

# 세관내 이산화탄소의 증발 열전달 및 압력강하

장승일<sup>+</sup>·최선묵<sup>++</sup>·김대희<sup>+++</sup>·박기원<sup>++++</sup>·오후규<sup>++++</sup>

(원고접수일 :    년   월   일, 심사완료일 :    년   월   일 [편집자 기재, 학술대회용원고에서는 생략])

## Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of CO<sub>2</sub> in a Small diameter Tube

Seong-Il Jang<sup>+</sup> Sun-Muk Choi<sup>++</sup> Dae-Hui kim<sup>+++</sup> Ki-Won Park<sup>++++</sup> Hoo-Kyu Oh<sup>++++</sup>

**Abstract** : The evaporation heat transfer and pressure drop of CO<sub>2</sub> in a small diameter tube was investigated experimentally. The experiments were conducted without oil in a closed refrigerant loop which was driven by a magnetic gear pump. The main components of the refrigerant loop are a receiver, a variable-speed pump, a mass flow meter, a pre-heater and evaporator(test section). The test section was made of a horizontal stainless steel tube with the inner diameter of 4.57 mm, and length of 4 m. The experiments were conducted at mass flux of 200 to 700 kg/m<sup>2</sup>s, saturation temperature of 0℃ to 20℃, and heat flux of 10 to 20 kW/m<sup>2</sup>. The test results showed the evaporation heat transfer of CO<sub>2</sub> has great effect on more nucleate boiling than convective boiling. The evaporation heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> are highly dependent on the vapor quality, heat flux and saturation temperature. The evaporation pressure drop of CO<sub>2</sub> are highly dependent on the mass flux. In comparison with test results and existing correlations, correlations failed to predict the evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of CO<sub>2</sub>, therefore, it is necessary to develop reliable and accurate predictions determining the evaporation heat transfer coefficient and friction pressure drop of CO<sub>2</sub> in a horizontal tube.

**Key words** : Carbon dioxide(이산화탄소), Evaporation(증발), Heat transfer coefficient(열전달계수),, pressure drop(압력강하)

[줄간격:140으로 한줄을 띄어주세요]

기호설명			
	<i>cal</i>	: 계산값	
	<i>e</i>	: 증발	
<i>D</i>	: 관직경 [ m ]	<i>exp</i>	: 실험값
<i>G</i>	: 질량유속 [ kg/m <sup>2</sup> s ]	<i>i</i>	: 내부
<i>h</i>	: 열전달계수 [ kW/m <sup>2</sup> K ]	<i>in</i>	: 입구
<i>Q</i>	: 열용량 [ kW ]	<i>loc</i>	: 국소
<i>q</i>	: 열유속 [ kW/m <sup>2</sup> ]	<i>out</i>	: 출구
<i>T</i>	: 온도 [ ℃ ]	<i>re</i>	: 냉매
		<i>sat</i>	: 포화상태

---

+책임저자(부경대학교 냉동공조공학과), E-mail:jsi26@hotmail.com, Tel: 051)621-6802  
++부경대학교 냉동공조공학과  
+++부경대학교 냉동공조공학과  
++++여수대학교 냉동공조공학과  
+++++부경대학교 냉동공조공학과

## 1. 서론

CFC계 및 HCFC계 냉매는 오존층 파괴지수 와 높은 온실효과의 원인 물질로 밝혀졌다. 이를 대체할 물질로 친 환경적인 물질인 자연냉매가 주목받고 있다.

특히, 이산화탄소는 인체에 무해하고 오존층 파괴지수가 0이며, 지구온난화 지수가 기존냉매의 약 1/1000 정도로 매우 낮다.

또한, CO<sub>2</sub>는 높은 체적용량과 비열을 가지고 있어 냉매로써 탁월한 열적 물리적 특성을 지니며, 냉동기유 및 일반재료와의 호환성에도 문제가 없는 장점을 가지고 있다. 이 때문에, 자연냉매 중 가장 주목 받고 있는 냉매이다. CO<sub>2</sub>를 냉매로 사용한 냉동공조 시스템의 연구는 미국, 일본, 유럽 등의 선진국에서 매우 활발하게 진행되고 있으며, 일본과 유럽의 경우 현재 가정용, 차량용, 산업용의 냉동 공조장치에 적용하고 있는 실정이다. 반면에, 국내에서는 현재 CO<sub>2</sub> 냉매에 관한 기초적 열전달 특성에 대한 연구가 대학과 기업을 중심으로 활발하게 진행되고 있다. CO<sub>2</sub>를 냉매로 한 시스템에서는 기존의 냉매에 비해 고압의 작동압력을 가지므로, 각 구성부품에 내압성이 요구된다.

따라서, 압축기 및 열교환기와, 일반적인 관에 비해 내압성이 우수한 세관을 사용한 시스템을 설계할 필요가 있다. 이러한 이유로 본 논문에서는 CO<sub>2</sub>를 작동유체로 사용하여 내경 4.57 mm 관에서 증발과정 중의 열전달 특성과 압력강하를 분석하고, 기존 상관식들과 의 비교검토를 통해 CO<sub>2</sub>용 증발기의 기초설계 자료를 제시하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

Fig 1은 본 연구에서 사용된 실험장치의 전체적인 개략도를 나타낸 것이다. 실험 장치는 마그네틱 기어펌프, 질량유량계, 예열기, 증발 시험부, 수액기, 보조냉각기 및 구성요소로 이루어져 있다. 실험장치는 대기와의 열교환에 의한 영향을 차단하기 위해 단열을 실시하였다.

증발기 시험부의 상세도는 그림 Fig 2에 나

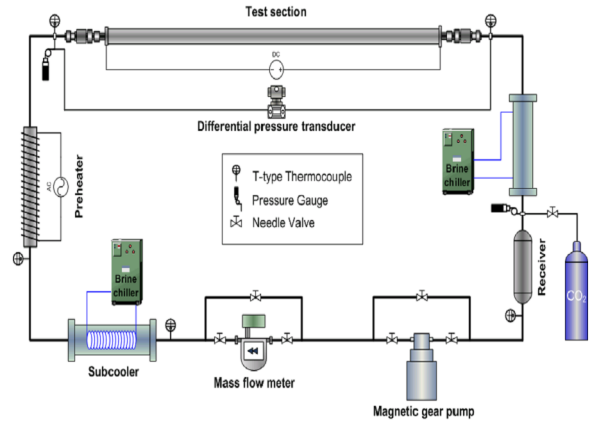


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

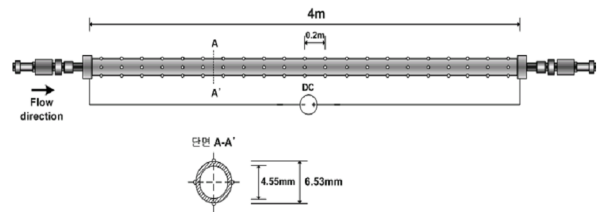


Fig. 2. Details of the test section.

타내었다. 가열방식은 DC 파워서플라이를 이용하는 직접가열 방식을 사용하였으며, 절연피팅을 사용하여 시험부와 전체 시스템을 전기적으로 절연하였다. 시험부는 외경이 6.35 mm, 두께 0.89 mm, 길이 4 m의 스테인레스 스틸(SUS-316 Type)을 사용하였다. 관외벽 온도의 측정은 시험부 입구를 기준으로 200 mm의 등간격으로 19 개 구간에서 상, 하, 좌, 우 4개 위치에 T-type 열전대를 설치하여 측정하였다. 냉매 온도와 차압은 시험부의 입, 출구에서 측정하였다.

냉매의 순환은 마그네틱 기어펌프로 과냉 상태의 CO<sub>2</sub>를 순환시키게 되며, 펌프를 나온 냉매는 질량유량계에서 냉매의 유량과 밀도가 측정된다. 보조냉각기와 예열기를 거쳐 건도가 조절된 냉매는 시험부로 유입되며 가변 전력 공급기에 의해 일정한 열량이 공급된다. 증발 시험부에서 증발이 이루어진 냉매는 응축기에서 응축되어 수액기로 유입되며 펌프에 의해 재순환 된다.

Table.1은 실험조건을 정리한 것이다. 본 연구에서 사용된 CO<sub>2</sub>의 물성치는 REFPROP (Ver. 6.02)를 사용하여 계산되었다.

Fig. 1 Experiment condition

parameters	R-744(CO <sub>2</sub> )
T <sub>sat</sub> [°C]	0, 5, 10, 20
G <sub>re</sub> [kg/m <sup>2</sup> s]	200~700
D <sub>i</sub> [mm]	4.57
q [kW/m <sup>2</sup> ]	10, 20

## 2.1 데이터 처리방법

열전달계수는 다음의 식 (1)을 사용하여 계산하였다.

$$h = \frac{q}{T_{w,in} - T_{sat}} \quad (1)$$

여기서  $q$ 는 열유속,  $T_{sat}$ 는 냉매의 포화온도,  $T_{w,i}$ 는 관내벽면 온도로 측정된 관외벽면 온도에서 정상상태 1차원 열전도 방정식을 이용하여 계산되었다.

## 3. 실험결과 및 논의

### 3.1 증발 열전달 특성

수평관내 증발 현상은 액상과 기상의 상호작용에 의한 영향을 많이 받으며 핵비등과 대류비등과 같은 복잡한 물리적 현상을 나타낸다. 액체 증기 계면 사이의 현상에서는 표면장력과 밀도비가 큰 영향을 미치게 되며 표면장력의 경우 핵비등과 유동특성 및 액막 분포 특성에 영향을 미치게 된다. 그리고 밀도차는  $g \cdot (\rho_l - \rho_g)$ 에 해당하는 부력을 유발하게 되며 낮은 밀도비로 인해 HCFC계 냉매에 비해 보다 균질유동으로 고려할 수 있다.<sup>[1]</sup> 이러한 물성치의 영향으로 CO<sub>2</sub> 냉매의 증발 열전달 특성은 기존의 냉매와는 상당히 달라지게 된다.

#### 3.1.1 질량유속의 영향

Fig 3은 질량유속에 의한 영향을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 CO<sub>2</sub>의 국소 증발 열전달 계수는 질량유속이 증가하여도 거의

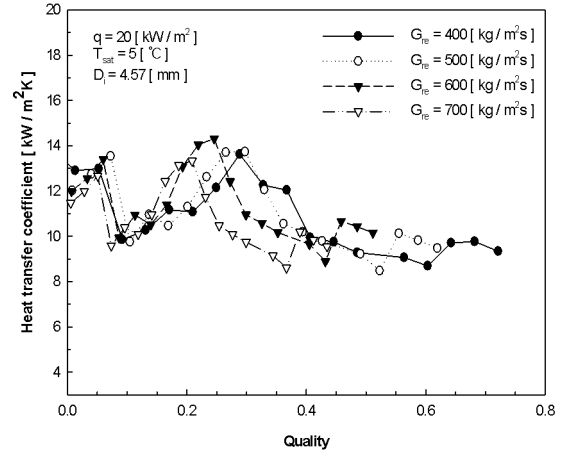


Fig. 3. Variation of heat transfer coefficient with different mass flux.

증가하지 않는 것을 알 수 있다. 그리고 질량유속이 증가 할수록 드라이 아웃 발생 지점이 상대적으로 저건도 영역으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 이는 CO<sub>2</sub>의 경우 액상의 표면장력과 점성계수가 낮으며 액상과 기상의 밀도비( $\rho_g/\rho_l$ )가 낮기 때문에 전반적으로 핵비등에 의한 영향이 지배적이므로 질량유속의 영향이 상대적으로 작으며 질량유속이 빨라질수록 높은 증기밀도로 인해 발생하는 전단력에 의해 액막을 유지하지 못하고 더 빨리 이탈하는 것으로 판단된다.

#### 3.1.2 포화온도의 영향

Fig 4는 포화온도에 따른 열전달 계수를 나타낸 것이다. 그림에 나타나 있는 바와 같이 포화온도가 증가할수록 저건도 영역에서 열전달 계수가 크게 나타나며 고건도 영역에서는 열전달 계수의 차이가 작아짐을 알 수 있다. 이는 저건도 영역에서는 핵비등 열전달이 지배적임을 나타낸다. 핵비등 열전달은 표면장력의 영향을 많이 받게 된다. CO<sub>2</sub>의 경우 압력이 증가할수록 표면장력이 낮아지므로 핵 발생과 증기기포 성장에 필요한 과열도가 줄어들게 되어 핵비등 열전달을 활성화 시키게 된다.<sup>[2]</sup>

비등 열전달에 있어서는 핵비등과 액상의 강제대류비등이 주된 열전달기구로 작용 하게 된다. CO<sub>2</sub>의 경우 낮은 표면장력과 함께 작용하여

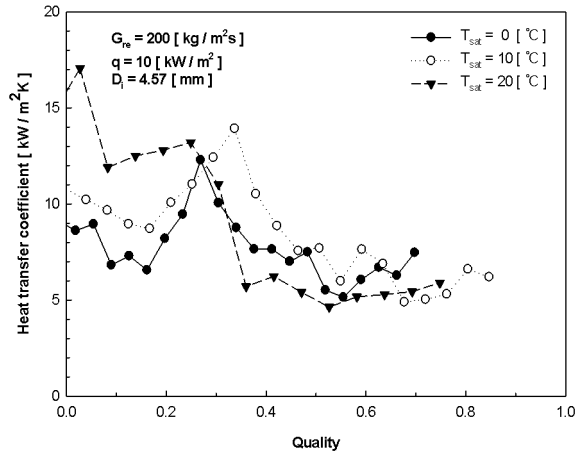


Fig. 4. Variation of heat transfer coefficient with different saturation temperature.

저건도 영역에서의 핵비등 향상 효과가 더욱 크게 나타나는 것으로 판단된다.

### 3.1.3 열유속의 영향

Fig 5은 열유속에 따른 열전달 계수를 나타내고 있다. 그림에서 열유속이 증가할 때 저건도 영역에서 증발 열전달 계수가 증가하는 것을 볼 수 있다. 열유속은 핵비등에 많은 영향을 미치는 인자이다. 열유속이 증가 할수록 기포의

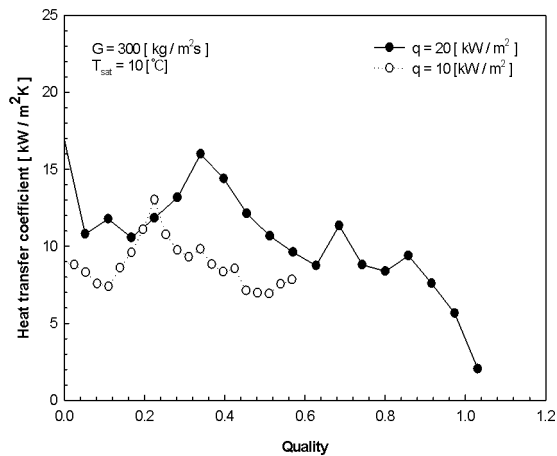


Fig.5. Variation of heat transfer coefficient with different heat flux.

Table 2 The deviations between measured and calculated heat transfer coefficient.

	Average deviation(%)	Absolute average deviation(%)	RMS deviation (%)
Jung 등 (1989)	-22.4	25.1	28.5
Kandlikar (1990)	-46.1	46.1	46.9
Gungor 와 Winterton (1987)	-33.1	46.1	35.3

이탈이 증가하면서 열전달 계수가 증가하게 된다. 하지만 일정 열유속 이상이 되어 기포 슬러그가 생성된 후 표면근처의 액체운동이 억제되면서 열전달 계수는 감소할 것으로 예상된다.

### 3.2 상관식 비교

증발 열교환기의 설계에 있어서 열전달 특성을 정확히 예측하기 위한 적절한 상관식의 제안은 매우 중요하다. 현재 까지 CO<sub>2</sub> 냉매의 증발 열전달 특성을 정확히 예측하고 있는 상관식은 제시되지 않고 있다. 대표적인 증발 열전달 예측 상관식으로는 Jung 등(1989)<sup>[3]</sup>, Gungor and Winterton(1987)<sup>[4]</sup>, Kandlikar(1990)<sup>[5]</sup>등이 있다. 본 절에서는 이들 상관식과 증발 열전달 데이터를 비교·분석하고 적용가능성에 대해 고찰해 보았다. 상관식들 중에서 실험을 통해 측정된 값과 가장 근접한 것은 Jung 등의 상관식으로 절대평균오차가 25.1%였다.

Table 2는 각각의 상관식에 의한 예측값과 실험에 의한 측정값사이의 오차를 나타낸 것이다.

### 3.3 압력강하 특성

관내의 이상 유동 압력 강하는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{statics} + \Delta P_{mon} + \Delta P_{friction} \quad (2)$$

하지만, 수평관에서는 중력에 의한 영향을 무시

할 수 있으므로  $\Delta P_{statics} = 0$  으로 가정할 수 있다. 운동량 압력강하는 기상과 액상의 속도가 일정하다는 가정하에서 운동량의 식 (3)으로 표현된다.

$$\Delta P_{mon} = G_{total}^2 \left( \frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\epsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G \epsilon} \right)_o - \left( \frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\epsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G \epsilon} \right)_{in} \quad (3)$$

여기서  $G_{total}$ 은 냉매의 질량 유속,  $x$ 는 건도,  $\epsilon$ 는 기공률이다.  $\epsilon$ 는 수평관에서 Rouhani and Axelsson 드리프트 플렉스 모델의 Steiner버전의 식 (4)를 사용하여 계산하였다.

$$\epsilon = \frac{x}{\rho_G} \left( (1+0.12(1-x)) \left( \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) \right)^{-1} + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_L - \rho_G)]^{0.25}}{G_{total}^2 \rho_L^{0.5}} \quad (4)$$

마찰압력 강하의 계산은 총 압력강하에서 계산에 의해 구해진 운동량 압력강하의 차로 구할 수 있다.

### 3.3.1 질량유속의 영향

Fig. 6은 질량유속에 의한 영향을 나타낸 것이다. 그림에 나타난 것과 같이 CO<sub>2</sub>의 압력강하는 질량유속이 증가함에 따라 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 질량유속 증가에 의해 레이놀즈수가 증가하여 관내 마찰저항이 증가하기 때문으로 판단

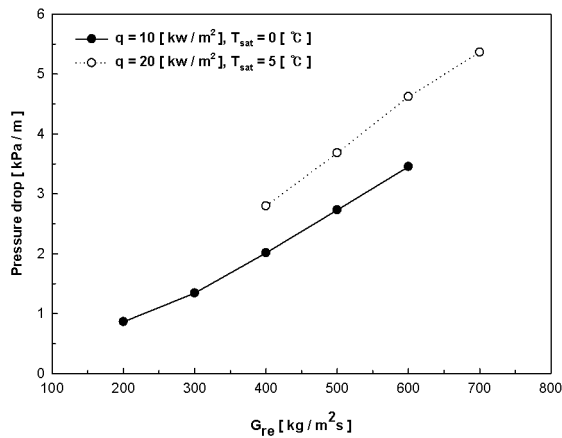


Fig. 6. Variation of frictional pressure drop with different mass flux

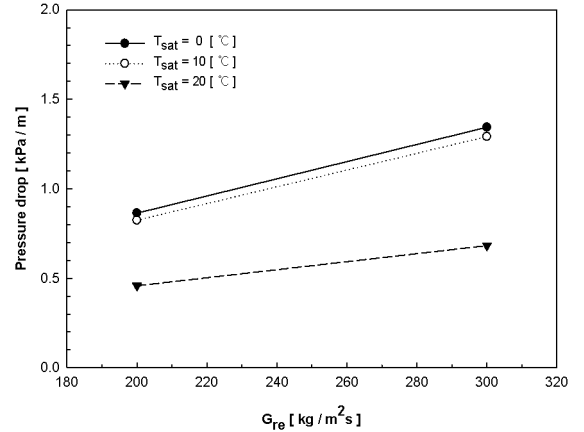


Fig. 7 Variation of frictional pressure drop with different saturation temperature

된다.

### 3.3.2 포화온도의 영향

Fig7에서 0°C, 10°C, 20°C의 포화온도에서 CO<sub>2</sub>의 질량유속에 대한 압력강하를 나타내었다. 포화온도가 임계점에 가까워질수록 표면장력과 동점성계수의 감소폭이 증가하게 되며, 기상과 액상의 밀도비가 감소하게 된다. 따라서 낮은 표면장력 및 점성계수로 인한 마찰력의 감소와 낮은 밀도비로 인해 기상과 액상간의 상대속도가 감소하게 되어 액상과 기상의 마찰에 의한 영향이 감소하게 되므로 포화온도가 증가 할수록 압력강하가 감소하게 된다고 판단된다.

### 3.3.3 상관식 비교

Fig.8은 실험데이터와 Chisholm(1973)<sup>[7]</sup>의 이상마찰 상관식을 통해 계산된 결과를 비교한 그래프 이다. chisholm의 상관식을 통한 계산결과는 실험값과  $T_{sat}=10$ °C에서 11.01%의 오차를 보이며,  $T_{sat}=20$ °C의 경우의 계산결과는  $T_{sat}=0$ °C, 20°C보다 현저히 높게 나타나지만, 실험데이터에서는  $T_{sat}=0$ °C, 20°C보다 낮게 나타나 상관식의 예측이 전혀 맞지 않았다. 따라서, CO<sub>2</sub>

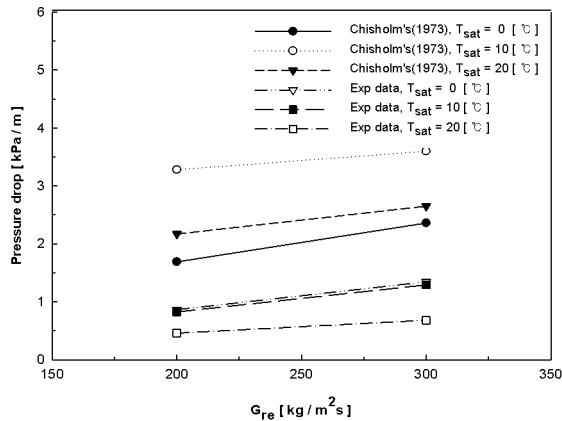


Fig. 8. Comparison between measured and calculated pressure drop

의 물성치를 고려한 새로운 상관식을 개발할 필요가 있다.

#### 4. 결 론

본 논문에서는 내경 4.57 mm의 세관에서 CO<sub>2</sub>의 증발열전달 특성과 증발압력강하를 실험하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 질량유속은 증발열전달 계수에 거의 영향을 미치지 않았으며, 질량유속이 증가할수록 드라이아웃 발생 지점이 저건도 영역으로 이동하였다.

(2) 포화온도가 증가함에 따라 증발열전달 계수는 증가하였다. 이는 CO<sub>2</sub> 냉매의 낮은 표면장력과 저건도 영역에서 상대적으로 낮은 값을 가지는 기공율로 인한 것으로 판단된다.

(3) 수평관내 CO<sub>2</sub>의 증발열전달에 대한 실험결과를 Jung 등, Gungor and Winterton, Kandlikar의 상관식과 비교한 결과 Jung 등의 상관식이 절대평균오차 25.1%로 상대적으로 좋은 일치를 보였다.

(4) CO<sub>2</sub>의 압력강하는 질량유속이 증가함에 따라 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 질량유속 증가에 의해 레이놀즈수가 증가하여 관내 마찰저항이 증가하기 때문으로 판단된다.

(5) 임계점에 가까워질수록 포화온도에 대한 압력강하에는 표면장력과 동점성계수의 영향이

큰 것으로 나타났다.

(6) 실험데이터 비교 검토한 상관식의 예측결과를 전혀 맞지 않았다. 따라서, CO<sub>2</sub>의 물성치를 고려한 새로운 상관식의 개발이 필요하다.

#### 참고문헌

- [1] Bredesen A, Hafner A, Pettersen J, Aflekt K. Heat transfer and Pressure drop for in-tube evaporation of CO<sub>2</sub>. International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants, CollegePark, MD; 1997. p. 1-15.
- [2] Pettersen J. Flow vaporization of CO<sub>2</sub> in microchannel tubes. PhD Thesis, Norwegian University of Science and Technology, Norway; 2002.
- [3] Jung, D.S, McLinden, M., Randermacher, R. and Didion, D. 1989, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.32, No. 9, pp. 1751-1764.
- [4] Gungor, K. E. and Winterton, R. H.S. 1977, Simplified General Correlation for Flow Saturated Boiling and Comparison of Correlations with Data, Chem. Eng. Res, Des. Vol.65, pp.148-156.
- [5] Kandlikar, S. G., 1990, A general correlation for saturated two-phase flow boiling horizontal and vertical tubes, Trans. ASME, Vol. 112, pp. 219-228.
- [6] Prediction of two-phase pressure gradient of refrigerants in horizontal tubes M.B. Oulid Didi, N.Kattan J.R. Thome