

CO₂ 단열 모세관내 유동 특성

노건상*, 손창효**[†]

*동명대학교 냉동공조공학과, **부경대학교 기계공학부

Flow Characteristics in an Adiabatic Capillary Tube of Carbon Dioxide

GEONSANG ROH*, CHANGHYO SON**[†]

**Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Tong Myong Univ., #535, YongDang-Dong, Nam-Gu, Busan-si, 608-711, Korea*

***School of Mechanical Engineering, Pukyong National Univ., San 100, Yongdang-dong, Nam-gu, Busan-si, 608-739, korea*

ABSTRACT

In this paper, flow characteristics of an adiabatic capillary tube in a transcritical CO₂ have been investigated employing the homogeneous model. The model is based on fundamental equations of mass, energy and momentum which are solved simultaneously. Two friction factors(Churchill) and viscosity(McAdams) are comparatively used to investigate the flow characteristics. Supercritical and subcritical thermodynamic and transport properties of CO₂ are calculated employing EES property code. Flow characteristics analysis of CO₂ adiabatic capillary tube is presented to offer the basic design data for the operating parameters. The operating parameters considered in this study include inlet temperature and pressure of an adiabatic capillary tube, evaporating temperature and inner diameter tube. The main results were summarized as follows : inlet temperature and pressure of an adiabatic capillary tube, evaporating temperature, mass flowrate and inner diameter of CO₂ adiabatic capillary tube have an effect on length of an adiabatic capillary tube.

KEY WORDS : Adiabatic capillary tube(단열 모세관), CO₂(이산화탄소), Transcritical cycle(초임계 사이클), Vapor compression system(증기 압축시스템)

Nomenclature

A : Area, [m²]

d_i : Inner diameter, [m]

dP : Pressure drop, [kPa]

f : Friction factor

G : Mass flux, [kg/(m²s)]

h : Enthalpy, [kJ/kg]

L : Length of capillary tube, [m]

[†]Corresponding author : sonch@pknu.ac.kr

- M : Mass flowrate, [kg/s]
- P : Pressure, [kPa]
- Re : Reynolds Number, [Gd/μ]
- Te : Evaporation temperature, [°C]
- V : Velocity, [m/s]
- v : Specific volume, [m³/kg]
- x : Quality
- dz : Length of subsection, [m]

Greek symbols

- μ : Viscosity, [kg/(ms)]
- ρ : Density, [kg/m³]
- ε : Roughness, [m]
- Θ : Angle, [°]

Subscripts

- cap : capillary tube
- cr : critical point
- f : friction
- g : vapor
- in : inlet
- l : liquid
- lo : liquid only
- re : refrigerant
- sp : single phase
- tp : two phase

냉동 시스템에서는 저온열원에서의 증발과정은 임계점 이하(아임계 저압)에서 일어나고, 고온열원에서 냉각과정은 임계점 이상(초임계 고압)에서 일어나는 초임계 사이클(supercritical cycle)이다 (Fig. 1 (b)참조). 이는 기존의 역 랭킨 사이클로 운전되는 증기압축식 냉동 시스템과는 다른 특징을 가지게 된다. 즉, 기존의 냉동·공조 시스템에서 응축기의 운전압력이 1~3 MPa 정도인데 반하여, CO₂용 가스냉각기에서의 압력은 8~12 MPa 정도로 매우 높으며, 임계압력보다 높은 압력에서 운전되므로 기존 시스템의 응축기와는 달리 상변화 과정이 없고, 고압 단상 상태의 냉매가 가스냉각기를 지나는 동안 지속적으로 온도가 감소되면서 열방출이 일어나게 된다. 또한 온도가 감소하면서 임계점 근처를 지나게 되므로 전달 현상과 관련한 물성치들이 크게 변화하게 된다²⁾. 이와 같이 CO₂를 이용한 냉동공조 시스템은 프레온계 냉매를 사용하는 시스템과는 다소 차이가 있으므로 CO₂를 사용하는 모세관도 다르게 적용시켜야 한다. 하지만, 지금까지 CO₂를 적용한 모세관에 대한 분석 자료가 부족할 뿐만 아니라 정확한 이론이 확립되어 있지 않은 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 CO₂ 냉매를 적용한 모세관의 성능에 미치는 인자들을 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 CO₂를 적용한 모세관의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

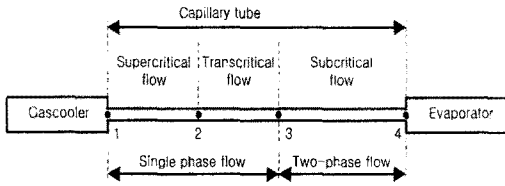
1. 서 론

증기압축식 냉동시스템의 주요 구성품 중의 하나인 모세관은 고압에서 저압으로 냉매를 팽창시키는 역할을 하는 것으로, 주어진 운전조건하에서 모세관의 길이와 직경은 모세관의 설계시에 매우 중요하다. 특히 지금까지 사용해오고 있는 프레온계 냉매용 모세관을 최근에 각광받고 있는 자연냉매인 CO₂용 모세관으로 대체할 경우¹⁾, CO₂는 초임계 사이클로 운전되기 때문에 모세관 길이와 직경의 선정은 더욱더 중요하다.

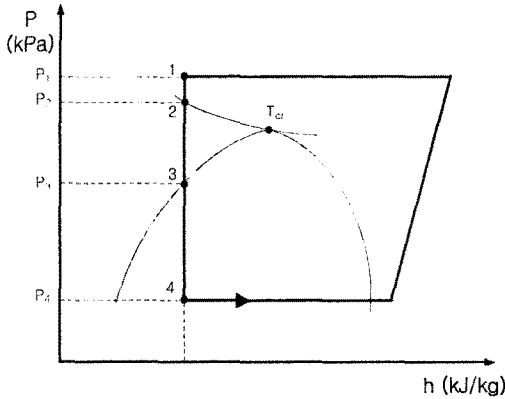
자연냉매 중에 CO₂는 임계압력이 7.38 MPa로 높고, 임계온도가 31.1°C로 무척 낮기 때문에 R744

2. 수학적 모델

CO₂용 모세관내 유동은 Fig. 1 (a)에서와 같이 크게 3가지 영역 즉, 1-2과정인 초월임계영역 (Supercritical region), 2-3과정인 임계영역 (transcritical region), 3-4과정인 아임계영역 (subcritical region)으로 나눌 수 있다. 이는 다시 Agrawal와 Bhattacharyya³⁾에 의하면 1-2과정인 초월임계영역(Supercritical region)과 2-3과정인 임계영역(transcritical region)은 기상과 액상의 단상영역으로, 3-4과정인 아임계영역(subcritical region)은 이상영역으로 구분할 수 있다. 따라서



(a) Fluid flow region in capillary tube



(b) P-h diagram

Fig. 1 Adiabatic capillary tube showing different flow regions and corresponding cycle on the P-h diagram

세관의 전체길이인 L_{cap} 는 단상류 영역길이(L_{sp})와 이상류 영역길이(L_{tp})의 합으로 나타낼 수 있다. 모세관내 1-4의 팽창과정을 Fig. 1 (b)의 압력과 엔탈피 선도에 나타내었다. 본 논문에서 사용되는 냉매의 초임계와 아임계 영역내 열역학적 물성치와 분석은 EES(Engineering Equation Solver)⁴⁾ 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. CO₂ 냉매를 적용한 모세관의 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 모세관은 관직경이나 표면거칠기는 일정한 수평직관이다.
- 모세관을 통한 유동은 일차원이고 균질하다.
- 모세관내 유동은 단열 등엔탈피과정이고, 주위에 대한 일의 수수가 없다.
- 냉매는 오일이 혼합되어 있지 않는 순수 CO₂이다.

• 모세관내 냉매 유동은 완전히 발달된 난류유동이다.

• 모세관 입구의 손실은 무시한다.

단열 모세관내 초임계 CO₂의 유동특성을 조사하기 위해 질량, 에너지, 운동량 방정식을 기초로 하여 균질유동 모델을 적용하였다. 이는 CO₂의 경우 프레온계 냉매에 비해 액상과 기상의 속도가 작고 상대속도차가 작으므로 균질유동에 가깝기 때문이다^{5,6)}.

2.1 단상 유동영역

미소요소내 정상유동에 대한 질량보존의 법칙으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$d\left(\frac{AV}{v}\right) = 0 \quad (1)$$

식(1)로부터 속도는 다음과 같다.

$$V = \frac{M}{A}v = Gv \quad (2)$$

수평관이므로 위치에너지를 무시하고($dz = 0$), 주위로부터 일의 수수가 없는 단열 정상유동에 대한 에너지 보존식과 식(2)로부터 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$dh + \frac{G^2}{2}dv^2 = 0 \quad (3)$$

모세관내 운동량 보존식으로부터 운동량 변화량은 위치변화에 따른 힘을 무시하면($\sin\theta=0$), 모세관내 마찰에 의한 항과 압력차에 의한 항으로 나타낼 수 있다.

$$-dP - f_{sp} \frac{dz}{d_l} \frac{V}{2}G = GdV \quad (4)$$

따라서 식 (4)를 모세관 길이에 대한 식으로 정

리할 수 있다.

$$dz = \frac{2d_i}{f_{sp}} \left\{ - \left(\frac{\rho}{G^2} \right) dP - \left(\frac{dV}{V} \right) \right\} \quad (5)$$

식(5)에서 단상류 마찰인자, f_{sp} 는 Agrawal와 Bhattacharyya³⁾이 추천한 Churchill⁷⁾의 식으로 다음과 같다.

$$f_{sp} = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + (A^{16} + B^{16})^{-3/2} \right]^{1/12} \quad (6)$$

여기서,

$$A = 2.457 \ln \frac{1}{(7/Re)^{0.9} + 0.27\epsilon/d_i}, \quad B = \frac{37530}{Re}, \quad Re = \frac{Gd_i}{\mu} \quad (7)$$

2.2 이상 유동영역

단상 영역의 에너지 보존식인 (1)과 같이 위치 에너지와 일의 수수가 없다고 가정하면 다음과 같다.

$$dh + \frac{G^2}{2} dv^2 = 0 \quad (8)$$

이상류의 엔탈피와 비체적은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$h = h_1(1-x) + h_g x, \quad v = v_1(1-x) + v_g x \quad (9)$$

위의 식(8)과 (9)로부터 이상류 영역의 모세관 길이는 식(10)으로 나타낼 수 있다.

$$dz = \frac{2d_i}{f_{tp}} \left\{ \frac{d\rho}{\rho} - \frac{\rho}{G^2} dP \right\} \quad (10)$$

식 (10)으로부터 이상류 마찰인자는 Agrawal와 Bhattacharyya이 추천한 Churchill식을 적용하여 계산하였다.

$$f_{tp} = \Phi_{lo}^2 f_{lo} \left(\frac{v_1}{v_{tp}} \right) \quad (11)$$

여기서,

$$\Phi_{tp} = \frac{8 \left[(8/Re_{tp})^{12} + (A_{tp}^{16} + B_{tp}^{16})^{-3/2} \right]^{1/12}}{8 \left[(8/Re_{lo})^{12} + (A_{lo}^{16} + B_{lo}^{16})^{-3/2} \right]^{1/12}} \times \left[1 + x \left(\frac{v_g}{v_1} - 1 \right) \right] \quad (12)$$

군질유동에 대한 이상류 점성계수는 비교적 손쉽게 적용가능하고 Bittle과 Pate⁸⁾가 추천한 McAdam의 모델을 적용하였다.

$$\frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (13)$$

위에서 언급한 식 (1)~(13)들은 EES 프로그램을 이용하여 계산하고, 모세관 입구압력(P_1)에서 증발기 입구온도에 해당되는 포화(증발)압력(P_4)까지 모세관의 미소요소 길이를 1 mm씩 증가시켜 가면서 각 미소구간의 출구에서의 압력과 온도를 구한다. 이렇게 구한 미소요소의 입출구 온도와 압력의 평균값으로부터 밀도, 점성계수, 비체적 등의 물성치를 구한다.

Table 1에는 본 연구에서 사용되는 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타낸 것으로 CO₂용 냉동사이클의 일반적인 운전조건이다. Table 1의 분석조건으로부터 수식과 열물성치값을 계산하고 이렇게 나온 결과값을 이용하여 CO₂용 모세관의 성능에 영향을 미치는 모세관내 입구냉매 압력과 온도, 증발온도, 관경 등의 변수들에 대해서 살펴보았다.

Table 1 Performance analysis ranges of R744 refrigeration system

Refrigerant	CO ₂ (R744)
P _{cap,in} , [MPa]	8 ~ 12
d _i , [mm]	0.6 ~ 1
T _c , [°C]	10 ~ -30
L _{cap} , [m]	1 ~ 4
T _{cap,in} , [°C]	0 ~ 30
ε, [mm]	0.15×10 ⁻⁴ ⁶⁾

3. 결과 및 고찰

3.1 모세관 입구압력의 영향

내경(d_i) 0.84 mm, 모세관 입구 냉매온도(T_{cap,in}) 30°C, 증발온도(T_c) 10°C, 모세관내 표면거칠기(ε) 0.15×10⁻⁴인 조건에서 모세관 입구의 가스압력을 8에서 12 MPa까지 변화시켜가면서 냉매유량(M_{re})과 모세관 길이 변화를 살펴보고 그 결과를 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 2에서 알 수 있는 것처럼, 모세관 길이(L_{cap})가 일정한 경우 모세관 입구압력이 증가할수록 냉매유량이 증가한다. 이는 모세관 입구압력이 증가할수록 Fig. 1(b)에서 P₁과 P₄사이의 압력차(dP)가 증가하기 때문에 식 (5)에서 알 수 있듯이 모세관 길이가 증가하여야 한다. 하지만,

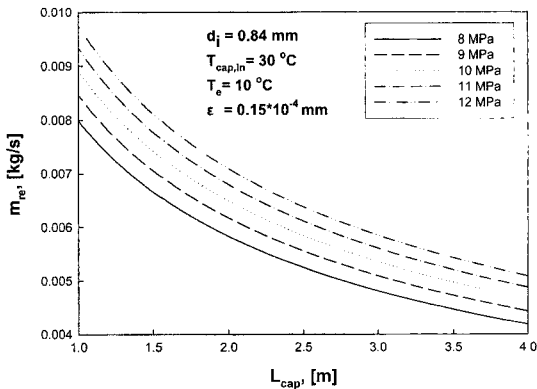


Fig. 2 Variation of mass flowrate of CO₂ with respect to inlet pressure and length of capillary tube

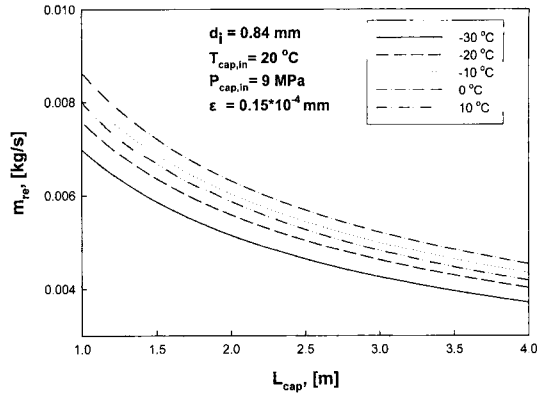


Fig. 3 Variation of mass flowrate of CO₂ with respect to evaporation temperature and capillary tube length

모세관 길이가 일정하기 때문에 결국 냉매유속과 유량은 증가하게 된다.

Fig. 2에서 모세관 입구압력이 일정한 경우 모세관 길이가 증가할수록 냉매유량은 감소한다. 그 이유는 모세관 입구압력이 일정하다는 것은 Fig. 1에서 P₁과 P₄사이의 압력차(dP)가 일정하다는 것을 의미하는 것으로, 결국 식(5)로부터 모세관 길이가 증가하면 냉매 속도가 감소하여 유량이 감소하게 된다. 위의 이러한 결과는 일반적인 프레온계 냉매를 적용한 모세관에서도 살펴볼 수 있는 것으로 Bansal과 Rupasinghe⁹⁾의 연구결과와 일치한다.

3.2 증발온도의 영향

CO₂용 단열모세관내 유동 특성에 대한 증발온도의 영향을 살펴보고자 관경(d_i), 모세관 입구온도(T_{cap,in}), 모세관내 입구압력(P_{cap,in}), 모세관 표면거칠기(ε) 등은 일정하게 유지한 상태에서 증발온도(T_c)를 10°C에서 -30°C까지 변화시켰고, 그 결과는 Fig. 3에 나타내었다.

Fig. 3에서 모세관 길이가 일정하면 증발온도가 증가할수록 냉매유량은 증가한다. 이에 대한 이유는 앞의 모세관 입구압력의 영향에서 언급한 것과 마찬가지로, 증발온도가 증가하면 Fig. 1에서 P₁과 P₄사이의 압력차(dP)가 감소하게 되고 이로 인해

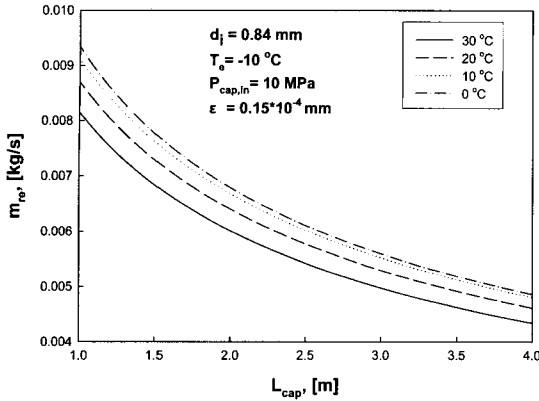


Fig. 4 Variation of mass flowrate of CO₂ with respect to inlet temperature and length of capillary tube

냉매유속과 유량은 증가하게 된다. 이러한 결과는 프레온계 냉매에서도 나타나는 현상으로 Bansal과 Rupasinghe¹⁰⁾는 모세관내 입출구의 압력차가 증가하게 되면 단상과 이상 영역의 모세관 길이는 증가한다고 하였다. 또한, Fig. 3에서 알 수 있듯이 증발온도가 일정한 경우 모세관 길이가 증가할수록 냉매유량은 감소한다. 이는 일정한 압력차에서 모세관 길이가 증가할수록 냉매유속이 증가하여 냉매유량이 증가하게 된다. 이러한 결과는 Bansal과 Rupasinghe⁹⁾의 연구결과와 일치한다.

3.3 모세관 입구온도의 영향

관경, 증발온도, 모세관 입구압력, 표면거칠기 등은 일정한 조건하에서 0°C에서 30°C까지 CO₂용 모세관내 입구냉매 온도를 변화시켜 가면서 모세관내 CO₂의 냉매유량 변화를 살펴보았다. Fig. 4에서 모세관 길이가 일정한 경우 모세관 입구온도가 감소할수록 냉매유량은 감소한다. 그 이유로서 모세관 입구온도가 감소할수록 Fig. 1 (b)에서 알 수 있듯이 선도상의 점 1이 왼쪽(수평방향)으로 이동하게 되고 이로 인해 P₁과 P₃사이의 압력차(dP)가 증가하고 단상영역의 모세관 길이(L_{sp})는 증가하여 냉매유량은 감소하게 된다. 반면에 P₃과 P₄사이의 압력차(dP)는 감소하고 이상영역의 모세관 길이(L_{up})는 감소하여 냉매유량은 증가하게 된

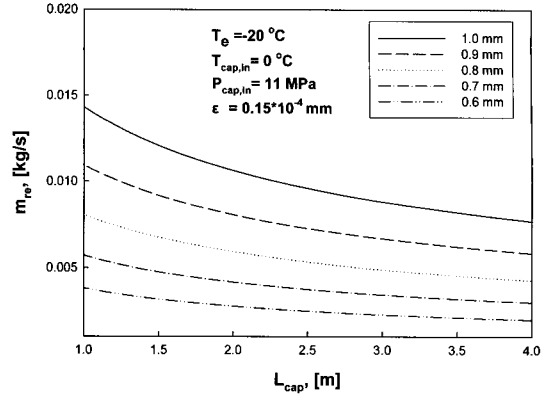


Fig. 5 Variation of mass flowrate of CO₂ with respect to inner diameter and length of capillary tube

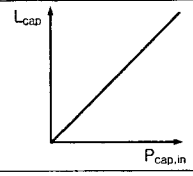
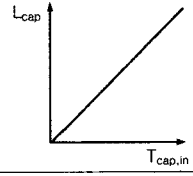
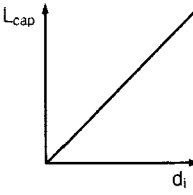
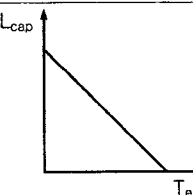
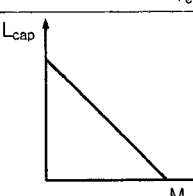
다. 결국 이러한 결과로부터 단상영역의 냉매유량 증가비율보다 이상영역내의 냉매유량 감소비율이 더 크기 때문에 모세관내 전체 유량은 감소하게 된다. 이러한 결과는 Bansal과 Rupasinghe⁹⁾의 연구결과와 일치하는데, 이들은 프레온계 냉매를 사용하여 단열모세관에 대한 과냉각도(응축기 출구와 모세관 입구 온도차)의 영향을 실험적으로 분석하였다. 여기서 프레온계 냉매의 과냉각도는 CO₂ 냉매의 모세관 입구온도와 동일한 의미로서 과냉각도가 감소한다는 것은 모세관내 냉매 입구온도가 감소하다는 것이므로 과냉각도가 감소할수록 냉매유량은 감소한다고 하였다.

Fig. 4에서 모세관 입구온도가 일정하면 모세관 길이가 증가할수록 냉매유량은 감소하는데, 이는 앞절에서도 살펴본 바와 같이 모세관 길이와 냉매유량은 반비례 관계에 있기 때문에 모세관 길이가 증가할수록 냉매유량은 감소하게 된다.

3.4 관경의 영향

CO₂ 모세관의 관경 변화에 따른 유동특성에 대한 영향을 알아보기 위해 0.6 mm에서 1.0 mm까지 관경을 증가시켜 가면서 냉매유량의 변화를 살펴보았다. 그 결과 Fig. 5에서 모세관의 길이가 일정하면 관경이 작을수록 냉매유량은 감소한다. 이는 관경이 감소할수록 압력강하(dP)가 증가하고,

Table 2 Dependency of capillary tube length on different variables

Variable	Dependency	Relation
$P_{cap.in}$		$L_{cap} \propto P_{cap.in}$
$T_{cap.in}$		$L_{cap} \propto T_{cap.in}$
d_i		$L_{cap} \propto d_i$
T_e		$L_{cap} \propto \frac{1}{T_e}$
M_{re}		$L_{cap} \propto \frac{1}{M_{re}}$

이로 인해 바라는 작동조건에 대해 비교적 적은 냉매유량을 요구하기 때문이다. Fig. 5에서 관경이 일정한 경우 모세관 길이가 증가할수록 냉매유량은 감소하게 되는데 이는 앞에서 여러 차례 살펴본 이유와 동일하다. 이러한 결과는 Bansal과 Rupasinghe⁹⁾의 프레온계 냉매에서 나타나는 경향과 동일하다.

4. 결론

CO₂용 단열모세관내 유동특성에 영향을 미치는

모세관 입구 온도와 압력, 증발온도, 관경 등의 인자들에 대해서 Table 1의 조건에서 살펴본 결과, 이러한 변수들은 CO₂용 단열모세관내 유동특성에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었고, 이들 각각의 변수들과 모세관 전체길이에 대한 상관 관계를 Table 2와 식 (14)의 비례식으로 나타낼 수 있다.

$$L_{cap} \propto P_{cap.in}, T_{cap.in}, d_i, \frac{1}{T_e}, \frac{1}{M_{re}} \quad (14)$$

위의 비례식에서 모세관 입구압력과 증발온도는 결국 모세관 전체의 압력강하와 관련이 있기 때문에 식 (14)는 아래의 식으로 다시 정리할 수 있다.

$$L_{cap} \propto \Delta P, T_{cap.in}, d_i, \frac{1}{M_{re}} \quad (15)$$

참고 문헌

- 1) Wilson, I. and Maier, D., "Carbon dioxide for use as a refrigerant. In: Refrigeration Science and Technology", Proceedings, IIR-IRHACE Conference, Innovative Equipment and Systems for Comfort and Food Preservation. The University of Auckland, 2006, pp. 305-311.
- 2) Sawalha, S., "Using CO₂ in supermarket refrigeration". ASHRAE J. 47 (8), 2005, pp. 26-30.
- 3) Agrawal, N. and Bhattacharyya, S., "Adiabatic capillary tube flow of carbon dioxide in a transcritical heat pump cycle", Int. J. of Energy Research, Vol. 31, 2007, pp. 1016-1030.
- 4) EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.
- 5) Yun, B., Park, H. Y., Yoo, K. C. and Kim,

- Y. C., "Air-conditioner cycle simulation using tube-by-tube method", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4, 1999, pp. 499-510.
- 6) Hihara E. and Tanaka S. "Boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal tubes". Preliminary proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen conference on natural working fluids at Purdue, 2000, pp. 279-284.
- 7) Churchill, S. W., "Frictional equation spans all fluid flow regimes, Chem. Eng., Vol. 84, 1977, pp. 91-92.
- 8) Bittle, R. R. and Pate, M. B., "Theoretical model for predicting adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants", ASHRAE Transactions, Vol. 102, No. 2, 1996, pp. 52-61.
- 9) Bansal, P. K. and Rupasinghe, A. S., "An homogenous model for adiabatic capillary tubes", Applied Thermal Engineering, Vol. 18, No. 3-4, 1998, pp. 207-219.
- 10) Bansal, P. K. and Rupasinghe, A. S., "An empirical model for sizing capillary tubes", Int. J. Refrigeration, Vol. 19, No. 8, 1996, pp. 497-505.