

## 대체냉매의 모세관내 유동 시뮬레이션

### Numerical Simulation Model of Alternative Refrigerants Flow Through Capillary Tubes

장 세 동\*, 노 승 탁\*\*  
S. D. Chang, S. T. Ro

**Key words :** Capillary tube(모세관), Underpressure for vaporization(증발지연압력), Roughness(조도), Alternative refrigerant(대체냉매), Characteristic chart(특성 선도)

#### Abstract

A numerical model of refrigerant flow through a capillary tube is developed, which considers the effects of underpressure for vaporization, kinetic energy, and roughness of capillary tube. The numerical model is based on homogeneous flow assumptions for the two-phase flow region. A characteristic chart of HFC refrigerants flow through capillary tubes and correction factor chart of geometry and relative roughness of capillary tube to select a proper capillary for refrigerating machines using alternative refrigerants is presented by this numerical model.

기 호 설 명			
$A$	: 모세관의 단면적 [ $m^2$ ]	$L_L$	: 액상영역의 길이 [ $m$ ]
$c_1, c_2, c_3, c_4$	: 증발지연압력을 계산하는데 사용하는 계수	$\dot{m}$	: 질량유량 [ $kg/hr$ ]
$D$	: 응축기의 내경 [ $mm$ ]	$P$	: 압력 [ $kPa$ ]
$d$	: 모세관의 내경 [ $mm$ ]	$q$	: 건도
$f$	: 마찰계수	$T$	: 온도 [ $^{\circ}C$ ]
$G$	: 질량유속 [ $kg/m^2s$ ]	$\Delta T_{sub}$	: 과냉도 [ $^{\circ}C$ ]
$h$	: 엔탈피 [ $J/kg$ ]	$t$	: 시간 [ $s$ ]
$L$	: 모세관의 길이 [ $m$ ]	$U_m$	: 냉매의 평균속도 [ $m/s$ ]
		$v$	: 비체적 [ $m^3/kg$ ]
		$z$	: 길이방향의 좌표 [ $m$ ]

#### 그리스 문자

\* 정회원, LG전자 생활시스템연구소

\*\* 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

$\phi_1$  : 모세관형상에 의한 수정계수

$\phi_2$	: 벽면거칠기에 의한 수정계수
$\rho$	: 밀도[kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	: 점성계수[Pa·s]
$\tau_w$	: 벽전단응력[kg/m·s <sup>2</sup> ]

### 하 첨 자

cond	: 응축기
f	: 포화액체상태, 액체상태
g	: 포화기체상태
in	: 입구
real	: 실제의 값
sat	: 포화상태의 값
standard	: 기준모세관
total	: 전체값
TP	: 2상영역
vap	: 증발시작점

## 1. 서 론

대체냉매를 사용하는 냉동기가 기존의 냉매를 사용하는 냉동기와 동일한 성능을 갖기 위해서는 새로운 냉매를 사용하는 냉동기의 구성요소들을 재설계할 필요가 있다. 예를 들어 압축기의 크기는 대체냉매의 체적용량(volumetric capacity for refrigerants : VCR) 등에 따라 변하여야 하며, 증발기와 응축기도 냉매의 열역학적 물성치 및 전달물성치(transport property) 등에 따라 크기가 변하여야 한다. 팽창장치인 모세관 역시 길이 또는 내경의 변화가 요구되며, 냉동기에 장착한 후에는 길이와 내경을 바꿀 수 없는 모세관의 특징을 고려한다면 대체냉매를 사용하는 냉동기에 적합한 모세관의 크기를 결정하는 일은 매우 중요하다. 이처럼 모세관의 크기를 결정하기 위해서는 모세관내를 지나는 냉매의 압력강하 또는 질량유량등의 유동특성을 예측하는 일이 필요하다. 지금까지 증기압축식 냉동기의 냉매로 사용되어온 R12 또는 R22의 모세관내 유동에 관해서는 Bolstad & Jordan<sup>(1)</sup>의 R12를 이용한 단열조건의 모세관 실험 이후, 많은 연구들이 진행되어 왔으며<sup>(2),(3)</sup>, 이러한 연구의 결과에 의하여 R12 또는 R22의 경우에는 입구조건

및 냉매의 유량에 적합한 모세관을 쉽게 선택할 수 있는 선도<sup>(4)</sup>가 제시되어 있다.

오존층파괴지수(ozone depletion potential : ODP)가 0인 HFC계열의 대체냉매를 사용하는 냉동시스템의 경우 시스템에 가장 적합한 모세관을 선택하기 위한 모세관내 유동특성선도등이 필요하며, 이를 위해서는 대체냉매의 모세관내 유동을 실험 또는 시뮬레이션(simulation)을 통하여 연구하는 일이 요구된다. HFC계열의 냉매중 R134a의 경우에는 Wijaya<sup>(5)</sup>와 Melo *et al.*<sup>(6)</sup>등이 실험을 통한 연구를 수행하였고, Dirik *et al.*<sup>(7)</sup>은 실험과 시뮬레이션을 수행하였다. 그러나 아직까지의 모세관내 유동의 시뮬레이션은 주로 R22와 R12를 작동유체로 하는 경우가 대부분이며, 준안정평형상태(metastable equilibrium state)를 고려하지 않은 경우가 많았다. 준안정평형상태를 고려한 연구는 Kuehl & Goldschmidt<sup>(8)</sup>가 증발지연압력을 실험값을 사용하여 R22의 모세관내 유동을 시뮬레이션 하였지만 운동에너지항과 벽면거칠기의 영향을 고려하지 못하였으며, R12의 경우에는 Li *et al.*<sup>(9)</sup>이 실험값에서 얻은 상관식을 이용하여 증발지연 압력을 예측하고, 드리프트유속모델(drift-flux model)을 사용하여 모세관내 유동을 시뮬레이션하였다.

본 연구에서는 준안정평형상태 및 벽면거칠기의 영향과 운동에너지를 고려하고, 2상유동을 균질유동모델을 사용하여 모세관내 유동특성을 해석하는 프로그램을 구성하였으며, 이를 이용하여 R12의 대체냉매로 널리 연구, 사용되고 있는 HFC계열의 냉매인 R134a와 R22의 대체냉매로 사용될 수 있는 R32를 포함한 혼합냉매의 모세관 유동특성 선도를 제시하였다.

## 2. 기초이론

모세관내의 유동은 액상영역과 2상영역으로 나누어 해석하였으며, 액상영역에서의 증발지연현상과 모세관 입구에서 급격한 내경감소로 인한 압력손실을 고려하였다. 또한 모세관출구에서 대개의 경우 냉매는 초크상태로서, 에너지 방정식에서 냉매의 운동에너지를 무시하기에는 곤란한 경우도 있으므로<sup>(8)</sup> 본 연구에서는 에너지 방정식에서 운동에

너지를 고려하였다. 따라서 모세관내 유동의 지배 방정식은 식 (1)~식 (3)과 같으며, 본 연구에서 적용한 가정은 아래와 같다.

- 가정 : (1) 모세관은 단면적이 일정하며, 직선으로 수평상태에 놓여있다.
- (2) 유동은 1차원 유동으로 가정하였고, 단열과정이다.
- (3) 액상영역은 비압축성유동이다.
- (4) 2상영역은 균질유동모델로 해석한다.
- (5) 모세관출구에서의 냉매상태는 초크상태이다.

연속방정식 :

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \text{constant} \quad (1)$$

운동량방정식 :

$$AdP + \tau_w(\pi d)dz = -\dot{m}dU_m \quad (2)$$

에너지 방정식 :

$$h_{\text{total}} = [h_f + q(h_g - h_f)] + \frac{G^2[v_f + q(v_g - v_f)]^2}{2} = \text{constant} \quad (3)$$

위식에서  $G, \dot{m}, A, P, \tau_w, d, z, U_m, h, q, v$ 는 각각 질량유속, 질량유량, 모세관의 단면적, 압력, 벽전단응력, 모세관의 내경, 길이방향의 좌표, 냉매의 평균속도, 엔탈피, 건도, 비체적을 의미하며, 하첨자 total,  $f, g$ 는 각각 전체값, 포화액체상태와 포화기체상태를 의미한다. 본 연구에서 순수냉매 및 혼합냉매의 열역학적 물성치는 수정된 Carnahan-Starling 상태방정식<sup>(10)</sup>을 사용하여 계산하였다.

### 2.1 액상영역의 유동

단열과정의 모세관유동에서 액상영역은 온도가 거의 일정하며, 따라서 비압축성유동으로 가정할 수 있으므로 식(2)에서 냉매의 평균속도의 변화는 무시할 수 있다. 액상영역의 길이는 식(2)에 벽전단응력의 관계식을 대입한 후, 모세관 입구에서 증발이 일어나기 직전까지 적분하여 정리하면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$L_L = \frac{P_{in} - P_{vap}}{f(G^2/2\rho_f d)} \quad (4)$$

위식에서  $L_L, P_{in}, P_{vap}, f, \rho_f$ 는 각각 액상영역의 길이, 모세관 입구의 압력, 증발이 시작되는 지점의 압력, 마찰계수, 액상의 밀도를 나타낸다. 모세관은 내경이 매우 가는 관이므로 절대거칠기 (absolute roughness)가 작은 경우에도 상대거칠기 (relative roughness)는 크므로 벽면거칠기가 유동에 많은 영향을 끼치게 되며, 따라서 모세관내 유동의 마찰계수는 Blasius방정식과 같이 Reynolds수만을 고려하여 예측하는 경우 오차가 발생하게 된다. 본 연구에서는 벽면거칠기의 영향을 고려하여 마찰계수를 예측하기 위해 식(5)와 같은 Haaland<sup>(11)</sup>방정식을 사용하였다.

$$f = \left\{ -1.8 \log \left[ \frac{6.9}{Re} + \left( \frac{\epsilon}{3.7d} \right)^{1.11} \right] \right\}^{-2} \quad (5)$$

여기에서  $Re (=Gd/\mu)$ ,  $\epsilon$ 는 각각 Reynolds수와 벽면거칠기를 나타낸다. 모세관 입구의 압력,  $P_{in}$ 은 응축기의 내경과 모세관의 내경차이로 인하여 발생하는 압력손실때문에 모세관직전의 압력,  $P_{\text{cond}}$ 와 식 (6)만큼의 차이가 존재하게 된다<sup>(12)</sup>.

$$P_{\text{cond}} - P_{in} = 0.42 \left[ 1 - (d/D)^2 \right] \frac{G^2}{2\rho_f} \quad (6)$$

여기서  $D$ 는 응축기의 내경이다.

### 2.2 증발지연현상

모세관을 지나는 냉매의 압력이 입구온도에 해당하는 포화압력까지 감소하여도 증발은 시작되지 않으며<sup>(13)</sup>, 따라서 증발지연현상을 고려하지 않으면 액상영역의 길이를 실제보다 짧게 예측하게 되므로 모세관을 지나는 냉매의 유량, 출구에서의 압력, 건도등을 계산할 때 오차가 수반된다. 본 연구에서는 장세동등<sup>(13)</sup>이 제안한 실험식(7)을 이용하여 증발이 시작되는 지점의 압력,  $P_{vap}$ 를 계산하였다.

$$P_{\text{sat}} - P_{vap} = c_1 + c_2 \times G + c_3 \times \Delta T_{\text{sub}} + c_4 \times G \times \Delta T_{\text{sub}} \quad (7)$$

여기서  $P, G, \Delta T_{\text{sub}}$ 는 각각 압력, 질량유속, 과

냉도로서 kPa, kg/m<sup>3</sup>s, °C의 단위를 갖으며, 각각의 냉매들에 대한 계수  $c_1, c_2, c_3, c_4$ 는 Table 1에 나타내었다.

### 2.3 2상영역의 유동

2상영역에서 유동은 액상영역과는 달리 출구쪽으로 진행될수록 비체적이 증가하므로 냉매의 평균속도 역시 출구쪽으로 갈수록 증가한다. 평균속도의 변화량은  $dU_m = Gd v_{TP}$ 로 나타낼 수 있으며,  $v_{TP}$ 는 2상영역에서 냉매의 비체적이다. 평균속도의 변화량과 벽전단응력을 질량유속과 마찰계수등의 항으로 표시하면, 2상영역에서의 운동량방정식은 식(8)과 같이 나타낼 수 있다<sup>(14)</sup>.

$$-\frac{dP}{dz} = f_{TP} \frac{G^2 v_{TP}}{2d} + G^2 \frac{d v_{TP}}{dz} \quad (8)$$

여기서 우변의 첫번째항은 마찰에 의한 압력손실을 나타내고, 두번째항은 가속도에 의한 압력손실을 나타낸다. 2상영역의 마찰계수는 액상영역에 사용한 Haaland<sup>(11)</sup>방정식을 동일하게 사용하였고, 2상영역의 점성계수는 Cicchitti *et al.*<sup>(14)</sup>이 제안한 식(9)와 같이 포화기체와 포화액체의 평균값을 사용하였다.

$$\mu_{TP} = q\mu_g + (1-q)\mu_f \quad (9)$$

2상영역에서의 길이방향에 따른 비체적의 변화는 식(10)과 같다<sup>(14)</sup>.

$$\frac{d v_{TP}}{dz} = \frac{dq}{dz} v_{fg} + \frac{d v_g}{dP} \frac{dP}{dz} q \quad (10)$$

여기서 포화액체의 비체적 변화는 다른 양의 변화에 비하여 무시할만큼 적으므로 포화액체의 비체

적 변화는 무시하였다. 식(10)을 식(8)에 대입하여 정리하면 2상영역의 압력변화는 아래식으로 나타낼 수 있다.

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{f_{TP}(G^2 v_{TP}/2d) + G^2 v_{fg}(dq/dz)}{1 + G^2 q(dv_g/dP)} \quad (11)$$

여기서 길이방향에 따른 건도의 변화는 에너지방정식(3)을  $z$ 에 대하여 미분하면 다음식과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{dq}{dz} = -\frac{1}{h_{fg} + (G^2 v_{TP})v_{fg}} \left( \frac{dh_f}{dP} + q \frac{dh_g}{dP} + qG^2 v_{TP} \frac{d v_g}{dP} \right) \frac{dP}{dz} \quad (12)$$

식(12)에서도 2상영역의 압력변화와 마찬가지로 포화액체의 비체적 변화는 무시하였다.

식(11)에 길이방향에 따른 건도의 변화(12)를 대입하여 정리하면, 2상영역에서의 길이 방향에 대한 압력의 변화는 다음식과 같아진다.

$$\frac{dP}{dz} = \frac{-f \frac{G^2 v_{TP}}{2d}}{\left[ 1 + G^2 q \frac{d v_g}{dP} - \frac{\left( \frac{dh_f}{dP} + q \frac{dh_g}{dP} + qG^2 v_{TP} \frac{d v_g}{dP} \right) G^2}{\left( \frac{h_{fg}}{v_{fg}} + G^2 v_{TP} \right)} \right]} \quad (13)$$

따라서 위의 식(13)을 액상영역의 길이  $L_L$ 에서부터 모세관의 전체길이  $L$ 까지 4차의 Runge-Kutta방법을 이용하여 적분하면 모세관내 2상영역의 압력분포를 구할 수 있다.

Table 1. Coefficients of correlation for underpressure.

Refrigerants	$c_1 \times 10^{-2}$	$c_2 \times 10^2$	$c_3 \times 10^{-1}$	$c_4 \times 10^3$
R134a	-1.412876	5.457141	0.974871	-3.950501
R32/R134a(30/70)	-3.911112	7.427592	4.705004	-8.561734
R32/R125(60/40)	-3.173929	4.692433	4.920039	-5.463006
R32/R125/R134a(23/25/52)	-1.536972	3.844115	1.818622	-3.036465

$cf. P_s - P_v = c_1 + c_2 \times G + c_3 \times \Delta T_{sub} + c_4 \times G \times \Delta T_{sub}$  [ $P$ : kPa,  $G$ : kg/m<sup>3</sup>s,  $\Delta T_{sub}$ : °C]

### 3. 실험결과와 비교검토

앞에서 서술한 액상영역과 2상영역의 관계식들을 이용하여 모세관의 입구조조건과 모세관의 형상이 정해진 경우 모세관내를 지나는 냉매의 질량유량과 압력분포를 계산하는 프로그램을 구성하였다. 그러나 액상영역의 길이를 계산하기 위한 식(4)와 2상영역의 압력기울기를 나타내는 식(13) 모두 냉매의 단위 면적당 질량유량인 질량유속을 알고 있는 경우에만 사용할 수 있으므로, 질량유량을 계산하기 위해서는 반복계산법을 이용하여야 한다. 계산 순서는 Fig.1에 있는 순서도와 같으며, 계산 방법을 설명하면 다음과 같다. 우선 조건으로 주어진 모세관의 길이, 내경, 벽면거칠기와 모세관입구의

압력 및 과냉도등의 자료와 초기치로 가정된 냉매의 질량유량을 식(4)에 대입하여 액상영역의 길이를 구한다. 이때 식(6)과 식(7)을 이용하여 모세관입구에서의 급속한 내경감소로 인한 압력손실과 증발지연압력을 고려하였고, 모세관입구의 상태가 2상영역인 경우에는 액상영역의 길이를 구하는 과정은 물론 생략된다. 액상영역에서의 압력은 선형적으로 감소하지만 2상영역의 압력은 유동이 진행될수록 급속히 감소하며 식(13)으로 나타낸 2상영역의 압력기울기를 4차의 Runge-Kutta방법을 이용하여 2상영역이 시작되는 지점에서부터 모세관 출구까지 적분하면 2상영역의 압력분포를 구할 수 있다. 이렇게 구한 출구의 압력이 출구에서 냉매의 상태가 쇼크 상태가 되는 임계압력이 되도록 냉매의 질량유량을 Regular-Falsi 방법을 사용하여 반복계산으로 구하였다. 이 때 임계압력은 Fanno 유동<sup>(15)</sup>을 이용하여 계산하였다.

본 연구에서 구성한 프로그램을 검증하기 위하여 R22의 실험자료중에서 Whitesel<sup>(2)</sup>과 Kuehl & Goldschmidt<sup>(8)</sup>, 그리고 R134a의 자료중에서 Melo *et al.*<sup>(6)</sup>과 Dirik *et al.*<sup>(7)</sup>의 실험조건과 동일한 조건에서 모세관을 지나는 냉매의 질량유량을 계산하였다. 이 때, Whitesel<sup>(2)</sup>의 실험조건은 모세관 입구영역이 과냉각영역이 아니므로 액상영역을 계산할 필요가 없으며, 증발지연 현상도 고려할 필요가 없다. 모세관 내벽의 거칠기는 언급이 되어 있지 않으므로 일반적인 모세관의 벽면거칠기의 범위인  $0.5\mu\text{m}$ 으로 가정하였다. 한편 Kuehl & Goldschmidt<sup>(8)</sup>의 실험조건에서 증발지연압력은 평균값인  $193.1\text{kPa}$ 을, 모세관 벽면거칠기는  $0.46\mu\text{m}$ 을 사용하였다. Melo *et al.*<sup>(6)</sup>과 Dirik *et al.*<sup>(7)</sup>의 실험조건에는 모세관 벽면의 거칠기가 언급되어 있으므로 그 값을 사용하였고, 증발지연압력은 장세동등<sup>(13)</sup>이 제안한 식(7)을 이용하여 구하였다. 이처럼 실험에서 측정된 질량유량과 본 연구의 프로그램을 이용하여 계산한 질량유량을 비교하여 Fig.2에 나타내었다. 실험값과 계산값의 RMS(root mean square)에 의한 상대오차는 Whitesel<sup>(2)</sup>과 Kuehl & Goldschmidt<sup>(8)</sup>의 경우 각각 7.6, 5.5%이며, Melo *et al.*<sup>(6)</sup>과 Dirik *et al.*<sup>(7)</sup>의 경우는 각각 17, 3.0%이다. 여기서 Melo *et al.*의 실험값은 그림

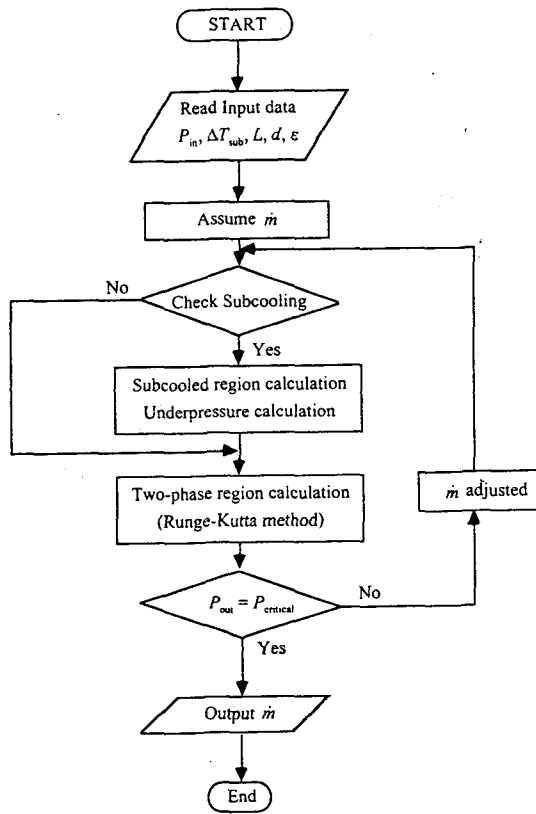


Fig.1 Flow chart for calculating the mass flow rate through the capillary tube.

로 표현되어 있는 자료에서 얻은 값으로서 모세관 입구의 압력이 평균값으로 나타나 있어 각 실험값의 정확한 입구압력을 알 수 없었다. 이러한 점을 고려하면, 본 연구에서 구성한 프로그램을 이용하여 계산한 질량유량과 실험값이 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 팽창장치인 모세관의 역할은 냉동장치 내를 흐르는 냉매의 유량을 제어하는 것과 함께 압력을 감소시키는 것이므로, 모세관을 지나는 유량뿐 아니라 모세관내의 압력분포를 예측하는 일 또한 중요하다. R22의 대체냉매로 사용될 수 있는 R32/R134a(30/70, 질량비)의 2성분 혼합냉매에 대하여 장세동등<sup>(13)</sup>의 동일한 입구조건과 모세관형상에 대하여 압력분포와 온도분포를 계산하여 Fig. 3에 나타내었다. 실선으로 표시한 것이 계산에 의한 압력과 온도에 해당하는 포화압력을 나타내며, 기호로 나타낸 것은 실험에서 측정된 값들이며, 실험값과 계산값이 잘 일치하고 있다.

4. 대체냉매의 모세관 유동특성선도

대체냉매를 사용하는 냉동기가 기존의 냉매를 사용하는 냉동기와 동일한 증발온도 또는 냉동용량을

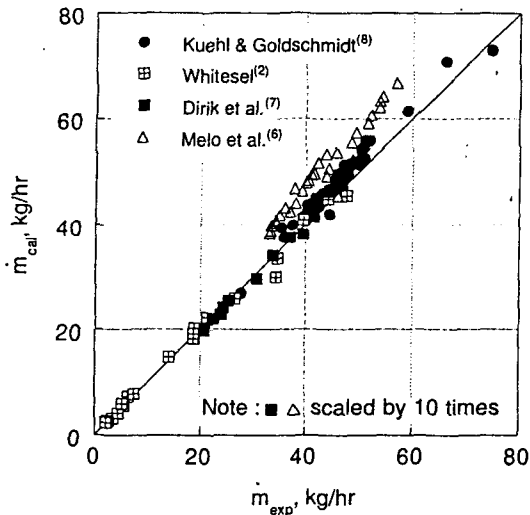


Fig.2 Comparison of calculated mass flow rate with experimental data.

얻기 위해서는 서론에서 언급한 바와 같이 냉동기의 부품요소들이 새로운 대체냉매에 적합하도록 설계 되어야 하며, 팽창장치인 모세관 역시 내경 또는 길이가 변경되어야 한다. 따라서 냉동기의 냉동용량에 적당한 모세관의 길이와 직경을 정하기 위한 유동특성선도가 R12 또는 R22와 같이 대체냉매에도 필요하다. 본 연구에서는 기존의 실험자료<sup>(2), (6)~(8)</sup>로 검증한 프로그램을 이용하여 R12의 대체냉매로 널리 연구, 사용되고 있는 HFC계열의 냉매인 R134a와 R22의 대체냉매로 사용될 수 있는 R32/R134a(30/70)와 R32/R125/R134a(23/25/52)의 혼합냉매에 대하여 모세관 유동특성선도를 구성하였다.

내경 1.6mm이고 길이가 2m인 벽면거칠기 0인 모세관을 표준모세관으로 정하고, 이 모세관에 대하여 입구압력과 과냉도 및 건도에 따른 질량유량의 변화를 Fig.4에 나타내었다. 이 때 출구압력은 모세관 출구에서 초크가 발생하는 임계압력이다.

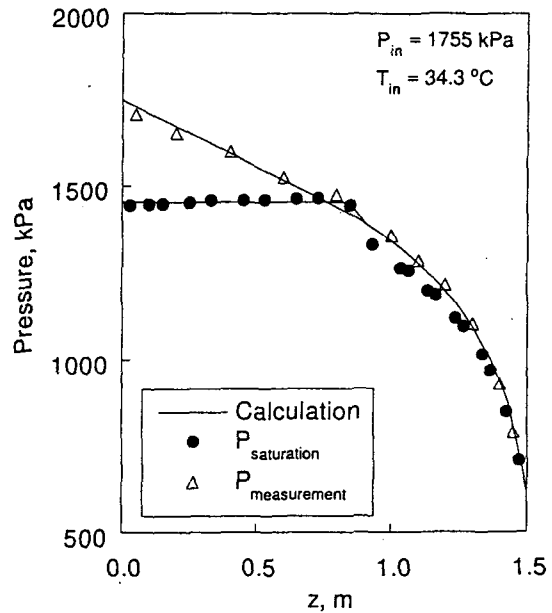
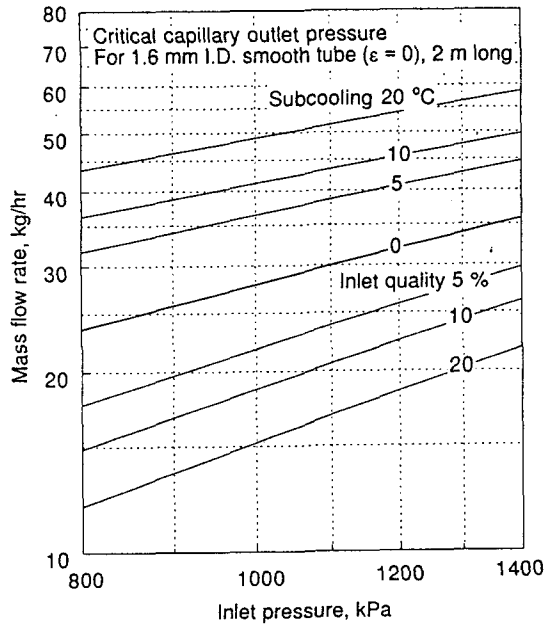
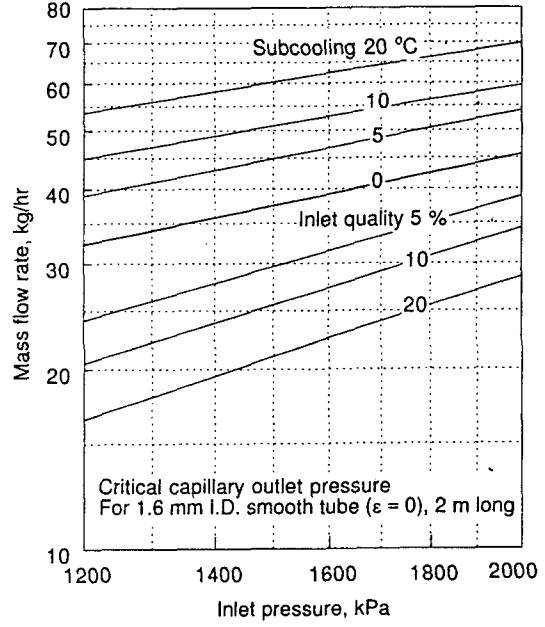


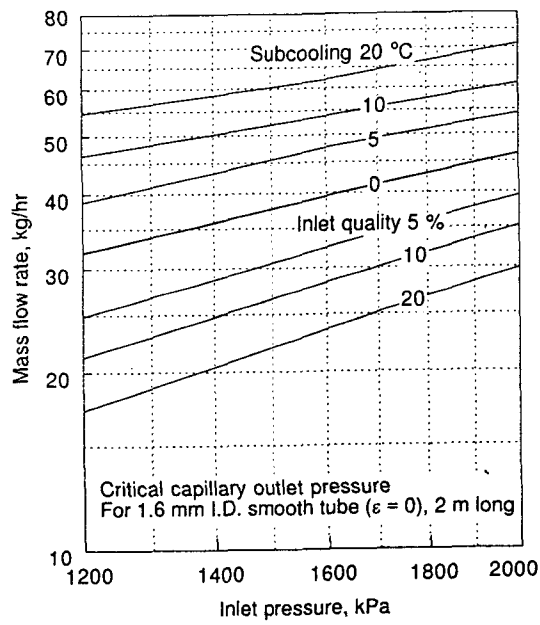
Fig.3 Comparison of calculated pressure distribution with experimental pressure and saturation pressure data of R32/R134a(30/70),  $L=1.5\text{m}$ ,  $d=1.2\text{mm}$ ,  $\epsilon=0.1963\text{mm}$ .



(a) R134a

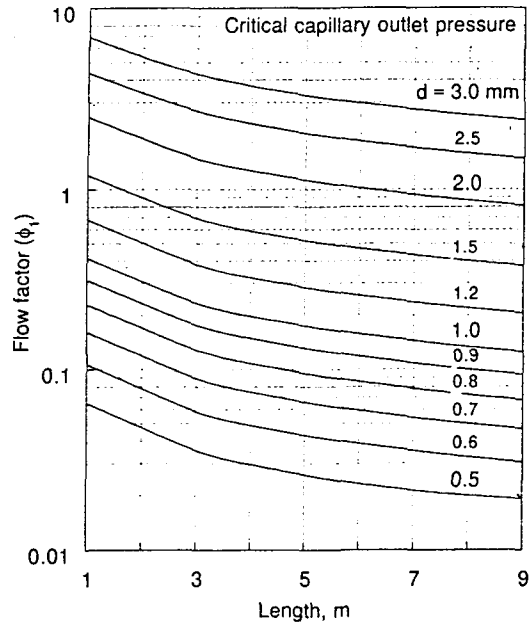


(b) R32/R134a(30/70)

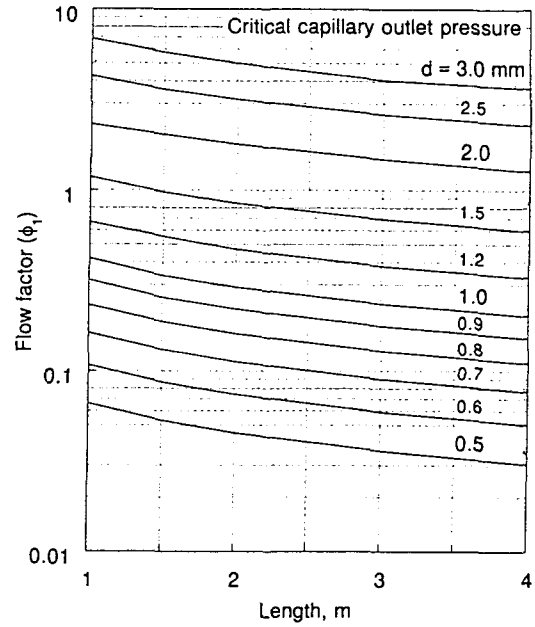


(c) R32/R125/R134a(23/25/52)

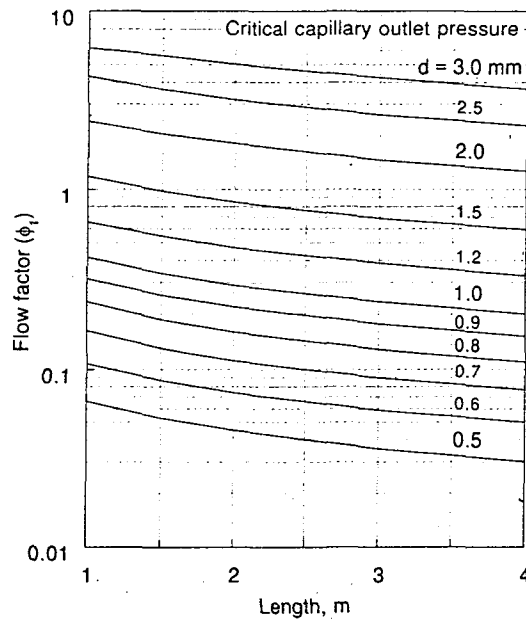
Fig.4 Basic rating curves for capillary tube.



(a) R134a



(b) R32/R134a(30/70)



(c) R32/R125/R134a(23/25/52)

Fig.5 Capillary flow factor for geometry of capillary tube.



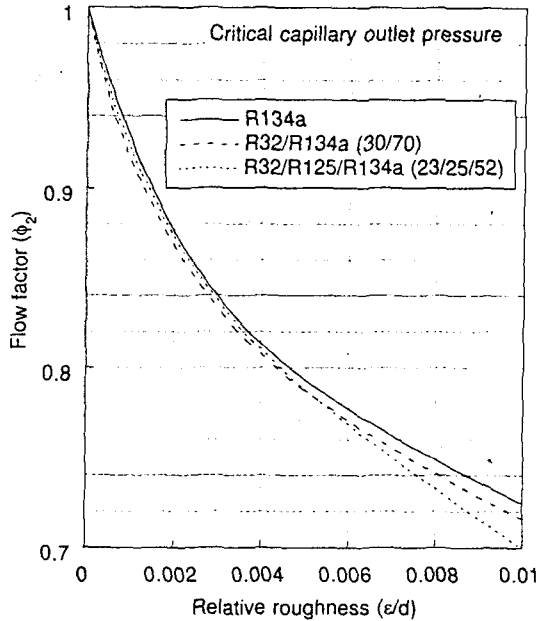


Fig.6 Capillary flow factor for relative roughness of inside wall of capillary tube.

동일한 입구압력에서 과냉도가 증가할수록 유량이 증가하며, 과냉도가 동일한 경우에는 유량의 로그 값은 입구압력의 로그값에 대하여 선형적으로 비례한다. 모세관의 길이의 변화와 내경의 변화가 질량 유량에 끼치는 영향인 모세관의 형상에 대한 수정 계수를 Fig.5에 나타내었다. 즉 길이가 5m로 표준모세관보다 길어지고, 내경이 1.5mm로 감소하면 동일한 입구조건에서 Fig.4에 나타낸 유량보다 50% 감소하게 된다. 모세관내를 지나는 유량은 모세관의 기하학적 형상이외에 벽면거칠기의 영향을 받으므로, 벽면거칠기의 영향을 나타내는 수정계수가 필요하다. Figure6에 거칠기가 0인 모세관을 지나는 냉매의 질량유량과 거칠기가 존재하는 모세관을 지나는 질량유량의 비인, 상대거칠기의 수정계수를 나타내었다. 상대거칠기가 커질수록 유량은 감소하며, 상대거칠기가 0.007인 모세관은 매끄러운 모세관에 비하여 유량이 약 20%나 감소하므로 모세관내의 유동을 해석하는 경우 벽면거칠기의 영향을 고려하여야 한다. 모세관을 지나는 냉매의 질량유량은 Fig.4~Fig.6을 이용하면 식 (14)와 같이 예

측할 수 있으며, 응축온도와 질량유량이 정해져 있는 냉동기에 적합한 모세관의 길이와 내경도 예측할 수 있다. 이때 본 연구에서 제안한 모세관 유동 특성선도는 모세관 출구의 압력이 임계압력보다 낮은 경우에 한하여 사용할 수 있다.

$$m_{real} = m_{standard} \times \phi_1 \times \phi_2 \quad (14)$$

여기서  $m_{standard}$ 는 Fig.4에 나타낸 표준모세관을 지나는 냉매의 유량을,  $m_{real}$ 은 특정한 형상과 거칠기를 갖는 모세관을 지나는 냉매의 유량을 각각 나타내며,  $\phi_1$ 과  $\phi_2$ 는 각각 모세관의 형상과 상대거칠기에 의한 수정계수이다.

### 5. 결 론

모세관내 냉매의 유동을 해석하기 위하여 증발지연현상에 의한 증발지연압력, 벽면거칠기의 영향 그리고 운동에너지의 영향을 고려하는 프로그램을 구성하고, 이를 이용하여 모세관내의 압력감소와 질량유량을 예측하였다. 기존의 실험자료<sup>(2),(6)-(8)</sup>와 동일한 조건에서의 질량유량과 본 연구의 프로그램으로 예측한 값이 서로 잘 일치하였다.

모세관의 유량을 예측하거나, 주어진 응축온도 또는 냉동용량에 적합한 모세관을 선택하기 위한 대체냉매의 모세관 유동특성선도를 본 연구에서 구성한 프로그램을 이용하여 작성하였다. 상대거칠기가 0.007이 되면 매끄러운 모세관에 비하여 유량이 20% 정도 감소하게 되므로, 모세관을 선택하는 경우 벽면거칠기의 영향을 고려하여야 한다. 본 연구에서 작성한 모세관 유동특성선도는 HFC 냉매를 사용하는 냉동기의 모세관을 선택하는데 유용하게 사용되리라 생각된다.

### 참 고 문 헌

1. Bolstad, M. M. and Jordan, R. C., 1948, "Theory and Use of the Capillary Tube Expansion Device," *Refrigerating Engineering*, Vol. 56, No. 12, pp. 519~523.
2. Whitesel, H. A., 1957, "Capillary Two-Phase Flow, Part II," *Refrigerating Engi*

- neering*, Vol. 65, No. 9, pp. 35~40.
3. Cooper, L., Chu, C. K. and Briskin, W. R., 1957, "Simple Selection Method for Capillary Derived from Physical Flow Condition," *Refrigerating Engineering*, Vol. 65, No. 7, pp. 37~41, 88, 92, 94, 98, 100, 102, 104, 107.
  4. ASHRAE, 1988, ASHRAE Handbook-1988 Equipment, ASHRAE.
  5. Wijaya, H., 1992, "Adiabatic Capillary Tube Test Data for HFC-134a," *Int. Refrig. Conf. Proc.*, Purdue University, Vol. 1, pp. 63~71.
  6. Melo, C., Ferreira, R. T. S., Neto, C. B., Goncalves, J. M., and Thiessen, M. R., 1994, "Experimental Analysis of Capillary Tubes for CFC-12 and HFC-134a," *Int. Refrig. Conf. Proc.*, Purdue University, pp. 347~352.
  7. Dirik, E., Inan, C., and Tanes, M. Y., 1994, "Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Nonadiabatic Capillary Tubes," *Int. Refrig. Conf. Proc.*, Purdue University, pp. 365~370.
  8. Kuehl, S. J. and Goldschmidt, V. W., 1991, "Modeling of Steady Flows of R-22 through Capillary Tubes," *ASHRAE Trans.*, Vol. 97, Part 1, pp. 139~148.
  9. Li, R. Y., Lin, S. and Chen, Z. H., 1990, "Numerical Modeling of Thermodynamic Non-Equilibrium Flow of Refrigerant through Capillary Tubes," *ASHRAE Trans.*, Vol. 96, Part 1, pp. 542~549.
  10. 김민수, 김동섭, 노승탁, 1991, "수정된 Carnahan-Starling 상태방정식을 이용한 혼합냉매의 물성계산", 대한기계학회 논문집, 제 15권, 제6호, pp. 2189~2205.
  11. Haaland, S. E. 1983, "Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow," *J. Fluids Eng.*, Vol. 105, pp. 89~90.
  12. White, F. M, 1986, Fluid Mechanics, 2nd ed., Chap. 6, McGraw-Hill Book Company.
  13. 장세동, 노승탁, 1995, "HFC 계열 순수냉매 및 혼합냉매의 모세관내 유동", 공기조화냉동 공학회, '95 하계학술발표 논문집, pp. 263~268.
  14. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, Convective Boiling and Condensation, 3rd ed., Chap. 2, McGraw-Hill.
  15. John, J. E. A., 1984, Gas Dynamics, 2nd ed., Chap. 9, Allyn and Bacon.