

수평 microchannel의 CO₂ 비등열전달

최 광 일, ARDIYANSYAH, 오 중 택**

전남대학교대학원 냉동공조공학과, 전남대학교 냉동공조공학과 *

Boiling Heat Transfer Characteristics of CO₂ in Horizontal Smooth Microchannel

Kwang-Il Choi, ARDIYANSYAH, Jong-Taek Oh**

Graduate School, Chonnam National University, Yeosu, Chonnam 550-749, Korea

*Department of Refrigeration & Air Conditioning Engineering, Chonnam National University, Yeosu, Chonnam 550-749, Korea

ABSTRACT: The present paper dealt with an experimental study of boiling heat transfer characteristics of CO₂. Heat transfer coefficients of the refrigerant flow inside horizontal smooth microchannel were obtained with inner tube diameter of 0.3 mm and length of 300 mm. The direct electric heating method was applied for supplying the heat uniformly to the refrigerant. The experiments were conducted with CO₂ purity of 99.99%, at saturation temperature of 10°C, mass flux ranges of 300~900 kg/m²s, and heat flux ranges of 15~45 kW/m². While heat transfer coefficient increased with the increase of heat flux in the low quality region, the heat transfer coefficient decreased with the increase of quality in the high quality region. The heat transfer coefficients were compared with seven existing correlations with the Gungor-Winterton's(1986) correlation gave the best prediction. A new correlation to predict the two-phase flow heat transfer coefficient was developed based on the Chen(1966) correlation. The new correlation predicted the experimental data well with a mean deviation of 9.69% and average deviation of -3.03%.

Key words: Microchannel(마이크로관), CO₂(이산화탄소), Flow boiling(흐름비등), Heat transfer coefficient(열전달계수), Correlation(상관식)

기 호 설 명

Bo : 보일링 수 [$q / (h_{fg} G)$]
 C_p : 정압비열 [J/kg · K]

D : 관경 [m]
 F : Reynolds수 인자
 f : 마찰요소
 G : 질량유속 [kg/m² · s]
 h : 열전달계수 [kW/m² · K]
 k : 관의 열전도계수 [W/m · K]
 L : 관길이 [m]
 M : 분자량
 P : 압력 [Pa]

† Corresponding author

Tel.: +82-61-659-3273; fax: +82-61-659-3279

E-mail address: ohjt@chonnam.ac.kr

q : 열유속[kW/m²]
 x : 건도

그리스 문자

X : Lockhart-Martinelli parameter
 μ : 점성계수[Pa · s]
 ρ : 밀도[kg/m³]
 ϕ^2 : 2상유동마찰손실배수

하첨자

exp : 실험값
 f : 액체
 g : 기체
 nb : 핵비등
 r : 상대
 sat : 포화
 tp : 2상
 tt : 난류-난류

1. 서론

컴퓨터 및 레이저 다이오드(diode 전자냉각), 바이오메디컬(bio-medical) 및 마이크로 원자로(mirco-rector) 등의 열교환기에 사용되고 있는 마이크로채널(microchannel)은 유체의 체적흐름에 대한 이용가능한 표면적이 크기 때문에 열전달에 미치는 마찰인자(friction factor) 및 압력구배(pressure gradient)에 대한 영향이 상당히 크다. 그리고 소형의 최첨단 기기들은 장치에서 발생하는 열의 제거 및 콤팩트화를 위해 마이크로채널을 전열장치로 이용하는 것이 필수이다.

1982년 Tukerman과 Pease가 열유속이 높은 장치에 마이크로채널을 이용하면 열을 제거할 수 있다는 가능성을 제안한 이래 거의 10년동안 마이크로채널의 단상흐름에서 열전달 및 압력강하에 대한 실험적 연구가 수행되었다. 그러나 마이크로채널내 마찰압력강하는 대류채널(convective channel)과 상당히 다르며 또한 난류에서 흐름의 천이과정이 조기에 일어나기 때문에 대류채널 뿐만 아니라 미니채널(minichannel)과도 또 다른 열전달 메커니즘의 규명이 필요하다. 더구나 냉매를 이용한 마이크로관내 비등열전달 및

압력강하에 대한 연구는 대단히 부족하다.⁽¹⁾

따라서 시험부의 내경 및 길이가 각각 300 μ m와 300mm인 수평 microchannel를 이용하여 열유속, 질량유속 및 건도를 변화시키면서 CO₂의 비등열전달계수를 구하여 기존의 열전달 상관식과 비교하였다. 또한 실험데이터를 이용하여 microchannel 열교환기의 설계에 적용시킬 수 있는 열전달 일반관계식을 제시하였다.

2. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험장치는 냉각기(cooler), 예열기(preheater), 시험부(test section), 유량조절밸브(needle valve), 응축기(condenser), 수액기(receiver), 정밀전자저울(Balance)로 구성하였다. 냉매흐름은 냉각기와 수액기 사이의 압력차를 이용한 자연순환방식으로써 냉각기에서 냉각된 냉매는 예열기를 지나 시험부로 유입된다. 시험부에서 증발한 냉매증기는 니들밸브를 통과한 후 응축기에서 응축되어 냉각기내의 수액기로 유입된다. 냉매유량 측정은 0.001 g/min까지 측정 가능한 정밀전자저울(AND GF6100)을 이용하여 측정시간 동안의 축적된 냉매량으로 하였으며, 시험부의 유량조절은 유량조절용 니들밸브로 하였다. 증발기인 시험부는 Fig. 2와 같이 스테인레스강 튜브로써 내경 300 μ m, 시험부 길이가 300 mm인 수평평활관으로 구성하였다. 관벽의 국소 및 평균온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를

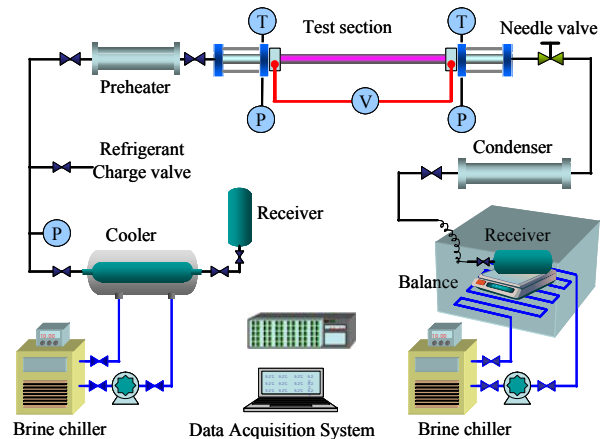


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.
 길이방향 30 mm 간격으로 9곳의 상, 하, 중앙부

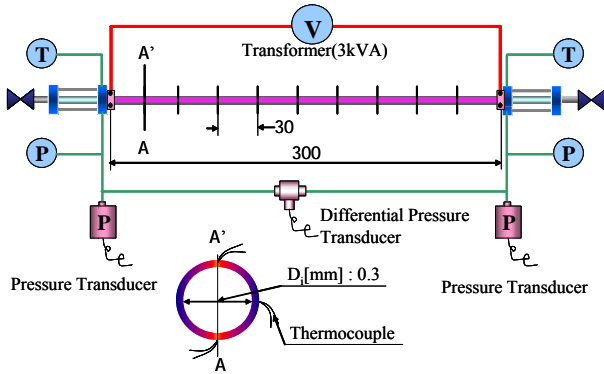


Fig. 2 Details of the test section.

Table 1 Experimental conditions.

Refrigerants	CO ₂
Test section	Horizontal stainless steel smooth tube
Inner tube diameter[mm]	0.3
Tube length[mm]	300
Mass flux[kg/m ² s]	300 to 900
Heat flux[kW/m ²]	15 ~ 45
Quality	0-1.0

에 90° 방향으로 3군데 부착하였다. 또한 시험부 입·출구 냉매온도를 측정하기 위하여 열전대를 관내에 삽입하였으며, 증발기 입출구에 압력센서 및 차압계와 정밀 브르돈관 압력계를 설치하여 각각의 압력 및 입출구 차압을 측정하였다. 또한 증발기내의 냉매 흐름을 관찰하기 위하여 시험부 입구 및 출구에 각각 길이 50 mm인 가시화장치를 설치하였다.

시험부인 증발기의 가열은 직접가열방식으로써 일정한 열유속을 가하기 위하여 전압과 전류값에 의해 열유속이 조절되는 용량 3kVA인 전압조정기를 사용하였으며, 온도, 압력은 다채널 기록계(Yokogawa MX100)로 전송된 후 REN을 통하여 컴퓨터에 저장하였고, 냉매유량은 정밀전자저울용 프로그램을 이용하여 실시간 유량변화를 RS232통신을 이용하여 측정하였다. 데이터 측정은 일정 시간동안 시스템 전체가 정상상태가 된 것을 확인한 후 실시하였다.

실험조건은 Table 1과 같다. 본 연구에서 사용된 CO₂에 대한 물성치는 냉매 물성치계산 프로그램인 REFPROP(Ver. 8.0)를 이용하여 계산하였다.

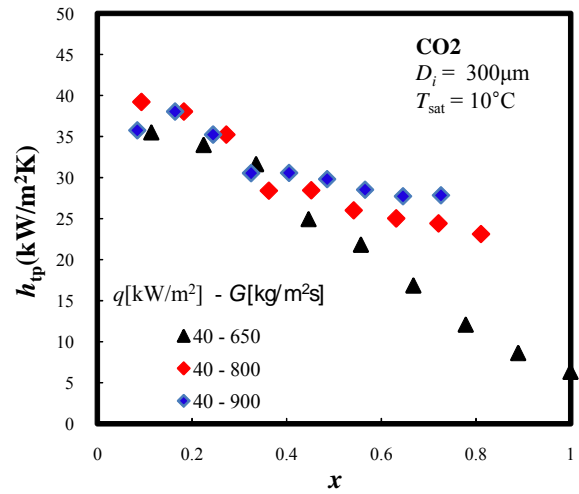


Fig. 3 Variation of heat transfer coefficient vs quality with respect to mass flux.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 비등열전달계수에 미치는 질량유속의 영향

Fig. 3은 포화온도 10°C, 열유속 40 kW/m²일 때 질량유속의 변화가 열전달계수에 미치는 영향을 알아보기 위해 건도 변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 건도 0.3 이하의 저건도 영역에서는 질량유속이 증가해도 열전달계수에 미치는 영향은 미미하지만, 건도가 증가함에 따라서 열전달계수 저하의 차이가 뚜렷이 나타남을 알 수 있다.

건도가 증가할수록 열전달계수가 감소하고 있으며, 상대적으로 질량유속이 작을수록 열전달계수의 gradient가 더욱 크게 나타나고 있다. 이것은 conventional channel과 같은 현상으로써 CO₂의 물성치가 HFC 및 기타 자연 냉매와 다르기 때문이라고 사료된다.

3.2 비등열전달계수에 미치는 열유속의 영향

Fig. 4는 CO₂의 포화온도 10°C, 질량유속 700 kg/m²s으로 일정하게 유지하고 열유속을 30~45 kW/m²까지 증가시켰을 때 건도 증가에 따른 열전달계수 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 저건도 영역이 고건도 영역에서 보다 열유속의 영향이 뚜렷이 나타남을 알 수 있다. 건도 0.4까지는 열유속이 증가할수록 열전달계수는

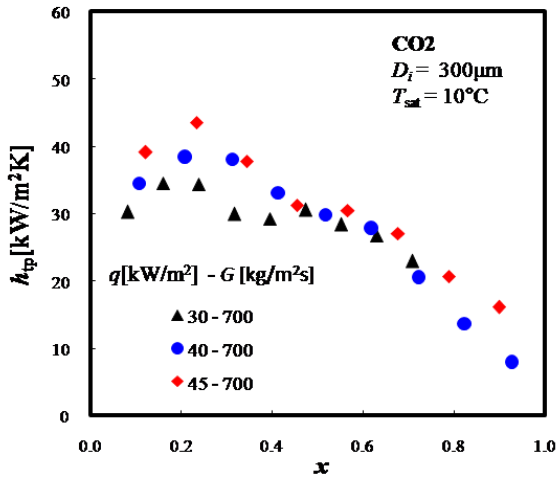


Fig. 4 Variation of heat transfer coefficient vs quality with respect to heat flux.

10~15%씩 증가하였고, 건도 0.4 이후 고건도 영역에서는 열유속이 증가하여도 열전달계수 저하의 차이가 거의 나타나지 않음을 알 수 있다. 즉, Fig. 3과 마찬가지로 건도가 증가할수록 열전달계수는 저하하지만 열유속 변화에 따른 열전달계수 저하의 차이는 없으므로 강제대류증발과 관련된 물성치의 변화가 열전달계수저하에 영향을 미치지 때문이라고 생각된다.

3.3 증발열전달 상관식과의 비교

실험결과를 기존의 비등열전달 상관식인 Shah⁽²⁾, Gungor-Winterton⁽³⁾, Wattelet et al.⁽⁴⁾, Kandlikar⁽⁵⁾, Zhang et al.⁽⁶⁾, Jung et al.⁽⁷⁾, Tran et al.⁽⁸⁾과 비교하였고, 이들 상관식을 마이크로관내에서의 CO₂ 냉매에 적용할 수 있는 가능성을 살펴보았다. 그 결과 Table 2에서 알 수 있듯이 모든 상관식들이 실험값과 26% 이상의 오차를 나타내어 마이크로관경내 열전달 예측의 적용에는 한계를 나타내었으며, Gungor-Winterton⁽³⁾의 상관식을 제외한 기타 상관식들은 증발열전달계수를 과소 예측하였다.

그러므로 microchannel 열교환기 설계에 기존 상관식들을 적용하기에는 오차범위가 너무 크기 때문에 마이크로관에서의 CO₂ 냉매 물성을 고려한 새로운 상관식의 개발이 필요하다고 생각된다.

3.4 CO₂의 비등열전달 상관식 개발

Table 2 Deviations between measured and calculated heat transfer coefficients.

Correlations	$\delta_{avg}(\%)$	$\delta_{abs}(\%)$	$\delta_{rms}(\%)$
Shah	-44.90	46.87	48.20
Gungor-Winterton	18.78	26.58	55.59
Wattelet et al.	-20.84	37.02	46.35
Kandlikar and Steinke	-12.52	34.74	54.99
Zhang et al.	-25.46	59.11	99.25
Jung et al.	-49.27	56.20	60.17
Tran et al.	-59.13	62.92	64.45

비등열전달에 영향을 미치는 2가지 중요한 메커니즘은 잘 알려져 있듯이 핵비등과 강제대류증발이며, 이 메커니즘을 이용한 순수냉매의 열전달 상관식 중에서도 Chen의 상관식이 비교적 많이 인용되고 있다. 본 연구에서도 Chen의 상관식을 기본으로 하여 CO₂의 강제대류비등 열전달 일반관계식을 핵비등과 강제대류의 항으로 간단히 다음의 방정식 같이 나타내었다.⁽¹⁾

$$h_{tp} = Sh_{nbc} + Fh_{fo} \quad (1)$$

Chen은 기액 2상유동의 특성을 설명하기 위하여 레이놀즈수 인자 $F = \text{fn}(X_{tt})$ 를 제시하였다. F 는 Lockhart-Martinelli⁽⁹⁾ 파라미터 X_{tt} 의 함수로서 대류채널(convection channel) 압력강하를 나타낸 것이므로, 마이크로관에서 흐름의 영향에 따른 층류유동 조건에서 나타나는 비등열전달에 대해서는 수정할 필요가 있다고 사료된다.

본 연구에서 상관식을 나타내기 위한 F 값은 Fig. 5에 나타내었듯이 Chisolm⁽¹⁰⁾이 나타낸 방정식(2)를 이용하여 구한 ϕ_f^2 와 실험데이터를 이용하여 방정식 (3)과 같이 구하였다.

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (2)$$

$$F = \text{fn}(\phi_f^2) = 0.1\phi_f^2 + 0.9 \quad (3)$$

또한 방정식(1)의 핵비등억제계수(suppression factor) S 는 식(4)와 같이 2상유동 마찰요소 ϕ_f^2 과

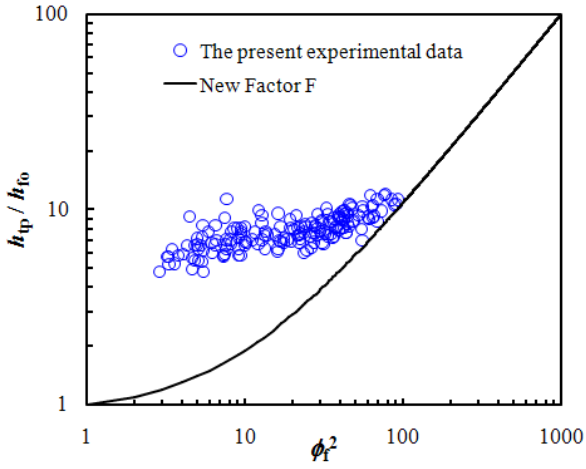


Fig. 5 Two-phase heat transfer multiplier as a function of ϕ_f^2

보일링수 Bo 로 구하였다.

$$S = 0.0558(\phi_f^2)^{-0.5325} Bo^{-0.5122} \quad (4)$$

핵비등열전달계수 h_{nbc} 는 식(5)와 같이 Cooper⁽¹¹⁾상관식을 이용하였으며, 액단상 대류비등 열전달 h_{fo} 는 식(6)과 같이 Dittus-Boelter⁽¹²⁾상관식을 이용하였다.

$$h_{nbc} = 55P_r^{0.12}(-0.4343\ln P_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (5)$$

$$h_{fo} = 0.023 \frac{k_l}{D} \left[\frac{G(1-x)D}{\mu_f} \right]^{0.8} \left(\frac{C_{pf}\mu_f}{k_f} \right)^{0.4} \quad (6)$$

개발한 열전달 상관식과 본 실험데이터를 비교한 결과 평균편차가 -3.03%, 절대평균편차가 9.69%로 나타났으며, Fig. 6과 같이 $\pm 20\%$ 이내로 잘 일치하였다.

5. 결론

수평마이크로관의 내경 $300\mu\text{m}$, 관길이 300mm 인 스테인레스강 튜브를 시험부로 이용한 CO_2 의 비등열전달 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 비등열전달계수에 미치는 질량유속의 영향은 건도 0.3 이하인 저건도 영역에서는 차이가 없었으나 고건도 영역에서는 건도가 증가할수록

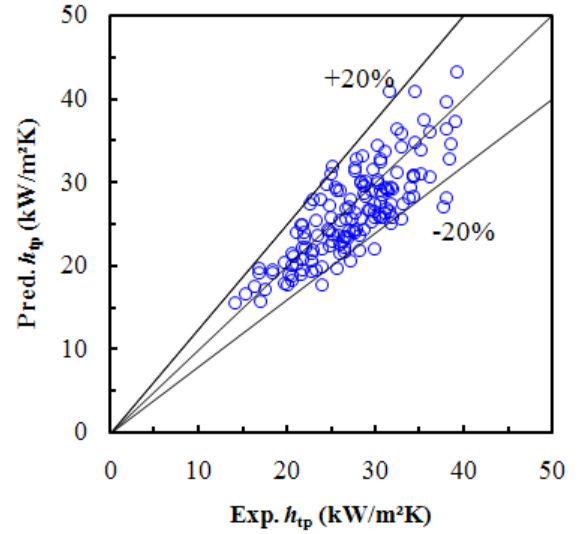


Fig. 6 Diagram of experimental heat transfer coefficient h_{exp} vs prediction heat transfer coefficient h_{pred}

상대적으로 저질량유속의 열전달계수가 더 감소하였다.

(2) 건도 0.4 이하의 저건도 영역에서는 열유속이 증할수록 열전달계수도 증가하여 열유속의 영향이 확실히 나타났으나 고건도 영역에서는 거의 나타나지 않았다.

(3) 실험결과를 기존의 열전달 상관식과 비교한 결과 $\pm 26\%$ 이상의 오차를 나타내었으며, 따라서 실험데이터가 평균편차 -3.03% 및 절대평균편차 9.69%로 일치하는 마이크로관내 CO_2 에 대한 열전달 일반관계식을 개발하였다.

참고문헌

1. K.I. Choi, ARDIYANSYAH, J.T. Oh, 2007, Boiling Heat Transfer Characteristics of R-290 in $300\mu\text{m}$ Horizontal Smooth Microchannel, Proceeding of SAREK 2007 Summer Annual Conference, pp. 620-625.
2. Shah, M. M., 1982, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study, ASHRAE Trans, Vol. 88, pp. 185-196.
3. Gungor, K. E. and Winterton, H. S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and

- annuli, *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.
4. Wattelet, J. P., Chato, J. C., Souza, A. L. and Christoffersen, B. R., 1994, Evaporative Characteristics of R-12, R-134a, and a Mixture at Low Mass Fluxes, *ASHRAE Trans*, Vol. 94-2-1, pp. 603-615.
 5. Kandlikar, S. G. and Steinke, M. E., 2003, Predicting Heat Transfer During Flow Boiling in Minichannels and Microchannels, *ASHRAE Trans*, CH-03-13-1, pp. 667-676.
 6. Zhang, W., Hibiki, T. and Mishima, K., 2004, Correlation for Flow Boiling Heat Transfer in Mini-channels, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 5749-5763.
 7. D.S. Jung, M. Mclinden, R. Radermacher, D. Didion, 1989, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1751-1764.
 8. T.N Tran, M.W. Wambsganss, D.M. France, 1996, Small circular and rectangular-channel boiling with two refrigerants, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 22, No. 3, pp. 485-498.
 9. Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., 1940, Proposed correlation of data for isothermal two-phase two component flow in pipes, *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 45, pp. 39-48.
 10. Chisholm D., 1967, A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. *Int J Heat Mass Transfer*, Vol.10, pp. 1767-1778.
 11. Cooper MG.. 1984, Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling—a wide-ranging examination using reduced properties, In: *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, Vol. 16, pp. 157-239.
 12. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publications in Engineering*, Vol. 2, pp. 443-461.