

HFC 순수냉매 및 혼합냉매의 모세관내에서 마찰에 의한 압력강하

Frictional Pressure Drop of a Capillary Tube Flow of Pure HFC Refrigerants and Their Mixtures

장 세 동,* 노 승 탁**
S. D. Chang, S. T. Ro

Key words : Friction factor(마찰계수), Capillary tube(모세관), HFC refrigerant(HFC 냉매), Refrigerant mixture(혼합냉매), Two-phase frictional multiplier(2상마찰인자)

Abstract

The frictional pressure drop of a capillary tube flow is experimentally investigated for pure refrigerants such as R32, R125, and R134a and refrigerant mixtures such as R32/R134a(30/70 by mass percent), R32/R125(60/40), R125/R134a(30/70), and R32/R125/R134a(23/25/52). The binary interaction parameters for the calculation of viscosities of refrigerant mixtures are found based upon the data in the open literature. Several homogeneous flow models predicting the viscosity of two-phase region are compared to select the best model. Cicchitti's equation is known to be the most adequate for the prediction of the viscosity for refrigerant mixtures, which is used in the analysis of adiabatic capillary flows. A model for the prediction of the frictional pressure drop of single and two-phase flow is developed for refrigerant mixtures in this study. This model may be used to design and analyze the performance of a capillary tube in the refrigerating system.

기 호 설 명

A : 모세관의 단면적 [m^2]
 d : 모세관의 내경 [m]
 f : 마찰계수
 G : 질량유속 [kg/m^2s]
 $G_{i,j}$: 액체상태 혼합물의 점성계수에측을 위한 혼합법칙에 사용되는 상호작용계수
 h : 엔탈피 [kJ/kg]

M : 분자량 [$kg/kmol$]
 P : 압력 [kPa]
 q : 건도
 Re : Reynolds 수 (Gd/μ)
 v : 비체적 [m^3/kg]
 x : 액상의 몰성분비
 y : 기상의 몰성분비
 z : 길이방향의 좌표

회람문자

* 정회원, LG전자(주), 생활시스템 연구소
 ** 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

ϵ : 벽면거칠기 [m]

ϕ_{fo}^2	: 2상마찰인자
$\phi_{f,}$: 기체상태 혼합물의 점성계수예측을 위한 혼합법칙에 사용되는 상호작용계수
μ	: 점성계수[Pa·s]
ρ_l	: 액상의 밀도[kg/m ³]
τ_w	: 벽전단응력[N/m ²]

하 침 자

cal	: 계산값
exp	: 실험값
f	: 포화액 상태, 과냉각액 상태
f_0	: 액상유동만이 존재한다고 가정한 상태
g	: 포화기체 상태
i	: i 성분
in	: 입구
j	: j 성분
m	: 혼합물
measurement	: 측정 한 값
saturation	: 측정 한 벽면온도에 해당하는 포화 상태의 값
total	: 전체
TP	: 2상영역

1. 서 론

증기압축식 냉동사이클의 팽창장치로 사용되는 모세관은 길이 1~6m, 내경 0.5~2mm 정도의 가늘고 긴 관을 의미하며, 저렴한 가격, 가공의 편의성, 그리고 시스템 시동전에 고압부인 응축기와 저압부인 증발기의 압력을 동일하게 유지시켜주어 기동 소비전력을 감소시킬 수 있는 장점으로 인하여 가정용 냉장고 뿐 아니라, 용량 35kW 이하의 열펌프의 팽창기구⁽¹⁾로도 사용되고 있다. 그러나 모세관은 시스템의 용량조절폭이 다른 팽창장치에 비해 매우 작으므로, 모세관을 사용하는 시스템은 설계점 이외에서는 성능이 현저히 떨어지는 단점을 가지고 있다. 따라서 시스템의 설계시 압축기, 응축기 및 증발기의 용량에 맞는 모세관을 선택하는 것이 매우 중요하며, 이를 위해서는 모세관내의 압력강하를 예측하는 일이 필요하다. 모세관내의 압력

강하를 발생시키는 요인은 벽면과의 마찰과 비체적 변화로 인한 가속도로 나눌 수 있으며, 마찰에 의한 것이 주된 원인이다. 그러므로 모세관 내를 지나는 냉매유동의 마찰계수(friction factor)는 모세관을 설계하거나 해석하는데 중요한 인자가 된다.

증기압축식 냉동사이클이 개발된 이후 안정된 화학적 성질과 뛰어난 물리적 성질로 인하여 냉매로 널리 사용되어온 CFC(chlorofluorocarbon) 및 HCFC(hydrochlorofluorocarbon)계열의 냉매들이 오존층 파괴 및 지구온난화 현상의 주된 원인임이 알려진 이후, 그 사용이 규제되고 있으며⁽²⁾ 새로운 대체냉매를 사용하는 시스템의 개발이 진행되고 있다. 이러한 HCFC계열의 냉매중 에어컨(air-conditioner) 및 열펌프(heat pump)의 냉매로 사용되어온 R22의 대체냉매로는 주로 혼합냉매들⁽³⁾이 거론되고 있다. 마찰계수는 질량유속, 모세관의 내경, 벽면거칠기 뿐 아니라 냉매의 점성계수(viscosity)의 함수이므로 혼합냉매의 경우 순수냉매의 점성계수와 적절한 혼합법칙을 이용하여 혼합물의 점성계수를 예측하는 방법이 필요하다.

모세관의 입구는 대부분의 냉동사이클에서 과냉각액 영역이지만, 압력이 감소하면서 증발이 일어나기 시작하므로 모세관내의 유동은 증발이 일어나기 전의 액상유동과 증발이 일어난 후의 2상유동으로 나눌 수 있다. 이 때, 대부분의 압력강하는 2상영역에서 일어나므로 2상 유동의 마찰계수가 전체압력강하에 많은 영향을 끼친다. 모세관내의 2상유동은 출구의 건도가 0.2~0.3정도의 기포유동(bubbly flow)⁽⁴⁾이므로 균질유동모델(homogeneous flow model)을 적용하여 해석하는 것이 타당하다. 그러나 2상유동시 건도는 모세관의 길이에 따라 선형적으로 변화하지 않으므로, 출구의 건도만을 고려하거나 입출구 건도의 평균값을 이용하여 해석하는 경우 많은 오차를 야기시키게 된다. 따라서 국소적인 마찰계수로 2상유동을 해석하는 것이 필요하며, 따라서 본 연구에서는 2상마찰인자(two phase frictional multiplier)를 도입하여 국소마찰계수를 예측하였고, 균질유동모델을 사용하여 2상영역의 점성계수를 예측하는 여러상관식을 비교하였다.

본 연구에서 사용한 냉매는 HFC(hydrofluorocarbon)계열의 순수냉매인 R32, R125, R134a 및

R32/R134a, R32/R125, R125/R134a의 2성분 혼합냉매와 R32/R125/R134a의 3성분 혼합냉매이며, 응축온도와 과냉도를 변화시키며 실험을 수행하였다.

2. 모세관내의 압력강하 실험

2.1 실험장치

모세관내 압력강하를 실험하기 위한 장치로서 냉동시스템을 이용하였으며, 이의 구성요소는 압축기, 응축기, 증발기, 그리고 팽창장치인 모세관이

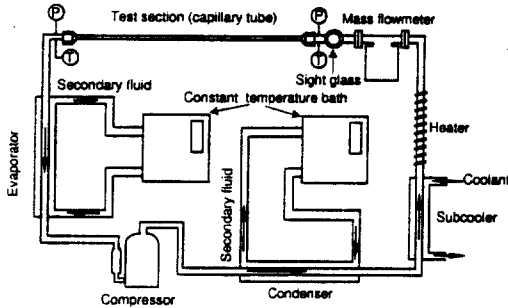


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

고, Fig.1에 개략도를 나타내었다. 응축압력과 증발압력은 응축기와 증발기의 2차유체인 물의 온도와 유량을 조절하여 변화시켰으며, 과냉각기와 비례적분제어를 하는 히터(heater)를 사용하여 과냉도를 변화시켰다. 계측기로는 냉매의 질량유량을 측정하기 위한 질량유량계(정밀도 $\pm 0.48\%$), 모세관 입출구의 압력과 모세관내의 압력분포를 측정하는 압력계(정밀도 $\pm 0.2\%$), 모세관벽면의 온도를 측정하는 열전대(thermocouple), 그리고 측정된 자료를 컴퓨터와 연결시켜주는 하이브리드 레코더가 있다.

모세관은 1mm 정도의 내경을 가진 매우 가는 관이므로 모세관내를 지나는 냉매의 온도를 측정하기 위하여 열전대를 모세관내부에 삽입할 경우 유동에 상당한 영향을 미치게 된다. 따라서 본 연구에서는 유동에 영향을 미치지 않도록 하기 위해 열전대를 모세관 외벽면에 접촉시켜 모세관 외벽면의 온도를 측정하였다. 압력측정의 경우에도 유동에 미치는 영향을 최소화한 적게하기 위하여, Fig.2에 나타낸 것과 같이 레이저를 이용하여 모세관벽에 0.1mm 정도의 구멍을 내고, 그 주위를 직경이 모세관보다 큰 동관으로 공간을 만든 후, 그 공간에 압력탭을 내었다. 열전대와 압력탭을 설치한 후 단열재를 사용하여 외부와의 열전달을 차단하였다. 위와 같은 방법으로 설치한 압력계와 열전대를 사용하여 압력

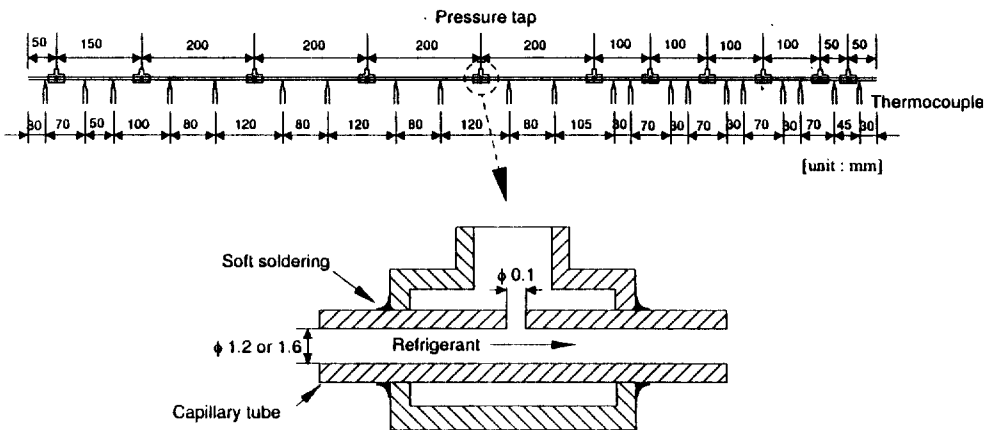


Fig.2 Overview of the tested capillary tube and the locations of pressure taps and thermocouples

은 11지점, 온도는 21지점에서 측정하였으며, 측정점의 위치 및 압력탐의 형상을 Fig.2에 표시하였다.

모세관을 지나는 냉매의 온도를 벽면의 온도와 같다고 한 것의 타당성을 검증하기 위하여, 모세관의 압력분포와 측정된 벽면온도에 해당하는 포화압력을 비교하여 보았다. 즉, 모세관입구를 포화액영역 또는 과냉도가 매우 작은 영역으로 만들면, 모세관의 대부분의 영역이 2상영역이 되므로, 이 경우 측정된 벽면온도에 대응하는 포화압력과 측정된 압력은 일치하여야 한다. 본 연구에서 택한 내경 1.2mm와 1.6mm의 모세관에서 R22를 이용하여 측정된 압력과 측정된 벽면온도에 대응하는 포화압력을 Fig.3에 나타내었다. 이 때 포화압력은 수정된 Carnahan-Starling 상태방정식⁽⁵⁾으로 계산하였으며, 계산한 포화압력과 측정압력과의 상대오차는 0.8%로 잘 일치하므로 벽면의 온도를 모세관을 지나는 냉매의 온도로 택하여도 된다고 보인다.

2.2 실험조건

본 연구에서 사용한 냉매는 R32, R125, R134a

의 순수물질과 R22의 대체냉매로 사용될 수 있는 R32/R134a(30/70 질량비), R32/R125(60/40), R125/R134a(30/70)의 2성분 혼합냉매, 그리고 R32/R125/R134a(23/25/52)의 3성분 혼합냉매이다. 모세관으로는 1.5m 길이의 동관을 사용하였고, 내경은 1.2mm와 1.6mm 두가지를 택하였으며 이 두 모세관에 대하여 실험하였다. 본 연구에서 사용한 모세관의 벽면거칠기는 바늘침형식(stylus type)의 조도측정기로 측정하였다. 실험에서의 압력범위는 1025~2800kPa, 과냉도는 1.8~12.2°C로 택하였으며, 모세관의 규격 및 실험조건을 Table 1에 요약하여 나타내었다.

3. 액상유동에서의 마찰손실

3.1 순수냉매의 액상유동에 대한 마찰계수

모세관 입구에서부터 증발이 일어나기 직전까지의 영역은 과냉각영역으로서, 압력은 선형적으로 감소하며 냉매의 온도는 약간 감소한다. 따라서 이 영역의 냉매는 비압축성유체로 간주할 수 있으며,

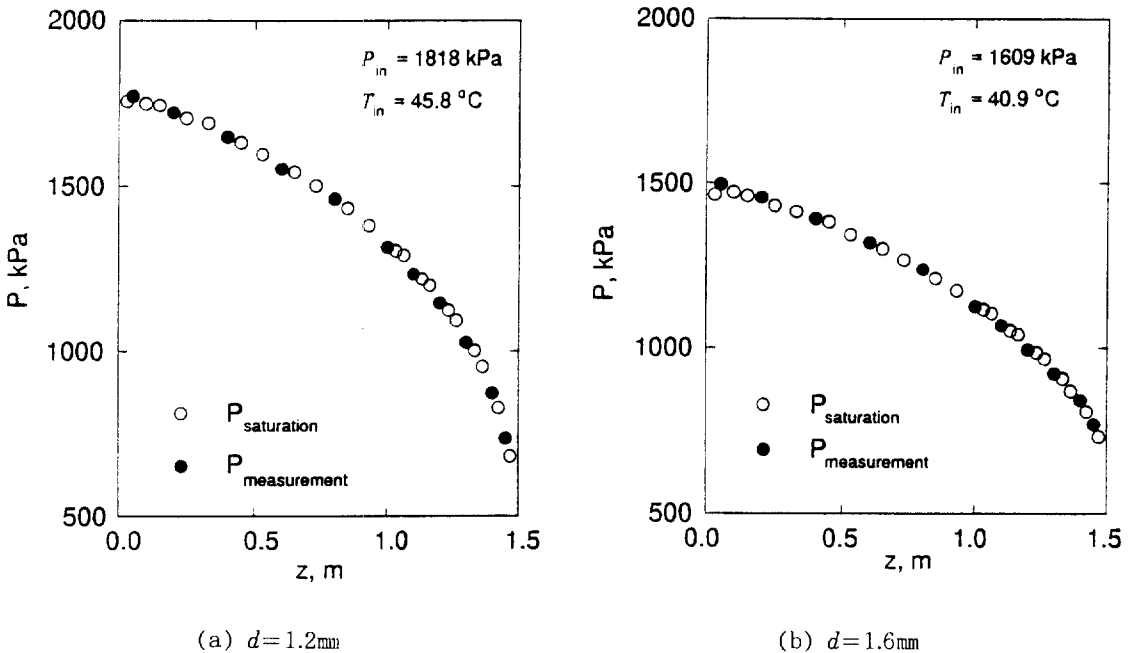


Fig.3 Distributions of the measured pressure and comparison with the saturation pressure

Table 1 Experimental conditions in this study

Capillary tube		I	II
	I.D.(mm)	1.2	1.6
	Length(m)	1.5	1.5
	Roughness(μm)	0.1963	0.6894
Inlet pressure(kPa)	1025~2800		
Outlet pressure	Critical condition		
Mass flux($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)	3980~9370		
Degree of subcooling($^{\circ}\text{C}$)	1.8~12.2		
Refrigerant	#1	R32	
	#2	R125	
	#3	R134a	
	#4	R32/R134a(30/70)	
	#5	R32/R125(60/40)	
	#6	R125/R134a(30/70)	
	#7	R32/R125/R134a(23/25/52)	

압력강하는 벽면과의 마찰로 인하여 발생하게 되고 운동방정식은 식(1)과 같다.

$$AdP + \tau_w(\pi d)dz = 0 \quad (1)$$

여기서 벽전단응력, τ_w 은

$$\tau_w = f \frac{G^2/\rho_f}{8} \quad (2)$$

이고, 위식에서 A , P , d , z , f , G , ρ_f 는 각각 모세관의 단면적, 압력, 내경, 길이방향의 좌표, 마찰 계수, 질량유속 및 액상의 밀도를 의미한다.

식 (1)에 벽전단응력의 관계식(2)를 대입하여 정리하면, 액상유동의 마찰계수는 다음과 같다.

$$f = -2 \frac{\rho_f d}{G^2} \frac{dP}{dz} \quad (3)$$

여기서 액상의 밀도는 수정된 Carnahan-Starling 상태방정식⁽⁵⁾을 이용하여 계산하였다. 따라서 측정된 압력으로 부터 계산한 압력기울기, 질량유속과 냉매의 밀도로 부터 액상유동의 마찰계수를 구할 수 있다.

모세관은 내경이 매우 가는 관이므로 절대거칠기 (absolute roughness)가 작은 경우에도 상대거칠기 (relative roughness)는 크므로 벽면거칠기가 유동에 영향을 많이 끼치게 되며⁽⁶⁾, 따라서 모세관내 유동의 마찰계수는 Blasius 방정식과 같이 Reynolds 수만을 고려하여 예측하는 경우 오차가 발생하게 된다. 본 연구에서는 벽면거칠기의 영향을 고려하여 마찰계수를 예측하기 위해 식(4)와 같은 Haaland⁽⁷⁾ 방정식을 사용 하였다.

$$f = \left\{ -1.8 \log \left[\frac{6.9}{\text{Re}} + \left(\frac{\epsilon}{3.7d} \right)^{1.11} \right] \right\}^{-2} \quad (4)$$

여기에서 $\text{Re} (= Gd/\mu)$, ϵ 는 각각 Reynolds 수와 벽면거칠기를 나타내며, Reynolds 수를 계산하기 위한 R32, R125, R134a의 점성계수는 Ripple & Matar⁽⁸⁾ 및 Olieveria & Wakeham⁽⁹⁾의 자료를 이용하였다.

본 연구에서 사용된 모세관의 벽면거칠기는 Table 1에 나타난 것과 같이 1.2mm인 모세관은 0.1963 μm , 1.6mm인 모세관은 0.6894 μm 이며, 이는 벽면거칠기를 무시할 경우와 비교하면 최대의 경우 1.2mm 모세관은 4.6%, 1.6mm 모세관은 12%까지 마찰계수가 커질 수 있는 거칠기이다. 따라서 모세관내의 유동을 해석할 때 벽면거칠기를 무시할 수 없다. 식(4)를 이용하여 이론적으로 계산한 마찰계수와 실험값으로 부터 구한 마찰계수를 Fig.4에 비교하여 나타내었다. 직선으로 표시한 것이 Haaland식을 이용하여 이론적으로 구한 값이고, 기호로 표시한 점들이 식(3)을 이용하여 실험자료로 부터 구한 값이다. 벽면거칠기의 영향을 고려한 Haaland식이 실험값과 잘 일치하는 것을 알 수 있으며, 실험값과의 상대오차는 직경이 1.2mm인 모세관은 5.6%, 1.6mm인 모세관은 10.1%이다.

3.2 혼합냉매의 액상유동에 대한 마찰계수

혼합냉매의 경우 순수냉매와 마찬가지로 식(4)를 이용하여 마찰계수를 예측하기 위해서는 혼합냉매의 점성계수를 이용하여 계산한 Reynolds 수가 필요하다. 이를 위해서 순수냉매의 점성계수로부터 액체혼합물의 점성계수를 예측하기 위한 혼합법칙 (mixing rule)이 필요하다. 알려진 여러 혼합법칙 중 Grunberg & Nissan⁽¹⁰⁾이 제안한 식(5)는 간

단한 형태이면서도 여러물질에 적용할 수 있는 공식으로 알려져 있다.

$$\ln \mu_m = \sum_i x_i \ln \mu_i + \sum_{i \neq j} x_i x_j G_{ij} \quad (5)$$

여기에서 μ , x , G_{ij} 는 각각 점성계수, 몰성분비, 상호작용계수(binary interaction parameter)를, 하첨자 m , i , j 는 각각 혼합물과 i 성분 및 j 성분을 나타낸다.

위 식에서 상호작용계수는 여러 혼합물의 실험자료에 의해 분자의 구조로부터 예측하는 방법이 제시되어 있지만, 냉매에 대한 실험자료는 포함되어 있지 않으므로 이 방법을 혼합냉매에 적용하기는 불가능하다. 따라서 혼합냉매의 상호작용계수는 실

험값으로부터 구하여야 한다. 그러나 R32, R125, R134a 등의 순수물질의 점성계수와는 달리, 이들 냉매의 혼합물에 대한 점성계수의 실험자료는 매우 부족하다. 상호작용계수, G_{ij} 는 온도의 함수이지만 넓은 온도 범위에 대한 자료가 없으므로, 본 연구에서는 상수로 취급하여 Bivens 등⁽¹¹⁾의 실험자료로부터 R32/R134a, R32/R125의 G_{ij} 를 구하였고 R125/R134a의 G_{ij} 의 값은 R32/R125/R134a의 실험자료를 이용하여 아래식으로 부터 구하였다. 이렇게 구한 값들을 Table 2에 나타내었다.

$$G_{R125/R134a} = \quad (6)$$

$$\ln \mu_{R32/R125/R134a} - \left(\sum_i x_i \ln \mu_i + x_{R32} x_{R134a} G_{R32/R134a} + x_{R32} x_{R125} G_{R32/R125} \right) \\ \frac{x_{R125} x_{R134a}}$$

Table 2 Binary interaction parameter of Equation(5)

	G_{ij}	Reference of μ
R32/R134a(25/75)	0.0795	11
R32/R125(60/40)	-0.2	11
R125/R134a(30/70)	1.6215	Not available
R32/R125/R134a(30/10/60)	-	11

식(5)의 혼합법칙과 Table 2의 상호작용계수를 사용하여 계산한 혼합냉매의 마찰계수를 실험값과 비교하여 Fig.5에 나타내었다. 계산에 의해 구한 값과 실험값의 상대오차는 직경이 1.2mm인 모세관의 경우는 7.8%, 1.6mm인 모세관은 11.2%로서 순수냉매와 동일한 오차범위내에서 예측할 수 있다.

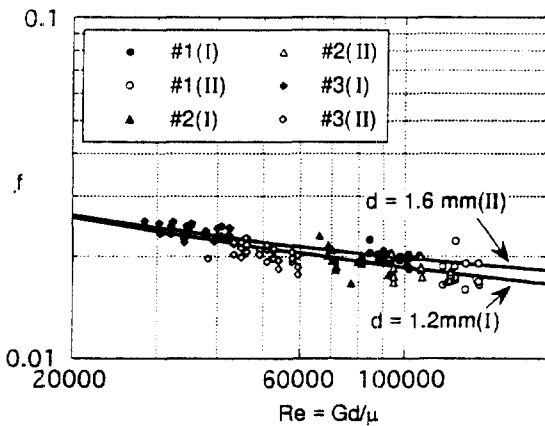


Fig.4 Comparison of friction factor calculated from Haaland's equation(solid line) with the experimental data for pure refrigerants (#1 : R32, #2 : R125, #3 : R134a)

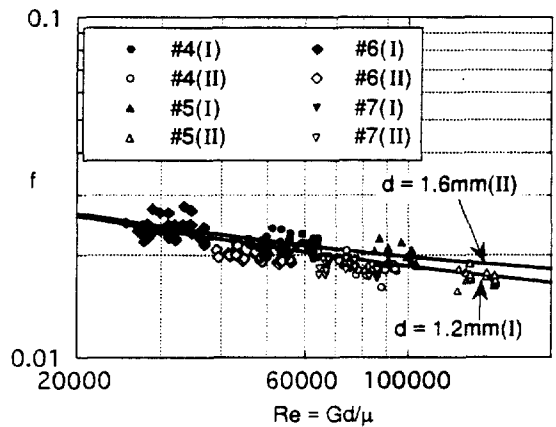


Fig.5 Comparison of friction factor calculated from Haaland's equation(solid line) with the experimental data for refrigerant mixtures (#4 : R32/R134a, #5 : R32/R125, #6 : R125/R134a, #7 : R32/R125/R134a)

4. 2상유동에서의 마찰손실

4.1 순수냉매의 2상마찰인자

모세관내의 압력분포와 길이에 따른 건도의 변화를 본 연구에서 채택한 냉매중의 하나인 R134a에 대하여 Fig.6에 나타내었다. 이 때, 길이방향에 따른 건도의 변화는 에너지 방정식(7)을 사용하여 계산하였다.

$$\begin{aligned}
 h_{total} &= h_{TP} + \frac{G^2 v_{TP}^2}{2 \times 1000} \\
 &= [h_f + q(h_g - h_f)] \\
 &\quad + \frac{G^2 [v_f + q(v_g - v_f)]^2}{2 \times 1000} = \text{constnat} \quad (7)
 \end{aligned}$$

여기서 h, v, q 는 각각 엔탈피, 비체적 및 건도를, 하첨자 TP, f, g 는 2상영역, 포화액 상태 및 포화기체 상태를 의미한다. 모세관을 지나는 유동은 단

열과정으로서 전엔탈피(total enthalpy)는 일정하며, 측정된 온도와 압력으로 부터 포화상태의 엔탈피와 비체적을 계산할 수 있으므로 식(7)에서 건도만이 미지수이다. 따라서 식(7)로부터 건도를 계산할 수 있다.

모세관을 지나는 냉매의 상태는 Fig.6에 나타난 것과 같이 측정된 압력과 측정된 벽면온도에 해당하는 포화압력에 따라 크게 4영역으로 구분할 수 있다⁽⁶⁾. 우선 I로 표시된 영역은 안정된 과냉각액 영역으로서 냉매의 온도는 거의 일정하고 압력은 선형적으로 감소하며, II영역 역시 냉매의 온도가 거의 일정한 액상영역이지만 냉매의 압력이 입구온도의 포화압력보다 낮은 영역으로서 이론적으로는 증발이 시작되어야 하나 실제로는 증발이 시작되지 못하여 액상을 유지하고 있는 준안정평형상태(metastable equilibrium state)이다. 모세관내의 냉매유동에서 실제로 증발이 시작되는 곳은 벽면온도가 감소하기 시작하는 III영역으로서 이 영역의 냉매상태는 준안정평형상태의 2상영역으로서 측정된 압력과 측정된 벽면온도에 해당하는 포화압력이 상이하며, IV영역에 이르러서야 압력과 벽면온도에 해당하는 포화압력이 일치하게 되는 평형상태의 2상유동이 된다.

2상유동에서의 압력강하는 마찰에 의한 영향과 비체적증가로 인한 가속도의 영향에 의해 발생하며, 이 2가지 요인에 서로를 증폭시켜 2상유동에서의 압력강하는 유동이 진행될수록 증가하는 것을 Fig.6에서 볼 수 있다. Fig.6에서 볼 수 있듯이 모세관내의 2상유동은 출구의 건도가 0.2 내지 0.3 정도의 기포유동영역⁽⁴⁾이므로 균질유동모델을 적용하여도 타당하다. 이 때 마찰에 의한 압력강하는 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{TP} = f_{TP} \frac{G^2 v_{TP}}{2d} = f_{TP} \frac{G^2 v_f}{2d} \left[1 + q \frac{(v_g - v_f)}{v_f}\right] \quad (8)$$

여기서 2상유동의 마찰계수 f_{TP} 는 균질유동모델을 사용하였으므로 액상유동에 사용한 식(4)의 액상영역 Reynolds수를 2상영역의 평균점성계수 μ_{TP} 를 이용하여 계산한 2상영역의 Reynolds수로 대체하여 구할 수 있다.

- I : Stable, single-phase liquid
- II : Metastable, single-phase liquid
- III : Metastable, liquid-vapor two-phase
- IV : Stable, liquid-vapor two-phase

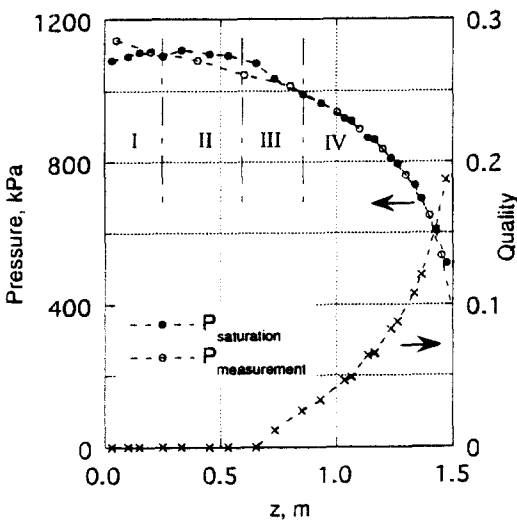


Fig.6 Changes in pressure and quality along the capillary tube($P_m=1176\text{kPa}$, $T_m=41.7^\circ\text{C}$)

또한 2상유동의 마찰에 의한 압력강하는 액상만이 존재하는 유동으로서 가정할 때의 단상 유동의 압력강하와 2상마찰인자(two phase frictional multiplier)의 함수로 표시할 수 있다⁽¹²⁾.

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{TP} = -\left(\frac{dP}{dz}\right)_f \phi_{fo}^2 \tag{9}$$

여기서 ϕ_{fo}^2 는 2상마찰인자이며, 하첨자 f_0 는 액상만이 존재하는 유동을 의미한다. 따라서 2상 마찰인자는 식(3)과 식(8)을 식(9)에 대입하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\phi_{fo}^2 = \frac{f_{TP}}{f_0} \left[1 + q \frac{(v_g - v_f)}{v_f} \right] \tag{10}$$

마찰계수 f 를 식(4)를 이용하여, Reynolds수와 벽면거칠기의 함수로 나타내면 2상마찰인자를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

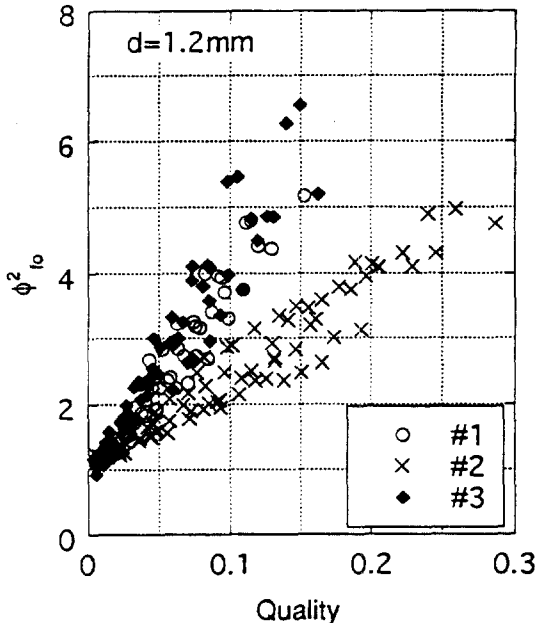


Fig.7 Variation of two phase frictional multiplier with respect to quality(#1 : R32, #2 : R125, #3 : R134a)

$$\phi_{fo}^2 = \frac{\left\{ \log \left[\frac{6.9}{Re_{fo}} + \left(\frac{\epsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} \right] \right\}^2}{\left\{ \log \left[\frac{6.9}{Re_{TP}} + \left(\frac{\epsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} \right] \right\}^2} \left[1 + q \frac{(v_g - v_f)}{v_f} \right] \tag{11}$$

R32, R125, R134a의 순수냉매의 2상마찰인자를 식(9)를 이용하여 실험값으로 부터 구하여 Fig.7에 나타내었다. 건도가 증가할수록 2상마찰인자는 커지는 것을 알 수 있으며, 건도가 0에 가까워지면 유동특성이 액상의 단상유동에 가까워지므로 2상마찰인자는 1에 수렴하는 것을 볼 수 있다. 건도가 동일한 경우 R125의 경우가 R32와 R134a보다 2상마찰인자가 작은 것을 볼 수 있다. 그 이유는 실험조건을 각 냉매의 응축온도를 동일하게 유지하여, 모세관입구에서의 압력이 냉매에 따라 달라지기 때문이다. R125의 경우 환산압력(reduced pressure)으로 0.559에서 0.707의 범위가 실험조건인 반면, R32는 0.423에서 0.477, R134a는 0.251에서 0.325의 범위로 R125보다 환산압력이 낮은 범위이다. 환산압력이 높아질수록 $(v_g - v_f)/v_f$ 가 작아지므로 환산압력이 높은 R125의 경우가 2상마찰인자가 작은 값을 가지게 된다.

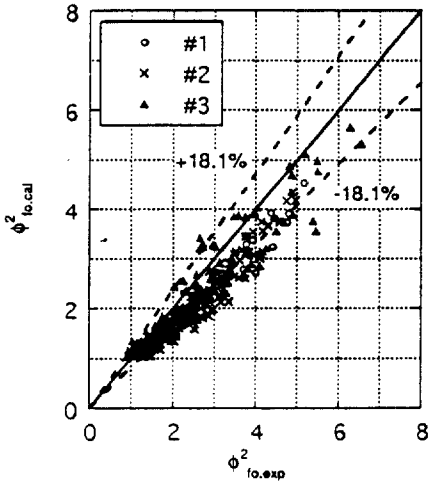
2상마찰인자를 식(11)을 이용하여 계산하려면, 2상영역의 점성계수 μ_{TP} 를 포화기체의 점성계수와 건도로 부터 추산하여야 한다. 균질유동모델의 μ_{TP} 를 예측하는 식은 식(12)~식(15)와 같이 다양하며, 식(12)는 McAdams등⁽¹²⁾이, 식(13)은 Cicchitti등⁽¹²⁾이, 식(14)는 Dukler등⁽¹²⁾이, 식(15)는 Davidson 등⁽¹²⁾이 각각 제안한 식이다.

$$\frac{1}{\mu_{TP}} = \frac{q}{\mu_g} + \frac{(1-q)}{\mu_f} \tag{12}$$

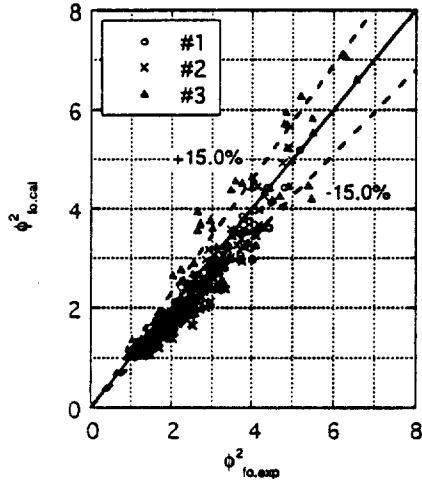
$$\mu_{TP} = q\mu_g + (1-q)\mu_f \tag{13}$$

$$\mu_{TP} = \rho_{TP} [qv_g\mu_g + (1-q)v_f\mu_f] \tag{14}$$

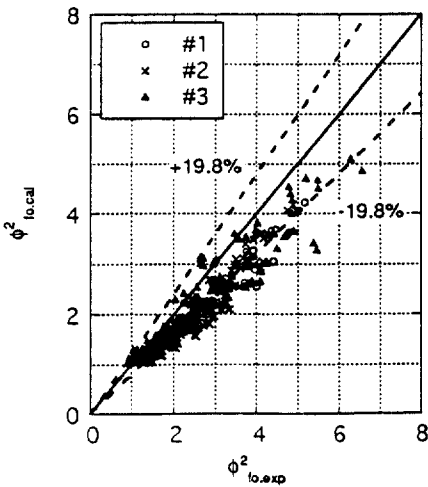
$$\mu_{TP} = \mu_f \left[1 + q \left(\frac{v_{fg}}{v_f} \right) \right] \tag{15}$$



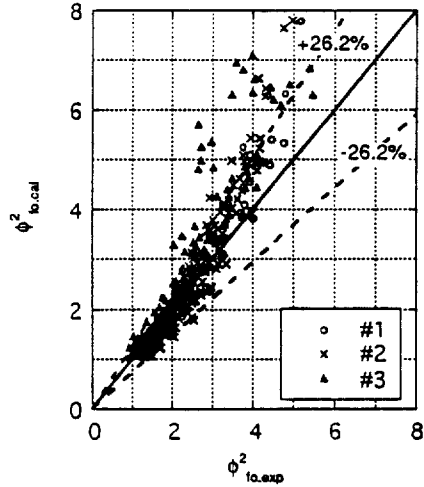
(a) McAdams *et al.*



(b) Cicchitti *et al.*



(c) Dukler *et al.*



(d) Davidson *et al.*

Fig.8 Comparison of the two phase frictional multiplier calculated from Eq. (12)~Eq.(15) with the experimental data for pure refrigerants(# : R32, #2 : R125, #3 : R134a)

여기서 μ_p , μ_l 는 포화기체와 포화액체의 점성계수를 의미하며, 순수냉매의 포화기체 점성계수는 Oliveira & Wakeham⁽¹³⁾과 ASHRAE⁽¹⁴⁾자료를 이용하였다.

단열과정의 모세관 유동에 적용하기에 가장 타당한 식을 찾기위해서, 2상영역의 점성계수를 각각 위의 식들을 이용하여 계산한 후 식(11)로 예측한 2상마찰인자와 실험값에서 구한 순수냉매의 2상마

찰인자를 비교하여 Fig.8에 나타내었다. McAdams 등과 Dukler등이 제안한 식을 사용한 경우 실험값보다 작게 예측하며, 상대오차는 각각 18.1, 19.8%이다. Davidson등이 제안한 식을 사용하면 실험치보다 상당히 크게 예측하며, 상대오차는 26.2%이다. Cicchitti등이 제안한 식이 실험값과 상대오차 15.0%로서 가장 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 따라서 모세관내의 2상유동에서는 Cicchitti등의

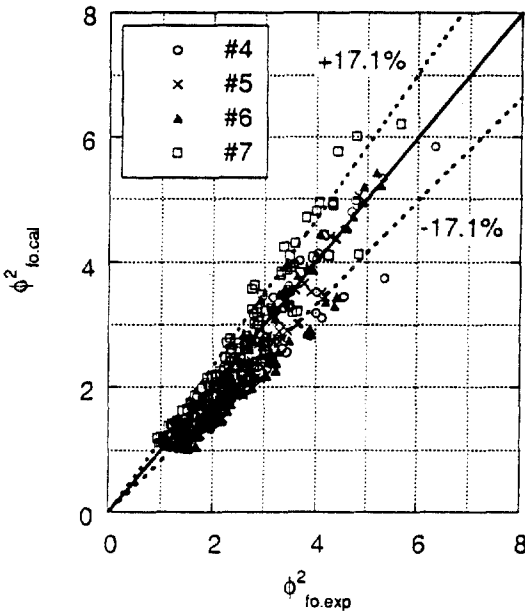


Fig.9 Comparison of the two phase frictional multiplier calculated from Cicchitti's equation with the experimental data for refrigerant mixtures(#4 : R32/R134a, #5 : R32/R125, #6 : R125/R134a, #7 : R32/R125/R134a)

식을 사용하여 점성계수를 예측하는 것이 타당하다고 할 수 있다.

4.2 혼합냉매의 2상마찰인자

혼합냉매의 경우 액상의 점성계수는 Grunberg & Nissan⁽¹⁰⁾의 혼합법칙과 Table 2의 상호 작용 계수를 사용하여 예측하였고, 기상의 점성계수는 Wilke⁽¹⁵⁾가 제안한 식(16)의 혼합법칙을 사용하였다.

$$\eta_m = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \eta_i}{\sum_{i=1}^n y_i \phi_i} \tag{16}$$

여기서, y_i 는 기상의 물성분비를 나타내며, ϕ_i 는 Hering & Zipperer⁽¹⁶⁾이 제안한 식(17)을 사용하였다.

$$\phi_i = \left(\frac{M_i}{M_i'} \right)^{1/2} = \phi_i' \tag{17}$$

여기서 M 은 순수냉매의 분자량이다.

2상영역의 점성계수는 순수냉매와 마찬가지로 식(14)의 Cicchitti의 식을 이용하여 구하였으며, 혼합냉매의 2상마찰인자를 실험값과 이론값을 비교하여 Fig.9에 나타내었다. 이 때 실험값과 이론값과의 상대오차는 17.1%이다.

5. 결 론

HFC 계열의 순수냉매 R32, R125, R134a 및 R22의 대체냉매로 사용될 수 있는 R32/R134a, R32/R125, R125/R134a, R32/R125/R134a의 혼합냉매에 대하여 모세관 유동의 마찰계수를 예측하였다.

액상유동의 마찰계수를 Reynolds수와 벽면거칠기의 함수인 Haaland식을 이용하여 순수냉매의 경우 실험값과 7.6%의 오차범위에서 예측하였다. 혼합냉매의 경우 액상의 점성계수를 예측하기 위해 Grunberg & Nissan의 혼합법칙을 사용하였다. 이를 이용하여 계산한 마찰계수와 실험값과의 오차는 8.75%로서, 혼합냉매의 점성계수를 예측하기 위한 상호작용계수를 안다면 순수냉매와 동일한 오차범위내에서 액상유동의 마찰계수를 예측할 수 있다.

2상유동의 마찰계수를 계산하기 위한 2상마찰인자를 균질유동모델을 사용하여 예측하였다. 2상영역의 점성계수를 예측하는 여러방법을 비교하였고, Cicchitti등의 식이 단열과정의 모세관유동을 해석하는데 가장 적합하다는 것을 알았다. 혼합냉매의 경우 역시 점성계수를 혼합법칙을 이용하여 계산하면 순수냉매와 마찬가지로 2상유동의 압력손실을 2상마찰인자를 사용하여 국소적으로 계산할 수 있다.

본 연구의 결과는 혼합냉매의 모세관유동의 압력강하를 해석하는데 유용한 자료로 이용될 수 있으며 혼합냉매의 점성계수에 대한 실험과 연구가 보다 진행되어야 할 것이다.

후 기

본 실험의 수행이 가능하도록 기기사용의 편의를 제공하여 주신 LG 전자 생활시스템 연구소 관계 자께 감사드린다.

참 고 문 헌

- ASHRAE, 1988, ASHRAE Handbook Equipment, Chap. 19, ASHRAE.
- Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 1987, United Nations Environments Program.
- 장세동, 노승탁, 1994, "R22의 대체냉매를 사용한 공기조화기의 성능 시뮬레이션", 공기조화냉동공학 논문집, 제6권, 제1호, pp. 47~53.
- Koizumi, H. and Yokoyama, K., 1980, "Characteristics of Refrigerant Flow in a Capillary Tube", *ASHRAE Trans.*, Vol. 86, Part 2, pp. 19~27.
- 김민수, 김동섭, 노승탁, 1991, "수정된 Carnahan-Starling 상태방정식을 이용한 혼합냉매의 물성계산", 대한기계학회 논문집, 제15권, 제6호, pp.2189~2205.
- Lin, S., Kwok, C. C. K., Li, R.-Y., Chen, Z.-H., and Chen, Z.-Y., 1991, "Local Frictional Pressure Drop during Vaporization of R-12 Through Capillary Tubes", *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 17, pp. 95~102.
- Haaland, S. E. 1983, "Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow", *Trans. ASME(J. Fluids Eng.)*, Vol. 105, pp. 89~90.
- Ripple, D. and Matar, O., 1993, "Viscosity of the Saturated Liquid Phase of Six Halogenated Compounds and Three Mixtures", *J. Chem. Eng. Data*, Vol. 38, pp. 560~564.
- Oliveira, C. M. B. P. and Wakeham, W. A., 1993, "The Viscosity of Liquid R134a", *Int. J. Thermophysics*, Vol. 14, pp. 33~44.
- Grunberg, L. and Nissan, A. H., 1949, "Mixture law for viscosity", *Nature*, Vol. 164, pp. 799~800.
- Bivens, D. B., Yokozeki, A., Geller, V. Z., and Paulaitis, M. E., 1993, "Transport Properties and Heat Transfer of Alternatives for R-505 and R-22", ASHRAE/NIST Conference, R-22/R-502 Alternatives, pp. 73~84.
- Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, Convective Boiling and Condensation, 3rd ed., Chap. 2, McGraw-Hill.
- Oliveira, C. M. B. P. and Wakeham, W. A., 1993, "The Viscosity of R32 and R125 at Saturation", *Int. J. Thermophysics*, Vol. 14, pp. 1131~1143.
- ASHRAE, 1993, ASHRAE Handbook Fundamentals, Chap. 17, ASHRAE.
- Wilke, C. R., 1950, "A Viscosity Equation for Gas Mixtures", *J. Chem. Phys.*, Vol. 18, pp. 517~519.
- Reid, R. C., Prausnitz, J. M. and Poling, B. E., 1987, The Properties of Gases and Liquids, 4th ed., Chap. 9, McGraw-Hill.