

# 열전달 촉진관에서 R22 대체냉매 및 R134a의 포화증기 온도변화에 따른 외부 응축 열전달계수에 관한 연구

유길상, 황지환, 박기정, 정동수\*

인하대학교 대학원, \*인하대학교 기계공학과

## External Condensation Heat Transfer Coefficients of R22 Alternative Refrigerants and R134a According to the Saturated Vapor Temperature Change on an Enhanced Tube

Gil-Sang Yoo, Ji-Hwan Hwang, Ki-Jung Park, Dongsoo Jung\*\*

Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received January 28, 2005; revision received August 24, 2005)

**ABSTRACT:** In this study, external condensation heat transfer coefficients (HTCs) are measured on a low fin tube and Turbo-C tubes at the saturated vapor temperature of 30°C, 39°C, and 50°C for R22, R410A, R407C and R134a with the wall subcooled at 3~8°C. The HTCs of all refrigerants decreased as increasing the saturation temperature from 30°C to 50°C. This trend is due to better thermodynamic properties of the liquid phase at low temperature. Beatty and Katz's prediction yielded a 20.0% deviation for the low fin tube data. The heat transfer enhancement factors for the 26 fpi low fin tube and Turbo-C tubes are 4.0~5.5 and 3.0~8.1 respectively for the refrigerants tested. Finally the performance of Turbo-C tube is better than that of the low fin tube.

**Key words:** Condensation heat transfer(응축 열전달), Alternative refrigerant(대체냉매), HTCs (열전달계수), R22, R410A, R407C, R134a

### 기 호 설 명

$A$  : 열전달면적 [ $m^2$ ]  
 $A_f$  : 핀 표면의 면적 [ $m^2$ ]  
 $A_o$  : 관의 공칭 열전달면적 [ $m^2$ ]  
 $A_r$  : 핀 사이 원관의 면적 [ $m^2$ ]  
 $C_p$  : 정압비열 [ $kJ/kg \cdot K$ ]

$D$  : 관 직경 [ $m$ ]  
 $E$  : 오차  
 $fpi$  : 핀 밀도 [fins per inch]  
 $g$  : 중력가속도 [ $m/s^2$ ]  
 $h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $h_{fg}$  : 증발잠열 [ $kJ/kg$ ]  
 $k$  : 열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]  
 $L_c$  : 특성길이 [ $m$ ]  
 $\dot{m}$  : 유량 [ $kg/s$ ]  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$  or  $K$ ]  
 $\Delta T$  : 벽면 과냉도 [ $^{\circ}C$  or  $K$ ]

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

그리스 문자

- $\eta$  : 핀 효율
- $\rho$  : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]
- $\mu$  : 점성계수 [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ]

하첨자

- B&K* : Beatty and Katz
- exp* : 실험값
- f* : 포화액체
- g* : 포화기체
- o* : 핀 팁
- r* : 핀 뿌리
- sat* : 포화증기
- t* : 관에서 열전대까지의 거리
- tube* : 관
- w* : 냉각수
- wall* : 벽
- wi* : 냉각수 입구
- wo* : 냉각수 출구

1. 서 론

한때는 기적의 유체라 불리던 염화불화탄소(CFC) 및 수소화 염화불화탄소(HCFC)들은 우수한 열역학적, 화학적 성질들과 높은 안정성 때문에 지난 반세기 동안 냉동공조 분야를 비롯해서 전자제품, 세정제, 발포제, 분사추진제 등으로 널리 사용되어 왔다. 그러나 염화불화탄소가 성층권 내의 오존층을 붕괴시켜 인류의 건강을 위협하며 생태계를 파괴하는 것으로 밝혀지면서, 1987년에 몬트리얼의정서가 마련되어 이들에 대한 국제적 규제가 시작되었다.<sup>(1)</sup>

한편 최근에는 오존붕괴 문제와 더불어 지구온난화 역시 인류의 생존을 위협하는 중요한 문제로 부각되고 있고, 1997년의 교토 기후변화협약에서는 오존층 붕괴와 더불어 지구온난화를 인류의 생존을 위협하는 중요한 문제로 부각시켰다. 또한, 염화불화탄소(CFC), 수소화 염화불화탄소(HCFC), 수소화 불화탄소(HFC)를 포함하는 각종 불화탄소들이 지구온난화에 미치는 영향 등은 논의하였다.<sup>(2)</sup>

이에 최근에는 냉동/공조기에서 사용하는 열

교환기의 지구온난화 문제와 오존층파괴 문제를 해결함과 동시에 열교환기의 성능을 향상시키기 위한 많은 실험들을 수행하여 왔다.

특히 이 논문에서는 R22 대체냉매인 R410A, R407C, 그리고 R12의 대체냉매인 R134a의 열전달촉진을 위하여 낮은 핀관과 3차원 형상의 모습을 하고 있는 Turbo-C Tube를 이용하여 열전달계수를 측정하였다.

특히 낮은 핀관은 1940년 후반에 개발되어 칠러의 쉘-튜브 열교환기에서 상업적으로 널리 이용되어 왔다. 1948년 Beatty and Katz<sup>(3)</sup>는 수직면과 수평면에서 Nusselt식을 이용하여 낮은 핀관의 응축 열전달계수를 예측하는 이론식을 처음으로 개발하였다.

한편 1980년 Carnavos<sup>(4)</sup>는 R11을 사용하여 낮은 핀관의 최적 핀 밀도를 규명하였으며, 1985년 Yau et al.<sup>(5)</sup>은 R12를 사용하여 핀 간격과 높이를 바꾸어 가면서 실험하였다. 1985년에 Rudy and Webb<sup>(6)</sup>은 R11, n-pentane을 사용하여 세 개의 낮은 핀관에서 응축액의 역류로 인해 실제 응축면적이 감소된다는 사실을 밝혔다. 1989년에 Michael et al.<sup>(7)</sup>은 평관의 단면이 직사각형이며 핀 밀도가 1인치당 26개(fins per inch, fpi)인 낮은 핀관에서 R113의 열전달계수를 측정하였고, 1990년에 Sukhatme et al.<sup>(8)</sup>은 작동유체로 R11을 사용하여 핀 밀도, 핀 높이, 그리고 핀 팁 반각을 조직적으로 변화시켜 가면서 최적의 핀 밀도를 규명하였다.

한편 국내에서는 1995년에 Kim et al.<sup>(9)</sup>이 R11을 사용하여 세 가지 종류의 낮은 핀관을 실험한 결과 핀 높이가 커질수록 응축액의 역류량이 증가함을 증명하였다. 1996년 Joo et al.<sup>(10)</sup>은 R11과 그 대체냉매인 R123, R141b를 사용하여 여러 개의 낮은 핀관에서 응축 열전달현상을 실험하였다.

최근에는 3차원의 핀 형상을 지닌 축진관에 대한 연구도 수행되고 있으며, 특히 톱니모양의 형태를 지닌 Turbo-C 축진관에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 1996년에 Webb and Mura-wski<sup>(11)</sup>는 여러 종류의 축진관과 낮은 핀관 중 최적의 핀 밀도를 가진 것으로 인식되고 있는 26 fpi 낮은 핀관을 사용하여 R11에서 응축 열전달 실험을 수행하였고, 그중에서 톱니모양인 Turbo-C 축진관이 가장 높은 열전달계수를 가짐을 증명하였다.

본 연구실에서도 그 동안 냉매의 포화증기온도 39℃에서 촉진관인 26 fpi와 Turbo-C를 이용하여 열전달계수를 측정하는 실험을 많이 수행하여 왔다. 이번 연구에서는 R22와 그의 대체냉매 및 R134a의 촉진관에 대한 다양한 온도범위에서의 실험결과를 얻고자 한다. 이에 냉매의 포화증기 온도를 30℃와 50℃로 확장하여 실험을 수행하고 많은 양의 실험결과를 얻고자 한다.

## 2. 실험장치 및 냉매

### 2.1 실험장치

본 연구는 평판에서의 포화증기 온도변화에 따른 열전달계수 측정의 후속 연구로서 실험장치와 실험용 튜브의 제원, 튜브 제작방법, 실험방법 등이 Jung et al.<sup>(12)</sup>과 Hwang et al.<sup>(13)</sup>의 연구에서 사용한 것과 동일하므로 여기에서는 간단하게 실험장치의 개략도만을 소개하려 한다. 자세한 내용은 Jung et al.<sup>(12)</sup>과 Hwang et al.<sup>(13)</sup>의 논문을 참조하기 바란다.

Fig. 1은 냉매의 열전달계수를 측정하기 위한 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 냉매 순환회로와 냉각수 순환회로로 구성하였다.

먼저 냉매 순환회로를 보면, 실험장치의 하단부에 설치된 보일러에서 전기히터로 액체냉매를 가열하여 증기를 발생시키고, 포화증기는 연결관

을 통해 주 실험부로 유입되어 응축관 내부를 흐르는 냉각수와 대향류를 이루며 열교환을 하여 액체로 응축되게 했다. 한편 응축액은 응축되지 않은 잉여증기와 함께 대용량의 보조 응축기(판형 열교환기 사용)로 유입된 후 과냉되어 보일러로 들어가도록 하고, 냉매증기를 응축시키는 데 필요한 냉각수는 0.1℃의 정밀도를 갖는 두 대의 외부 칠러에서 공급하도록 했다.

### 2.2 실험계측

본 실험의 열전달계수의 계측은 간단한 열역학적인 방법을 사용하여 구하였다.

주 실험부에서 포화증기가 잃은 열량(식(1))과 냉각수가 얻은 열량(식(2))의 관계는 각각 다음과 같다.

$$Q = hA(T_{sat} - T_{wall}) \quad (1)$$

$$Q = \dot{m}_w C_{Pw}(T_{wo} - T_{wi}) \quad (2)$$

위의 관계식에 의해서 응축 열전달계수는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$h = \frac{\dot{m}_w C_{Pw}(T_{wo} - T_{wi})}{A(T_{sat} - T_{wall})} \quad (3)$$

실험관 표면의 벽면온도  $T_{wall}$ 은 벽면에서 1 mm 떨어진 곳에 위치한 열전대의 온도  $T_t$ 를 식(4)와 같이 관에서의 1차원 열전도방정식으로 보정하여 결정할 수 있다.

$$T_w = T_t + \frac{(Q/A)}{2\pi L} \left[ \frac{\ln(D_o/D_t)}{k_{tube}} \right] \quad (4)$$

그러나 본 실험에서는 열전도도가 높은 구리관을 실험관으로 선택해서 실험을 수행하였으므로, 식(4)에서 계산한  $T_w$ 의 값과  $T_t$ 값의 차이가 대부분 경우에 0.05℃ 이하가 되며, 또 그 값은 열전달계수에 큰 영향을 미치지 않는다. 따라서 열전대로 측정된 온도  $T_t$ 를 직접 사용하여 열전달계수를 계산하였다.

열전달계수의 측정에 따른 실험오차를 계산하기 위해 Kline and McClintock<sup>(14)</sup>이 제안한 방법

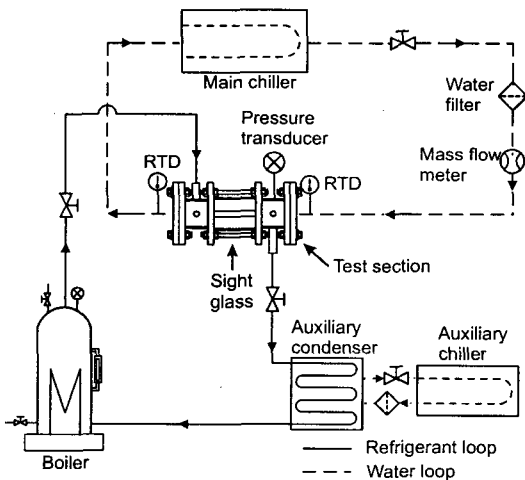


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

Table 1 Saturation properties of tested refrigeration at 30°C, 39°C, 50°C

| Refrigerants | Temperature | $P_{sat}$<br>(kPa) | $\rho_f$<br>(kg/m <sup>3</sup> ) | $\rho_g$<br>(kg/m <sup>3</sup> ) | $c_{p_f}$<br>(kJ/kg·K) | $h_{fg}$<br>(kJ/kg) | $k_f$<br>(W/m·K) | $\mu_f$<br>( $\mu$ Pa·s) |
|--------------|-------------|--------------------|----------------------------------|----------------------------------|------------------------|---------------------|------------------|--------------------------|
| R22          | 30°C        | 1192               | 1171                             | 50.70                            | 1.281                  | 177.68              | 0.081            | 156.7                    |
|              | 39°C        | 1497               | 1133                             | 64.47                            | 1.332                  | 167.78              | 0.077            | 141.1                    |
|              | 50°C        | 1943               | 1082                             | 85.95                            | 1.419                  | 154.20              | 0.072            | 123.1                    |
| R407C        | 30°C        | 1175               | 1116                             | 50.80                            | 1.563                  | 176.90              | 0.085            | 143.2                    |
|              | 39°C        | 1499               | 1073                             | 66.15                            | 1.641                  | 165.30              | 0.080            | 126.9                    |
|              | 50°C        | 1985               | 1014                             | 91.09                            | 1.779                  | 148.80              | 0.018            | 108.3                    |
| R410A        | 30°C        | 1877               | 1035                             | 76.11                            | 1.750                  | 178.40              | 0.094            | 133                      |
|              | 39°C        | 2352               | 985                              | 99.54                            | 1.897                  | 161.80              | 0.088            | 99.19                    |
|              | 50°C        | 3053               | 911.6                            | 140                              | 2.227                  | 137.20              | 0.080            | 82.78                    |
| R134a        | 30°C        | 770                | 1187                             | 37.54                            | 1.446                  | 173.09              | 0.079            | 185.8                    |
|              | 39°C        | 989                | 1151                             | 48.68                            | 1.493                  | 164.09              | 0.075            | 165.6                    |
|              | 50°C        | 1318               | 1102                             | 66.27                            | 1.566                  | 151.80              | 0.070            | 143.1                    |

을 사용하였다. 외부 응축 열전달계수를 측정하기 위해서는 냉각수 유량, 냉각수의 온도차, 냉각수의 정압비열, 벽면 과냉도, 전열관 면적에 대한 계측이 필요하고, 이것으로 인해 측정오차가 발생된다. 식(5)를 이용하여 측정된 열전달계수의 측정 오차는 3~8%로 나타났다.

$$E(h) = \frac{\sqrt{E(\dot{m}_w)^2 + E(T_{wo} - T_{wi})^2}}{\sqrt{E(C_{pw})^2 + E(\Delta T)^2 + E(A)^2}} \quad (5)$$

여기서,  $E(\dot{m}_w)$ 는 냉각수 유량 측정의 오차,  $E(T_{wo} - T_{wi})$ 는 냉각수의 온도차 측정의 오차,  $E(C_{pw})$ 는 냉각수의 정압비열의 오차,  $E(\Delta T)$ 는 벽면 과냉도 측정의 오차,  $E(A)$ 는 실험관 면적 측정의 오차이다. 실험결과에 의하면 벽면 과냉도가 커질수록 냉각수 온도차 및 벽면 과냉도 측정오차가 작아지므로, 열전달계수 측정오차는 작아지는 것으로 정리할 수 있다.

또한 실험에 사용된 냉매의 조성에 대한 정보는 REFPROP 6.0<sup>(15)</sup> 프로그램을 사용하여 구하였고, 실험조건에서 사용되는 포화온도인 30°C, 39°C, 50°C의 물성치들은 Table 1에 나타내었다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 Low Fin Tube에서의 실험

Fig. 2는 1인치당 26개의 핀을 갖는 낮은 핀관에서 R22의 벽면 과냉도와 냉매의 포화증기의 온도를 30°C, 39°C, 50°C로 변화시키면서 실험을 수행한 결과이다. 기존의 39°C에 대한 실험결과와 비교한 결과 30°C 경우 5.9% 높게 나타났고 50°C의 경우 6.2% 낮게 측정되었다.

이러한 경향은 평관의 실험에서도 알 수 있듯이 열전달계수에 영향을 주는 물성치들이 서로 다른 경향을 보이기 때문이다. 다시 말해 30°C에서 포화액체 밀도  $\rho_f$ 와 밀도차 ( $\rho_f - \rho_g$ )가 가장

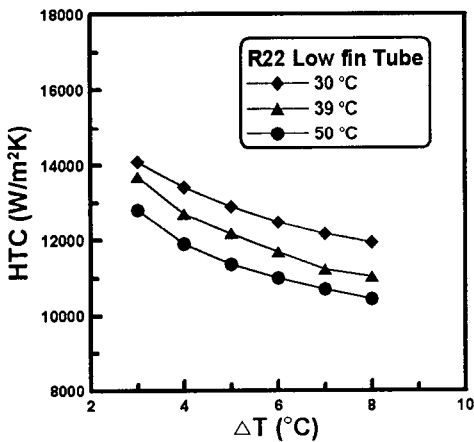


Fig. 2 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a 26 fpi low fin tube.

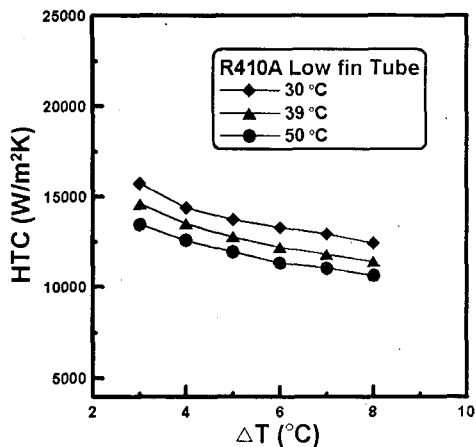


Fig. 3 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a 26 fpi low fin tube.

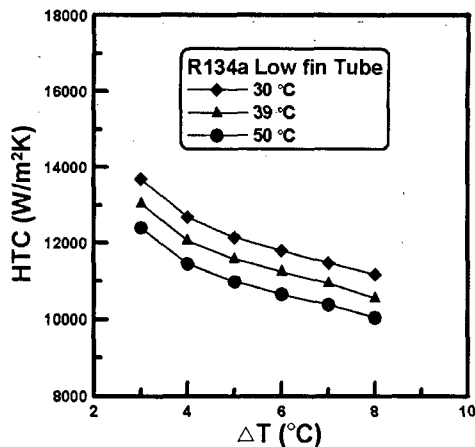


Fig. 5 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a 26 fpi low fin tube.

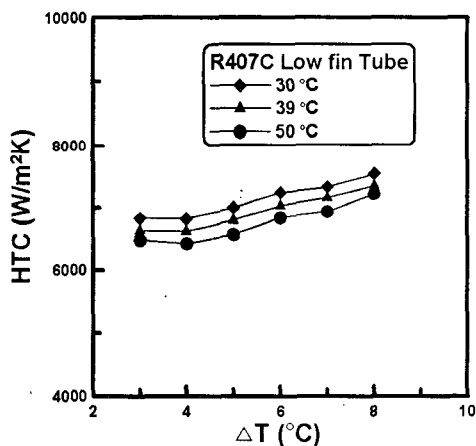


Fig. 4 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a 26 fpi low fin tube.

크며 액체의 열전도도  $k_f$  역시 매우 크기 때문에 가장 높은 열전달계수를 보인 것으로 추정되었다.

반면에 50°C의 경우 열전달계수에 영향을 주는 물성치들의 성능이 다소 떨어지는 것으로 나타났다.

Figs. 3~5는 R22의 대체냉매인 R410A, R407C의 26 fpi의 열전달계수와 R134a의 열전달계수를 나타내고 있다.

앞의 R22의 결과와 동일하게 R410A의 경우는 30°C의 경우 39°C와 비교하여 7.6% 높게 나왔으며 50°C의 경우 7.4% 낮게 측정되었고, R407C도 30°C가 2.7% 높게, 50°C는 2.8% 낮게 측정되었

다. 또한 이러한 경향은 R134a에서도 나타나고 있는데 30°C의 경우 39°C에 비하여 4.9% 정도 높게, 50°C의 경우는 5.3% 낮게 측정되었다. 이러한 이유는 R22의 경우와 같다.

한 가지 더 주목할 것은 위의 실험에서 사용된 모든 냉매들은 냉매의 벽면 과냉도가 증가할수록 열전달계수가 감소하는 것으로 나타나는 경향을 보이나 R407C의 경우는 오히려 벽면의 온도차가 증가할수록 열전달계수는 증가하는 경향을 보이고 있다.

이와 같은 경향을 보이는 이유를 살펴보면, R407C의 경우 비공비 혼합냉매로써 포화압력에서 벽면의 온도가 감소하게 되면 비등점이 낮은 냉매의 증기가 기/액 경계면 근처로 모이면서 마치 불응축 gas와 같은 역할을 하게 된다. 벽면 온도가 더욱더 감소하여 포화증기와 벽면과의 온도차가 증가하게 되면 비등점이 낮은 냉매의 증기도 응축하기 시작하고 이에 따라 확산 증기막의 열저항이 감소하기 시작하여 열전달계수는 증가하게 된다.

이는 GEWA-SC판에서 R23/R134a 비공비 혼합 냉매의 응축 열전달계수를 측정한 Signe et al.<sup>(16)</sup>이 벽면과냉도를 5°C에서 20°C로 증가시키는 경우에 응축 열전달계수가 약 3배 정도 증가하는 것을 확인한 결과와 같다.

Fig.6은 낮은 핀관에서의 응축 열전달계수를 이론식과 비교하기 위해 Beatty and Katz<sup>(3)</sup>가 제시한 이론식에 대입한 결과를 보여준다.

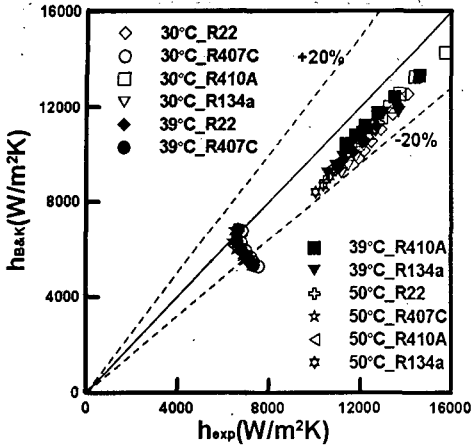


Fig. 6 Comparison of measured HTC's with calculated ones by Beatty and Katz's model for a low finned tube.

그림에서 알 수 있듯이 R22, R410A, R407C, R134a의 경우 실험치와 이론치의 오차는 13.1~17.1%, 8.6~9.4%, 2.3~38.3%, 14.2~19.1%로 나타났다. 하지만 Fig. 6에서도 볼 수 있듯이 Beatty and Katz<sup>(3)</sup>식은 핀 사이의 표면장력을 고려하지 않았기 때문에 대부분의 냉매에 대해 과소평가하는 경향을 보였다. Beatty and Katz<sup>(3)</sup>의 식을 간단히 하면 다음과 같이 식(6)으로 정리할 수 있다.

$$h = 0.689 \left( \frac{k_f^3 \rho_f^2 g h_{lv}}{\mu_f \Delta T} \right)^{1/4} \times \left( \frac{A_r}{A_o} \frac{1}{D_r^{1/4}} + 1.3 \frac{\eta_f A_f}{A_o} \frac{1}{L_c^{1/4}} \right) \quad (6)$$

여기서,  $A_o$ 는 공칭지름( $D_o$ )을 기준으로 한 열전달면적( $m^2$ ),  $A_r$ 는 핀 사이 원관의 면적( $m^2$ ),  $A_f$ 는 핀 표면의 면적( $m^2$ )이다. 또한  $L_c$ 는 특성 길이로 다음 식(7)과 같이 정의한다.

$$L_c = \frac{\pi(D_o^2 - D_r^2)}{4D_o} \quad (7)$$

### 3.2 Turbo-C Tube에서의 실험

축진관(Turbo-C관)은 3차원 형태의 표면형상을 가지고 있어 26 fpi 낮은 핀관에 비해 응축액이

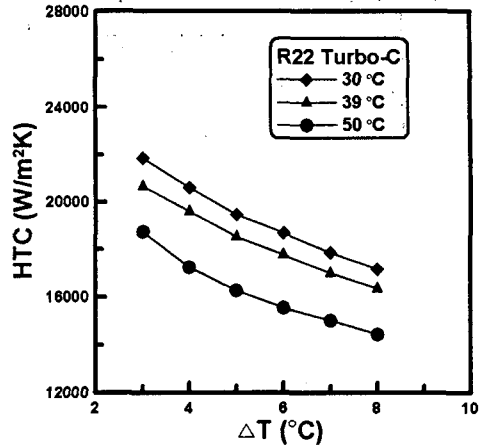


Fig. 7 Condensation HTC's as a function of wall subcooling on a Turbo-C tube.

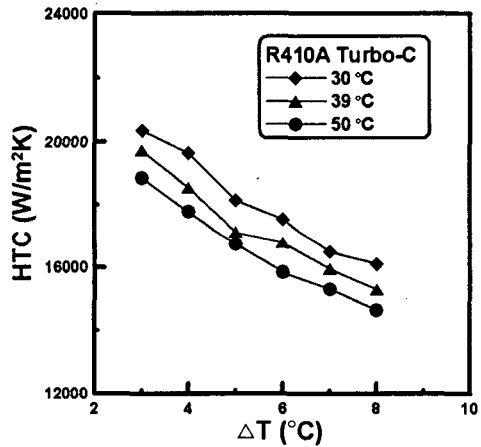


Fig. 8 Condensation HTC's as a function of wall subcooling on a Turbo-C tube.

더 많이 추출되고, 응축액의 역류 가능성이 적어 응축액막이 얇아지므로 외부 응축 열전달계수가 높게 나오게 된다.

Figs. 7~10은 Turbo-C tube에서의 30°C, 39°C, 50°C에서의 열전달계수를 측정 한 것인데 경향은 평관이나 26 fpi의 경우와 같이 30°C에서 가장 큰 열전달계수를 가지며 50°C에서 가장 작은 열전달계수를 보인다.

Figs. 7~10에서 알 수 있듯이 R22의 경우는 30°C의 열전달계수가 39°C의 열전달계수보다 평균 4.9% 높게 나타났고, 50°C의 경우는 13.2% 낮게 측정되었다. 같은 경향으로 R410A, R407C, R134a

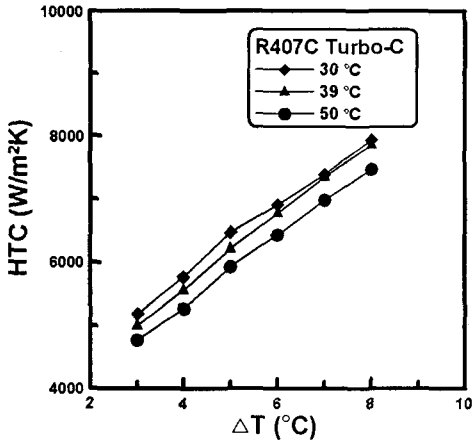


Fig. 9 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a Turbo-C tube.

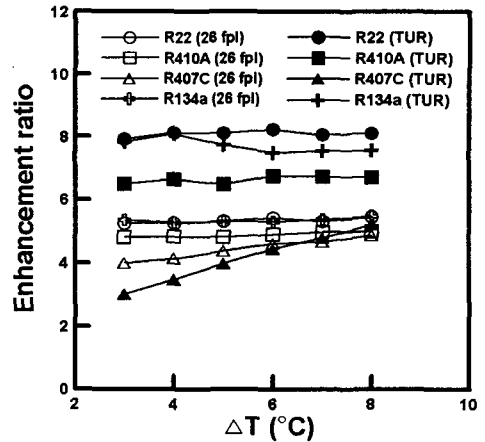


Fig. 11 Enhancement ratios of 26 fpi low fin and Turbo-C tube.

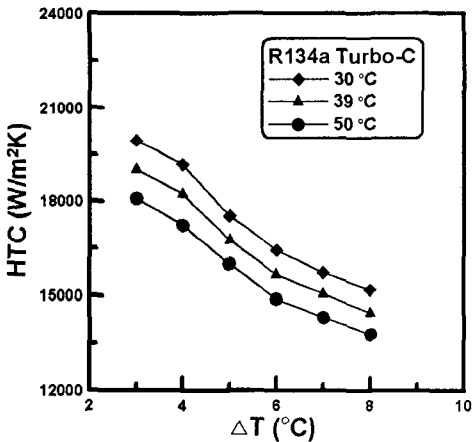


Fig. 10 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a Turbo-C tube.

의 열전달계수는 30°C가 39°C보다 각각 4.5%, 2.5%, 4.7% 높게 측정되었고, 50°C에서의 열전달계수는 각각 4.3%, 5.1%, 5.2% 낮게 측정되었다.

### 3.3 열전달 촉진관의 성능

열전달 촉진관에서의 응축 열전달 성능을 알아보기 위하여 Fig. 11에서는 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관의 열전달 촉진비(enhancement ratio)를 나타내었다.

열전달 촉진비는 평관의 열전달계수를 기준으로 열전달 촉진관의 열전달계수에 대한 비율을

나타낸 정도로 열전달 향상에 대한 척도이다.

평관을 기준으로 해서 Turbo-C의 경우 R22는 평균 7.9~8.2배, R410A는 6.5~6.8배, R407C는 3.0~5.2배, R134a의 경우는 7.8~8.1배만큼 향상되는 것으로 나타났다.

낮은 핀관의 경우 R22, R410A, R407C, R134a의 경우 각각 5.3~5.5배, 4.8~5.0배, 4.0~4.9배, 5.4~5.5배만큼 향상되는 것으로 나타났다.

각 냉매에 대해 낮은 핀관에서는 대체적으로 비슷한 촉진비를 보였지만, Turbo-C 촉진관에서는 R407C를 작동유체로 사용하는 경우에 다른 냉매보다 촉진비가 낮은 것으로 나타났다.

Turbo-C 촉진관에서는 표면형상은 3차원 형태로 낮은 핀관의 표면형상에 비해 복잡하다. 이런 표면형상으로 인해 응축액이 더 많이 추출되고 응축액이 역류될 가능성이 적으므로 응축액막은 얇아지고 따라서 낮은 핀관에 비해 응축 열전달계수가 높아진다.

### 4. 결론

본 연구에서는 포화증기온도를 30°C, 39°C, 50°C로 하여 R22, R410A, R407C, R134a의 외부 응축 열전달계수를 촉진관을 통하여 측정하였다. 또한 촉진관의 신뢰성을 평가하기 위해서 Beatty and Katz의 이론식과 비교하여 보았고, 평관에 대한 촉진관들의 성능을 알아보기 위해서 열전달 촉진비를 구하였다.

(1) 26 fpi, Turbo-C에서의 R22 냉매에 대한 30°C, 39°C, 50°C에서의 열전달계수는 30°C에서 가장 큰 열전달계수를 가지며 50°C에서 가장 작은 열전달계수를 가진다. 이러한 이유는 열전달계수에 영향을 주는 물성치인 포화액체 밀도  $\rho_f$ 와 밀도차 ( $\rho_f - \rho_g$ )가 가장 30°C에서 가장 크며 액체의 열전도도  $k_f$  역시 매우 크기 때문에 가장 높은 열전달계수를 보이는 것으로 생각된다.

(2) 그 외의 R410A, R407C, R134a의 경우 R22와 같은 경향으로 30°C에서 가장 큰 값을 가지며 50°C에서 가장 작은 값을 가지는 것으로 나타났다.

(3) 26 fpi의 실험에 대한 정확성을 Beatty and Katz<sup>(3)</sup>의 이론식으로 평가한 결과 실험에 사용된 모든 냉매와 각각의 포화증기온도에 대해서 평균적으로 20% 내에서 일치하고 있는 것으로 나타났다. 또한 평판에 대한 26 fpi와 Turbo-C의 축진비는 26 fpi의 경우 평균 4.0~5.5배, Turbo-C의 경우 평판 3.0~8.1배로 나타났다.

## 후 기

본 연구를 위해 지원해 주신 인하대학교와 인하대학교 대학원에 감사드립니다.

## 참고문헌

- United nation environment programme, 1989, Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, Final act.
- Global environmental change report, 1997, A brief analysis of the kyoto protocol, Vol. IX, No. 24, December.
- Beatty, K. O. and Katz, D. L., 1948, Condensation of vapors on outside of finned tubes, Chemical Engineering Progress, Vol. 44, No. 1, pp. 55-70.
- Carnavos, T. C., 1980, An experimental study: Condensing R-11 on augmented tubes, ASME, No. 80-HT-54, pp. 54-60.
- Yau, K. K., Cooper, J. R. and Rose, J. W., 1989, Effect of fin spacing on the performance of horizontal integral fin condenser tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 377-383.
- Rudy, T. M. and Webb, R. L., 1985, An analytical model to predict condensate retention on horizontal integral-fin tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 361-368.
- Michael, A. G., Marto, P. J., Wanniarachchi, A. S. and Rose, J. W., 1989, Effect of vapour velocity during condensation on horizontal smooth and finned tubes, ASME THD, Vol. 114, pp. 1-10.
- Sukhatme, S. P., Jagadish, B. S. and Prabhakran, P., 1990, Film condensation of R-11 vapor on single horizontal enhanced condenser tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 229-234.
- Kim, N. H., Jung, I. K. and Kim, K. H., 1995, An experimental study on condensation heat transfer of low-finned tubes, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 7, No. 2, pp. 298-309.
- Joo, J. K., Cho, S. J., Jung, D. S. and Kim, C. B., 1997, Condensation heat transfer of CFC-11 and its alternative refrigeration, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers (B), Vol. 21, No. 6, pp. 830-840.
- Webb, R. L. and Murawski, C. G., 1990, Row effect for R-11 condensation on enhanced tubes, Transactions of the ASME, Vol. 112, pp. 768-776.
- Jung, D. S., Kim, C. B., Cho, S. J. and Song, K. H., 1999, Condensation heat transfer coefficients of enhanced tubes with alternative refrigerants for CFC11 and CFC12, International Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp. 548-557.
- Hwang, S. M., Kim, K. K., Jung, D. S. and Kim, C. B., 1999, Condensation heat transfer coefficients of R22 alternative refrigerants on enhanced tubes, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers (B), Vol. 23, No. 4, pp. 459-469.
- Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineer, Vol. 75, pp. 3-9.



15. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermodynamics and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures-REFPROP Version 6.0.
16. Signe, J. C., Bontemps, A. and Marvillet C. H., 1996, Condensation of freon binary mixture outside a bundle of tubes, 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conf., pp.1193-1197.