

R32를 포함한 R22 대체 혼합냉매의 모세관 유동 특성

Flow Characteristics of Refrigerant Mixtures with R32 in a Capillary Tube

장 세 동*, 노 승 탁**
S. D. Chang, S. T. Ro

Key words : HFC refrigerant(HFC 냉매), Refrigerant mixture(혼합냉매), Capillary tube(모세관), Metastable equilibrium state(준안정평형상태)

Abstract

The characteristics of the flow of pure HFC refrigerants(R32, R125, and R134a) and their mixtures through capillary tubes were investigated experimentally. Two capillary tubes with 1.2mm and 1.6mm inner diameter and 1.5m length were adopted as test sections. Mass flow rates and temperatures and pressures were measured for several condensing temperatures and degrees of subcooling at capillary tube inlet.

The effects of the condensing temperature, inner diameter of capillary tube, and subcooling on the mass flow rate of refrigerants were discussed, and the mass flow rates of HFC refrigerants were compared with that of R22. The pressure and temperature distributions along the capillary tube compared with that of R22. The pressure and temperature distributions along the capillary tube show that there is a metastable equilibrium state in the flow through the tube. Underpressure for vaporization increases as refrigerant mass flux increases and inlet subcooling decreases. Empirical correlation was suggested to predict underpressure for vaporization of the HFC refrigerants.

기 호 설 명

A	: 모세관의 단면적[m ²]	\dot{m}	: 질량유량[kg/hr]
c_1, c_2, c_3, c_4	: 식 (4)에 사용되는 계수	P	: 압력[kPa]
d	: 모세관의 내경[mm]	T	: 온도[°C]
G	: 질량유속[kg/m ² s]	ΔT_{sub}	: 과냉도[°C]
		t	: 시간[s]
		U	: 냉매의 평균속도[m/s]
		z	: 길이방향의 좌표[m]

* 정회원, LG전자 생활시스템 연구소
** 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

그리스 문자

ρ : 밀도[kg/m³]

하 첨 자

acceleration	: 가속에 의한 영향
bubble	: 비등점
choke	: 초킹된 경우의 값
cond	: 응축
dew	: 이슬점
evap	: 증발
friction	: 마찰에 의한 영향
in	: 입구
m	: 평균값
mea	: 측정값
out	: 출구
sat	: 포화상태
total	: 전체값
vap	: 증발시작점

1. 서 론

증기압축식 냉동사이클이 개발된 이후 안정된 화학적 성질과 뛰어난 물리적 성질로 인하여 냉매로 널리 사용되어온 CFC(chlorofluorocarbon) 및 HCFC(hydrochlorofluorocarbon)계열의 물질들이 오존층 파괴 및 온난화 현상의 주된 원인임이 알려진 이후에 그 사용이 규제되고 있으며⁽¹⁾, 새로운 대체냉매를 사용하는 시스템의 개발이 진행되고 있다. 이러한 대체냉매는 포화압력 또는 체적용량(volumetric capacity) 등의 열역학적 물성치가 기존의 냉매와 유사하여야 하며, 이를 위하여 에어컨디셔너(air-conditioner) 및 열펌프(heat pump)의 냉매로 사용되어온 HCFC 계열의 R22의 대체냉매와 같이 2성분 혹은 3성분 혼합물⁽²⁾이 대체냉매로서 이용되는 경우도 있다. 대체냉매를 사용하는 냉동기는 비록 대체냉매의 열역학적 물성치가 기존의 냉매와 동일한 경우에도, 열전도율 또는 점성계수 등의 전달물성치(transport property)가 기존의 냉매와 상이하므로 기존의 냉매를 사용하는 냉동기와 동일한 성능을 얻기 위해서는 냉동기의 구성요소들을 재설계 하여야 할 필요가 있다.

냉동장치의 주요 구성요소중의 하나인 팽창장치로 널리 사용되는 모세관은 가늘고 긴 관으로서 압

축기의 토출유량과 평형을 이루도록 냉동장치내를 흐르는 냉매의 유량을 조절함은 물론이며, 저온을 얻기 위하여 압력을 감소시키는 역할을 하므로, 냉동장치의 용량에 적절한 모세관을 선택하는 일이 중요하다. 따라서 모세관을 지나는 냉매의 압력강하와 유량등의 유동특성을 잘 아는 것이 필요하며, R12 및 R22등의 기존의 냉매들에 관한 연구는 실험 및 수치모델등이 많이 개발되어 왔다^{(3),(4)}. 그러나 대체냉매의 모세관내 유동에 관한 연구는 주로 R12의 대체냉매로 사용되고 있는 R134a에 관한 연구들⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾이며, R22의 대체냉매로 사용될 수 있는 R32를 포함한 혼합냉매의 모세관내 유동에 관한 실험자료 또는 수치모델등은 거의 없는 실정이다.

본 연구에서는 HFC(hydrofluorocarbon) 계열의 순수냉매인 R32, R125, R134a와 R32/R134a(30/70, 질량비), R32/R125(60/40), R125/R134a(30/70) 및 R32/R125/R134a(23/25/52)의 모세관내 유동특성에 관한 실험을 수행 하였고, 모세관내 유동의 증발지연압력을 예측하는 실험식을 제안하였다.

2. 실험장치 및 조건

본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도를 Fig.1에 나타내었다. 실험장치는 일반적인 냉동사이클의 주요 구성요소인 압축기, 응축기, 증발기, 그리고 팽창장치인 모세관으로 이루어져 있으며, 주요 구성요소 이외에 모세관입구의 과냉도를 조절하기 위한 과냉각기와 히터(heater), 모세관입구의 유동형태를 보기 위한 투시경(sight glass)을 설치하였다. 응축기와 증발기는 2차 유체가 물인 대향류형식의 2중관 열교환기를 사용하였으며, 2차 유체의 온도와 유량을 조절하여 원하는 실험조건에 응축압력과 증발압력을 얻었다. 즉 응축압력을 상승시켜야 하는 경우에는 응축기의 2차유체의 온도를 높이거나 유량을 줄이는 방법을 사용하였고, 응축압력을 낮추는 경우에는 2차유체의 온도를 낮추거나 유량을 감소시키는 방법을 사용하였다. 증발기의 경우에는 증발압력을 높이기 위해서는 2차유체의 온도는 높여야 하지만 2차유체의 유량은 응축기의

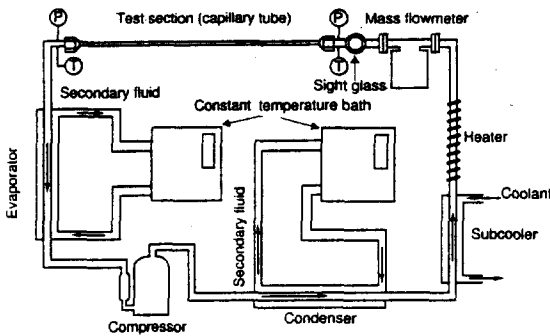


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

경우와는 달리 증가시켜야 하고, 증발압력을 낮추기 위해서는 2차유체의 온도는 낮추고 유량은 감소시켜야 한다. 냉매의 질량유량은 모세관 입구에 설치한 coriolis형식의 질량유량계(정밀도 $\pm 0.48\%$)를 이용하여 측정하였고, 모세관 입출구의 압력과 모세관 내의 압력분포는 압력계(pressure transducer, 0~40bar, 정밀도 $\pm 0.2\%$)를 이용하여 측정하였다. 모세관 입출구의 온도와 모세관벽면의 온도는 T-형식의 열전대(thermocouple)를 사용하여 측정하였으며, 측정된 자료들을 하이브리드 레코더와 GPIB통신을 이용하여 컴퓨터에 저장하였다.

유동에 영향을 끼치지 않기 위해 열전대를 모세관 외벽면에 접촉시켜 모세관 외벽면의 온도를 측정하였으며, 측정된 외벽면의 온도를 냉매의 온도로 간주하였다. 이 경우 실제의 냉매온도와 외벽면의 온도사이의 오차를 측정하기 위하여 모세관내 유동의 대부분을 2상영역으로 만든 후 2상영역의 압력과 외벽면의 온도에 해당하는 포화압력을 비교하였으며, 이때 두 압력의 오차는 0.8% ⁽⁶⁾로서 외벽면의 온도를 냉매의 온도로 간주하여도 큰 무리가 없음을 알았다. 압력측정의 경우에도 유동에 미치는 영향을 최소한 적게하기 위하여 정밀가공에 사용되는 CO₂레이저(diameter of laser beam : 0.1mm)를 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 차단하였으며, 위와 같은 방법으로 설치한 압력계와 열전대를 사용하여 압력은 11지점, 온도는 21지점에서 측정하였다.

본 연구에서는 서론에서 언급한 냉매들에 대하여 모세관의 직경, 모세관 입구의 압력 및 과냉도등을 바꾸어 가며 유동특성의 변화를 실험하였다. 여러 냉매들의 모세관 유동특성을 비교하기 위해서는 모세관 입구의 조건 즉 응축압력 또는 응축온도중 하나를 동일하게 유지하여야 하며, 냉동기에서는 온도가 주된 인자이므로 동일한 응축온도의 조건에서 냉매들의 유동특성을 비교하는 것이 타당하다. 본 연구에서는 동일한 응축온도에서 과냉도를 변화시키며 실험을 하였으며, 동일한 응축온도의 조건에서도 각 냉매의 포화압력은 상이하므로 모세관 입구의 압력은 냉매에 따라 달라진다. 더구나 R32/R134a 등의 변온증발(nonazeotropic) 혼합냉매는 Fig.2에 나타낸 것처럼 동일한 압력에서 응축하는 경우에도 온도가 변화하므로 응축온도의 포화압력을 새로이 정의하여야 한다. 본 연구에서는 식 (1)과 같이 어떠한 압력에서 이슬점온도(dew point temperature)와 비등점온도(bubble point temperature)의 평균온도가 응축온도가 될 때, 이 압력을 변온증발 혼합냉매의 포화압력으로 정의하여 사용하였다.

$$T_{\text{cond}} = \frac{T_{\text{dew}} + T_{\text{bubble}}}{2} \quad (1)$$

여기에서 T_{dew} , T_{bubble} , T_{cond} 는 각각 이슬점온도, 비등점온도, 응축온도를 나타낸다.

모세관을 지나는 냉매의 유동은 모세관 출구의 압력에도 물론 영향을 받지만, 출구압력의 영향은 입구압력의 영향에 비하여 작으며 출구압력이 모세관내 유동에서 초킹이 발생하는 임계압력이하로 낮아질 경우 출구의 압력은 모세관 유동에 영향을 끼치지 못한다⁽³⁾. 대부분의 냉동시스템에서 모세관 출구는 초킹상태이며, 본 연구에서도 모세관 출구의 압력은 임계압력이하로 유지하였다. 냉동 오일은 모든 냉매에 ISO VG32(midpoint viscosity : 32mm²/s at 40°C)급의 광유(mineral oil)를 사용하였다. 응축온도는 40, 45, 50°C의 세가지 경우에

대하여 실험하였으며, 본 연구의 실험조건을 Table 1에 요약하여 나타내었다.

3. 실험결과 및 토의

냉동기의 팽창장치로 사용되는 모세관의 역할은

압력을 감소시켜 냉매의 온도를 떨어뜨리는 것과 시스템의 작동유체인 냉매의 유량을 조절하는 것이다. 따라서 모세관을 지나는 냉매의 압력감소와 냉매의 유량이 모세관의 유동특성이라고 할 수 있다. 본 장에서는 모세관을 지나는 냉매의 유량과 모세관내의 압력 및 온도분포에 대하여 서술하고자 한다.

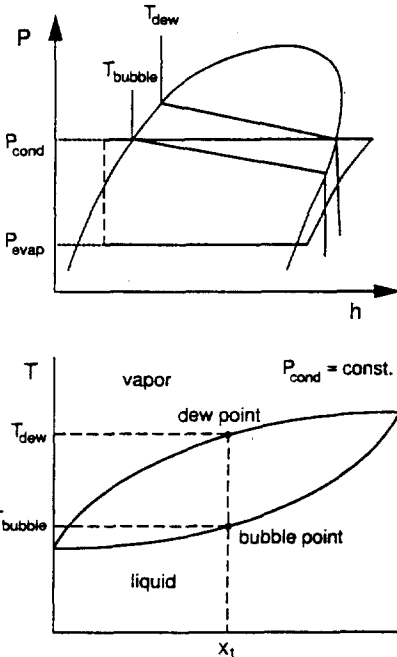


Fig.2 Pressure-enthalpy diagram and VLE diagram of nonazeotropic refrigerant mixture.

Table 1 Experimental conditions in this study

Capillary tube		I	II
	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		
Condensing temperature($^{\circ}\text{C}$)	40, 45, 50		
Degree of subcooling($^{\circ}\text{C}$)	1.8~12.2		
Mass flux($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)	3980~10060		

* : inner diameter

3.1 냉매의 질량유량

본 연구에서는 모세관 출구의 압력을, 초킹현상이 일어나는 임계압력이하로 낮추었기 때문에 모세관을 지나는 냉매의 질량유량에 영향을 끼치는 인자는 응축온도, 과냉도 등의 입구조건과 모세관의 길이 및 내경 등의 모세관 형상이다, 이러한 인자들이 질량유량에 미치는 영향을 알아 보기 위하여, R32/R125/R134a(23/25/52)에 대하여 과냉도의 변화에 따른 질량유량의 변화를 Fig.3에 나타내었다. 응축온도 및 모세관의 내경이 일정한 경우 모세관 입구의 과냉도가 커질수록 질량유량은 증가하며 그 이유는 다음과 같다. 우선 본 연구의 실험조건과 같이 모세관 출구에서 초킹현상이 일어나는 경우 모세관을 지나는 냉매의 질량유량은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다⁽⁹⁾.

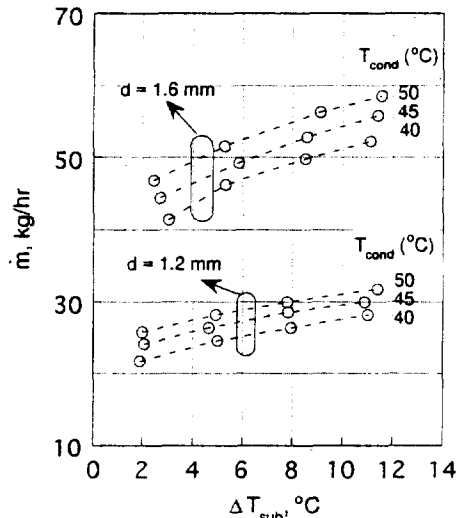


Fig.3 Variation of mass flow rate with respect to the degree of subcooling for R32/R125/R134a(23/25/52)

$$\dot{m}_{choke} = A \rho_{out} U_{choke} \quad (2)$$

여기서 \dot{m}_{choke} , A , ρ_{out} , U_{choke} 는 각각 모세관 출구에서 초킹되었을 때의 질량유량, 모세관의 단면적, 출구에서의 냉매의 밀도, 그리고 초킹되었을 때 모세관 출구에서의 냉매의 속도, 즉 2상영역인 출구에서의 음속을 나타낸다.

응축온도가 일정한 경우에 모세관 입구에서의 과냉도가 커지면 모세관내 액상영역의 길이는 길어지는 반면, 모세관을 지나는 냉매의 압력강하가 대부분 발생하는 2상영역의 길이는 줄어들게 된다. 따라서 초킹상태인 출구의 압력은 높아지게 되고, 등엔탈피선을 따라 압력이 감소하게 되는 단열상태의 모세관내 유동에서는 출구의 압력이 높아지면 건도는 감소하며, ρ_{out} 는 커지게 된다. 그러나 액상영역의 음속이나 기상영역의 음속보다 작은 값을 가지는 2상영역의 음속은, 모세관 출구의 건도범위인 0.2 내지 0.3의 범위에서는 건도가 변하여도 거의 일정한 값을 가지게 되므로, 초킹상태인 출구의 압력이 높아지게 되면 밀도증가의 영향으로 인하여

질량유량은 증가하게 된다. 과냉도가 일정할 경우에는 응축온도가 높아질수록 그리고 모세관의 내경이 커질수록 냉매의 질량유량은 증가한다. 응축온도가 높아진다는 것은 모세관 입구의 압력이 높아지게 되는 것을 의미하며, 입구압력이 높아지므로 모세관을 지나는 질량유량은 증가하게 된다. 또한 내경의 증가는 모세관 단면적의 증가를 의미하므로, 내경이 커질경우에 질량유량은 증가하게 된다.

냉매의 변화에 따른 질량유량의 변화를 보기 위하여 내경이 1.2mm인 모세관에서 응축온도가 45°C인 경우에 각각의 냉매의 질량유량을 R22와 비교하여 Fig.4에 나타내었다. 포화압력이 R22보다 높은 R32와 R125의 경우 응축온도가 동일하여도 모세관입구의 압력이 R22의 경우보다 높아지게 되며, R134a의 경우에는 반대로 모세관입구의 압력은 낮아진다. 따라서 모세관을 지나는 냉매의 유량도 R32와 R125는 R22보다 증가하며 R134a는 감소하게 된다. 혼합냉매중에서 R32/R125/R134a(23/25/52)가 R22와 질량유량이 가장 유사하며, R32/R134a(30/70)역시 R22의 질량유량과 유사하다. 한편 등온증발(azeotropic)냉매인 R32/R125(60/40)의 경우에는 R22보다 질량유량이 증가한다.

3.2 압력 및 온도분포

응축온도가 45°C인 경우, 내경이 1.2mm인 모세관내에서 R134a의 압력과 온도에 해당하는 포화압력을 Fig.5에 나타내었다. 이 때 포화압력은 수정된 Carnahan-Starling 상태방정식⁽¹⁰⁾을 이용하여 계산하였다. 모세관영역은 그림에 나타낸 것과 같이 길이 0m에서 1.5m까지이며, 길이 0m이전의 압력은 모세관 입구의 압력을, 그리고 1.5m 이후의 압력은 모세관 출구의 압력을 나타낸다. 모세관 입구에서는 내경의 감소로 인하여 압력이 감소하며, 출구의 압력은 임계압력 이하이므로 출구에서 압력의 불연속을 볼 수 있다. 액상영역에서는 포화압력 즉 온도는 일정하며 압력은 선형적으로 감소하고, 포화압력과 압력이 일치하는 2상영역에서는 유동이 진행될수록 압력이 급속히 감소하게 된다. 모세관내 냉매의 압력이 입구온도에 해당하는 포화압력 이하로 감소하여도 액상을 유지하는 준안정평

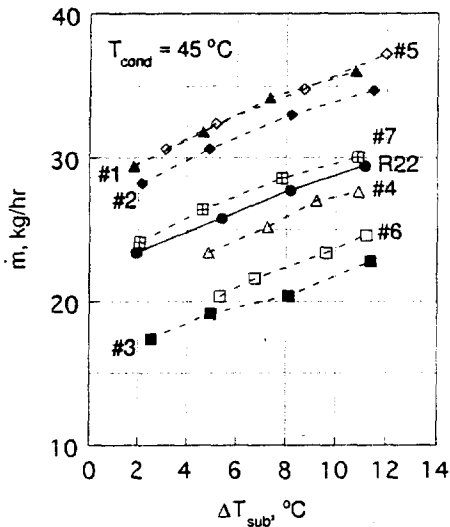


Fig.4 Comparison of mass flow rates of refrigerants(#1 : R32 / #2 : R125, #3 : R134a, #4 : R32/R134a(30/70), #5 : R32/R125(60/40), #6 : R125/R134a(30/70), #7 : R32/R125/R134a(23/25/52)).

형상태 (metastable equilibrium state)가 존재하는 것을 Fig.5에서 알 수 있다.

모세관에서의 압력강하원인은 마찰에 의한 영향과 비체적변화에 의한 가속의 영향이며, 마찰의 영향만 존재하는 액상영역과는 달리 가속의 영향과 마찰의 영향이 서로 상호작용하는 2상영역에서의 압력강하는 유동이 진행될수록 급속해진다. 액상영역과 2상영역에서의 압력강하를 비교하기 위하여 응축온도가 45°C이고 과냉도가 11.2°C인 경우에 직경이 1.2mm인 모세관의 첫번째 압력탭 (z=0.05m)과 마지막 압력탭 (z=1.45m)에서 측정된 압력의 차이를 Fig.6에 각각의 냉매에 대하여 나타내었다. 이 압력차이는 모세관 입구에서의 내경의 급격한 수축으로 발생하는 압력손실과 모세관 출구에서 초킹현상으로 인한 압력의 불연속성과 내경의 급격한 확대로 인한 압력손실을 제외한 모세관 내의 마찰과 가속에 의한 압력강하이다.

Fig.6에서 볼 수 있듯이 순수냉매의 경우에는 R32의 압력강하가 가장 크고 R134a의 압력강하가 낮으며, 혼합냉매의 경우에는 등온증발 혼합물인 R32/R125(60/40)의 압력강하가 가장 크다. 이러한 경향은 모세관을 지나는 질량유량과 마찬가지로

지로 각 냉매들의 포화압력의 경향과 동일하며, R32/R134a(30/70)와 R32/R125/R134a(23/25/52)의 압력강하는 R22의 압력강하와 유사하다. 포화압력이 높은 R32의 경우 동일한 입구온도에서 다른 냉매들에 비하여 모세관 입구압력이 높게되며 질량유량이 증가하게 되어 압력강하가 다른 냉매들에 비하여 큰 값을 가지게 된다. 각 냉매들의 압력강하중 액상영역과 2상영역에서의 압력강하를 비교하여 보면, 대부분의 냉매에서 2상영역의 압력강하가 액상영역에서의 값에 비하여 매우 큰 것을 볼 수 있다. 과냉도가 약 11°C로서 액상영역의 길이가 전체 모세관 길이의 절반이상을 차지하는 것을 생각한다면 2상영역에서의 압력강하는 액상영역에서의 압력강하에 비하여 상당히 큰 것을 알 수 있다. 따라서 모세관내 유동을 해석하는 경우 2상영역에서의 압력강하는 매우 중요하다.

압력강하의 요인중 마찰과 가속에 의한 요인을 비교하기 위하여, Fig.7에 직경이 1.2mm인 모세관에서 R32/R134a(30/70)의 전체 압력기울기와 마찰과 가속에 의한 압력기울기를 나타내었다. 액상영역에서는 Fig.5의 압력분포에서 볼 수 있듯이 압력은 선형적으로 감소하므로 압력기울기는 일정하며, 마찰에 의한 영향만이 존재한다. 2상영역에

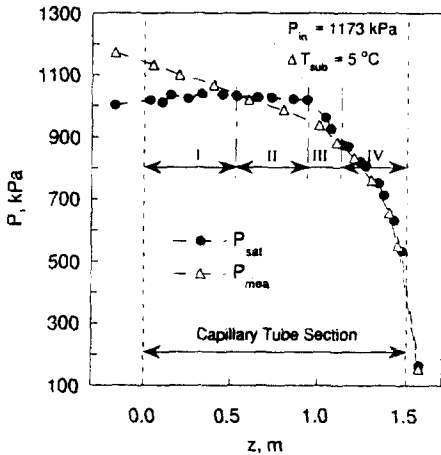


Fig.5 The pressure variation along the capillary tube for R134a(I: stable liquid region, II: metastable liquid region, III: metastable two-phase region, IV: stable two-phase region).

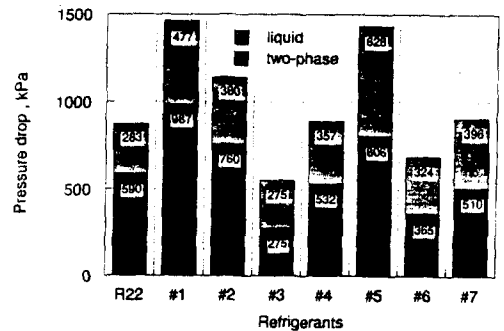


Fig.6 Pressure drop in the liquid phase and two-phase region along the capillary tube for various refrigerants with $d=1.2$ mm, $T_{cond}=45^{\circ}\text{C}$, and $\Delta T_{sub}\approx 11.2^{\circ}\text{C}$ (#1: R32, #2: R125, #3: R134a, #4: R32/R134a(30/70), #5: R32/R125(60/40), #6: R125/R134a(30/70), #7: R32/R125/R134a(23/25/52)).

서는 마찰 및 가속의 2가지 요인이 모두 존재하며, 가속에 의한 영향은 유동이 모세관 출구로 갈수록 증가하지만 마찰에 의한 영향 역시 증가하므로 전체적으로 볼 때 모세관 출구에 가까운 영역을 제외하면 마찰에 의한 압력강하가 지배적인 것을 볼 수 있다. 따라서 2상영역에서도 마찰에 의한 압력강하를 예측하는 것이 모세관내의 유동을 해석하는데 중요한 역할을 하게 된다.

4. 증발지연현상

모세관내의 유동은 증발이 발생하기 전의 액상영역과 증발이 발생한 후의 2상영역으로 구분할 수 있으며, 액상영역에서는 냉매의 온도가 거의 변하지 않으므로 포화압력이 일정하다. 따라서 온도가 감소하기 시작하는 지점이 증발이 시작되는 점이다. 모세관내의 유동에서 이론적으로 증발이 시작되는 점은 측정된 압력과 포화압력의 교차점이지만, Fig.5에서 볼 수 있듯이 실제로 증발이 시작되는 점은 이론 증발시작점보다 후류에 위치하게 된다. 따라서 증발지연현상을 고려하지 않고 모세관내 유동을 해석하는 경우에는 액상영역을 실제의 경우 보다 짧게 예측하게 되어, 모세관을 지나는 냉매의 유량이나 출구의 압력등을 예측하는 경우 오차를 발생하게 된다. Fig.5에서 I 영역은 안정한

평형상태의 액상영역인 반면에 II 영역은 준안정평형상태의 액상영역으로서 II 영역의 길이를 증발지연거리라고 하며, 실제증발시작점의 온도에 해당하는 포화압력과 측정압력의 차이를 증발지연압력이라 한다. 이러한 증발지연압력은 모세관을 지나는 냉매의 시간당 압력의 감소량에 비례하게 되며⁽¹¹⁾, 시간당 압력의 감소량은 식 (3)과 같이 길이당 압력의 감소량과 냉매의 평균속도의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{dP}{dz} \frac{dz}{dt} = \frac{dP}{dz} U_m \quad (3)$$

여기서 z 는 길이방향의 좌표이며, U_m 은 냉매의 평균속도이다. 모세관내 냉매의 압력기울기는 냉매의 유량이 증가할수록 커지며, 냉매의 평균속도 역시 유량에 비례하여 증가하므로 냉매의 유량이 증가하게 되면 증발지연압력은 증가하게 된다.

본 연구에서 실험한 순수냉매들과 혼합냉매들의 증발지연압력의 변화를 질량유속(mass flux)의 변화에 대하여 Fig.8에 나타내었다. 본 연구의 경우 응축온도가 일정한 조건에서 실험을 수행 하였으므로 3장에서 언급한 바와 같이 포화압력이 높은 냉매일수록 질량유량이 증가하게 되며, 따라서 증발지연압력 역시 증가하게 된다. 본 실험의 결과만으로 증발지연압력의 혼합냉매와 순수냉매의 차이를 비교하기는 어려우나, 전체적으로 순수냉매들의 증발지연압력이 혼합냉매들의 증발지연압력 보다 크고, 순수냉매들의 경우에는 R125와 R134a에 비하여 R32의 증발지연압력이 크다. 이는 앞에서 서술한 포화압력과 증발지연압력의 관계로 잘 설명되고 있다. 혼합냉매들 가운데에서는 R32/R125/R134a(23/25/52)의 3성분혼합냉매가 다른 혼합물에 비하여 증발지연압력이 크며, R125/R134a(30/70) 혼합냉매는 증발지연현상이 거의 일어나지 않는다. Fig.8에 나타낸 증발지연압력은 질량유속이외의 조건이 일정한 경우의 값이 아니라 본 연구의 모든 실험조건의 값들로서 과냉도, 입구의 압력과 모세관의 내경이 일정하지 않은 경우의 값들이다. 즉 응축온도가 일정한 경우에 과냉도가 증가할수록 질량유속이 증가하므로 질량유속이 큰 경우에는 과냉도 역시 큰 경우이다. 과냉도는 질량유속

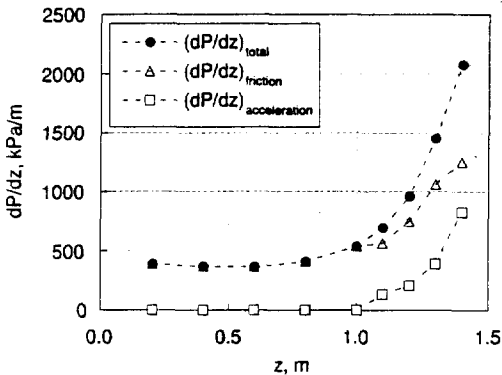


Fig.7 Pressure gradients with respect to axial distance along the capillary tube of $d=1.2\text{mm}$, $P_n=1750\text{kPa}$, $\Delta T_{\text{sub}}=10.9^\circ\text{C}$ for R32/R134a(30/70).

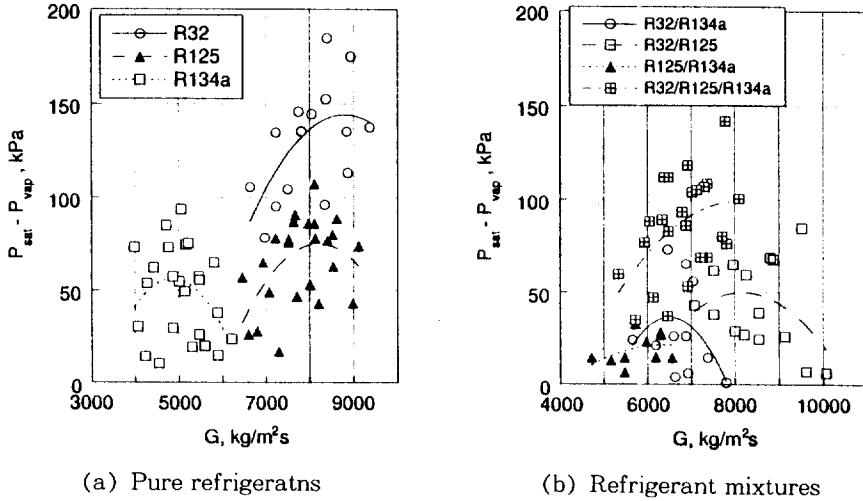


Fig.8 Variation of underpressure with respect to mass flux of refrigerants.

Table 2 Coefficients of correlation for under-pressure

Refrigerants	$a_1 \times 10^{-2}$	$a_2 \times 10^2$	$a_3 \times 10^{-1}$	$a_4 \times 10^3$
R32	-2.855164	5.451684	3.548410	-4.707993
R125	-0.862453	1.573368	4.015019	-4.381408
R134a	-1.412876	5.457141	0.974871	-3.950501
R32/R134a	-3.911112	7.427592	4.705004	-8.561734
R32/R125	-3.173929	4.692433	4.920039	-5.463006
R125/R134a	-0.0006986621	0.558221	-0.501419	0.502433
R32/R125/R134a	-1.536972	3.844115	1.818622	-3.036465

a_2, a_3, a_4 를 구하였다.

$$P_{sat} - P_{vap} = a_1 + a_2 \times G + a_3 \times \Delta T_{sub} + a_4 \times G \times \Delta T_{sub} \quad (4)$$

여기서 $P, G, \Delta T_{sub}$ 는 각각 압력, 질량유속, 과냉도로서 kPa, kg/m²s, °C의 단위를 갖으며, 각각의 냉매들에 대한 계수 a_1, a_2, a_3, a_4 를 Table 2에 나타내었다. 이 때 이 실험식은 내경은 1.2mm~1.6 mm, 과냉도는 1.8~12.2°C에서 사용할 수 있으며, 질량유속은 각각의 냉매별로 Fig.8에 나타나 있는 범위에서 사용할 수 있다. 식 (4)를 이용하여 R32/R125/R134a(23/25/52)의 증발지연압력을 계산하여 Fig.9에 나타내었다. 과냉도가 증가하면 증발지연압력은 감소하며, 질량 유속의 변화에 따른 증발지연압력의 변화는 과냉도가 작을수록 커진다.

R134a 그리고 R32를 포함한 혼합냉매들의 실험값으로부터 구한 증발지연압력을 본 연구에서 제시한 실험식으로 구한 값과 비교하여 Fig.10에 나타내었다. 이 때 모든 냉매들의 실험조건에서 과냉도가 어떠한 값으로 동일하기는 어려우므로, 모든 과냉도의 조건에서 실험값과 계산값을 비교하기 위하여 식 (4)를 아래에 표시한 식 (5)와 같이 변형한 후에 증발지연압력 대신에 $\Delta P'$ 의 값을 비교하였다. 직선으로 나타낸 값들이 식 (5)의 우변으

과는 달리 증가할수록 증발지연압력이 감소하므로⁽¹²⁾, 질량유속의 증가로 인하여 증가하는 증발지연압력을 감소시키게 되어 Fig.8에서는 증발지연압력이 질량유속에 대하여 선형적으로 증가하는 것을 볼 수는 없다.

모세관내의 유동을 해석하는 경우 증발지연압력을 예측하기 위한 상관식등이 필요하며, 이를 위해 본 연구에서 측정한 증발지연압력을 식 (4)와 같이 냉매의 질량유속과 모세관 입구 과냉도의 1차 식으로 나타낸 후, 실험에서 구한 증발지연압력과 식 (4)로 계산한 값의 오차가 최소가 되도록 최소자승법(least square method)을 이용하여 계수 $a_1,$

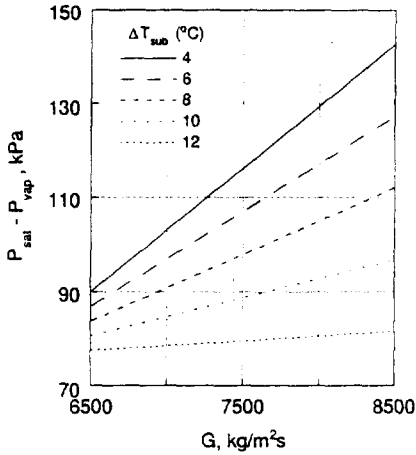


Fig.9 Estimation of the underpressure of R32/R125/R134a(23/25/52) using the correlation in this study.

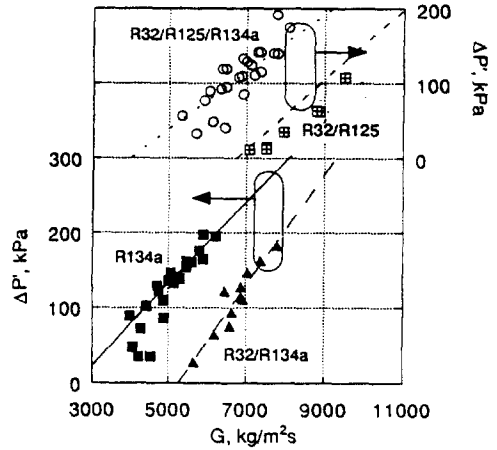


Fig.10 Comparison of calculated underpressure with experimental data for several refrigerants.

로 계산한 값이고, 기호로 나타낸 값들은 식 (5)의 좌변과 같이 실험값에서 과냉도를 포함한 항을 뺀 값들이다.

$$\Delta P = (P_{sat} - P_{vap}) - (c_3 \times \Delta T_{sub} + c_4 \times G \times \Delta T_{sub}) = c_1 + c_2 \times G \quad (5)$$

실험값과 상관식을 구한 값들이 비교적 잘 일치하고 있다. 물론 증발지연압력을 온도와 압력의 분포에서 구할 때, 실제 증발시작점의 예측에 관련된 오차를 식 (4)의 상관식 역시 가지게 되지만 R32, R125, R134a 및 이들의 혼합냉매들의 모세관 유동을 해석하는 경우 식 (4)는 유용하게 사용되리라 생각된다.

5. 결 론

HFC계열의 냉매 및 이들 냉매의 혼합물의 모세관내 유동특성을 알기위하여 압축기, 응축기, 증발기 및 모세관으로 구성된 실험장치를 구성하고, 모세관을 지나는 냉매의 유량과 모세관내의 온도 및 압력분포를 구하였다. 실험에 사용한 냉매는 HFC계열의 냉매인 R32, R125, R134a와 이들 냉매의 혼합물인 R32/R134a(30/70), R32/R125(60/40), R125/R134a(30/70), R32/R125/R134a

(23/25/52)이며, 결과는 다음과 같다.

모세관내를 지나는 냉매의 질량유량은 응축온도가 증가할수록, 모세관의 내경이 커질수록 증가하며, 응축온도가 일정한 조건에서는 과냉도가 증가할수록 냉매의 질량유량이 증가한다. 동일한 조건에서 모세관을 지나는 냉매의 질량유량을 R22와 비교하여 보면 2성분 혼합냉매인 R32/R134a(30/70)와 3성분 혼합냉매인 R32/125/R134a(23/25/52)가 R22의 질량유량과 유사하며, 각 냉매들의 질량유량은 냉매들의 포화압력이 증가할수록 증가한다.

모세관내의 유동에 증발지연현상이 존재하며, 포화압력과 실제 증발시작점 압력의 차이인 증발지연압력은 모세관을 지나는 냉매의 질량유속에 비례하여 증가하게 된다. HFC 냉매 및 이들 냉매의 혼합물을 사용하는 모세관내의 유동을 해석하는 경우, 증발지연압력을 예측하기 위하여 본 실험의 증발지연압력을 모세관 입구의 과냉도와 모세관을 지나는 냉매의 질량유속의 함수로 나타내었다.

참 고 문 헌

1. UNEP, 1992, Copenhagen Decision, the Fourth Meeting of the Parties to the Mont-

- real Protocol.
2. 장세동, 노승탁, 1994, "R22의 대체냉매를 사용한 공기조화기의 성능 시뮬레이션", 공기조화냉동공학 논문집, 제 6권, 제 1호, pp. 47~53.
 3. 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.
 4. 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.
 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. 장세동, 노승탁, 1995, "HFC 순수냉매 및 혼합냉매의 모세관내에서 마찰에 의한 압력강하", 공기조화냉동공학회 논문집, 제17권, 제 4호, pp. 589~599.
 9. Pate, M. B. and Tree, D. R., 1987, "An analysis of choked flow conditions in a capillary tubesuction line heat exchanger", *ASHRAE Trans.*, Vol. 93, Part 1, pp. 368~380.
 10. 김민수, 김동섭, 노승탁, 1991, "수정된 Carnahan-Starling 상태방정식을 이용한 혼합냉매의 물성계산", 대한기계학회 논문집, 제 15권, 제 6호, pp. 2189~2205.
 11. Alamgir, Md. and Lienhard, J. H., 1981, "Correlation of pressure undershoot during hot-water depressurization", *Trans. ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 103, No. 1, pp. 52~55.
 12. Li, R. Y., Lin, S., Chen, Z. Y. and Chen, Z. H., 1990, "Metastable flow of R12 through capillary tubes", *Int. J. Refrig.*, Vol. 13, May, pp. 181~186.