

〈논 문〉

탄화수소 냉매의 수평 원관내 응축열전달특성

장영수* · 김민수** · 노승탁**

(1997년 5월 26일 접수)

Condensing Heat Transfer Characteristics of Hydrocarbon Refrigerants in a Horizontal Tube

Young Soo Chang, Min Soo Kim and Sung Tack Ro

Key Words : Hydrocarbon(탄화수소), Alternative Refrigerant(대체냉매), Condensing Heat Transfer(응축열전달), Zeotropic Refrigerant Mixture(변온증발혼합냉매)

Abstract

Condensing heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants are experimentally investigated. Single component hydrocarbon refrigerants (propane, isobutane, butane and propylene) and binary mixtures of propane/isobutane and propane/butane are considered as test fluids. Local condensing heat transfer coefficients of selected refrigerants are obtained from overall conductance measurement. Average heat transfer coefficients at different mass fluxes and heat transfer rates are shown and compared with those of R22. Pure hydrocarbon refrigerants have higher values of heat transfer coefficient than R22. It is also found that there is a heat transfer degradation for hydrocarbon mixtures due to composition variation during condensation. Measured condensing heat transfer coefficients are compared with predicted values by available correlations. An empirical correlation for pure and mixed hydrocarbon is developed, and it shows good agreement with experimental data.

기호설명			
A	: 열교환 면적, m^2	Pr	: Prandtl 수 ($Pr = \mu C_p / k$)
C_p	: 정압비열, kJ/kgK	\dot{Q}	: 열전달량, W
D	: 원관의 내경, m	q	: 열유속, kW/m^2
D_i	: 내관의 내경, m	Re	: Reynolds 수 ($Re = GD / \mu$)
D_o	: 내관의 외경, m	Re_i	: 액상만의 Reynolds 수 ($Re = G(1-x)D / \mu_i$)
G	: 질량유속, kg/m^2s	Re_{io}	: 액상만이 흐를 때의 Reynolds 수 ($Re = GD / \mu_i$)
h	: 엔탈피, kJ/kg , 열전달계수, W/m^2K	T	: 온도, $^{\circ}C$
h_{lv}	: 증발엔탈피, kJ/kg	ΔT_{LMTD}	: 로그평균온도차, K
k	: 열전도율, W/mK	U	: 총합열전달계수, W/m^2K
N	: 총 실험점의 수	v	: 비체적, m^3/kg
P	: 압력, kPa	x	: 건도
		X_{tt}	: Martinelli 파라미터

*회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

$$(X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1})$$

- μ : 점성계수, Ns/m²
 ρ : 밀도, kg/m³

하첨자

- a : 환상공간
 b : 2차유체
 c : 응축
 $crit$: 임계점
 i : 입구, 소구간
 l : 포화액상태
 o : 출구
 r : 냉매
 m : 평균
 $meas$: 측정값
 $pred$: 예측값
 sat : 포화상태
 v : 포화기체상태
 w : 벽면

1. 서 론

오존층파괴와 지구온난화의 환경문제로 CFC와 HCFC계열 냉매들의 생산과 사용이 규제 받고 있거나, 규제 예정에 있다.⁽¹⁾ 특히 기존의 열펌프와 냉동기의 냉매로 널리 사용 되어온 HCFC-22를 대체할 수 있는 새로운 물질들의 개발과 이러한 대체 냉매들을 사용하는 시스템에 관한 연구가 매우 필요하며, 환경 측면에서 가장 확실한 해결책은 합성 물질이 아닌 지구상에 존재하는 천연물질을 이용하는 것이다. 그 중에서도 탄화수소는 열역학적 특성이 우수하여 냉동기에 적용가능성이 높다. 따라서 CFC-12의 대체냉매로서 냉장고에 적용되어 일부 상용화되고 있고, HCFC-22의 대체물로서 냉동기와 열펌프에 적용하는 연구가 진행되고 있다.^(2~4)

본 논문에서는 냉동사이클의 주요 구성 요소중의 하나인 응축기에서의 탄화수소 냉매의 응축열전달 특성에 대해서 논하고자 한다. 압축기에서 고압, 고온으로 압축된 냉매가스는 응축기로 유입되어 과열, 응축, 과냉상태를 거쳐 팽창장치로 가게 된다. 이러한 3가지 상태 중 응축영역이 응축기에서 열전달량에 큰 영향을 미치며, 열교환면적의 대부분을 차지하고 있다. 또한 응축영역은 냉매 증기가 액체

상태로 변해가면서 액상과 기상이 공존하는 2상상태의 유동흐름으로 기체나 액체만의 단상유동과는 다른 특성을 보이며, 그 해석 또한 복잡하다. 따라서 이러한 응축부에서의 정확한 냉매의 열전달계수를 구하는 것이 응축기의 해석 및 설계에 있어 중요하다.

본 연구의 응축기는 수평원관으로, 응축이 진행되면서, 분무류, 환상류, 과형류, 슬러그류, 플러그류의 순으로 유동형태가 바뀌게 된다. 이러한 유동형태에 따라 열전달특성이 다르게 나타나므로, 유동형태의 천이에 대한 몇 가지 기준이 제시되기도 하였다. 또한 각 유동형태에 따른 모델링을 통해 그 때의 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식들이 제시되었다. 한편, 이러한 응축과정의 많은 부분은 빠른 속도의 기체가 관 중심부분을 흐르고, 상대적으로 느린 액체는 관 벽을 따라서 액막의 형태로 흐르는 환상류의 형태를 띠게 된다. 따라서 많은 연구자들이 환상류에 대한 해석을 바탕으로 한 상관식을 제안하였다. 본 연구에서도 이러한 상관식에 대한 고찰을 하고자 한다.

본 연구에서 비교대상으로 한 상관식에 대하여 간략하게 설명하면, Soliman 등⁽⁵⁾은 마찰력, 운동량, 중력이 벽면에서 전단응력에 미치는 영향을 환상류의 모델링을 통하여 수식화하였으며, 물, R113, 에탄올, 메탄올 등의 실험자료를 이용하여, Carpenter-Colburn상관식을 개선한 열전달식을 다음과 같이 제시하였다.

$$\frac{h\mu_l}{k_l \rho_l^{1/2}} = 0.036 Pr_l F_o^{1/2} \quad (1)$$

F_o 는 마찰, 운동량에 영향을 받는 벽에서의 전단력이다.

Traviss 등⁽⁶⁾은 von Karman의 속도분포를 가정한 환상유동모델에 운동량과 열전달의 유사성을 적용하여, 차원해석과 무차원변수를 도입하여 국소 열전달계수에 관하여 식 (2)와 같이 유도하고, R12와 R22의 실험결과와 비교하였다.

$$\frac{hD}{k_l} = \frac{0.15 Pr_l Re_l^{0.9}}{F_2} \left[\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.476}} \right] \quad (2)$$

F_2 는 Re_l 과 Pr_l 의 함수로 주어진다.

Cavallini와 Zecchin⁽⁷⁾은 식 (3)에 제시된 반경험식에 의한 상관식이 환상유동의 간단한 유체역학적 모델링과 운동량과 열전달의 유사성으로부터 강제대류열전달을 잘 모사하고 있음을 보이고, 또한

통계적인 방법으로 그들의 무차원 변수가 적절하다는 것을 보였다.

$$\frac{hD}{k_l} = 0.05 \left\{ \text{Re}_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + \text{Re}_l \right\}^{0.8} \text{Pr}_l^{0.33} \quad (3)$$

Shah⁽⁸⁾는 증발열전달의 핵비등항이 제외된 대류항이 막응축과의 유사성으로부터, 환산압력을 도입한 경험적인 식을 제안하였다. 물, R11, R12, R22 등 많은 유체를 사용한 실험자료들 근거로 가장 적절한 형태로 식 (4)를 제시하였다.

$$\frac{h}{h_{io}} = (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(P/P_{crit})^{0.38}} \quad (4)$$

비교적 최근에 Chen 등⁽⁹⁾은 문헌의 이론적인 해석을 바탕으로 수직관의 환상유동에 대한 일반식을 제시하였다. 기본적인 형태는 Soliman 등⁽⁵⁾과 유사하며, 이를 수평관에서 적용할 수 있도록 간단히 하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{hD}{k_l} = 0.018 \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.078} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.39} \text{Re}_l^{0.20} \left[\text{Re}_{io} - \text{Re}_l \right]^{0.70} \text{Pr}_l^{0.65} \quad (5)$$

앞의 상관식들은 Shah의 경우를 제외하고는 환상류유동에 대한 이론적 해석을 바탕으로 한 것이다. Dobson 등⁽¹⁰⁾은 R12와 R134a의 실험을 통해 낮은 질량유속과 건도에서 유동은 파형류이며, 건도와 유량에 따라 파형-환상류, 환상류, 분무류가 존재하며, 파형류일 경우 Chato의 식을 변형하여 식 (6a)를 제안하였고, 환상류에서는 증발의 대류항과 유사한 식 (6b)를 제안하였다. 파형류에서 환상류로의 유동형태 변형은 Soliman⁽¹¹⁾이 Froude 수를 기준으로하여 잘 예측할 수 있음을 보였다. 그리고 그들의 실험결과를 바탕으로 한 타 연구자와의 비교에서 Chen 등⁽⁹⁾의 식과 가장 비슷하고, Traviss 등⁽⁶⁾, Cavallini와 Zecchin⁽⁷⁾, Shah⁽⁸⁾의 식들이 모두 열전달계수를 크게 예측함을 보였다.

$$\frac{hD}{k_l} = \frac{0.375}{X_{tt}^{0.23}} \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)D^3 h_{w'}}{\mu_l(T_{sat} - T_w)k_l} \right] \quad (6a)$$

$$\frac{hD}{k_l} = \frac{2.61}{X_{tt}^{0.805}} [0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.3}] \quad (6b)$$

Tandon 등⁽¹²⁾도 R12와 R22의 실험을 바탕으로 파형류와 환상류가 기상의 Reynolds 수 30000을 경계로 해서 천이가 이루어지며, 각 영역에 대하여 Akers-Rosson의 식⁽¹³⁾의 계수를 변형시킨 다음의 식을 제안하였다.

$$\frac{hD}{k_l} = 0.084 \text{Pr}_l^{1/3} \left(\frac{h_w}{C_p \Delta T} \right)^{1/6} \left[\text{Re}_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{0.67} \quad (7a)$$

$$\text{for } \text{Re}_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \geq 3 \times 10^4$$

$$\frac{hD}{k_l} = 23.1 \text{Pr}_l^{1/3} \left(\frac{h_w}{C_p \Delta T} \right)^{1/6} \left[\text{Re}_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{1/8} \quad (7b)$$

$$\text{for } \text{Re}_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} < 3 \times 10^4$$

한편, 변온증발 혼합냉매의 열전달계수가 각 순수냉매의 성분비에 따른 선형보간값보다 작다는 것이 알려져 있다.⁽¹⁴⁾ 이러한 열전달계수의 감소는 앞서 언급한 바와 같이 응축이 진행하면서, 액상과 기상에서의 성분비가 총성분비와는 다른 값을 가지면서 그 성분비가 계속 변해 나가고, 응축에 관계하는 물성치들이 혼합비에 따라 선형적인 변화를 보이지 않기 때문이다. 또한 이러한 물성치의 비선형성과 더불어 액상과 기상의 경계면에서 농도구배에 의하여 발생하는 질량유속에 의한 물질전달저항이 그 원인으로 여겨진다. 따라서 변온증발 혼합냉매를 사용하기 위해서는 응축시의 열전달계수를 예측할 수 있는 별도의 방법이 강구되어야 한다.

본 연구에서는 평균응축열전달계수를 질량유속과 열전달량의 함수로 각 냉매별로 나타내고자 한다. 이를 통해 R22와 탄화수소 냉매의 응축열전달성능 비교를 할 수 있다. 또한 응축열전달계수를 예측하는 기존의 여러 상관식과 본 실험 결과와의 비교를 통하여 상관식들의 정확도를 검증하고, 좀 더 정확한 상관식을 제시하는데 본 연구의 목적이 있다. 대상으로 하는 탄화수소는 프로필렌(R1270), 프로판(R290), 이소부탄(R600a), 부탄(R600)의 순수물질과 프로판/이소부탄, 프로판/부탄의 성분비가 질량비로 25/75, 50/50, 75/25인 혼합물이다.

2. 실험

2.2 실험장치

실험장치는 냉동시스템의 기본적인 요소로 구성되어 있고, 개략도를 Fig.1에 나타내었다. 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기의 기본요소 외에 2차 유체의 순환회로, 2차유체의 제어를 위한 각종 제어기와 압력 및 온도의 계측을 위한 계측장치로

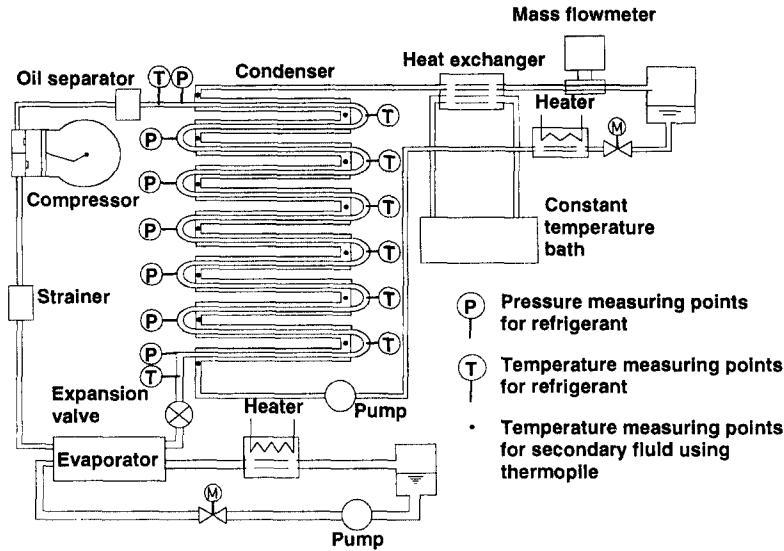


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

구성되어 있다.

실험부인 응축기는 2중관 대향류로 구성하였다. 내관으로는 냉매가, 외관과 내관 사이의 환상공간으로는 2차유체가 흐르면서 열교환을 한다. 내관은 내경 8 mm, 외경 9.6 mm인 구리관이고, 외관은 내경 13.85 mm, 외경 15.85 mm의 구리관이다. 총길이는 9.6 m이고, 80 cm인 12개의 직관부가 회전직경 35 mm의 U관으로 연결되어 있다. 80 cm의 직관부 사이에서는 냉매의 압력과 온도 측정 및 2차유체의 온도 측정을 위하여 냉매와 2차유체 유로를 서로 분리하였으며, 분리된 유로는 잘 단열하였다. 2차유체로는 에틸알코올(ethyl alcohol)을 사용하였다. 냉매의 압력은 입구에 최대 3450 kPa (500 psi)용량의 절대압 압력센서를 설치하여 측정하였다. 또한 응축기의 압력손실을 입구와 측정지점 사이에 최대 69 kPa (10 psi)용량의 차압센서를 설치하여 측정하였으며, 절대압계와 차압계는 정하중 압력보정기를 사용하여 보정하였다. 냉매의 온도는 밀봉된 T형 열전대를 이용하여 응축기의 U관 중앙부에서 직접 측정하였다.

2차유체의 온도는 응축기에서의 열유속을 구하는데 중요한 자료이다. 응축기를 구성하는 12개의 각각의 직관부의 양끝에 온도차를 4배 증폭하는 열전파일(thermopile)을 유체내에 직접 삽입하여 각 직관부 사이의 2차유체의 온도차를 측정하여, 직관부에서의 열전달량을 구하는데 이용하였다. 응축기

입구의 온도는 5개의 T형 열전대를 직접 유체내에 삽입하여 측정하였다. 또한 응축기의 입구와 출구에 별도의 4배 증폭 열전파일을 설치하여 응축기에서의 총온도 변화를 측정하였다. 냉매의 온도 및 압력의 측정부와 2차유체의 온도 측정부의 위치는 Fig. 1에 나타나 있다. 2차유체의 유량은 응축기의 2차유체의 순환라인의 중간에 설치되어 있는 질량유량계로 측정하였다.

순환되는 냉매중의 냉동유를 제거하기 위해 압축기 출구부에 유분리기를 설치하였고, 수분의 제거를 위한 드라이어(dryer), 그리고 냉동사이클내의 불순물제거를 위한 스트레이너(strainer)를 설치하였다.

2.2 열전달계수의 측정

냉매의 국소 응축열전달계수는 냉매의 온도, 2차유체의 질량유량, 온도분포로부터 구할 수 있다. Fig. 1의 응축기는 80 cm의 직관부 12개가 연결된 것으로서 하나의 직관부가 국소열전달계수를 구하는 단위요소가 된다. 각 소구간에서의 열전달량은 2차유체의 질량유량과 온도차로부터 구할 수 있고, 냉매와 2차유체의 평균온도차는 열전대로 측정한 온도로부터 계산한 로그평균온도차를 이용하였다. 이 때 각 소구간에서의 총합열전달계수를 아래와 같이 구할 수 있다.

$$U = \frac{\dot{Q}_i}{A_i \Delta T_{LMTD,i}} \quad (8)$$

또 총합열전달계수는 관 내측의 냉매의 열전달계수, 벽에서의 열저항, 2차유체가 흐르는 환상공간의 열전달계수로 표현된다. 따라서 냉매측 열전달계수는 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$h_r = \frac{1}{\frac{1}{U} - \frac{D_i}{k_w} \ln \frac{D_o}{D_i} - \frac{D_i}{D_o} \frac{1}{h_a}} \quad (9)$$

여기서, k_w 는 벽의 열전도율이고, D_i , D_o 는 내관의 내경과 외경이다.

냉매의 열전달계수를 구하기 위해서는 소구간의 열저항의 한 부분인 2차유체의 열전달계수를 알아야 한다. 본 연구에서는 수정된 윌슨플롯법(modified Wilson plot technique)⁽¹⁵⁾을 이용한 별도의 실험을 통해 2차유체의 열전달계수를 Reynolds수와 Prandtl수로 표시되는 상관식을 구하여 사용하였다. 열전달상관식은 반경방향의 물성치의 변화를 고려한 Sieder-Tate의 수정항⁽¹⁶⁾을 적용한, 식 (10)의 형태를 띠는 것으로 하였다.

$$Nu_a = 0.00389 Re_a^{0.993} Pr_a^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (10)$$

이렇게 식 (9)를 이용하여 구한 냉매의 국소 응축열전달계수를 아래 식 (11)에 의해 2상영역에서 적절한 값을 평균 응축열전달계수로 정의하여 냉매간 비교에 사용하였다.⁽¹⁷⁾

$$\bar{h} = \frac{1}{\frac{1}{x_o - x_i} \int_{x_i}^{x_o} \frac{dx}{h}} \quad (11)$$

응축기에서 2차유체의 유량 및 온도측정의 정확도를 검증하기 위하여 내관과 환상공간에 2차유체를 흘려 열교환을 시키는 단상 열전달실험을 수행하였다. 내관과 환상공간을 흐르는 2차유체의 온도는 4배 증폭의 열전파일로, 유량은 질량유량계로 각각 계속하였다. 내관과 환상공간측 측정 자료로부터 각각 전달열량을 계산해 보면 약 3%의 차이를 보였다. 따라서 에너지 균형은 이 범위 안에서 잘 맞고 있다고 판단할 수 있다. 열전달계수의 측정에 따른 실험오차는 Benedict가 정리한 오차해석법⁽¹⁸⁾을 이용하였으며, 열전달계수 측정의 오차를 평균적으로 6.2%, 최대 9.5%로 추정하였다.

실험조건은 기준 온도조건으로서 증발기 2차유체의 입구온도가 26.7°C, 응축기 2차유체의 입구온도

가 35°C인 경우에서 압축기의 회전수를 바꾸어서 냉매의 질량유량에 따른 응축열전달 특성을 보았고, 응축기 2차유체의 입구온도를 27.8~40°C로 변화시켜 응축온도 변화에 따른 열전달특성을 관찰하였다. 이때 2차유체의 온도차는 응축기, 증발기에서 각각 10°C, 12°C로 일정하게 유지하였다.

순수 및 혼합냉매의 열역학적 물성치는 수정된 Carnahan-Starling 방정식을 이용하였다.⁽¹⁹⁾ 또한 순수물질의 전달물성치는 문헌의 자료^(20,21)를 이용하였고, 혼합물질의 전달물성치는 Reid 등⁽²²⁾이 정리한 혼합법칙을 사용하여 추산하였는데, 액상의 점성계수는 Grunberg와 Nissan의 방법, 액상의 열전도율은 Li의 방법을 사용하였고, 기상의 전달물성치는 Chung 등의 방법을 이용하여 추산하였다.

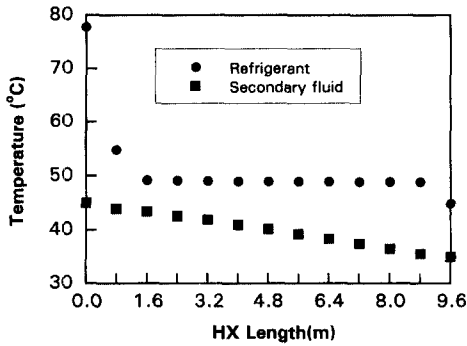
3. 결 과

3.1 탄화수소냉매의 응축열전달특성

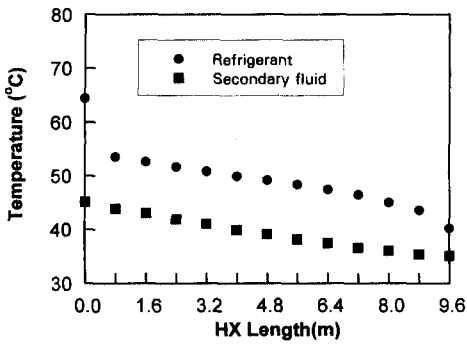
순수냉매 R22와 혼합냉매 R290/R600a(50/50)에 대하여 냉매와 2차유체의 온도분포를 Fig.2에 나타내었다. 냉매는 그림의 좌측에서 우측으로 흐르면서 응축되고, 2차유체는 반대방향으로 흐르면서 열을 받아 온도가 상승한다. 열교환기 길이에 따른 열유속과 열전달계수의 분포를 Fig.3에 나타내었다. 열교환기 앞부분, 즉, 건도가 높은 영역에서 열전달계수가 크고, 점차로 열전달계수가 작아진다. 순수냉매의 경우, 열교환기 뒷부분에서 열전달계수가 작음에도 불구하고, Fig.2에서 보듯이 그 영역에서의 온도차가 커지므로, 건도가 작은 영역에서의 열유속이 컸다. 반면 혼합냉매의 경우 냉매와 2차유체의 온도차가 거의 일정하여, 열전달계수가 큰 열교환기의 앞부분에서 열유속이 컸다.

2상유동에서는 응축이 진행하면서 건도가 낮아지는데, 벽면에 접촉하는 액막이 두꺼워짐에 따라 열저항이 증가하고, 기상에서 액상으로 바뀌면서 체적이 현저히 감소하여 유체의 속도가 줄어들기 때문에 벽에서의 전달력의 감소로 열전달계수는 감소한다. 대표적으로 R290의 국소 응축열전달계수를 Fig.4에 나타내었다. 낮은 건도에서는 질량유속의 증가에 따른 열전달계수의 증가가 크지 않았으며, 건도가 증가할수록 질량유속의 증가에 따른 열전달계수의 증가폭이 컸다.

R22의 대체냉매로서 탄화수소 냉매를 사용할 경

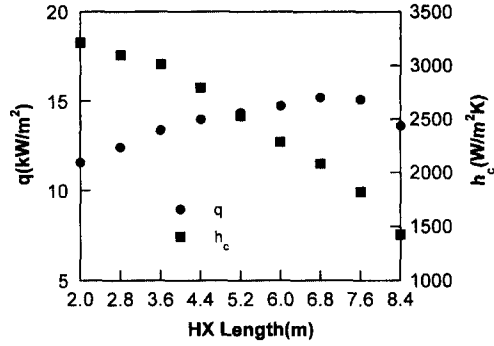


(a) R22

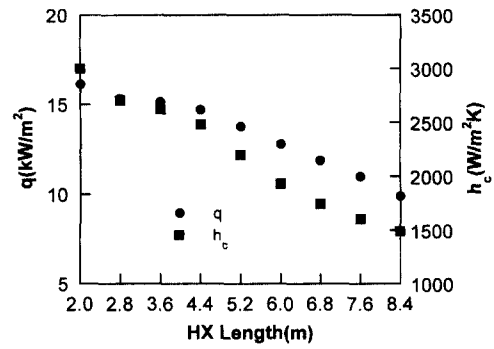


(b) R290/R600a (50/50)

Fig. 2 Temperature variation of refrigerant and secondary fluid



(a) R22



(b) R290/R600a (50/50)

Fig. 3 Heat flux and condensation heat transfer coefficient for each section of condenser

우에 응축열전달 성능의 비교를 위하여 압축기 회전속도가 1100 rpm으로 일정한 경우 응축기 2차유체 입구온도의 변화에 따른 평균 응축열전달계수를 Fig. 5에 나타내었다. 탄화수소는 R22에 비하여 비체적이 크기 때문에 동일한 압축기 회전수에서 냉매의 질량유량은 작다. 순수물질로서 R22와 비슷한 냉방용량을 보이는 것은 R1270과 R290인데, 응축기 2차유체의 온도가 35°C인 경우, R22, R1270 및 R290의 질량유속은 각각 342, 210, 174 kg/m²s이며, R600a와 R600의 경우, 다른 냉매에 비하여 상대적으로 작은 질량유속으로, 열전달성능의 저하가 크다. 혼합냉매의 경우 R290의 성분비가 클수록 냉매의 질량유량이 커지므로 열전달계수가 크게 나타난다. 응축기 2차유체온도의 상승으로 열전달계수는 감소한다. 이는 2가지의 원인으로 설명할 수 있는데, 첫째는 응축온도의 상승으로 응축압력이 높아지게 되므로 압축기에서의 체적효율의 저하로 냉매의 질량유량이 감소하기 때문이며, 둘째는

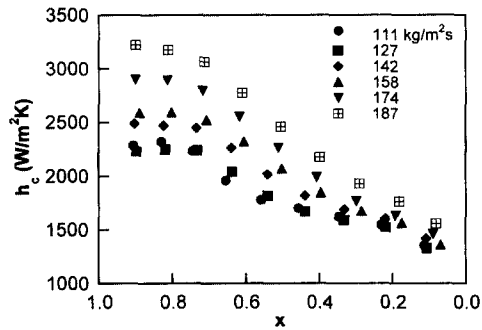


Fig. 4 Heat transfer coefficient of R290 versus quality for several mass fluxes

냉매의 응축온도 상승으로 포화액과 포화증기의 밀도의 비로 정의되는 밀도비와 열전도율이 작아지기 때문이다. 앞서의 여러 연구자들이 열전달계수가 Martinelli 파라미터에 반비례하는 상관식을 제시하였는데, 동일한 조건에서 밀도비가 작아질수록 열전달계수는 작아진다.

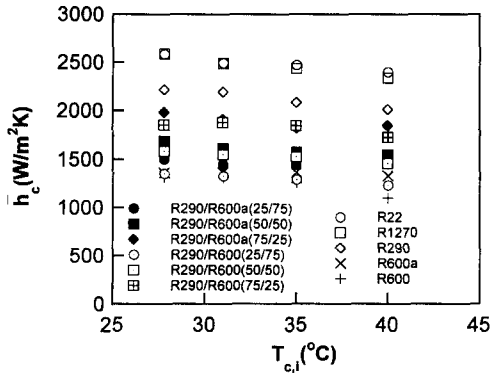
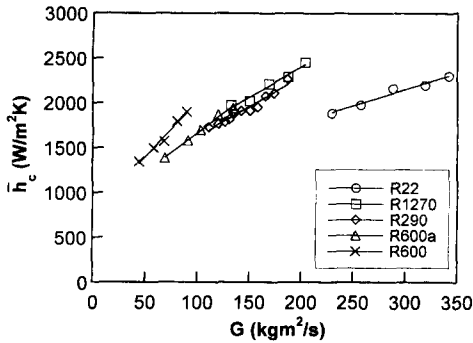
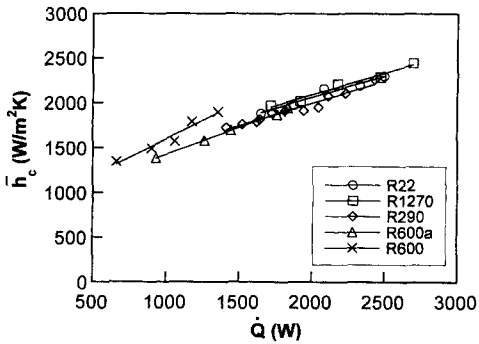


Fig. 5 Average heat transfer coefficient of pure refrigerants and refrigerant mixtures at compressor speed of 1100 rpm.



(a) As a function of mass flux



(b) As a function of transferred heat

Fig. 6 Average heat transfer coefficient of pure refrigerants

순수 탄화수소 냉매와 R22와의 질량유속의 변화에 따른 열전달성능을 Fig. 6(a)에서 비교하였다. 냉매의 질량유속이 증가하게 되면 냉매의 유속이

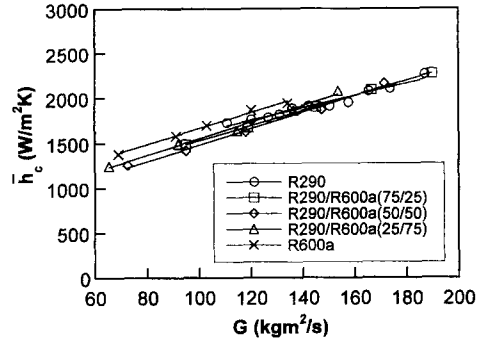


Fig. 7 Average heat transfer coefficient of R290/R600a as a function of mass flux

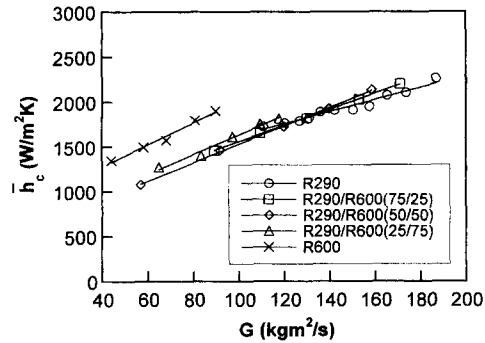


Fig. 8 Average heat transfer coefficient of R290/R600 as a function of mass flux

빨라져서 열전달계수는 증가하게 되고, R22보다는 탄화수소냉매의 열전달계수가 월등히 우수하였다. 이는 탄화수소냉매의 열전도율이 R22에 비하여 우수하고, R1270과 R290의 경우 R22에 비하여 점성계수가 작고, R600a와 R600은 밀도비가 크기 때문에 여겨진다. 한편 R22와 탄화수소냉매는 증발엔탈피의 차가 커서 비슷한 냉방용량 하에서 질량유량의 차가 크다. 따라서 비슷한 질량유속에서의 열전달계수의 비교보다는 질량유량과 증발엔탈피의 곱으로 표시되는 열전달량을 기준으로 열전달계수를 비교하는 것이 더 의미가 있을 수 있다. 순수냉매의 열전달량에 대한 평균응축열전달계수를 Fig. 6(b)에 나타내었다. R1270과 R290, R600a가 R22와 비슷한 열전달성능을 보이는 것을 알 수 있다.

혼합물의 경우 상변화시 성분비의 불균일로 열전달계수가 구성 순수물질의 선형보간값에 비하여 감소하는 것으로 알려져 있으며, 이는 본 실험에서도

확인되었다. R290/R600a와 R290/R600의 몇몇 성분비에 대해서 질량유속에 따른 평균응축열전달계수를 Fig. 7 및 Fig. 8에 나타내었다. 성분비가 50/50일 경우 가장 작은 열전달계수를 보였으며, 구성순수물질사이의 포화온도의 차이가 큰 R290/R600이 R290/R600a보다 열전달계수의 감소 폭이 컸다.

3.2 상관식과의 비교

2상영역에서의 응축열전달계수는 일반적으로 난류단상유동형태의 열전달계수에 액상, 기상간의 밀

도비, 또는 환산압력 등의 적절한 변수를 고려하여 예측한다. 응축열전달상관식과의 비교를 위한 각 냉매에 따른 실험범위를 Table 1에 나타내었다.

각 상관식들에 의해 예측한 값과 실험결과를 이용하여 평균오차와 평균절대오차를 다음과 같이 계산하여 Table 2에 제시하였다. 여기서 혼합물의 경우에는 각각의 상관식에 적용할 액상과 기상의 물성치에 각 상의 성분비에 해당하는 혼합물의 물성값을 사용하였다.

Table 1 Experimental conditions in this study

Refrigerant	Temperature (°C)	Quality	Mass flux (kg/m ² s)	Heat flux (kW/m ²)	No. of points
R22	48.4~49.2	0.10~0.92	230~340	6.6~15.2	225
R1270	47.7~50.2	0.10~0.92	137~210	7.2~15.9	135
R290	48.4~49.7	0.07~0.91	110~187	5.6~14.5	495
R600a	47.7~49.1	0.07~0.94	70~137	2.9~11.2	147
R600	46.6~49.6	0.10~0.95	45~92	1.9~8.6	144
R290/R600a (25/75)	45.4~52.3	0.18~0.89	67~158	4.3~14.2	117
R290/R600a (50/50)	45.4~53.0	0.16~0.89	74~175	5.1~16.1	104
R290/R600a (75/25)	46.0~52.4	0.15~0.93	97~194	6.3~16.0	124
R290/R600a (25/75)	46.1~53.7	0.15~0.84	66~120	5.5~15.3	96
R290/R600 (50/50)	44.0~54.9	0.15~0.85	58~162	4.0~19.9	101
R290/R600 (75/25)	46.6~53.8	0.16~0.89	91~173	7.1~18.0	117

Table 2 Average absolute deviations between experimental and predicted condensation heat transfer coefficient of pure and mixed refrigerants by the correlations (numbers in parenthesis represent average deviation)

correlation	R22	R1270	R290	R600a	R600	R290/R600a	R290/R600	Average
Soliman et al. ⁽⁵⁾	6.7(-4.1)	8.5(3.9)	10.2(7.7)	12.7(4.3)	14.0(-6.2)	11.2(5.4)	8.8(2.0)	10.1(3.1)
Traviss et al. ⁽⁶⁾	35.0(35.0)	48.4(48.4)	41.5(41.5)	43.7(43.7)	37.2(35.8)	40.8(40.6)	34.6(34.2)	39.7(39.5)
Cavallini and Zecchin ⁽⁷⁾	40.6(40.6)	54.6(54.6)	45.3(45.3)	50.7(50.7)	44.8(43.9)	48.2(48.2)	41.7(41.6)	45.7(45.6)
Shah ⁽⁸⁾	24.9(24.9)	42.4(42.4)	34.3(34.3)	34.5(33.9)	29.8(25.5)	36.3(35.7)	29.1(28.1)	32.9(32.2)
Chen et al. ⁽⁹⁾	9.5(-1.9)	15.0(5.7)	17.0(9.0)	19.9(10.0)	16.5(0.4)	15.9(11.0)	13.8(7.0)	15.3(6.8)
Dobson et al. ⁽¹⁰⁾	17.3(5.4)	25.9(15.5)	19.5(6.4)	27.4(17.3)	27.3(14.7)	18.3(11.1)	15.0(4.5)	19.9(9.1)
Tandon et al. ⁽¹³⁾	10.5(-7.1)	7.7(4.1)	8.3(3.3)	39.8(39.8)	71.4(71.4)	22.6(20.5)	25.0(23.8)	21.8(17.3)
this work	6.6(-6.2)	7.4(6.3)	5.4(1.2)	10.0(3.2)	13.8(-2.4)	7.4(2.7)	5.3(-1.2)	7.1(0.4)

Average deviation

$$= \left[\frac{\sum_{i=1}^N \frac{h_{pred,i} - h_{meas,i}}{h_{meas,i}}}{N} \right] \times 100/N (\%) \quad (12a)$$

Average absolute deviation

$$= \left[\frac{\sum_{i=1}^N \left| \frac{h_{pred,i} - h_{meas,i}}{h_{meas,i}} \right|}{N} \right] \times 100/N (\%) \quad (12b)$$

여기서 N 은 총 실험점의 수이다.

Traviss 등⁽⁶⁾의 식은 이론에 의한 상관식임에도 불구하고, 열전달계수를 크게 예측하였다. 이에 관해서는 Nitheanandan 등⁽²³⁾과 Soliman⁽²⁴⁾이 기상으로의 액적의 유입을 무시한 해석에서 오는 오차라고 언급한 바 있으며, 실제로 Traviss 등⁽⁶⁾의 비교실험은 질량유속의 범위가 160~1500 kg/m²s로 상당수의 자료들이 분무-환상류의 유동에 속할 것으로 예상되고, 본실험의 대부분의 실험조건에서도 벗어나 있다.

Traviss 등⁽⁶⁾, Shah,⁽⁸⁾ Cavallini와 Zecchin⁽⁷⁾의 식에 의한 결과는 서로 비슷한 양상을 보이며, Dobson 등⁽¹⁰⁾이 주장한 바와 같이 열전달계수를 크게 예측하였으며, 다른 상관식에 비하여 큰 오차를 보였다. Dobson 등⁽¹⁰⁾의 식도 상대적으로 그 정도는 작았지만 역시 크게 예측하였다. 본 실험 결과와 가장 근사한 예측값을 보인 식은 Soliman 등⁽⁵⁾과 Chen 등⁽⁹⁾의 식이다. 각각 평균 절대오차가 10.1%, 15.3%이었다. 또한 Tandon 등⁽¹³⁾의 식은 그들의 실험과 환산압력이 비슷한 R22, R1270 및 R290의 경우에는 비교적 잘 예측하였으나, R600a와 R600의 경우에는 그 경향을 전혀 예측하지 못하였다. 그들의 논문에서 냉매와 조건에 따라 식의 사용에 주의를 해야 한다고 언급한 바 있다.

변온증발 혼합냉매의 경우, 응축시에 열전달계수가 감소한다고 알려져 있으며, 이를 예측할 수 있는 일반적인 방법에 대해서는 연구가 부족한 편이다. 본 실험결과를 비교적 잘 예측하는 것으로 여겨지는 Soliman 등⁽⁵⁾과 Chen 등⁽⁹⁾의 식은 혼합냉매의 낮은 건도영역을 제외하고는 열전달계수를 크게 예측하였다. Soliman 등⁽⁵⁾의 오차가 Chen 등⁽⁹⁾보다 작았으며, 평균 절대오차가 각각 10.1%, 14.9%로 순수물질의 경우와 비슷하였지만, 평균오차는 3.8%, 9.1%로 열전달계수를 크게 예측하는 쪽으로 치우쳐 있다.

3.3 탄화수소냉매의 응축열전달 상관식

앞의 여러 상관식들 중 Shah⁽⁸⁾는 경험식으로서

형태가 간단하고, 유동형태에 관계없이 적용할 수 있는 것으로 알려져 있다. 따라서 본 연구에서는 Shah⁽⁸⁾의 식을 기본 형태로 본 실험자료를 가장 잘 예측할 수 있는 식을 제안하였다. 이때 원래의 환산압력의 지수 0.4 보다는 0.5가 실험값을 좀 더 잘 표현할 수 있어서, 변형된 인자 X_c 를 도입하여 선형회귀분석하였다.

$$X_c = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{P}{P_{crit}} \right)^{0.5} \quad (13)$$

Fig. 9에 회귀분석된 결과를 나타내었고, 열전달계수를 예측하는 식은 다음과 같다.

$$\frac{h}{h_i} = 1 + \frac{2.5}{X_c^{0.912}} \quad (14a)$$

$$h_i = 0.023 \text{Re}_i^{0.8} \text{Pr}_i^{0.4} k_i / D \quad (14b)$$

본 연구에서 제시한 상관식으로, 순수냉매에 대하여 실험자료를 예측한 결과를 Fig. 10(a)에 나타내었다. R600의 몇몇 자료를 제외하고 -18%~20%의 오차범위 안에서 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 이때의 평균오차와 평균 절대오차는 Table 2에 제시되어 있다. 평균 절대오차는 7.1%, 평균오차는 0.4%로 Soliman 등⁽⁵⁾보다 개선된 값을 보였다. 본 연구에서 제시된 상관식에 사용된 실험자료의 범위는 $2700 < \text{Re}_{to} < 21800$, $2.2 < \text{Pr}_i < 3.6$, $0.12 < P/P_{crit} < 0.43$, $0.076 < k_i < 0.10$ 이고, 사용된 원관의 내경, D 는 8 mm이다.

한편 혼합냉매에 대해서도 혼합물의 물성을 순수냉매에 대해 개발된 상관식에 대입함으로써 열전달계수를 계산하였다. 예측한 결과를 Fig. 10(b)와 Table 2에 나타내었다. 이때 식 (13)의 X_c 를 계산하기 위한 혼합냉매의 임계압력은 각 순수물질의 임계압력으로부터 물성분비의 선형보간값으로 구하

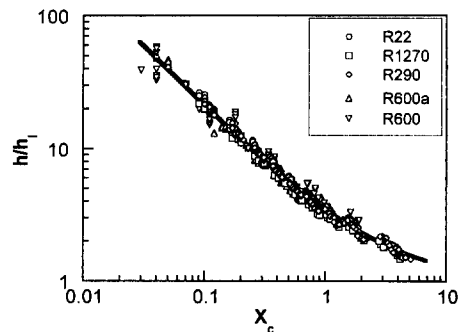
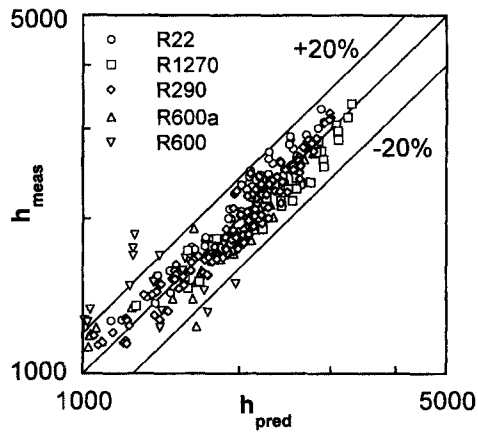
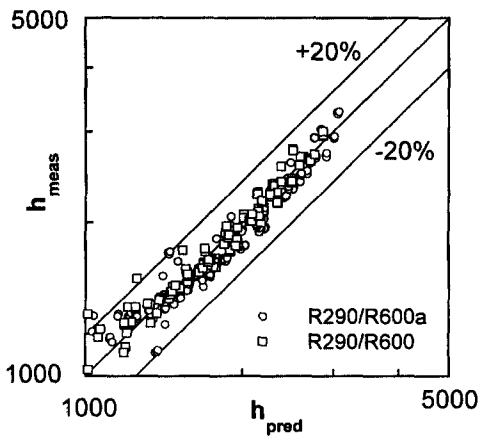


Fig. 9 Comparison of Eq. (14a) with the experimental data for pure refrigerants



(a) Pure refrigerants



(b) Refrigerant mixtures

Fig. 10 Comparison of experimental data with the correlation in this study

였으며, 혼합냉매의 물성은 액상과 기상의 각각의 성분비에 따른 혼합법칙을 사용하여 구하였다.

R290/R600a와 R290/R600의 혼합냉매의 경우, 전반적으로 열전달계수를 약간 크게 예측하는 쪽으로 치우쳐 있기는 하나, 평균 절대오차가 R290/R600a의 경우, 7.4%, R290/R600의 경우는 5.3%, 평균 오차는 R290/R600a의 경우, 2.7%, R290/R600의 경우는 -1.2%로, 물질전달저항에 의한 열전달계수 감소는 크지 않으며, 순수냉매의 상관식에 물질전달효과의 보상없이도, R290/R600a, R290/R600의 열전달계수를 예측할 수 있다고 여겨진다.

4. 결 어

탄화수소냉매의 열전도율이 R22에 비하여 우수하고, R290와 R1270의 경우 점성계수가 작으며, R600a와 R600은 포화액과 포화증기의 밀도의 비로 정의되는 밀도비가 크기 때문에 동일 질량유속 조건에서는 탄화수소계열의 냉매가 월등히 우수한 성능을 보였고, 전달열량이 비슷한 경우에도 R1270과 R290이 R22와 거의 동일한 열전달성을 보이는 것을 알 수 있었다. 혼합물의 경우 상변화시 액상과 기상의 성분비가 달라짐으로 인해 열전달계수가 구성 순수물질의 선형보간값에 비해 감소하였다.

기존의 상관식들과의 비교에서 Traviss 등⁽⁶⁾, Shah⁽⁸⁾, Cavallini와 Zecchin⁽⁷⁾의 식은 열전달계수를 크게 예측하였으며, Dobson 등⁽¹⁰⁾의 식도 상대적으로 그 정도는 작았지만 역시 크게 예측하였다. 본 실험 결과와 가장 근사한 예측값을 보인 식은 Soliman 등⁽⁵⁾과 Chen 등⁽⁹⁾의 식이다. 또한 Tandon 등⁽¹³⁾의 식은 자신의 실험과 환산압력이 비슷한 R22, R1270 및 R290의 경우에서는 비교적 잘 예측하였으나, R600a와 R600의 경우에는 그 경향을 전혀 예측하지 못하였다.

형태가 간단하고, 유동형태에 관계없이 적용할 수 있는 것으로 알려져 있는 Shah⁽⁸⁾식을 기본 형태로 본 실험자료를 가장 잘 예측할 수 있는 식을 제안하였다. 평균 절대오차가 7.1%로 순수냉매의 경우 기존 상관식보다 개선된 결과를 보였고, 또한 혼합냉매의 경우에도 순수물질에 대하여 제시된 상관식이 R290/R600a, R290/R600에도 그대로 적용될 수 있었다.

후 기

본 연구는 서울대학교 티보동력기계연구센터 및 1996년도 한국과학재단 특장기초연구비(과제번호: 96-0200-12-01-3)의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사드린다.

참고문헌

- (1) UNEP, 1992, Copenhagen Decision, The Fourth Meeting of the Parties to the Montreal

- Protocol.
- (2) James, R. W. and Missenden, J. F., 1992, "The Use of Propane in Domestic Refrigerators," *Int. J. Refrig.*, Vol. 15, No. 2, pp. 95~98.
 - (3) Kim, M. S., Chang, Y. S. and Ro, S. T., 1996, "Performance and Heat Transfer of Hydrocarbon Refrigerants and Their Mixtures in a Heat Pump System," *The Second International Conference on the Use of Non-Artificial Substances, IIR Commissions B1, B2, E1, E2*, Sept. 3-6, Aarhus, Denmark, pp. 477~486.
 - (4) Chang, Y. S., Kim, M. S. and Ro, S. T., 1996, "Test Results of an Air Conditioning System Filled with Hydrocarbon Refrigerants and Their Mixtures," *Proc. of the KSME-JSME Thermal Engineering Conference*, Oct. 20-23, Kyongju, Korea, Vol. 3, pp. 427~432.
 - (5) Soliman, M., Schuster, J. R. and Berenson, P. J., 1968, "A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation," *J. of Heat Transfer*, Vol. 90, pp. 267~276.
 - (6) Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, "Forced-Convection Condensation Inside Tubes : A Heat Transfer Equation for Condenser Design," *ASHRAE Trans.*, Vol. 79(1), pp. 157~165.
 - (7) Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation," *Proceedings of the Fifth International Heat Transfer Conference*, Vol 3, pp. 309~313.
 - (8) Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.
 - (9) Chen, S. L., Gerner, F. M., and Tien, C. L., 1987, "General Film Condensation Correlations," *Experimental Heat Transfer*, Vol. 1, pp. 93~107.
 - (10) Dobson, M. K., Chato, J. C., Hinde, D. K. and Wang, S. P., 1994, "Experimental Evaluation of Internal Condensation of Refrigerants R-12 and R-134a," *ASHRAE Trans.*, Vol. 100(1), pp. 744~755.
 - (11) Soliman, H. M., 1982, "On the Annular-to-Wavy Flow Pattern Transition During Condensation Inside Horizontal Tubes," *Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 60, pp. 475~481.
 - (12) Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1995, "Heat Transfer During Convection Condensation Inside Horizontal Tube," *Int. J. Refrig.*, Vol. 18, No. 3, pp. 210~214.
 - (13) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd Ed., Clarendon Press.
 - (14) Stoecker, W. F. and Kornota, E., 1985, "Condensing Coefficients When Using Refrigerant Mixtures," *ASHRAE Trans.*, Vol. 91, pp. 1351~1367.
 - (15) Shah, R. K., 1990, "Assessment of Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Exchanger Design Data," *Heat Transfer* 1990, Vol. 5, pp. 51~56.
 - (16) Kedzierski, M. A. and Kim, M. S., 1996, "Single-Phase Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of an Integral-Spine Fin Within an Annulus," *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 3, No. 3, pp. 201~210.
 - (17) Chang, Y. S., Kim, M. S. and Ro, S. T., 1996, "Performance of a Refrigeration System with Heat Transfer Analysis of Condenser and Evaporator," *Proc. of ISTP-9*, Singapore, Vol. II, pp. 1311~1316.
 - (18) Benedict, R. P., 1984, *Fundamentals of Temperature, Pressure, and Flow Measurements*, 3rd ed., Chap. 10, John Wiley & Sons Inc.
 - (19) 김민수, 김동섭, 노승탁, 김옥중, 윤재호, 1990, "혼합냉매의 열역학적 물성치 추산에 관한 연구," *대한기계학회논문집*, 제14권, 제5호, pp. 1337~1348.
 - (20) ASHRAE, 1993, *ASHRAE handbook fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.
 - (21) Gallagher, J., Huber, M., Morrison, G. and McLinden, M. O., 1993, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 4.0, Thermophysics Division, Nat'l Institute of Stan-

- dards and Technology, Gaithersburg, MD.
- (22) Reid, R. C., Prausnitz, J. M. and Poling, B. E., 1988, *The Properties of Gases & Liquids*, McGraw-Hill Book.
- (23) Nitheanandan, T., Soliman, H. M. and Chant, R. E., 1990, "A Proposed Approach for Correlating Heat Transfer During Condensation Inside Tubes," *ASHRAE Trans.*, Vol. 96(1), pp. 230~241.
- (24) Soliman, H. M., 1986, "The Mist-Annular Transition During Condensation and Its Influence on the Heat Transfer Mechanism," *Int. J. of Multiphase Flow*, Vol. 12, pp. 277~288.