

## 수평평할 세관 내에서의 R-290, R-600a, R-22의 응축열전달과 압력강하 특성

노건상<sup>†</sup>, 손창호<sup>\*</sup>

<sup>†</sup>동명대학교 냉동공조공학과  
608-711 부산광역시 남구 용당동 525번지

<sup>\*</sup>부경대학교 기계공학부  
608-739 부산광역시 남구 용당동 산 100번지 (용당캠퍼스)

(2008년 1월 14일 접수; 2008년 3월 11일 채택)

### Condensation Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop of R-290, R-600a, and R-22 in Horizontal Smooth Pipes with a Small Diameter

Geon Sang Roh<sup>†</sup> and Chang Hyo Son<sup>\*</sup>

<sup>†</sup>Department of Refrigeration and Air Conditioning, Tongmyong University,  
535 Yongdang-dong Nam-gu, Busan 608-711, Korea

<sup>\*</sup>School of Mechanical Engineering, Pukyong National University  
San 100 Yongdang-dong, Nam-gu, Busan 608-739, Korea

(Received for review January 14, 2008; Revision accepted March 11, 2008)

#### 요 약

본 연구에서는 내경이 각각 5.80 mm와 10.07 mm인 두 개의 수평 이중관열교환기 내에서의 탄화수소계 냉매의 응축열전달과 압력강하에 대한 실험을 35.5~210.4 kg/m<sup>2</sup>·s의 질량유속과 응축온도인 40℃에서 수행하였다. 탄화수소계 냉매 R-290과 R-600a의 응축열전달계수가 프레온계 냉매인 R-22보다 높았다. 응축 압력강하는 R-600a > R-290 > R-22 순으로 나타났고, 내경이 5.8 mm인 관 내 보다 10.07 mm인 관 내의 압력강하가 R-600a에서는 6~15% 정도 높았으며, R-290과 R-22에서는 각각 9.8~12.5%와 2.1~4.6% 정도 높게 나타났다. 실험으로 구한 응축열전달계수와 종래의 상관관계식을 비교해 본 결과, 모든 관경에 대해 Haraguchi 등의 상관관계식과 가장 좋은 일치율을 보였다.

**주제어** : 응축열전달계수, 압력강하, 혼합냉매, 유동양식, 대체 냉매, 탄화수소 냉매

**Abstract** : The condensation heat transfer coefficients and pressure drops of hydrocarbon refrigerants (R-290 and R-600a) and hydrochlorofluorocarbon (HCFC) refrigerants were measured in the two horizontal double pipe heat exchangers with inner diameters of 10.07 mm and 5.80 mm at a mass flux of 35.5~210.4 kg/m<sup>2</sup>s and the condensation temperature of 40℃. The average condensation heat transfer coefficients of hydrocarbon refrigerants were higher than that of HCFC refrigerant(R-22). The pressure drop had a magnitude in the order of R-600a > R-290 > R-22. The pressure drops in the tubes with inner diameter of 10.07 mm were approximately 6~15%, 9.8~12.5% and 2.1~4.6% higher for R-600a, R-290 and R-22, respectively, than those with inner diameter of 5.80 mm. The condensation heat transfer coefficients were compared with the published experimental data, and showed the best agreement with Haraguchi et al.'s correlation.

**Key word** : Heat transfer coefficient, Pressure drop, Refrigerant mixture, Flow pattern, Alternative refrigerant, Hydrocarbon refrigerant

\* To whom correspondence should be addressed.  
E-mail: sonch@pknu.ac.kr

### 1. 서 론

프레온계 냉매의 지구온난화와 오존층 파괴에 따른 환경문제가 제기된 이래 인류가 지구 전체의 환경문제를 해결하기 위해 전 세계가 협력할 것을 촉구하고 있다. 이를 기점으로 하여 선진국을 중심으로 각종 규제 및 제재가 가속화되어가고 있다. 그러나 가정 및 산업 전반에 걸쳐 냉동공조시스템의 사용은 계속 증가하고 있으며, 이에 따른 에너지수급 및 환경문제가 중요한 과제로 부각되고 있다. 따라서 환경친화냉매의 사용, 제품 재사용성의 증대, 에너지소비효율 향상 등을 통하여 지구환경에 미치는 영향을 최소화하고, 지구대기환경을 청정하게 하는 문제는 매우 중요한 일이다. 특히 소요에너지 전량을 수입에 의존하고 있는 국내 여건을 볼 때 환경문제와 동반한 에너지 절약기술은 국가경쟁력 차원에서 매우 중요한 기술이다. 또한 가정용, 상업용, 산업용 건물의 냉난방·공조용 기기에서 가열이나 냉각에 사용되는 시스템의 전열능력향상기술은 에너지 이용의 고효율화 및 환경친화적인 시스템 개발에 필수적이다. 지금까지는 에너지절약을 위해 냉동·공조분야에서는 주로 열교환기의 전열면적을 상승시킴으로서 전체 전열성을 향상시키는 기술에 중점을 두어왔다. 그러나 이렇게 하면 전열성은 향상되지만 열교환기의 단위 면적당 열전달성은 오히려 저하되는 단점이 있다. 그러나 많은 실험이나 심도 있는 연구가 체계적으로 이루어지지 못해서 현실설계에 적용하기에는 시간이 많이 필요한 실정이다.

국내 산업체에서도 열교환기의 고효율화를 위해 연구개발

에 투자하고 있지만, 아직까지는 핵심기술을 선진 외국에서 도입하기 때문에 독자기술의 확보가 부족하다. 또한 최근 기술전쟁으로 볼릴 정도로 각국 간의 산업경쟁이 치열해지면서 점점 기술도입이 어려워지고 있어 핵심기술의 국내 자체개발이 절실히 요구되고 있다.

냉동공조시스템의 효율을 향상시키기 위해서는 시스템에 적합한 냉매의 선정, 구성 요소부품(압축기, 열교환기 등)의 고성능화 및 시스템의 최적화가 요구된다. 열교환기는 시스템의 크기 및 성능에 크게 영향을 미치는 핵심구성 요소로 고온의 작동매체에서 저온의 작동매체로 열을 전달하는 장치이며, 매체의 종류, 작동온도, 작동압력 등에 따라 핀-관형 열교환기, 셸-튜브형 열교환기 및 관형 열교환기 등 많은 종류가 있다. 전열면적 증가를 위하여 공기층에 핀을 부착하는 방법은 결국 장치를 소형화하는 데는 성공하였지만, 유지 및 보수, 오염, 공간효율성, 진동 등의 외부 내력 등은 여전히 약점으로 남아 있다. 이러한 한계를 극복하기 위해 내외면에 핀을 부착하여 전열면적을 증가시킴으로써 열전달을 향상시키려는 연구가 활발히 진행 중이다. 또한 공간의 효율성, 진동 등의 외부내력 등의 취약성을 극복하기 위해 관경을 소형화하여 보수 측면에서 우위를 점할 수 있는 쪽으로 연구하고자 한다. 열교환기를 최적설계하기 위해서는 작동유체에 따른 열전달 특성, 유동양식, 압력강하 특성에 대한 실험이 먼저 수행되어야 한다. 이를 위해 본 실험에서는 기존의 냉동·공조 장치에 가장 많이 사용되고 있는 규제 냉매인 R-22와 그 대체 냉매인 R-290과 R-600a를 작동유체로 사용하여 크기가 다른 두 관의 전열성능 향상 정도를

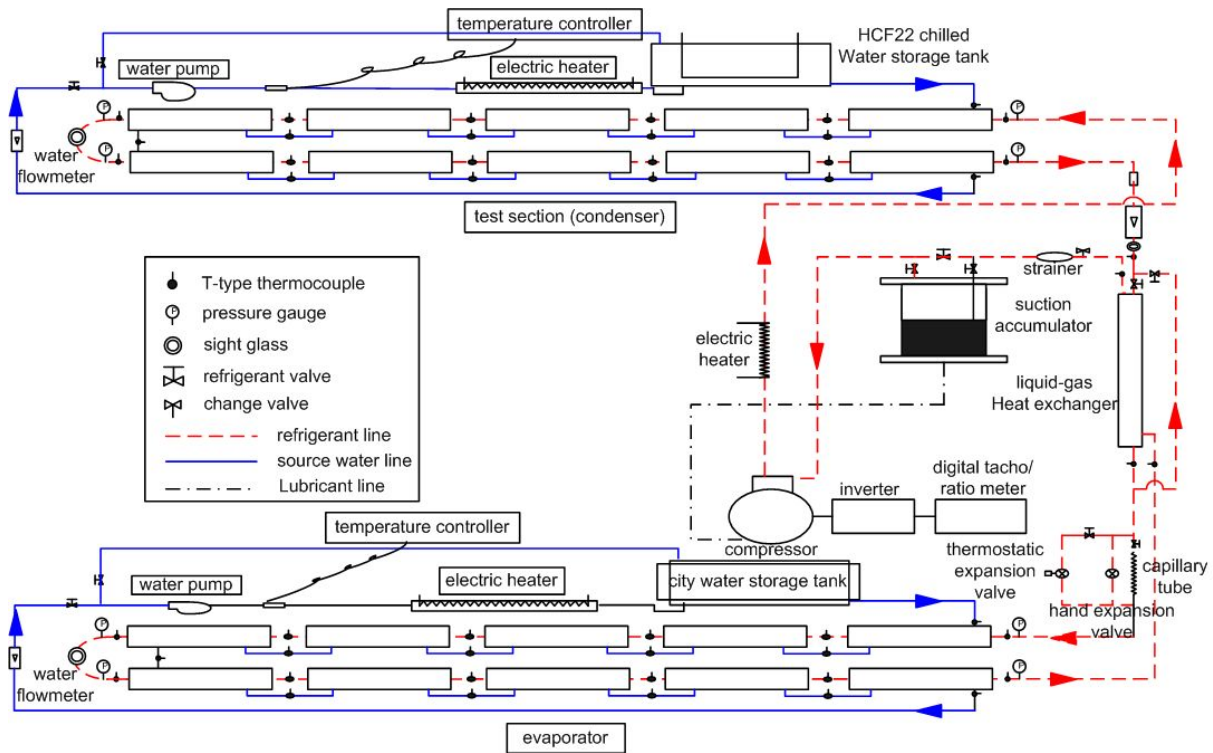


Figure 1. Schematic diagram of the experimental apparatus.

비교하고 관경의 변화에 따른 전열성능을 분석하여 탄화수소계 냉매용 세관 열교환기의 기초설계 자료를 제공하고자 한다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1. 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도는 Figure 1과 같다. 실험장치는 압축기로 구동되는 증기압축식 냉동사이클 및 냉매가 순환되는 경로와 냉각수가 순환되는 경로로 구성하였다. 수액기(receiver tank)를 나온 냉매는 팽창밸브에서 팽창된 후 증발기로 흡입되어 증발되고, 증발기를 나온 냉매증기는 압축기에서 압축된다. 압축된 냉매증기는 응축기에서 냉각수와 열교환된 후 응축되어 수액기로 흡입된다. 미응축 냉매증기를 완전 응축시키기 위해서 액-가스 열교환기를 설치하였으며, 실제로 냉매증기가 응축이 되었는지 눈으로 확인하기 위하여 가시화부(sight glass)를 설치하였다. 냉매증기를 응축시키기 위해 냉동기 유닛에서 일정온도로 조절된 일정유량의 냉각수가 내관과 외관사이의 환상 공간으로 냉매의 흐름방향과 반대 방향으로 흐르게 되어 있다.

Figure 2는 시험부인 이중관식 대향류응축기의 상세도를 나타낸 것이다. 응축기 내관은 2가지로 내경 10.07 mm(외경 12.07 mm)와 5.80 mm(외경 6.35 mm)인 수평평활 동관(horizontal smooth copper tube)이고, 가시화부로서 파이렉스튜브(pyrex tube)를 가운데 설치하였다. 응축기 외관(셸)의

내경은 30 mm이고, 외경은 34 mm인 PVC관을 사용하였다. PVC관의 바깥 면은 주위 공기와의 열손실을 최소화하기 위해 임계절연 반지름(critical insulation radius)을 고려하였다.

시험부는 크게 내경 10.07 mm와 5.80 mm 구간으로 나눌 수 있다. 먼저 10.07 mm 시험부를 살펴보면 냉매온도를 측정하기 위해 각 직관의 입구에서 500 mm 등간격으로 합계 12곳, 관벽 온도의 측정을 위해 냉매온도 측정과 동일지점에서 동일단면상의 관상부에서 원주방향 90°방향으로 3곳 등 모두 30곳의 T-type 열전대(구리-콘스탄탄)를 폭 2 mm, 길이 20 mm의 홈을 파서 설치하였다. 냉각수 온도는 냉매온도 측정과 동일지점인 12곳에서 측정하고, 가시화부를 통하여 열전달과 유동양식 간의 연관성, 흐름패턴의 천이 등을 규명하고자 하였다. 완전히 응축이 진행되지 않은 경우에 이를 응축시키기 위한 보조응축구간을 두어서 최소 과냉 조건을 만들어서 장치 내를 순환할 수 있도록 2곳에 열전대를 설치하였다. 5.80 mm 시험부는 10.07 mm와 유사하게 설치되되 각 직관의 입구에서 250 mm 등간격으로 설치하였다. 완전히 응축이 진행되지 않았을 때 이를 응축시키기 위한 액-가스 열교환기를 두어서 최소 과냉 조건을 만들어서 장치 내를 순환할 수 있도록 설치하였다. 또한 압력강하를 측정하기 위해 냉매온도 측정지점의 동일지점에 압력공을 설치하였고, 차압계를 이용하여 입구, 가시화부 전, 후부 및 출구 등 총 4군데의 차압을 측정하도록 하였다.

### 2.2. 실험방법

작동유체로 규제냉매 R-22, 대체냉매 R-290과 R-600a를 사용하여 평활관에서 응축전열특성에 대한 실험을 수행하였다. 수평평활관으로 제작한 응축기 내의 미응축가스를 제거하기 위하여 진공펌프로 장치내부를 진공상태로 만든 다음, 각각의 작동유체를 장치 내에 공급하여 냉매증기에 잔존할 수 있는 미응축가스를 배출시켰다. 그 다음 각각의 냉매를 충전시켜 응축전열특성에 대한 실험을 시작하였다. 전술한 바와 같이 본 연구에서는 압축기를 사용하여 열전달과 압력강하 특성을 파악하는 것이 목적이므로, 압축기 오일이 열전달과 압력강하 특성에 미칠 수 있는 어느 정도 영향은 무시하고 실험결과를 도출하였다. Table 1은 본 연구의 실험조건을 정리

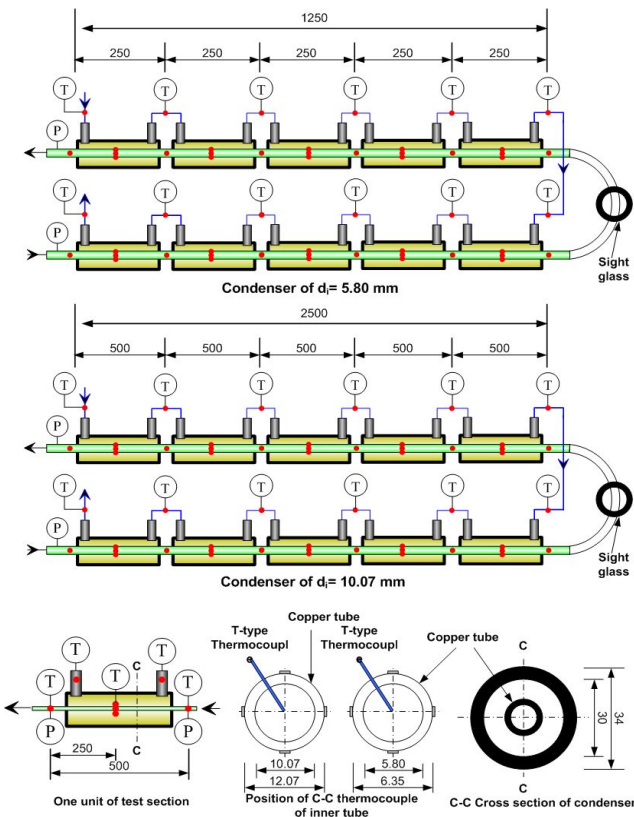


Figure 2. Details of the test section.

Table 1. Experimental conditions used in this research

Parameters	R-22	R-290	R-600a
Test section	Horizontal smooth copper tube		
I.D. of test section, mm (O.D. of test section, mm)	10.07(12.07), 5.80(6.35)		
Mass flux, (kg/m <sup>2</sup> s)	50.0 ~ 210.4	35.5 ~ 165.1	35.5 ~ 178.8
Reynolds number at condenser inlet	37,240 ~ 156,700	37,970 ~ 176,600	44,300 ~ 223,100
Condensation Temperature, (°C)	40		
Cooling capacity, (kW)	0.95 ~ 10.1		

**Table 2. Parameters and estimated uncertainties**

Parameters	Uncertainty
Temperature (°C)	± 0.1°C
Pressure (kPa)	± 2 kPa
Water flow rate (kg/s)	± 1%
Refrigerant flow rate (kg/s)	± 1%
Mass velocity (kg/m <sup>2</sup> s)	± 1%
Vapor quality	± 7.5%
Heat flux (kW/m <sup>2</sup> )	± 7.8%
Heat transfer coefficient (kW/m <sup>2</sup> K)	± 9.1%
Pressure drop (kPa)	± 90 kPa

한 것으로 실험변수는 냉매, 질량유속, 관경, 포화온도, 전열량 등이고, Table 2는 본 실험의 불확실도를 나타낸 것이다.

### 3. 결과 및 검토

#### 3.1. 유동양식

응축관 내를 흐르는 기액 이상류는 기액의 유량비, 유동방향, 유로의 형상 및 크기, 유속 등의 많은 인자에 의하여 여러 가지 유동형태를 나타낸 것이다. 이러한 유동양식에 따라서 유동기구 및 전열과정의 특성(열전달 및 압력강하 특성)이 달라질 수 있으므로 주어진 유동조건에서 유동양식을 예측해 둘 필요가 있다. 완전히 발달된 이상류의 유체요소에 작용하는 힘은 압력차, 점성력, 중력, 기액 계면의 표면장력이 있으며, 이들의 힘에 의하여 유동양식이 결정되어진다. 유동양식을 관찰하고자 할 때에는 명확한 구분이 어렵기 때문에 일반적으로 유동양식 선도를 이용하여 추정하는 경우가 많다.

본 연구에서는 먼저 유동양식을 직접 관찰하고, 이를 뒷받침해 줄 수 있는 유동양식 선도를 사용하여 응축관 내에서의 유동형태가 어떻게 변하는지를 알아보려고 하였다. 수평유동에서 사용되고 있는 Baker[1] 선도는 가로축은 액체의 질량유속을 세로축은 기체의 질량유속을 각각 나타내며, 표준상태(1기압, 293.15K)의 공기-물 이외에 혼합유체에도 적용할 수 있도록 수정계수 λ, ψ를 도입하였다. 액체의 질량유속이 클 경우에는 기포류가 나타나고 액체의 유량이 약간 작은 상태에서 기체의 유속이 크면 환상류, 기체의 유속이 아주 커지면 액적류가 되며, 액체와 기체의 질량유속이 동시에 작을 경우에는 성층류가 되는 경향이 일반적이다. Mandhane[2]는 1178개의 공기-물 혼합유동의 실험 데이터를 포함하여 5935 개의 실험 데이터로서 기상 및 액상의 겉보기속도를 가로축, 액상의 겉보기속도를 세로축으로 사용하여 비교분석하였다. Hewitt[3]은 Mandhane 선도를 포함하여 여러 수평유동양식 선도를 서로 비교할 결과 대체로 일치하는 것을 알 수 있으며, Baker 선도에서 표시한 수정계수 λ, ψ의 효과는 그다지 중요하지 않음을 관찰하였다. 아울러 Mandhane 선도는 주로 비교적 낮은 압력에서 실험한

결과를 기반으로 하고 있어서 고압기의 적용에는 중요한 제약이 따른다. 따라서 Taitel and Dukler[4]는 Mandhane의 결과를 포함하여 물성치의 영향과 관 직경의 영향을 고려한 좀 더 일반화된 유동양식 선도를 이론적인 해석을 근거로 하여 제시하였다.

Figures 3-4는 내경 10.07 mm와 5.80 mm의 관내를 흐르는 규제냉매 R-22와 대체냉매 R-290과 R-600a에 대한 실험결과를 Taitel-Dukler 선도에 도시한 것이다. Taitel-Dukler 선도의 X, Y-좌표축은 식 (1)~(6)로 계산되는 무차원수를 이용하여 유동양식의 천이영역을 나타내었다.

$$j_v = \frac{G \cdot x}{\rho_v} \tag{1}$$

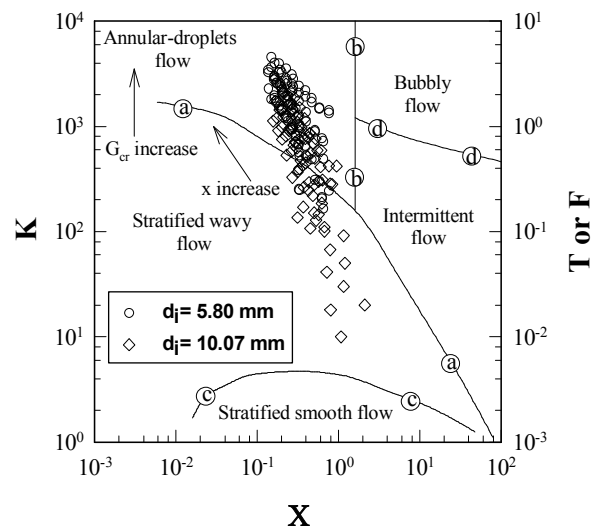
$$j_1 = \frac{G \cdot (1-x)}{\rho_l} \tag{2}$$

$$X = \left[ \frac{\left( \frac{dp}{dz} \right)_l}{\left( \frac{dp}{dz} \right)_v} \right]^{1/2} \tag{3}$$

$$F = j_v \cdot \left[ \frac{\rho_v}{(\rho_l - \rho_v) \cdot d_i \cos \theta \cdot g} \right]^{1/2} \tag{4}$$

$$K = F^2 \left[ \frac{d_i j_1}{\nu_l} \right] \tag{5}$$

$$T = \left[ \frac{\left( \frac{dp}{dz} \right)_l}{(\rho_l - \rho_v) \cdot \cos \theta \cdot g} \right]^{1/2} \tag{6}$$



**Figure 3. The two-phase flow map proposed by Taitel-Dukler. Values for K, X, T, and F are calculated by Eqs. (5), (3), (6), and (4), respectively.**

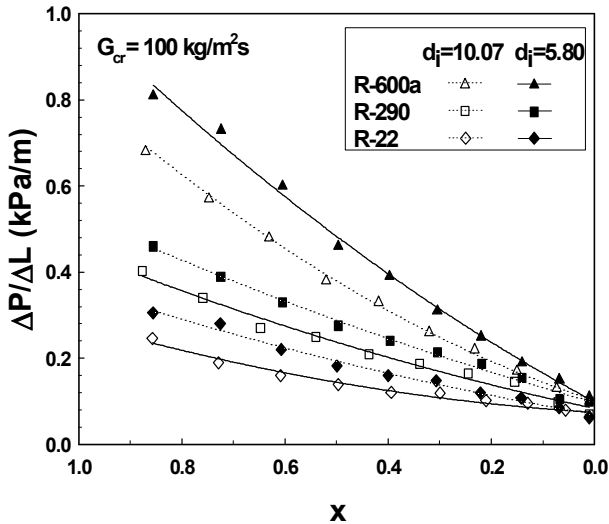


Figure 4. Condensation pressure drop ( $\Delta P/\Delta L$ ) vs. quality ( $x$ ).

여기서  $\theta$ 는 수평을 중심으로 하였을 때 관의 기울기,  $j_v$ 는 기상의 겉보기속도,  $j_l$ 은 액상의 겉보기속도,  $x$ 는 증기건도를 나타낸다. 위의 식들에서  $X$ ,  $F$ ,  $K$ ,  $T$ 는 Taitel와 Dukler가 정의한 무차원수로서  $X$ 는 Martinelli parameter라고 부른다. Figures 3-4에서 ㉓-㉓는 성층류 및 파형류를 다른 유동양식에서 분리해 내는 경계로서 가로축은 식(3)의  $X$ , 세로축은 식(4)의  $F$ 를, ㉔-㉔는 ㉓-㉓ 경계선의 바깥부분 유동영역에서 환상류를 기포류와 간헐류로부터 분리하는 경계선으로  $X=1.6$ 인 수직선이며, ㉕-㉕는 기포류와 간헐유동간의 경계선을 표시하는 것으로 가로축은 식(3)의  $X$ , 세로축은 식(6)의  $T$ 를, ㉖-㉖는 성층류와 파형류의 경계를 표시하는 선으로 가로축은 식(3)의  $X$ , 세로축은 식(5)의  $K$ 를 좌표축으로 사용한다.

Figure 3에서 보듯이 냉매 R-22, R-290, R-600a의 유동양식은 모두 냉매의 건도가 감소할수록, 그리고 질량유속이 감소할수록 환상류 영역에서 파상류 영역으로 빠르게 천이되고 있는 것으로 나타났으며, 실제 가시화부로 통하여 이러한 것을 관찰할 수 있었다. 유동양식은 대부분의 구간에서 환상류로 예측되며 관경이 축소됨에 따라 방향 전체에 걸쳐서 환상류가 지배적으로 나타남을 관측할 수 있었으며, 이러한 사실은 기존 연구결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있었다. R-22, R-290, R-600a 모두 관경이 10.07 mm에서 5.80 mm로 축소됨에 따라 환상류 영역은 커지고, 파형류 영역은 작아지는 것을 관찰할 수 있었다.

3.2. 압력강하

냉동·공조장치, 소형 냉장고 등을 위한 열교환기를 설계하기 위해서는 열전달계수뿐만 아니라 압력강하에 관한 데이터가 필요하다. 관내 이상류(two-phase flow)의 마찰압력강하 특성 규명은 열교환기 설계를 위한 압력강하의 예측뿐만 아

니라 열전달계수를 예측하는 지표가 될 수 있다. 응축관 내 기액이상류에 있어서 소구간  $\Delta z$ 에서의 전압력강하  $\Delta P_T$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_T = \Delta P_M + \Delta P_F + \Delta P_g \tag{7}$$

여기서,  $\Delta P_M$ 은 운동량변화에 의한 압력강하,  $\Delta P_F$ 는 마찰력에 의한 압력강하,  $\Delta P_g$ 는 중력에 의한 압력강하이다. 수평관내 강제대류에서는 중력에 의한 영향  $\Delta P_g$ 를 무시할 수 있으므로

$$\Delta P_T = \Delta P_M + \Delta P_F \tag{8}$$

이고, 운동량변화에 의한 압력강하  $\Delta P_M$ 은 기상과 액상의 속도성분이 일정하다는 가정 하에서 운동량의 식을 이용하면 식 (9)와 같이 정리된다.

$$\Delta P_M = -G \left[ \frac{x^2}{\alpha \cdot \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-x) \cdot \rho_l} \right] \tag{9}$$

여기서  $G$ 는 냉매질량유속,  $x$ 는 건도,  $\alpha$ 는 보이드율이다. 건도  $x$ 와 보이드율  $\alpha$ 의 관계에 대해서는 지금까지 많은 연구가 알려져 있다.

Figure 4는 내경 10.07 mm와 5.80 mm 관내에서 냉매 건도에 따른 단위 길이당의 압력강하 변화를 나타낸 것이다. Figure 4에서 모든 냉매의 압력강하는 증기 건도가 감소할수록 감소함을 알 수 있었다. 또 R-22, R-290, R-600a의 압력강하 차이는 고건도 영역에서 더욱더 증가함을 알 수 있다. 이는 응축됨에 따라서 기상이 액상으로 변화하면서 기액 계면의 전단력의 감소로 인하여 마찰압력 강하량이 감소하였기 때문이라고 할 수 있다. Figure 4에서 동일한 관경과 질량유

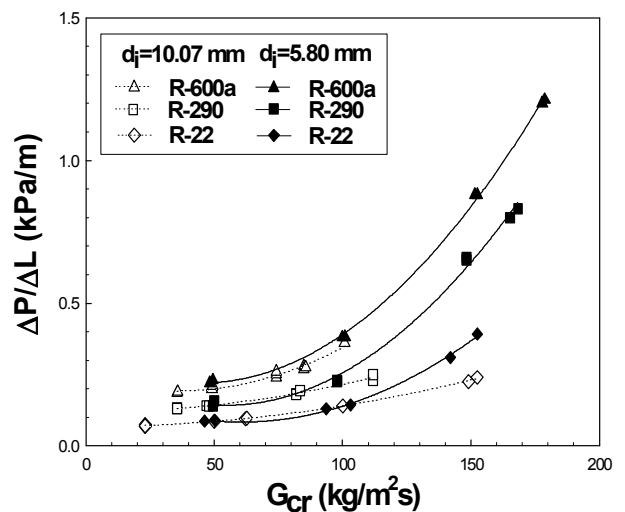


Figure 5. Condensation pressure drop ( $\Delta P/\Delta L$ ) vs mass flux ( $G_{cr}$ ).

속에서 3가지 냉매의 압력강하는 R-600a > R-290 > R-22 순서로 나타났다. 이는 Table 3에서 알 수 있는 것처럼, R-22의 증기밀도가 가장 높고 R-600a의 증기밀도가 가장 낮기 때문이다. 즉, 냉매의 증기밀도가 높을수록 압력강하는 감소하게 된다.

Figure 5는 내경 10.07 mm와 5.80 mm 관 내에서 질량유속 변화에 따라 3가지 냉매의 단위 길이당의 압력강하를 나타낸 것이다. Figure 5에서 R-22, R-290, R-600a의 압력강하는 질량유속이 증가할수록 증가하고, R-22의 압력강하가 탄화수소계 냉매인 R-290과 R-600a에 비해 낮은 것을 나타났다. 즉, R-600a의 압력강하는 R-22에 비해 약 131~165% 정도 높고, R-290의 압력강하는 57~75% 정도 높은 것으로 나타났다. 또 3가지 냉매의 단위길이당의 압력강하 차이는 질량유속이 감소할수록 감소하는 경향을 보였다. Figure 5에서 관경이 10.07 mm에서 5.80 mm로 감소하면 3가지 냉매의 압력강하는 증가하는 경향을 보였다. 이는 관경이 작아질수록 증기 속도가 증가하기 때문인 것을 판단된다. 내경 10.07 mm와 5.80 mm 관에서 3가지 냉매의 압력강하를 비교한 결과, 내경 5.80 mm 관내 R-600a, R-290, R-22의 압력강하는 내경 10.07 mm 관내의 압력강하에 비해 약 6~15%, 9.8~12.5%, 2.1~4.6% 정도 높은 것으로 나타났다.

3.3. 평균열전달계수

Figures 6-7은 내경 10.07 mm와 5.80 mm 관에서 질량유속의 증가에 따른 R-22, R-290, R-600a의 평균열전달 계수의 변화를 나타낸 것으로 평균열전달 계수는 아래의 식(10)으로 계산하였다. Figures 6-7에 대한 실험은 시험구간의 냉매 입구온도와 압력, 냉매 질량유속, 냉각수 입구온도를 동일한 조건에서 하였다.

Figure 6에서 내경 10.07 mm관내 3가지 냉매의 평균열전달계수는 질량유속과 함께 증가하였고, R-600a > R-290 > R-22 순서로 나타났다. 즉, R-290과 R-600a의 평균열전달계

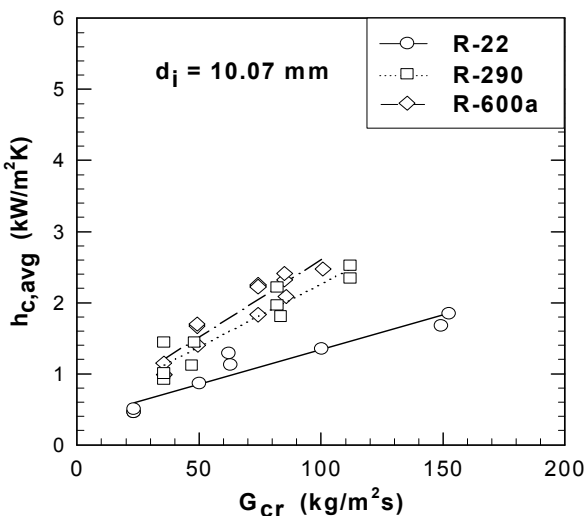


Figure 6. Average heat transfer coefficient ( $h_{c,avg}$ ) vs. mass flux ( $G_{cr}$ ) in the larger tube,  $d_i = 10.07$  mm.

Table 3. Thermophysical properties of refrigerants used in this study at the saturation temperature of 40°C [REFPROP(version 6.01)]

Property	State	Types of Refrigerants		
		R-22	R-290	R-600a
Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid	1129	467.3	554.7
	Vapor	66.19	30.21	9.442
Viscosity (10 <sup>-6</sup> Pa·s)	Liquid	139.4	82.49	138.5
	Vapor	13.52	9.415	8.070
Thermal conductivity (mW/mK)	Liquid	0.07688	0.0858	0.1012
	Vapor	0.01302	0.02152	0.01818

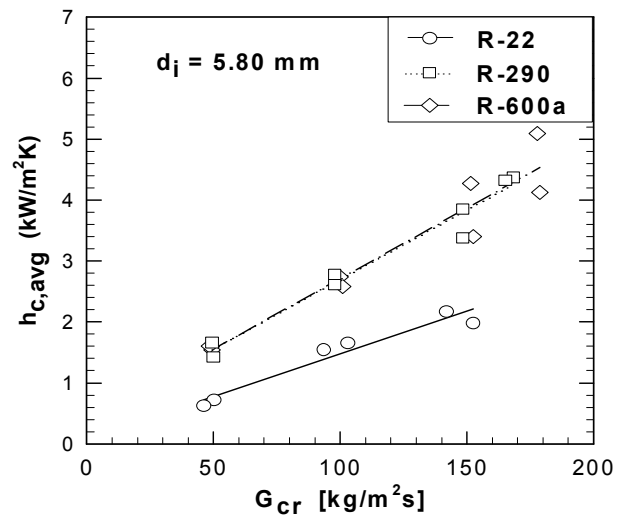


Figure 7. Average heat transfer coefficient ( $h_{c,avg}$ ) vs. mass flux ( $G_{cr}$ ) in the smaller tube,  $d_i = 5.8$  mm.

수가 R-22에 비해 약 49.3%와 70.0% 정도 높게 나타났다. 이처럼 탄화수소계 냉매의 평균열전달 계수가 프레온계 냉매인 R-22보다 높게 나타난 이유는 다음과 같이 요약할 수 있다. Table 3에서 알 수 있듯이, R-600a와 R-290의 액상 열전도도가 R-22에 비해 높기 때문이다. Figure 7에서 내경 5.80 mm 관에서 3가지 냉매의 압력강하는 내경 10.07 mm에서와 동일한 경향을 보였다. 즉, R-290과 R-600a의 평균열전달 계수가 R-22에 비해 약 70.9%와 74.1% 정도 높게 나타났다. 이러한 경향은 본 논문과 유사한 실험조건에서 실험한 Lee et al.[5]의 연구결과와 유사하게 나타났다.

위의 그림에서 알 수 있듯이 3가지 냉매의 평균열전달 계수는 저질량유속에는 관경의 영향이 적은 것으로 나타났으나, 질량유속이 증가할수록 관경이 적어짐에 따라 증가하는 것으로 나타났다. 저질량유속에는 유사연구로부터 관경의 영향이 적은 것으로 나타났으나[6], 고질량유속인 경우에는 전술한 유동양식, 유효전열면적 등과 밀접한 관계가 있다. 즉 질량유속이 증가할수록 관 전체에 걸쳐 환상류 영역이 지배적으로 나타나고, 유효전열면적이 증가하기 때문인 것으로 판단된다.

**Table 4. Average deviation of experimental- and correlated heat transfer coefficients,**

$$\sigma_{avg} = \frac{1}{N} \left[ \sum_{i=1}^N \left( \frac{h_{cal,i} - h_{exp,i}}{h_{exp,i}} \right)^2 \right] \times 100$$

Authors	Refrigerant	Average deviation, $\sigma_{avg}$ , (%)	
		( $d_i=10.07$ mm)	( $d_i=5.8$ mm)
Shah	R-22	73	24.5
	R-290	31.4	14.1
	R-600a	54.6	27.4
Traviss et al.	R-22	10.3	-30.3
	R-290	6.2	20.3
	R-600a	10.0	20.0
Cavallini-Zecchin	R-22	14.3	25.6
	R-290	7.4	16.7
	R-600a	13.0	20.1
Haraguchi et al.	R-22	2.5	29.9
	R-290	10.0	7.9
	R-600a	9.8	4.0
Dobson et al.	R-22	24	10.3
	R-290	17.0	21.1
	R-600a	10.0	4.5

Figure 7에서 세로축의 평균열전달 계수는 각 소시험부에서 구한 국소열전달 계수를 모두 합한 후에 소시험구간의 개수만큼 나눈 값으로 식(10)과 같다.

$$h_m = \left( \sum h_{loc} \right) / n \tag{10}$$

여기서  $h_{loc}$ 은 소구간의 국소열전달 계수이며,  $n$ 은 소시험구간의 개수를 나타낸 것이다. 냉매가 소시험구간 내에서 응축할 때의 국소 열전달계수  $h_{loc}$ 은 식(3)로 계산하였다.

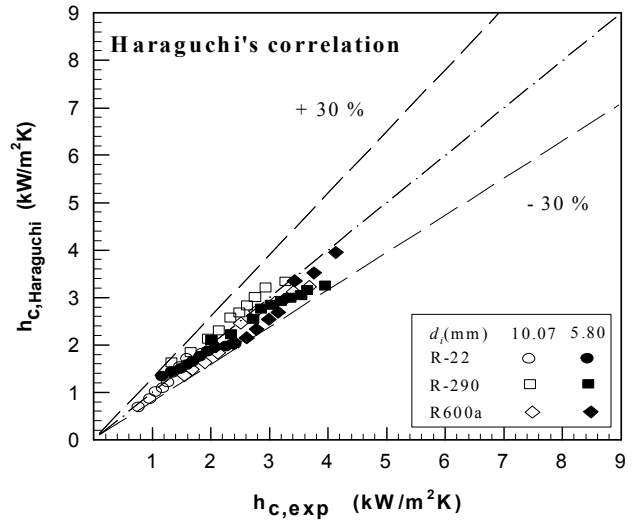
$$h_{loc} = \frac{q_{con,sub}}{(T_{sat} - T_w)} \tag{11}$$

응축 소구간 입·출구에서 계산한 열유속(단위면적당 전열량)  $q_{sub,con}$ 과 전열량  $Q_{sub,con}$ 은 식 (12), (13)으로 계산하였다.

$$q_{sub,con} = \frac{Q_{sub,con}}{\pi \cdot d_{in} \cdot \Delta z} \tag{12}$$

$$Q_{sub,con} = M_{re} \cdot (i_{in} - i_{out}) = M_{cw} \cdot c_{pc} \cdot (T_{cw, out} - T_{cw, in}) \tag{13}$$

여기서  $i_{in}$ ,  $i_{out}$ 은 각각 응축소구간 입·출구에서의 엔탈피,  $M_{cw}$ 는 냉각수량,  $c_{pc}$ 는 냉각수 비열,  $T_{cw,in}$ 와  $T_{cw,out}$ 은 각각 냉각수의 입·출구온도,  $\Delta z$ 는 시험구간 내 소구간 길이이다.



**Figure 8. Comparison of experimental heat transfer coefficients with the heat transfer coefficients obtained by Haraguchi's correlation.**

3.4. 종래의 열전달 상관관계식과의 비교

Haraguchi et al.[7]과 Shah[8]은 다양한 냉매를 사용하여 실험한 결과로부터 새로운 상관관계식을 제안하였고, Cavallini-Zecchin[9]은 다양한 냉매를 사용한 실험으로부터 간단한 반실험적(semi-empirical) 상관관계식을 제안하였다. 또 Traviss et al.[10]과 Dobson et al.[11]도 유동양식에 대한 실험 결과로부터 새로운 상관관계식을 제안하였다. 따라서 이들 식과 본 실험데이터를 비교 및 검토함으로써 본 실험의 타당성을 객관적으로 검증해 볼 수 있을 것으로 생각된다.

Table 4는 본 연구로부터 획득한 실험데이터와 종래의 열전달 상관관계식을 비교·분석한 결과를 나타낸 것이다. Table 4에서 알 수 있듯이, 본 연구로부터 획득한 실험데이터와 종래의 열전달 상관관계식을 비교·분석한 결과 Shah와 가장 큰 차이를 보였다. 반면에 Cavallini-Zecchin의 상관관계식은 내경 10.07 mm의 관경에 대해서는 좋은 일치치를 보였고, Dobson 등의 상관관계식은 내경 5.80 mm의 관경에 대해서 좋은 일치치를 보였다. 전반적으로 내경 10.07 mm와 5.80 mm의 관경 모두에 대해서는 Haraguchi 등의 상관관계식이 가장 좋은 일치치를 보였다. Figure 8은 본 연구로부터 획득한 실험데이터와 가장 좋은 일치치를 보이는 Haraguchi 등의 상관관계식을 비교한 결과를 나타낸 것이다.

4. 결론

R-22, R-290, R-600a를 작동유체로 하여 내경 10.07 mm와 5.80 mm인 이중관식 응축기내 열전달, 유동양식, 압력강하 등에 관한 실험결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 냉매 R-22, R-290, R-600a의 유동양식은 10.07 mm 관보다 5.80 mm 관에서 환상류에서 파상류로의 천이가 늦

게 일어나는 것을 알 수 있었다. 그리고 대부분의 응축이 환상류 영역에서 이루어짐을 알 수 있었다.

- 2) 내경 10.07 mm와 5.80 mm 관 내에서 모든 냉매의 압력강하는 증기 건도가 감소할수록 감소함을 알 수 있었다. 또 R-22, R-290, R-600a의 압력강하 차이는 고건도 영역에서 더욱더 증가함을 알 수 있다. 동일한 관경과 질량유속에서 3가지 냉매의 압력강하는 R-600a > R-290 > R-22 순서로 나타났다.
- 3) 내경 10.07 mm관에서 3가지 냉매의 압력강하는 질량유속과 함께 증가함을 알 수 있었고, R-600a > R-290 > R-22 순서로 나타났다. 즉, R-290과 R-600a의 평균열전달 계수가 R-22에 비해 약 49.3%와 70.0% 정도 높게 나타났다. 내경 5.80 mm 관에서 3가지 냉매의 압력강하는 내경 10.07 mm에서와 동일한 경향을 보였다. 즉, R-290과 R-600a의 평균열전달 계수가 R-22에 비해 약 70.9%와 74.1% 정도 높게 나타났다.
- 4) 본 연구로부터 획득한 실험데이터와 종래의 열전달 상관관계식을 비교·분석한 결과 Shah와 가장 큰 차이를 보였다. 반면에 Cavallini-Zecchin의 상관관계식은 내경 10.07 mm의 관경에 대해서는 좋은 일치를 보였고, Dobson 등의 상관관계식은 내경 5.80 mm의 관경에 대해서 좋은 일치를 보였다. 전반적으로 내경 10.07 mm와 5.80 mm의 관경 모두에 대해서는 Haraguchi 등의 상관관계식이 가장 좋은 일치를 보였다.

### 참고문헌

1. Baker, O., "Design of Pipe Lines for Simultaneous Flow of Oil and Gas", *Oil Gas J.*, 185-195 (1954).
2. Mandhane, J. M., "A Flow Pattern Map for Gas-Liquid Flow in Horizontal Pipes", *Int. J. Multiphas. Flow*, **1**, 537-554 (1974).
3. Hewitt, G. F., *Measurements of Two Phase Flow Parameters*,

Academic Press, London, 1978.

4. Taitel, Y. and Dukler, A. E., "A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow", *AIChE J.*, 47-55 (1976).
5. Lee, H. S., Seong, G. H., Phan Thanh Tong, Yoon, J. I., "Characteristics of condensing heat transfer and pressure drop of hydrocarbon refrigerants", *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, **18**(2), 977-983 (2006).
6. Kim, N. H., Cho, C. H., Kim, C. O., Kim, M. H. and Yoon, C. H., "Experiments on R-22 Condensation Heat Transfer in Small Diameter Tubes", *Korean J. Air-Cond. Refrig. Eng.*, **10**(3), 271-281 (1998).
7. Haraguchi, E. Koyama, H. and Fujii, H., "Condensation of Refrigerant HCFC-22, HFC-134a and HCFC-123 in a Horizontal Smooth Tube", *Trans. JSME*, **60**(574), 2117-2126 (1994).
8. Shah, M. M., "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes", *Int. J. Heat Mass Tran.*, **22**, 547-556 (1979).
9. Cavallini, A. and Zecchin, R., "A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Convection Condensation", *Proc. 6th Int. Heat Trans. Conf.*, Tokyo, Vol. 3, 157-165, (1974).
10. Traviss, D. P. Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., "Forced Convection Inside Tubes : A Heat Transfer Equation for Condenser Design", *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, 157-165, (1972).
11. Dobson, M. K. Chato, J. C. Hinde, D. K. and Wang, S. P., "Experimental Evaluation of Internal Condensation of Refrigerant R-12 and R-134a", *ASHRAE Trans.*, No 94-5-3, 744-754, (1994)