

## HFC134a 만액식 증발전열관 외부형상 변화에 따른 열전달 특성실험

양 승 우, 이 영 수\*, 정 진 희\*\*, 강 용 태\*\*\*†

경희대학교 대학원, \*한국에너지 기술연구원, \*\*LS전선(주), \*\*\*경희대학교 기계산업시스템공학부

### Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of HFC134a for Enhanced Tubes Used in a Flooded Evaporator

Seung-Woo Yang, Young-Su Lee\*, Jin-Hee Jeong\*\*, Yong-Tae Kang\*\*\*†

*Graduate School, Kyung Hee University, Yongin 449-701, Korea*

*\*Korea Institute of Energy Research, Deajeon 305-343, Korea*

*\*\*LS Cable Ltd., Anyang 431-080, Korea*

*\*\*\*School of Mechanical and Industrial Systems Engineering, Kyung Hee University, Yongin 449-701, Korea*

*(Received September 22, 2005; revision received October 30, 2006)*

**ABSTRACT:** The objectives of this paper are to study the characteristics of pool boiling heat transfer for enhanced tubes used in the evaporator of turbo chiller and to provide a guideline for optimum design of an evaporator using HFC134a. Three different enhanced tubes are tested at 4 different saturation temperatures. The wall super heated temperature difference ranges from 0.5°C to 3.5°C. The refrigerant, HFC134a evaporates on the outside of the tube while the chilled water flows inside the tube. This study provides experimental heat transfer coefficients for evaporation on the enhanced tubes. It is found that the turbo-II tube provides the highest heat transfer coefficient.

**Key words:** Evaporator heat transfer(증발열전달), Enhanced tube(전열촉진관), Flooded evaporator(만액식 증발기), Reentrant cavity(동공), HFC134a(R-134a)

#### 기 호 설 명

$A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]

$C_p$  : 비열 [ $J/(kgK)$ ]

$d$  : 전열관 직경 [ $m$ ]

$f$  : 마찰계수

$h$  : 열전달계수 [ $W/(m^2K)$ ]

$h_{fg}$  : 증발잠열 [ $J/kg$ ]

$k$  : 열전도도 [ $W/(mK)$ ]

$L$  : 전열관 길이 [ $m$ ]

$\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]

$P$  : 압력 [ $bar$ ]

$\Delta P$  : 압력강하 [ $Pa$ ]

$Pr$  : Prandtl 수,  $\nu/\alpha$

$Q$  : 열전달량 [ $W$ ]

$Re$  : Reynolds 수,  $UL/\mu$

$R_w$  : 관벽 열저항 [ $W/(m^2K)$ ]

$St$  : Stanton 수

$\Delta T_{lm}$  : 대수평균온도차 [ $K$ ]

$T_{sup}$  : 벽면 과열도 [ $^{\circ}C$ ]

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2990; fax: +82-31-201-8106

E-mail address: ytkang@khu.ac.kr

$U$  : 총합 열전달계수 [ $W/(m^2K)$ ]

### 그리스 문자

$\alpha$  : 열확산계수 [ $m^2/s$ ]  
 $\mu$  : 점성계수 [ $Pa/s$ ]  
 $\nu$  : 유속 [ $m/s$ ]  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

### 하첨자

$cw$  : 냉각수  
 $evap$  : 증발  
 $i$  : 관 내측  
 $in$  : 입구  
 $o$  : 관 외측  
 $out$  : 출구  
 $ref$  : 냉매  
 $sat$  : 포화  
 $wall$  : 벽면

## 1. 서 론

최근 국제유가의 상승으로 인한 에너지 절감에 관한 관심이 고조되고 있다. 그리고 지구의 환경 보호에 대한 관심이 고조됨에 따라 기술개발방향도 이에 맞춰 가고 있다. 특히 1987년 몬트리올 의정서에 의하여 CFC계 냉매의 생산 및 사용의 제약을 시작으로, HCFC계의 냉매도 2030년에 전폐하는 방안이 1992년 11월 코펜하겐의정서에서 결정되었다. 우리나라도 1992년 본 협약에 가입되어 있으나 아직 HCFC계 대체냉매인 HFC 및 Iso-Butane계 냉매의 열전달 특성에 관한 연구가 매우 부족한 실정이다.

현재 산업체나 빌딩 등에서는 냉난방 관리의 편리성과 에너지절감을 위하여 효율이 높은 대형 공조기를 사용한 중앙냉난방이 많이 사용하고 있다. 이러한 공조기로 많이 사용되는 터보냉동기에는 쉘/튜브 형태의 만액식 증발기(flooded evaporator)가 사용되고 있다. 만액식 증발기는 전열관 내부로 냉수가 지나가고 전열관 외부에는 냉매가 유동되며 많은 양의 액냉매를 항상 증발기 내에 보유하고 있으므로 부하변동이 심한 장소와 많은 부하를 필요로 하는 장소에 적합하다.<sup>(1)</sup>

이러한 만액식 증발기의 핵심요소인 전열관은 과거에는 평관이 주로 사용되었으나, 최근 비등 성능이 우수한 성형 가공관을 많이 사용하고 있다. 성형 가공관들로는 증발면적 확보에 중점을 둔 Low-fin과 3차원 형태의 가공을 통하여 동공(reentrant cavity)을 확보한 전열촉진관(enhanced tube)이 있다.<sup>(2,3)</sup> 이러한 전열관들을 사용하면 비등 열전달계수가 평활관에 비하여 동일 열유속에서 약 10~20배 정도 증가한다고 알려져 있다.<sup>(4)</sup> 열전달촉진 구조에서는 돌기의 높이(e), 간격, 폭, 형상, 나선각 등 여러 형상 변수크기가 튜브 내의 유체유동과 열전달 특성에 영향을 준다.<sup>(2,3)</sup> 성형가공관 형상에 대하여 내측 열전달계수는 강제 대류로 주로 냉수의 유속에 의하여 결정되며 외측의 비등 열전달계수는 풀비등 현상으로 단위면적당 열량이 중요한 요소로 작용한다. 효과적인 증발기 설계를 위하여 이러한 전열관의 내측 및 외측 열전달계수 측정은 매우 중요하다.

본 연구에서는 선행 연구결과<sup>(4)</sup>에 이어 기존의 형상에 대한 1종의 전열관과 새로운 형태의 2종의 전열관에 대하여 실험을 수행하였다. 본 연구에서 사용된 성형 가공관은 비등 성능향상을 위해 성형 가공된 Turbo-E형의 증발관으로 현재 대형 터보냉동기의 전열관으로 사용이 고려되고 있다. 작동유체인 냉매로는 국제 환경추세에 맞추어 HFC134a를 사용하였으며, 물/에틸렌글리콜 혼합유체와 물을 각각 냉각수와 냉수로 사용하였다.

본 연구의 목적은 만액식 증발기의 제작단가를 줄이기 위해 형상을 다르게 제작한 세 개의 전열관의 내·외측 열전달계수를 측정하여 비교함으로써 새로운 가공형태에서의 열전달촉진 효과를 정량적으로 제시하는 것이다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

실험장치는 실제 터보냉동기의 상태변화와 유사하게 하기 위하여 관 내로는 냉수인, 물을 열원으로 사용하였다. Fig. 1에 이에 대한 실험장치의 개략도를 나타내었다. 증발기에서 증발된 냉매가 증발기 상부에서 응축기로 유입되어 냉각수에 열을 전달하고 응축된다. 응축된 냉매는 응축기 하부에서 증발기 하부로 유입된다. 응축기에서 열을

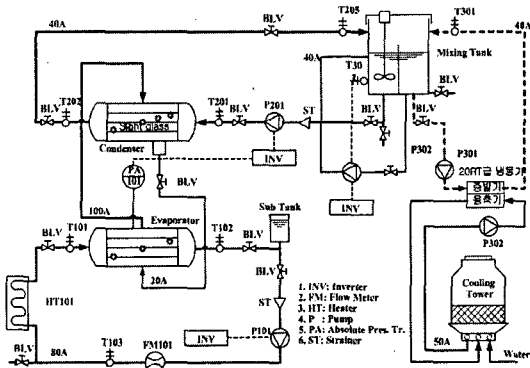


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

전달받은 냉각수는 항온조로 유입되고 20 RT급 스크류 냉동기를 통하여 열을 외부로 방출한다.

측정값 중 가장 중요한 인자로는 증발전열관의 열전달량을 구하는 데 필요한 전열관 내를 흐르는 냉수의 입·출구 온도와 유량이다. 온도계는 RTD를 사용하였고, OMEGA사의 정밀온도계를 사용하여  $\pm 0.01^\circ\text{C}$  보정하였다. 유량측정은 터빈 유량계인 정밀도  $\pm 0.1\%$ 인 TRIMEC사의 RT11을 사용하였다. 또한 증발압력측정을 위해 Siemens사의 D-76181을 사용하여 증발기 내 압력을 유지하였고, 설정된 포화압력을 제어하는 PID 압력 제어기에 출력신호를 주어 인버터펌프를 구동하게 된다. 이때 냉각수의 유량이 제어되어 압력을 고정시키게 된다. 모든 측정값들은 데이터 수집/처리장치(HP34970A)를 통해 출력신호를 환산하여 컴퓨터에 저장된다.

증발기 내에 증발전열관의 배치는  $\epsilon$ -NTU 설계법을 이용하여 1회 4열로 하여 4개를 수평으로 장착하였다. Fig. 2는 증발기의 세부형상이다. 5개의 고압용 관측창을 설치하여 냉매액의 수위를 적정수준 유지하도록 하여 증발전열관이 언제나 만

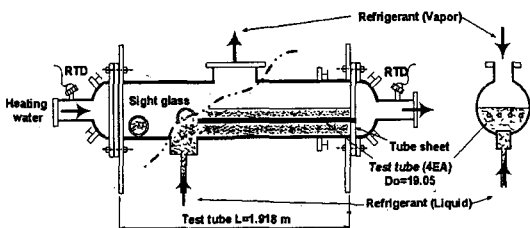
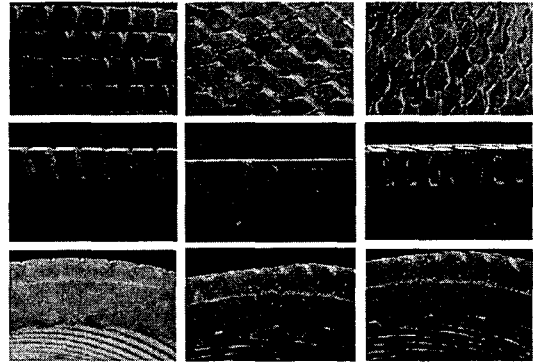


Fig. 2 Test section.



(a) Turbo-I (b) Turbo-II (c) Turbo-III

Fig. 3 Surfaces and cross sections turbo tube.

Table 1 Geometry of the test tube

	Inner		Outer (Turbo-E type)		
	d (mm)	e/d	d <sub>o</sub> (mm)	Helix angles (°)	e/d
Turbo-I	14.95	0.014	18.2	90	0.035
Turbo-II	14.95	0.016	18.2	45	0.035
Turbo-III	14.95	0.016	18.2	135	0.041

액에서 가동되도록 하였고, 증발하는 기포의 유동도 관측하였다.

본 실험에서 사용한 증발전열관의 형상은 Fig. 3에 나타나 있고, 증발전열관의 사양은 Table 1에 나타내었다. 전열관은 열전달이 우수한 전열촉진관인 19.05 mm의 Turbo-E관으로써 Turbo-I은 기존 가공방식을 사용하였고, Turbo-II와 Turbo-III은 가공시 관 내측과 같은 헬릭스각(helix angles)을 주어 가공하였다. 그리고 실제 터보냉동기의 조건과 같게 하기 위하여 냉매와의 비율로 약 3%의 오일을 첨가하여 실험을 하였다.

## 2.2 실험방법

본 실험에서는 선행연구에서<sup>(4,5)</sup> 도출한 관내 형상에 따른 마찰계수 및 내측 열전달계수와 외측의 열전달계수를 도출하는 방법을 적용하였다. 구체적인 방법은 다음과 같다.

증발기에서의 증발온도에 따른 압력을 결정된 후 실험장치를 가동시킨다. 그리고 실험장치가 정상상태에 도달하면 증발기의 입·출구 온도와 유

량을 측정하여 식(1)~(3)에 의해 총괄 열전달계수의 계산이 가능하다.

$$Q_{cw} = \dot{m} C_{p,cw} (T_{cw,o} - T_{cw,i}) \quad (1)$$

$$Q_{cw} = Q_{cond} \quad (2)$$

$$Q_{cond} = UA\Delta T_{lm} \quad (3)$$

그리고 Cha et al.<sup>(4)</sup>에서의 관 내측 조건과 본 실험의 관 내측 동일조건 하에서 실험하였다. 마찰계수는 관 내측 형상변화에 관계없이  $Re \leq 10^4$ 에서는 일정한 값을 가지므로 동일한 상관식 식(4)를 사용하여 관내 마찰계수를 구하였다.<sup>(4)</sup>

$$f = 5.056Re^{-0.439} \quad (10^4 \leq Re_i \leq 10^5) \quad (4)$$

마찰특성과 열전달실험의 결과로부터 Nikuradse와 Dipprey et al.<sup>(6,7)</sup>에 의해 개발된 상사법칙을 적용하여 거칠기 운동량 전달함수  $B(e^+)$ 와 거칠기 열전달함수  $g(e^+, Pr)$ 에 대한 상관관계를 제시하였다. 거칠기  $Re$  수와 운동량전달 상사함수는 다음의 식으로부터 계산된다.

$$e^+ = \frac{e}{D_i} Re \sqrt{\frac{f}{8}} \quad (5)$$

$$B(e^+) = \sqrt{\frac{8}{f}} + 2.5 \ln\left(\frac{2e}{D_i}\right) + 3.75 \quad (6)$$

전열관에 대해 돌기높이와 관 내경은 전열관 형상으로부터 주어지고 마찰계수를 두 식(5), (6)의 반복에 의하여 구한 후,  $e^+$ 와  $B(e^+)$ 를 결정한다. 여기서 마찰계수  $f$ 는 fanning의 마찰계수를 토대로 개발된 것이나, Darcy<sup>(8)</sup>의 마찰계수를 사용했기 때문에 식(5)에서  $f$ 의 분모가 8이 되었고, 식(6)에서는  $8/f$ 가 되었다.

위에서 얻어진 마찰에 관계된 운동량전달 거칠기 함수관계를 이용하여 선행연구 Park et al.<sup>(5)</sup>에서  $e^+$ 에 대한  $g$ 함수로 알려진 열전달 거칠기 함수 식(7)을 제시하였다.

$$g(e^+, Pr) = 33.09(e^+)^{0.036} Pr^{0.884} \left(\frac{e^2}{pD_{eq}}\right)^{0.425} \quad (7)$$

$(12 \leq e^+ \leq 150) \quad (9.8 \leq Pr \leq 47.7)$

위에서 얻어진 열전달 거칠기 함수값  $g$ 를 Dip-

prey and Saberskey<sup>(7)</sup>에 의해 개발된 운동량-열전달 상사법칙 식(8)에 적용시키면 내측  $St$ (Stanton number)를 구할 수 있다. 이를 Stanton number 식(9)에 사용하여 내부 열전달계수를 구할 수 있다.

$$g(e^+, Pr) = \frac{f/(8St) - 1}{\sqrt{f/8}} + B(e^+) \quad (8)$$

$$h_i = St \times \rho V C_p \quad (9)$$

앞에서 구한 총괄 열전달계수와 위에서 구한 내측 열 전달계수를 식(10)에 적용시켜 외측 증발 열 전달계수를 구한다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{1}{h_o A_o} \quad (10)$$

위 식에서  $R_w$ 는 관두께에 의한 전도열저항이다.

본 실험의 불확실성은 실험범위 내에서 온도는  $0.03^\circ C$ , 열전달량은  $\pm 3\%$ , 마찰계수  $\pm 3\%$ , 열전달계수  $\pm 7.3\%$ 의 측정오차를 나타냈다.

### 3. 결과 및 토론

Fig. 4는  $q$ 가  $22 \text{ kW/m}^2$ 일 때 실제 만액식 증발기 설계시 필요한  $Re_i$ 에 따른 총괄 열전달계수를 나타내었다. 그래프에서 내측  $Re$  증가에 따라서  $U$ 값이 증가함을 볼 수 있으며, Turbo-II관에서 가장 높은  $U$ 값을 가짐을 알 수 있다. 선행 연구에서 가장 높은  $U$ 값을 가진 전열관과 본 연구에서 사용된 Turbo-I관은 동일한 전열관이다. 그러나 본 연구에서의  $U$ 값이 기존 연구<sup>(4)</sup>에 비하여 낮

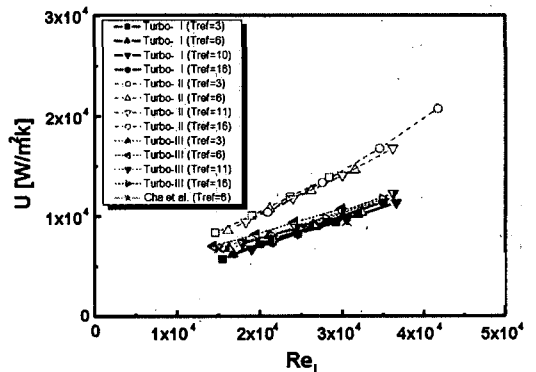


Fig. 4  $Re_i$  vs  $U$ .

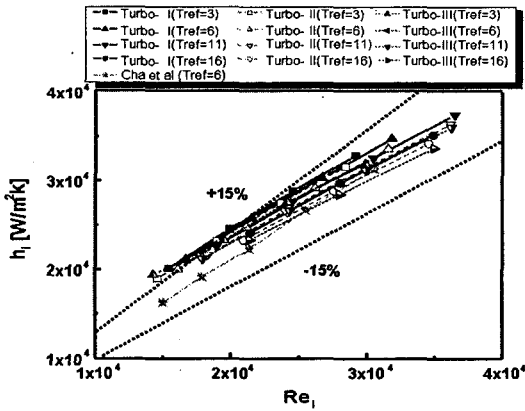


Fig. 5  $Re_i$  vs  $h_i$ .

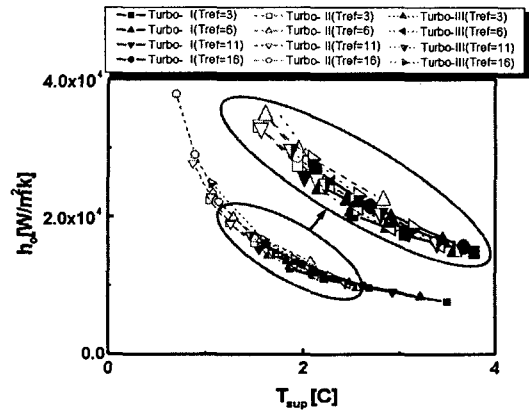


Fig. 6  $T_{sup}$  vs  $h_o$ .

게 나왔다. 이는 기존 연구에서는 Oil이 없는 순수한 냉매일 때의 실험이었지만, 본 연구에서는 실제조건과 같게 하기 위하여 약 3%의 Oil을 첨가하였기 때문에  $U$ 값이 낮게 측정되었다. 이러한 Oil의 효과는 Min et al.<sup>(9)</sup>에 의해 이미 밝혀졌다.

Fig.5는 위 실험의  $U$ 값과 선행 연구<sup>(5)</sup>의 실험식을 통하여 내측 열전달계수를 구하였다. 그래프에서 볼 수 있듯이 내측  $Re_i$ 가 증가함에 따라서 선형적으로 증가함을 볼 수 있으며, 선행 연구의 최적형상과 동일 전열관인 Turbo-I의 실험값도 +15% 안에서 일치함을 볼 수 있다. 실험에 사용된 세 전열관 모두 비슷한 내측 열전달계수를 보여주고 있다. 이는 일반적으로 총괄 열전달계수가 내측과 외측 열전달계수의 상반적인 관계로 나타남을 볼 때, 기존의 전열관과 세 전열관의 내측 열전달계수가 오차범위 안에서 동일하므로 실험식을 통한 내측 열전달계수 도출 및 외측 열전달계수의 비교가 가능함을 알 수 있다.

Fig.6은 벽면 과열도에 따른 외측 열전달계수의 변화를 나타낸다. 벽면 과열도가 증가할수록 외측 열전달계수가 감소함을 볼 수 있는데, 이는 과열도가 클수록 외측의 가공부의 동공에서의 기포발생이 활발해지고, 발생하는 기포 크기의 증가로 인하여 열저항이 커지게 되어 열전달계수가 감소하였다.

Fig.7은 냉매의 포화온도에 따른 외측 열전달계수를 나타낸다. 헬릭스 각이 없는 Turbo-I관에 비하여 Turbo-II관에서는 1.5~3.0배, Turbo-III관에서는 1.2~2.0배 높게 나왔다. 이로써 외측에 헬릭스 각을 주었을 때 외측의 열전달촉진 효과가

상당함을 알 수 있다. 이는 기존의 전열관 형태에서는 만들 수 없었던 원형의 동공을 규칙적으로 만들고, 기존의 축진관에서는 관 하부 측에서 기포의 역류현상으로 인하여 동공에서의 기포 역류현상이 발생하는데 반하여 헬릭스각이 있는 전열관에서는 사선가공으로 인한 동공에서의 기포이탈이 쉬워져 열전달촉진 효과를 가져오기 때문으로 판단된다. 이는 관측창을 통하여 Turbo-I에 비하여 Turbo-II에서 발생하는 기포의 크기가 작고 많은 것을 관측한 결과로도 확인된다. Turbo-III의 경우에는 이러한 촉진효과가 동일하게 있는데 반하여 열전달계수가 낮게 측정되었다. 이는 내측의 가공형상과 외측의 가공현상의 관계 및 외측 핀 높이가 높아져 핀이 기포의 이탈을 방해했기 때문이다. 또한 새로운 전열관에서는 냉매의 포화온도가 증가할수록 외측 열전달계수가 상승함을 볼 수 있다. 이는 새로운 전열관의 표면에

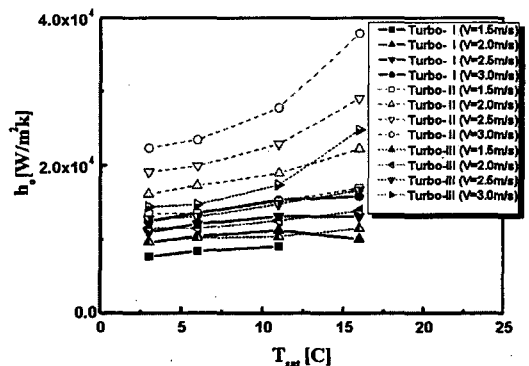


Fig. 7  $T_{sat}$  vs  $h_o$ .

추가된 불규칙적인 사선가공으로 인하여 기포이탈이 용이하고 포화온도가 증가함에 따라 기포핵생성 및 이탈이 더 촉진되어 열전달이 촉진되기 때문인 것으로 판단된다. 반면에 기존의 전열관에서는 표면의 규칙적인 원형 동공가공으로 포화온도 11°C 이상에서 기포의 억류현상이 발생하여 그 이상 열전달이 촉진되지 못한 것으로 판단된다. 따라서 본 연구에서 제시된 새로운 전열관들은 높은 포화온도를 요구하는 증발기설계에 적용하는 것이 더욱 추천된다.

#### 4. 결 론

터보냉동기의 증발기에 적용하기 위해서 대체 냉매 HFC134a에 약 3%의 Oil을 첨가하여 4가지 포화온도에 관하여 전열촉진관의 증발실험을 수행하여 다음의 결론들을 얻었다.

(1) 선행 연구<sup>(5)</sup>의 내측 실험식과 비교하여  $\pm 15\%$  내에서 내측열전달계수가 일치함을 볼 수 있었다.

(2) 동일한 열유속에서 벽면과열도가 증가할수록 외측 열전달계수는 감소한다. 그 이유는 동일 열유속에 대하여 발생하는 기포의 크기가 커지면서 기포에 의하여 발생하는 열저항이 증가하기 때문이다.

(3) 외측 형상에 helix angle을 주어 가공하였을 때 기존의 형상보다 Turbo-II는 1.5~3.0배 Turbo-III관은 1.2~2.0배 정도의 열전달촉진 효과가 있었다.

(4) 기존의 전열관에서는 표면의 규칙적인 원형 동공가공으로 포화온도 11°C 이상에서 기포의 억류현상이 발생하여 더 이상 열전달이 촉진되지 못하고 일정하게 유지되나 새로운 전열관에서는 냉매의 포화온도가 증가할수록 외측 열전달계수가 상승하였다. 따라서 본 연구에서 제시된 새로운 전열관들은 높은 포화온도를 요구하는 증발기설계에 적용하는 것이 적극 추천된다.

#### 후 기

본 연구는 과학기술부의 21세기 프론티어 연구 개발사업인 이산화탄소 저감 및 처리 기술개발사업단의 연구비 지원(M102KP010001-03K1601-

0221)으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

1. Yoon, P.H., Kang, Y.T. and Jeong, J.H., 2004, Measurement of heat transfer coefficient in a flooded evaporator through Wilson plot method, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 16, pp. 698-706.
2. Kim, I.S., 1999, Design of an evaporator heat exchanger for R123 and R134a refrigerants, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 28, pp. 368-374.
3. Webb, R.L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons Inc., New York, pp. 241-242, 229.
4. Cha, I.H., Yoon, P.H., Kang, Y.T. and Jeong, J.H., 2003, Experimental correlation of heat transfer for enhanced tubes used in flooded evaporator using Wilson plot method, Proceedings of the SAREK 2003 Winter Annual Conference, pp. 324-330.
5. Park, J.I., Jeong, J.H., Lee, Y.S. and Kang, Y.T., 2005, Friction and heat transfer characteristics of enhanced tubes with internal ribs., Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Eng., Vol. 17, pp. 318-324.
6. Nikuradse, J., 1932, Gestzmap Igkeit der Turbulenter Steromung in Glatten Rohren, VDI Forschungsheft, pp. 365-370.
7. Dipprey, D.F. and Saberskey, R.H., 1963, Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 6, pp. 329-353.
8. White, F.M., 1999, Fluid Mechanics, McGraw-Hill, New York, p. 340.
9. Min, C.G., Sim, Y.S., Cho, J.P. and Kim, N.H., 2003, Effect of pore diameter of enhanced tubes on the pool boiling performance of refrigerant-oil mixtures, Proceedings of the SAREK 2003 Summer Annual Conference, pp. 159-162.