

헬리컬 코일형 가스냉각기 내 CO₂의 냉각 열전달 특성

손창효* · 전민주** · 오후규†

(원고접수일 : 2007년 5월 1일, 심사완료일 : 2007년 7월 7일)

Cooling Heat Transfer Characteristics of CO₂ in Helical Coil Type Gas Coolers

Chang-Hyo Son* · Min-Ju Jeon** · Hoo-Kyu Oh†

Abstract : The cooling heat transfer coefficient and pressure drop of CO₂ (R-744) in helical coil copper tubes were investigated experimentally. The main components of the refrigerant loop are a receiver, a variable-speed pump, a mass flow meter, a pre-heater and a inclined helical coil type gas cooler (test section). The test section consists of a smooth copper tube of 2.45 and 4.55 mm inner diameter. The refrigerant mass fluxes were varied from 200 to 600 [kg/m²s] and the inlet pressures of gas cooler were 7.5 to 10.0 [MPa]. The heat transfer coefficients of CO₂ in helical coil tubes increase with the increase of mass flux and gas cooling pressure of CO₂. The pressure drop of CO₂ in the gas cooler shows a relatively good agreement with those predicted by Ito's correlation developed for single-phase in helical coil tubes. Though a few correlation available with the data, the local heat transfer coefficient of CO₂ agrees well with those presented by Pitla et al. among the predictions. However, at the region near pseudo-critical temperature, the experiment data indicate higher values than the Pitla et al. correlation.

Key words : CO₂ heat pump(이산화탄소 열펌프), Gas cooler(가스냉각기), Heat transfer coefficient of CO₂(이산화탄소의 열전달), Helical coil type heat exchanger(헬리컬 코일형 열교환기)

기 호		f_c : 헬리컬 코일의 마찰계수	[-]
A : 전열면적	[m ²]	G : 질량유속	[kg/m ² s]
d : 관직경	[m]	h : 열전달 계수	[kW/m ² K]
D : 코일의 직경	[m]	κ : 열전도도	[kW/mK]
		L : 길이	[m]
		M : 질량유량	[kg/s]

† 교신저자(부경대학교 기계공학부 냉동공조공학과), E-mail:headam@pknu.ac.kr, Tel: 051)620-1501

* 부경대학교 기계공학부

** 부경대학교 기계공학부 냉동공조공학과

- P : 압력 [Pa]
- Q : 전열량 [kW]
- T : 온도 [°C]
- t : 전열관 두께 [m]
- ΔP : 압력차 [Pa]
- ΔT : 온도차 [°C]

무차원수

- Nu : Nusselt number [-]
- Re : Reynolds number [-]

아래첨자

- cw : 냉각수
- gc : 가스냉각기
- i : 관내경
- in : 입구
- loc : 국소값
- o : 관외경
- re : 냉매
- w : 관벽면

1. 서 론

CO₂는 자연냉매로서 여러 가지 장점들을 가지고 있다. 즉, 지구 온난화에 미치는 영향이 매우 작으며, 가연성이 없다. 또, 냉동기유 및 기기재료와의 안전성이 뛰어나며, 독성이 없다. 더욱이 CO₂는 HCFC와 HFC계 냉매들에 비해 단위 체적당 냉동 용량 (Volumetric Capacity for Refrigeration, VCR)이 월등히 높다. 이와 같은 CO₂는 임계압력이 7.38 MPa로 높고 임계온도가 31.1 °C로 무척 낮은 특징을 가지고 있다. 이로 인해 CO₂ 열펌프 시스템은 초임계 사이클 (supercritical cycle)로 구성되므로 기존 역 랭킨 사이클로 운전되는 증기 압축식 시스템과는 다른 특징을 가지게 된다. 즉, CO₂ 가스 냉각과정은 초임계 압력에서 운전되므로 기존 시스템의 응축기와는 달리 CO₂ 상변화 과정이 없이 냉매온도만 크게 감소하게 된다. 이와 같

이 CO₂를 이용한 열펌프 시스템의 가스냉각기는 기존 열펌프 시스템의 응축기와는 큰 차이가 있으며, 여름철 가스냉각기 내 CO₂와 대기가 열교환할 때 CO₂는 임계점 보다 높은 온도가 된다. 그러므로 CO₂용 가스냉각기는 큰 온도 감소를 고려해야 하며, 효율적인 에너지 사용을 위한 방안을 모색하여야 한다.

이에 대한 방안으로 프레온계 냉매용으로 개발된 헬리컬 코일형 열교환기를 생각할 수 있다.^[1] 프레온계 냉매용 열교환기는 설치면적이 작고 성능이 우수하지만 압력강하가 크다. CO₂는 낮은 밀도로 인해 기존 프레온계 냉매에 비해 압력강하가 상당히 낮다^[2]. 이러한 이유로 CO₂를 헬리컬 코일관 열교환기에 적용할 경우 직관에 비해 컴팩트한 구조와 높은 열전달 뿐만 아니라, 상대적으로 낮은 압력강하를 얻을 수 있을 것이다. 지금까지 발표된 논문들 중에서 CO₂를 헬리컬 코일형 가스냉각기에 적용한 사례가 없으므로 이에 대한 기초 실험데이터가 상당히 부족한 실정이다.

따라서, 본 연구는 CO₂용 열펌프 시스템에서 가장 중요한 요소기 중의 하나인 가스냉각기의 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하는 것이다. 이를 위해 CO₂용 열펌프에 적용할 수 있는 헬리컬 코일관내 CO₂의 초임계 영역에서의 가스 냉각과정 중에 열전달과 압력강하 특성에 대해서 실험적으로 고찰함으로써 CO₂용 가스냉각기의 기초적 설계자료를 제공하는 것이 본 논문의 목적이다.

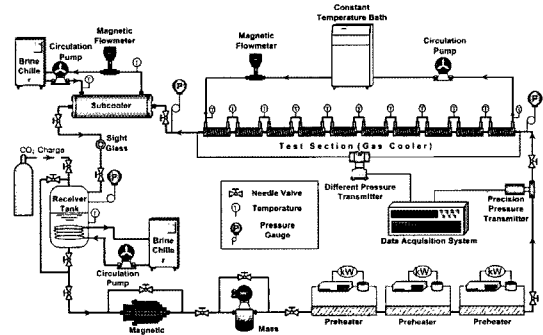


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for cooling heat transfer with CO₂

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험 장치로써 냉매 순환루프와 냉각수 순환루프로 구성되고, 각각의 루프는 냉매펌프와 냉각수펌프에 의하여 순환되는 강제순환루프이다. 냉매 순환루프는 냉매펌프, 예열기, 질량 유량계, 절대압 측정기, 가스냉각기, 보조 응축기, 수액기 등으로 이루어져 있다. 냉각수 순환루프는 항온조, 냉각수 순환펌프, 체적식 유량계 등으로 구성되어 있다.

냉매 순환경로는 Fig. 1과 같다. 즉, 수액기를 나온 냉매액은 마그네틱 기어 펌프에 의해 질량 유량계를 경유하여 예열기로 유입된다. 이때 질량 유량계에서는 냉매의 유량과 밀도를 측정한다. 예열기로 들어온 냉매액은 가변 전압조정기에 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. 가스냉각기 출구에는 보조 냉각기를 설치하여, 가스냉각기에서 CO₂ 가스를 냉각시킬 뿐만 아니라 가스냉각기 출구의 과냉각도를 조절하였다. 또한 냉매와 열원수의 열교환을 위해 항온조를 설치하였는데, 항온조에서 일정온도로 조절된 열원수는 냉

각수 순환펌프와 질량 유량계를 지나 일정유량으로 조절된 후, 내관과 외관사이의 공간으로 냉매의 흐름과 반대방향으로 흐르면서 CO₂와 열교환하도록 하였다.

2.2 시험부

Fig. 2에 나타낸 바와 같이, 본 실험에서 사용한 가스냉각기는 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상구간으로 열원수가 흐르는 이중관식 헬리컬 코일형 열교환기이다. 두 종류의 헬리컬형 가스냉각기의 내경은 4.55 mm(외경 6.35 mm)와 2.45 mm(외경 4.55 mm)의 평활 동관이다. 가스냉각기의 전체길이는 250 mm와 180 mm의 소시험부 10개 인 2500 mm와 1800 mm이다. 가스냉각기 소시험부내 헬리컬 코일관의 길이는 1000 mm와 800 mm로 전열관 전체 길이는 10,000 mm와 8000 mm이고, 곡률반경은 35 mm와 18.8 mm이다. 셸의 내경은 56.5 mm와 35 mm의 PVC관을 사용하고, 헬리컬 코일의 피치는 7.5 mm와 5 mm이다.

Fig. 2에 나타낸 바와 같이 헬리컬 코일에서 냉매온도는 각각의 소시험부 별로 11개 지점, 관내 벽면 온도 측정은 각각 소시험부의 중심부에서 원주방향으로 90°간격마다 상부, 측부(우측과 좌측), 하부의 4지점에서 측정하였다. 그리고 등간격으로 구분된 소구간 사이에 30 mm의 간격을 두어서 냉매온도를 측정하였는데 이 구간에서 측정된 온도는 열원수의 대류에 의한 영향보다는 전도에 의한 영향이 지배적이지만, 소시험부 간격을 최소화하여 측정오차 범위를 최소화할 수 있도록 하였다. 냉각수 온도는 각각의 소시험부 입·출구에서 측정하였다. 또한 압력측정은 가스냉각기 앞에 설치된 절대압 측정기로 측정한 후, 시험구간 입·출구 각 지관에 고압용 부르돈식 압력계와 차압계를 설치하여 가스 냉각과정 중에 압력강하를 측정하였다. Table 1은 본 연구의 실험조건을 정리한 것이다. 내경 2.45 mm와 4.55 mm인 가스냉각기의 실험 결과에 대한 불확실도 예측은 Kline & McClintock^[3]가 제안한 식으로 계산하여 Table 2에 나타내었다.

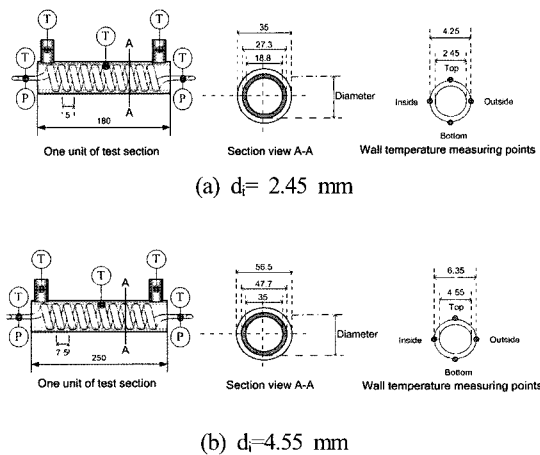


Fig. 2 Schematics diagram of helical coil type gas cooler

Table 1 Experimental conditions for cooling heat transfer of CO₂

Refrigerant	R-744(CO ₂)	
Test section	Helical coil copper tube	
d _i (d _o), [mm]	4.55(6.35)	2.45(4.55)
G _{re} , [kg/m ² s]	200, 400, 600	
P _{gc.in.} , [MPa]	7.5 ~ 10.0	
T _{cw.in.} , [°C]	15	

Table 2 Parameters and estimated uncertainties of CO₂ cooling heat transfer test

Parameters	Uncertainty	
	d _i =4.55 mm	d _i =2.45 mm
L, t, [m]	± 0.5%	± 0.5%
A, [m ²]	± 0.7%	± 0.6%
T, [°C]	± 0.1°C	± 0.1°C
ΔT, [°C]	± 0.2°C	± 0.15°C
P, [Pa]	± 1000Pa	± 800Pa
ΔP, [Pa]	± 190Pa	± 160Pa
M _{cw} , [kg/s]	± 2%	± 1.5%
G, [kg/m ² s]	± 2%	± 1.5%
Q _c , [kW]	± 3%	± 2%
h, [kW/m ² K]	± 14%	± 17%

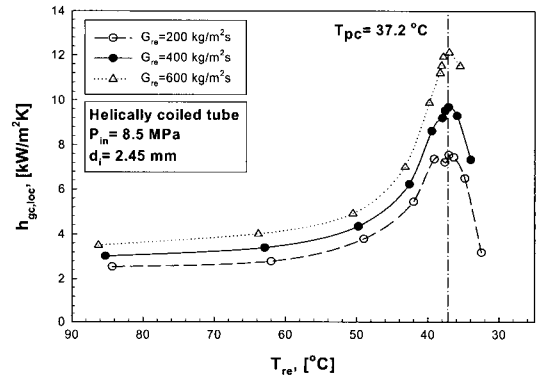
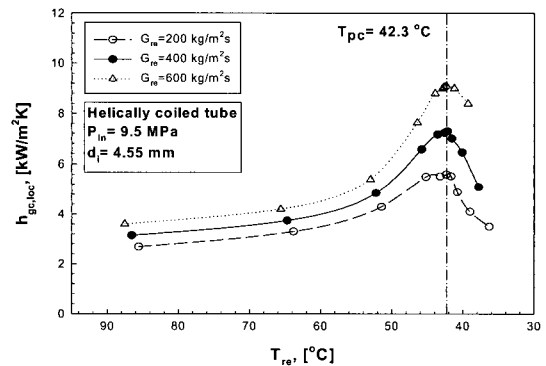
3. 냉각 열전달과 압력강하 특성

3.1 열전달 특성

3.1.1 질량유속의 영향

Fig. 3은 내경 4.55와 2.45 mm의 헬리컬 코일 관내 일정한 가스냉각기의 냉각압력에서 냉매 질량 유속 변화에 따른 국소 열전달계수를 나타낸 것이다. Fig. 3에서와 같이, 내경 4.55와 2.45 mm과 모두 일정한 압력하에서 질량유속이 증가할수록 CO₂의 국소 열전달계수는 증가한다. 이는 질량유속이 증가할수록 CO₂의 Reynolds 수가 증가하여 열전달이 향상되기 때문이다. 일정 압력하에서 질량유속 변화에 따른 CO₂의 국소 열전달계수는 각각 유사임계 온도인 37.2°C (P_{in}=8.5 MPa), 42.3°C (P_{in}=9.5 MPa)서 동일하게 최대값을 가진다. 이는 일정한 압력하에서 각각의 유사 임계 온도 영역에서 냉매 비열이 최대로 되기 때문이다. 따라서, 국소 열전달 계수는 냉매온도가 감소함에 따라 점진적으로 증가하다가 유사임계온도에서 최대가 되고, 그 이하에서는 급격하게 감소하는 경향

을 나타내고 있다. 이에 대해 Mori 등^[4]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 관측방향으로 냉매온도가 일정하다고 하였고, 관내의 CO₂ 열전달 유동을 벽면 근처의 점성저층과 관중심의 난류층으로 나누어서 고려하였다. 이때, CO₂의 국소 열전달계수는 점성저층의 두께와 액막내 열전도도와 관련이 있다고 하였는데, 본 실험결과는 Mori 등의 결과와 유사한 경향을 나타내었다.

(a) d_i=2.45 mm(b) d_i=4.55 mm**Fig. 3** Comparison of cooling heat transfer coefficients with respect to mass flux variation in helical coil type gas cooler with inner diameter tube of 2.45 and 4.55 mm

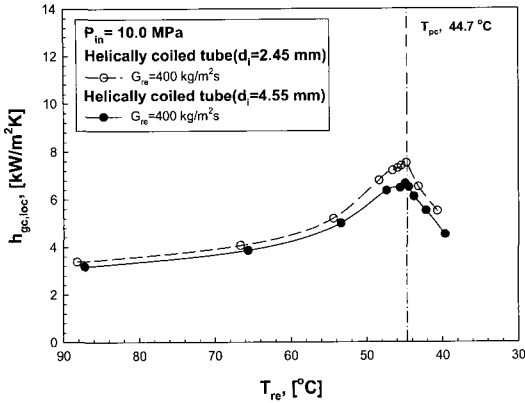


Fig. 4 Comparison of cooling heat transfer coefficients with respect to constant mass flux and gas cooling pressure in helical coil type gas cooler with inner diameter tube of 2.45 and 4.55 mm

3.1.2 관경의 영향

내경 4.55와 2.45 mm의 동관으로 제작한 헬리컬 코일형 가스냉각기에 대한 전열성능을 비교하기 위해서 동일한 냉각압력과 질량유속에서 실험하였다. Fig. 4는 동일한 질량유속과 냉각압력에서 헬리컬 코일관의 내경 변화에 따라 CO₂의 냉각 열전달계수를 비교한 것이다. Fig. 4에서와 같이, 헬리컬 코일관내 CO₂ 냉각 열전달계수의 최대값은 유사임계 온도인 44.7°C에서 나타나고, 내경 2.45 mm 코일관의 열전달계수가 4.55 mm관에 비해서 약간 높은 것을 알 수 있다. 즉, 냉각압력이 10.0 MPa에서 질량유속이 400 kg/m²s인 경우 4~11.7%정도 높게 나타났다. 따라서 위의 결과로부터 동일한 질량유속에서 헬리컬 코일관의 내경이 감소할수록 CO₂ 열전달계수는 증가하는 것을 알 수 있다.

이에 대해 Dang⁽⁵⁾은 관경이 작아질수록 냉매 온도는 동일하고 관내벽면 온도가 감소하여 열전달계수는 증가한다고 하였다. 김 등⁽⁶⁾도 이와 동일한 연구 결과를 발표하였다. 이와 같이 가스냉각기의 관경이 열전달계수에 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 따라서 고압의 CO₂ 냉매를 작동유체로 사용하는 가스냉각기에서 전열성능 향상과 내압성 등을 고려할 때, 헬리컬 코일형 동세관 전열관을 사용하는 것이 유리하리라 생각된다.

3.2 종래의 압력강하 상관식 비교

헬리컬 코일관내 냉각압력강하는 완전히 발달된 단상 난류 상관식들 중에서 가장 폭넓게 사용되고 있는 White⁽⁷⁾, Ito⁽⁸⁾, Srinivasan 등⁽⁹⁾의 상관식들과 비교하여 그 적용 가능성을 확인하였다. Ito는 코일관내에서 완전히 발달된 난류유동의 마찰계수를 다음과 같은 형태로 제안하였다.

$$f_c = 1.216Re^{0.25} + 0.116 \left(\frac{d_i}{D} \right)^{0.5} \quad (1)$$

내경 4.55 mm와 2.45 mm의 코일관내에서 측정된 압력강하와 White, Ito, Srinivasan 등의 상관식으로 예측한 압력강하를 비교한 결과, 큰 차이를 보였다. 이와 같이 차이를 보이는 이유는 종래의 상관식은 CO₂ 냉매에 대한 상관식이 아니며, 초임계 상태의 CO₂는 독특한 물성치를 가지기 때문이다. 즉, 내경 2.45 mm관에서 White, Ito, Srinivasan 등의 상관식은 각각 94.6%, 27.1%, 66.3%의 절대평균오차를 나타내었다. 그 중에서도 Ito의 상관식과 절대평균오차 25.3% (d_i=4.45 mm)와 27.1% (d_i=2.45 mm)로 가장 좋은 일치를 보였다. Table 3은 내경 4.55와 2.45 mm의 헬리컬 코일형 가스냉각기내에서 측정된 압력강하와 종래의 상관식으로 계산한 압력강하의 이탈정도를 나타낸 것으로 관경이 작아질수록 압력강하 측정값과 계산값의 이탈정도는 증가하였다.

Table 3 Deviations between measured and calculated pressure drop in helical coil type gas coolers of inner diameter tube of 2.45 and 4.55 mm

Correlations	σ_{abs} (%)	
	d _i =4.55mm	d _i =2.45mm
White	90.6	94.6
Ito	25.3	27.1
Srinivasan et al.	61.1	66.3

3.3 종래의 열전달 상관식 비교

헬리컬 코일관내 초임계 CO₂의 냉각 열전달 특성을 규명하기 위해서는 정확한 열전달 상관식이

필요하다. 이에 몇몇 연구자들⁽¹⁰⁻¹³⁾은 초임계 영역 내에서 CO₂의 열전달 계수를 예측하기 위해서 상관식을 제안하였다. 이들 연구자들은 초임계 상태의 가열조건에서 실험하여 제안한 상관식들도 있고, 초임계 상태의 냉각조건 하에서 실험하여 제안한 상관식들도 있다. 이들 상관식들의 조건은 다르지만, 제안된 상관식의 형태는 거의 유사하므로 본 데이터와 비교·분석해도 될 것으로 생각된다. 따라서 본 절에서는 초임계 영역내 CO₂의 냉각 열전달 특성을 규명하기 위해서 Petrov 등⁽¹⁰⁾, Gnielinski⁽¹¹⁾, Krasnoshchekov 등⁽¹²⁾, Pitla 등⁽¹³⁾, Fang 등⁽¹⁴⁾에 의해서 제안된 상관식들과 비교·검토하였다.

최근 Pitla 등은 초임계 CO₂의 가스 냉각실험과 수치해석을 바탕으로 새로운 상관식을 개발하였다. 그들의 상관식은 먼저 Gnielinski의 상관식을 이용하여 유체의 벽면온도와 유체의 평균온도에 해당하는 Nu 수를 구하고, 두 Nu 수의 평균값에 유체 벽면온도와 유체 평균온도의 열전달 계수의 비를 곱하여 최종 Nu 수를 계산하였다.

$$Nu = \left(\frac{Nu_w + Nu_{re}}{2} \right) \frac{k_w}{k_{re}} \quad (2)$$

위 식에서 Nu_{re}와 Nu_w는 냉매와 관벽 온도의 물성치로 평가한 Nu 수로서 Gnielinski (1976)의 상관식을 이용하여 계산한다.

내경 4.55 mm와 2.45 mm 코일관내에서 얻은 실험 결과와 종래의 상관식으로 예측한 값을 동일한 질량유속에 대해서 비교한 결과, 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 예측값의 이탈정도가 큰 이유를 설명하면, Gnielinski 식은 초임계 CO₂의 냉각 열전달에 관해서 제안한 상관식이 아니고, 완전히 발달된 단상난류에 대한 상관식으로 유사임계온도부근에

서의 급격한 물성치 변화를 반영하지 못한다. Petrov 등의 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. Krasnoshchekov 등의 상관식은 여러가지 조건들로부터 물성치들의 영향이나 임계점 향상 등을 잘 반영하고 있으나, 상관식들의 계산과정이 너무 복잡하고, 실험 데이터들이 상관식의 조건에 잘 일치하지 않는다. 반면에 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. 측정된 실험값과 계산한 예측값을 비교한 결과, 내경 4.55 mm와 2.45 mm의 헬리컬 코일관내에서 Pitla 등의 상관식이 절대평균오차 37.9%와 36.4%로 가장 좋은 일치를 보였다. Table 4는 내경 4.55와 2.45 mm의 헬리컬 코일관내에서 계산한 타 상관식들과의 절대평균오차를 나타낸 것이다. Table 4에서 알 수 있듯이 관경이 작아질수록 평균오차가 작은 것을 알 수 있다.

Table 4 Deviations between measured and calculated heat transfer coefficients in helical coil type gas coolers of inner diameter tube of 2.45 and 4.55 mm

Correlations	σ_{abs} (%)	
	$d_i=4.55$ mm	$d_i=2.45$ mm
Krasnoshchekov et al.(1966)	50.3	49.9
Petrov et al.(1985)	50.8	50.9
Gnielinski(1994)	43.4	43.7
Pitla et al.(1998)	37.9	36.4
Fang(2000)	49.3	48.2

4. 결 론

본 연구에서는 자연냉매인 CO₂를 작동유체로 사용하는 헬리컬 코일 가스 냉각기에서 초임계 가스

냉각 열전달과 압력강하를 규명하고자 하였다. 내경 2.45 mm와 4.55 mm의 동관으로 제작된 가스냉각기를 사용하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

가스냉각기내 CO₂ 냉매온도 변화에 따른 국소 냉각열전달계수는 냉매온도, 질량유속, 냉각압력 변화 등에 영향을 받는 것을 확인할 수 있었다. 동일한 실험조건에서 관경의 영향을 고려해보면, 내경 2.45 mm관인 헬리컬형 가스냉각기내의 냉각 열전달계수는 내경 4.55 mm의 코일관에 비해서 높게 나타났다. 그러나, 이에 반해 가스냉각기 내의 압력강하가 다소 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 실험으로부터 측정된 값과 종래의 상관식으로 계산한 국소열전달 계수를 비교한 결과, 내경 4.55 mm와 2.45 mm의 헬리컬 코일관내에서 Pilita 등의 상관식이 각각 절대 평균오차 37.9%와 36.4%로 가장 좋은 일치를 보였다. CO₂용 헬리컬 코일형 가스냉각기의 설계를 위한 기초자료를 확보하기 위해서는 보다 많은 실험데이터와 적용가능한 상관식의 개발이 필요하리라 생각된다.

후 기

이 논문은 산업자원부 차세대 신기술 개발사업의 일환인 “환경친화적 자연냉매인 CO₂를 적용한 고효율 냉난방 시스템 개발” 사업의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 대해 감사드립니다.(00014863875)

참고문헌

[1] A. Cioncolini, L. Santini, “An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled tubes”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2005.

[2] B. Yun, H. Y. Park, K. C. Yoo and Y. C. Kim, “Air-conditioner cycle simulation using tube-by-tube method”, *Korean Journal of*

Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 499-510, 1999.

- [3] S. J. Kline and F. A. McClintock, “Describing Uncertainties in Single Sample Experiments”, *Mechanical Engineering*, Vol. 75, No. 1, pp. 3-12, 1953.
- [4] 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*, December 4, Kobe, Japan, pp. 81-86, 2002.
- [5] C. Dang, “Cooling Heat Transfer of Supercritical Carbon Dioxide”, *The Degree of Doctor of Engineering*, The University of Tokyo School of Engineering Department of Mechanical Engineering, 2003.
- [6] 윤석호, 김주혁, 김민수, “이산화탄소의 초임계 가스냉각 과정중의 열전달과 압력강하에 관한 실험적 연구”, *대한설비공학회 논문집*, 제 16권, 제 6호, pp. 538-545, 2004.
- [7] K. Akagawa, T. Sakaguchi and M. Ueda, “Study on gas liquid two-phase flow in helically coiled tubes”, *Bull. JSME* Vol. 14, No. 72, pp. 564-571, 1971.
- [8] H. Ito, “Frictional factors for turbulent flow in curved pipes”, *J. Eng.* 81, pp. 123-134, 1959.
- [9] P. S. Srinivasan, S. S. Nandapurkar and F. A. Holland, “Pressure drop and heat transfer in coils”, *Chem. Eng.* 218, pp. 113-119, 1968.
- [10] 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.

- [11] V. Gnielinski, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", Int. Chem. Eng., 16 : pp. 359-368, 1976.
- [12] E. A. Krasonshchekov 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.
- [13] S. S. Pitla, D. M. Robinson, E. A. Groll and S. Ramadhyani, "Heat Transfer from Supercritical Carbon Dioxide in Tube Flow: A Critical Review", HVAC & R research, Vol. 4, No. 4, pp. 281-301, 1998.
- [14] 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.

저 자 소 개



손창효(孫昌孝)

1972년 11월생, 2004년 부경대학교 박사학위, 현재 부경대학교 기계공학부 누리계약교수, 고효율 고성능 이산화탄소 열교환기 및 시스템 개발.



전민주(全珉柱)

1978년 9월생, 2007년 부경대학교 석사과정, 이산화탄소용 경사진 헬리컬 코일형 가스냉각기 개발.



오후규(吳厚圭)

1948년 12월생, 1975년 와세다대학 박사학위, 현재 부경대학교 냉동공조공학 전공 교수, 고효율 이산화탄소 및 프레온 냉동 시스템 및 열교환기 개발, 냉동 냉장창고 설비설계.