

## HCFC-22 대체냉매의 모세관 선정

### Selection of Capillary Tubes for HCFC-22 Alternative Fluids

정 동 수\*, 김 증 보\*

D. S. Jung, C. B. Kim

**Key words** : 모세관(Capillary tube), HCFC-22 및 대체 냉매(HCFC-22 and its alternatives), 혼합 냉매(Refrigerant mixtures), 냉동기기(Refrigeration machine), 공기조화기(Air Conditioner), 오존 붕괴(Ozone depletion), 온실 효과(Greenhouse warming effect)

#### Abstract

In this paper, pressure drop through a capillary tube is modeled to determine the length of a capillary tube for a given set of conditions. HCFC-22 and its alternatives, HFC-134a, R407B, and R410A are used as working fluids. The conditions on which the model is tested are as follows : condensing temperature; 40.0, 45.0, 50.0, 55.0°C, degree of subcooling; 0.0, 2.5, 5.0°C, capillary tube exit condition; choked flow, capillary tube diameter; 1.2~2.4mm, mass flow rate; 5.0~50.0 g/sec. The results justify the use of Stoecker's model which yields the results very close to the values in ASHRAE handbook. While McAdams' method yields much better results than Duckler's in calculating the viscosity of the fluid in 2-phase, the friction factor suggested by Stoecker seems to be the best for capillary tubes of large diameter used in residential air conditioners. For each refrigerant, 372 data with various variables are calculated by the model. The results show that capillary tube length varies very uniformly with changes in condensing temperature and degree of subcooling. Based on this fact, regression analysis is performed to determine the dependence of mass flow rate on the length and diameter of a capillary tube, condensing temperature, and degree of subcooling. Thus determined correlation yields a mean deviation of 2.36% for 1,488 data, showing an excellent agreement.

#### 기 호 설 명

A : 모세관 단면적,  $m^2$   
 D : 모세관 내경, m  
 DSC : 과냉도,  $^{\circ}C$   
 f : 마찰계수

h : 엔탈피, kJ/kg 또는 J/kg  
 L : 모세관 길이, m  
 $\Delta L$  : 미소길이, m  
 $\dot{m}$  : 냉매유량, kg/sec 또는 g/sec  
 p : 압력, Pa  
 Re : 레이놀즈 수,  $VD/\nu$   
 $T_{,t}$  : 온도,  $^{\circ}C$

\* 정회원, 인하대학교 기계공학과

v	: 비체적, $m^3/kg$
V	: 냉매유속, $m/sec$
x	: 건도
$\mu$	: 동점성계수, $Pa \cdot sec$

#### 아래 첨자

bub	: 비등점
cal	: 회귀분석을 통한 식에 의해 계산된 값
dew	: 이슬점
f	: 포화액체
g	: 포화기체
model	: 모세관 모델에 의해 계산된 값

### 1. 서 론

지금까지는 열역학 및 화학적 물성치들이 우수하고, 냉동기내에서 다른 물질들과의 호환성이 매우 좋은 냉매 22(HCFC-22)가 상업용 냉동기, 가정용 공기조화 기기 등에 널리 사용되어 왔다. 그러나 최근 들어 과연 HCFC-22가 장기적으로 쓰일는지 의문시 되고 있다<sup>1)</sup>. HCFC-22는 염소와 수소가 들어있는 'Hydro-chlorofluorocarbon'(HCFC)으로서, 오존층 붕괴 지수가 R11에 비해 약 5%정도이다<sup>2)</sup>.

1992. 11.에 덴마크의 코펜하겐에서 열렸던 제4차 몬트리얼 의정서 가입국 회의에서 결의된 몬트리얼 의정서 조정 및 개정사항에 의하면, HCFC는 1996. 1. 1부터 2003년말 까지 1989년 소비량 수준으로 사용이 동결되며, 그 이후에도 점차로 사용량이 삭감되어지고 서기 2020년부터는 법적으로 전혀 사용되지 못하게 된다<sup>1)</sup>. 이런 추세를 감안하여 독일은 이미 1999년말까지만 HCFC-22를 사용할 것을 법안으로 상정하고 있고, 미국 역시 2000년대 초반에는 HCFC-22의 제조와 사용이 불가능할 것으로 내다보고 있다<sup>3)</sup>.

이같은 시점에서 오존층을 파괴하지 않으며, 에너지를 절감해서 지구 온난화 현상도 완화시킬 수 있는 냉매들이 절실하게 요청되고 있고, 이러한 대체 냉매들의 한 종류로서 각광을 받고 있는 것들이 비-오존층 붕괴 순수냉매들을 혼합한 혼합냉매들이다. 혼합 냉매들의 특징은 아래의 같다 :

1. 열효율의 개선(10~20%)
2. 낮은 오존층 붕괴 지수
3. 낮은 지구 온난화 지수
4. 냉동, 공기 조화기를 크게 변화시키지 않고도 이들을 적용할 수 있음

위에 열거된 특성들 때문에 비공비 혼합냉매(Non-Azeotropic Refrigerant Mixtures, NARMs)들은 공기조화 및 냉동 분야에서 에너지 효율을 현저하게 높일 수 있는 방안중의 하나로서 부각되어 왔고, 외국의 경우 이미 여러 연구소에서 그들의 열역학적 특성들에 대해 많은 연구가 진행되어왔다<sup>4)~8)</sup>. NARMs는 등압상태에서 증발이 일어날 때 순수냉매와는 달리 증발온도가 올라가며 반대로 응축시에는 응축온도가 감소하게 되며, 이와 같은 현상은 '온도구배 현상(Gliding temperature phenomenon)'이라고 불린다. 그리고 증발이 시작되는 점과 끝나는 점간의 온도차이를 온도구배차(Gliding temperature difference, GTD)라고 하는데, 이 GTD는 선택된 혼합냉매와 조성에 따라 다르다.

이런 상황에서, 미국과 일본 및 유럽의 대기업들은 이미 미국공조협회(ARI) 산하에 "R22 AREP"이라는 컨소시움을 구성해서 R32가 포함된 혼합냉매로 HCFC-22를 대체하려고 준비하고 있고, 일본도 자체 내에 "R22 JAREP"이라는 프로그램을 세워서 효과적인 HCFC-22대체를 하고 있다<sup>9)</sup>. 지난 2년간에 걸쳐 이루어진 각종 실험 및 이론적 연구들을 통해 이제는 HCFC-22대체물의 윤곽이 드러나게 되었고, 그들의 명단은 다음과 같다 : HFC-134a, R407B(23%R32/25%R125/52%R134a, 혹은 AC9000), R410A(50%R32/50%R125, 혹은 AZ20). 이들 대체 냉매들의 특성은 Table 1에 열거되어 있다.

가정용 냉방기를 구성하는 요소들은 다음과 같다 : 압축기, 증발기, 응축기, 팽창기. 지금까지 냉동 공조기기에서는 대개 모세관이 냉매 유량을 조절하는 팽창기로 사용되어왔고, 새로운 대체 냉매들도 모세관이 사용될 것으로 전망된다. 모세관은 마찰에 의해 고압의 냉매를 저압으로 만들어 주며, 동시에 냉매의 유량을 조절하여 압축기에서 토출되는 유량과 균형을 이루도록 만들어 주는 일정 면적식 팽창기구이다. 이것은 사용 역사가 길며, 자체적인 균형기능이 있어서 신뢰성이 높고, 무엇보다

Table 1 Characteristics of HCFC-22 alternative fluids

	R134a	R407B	R410A
Refrigerant type	Pure	Nonazeotropic GTD=7.1°C	Near-azeotropic GTD<0.1°C
Vapor pressure and capacity	40% lower than R22	Similar to R22	50% higher than R22
System change	Larger components are required	Almost no change	Smaller components are required
Compressor design	No major problem	No major problem	Much research is needed.
Overall comments	Increase in cost due to the use of larger components	Difficult to deal with since it is nonazeotropic.	Not difficult to deal with since it is near azeotropic.
	Transitional and long term fluid	Transitional fluid	Compressor and condenser should be redesigned due to high pressure.  Long term fluid

도 가격이 저렴하므로 냉동 공조기기에 널리 사용되어 왔다. 모세관에 관련된 문헌은 Glodstein<sup>10)</sup>, Wijaya<sup>11)</sup>, ASHRAE Handbook<sup>12)</sup>, Stoecker<sup>13)</sup>, Kuehl and Goldschmidt<sup>14)</sup>, Schultz<sup>15)</sup>, Pate and Tree<sup>16)</sup>, 한창섭 및 민만기<sup>17)</sup>, 정백영 등<sup>18)</sup>에 있고, 다음의 모세관 모델링 부분에서는 일반적으로 많이 쓰이는 Stoecker의 방법이 소개 될 것이다.

냉방기에서는 압축기와 모세관을 통과하는 유량이 신속하게 균형을 이루어야만 에너지 절약이 가능하며, 이를 위해서는 적정크기의 모세관 선정이 필수적이다. 지금까지는 적절한 모세관을 선정하기 위해 주로 ASHRAE Handbook에 있는 도표들이 사용되어 왔다<sup>12)</sup>. 그러나 이 도표들은 R12 및 HCFC-22에 대해서만 유효하며, 앞으로 HCFC-22를 대체할 냉매들에 대한 자료는 문헌에 거의 없는 실정이다. 특히 혼합냉매를 사용하게 되면, 모세관 선정 예측 방법 등이 새로이 개발되어야 한다. 본 연구에서는 HCFC-22를 대체할 수 있는 것으로 평가되어 현재 상용화 되어있는 HFC-134a,

R407B(23 % R32 / 25 % R125 / 52 % R134a), R410A(50%R32/50%R125) 냉매들에 대한 모세관 선정 프로그램을 개발하여, 먼저 기존의 HCFC-22 데이터와 비교하고 각종 경험식들을 시험해 보려한다. 그 뒤, 최적의 경험식 및 기본이 되는 법칙들을 적용하여 대체 냉매들에 대한 모세관 선정 선도를 제시하려 한다.

## 2. 모세관 모델링

위의 연구 목적을 달성하기 위해서는, 먼저 기존의 모세관 모델링 방법에 대한 이해와 이를 통한 모세관 내에서의 물성치의 변화 등을 살펴보는 것이 필요하다. 이를 위해 현재 가장 많이 사용되고 있는 Stoecker의 방법을 요약하려 한다<sup>13)</sup>. 그 뒤 실제 냉방기의 조건에 맞도록 그 모델이 수정될 것이며, 특히 HCFC 대체 혼합 냉매들을 사용하는 경우에 어떻게 모세관을 해석하며 물성치들을 계산하는가가 제시될 것이다.

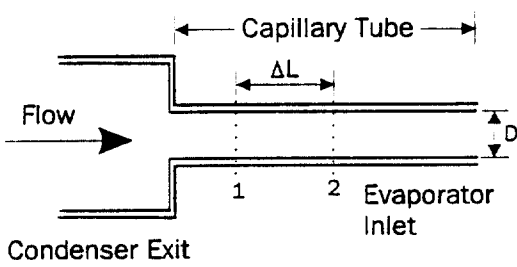


Fig.1 Schematic of a capillary tube

2.1 Stoecker의 모델

Stoecker에 의해 설명되어진 대로, Fig.1의 point 1과 point 2 사이의 검사 체적에 대한 기본적인 방정식은 다음과 같다<sup>13)</sup>: (1) 질량 보존, (2) 에너지 보존, (3) 운동량 보존.

정상 상태 시 질량 보존 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m} = \frac{V_1 A}{v_1} = \frac{V_2 A}{v_2} \tag{1}$$

혹은

$$\frac{\dot{m}}{A} = G = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2} \tag{2}$$

식 (2)에서 \$G\$는 질량유속으로서, 이것은 모세관의 처음부터 끝까지 동일하다.

위치 에너지 변화가 무시되고, 열전달이 없는 정상상태 유동의 경우에, 시스템의 에너지 보존 방정식은 다음과 같다.

$$1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} = 1000h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{3}$$

방정식 (3)에서 엔탈피 \$h\$는 \$J/kg\$의 단위를 갖고 있다.

운동량 보존 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}(V_2 - V_1) = \left[ (p_1 - p_2) - f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2v} \right] A \tag{4}$$

식 (4)의 왼쪽은 가속도에 의한 힘이고, 오른쪽은 압력차와 유체의 마찰저항에 의한 힘과의 차이를 나타낸다.

냉매가 모세관을 통해 흘러가게 되면 냉매의 엔탈피는 일정하나 압력이 강하하며, 결국 2상 상태가 되어 건도가 증가하게 된다. 2상 상태에서의 엔탈피 및 체적 등은 다음의 식에 의해 구해진다.

$$h = h_f(1 - x) + h_g x \tag{5}$$

$$v = v_f(1 - x) + v_g x \tag{6}$$

방정식 (4)에서, \$V\$, \$v\$, 그리고 마찰계수 \$f\$는 냉매가 point 1에서 point 2로 진행해 감에 따라 변하게 된다. 질량보존의 법칙인 방정식 (2)를 사용하면 마찰력 항은 다음과 같이 단순화될 수 있다.

$$f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2v} = f \frac{\Delta L}{D} \frac{V}{2} \frac{\dot{m}}{A} = f \frac{\Delta L}{D} \frac{V}{2} G \tag{7}$$

다음의 모든 계산에서, 식 (7)의 속도 \$V\$는 point 1과 point 2 사이의 평균속도로 가정된다.

$$V_m = \frac{V_1 + V_2}{2} \tag{8}$$

방정식(7)에서 아직까지 결정되지 않은 것은 마찰계수 \$f\$이다. Stoecker는 냉매의 모세관 유동시 Reynolds 수가 난류영역의 저층부에 속하게 되므로, Blasius의 마찰 계수식의 상수를 변형하여, 그것을 'McAdams 방식'이라 불렀다(참고 문헌 (13) 참조 바람).

$$f = \frac{0.33}{Re^{0.25}} = \frac{0.33}{(VD/\nu)^{0.25}} \tag{9}$$

Stoecker는 2상 상태에서의 냉매의 점성계수의 계산을 위해, 위에 있는 엔탈피를 계산한 방식을 채택했다.

$$\mu = \mu_f(1-x) + \mu_g x \quad (10)$$

미소길이  $\Delta L$ 에 대한 평균 마찰계수는 다음의 식에 의해 결정된다.

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2} \quad (11)$$

위의 방정식들을 사용하여 냉매의 포화온도가 감소할 때에 따른 미소길이  $\Delta L$ 을 구하는 방법은 다음과 같다 : 먼저 point 1에서의 포화온도, 건도, 유량이 알려져 있고, point 2에서의 포화온도가 주어졌을 때  $\Delta L$ 은 다음과 같이 구해진다.

- (1) 온도  $t_1$ ,  $p_1$ ,  $h_{f1}$ ,  $h_{g1}$ ,  $v_{f1}$ ,  $h_{g1}$ 을 구하고, 온도  $t_2$ 에서  $p_2$ ,  $h_{f2}$ ,  $h_{g2}$ ,  $v_{f2}$ ,  $v_{g2}$ 를 구한다.
- (2) point 1이 2상 상태인 경우에는 위에서 주어진 식을 이용하여  $h_1$ ,  $v_1$ ,  $f_1$  등을 구한다.

이제 미지수로 남아 있는 것은 point 2의 건도이며, 이것은 연속 방정식과 에너지 방정식을 사용하여 구해진다.

$$1,000h_2 + G^2 \frac{v_2^2}{2} = 1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (12)$$

$$1000h_{f2} + 1000h_{fg2}x_2 + G^2 \frac{[v_{f2} + v_{fg2}x_2]^2}{2} = 1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (13)$$

식(13)은 point 2에서의 건도인  $x_2$ 에 대한 2차 방정식이며, 그 해는 다음의 공식에 의해 얻어진다.

$$x_2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (14)$$

여기에서

$$a = \frac{1}{2} G^2 v_{fg2}^2$$

$$b = 1000h_{fg2} + G^2 v_{f2} v_{fg2}$$

$$c = 1000(h_{f2} - h_1) + \frac{1}{2} G^2 v_{f2}^2 - \frac{1}{2} V_1^2$$

식(14)에 의해서  $x_2$ 가 결정되면, point 2에서의  $h_2$ ,  $v_2$ ,  $V_2$ 등이 결정될 수 있고, 결과적으로  $Re_2$ ,  $f_2$ ,  $f_m$  등이 결정될 수 있다. 그 뒤 식(7)과 (8)을 식(4)에 대입함으로써,  $\Delta L$ 이 결정된다.

위에서 제시된 방법의 타당성을 검증하기 위해, 10.0 g/sec의 유량으로 흐르는 HCFC-22가 40°C 포화상태로 1.63mm 내경의 모세관에 들어가서 -5°C까지 압력강하가 일어나는 경우에 대한 계산을 수행하였다. 이 과정에서 필요한 열역학적 물성치 및 점성계수는 다음의 참고 문헌에서 취했다<sup>19),20)</sup>. Table 2는 냉매온도가 1°C 강하할 때마다 계산된 미소거리 및 기타 변수들을 보여준다. 40°C부터 5°C까지 포화온도가 감소하는 경우에 필요한 모세관의 총 길이는 2.179m로 계산되었으며, 이 값은 ASHRAE Handbook<sup>12)</sup>에서 제시해주고 있는 2.03m와 비교했을 때 7.3%의 오차를 보여주는 것이다.

그런데 여기에서 한가지 유의해야 할 점은 모세관 성능예측 프로그램의 적합성을 논의할 때, 모세관의 길이가 아닌 유량을 비교해야만 좀 더 실제적인 비교가 될 수 있다는 사실이다. 그 이유는 다음과 같다. Fig.2는 모세관의 길이 변화에 따른 냉매의 포화온도 및 포화압력의 변화를 보여준다. 그림

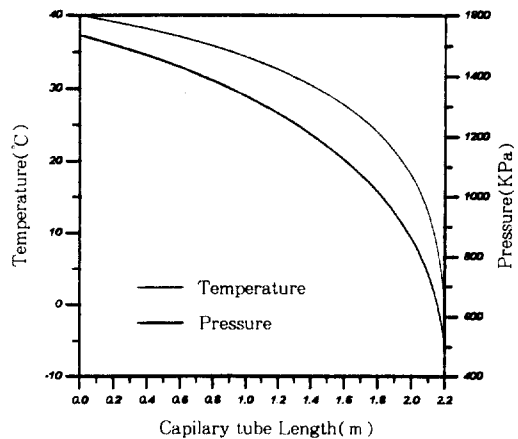


Fig.2 Variation of saturation temperature and pressure through a capillary tube

에서 볼 수 있듯이, 전체 압력 강하의 50% 이상이 모세관의 후반부 20% 내에서 일어나며, 특히 이 부분에서는 길이가 미소하게 변해도 냉매의 포화 압력이 급하게 떨어진다. 그러므로 모세관의 길이 변화는 냉매의 상태가 어떠한가에 따라 너무나 많은 영향을 받으므로, 모세관 평가시 적절한 인자가 될 수 없다. 따라서 위의 방법을 사용하여 ASHARE Handbook이 제시하는 2.03m를 만족시키는 냉매의 유량을 계산했는데 그 값은 10.38 g/sec였고, 이 값은 실제의 유량으로부터 3.8%의 오차를 보여준다. 이런 계산 결과로부터 모세관 성능 평가에 관한 Stoecker의 방법이 매우 타당함이 증명되었다.

Table 2에서 포화온도가 더 감소하게 되어 -5℃이하가 되면, 계산된 ΔL이 음값을 갖게 된다. 물론 이것은 실제로 일어날 수 없는 현상으로서, '폐쇄 유동'(choked flow)이라고 불리는 현상으로서 인한 결과이다. 일단 '폐쇄 유동' 현상이 생기게 되면, 증발기 쪽의 압력이 더 감소해도, 모세관을 통한 유량은 변하지 않고 일정하게 된다<sup>13)</sup>. 따라서

이 지점에서는 2상 상태의 유속이 음속에 다다른 것이다. Goldstein<sup>10)</sup>은 Wallis<sup>21)</sup>를 인용하여 2상 유체의 Mach 수를 다음과 같이 결정했다.

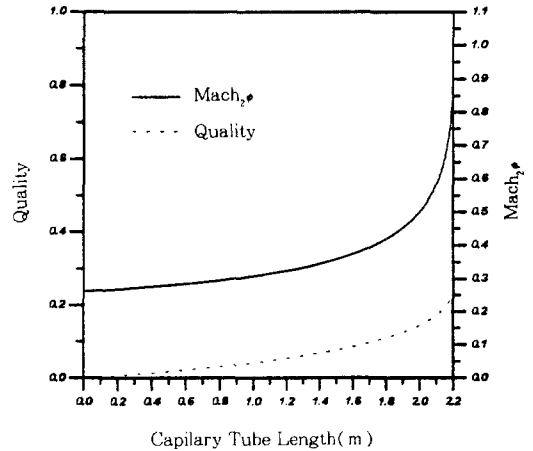


Fig.3 Variation of quality and 2-phase Mach number through a capillary tube

Table 2 Variables calculated from the model

Position	T (°C)	P (kPa)	x	h (kJ/kg)	v (m/sec)	Mach <sub>2φ</sub>	ΔL	L
1	40.0	1535.6	0.000	93.73	4.51	.2615	.0000	.000
2	39.0	1498.5	0.008	93.72	5.04	.2691	.2346	.2346
3	38.0	1462.0	0.15	93.72	6.17	.2769	.2050	.4396
4	37.0	1426.2	0.023	93.72	6.78	.2850	.1804	.6199
5	36.0	139.1	0.030	93.71	•	.2934	.1597	.7796
6~33	•	•	•	•	40.46	•	•	•
34	7.0	621.9	0.199	92.92	42.46	.6951	.0080	2.1655
35	6.0	602.9	0.204	92.83	44.55	.7164	.0070	2.1726
36	5.0	584.4	0.208	92.74	46.73	.7384	.0061	2.1787
37	4.0	566.3	0.213	92.64	48.99	.7609	.0053	2.1840
38	3.0	548.7	0.217	92.53	•	.7841	.0045	2.1885
39~44	•	•	•	•	67.57	•	•	•
45	-4.0	436.4	0.245	91.45	70.66	.9643	.0004	2.2023
46	-5.0	421.9	0.249	91.24	73.87	.9925	.0000	2.2023
47	-6.0	407.8	0.253	91.01		1.0213	-.0004	2.2019

(Conditions : refrigerant; HCFC-22, condensing temp.; 40°C, subcooling; 0°C, diameter of the capillary tube; 1.63, refrigerant mass flow rate; 10 g/sec)

Table 3 Various friction factors found in the literature

	Author	Formula
1	Stoecker et al. <sup>13)</sup>	$f = 0.33/Re^{0.25}$
2	Modified Blasius <sup>13)</sup>	$f = 0.3/Re^{0.25}$
3	Goldstein <sup>10)</sup>	$f = 0.02$
4	Erth <sup>23)</sup>	$f = 3.1/Re^{0.5} \text{Exp}\left(\frac{1.0 - x^{0.25}}{2.4}\right)$
5	Sami <sup>24)</sup>	$f = 3.1/(Re(1-x))^{0.5} \text{Exp}\left(\frac{1.0 - x^{0.25}}{2.4}\right)$
6	Pate et al. <sup>16)</sup>	$f = 3.49/Re^{0.47}$
7	Hopkins <sup>25)</sup>	$f = 0.217/Re^{0.2}$
8	User supplied function	$f = C_f/Re^{C_2}$

Table 4 Two-phase dynamic viscosities found in the literature

	Author	Formula
1	McAdams et al. <sup>13)</sup>	$\mu = (1-x)\mu_l + x\mu_g$
2	Duckler et al. <sup>22)</sup>	$\mu = [v_f(1-x)\mu_l + v_g x \mu_g]/v$

(\*) The first equation is called MaAdams equation by Stoecker. But Collier called it Cicchitti et al.'s equation.(참고문헌 22, P.33)

Table 5 Capillary tube lengths calculated from various equations

viscosity friction factor	McAdams et al. <sup>13)</sup>	Duckler et al. <sup>22)</sup>
Stoecker	2.204(m)	2.632(m)
Modified Blasius	2.425	2.895
Goldstein	2.466	2.466
Erth	2.758	4.040
Sami	2.849	4.136
Pate	2.225	3.144
Hopkins	1.953	2.248
User Supplied fuction	2.694	3.216

$$\phi = \left[ 1 + \frac{G^2 v_{fg}(v_f + x v_{fg})}{h_{fg}} \right]^{-1}$$

Fig.3은 모세관 길이의 변화에 따른 건도 및 2상 유체의 Mach 수를 보여준다. 모세관의 후반부에서는 건도가 급격히 증가하며, 냉매의 속도가 증가함에 따라 이상유체의 Mach 수도 1.0에 다다르고 바로 그 점에서 ‘폐쇄 유동’현상이 생긴다. 그러므로 이상유체의 Mach수, 식(15)는 모세관 유동에서 ‘폐쇄 유동’이 발생하는가를 보여주는 지표가 된다.

### 2.2 마찰 계수 및 2상 유체의 점성계수 계산

논리적으로 생각해 볼 때, 모세관의 압력강하에 가장 큰 영향을 미치는 것이 마찰 계수임을 알 수 있다. 실제로 모세관의 압력강하에 대해서는 많은 연구가 진행되어 왔으며, 많은 저자들이 자신들의 실험치를 가장 잘 나타내주는 마찰계수의 경험식들을 발표했다. Table 3은 지금까지 가장 많이 사용

$$\text{Mach}_2\phi = \left\{ -G^2 \left[ x \frac{dv_g}{dp} + (1-x) \frac{dv_f}{dp} + v_{fg} \frac{dx}{dp_h} \right] \phi \right\}^{1/2}$$

여기에서

되고 인용된 마찰계수 식들을 요약해 놓은 것이다. 또한 2상 상태 유체의 점성계수를 구하는데도 대개 다음의 Table 4에 있는 두가지 방법이 사용되었다. Table 3과 4의 공식들을 조합하면 열 여섯가지의 경우가 생기게 된다. 과연 어느 경우가 가장 타당한가를 확인해 보기 위해 위의 Table 2에 있는 조건에 대해서 모세관의 길이를 계산해 보았고, Table 5는 이것을 요약해서 보여준다.

Duckler의 방법으로 2상 유체의 점성계수를 구하게 되면, McAdams의 방법으로 계산된 값에 비해 모세관의 길이가 무려 45%까지 증가한다. 또한 McAdam의 방법을 적용해도 각각의 저자에 따라 모세관의 길이가 약 30% 정도의 편차를 보였다. ASHRAE Handbook의 측정치와 가장 잘 맞는 것은 McAdams의 2상 유체 점성계수 계산 방법을 적용한 Stoecker와 Hopkins의 공식이었다.

여러 저자들의 공식을 사용하여 계산된 모세관의 길이가 이처럼 서로 큰 편차를 보인다는 이유가 있다. 모세관은 그 용도(주로 용량)에 따라 내경이 0.6mm에서부터 2.4mm까지 다양하다. 또한 모세관이 만들어지는 과정이 대개 다르며, 모세관 표면의 거칠기가 미치는 영향 역시 내경이 고려된 상대조도라는 개념에서 볼 때 내경에 따라 매우 달라진다. 다시 말해, 같은 표면 거칠기를 갖고 있는 모세관의 경우에도, 내경에 따라 상대조도에 의해서 결정되는 마찰계수의 값이 다르다. 그러므로 각 회사는 자신들이 사용하는 모세관에 대한 실험을 통해 경험적으로 마찰계수를 얻어야만 한다. 많일 그렇지 않고, 다른 방법으로 만들어진 다른 크기의 모세관에 대한 실험을 통해서 얻어진 마찰계수식을 사용하게 되면, 위의 결과가 보여 주듯이 큰 편차가 발생하게 된다.

### 2.3 Stoecker 모델의 수정

지금까지는 가정용 에어컨 등에 쓰이는 내경이

비교적 큰 모세관만을 고려했다. 다음에서는 위에서 언급된 상대조도의 영향을 알아보기 위해 냉장고 등의 소형 냉방기에 적용되는 내경이 0.787mm의 모세관의 성능을 비교하려 한다. Wijaya는 CFC-12와 HFC-134a를 사용하여 유량변화에 따른 모세관의 길이를 실험적으로 측정하였다<sup>11)</sup>. 모세관의 입구에서의 Subcooling은 5~16.7°C까지 변화했고, 모세관 입구의 압력은 900~1500kPa까지 변화했다. 사용된 모세관의 길이는 1.5~3m 정도였다. 지금까지 다룬 Stoecker의 모델은 모세관 입구의 과냉부분의 압력강하와 면적 감소로 인한 압력 강하를 고려하지 않았다. 그러나 Wijaya의 경우를 포함한 대부분의 실험 및 운전조건은 응축기 출구 냉매의 과냉부분을 포함하고 있다. 이 두 부분의 압력강하는 다음에 의해 결정되었다.

#### 면적감소 압력강하

$$\Delta P_c = \frac{G^2}{2\rho_l} \left[ \left( \frac{1}{C_c - 1} \right)^2 + \left( 1 - \frac{1}{\sigma_a^2} \right) \right] \left[ 1 + \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right) \right] \quad (16)$$

식(16)은 Collier등에 의해 만들어졌고 면적감소를  $1/\sigma_a$ 에 따른 다른 상수들의 변화는 다음의 Table 6에 주어져 있다<sup>22)</sup>.

식(16)은 원래 건도가  $x$ 인 2상 유체에 대한 경험식이며, 과냉부분에서는 단순히  $x$ 를 0.0으로 놓고 계산하면,  $\Delta P_c$ 를 구할 수 있다.

#### 과냉부분 압력강하

과냉영역에서의 압력강하  $\Delta P_{sub}$ 은 위의 식(7)에 의해서 결정된다.

Wijaya가 0.787mm 내경의 모세관을 사용하여 측정된 R12 및 R134a의 질량유량과 위의 모델에 의해 계산된 질량유량을 비교하기 위해, 2상 유체

Table 6 Constants needed to calculate the pressure drop due to area contraction

$1/\sigma_a$	0.0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
$C_c$	0.586	0.598	0.625	0.689	0.79	1.0
$\left( \frac{1}{C_c} - 1 \right)^2$	0.5	0.45	0.36	0.21	0.07	0.0



의 점성계수는 MaAdams의 방식을 사용했고, 마찰 계수는 Stoecker, Moody 선도, Goldstein, 그리고 독자적으로 선택된 '사용자 정의 함수'에 의해 결정되었다. '사용자 정의 함수'에서  $C_1$ ,  $C_2$ 는 0.27 및 0.25로 정했는데, 이들은 한 냉장고 제조 회사의 모세관에서 압력강하를 가장 잘 나타내주는 값들이었다. 이들을 제외한 다른 저자들의 마찰 계수식은 너무나 큰 오차를 보이므로 여기에서 그 결과들은 제시되지 않았다.

총 21개의 데이터에 대한 비교 결과는 다음과 같다. Stoecker가 제안한 마찰계수를 사용하여 계산된 질량유량은 측정된 값에 비해 약 15.44% 정도나 작았다. 또한 이같은 추세는 과냉도가 작을수록 더 증폭되었다. 실험을 진행했던 Wijaya 역시 Stoecker의 방식대로 계산을 했고, 본 논문의 계산 결과와 일치되는 결론을 얻었다. Moody 선도를 사용하여 마찰계수를 계산하면 계산된 질량유량이 좀 더 측정된 값에 가까웠고(12.8% 오차), 냉장고 모세관 실험에서 얻은 마찰계수에 대한 경험식을 사용하면, 약 13.5% 이내로 질량유량을 계산할 수 있었다. 또한 일정한 마찰계수를 사용하는 Godstein의 방법은 13.9%의 오차를 냈다. 이같은 비교를 통해 냉장고등의 소용량 냉동기에 쓰이는 모세관의 성능을 예측하는 것은 중대용량 냉동기의 경우와는 달리 오차가 13~15% 정도로 크다는 것을 알 수 있다. 따라서 이런 경우에는 ASHARE Handbook등에서 제시하는 값과 실제 모세관의 길이와 많은 차이가 있으므로 반드시 실험에 의해 적당한 경험식을 얻는 것이 필요하리라 생각된다.

위의 비교는 마찰 계수의 선정이 모세관의 성능을 평가하는데 있어 매우 중요한 인자임을 보여준다. 따라서 이 사실을 다시 한번 확인해 보기 위해 냉동기 제조업체에서 HCFC-22를 냉매로 사용해서 측정된 값들을 계산된 값과 비교해 보았다. 총 28개의 데이터에 대해서 Stoecker의 마찰계수를 사용한 경우가 가장 좋은 결과를 보여주었고, 측정된 유량과 계산된 유량사이에는 약 5% 정도의 평균오차가 있었다.

소요량 및 중대용량 냉동기에 사용되는 모세관의 성능 비교를 통해서 잠정적으로 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다: 가정용 에어컨에 사용되는 직경 1.2mm 이상의 모세관의 특성을 가장 잘 나타내

주는 마찰계수식은 Stoecker가 제안한 식이다. 냉장고용 모세관의 경우에는 각 회사가 자신들이 주로 사용하는 모세관의 마찰계수를 기존의 냉매를 사용하여 실험적으로 측정된 뒤, 같은 공식을 다른 냉매에 적용하면 된다.

#### 2.4 열역학적 물성치 및 점성계수의 계산

본 논문은 중대용량급의 가정용 냉방기에 사용되는 HCFC-22 대체를 다루고 있으므로, 지금부터는 직경이 1.2mm 이상의 모세관에 대해서만 결과를 제시할 것이다. 모세관의 성능예측에 영향을 미칠 수 있는 큰 변수 중 하나는 액상과 기상의 유체의 점성계수이다. 열역학적 물성치들과는 달리, 유체의 점성계수나 열전도도는 측정이 매우 어렵고, 따라서 측정치들 간의 오차도 매우 크다. 따라서 측정자들에 따라, 보통 5~10% 정도의 오차를 보이는 것은 극히 평범한 일이다<sup>19), 20)</sup>. 특히 본 연구에서는 순수냉매 및 혼합냉매를 사용하므로, 모세관 성능을 예측해 내기 위해서는 혼합냉매의 점성계수를 알아야만 한다. 그러나 지금까지 혼합냉매의 점성계수가 측정된 것은 매우 드물다<sup>19), 20)</sup>.

최근에, 혼합냉매들이 기존의 CFC12, HCFC-22, CFC502등의 대체물질로서 사용됨에 따라, 미국의 표준연구소는 순수냉매 및 혼합냉매들의 열역학적 물성치 및 수송계수들을 계산해내는 REFPROP (version 4.0)이라는 프로그램을 개발했다<sup>19)</sup>. 현재는 38개의 순수냉매 및 이들의 혼합냉매(5중 혼합냉매까지 가능)들의 물성치들이 REFPROP에 의해 계산될 수 있다. 열역학적 물성치들은 Carnahan-Starling-De Santis(CSD) 상태 방정식, 수정된 Benedict-Webb-Rubin(MBWR) 상태 방정식, 그리고 'Extended Corresponding States'(ECS) 모델에 의해 계산된다. 정확도는 MBWR과 ECS 모델이 높지만, 현재는 오직 CSD 상태 방정식만이 혼합매체의 열역학적 물성치들을 계산해낼 수 있다. REFPROP은 또한 ECS 모델을 사용하여 순수 및 혼합냉매의 수송계수를 계산한다. 이런 이유로 인해 그리고 모델링의 일관성을 유지하기 위해 REFPROP을 이용하여 순수 및 혼합냉매를 사용하는 모세관의 특성을 예측하는 것이 필요하다고 생각되었다.

그런데 REFPROP을 사용하여 계산한 HCFC-

22의 동점성계수와 지금까지 위에서 사용된 동점성계수와는 약 5% 정도의 차이가 있다. 이제부터는 REFPROP을 사용하게 됨으로써, 동점성계수의 변화에 따른 모세관 특성의 변화를 살펴보고자 한다. 이를 위해서, 위에서 사용된 예를 사용하려 한다. 같은 조건에서(HCFC-22, 10 g/sec, 40°C에서 5°C까지 강하) REFPROP을 사용하여 계산된 모세관의 길이는 2.14m였고, 이 값은 ASHRAE Handbook이 제시한 2.03m에 좀 더 근사한 값이다. 이로써 REFPROP을 사용하여 냉매의 열역학적 물성치 및 점성계수를 계산하면, 일관성을 유지하면서도 모세관의 성능 예측이 매우 정확하게 이루어 질 수 있음이 확인되었다.

이제 마지막으로 다루어야 할 것은 에너지 보존 방정식(3) 및 이를 근간으로 한 방정식(13) 및 (14)에 관한 것이다. 실제로 방정식(14)가 것처럼 복잡하게 된 원인은 에너지 방정식(3)에 있는 운동 에너지항 때문이다. 그런데 대부분의 열역학 교재에서 언급되듯이, 식(3)의 운동에너지항은 엔탈피항의 1% 정도이므로, 비록 그것이 무시되어도 계산된 결과에 큰 영향을 미치지 못한다. 또한 실제 시스템의 경우에, 팽창으로 인해 모세관의 온도는 주변의 온도보다 낮으므로 어느 정도의 열이 주변에서 모세관으로 유입된다. 그러므로 운동 에너지 항을 무시하는 것은 실제적인 경우에서도 정당화된다. 이럴 경우에 에너지 보존 방정식은 간단하게 다음과 같이 된다.

$$h_1 = h_2 \quad (17)$$

물론, point 2에서의 건도도 쉽게 구해진다. 운동에너지항을 무시한 경우의 타당성에 대해 조사해 보기 위해 다시 한번 같은 조건에서 모세관의 성능을 예측해 보았다. 무시한 경우에는 모세관의 길이가 2.13m로, 무시하지 않은 경우에 비해서 그 차이는 0.47%에 불과했고, 모세관 출구의 건도 역시 거의 변화가 없었다.

### 3. 결과 및 논의

이같은 결과들을 종합해서 본 논문에서는 다음의 조건 및 가정 하에서 가정용 냉방기의 모세관의 성

능을 예측했고, 그 결과들을 도표 및 방정식으로 정리했다.

- 1) 마찰계수는 Stoecker에 의해 제시된 공식을 사용한다.
- 2) 2상 유체의 점성계수는 McAdams에 의해 제시된 공식을 사용한다.
- 3) 열역학적 물성치 및 점성계수는 REFPROP을 사용하여 계산한다.
- 4) 에너지 방정식에서 운동 에너지 항을 무시한다.
- 5) 모세관 입구의 면적 감소에 의한 압력강하를 고려한다(면적감소비 : 0.2)
- 6) 응축기 포화 온도 : 40, 45, 50, 55°C  
과냉도 : 0, 2.5, 5°C  
모세관 출구 상태 : 유동 폐쇄  
모세관 직경 : 1.2~2.4mm(0.2mm씩 증가)  
냉매 유량 : 5~50 g/sec
- 7) 고려된 냉매들 : HCFC-22, HFC-134a, R407B, R410A

결과를 제시하기 전에 먼저 응축기 온도에 대한 논의를 하는 것이 필요하다. 비록 외부의 열전달 유체(대개는 공기)의 온도는 같더라도 냉매의 종류에 따라 포화 압력은 달라진다. 따라서 일반적으로 냉동기의 성능은 증발기 및 응축기의 포화 온도를 기준으로해서 비교된다. 그래서 압축기 성능 곡선 등은 모두 증발기 및 응축기의 포화 온도를 기준으로해서 제시된다. 마찬가지로 모세관의 성능 및 크기 등도 같은 기준하에서 비교되고 제시되어 야만 냉동 엔지니어들이 유용하게 사용할 수 있다.

그런데 위에서 간략하게 언급되었듯이, 비공비 혼합냉매의 경우에는 증발 및 응축의 경우에 포화 온도가 증가하거나 감소한다. 따라서 응축기 온도가 40°C라고 지정하는 것만으로는 모세관의 입구 조건으로 불충분하다. 이 문제를 해결하기 위해 미국 냉동 공조 협회에서 주관하는 'R22 대체 냉매 평가 프로그램'에서는, 2상 영역의 평균온도, 즉 응축기의 포화 액체 및 포화 기체 온도의 평균치를 응축기의 온도로 규정하고 있고<sup>9)</sup>, 이제 그 방법은 전 세계의 표준이 되고 있다. 따라서 본 연구에서도 그와 비슷한 방법을 취했다.

비공비 혼합냉매의 경우에는, 주어진 응축기 온도에 상응하는 포화 액체의 압력( $p_{sub}$ ) 및 포화 기

체의 압력( $p_{dew}$ )을 구한 뒤, 이 둘의 평균치가 응축기의 압력이 되도록 했다. HCFC 22 및 HFC-134a는 순수 냉매이므로 전혀 그런 문제가 없었고, R410A 역시 거의 공비 혼합물(Table 1 참조)이므로 역시 큰 문제가 없었다. 단지 R407B의 경우에는 GTD가 7.0°C 정도이므로, 이같은 방식으로 응축기의 압력이 결정되어야만 했다. 또 하나 언급해야 할 점은, 비공비 혼합냉매의 경우에 2상 상태에서 액체 및 기체의 조성이 다르므로, 액체 및 기체의 수송계수 등을 계산할 때 전체 조성이 아닌 각 상의 조성을 사용해야만 한다는 사실이다.

Fig.4는 응축기 온도 40°C, 과냉도 0°C인 경우에 HCFC-22의 유량 및 모세관의 길이를 보여준다. 예상한 대로, 같은 크기의 모세관 내경에 대해, 냉매의 유량이 감소하면 모세관의 길이가 증가한다. 같은 모세관 길이에 대해서는, 모세관의 내경이 커질수록 통과하는 냉매의 양이 증가한다. 이같은 추세는 ASHRAE Handbook에 있는 것과 동일하다.

Fig.5, 6은 응축기 온도 및 과냉도의 영향을 보여준다. 과냉도가 증가할수록 필요로 되는 모세관의 길이도 증가하는데, 그 이유는 과냉부분에서 모세관을 통한 추가적인 압력 강하가 있어야만 하기 때문이다. 물론 응축기 온도가 올라가게 되면, 당연히 필요로 되는 모세관의 길이 역시 증가하게 된다. Fig.5 및 Fig.6에서 나타난 것처럼, 과냉이 되거나 응축기 온도가 증가하게 되면 필요로 되는 모세관의 길이는 거의 일정하게 수평으로 이동한다. 다른 경우에도 똑같은 추세가 관찰되었다. 따라서 과냉도 및 응축 온도의 변화에 의한 모세관의 내경 및 길이의 변화를 하나의 선도에 모두 나타내게 되면, 선도가 너무 복잡해져서, 설계자들이 그런 선도를 제대로 이용할 수가 없다. 이 문제를 해결하기 위해, 모세관의 성능을 한 개의 방정식으로 표현해 주는 것이 바람직하다는 결론을 내렸다.

Fig.4, Fig.5 및 Fig.6에 나타난 대로, 모세관의 변수들이 매우 일정하게 변하므로 적당한 방정식을 찾아내는 것이 그렇게 큰 문제가 되지 않았고, 여러가지 방정식의 형태를 시험한 결과, 다음의 방정식 형태가 모든 Data를 가장 잘 나타내 주었다.

$$\dot{m} = C_1 D^{C_2} L^{C_3} T^{C_4} 10^{C_5 \times NSC} \quad (18)$$

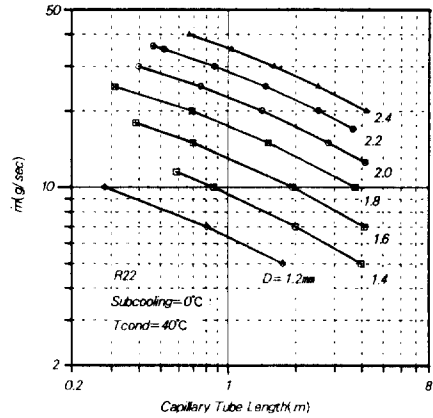


Fig.4 Mass flow rate as a function of a capillary tube length for various diameters

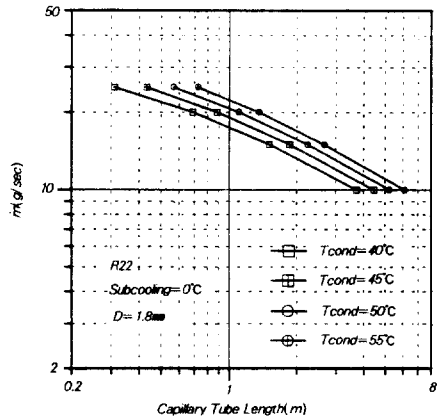


Fig.5 Effect of condensing temperature on capillary tube length

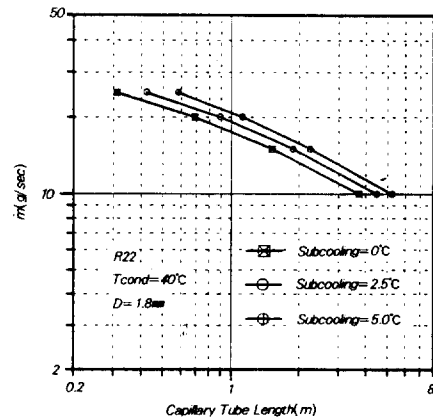


Fig.6 Effect of subcooling on capillary tube length

Table 7 Constants for the correlation and deviations.

	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>	C <sub>5</sub>	Avg Dev.(%)	Mean Dev.(%)
HCFC22	0.249029	2.543633	-0.42753	0.746108	0.013922	-0.04	2.35
HFC134a	0.123237	2.498028	-0.41259	0.840660	0.018751	-0.11	3.45
R407B	0.246647	2.544032	-0.41953	0.755385	0.013678	-0.04	2.25
R410A	0.406125	2.589643	-0.45475	0.696669	0.011865	-0.02	1.45

$$\text{Avg. Dev.} = \left( \frac{\dot{m}_{\text{cal}} - \dot{m}_{\text{model}}}{\dot{m}_{\text{model}}} \right) \times 100 (\%), \text{ Mean Dev.} = \text{ABS}(\text{Avg. Dev.}) (\%)$$

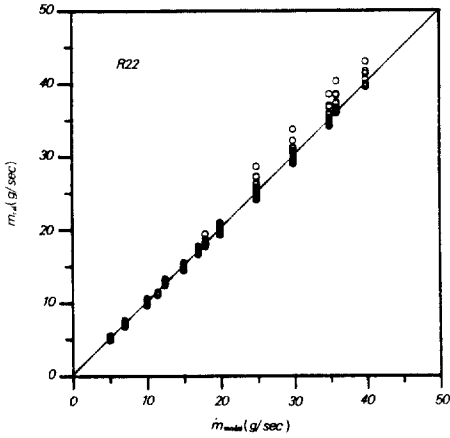


Fig.7 Comparison of the mass flow rates calculated by a correlation and the model

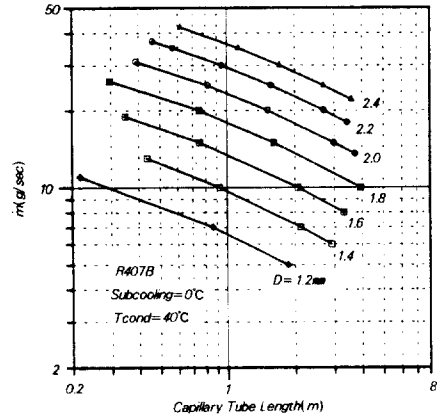


Fig.9 Mass flow rate as a function of a capillary tube length for various diameters (R407B)

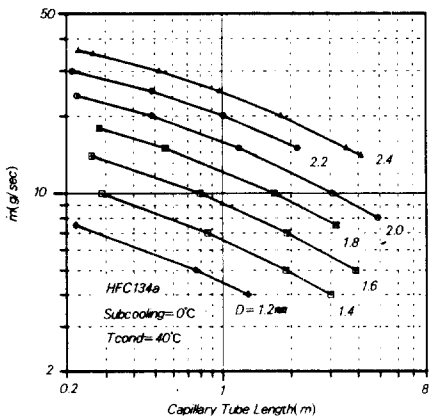


Fig.8 Mass flow rate as a function of a capillary tube length for various diameters(HFC134a)

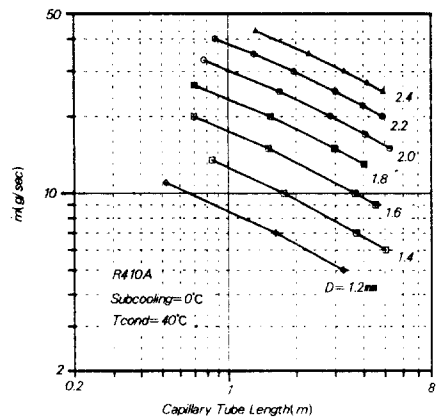


Fig.10 Mass flow rate as a function of a capillary tube length for various diameters (R410A)

각 유체에 대해 총 372개의 데이터들이 컴퓨터 모델에 의해 계산되었으며, 질량 유량, 모세관 길이, 모세관 내경, 과냉도, 응축 온도가 회귀분석에 의해 한 개의 방정식으로 나타내졌다. Table 7은 HCFC-22, HFC-134a, R407B, R410A에 대한 식 (18)의 상수들을 보여주며 동시에 식 (18)과 모델에 의해 예측된 실제 유량과의 편차를 보여준다.

Fig.7은 HCFC-22의 경우에 방정식 (18)에 의해 예측된 유량과 컴퓨터 모델에 의해 직접 계산된 유량을 보여준다. 그림에서 보듯이, 예측된 유량은 '과대 예측'이나 '과소 예측'쪽으로 기울어 있지 않고 양쪽으로 균형 있게 분산되어 있어서, 방정식 (18)이 전체 데이터들을 잘 나타내 줌을 보여준다. 총 1488개의 데이터에 대한 '평균 편차'는 2.36%였는데, 이 정도의 오차는 선도를 통해 값을 읽을 때의 오차보다 작은 것으로 추측된다.

마지막으로 HCFC-22와의 비교를 위해 HFC-134a, R407B, R410A가 사용될 때 같은 조건에서 계산된 모세관 길이가 Fig.8, 9, 10에 주어져 있다. 이 그림들과 Fig.4를 비교함으로써 엔지니어는 냉매가 바뀌게 될 때 모세관 길이가 증가되어야 하는지 혹은 감소되어야 하는지를 금방 예측할 수 있다. 그러나 실제로 여러 조건에서 계산된 모세관 길이를 모두 다 그림으로 보여준다는 것은 거의 불가능하며, 위에서 얻어진 방정식(18)을 사용하는 것이 가장 실용적일 것이다.

#### 4. 결 론

본 논문에서는 현재 가정용 냉방기의 냉매로 쓰이고 있는 HCFC-22와 그 대체물질인 HFC-134a, R407B, R410A에 대해 다음과 같은 조건에서 모세관의 성능을 예측해 보았다 : 응축기 온도; 40, 45, 50, 55°C, 과냉도 : 0, 2.5, 5°C, 모세관 출구 상태; 유동 폐쇄, 모세관 직경; 1.2~2.4mm(0.2mm씩 증가), 냉매 유량; 5~50kg/sec. 모세관의 성능에 영향을 미칠 수 있는 다양한 조건들을 하나 하나 분석한 뒤 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) Stoecker에 의해 제시된 모세관 성능 예측 방법은 매우 타당하며, ASHRAE Handbook의 실험치와 비슷한 결과를 냈다.
- 2) 2상 유체의 점성계수는 Duckler의 방정식보

다 McAdams의 방정식에 의해 계산하는 것이 더 좋다.

- 3) 가정용 에어컨에 사용되는 직경 1.2mm이상의 모세관의 특성을 가장 잘 나타내주는 마찰계수식은 Stoecker가 제안한 식이다. 냉장고용 모세관의 경우에는 각 회사가 자신들이 주로 사용하는 모세관의 마찰계수를 기존의 냉매를 사용하여 실험적으로 측정 한 뒤, 같은 공식을 다른 냉매에 적용하면 될 것으로 사료된다.
- 4) 모세관 성능 예측 시 열역학적 물성치 및 수송계수를 동시에 계산해 낼 수 있는 종합적인 컴퓨터 프로그램을 사용함으로써 계산상 일관성을 유지할 수 있었다.
- 5) 에너지 방정식에서 운동 에너지 항을 무시해도, 결과에 어떤 큰 변화가 없었으며, 모세관 입구의 면적 감소에 의한 압력강하를 고려하는 것이 필요하다.
- 6) 2개의 순수냉매 및 2개의 혼합냉매에 대해 계산이 수행되었으며, 각 유체에 대해 총 372개의 데이터들이 컴퓨터 모델에 의해 계산되었다. 데이터를 분석한 결과 응축 온도 및 과냉도에 의한 모세관의 길이 변화는 매우 균일한 것으로 나타났다. 이를 바탕으로 질량 유량, 모세관 길이, 모세관 내경, 과냉도, 응축 온도가 회귀분석에 의해 한 개의 방정식으로 나타내졌다. 총 1,488개의 데이터에 대한 'Mean deviation'은 2.36%였는데, 이 정도의 오차는 선도를 통해 값을 읽을 때의 오차와 거의 같거나 더 나은 것으로 추측된다.

#### 후 기

본 논문은 1993년도 인하대학교 교내 연구비 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 인하 대학교 및 대학원에 감사드린다. 삼성전자의 이홍원 상무님과 황원호 과장님께서 많은 도움을 주셨음을 알리고 싶고, 이에 감사를 드린다.

#### 참 고 문 헌

1. Decisions of the Forth Meeting of the Par-

- ties to the Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, United Nations Environment Programme, 1992. 11. 23 ~25, Copenhagen
2. Radermacher R. and D. Jung, 1992, Theoretical Analysis of Replacement Refrigerants for R22 for Residential Uses, US Environmental Protection Agency Technical Report EPA/400/1~91/041
  3. CFC Focus, 1994. 3., 한국정밀화학 공업진흥회.
  4. Mulroy W., Kauffeld M., McLinden M. O. and Didion D., 1988, Experimental Evaluation of Two Refrigerant Mixtures in a Breadboard Air Conditioner, Proc. of Int. Inst. Refrigeration, Purdue Conf. on CFCs, Commissions B1, B2, E1 & E2, pp. 27~34.
  5. Radermacher R., 1986, Advanced Versions of Heat Pumps with Zeotropic Refrigerant Mixtures, ASHRAE Trans., Vol. 92, Pt. 2, No. 2977.
  6. Schnitzer H. and Berntsson T., 1984, Improvement of COP of Compressing Heat Pumps Through the Use of Nonazeotropic Mixtures, Proc. of 2nd Int. Symposium on The Large Scale Applications of Heat Pumps, pp. 13~20, York, England.
  7. Kruse H., 1981, The Advantages of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures for Heat Pump Application, Int. J. Refrigeration, Vol. 4, pp. 119~125.
  8. McLinden M. O., and Radermacher R., 1987, Methods for Comparing the Performance of Pure and Mixed Refrigerants in the Vapour Compression Cycle, Int. J. of Refrigeration, Vol 10 November.
  9. R22 Alternative Refrigerant Evaluation Program(R22 AREP), 1993~1995, Air-conditioning and Refrigeration Institute, USA.
  10. Goldstein S. D., 1981, A Computer Simulation Method for Describing Two-Phase Flashing Flow in Small-Diameter Tubes, ASHRAE Trans., Vol. 87, Pt.2, pp. 51~60.
  11. Wijaya H., 1991, An Experimental Evaluation of Adiabatic Capillary Tube Performance for HFC-134a and CFC-12, Proceedings of the Int. CFC and Halon Alternatives Conference, The Alliance of Responsible CFC Policy, Arlington, VA, pp. 474~483.
  12. ASHRAE Handbook : Refrigeration, 1994, pp. 44.21~44.30.
  13. Stoecker W. F. and Jones J. W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, pp. 260~272. 2nd Ed, McGraw-Hill, New York, NY.
  14. Kuehl S. J. and Goldschmidt V. W., 1990, Steady Flows of R-22 Through Capillary Tubes : Test Data, ASHRAE Trans., Vol. 96, Pt. 1.
  15. Schulz U. W., 1985, "State of the Art : The Capillary Tube for, and in, Vapor Compression Systems, ASHRAE Trans., Vol. 91, Pt 1A, pp. 92~105.
  16. Pate M. B. and Tree D. R., 1987, An Analysis of Choked Flow Conditions in a Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 93, Part 1, pp. 92~105.
  17. 한창섭, 민만기, 1992, 모세관의 성능 시물레이션, 공기조화 냉동공학회 동계학술발표회, pp. 83~89
  18. 정백영, 함성훈, 김태진, 1993, 냉동 시스템의 모세관 설계, 대한 기계학회지, 제33권 제11호, pp. 966~972.
  19. Morrison G. and McLinden M. O., 1986, Application of a Hard Sphere Equation of State to Refrigerants and Refrigerant Mixtures, NBS Technical Note 1226, NBS, Gaithersburg, MD 20899.
  20. Jung D. S. and Radermacher R., 1991, "Transport Properties and Surface Tension of Pure and Mixed Refrigerants", ASHRAE Trans, Vol. 97, Part 1.
  21. Wallis G. B., 1969, One Dimensional Two-Phase Flow, Chapter 2, pp. 17~42, Mc-

- Graw-Hill, New York, N. Y.
22. Collier G, J., 1981, Convective Boiling and Condensation, 2nd Edition, McGraw-Hill Book Comp.(UK) Ltd.
  23. Erth R. A., 1970, Two-phase flow in refrigeration capillary Tubes : Analysis and Prediction', Doctoral Dissertation, Purdue University.
  24. Sami, S. M., Private Communication, Moncton University, Moncton, Canada.
  25. Hopkins, N. E., 1950, Rating the Restrictor Tube-Methods of Determining Flow Capacities for Freon-12 and Freon-22, Refrigerating Engineering, Vol. 58, No. 11, pp. 1087~1095