

가연성 냉매의 외부 응축 열전달에 관한 연구

배 동 수, 하 중 철, 유 길 상, 정 동 수*†

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

A Study of External Condensation Heat Transfer of Flammable Refrigerants

Dongsoo Bae, Jongchul Ha, Gilsang Yoo, Dongsoo Jung*†

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

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

(Received February 4, 2004; revision received April 8, 2004)

ABSTRACT: In this study, external condensation heat transfer coefficients (HTCs) of flammable refrigerants of propylene, propane, isobutane, butane, DME, and HFC32 were measured on a horizontal plain tube, 26 fpi low fin tube, and Turbo-C tube. All data were taken at the temperature of 39°C with a wall subcooling of 3~8°C. Test results showed a typical trend that condensation HTCs of flammable refrigerants decrease with increasing wall subcooling. HFC32 had the highest HTCs among the tested refrigerants showing 44% higher HTCs than those of HCFC22 while DME showed 28% higher HTCs than those of HCFC22. HTCs of propylene and butane were similar to those of HCFC22 while those of propane and isobutane were similar to those of HFC134a. Based upon the tested data, Nusselt's equation is modified to predict the plain tube data within a deviation of 3%. For 26 fpi low fin tube, Beatty and Katz equation predicted the data within a deviation of 7.3% for all flammable refrigerants tested. The heat transfer enhancement factors for the 26 fpi low fin and Turbo-C tubes were 4.6~5.7 and 4.7~6.9 respectively for the refrigerants tested indicating that the performance of Turbo-C tube is the best among the tubes tested.

Key words: Flammable refrigerants(가연성 냉매), Horizontal plain tube(수평관), External condensation heat transfer coefficients(HTCs, 외부 응축 열전달계수), Enhanced tubes(촉진관), Enhancement ratio(열전달 촉진비)

기 호 설 명

A : 관의 공칭 열전달 면적 [m^2]
 A_f : 흰 표면의 면적 [m^2]
 A_r : 흰 사이 원관의 면적 [m^2]

D : 관 직경 [m]
 F : 상수
fpi : 흰밀도(fins per inch)
 g : 중력가속도 [$m s^{-2}$]
 h : 열전달계수 [$W m^{-2} K^{-1}$]
 h_{fg} : 증발잠열 [$kJ kg^{-1}$]
 k : 열전도도 [$W m^{-1} K^{-1}$]
 L_c : 특성길이 [m]
 P : 압력 [kPa]

† Corresponding author

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

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

T : 온도 [$^{\circ}\text{C}$ or K]
 ΔT : 벽면 과냉도 [$^{\circ}\text{C}$ or K]

그리스 문자

η : 흰 효율
 ρ : 밀도 [kg m^{-3}]
 μ : 점성계수 [$\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$]

하첨자

exp : 실험값
f : 포화액체
g : 포화기체
Nusselt : Nusselt 방정식
o : 흰 팁
pre : 예측값
r : 흰 뿌리

1. 서 론

지난 반 세기 동안 냉동/공조 산업계는 우수한 물성치와 특성 때문에 염화불화탄소(CFC)와 수소염화불화탄소(HCFC)들을 작동유체로 사용해 왔다. 그러나 최근에 이런 물질들 내의 염소원자가 성층권 오존을 파괴한다는 사실이 알려지면서 선진국을 중심으로 많은 국가들이 여러 분야에서 대체냉매를 사용하고 있다.⁽¹⁾ 현재 대체냉매로 사용중인 수소화불화탄소(HFC)들의 경우 오존층 파괴 염려는 없지만 지구 온난화와 연관이 있기 때문에 장기적인 측면에서 이들의 사용을 부정적으로 보는 시각도 있다. 특히 선진국들은 환경규제를 강화하고 있고 환경에 유해한 냉매를 사용한 제품의 자국 반입을 금지할 만큼 강력하게 대응하고 있으므로 HFC 이외의 다른 계열의 대체냉매를 생각하지 않을 수 없게 되었다.

이러한 국제적인 동향에 따라 현재 주목받고 있는 냉매 중 하나가 자연냉매이다. 자연냉매 중에서 탄화수소들은 오존층 파괴를 일으키지 않고 지구 온난화에 거의 영향을 미치지 않으므로 유럽의 선진국들을 비롯한 여러 국가에서 대체냉매로 사용할 가능성이 높다. 이미 유럽과 일본에서는 냉장고의 경우 대부분 이소부탄을 사용하고

있으며, 프로필렌이나 프로판을 히트펌프나 에어컨의 작동유체로 사용하기 위한 연구도 수행하고 있다. 본 논문에서는 이 같은 국제적 추세를 감안하여 탄화수소를 작동유체로 해서 평관과 낮은 환관, 그리고 Turbo-C 축진관에서 외부 응축 열전달 현상을 규명하려 한다.

지금까지 수행된 외부 응축 열전달 연구를 종합해 보면 대부분 작동유체로 수증기, n-펜탄, n-부탄, CFC-11, CFC-113 등의 유체를 독립적으로 사용하거나 몇 가지 냉매와 수증기 등의 유체를 함께 사용하여 열전달 성능을 평가하였다. 평관의 경우 Nusselt⁽³⁾는 응축액 유동이 층류라는 가정 하에서 처음으로 이론식을 개발하였고, 그 이후의 이론식들은 대부분 이 식의 형태를 유지하면서 상수 등을 수정해서 실험치를 예측하도록 했다. Nguyen and Orozco⁽⁴⁾는 R113을 작동유체로 해서 실험을 하여 냉각수 입구 온도가 낮을수록 열전달량은 증가하는 반면, 응축 액막의 두께가 증가하여 열전달계수가 감소함을 발견하였고, Cheng and Tao⁽⁵⁾와 Yilbas and Altuntop⁽⁶⁾는 각각 HFC152a와 HCFC21을 작동유체로 해서 실험한 결과 실험치들이 Nusselt⁽³⁾의 이론식과 비교해서 15% 이내에서 일치함을 보였다. 최근에 Joo et al., Jung et al.⁽⁷⁾ 및 Hwang et al.⁽⁸⁾은 CFC11, CFC12 및 HCFC22와 이것들의 대체냉매들에 대한 외부 응축 열전달계수를 측정하고 비교 평가하였다.

한편 낮은 환관 및 축진관에서 외부 응축 열전달에 관한 연구를 살펴보면 1948년에 Beatty and Katz⁽⁹⁾는 응축이 중력에 의해서만 일어나고 응축액이 역류하지 않는다는 가정 하에 Nusselt⁽³⁾ 식을 바탕으로 하여 실험에 의한 이론식을 만들었다. Rudy and Webb⁽¹⁰⁾은 낮은 환관과 열전달 축진관에서 작동유체로 n-펜탄, CFC11, 수증기를 사용하여 응축액 역류에 대해 연구하였으며, 흰 표면에서의 응축은 표면장력에 의해서 이루어진다는 가정 하에 응축 열전달계수를 예측하였다. 한편, Kim et al.⁽¹¹⁾은 CFC11을 사용하여 낮은 환관에서 흰 높이가 클수록 응축액의 역류량이 증가함을 증명하였으며, 1996년에 Joo et al.⁽¹²⁾은 CFC11과 HCFC123, HCFC141b를 사용하여 여러 종류의 낮은 환관에 대해 응축 열전달 실험을 수행하여 그중 28 fpi 낮은 환관이 가장 높은 열전달계수를 가짐을 보였다. 1999년에 Hwang et al.⁽¹³⁾

은 CFC12의 대체냉매인 HFC134a에 대한 실험을 하였고, Webb and Murawski⁽¹⁴⁾는 여러 종류의 축진관과 낮은 환관 중 최적의 환 밀도를 가진 것으로 인식되고 있는 26 fpi 낮은 환관을 사용하여 CFC11에서 응축 열전달 실험을 수행하였고, 그중에서 톱니모양의 Turbo-C 축진관이 가장 높은 열전달계수를 보임을 증명하였다.

지금까지 발표된 외부 응축 열전달 연구를 종합해 볼 때 초기의 수증기, 에탄올, 메탄올 등에 관한 연구에서부터 최근의 CFC, HCFC 및 HFC 등에 관한 연구에 이르기까지 다양한 작동유체를 적용했지만 탄화수소를 포함한 가연성 냉매에 관한 집중적이고도 조직적인 연구는 거의 없었다.

따라서 본 연구에서는 가연성 냉매 중 탄화수소인 프로판(R290), 프로필렌(R1270), n-부탄(R600), i-부탄(R600a)과 또 다른 종류의 가연성 냉매인 DME(RE170)와 HFC32의 외부 응축 열전달계수를 평관, 26 fpi 낮은 환관, Turbo-C 축진관에서 측정하여 산업체에서 필요로 하는 데이터를 제공하고 여러 냉매의 성능을 비교 분석하려 한다.

2. 실험장치 및 냉매

2.1 실험장치

본 연구는 Jung et al.⁽⁷⁾과 Hwang et al.⁽⁸⁾이 수행한 연구의 후속 연구로서 실험장치와 실험용 튜브의 제원, 튜브 제작방법, 실험방법 등이 동일하므로 여기에서는 간단하게 실험장치의 개략도와 실험 튜브의 제원 등만을 소개하려 한다. 자세한 내용은 Jung et al.⁽⁷⁾과 Hwang et al.⁽⁸⁾의 논문을 참조하기 바란다.

Fig. 1에 있듯이 본 연구에서 사용한 실험장치는 냉매 순환회로, 주실험부 냉각수 순환회로, 보조 열교환기 냉각수 순환회로 세 부분으로 구성되었다. 냉매 순환회로에서 실험장치 하단의 보일러는 액체상태의 냉매를 가열하여 증기를 발생

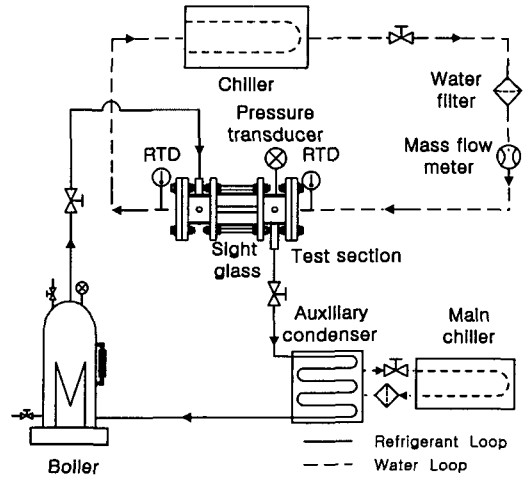


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

시키고 여기서 발생한 포화증기는 주실험부로 들어간다. 포화증기는 실험관 내부를 흐르는 냉각수와 대향류를 유지하면서 응축한다. 또한 응축액과 응축되지 않은 증기는 주실험부 밑에 있는 보조 열교환기에서 완전히 응축하여 다시 보일러로 들어간다. 주실험부 냉각수 순환회로를 구성하기 위해 온도편차가 작은 3.4kW 칠러를 사용하였고, 보조 열교환기 냉각수 순환회로를 구성하기 위해 10kW 칠러와 판형 열교환기를 사용하였다. 보일러는 스테인레스 스틸로 제작하고 포화증기를 만들기 위해 3.5kW 전기히터를 내부에 설치하였다. 주실험부는 고압에 견디도록 길이 290mm, 내경 80mm인 스테인레스 스틸 관으로 제작하였다. 주실험부 내의 포화증기 온도는 5개의 T-type 열전대로 측정하였고 압력은 정밀 압력 변환계로 측정하였다. 주실험부에서 냉각수 입구와 출구 온도차는 0.01°C의 정밀도를 갖는 RTD를 사용하여 측정하였고 고정밀도의 유량계를 사용하여 냉각수 유량을 측정하였다. 실험에 사용된 T-type의 열전대들은 0.01°C의 정밀도를 갖는

Table 1 Specifications of experimental tubes (Units: mm)

Tube	Outside diameter	Fin height	Fin thickness		Fins/inch	Fins/meter
			Tip	Base		
Smooth	19.05	-	-	-	-	-
Low fin	18.90	1.21	0.25	0.58	26	1024
Turbo-C	18.90	0.76	0.25	0.35	42	1654

Table 2 Saturation properties of tested refrigerants at 39°C

Refrigerant	P_{sat} (kPa)	ρ_f (kg m^{-3})	ρ_g (kg m^{-3})	c_{p_f} ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	h_{fg} (kJ kg^{-1})	k_f ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	μ_f ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)
HFC32	2418	898	71.2	2.143	239.6	0.1234	99.2
Propylene	1615	479	34.8	2.861	305.4	0.0993	83.6
Propane	1338	469	29.5	2.928	308.6	0.0863	83.4
DME	862	633	18.2	2.462	376.9	0.1300	146.2
Isobutane	517	533	13.3	2.553	313.3	0.0896	130.0
Butane	369	556	9.2	2.534	346.3	0.1016	140.0

RTD를 이용하여 모두 보정하였다. 열전달 튜브 표면의 온도는 위, 아래, 옆에서 세 개의 열전달을 이용하여 표면에서 밑으로 1.5 mm 되는 지점에서, 그리고 길이 방향으로는 관의 중심부에서 측정하였다. 열전달 튜브 제작 등에 대한 상세한 내용은 Jung et al.⁽⁷⁾과 Hwang et al.⁽⁸⁾의 논문을 참조하기 바란다.

본 실험에서는 평관, 26 fpi 낮은 환관, Turbo-C 축진관을 사용하였으며, Table 1은 이것들의 제원을 보여준다.

본 연구에서는 프로판, 프로필렌, n-부탄, i-부탄, DME, HFC32 등 여섯 개 냉매에 대해 포화 증기 온도를 39°C로 일정하게 유지하면서 벽면의 온도를 31~36°C로 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다.

Table 2는 포화 온도 39°C에서 증기압 순서에 따른 냉매들의 물성치를 보여주며 이것들은 모두 NIST REFPROP 6.0⁽¹⁵⁾ 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⁽¹⁶⁾이 제안한 방법을 사용하여 불확실성을 계산하였다. 일반적으로 실험 데이터의 불확실성은 벽면 과냉도가 감소할수록 증가하며 본 연구에서는 모든 데이터에 대해 불확실성이 8% 이하로 나타났다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 평관에서의 실험

Fig. 2는 평관에서 얻은 실험결과를 보여준다. 본 실험에서 취한 가연성 냉매의 열전달계수를 현

재 가장 많이 쓰이고 있는 HFC134a와 HCFC22의 열전달계수와 비교하기 위해 Jung et al.⁽⁷⁾과 Hwang et al.⁽⁸⁾이 취한 HFC134a와 HCFC22 데이터도 함께 나타냈다. 벽면 과냉도에 따른 외부 응축 열전달계수를 살펴보면 가연성 냉매의 경우에도 기존의 다른 냉매들과 마찬가지로 벽면 과냉도가 증가할수록 열전달계수가 감소하는 전형적인 결과를 보였다.

가연성 냉매 중 특히 HFC32는 지금까지 본 연구실에서 실험한 모든 냉매 중 가장 높은 열전달계수를 보였으며 가정용 에어컨에 사용되는 HCFC22와 비교했을 때 평균 44% 정도 높은 것으로 나타났다. 이것은 Nusselt⁽³⁾의 이론식, 식(1)에서 보는 바와 같이 HFC32의 경우 응축 열전달계수에 영향을 미치는 물성치들이 매우 우수하기 때문인 것으로 생각된다. HFC32는 Table 2에 나타난 바와 같이 Fig. 2에 있는 냉매들 중 포화액

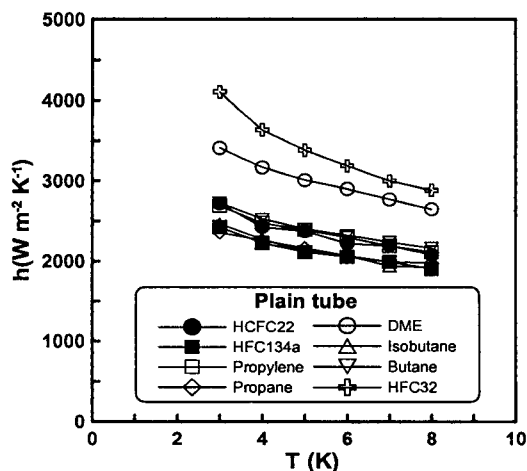


Fig. 2 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a plain tube.

체 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 추정된다.

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

한편 DME는 HFC32 다음으로 높은 열전달계수를 나타냈으며 HCFC22와 비교했을 때 약 28% 정도 높은 것으로 나타났다. DME는 Table 2에서 나타난 것 같이 액체의 열전도도 k_f 가 가장 높기 때문에 외부 응축 열전달계수가 상대적으로 높은 것으로 생각된다. 끝으로 프로필렌과 n-부탄은 HCFC22와 비슷한 열전달계수를 갖는 것으로 나타났으며 프로판과 i-부탄의 열전달계수는 HFC134a와 비슷하고 HCFC22보다는 9% 정도 낮은 것으로 나타났다.

3.2 평관에서 순수냉매의 상관식

Fig. 3은 본 연구 및 선행 연구에서 취한 CFC, HCFC, HFC, 탄화수소 등 11개 냉매의 실험치와 평관에서의 Nusselt⁽³⁾의 이론식을 비교한 결과를 보여준다.

Fig. 3에서 드러난 바와 같이 모든 냉매의 응축 열전달계수는 Nusselt⁽³⁾의 이론치보다 평균 8.1% 높은 것으로 나타났다. 이것은 Nusselt⁽³⁾의 이론식을 유도할 때 도입한 액막의 유동이 층류라는 가정이 실제와 다르기 때문으로 사료된다. 실험시 가시창을 통해 살펴본 결과 관의 표면에서 액막은 파형을 이루면서 난류를 보이고 있다.⁽⁷⁾

본 연구와 선행 연구에서는 CFC, HCFC, HFC, 가연성 냉매 등 현재 냉동/공조 산업계에서 고려할 수 있는 모든 냉매의 열전달계수를 취하였으므로 이를 바탕으로 Nusselt 식에서 상수를 변경하여 산업체에서 응축기 설계시 쉽게 열전달계수를 예측할 수 있는 예측식(2)을 제시하고자 한다.

$$h_{pre} = 0.79 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g) g k_f^3 h_{fg}}{\mu_f \Delta T D} \right]^{1/4} \quad (2)$$

식(2)는 액막의 유동이 난류라는 점을 고려하여 Nusselt⁽³⁾의 상관식의 상수를 9% 상향 조정한

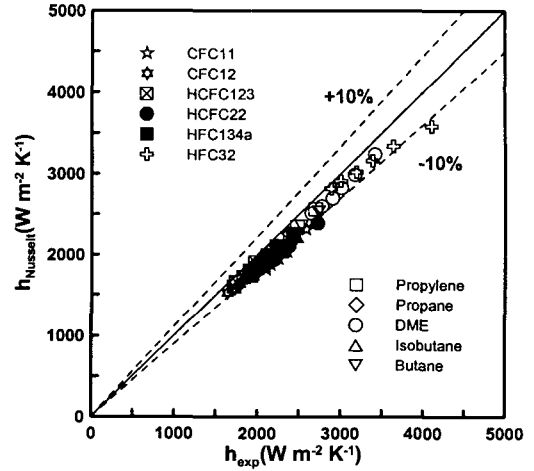


Fig. 3 Comparison of the present data with Nusselt's equation.

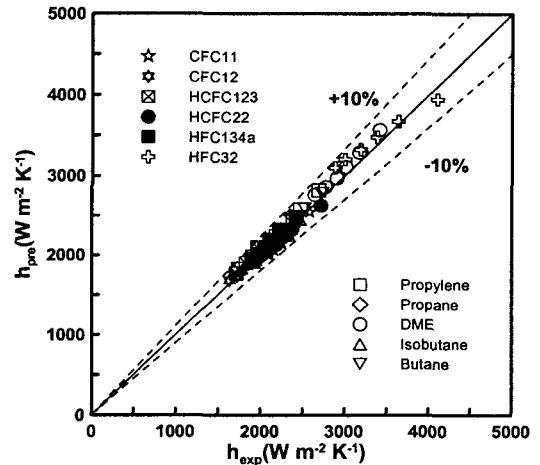


Fig. 4 Comparison of various refrigerants' data with a modified Nusselt equation.

것으로 이 식을 사용하여 측정치를 예측하면 Fig. 4에 나타난 것처럼 11개 냉매에 대해 평균 3% 이내에서 정확하게 예측할 수 있다.

3.3 낮은 핀관 및 축진관에서의 실험

Figs. 5~6은 26 fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관에서 취한 가연성 냉매의 열전달계수를 보여준다. 특히 Turbo-C 축진관의 경우 표면형상이 3차원이기 때문에 26 fpi 낮은 핀관에 비해 응축액이 적게 억류되어 액막이 얇기 때문에 응축 열전

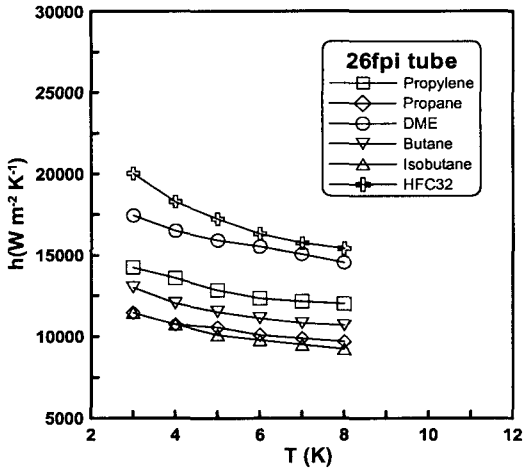


Fig. 5 Condensation HTCs as a function wall subcooling on a 26 fpi low fin tube.

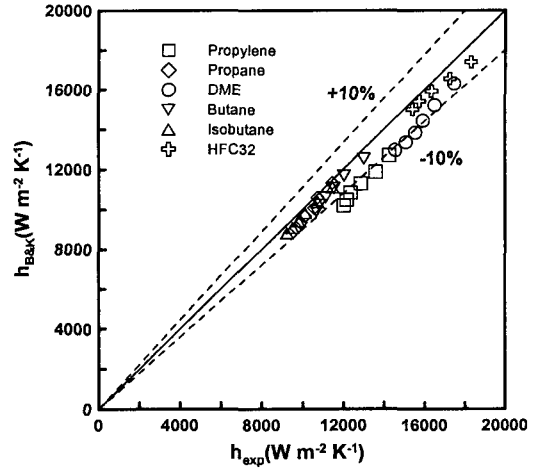


Fig. 7 Comparison of the Beatty and Katz's correlation on a 26 fpi low fin tube.

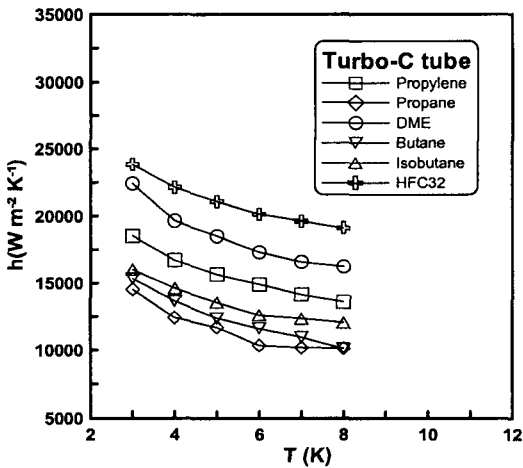


Fig. 6 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a Turbo-C tube.

달계수가 높은 것으로 나타났다.⁽⁸⁾

Fig. 7은 26 fpi 낮은 환관에서 취한 실험치와 Beatty and Katz⁽⁹⁾의 상관식, 식(3)으로 구한 이론치를 비교해서 보여주는데, HC 계열의 냉매들인 Propylene, Propane, DME, Butane, Isobutane의 각각의 실험치와 이론치는 12.7%, 4.1%, 9.5%, 4.6%, 3.6%로 평균 6.9% 내에서 정확하게 일치하고 있다. 또한 HFC 계열의 냉매인 HFC32도 Beatty and Katz⁽⁹⁾의 상관식과 실험치를 비교한 결과 4.1%로 Propane과 비슷한 결과가 나타났다.

이러한 결과로부터 HFC와 HC 계열의 냉매는

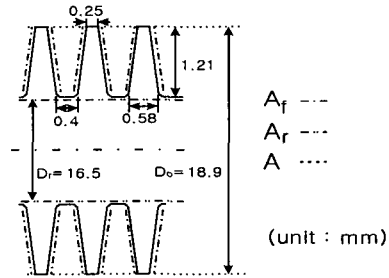


Fig. 8 Geometric specification of a 26 fpi low fin tube.

평균 10% 이내의 오차범위에서 Beatty and Katz⁽⁹⁾의 상관식을 잘 예측한다고 볼 수 있다.

하지만 Fig. 7에서도 볼 수 있듯이 Beatty and Katz⁽⁹⁾의 상관식은 환 사이의 표면장력을 고려하지 않았기 때문에 대부분의 냉매에 대해 실험치를 과소평가하는 경향을 보였다. Fig. 8은 본 연구에서 사용한 26 fpi 낮은 환관의 형상과 재원을 나타낸 것이다.

$$h = 0.689F^{0.25} \left[\frac{A_r}{A} \frac{1}{D_r^{0.25}} + 1.3\eta \frac{A_f}{A} \frac{1}{L_c^{0.25}} \right] \quad (3)$$

여기에서 η 는 핀효율로서 1.0에 가까워 계산에서는 1.0으로 가정하였다.

$$F = \frac{k_f^3 \rho_f^2 g h_{fg}}{\mu_f \Delta T} \quad (4)$$

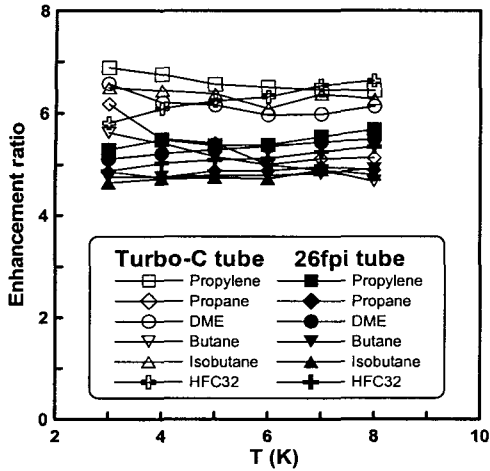


Fig. 9 Enhancement ratios of 26 fpi low fin and Turbo-C tube.

$$L_c = \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4D_o} \quad (5)$$

끝으로 열전달 촉진관의 열전달 촉진비(Enhancement ratio)를 살펴보았다. 여기서 촉진비란 동일한 조건에서 얻은 열전달 촉진관의 열전달계수를 평관의 열전달계수로 나눈 값으로 촉진관을 사용할 때 열전달이 얼마나 촉진되었는가를 보여주는 계수이다. Fig. 9는 26 fpi 낮은 환관과 Turbo-C 촉진관의 열전달 촉진비를 보여준다.

26 fpi 낮은 환관과 촉진관(Turbo-C관)의 촉진비를 살펴보면 26 fpi 낮은 환관의 경우에는 4.6~5.7, Turbo-C 촉진관의 경우에는 4.7~6.9를 기록하여 Turbo-C 촉진관의 열전달 성능이 가장 높음을 보여주었다.

4. 결 론

본 연구에서는 포화증기 온도 39°C에서 가연성 냉매인 프로판, 프로필렌, n-부탄, i-부탄과 DME, HFC32 등의 외부 응축 열전달계수를 평관과 26 fpi 낮은 환관, 그리고 Turbo-C 촉진관을 사용하여 측정하였으며, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실험 냉매 중 HFC32의 열전달계수가 가장 높게 나타났고 HCFC22와 비교해서 44% 높았다. DME의 열전달계수도 HCFC22보다 28% 정도 높

게 나타났는데 이것은 두 냉매의 물성치가 다른 냉매들에 비해 상대적으로 우수하기 때문인 것으로 판단된다.

(2) 프로필렌과 n-부탄의 열전달계수는 HCFC22의 열전달계수와 비슷했으며 프로판과 i-부탄의 열전달계수는 HCFC22에 비해 9% 낮았고 HFC-134a와는 비슷했다.

(3) 본 연구 및 선행 연구의 실험치를 근간으로 해서 Nusselt⁽³⁾의 상관식의 상수를 수정하여 CFC, HCFC, HFC, 탄화수소, DME 등 11개 냉매의 데이터를 평균 3% 이내에서 잘 예측할 수 있게 했다.

(4) 26 fpi 낮은 환관의 경우 기존의 상관식으로 구한 이론치와 가연성 냉매의 실험치가 7.3% 내에서 서로 일치하였다.

(5) 본 실험에서 사용한 모든 가연성 냉매에 대해 26 fpi 낮은 환관과 Turbo-C 촉진관의 열전달 촉진비는 각각 4.6~5.7, 4.7~6.9로 나타나서 Turbo-C 촉진관의 열전달 성능이 가장 우수한 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 인하대학교와 대학원의 후원으로 수행되었으며, 이에 관계자들에게 감사를 드린다.

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. Zhu R. and Wu Y., 2002, Application of nature working fluids in refrigeration in china, natural working fluid 2002: 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference, pp. 401-407.
3. Nusselt, W., 1916, Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, Z. Ver. Deut. Ing., 60, p. 541.
4. Nguyen, T.-N. and Orozco, J. A., 1994, Condensation of R-113 on enhanced surfaces, ASHRAE Trans. 100, Part 1, pp. 736-743.
5. Cheng, B. and Tao, W. Q., 1994, Experi-

- mental study of R-152a film condensation on single horizontal smooth tube and enhanced tubes, *J. of Heat Transfer* 116, pp. 266-270.
6. Yilbas, B.S. and Altuntop, N., 1990, Condensing heat transfer of freon-21 on plain horizontal tubes, *Indian Journal of Technology* 28, pp.100-106.
 7. 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, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 22, pp. 548-557.
 8. 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.
 9. 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.
 10. Rudy, T.M. and Webb, R.L., 1985, An analytical model to predict condensate retention on horizontal integral-fin tubes, *J. of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 361-368.
 11. 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.
 12. Joo, J.K., Cho, S.J., Jung, D.S. and Kim, C.B., 1997, Condensation heat transfer coefficients of CFC-11 and its alternative refrigerants, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B*, Vol. 21, No. 6, pp. 830-840.
 13. 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.
 14. Webb, R.L. and Murawski, C.G., 1990, Row effect for R-11 condensation on enhance enhanced tubes, *Transactions of the ASME*, Vol. 112, pp. 768-776.
 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. Kline, S.J. and McClintock, F.A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mechanical Engineer*, Vol. 75, pp. 3-9.