

# 흡수식 냉온수기 증발기용 전열관의 전열성능에 관한 연구

권 오 경<sup>†</sup>, 차 동 안, 윤 재 호, 김 효 상<sup>\*</sup>  
 한국생산기술연구원, <sup>\*</sup>(주)삼중테크

## A Study on The Heat Transfer Performance of Evaporator Heat Transfer Tube for Absorption Chiller

Oh-kyung Kwon<sup>†</sup>, Dong-an Cha, Jae-ho Yun, Hyo-sang Kim<sup>\*</sup>

Energy System Technology Center, Korea Institute of Industrial Technology, Chonan, 330-825, Korea  
<sup>\*</sup>HVAC System, Samjungtech, Gimpo, 415-854, Korea

(Received December 11, 2008; revision received February 25, 2009)

**ABSTRACT:** The objectives of this paper are to measure the heat transfer and pressure drop of the heat transfer tube for an evaporator of absorption system applications. Five types of heat transfer tubes with different shape and heat transfer area are tested in the present experiment. Heat transfer and pressure drop performance of heat transfer tubes are measured in various operating conditions, and compared each other. The results show that the heat transfer coefficient of thermoexcel notch tube increases about 79.6% and 45.3% at the film Reynolds number 69.7 compared with that of bare tube and low fin tube, respectively. The thermoexcel notch tube is show the best performance considering pressure drop and heat transfer coefficient.

**Key words:** Evaporator(증발기), Heat transfer(열전달), Heat transfer tube(전열관), Pressure drop(압력강하)

### 기 호 설 명

$A_o$  : 전열관 외표면적 [ $\text{mm}^2$ ]  
 $C_p$  : 비열 [ $\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ]  
 $D_i$  : 전열관 내경 [mm]  
 $D_o$  : 전열관 외경 [mm]  
 $f$  : 관마찰계수  
 $L$  : 전열관 길이 [mm]  
 $m$  : 질량유량 [kg/h]  
 $N$  : 전열관 본수  
 $\Delta P$  : 압력강하 [kPa]  
 $h$  : 열전달계수 [ $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$ ]  
 $Q$  : 열전달률 [kW]  
 $Re$  : 레이놀즈수

$t$  : 두께 [mm]  
 $T$  : 온도 [ $^\circ\text{C}$ ]  
 $\Delta T$  : 온도차 [ $^\circ\text{C}$ ]  
 $U$  : 총괄열전달계수 [ $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$ ]

### 1. 서 론

흡수식 냉온수기는 개발 이래 지속적인 발전을 거듭하면서 최근에는 국내에서도 고효율 이중효용 흡수식 냉온수기(COP 1.2~1.3)를 개발하여 판매하고 있으며, 일본에서는 삼중효용 흡수식 냉온수기(COP 1.6)를 개발하고 있다.<sup>(1)</sup> 그러나 흡수식 냉온수기는 압축식 냉동기보다 효율이 낮고, 기기도 대형이기 때문에 흡수식 냉온수기의 고효율, 소형화가 최근의 주요 연구개발과제이다.<sup>(2)</sup>

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel. : +82-41-589-8528; fax : +82-41-589-8330

E-mail address : kwonok@kitech.re.kr

흡수식 냉온수기는 증발기, 흡수기, 재생기 및 응축기의 4가지 열교환기로 구성되어 있고, 각각의 기능에 적합한 각종의 형상을 가지고 있는 전열관이 사용된다.

흡수식 냉온수기의 고효율 소형화에 대해서는 전열관의 고성능화에 의한 효과가 크고, 특히 증발기와 흡수기는 전열관 사용량이 많으므로 고성능 전열관의 연구개발이 시급한 실정이다.<sup>(3)</sup>

흡수식 냉온수기용 전열관에 관한 연구는 대부분 흡수기에 치중되고 있으며<sup>(4-7)</sup> 증발기에 대한 연구자료는 대단히 부족한 실정이다.

흡수식 냉온수기의 증발기용 전열관에는 종래 low fin tube가 많이 사용되고 있지만, 전열면적의 증가율 대비 전열성능 향상율이 낮아, 보다 고성능의 전열관 개발의 필요성이 높아지고 있다.<sup>(8-9)</sup> 따라서 본 연구에서는 흡수식 냉온수기에서 중요한 역할을 하는 증발기용 전열관의 고효율 소형화를 위하여 5종류의 Sample(thermoexcel, thermoexcel notch, bare, floral, low fin tube)을 설계·제작하고 냉매의 유량, 냉수의 온도 및 유량변화에 따른 전열량과 압력강하 특성실험을 수행하고 그 성능을 비교 평가하였다. 이를 통하여 흡수식 냉온수기의 증발기 전열관의 설계자료를 확보하는데 연구목적이 있다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 전열관 및 실험장치

Table 1은 본 연구에서 사용되어진 전열관을 나타낸 것이다. 전열관의 외경은 15.88 mm, 전체 길이는 800 mm로 동일하며 bare tube와 floral tube는 내경이 14.68 mm이며 floral tube는 11산, 산사이의 각도는 32.73°이다.

Thermoexcel tube와 thermoexcel notch tube는 내경이 13.92 mm, inch당 핀수는 40매이고, 핀높이는 0.35 mm이며 내부에 24개의 리브(Rib)를 가지고 있다. Low fin tube의 내경은 11.8 mm, inch당 핀수는 40매이고 핀높이는 1.35 mm이다.

Fig. 1은 각 전열관 관 외부의 세부 형상을 나타낸 것이다. Thermoexcel tube와 thermoexcel notch tube는 관내부에 리브가 형성되어 있는 것은 동일하며, thermoexcel notch tube의 경우는 thermoexcel tube 상부에 추가적인 가공을 더함

으로서 전열면적을 더 크게 한 특징이 있다.




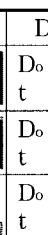
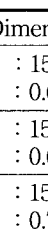
Fig. 2는 본 연구에 사용된 증발기용 전열관 실험장치를 나타낸 것이다. 실험장치는 수평유하액막식으로 냉매가 전열관 상부에서 하부로 떨어지면서 전열관상에 냉매의 액막을 형성하여 증발하는 방식으로 이루어져 있다.

실험장치의 구성은 크게 증발부와 냉매증기를 응축하기 위한 응축부로 나누어져 있다. 증발 전열관 실험부위에 2열 10단 20본의 튜브를 설치하고, 후면에 냉각수 배관이 설치된 응축기를 설치하였다. 증발부와 응축부 사이에는 엘리미네이터를 설치하여 비산방지 및 냉매증기만 통과할 수 있도록 하였으며, 증발기하부 냉매탱크의 냉매를 냉매펌프로 전열관 상부의 spray tray에 공급하도록 하였다.

증발기 시험부(test section)는 각 전열관별로 5종류를 제작하여 튜브교체에 따른 누설이 없도록 하였으며, 튜브사이의 간격은 10 mm로 동일하다. 증발기의 전면에는 가로, 세로 370×320 mm<sup>2</sup>의 가시창이 부착되어 전열관 상부 냉매의 액막 형성이나 누설 여부를 관찰할 수 있도록 하였다.

또한 원활한 냉수의 유입을 위해 전열관을 4분씩 5패스의 형태를 취했으며, 액막의 형성은 스테인레스 스틸 재질의 spray tray에 1.8 φ hole 20개를 일정간격으로 가공하여 전열관에 동일하게 분사되도록 하였다. 시스템 및 시험부의 열손

Table 1 Dimension of test tubes

| Type                   | Photo   | Dimensions   |
|------------------------|---|--|
| Bare tube              |    | D <sub>o</sub> : 15.88 mm<br>t : 0.6 mm  |
| Floral tube            |   | D <sub>o</sub> : 15.88 mm<br>t : 0.6 mm  |
| Thermoexcel tube       |  | D <sub>o</sub> : 15.88 mm<br>t : 0.75 mm<br>H <sub>r</sub> : 0.35 mm<br>N <sub>r</sub> : 40/inch<br>Rib : 24 |
| Thermoexcel notch tube |  | D <sub>o</sub> : 15.88 mm<br>t : 0.75 mm<br>H <sub>r</sub> : 0.35 mm<br>N <sub>r</sub> : 40/inch<br>Rib : 24 |
| Low fin tube           |  | D <sub>o</sub> : 15.88 mm<br>t : 1.2 mm<br>H <sub>r</sub> : 1.35 mm<br>N <sub>r</sub> : 40/inch              |

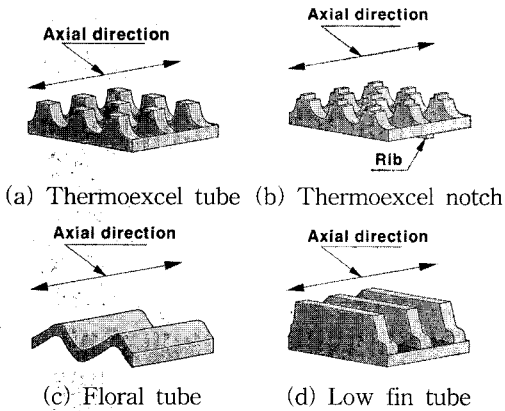


Fig. 1 Schematic detail view of evaporator tube.

실을 막기 위해 실험장치 전 구간에 걸쳐 단열처리를 하였다.

## 2.2 실험방법

실험에 사용된 작동유체로 냉매는 증류수, 냉수는 물을 사용하였으며, 냉수의 입구온도는 항온조를 통하여 일정하게 유지시켰다. 냉매의 경우 실험장치 내부를 5~6 Torr로 유지하도록 5℃로 설정하였고, 응축부의 브라인을 -2℃, 3,000 kg/h의 조건으로 유지시켜 증발기에서 발생한 냉매증기를 응축시키도록 하였다.

또한 전열관 입출구의 유량과 온도를 측정하기 위해 질량유량계(Toshiba, LF430EL) 및 열전대(Omega, T-type)를 설치하였다. 또한 냉수 입출구의 차압을 측정하기 위해 차압계(Rosemount, 3051S)를 설치하였다. 각 측정장치는 보정(Calibration)을 수행한 후 유량, 온도 및 차압 등을 데이터 레코더(Yokogawa, MV200)를 이용하여 정상상태에서 모든 결과를 0.5초 간격으로 저장하

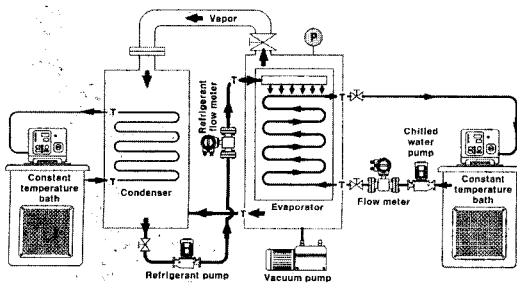


Fig. 2 Schematic view of experimental apparatus.

Table 2 Experimental conditions of evaporator

|               | Temperature(℃) | Flow rate(kg/h) |
|---------------|----------------|-----------------|
| Cooling water | -2             | 3,000           |
| Chilled water | 10~18          | 1,500~3,500     |
| Refrigerant   | 5              | 150~350         |

Heat transfer tube : 2 row 10 column,  
800 mm × 20 ea

였다.

계측장비의 오차로써 유량은 ±0.1%, 온도 ±0.15%, 압력은 ±0.1%이다. 실험 데이터에 대한 불확실성 해석<sup>(10)</sup>을 통해서 열전달률 ±0.76%, 총괄열전달계수는 ±1.07%, 관마찰계수 ±0.22%의 값을 가진다.

Table 2는 실험에 사용된 실험조건을 나타낸 것으로 5종류의 전열관에 대하여 동일한 실험조건으로 실험하였다.

## 2.3 실험결과 처리

실험에서 냉매 측과 냉수 측 평균 열교환량이 ±10% 내의 오차범위 안에 포함되는 데이터를 유효 값으로 하였고 냉매가 얻은 열량과 냉수가 잃은 열량은 식(1)과 식(2)를 이용하여 구하였다.

$$Q_e = \dot{m}_e \Delta h \quad (1)$$

$$Q_{ch} = \dot{m}_{ch} c_{p, ch} (T_{ch, i} - T_{ch, o}) \quad (2)$$

여기서,  $\dot{m}_e$ ,  $\dot{m}_{ch}$ 는 냉매와 냉수의 질량유량,  $\Delta h$ 는 냉매의 증발잠열,  $c_{p, ch}$ 는 냉수의 정압비열,  $T_{ch, i}$ ,  $T_{ch, o}$ 는 냉수의 입구, 출구온도를 나타낸다.

총괄열전달계수는 식(3) 대수평균온도차(LMTD)와 식(4) 평균 열전달률( $Q_m$ )을 이용하여 식(5)와 같이 구하였다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{T_{ch, i} - T_{ch, o}}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3)$$

여기서,  $\Delta T_1 = T_{ch, i} - T_e$ ,  $\Delta T_2 = T_{ch, o} - T_e$ 이다.  $T_e$ 는 냉매의 증발온도이며, 냉매증발압력을 압력계로 읽은 후 그 압력에서의 냉매의 포화온

도로 환산하여 나타낸 값이다.

$$Q_m = \frac{Q_e + Q_{ch}}{2} \quad (4)$$

$$U = \frac{Q_m}{A_o \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (5)$$

여기서,  $A_o$ 는 관외표면적으로 식(6)을 이용하여 구할 수 있으며,  $D_o$  = 전열관 외경(mm),  $L$  = 전열관 길이(mm),  $N$  = 전열관 본수이다.

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \cdot N \quad (6)$$

액막레이놀즈수(Film Reynolds number)는 식(8)과 같이 계산할 수 있다.

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_e}{2L} \quad (7)$$

$$Re_f = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (8)$$

여기서,  $\Gamma$ 는 단위길이당 액막유량(kg/m · s),  $\mu$ 는 점성계수(kg/m · s)이다.

관외 열전달계수는 식(9)를 이용하여 구할 수 있으며 관벽열저항은 무시하였다.

$$h_o = \frac{1}{(1/U - D_o/D_i/h_i)} \quad (9)$$

여기서,  $h_i$ 는 관내 열전달계수로서 식(10)을 이용하여 구하였다.  $\lambda$ 는 냉수의 열전도율(kW/m · K),  $D_i$ 는 전열관내경(mm),  $\nu$ 는 냉수 동점성계수(m<sup>2</sup>/s)이다.

$$h_i = 0.023\lambda/D_i \cdot Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (10)$$

레이놀즈수와 관마찰계수는 식(11) 및 식(12)를 이용하여 구하였다.

$$Re = \frac{V \cdot D_i}{\nu} \quad (11)$$

$$f = \frac{2\Delta P \cdot D_i}{\rho u^2 L} \quad (12)$$

### 3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 냉매의 질량유량에 따른 증발기용 전열관의 열전달률을 나타낸 것이다. 전열관 상부에 분사되는 냉매 온도는 5℃, 전열관 내부로 유입되는 냉수의 온도는 12℃로 일정한 조건에서 동일한 질량유량으로 평균 열전달률을 비교하였다.

냉매의 질량유량이 증가함에 따라 모든 전열관에서 열전달률이 증가하였으며, thermoexcel notch tube가 외부 전열면적 및 내부리브의 영향으로 가장 높은 열전달률을 나타내었다. 냉매의 질량유량 250 kg/h에서 bare tube에 비해 thermoexcel notch tube는 약 38.0%, low fin tube는 약 13.1% 열전달률이 상승하였다.

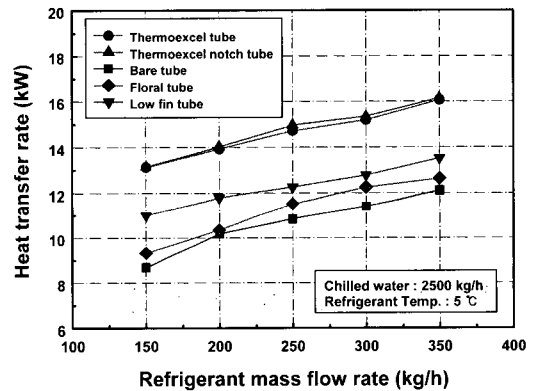


Fig. 3 Variation of heat transfer rate with the refrigerant flow rate.

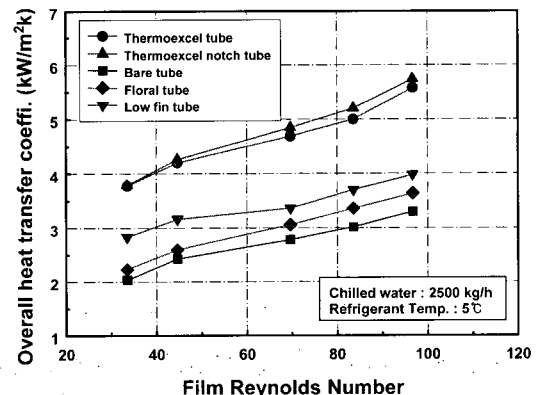


Fig. 4 Variation of overall heat transfer coefficient with the film Reynolds number.

Fig. 4는 액막레이놀즈수에 따른 각 전열관의 총괄열전달계수를 나타낸 것이다. 액막레이놀즈수가 증가함에 따라 총괄열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 전열관 종류에 따른 총괄열전달

Table 3 Comparison of experiment results

| Ref.                             | Tube types   | Re <sub>f</sub> | U<br>(kW/m <sup>2</sup> K) |
|----------------------------------|--|-----------------|----------------------------|
| Tsuru<br>et al. <sup>(3)</sup>   | Thermoexcel<br>H <sub>f</sub> : 0.30 mm<br>N <sub>f</sub> : 40/inch<br>Rib : 36          | 12.9            | 6.0                        |
|                                  |  | 20.7            | 6.1                        |
|                                  |  | 33.6            | 5.9                        |
|                                  |  | 43.9            | 5.2                        |
|                                  |  | 54.2            | 4.3                        |
|                                  | Thermoexcel<br>notch<br>H <sub>f</sub> : 0.30 mm<br>N <sub>f</sub> : 19/inch<br>Rib : 30 | 12.9            | 6.1                        |
|                                  |  | 20.7            | 6.2                        |
|                                  |  | 33.6            | 6.1                        |
|                                  |  | 43.9            | 6.0                        |
|                                  | Low fin<br>H <sub>f</sub> : 1.42 mm<br>N <sub>f</sub> : 40/inch                          | 54.2            | 5.5                        |
|                                  |  | 12.9            | 1.9                        |
|                                  |  | 20.7            | 2.1                        |
| 33.6                             |  | 2.15            |                            |
| Kameoka<br>et al. <sup>(8)</sup> | CCS40L-R24<br>H <sub>f</sub> : 0.35 mm<br>N <sub>f</sub> : 40/inch<br>Rib : 24           | 43.9            | 2.15                       |
|                                  |  | 43.9            | 2.15                       |
|                                  |  | 54.2            | 2.16                       |
|                                  |  | 12.9            | 4.5                        |
|                                  |  | 41.3            | 4.7                        |
|                                  | CCS40L-R10<br>H <sub>f</sub> : 0.35 mm<br>N <sub>f</sub> : 40/inch<br>Rib : 10           | 64.5            | 4.9                        |
|                                  |  | 74.8            | 5.0                        |
|                                  |  | 107.5           | 4.6                        |
|                                  |  | 32.3            | 4.2                        |
|                                  |  | 41.3            | 4.5                        |
|                                  | Low fin<br>H <sub>f</sub> : 1.42 mm<br>N <sub>f</sub> : 19/inch                          | 64.5            | 4.5                        |
|                                  |  | 74.8            | 4.4                        |
|                                  |  | 107.5           | 4.3                        |
|                                  |  | 32.3            | 2.5                        |
|                                  |  | 41.3            | 2.7                        |
| Bare                             | 64.5   | 3.0             |                            |
|                                  | 74.8   | 3.3             |                            |
|                                  | 107.5  | 3.2             |                            |
|                                  | 32.3   | 2.8             |                            |
|                                  | 41.3   | 2.7             |                            |
|                                  | 64.5   | 2.7             |                            |
|                                  | 74.8   | 2.6             |                            |
|                                  | 107.5  | 2.5             |                            |

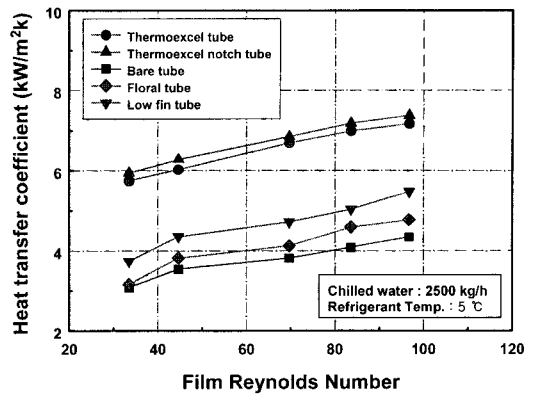


Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient with the film Reynolds number.

계수는 Fig. 3의 열전달을 경향과 유사하게 나타났다. 액막레이놀즈수 69.7에서 thermoexcel notch tube가 4.85 kW/m<sup>2</sup>K로 가장 높게 나타났고, bare tube가 2.77 kW/m<sup>2</sup>K로 가장 낮게 나타났다. 이것은 식(5)에서 볼 수 있듯이 LMTD는 bare tube가 크지만 열전달률 Q의 증가 폭이 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다.

Table 3은 Tsuru<sup>(3)</sup>, Kameoka<sup>(8)</sup> 등 기존 연구자들의 증발기용 전열관의 실험결과를 나타낸 것이다. 총괄열전달계수는 액막레이놀즈수, 전열관 타입, 전열관 외경, 핀높이, 핀수, 리브수 등과 실험 조건 등에 따라 다소 다른 결과를 얻을 수 있으며, 본 실험의 액막레이놀즈수 범위에서 대체로 총괄열전달계수는 유사한 경향을 보이고 있어 본 실험결과의 타당성을 확인할 수 있다.

Fig. 5는 액막레이놀즈수에 따른 각 전열관의 관외열전달계수를 나타낸 것이다. 액막레이놀즈수가 증가함에 따라 관외열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 관외열전달계수는 액막레이놀즈수 69.7에서 thermoexcel notch 6.85, thermoexcel 6.69, low fin 4.72, floral 4.12, bare tube 3.82 kW/m<sup>2</sup>K의 순서로 thermoexcel notch tube가 가장 높고, bare tube가 가장 낮은 경향을 나타내었다. 액막레이놀즈수 69.7에서 thermoexcel notch tube의 경우 bare tube에 비해 79.6%, low fin tube에 비해 45.3% 증가하였다. 이것은 thermoexcel notch tube와 thermoexcel tube의 경우 관외의 독립돌기를 작게 함으로써 관축방향으로의 냉매의 유동성이 향상되어 젖음성이 좋아지게 되고, 원주방향으로의 유동성도 좋아지므로 증발이 축

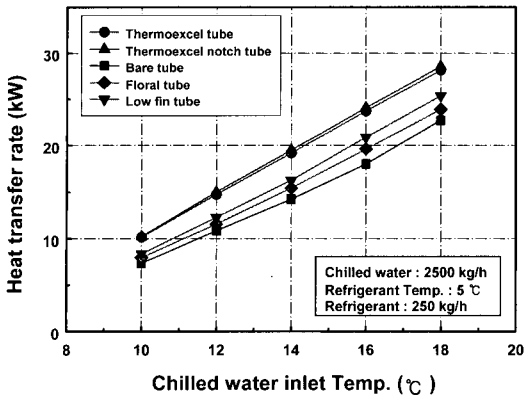


Fig. 6 Variation of heat transfer rate with the chilled water inlet temperature.

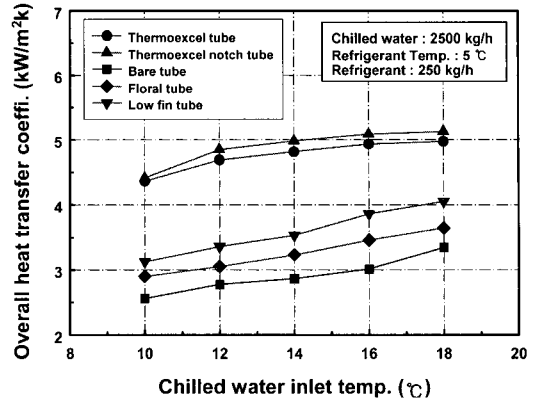


Fig. 7 Variation of overall heat transfer coefficient with the chilled water inlet temp.

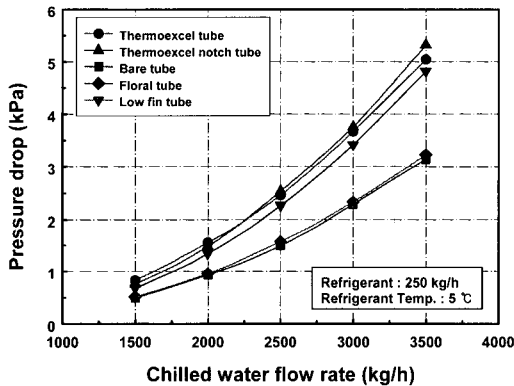


Fig. 8 Variation of pressure drop with the refrigerant flow rate.

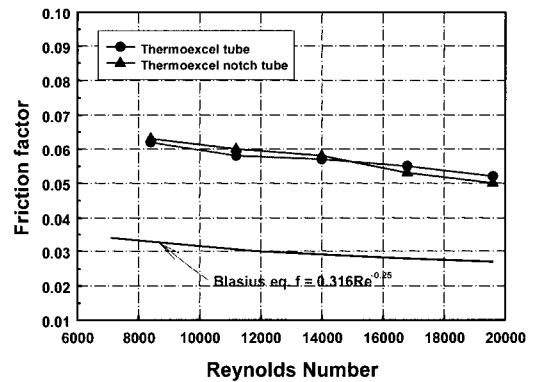


Fig. 9 Variation of friction factor with the Reynolds number.

진되는 것으로 판단된다.

Fig. 6과 Fig. 7은 냉수의 유입온도 변화에 따른 열전달률과 총괄열전달계수를 나타낸 것이다. 냉수의 유입온도가 상승하게 되면 열전도계수가 커지고 점성계수가 작아지게 되며, 냉매와의 온도차가 커지면서 열교환이 활발하게 이루어져 열전달률은 크게 상승하는 경향이 나타났다. 반면에 총괄열전달계수의 경우 열전달률에 비해 그 증가 폭이 상대적으로 작게 나타났다. 이것은 냉수의 유입온도가 높아지게 되면 실험부의 증발압력과 증발온도는 다소 상승하게 되며 이로 인해 LMTD는 감소하게 되면서 총괄열전달계수에 영향을 주는 것으로 판단된다. 특히 bare tube의 경우가 영향을 크게 받아서 증가폭이 더 크게 나타났다.

Fig. 8은 냉수의 질량유량에 따른 증발기용 전

열관의 압력강하를 나타낸 것으로 동일한 조건에서 질량유량이 증가함에 따라 압력강하는 증가하는 일반적인 경향을 나타내었다.

열전달률과 총괄열전달계수 경향과는 반대로 thermoexcel notch tube와 thermoexcel tube의 압력강하가 비슷한 경향으로 가장 크게 나타났으며, floral tube와 bare tube가 낮게 나타났다. 이는 thermoexcel notch tube와 thermoexcel tube의 경우 관내부의 리브로 인하여 압력강하를 상승시키는 요인으로 작용했다고 판단된다.

Fig. 9는 관내 레이놀즈수에 따른 관마찰계수의 변화를 나타낸 것이다. 관내가 평활하다고 가정된 Blasius 상관식과 비교해서 관내 리브를 가지는 thermoexcel notch tube와 thermoexcel tube는 약 80% 이상 관마찰계수가 크게 나타났다.

4. 결 론

5가지 종류의 흡수식 냉온수기 증발기용 전열관의 성능을 실험적으로 평가한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 실험대상 5종류의 증발기용 전열관에서 열전달률과 압력강하가 증가하는 경향이 나타났으며, thermoexcel notch tube의 열전달률과 압력강하가 가장 높게 나타났다.

(2) 총괄열전달계수는 액막레이놀즈수 69.7에서 thermoexcel notch tube가 4.85 kW/m<sup>2</sup>K로 가장 높게 나타났고, bare tube는 2.77 kW/m<sup>2</sup>K로 가장 낮게 나타났다.

(3) 전열관의 성능을 나타내는 관외열전달계수는 액막레이놀즈수가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였다. 각 전열관 형상에 따른 관외열전달계수는 액막레이놀즈수 69.7에서 thermoexcel notch 6.85, thermoexcel 6.69, low fin 4.72, floral 4.12, bare tube 3.82 kW/m<sup>2</sup>K의 순서로 나타났다. 액막레이놀즈수 69.7에서 thermoexcel notch tube의 경우 bare tube에 비해 79.6%, low fin tube에 비해 45.3% 증가하였다.

(4) 냉수의 유입온도변화에 따른 열전달률은 유입온도가 높아짐에 따라 상승폭이 크게 나타났지만 총괄열전달계수는 열전달률에 비해 그 증가 폭이 상대적으로 작게 나타났다. 이것은 냉수의 유입온도가 높아지게 되면 실험부의 증발압력과 증발온도는 다소 상승하게 되며 이로 인해 LMTD는 감소하게 되면서 총괄열전달계수에 영향을 주는 것으로 판단된다.

(5) 압력강하는 thermoexcel notch tube와 thermoexcel tube의 경우 관내부의 리브로 인하여 증가되었으며, 관마찰계수는 약 80%이상 증가하는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 지식경제부 신재생 에너지기술개발사업(과제번호 : 08-FN-3-0011)에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Park, C. W., 2004, Research and development

of high efficiency of double effect absorption chiller heater, The Magazine of the SAREK, Vol. 33, No. 3, pp. 24-28.

2. Moon, I. S., 2004, High efficiency of absorption chiller heater, The Magazine of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 33, No. 3, pp. 29-32.

3. Tsuru, K., Ando, T. and Nishizawa, T., 2002, High performance heat exchanged tubes in an absorption chiller, The Journal of Refrigeration Japan, Vol. 77, No. 894, pp. 307-311.

4. Hoffmann, L., Greiter, I., Wagner, A., Weiss, V. and Alefeld, G., 1996, Experimental investigation of heat transfer in a horizontal tube falling film absorber with aqueous solutions of LiBr with and without surfactants, International Journal of Refrigeration, Vol. 19, No. 5, pp. 331-341.

5. Park, C. W., Cho, H. C. and Kang, Y. T., 2004, The effect of heat transfer additive and surface roughness of micro-scale hatched tubes on absorption performance, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 3, pp. 264-270.

6. Kyung, I. S. and Herold, K. E., 2002, Performance of horizontal smooth tube absorber with and without 2-ethyl-hexanol, ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 124, No. 1, pp. 177-183.

7. Yoon, J. I., Kim, E., Choi, K. H. and Seol, W. S. 2002, Heat transfer enhancement with a surfactant on horizontal bundle tubes of an absorber, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, No. 4, pp. 735-741.

8. Kameoka, H., Tsuru, K. and Nishizawa, T., 1998, Development of heat transfer tube for evaporator of absorption chiller, The Journal of Furukawa Electric, Vol. 103, pp. 37-40.

9. Takahashi, H. and Saeki, C., 2004, Heat transfer performance of enhanced heat transfer end-cross ECHT19fpi tube for absorption chiller evaporators, Kobe Engineering Reports, Vol. 54, No. 1, pp. 83-88.

10. Holman, J. P., 2000, Experimental Methods for Engineers, 7th ed., McGraw-Hill, New York, pp. 51-60.