

열전달 촉진관에서 CFC-11 및 CFC-12 대체냉매의 응축 열전달 특성 연구

Condensation heat transfer characteristics of alternative refrigerants for CFC-11, CFC-12 for enhanced tubes

조 성 준*, 황 수 민*, 정 동 수**, 김 종 보**
S. J. Cho, S. M. Hwang, D. S. Jung, J. B. Kim

Key words : Low fin tube(낮은 핀관), Turbo-C enhanced tube(터보-C 촉진관), Alternative refrigerant(대체냉매), Condensation heat transfer(응축 열전달), CFC-11, HCFC-123, CFC-12, HFC-134a

Abstract

In this study, condensation heat transfer coefficients(HTCs) of a plain tube, low fin tube, and Turbo-C enhanced tube for CFC-11, HCFC-123, CFC-12, HFC-134a are measured and compared against each other. All data are taken at the vapor temperature of 39°C with a wall subcooling temperature 3~8°C. Test results show that HTCs of a low vapor pressure refrigerant, HFC-123, for a plain, low fin, and Turbo-C tubes are 10.5~20.5%, 8.2~12.2%, 16.5~19.2% lower than those of CFC-11, respectively. On the other hand, HTCs of a medium vapor refrigerant, HFC-134a, for a plain, low fin, and Turbo-C tubes are 20.6~31.8%, 0.0~8.0%, 13.2~20.9% higher than those of CFC-12, respectively. For all refrigerants tested, HTCs of Turbo-C tube are the highest among the three tubes showing almost 8 times increase in HTCs as compared to those of a plain tube. Nusselt's prediction equation for a plain tube yielded 12% deviation for all plain tube data while Beatty and Katz's prediction equation for a low fin tube yielded 20% deviation for all low tube data.

기 호 설 명

A : 전열면적(m²)
Cp : 정압비열(kJ/kg°C)

D : 실험관의 지름(m)
fpi : 핀밀도(fins per inch)
g : 중력가속도(m/sec²)
h : 열전달계수(W/m²°C)
h_{fg} : 증발잠열(kJ/kg)
k : 열전도도(W/m°C)
L : 실험관 길이(m)

* 인하대학교 대학원

** 정희원, 인하대학교 기계공학과

\dot{m}	: 냉각수 유량(g/s)
Q	: 열량(W)
r	: 반경(m)
T	: 온도(°C)
ΔT	: 벽면과냉도(°C)

그리스문자

σ	: 표면장력(N/m)
ρ	: 밀도(kg/m ³)
μ	: 점도(Pa s)
η	: 핀효율

하첨자

c	: 특성길이
cal	: 계산치
cw	: 냉각수
cwi	: 냉각수 입구
cwo	: 냉각수 출구
exp	: 실험치
f	: 액체
g	: 증기
lf	: 낮은 핀관
o	: 공칭외경
p	: 평관
r	: 핀뿌리
s	: 표면
t	: 열전대
tc	: Turbo-C 축진관
tube	: 동관

1. 서 론

열역학적 성질을 비롯하여 물리·화학적 성질 등이 우수한 염화불화탄소(CFC)는 지난 반세기 동안 냉동/공조기의 냉매로 뿐만이 아니라 여러 산업 분야에서 세정제, 발포제, 분사추진제 등으로 널리 사용되어 왔다. 그러나 CFC가 성층권내의 오존층을 붕괴시켜 인류의 건강을 위협하며 생태계를 파괴하는 것으로 밝혀지면서 1987년에 몬트리얼 의정서가

마련되어 이들에 대한 국제적 규제가 시작되었다.⁽¹⁾ 그 후 몬트리얼 의정서는 몇 차례의 개정과 조정 과정을 거쳐 선진국의 경우에는 1996년 1월부터 CFC를 전면 폐기시키기로 합의하였고, 한국과 같이 개발도상국으로 분류된 국가의 경우에는 10년의 유예 기간을 갖되 1999년부터는 CFC 사용량을 동결하기로 합의하였다.

한편 최근에는 오존붕괴 문제와 더불어 지구온난화 역시 인류의 생존을 위협하는 중요한 문제로 부각되고 있고, 1997년의 교토 의정서를 위한 국제회의에서는 염화불화탄소, 수소화염화불화탄소(HCFC), 수소불화탄소(HFC)를 포함하는 각종 불화탄소들이 지구온난화에 미치는 영향 등도 논의된 바 있다.⁽²⁾ 한국의 경우 지난 10년간 소득 및 생활수준이 꾸준히 향상되면서 냉동/공조기에 대한 필요가 급증하였고, 국외로의 수출도 크게 신장하여 이제 냉동/공조 산업은 고부가가치 산업으로 인식되고 있다. 이같은 국내의 상황하에서 여러 가지 국제적 환경 규제에 효과적으로 대응하며 생산성을 높이기 위해서는 오존층 붕괴를 일으키지 않고 동시에 에너지 효율이 높은 대체냉매를 사용하는 냉동/공조기를 개발하는 것이 필수적이다.

냉동공조기에는 열교환기가 필수 요소이며 에너지 효율의 증대를 위해서는 무엇보다도 열교환기의 성능을 개선시켜야만 한다. 본 연구에서는 건물내 공기조화에 쓰이는 원심식 칠러나 왕복동식 칠러의 응축기의 성능 증대에 초점을 맞추어 열전달 축진관의 응축 열전달 특성에 대해 살펴보려 한다.

일반적으로 열교환기의 성능을 향상시키기 위해서는 코팅 표면(Coated surfaces), 거친 표면(Rough surfaces), 코일 튜브(Coiled tubes), 선회 흐름 장치(Swirl flow), 그리고 전열면적을 넓힌 낮은 핀관(Integral-low fin) 등을 사용할 수 있다.⁽³⁾ 이 중에서 낮은 핀관은 1940년대 후반에 개발되어 칠러의 셸-튜브 열교환기에서 상업적으로 널리 이용되어 왔다. 1948년에 Beatty와 Katz⁽⁴⁾는 수직면과 수평면에서 Nusselt 식을 이용하여 낮은 핀관의 응축 열전달계수를 예측하는 이론식을 처음으로 개발하였다. 이 이론식은 응축액이 역류하지 않는다는 가정 하에 표면장력을 무시하고 중력만을 고려하여 개발된 것이다.

한편 1980년에 Carnavos⁽⁵⁾는 CFC-11을 사용하여 낮은 핀관의 최적 핀밀도를 규명하였으며, 1985년에 Yau⁽⁶⁾는 CFC-12를 사용하여 핀 간격과 높이를 바꾸어 가면서 실험하였다. 1985년에 Rudy와 Webb⁽⁷⁾는 CFC-11, n-pentane을 사용하여 세 개의 낮은 핀관에서 응축액의 역류로 인해 실제 응축 면적이 감소된다는 사실을 밝혔다. 1989년에 Michael 등⁽⁸⁾은 평판과 단면이 직사각형이며 핀밀도가 1인치당 26개(fins per inch, fpi)인 낮은 핀관에서 CFC-113의 열전달계수를 측정하였고, 1990년에 Sukhatme 등⁽⁹⁾은 작동유체로 CFC-11을 사용하여 핀밀도, 핀높이, 그리고 핀 팁 반각을 조직적으로 변화시켜 가면서 최적의 핀밀도를 규명하였다.

한편 국내에서는 1995년에 김내현 등⁽¹⁰⁾이 CFC-11을 사용하여 세 가지 종류의 낮은 핀관을 실험한 결과 핀 높이가 커질수록 응축액의 역류량이 증가함을 증명하였다. 1996년에 주재길 등⁽¹¹⁾은 CFC-11과 그 대체냉매인 HCFC-123, HCFC-141b를 사용하여 여러 개의 낮은 핀관에서 응축 열전달 현상을 실험하였고 그 중에서 28fpi의 핀밀도를 갖는 낮은 핀관이 가장 높은 응축 열전달계수를 나타냄을 보고하였다.

최근에는 2차원의 핀형상을 지닌 낮은 핀관뿐만 아니라 3차원의 핀형상을 지닌 촉진관에 대한 연구도 수행되고 있으며, 특히 톱니모양의 핀 형태를 지닌 Turbo-C 촉진관에 대한 연구가 활발한 편이다. 예를 들어 1996년에 Webb와 Murawski⁽¹²⁾는 여러 종류의 촉진관과 낮은 핀관 중 최적의 핀밀도를 가진 것으로 인식되고 있는 26fpi 낮은 핀관을 사용하여 CFC-11에서 응축 열전달 실험을 수행하였고, 그 중에서 톱니모양인 Turbo-C 촉진관이 가장 높은 열전달계수를 보임을 증명하였다.

이처럼 표면의 형상에 따른 열전달계수의 변화를 살펴보는 연구 외에도 물성치에 따른 열전달계수의 변화를 살펴보는 연구도 수행되었다. 1954년에 Gregor⁽¹³⁾는 막 응축에서 핀 형태가 적당한 곡선을 가지게 되면 핀 형상에 따라 표면장력에 의해 응축액이 추출된다는 점을 처음으로 밝히고, 불룩한 표면 형태의 응축관을 제시하였다. 1982년에 Webb

등⁽¹⁴⁾은 중력보다 표면장력이 핀 표면의 응축흐름에 더 많은 영향을 미치는 것을 확인함과 동시에 더욱 진보된 형태의 응축관을 개발하였다. 1990년에 Adamek와 Webb⁽¹⁵⁾는 중력에 의해 밀로 처진 응축액이 불룩한 면에서 표면장력에 의해 추출된다고 주장하였고, 낮은 핀관에서 응축 열전달계수를 예측하는 상관식을 개발하기도 했다. 한편 1992년에 Honda 등⁽¹⁶⁾은 응축 현상을 표면장력에 의해 매우 얇은 응축막이 형성되는 튜브 상부, 응축액이 흐르는 튜브 측면부, 그리고 핀 사이에 액이 역류되어 있는 튜브 하부에서의 현상으로 크게 나누어 각 부분에서의 열전달 특성을 분석하였다. 1996년에 Cavallini⁽¹⁷⁾는 단일냉매인 CFC-11, CFC-113에 대해 전단력의 효과를 실험하여 전단력이 액막의 두께를 감소시키지만, 튜브 밑부분에 역류된 부분에는 영향을 미치지 않는다고 주장하였다. 이러한 연구들을 통해 응축면적과 중력 못지 않게 표면장력이 응축액막을 얇게 만들어 응축열전달을 증대시키기도 하고, 핀사이에 응축액을 역류시켜 응축 열전달을 감소시키기도 하여 응축 열전달에 크게 영향을 미친다는 것이 입증되었다.

위에서 살펴본 바와 같이 지금까지의 연구결과를 대개 물, n-pentane과 같은 유체나 오존층 붕괴로 인해 전면 폐기시켜야만 하는 CFC 냉매들에 국한되어 있을 뿐만 아니라 주로 전열면적을 증가시켜 열전달 향상을 꾀하는 낮은 핀관에서 핀의 높이, 간격, 팁 형상 등의 변화에 따른 효과에 그 초점을 맞춘 것들이다. 날로 환경문제가 심각해지고 있는 이 시점에서 오존층을 붕괴시키지 않고 지구 온난화지수가 낮아 CFC 대체냉매로 부각되고 있는 냉매에 대해 열전달 특성이 우수한 열전달 촉진관의 응축 열전달 특성을 살펴본 연구는 거의 없는 실정이다. 이에 본 연구에서는 주로 원심식 칠러에 사용되어온 저압의 CFC-11과 이의 과도기적 대체냉매로 유력한 HCFC-123, 그리고 원심식 및 왕복동식 칠러에 사용되어온 중압의 CFC-12와 장기적으로 이를 대체할 수 있는 HFC-134a를 작동유체로 하여 평판, 낮은 핀관, 그리고 Turbo-C 촉진관의 응축 열전달 특성을 살펴보려 한다.

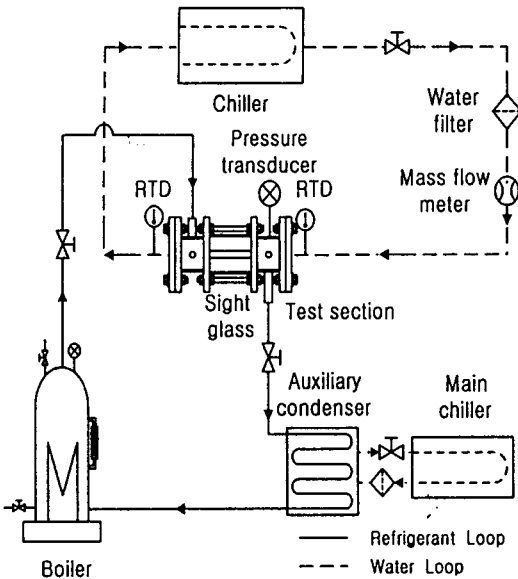


Fig.1 Schematic diagram of the experimental apparatus

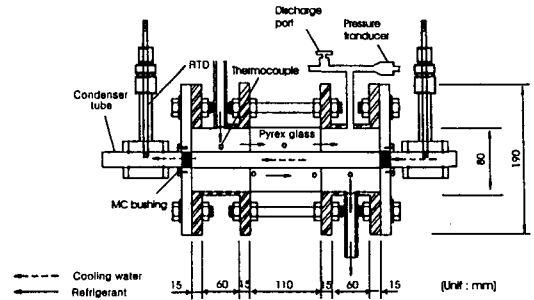


Fig.2 Details of the main test section

Table 1 Specifications of the low fin tube and Turbo-C tube

Tube type	Outside diameter (mm)	Fin height (mm)	Fin thickness		Fins/m
			at tip (mm)	at base (mm)	
Low fin	18.9	1.21	0.25	0.58	1,024
Turbo-C	18.9	0.76	0.25	0.35	1,654

2. 실험

2.1 실험 장치

Fig.1은 저압 및 중압 냉매의 응축 열전달계수를 측정하기 위한 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 냉매 순환 회로와 냉각수 순환 회로로 구성하였다.

먼저 냉매 순환 회로를 보면, 실험장치의 하단부에 설치된 보일러에서 전기 히터로 액체 냉매를 가열하여 증기를 발생시켰고, 포화 증기는 연결관을 통해 주실험부로 유입되어 응축관 내부를 흐르는 냉각수와 대향류를 이루며 열교환을 하여 액체로 응축되게 했다. 한편 응축액은 응축되지 않은 잉여 증기와 함께 대용량의 보조 응축기(관형 열교환기 사용)로 유입된 후 과냉 되어 보일러로 들어가도록 했다. 냉매 증기를 응축시키는데 필요한 냉각수는 0.1℃의 정밀도를 갖는 두 대의 외부 칠러에서 공급하도록 했다.

Fig.2에서 볼 수 있듯이, 주실험부의 내경은 80mm이며 응축 현상을 관찰하기 위해 중간에 길이 110mm의 강화 유리관을 설치하였고, 양 끝 부분은 실험관을 용이하게 바꾸기 위해 플랜지가 달린 스테인레스 스틸관으로 구성하였다. 본 실험에서는 평균, 26fpi

의 핀밀도를 갖는 낮은 핀관, 그리고 Turbo-C 축진관의 성능을 측정하였고 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관은 전문 제조업체에 의뢰하여 실제 응축기에 사용하는 관을 받아 그대로 사용하였다. Fig.3은 낮은 핀관과 Turbo-C관의 단면과 표면 형상을 보여주며, Table 1은 이들의 사양을 보여준다.

열전달계수를 측정하려면 열전달 튜브의 표면온도를 측정해야 하지만 튜브 표면에 직접 열전대를 붙이면 표면의 조건이 크게 달라져 열전달계수에 큰 영향을 미치게 된다. 이에 본 연구에서는 관표면으로부터 약 1mm 정도 떨어진 곳에서 직접 온도를 측정할 수 있는 방법을 개발하였다. 이를 위해 먼저 외경이 15.9mm, 두께가 2mm인 매끈한 동관 표면에 두께가 0.64mm인 밀링 커터로 상부 하부 측면부 세 곳에 90° 간격으로 길이 방향으로 관 전체에 홈을 냈다.(Fig.4 참조) 그 뒤 밀링 가공한 이 동관을 실험관에 꼭 끼게 삽입하고 홈에다 스테인레스 스틸 철사를 삽입한 뒤 은납으로 두 관을 용접하였다. 그 뒤 철사를 빼내면 실험관에서 약 1mm 떨어진 곳에 직경 0.5mm의 열전대가 들어갈 수 있는 홈이 생기게 된다.(Fig.4 참조) 두 개의 관이 은납으로 확실하게 용접되지 않으면

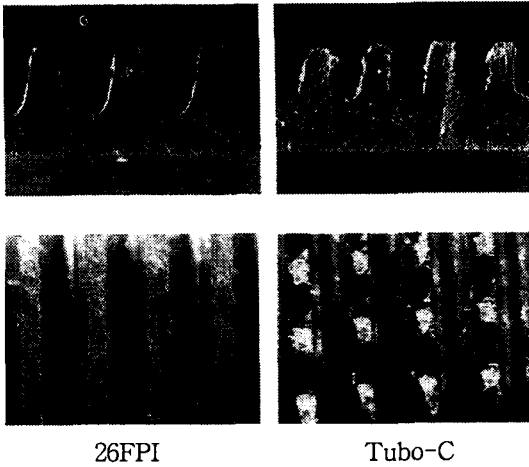


Fig.3 Cross sections and surfaces of Integral Low Fin Tube and Turbo-C Tube

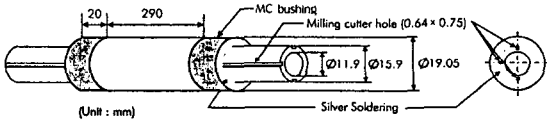


Fig.4 Detailed description of heat transfer tube

열전달계수가 크게 달라지므로 여러 번의 실험을 거쳐 여러 부분의 단면을 잘라 내어 두 관이 모든 부위에서 확실히 용접된 것을 확인하고 실험관으로 채택했다.

냉각수가 실험관의 내부로 흐르며 냉매 증기로부터 열을 흡수할 때 양끝의 플랜지와 관이 닿는 부분에서 열이 플랜지로 흘러 들어가는 것을 막기 위해 실험관과 플랜지 사이에 열전도도가 매우 낮은 나일론(Monomer Cast Nylon, 20mm×1.5mm) 부싱을 설치하여 응축이 오직 관의 실험부 부위에서만 발생하도록 했다.(Fig.3 및 4 참조) 한편 냉각수가 흐르는 실험관의 내부에 외경 8mm, 내경 6mm인 코일 스프링을 삽입하여 냉각수의 흐름을 난류로 만들어 벽면에서의 열전달 저항을 최대한으로 줄여 실험관 전체에 걸쳐 열전달계수가 균일하게 측정되도록 했다. 끝으로 주실험부의 열손실을 차단하기 위해 단열능성이 뛰어난 아마플렉스 단열재를 사용하여 단열시켰다.

2.2 계 측

응축 열전달계수를 정확히 측정하기 위해서는 무엇보다도 실험관에서 냉각수가 얻은 열량을 정확히 측정해야한다. 주실험부에서 냉각수가 얻은 열량 Q는 다음의 식에 의해 구했다.

$$Q = \dot{m}_{cw} C_{p,cw} (T_{cwo} - T_{cwi}) \quad (1)$$

여기에서 \dot{m}_{cw} , $C_{p,cw}$, T_{cwi} , T_{cwo} 는 주실험부를 흐르는 냉각수의 유량, 비열, 입구 및 출구 온도이다.

본 실험에서는 0.2%의 정밀도를 갖는 정밀 질량유량계(Coriolis Type)로 냉각수의 유량을 측정하였다. 계측기를 보호하고 이물질이 흐르는 것을 막아 냉각수의 비열이 일정하게 유지되도록 하기 위해 외부 칠러에서 나온 냉각수는 세밀한 필터를 통과하게 하였고, 식 (1)의 비열을 냉각수의 입·출구 평균 온도에서의 값을 사용하였다. 한편 본 실험처럼 유체냉각 방식을 사용하는 경우 냉각수의 유량이 너무 작으면 냉각수의 온도가 많이 상승하게되어 관의 길이 방향으로 온도구배가 생기게 된다. 이를 방지하고 가능한 한 길이 방향으로 균일한 표면 온도를 유지하기 위해서는 유량을 크게 하여 냉각수의 입·출구 온도 상승 폭을 1~2℃ 미만이 되게 하는 것이 좋다. 그러나 이처럼 온도 상승이 작은 경우에 정밀한 온도계측기를 사용하지 않으면 열전달계수가 쉽게 10~20% 정도 차이가 나게 된다. 이를 해결하기 위해 본 연구에서는 0.01℃의 정밀도를 갖는 RTD(Resistance Temperature Detector) 온도 측정 장치를 사용하여 냉각수의 입·출구 온도차를 직접 측정하였다.

한편 주실험부의 축방향 위치에 따른 증기의 온도 변화를 고려하기 위해 냉매 증기의 입구에서 출구까지 축방향으로 다섯 개의 T-type 열전대를 실험관과 20mm의 거리를 두어 설치했고(Fig.2 참조), 실험부 내부의 증기온도 T_g 는 이들이 읽은 온도의 산술평균값으로 정의하였다. 또한 열전달 관의 표면 온도를 측정하기 위해 외경이 0.5mm의 스테인레스 스틸 관에 삽입된 T-type 열전대를 열전달 관의 상, 하, 측면에 마련된 열전대 홈에 삽입시켜 관의 길이방향으로 중심이 되는 곳에서 온도를 측정했다. 실험에 사용된 열전대들은 사용에 앞서 모

두 다 정밀 RTD 측정 장치와 정밀 항온조를 이용하여 보정하였다. 끝으로 주실험부 내부의 압력을 측정하기 위해 절대압력 변환계를 0.2kPa의 정밀도를 갖는 압력 보정계로 보정하여 사용하였다.

2.3 실험 방법

응축 열전달계수를 측정하는데 있어서 무엇보다도 중요한 것은 주실험부 내에서 불응축 가스의 영향을 배제시키는 것이다. 만약 주실험부 내에 불응축 가스가 누적되면, 기체와 액체 경계면에서 불응축 가스의 부분압력이 높아지게 된다. 그 결과 응축액막에 의한 열저항뿐만 아니라 경계층에 대한 열저항이 동시에 생기게 되어 열전달계수가 크게 변하게 된다. 따라서 최소한의 오차로 응축 열전달계수를 측정하기 위해서는 실험에 앞서 주실험부내의 불응축 가스를 제거해야 한다. 이를 위해 본 실험에서는 냉매를 충전한 뒤 여러 차례 증기를 밖으로 유출시켜 실험부의 열전달로 측정된 증기온도와 측정 압력으로부터 환산한 포화온도를 서로 비교하였고, 전체적으로 그 온도차가 0.1℃ 이내에서 일치할 경우에 실험을 수행하였다.

실험 방법은 다음과 같다.

- 1) 냉매 순환 회로의 기밀도를 확인하기 위해 냉매와 질소로 약 15기압까지 충전한 뒤 냉매 누출 검사기로 누출 여부를 확인한다.
- 2) 진공펌프를 약 한 시간정도 가동시켜 시스템을 진공상태로 만든다.
- 3) 사용할 냉매를 보일러내의 히터 상부 10cm 까지 충전한 후 필요한 전력을 히터에 공급한다.
- 4) 외부칠러를 이용하여 주실험부내의 증기온도를 39℃로 유지시키면서 불응축 가스를 제거한다.
- 5) 냉각수의 유량과 온도를 조절하여 벽면과 냉도를 3~8℃사이에서 변화시켜가면서 시스템이 정상 상태가 되면 열전달계수를 측정한다.
- 6) 실험할 튜브와 냉매를 서로 바꾸어가면서 1)~5)의 과정을 반복한다.

2.4 열전달계수 측정

응축 열전달계수는 식 (2)에 의해 계산하였다.

$$h = \frac{Q}{A(T_g - T_s)} \quad (2)$$

여기에서 h , Q , A , T_g , T_s 는 각각 열전달계수($W/m^2\cdot^\circ C$), 열전달량(W), 열전달 면적(m^2), 증기온도($^\circ C$), 관의 벽면온도($^\circ C$)이다. 식 (2)에 있는 열전달 면적 A 는 실험에서 사용한 세 관 모두 공칭외경을 기준으로 계산한 것으로, 낮은 핀관이나 Turbo-C 축진관의 경우에는 실제의 열전달 면적과 다르다는 사실에 유의하기 바란다. 응축관 표면의 벽면온도 T_s 는 상기한 대로 직접 측정하기 곤란하므로 관벽에서 약 1mm 정도 떨어진 곳에 위치한 열전대들이 읽는 온도 T_t 를 식 (3)과 같이 관의 반경 방향으로 1차원 열전도 방정식으로 보정하여 결정하였다.

$$T_s = T_t + \frac{(Q/A)}{2\pi L} \left[\frac{\ln(r_o/r_t)}{k_{tube}} \right] \quad (3)$$

여기에서 T_t , L , r_o , r_t , k_{tube} 는 각각 열전대로 측정된 온도($^\circ C$), 열전달 관의 길이(m), 관의 반경(m), 관중심으로부터 열전대까지의 거리(m), 동관의 열전도도($W/m\cdot^\circ C$)이다. 본 실험에서 사용한 실험관은 모두 열전도도가 높은 구리관이므로 식 (3)의 우변에 있는 보정상수는 실제로 매우 작으며 대부분의 경우에 0.1℃이하로서 열전달 계수에 큰 영향을 미치지 않는다. 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관은 평관과 달리 표면이 일정하지 않으므로 식 (3)을 직접 적용하기에는 문제가 있지만, 위에서 설명한 대로 보정치 자체가 미소하여 열전달계수에 큰 영향을 주지 못하므로 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관의 경우에도 공칭반경에 기초하여 동일하게 식(3)을 사용하여 벽면온도 T_s 를 결정하였다.

2.4 기타 사항

실험 데이터의 오차는 Kline과 McClintock이 제안한 방법을 사용하여 예측하였다.⁽¹⁸⁾ 벽면과 냉도가 작을수록 오차가 컸으며, 평관에서는 벽면과 냉도가 3℃인 경우 9.0%, 8℃인 경우에는 3.8%로 예측되었고, 낮은 핀관에서는 3℃인 경우 9.0%, 8℃인 경우에는 3.8%로 예측되었다. 끝으로 Turbo-C 축진관에서는 3℃인 경우 8.0%, 8℃인 경우에는 3.3%로 예측되었다.

한편 본 연구를 통해 제작한 실험관의 신뢰도를 확인하기 위해서, 본 실험에서 사용한 평관의 외경을 갖는 구리봉에 건드릴로 물이 흘러갈 수 있는

구멍을 내고 관벽 두께를 약 4.5mm로 만든 뒤 관 표면으로부터 약 2mm정도 떨어진 지점에 상부 하부 측면부 세 곳에 90° 간격으로 실험관의 길이 방향으로 중간 부분까지 직경 0.55mm의 구멍을 방전 가공하여 실험관을 제작했다.⁽¹¹⁾ 그 뒤 본 실험에서 제작한 평관과 방전 가공한 평관을 사용하여 여러 차례 실험한 결과 이들의 열전달계수가 6%내에서 서로 일치함을 확인하였다. 따라서 본 실험에서 제안한 방법으로 응축 실험관을 만들어 측정한 데이터들이 신뢰할 수 있는 것으로 판단되었다.

본 실험에서 측정한 열전달계수는 실험관의 중간에 있는 한 부위에서 측정한 것이므로, 이 값이 길이 방향의 평균치가 되는가를 확인할 필요가 있다. 식 (3)에 있는 T_s 는 주실험부의 중간부분에서 측정된 온도이므로 이 온도의 신뢰성을 확인하기 위해 실험관의 한쪽 끝에서 다른 쪽까지 일정한 간격으로 온도를 측정하였다. 먼저 실험관 내부에 코일 스프링을 삽입하지 않은 경우에 양끝부분을 제외하고는 5% 이내에서 다 일치하였고 이들의 길이 방향 평균치는 중간부분에서 측정한 온도보다 약 4% 정도 높게 측정되었다. 그러나 실험관의 내부에 코일 스프링을 삽입하게 되면 길이 방향 평균치와 중간부분에서 측정한 값이 1% 이내에서 서로 일치했다. 따라서 가능한 한 실험관 내측의 열저항을 줄이고 주실험부의 중간부분에서 온도를 측정하는 경우에 신뢰할 만한 결과를 얻을 수 있음을 확인하였다.

끝으로 대부분의 열교환기에서는 시간이 지나면서 열전달관의 표면에 불결 효과(Fouling Effect)가 생기는데 이 효과는 열저항의 증가를 초래하고 이는 곧 열전달계수의 감소로 이어진다. 따라서 본 실험에서 사용한 실험관을 교체할 때마다 아세톤으로 표면을 세척함과 동시에 표면상태 등이 일정하게 유지되도록 했고, 또한 2~3주 정도의 간격으로 두세 차례 정도 실험을 하여 동일한 냉매에서 동일한 관을 사용하는 경우 열전달계수가 5% 내에서 서로 일치함을 확인하였다. 이같은 확인 작업은 본 실험에서 사용한 세 가지 관 모두에 대해 수행하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 CFC-11, HCFC-123, CFC-12, HFC-134a 냉매의 증기온도를 39°C로 유지시킨 채 벽면과냉도를 3~8°C로 변화시켜가며 평관, 낮은 핀관, 그리고 Turbo-C 축진관의 응축 열전달 계수를 측정하였다.

3.1 평관에서의 실험

먼저 본 실험에서 얻은 데이터의 신뢰성을 살펴 보기 위해 평관에서 취한 데이터와 예측식을 비교해 보았다. Fig.5는 위의 네 가지 냉매에 대해 평관에서 측정한 응축 열전달계수와 Nusselt의 이론식, 즉 식 (4)에 따른 예측치를 비교한 것이다. 저압냉매의 경우 CFC-11에서는 식 (4)로 계산한 열전달 계수가 실험치에 비해 6.2~12.2% 낮았고, HCFC-123에서는 5.1~15.0% 정도 낮았다. 중압냉매의 경우 CFC-12에서는 예측치가 실험치에 비해 2.2~9.1%, HFC-134a에서는 12.0~14.9%로 낮은 것으로 나타났다. Nusselt의 이론식에서는 응축액막을 층류로 가정했지만 실제의 경우에는 액막 레이놀즈수가 아주 낮을 때에도 액막의 표면에 파형이 형성되어 액막의 평균 두께가 감소되고 이에 따라 액막 내에서 대류를 촉진하기 때문에 이같은 차이

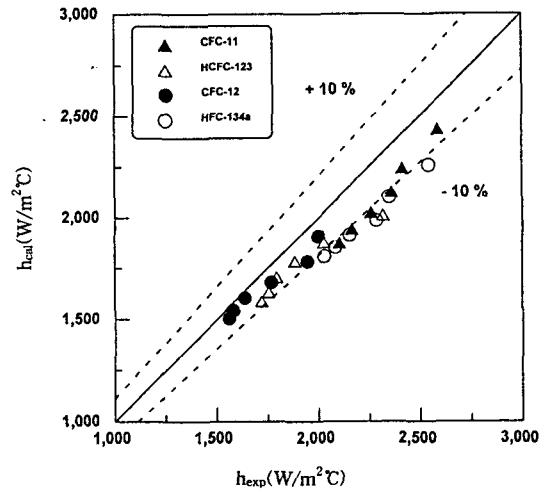


Fig.5 Comparison of measured HTC against calculated ones by Nusselt's equation for a plain tube

가 발생한 것으로 보인다. 이처럼 실험치가 예측치보다 크게 나타나는 현상은 김내현⁽¹⁰⁾, 주재길⁽¹¹⁾, Wanniarachchi⁽¹⁹⁾, Marto⁽²⁰⁾ 등의 연구에서도 동일하게 나타난 바 있다.

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

3.2 열전달 촉진관에서의 실험

낮은 핀관의 경우에는 1948년에 Beatty와 Katz⁽⁴⁾가 개발한 이론식, 즉 식 (5)가 열전달계수 예측에 가장 널리 사용되어 왔다.

$$h = 0.689F^{0.25} \left[\frac{A_f}{A} \frac{1}{D_r^{0.25}} + 1.3\eta \frac{A_f}{A} \frac{1}{L_c^{0.25}} \right] \quad (5)$$

여기에서 F는 Nusselt 식에 나오는 상수로서 물성치가 응축 열전달계수에 미치는 영향을 나타내며, L_c는 특성길이로 식 (7)과 같이 정의되고, η는 핀 효율로서 1.0에 가까워 계산에서는 1.0으로 가정하였다. 그리고 A, A_f, A_r은 각각 핀관의 공칭지름, D_o를 기준으로 한 열전달 면적(0.01722m²), 핀의 표면적(0.04007m²), 핀뿌리에서의 지름, D_r을 기준으로 한 열전달 면적(0.01501m²)을 나타낸다.(Fig. 6 참조)

$$F = \left(\frac{\rho_f^2 g k_f^3 h_{fg}}{\mu_f \Delta T} \right) \quad (6)$$

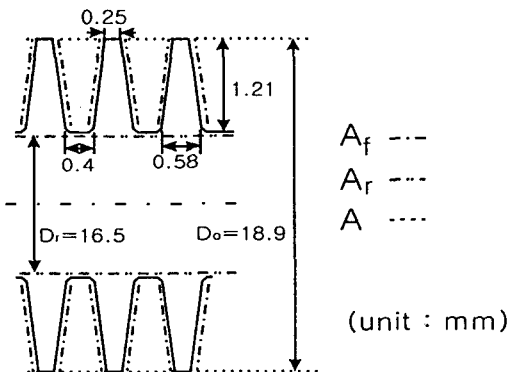


Fig.6 Geometric specifications of a 26fpi low fin tube

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

Fig.7은 각 냉매에서 측정된 낮은 핀관의 응축 열전달계수와 Beatty와 Katz의 이론식으로 예측한 값을 비교한 것이다. Fig.7을 통해 알 수 있듯이, 이론식에 의한 예측치는 저압냉매인 CFC-11의 경우 실험치에 비해 10.2~11.78% 정도 낮은 것으로 나타났다. 그리고 중압냉매인 CFC-12의 경우에도 예측치가 실험치보다 24.62~28.52% 정도 낮게 나타났고, HFC-134a에서도 5.18~12.22% 정도 낮게 나타났다. 대체적으로 Beatty와 Katz의 이론식은 평균 20% 정도의 오차 범위 안에서 실험치에 접근했고, 낮은 핀관에서의 응축이 매우 복잡하다는 것을 고려할 때 이 정도의 오차는 수용할 만한 것으로 평가되며, 이러한 추세는 김내현⁽¹⁰⁾, Webb⁽¹²⁾, Briggs⁽²¹⁾ 등의 결과에서도 확인되었다.

한편 이같은 차이가 발생한 주원인은 Beatty와 Katz의 이론식이 열전달 튜브의 밑부분의 핀사이에서 발생하는 응축액 역류현상을 전혀 고려하지 않았을 뿐만 아니라, 응축과정에서 중력 못지 않게 열전달에 큰 영향을 미치는 표면장력의 효과를 고려하지 않았기 때문으로 사료된다. 앞에서도 간략하게 언급한 바와 같이, 표면장력은 응축액을 추출

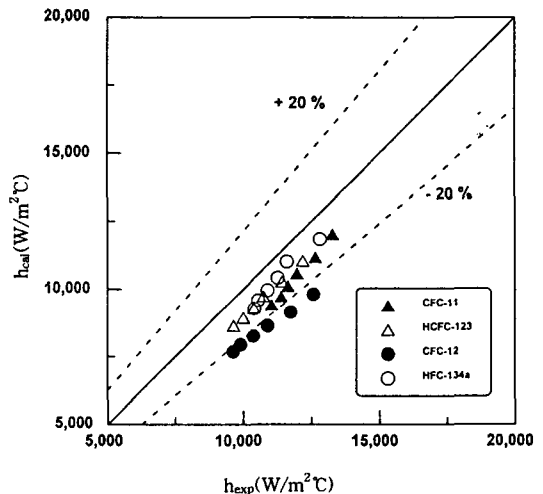


Fig.7 Comparison of measured HTCs against calculated ones by Beatty and Katz's equation for a 26 fpi low fin tube

시키기도 하고 역류시키기도 하는 양면성을 지니고 있고, 그 효과는 열전달 표면의 형상에 따라 크게 좌우된다. 만약 열전달면적을 넓히기 위해 낮은 핀관의 핀밀도를 너무 크게 하면 응축액이 핀 사이에 고이게 되어 유효전열면적이 감소하게 되므로 어떤 핀밀도에서 혹은 핀형상에서 표면장력의 효과가 좋은 방향으로 최대로 발휘될 수 있는가 하는 것은 실험을 통해 규명하지 않고는 알 수가 없다. 따라서 낮은 핀관에서의 응축 열전달계수를 정확히 예측하기 위해서는 상대적으로 응축액이 적은 튜브의 윗부분 및 옆부분과 응축액이 많은 밑부분을 서로 구분하여 표면장력, 중력, 핀의 형상 등에 의해 응축액이 역류되는 것을 고려하여 이런 현상에 의해 열전달계수가 낮아지는 것을 고려할 수 있는 보정계수를 도입한 필요가 있을 것으로 판단된다.

Table 2 Refrigerant properties at 39°C

	h_{fg}	$(\rho_f - \rho_g)$	σ	κ	C_p	μ
	(kJ/kg)	(kg/m ³)	(N/m)	(W/m°C)	(kJ/kg°C)	(Pa sec)
CFC-11	175.2	1,432.5	0.0160	0.0865	0.895	0.000360
HCFC-123	165.4	1,417.7	0.0137	0.0726	1.038	0.000361
CFC-12	131.5	1,205.0	0.0069	0.0631	1.027	0.000173
HFC-134a	164.3	1,102.1	0.0064	0.0755	1.495	0.000180

Fig.7을 보면 CFC-12의 경우에만 예외적으로 실험치가 이론치보다 매우 높은 것으로 나타났는데, 이것은 냉매들의 물성치를 비교함으로써 설명할 수 있다. Table 2는 39°C에서 네 가지 냉매의 포화 증기의 물성치를 보여준다.⁽²²⁾ Beatty와 Katz의 예측식이나 Nusselt의 예측식을 살펴보면 응축 열전달에 가장 영향을 미치는 물성치로 열전도도, 액체의 밀도, 그리고 증발잠열 등을 들 수 있는데, CFC-12의 경우에는 이런 물성치들이 다 좋지 못하므로 예측치가 낮은 값을 갖게 되고 결과적으로 실험치와의 오차가 크게 되는 것으로 판단된다.

Fig.8 및 Fig.9은 각 냉매에서 평관에 대한 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관의 열전달 촉진비를 나타낸 것이다. 저압냉매인 CFC-11에서는 낮은 핀관이 평관에 비해 5.1~5.3배, Turbo-C 촉진관은 7.4~7.6배의 촉진비를 보였고, HCFC-123에서는 낮은 핀관이 5.2~5.8배, Turbo-C 촉진관은 6.9~7.6배의 촉진비를 보였다. 한편 중압냉매인 CFC-12에서는 낮은 핀관이 6.0~6.3배, Turbo-C 촉진관은 8.1~8.8배의 촉진비를 보였고, HFC-134a에서는 낮은 핀관이 4.9~5.1배, Turbo-C 촉진관이 7.6~8.1배의 촉진비를 보였다. 낮은 핀관의 경우 열전달 촉진비가 열전달면적의 증가 이상으로 크게 나타났다. 예를 들어 본 실험에서 사용한 낮은 핀관은 평관에 비해 열전달면적이 3배정도 증가한 반

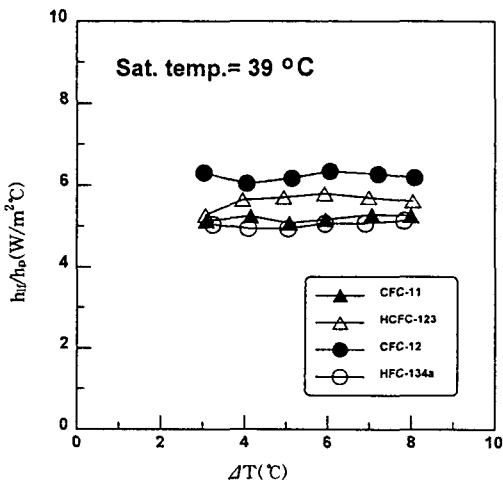


Fig.8 Heat transfer enhancement ratio for a 26fpi low fin tube

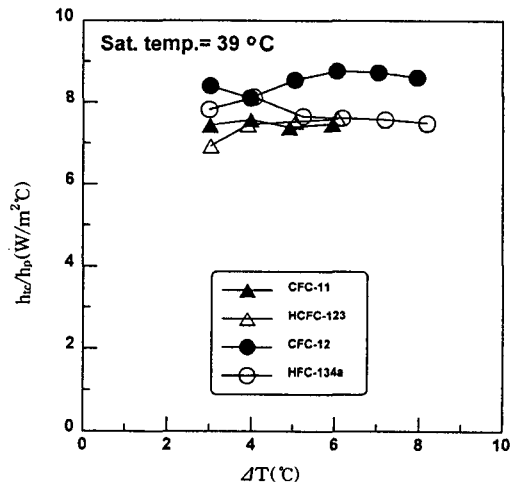


Fig.9 Heat transfer enhancement ratio for Turbo-C tube

면에 열전달계수는 약 6배정도 증가했다. Turbo-C 축진관의 경우에는 표면이 3차원 형태의 가늘고 날씬한 돌출형상이기 때문에 열전달면적을 계산하는 것이 불가능해서 구체적으로 열전달면적의 증가를 알 수는 없었다. 그러나 표면이 2차원 형태인 낮은 핀관보다 응축액이 역류될 수 있는 가능성이 적어 튜브 표면에서 열전달을 방해하는 응축액이 더 잘 이탈하기 때문에 열전달이 매우 활발하게 일어남을 알 수 있었다. 실제로 가시창을 통해 응축 현상을 살펴보면, 평관에서는 간헐적으로 응축방울이 생기고, 낮은 핀관에서는 핀과 핀사이에서 응축액이 흘러 액기등을 형성하지만, Turbo-C 축진관에서는 상부측 핀사이의 끝에서 작은 액체가 오목 불룩하게 형성되어 응축액이 빠르게 움직이며 또한 낮은 핀관보다 액기등이 더 많이 생기는 것을 확인할 수 있었다. 또한 한가지 주목해야 할 점은 낮은 핀관에서는 응축액이 축방향의 어떤 지점에 모여 일정한 간격을 갖고 액적화되어 떨어지는데 반해 Turbo-C 축진관에서는 응축액이 불규칙하게 여기 저기에서 떨어진다는 것이다. 이처럼 응축액이 표면에서 쉽게 떨어지기 때문에 Turbo-C 축진관의 경우에 열전달계수가 매우 크게 증가하는 것으로 추정된다.

3.3 대체냉매 평가

Fig.10은 여러 실험관에서 벽면과냉도에 따른 저압냉매의 응축 열전달계수를 서로 비교한 것이다. CFC-11에 비해 HCFC-123의 열전달 계수는 평관에서는 10.5~20.5%, 낮은 핀관에서는 8.2~12.2%, 그리고 Turbo-C 축진관에서는 16.5~19.2% 정도 낮은 것으로 나타났다. Fig.11은 여러 실험관에서 중압냉매의 응축 열전달계수를 서로 비교한 것으로, CFC-12에 비해 HFC-134a의 열전달계수는 평관에서는 20.6~31.8%, 낮은 핀관에서는 0.0~8.0%, 그리고 Turbo-C 축진관에서는 13.2~20.9% 정도 높은 것으로 나타났다.

비록 응축 열전달 측면에서 HCFC-123의 열전달계수가 CFC-11보다 다소 낮은 것으로 나타났지만 환경적인 면을 비롯하여 열역학적·화학적 성질 등이 비슷하고 안전성도 매우 우수하므로, CFC-11의 대체냉매로 사용되는데는 전혀 문제가 없다고 판단되고, 또한 CFC-12보다 응축 열전달계수가 높은 HFC-134a는 오존분해지수가 없고, 지구온난화 지수도 상대적으로 작으므로 장기적인 면에서 대체냉매로 가능하다고 할 수 있다.

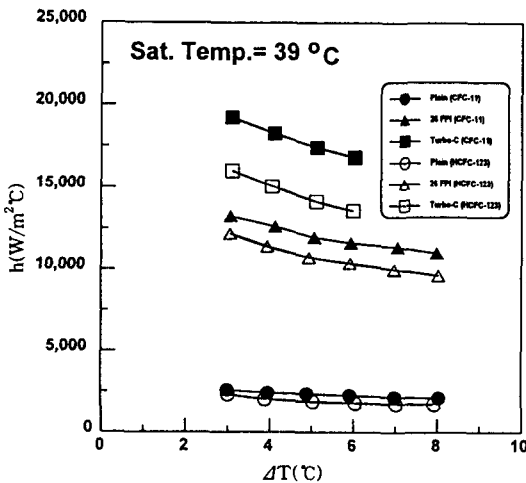


Fig.10 Comparison of HTCs of various tubes in low pressure refrigerants of CFC-11 and HCFC-123

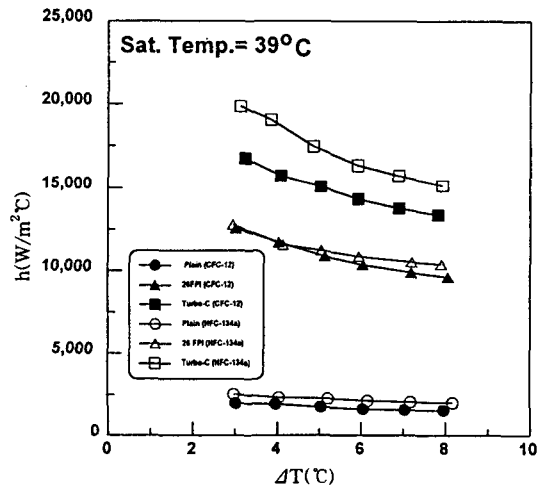


Fig.11 Comparison of HTCs of various tubes in medium pressure refrigerants of CFC-12 and HFC-134a

4. 결 론

참 고 문 헌

본 연구에서는 원심식 냉동기의 작동유체인 CFC-11과 그 대체냉매인 HCFC-123 그리고 원심식 및 왕복동식 냉동기의 작동유체인 CFC-12와 그 대체냉매인 HFC-134a를 이용하여 평관, 26fpi의 낮은 핀관, 그리고 Turbo-C 촉진관의 응축 열전달 계수를 측정하였다. 증기의 포화온도를 모두 39℃로 고정하고, 벽면과냉도를 3~8℃로 변화시켜가며 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 저압냉매인 HCFC-123은 CFC-11에 비해 평관에서 10.5~20.5%, 낮은 핀관에서 8.2~12.2%, 그리고 Turbo-C 촉진관에서 16.5~19.2% 정도 낮은 열전달계수를 보였으나, 열전달 향상 방안을 강구한다면 환경적 측면이 우수하고 열역학적인 측면에서 CFC-11과 비슷하므로, 당분간 CFC-11을 대체하는 데는 큰 문제가 없을 것으로 판단된다.

2) 중압냉매인 HFC-134a는 CFC-12에 비해 평관에서 20.6~31.8%, 낮은 핀관에서 0.0~8.0%, 그리고 Turbo-C 촉진관에서 13.2~20.9% 정도 높은 열전달계수를 보였으며, 환경적 측면과 열역학적 측면도 우수하여 장기적으로 CFC-12를 대체할 수 있을 것으로 보인다.

3) 네 개의 냉매 모두에 대해 튜니모양의 표면 형사를 가진 Turbo-C 촉진관이 가장 높은 열전달 계수를 보였고, 그 다음으로 낮은 핀관, 평관의 순이었다. Turbo-C 촉진관은 평관에 비해 약 8배, 낮은 핀관은 약 5.5배 정도의 열전달 촉진비를 보였다.

4) 평관의 실험치와 Nusselt의 예측식을 비교한 결과 예측식이 12% 정도의 오차를 보였고, 낮은 핀관의 경우에는 Beatty와 Katz의 예측식이 20% 정도의 오차를 보였다.

후 기

본 연구는 인하대학교의 교내 연구비(1997.5~1998.4)로 수행되었기에 인하대학교와 대학원에 감사사를 드린다. 또한 실험을 위해 열전달 튜브를 제공해준 성형금속과 경원세기에 감사사를 드린다.

1. United Nations Environment Programme., 1989, "Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer", Final Act.
2. Global Environmental Change Report, 1997, "A brief analysis of the kyoto protocol", Vol. IX, No. 24, December.
3. Webb, R. L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley & Sons, Inc., pp. 3~7.
4. 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.
5. Carnavos, T. C., 1989, "An experimental study: Condensing R-11 on augmented tubes", ASME Paper, No. 80-HT-54, pp. 54~60.
6. Yau, K. K., Cooper, J. R., and Rose, J. W., 1985, "Effect of fin spacing on the performance of horizontal integral fin condenser tubes", J. of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 377~383.
7. Rudy, T. M., 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.
8. 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 HTD, Vol. 114, pp. 1~10.
9. Sukhatme, S. P., Jagadish, B. S., and Prabhakran, P., 1990, "Film condensation of R-11 vapor on single horizontal enhanced condenser tubes," J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 229~234.
10. 김내현, 정인권, 김경훈, 1995, "낮은 핀관의 응축 열전달 성능에 관한 실험적 연구," 공기

- 조화 냉동공학 논문집, 제7권, 제2호, pp. 298~309.
11. 주재길, 조성준, 정동수, 김종보, 1997, "CFC-11과 그 대체냉매의 응축 열전달계수," 대한기계학회 논문집(B), 제21권, 제6호, pp. 830~840.
 12. Webb, R. L., Murawski, C. G., 1990, "Row effect for R-11 condensation on enhanced tubes," Transactions of the ASME, Vol. 112, pp. 768~776.
 13. Gregorig, R., 1954, "Film condensation on finely rippled surfaces with condensation of surfaces tension," Z. Angew. Math. Phys., Vol. V, pp. 36~49.
 14. Webb, R. L., Keswani, S. T., and Rudy, t. m., 1982, "Investigations of surface tension and gravity effects in film condensation," Proceeding, 7th International Heat Transfer Conference, pp. 175~180.
 15. Adamek, T. and Webb, R. L., 1990, "A prediction of film condensation on horizontal low integral fin tubes," J. Heat Transfer, Vol. 33, pp. 1721~1735.
 16. Honda, H., Uchima, B., Nozu, S., Torigoe, E., and Imai, S., 1992, "Film condensation of R-113 on staggered bundles of horizontal finned tubes," J. of Heat Transfer, Vol. 114, pp. 442~449.
 17. Cavallini, A., Doretto, L., Longo, G. A., Rossetto, L., 1996, "A new model for forced-convection condensation on integral-fin tubes," J. of Heat Transfer, Vol. 118, pp. 689~693.
 18. Kline, S. J., and McClintock, F. A., 1953, "Describing uncertainties in single-sample experiments," Mechanical Engineer, Vol. 75, Jan. 1953, pp. 3~9.
 19. Wanniarachchi, A. S., Marto, P. J., and Rose, J. W., 1986, "Film condensation of steam on horizontal finned tubes: Effect of fin spacing," J. of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 960~966.
 20. Marto, P. J., Zebrowski, D., Wanniarachchi, A. S. and Rose, J. W., 1990 "An experimental study of R-113 film condensation on horizontal integral-fin tubes," J. of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 758~767.
 21. Briggs, A., Wen, X. L., and Rose, J. W., 1992, "Accurate heat transfer measurements for condensation on horizontal, integral-fin tubes," J. of Heat Transfer, Vol. 114, pp. 719~726.
 22. ASHRAE Handbook Fundamentals, 1997, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Chapter 19.