

## 수평관내 이산화탄소의 증발 열전달과 압력강하

손창효<sup>†</sup>

\*부경대학교 기계공학부

## Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Carbon Dioxide In a Horizontal Tube

CHANG HYO SON<sup>†</sup>

\*School of Mechanical Engineering, Pukyong National University,  
San 100 Yongdang-dong Nam-gu Busan 608-739, Korea

### ABSTRACT

The evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of CO<sub>2</sub>(R-744) in a horizontal tube was investigated experimentally. The main components of the experimental apparatus are a receiver, a variable-speed pump, a mass flow meter, a pre-heater and an evaporator(test section). The test section consists of a horizontal stainless steel tube of 4.57 mm inner diameter. The experiments were conducted at mass flux of 200~1000 kg/m<sup>2</sup>s, saturation temperature of 0~20°C, and heat flux of 10~40 kW/m<sup>2</sup>. The test results showed that the heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> has a greater effect on nucleate boiling more than convective boiling. Mass flux of CO<sub>2</sub> does not affect nucleate boiling too much. In comparison with test data and existing correlations, All of the existing correlations for the heat transfer coefficient underestimated the experimental data. However Jung et al.'s correlation showed a good agreement with the experimental data. The evaporation pressure drop of CO<sub>2</sub> increases with increasing mass flux and decreasing saturation temperature. When comparison between the experimental pressure drop and existing correlations. Existing correlations failed to predict the evaporation pressure drop of CO<sub>2</sub>.

**KEY WORDS** : evaporation(증발), heat transfer coefficient(열전달 계수), supercritical cycle (초월임계 사이클)

### Nomenclature

D : tube diameter, m  
G : mass flux, kg/m<sup>2</sup>s

h : heat transfer coefficient, W/m<sup>2</sup>K  
q : heat flux, kW/m<sup>2</sup>  
T : temperature, °C  
x : quality

<sup>†</sup>Corresponding author : sonch@pknu.ac.kr

### Subscripts

avg : average  
 e : evaporation  
 i : inner  
 o : outer  
 re : refrigerant  
 sat : saturation  
 w : tube wall

### 1. 서 론

프레온계 냉매가 환경에 미치는 오존층 파괴 및 지구온난화와 같은 문제들이 밝혀지기 시작하면서 이를 해결하기 위한 대안으로써 자연냉매가 다시금 주목을 받고 있다. 이러한 자연냉매 중에 CO<sub>2</sub>는 인화성이 없으며 오존층 파괴지수가 0이고, 대기 중의 CO<sub>2</sub>를 액화시켜 사용하므로 지구온난화 지수를 고려하지 않아도 된다는 장점이 있다<sup>1)</sup>.

그러나 CO<sub>2</sub>를 냉동·공조 장치에 적용할 경우, 시스템 압력이 상당히 높아지기 때문에 압축기와 열교환기(증발기와 응축기)를 재설계 할 필요가 있다. 특히 CO<sub>2</sub>를 작동유체로 사용하는 냉동·공조 시스템에서 증발기는 중요한 구성요소이므로 증발기에서의 열전달 특성을 파악하는 것은 필수적이다. 수평관내 CO<sub>2</sub>의 증발 열전달에 있어서 작동매체인 CO<sub>2</sub>의 비체적, 비열, 밀도, 표면장력 등의 물성치가 크게 변화하므로 기존의 프레온계 냉매의 증발 열전달 특성과는 상당히 다른 결과를 보고<sup>2,3)</sup>하고 있다. 현재 CO<sub>2</sub>의 증발과정 중에 발생하는 전열기구에 대한 규명은 CO<sub>2</sub>의 복잡한 유동 형태와 물성치로 인해 아직 정확한 이론이 확립되어 있지 않은 실정이다.

따라서, 본 논문은 CO<sub>2</sub>용 열펌프 시스템에서 가장 중요한 요소기인 증발기의 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하는 것이다. 이를 위해 CO<sub>2</sub>용 열펌프를 비롯한 각종 냉동·공조장치에 가장 일반적으로 적용할 수 있는 수평관내 CO<sub>2</sub> 냉매의 증발과정 중에 열전달 특성에 대해서 실험적으로 고찰함으로써 CO<sub>2</sub>용 증발기의 기초적 설계 자료를 제공하고자 한다.

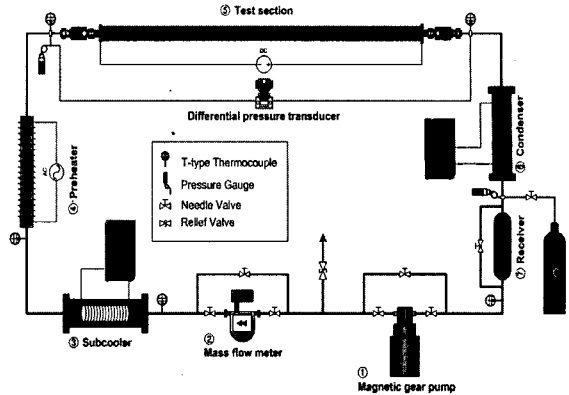


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

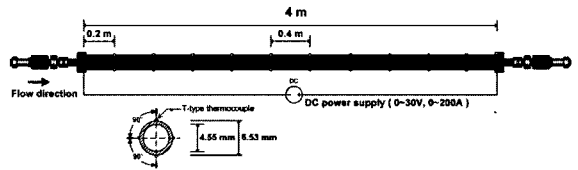


Fig. 2 Schematic diagram of evaporator

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 실험장치를 나타낸 것이다. 실험장치는 크게 마그네틱 기어펌프(①)와 질량 유량계(②), 보조 냉각기(③), 예열기(④), 시험부(⑤), 응축기(⑥), 수액기(⑦)로 구성되어 있다. 냉매의 순환 과정을 살펴보면, 수액기에 액상으로 충전된 냉매액은 구동원인 냉매펌프에 의하여 구동되어 전자식 질량유량계로 들어간다. 질량유량계에서 유량이 측정된 냉매액은 전기 히터에 의해 가열되는 예열기로 흡입되어 일정 건도를 가진 냉매증기로 된다. 예열기를 나온 냉매증기는 시험부인 증발기로 유입되어 증발과정을 거친 후, 응축기에서 응축이 완료된 후 수액기로 흡입되도록 하였다. 이렇게 수액기로 순환된 냉매액은 냉매펌프로 재순환 된다.

Fig. 2에 나타난 것처럼, 증발 시험부는 내경 4.57 mm인 스테인레스 관(SUS316)을 사용하였으

Table 1 Experimental conditions

Test section	Horizontal stainless tube
$D_i(D_o)$ , [mm]	4.57(6.53)
$q_{re}$ , [kW/m <sup>2</sup> ]	10, 20, 30, 40
$G_{re}$ , [kg/m <sup>2</sup> s]	200~1000
$T_{e,sat}$ , [°C]	0~20

며, 파워서플라이에서 공급되는 전류가 시험에 사용된 관에 직접 가해지는 직접 가열방식으로 되어 있다. 증발기의 길이는 각각 4000 mm이며, 가능한 일정 열유속 조건을 구현할 수 있도록 이음매 없는 관(seamless tube)을 사용하였다. 관외벽면 온도를 측정하기 위해서 증발기 입구와 출구에서 각각 200 mm간격으로 T형 열전대를 설치하고, 증발기의 중간 부분은 400 mm 간격으로 상부, 하부, 측부(좌우)의 4개 지점에 부착하여 증발관 외벽면의 온도를 측정하였다. 또한, 냉매온도는 증발기 입출구에서 T형 열전대를 설치하여 측정하였다. 압력을 측정하기 위해 시험부 입출구에서 압력 센서와 차압계를 설치하여 측정하였다. 실험데이터는 장치가 정상상태에 도달하였을 때 온도, 압력과 질량유량을 각각 측정한다. Table 1은 실험조건을 정리한 것이다. 본 연구에서 사용된 CO<sub>2</sub>에 대한 물성치는 냉매 물성치 계산 프로그램인 REFPROP (version 6.02)를 이용하여 계산하였다.

## 2.2 데이터 정리

본 연구에서는 CO<sub>2</sub> 냉매의 물성값 계산에 NIST에서 개발한 냉매 물성계산 프로그램 'REFPROP(Version 6.02)'를 사용하였다. 시스템에 가해지는 열량은 파워서플라이에 의해 가해진 값으로 계측되었다.

$$Q_e = V \cdot I \quad (1)$$

여기서  $Q_e$ 는 시험부에 가해지는 열량이며,  $V$

와  $I$ 는 각각 전압과 전류값을 나타낸다. 그리고 시험부에 가해지는 열유속  $q_e$ (kW/m<sup>2</sup>)는 다음 식에 의해 계산되었다.

$$q_e = \frac{Q_e}{\pi \cdot D_i \cdot \Delta z} \quad (2)$$

열전달 계수는 다음의 식 (3)과 같이 나타내어진다.

$$h_e = \frac{q_e}{T_{wi} - T_{sat}} \quad (3)$$

여기서  $q_e$ 는 시험부에 가해지는 열유속이며,  $T_{wi}$ 는 측정된 외벽면 온도,  $T_{wo}$ 에서 열발생이 있는 원통에서의 일차원 열전도 방정식을 사용하여 구해진 관내벽면 온도이다.

$$T_{wi} = T_{wo} - Q_e \frac{\ln(d_{OD}/d_{ID})}{(2 \cdot \pi \cdot dz \cdot k_w)} \quad (4)$$

여기서  $k$ 는 관벽의 열전도도이고, 열전대가 부착된 각 지점에서 평균 벽면온도는 관외벽면 상, 하, 좌, 우에서 측정된 평균온도이고, 냉매의 포화 온도  $T_{sat}$ 는 측정된 압력과 차압으로부터 REFPROP를 사용하여 해당 압력의 포화온도를 구하였다. 이때 각 지점에서의 포화온도는 관 길이 방향으로 선형적으로 변화한다고 가정하였다. 온도  $x$ 는 냉매의 증발 잠열에 대한 각 온도 측정점에서의 엔탈피비로 정의된다.

$$x = \frac{i - i_l}{i_{lg}} \quad (5)$$

각 지점에서의 비엔탈피는 다음 식에 의해 계산되어진다.

$$i = i_{in} + \frac{q_e}{G} \quad (6)$$

여기서  $i_{in}$ 은 과냉상태의 입구 엔탈피,  $G$ 는 질량유속,  $q_e$ 는 입구에서 온도 측정지점까지 구간

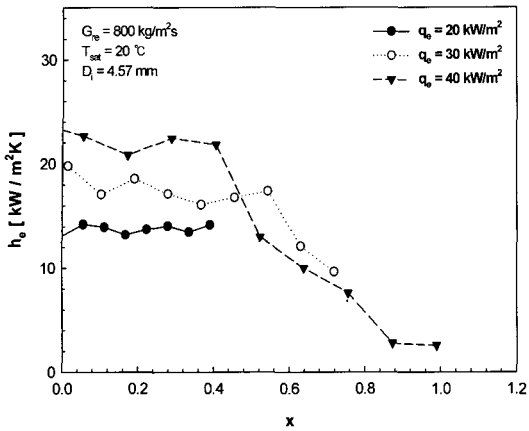


Fig. 3 Variation of the heat transfer coefficients for different heat fluxes

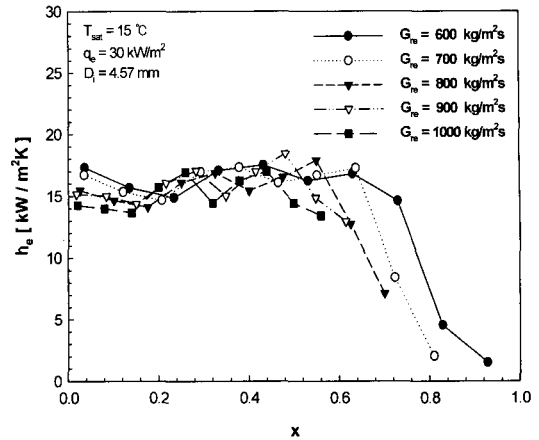


Fig. 4 Variation of the heat transfer coefficients for different mass fluxes

에서 가해지는 열유속이다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 국소 증발 열전달

##### 3.1.1 열유속의 영향

Fig. 3은 열유속 변화에 따른 증발 국소 열전달 계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 열유속이 증가할수록 저건도 영역에서 증발 열전달 계수가 급격히 증가하는 것을 관찰할 수 있다. 열유속은 핵비등에 많은 영향을 미치는 인자이며 핵비등은 주로 저건도영역에서 발생하게 된다. 따라서 이러한 열전달계수의 증가는 핵비등의 활성화로 인한 것으로 판단되며 고건도 영역까지 열전달계수의 상승이 이어지는 것을 볼 때 CO<sub>2</sub> 냉매의 증발 과정 중에 강제대류 비등의 영향보다는 핵비등의 영향이 지속적으로 유지됨을 알 수 있다. 일반적으로 과냉 및 저건도 비등 영역에서 흐름 양식은 기포류 또는 슬러그류이며 열전달은 주로 핵비등에 의해 일어나게 된다. 그리고 증기 건도가 증가함에 따라 유동양식은 벽면상에 얇은 액막류를 가지고 증기가 관중심부를 흐르는 환상류로 천이하며, 이때 액막의 두께가 매우 얇아져 열은 주로 액막을 통하여 전도나 대류에 의해 충분히 전달되고 기액계면에서 증발하게 된다. 이와 같이 핵

비등이 거의 억제된 열전달 형태를 강제대류증발이라고 한다. 앞에서 논의한 바와 같이 CO<sub>2</sub> 냉매의 경우 강제대류의 영향이 거의 나타나지 않으며 핵비등의 영향이 지배적이다. 이와 같이 핵비등을 계속 유지하기 위해서는 액냉매의 온도가 기포핵생성에 요구되는 온도이상으로 유지되어야 한다. 액냉매의 온도가 기포핵생성에 요구되는 요구과열도 보다 작아지면(일반적인 경우 액막이 충분히 얇아지면) 핵비등이 중단되고 강제대류비등으로 천이하게 된다. CO<sub>2</sub> 냉매의 경우에도 핵비등이 지속적으로 유지되기 위해서는 요구과열도가 충족되고 있어야 하며, 그 조건으로는 액막의 열전도도가 매우 낮거나 액막의 두께가 두꺼워야 한다. 하지만 기존냉매와 비교했을 때 CO<sub>2</sub>의 경우 열전도도는 20~60%정도 높기 때문에 열전도도 보다는 액막 두께의 영향으로 볼 수 있다. 이는 CO<sub>2</sub>의 액상에 대한 기상의 비체적비가 작기 때문에 각 상간의 속도차가 크지 않아 액막이 얇은 환상유동으로의 천이가 어려우며 또한 낮은 표면장력으로 인해 상대적으로 핵발생이 쉬워지게 된다. 따라서 열유속의 상승으로 인해 단위 면적당 가해지는 열량이 증가하게 되면 액막에 가해지는 열량이 증가하면서 요구과열도를 충분히 충족시키게 되어 기포의 발생 빈도가 증가하게 되는 한편 액막 두께의 변화가 크지 않아 핵비등 영역이 길게 유지되는 것

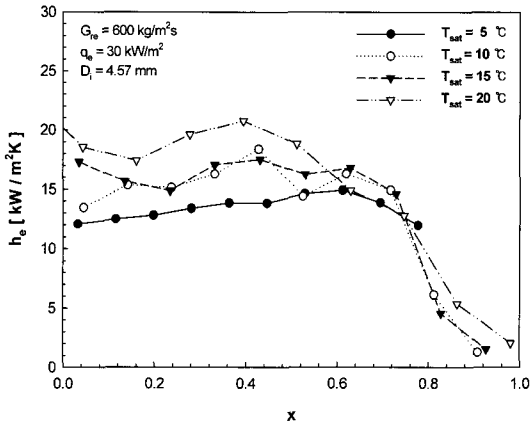


Fig. 5 Variation of the heat transfer coefficients for different saturation temperature

으로 판단된다.

### 3.1.2 질량유속의 영향

Fig. 4는 질량유속 변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 CO<sub>2</sub>의 국소 증발 열전달계수는 질량유속의 변화에 대해 거의 영향을 받지 않는 것을 알 수 있다. 냉매의 속도는 강제대류 비등에 많은 영향을 미치는 인자이다. 강제대류 비등에 의한 열전달 기구를 살펴보면 이때의 열전달은 얇은 액막을 통해 충분한 열유속이 전달되어 기액 계면에서 액상이 증발하면서 일어나게 된다. 이 때 일반적으로 열전달 계수는 건도가 증가함에 따라 증가하게 되며 이는 액의 증발이 진행됨에 따라 비체적의 증가로 인해 액막의 속도가 증가되기 때문이다<sup>4)</sup>. 하지만 CO<sub>2</sub> 냉매에서는 이러한 경향이 나타나지 않는 것을 볼 수 있다. 따라서 이러한 결과는 CO<sub>2</sub> 냉매의 열전달에 있어 강제대류 비등의 영향이 거의 없음을 나타내는 것으로 볼 수 있다. CO<sub>2</sub> 냉매의 경우 증발 조건이 기존 냉매에 비해 임계점에 보다 가까워짐에 따라 액상에 대한 기상의 비체적비가 작아지기 때문에 환상유동으로의 발달이 이루어지기 어려워 강제대류의 영향이 억제되기 때문으로 판단되며, 상변화로 인해 발생하는 냉매속도가 큰 영향을 미치지 않는 것으로 판단된다.

Table 2 The deviations between measured and calculated heat transfer coefficient

A (°C)	Average	Absolute	RMS
	deviation (%)	average deviation (%)	deviation (%)
Gungor -Winterton	-28.18	28.28	3.09
Liu-Winterton	102.93	102.93	11.26
Kandlikar	21.14	37.40	4.44
Jung et al.	-5.78	16.77	1.99

또한 그래프에서 보는 바와 같이 질량유속이 빨라질수록 드라이아웃의 발생지점이 저건도 영역으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 이는 CO<sub>2</sub> 냉매의 독특한 특성으로 증발 열전달 성능에 악영향을 미치게 된다. 이에 대한 원인으로서는 CO<sub>2</sub> 냉매의 경우 액상과 기상의 밀도차가 적고 기상의 밀도가 기존 냉매(R-22, R134a)에 비해 4~5배 정도 높기 때문에 질량유속이 빨라질수록 액막과 기상흐름 사이에 발생하는 전단력이 증가하여 액막이 유지되지 못하고 더 빨리 이탈하는 것으로 판단되어진다.

### 3.1.3 포화온도의 영향

Fig. 5는 포화온도 변화에 따른 열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 동일 조건에서 포화온도가 증가할수록 저건도 영역에서 열전달계수가 증가하는 것을 볼 수 있으며 고건도 영역으로 갈수록 그 차이가 감소하는 것을 볼 수 있다. CO<sub>2</sub> 냉매의 경우 포화온도가 증가할수록 표면장력이 낮아지므로 핵발생과 증기기포 성장에 필요한 요구과열도가 줄어들게 되어 동일 열유속 조건에서 포화온도가 증가할수록 핵비등 영역에서의 열전달계수가 증가하게 되는 것으로 판단된다. 이러한 판단을 뒷받침하는 또 다른 근거로는 Fig. 6에 나타난 것과 같이 포화온도가 증가할 때 관벽온도와 포화온도의 차가 줄어드는 것으로 보아 포화온도가 증가할수록 기포발생이 더욱 빈번히 일어나 더 많은 열량을 제거하는 것으로 판단되며, 이 또한 포화온도의 증가에 따른 표면장력의 감소로 인한 것으로 생각된다. 그리고 포화온

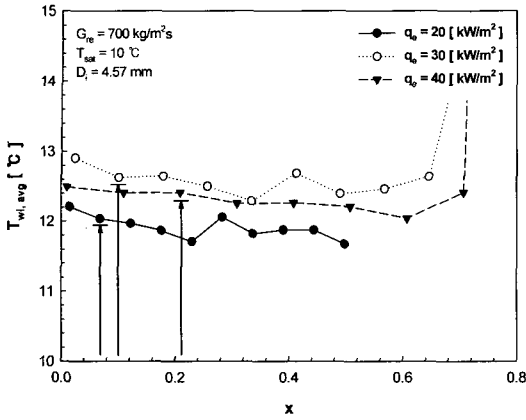


Fig. 6 Variation of average inner wall temperature with different heat fluxes

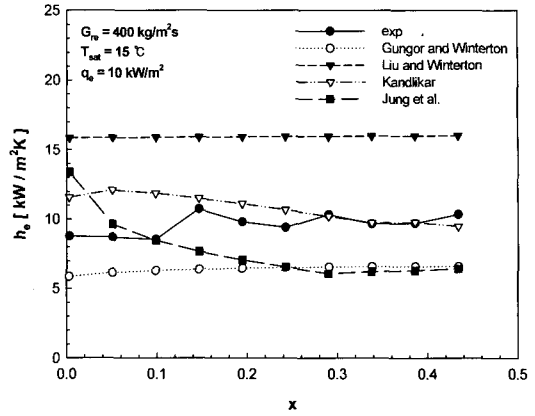


Fig. 7 Comparison of measured heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> with the predicted by four existing correlations

도가 증가할수록 드라이아웃 발생지점이 저건도 영역으로 이동하는 것을 볼 수 있는데 이는 포화 온도가 높아질수록 상부의 드라이 아웃이 빨라지기 때문이다. 일반적으로 포화온도가 높아질수록 표면장력과 점성계수가 감소하게 되며 CO<sub>2</sub>의 경우 그 감소폭이 크기 때문에 수평관에서 증류의 영향을 더 많이 받게 되어 상부에서의 드라이아웃이 빨라지는 것으로 보인다.

### 3.2 종래의 증발 열전달 상관식과 비교

증발 열교환기의 설계에 있어서 냉매의 열전달 계수를 정확히 예측하기 위한 적절한 상관식의 제안이 매우 중요하다. 여러 가지 상관식 중에 대표적인 증발 열전달 상관식으로는 Gungor-Winterton<sup>5)</sup>, Liu-Winterton<sup>6)</sup>, Kandlikar<sup>7)</sup>, Jung 등<sup>8)</sup>의 상관식이 있다. 본 절에서는 이들 상관식에 의해 계산된 값과 실험에 의한 데이터를 비교·분석하고 적용 가능성에 대해 고찰해 보았다.

Fig. 7은 실험을 통해 얻어진 데이터와 상관식에 의한 예측값을 비교한 그래프이다. 그림에서 살펴보면 Kandlikar의 상관식과 Jung 등의 상관식이 비교적 실험결과를 잘 예측하고 있는 것을 볼 수 있다. 그리고 Gungor-Winterton 상관식과 Liu-Winterton 상관식은 건도의 증가에 따라 열전달계수가 계속 증가하는 경향을 나타내는 것으로 보아

드라이아웃의 영향을 표현하지 못하는 것으로 판단된다. 반면 Kandlikar의 상관식과 Jung 등의 상관식은 건도의 증가에 따라 열전달계수가 감소하는 패턴을 잘 표현하고 있으나 Jung 등의 상관식은 저건도 영역에서 핵비등의 영향을 과소평가하는 경향을 나타내었다. 따라서 Kandlikar의 상관식이 가장 유사한 패턴으로 예측하는 것을 볼 수 있다. 하지만 전체 결과의 오차 계산에 있어서는 Jung 등의 상관식이 우세하게 나타났는데 이는 평균값의 비교에 따른 영향으로 판단된다. 질량유속의 증가에 대해서도 저질량유속의 경우 Kandlikar의 상관식이 가장 근접한 값을 예측하였으나 질량유속이 증가할수록 실험데이터와의 편차가 증가하여 고질량 유속에서는 Jung 등의 상관식이 가장 근접한 예측값을 나타내는 것을 볼 수 있다. 따라서 CO<sub>2</sub> 냉매에 적용하는 데 있어 Kandlikar의 상관식이 질량유속의 영향을 지나치게 크게 표현하고 있음을 알 수 있다. Table 2는 각각의 상관식에 의한 예측값과 실험에 의한 측정값 사이의 오차를 나타낸 것이다.

### 3.3 증발 압력강하

Fig. 8은 실험을 통해 얻어진 CO<sub>2</sub> 냉매의 마찰 압력강하를 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 CO<sub>2</sub>의 압력강하는 질량유속이 증가할수록 증

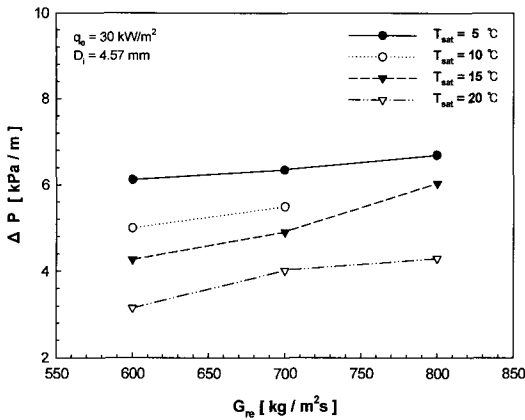


Fig. 8 Variation of pressure drop with different saturation temperature for constant heat flux

가하는 것을 알 수 있다. 이는 전체적인 냉매유속이 증가함에 따라 벽면에서의 마찰 전단력이 증가하기 때문으로 판단된다.

Fig. 8에서 CO<sub>2</sub>의 포화온도가 증가할수록 마찰 압력강하는 현저하게 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 포화온도가 증가할수록 CO<sub>2</sub>의 표면장력 및 점성계수가 감소하기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 동일한 질량유속에서 포화온도가 높아질수록 슬립비가 낮아지기 때문인 것으로 생각된다. 이는 Fig. 9에서와 같이 포화온도가 높아질수록 액상과 기상 사이의 상대속도차(슬립비)가 감소하는 것을 의미하며 따라서 마찰 압력강하 또한 감소하게 된다. 열유속 변화에 따른 영향을 살펴보면 열유속이 증가할수록 마찰압력강하도 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 열유속이 증가할수록 기포의 발생빈도가 증가하여 내부의 유동이 난류유동으로 변하기 때문으로 판단된다.

Table 3 The deviations between measured and calculated frictional pressure drop

Author	Average		RMS
	deviation (%)	deviation (%)	
Friedel	132.08	132.08	14.02
Grönnerud	144.91	144.91	15.53
Chisholm	122.56	122.56	13.22

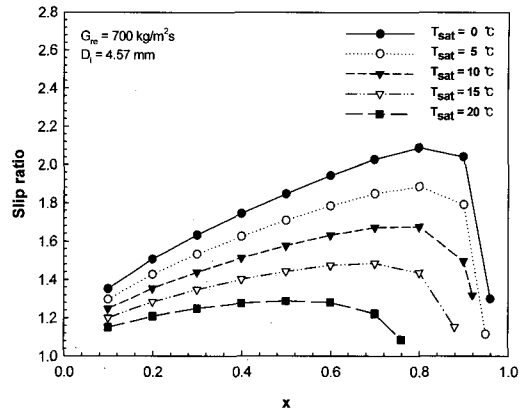


Fig. 9 Variation of the slip ratio with different saturation temperature

### 3.4 종래의 증발 압력강하 상관식과 비교

내경 4.57 mm 관내에서 측정된 CO<sub>2</sub>의 압력강하와 Friedel<sup>9)</sup>, Grönnerud<sup>10)</sup>, Chisholm<sup>11)</sup>의 상관식으로 예측한 압력강하를 비교하고, 그 결과를 Table 3에 나타내었다.

Table 3에서 알 수 있듯이 실험데이터와 100% 이상의 큰 차이를 나타내고 있다. 이는 CO<sub>2</sub>의 증발온도가 임계점에 가까워질수록 표면장력과 점성계수가 감소하기 때문에 마찰압력강하도 감소하게 되는데, 기존 압력강하 상관식들은 이러한 물성치들의 변화를 고려하지 못하고 있는 것으로 판단된다. Table 3에서 나타낸 것처럼 두 배 이상의 오차가 발생할 경우 컴팩트한 열교환기의 제작이라는 명제에 커다란 위해요소가 된다. 따라서 보다 정확한 CO<sub>2</sub> 냉매용 증발 압력강하 예측 상관식의 개발이 필요하다.

## 4. 결 론

CO<sub>2</sub>를 이용한 냉동·공조 시스템용 열교환기의 최적 설계를 위해서 CO<sub>2</sub> 냉매의 증발과정 중에 열전달 특성에 대해서 실험한 결과, 다음과 같이 정리하였다.

- 1) CO<sub>2</sub> 냉매는 질량유속의 변화에 상관없이 증발

열전달계수는 거의 변화하지 않았다. 또한, 열유속이 증가함에 따라 CO<sub>2</sub> 냉매의 증발 열전달 계수가 확연히 증가하였다. 포화온도가 증가할수록 저건도 영역에서 증발 열전달 계수가 증가하였다.

- 2) 내경 4.57 mm 수평관내 CO<sub>2</sub>의 증발열전달에 대한 실험결과를 Gungor-Winterton, Liu-Winterton, Kandlikar, Jung 등의 상관식과 비교한 결과 Jung 등의 상관식이 절대평균오차 16.77%로 가장 좋은 일치를 보였다.
- 3) 질량유속과 열유속이 증가할수록 마찰 압력강하는 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 포화온도가 증가할수록 마찰압력강하는 현저하게 감소하는 것을 볼 수 있었다.
- 4) 수평관내 CO<sub>2</sub>의 압력강하에 대한 실험결과를 Friedel, Grönnerud, Chisholm의 상관식과 비교한 결과 전체 상관식 모두 100% 이상의 오차를 나타내고 있는 것을 볼 수 있다. 따라서 보다 정확한 CO<sub>2</sub> 냉매용 증발 압력강하 예측 상관식의 개발이 필요하다.

### 참 고 문 헌

- 1) R. Thevenot, "A history of refrigeration throughout the world". Paris: IIR; 1979, [Fidler JC, Trans].
- 2) S. H. Yoon, "Studies on the characteristics of evaporation and supercritical gas cooling heat transfer of carbon dioxide", Seoul National University, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, 2002.
- 3) L. Yun, Y. C. Kim and M. S. Kim, "Two-phase flow patterns of CO<sub>2</sub> in a narrow rectangular channel", International Congress of Refrigeration, Washington D. C., 2003, pp. 1-7.
- 4) E. Hihara and S. Tanaka, "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.

- 5) K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, "Simplified General Correlation for Flow Saturated Boiling and Comparisons of Correlations with Data", Chem. Eng. Res, Des., Vol. 65, 1987, pp. 148-156.
- 6) Z. Liu and R. H. Winterton, "A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli", Based on a Nucleate Pool Boiling Equation, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, No. 1, 1991, pp. 2759-2766.
- 7) S. G. Kandlikar, "A general correlation for saturated two-phase flow boiling horizontal and vertical tubes", Trans. ASME, Vol. 112, 1990, pp. 219-228.
- 8) D. S. Jung, M. Mclinden, R. Radermacher and D. Didion, "A Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerant Mixtures", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, No. 9, 1989, pp. 1751-1764.
- 9) L. Friedel, "Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow", European Two-Phase Flow Group Meeting. Paper E2: Ispra, Italy, 1979.
- 10) R. Grönnerud, "Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators. part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants", Annexe Bull. de l'Inst. du Froid, 1972.
- 11) D. Chisholm, "Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels", Int J Heat Mass Transfer, Vol. 16, 1973, pp. 347-358.