

냉동기유가 모세관내의 냉매유량에 미치는 영향

홍기수[†], 황일남^{*}, 민만기^{**}

고려대학교 기계공학과 대학원, ^{*}LG전자 디지털 어플라이언스 연구소 냉열응용팀, ^{**}고려대학교 기계공학과

The Effects of Oil on Refrigerant Flow through Capillary Tubes

Ki Su Hong[†], Il Nam Hwang^{*}, Man Ki Min^{**}

Graduate School, Department of Mechanical engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

Thermal Energy Application Team, Digital Appliance Laboratory

327-23, Gasan-Dong, Geumchun-Gu, Seoul 153-023, Korea

Department of Mechanical engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received March 7, 2000; revision received June 5, 2000)

ABSTRACT: An experimental study was conducted to analyze the effects of oil on refrigerant flow through adiabatic capillary tubes, and to develop a model for mass flow rates of refrigerant/oil mixture at various capillary tubes and flow conditions. Mass flow rates and the profiles of the pressures and temperatures along the capillary tubes was obtained with the oil concentration of R-22/SUNISO 4GS oil mixture at various test conditions. The flow trends as a function of geometry and flow conditions for pure refrigerant and refrigerant/oil mixture were similar in adiabatic capillary tubes. Mass flow rate of the refrigerant/oil mixture was less than that of pure refrigerant at the same test conditions.

Key words: Capillary tube(모세관), Oil/Refrigerant mixture(오일/냉매 혼합물), Oil concentration(오일농도), Density monitoring system(밀도계)

기호 설명

b : Baustian 방정식의 계수값
 C_o : 오일농도 [wt %]
 C_{LO} : 액상에서의 오일농도 [wt %]
 C_p : 비열 [J/kg · K]
 d, D : 모세관 내경 [mm]
 G : 질량유속 [kg/m² · s]
 L : 길이 [mm]
 m : 질량 [kg], 질량유량 [kg/h]
 M : 분자량

P : 압력 [kPa]
 S : 용해도
 T : 온도 [K]

그리스 문자

θ : 무차원 온도 [$T/T_{ref}, T_{ref}=273.15\text{ K}$]
 μ : 점도 [$\mu\text{ Pa} \cdot \text{s}$]
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 ν : 비체적 [m³/kg]
 χ, X : 건도

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-818-7893, fax.: +82-2-856-0313

E-mail address: hflag@chollian.net

하첨자

c : 모세관

| | |
|------------|---------------|
| <i>cal</i> | : 계산값 |
| <i>f</i> | : 포화액체 |
| <i>g</i> | : 포화기체 |
| <i>i</i> | : 모세관 입구 |
| <i>m</i> | : 냉매와 오일의 혼합물 |
| <i>mea</i> | : 실험값 |
| <i>o</i> | : 오일 |
| <i>r</i> | : 냉매 |
| <i>sat</i> | : 포화상태 |
| <i>sc</i> | : 과냉상태 |

1. 서 론

증기압축식 냉동사이클은 고압부인 응축기로부터 저압부인 증발기로 냉매의 압력을 감소시키고 냉매유량을 조절함으로써 전체 사이클의 평형을 유지시키며, 응축기와 증발기 사이에 큰 압력차를 형성하기 위하여 팽창장치(expansion device)를 필요로 한다. 여러 가지 팽창장치 중에서 모세관은 구조가 단순하여 가공이 용이하고 가격이 저렴하면서도 운전 중에 높은 신뢰성을 유지하는 장점을 지니고 있다. 또한, 시스템 시동 전에 고압부인 응축기와 저압부인 증발기의 압력을 동일하게 유지시켜 기동할 때 소비전력을 감소시키는 장점을 아울러 가지고 있어서 소형 증기압축식 냉동사이클의 팽창장치로 널리 사용하고 있다.

증기압축식 냉동사이클에 관한 최근의 연구과제 중에서 오일의 영향에 대한 중요성이 커지고 있다. 압축기 토출부에서 냉매와 함께 토출되는 오일이 시스템을 순환하면서 각 구성요소의 성능에 영향을 주기 때문에, 시스템과 각 구성요소의 성능 및 시스템의 신뢰성을 향상시키기 위해서는 오일의 영향에 관한 연구가 필요하다. 증기압축식 냉동사이클내를 흐르는 작동유체를 순수냉매가 아닌 오일/냉매 혼합물로 다루고자 하는 최근의 경향과는 달리 냉동사이클을 구성하는 요소 중의 하나인 모세관에서 오일이 모세관내의 유동 특성에 미치는 영향에 대한 연구는 미비하다.

Bolstad et al.⁽¹⁾은 모세관내에 R-12 순수냉매가 흐를 때보다 오일/냉매 혼합물이 흐를 때 유량이 8% 정도 증가한다고 하였다. 동일한 온도에서 오일/냉매 혼합물의 포화증기압이 순수냉매의 포화증기압보다 낮아지며, 모세관내 액상영역의 길이가 증가하여 유량이 증가한다고 하였다. 그

러나 모세관내를 흐르는 오일/냉매 혼합물의 오일농도를 측정하지 않았기 때문에 유량이 증가할 때의 오일농도를 알 수 없었다.

Mikol et al.,⁽²⁾ Kuehl et al.,⁽³⁾ Wijaya⁽⁴⁾ 그리고 Wolf et al.⁽⁵⁾의 연구결과들은 모두 오일의 영향이 없다고 보고하였다. 이들은 냉동사이클을 순환하는 오일농도를 1~2% 범위로 보고 이 범위의 오일농도에 대하여 실험을 수행하였다. 그러나 Min et al.⁽⁶⁾의 연구결과에 의하면 실제 증기압축식 냉동사이클에서 순환하는 오일/냉매 혼합물의 오일농도는 운전조건 및 압축기의 종류에 따라서 5~10% 정도까지 높아질 수 있다는 점을 감안하면, 기존의 연구자들의 연구결과는 오일농도가 낮은 범위에 한정하였기 때문에 오일농도가 더 큰 범위에 대한 추가적인 연구가 필요하다.

Huerta et al.⁽⁷⁾은 R-12와 R-134a에 대하여 분리유동(separated flow)모델을 적용하여 오일의 영향을 예측할 수 있는 수치해석적 모델을 제시하였다. 그들은 해석결과를 Wijaya⁽⁴⁾의 실험결과와 비교하여 자신들이 제안한 모델을 검증하였다. R-134a의 경우 오일농도가 5%일 때 유량이 약 3% 감소하는데 이것은 비록 오일에 의해서 모세관내 단상영역의 길이는 증가하지만, 오일에 의해서 냉매의 점도, 밀도 및 증기압의 변동에 따른 영향으로 유량은 감소한다고 주장하였다.

Huerta et al.⁽⁷⁾이 주장한 바와 같이 오일이 냉매에 첨가됨에 따라서 순수냉매의 물성치가 변화하여 모세관내의 냉매유동에 영향을 미치게 된다. 따라서 오일의 영향을 정확히 평가하기 위해서는 오일농도에 따른 모세관내의 유동특성을 규명할 수 있는 실험적 연구를 수행하여야 한다.

본 연구에서는 R-22 냉매와 함께 순환하는 광유계통의 4GS(VG56)오일이 모세관내의 냉매유동에 미치는 영향을 오일농도별 모세관 유동 측정실험을 통하여 정량적으로 밝혀내고자 한다. 이와 같이 측정된 실험결과를 바탕으로 모세관을 사용하는 증기압축식 냉동사이클에서 오일의 영향을 고려한 팽창장치의 설계가 가능할 것이다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 실험장치는 증기압축식 냉동사이클의 일반

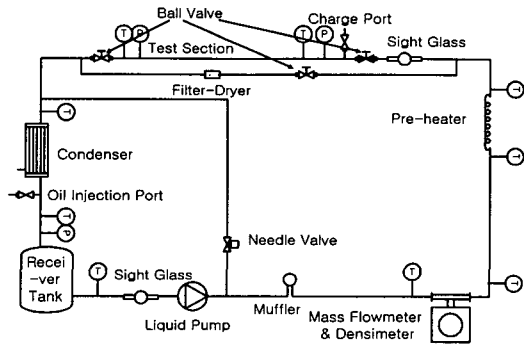


Fig. 1 Schematic of experimental apparatus for capillary tube test.

적인 운전조건에서 모세관의 입구조건 및 오일농도의 변화에 따른 유동특성을 측정하기에 적합하도록 구성하였다. 실험장치에서 압축기 대신에 마그네틱 기어펌프를 사용하였다. 액체펌프는 작동시 윤활유가 필요없기 때문에 순수냉매 뿐만 아니라 오일/냉매 혼합물의 오일농도 변화에 따른 영향을 고찰하기에 적합하다.

Fig. 1은 모세관 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 고압부(high-pressure section)와 시험부(test section) 및 저압부(low-pressure section)인 3개의 주요부분으로 구분된다. 모세관 입구조건을 조절하는 기능을 갖는 고압부는 액체펌프, 수동조절 니들밸브(manual needle valve), 바이패스라인, 전기히터, 그리고 액체펌프에서 발생하는 맥동과 진동이 관을 타고 시스템에 전파되는 것을 방지하기 위한 진동방지장치로 구성되어 모세관의 입구조건을 구현하였다. 시험부는 모세관과 모세관을 고압부와 저압부에 연결시켜 주는 플러그 및 모세관 교체시 작동유체의 주입과 진공을 위한 차지포트(charge port)로 구성하였다. 저압부는 작동유체를 냉각시키고 팽창장치의 하류압력을 조절하기 위하여 칠러와 연결된 응축기, 과냉상태의 작동유체를 저장하는 저장탱크(receiver tank), 그리고 응축기와 저장탱크 사이에는 시스템 내를 순환하는 작동유체인 오일/냉매 혼합물의 오일농도를 조정할 때 오일을 주입하도록 고안된 오일차지포트(oil charge port)를 설치하여, 차지실린더(charge cylinder)와 연결하여 정확한 양의 오일을 주입하도록 구성하였다.

액체펌프와 전기히터 사이의 액체라인(liquid line)에는 질량유량계와 밀도계를 설치하여 작동

Table 1 Measuring equipment for experiment

| Instrument | Range | Accuracy |
|---------------------|--------------|-------------|
| Mass flow meter | 0~10 kg/min | ±0.15% |
| Densimeter | 0.0~6.0 g/cc | ±0.002 g/cc |
| Electronic scale | 0.3~1.2 kg | ±0.05 g |
| Thermocouple | -200~200℃ | ±0.2℃ |
| Data logger | 60 channel | |
| Pressure transducer | 0~500 psi | ±4.4 kPa |

유체의 질량유량과 밀도를 측정하였다. 질량유량계와 밀도계의 출력신호는 자료수집장치(data acquisition system)로 전송한 후 퍼스널 컴퓨터에서 기록하였다. 실험에 사용한 주요 측정장비를 Table 1에 나타내었다.

2.2 실험방법 및 조건

실험은 오일농도 측정 실험과 같이 오일을 첨가하지 않은 순수냉매부터 측정한 후 오일을 주입하여 오일농도를 증가시켜 가면서 수행하였다.

냉매와 함께 순환하는 오일이 모세관의 성능에 미치는 영향을 평가하기 위해서는 오일농도를 정확하게 측정하는 것이 매우 중요하다. 본 실험에서는 Baustian et al.⁽⁶⁾이 제안한 비추출식 측정법의 하나인 밀도계를 이용한 오일농도 측정법을 적용하였다. 이를 위해서는 식(1)과 같은 냉매/오일 혼합물의 밀도와 오일농도와의 상관식을 결정하여야 하며, Fig. 2와 같은 Min et al.⁽⁶⁾이 실험을 수행하여 제시한 실험식을 활용하였다. 이들이 제시한 실험식과 실험값과의 오차폭은 최소 0.07%, 최대 1.32%이고 평균오차는 0.373%이며 이에 따른 표준오차는 0.508이었다.

$$\rho = b_0 + b_1 C_o + b_2 \theta + b_3 C_o^2 + b_4 C_o \theta + b_5 \theta^2 + b_6 C_o^2 \theta + b_7 C_o \theta^2 + b_8 C_o^2 \theta^2 \quad (1)$$

여기서, $\theta = T/T_{ref}$, T_{ref} 는 273.15 K

ρ 는 밀도, C 는 오일농도

본 실험에 필요한 측정항목은 오일농도를 계산하는데 필요한 질량유량계 및 밀도계에서의 오일/냉매 혼합물의 온도, 압력, 유량 및 밀도값과 모세관 유량 및 유동특성을 평가하는데 필요한 모

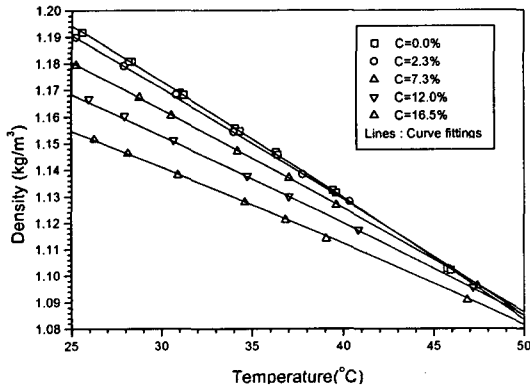


Fig. 2 Density of oil/refrigerant 22 mixtures concentration (Min et al.,⁽⁶⁾ 1998).

세관 입구와 모세관내의 길이방향의 압력과 온도 분포이다.

시험용 모세관은 Table 2와 같이 일반적인 저주용 소형 증기압축식 냉동사이클에 사용되는 용량에 적합하도록 선정하였다. 선정된 5개의 모세관은 모세관의 내경과 길이의 변화에 따른 유량 변화를 측정하기에 적합하도록 구성되었다.

오일/냉매 혼합물의 포화압력은 동일온도의 순수냉매 R-22에 비해서 낮으며 오일농도가 커질수록 압력차는 증가한다. 따라서 입구조건이 과냉영역에서 순수냉매 R-22와 오일/냉매 혼합물의 모세관 유동특성을 비교하기 위한 입구조건을 정하는 방법이 두 가지일 수 있다. 첫째는 동일한 입구온도에 대하여 과냉도를 일치시키는 것으로서, 이때 입구압력은 각 냉매의 특성에 따라서 다르다. 이 방법은 포화증기압이 다른 여러 가지 냉매들의 유동특성을 비교하는 데 일반적으로 사용하는 방법이다. 둘째는 동일한 입구압력에 대하여 입구온도를 일치시키는 방법이다. 이 때 과냉도는 각 냉매의 특성에 따라서 다르다. 이 방법은 오일에 의한 작동유체의 포화증기압의 변화를 고려할 경우와 고려하지 않을 경우에 모세관의 유동특성에 미치는 영향을 실험결과로부터 직접적으로 비교하는 것이 가능하다. 비록 오일의 혼합에 따른 포화증기압의 변화량이 오일농도 5%에서 1°C 미만이지만, 입구압력은 모세관의 성능에 직접적으로 영향을 미치는 인자 중의 하나이며 이 정도의 변화량일지라도 성능에 영향을 줄 수 있다.

본 연구에서는 입구압력과 입구온도를 입구조

Table 2 Test condition for adiabatic capillary tube

| No. | Dia. & Leng. (mm) | Oil concentration (%) | Test conditions | | |
|------|------------------------|-----------------------|-----------------|------------------------|------------------------|
| | | | Pressure (kPa) | Temperature (°C) | Quality (%) |
| 1 | 1.10, 1500 | 0, 4, 7, 10 | 1850 | 29.9, 35.9, 41.9, 44.9 | 0~20 |
| | | | | 1650 | 25.0, 31.0, 37.0, 40.0 |
| 1450 | 19.7, 25.7, 31.7, 34.7 | | 0~20 | | |
| | 3 | | 1.42, 1500 | 1850 | 29.9, 44.9 |
| 4 | | | | | 1.70, 1000 |
| | 5 | | 1.70, 2000 | 1450 | |

건의 기준으로 삼았다. 즉 입구조건이 과냉영역인 경우 주어진 입구압력에 대하여 순수냉매 R-22를 기준으로 과냉도 3°C, 6°C, 12°C, 18°C에 해당하는 온도로 고정하였으며, 모세관 출구의 압력은 모세관 출구에서 초징이 발생할 수 있도록 조절하였다.

냉동기유가 모세관내의 냉매유량에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 모세관 입구조건에서 각종 물성치를 계산하였다. 이 때 R-22 냉매의 물성치는 REFPROP 4.0을 이용하였으며, 4GS 오일의 물성치는 제조회사인 SUNISO사에서 제공하는 자료를 이용하였다. 오일/냉매 혼합물의 각종 물성치는 오일농도에 따라서 순수냉매와 오일의 물성치의 중간 범위의 값을 가지게 된다. 오일/냉매 혼합물의 물성치 중에서 비체적(v_m)은 Baustian 방정식⁽⁸⁾인 식(1)로부터 구한 혼합비도의 역수를 취하여 구하였으며, 점도(μ_m)와 비열(Cp)은 Jensen과 Jackman이 제안한 식(2)와 (3)를 각각 사용하여 구하였다. 또한 오일에 의한 포화증기압의 감소를 고려하여 오일/냉매 혼합물의 포화증기압(P_{sat-m})은 라울 법칙(Rault's law)으로부터 이론적으로 유도한 식(4)를 사용하였다. 오일농도가 0%인 순수냉매인 경우에는 혼합물의 물성치는 순수냉매와 동일하며, 오일/냉매 혼합물인 경우에는 R-22와 4GS의 물성치와 오일농도로부터 식(1), 식(2), 식(3) 및 식(4)를 사용하여 혼합물의 물성치를 구하였다.

$$\mu_m = \mu_r \exp \left[(1 - C_{LO}) \left(\frac{\mu_r}{\mu_o} \right)^{0.3} \right] \quad (2)$$

$$Cp_m = Cp_r Cp_L + Cp_o(1 - C_L) \quad (3)$$

$$P_{sat-m} = \left[\frac{1 - C_{LO}}{(1 - C_{LO}) + \left(\frac{M_r}{M_o} \right) C_{LO}} \right] P_{sat-r} \quad (4)$$

$$x = \frac{m_{rv}}{(m_o + m_{rf} + m_{rg})} \quad (7)$$

$$C_{LO} = \frac{C}{C + (1 - x)(1 - C)} \quad (8)$$

관계식으로부터 오일/냉매의 물성치를 구할 때 다음과 같이 가정한다.

- (1) 모세관과 외부와의 열교환은 없다.
- (2) 2상영역은 열역학적으로 평형상태이다.
- (3) 오일은 액상의 냉매와 혼합되며 기상은 냉매가스로만 존재한다. 따라서 오일/냉매 혼합물의 물성치는 액상에서만 필요로 한다.
- (4) 오일은 액상의 냉매에 완전히 용해되어 있어 오일/냉매 혼합물은 균질(homogeneous)한 상태이다.

위 가정에서 오일은 액상의 냉매에만 용해된다고 가정하였기 때문에 전체 오일/냉매 혼합물의 오일농도가 같아도 건도가 다르면 액상의 혼합물의 오일농도는 변한다. 이러한 전체 오일농도와 건도와 액상의 오일농도의 관계는 오일농도에 대한 식(5), 액상 및 건도에 해당하는 식(6)과 식(7)을 각각 사용하여 식(8)로 표현할 수 있다.

$$C_o = \frac{m_o}{(m_o + m_{rf} + m_{rg})} \quad (5)$$

$$C_{LO} = \frac{m_o}{(m_{rf} + m_o)} \quad (6)$$

Table 3 Comparison of injected oil concentration with measured oil concentration

| Injected oil concentration (%) | Measured oil concentration (%) | | | |
|--------------------------------|--------------------------------|---------|---------|-------|
| | Minimum | Maximum | Average | R.M.S |
| 4.0 | 3.5 | 4.3 | 3.9 | 0.245 |
| 7.0 | 6.5 | 7.4 | 7.1 | 0.204 |
| 10.0 | 9.8 | 10.5 | 10.1 | 0.153 |

3. 실험결과 및 고찰

3.1 주입 오일농도와 측정 오일농도의 비교

모세관 입구에서 원하는 오일농도를 얻기 위해서는 실험장치에 주입한 오일이 어느 특정부위에 갇히지 않고 냉매와 균일하게 섞여서 시스템 내를 순환하도록 실험장치를 구성하는 것이 중요하다. 그러나, 주입한 오일이 시스템의 어느 특정부위에 갇히지 않고 냉매와 균일하게 순환하더라도 실험조건에 따라서 시스템 각 부위의 압력과 온도변화에 따른 오일 및 용해도의 변화에 따른 영향으로 모세관 입구에서의 실제 오일농도는 주입 오일농도와는 약간 다를 수 있다. 그러므로 실험 조건 변화에 따라서 시스템의 운전조건이 변화하여도 시스템을 순환하는 오일/냉매 혼합물의 오일농도가 변화하는 정도를 되도록 작게 유지시키는 것이 중요하다.

Table 3에 나타낸 것처럼 주입한 오일농도 4.0%, 7.0% 및 10.0%에 대하여 측정한 오일농도의 평균값이 각각 평균값이 3.9%, 7.1% 및 10.1%이고 이에 대한 편차가 각각 0.245, 0.204, 0.153으로서 오일량이 많아질수록 각 실험조건에 따라서 주입한 오일농도에 대하여 시스템 내를 순환하는 오일농도의 변화폭이 줄어들고 있는 것을 볼 수 있다. 이러한 결과로부터 오일/냉매 혼합물의 오일농도가 클수록 실험조건 변화에 따른 시스템 내의 오일분포의 변화가 순환하는 냉매/오일 혼합물의 오일농도에 미치는 영향이 줄어드는 것으로 판단된다.

결과적으로 본 실험장치는 주입한 오일이 시스템 내 특정부위에 고이지 않고 냉매와 혼합되어 시스템 내를 균일하게 순환하고 있어서 실험조건 변화에 따른 시스템 내의 오일분포 변화에 따른 영향을 적게 받도록 구성되었음을 알 수 있다. 따라서 실험조건 주요 변수인 오일농도의 값을 원하는 조건으로 정확하게 구현시키는 것이 가능하였다.

3.2 실험결과와 타 유량모델의 비교

본 연구의 실험결과와 신뢰성을 검증하기 위해서 실험결과를 기존의 연구결과와 비교를 하였다. 오일/냉매 혼합물에 대해서는 기존의 연구가 미비하여 본 연구의 실험조건에 부합하는 데이터가 없는 관계로 R-22 순수냉매인 경우에 대해서만 비교하였다. Fig. 3(a), (b)는 R-22 순수냉매에 대하여 실험결과를 Wolf et al.⁽⁵⁾이 개발한 경험식과 비교한 것이다. 이 경험식은 여러 가지 내경과 길이의 모세관 형상과 광범위한 입구조건에서 수행한 실험결과를 토대로 개발되어 가장 정확한 유량예측을 위한 경험식 중의 하나로 알려져 있다. 유량의 비교를 위하여 내경 1.70 mm, 길이 1500 mm의 모세관에 대하여 1450 kPa, 1650 kPa 및 1850 kPa의 3가지 압력조건하에서 과냉도 3~18°C, 건도 0~15% 범위에서 실험결과와 Wolf

et al.의 경험식을 비교하였다.

Fig. 3(a)에서 볼 수 있는 바와 같이 과냉도가 18°C인 영역과 건도 15% 영역에서 오차가 다소 크게 나타나고 있지만 전반적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. Fig. 3(b)에서 본 연구의 실험결과와 Wolf et al.의 모델링 결과에 대해서 유량의 오차를 나타내고 있다. 최대 -2.18~4.31%의 오차를 보였으며 비교 데이터의 95%가 ±2% 이내의 범위에서 분포하고 있음을 알 수 있다.

3.3 모세관의 길이 및 내경의 변화에 따른 오일의 영향

Fig. 4는 모세관의 내경이 1.70 mm인 모세관에 대하여 입구압력과 온도를 각각 1850 kPa 및 29.9°C로 고정시킨 상태에서 모세관의 길이를 변화시킬 때에 오일농도별 유량분포를 나타낸 것으

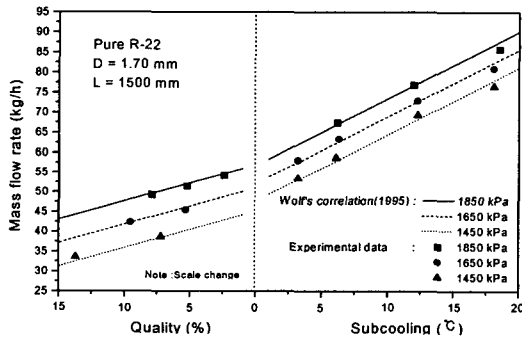


Fig. 3(a) Comparison of measured mass flow rate with correlation.⁽⁵⁾

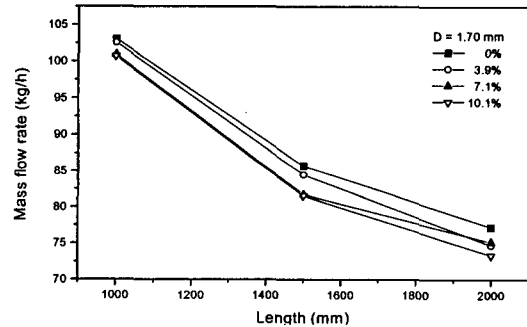


Fig. 4 Variation of mass flow rate with capillary tube length ($P_i=1850$ kPa, $T_i=29.9$ °C).

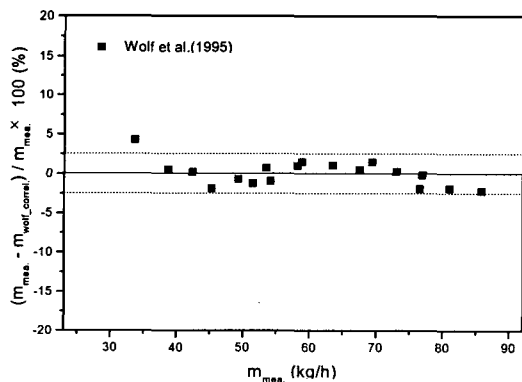


Fig. 3(b) Comparison of error on measured mass flow rate with correlation.⁽⁵⁾

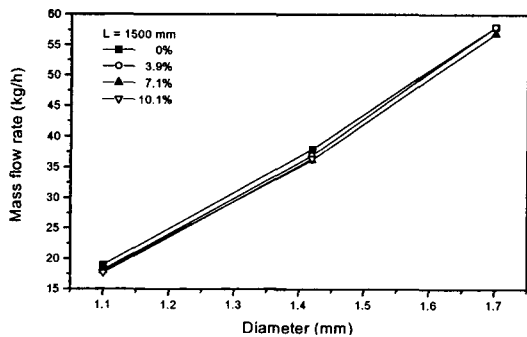


Fig. 5 Variation of mass flow rate with capillary tube diameter ($P_i=1650$ kPa, $T_i=40.0$ °C).

로 유량에 대한 모세관 길이의 영향이 비선형함수 형태로 나타나고 있다. 모세관은 관 내부의 벽과 작동유체 간의 마찰을 통해 압력강하가 발생하므로 관의 길이가 길어질수록 압력강하가 커지므로 유량에 대한 저항의 역할을 하게 된다. Cooper⁽⁹⁾와 Schulz et al.⁽¹⁰⁾의 연구에서 밝혀진 것처럼 모세관의 길이가 일정비 이상으로 감소하는 경우에는 유량이 급격히 증가하여 모세관 하류에서 초킹의 발생이 불확실해지므로 시스템의 신뢰성이 저하되며, 반대로 모세관의 길이가 일정비이상으로 증가하는 경우에는 추가적인 길이의 변화가 유량에 미치는 영향이 둔화된다.

Fig. 5는 모세관의 길이가 1500 mm인 모세관에 대하여 입구압력과 온도를 각각 1650 kPa, 40.0°C로 고정시킨 상태에서 모세관의 내경을 변화시켰을 때 오일농도별 유량변화를 나타내고 있다. 길이변화의 경우와 마찬가지로 순수냉매 R-22인 경우와 냉매 R-22와 오일 4GS의 혼합물인 경우 모두, 유량에 대한 모세관 직경의 영향이 비선형함수 형태로 나타나고 있다. Lathrop⁽¹¹⁾을 비롯해서 기존의 연구결과에서 확인된 바와 같이 유량은 모세관 단면적에 비례하고 단면적은 내경의 제곱에 비례하므로 유량은 내경의 제곱에 비례하여 비선형함수 형태를 가지게 된다.

한편 Fig. 4와 Fig. 5에서 동일한 모세관 형상과 입구조건에서 오일/냉매 혼합물의 오일농도 변화에 따른 유량을 비교해 보면 오일농도가 증가함에 따라서 유량이 감소하고 있음을 알 수 있다. 오일농도 증가에 따른 유량감소율은 길이가 길수록, 내경이 작을수록 크게 나타나고 있다. 즉 모세관 내의 마찰저항이 클수록 오일에 의한 영향이 증가하고 있다. 이것은 오일의 점도가 냉매에 비하여 커서 마찰계수를 증가시키며, 마찰계수의 증가에 따른 유량감소는 모세관의 길이가 길수록, 내경이 작을수록 커지기 때문이다.

3.4 모세관 입구의 과냉도/건도 변화에 따른 오일의 영향

Fig. 6은 모세관의 내경이 1.10 mm, 길이가 1500 mm이고 입구압력을 1650 kPa로 고정시킨 상태에서 과냉도/건도를 변화시킬 때 오일농도별 유량 분포를 나타낸 것이다.

먼저 각 오일농도별로 과냉도/건도의 변화에

따른 유량변화를 살펴보면, 오일/냉매 혼합물의 오일농도에 관계없이 모두 과냉도가 증가할수록 유량이 증가하고 건도가 증가할수록 유량이 감소하고 있음을 알 수 있다. 이러한 유량변화가 과냉도/건도 변화에 대하여 거의 선형적인 변화를 나타내고 있는데 이것은 기존의 여러 연구결과와 일치하고 있는 것이다.⁽¹¹⁾

동일한 과냉도/건도에서 오일농도의 변화에 따른 유량의 변화를 살펴보면 전체적으로 오일농도가 증가함에 따라서 유량이 감소하고 있다. 오일농도 증가에 따른 유량감소의 경향을 쉽게 살펴보기 위하여 Fig. 6의 결과 중 입구조건이 과냉 영역에 대하여 순수냉매의 유량에 대한 오일/냉매 혼합물의 유량의 비를 나타내면 Fig. 7과 같

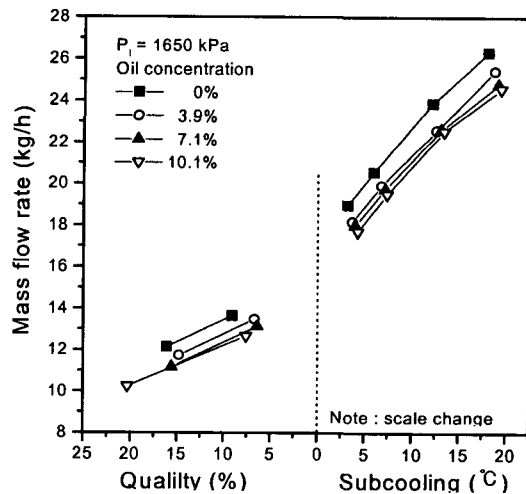


Fig. 6 Effects of oil concentration on mass flow rate with inlet subcooling/quality (D=1.10 mm, L=1500 mm).

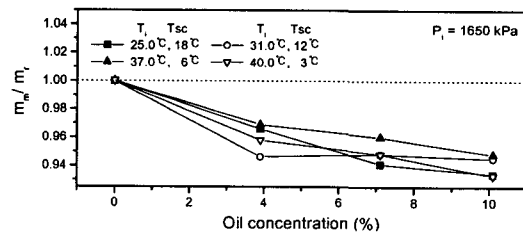


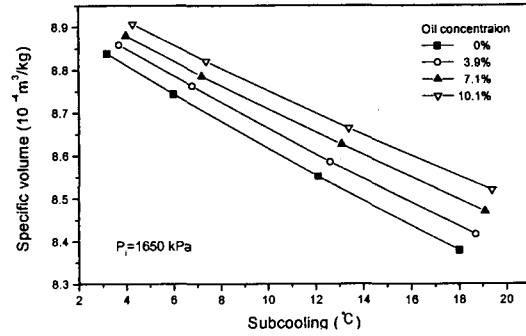
Fig. 7 Mass flow ratio showing effects of oil concentration with inlet subcooling (D=1.10 mm, L=1500 mm).

다. 유량이 감소하는 경향을 살펴보면 오일농도가 3.9%, 7.1% 및 10.1%로 증가함에 따라서 이러한 유량 감소폭이 순수냉매를 기준으로 평균 3.7%, 4.9% 및 5.8%로 점차 감소하고 있다. 오일농도가 10.1%인 오일/냉매 혼합물의 유량이 순수냉매와 비교하면 평균적으로 약 5.8%의 감소를 보였다.

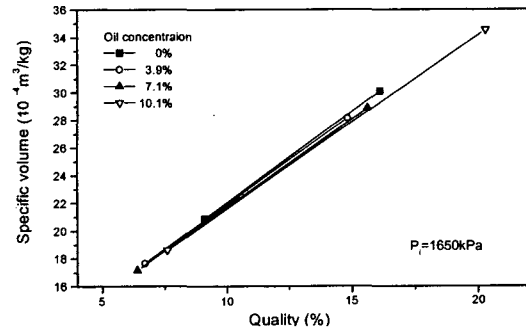
본 연구에서는 모세관 출구의 압력을 초경현상이 일어나는 임계압력이하로 낮추었기 때문에 모세관을 지나는 냉매의 질량유량에 영향을 미치는 인자는 입구압력, 과냉도/건도 등의 입구조건과 모세관의 내경 및 길이 등 모세관의 형상이다. 이러한 인자들을 고정시켰을 때 유량에 영향을 주는 인자는 오일/냉매 혼합물의 오일농도이며, Fig. 6과 Fig. 7에서 살펴본 바와 같이 모세관은 동일한 조건에서 작동유체인 오일/냉매 혼합물의 오일농도를 증가시키면 유량이 감소하는 경향을 가지게 된다는 것을 확인하였다. 이러한 경향들이 나타나는 원인규명을 위하여 각 모세관 형상과 입구조건에서 유량변화와 밀접한 관련이 있는 물성치를 비교하였다.

작동유체의 물성치 중에서 유량변화에 가장 큰 영향을 주는 것은 비체적과 점도이다. 비체적은 직접적인 유량변화의 요인이며, 점도는 모세관내 압력강하에 영향을 미치는 마찰계수값에 영향을 주어 유량에 간접적인 영향을 주게 된다. 비체적과 점도 등의 물성치의 변화는 과냉영역의 길이 및 준평형영역의 길이에 영향을 주게 되며, 이러한 영향들이 복합적으로 작용하여 모세관의 유동특성이 결정된다.

Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 Fig. 6의 과냉도/건도 변화에 따른 모세관 입구에서의 비체적 변화를 나타내고 있다. 과냉도가 감소함에 따라서 비체적이 증가하고 있으며, 과냉도가 같은 경우에는 오일/냉매 혼합물의 오일농도가 증가함에 따라서 비체적이 증가하고 있다. 오일의 밀도는 냉매에 비해서 작으므로 오일의 혼합은 비체적의 증가를 가져온다. 한편 건도영역에서는 상변화에 의한 영향으로 건도가 증가함에 따라서 비체적이 과냉영역에 비해서 급격히 증가하고 있는데 비체적이 크다는 것은 유량이 감소하는 쪽으로 작용한다는 것을 의미한다. 그러나 건도가 같은 경우에는 오일농도가 증가함에 따라서 비체적이 미소하게 감소하는 것을 볼 수 있는데, 이것은 Manwell et



(a)



(b)

Fig. 8 Effects of oil concentration on specific volume with subcooling/quality ($D=1.10$ mm, $L=1500$ mm).

al.⁽¹²⁾의 연구결과로부터 알 수 있듯이 오일은 증발을 하지 않고 냉매에 용해되어 액상으로 존재하거나 건도가 높은 영역에서는 미소입자 형태로 존재하기 때문에 동일한 포화압력과 건도에서 오일농도가 증가하면 전체 혼합물의 포화온도가 높아진다. 이때, 액상 혼합물의 비체적은 증가하지만 기상의 냉매 비체적이 감소하며, 이러한 기상의 비체적 감소효과가 우세하여 오일/냉매 혼합물의 전체 비체적은 다소 감소하게 된다.

Fig. 9는 Fig. 6의 과냉도/건도 변화에 따른 모세관 입구에서의 점도의 변화를 나타내고 있다. 비체적과는 반대로 과냉도가 작을수록, 건도가 증가할수록 값이 작아짐을 알 수 있다. 과냉도가 작아지면 유체의 온도가 증가하며, 온도가 증가하면 점도가 작아지게 된다. 건도가 증가하면 점도가 작은 기체가 차지하는 비율이 커지므로 역

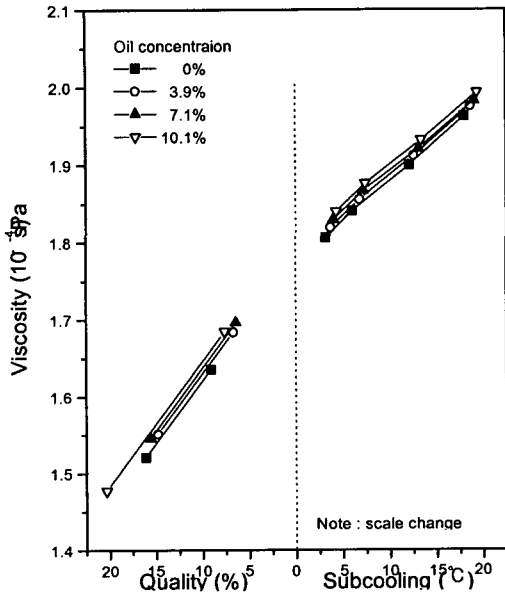


Fig. 9 Effects of oil concentration on viscosity with subcooling/quality (D=1.10 mm, L=1500 mm).

시 점도가 감소하게 된다. 점도가 작아지면 마찰에 의한 저항이 줄어들어 유량을 증가시키는 쪽으로 작용한다. 그러나 이러한 유량증가 효과는 Fig. 7과 Fig. 8에서 살펴본 비체적의 증가에 따른 유량감소 효과보다 작기 때문에 Fig. 6과 같이 유량은 감소하게 된다. 따라서 비체적이 유량 변화의 가장 큰 요인임을 알 수 있다. 한편 전체 과냉도/건도조건에서 오일/냉매 혼합물의 점도가 순수냉매에 비하여 항상 큰 값을 가지는 것을 볼 수 있다. 이것은 오일의 점도가 냉매의 점도에 비해서 수 백배 정도 커서 소량의 오일이 혼합되어도 점도가 크게 변하기 때문이다. 점도는 모세관벽과 유체와의 마찰을 증가시켜 유량을 감소시키는 쪽으로 작용한다.

3.5 모세관 입구압력변화에 따른 오일의 영향

Fig. 10은 모세관의 내경이 1.70 mm, 길이가 1500 mm이고 입구온도를 순수냉매를 기준으로 과냉도 6.2°C로 고정시킨 상태에서 입구압력을 변화시켰을 때 오일농도별 유량분포를 나타내고 있다. 먼저 오일농도별 입구압력의 변화에 따른

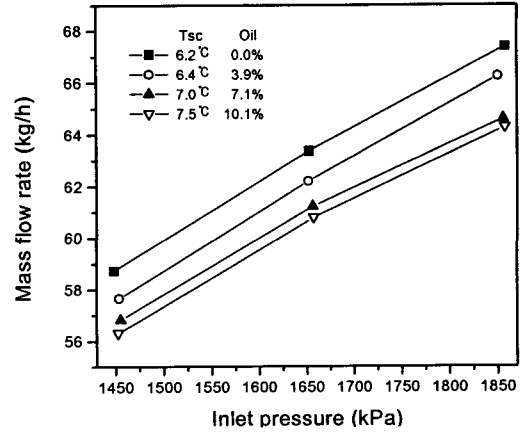


Fig. 10 Effects of oil concentration on mass flow rate with inlet pressure (D=1.70 mm, L=1500 mm).

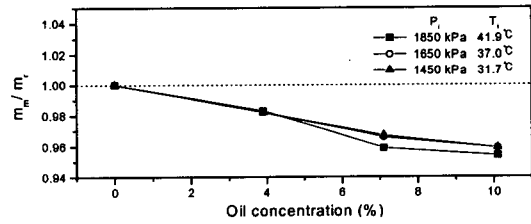


Fig. 11 Mass flow ratio showing effects of oil concentration with inlet pressure (D=1.70 mm, L=1500 mm).

유량변화를 살펴보면 오일농도가 0%, 3.9%인 낮은 오일농도에서는 거의 선형적으로 증가하고 있고 오일농도가 7.1%, 10.1%인 높은 오일농도에서는 입구압력이 큰 영역에서 기울기가 다소 감소하는 것을 볼 수 있다. 이것은 압력 및 온도에 따라서 오일/냉매 혼합물의 용해도가 변하여 혼합물의 체적과 냉매와 오일의 체적의 합의 차이가 달라지게 되어 유량에 영향을 주기 때문인 것으로 판단된다. 입구압력이 증가함에 따라서 유량이 증가하는 것은 모세관내 유체를 유동시키는 직접적인 구동력인 모세관의 입출구의 압력차가 커지기 때문이다.

Fig. 11로부터 동일한 압력조건에서 오일농도의 증가에 따른 유량변화를 살펴보면 오일/냉매 혼합물의 유량이 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 동일한 과냉조건에서 고찰한 바와 같

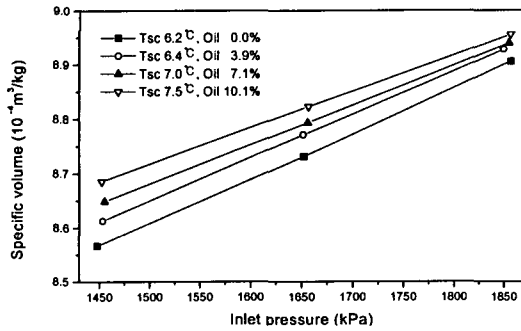


Fig. 12 Effects of oil concentration on specific volume with inlet pressure ($D=1.70$ mm, $L=1500$ mm).

이 비체적과 점도의 증가로 인하여 유량이 감소하기 때문인데 Fig. 12와 Fig. 13에서 이를 확인할 수 있다. 따라서 Fig. 6 Fig. 10의 경향으로부터 동일한 모세관 형상과 동일한 입구조건에서 오일/냉매 혼합물의 유량은 순수냉매에 비해서 감소하며 오일농도의 증가에 따른 유량의 감소는 점차 줄어든다는 것을 알 수 있다. 이것은 증기 압축식 냉동사이클에서 시스템을 순환하는 작동 유체의 오일농도가 증가하면 동일한 모세관 입구 조건에서 유량이 감소하는 경향을 갖게 되어 시스템의 용량이 줄어드는 효과를 가져온다는 것을 의미한다.

모세관 입구의 압력과 온도를 일정하게 유지한 상태에서 오일/냉매 혼합물의 오일농도를 증가시키면 과냉도가 커지는데 이것은 증기압이 낮은 오일이 혼합되어 오일/냉매 혼합물의 포화증기압을 감소시키기 때문이다. 오일농도가 0%인 순수냉매인 경우와 비교할 때 오일농도가 7%인 오일/냉매 혼합물의 과냉도는 약 $0.7\sim 0.8^\circ\text{C}$ 증가하게 되며, 이것은 $30\sim 40$ kPa의 압력강하에 해당한다. 모세관 입구에서의 과냉도는 유량에 큰 영향을 미치는 인자 중의 하나임을 감안하면 오일에 의한 포화증기압의 감소를 고려하여야 한다. 오일에 의한 포화증기압의 감소를 고려하였을 경우와 고려하지 않을 경우에 유량에 미치는 영향을 살펴보면 순수냉매에 대한 오일/냉매 혼합물의 유량감소량을 약 $15\sim 20\%$ 작게 예측하는 결과를 가져오기 때문에 오일/냉매 혼합물에 대하여 모세관의 성능을 측정할 때 오일에 의한 포화증기압의 저하를 고려하여야 한다.

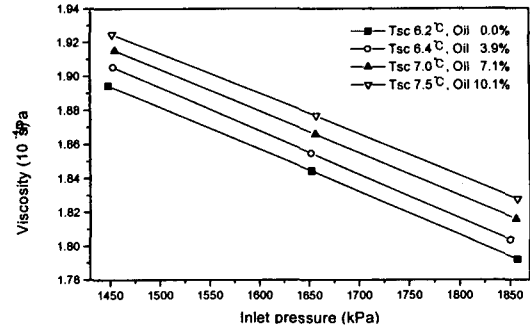


Fig. 13 Effects of oil concentration on viscosity with inlet pressure ($D=1.70$ mm and $L=1500$ mm).

5. 결 론

오일이 모세관내의 냉매유동에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 R-22 냉매와 광유계통의 오일 4GS(VG 56)의 혼합물을 사용하여 오일농도 0%, 3.9%, 7.1%, 10.1%에 대하여 모세관 형상과 입구조건을 변화시켜 가며 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모세관 형상을 변화시키면 내경이 클수록, 길이가 짧을수록 오일/냉매 혼합물의 유량이 증가하며 모세관 입구조건을 변화시키면 입구압력이 높을수록 오일/냉매 혼합물의 유량이 증가하며 과냉도가 클수록, 건도가 작을수록 혼합물의 유량이 증가한다.

(2) 모세관 형상과 입구조건이 동일할 때 오일농도가 증가하면 물성치 및 모세관내의 유동특성이 변화하며, 이때 점도와 비체적의 증가가 주요 유량감소의 요인으로 작용하여 순수냉매에 비해서 유량이 감소한다.

참고문헌

1. Bolstad, M. M. and Jordan, R. C., 1948, Theory and use of the capillary tube expansion device, Refrigerating Engineering 56, No. 12, pp. 519-523.
2. Mikol, E. P. and Dudley, J. C., 1964, A visual and photographic study of the inception of vaporization in adiabatic flow, Transactions of the ASME, Series D: Journal of

- Basic Engineering, pp. 257-264.
3. Kuehl, S. and Goldschmidt, V. W., 1990, Steady flows of R-22 through capillary tubes: test data, ASHRAE Transactions 96, No. 1, pp. 719-728.
 4. Wijaya, H., 1991, An experimental evaluation of adiabatic capillary tube performance for HFC-134a and CFC-12, Proceedings of the International CFC and Halon Alternatives Conference, pp. 474-483.
 5. Wolf, D. A., Bittle, R. R. and Pate, M. B., 1995, Adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants, ASHRAE RP-762, Final report.
 6. Min, M. K., Hwang, I. N. and Hong, K. S., 1998, An study on the oil circulation in an inverter heat pump cycle, Research institute of Engineering and Technology, Korea University.
 7. Huerta, A. A. S. and Silveas, O. M., 1998, Simulation of the effects of oil in capillary tubes considering a separated flow model, Proceedings of the International Refrigeration Conference, Purdue University, pp. 443-448.
 8. Baustian, J. J., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1988, Measuring the concentration of a flowing oil-refrigerant mixture with a vibrating U-tube densimeter, ASHRAE Transactions, Vol. 94, Part 2, pp. 575-587.
 9. Cooper, L., Chu, C. K. and Brisken, W. R., 1957, Simple selection method for capillaries derived from physical flow conditions, Refrigerating Engineering 65, No. 7, pp. 37-41, 88, 92-104, 107.
 10. Schulz, U. W., 1987, Critical two-phase flow in a capillary tube expansion device, Proceedings of the XVII International Refrigeration Conference, pp. 299-306.
 11. Lathrop, H. F., 1948, Application and characteristics of capillary tube, Refrigerating Engineering 56, No. 2, pp. 129-133.
 12. Manwell, S. P. and Bergles, A. E., 1990, Gasliquid flow patterns in refrigerant-oil mixtures, ASHRAE Transactions 90, Vol. 96, pp. 456-464.