

수평관에서 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 a Smooth 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 7, 2005; revision received May 30, 2005)

ABSTRACT: In this study, external condensation heat transfer coefficients (HTCs) were measured on a horizontal smooth tube at the saturated vapor temperature of 30°C, 39°C, and 50°C for R22, R410A, R407C, and R134a with the wall subcooling of 3~8°C. The HTCs of all refrigerants are the highest at 30°C, 39°C and 50°C in order. This trend is due to its excellent thermodynamic properties of the liquid phase. The measured data of HTCs were compared with the calculated ones by Nusselt's equation for a smooth tube. Measured HTCs of R22, R134a, R410A are 4.2~7.5% higher than prediction respectively while those of R407C are 15.6~28.9% lower than the prediction.

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

기 호 설 명

A : 열전달 면적 [m^2]
 C_p : 정압비열 [$kJ/kg \cdot K$]
 D : 열전달관 직경 [m]
 E : 오차
 g : 중력가속도 [m/s^2]
 h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

h_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]
 k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]
 L : 관 길이 [m]
 \dot{m} : 유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 Q : 열량 [W]
 T : 온도 [$^{\circ}C$ or K]
 ΔT : 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

ρ : 밀도 [kg/m^3]

μ : 점성계수 [$\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$]

하첨자

cal : 계산값

exp : 실험값

f : 포화액체

g : 포화기체

Nu : Nusselt 방정식

sat : 포화증기

t : 관에서 열전대까지의 거리

tube : 관

w : 냉각수

wall : 벽

wi : 냉각수 입구

wo : 냉각수 출구

1. 서 론

가정용 및 산업용 냉동/공조기, 발전설비 등의 작동유체로 사용되어 오던 CFC계열 냉매들은 1974년 Molina and Rowland⁽¹⁾가 CFC계열 냉매의 염소(Cl) 원자가 오존층을 파괴한다고 주장하면서부터 사용에 규제를 받기 시작했다.

또한 1997년의 교토 기후변화협약에서는 오존층 붕괴와 더불어 지구온난화를 인류의 생존을 위협하는 중요한 문제로 부각시켰고, 염화불화탄소(CFC), 수소염화불화탄소(HCFC), 수소불화탄소(HFC)를 포함하는 각종 불화탄소들이 지구온난화에 미치는 영향 등을 논의하였다.⁽²⁾

이와 같은 국제적 환경규제에 효과적으로 대응하기 위해서는 기존의 냉매들을 환경친화적인 냉매들로 전환해야 함은 물론, 지구온난화를 완화시키기 위해 열교환기의 에너지 효율을 증대시키고 전열관의 열효율을 증가시키기 위해 동관의 재질 및 형상을 가공하여 열전달을 향상시키는 연구^(3,4)가 필요하다.

현재 공조기에 널리 사용되는 R22는 몬트리올 의정서 개정안에 따라 2020년에 사용이 금지될 예정이고, 미국공조협회(ARI) 하의 R22 대체냉매 평가 프로그램(AREP)에서 논의되고 있는 대체냉매들로 대체될 전망이다. R22는 R11, R12와는 달

리 대체 가능한 적절한 단일냉매가 아직까지 없기 때문에 단일냉매를 혼합한 2성분 또는 3성분의 혼합냉매를 사용하고 있으며, 유력한 대체냉매로서 R410A, R407C가 거론되고 있다.⁽⁵⁾

그러나 혼합냉매의 응축과정이 순수냉매의 응축과정과는 다른 현상을 가지며, 순수냉매에 비해 응축 열전달이 저하되므로 이에 대한 해석과 실험이 필요하다. 이러한 혼합냉매에 대한 연구로 Goto and Fujii⁽⁶⁾는 수평관에서 R12/R114 및 R114/R11 혼합냉매의 질량비에 따른 응축 액막의 형태에 관련하여 응축 열전달을 연구하였고, Fujii et al.⁽⁷⁾은 메탄올/물, 에탄올/물, 메탄올/에탄올을 혼합하여 수평관에서 생성되는 응축 형태가 질량비에 따라 액적응축 또는 막응축으로 발생하는 것을 확인하였다.

R12 대체로 냉동기에 사용되고 있는 R134a는 Hwang et al.⁽⁸⁾의 연구에서 R12보다 응축 열전달 계수가 20% 정도 높고, 오존붕괴지수가 0으로 매우 낮아 R12보다 열적 특성이 좋음이 입증된 바 있으며, Honda et al.⁽⁹⁾은 R134a를 사용하여 수평 전열관을 2차원과 3차원으로 성형하여 응축효과에 대해 연구했다.

이에 본 연구에서는 기존에 수행되었던 R22와 그의 대체냉매 및 R12의 대체냉매인 R134a의 30℃, 39℃, 50℃의 다양한 포화증기온도에 따른 평관에서의 외부 응축 열전달계수를 측정하여 비교 분석하고, 또한 온도변화에 따른 경향을 살펴보고자 한다. 이에 냉매의 포화증기온도를 30℃, 39℃, 50℃로 확장하여 실험을 수행하고 많은 양의 실험결과를 얻고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

관에서의 응축 열전달계수를 측정하기 위해 Fig. 1과 같이 실험장치를 설치하였다. 본 실험장치는 냉매 순환회로, 주실험부 냉각수 순환회로, 보조 열교환기 냉각수 순환회로 세 부분으로 나누어 구성하였으며, HP3852A 데이터 수록장치를 사용하여 계측 및 측정을 하였다.

냉매 순환회로에서 실험장치 하단의 보일러는 액체상태의 냉매를 가열하여 증기를 발생시키고, 여기서 발생한 포화증기는 주실험부로 들어간다.

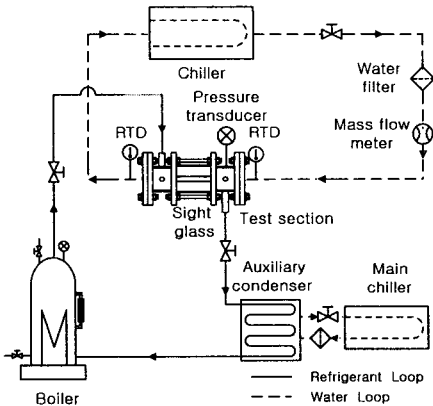


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

포화증기는 실험관 내부의 냉각수와 대향류로 흐르며 응축한다.

또한, 응축액과 응축되지 않은 증기는 주실험부 아래의 보조 열교환기에서 완전히 응축하여, 다시 보일러로 들어간다. 주실험부 냉각수 순환회로의 구성은 실험관 내에 일정한 온도의 냉각수가 흐르도록 온도편차가 0.2℃인 3.4kW급 칠러를 사용하였다. 보조 열교환기 냉각수 순환회로의 구성은 냉각수가 일정한 온도를 가지도록 온도편차가 0.2℃인 10kW급 칠러를 사용하였고, 10kW급 판형 열교환기를 설치하였다. 보일러에는 냉매를 포화증기로 만들기 위하여 3.5kW 용량의 전기히터를 설치하였다. 냉매액의 수위를 확

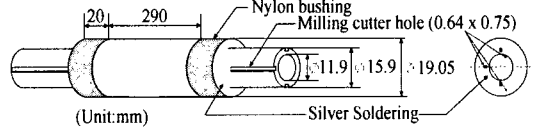


Fig. 2 Detailed description of test tube.

인할 수 있도록 강화유리를 사용하여 수위계를 설치하였고, 스테인리스 스틸 재질로 제작하였다. 또한, 보일러의 입구와 출구에는 열전대를 사용하여 냉매의 온도를 측정하였고, 출구에 압력계를 설치하여 압력의 이상 유무를 확인하였다. 주 실험부 내의 포화증기온도는 5개의 T-type 열전대를 길이 방향으로 설치하여 측정하였고, 압력은 정밀도가 ±0.2%인 압력 변환계를 설치하여 0.2kPa의 정밀도를 갖는 압력 보정계로 보정한 후 측정하였다.

또한 본 실험에서 수행되었던 평관의 형상은 Fig. 2에서 나타내었다.

Table 1은 포화온도 30℃, 39℃, 50℃에서 냉매들의 물성치를 보여 주며 이것들은 모두 NIST REFPROP 6.0⁽¹¹⁾ 프로그램을 사용하여 구하였다.

응축 열전달계수 측정시 냉각수 유량, 냉각수의 온도차, 냉각수의 정압비열, 벽면 과냉도, 전 열관 면적 등으로 인해 불확실성이 발생하는데 본 연구에서는 Kline and McClintock⁽¹⁰⁾이 제안한 방법을 사용하여 불확실성을 계산하였다. 식 (1)은 본 실험에서 이용한 측정오차를 구하는 식이다.

Table 1 Saturation properties of experimental refrigerants at 30℃, 39℃, 50℃

Refrigerants	Temperature	P_{sat} (kPa)	ρ_f (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	c_{pf} (kJ/kg·K)	h_{fg} (kJ/kg)	k_f (W/m·K)	μ_f (μPa·s)
R22	30℃	1192	1171	50.70	1.281	177.68	0.081	156.7
	39℃	1497	1133	64.47	1.332	167.78	0.077	141.1
	50℃	1943	1082	85.95	1.419	154.20	0.072	123.1
R407C	30℃	1175	1116	50.80	1.563	176.90	0.085	143.2
	39℃	1499	1073	66.15	1.641	165.30	0.080	126.9
	50℃	1985	1014	91.09	1.779	148.80	0.018	108.3
R410A	30℃	1877	1035	76.11	1.750	178.40	0.094	133.0
	39℃	2352	985	99.54	1.897	161.80	0.088	99.19
	50℃	3053	912	140	2.227	137.20	0.080	82.78
R134a	30℃	770	1187	37.54	1.446	173.09	0.079	185.8
	39℃	989	1151	48.68	1.493	164.09	0.075	165.6
	50℃	1318	1102	66.27	1.566	151.80	0.070	143.1

$$E(h) = \frac{1}{\sqrt{E(\dot{m}_w)^2 + E(T_{wo} - T_{wi})^2 + E(C_{pw})^2 + E(\Delta T)^2 + E(A)^2}} \quad (1)$$

여기서, $E(\dot{m}_w)$ 는 냉각수 유량측정의 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 면적측정의 오차이다. 실험결과에 의하면 냉각수 온도차 측정의 오차와 벽면 과냉도 측정의 오차가 가장 크게 나타났다. 또, 벽면 과냉도가 커질수록 냉각수 온도차 및 벽면 과냉도 측정오차가 작아지게 되어, 열전달계수 측정오차는 작아지게 되는데, 본 연구에서는 모든 데이터에 대해 불확실성이 8% 이하로 나타났다.

2.2 실험방법 및 조건

본 연구에서는 R22, R410A, R407C, R134a를 작동유체로 하여 포화증기와 벽면의 온도차로 인한 관 외측의 응축 열전달계수를 측정하였다. 포화증기의 온도는 30°C, 39°C, 50°C로 일정하게 유지하였으며, 벽면 과냉도를 3~8°C로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 다른 실험조건들은 Table 2에 나타내었다.

실험장치의 기밀도를 확인하기 위해 냉매와 질소를 25기압까지 충전한 뒤 냉매 누출검사기로 누출 여부를 확인하였다. 진공펌프를 수 시간 가동시켜 실험장치를 진공상태로 만든 후 실험할 냉매를 보일러 내에 충전시켰으며, 냉매 충전시 보일러 내에 공기가 유입되지 않도록 주의를 기울였다. 그 뒤 전기히터를 이용하여 냉매에 3kW의 열량을 공급하였고, 주실험부 냉각수 순환회로와 보조 열교환기 냉각수 순환회로를 가동시켰으며 실험조건에 맞는 온도가 유지되도록 냉각수 유량과 온도를 조절하였다. 실험시 주실험부 내에 불응축 가스가 존재하면 응축이 일어나는 기/액

경계면에 불응축 가스가 누적되어 부분압력이 높아지며, 그 결과 응축 액막에 의한 열저항뿐만 아니라 경계층에서의 열저항이 증가되어 열전달계수는 감소하게 된다. 이를 위해 정상상태 이후에 증기를 여러 차례 밖으로 배출시켜 열전달계수 측정한 증기온도와 측정압력으로부터 환산한 포화온도를 서로 비교하여 그 온도차가 0.1°C 이내에서 일치할 경우에 응축 열전달계수를 취하였다.

열전달계수의 계측은 간단한 열역학적인 방법을 사용하여 구하였다.

주 실험부에서 포화증기가 없는 열량(식(2))과 냉각수가 얻은 열량(식(3))의 관계는 각각 다음과 같다.

$$Q = hA(T_{sat} - T_{wall}) \quad (2)$$

$$Q = \dot{m}_w C_{pw}(T_{wo} - T_{wi}) \quad (3)$$

위의 관계식에 의해서 응축 열전달계수는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$h = \frac{\dot{m}_w C_{pw}(T_{wo} - T_{wi})}{A(T_{sat} - T_{wall})} \quad (4)$$

실험관 표면의 벽면온도 T_{wall} 은 벽면에서 1mm 떨어진 곳에 위치한 열전대의 온도 T_t 를 식(5)와 같이 관에서의 1차원 열전도방정식으로 보정하여 결정할 수 있다.

$$T_{wall} = T_t + \frac{(Q/A)}{2\pi L} \left[\frac{\ln(D/D_t)}{k_{tube}} \right] \quad (5)$$

그러나 본 실험에서는 열전도도가 높은 구리관을 실험관으로 선택해서 실험을 수행하였으므로, 식(5)에서 계산한 T_{wall} 의 값과 T_t 값의 차이가 대부분 경우에 0.05°C 이하가 되며, 또 그 값은 열전달계수에 큰 영향을 미치지 않는다. 따라서 열전달계수 측정한 온도 T_t 를 직접 사용하여 열전달계수를 계산하였다.

대부분의 열교환기에서 시간이 지나면 열전달 표면에 불결효과(Fouling Effect)가 생기고, 이로 인해 열저항이 증가하며 열전달계수가 감소하게 된다. 이러한 현상을 막고자 실험관을 교체시 아세톤으로 표면을 세척하고, 표면상태가 동일하게

Table 2 Experimental condition

Test refrigerants	R22, R410A, R407C, R134a
Sat. vapor temp.	30°C, 39°C, 50°C
Flow rate(coolant)	60 g/s
Wall subcooling	3~8°C(1°C 간격)
Heat flux	3 kW
Heat transfer area	0.017356 m ²

유지되도록 하였다. 또한, 동일한 냉매에서 동일한 실험관으로 열흘 간격으로 두세 차례 정도의 실험을 통해 응축 열전달계수가 5% 내에서 서로 일치함을 확인하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 평관에서의 실험

Fig. 3은 평관에서 얻은 R22의 실험결과를 보여준다.

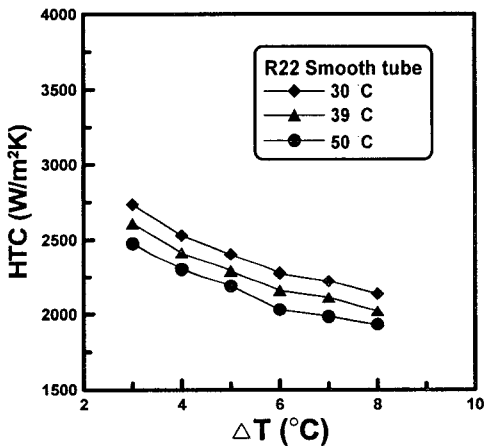


Fig. 3 Condensation heat transfer coefficients of R22 on a smooth tube as a function of wall subcooling.

기존에 많은 실험들이 39°C에서 수행되었기 때문에 본 자료에서는 30°C와 50°C에서 열전달계수를 측정하여 각각의 데이터를 비교 분석하였다. R22의 경우 39°C와 비교해 수행되었던 실험결과에 비해 30°C에서는 평균 4.9% 높게 나왔으며 50°C에서는 5.4% 낮게 나왔다. 또한 벽면 과냉도가 증가할수록 열전달계수는 감소하는 경향을 보이고 있었다.

열전달계수의 경향이 30°C에서 가장 크고 50°C에서 가장 작은 이유는 앞의 Table 1에서 알 수 있듯이 열전달계수의 영향을 주는 물성치의 성질

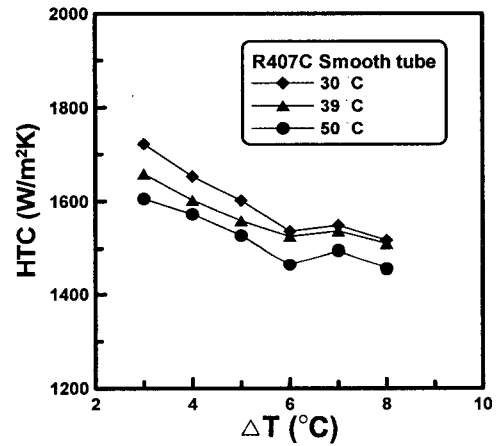


Fig. 5 Condensation heat transfer coefficients of R407C on a smooth tube as a function of wall subcooling.

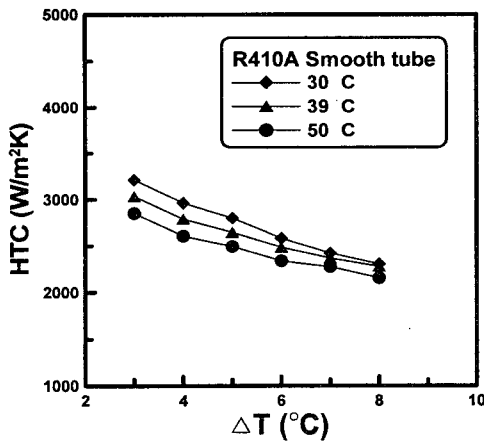


Fig. 4 Condensation heat transfer coefficients of R410A on a smooth tube as a function of wall subcooling.

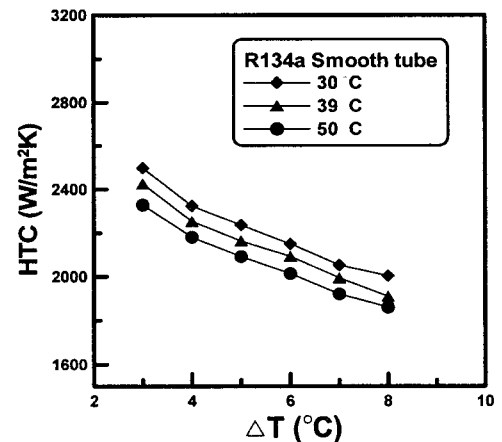


Fig. 6 Condensation heat transfer coefficients of R134a on a smooth tube as a function of wall subcooling.

에서 알 수 있다. 30°C에서 포화 액체 밀도 ρ_f 와 밀도차($\rho_f - \rho_g$)가 가장 크며 액체의 열전도도 k_f 역시 매우 크기 때문에 가장 높은 열전달계수를 보인 것으로 추정되었다.

Figs. 4~6은 R410A, R407C, R134a의 열전달계수를 측정된 결과이다. 이 경우 각각의 열전달계수는 30°C의 경우 4.0%, 1.9%, 3.2% 높게 측정되었으며, 50°C에서는 각각의 6.0%, 3.0%, 3.6% 낮게 측정되었다. 순수냉매에서 측정된 평판 외측의 응축 열전달계수의 신뢰성을 확인하고, 비공비 혼합냉매의 응축 열전달계수의 저하의 정도를 알아보기 위하여, Nusselt의 평판에 대한 이론식을 적용하여 평판에 대한 이론적 열전달계수를 계산하였다. Nusselt식은 순수 증기이고 유동은 층류, 증기는 균일한 온도를 가지고, 액막에서의 물성치는 일정하며, 기/액 경계면에서의 전단력은 무시할 수 있다는 가정 하에서 식(6)과 같이 응축 열전달계수를 표현한 것이다.

$$h_{Nu} = 0.725 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)gk_f^3 h_{fg}}{\mu_f \Delta T D} \right]^{1/4} \quad (6)$$

Fig. 7은 30°C, 39°C, 50°C에서 측정된 실험치와 Nusselt의 이론식에 의한 열전달계수를 비교하여 보여주고 있다.

순수냉매인 R22와 R134a, 그리고 근공비 혼합냉매인 R410A의 경우 평균적으로 4.2~7.5% 정도의 오차를 보이고 있으나 비공비 냉매인 R407C

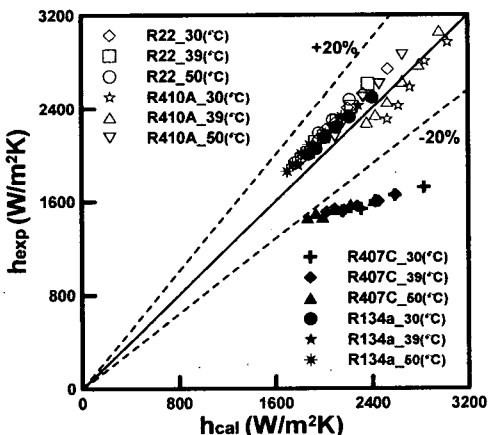


Fig. 7 Comparison of the measured HTC with the calculated ones on a smooth tube.

의 경우 실험치가 Nusselt의 이론식에 비해 평균적으로 15.6~28.9% 정도 낮은 것으로 나타났다.

이러한 경향을 보이는 이유는 Nusselt의 이론식은 순수증기에 관한 식으로 R22와 R134a는 순수냉매이고 R410A의 경우 온도 구배차가 0.1°C 미만의 공비 혼합매체나 다름없지만 R407C의 경우 온도 구배차가 6~7°C의 차이를 보여 비공비 혼합냉매로 질량전달 저항이 작용하기 때문이다. 이와 같은 현상은 Signe et al.⁽¹²⁾의 연구에서도 이미 보고된 바 있다.

그리고 R22의 대체냉매인 R410A, R407C의 평판에서의 열전달계수 성능비교는 Jung et al.⁽¹³⁾이 연구한 결과에 따르면 평균적으로 R410A의 응축 열전달계수는 R22의 응축 열전달계수에 비해 11.0~17.4% 정도 높고, R407C는 24.2~36.9% 정도 낮은 것으로 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 포화증기온도를 30°C, 39°C, 50°C로 하여 R22, R410A, R407C, R134a의 외부 응축 열전달계수를 평판을 통하여 측정하였다. 또한 평판의 신뢰성을 평가하기 위해서 Nusselt의 이론식과 비교하여 보았다.

(1) 수평관에서의 R22 냉매에 대한 30°C, 39°C, 50°C에서의 열전달계수는 30°C에서 가장 큰 열전달계수를 가지며 50°C에서 가장 작은 열전달계수를 가진다. 이러한 이유는 Nusselt의 이론식에서 알 수 있듯이 30°C에서 포화액체 밀도 ρ_f 와 밀도차($\rho_f - \rho_g$)가 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) R22와 그의 대체에 관한 연구는 Jung et al.⁽¹³⁾이 연구한 실험 결과에서도 알 수 있듯이 R410A의 성능은 R22와 비슷하거나 높게 측정되었고, 환경적인 면에서도 R22보다 우수하여 R22의 대체냉매로서 유력하다고 판단된다. 하지만 R407C의 경우 환경친화적인 면에서는 R22에 비해 우수하지만 열전달 측면에서 성능이 좋지 않아 다른 방법의 열전달 촉진기술을 적용해야만 할 것이다.

(4) 평판에서의 신뢰성을 확인하기 위해 Nusselt의 이론식과 실험식을 비교한 결과 순수냉매 및 공비에 가까운 R22, R410A, R134a는 평균적으로 4.2~7.5%에서 비교적 정확히 일치하나, R407C의 경우 15.6~28.9%로 많은 차이를 보이고 있다.

후 기

본 연구를 위해 지원해 주신 인하대학교와 인하대학교 대학원에 감사드립니다.

참고문헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozones, *Nature*, Vol. 249, pp. 810-812.
2. Global environmental change report, 1997, A brief analysis of the kyoto protocol, Vol. IX, No. 24, December.
3. Marto, P. J. and Nunn, R. H., 1981, Power condenser heat transfer technology, Hemisphere Washington, pp. 287-372.
4. Bergles, A. E., 1985, Techniques to Augment Heat Transfer, *Handbook of Heat Transfer Application*, McGraw-Hill, New York, Ch. 3.
5. Muir, E. B., 1994, HFC replacement for R22, International conference CFCs, The Day After Joint Meeting of IIR Commissions PADOVA, pp. 249-257.
6. Goto M. and Fujii, T., 1982, Film condensation of binary refrigerant vapours on a horizontal tube, *Proc. Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 5, pp. 71-76.
7. Fujii, T., Koyama, S. H., Ndiwalana, N. M. and Nakamura, Y., 1990, Experimental study of gravity controlled condensation of condensation of binary vapor mixtures on a smooth horizontal tube, *Proc. Int. Heat Transfer Conf. 9th*, Vol. 3, pp. 109-114.
8. Hwang, S. M., Kim, K. K., Jung, D. and Kim, C. B., 1999, Condensation heat transfer coefficient of R22 alternative refrigerants on enhanced, *Society of Mechanical Engineers, B*, Vol. 22, pp. 3-10.
9. Honda, H., Takata, N., Takamatsu, H., Kim, J. S. and Usami, K., 2002, Condensation of downward-flowing HFC134a in a staggered bundle of horizontal finned tubes: effect of fin geometry, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 3-10.
10. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mechanical Engineer*, Vol. 75, pp. 3-9.
11. 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.
12. Signe, J. C., Bontemps, A. and Marvillet Ch., 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.
13. Jung, D., Kim, C. B., Hwang, S. M. and Kim, K. K., 1999, Condensation heat transfer coefficients of R22, R407C, and R410A on a horizontal plain, low fin, and turbo-C tubes, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 547-557.