

## 경사진 헬리컬 코일 열교환기의 열전달 특성에 관한 연구

손창호\* · 전민주\*\* · 장승일\*\* · 오후규†

(원고접수일 : 2007년 5월 14일, 심사완료일 : 2007년 7월 6일)

### Heat Transfer Characteristics of Inclined Helical Coil Type Heat Exchanger

Chang-Hyo Son\* · Min-Ju Jeon\*\* · Seong-Il Jang\*\* · Hoo-Kyu Oh†

**Abstract** : The heat transfer coefficient and pressure drop during gas cooling process of CO<sub>2</sub> (R-744) in inclined 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 mm inner diameter. The refrigerant mass fluxes were varied from 200 to 600 [kg/m<sup>2</sup>s] and the inlet pressures of gas cooler were 7.5 to 10.0 [MPa]. The heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> in the inclined helical coil tubes increases with the increase of mass flux and gas cooling pressure of CO<sub>2</sub>. The pressure drop of CO<sub>2</sub> in the gas cooler shows a relatively good agreement with those predicted by Ito's correlation developed for single-phase in a helical coil tube. The local heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> agrees well with the correlation by Pitla et al. However, at the region near pseudo-critical temperature, the experiments indicate higher values than the Pitla et al. correlation. Therefore, various experiments in the inclined helical coil tubes have to be conducted and it is necessary to develop the reliable and accurate prediction determining the heat transfer and pressure drop of CO<sub>2</sub> in the inclined helical coil tubes.

**Key words** : Design of gas cooler(가스냉각기의 설계), Heat transfer coefficient and pressure drop of CO<sub>2</sub>(이산화탄소의 열전달과 압력강하), Inclined helical coil type heat exchanger(경사진 헬리컬 코일형 열교환기)

	기 호	$D$ : 코일의 직경	[m]
		$f_c$ : 헬리컬 코일의 마찰계수	[-]
$A$ : 전열면적	[m <sup>2</sup> ]	$G$ : 질량유속	[kg/m <sup>2</sup> s]
$d$ : 관직경	[m]	$h$ : 열전달 계수	[kW/m <sup>2</sup> K]

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

\* 부경대학교 기계공학부 누리계약교수

\*\* 부경대학교 기계공학부 냉동공조공학과

$\kappa$	: 열전도도	[kW/mK]
$L$	: 길이	[m]
$M$	: 질량유량	[kg/s]
$P$	: 압력	[Pa]
$Q$	: 전열량	[kW]
$q$	: 열유속	[kW/m <sup>2</sup> ]
$T$	: 온도	[K]
$t$	: 전열관 두께	[m]
$\Delta P$	: 압력차	[Pa]
$\Delta T$	: 온도차	[K]
$\Delta z$	: 소시험부 길이	[m]

무차원수

$Nu$	: Nusselt number	[-]
$Pr$	: Prandtl number	[-]
$Re$	: Reynolds number	[-]

아래첨자

$cw$	: 냉각수
$gc$	: 가스냉각기
$i$	: 관내경
$in$	: 입구
$L$	: liquid
$loc$	: 국소값
$o$	: 관외경
$out$	: 출구
$re$	: 냉매
$sb$	: 소시험구간(부)
$w$	: 관벽면

1. 서 론

프레온 냉매의 지구온난화와 오존층 파괴로 인해 많은 관심을 받고 있는 CO<sub>2</sub>는 자연냉매로서 여러 가지 장점들을 가지고 있다. 즉, 암모니아에 비해 인체에 해를 미치는 대기중 농도 (TLV, Threshold limit value)와 지구 온난화에 미치는 영향이 매우 작으며, 가연성이 없다. 또, 냉동기유 및 기기재료와 호환성이 좋고, 안전성이 뛰어나

며, 독성이 없다. 더욱이 CO<sub>2</sub>는 기존 냉매들에 비해 단위 체적당 용량 (volumetric capacity for refrigeration, VCR)이 월등히 높고, 작동온도 범위에서 작동압력이 높으므로 CO<sub>2</sub> 시스템을 소형화할 수 있다.

CO<sub>2</sub>는 임계압력이 7.38 MPa로 높고 임계온도가 31.1 °C로 무척 낮기 때문에 CO<sub>2</sub>를 이용한 냉동·공조 시스템은 저온열원에서의 증발과정은 임계점 이하에서 일어나고, 고온열원에서 냉각과정은 임계점 이상 (초임계 고압)에서 일어나는 초임계 사이클 (supercritical cycle)로 구성된다. 이는 기존의 역 랭킨 사이클로 운전되는 증기압축기 냉동·공조 시스템과는 다른 특징을 가지게 된다. 즉, 기존의 냉동·공조 시스템에서 응축기의 운전압력이 1~3 MPa 정도인데 반하여, CO<sub>2</sub>를 이용한 냉난방 시스템용 가스냉각기 내의 압력은 8~14 MPa 정도로 매우 높으며, 임계압력보다 높은 압력에서 운전되므로 기존 시스템의 응축기와는 달리 상변화 과정이 없고, 고압 단상 상태의 냉매가 가스냉각기 내를 지나는 동안 지속적으로 온도가 감소되면서 열방출이 일어나게 된다. 또한 온도가 감소하면서 임계점 근처를 지나게 되므로 전달 현상과 관련한 물성치들이 크게 변화하게 된다. 이와 같이 CO<sub>2</sub>를 이용한 열펌프 시스템의 가스냉각기의 운전조건은 기존 열펌프 시스템의 응축기와는 큰 차이가 있으며, 안정성, 효율성 및 내구성 등에 세심한 주의가 요구되므로, 초임계 상태에서의 CO<sub>2</sub>의 특성을 고려한 가스냉각기의 설계 및 제작 기술 개발이 절실히 요구된다.

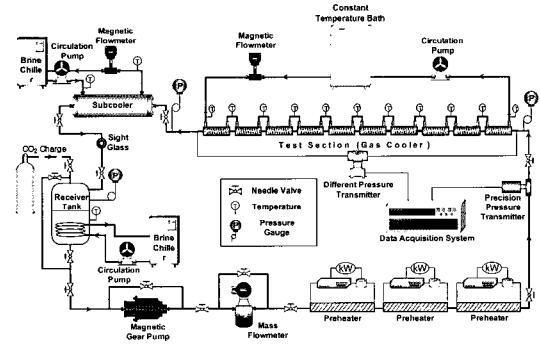


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for cooling heat transfer with CO<sub>2</sub>

따라서, 본 연구는 CO<sub>2</sub>용 열펌프 시스템에서 가장 중요한 요소기인 가스냉각기의 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하는 것이다. 이를 위해 CO<sub>2</sub>용 열펌프를 비롯한 각종 냉동공조장치에 가장 일반적으로 적용할 수 있는 경사진 헬리컬 코일관내 CO<sub>2</sub>의 초임계 영역에서의 가스 냉각과정 중에 열전달과 압력강하 특성에 대해서 실험적으로 고찰하는 것이 본 논문의 목적이다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험 장치로써 냉매 순환루프와 냉각수 순환루프로 구성되고, 각각 냉매펌프와 냉각수펌프에 의하여 순환되는 강제순환루프이다. 냉매 순환루프는 냉매펌프(refrigerant pump), 예열기(pre-heater), 질량 유량계(mass flow meter), 절대압 측정기(absolute pressure transmitter), 가스냉각기(gas cooler), 보조 응축기(sub-condenser and after-condenser), 수액기(liquid receiver) 등으로 이루어져 있다. 냉각수 순환루프는 항온조(constant bath), 냉각수 순환펌프(water circulation pump), 체적식 유량계 등으로 구성되어 있다.

Fig. 1에서와 같이 냉매의 순환경로를 살펴보면, 수액기를 나온 냉매액은 마그네틱 기어 펌프에 의해서 질량 유량계로 들어가고, 이때 질량 유량계에서는 냉매의 유량과 밀도를 측정한다. 예열기로 들어온 냉매액은 가변 전압조정기에 의해 가열되어 초임계 상태의 냉매증기로 상변화된다. 이때 유량 조절밸브와 바이패스에 의해서 일정유량으로 조절되고, 조절된 냉매증기는 가스 냉각기로 들어가서 열원수와 대향류로 열교환한다. 가스 냉각기를 나온 냉매액은 수액기를 거쳐서 재순환한다. 가스냉각기 출구에는 보조 냉각기(subcooler)를 설치하여, 가스냉각기에서 CO<sub>2</sub> 가스를 냉각시킬 뿐만 아니라 가스냉각기 출구의 과냉각도를 조절하였다. 또한 냉매와 열교환기 위해서 냉동기 칠러(chiller)에서 일정온도로 조절된 열원수는 냉각수 순환펌프와 질량 유량계를 지나 일정유량으로 조절

된 후, 내관과 외관사이의 공간으로 냉매의 흐름과 반대방향으로 흐르게 되어 있다.

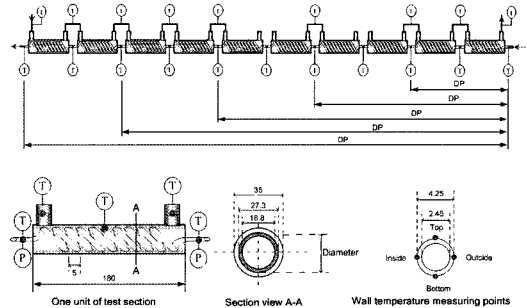


Fig. 2 Schematics diagram of inclined helical coil type gas cooler

### 2.2 시험부

Fig. 2에서처럼, 본 실험에서 사용한 가스냉각기는 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상구간으로 열원수가 흐르는 이중관식 경사진 헬리컬 코일형 열교환기이다. 헬리컬형 가스냉각기의 경사각도는 45°이고, 내경은 2.45 mm(외경 4.25 mm)의 평활 동관이다. 가스냉각기의 전체길이는 180 mm의 소시험부 10개 인 1800 mm이다. 가스냉각기 소시험부내 헬리컬 코일관의 길이는 800 mm로 전열관 전체 길이는 8000 mm이고, 곡률반경은 18.8 mm이다. 셀의 내경은 35 mm의 PVC 관을 사용하고, 헬리컬 코일의 피치는 5 mm이다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 헬리컬 코일에서 냉매 온도는 각각의 소시험부 별로 11개 지점, 관내 벽면 온도 측정은 각각 소시험부의 중심부에서 원주 방향으로 90°간격마다 상부, 측부, 하부의 3지점에서 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 지점에 고압용 부르돈식 압력계와 차압계를 설치하여 가스 냉

각과정 중에 압력강하를 측정한다.

### 2.3 실험방법 및 조건

실험을 수행하여 시험구간내의 온도와 압력이 평형상태에 도달했을 때 실험조건, 즉 냉매온도와 압력, 질량유속, 냉매 유량, 냉각수의 온도 및 유량 등을 조절시켜 시스템이 정상상태가 된 후에 측정을 하였다. 그리고 실험 데이터 측정이 완료되면 다시 냉매 유량과 냉각수 유량을 조절하여 반복실험을 하였다. 또한 온도, 압력 및 유량 등을 측정하기 위한 검출신호는 데이터 변환기를 통하여 컴퓨터에 입력시켜 처리하였다. Table 1은 본 연구의 실험조건을 정리한 것이다.

**Table 1 Experimental conditions for cooling heat transfer of CO<sub>2</sub>**

Refrigerant	R-744(CO <sub>2</sub> )
Test section	Inclined helical coil copper tube
d <sub>i</sub> (d <sub>o</sub> ), [mm]	2.45(4.55)
G <sub>re</sub> , [kg/m <sup>2</sup> s]	200, 400, 600
P <sub>gc.in</sub> , [MPa]	7.5 ~ 10.0
T <sub>cw.in</sub> , [°C]	15

### 2.4 자료정리

본 연구에서 사용한 CO<sub>2</sub>의 열물성값 계산은 NIST에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 REFPROP (version 6.02)를 이용하였고, 냉각 열전달 특성을 파악하기 위한 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 가스 냉각기 소구간에서의 열유속  $q_{gc}$ 는 다음과 같은 식 (1)로 부터 계산하였다.

$$q_{gc} = \frac{Q}{\pi \cdot d_i \cdot \Delta z} \quad (1)$$

여기서, Q는 가스 냉각기내의 냉각열량이다. 그리고 d<sub>i</sub>는 평균 관내경이고, Δz는 소구간의 길이를 나타낸다. 냉각 과정에서 관의 원주 방향으로의 열전달계수는 시스템의 성능에 많은 영향을 미치므로, 원주 방향으로의 열전달계수를 계산할 필요가

있는데, 이러한 국소 열전달계수는 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$h_{gc.loc} = \frac{q_{gc}}{T_{gc} - T_{gc.w.in}} \quad (2)$$

위 식에서, h<sub>gc.loc</sub>는 가스 냉각기에서의 소구간 국소 열전달계수를 나타내며, T<sub>gc</sub>는 가스 냉각기에서의 냉매 온도이고, T<sub>gc.w.in</sub>는 가스 냉각기에서의 관벽 내표면 온도이다. 그리고, 관벽 내표면 온도는 정상 상태에서의 1차원 전도 방정식을 사용하여 다음과 같이 식 (3) 계산한다.

$$T_{gc.w.in} = T_{gc.w.out} + \frac{Q_{gc.sb}}{2\pi \cdot k_w \cdot \Delta z} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \quad (3)$$

여기서, T<sub>gc.w.out</sub>는 관의 상, 하, 측부의 표면 온도를 평균한 내관 평균 벽면 온도이고, d<sub>o</sub>와 d<sub>i</sub>는 내관의 외경과 내경이다. 또 κ<sub>w</sub>는 스테인레스의 열전도율이다.

## 3. 냉각 열전달과 압력강하 특성

### 3.1 열전달 특성

Fig. 3은 내경 2.45 mm의 경사진 헬리컬 코일관내 일정한 가스냉각기의 냉각압력에서 냉매 질량유속 변화에 따른 국소 열전달계수를 나타낸 것이다. Fig. 3에서와 같이, 일정한 압력하에서 질량유속이 증가할수록 CO<sub>2</sub>의 국소 열전달계수는 증가한다. 이는 질량유속이 증가할수록 CO<sub>2</sub>의 Reynolds 수가 증가하여 열전달이 향상되기 때문이다. 일정 압력하에서 질량유속 변화에 따른 CO<sub>2</sub>의 국소 열전달계수는 각각 유사임계 온도인 37.2°C (P<sub>in</sub>=8.5 MPa)에서 최대값이 동일하다. 이는 일정한 압력하에서 각각의 유사 임계온도 영역에서 냉매 비열이 최대가 되기 때문이다. 그리고, 냉매 온도가 감소함에 따라 유사임계 온도이상에서는 열전달 계수가 증가하며, 유사임계 온도이하에서는 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이에 대해 Mori 등<sup>(1)</sup>은 유사임계 이상에서는 점성저층의 두께 감소보다 액막내 열전도도의 증가가 크기 때문

에 열전달계수는 증가하며, 유사임계 이하에서는 액막내 열전도도의 감소가 지배적이기 때문에 열전달계수는 감소한다고 하였다. Mori 등은 관내의 CO<sub>2</sub> 유동을 완전히 발달된 난류로 규정하여 관측 방향으로 냉매온도가 일정하다고 하였고, 관내의 CO<sub>2</sub> 열전달 유동을 벽면근처의 점성저층과 관중심의 난류층으로 나누어서 고려하였다. 이때, CO<sub>2</sub>의 국소 열전달계수는 점성저층의 두께와 액막내 열전도도와 관련이 있다고 하였다.

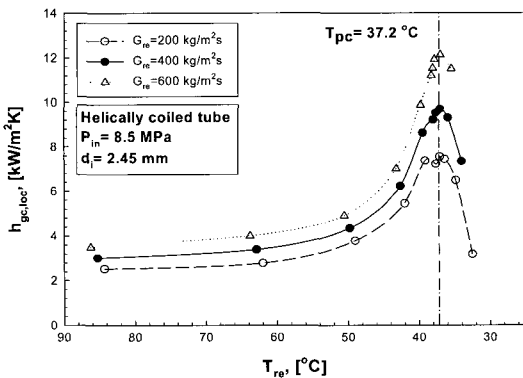


Fig. 3 Comparison of cooling heat transfer coefficients with respect to mass flux variation in inclined helical coil type gas cooler

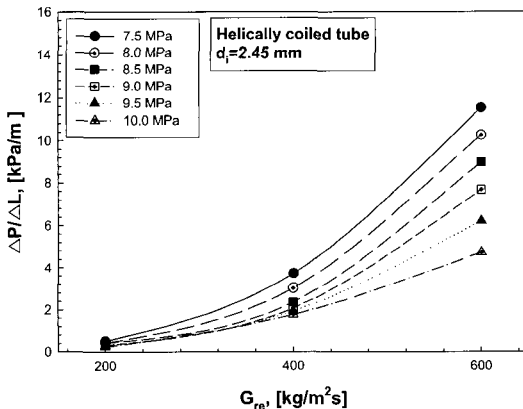


Fig. 4 Comparison of cooling pressure drop with respect to mass flux and gas cooling pressure variation in inclined helical coil type gas cooler

### 3.2 압력강하 특성

Fig. 5는 내경 2.45 mm의 헬리컬 코일형 가스

냉각기 냉각압력이 7.5~10.0 MPa이고, 질량유속이 200~600 kg/m<sup>2</sup>s인 범위에서 측정된 냉매 압력강하를 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. Fig. 5에서 알 수 있듯이, 일정한 가스냉각기 냉각압력에서 CO<sub>2</sub>의 질량유속이 증가할수록 압력강하는 증가하고, 가스냉각기의 냉각압력이 낮을수록 더 높은 비율로 증가하는 것을 알 수 있다. 또한, 일정한 질량유속에서 가스냉각기 냉각압력이 증가할수록 CO<sub>2</sub>의 압력강하는 감소하는 경향으로 나타났다. 이는 냉매 밀도와 밀접한 관계가 있기 때문이다. 즉, 냉각압력이 증가할수록 CO<sub>2</sub>의 밀도는 0.5~2배로 증가하여 압력강하가 감소하는 것으로 판단된다.

### 3.3 종래의 압력강하 상관식 비교

헬리컬 코일관내 냉각압력강하는 완전히 발달된 단상 난류 상관식들 중에서 가장 폭넓게 사용되고 있는 White<sup>[2]</sup>, Ito<sup>[3]</sup>, Srinivasan 등<sup>[4]</sup>의 상관식들과 비교하여 그 적용 가능성을 확인하였다. Ito는 코일관내에서 완전히 발달된 난류유동의 마찰계수를 다음과 같은 형태로 제안하였다.

$$f_c = 1.216Re^{0.25} + 0.116\left(\frac{d_i}{D}\right)^{0.5} \quad (4)$$

내경 2.45 mm의 코일관내에서 측정된 압력강하와 Ito의 상관식으로 예측한 압력강하를 비교한 결과, Ito의 상관식으로 예측한 압력 강하값이 실험으로 측정된 압력강하보다 낮게 나타났다. 측정된 압력강하와 Ito의 상관식으로 예측한 압력강하를 비교한 결과, 내경 2.45 mm 코일관내에서 평균오차와 절대평균오차는 27.1%정도였다.

내경 2.45 mm의 코일관내에서 측정된 압력강하와 Srinivasan 등의 상관식으로 예측한 압력강하를 비교한 결과, Srinivasan 등의 상관식으로 예측한 압력강하값이 실험으로 측정된 압력강하보다 낮게 나타났다. 측정된 압력강하와 Srinivasan 등의 상관식으로 예측한 압력강하를 비교한 결과, 내경 2.45 mm 코일관의 경우는 평균오차와 절대 평균오차는 66.3%정도였다.

따라서 위에서 언급한 내용을 정리하면, 종래의 상관식과는 큰 차이를 보이지만 Ito의 상관식과 평균 오차는 27.1%로 가장 좋은 일치율을 보였다. Table 2는 내경 2.45 mm의 헬리컬 코일형 가스냉각기 내에서 측정된 압력강하와 종래의 상관식으로 계산한 압력강하의 이탈정도를 나타낸 것으로 관경이 작아질수록 압력강하 측정값과 계산값의 이탈정도는 증가하였다.

**Table 2 Deviations between measured and calculated pressure drop in inclined helical coil type gas cooler**

Correlations	$\sigma_{avg}$ and $\sigma_{abs}$ (%)
	$d_i=2.45$ mm
White	94.6
Ito	27.1
Srinivasan et al.	66.3

### 3.4 종래의 열전달 상관식 비교

경사진 헬리컬 코일관내 초임계 CO<sub>2</sub>의 냉각 열전달 특성을 규명하기 위해서는 정확한 열전달 상관식이 필요하다. 이에 몇몇 연구자들<sup>[5)-(8), (10)-(12)]</sup>은 초임계 영역 내에서 CO<sub>2</sub>의 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 CO<sub>2</sub>의 냉각 열전달 특성을 규명하기 위해서 Petuhkov 등<sup>[5]</sup>, Krasnoshchekov 등<sup>[6]</sup>, Baskov 등<sup>[7]</sup>, Petrov & Popov<sup>[8]</sup>, Gnielinski<sup>[9]</sup>, Krasnoshchekov & Protopopov<sup>[10]</sup>, Pitla 등<sup>[11]</sup>, Fang 등<sup>[12]</sup>에 의해서 제안된 상관식들과 비교·검토하였다.

최근 Pitla 등은 초임계 CO<sub>2</sub>의 가스 냉각실험과 수치해석을 바탕으로 새로운 상관식을 개발하였다. 그들의 상관식은 먼저 Gnielinski<sup>[13]</sup>의 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.

$$Nu = \left( \frac{Nu_w + Nu_{re}}{2} \right) \frac{k_w}{k_{re}} \quad (5)$$

위 식에서 Nu<sub>re</sub>와 Nu<sub>w</sub>는 냉매와 관벽 온도의 물성치로 평가한 Nu 수로서 Gnielinski (1976)의 상관식을 이용하여 계산한다.

내경 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.

**Table 3 Deviations between measured and calculated heat transfer coefficients in inclined helical coil type gas cooler**

Correlations	$\sigma_{avg}$ and $\sigma_{abs}$ (%)
	$d_i=2.45$ mm
Petuhkov et al. (1961)	45.7
Krasnoshchekov & Protopopov (1966)	49.9
Krasnoshchekov et al. (1970)	51.6
Baskov et al. (1977)	54.6
Petrov & Popov (1985)	50.9
Gnielinski (1994)	42, 43.7
Pitla et al. (1998)	36.4
Fang (2000)	48.2

실험값과 예측값의 이탈정도가 큰 이유를 설명하면, Gnielinski 식은 초임계 CO<sub>2</sub>의 냉각 열전달

에 관해서 제안한 상관식이 아니고, 완전히 발달된 단상난류에 대한 상관식으로 유사임계온도부근에서의 급격한 물성치 변화를 반영하지 못한다. 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. Baskov 등의 상관식은 8, 10, 12 MPa의 압력에서만 적용할 수 있기 때문에 한계가 있다. Krasnoshchekov & Protopopov, Ghajar & Asadi의 상관식은 여러 가지 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 2.45 mm의 헬리컬 코일관내에서 Pitla 등의 상관식이 절대 평균오차 36.4%로 가장 좋은 일치를 보였다. Table 3은 내경 2.45 mm의 헬리컬 코일관내에서 계산한 타 상관식들과의 평균 오차와 절대 평균 오차를 나타낸 것이다. Table 3에서 알 수 있듯이 관경이 작아질수록 평균오차가 큰 것을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 자연냉매인 CO<sub>2</sub>를 작동유체로 사용하는 경사진 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 CO<sub>2</sub> 냉매온도 변화에 따른 국소 냉각열전달계수는 냉매온도, 질량유속, 냉각압력 변화 등에 영향을 받는 것을 확인할 수 있었다. 또한 실험으로부터 측정된 값과 종래의 상관식으로

계산한 국소열전달 계수를 비교한 결과, 내경 2.45 mm의 헬리컬 코일관내에서 Pitla 등의 상관식이 각각 절대 평균오차 37.9%와 36.4%로 가장 좋은 일치를 보였다. 위의 결과로부터, CO<sub>2</sub>용 헬리컬 코일형 가스냉각기는 우수한 전열성능을 나타냄을 알 수 있었다. 그러나, 이에 반해 가스냉각기 내의 압력강하가 다소 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 따라서 가스냉각기의 압력강하를 줄일 필요가 있으며, 이에 대한 방안으로 가스냉각기의 입출구 부분에 분지 헤드를 부착하는 것을 고려할 수 있다. 또한, CO<sub>2</sub>용 헬리컬 코일형 가스냉각기의 설계를 위한 기초자료를 확보하기 위해서는 새로운 상관식의 개발이 필요하리라 생각된다.

#### 후 기

“이 논문은 2006학년도 부경대학교 기성회 학술연구비에 의해 연구되었음(PK-2006-061)”

#### 참고문헌

- [1] K. Mori, J. Onishi, H. Shimaoka, S. Nakanishi and H. Kimoto, “Cooling heat transfer characteristics of CO<sub>2</sub> Oil mixture at supercritical pressure conditions”, Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, December 4, Kobe, Japan, pp. 81-86, 2002.
- [2] 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.
- [3] H. Ito, “Frictional factors for turbulent flow in curved pipes”, J. Eng. 81, pp. 123-134, 1959.
- [4] P. S. Srinivasan, S. S. Nandapurkar and F. A. Holland, “Pressure drop and heat transfer in coils”, Chem. Eng.

- 218, pp. 113-119, 1968.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] 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 Vo. 15, No. 1, pp. 96-102, 1977.
- [8] 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.
- [9] V. Gnielinski, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", Int. Chem. Eng., 16 : pp. 359-368, 1976.
- [10] 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.
- [11] 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.
- [12] 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.
- [13] V. Gnielinski, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", Int. Chem. Eng., 16 : pp. 359-368, 1976.

## 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.



### 장승일(張勝壹)

1978년 1월생, 2007년 부경대학교 석사학위, 이산화탄소용 수냉식 열펌프 시스템 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.