

## 판형열교환기에서 POE오일이 R134a 증발 열전달에 미치는 영향에 대한 실험적 연구

장영수\* · 장재규\*\* · 강병하\*\*\* · 김석현\*\*\*\*

\*국민대학교 발효융합학과, \*\* 국민대학교 대학원 기계공학과, \*\*\*국민대학교 기계시스템공학부

### Experimental study on Effects of POE oil on R134a Evaporation Heat Transfer in Plate Heat Exchanger

Young Soo Chang\*, Jae Kyoo Jang\*\*, Byung Ha Kang\*\*\* and Sukhyun Kim\*\*\*\*†

\* Dept. of Advanced Fermentation Fusion Science and Technology, Kookmin Univ.,

\*\* Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Kookmin Univ.,

\*\*\* School of Mechanical Systems Engineering, Kookmin Univ.

(Received November 12, 2013 ; Revised January 2, 2014 ; Accepted January 3, 2014)

**Key Words:** Plate Heat Exchanger(판형열교환기), POE Oil(POE 오일), Evaporation Heat Transfer Coefficient (증발열전달계수)

**초록:** 판형열교환기의 증발과정에서 오일에 의한 영향을 알아보기 위해 마이크로 기어 펌프를 이용한 냉매-R134a 순환 성능실험 장치를 구성하여, 증발열전달 실험을 수행하였다. POE 오일을 펌프를 이용하여 냉매 질량 유량에 비례하도록 0~5%를 첨가하여, 오일순환량에 따른 열전달계수 변화를 측정하였다. 오일순환율이 증가할수록 R134a 증발 열전달계수는 감소하며, 압력손실은 증가한다. 질량유량 80 g/s, 증발 온도 30°C 일 때, 오일 순환율 2%조건에서 무오일 대비 약 10%의 열전달계수가 감소하였고, 압력손실은 약 10% 증가하였다.

**Abstract:** To investigate the effect of oil on evaporation heat transfer of plate heat exchanger, evaporation heat transfer experiment was carried out using experimental apparatus for micro gear pumped R134a-oil circulation. By varying oil circulation rate of POE oil from 0 to 5%, evaporation heat transfer performance of plate heat exchanger was investigated. As OCR(Oil Circulation Ratio) increases, the evaporation heat transfer coefficient of R134a decreases and pressure drop increases. When the evaporating temperature is 30°C and the refrigerant mass flow rate is 80 g/s, evaporation heat transfer rate decreases by 10 % and pressure drop increases by 10% at 2% of OCR condition.

- 기호설명 -

$A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]  
 $C_p$  : 정압비열 [ $J/kg \cdot K$ ]  
 $D_h$  : 수력직경 [ $mm$ ]  
 $i$  : 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]  
 $Nu$  : Nusselt 수  
 $OCR$  : 오일 순환율 [%]  
 $Pr$  : Prandtl 수  
 $Re$  : Reynolds 수

$\Delta T_m$  : 대수평균온도차  
 $U$  : 총괄 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

그리스문자  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]  
 $\mu$  : 점성 [ $Ns/m^2$ ]

하첨자  
 $avg$  : 평균  
 $ev$  : 증발  
 $h$  : 열전달 계수  
 $mix$  : 오일-냉매 혼합물  
 $oil$  : 오일

† Corresponding Author, [skim@kookmin.ac.kr](mailto:skim@kookmin.ac.kr)  
 © 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

*r* : 냉매  
*sat* : 포화영역  
*sh* : 과열영역

### 1. 서론

최근 냉동 공조 분야의 관심을 끌고 있는 고밀도 열교환기 중 하나인 판형열교환기는 1930년대 처음 실용화 되어 유제품의 저온 살균 등에 활용되다가 1950년대에 세브론 타입의 판형열교환기가 제작되면서 오늘날과 같은 형태의 전열판 모양을 갖추게 되었다. 판형열교환기는 좁은 유로와 전열판 형상 때문에 복잡한 내부유동을 가지게 된다. 이러한 복잡한 내부유동은 판형열교환기 내부의 열교환을 활성화 시켜 기존의 쉘-튜브 형식 열교환기보다 높은 열전달 성능을 가지게 된다.

증기압축식 냉동시스템은 압축기를 구동시키기 위해서 적당량의 오일이 필요하다. 오일은 압축기 내 마찰로 인한 마모를 방지하여 압축기의 수명을 연장시키며, 소요동력을 감소시킨다. 압축기의 오일은 대부분 압축기 내에 존재하나, 압축기 토출 냉매 유동을 따라 냉동시스템 내부를 순환하다가 다시 압축기로 돌아오게 된다. 오일이 냉매와 혼합되어 냉동시스템을 순환하게 되면, 열전달 성능을 감소시켜 냉동시스템 전체의 성능을 떨어뜨린다.<sup>(1)</sup> 따라서 이러한 현상을 정확하게 이해하기 위해서는 냉동시스템 내로 순환하는 오일의 양에 따른 열교환기에서 열전달 특성 및 압력강하에 대한 연구가 필요하다.

Cho and Tae<sup>(2)</sup>는 마이크로핀 튜브 내에서 R-22, R-407C와 POE 오일, 미네랄 오일 순환에 따른 증발 열전달에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 오일순환량이 5%이었을 때, R22 경우 21%, R407C 경우 19% 압력손실이 증가하였으며, 열전달계수는 R22 경우 평균 22.7%, R407C 경우 평균 8.4% 감소하는 것으로 나타났다. Wenjian 등<sup>(3)</sup>은 6.34mm, 2.50mm 직경의 튜브 내에서 냉매 R22와 미네랄 오일 순환에 따른 열전달 성능 변화에 대한 연구를 수행하였다. 오일에 의한 열전달계수 변화는 직경 2.50mm 튜브에서 크게 나타남을 알 수 있었다. Hu 등<sup>(4)</sup>은 마이크로핀 튜브 내에서 R410A와 POE 오일 혼합물의 열전달 특성 연구를 수행하여서 건도 0.65 이상에서 오일에 의한 열전달 계수 감소율이 크게 나타남을 보였다.

선행 연구들은 주로 튜브 내에서 오일 순환이 증발 열전달에 미치는 영향을 연구한 논문이 다수

이며, 판형열교환기에서 오일에 의한 열전달 특성 변화에 대한 연구는 많지 않다. 본 연구에서는 판형열교환기에서 R134a의 증발과정에서 POE오일 순환량 변화에 따른 증발열전달 특성 변화를 관찰하였다.

### 2. 열전달계수 측정방법

판형열교환기를 증발기에 사용할 경우 냉매의 상태에 따라 증발 영역과 과열 영역이 존재한다. 열교환 과정을 대항류로 가정하면 물 측과 냉매 측의 개략적인 온도분포는 Fig. 1과 같으며, 물과 냉매사이의 열전달량은 총괄 열전달계수, 열전달 면적, 두 유체 사이의 평균온도차에 비례하는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다. 식 (1)의 열관류율을 증발구간과 과열구간 각각의 열관류율의 합으로 가정하여, 물과 냉매의 평균온도차를 식 (3)으로 나타내었다.

$$Q = UA\Delta T_m \tag{1}$$

$$UA = UA_{sat} + UA_{sh} \tag{2}$$

$$\frac{1}{\Delta T_m} = \frac{Q_{sat}}{Q} \frac{1}{\Delta T_{sat}} + \frac{Q_{sh}}{Q} \frac{1}{\Delta T_{sh}} \tag{3}$$

여기서  $\Delta T_m$ 은 전체 평균 온도차,  $\Delta T_{sat}$ 은 포화영역에서 대수평균 온도차  $\Delta T_{sh}$ 는 과열영역에서의 대수평균온도차로 정의한다. 그리고  $Q_{sat}$ 은 냉매 측 증발영역에서의 열전달량,  $Q_{sh}$ 은 과열영역에서의 열전달량으로 정의한다.

열교환기 열관류율은 물과 냉매측 대류열전달, 열교환기 전도열저항으로 나타나며 열교환기 전도열저항을 무시하면 냉매 측 열전달계수는 식 (5)와 같다. 즉 열교환기 총괄열전달계수를 측정하고, 물 측 대류열전달계수를 안다면 냉매측 평균열전달계수를 구할 수 있다.

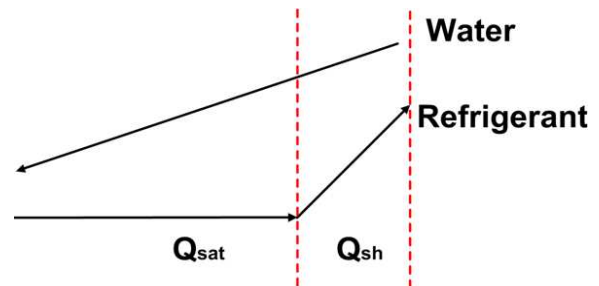


Fig. 1 Schematic view of temperature distribution in test section as the evaporation of R134a

**Table 1** Experimental condition

	water mass flow [ kg / min ]
Refrigerant side	0.8 ~ 3.7
Water side	2.6 ~ 8.1

**Table 2** Coefficients of correlations 7 and 8

	C	n
Refrigerant side (1)	0.139	0.68
Water side (2)	0.148	0.67

$$\frac{1}{UA} = \left( \frac{1}{h_w A_w} + \frac{t}{kA} + \frac{1}{h_r A_r} \right) \quad (4)$$

$$h_r = \left( \frac{1}{U} - \frac{1}{h_w} - \frac{t}{k} \right)^{-1} \quad (5)$$

별도로 진행된 관형 열교환기 물 대 물 단상 열전달 실험 결과를 Modified Wilson Plot method<sup>(5)</sup>를 통해, 물 측 열전달계수 상관식을 Re, Pr 의 함수로 구하였다.

물 측 열전달 계수를 구하기 위한 실험에서는 2차 유체 측 유로와 냉매 측 유로에 모두 물을 사용하였고, 냉매 측과 2차 유체 측 유로의 물 순환 유량을 변화 시키며 진행하였다. Table 1에 물 대 물 단상 실험 조건을 나타내었다.

관형열교환기 전열판의 재질은 스테인리스 스틸이며, 두께는 0.4 mm이다. 열교환기 전체 열저항에서 전열판에 의한 전도열저항이 차지하는 비율은 1 - 2% 정도이며, 총괄열전달계수는 전도열저항을 무시하면 식 (6)과 같다. 그리고 2차 유체 측과 냉매 측 단상열전달 상관식을 각각 식 (7), (8)로 가정한다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \quad (6)$$

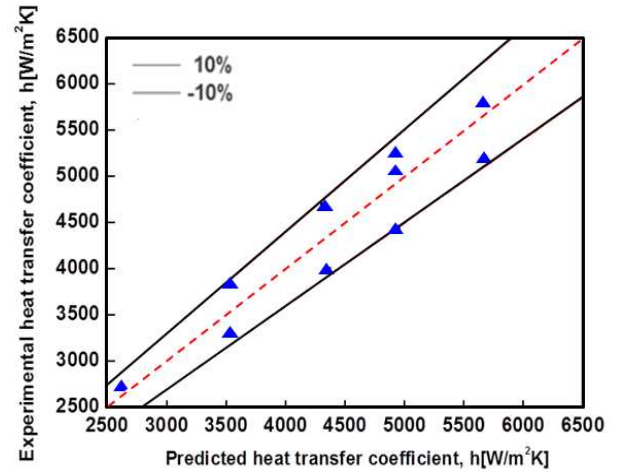
$$Nu_1 = C_1 Re^{n_1} Pr^{1/3} \quad (7)$$

$$Nu_2 = C_2 Re^{n_2} Pr^{1/3} \quad (8)$$

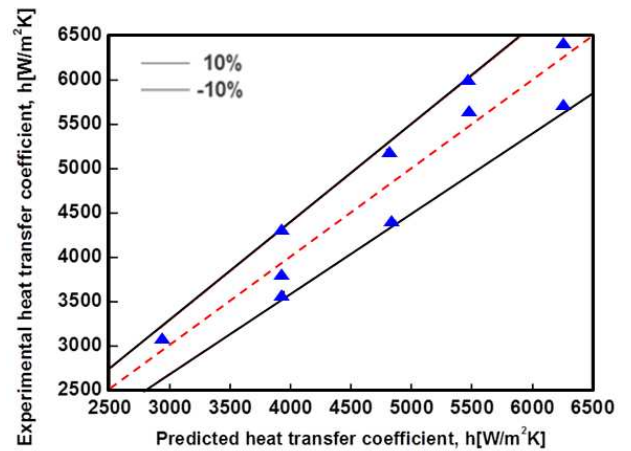
식 (7)과 (8)을 정리하여 식 (9), (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\ln[Pr^{1/3} \left( \frac{k}{D_h} \right) \left( \frac{1}{U} - \frac{1}{h_2} \right)] = -\ln C_1 - n_1 \ln Re \quad (9)$$

$$\ln[Pr^{1/3} \left( \frac{k}{D_h} \right) \left( \frac{1}{U} - \frac{1}{h_1} \right)] = -\ln C_2 - n_2 \ln Re \quad (10)$$



(a) Refrigerant side (Water)



(b) Water side (Water)

**Fig. 2** Comparison of the experiment data with predicted value by correlation

여기서  $k$  는 물의 열전도율,  $D_h$  는 관형열교환기의 수력직경<sup>(6)</sup>이다. 미지수  $C_1, C_2, n_1, n_2$  는 실험자료를 이용하여 식 (9)와 (10)의 반복적인 회귀분석을 통하여 구할 수 있으며, Table 2 에 결과를 정리하여 나타내었다.

Fig. 2 (a)는 2차 유체 유로에서, Figure 2 (b)는 냉매 측 유로에서 개발한 상관식과 실험 값의 오차를 나타내었다. 모두 실험값과 상관식간의 오차가 10% 이내에 있음을 알 수 있다.

**Table 3** Geometric characteristic of the test section

	Units	Value
Fluid flow plate length	mm	520
Plate width	mm	115
Area of the plates	m <sup>2</sup>	0.06
Angle of the corrugation	°	120
Number of plates		60
Corrugation type		Herringbone

**Table 4** Properties of the POE oil

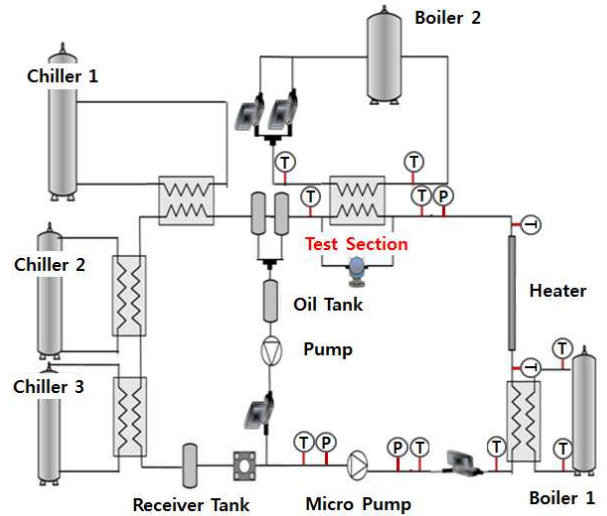
Item	Property
Manufacturer	Idemitsu Kosan Co.
Model	Icematic SW-22
Type	POE oil
Specific gravity at 15°C	0.995
Pour point (°C)	-52
Flash point (°C)	232

### 3. 실험 장치 및 방법

R134a 증발 실험장치의 개략도를 Fig. 3에 나타내었다. 판형열교환기의 증발과정에서 오일의 영향을 실험하기 위해 펌프를 이용한 냉매-오일 순환 성능실험 장치를 구성하였다.

냉동시스템의 오일순환율은 압축기의 종류, 냉매와 오일의 물성, 작동조건에 따라 달라지는데, 통상 1~5% 정도로 알려져 있다.<sup>(7)</sup> POE 오일은 오일펌프를 이용하여 냉매 질량 유량에 비례하도록 0~5%를 첨가하여, 오일 순환량에 따른 열전달 성능의 변화를 측정하였다. Table 3과 4에 본 연구에 사용된 판형열교환기와 POE 오일의 사양을 나타내었다.

실험장치의 냉매 순환부는 냉매펌프, 질량유량계, 예열기, 열교환기 시험부, 냉각부, 과냉각기, 오일탱크, 오일펌프로 구성된다. 냉매펌프는 마그네틱 기어타입의 구동방식으로 인버터를 사용하여



**Fig. 3** Schematic diagram of the test setup

펌프의 회전수를 제어함으로써 유량을 정확하게 조절할 수 있다. 펌프는 액체만을 유동시킬 수 있기 때문에 시험부를 통과한 과열 증기 냉매를 과냉 영역으로 냉각할 수 있는 과냉각기가 설치되어 있다.

증발기로 유입되는 냉매의 건도를 일정하게 유지하기 위해 가열수와 전기히터로 작동하는 예열기(pre-heater)를 설치하였다.

냉매 순환부에 일정량의 오일을 순환시키기 위해 오일펌프를 사용하였으며, 펌프의 회전수 제어는 인버터를 사용하여 오일 유량을 정확하게 제어할 수 있다. 오일의 주입은 냉매 순환량 대비 0~5% 범위에서 1% 간격으로 조절하였다. 주입되는 오일의 유량은 질량 유량계를 사용하여 측정하였다. 시험부를 통과한 오일은 시험부 출구에 설치된 오일 분리기에서 회수되며, 오일펌프에 의해 재순환된다. 실험에 사용한 오일분리기의 오일 분리효율은 약 99%이다.<sup>(7)</sup>

시험부에 공급되는 냉매의 질량유량과 시험부 입출구 온도는 질량유량계, 열전대를 이용하였고, 시험부 입구 압력, 압력손실은 절대압력계와 차압계를 이용하여 측정하였다. 냉매의 증발을 위해 공급되는 2차유체인 물의 질량유량과 입출구 온도는 질량유량계와 백금저항온도계를 이용하여 측정하였다. 전체 시스템의 열교환기 및 장치 내 배관의 모든 부분은 단열재를 사용하여 충분히 단열함으로써 외부의 열손실을 최소화 하였다.

Table 5에 본 연구의 실험 범위를 나타내었다. 증발기 입구 건도와 출구 과열도를 일정하게 유지한 상태에서 냉매 질량유량과 증발온도를 변화시

키며 실험을 수행하였다.

증발기에서 물 측과 냉매 측 열전달량은 각각 식 (11), (12)와 같이 계산할 수 있다. 냉매 측 열전달량은 냉매 R134a 와 POE 오일이 혼합되어 유동하기 때문에 R134a 와 POE 오일의 각각의 열전달량을 고려하여 계산하였다.

$$Q_w = \dot{m}_w C_p (T_{w,i} - T_{w,e}) \quad (11)$$

$$Q_r = \dot{m}_{r,r,e} (i_{r,e} - i_{r,i}) + \dot{m}_{oil} C_{p,oil} (T_{oil,e} - T_{oil,i}) \quad (12)$$

$$Q = (Q_r + Q_w) / 2 \quad (13)$$

여기서  $Q_r$  은 R134a-POE 오일 혼합물 열전달량이며,  $C_{p,oil}$  는 POE 오일의 정압비열이다. 증발기의 열전달량은 냉매측과 물 측 열전달량의 산술평균값을 사용하였다. R134a 와 물의 열역학적 물성과 실험자료의 처리는 EES 를 사용하였다. POE 오일의 정압비열은 ASHRAE 의 자료<sup>(8)</sup>를 이용하였다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 무오일 상태에서 열전달 성능

실험데이터의 신뢰성을 확인하기 위하여 Fig. 4 에 냉매 측 열전달량과 물 측 열전달량을 비교하여 나타내었으며, 오차  $\pm 5\%$  이내에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

증발온도 20°C, 25°C, 30°C에서 무오일조건에서 질량유량에 따른 열전달량 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 냉매 입구건도와 출구 과열도가 고정된 실험조건에서 냉매 질량 유량 증가에 따라 열전달량도 증가하게 된다.

Fig. 6 은 무오일조건에서 냉매 질량유량에 따른 냉매 측 평균 열전달 계수를 나타내었다. 냉매 측 열전달 계수를 구하기 위해 단상 실험을 통해 개

발한 관형열교환기의 2 차 유체 측의 열전달계수 상관식을 이용하여 냉매측 평균 열전달계수를 계산하였다. 평균 열전달 계수는 냉매 유량이 증가할수록 증가하였고, 동일한 유량에서는 증발 온도가 낮을수록 더 높게 나타났다. 포화압력이 낮을

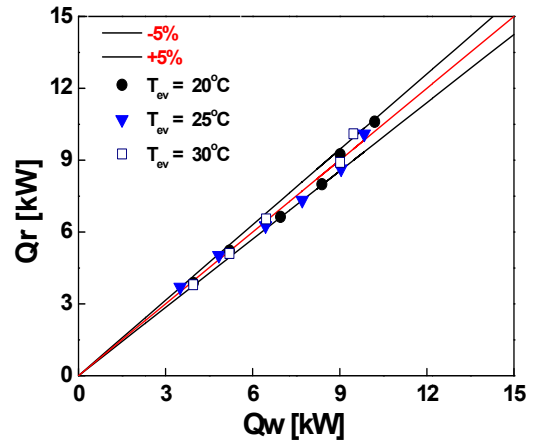


Fig. 4 Energy balance between water and refrigerant side for no-oil test

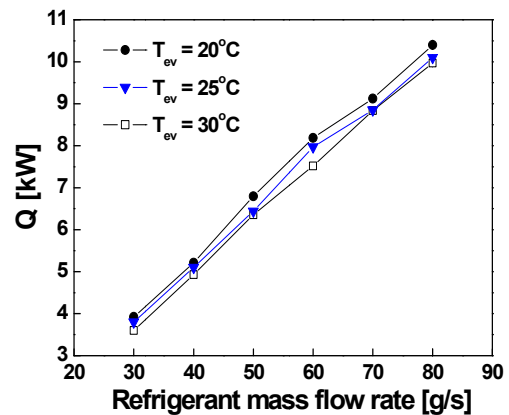


Fig. 5 Heat transfer rate for various evaporation temperatures

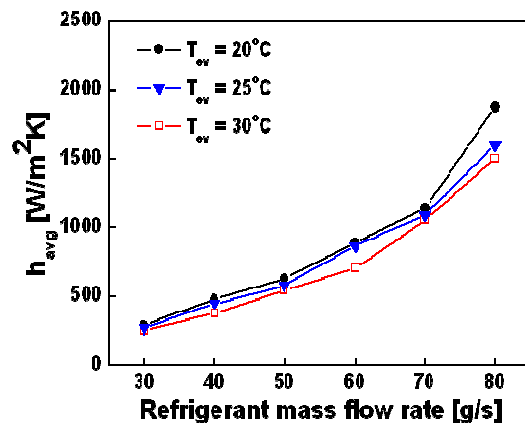


Fig. 6 Average heat transfer coefficient for various evaporation temperatures

Table 5 Experimental conditions

	Units	Range		
Mass flow rate	g/s	30, 40, 50, 60, 70, 80		
Inlet quality		0.3		
Degree of superheat	°C	5		
Evaporation Temp.	°C	20	25	30
Inlet pressure	bar	5.7	6.7	7.7
OCR	%	0 ~ 5		

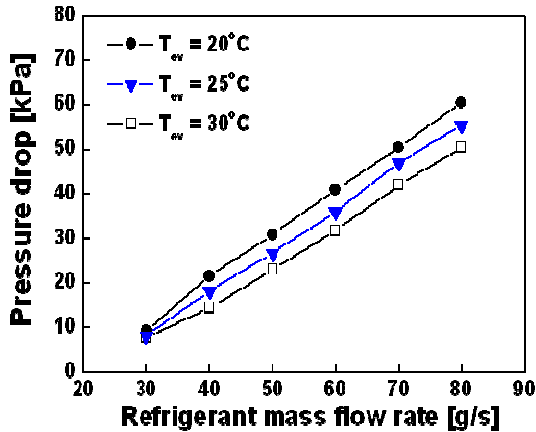


Fig. 7 Pressure drop for various evaporation temperatures

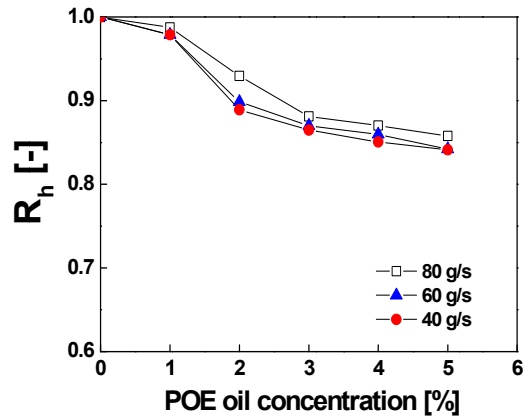
수록 밀도비가 커지는데 증기가 차지하는 비율이 커지며 열교환기 내 증기의 속도가 증가하고, 열저항이 감소하므로 열전달계수가 증가하는 경향을 보인다.

Fig. 7은 무오일조건에서 냉매 질량유량에 따른 관형열교환기 압력 강하 변화를 나타낸 것이다. 동일한 증발 온도 조건에서 냉매의 유량이 증가할수록, 동일한 유량에서는 증발 온도가 낮을수록 압력강하는 증가 하였다. 포화 압력이 감소할수록 냉매 포화증기의 밀도가 감소하여 압력강하가 증가하게 된다.

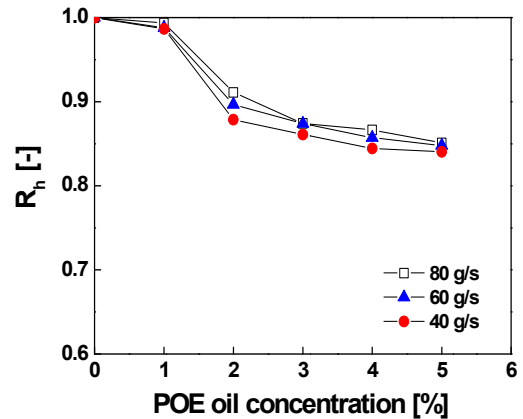
관형열교환기에서 저열유속조건에서는 질량유량의 증가에 따른 열전달계수의 변화가 크지 않으나, 열유속이 커짐에 질량유량의 증가에 따른 열전달계수의 증가율이 커지게 된다. 이는 고열유속 조건에서 냉매 질량유량의 증가에 따른 대류영향으로 열교환기 표면에서 냉매 기포의 이탈과 생성이 촉진되기 때문으로 알려져 있다.<sup>(9)</sup> 본 연구에서는 냉매 질량유량이 증가함에 따라 열유속도 비례하여 증가하게 된다. 따라서 냉매 질량유량 증가와 열유속 증가에 의한 열전달계수의 상승 효과가 증폭되어, 질량유량 증가에 따라 열전달계수의 증가 폭이 더 커지는 경향을 보인다.

4.2 오일에 의한 열전달 성능 변화

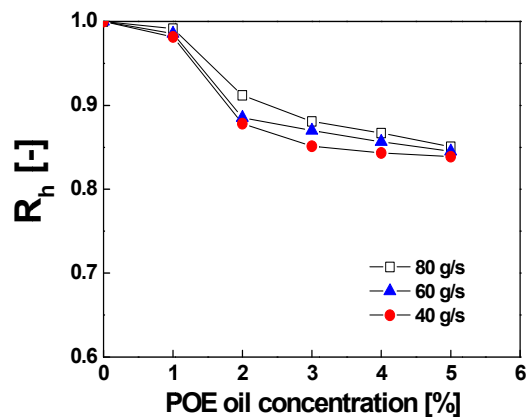
무오일 실험과 동일한 조건에서 오일순환율을 변화시키며 실험을 수행하였다. 오일순환율 증가에 따라 시험부에서 열전달계수는 감소하고, 압력손실은 증가하게 된다. 이는 오일이 관형열교환기 내부에서 냉매와 분리되어 유막을 형성하기 때문이라 여겨진다. 즉, 유막형태의 오일이 열저항으로 작용하여 열전달계수가 감소하고, 이에 따라 증발 열전달 계수가 감소하는 것으로 판단된다.



(a) T<sub>ev</sub> = 20 °C



(b) T<sub>ev</sub> = 25 °C



(c) T<sub>ev</sub> = 30 °C

Fig. 8 Effect of OCR on evaporation heat transfer coefficient for various experimental conditions

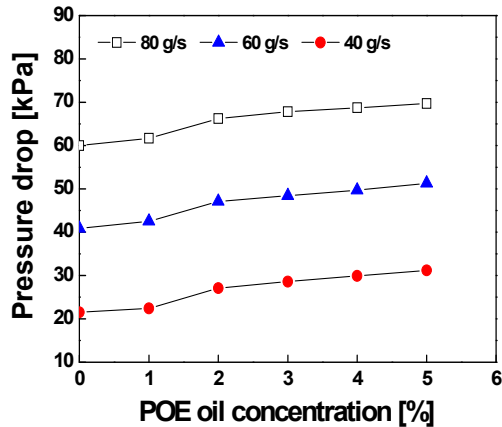
Fig. 8(a)~(c)는 다양한 증발온도와 질량유량에 대해 오일순환율에 따른 냉매 평균 열전달계수 변화를 식 (14)와 같이 정의하여 나타내었다.

$$R_h = \frac{h_{max}}{h} = \frac{R134a / POE - oil \ mixture \ heat \ transfer \ coefficient}{R134a \ heat \ transfer \ coefficient} \quad (14)$$

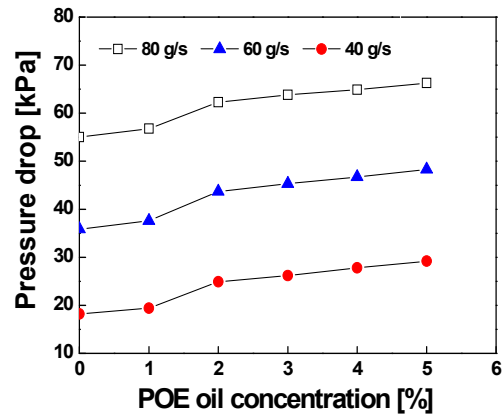


오일순환율 증가에 따라 열전달계수는 감소하며, 오일순환율 1%에서 2% 사이에서 열전달계수 감소율이 컸다. 냉매 질량유량이 작아질수록 오일순환율 증가에 따른 증발 열전달계수 감소비율이 컸으며, 증발온도 30℃인 경우, 오일순환율 2% 근처에서 무오일 대비 약 10% 정도의 열전달계수가 감소하였다.

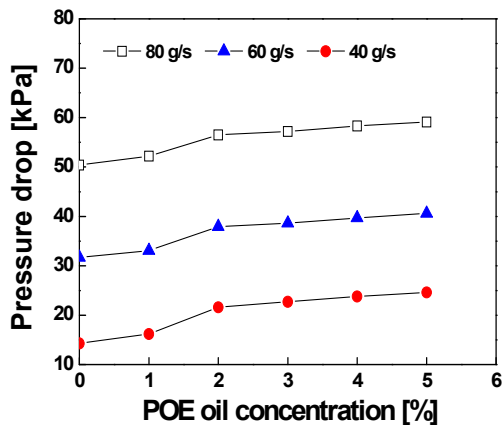
Fig. 9(a)~(c)는 증발온도 20℃, 25℃, 30℃인 경우, 다양한 냉매 질량유량 조건에서 오일순환율에 따른 관형열교환기 압력손실을 나타낸 것이다. 오일순환율이 증가할수록 압력강하가 증가하며, 증발 온도 30℃, 질량유량 80 g/s 일 때, 오일순환율 2%에서 무오일 대비 약 10%의 압력손실이 증가하였다.



(a) T<sub>ev</sub> = 20 °C



(b) T<sub>ev</sub> = 25 °C



(c) T<sub>ev</sub> = 30 °C

Fig. 9 Effect of OCR on pressure drop for various experimental conditions

## 6. 결론

본 연구에서는 고온수 제조를 위한 2 원 히트펌프 시스템에서, 상부 사이클인 R134a 의 증발기를 관형 열교환기로 사용할 경우, POE 오일순환량에 따른 관형 열교환기에서 R134a 의 증발열전달 특성의 변화에 대하여 연구하였다.

관형열교환기에서 냉매의 평균열전달계수를 구하기 위해, 물-물 단상 열전달 실험과 Modified Wilson Plot 기법을 적용하여 관형열교환기의 단상 유동에 대한 열전달계수 상관식을  $500 \leq Re \leq 1600$  범위에서 개발하였으며, 상관식과 실험결과와의 오차는 10% 이내이다. 개발한 물측 열전달계수 상관식을 이용하여, 증발기에서 평균 냉매열전달계수를 측정하였다. 오일순환율 증가에 따라 냉매의 평균 열전달계수는 감소하게 되며, 냉매 유량이 작아질수록 감소정도는 더 커진다. 증발온도 30℃인 경우, 오일순환율 2% 근처에서 무오일 대비 약 10% 정도의 열전달계수가 감소하며, 압력 손실은 약 10% 증가하였다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부 에너지기술평가원의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사 드립니다.(No. 20132010101780)

## 참고문헌 (References)

- (1) Lee J. G., 2010, "Effects of PAG oil on the Performance of Gascooler in a Carbon Dioxide Heat Pump," Master's Thesis of Korea University.
- (2) Cho, K. and Tae, S.-J., 2000, "Evaporation Heat Transfer for R-22 and R-407C Refrigerant-Oil Mixture in a Microfin Tube with a U-Bend," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, pp.219~231.
- (3) Wei, W., Ding, G., Hu, H. and Wang, K., 2007, "Influence of Lubricant oil on Heat Transfer Performance of Refrigerant Flow Boiling Inside Small Diameter Tubes. Part I: Experimental Study,"

- Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, pp. 67~76.
- (4) Hu, H., Ding, G. and Wang, K., 2008, "Heat Transfer Characteristics of R410A-Oil Mixture Flow Boiling Inside a 7 mm Straight Micro Fin Tube," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 1081~1093.
- (5) Briggs, D. E. and Young, E. H., 1969, "Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlations for Shell and Tube Heat Exchangers," *Chem. Eng. Progr. Symp. Ser.*, No. 92, Vol. 65, pp.35~45.
- (6) Edwards. M. F., 1974, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Newtonian and Non-Newtonian Liquids," *The Chemical Engineering*, Vol. 259, No. 1, pp. 286~288
- (7) Cremaschi, L., Hwang Y. and Radermacher, R., 2005, "Experimental Investigation of Oil Retention in Air Conditioning Systems," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 1018~1028.
- (8) ASHRAE, 2002, ASHRAE Handbook-Refrigeration, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Ch 7, pp. 7.1~7.6
- (9) Hsieh, Y. Y. and Lin, T. F., 2002, "Saturated Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-410A in a Vertical Plate Heat Exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 1033~1044.