

수평관과 헬리컬 코일관내 이산화탄소의 냉각 열전달 특성

손창효*

부경대학교 기계공학부

Cooling Heat Transfer Characteristics of Carbon Dioxide in a Horizontal and Helically Coiled Tube

Changhyo Son*

Department of Mechanical Engineering, Pukyong University, Busan 608-739, Korea

(Received 17 May 2007 / Accepted 9 August 2007)

Abstract : The cooling heat transfer coefficient of CO₂ (R-744) in a horizontal and helically coiled tube was investigated experimentally. The main components of the refrigerant loop are a receiver, a variable-speed pump, a mass flow meter, a pre-heater, evaporator and gas cooler (test section). The test section consists of a horizontal stainless steel tube and helically coiled copper tube of 4.57 and 7.75 mm. The experiments were conducted at saturation temperature of 100 to 20°C, and mass flux of 200 to 500 kg/m²s. The test results showed the variation of the heat transfer coefficient tended to decrease as cooling pressure of CO₂ increased. The heat transfer coefficient with respect to mass flux increased as mass flux increased. The experimental results were also compared with the existing correlations for the supercritical heat transfer coefficient, which generally underpredicted the measured data. However, the experimental data showed a relatively good agreement with the correlations of Pitla et al. except for the pseudo critical temperature.

Key words : CO₂(이산화탄소), Cooling heat transfer coefficient(냉각 열전달계수), Helically coiled tube(헬리컬 코일관), Horizontal tube(수평관), Supercritical cycle(초월임계 사이클)

Nomenclature

d : tube diameter, mm
G : mass flux, kg/m²s
h : heat transfer coefficient, W/m²K
P : pressure, Pa
T : temperature, °C

in : inlet
loc : local
re : refrigerant

Subscripts

cp : critical point
gc : gas cooler
i : inner

1. 서론

CO₂(R-744)는 1800년도 후반부터 선박 냉동, 건물 공조시스템 및 일반적인 냉동시스템의 냉매로 널리 사용되어 왔으나 프레온 냉매의 등장 이후에 그 사용이 급격히 감소하였다. 그러나 최근 환경문제가 중요시 되면서 CO₂를 작동냉매로서 재사용하기 위한 연구가 활성화되고 있다. CO₂는 무독성, 비가연성의 환경 친화적인 냉매로 냉동기유 및 일반 기기재료와도 호환성이 좋다. 또한 CO₂는 임계 압

*Corresponding author, E-mail: sonch@pknu.ac.kr.

력이 약 7.384 MPa이고, 임계온도는 약 31.06°C로서 여름철 가스냉각기 내 CO₂와 대기가 열교환할 때 CO₂는 임계점 보다 높은 온도가 된다. 그러므로 가스냉각기 내 CO₂는 초임계 압력에서 냉각되고, 이때 큰 온도하강을 고려하여야 하며, 효율적인 에너지 사용을 위한 방안을 모색하여야 한다. CO₂를 작동매체로 사용할 때 압력이 기존의 증기 압축 냉동 시스템보다 매우 높아지는 것을 알 수 있다. 이런 이유로 적절한 가스 냉각기의 설계가 요구된다.

따라서, 본 논문은 CO₂용 열펌프 시스템에서 가장 중요한 요소기기인 가스냉각기의 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하는 것이다. 이를 위해 CO₂용 열펌프를 비롯한 각종 냉동·공조장치에 적용할 수 있는 수평관과 헬리컬 코일관 내 CO₂ 냉매의 냉각과정 중에 열전달 특성에 대해서 실험적으로 고찰함으로써 CO₂용 가스냉각기의 기초적 설계 자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 실험장치를 나타낸 것이다. 실험장치는 강제순환식 펌프이고, CO₂ 순환 루프와 냉각수 순환 루프로 구성되며 다음과 같은 경로로 이루어진다. 수액기를 나온 냉매액은 마그네틱 기어 펌프에 의해서 질량 유량계로 들어가고, 이때 질량 유량계에서는 냉매의 유량과 밀도를 측정한다. 예열기로 들어온 냉매액은 가변 전압 조절기에 의해 가열되어 초임계 상태의 냉매증기로 상변화된다. 이때 유량조절밸브와 바이패스에 의해서 일정유량으로 조절되고, 조절된 냉매증기는 가스 냉각기로 들어가서 열원수와 대향류로 열교환한다. 가스 냉각기를 나온 냉매액은 수액기를 거쳐서 재순환한다.

Fig. 2에서처럼, 본 실험에서 사용한 가스냉각기는 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상구간으로 열원수가 흐르는 이중관형 열교환기이다. 수평 가스냉각기의 내관은 내경 7.75 mm인 스테인레스 스틸관이고, 전체길이는 5000 mm이며, 셀의 내경은 25 mm의 아크릴관을 사용한다. 헬리컬형 가스냉각기의 내경은 4.57 mm인 동관이고, 가스냉각기의 전체길이는 2500 mm인 평활관이다. 가스냉각

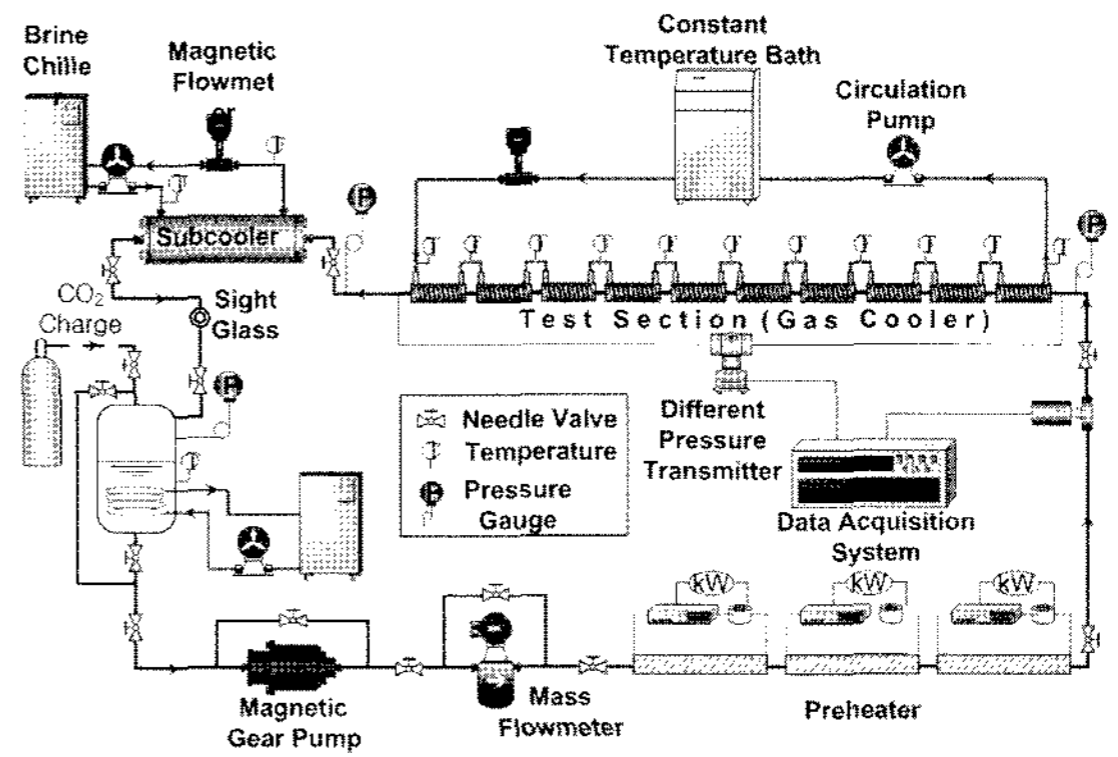


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for cooling heat transfer with CO₂

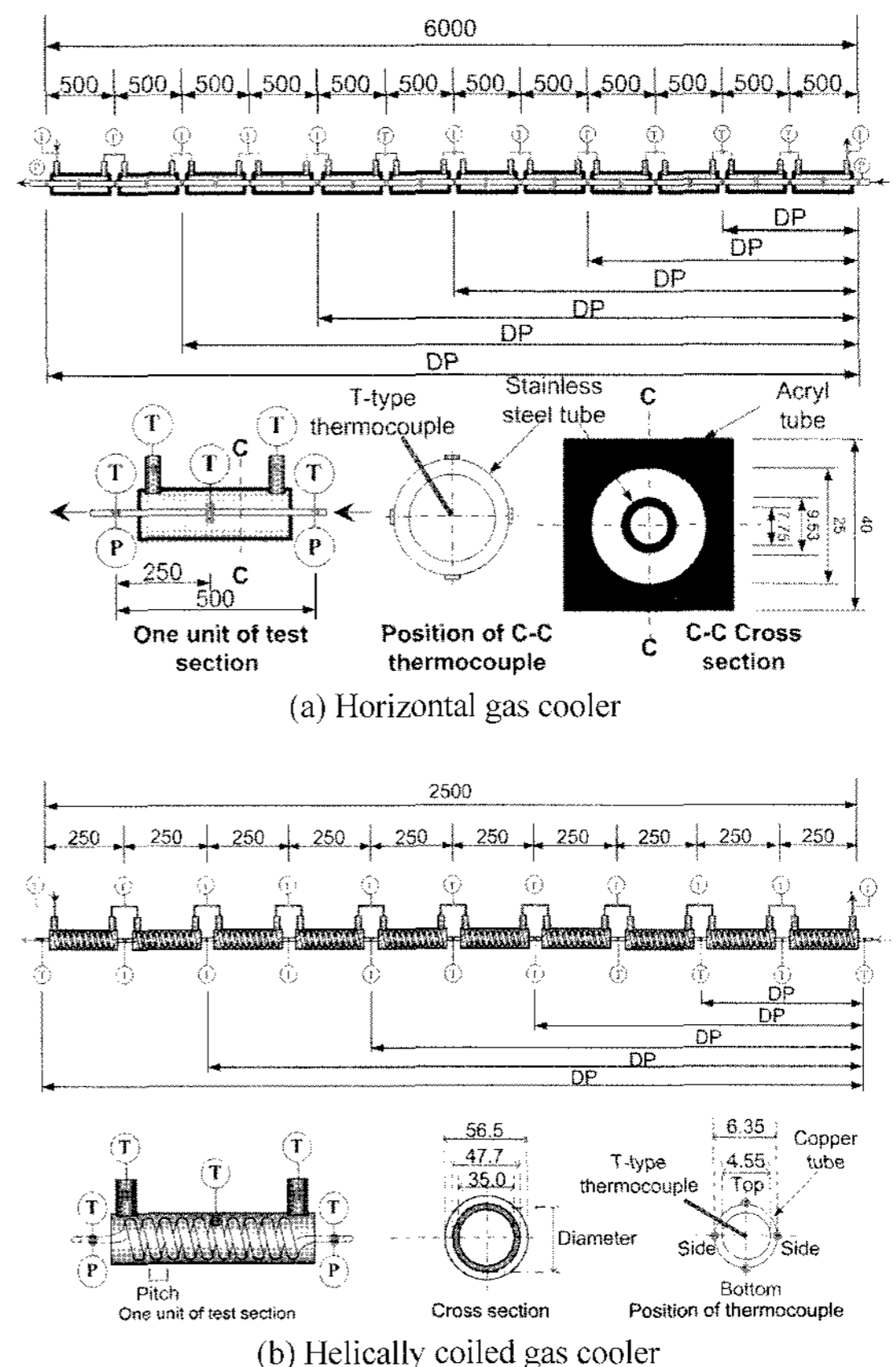


Fig. 2 Schematic diagram of horizontal and helically coiled type gas cooler

기 소시험부내 헬리컬 코일관의 길이는 500 mm이고 전열관 전체 길이는 5000 mm이다. 셀의 내경은 56.5 mm의 PVC관을 사용하고, 헬리컬 코일의 피치는 7.5 mm이다. Table 1은 본 연구의 실험조건을 정

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R-744(CO ₂)	
Test section	Horizontal smoothed tube	Helically coiled tube
d _i (d _o), [mm]	7.75(9.53)	4.55(6.35)
G _{re} , [kg/m ² s]	200, 300, 400, 500	200, 400, 600
P _{gc,in} , [MPa]	7.5, 8.0, 8.5, 9.0, 9.5 10.0	
T _{gc,in} , [°C]	100 ~ 20	

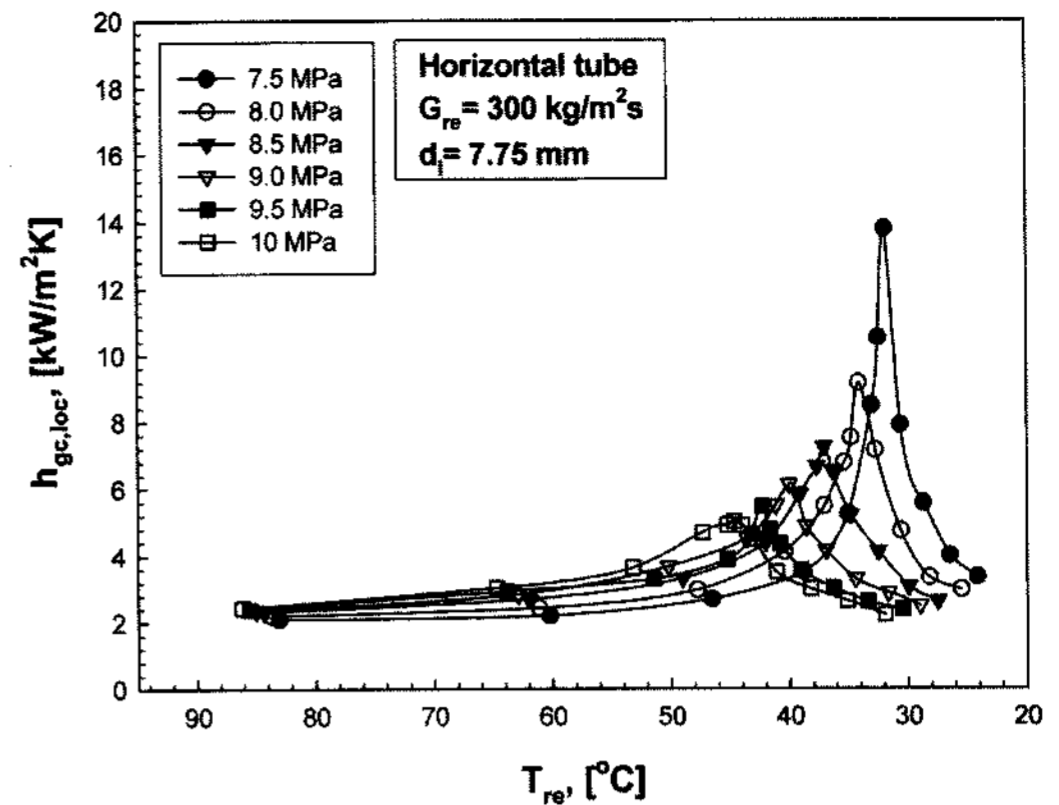
리한 것이다. 본 연구에서 사용된 CO₂에 대한 물성치는 냉매 물성치 계산 프로그램인 REFPROP(version 6.02)를 이용하여 계산하였다.

3. 실험결과 및 고찰

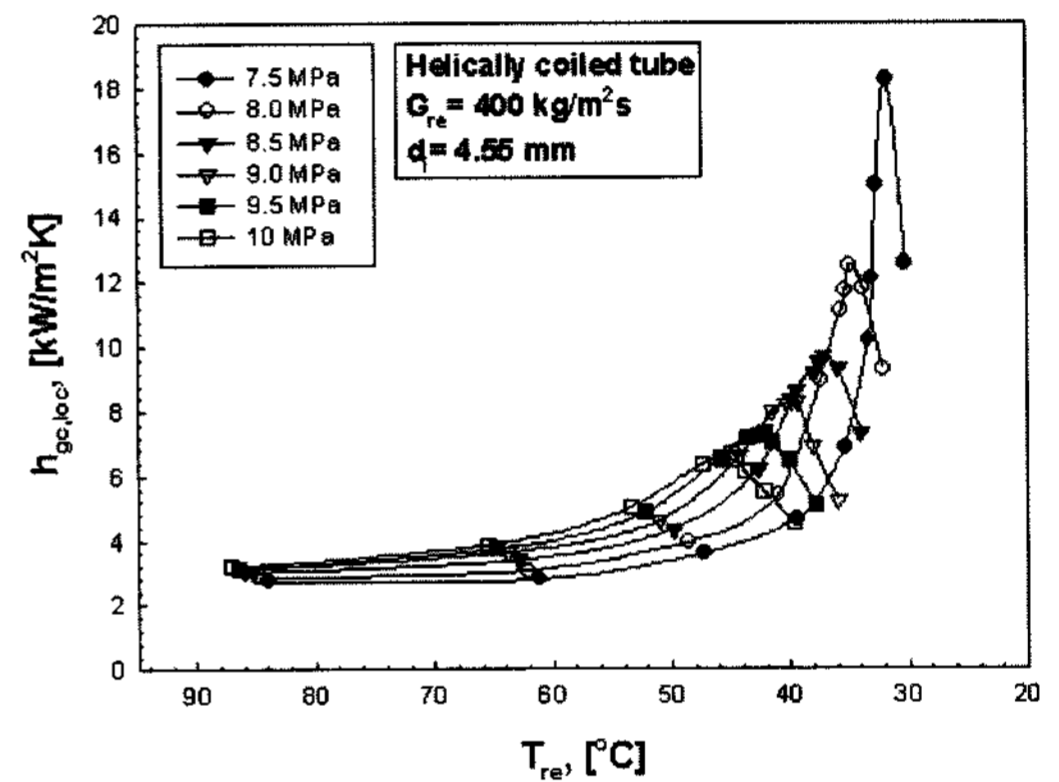
3.1 국소냉각 열전달

3.1.1 냉각압력의 영향

Fig. 3은 수평직관과 헬리컬 코일관내 CO₂ 냉각 압력변화에 따른 열전달계수를 냉매온도 변화에 대해서 비교한 것이다. Fig. 3에서와 같이, 질량유속이 동일한 경우, 가스냉각기의 입구영역에서 냉매 온도변화에 따른 비열 차이가 작으므로 열전달계수의 차이가 크지 않다. 그러나 가스냉각기의 중간부 즉, 유사임계 온도부근에서는 냉매 온도변화에 따른 비열 차이가 급격히 변하므로 국소 열전달계수는 크게 증가하다가 감소한다. 그리고, 가스냉각기의 후반부에서 CO₂의 온도변화에 따른 비열 차이가 상당히 작으므로 열전달계수의 차이는 작다. 가스냉각기의 입구와 출구 부분에서는 유사임계 온도부근과는 정반대로 가스냉각기의 냉각압력이 증가할수록 CO₂의 국소 열전달계수는 증가하는 경향으로 나타났다. 그리고 이러한 경향은 수평직관이나 코일관에서 동일하다. Fig. 3에서 알 수 있듯이, 동일한 냉매 질량유속에서 가스냉각기의 입구압력이 낮은 7.5 MPa인 경우, 열전달계수의 최대값은 가스냉각기의 후반부에서 발생하고, 가스냉각기의 입구압력이 높은 10.0 MPa인 경우, 열전달계수의 최대값은 가스냉각기의 중반부에서 발생한다. 이는 가스냉각기 냉각압력이 낮을수록 유사임계 온도가 낮기 때문에, 가스냉각기의 후반부에서 CO₂ 냉매 온도가 유사임계 온도에 도달하고, 가스냉각기의 냉각압력이 높은 경우, 유사임계 온도가 높기 때문에, CO₂ 냉매



(a) Horizontal tube(d_i=7.75 mm)



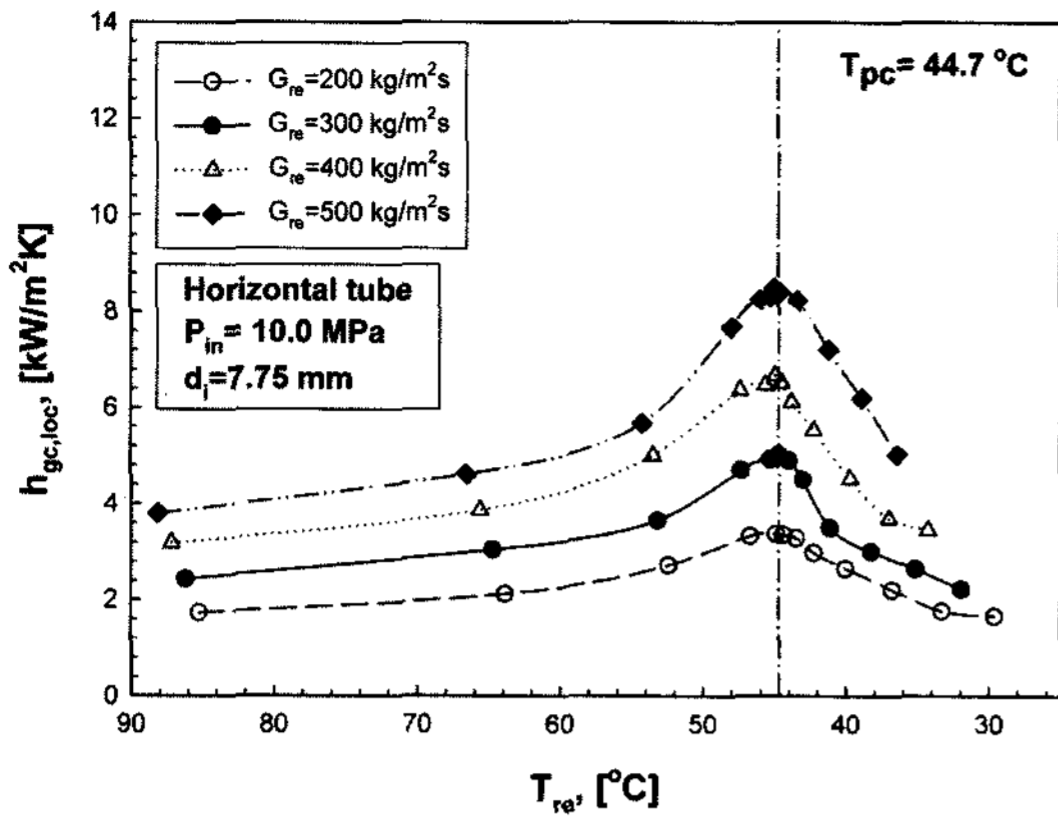
(b) Helically coiled tube(d_i=4.55 mm)

Fig. 3 Heat transfer coefficients with respect to cooling pressures in a horizontal and helically coiled gas cooler

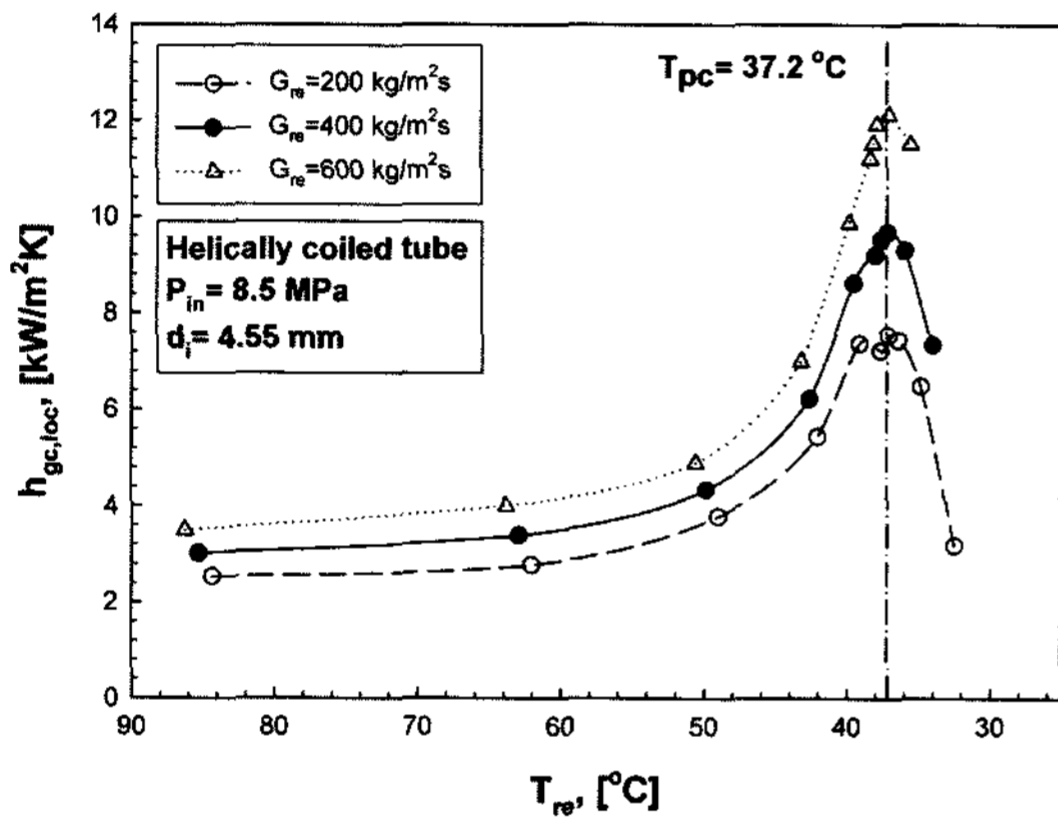
온도가 유사임계 온도에 빨리 도달하게 된다. 그리고, 냉매 질량유속이 동일한 경우, 가스냉각기의 압력변화에 따른 열전달계수는 압력이 7.5 MPa일 때 가장 높고, 압력이 10.0 MPa일 때 가장 낮게 나타난다. 이는 가스냉각기 냉각압력이 7.5 MPa일 때, 유사임계 온도가 31.7°C이고, 최대 비열값이 145.7 kJ/kgK로 가장 높고, 가스냉각기 냉각압력이 10.0 MPa일 때, 유사임계 온도가 44.7°C이고, 최대 비열값은 7.902 kJ/kgK로 가장 낮기 때문이다.

3.1.2 질량유속의 영향

Fig. 4는 수평관과 헬리컬 코일관내 일정한 가스냉각기의 냉각압력에서 냉매 질량유속 변화에 따른 국소 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이, 일정한 압력하에서 질량유속이 증가할수록 CO₂의 국소 열전달계수는 증가한다. 이는 질량유속이



(a) Horizontal tube($d_i=7.75$ mm)



(b) Helically coiled tube($d_i=4.55$ mm)

Fig. 4 Heat transfer coefficients with respect to mass fluxes in a horizontal and helically coiled gas cooler

증가할수록 CO₂의 Reynolds 수가 증가하여 열전달이 향상되기 때문이다. 일정한 가스 압력하에서 질량유속에 따른 열전달계수의 증가는 각각의 유사임계 온도 지점에서 현저하게 나타난다. 수평관내 CO₂의 질량유속에 따른 열전달계수의 증가는 가스 냉각압력이 낮은 8.0 MPa에서 가장 높고, 냉각압력이 높은 10.0 MPa에서 가장 낮다. 헬리컬 코일관내 CO₂의 질량유속에 따른 열전달계수의 증가는 수평관과 마찬가지로 냉각압력이 낮을수록 크고 높을수록 작다. 이는 각각의 유사임계 영역에서 질량유속에 따른 비열 변화가 냉각압력이 낮은 8.0 MPa 일 때 가장 크고, 냉각압력이 높은 10.0 MPa 일 때 가장 작기 때문이다. Fig. 4에서 알 수 있듯이, 일정 압력하에서 질량유속 변화에 따른 CO₂의 국소 열전달계수

는 각각 유사임계 온도인 37.2°C와 44.7°C에서 동일하게 최대값을 가진다. 그리고, 냉매온도가 감소함에 따라 유사임계 온도이상에서는 열전달 계수가 증가하며, 유사임계 온도이하에서는 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이에 대해 Mori 등¹⁾은 유사임계 이상에서는 점성저층의 두께 감소보다 액막내 열전도도의 증가가 크기 때문에 열전달계수는 증가하며, 유사임계 이하에서는 액막내 열전도도의 감소가 지배적이기 때문에 열전달계수는 감소한다고 하였다. Mori 등은 관내의 CO₂ 유동을 완전히 발달된 난류로 규정하여 관축방향으로 냉매온도가 일정하다고 하였고, 관내의 CO₂ 열전달 유동을 벽면 근처의 점성저층과 관중심의 난류층으로 나누어서 고려하였다. 이때, CO₂의 국소 열전달계수는 점성저층의 두께와 액막내 열전도도와 관련이 있다고 하였다.

3.1.3 관경의 영향

내경 7.75 mm의 스테인레스관으로 제작한 수평 직관형 가스냉각기와 내경 4.55 mm의 동관으로 제작한 헬리컬 코일형 가스냉각기에 대한 전열성능을 비교하기 위해서 동일한 조건에서 실험하였다. Fig. 5는 동일한 질량유속과 냉각압력에서 수평관과 헬리컬 코일관의 냉각 열전달계수를 비교한 것이다. 그림에서와 같이, 수평관이나 헬리컬 코일관내 CO₂ 냉각 열전달계수의 최대값은 각각의 유사임계 온도인 34.5°C와 44.7°C에서 나타나고, 코일관의 열전달 계수가 수평직관에 비해서 약간 높은 것을 알 수 있다. 즉, 질량유속이 400 kg/m²s일 때, 4~11.7%정도

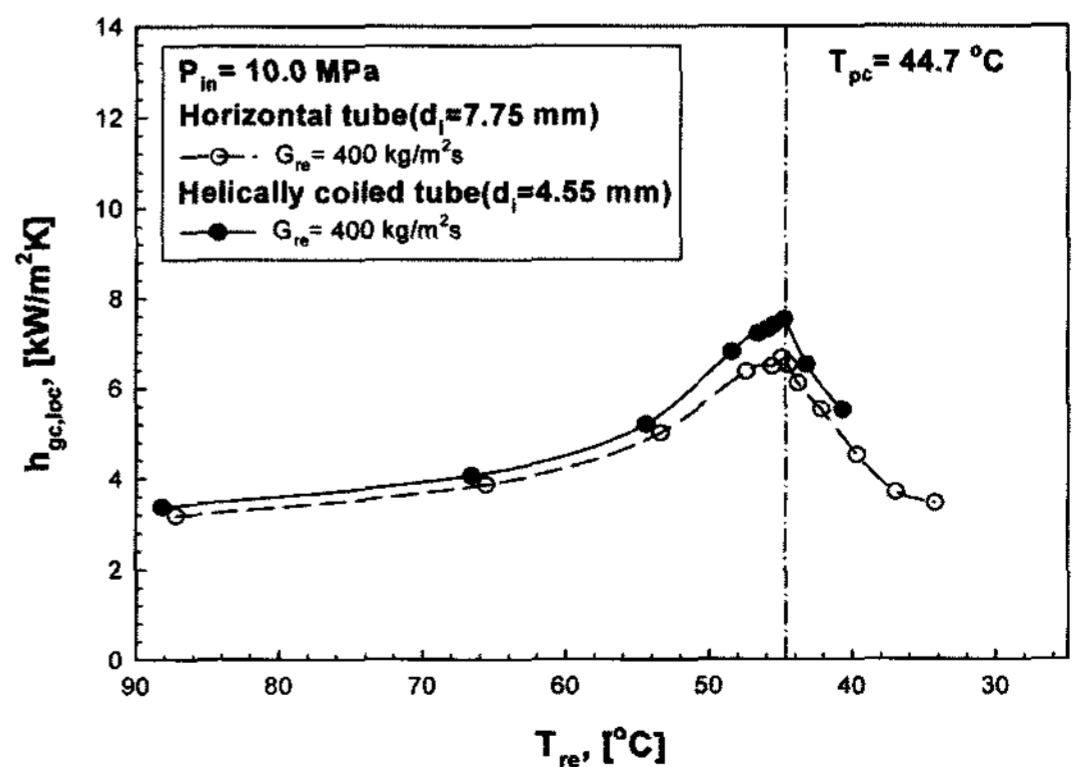


Fig. 5 Comparison of heat transfer coefficients for the horizontal and the helically coiled gas cooler

높게 나타났다.

이에 대해 Dang²⁾은 관경이 작아질수록 냉매온도는 동일하고 관내벽면 온도가 감소하여 열전달계수는 증가한다고 하였다. 김 등³⁾도 이와 동일한 연구 결과를 발표하였다. 이와 같이 가스냉각기의 관경이 열전달계수에 영향을 미치는 것을 알 수 있고, 그 외에 열교환기의 재질과 형태 등에 의해서도 CO₂의 냉각 열전달계수가 증가하는 것이라고 판단된다. 즉, 스테인레스관 보다는 동관을 사용한 열교환기가 전열성능이 우수하고, 수평직관보다는 코일관을 사용하는 가스냉각기의 열전달 계수가 향상된다. 따라서 고압의 CO₂ 냉매를 작동유체로 사용하는 가스냉각기에서 전열성능 향상과 내압성 등을 고려할 때, 소구경 코일형 전열관을 사용하는 것이 유리하리라 생각된다.

3.2 종래의 냉각 열전달 상관식과 비교

본 절에서는 수평관과 헬리컬 코일관내 초임계 영역내 CO₂의 냉각 열전달 특성을 규명하기 위해서 Petuhkov 등,⁴⁾ Krasnoshchekov 등,⁵⁾ Baskov 등,⁶⁾ Petrov-Popov,⁷⁾ Gnielinski,⁸⁾ Krasnoshchekov-Protopopov,⁹⁾ Pitla 등,¹⁰⁾ Fang¹¹⁾에 의해서 제안된 상관식들과 비교·검토하였다.

대부분 기존 상관식들의 예측값과는 큰 차이를 보였고, 예측값은 실험으로 계산한 값보다 낮게 나타났다. 그리고, 가스냉각기의 입출구에서는 실험값과 예측값사이의 차이가 크지 않았지만, 특히 임계 온도 부근에서는 열전달 계수와 상관식들 사이에 큰 차이를 보였다. 이는 임계점 부근에서의 비열, 밀도, 열전도도 등의 물성치들이 크게 변하기 때문이다. 실험값과 비교한 결과, 초임계 영역에서 제안된 상관식들 중에서 Pitla 등의 상관식은 관벽과 냉매온도에서 평가된 물성치를 Gnielinski 상관식에 대입하여 평균한 것으로 관벽과 냉매온도에 따른 물성치 변화를 잘 반영하고 있기 때문에 본 실험값과 가장 좋은 일치를 보인다. Petrov-Popov 상관식은 실험 데이터에 비해 과소 예측되는데, 이는 이들 상관식이 단지 수치적으로 분석하여 개발된 식으로 매우 간단하므로 실험 데이터에 임계점 향상(critical enhancement)의 영향을 반영하지 못했기 때문이다.

Table 2 Deviations between measured and calculated heat transfer coefficients in a horizontal gas cooler

Correlations	σ_{avg}	σ_{abs}
Petuhkov et al.	-46.1	46.1
Krasnoshchekov-Protopopov	-50.3	50.3
Krasnoshchekov et al.	-51.8	51.8
Baskov et al.	-55.8	55.8
Petrov-Popov	-50.8	50.8
Gnielinski	-45.7	43.4
Pitla et al.	-37.9	37.9
Fang	-49.3	49.3

Table 3 Deviations between measured and calculated heat transfer coefficients in a helically coiled gas cooler

Correlations	σ_{avg}	σ_{abs}
Petuhkov et al.	-45.7	45.7
Krasnoshchekov-Protopopov	-49.9	49.9
Krasnoshchekov et al.	-51.6	51.6
Baskov et al.	-54.6	54.6
Petrov-Popov	-50.9	50.9
Gnielinski	-42	43.7
Pitla et al.	-36.4	36.4
Fang	-48.2	48.2

Baskov 등의 상관식은 8, 10, 12 MPa의 압력에서만 적용할 수 있기 때문에 한계가 있다.

Krasnoshchekov와 Protopopov의 상관식은 여러가지 조건들로부터 물성치들의 영향이나 임계점 향상 등을 잘 반영하고 있으나, 상관식들의 계산과정이 너무 복잡하고, 실험 데이터들이 상관식의 조건에 잘 일치하지 않는다. Table 2~3은 수평관과 헬리컬 코일관내에서 계산한 타 상관식들과의 평균 오차와 절대 평균 오차를 나타낸 것이다. Table 2~3에서 알 수 있듯이 수평관의 평균오차가 헬리컬 코일관의 평균오차보다 약간 높은 것을 알 수 있다. Table 2~3에서 Gnielinski 상관식만 평균오차와 절대평균오차의 값이 다르고 나머지 상관식은 동일하다.

4. 결론

CO₂를 이용한 냉동·공조 시스템용 열교환기의 최적 설계를 위해서 CO₂ 냉매의 냉각과정 중에 열전달 특성에 대해서 실험한 결과, 다음과 같이 정리하였다.

일정한 압력하에서 질량유속이 증가할수록 CO₂의 국소 열전달계수는 증가하고, 일정한 가스 냉각 압력에서 질량유속에 따른 열전달계수의 증가는 각각의 유사임계 온도 지점에서 현저하게 나타났다. 질량유속에 따른 열전달 계수의 증가는 가스냉각기의 냉각압력이 낮은 7.5 MPa에서 가장 나타났고, 가스냉각기의 냉각압력이 가장 높은 10.0 MPa에서 가장 낮게 나타났다. 일정한 가스 냉각기 냉각압력 조건에서 CO₂의 질량유속이 증가할수록 압력강하는 증가하고, 일정한 질량유속에서 가스 냉각기 냉각압력이 증가할수록 CO₂의 압력강하는 감소하는 경향으로 나타났다. 또한, 냉매의 질량유속이 증가할 경우, 가스 냉각기의 냉각압력이 낮을수록 더 높은 비율로 증가하는 것을 알 수 있었다. 초임계 영역내 CO₂의 냉각 열전달 특성을 규명하기 위해서 여러 상관식과 비교·검토하였다. 그 결과, 수평관과 헬리컬 코일관 모두 Pitla 등의 상관식이 가장 좋은 일치를 보였다. 하지만, 더욱더 정확한 예측을 위해서는 새로운 상관식의 개발이 필요하리라 생각된다.

References

- 1) K. Mori, J. Onishi, H. Shimaoka, S. Nakanishi and H. Kimoto, "Cooling Heat Transfer Characteristics of CO₂ Oil Mixture at Supercritical Pressure Conditions," Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, Kobe, Japan, pp.81-86, 2002.
- 2) C. Dang, Cooling Heat Transfer of Supercritical Carbon Dioxide, Ph. D. Dissertation, The University of Tokyo School of Engineering Department of Mechanical Engineering, 2003.
- 3) J. H. Kim, An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics during Gas Cooling Process of Carbon Dioxide, M. S. Thesis, Seoul National University, 2001.

- 4) B. S. Petukhov, E. A. Krasnoshchekov and V. S. Protopopov, "An Investigation of Heat Transfer to Fluids Flowing in Pipes under Supercritical Conditions," ASME International Developments in Heat Transfer Part. 3, pp.569-578, 1961.
- 5) E. A., Krasnoshchekov, I. V. Kuraeva and V. S. Protopopov, "Local Heat Transfer of Carbon Dioxide at Supercritical Pressure Under Cooling Conditions," Teplofizika Vysokikh Temperatur, Vol.7, No.5, pp.922-930, 1970.
- 6) V. L. Baskov, I. V. Kuraeva and V. S. Protopopov., "Heat Transfer with the Turbulent Flow of a Liquid at Supercritical Pressure in Tubes under Cooling Conditions," Teplofizika Vysokikh Temperatur, Vol.15, No.1, pp.96-102, 1977.
- 7) N. E. Petrov and V. N. Popov, "Heat Transfer and Resistance of Carbon Being Cooled in the Supercritical Region," Thermal Engineering, Vol.32, No.3, pp.131-134, 1985.
- 8) V. Gnielinski, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," Int. Chem. Eng., Vol.16, pp.359-368, 1976.
- 9) E. A. Krasnoshchekov and V. S. Protopopov, "Experimental Study of Heat Exchange in Carbon Dioxide in the Supercritical Range at High Temperature Drops," Teplofizika Vysokikh Temperatur, Vol.4, No.3, pp.389-398, 1966.
- 10) S. S. Pitla, D. M. Robinson, E. A. Groll and S. Ramadhyani, "Heat Transfer from Supercritical Carbon Dioxide in Tube Flow: A Critical Review, 1998," HVAC & Research, Vol.4, No.4, pp.281-301, 1998.
- 11) X. Fang, C. W. Bullard and P. S. Hrnjak, "Heat Transfer and Pressure Drop of Gas Coolers," ASHRAE Transaction, Vol.107, Part 1, pp. 255-266, 2000.