두 포함하는 상관식을 아래와 같이 제안하였다.

$$f_{tp} = 3.5 \times 10^3 Re_{eq}^{-1.03} \quad (46)$$

for $1700 < Re_{eq} < 13200$

Fig. 19는 본 실험결과와 새로 제안한 응축 압력강하 상관식을 비교하여 나타낸 것이다. 그럼에서 알 수 있듯이 제안된 상관식은 실험결과와 최대 오차가 30% 이내로 일치하고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

기존에 가장 많이 적용되고 있는 순수냉매 R-22의 대체냉매로 알려진 비공비 혼합냉매 R-407C와 유사공비 혼합냉매 R-410A 그리고 저압냉매 R-134a를 사용하여 오블롱 셀 플레이트 열교환기에 대한 응축 열전달 실험을 실시하였으며, 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응축 열전달계수는 R-410A가 가장 높았고,

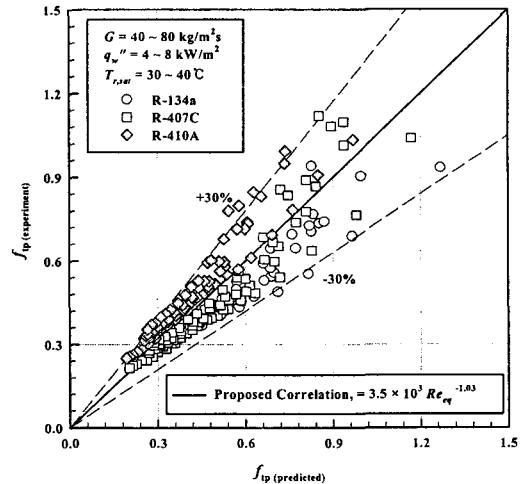


Fig. 19 Comparison of the proposed correlation for friction factor with the present data

다음으로 R-134a, R-407C 순서였다. 특히, 냉매 포화온도 30°C, 열유속 6kW/m²일 때, 냉매 질량 유속에 따른 평균 열전달계수는 R-410A의 경우 R-134a보다 9% 정도 높았고, R-407C의 경우는 R-134a보다 17% 정도 낮았다.

(2) 응축 압력강하는 증기압이 가장 높은 R-410A 가 가장 작았고, 증기압이 가장 낮은 R-134a가 가장 큰 것으로 나타났다. 냉매별 압력강하는 R-407C와 R-410A가 R-134a보다 각각 30%, 45% 정도 낮게 나타났다.

(3) 타 연구자들의 연구결과와 비교·분석하였으며, 이를 통해 종래의 평활관에서 제안된 상관식과는 상당한 차이가 있음을 알았다. 이는 오블롱 셀 플레이트 열교환기의 유통형태가 평활관과는 달리 3차원으로 평활관보다 더 많은 난류를 생성시켜 열전달 향상 및 압력강하 상승을 야기 시켰기 때문인 것으로 사료된다. 따라서 종래의 응축상관식을 본 연구에 적용하는 것은 곤란하거나 혹은 신중한 주의가 필요하다.

(4) 본 실험을 통해 얻은 실험결과를 바탕으로 하여 응축 열전달 상관식과 응축 압력강하 상관식을 각각 제안하였다.

후 기

본 연구는 부경대학교 RRC 친환경 첨단 에너

지기계 연구센터의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Bogaert, R. and BÖles, A., 1995, "Global Performance of a Prototype Brazed Plate Heat Exchanger in a Large Reynolds Number Range," Swiss Federal Institute of Technology, EPFL-LTT, Lausanne, Switzerland, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 293~311.
- (2) Stasiek, J., Collins, M. W., Clofalo, M. and Chew, P. E., 1996, "Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages-1 Experimental Results," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 1, pp. 149~164.
- (3) Yan, Y. Y., Lio, H. C. and Lin, T. F., 1999, "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger," *Int. J. Heat and Mass Transfer* 42, pp. 993~1006.
- (4) Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1999, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger," *Transactions of the ASME*, Vol. 121, pp. 118~127.
- (5) Lin, T. F. and Hsieh, Y. Y., 2002, "Saturated Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-410A in a Vertical Plate Heat Exchanger," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 1033~1044.
- (6) Jeon, C. D., Kwon, O. K. and Lee, J. H., 2001, "Study on the Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-22 in Brazed Plate Heat Exchanger," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 25, No. 2, pp. 171~179.
- (7) 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.
- (8) 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.
- (9) Zivi, S. M., 1964, "Estimation of Steady State Void Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production," *Trans. Am. Soc. Mech. Eng., Ser. C. J. Heat Transfer* 86, pp. 247~252.
- (10) Shah, R. K. and Focke, W. W., 1988, "Plate Heat Exchangers and Their Design Theory," in: Shah, R. K., Subbarao, E. C. and Mashelkar, R. A.(Eds.), *Heat Transfer Equipment Design*, Hemisphere, Washington, DC, pp. 227~254.
- (11) Webb, R. L. and Yang, C. Y., 1996, "Condensation of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and Without Micro-Fins," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 4, pp. 791~800.
- (12) Suh, J. M. and Kim, M. S., 1999, "Condensation Heat Transfer of R407C and R410A in a Horizontal Smooth Tube," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 11, No. 5, pp. 633~641.
- (13) Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.
- (14) Akers, W. W., Dean, H. A. and Crosser, O. K., 1959, "Condensation Heat Transfer Within Horizontal Tubes," *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 55, pp. 171~176.
- (15) Wijaya, H. and Spatz, M. W., 1995, "Two-phase Flow Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-22 and R-32/R-125," *ASHRAE Trans.* 101(1) : pp. 1020~1027.
- (16) Friedel, L., 1979, "New Friction Pressure Drop Correlations for Upward, Horizontal and Downward Two-Phase Pipe Flow," Presented at the *HTFS Symposium*, Oxford. (Hoechst AG Reference 372217/24 698)
- (17) Traviss, D. P., Rohennow, W. M. and Baron, A. B., 1972, "Forced-Convection Condensation Inside Tubes: A Heat Transfer Equation for Condenser Design," No. 2272, RP-63, *MIT Report DSR-72591*, pp. 157~165.
- (18) Colburn, A. P. and Carpenter, E. F., 1949, "The Effect of Vapor Velocity on Condensation Inside Tubes," General Discussion on Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, *ASME*, New York.