

## 세관을 사용한 응축기에서 R-22의 대체냉매인 R-410A의 응축 열전달 특성

손창효

부경대학교 기계공학부  
608-739 부산광역시 남구 용당동 산 100번지 (용당캠퍼스)

(2007년 6월 8일 접수; 2007년 6월 16일 채택)

### Condensation Heat Transfer Characteristics of R-410A as an Alternative R-22 in the Condenser with Small Diameter Tubes

Chang Hyo Son

School of Mechanical Engineering, Pukyong National University  
San 100, Yongdang-dong, Nam-gu, Busan 608-739, Korea

(Received for review June 8, 2007; Revision accepted June 16, 2007)

#### 요 약

프레온계 냉매의 지구온난화와 오존층파괴 문제로 인해 대체냉매로서 R-410A가 주목을 받고 있다. 이러한 대체냉매를 세관에 적용시킬 경우 효율을 향상시킬 뿐만 아니라 지구환경에 미치는 영향을 감소시키고, 대기를 청정하게 만드는 기술 및 방안으로 각광 받고 있다. 따라서 본 연구에서는 R-22의 대체냉매로 각광 받고 있는 R-410A의 세관응축기 내에서의 응축열전달 특성에 대해 실험적으로 고찰하고자 하였다. 실험장치는 유동양식, 열전달, 압력강하 특성을 파악할 수 있도록 제작되었고, 주요 구성품은 냉매펌프, 증발기, 응축기(시험부), 사이트 글라스(가시화부), 압력탭, 측정장치 등이다. 시험부의 내관은 내경 3.36 mm와 5.35 mm인 수평평활 동관이다. 실험변수들의 범위로서 질량유속 200~500 kg/m<sup>2</sup>s이고, 열유속은 1.0~2.4 kW이다. R-410A의 응축열전달 계수가 R-22에 비해 최대 5% 정도 높은 것을 알 수 있었다. 세관 내 R-410A와 R-22의 유동양식은 환상류 영역이 지배적으로 나타남을 관찰하였고, 건도가 0.2 이하인 영역에서는 성층류가 나타남을 확인할 수 있었다. 내경 3.36 mm의 압력강하가 내경 5.35 mm에 비해 30~50%정도 높았다. 종래의 응축 열전달 상관식과 실험데이터를 비교한 결과, Fujii의 상관식과 최대 40%이내에서 일치하였다.

**주제어** : 열전달계수, 압력강하, 혼합냉매, 세관 내 유동양식, 대체냉매, R-410A

**Abstract** – An experimental study to investigate the condensing heat transfer characteristics of small diameter horizontal double pipe heat exchangers with R-22 and R-410A was performed. Experimental facility was constructed to calculate and observe HTC(heat transfer coefficients), flow patterns and pressure drop. The main components include a liquid pump, an evaporator, a condenser(test section), a sight-glass, pressure taps and measurement apparatus. Two pipes of different diameters are tested ; One 5.35 mm ID 0.5 mm thick, the other 3.36 mm ID 0.7 mm thick. The mass flow rate ranged from 200 to 500 kg/m<sup>2</sup> · s and heating capacity were form 1.0 to 2.4 kW. The flow patterns of R-22 and R-410A were observed with a high speed camera through the sight-glass. The tests revealed that HTC of R-410A was higher than that of R-22 by maximum 5%. Annular pattern was observed for the most cases but stratified flow was also detected when  $x < 0.2$ . The pressure drop in 3.36 mm ID pipe was higher than that of 5.35 mm by 30 ~ 50%. Comparing with previous correlations such as Shah, Fujii and Soliman's, Fujii' showed the best good agreement with my data with a maximum deviation of 40%.

**Key word** : Heat transfer coefficient, Pressure drop, Refrigerant mixture, Small-tube flow pattern, Alternative refrigerant, R-410A

†E-mail : sonch@pknu.ac.kr

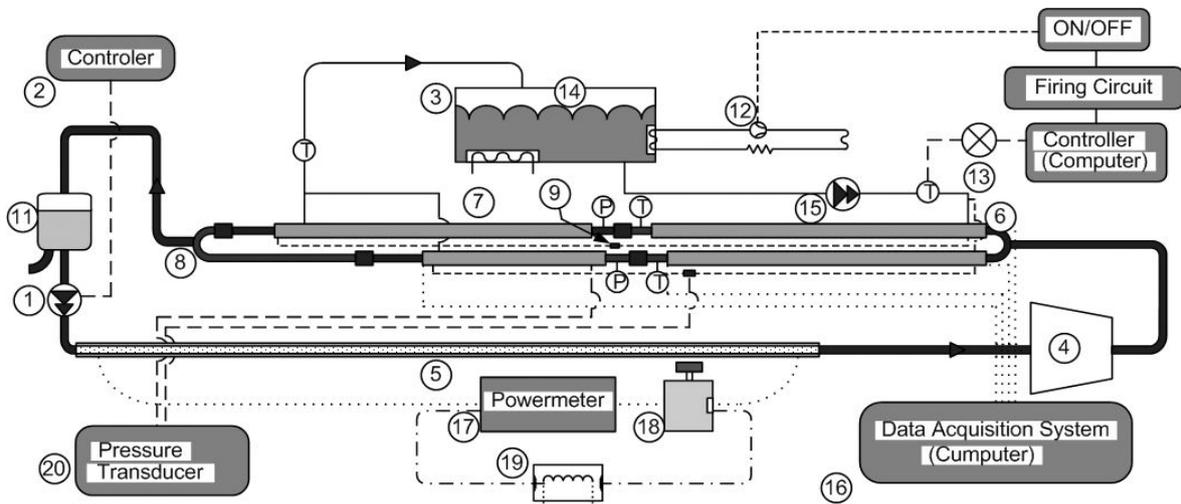
### 1. 서 론

최근 산업발달 및 생활수준의 향상으로 에너지소비량이 급속히 증가하고 있으며 이에 따라 지구환경오염 등 각종 사회 문제뿐만 아니라 기후변화협약 등에 의해 국가 경쟁력이 제한 받고 있는 상황이다. 우리나라는 에너지의 해외의존도가 95% 이상이며, 에너지 소비증가율이 경제성장률보다 높아 국가에 에너지 수급에 큰 부담을 주고 있다. 특히 최근에는 UN기후 변화 협약 등으로 지구온난화 방지를 위한 탄산가스 배출규제 등 지구차원의 환경문제에 대응해야 하는 실정이다. 또한 UNEP에서는 “오존층 파괴”에 따른 환경문제가 제기된 이래 인류가 지구 전체의 환경문제를 맞이하여 “지구의 공해”에 관하여 전 세계가 협력할 것을 촉구하고 있다. 이를 기점으로 하여 선진국을 중심으로 각종 규제 및 제제가 가속화 되어가고 있다. 그러나 가정 및 산업 전반에 걸쳐 냉동공조시스템의 사용은 계속 증가하고 있으며, 이에 따른 에너지수급 및 환경 문제가 중요한 과제로 부각되고 있다. 따라서 환경친화냉매의 사용, 제품의 재사용성의 증대, 에너지소비효율 향상 등을 통하여 지구환경에 미치는 영향을 최소화하고, 지구대기환경을 청정하게 하는 문제는 매우 중요한 일이다. 특히 소오에너지 전량을 수입에 의존하고 있는 국내 여건을 볼 때 환경문제와 동반한 에너지 절약기술은 국가 경쟁력 차원에서 매우 중요한 기술이다. 또한 가정용, 상업용, 산업용 건물의 냉난방·공조용 기기에서 가열이나 냉각에 사용되는 시스템의 전열능력 향상 기술은 에너지 이용의 고효율화 및 환경친화적인 시스템 개발

에 필수적이다. 지금까지 에너지절약을 위해 냉동·공조분야에서는 주로 열교환기의 전열면적을 상승시킴으로서 전체 전열 성능을 향상시키는 기술에 중점을 두었다. 그러나 이렇게 하면 전열성능은 향상되지만 열교환기의 단위 면적 당 열전달 성능은 오히려 저하시키는 단점이 있다. 다른 문제는 아직 많은 실험이나 심도 있는 연구가 체계적으로 이루어지지 못해서 현장 설계에 적용하기에는 향후 시간이 많이 필요한 실정이다.

국내 산업체에서도 열교환기의 고효율화를 위해 연구개발에 투자하고 있지만 아직까지 핵심기술을 선진 외국에서 도입하는 관계로 독자기술의 확보가 부족하다. 또한 최근 기술전쟁으로 불릴 정도로 각국 간의 산업경쟁이 치열해지면서 점점 기술도입이 어려워지고 있어 핵심기술의 국내 자체 개발이 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, 헬-튜브형 열교환기 및 관형 열교환기 등 많은 종류가 있다. 전열면적 증가를 위하여 공기측에 핀을 부착하는 방법은 결국 장치체를 소형화하는 데는 성공하였지만, 유지 및 보수, 오염, 공간 효율성, 진동 등의 외부 내력 등은 여전히 약점으로 남아 있다. 이러한 한계를 극복하기 위해 내면에 핀을 부착하여 전열면적을 증가시켜 열전달을 향상시키려는 연구가 활발히 진



- |                        |                     |                                      |
|------------------------|---------------------|--------------------------------------|
| 1. Magnetic gear pump  | 8. Receiving header | 15. Water pump                       |
| 2. Speed regulator     | 9. Sight glass      | 16. Hybrid recorder                  |
| 3. Heat exchanger      | 10. Pressure gauge  | 17. Power meter                      |
| 4. Mass flow meter     | 11. Liquid receiver | 18. Voltage transformer              |
| 5. Evaporator          | 12. Compressor      | 19. Power supply                     |
| 6. Distribution header | 13. Expansion valve | 20. Differential pressure transducer |
| 7. Condenser           | 14. Constant bath   |                                      |

Figure 1. Schematic diagram of the experimental apparatus.

행 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-410A를 작동유체로 사용하여 내경 5.35 mm와 3.36 mm 관을 대상으로 하여 전열 성능 향상 정도를 비교하고 관경의 변화에 따른 전열성능을 분석하여 세관을 사용하는 열교환기의 기초설계 자료로 제공

하고자 한다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1. 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도는 Figure 1과 같다. 실험장치는 강제순환식 냉동사이클로 구성되어 있으며, 냉매가 순환되는 경로와 냉각수가 순환되는 경로로 구성 하였다. 냉매는 전자질량유량계(4) 및 자기펌프 변속기(2)에서 일정한 유량으로 조절되어 증발기(5)로 흡입, 증발되고, 증발기를 나온 냉매증기는 응축기(7)에서 응축되어 수액기(11)로 흡입된

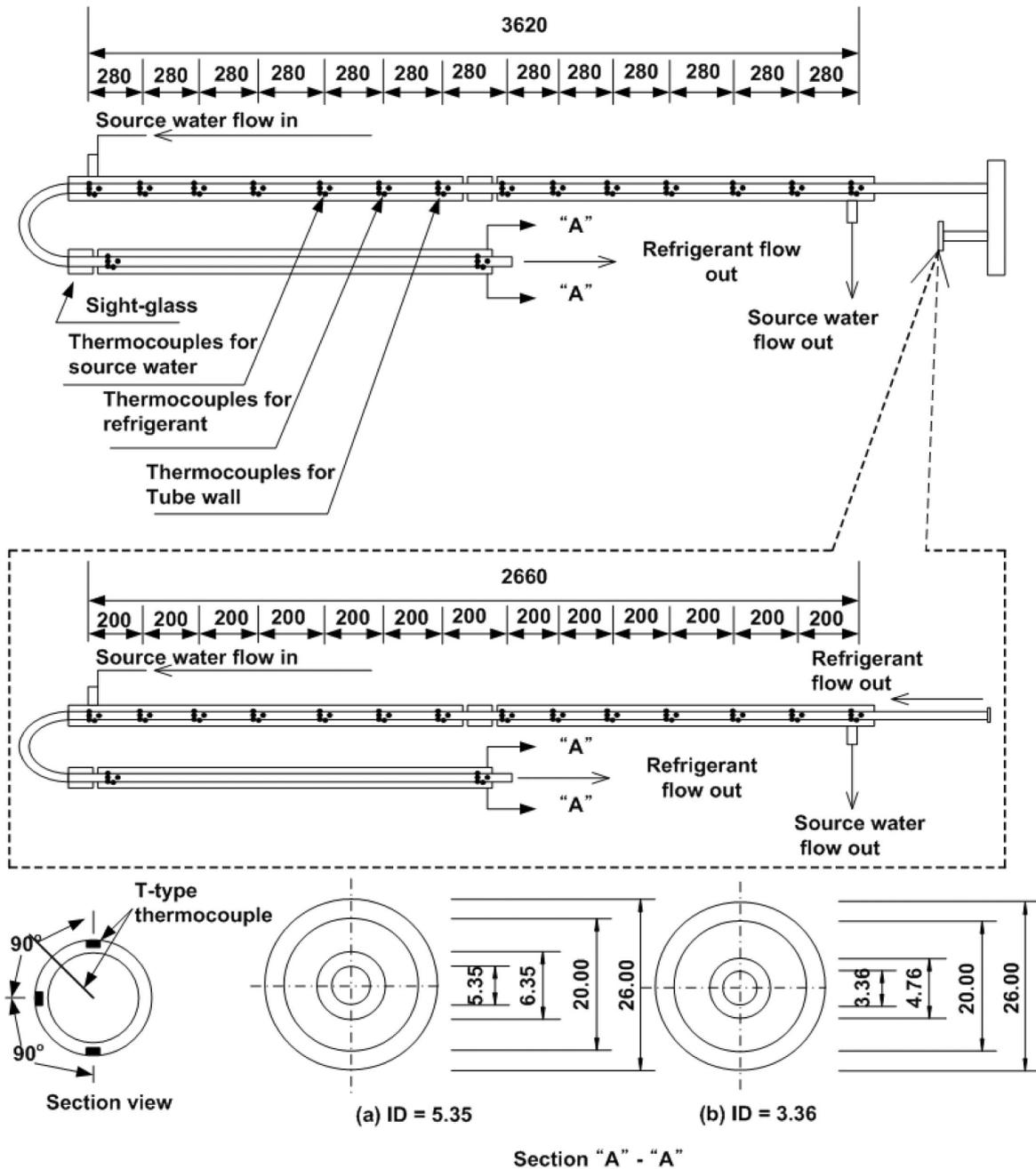


Figure 2. Details of the test section.

다. 미응축 냉매증기를 완전 응축시키기 위해서 보조응축기를 설치하였으며, 실제로 냉매증기가 응축이 되었는지 눈으로 확인하기 위하여 가시화부(9)를 설치하였다. 냉매증기를 응축시키기 위해 냉동기 유닛에서 일정온도로 조절된 냉각수는 일정 유량으로 조절되어 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉매의 흐름방향과 반대 방향으로 흐르게 되어 있다.

Figure 2는 시험부인 이중관식 대향류 응축기의 상세도를 나타낸 것이다. 응축기 내관 내경은 5.35 mm와 3.36 mm이고, 외경은 6.35 mm와 4.76 mm인 수평평활 동관(horizontal smooth copper tube)이고, 가시화부로서 파이렉스 튜브(pyrex tube)를 가운데 설치하였다. 응축기 외관(셸)의 내경은 20 mm이고, 외경은 26 mm인 PVC관을 사용하였다. PVC관의 바깥 면은 주위 공기와의 열손실을 최소화하기 위해 임계 절연 반지름(critical insulation radius)을 고려하였다.

시험부는 크게 내경 5.35 mm와 3.36 mm 구간으로 나눌 수 있다. 먼저 5.35 mm 시험부를 살펴보면 냉매온도를 측정하기 위해 각 직관의 입구에서 280 mm 등간격으로 6곳 합계 12곳, 관벽 온도의 측정을 위해 냉매온도 측정과 동일지점에서 동일단면상의 관상부에서 원주방향 90°방향으로 3곳 합계 36곳의 T-type 열전대(구리-콘스탄탄 d=0.3 mm)를 폭 2 mm, 길이 20 mm의 홈을 파서 설치하였다. 냉각수 온도는 냉매온도 측정과 동일지점인 12곳에서 측정하였다. 가시화부를 통하여 열전달과 유동양식 간의 연관성, 흐름패턴의 차이 등을 규명하도록 하였다. 완전히 응축이 진행되지 않았을 때 이를 응축시키기 위한 보조응축구간을 두어서 최소 과냉 조건을 만들어서 장치 내를 순환할 수 있도록 2곳에 열전대를 설치하였다. 3.36 mm 시험부는 냉매온도를 측정하기 위해 각 직관의 입구에서 200 mm 등간격으로 6곳 합계 12곳, 관벽온도 측정을 위해 냉매온도 측정의 동일지점에서 동일단면상의 관상부에서 원주방향 90°방향으로 3곳 합계 36곳에 T-type 열전대를 폭 2 mm, 길이 20 mm의 홈에 설치하였다. 냉각수 온도는 냉매온도 측정의 동일지점인 12곳에서 측정하였다. 완전히 응축이 진행되지 않았을 때 이를 응축시키기 위한 보조 응축구간을 두어서 최소 과냉 조건을 만들어서 장치 내를 순환할 수 있도록 2곳에 열전대를 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

본 연구에서는 작동유체로 규제냉매 R-22, 대체냉매 R-410A를 사용하여 평활관에서 응축전열특성에 대한 실험을 수행하였다. 수평평활관으로 제작한 응축기내의 미응축가스를 제거하기 위하여 진공펌프로 장치내부를 진공상태로 만든 다음, 각각의 작동유체를 장치 내에 충전시켜 냉매증기에 잔존할 수 있는 미응축가스를 흡입·배출시켰다. 미응축가스를 완전히 흡입·배출한 후, 각각의 냉매를 충전시켜 응축전열특성에 대한 실험을 시작하였다. Table 1은 본 연구의 실험조건을 정리한 것으로 실험변수는 냉매, 질량유속, 관경, 포화온도 등이다.

Table 1. Experimental conditions used in this research

Parameters	Refrigerants	
	R-22	R-410A
Mass velocity, kg/m <sup>2</sup> · s	200 ~ 500	200 ~ 500
Saturated pressure, kPa	114.1 ~ 122.4	184.7 ~ 191.4
Quality	1.0 ~ 0.0	1.0 ~ 0.0
Heat flux, kW/m <sup>2</sup>	2.4 ~ 12.0	2.6 ~ 12.6
Condensation temperature, K	300.9 ~ 309.4	302.0 ~ 308.5

3. 결과 및 검토

3.1. 유동양식

응축 또는 증발관 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 뒷받침 해줄 수 있는 유동양식 선도를 사용하여 응축관내 유동형태가 어떻게 변하는지를 알아보려 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. 뒤에 Mandhane[2]는 1178 개의 공기-물 혼합유동의 실험 데이터를 포함하여 5935 개의 실험 데이터로서 기상의 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 Mandhane의 결과를 포함하여 물성치의 영향과 관 직경의 영향을 고려한 좀 더 일반화된 유동양식선도를 Taitel와 Dukler[4]는 이론적인 해석을 근거로 하여 제시하였다.

Figure 3 ~ 4는 규제냉매 R-22와 대체냉매 R-410A에 대한 실험결과를 Taitel와 Dukler 선도에 도시한 것이다. Taitel와 Dukler 선도의 X, Y-좌표축은 식 (1)~(6)로 계산되어지는 무차원수를 이용하여 유동양식의 천이영역을 나타내었다.

$$j_v = \frac{G \cdot x}{\rho_v} \quad (1)$$

$$j_l = \frac{G \cdot (1-x)}{\rho_l} \quad (2)$$

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

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

$$K = F^2 \left[ \frac{d_i \cdot j_l}{\nu_l} \right] \quad (5)$$

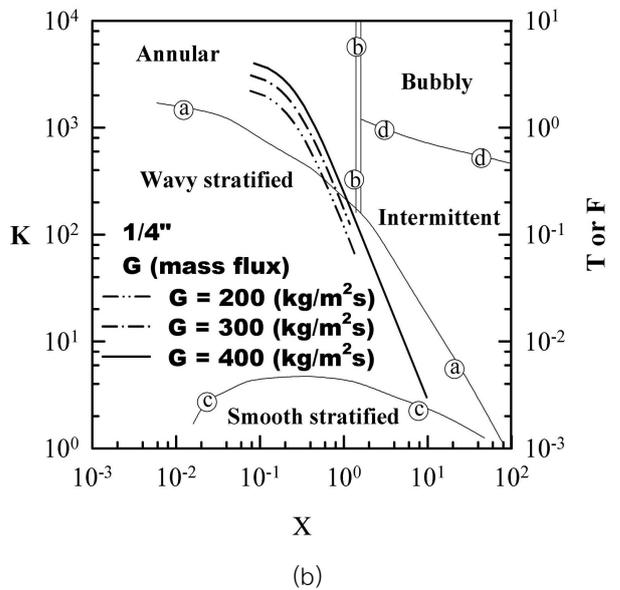
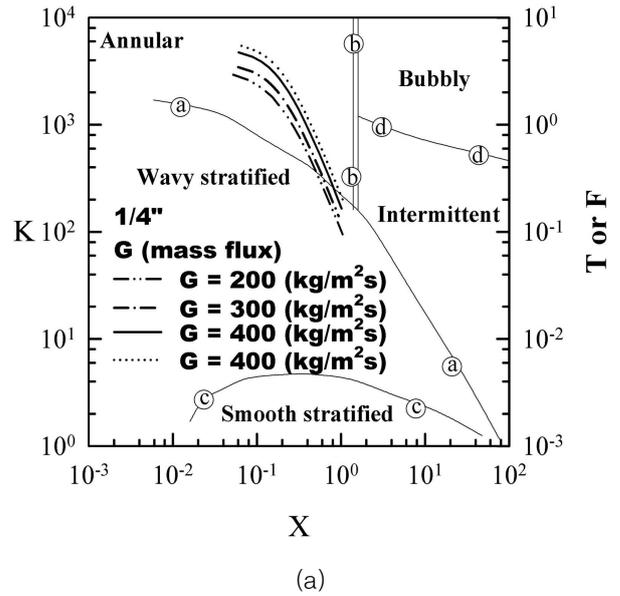
$$T = \left[ \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_+}{(\rho_l - \rho_v) \cdot \cos \theta \cdot g} \right]^{1/2} \quad (6)$$

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 Taitel과 Dukler가 정의한 무차원수로서  $X$ 는 Martinelli parameter라고 부른다. Figure 3 ~ 4에서 ㉠-㉠은 성층류 및 파형류를 다른 유동양식에서 분리해 내는 경계로서 가로축은 식(3)의  $X$ , 세로축은 식(4)의  $F$ 를, ㉡-㉡는 ㉠-㉠ 경계선의 바깥부분 유동영역에서 환상류를 기포류와 간헐류로부터 분리하는 경계선으로  $X = 1.6$ 인 수직선이며, ㉢-㉢는 기포류와 간헐유동간의 경계선을 표시하는 것으로 가로축은 식(3)의  $X$ , 세로축은 식(6)의  $T$ 를, ㉣-㉣는 성층류와 파형류의 경계를 표시하는 선으로 가로축은 식(3)의  $X$ , 세로축은 식(5)의  $K$ 를 좌표축으로 사용한다.

Figure 3 ~ 4에서 보듯이 냉매 R-22, R-410A의 유동양식은 모두 냉매의 건도가 감소할수록 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 기존의 연구결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있었다. R-22, R-410A 모두 관경이 축소됨에 따라 환상류 영역은 커지고, 파형류 영역은 적어지는 것을 관찰할 수 있었다.

### 3.2. 압력강하

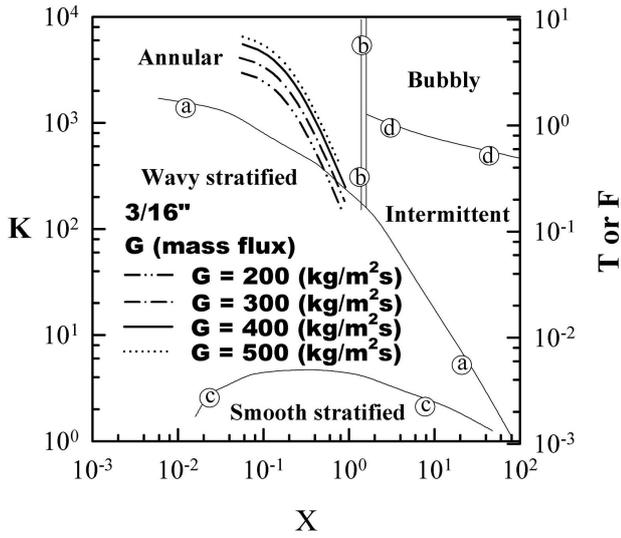
냉동-공조장치, 소형 냉장고 등에서 열교환기를 설계하는 데 있어서 열전달계수뿐만 아니라 압력강하에 관한 데이터가 필요하다. 관내 이상류(two-phase flow)의 마찰압력강하 특성을



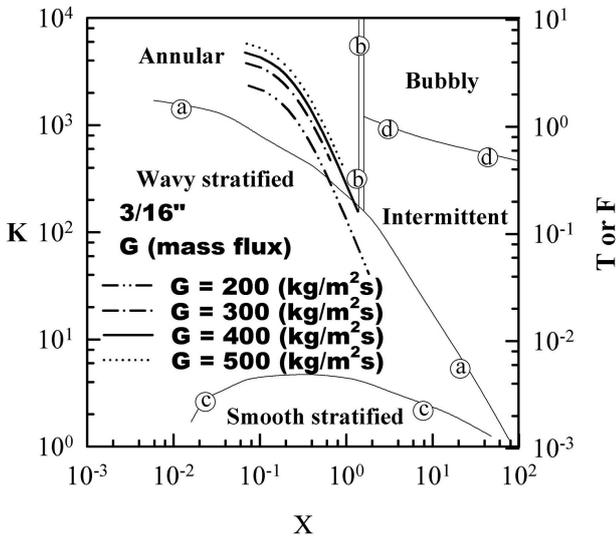
**Figure 3. Condensation flow patterns for R-22 (a) and R-410A (b) obtained at the 1/4" OD (5.35 mm ID) test section plotted on the two-phase flow map proposed by Taitel-Dukler. Values for  $K$ ,  $X$ ,  $T$ , and  $F$  are calculated by Eqs. (5), (3), (6), and (4), respectively.**

규명하는 것은 열교환기를 설계하는 경우에 있어서 압력강하의 예측뿐만 아니라, 열전달계수를 예측하는 지표도 될 수 있다. 응축관내 기액 이상류에 있어서 소구간  $\Delta z$ 에서의 전 압력강하  $\Delta P_T$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_T = \Delta P_M + \Delta P_F + \Delta P_g \quad (7)$$



(a)



(b)

Figure 4. Condensation flow patterns for R-22 (a) and R-410A (b) obtained at the 3/16" OD (3.36 mm ID) test section plotted on 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.

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

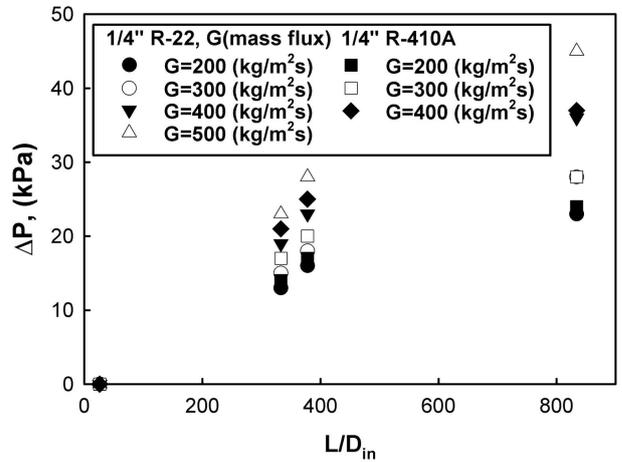
$$\Delta P_T = \Delta P_M + \Delta P_F \quad (8)$$

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

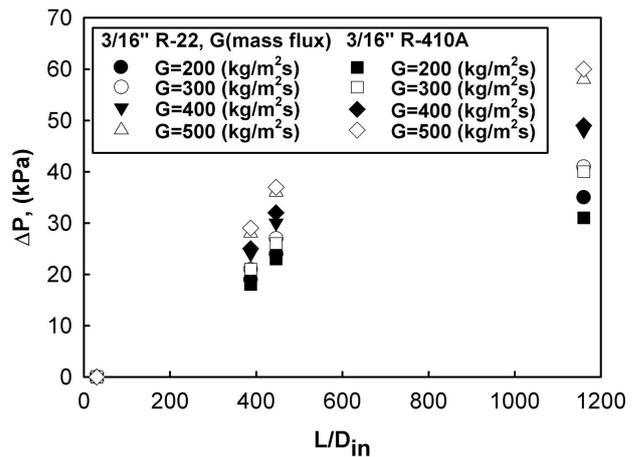
$$\Delta P_M = -G \left[ \frac{x^2}{\alpha \cdot \rho_v} + \frac{(1-x)^2}{(1-x) \cdot \rho_l} \right] \quad (9)$$

여기서 G는 냉매질량유속, x는 건도,  $\alpha$ 는 보이드율이다. 건도 x와 보이드율  $\alpha$ 에 대한 관계에 대해서는 지금까지 많은 연구가 알려져 있다.

Figure 5는 무차원 관길이(L/D<sub>in</sub>)에 따른 압력강하 변화를 나타낸 것이다. Figure 5에서 가시화부를 중심으로 전반부에

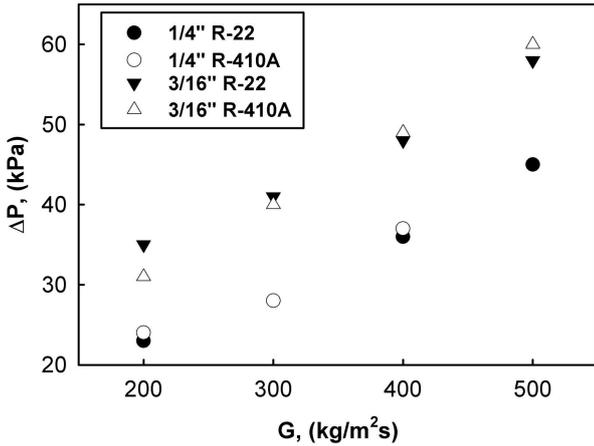


(a)

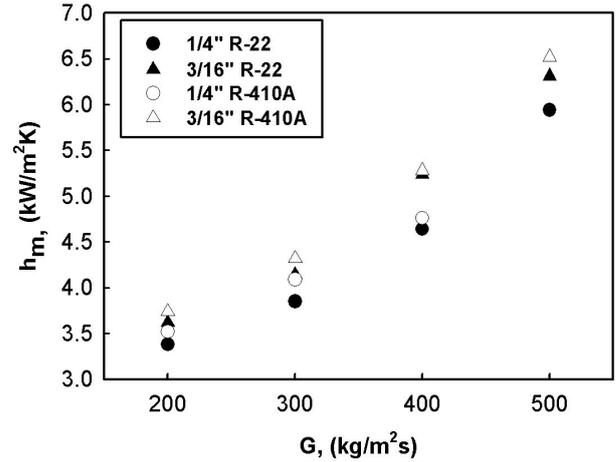


(b)

Figure 5. Distribution of total pressure drop (DP) of R-22 and R-410A as a function of dimensionless tube length (L/D<sub>in</sub>) for the tubes with diameter of 1/4" (a) and 3/16" (b). Here, D<sub>in</sub> is the inside diameter of the tube.



**Figure 6.** Variation of the condensation pressure drop (DP) for R-22 and R-410A refrigerants in the tubes with internal diameter of 5.35 mm (1/4" OD) and 3.36 mm (3/16" OD) versus mass flux (G).



**Figure 7.** Variation of the average heat transfer coefficient (hm) for R-22 and R-410A refrigerants in the tubes with internal diameter of 5.35 mm (1/4" OD) and 3.36 mm (3/16" OD) versus mass flux (G).

서의 압력강하가 상대적으로 후반부 보다 크다는 것을 알 수 있었다. 또 질량유속이 증가할수록 이러한 경향은 크게 나타남을 알 수 있었다. 이는 응축됨에 따라서 기상이 액상으로 변화하면서 기액 계면의 전단력의 감소로 인하여 마찰압력 강하량이 감소하였기 때문이라고 할 수 있다.

Figure 6은 Figure 11의 국소압력강하를 질량유속에 대한 압력강하를 나타낸 것이다. 질량유속이 증가함에 따라 압력강하는 증가하는 경향을 보였고 관경이 감소할수록 약 50%이상 까지도 증가하는 것으로 나타났다. 질량유속 약 300 kg/m²s 정도에서 R-22와 R-410A의 압력강하가 비슷하였으며 이 이후로는 R-410A가 큰 경향을 나타내었다.

3.3. 평균열전달계수

Figure 7은 질량유속의 증가에 따른 R-22 및 R-410A의 평균열전달계수의 변화를 나타낸 것으로 평균열전달 계수는 아래의 식(10)으로 계산하였다. 그림에서 알 수 있듯이 질량유속이 증가함에 따라 냉매 R-22와 R-410A의 평균응축열전달 계수가 증가하였다. 질량유속 200 kg/m²s일 경우에는 관경의 영향이 거의 없는 것으로 나타났으나, 질량유속이 증가할수록 관경이 적어짐에 따라 약 20% 정도까지 증가하는 것으로 나타났다. 저질량유속인 200 kg/m²s일 경우에는 유사연구로부터 관경의 영향이 거의 없는 것으로 나타났으나[5], 고질량유속인 경우에는 전술한 유동양식, 유효전열면적 등과 밀접한 관계가 있다. 즉 질량유속이 증가할수록 관 전체에 걸쳐 환상류 영역이 지배적으로 나타나고, 유효전열면적이 증가하기 때문인 것으로 판단된다. Figure 7로부터 동일한 관경에 대해서 R-410A의 평균열전달 계수가 R-22에 비해 약간 높은 것을 알 수 있다. 그 이유는 냉매에 따라 열물성치가 각각 다른 것으로 R-410A의 열전도도가 R-22에 비해 약간 높기 때문이다.

Figure 7에서 세로축의 평균열전달 계수는 각 소시험부에서 구한 국소열전달 계수를 모두 합한 후에 소시험구간의 개

수만큼 나눈 값으로 식(10)과 같다.

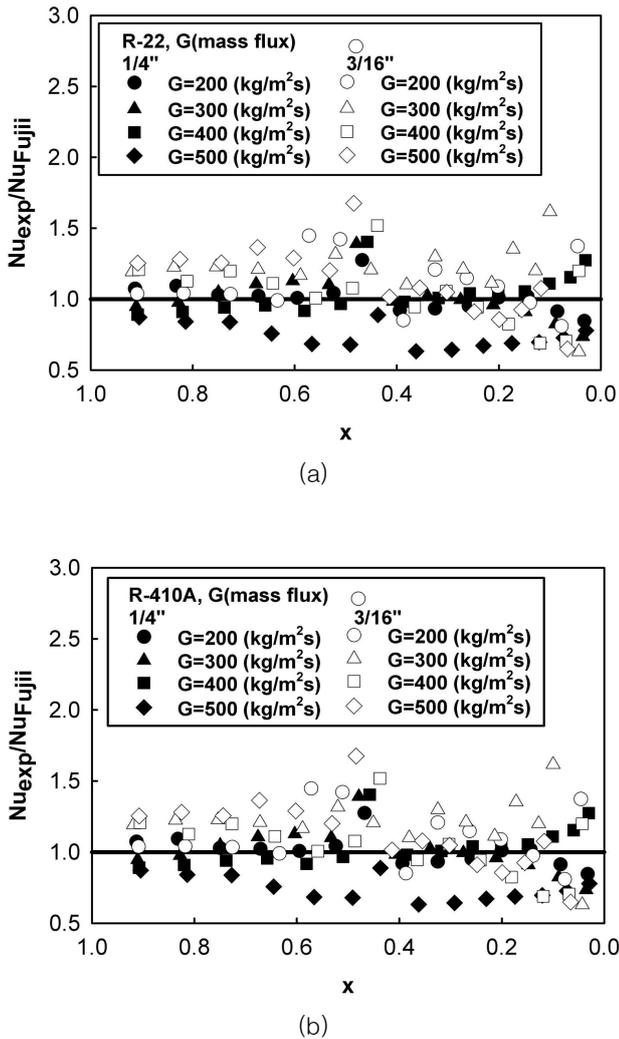
$$h_m = \left( \sum h_{loc} \right) / n \tag{10}$$

여기서 h<sub>loc</sub>은 소구간의 국소열전달 계수이며, n은 소시험구간의 개수를 나타낸 것이다.

3.4. 종래의 열전달 상관식과 비교

Shah[6]는 다양한 냉매를 사용하여 대구경관과 세관에 대해서 많은 실험하였고, Soliman[7]과 Fujii 등[8]도 유사한 실험을 하였다. 따라서 이들 식과 본 실험데이터를 비교 및 검토함으로써 본 실험의 타당성을 객관적으로 검증해 볼 수 있을 것으로 생각된다. 본 연구로부터 획득한 실험데이터와 종래의 열전달 상관식을 비교분석한 결과 Shah와 Soliman은 상당한 차이를 보였지만, Fujii와는 대체적으로 좋은 일치치를 보였다. Shah와 Soliman은 다양한 냉매와 관경에 대해서 실험하였지만, 전술한 바와 같이 대구경 관과 세관의 냉매유동양식이 엄밀히 다르기 때문에 이에 대해서 정확하게 규명하지 않았다. 그러나 Fujii는 세관 내 냉매의 전열특성을 유동양식과 함께 상세하게 분석, 규명하였다. 따라서 본 연구에서도 Fujii의 연구와 비교한 결과를 Figure 8에 나타내었다.

Figure 8은 세관에 대해서 제안한 Fujii 상관식과 본 연구로부터 얻은 실험 데이터를 건도에 따라 비교한 것이다. 5.35 mm 관경은 R-22와 R-410A 모두 비교적 제안된 상관식과 유사한 것으로 나타났으며 3.36 mm 관경에서는 건도 1 ~ 0.5 사이는 비교적 유사하거나 약간 높게 나타났지만 0.5를 중심으로 그 이하에선 높게 나타나는 경향을 보였다. R-22의 데이터 보다는 R-410A의 데이터가 이탈 정도가 덜 한 것으로 나타났다. 또한 질량유속의 영향을 살펴보면 질량유속이 증가할수록 실험값과 유사한 경향을 나타내는 것으로 나타났다. 관경이



**Figure 8.** The ratio of experimental and Fujii Nusselt numbers versus vapor quality ( $x$ ) for refrigerant R-22 and R-410A in the tubes with internal diameter of 5.35 mm (1/4" OD) and 3.36 mm (3/16" OD) with various mass fluxes ( $G$ ).

작아질수록 실험값의 변화폭이 커지는 경향을 보이므로 추가 실험을 통하여 정밀연구가 필요함을 알 수 있었다. 실험의 정확성을 위하여 보다 세심한 장치설계가 요구됨은 물론이다.

#### 4. 결론

R-22와 R-410A를 작동유체로 하여 내경 5.35 mm와 3.36 mm인 이중관식 응축기내 열전달, 유동양식, 압력강하 등에 관한 실험결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매 R-22, R-410A의 유동양식은 5.35 mm 관 보다 3.36

mm 관에서 환상류에서 과상류로의 천이가 늦게 일어나는 것을 알 수 있었다. 즉, 건도 약 0.2 부근에서 과상류로 천이가 되었다. 그리고 대부분의 응축이 환상류 영역에서 이루어짐을 알 수 있었다.

- (2) 응축이 진행함에 따른 총 압력강하는 3.36 mm 관 보다 5.35 mm 관에서 약 50% 정도 크게 발생하는 것을 알 수 있었다. 또한 R-410A가 R-22보다 압력강하의 증가폭이 작아지는 것도 알 수 있었다.
- (3) 열전달계수는 질량유속이 증가할수록 냉매 R-22, R-410A 모두 20~30% 증가하는 경향을 나타냈다. 그리고 낮은 질량유속에서는 관경이 작아질수록 열전달의 증가폭이 작게 나타났으며 질량유속이 증가할수록 증가폭이 크게 나타났다.
- (4) 기존의 상관식과의 비교에서 5.35 mm 실험값은 대체적으로 일치하는 경향을 나타내었으며, 3.36 mm의 경우는 건도 약 0.5 보다 낮은 곳에서 실험값이 높게 나타나는 경향을 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. Multiphase. 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. 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).
6. Shah, M. M., "a General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes", *Int. J. Heat Mass Trans.*, **22**, 547-556 (1979).
7. Soliman, M., Schuster, J. R., Berenson, P. J., "a General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation", *J. Heat Trans.*, **90**, 267-276 (1968).
8. Eckels, S. J. and Pate, M. B., "An Experimental Comparison of Evaporation and Condensation Heat Transfer Coefficients for HFC-134a and CFC-12", *Int. J. of Refrig.*, **14**(3), 70-77 (1991).