# 이산화탄소의 증발열전달 특성에 관한 실험적 연구

조 은 석, 윤 석 호, 김 민 수†
서울대학교 기계항공공학부

# An Experimental Study on the Characteristics of Evaporative Heat Transfer of Carbon Dioxide

**Eun Seok Cho, Seok Ho Yoon, Min Soo Kim†**
*School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea*

*(Received September 11, 2001; revision received November 21, 2001)*

**ABSTRACT:** Evaporative heat transfer characteristics of carbon dioxide have been investigated by experiment. The experiments have been carried out for a seamless stainless steel tube of the outer diameter of 9.55 mm, the inner diameter of 7.75 mm and the length of 5.0 m. Direct heating method was used for supplying heat to the refrigerant where the test tube was uniformly heated by electric current which was applied to the tube wall. Experiments were conducted with $CO_2$ of purity 99.99% at saturation temperatures of 0.0 to 10.5℃, heat fluxes of 12 to 27 kW/m$^2$ and mass fluxes of 212 to 530 kg/m$^2$s. The heat transfer coefficients of $CO_2$ are decreased as the vapor quality increases and these phenomena are explained by dimensionless Weber and Bond numbers. The heat transfer coefficients of $CO_2$ increase when the heat and mass fluxes increase, and the saturation temperature effects are minor in the test range of this study. The present experimental data are compared with six renowned correlations with root-mean-squared deviations ranging from 23.0 to 94.9% respectively.

**Key words:** Natural refrigerant(천연냉매), Carbon dioxide(이산화탄소), Evaporative heat transfer coefficient(증발열전달계수), Direct heating(직접 가열)

## 기 호 설 명

*abs* : 절대평균오차(absolute mean deviation)
Bond : Bond 수, $\{g(\rho_l-\rho_v)D_i\}/\sigma$
$D$ : 관지름 [m]
*err* : 표준평균오차(standard mean deviation)
$g$ : 중력가속도 [m/s$^2$]
$G$ : 질량유속 [kg/m$^2$s]
$h$ : 열전달계수 [W/m$^2$K]
*max* : 표준오차의 최대값
*min* : 표준오차의 최소값
$q''$ : 열유속 [kW/m$^2$]
*rms* : 제곱평균오차(rms deviation)
$T$ : 온도 [K]
$V$ : 속도 [m/s]
We : Weber 수, $\rho_l V^2 D_i/\sigma$
$x$ : 건도

### 그리스 문자

$\rho$ : 밀도 [kg/m$^3$]

† Corresponding author
Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179
*E-mail address*: minskim@snu.ac.kr

$\sigma$ : 표면장력 [N/m]

### 하첨자

*cal* : 계산값
*exp* : 실험값
*i* : 관 내측
*k* : 관의 상, 하, 좌, 우측면
*l* : 액상
*sat* : 포화상태
*v* : 기상
*w* : 관 벽면

## 1. 서 론

기존의 CFC/HCFC 냉매는 오존층파괴 및 지구 온난화에 큰 영향을 미치기 때문에 이를 대신할 수 있는 환경 친화적인 대체냉매에 대한 많은 연구가 진행중이다. 현재 대체냉매로 고려되는 HFC 계열의 냉매 역시 지구 온난화 지수가 높고 기존의 시스템에 그대로 사용할 경우 성능이 저하되는 문제가 있어 많은 연구자들이 환경문제를 거의 야기시키지 않는 HC 계열, 이산화탄소, 암모니아 등의 천연냉매를 대안으로 제시하고 있다. 이중에서 이산화탄소는 암모니아에 비해 독성이 없고, HC 계열의 냉매와 달리 가연성이 없으며, 상대적으로 가격이 저렴하고 구하기 쉬운 장점이 있다.[1,2] 또한, 최근 들어 냉동 및 공조기기의 소형화에 대한 다양한 연구가 진행되고 있으며, 고압으로 작동하는 이산화탄소는 매우 유용하다.[3] 이산화탄소는 대기 중의 공기에서 분류하여 추출하기 때문에 원료는 무한하며, 열역학적 물성치 및 전달 물성치가 우수하여 냉매로 적합한 성질을 가지고 있다.[4]

이산화탄소를 사용한 냉동 사이클은 이미 1930년대에 사용된 바 있으나, 작동압력이 높아 CFC 계열의 냉매와 HCFC 계열의 냉매가 개발되면서 사용하지 않게 되었다. 최근 오존층 파괴 및 지구 온난화 문제 등 환경문제가 새롭게 대두되면서, 1990년대 이후 냉매로서의 이산화탄소에 대한 연구들이 새롭게 이루어지고 있다. 이산화탄소의 임계온도는 31.06℃로서 현재 사용중인 R22의 96.15℃와 R134a의 101.06℃에 비해 대단히 낮다.[5] 따라서 상온 부근에서 임계온도를 갖는 이산화탄소의 냉동 사이클은 냉매가 초임계영역(supercritical region)에서 냉각되므로 필연적으로 초월임계(transcritical) 사이클을 구성하게 되고, 따라서 이산화탄소를 사용한 냉동 시스템은 새로운 설계가 요구된다.

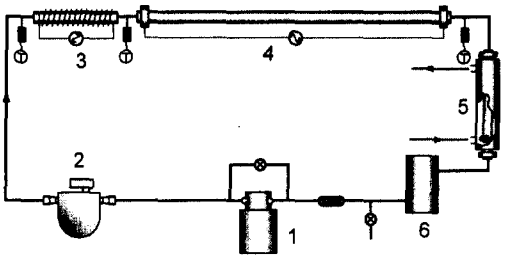
이산화탄소를 이용한 냉동 시스템의 열교환기를 설계함에 있어서 열전달 특성을 파악하는 것이 가장 중요하다. 이산화탄소의 열전달 특성에 관한 연구는 수십년 전에 이루어진 바 있으며, 1990년대 후반에 들어 와서 다시 조금씩 이루어지고 있다.[6] 이산화탄소 사이클의 작동온도에서 포화압력이 매우 높기 때문에 고압 시스템으로 구성해야 하고, 임계온도가 낮아서 냉동 사이클이 초임계상태를 포함하므로[7] 아직까지는 많은 연구가 이루어지지는 않았다. 이산화탄소의 증발열전달 특성에 대해서는 Bredesen et al.[8]이 연구를 수행한 바 있으나 전열선을 사용한 간접가열방식을 사용하여 열유속 조건이 큰 값을 가지는 경우에 대한 실험이 수행되지는 못하였다. Knudesen and Jensen[9]은 R22가 응축하면서 방출하는 열로 시험부를 간접가열하여 이산화탄소의 증발열전달 실험을 수행한 바 있다.

본 연구에서는 이산화탄소에 대하여 직접가열방식을 이용한 일정 열유속 조건을 구사하여 증발열전달 실험을 수행하였으며, 기존에 수행된 실험보다 큰 열유속 조건에 대해서도 실험이 가능하도록 하였다. 또한 열유속, 질량유속, 증발온도를 변화시키면서 증발과정 중의 열전달계수의 변화를 고찰하였다. 시험부는 외경 9.55 mm, 내경 7.75 mm, 길이 5.0 m인 스테인레스 스틸관을 사용하였고, 관에 직접 전기를 흘려 가열하였으며 전력계를 사용하여 열유속을 측정하는 방식을 사용하였다. 또한 본 실험에서 측정한 열전달계수를 Shah,[10] Gungor and Winterton,[11] Kandlikar,[12] Liu and Winterton,[13] Kattan et al.,[14] Jung et al.[15]의 상관식과 비교하여 그 적용 가능성을 살펴보았다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

본 연구를 수행하기 위한 실험장치를 Fig. 1에




1. Magnetic gear pump
2. Mass flowmeter
3. Preheater
4. Test section
5. Heat exchanger
6. Liquid receiver

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

나타내었다. 실험장치는 냉매를 순환시키기 위한 마그네틱 기어펌프(magnetic gear pump), 질량유량계(mass flow meter), 예열기(pre-heater), 시험부(test section), 수액기(reservoir), 열교환기(heat exchanger)로 구성되어 있다. 마그네틱 기어펌프는 이산화탄소의 작동압력을 견딜 수 있는 것으로 선정하였으며 오일이 섞이지 않은 상태로 이산화탄소를 순환시킨다. 펌프를 지난 액상의 냉매는 질량유량계를 통과하여 유량을 측정한다. 질량유량계를 통과한 냉매는 예열기에서 건도가 조절된 후 시험부로 들어가며, 시험부에서는 직접가열을 통하여 냉매에 열을 공급하여 증발과정을 거치게 된다. 시험부에서 증발과정을 마친 2상의 냉매는 이중관형 열교환기를 지나면서 응축된 후 수액기로 들어간다. 수액기에 모인 과냉상태의 이산화탄소는 다시 펌프로 유입된다.

시험부는 내경 7.75 mm, 두께 0.90 mm인 이음새 없이 제작된 스테인레스 스틸 원관(seamless stainless steel tube)을 사용하였으며 일정 열유속 조건을 구현하기 위하여 관에 직접 전기를 흘려 발생하는 열로 냉매를 가열하는 직접가열방식(direct heating method)을 택하였다. 시험부는 고압용 절연피팅(dielectric fitting)을 사용하여 시스템과 절연시켰으며, 길이는 5 m이다. 시험부에는 1 m 간격으로 압력탭을 설치하여 각 지점의 압력을 측정하였다. 벽면온도를 측정하기 위하여 50 cm 간격으로 10곳의 상, 하, 좌, 우, 네 위치에 T형 열전대를 부착하였다. 열전대의 끝은 탄소봉 용접을 하였고, 이렇게 측정된 온도로부터 1차원 열전도 방정식을 통해 내벽면온도를 구하였다.

냉매의 열전달계수는 식(1)을 이용하여 구하였으며, 하첨자 $k$는 시험부의 윗면, 아랫면, 좌측면, 우측면을 나타낸다.

$$h_k = \frac{q''}{T_{w,i} - T_{sat}} \tag{1}$$

냉매의 포화온도는 시험부의 포화압력을 측정한 후, 물성계산 프로그램인 REFPROP[5]을 이용하여 계산하였다. 시험부의 내벽면온도는 외벽면에 열전대를 부착하여 온도를 측정한 후, 관벽을 통한 전도를 고려하여 계산하였다. 측정된 온도값은 영점보정기(ice point reference)를 거쳐 기준온도 0℃의 변화를 평균 ±0.02℃로 최소화하였다.

시험부에 공급되는 열량은 전력계로 측정하였다. 온도, 압력센서와 질량유량계의 신호는 다채널 기록계로 전송되었으며 GPIB 통신을 이용하여 컴퓨터에 기록하였다.

계산된 4곳에서의 열전달계수는 식(2)을 통하여 해당 건도에서의 국소열전달계수를 나타내게 된다.

$$h = \frac{1}{4}\sum_k h_k \tag{2}$$

본 연구에서 공급전력 측정의 불확실도[16]는 1.32%, 벽면온도 측정의 불확실도는 7.83%, 포화온도 측정의 불확실도는 9.05%로서, 이를 결합하여 계산한 증발열전달계수의 실험상의 측정오차는 12.04%이다.

### 2.2 실험조건

일반적으로 순수냉매는 증발초기의 건도가 0.2 이하인 저건도 지역에서는 액상 내에서 기포가 발생하는 핵비등의 영향으로 인해 높은 열전달계수를 가지며 증발이 좀더 진행되면 핵비등이 억제되어 열전달 효과가 감소한다. 증발과정이 더욱 진행되어 건도가 증가하면 유동의 형태가 환상유동으로 바뀌어 핵비등보다 대류증발이 지배적인 영향을 미치게 되어, 고건도 지역으로 갈수록 과열도는 줄어들고 열전달이 향상되는 것이 보통이다.[17]

그러나 이산화탄소의 경우에는 증발과정이 임계점(31.06℃)에 근접하여 증발온도가 5℃인 경우

건도가 증가하면서 열전달계수가 뚜렷하게 감소하는 경향을 가지는 것을 Bredesen et al.[8]이 간접가열방식을 사용하여 보인 바 있다. 이러한 간접가열방식에서는 균일하게 열유속 조건을 구현하였다고 보기 어려우므로, 본 연구에서는 냉매의 증발온도가 0~10.5℃의 범위에서 직접가열방식으로 실험을 수행하였고, 열유속도 12~27 kW/m$^2$의 범위로 확장하여 실험하였다.

본 연구의 실험대상 냉매는 천연 순수냉매인 이산화탄소(carbon dioxide, R744)이며 실험에 사용한 이산화탄소의 순도는 99.99%이다. 냉매의 증발열전달 특성에 영향을 미치는 주요 변수인 질량유속을 212, 318, 424 및 530 kg/m$^2$s로 변화시키고 열유속을 12, 16, 20, 23 및 27 kW/m$^2$로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 또한 냉매의 증발온도를 0.0, 3.4, 6.9 및 10.5℃로 변화시켜 가며 실험을 수행하였다.

## 3. 실험결과

### 3.1 건도 증가에 따른 이산화탄소의 증발열전달 특성

Fig. 2에서는 원주 방향의 국소열전달계수의 값을 나타내었다. 상, 하, 좌, 우 모두 전반적으로 감소하는 경향을 나타내며, 특히 상부에서의 열전달계수는 증발 초기에는 큰 값을 가지다가 증발이 진행되면서 가장 급속히 감소하는 경향을 보이고 있다. 일반적으로 건도가 증가함에 따라 환상유동이 형성되고 중력의 영향에 의해 상부 액막이 얇아지면서 큰 열전달의 향상을 보이게 되는데,[18] 본 실험에서는 상부의 열전달계수가 증발 초기에는 가장 큰 값을 가지다가 증발이 진행되면서 급속히 감소하는 경향을 보이고 있다.

증발열전달 실험에서 고건도 지역에서는 환상유동의 형태에서 관 상부부터 드라이아웃(dry-out) 현상이 일어나 액막이 부분적으로 깨지고, 이때 기상의 냉매와 관벽이 직접 접촉하면서 관벽의 온도가 급상승하여 열전달 효과를 급감하시킨다. 이산화탄소를 대상으로 한 본 실험에서는 전체적인 건도범위에서 이러한 경향이 나타나는데 이것은 이산화탄소의 임계점 부근에서의 물성치 변화에서 기인한 것으로 보인다.

이산화탄소의 경우 동일한 증발온도조건에서 표면장력과 점성이 R22와 R134a 등의 기존 냉매

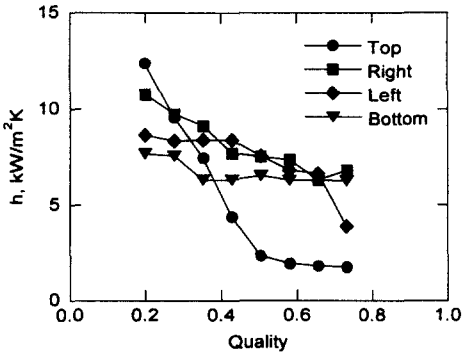



Fig. 2 Variation of circumferential heat transfer coefficient with respect to quality ($G$=318 kg/m$^2$s, $q''$=20 kW/m$^2$, $T_{sat}$=3.4℃).

에 비해 매우 작으며, 온도증가에 따라 감소한다.

따라서 증발이 진행됨에 따라 관 외벽에 액막이 분포되어 환상유동을 이루는 과정에서 약한 표면장력과 점성으로 인하여 중력을 이기지 못한 관 상부의 액막이 먼저 부분적으로 깨지기 시작하는 부분적인 드라이아웃(partial dry-out) 현상이 일어난다고 판단된다. 이때 기상의 이산화탄소가 관벽에 직접 접촉하기 때문에 열전달이 크게 저하된다. 따라서 증발이 진행되어 건도가 증가하게 되면 기상의 접촉면적이 커지면서 열전달계수가 감소하게 된다.

이와 같이 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소하는 현상을 R22 및 R134a 등 기존의 순수냉매와 비교하기 위해 무차원수인 Weber수와 Bond수를 Fig. 3와 Fig. 4에 나타내었다. Weber

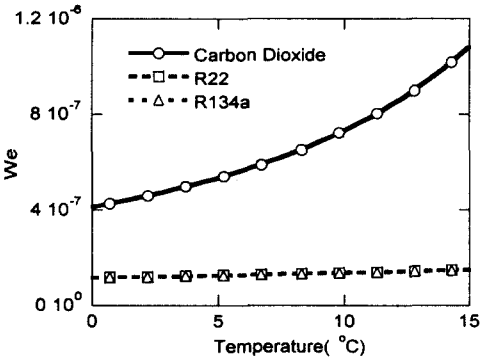



Fig. 3 Comparison of We with respect to $T_{sat}$ ($G$=318 kg/m$^2$s).

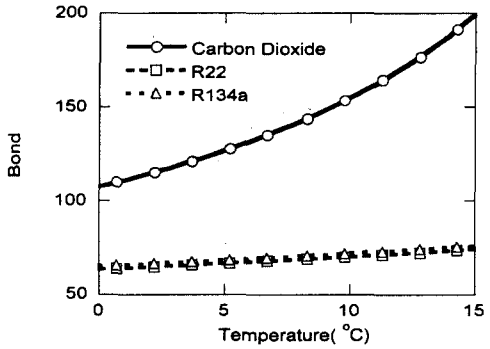



Fig. 4 Comparison of Bond with respect to $T_{sat}$.

수는 관성력에 대한 표면장력의 비를 나타내는 무차원수로 식(3)과 같이 정의된다.

$$We = \frac{\rho_l V^2 D_i}{\sigma} \tag{3}$$

질량유속이 318 kg/m$^2$s인 경우의 Weber 수를 Fig. 3에 나타내었다. 이산화탄소가 다른 두 냉매의 경우보다 훨씬 큰 값을 보이고 있으며 증발온도가 높아질수록 그 차이가 더욱 크게 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 이산화탄소가 다른 냉매들에 비해 그만큼 약한 표면장력으로 인해 액막을 유지하기가 힘들다는 것을 나타내며 이러한 경향이 증발온도가 증가할 경우 더 커진다는 것을 의미한다.

Bond 수는 식(4)와 같이 정의되며, 중력과 표면장력의 비를 나타낸다.

$$Bond = \frac{g(\rho_l - \rho_v)D_i}{\sigma} \tag{4}$$

이 값 역시 이산화탄소의 경우 다른 두 냉매에 비해 큰 값을 가지며 증발온도가 높아질수록 그 차이가 커진다. 이는 이산화탄소의 증발열전달 과정에서 표면장력이 작아, 상대적으로 중력이 크게 작용하여 관 상부의 액막이 유지되지 못하는 사실을 뒷받침해 준다.

### 3.2 열유속, 질량유속, 증발온도 변화에 따른 이산화탄소의 증발열전달 특성

열유속 변화에 따른 증발열전달계수를 Fig. 5에 나타내었다. 열유속이 커짐에 따라 열전달계수가 커지는 경향을 보이고 있으며, 모든 열유속 조건에 대해서 증발이 진행되어 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소하는 경향을 보이고 있다. 동일한 질량유속, 증발온도에서 열유속이 증가할 때, 열전달계수가 증가하는 경향이 전체 건도 지역에서 고르게 나타나고 있다. R22나 R22/R114의 혼합냉매를 사용한 증발열전달 실험에서는 저건도 지역에서 핵비등의 영향이 우세하여 열유속의 영향을 많이 받고, 증발이 진행되어 건도가 높아지면 핵비등이 억제되어 증발열전달계수는 열유속의 영향을 거의 받지 않게 된다.[19,20] 그렇지만 이산화탄소의 증발열전달 실험에서는 Fig. 5에서 나타낸 바와 같이 전체 건도 지역에서 열유속의 변화에 따라 열전달계수가 상당한 영향을 받고 있다.

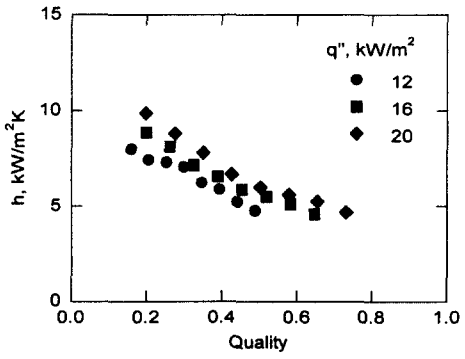



Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient with respect to heat flux ( $G$=318 kg/m$^2$s, $T_{sat}$=3.4℃).

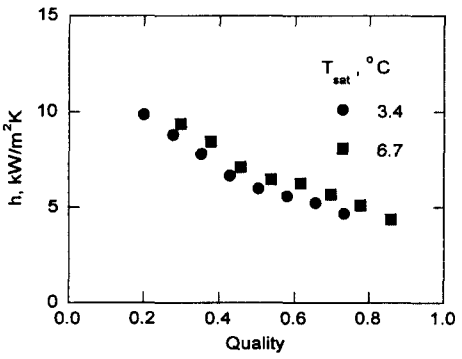



Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient with respect to evaporation temperature ( $q''$ =20 kW/m$^2$, $G$=318 kg/m$^2$s).

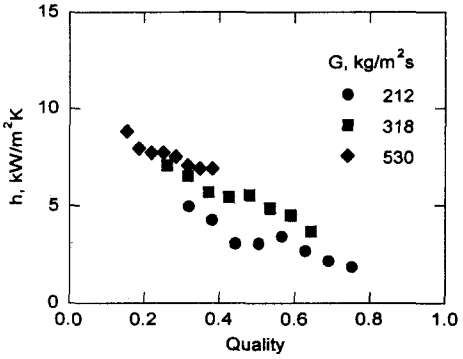



Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient with respect to mass flux ( $q''$ =12 kW/m$^2$, $T_{sat}$=10.5℃).

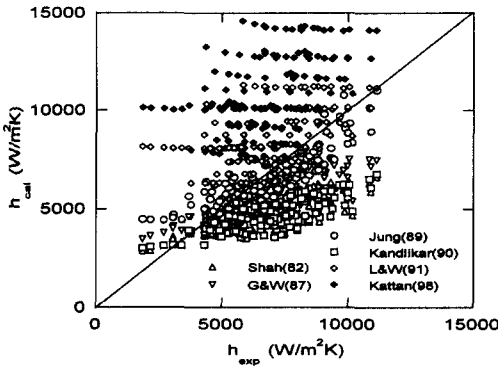



Fig. 8 Comparison of measured heat transfer coefficients with the several correlations.

증발온도가 변화함에 따른 증발열전달계수의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 냉매의 증발온도가 높아지면서 열전달계수가 약간 상승함을 보이고 있다. 그러나 본 실험의 증발온도의 변화범위인 0.0 ~10.5℃ 내에서는 그다지 큰 열전달계수의 차이는 나타나지 않았다.

Fig. 7에서는 질량유속이 변화될 때 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. Wang et al.[19]은 질량유속이 증가하면 대류증발의 역할이 커져 열전달계수가 향상되고 이는 큰 질량유속 범위에서 더욱 뚜렷하게 나타난다고 하였으며 이를 실험적으로 규명하였다.[19] 이산화탄소에 대한 증발열전달의 경우에도 마찬가지로 질량유속이 커짐에 따라 열전달계수도 커지는 경향을 보였다.

### 3.3 증발열전달 상관식과의 비교

본 연구의 실험결과를 기존의 냉매에 대한 증발열전달 상관식들과 비교하여 이들 상관식을 이산화탄소에 적용할 수 있는 가능성을 살펴보았다. 이를 비교한 결과를 Fig. 8에 나타내었다. Shah,[10] Gungor and Winterton,[11] Kandlikar[12]의 상관식은 본 실험결과보다 대체로 30% 가량 작은 값을 예측하는 동일한 경향을 보였다. Liu and Winterton[13]의 상관식은 거의 모든 값을 크게 예측하였다. Kattan et al.[14]의 상관식은 모든 실험값을 과도 예측하였으며 오차가 가장 컸다. 실험값과 가장 일치하는 경향을 보인 것은 Gungor and Winterton[11]의 상관식으로 23.0%의 제곱평균오차를 가졌다. 그러나 각 상관식들은 실험값과의 오차의 최대값과 최소값이 크게 차이가 나 이산화탄소의 임계점 부근에서의 물성치를 반영한 새로운 증발열전달 상관식의 제시가 요구되는 바이다.

각 상관식에 대한 오차를 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Deviations between measured and calculated heat transfer coefficients

| Correlations | $err^*$ (%) | $abs^*$ (%) | $rms^*$ (%) | $min$ (%) | $max$ (%) |
|---|---|---|---|---|---|
| Shah (1982) | 28.4 | 30.3 | 32.2 | −54.6 | 54.3 |
| Gungor and Winterton (1987) | 13.4 | 18.5 | 23.0 | −86.0 | 47.1 |
| Jung et al. (1989) | 1.3 | 16.6 | 23.9 | −140.9 | 32.5 |
| Kandlikar (1990) | 26.7 | 31.6 | 33.8 | −62.0 | 52.1 |
| Liu and Winterton (1991) | −37.1 | 39.0 | 61.4 | −339.1 | 15.8 |
| Kattan et al. (1998) | −71.8 | 71.8 | 94.9 | −447.0 | −2.3 |

$$^*err=\frac{1}{N}\sum\left(\frac{h_{exp}-h_{cal}}{h_{exp}}\right)\times 100,\quad abs=\frac{1}{N}\sum\left|\frac{h_{exp}-h_{cal}}{h_{exp}}\right|\times 100,\quad rms=\sqrt{\left\{\frac{1}{N}\sum\left(\frac{h_{exp}-h_{cal}}{h_{exp}}\right)^2\right\}}\times 100$$

## 4. 결 론

본 연구에서는 환경친화적인 천연냉매로 부각되고 있는 이산화탄소를 대상으로 증발열전달 특성을 열유속, 질량유속을 변화시키면서 고찰하였으며, 기존의 상관식들과 실험결과를 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발이 진행되어 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소하는 경향을 보였는데, 이는 본 연구의 실험조건에서 이산화탄소의 표면장력과 점성이 매우 작기 때문에 건도의 증가에 따라 액막의 두께가 얇아지면서 액막이 고르게 관벽에 형성되지 못하였기 때문이다. 또한, 중력의 영향으로 인하여 관 상부에서부터 액막이 파열되어 기상의 이산화탄소가 관벽에 직접 접촉하게 되는 부분 드라이아웃 현상이 발생하였으며, 이로 인해 열전달 효과가 크게 감소되었다.

(2) 열유속이 커짐에 따라 열전달계수가 증가하였으며, 이산화탄소는 거의 모든 건도범위에서 열유속의 영향을 받았다. 질량유속이 증가함에 따라 열전달계수가 증가하는 경향을 보였는데, 이것은 질량유속 증가에 따라 대류증발의 역할이 증가하였기 때문이며 이러한 경향은 전 질량유속 범위에서 고르게 나타났다. 증발온도는 본 실험의 범위 내에서는 열전달계수에 큰 영향을 끼치지 못하였다.

(3) 본 실험의 결과를 Shah(1982), Gungor and Winterton(1987), Jung et al.(1989), Kandlikar (1990), Liu and Winterton(1991), Kattan et al. (1998)의 상관식과 비교하였다. 이중 Gungor and Winterton(1987)의 상관식으로 예측한 값이 제곱평균오차 23.0%로 본 연구의 실험결과와 가장 오차가 작았다. 그러나 상관식에서의 예측값은 실험값과 비교한 표준오차의 최대값, 최소값이 지나치게 편차가 크고 일관된 경향을 보이지 않았다. 이는 기존의 상관식으로는 임계점 부근에서 증발과정을 거치는 이산화탄소의 열전달계수를 예측하는 것이 힘들다는 것을 의미하며, 따라서 앞으로 이산화탄소의 증발열전달계수를 예측하는 새로운 상관식의 개발이 필요하다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단(과제번호 1999-1-304-006-3)의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사하는 바이다.

## 참고문헌

1. Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, Int. J. Refrigeration, Vol. 16, No. 1, pp. 4-12.
2. Pitla, S. S., Robinson, D. M., Groll, E. A., and Ramadhyani, S., 1998, Heat transfer from supercritical carbon dioxide in tube flow: A Critical Review, HVAC&R Research, Vol. 4, No. 3, pp. 281-301.
3. Jun, S. H., Hwang, Y. W., Yoon, S. H. and Kim, M. S., 2000, An experimental study on evaporative heat transfer characteristics in micro-Fin tubes before and after expansion process, Korean Journal of Air-Cojndition-ing and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 10, pp. 932-940.
4. Pettersen, J., Hafner, A., Skaugen, G. and Rekstad, H., 1998, Development of compact heat exchangers for $CO_2$ air-conditioning systems, Int. J. Refrig., Vol. 21, No. 3, pp. 180-193.
5. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP), Version 6.0, National Institute of Standards and Technology, Boulder, Co, U.S.A.
6. Robinson, D. M. and Groll, E. A., 1998, Heat transfer analysis of air-to-carbon dioxide two-phase heat absorption and supecritical heat rejection, HVAC&R Research, Vol. 4, No. 4, pp. 327-345.
7. Hwang, Y. and Radermacher, R., 1998, Theoretical evaluation of carbon dioxide refrigeration cycle, HVAC&R Research, Vol. 4, No. 3, pp. 245-263.
8. Bredesen, A. M., Hafner, A., Pettersen, J., Nekså, P. and Aflekt, K., 1997, Heat trans-

fer and pressure drop for in-tube evaporation of $CO_2$, Proceedings, IIF-IIR Commission B1, with E1 & E2, College Park (U.S.A), pp. 35-49.

9. Knudsen, H. J. H. and Jensen, P. H., 1997, Heat transfer coefficient for boiling carbon dioxide, Proceedings, IEA HPC Report No. HPC-WR-19: $CO_2$ Technology in Refrigeration, Heat Pump and Air Conditioning Systems, Trondheim (Norway), pp. 319-328.
10. Shah, M. M., 1982, Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study, Trans. ASHRAE, Vol. 88, Part II, pp. 66-86.
11. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1987, Simplified general correlation for flow saturated boiling and comparisons of correlations with data, Chem. Eng. Res. Des., Vol. 65, pp. 148-156.
12. Kandlikar, S. G., 1990, A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 219-228.
13. Liu, Z. and Winterton, R. H. S., 1991, 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. 11, pp. 2759-2766.
14. Kattan, N., Thome, J. R. and Favrat, D., 1998, Flow boiling in horizontal tubes: Part 3-Development of a new heat transfer model based on flow pattern, J. Heat Transfer, Vol. 120, pp. 156-165.
15. Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 9, pp. 1751-1764.
16. Measurement uncertainty, 1986, ANSI/ASME PTC 19.1-1985 Part 1.
17. Choi, T. Y., Kim, Y. J., Kim, M. S. and Ro, S. T., 2000, Evaporation heat transfer of R-32, R-134a, R-32/134a, and R-32/125/134a inside a horizontal smooth tube, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 43, pp. 3651-3660.
18. Shin, J. Y., Kim, M. S. and Ro, S. T., 1996, Experimental study on convective boiling heat transfer for pure refrigerants and refrigerant mixtures in a horizontal tube, Trans. KSME (B), Vol. 20, No. 2, pp. 730-740.
19. Wang, C. C., Chiang, C. S. and Yu, J. G., 1998, An experimental study of in-tube evaporation of R22 inside a 6.5 mm smooth tube, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 19, pp. 259-269.
20. Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989, Horizontal flow boiling heat transfer experiments with a mixture R22/R114, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 1, pp. 131-145.