한국마린엔지니어링학회지 제34권 제2호, pp. 259~266, 2010. 3 (ISSN 1226-9549)
Journal of the Korean Society of Marine Engineering

CO_2 가스쿨러용 콤팩트열교환기 개발에 관한 연구(2)
- 열유량과 압력강하에 관한 실험 및 예측 -

오후규[1] · 손창효†

(원고접수일 : 2009년 12월 7일, 원고수정일 : 2010년 3월 4일, 심사완료일 : 2010년 3월 11일)

Experimental Study on Compact type CO_2 Gas Cooler(2)
- Experiments and Predictions on Heat Flowrate and Pressure Drop -

Hoo-Kyu Oh[1] · Chang-Hyo Son†

요 약 : 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2의 열유량과 압력강하는 LMTD 방식을 이용하여 예측하였고 그 결과를 실험값과 비교하였다. CO_2와 냉각수의 유량은 각각 0.06~0.075 kg/s이고, 가스냉각기의 냉각압력은 8~10 MPa이다. 초임계 CO_2의 냉각시의 열유량과 압력강하는 LMTD 방식을 이용하여 예측하였고, 이때 냉매측 열전달과 압력강하식은 각각 Gnielinski와 Dittus-Boelter 식을 사용하였다. LMTD법으로 예측한 값과 실험값을 비교한 결과, CO_2의 열유량과 압력강하는 상대적으로 좋은 일치를 보였다.
주제어 : 헬리컬 코일형 가스냉각기, CO_2, 가스냉각기, 고성능, 자연냉매, 압력강하

Abstract: The heat flowrate and pressure dorp of CO_2 in a multi-tube-in-tube helical coil type gas cooler were predicted using LMTD method and compared with the experimental data. The mass flowrate of CO_2 and coolant were varied from 0.06 to 0.075 〔kg/s〕, and the cooling pressure of gas cooler were from 8 to 10 〔MPa〕, respectively. The LMTD method is used to predict the heat flowrate and pressure drop of supercritical CO_2 during in-tube cooling. The equations used by LMTD method were Gnielinski correlation for CO_2 and Dittus-Boelter correlation for coolant, respectively. The equation used to predict the pressure drop of CO_2 and coolant is Blasius correlation. In comparison of heat flowrate and pressure drop of CO_2 measured by experiment to that predicted by LMTD method, the experimental heat flowrate and pressure drop of CO_2 in the multi-tube-in-tube helical coil type gas cooler shows a relatively good agreement with that predicted by LMTD method.
Key words: Helical coil type gas cooler, CO_2, Gas cooler, High performance, Natural refrigerant, Pressure drop

기 호

A : 전열면적 〔m^2〕
c_p : 정압비열 〔kJ/kgK〕
d : 관직경 〔m〕
D : 셀직경 〔m〕
f : 마찰계수 〔-〕
G : 질량유속 〔kg/m^2s〕
h : 대류열전달계수 〔kW/m^2K〕

† 교신저자(부경대학교 기계공학부 시간강사, E-mail:sonch@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6175)
1 부경대학교 기계공학부 교수

L : 열교환기 길이 〔m〕
M : 질량유량 〔kg/s〕
N : 전열관 개수
P : 압력 〔Pa〕
Q : 열유량 〔kW〕
R : 오염계수 〔m^2K/kW〕
T : 온도 〔℃〕
ΔP : 압력차 〔Pa〕
u : 유속 〔m/s〕
U : 총괄열전달계수 〔kW/m^2K〕

그리스 문자
ρ : 밀도 〔kg/m^3〕
κ : 열전도도 〔kW/mK〕

무차원수
Pr : Prandtl Number 〔-〕
Nu : Nusselt Number 〔-〕
Re : Reynolds Number 〔-〕

아래첨자
cw : 냉각수
dis : 분배기
re : 냉매
i : 관내경
in : 입구
o : 관외경
out : 출구

1. 서 론

프레온계 냉매가 오존층 파괴 및 온실효과의 원인 물질로 밝혀짐에 따라 현재 대형 냉동장치나 열펌프 등에 사용되고 있는 R-22 대체냉매의 하나로 자연냉매인 CO_2(R-744)에 대한 연구〔1-3〕가 활발히 진행되고 있다. 특히, CO_2는 R-22에 비해 단위 체적당 냉동용량(VCR)이 대단히 높기 때문에 동일한 용량의 열펌프에 대해 R-22 대신 CO_2를 가스냉각기에 적용할 경우 열교환기의 체적을 줄일 수 있는 장점이 있다. 이러한 측면에서 일본과 유럽은 물론이고 우리나라에서도 CO_2를 사용하는 열펌프 개발이 중요시 되고 있다. 그러나 CO_2는 장점뿐만 아니라 단점도 많은 냉매이므로 CO_2 용 열펌프의 상품화를 위해서는 무엇보다 시스템의 고성능화와 고효율화 그리고 콤팩트화를 위한 기술개발은 필수적이라 할 것이다.

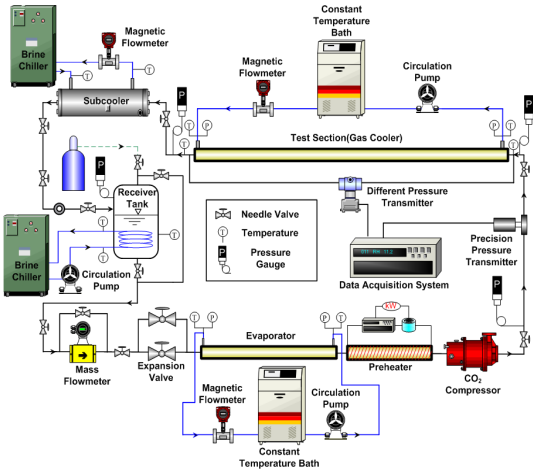

Figure 1: Schematics diagram of experimental apparatus

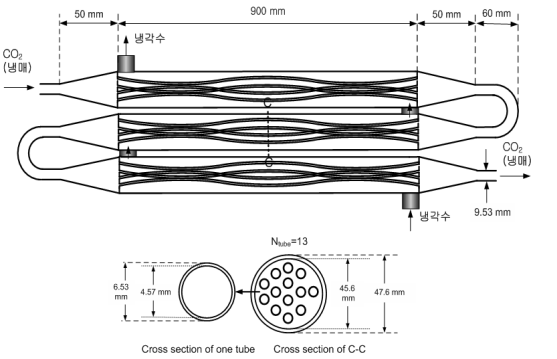

Figure 2: Schematics diagram of multi-tube-in-tube helical coil type gas cooler(test section)

시스템의 상품성 향상과 고효율화에 영향을 미치는 요인은 여러 가지가 있겠으나 그 중에서도 가스냉각기는 CO_2용 열펌프의 콤팩트화와 고성능화를 결정짓는 핵심적 요소기술 중의 하나이다. 지금까지 가스 냉각기에 관한 연구〔4-5〕는 다소 있으나 대부분 평활관을 대상으로 한 기초연구이며 실용화를 위한 연구는 대단히 부족한 실정이다. 단지 가스

냉각기의 고효율화를 위한 저자 등의 기초 연구가 있으며[6-7], 이에 의하면 가스냉각기를 다중관식 헬리컬 코일형 열교환기로 할 경우 컴팩트화뿐만 아니라, 고성능화와 고효율화를 이룩할 수 있을 것으로 본다. 그러나 지금까지 CO_2 냉매를 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기에 적용한 사례가 없을 뿐만 아니라 이에 관련된 실험적 데이터와 예측가능한 상관식 모델도 대단히 부족하므로 보다 많고 다양한 연구가 절실히 요망되는 실정이다.

따라서, 본고에서는 CO_2를 작동유체로 사용하여 고성능 콤팩트형 열펌프 시스템 개발의 필수 요소인 "CO_2 가스쿨러용 콤팩트 열교환기 개발에 관한 연구"의 일환으로 제 1보[8]에서 발표한 실험결과와 본 논문에서 제안하는 열교환기의 설계 방법 중의 하나인 LMTD 방법으로 예측한 결과를 분석함으로써 CO_2용 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기의 설계에 대한 기초자료를 제공하고자 한다.

Table 1: Experimental conditions.

Refrigerant	R-744(CO_2)
$d_i(d_o)$, [mm]	4.57(6.53)
M_{re}, [kg/s]	0.06~0.075
M_{cw}, [kg/s]	0.06~0.075
$P_{re,in}$, [MPa]	8, 9, 10
$T_{cw,in}$, [℃]	12, 17, 22
$T_{re,in}$, [℃]	100

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 제 1보에서 발표한 내용과 동일한 것으로 **Figure 1**에서와 같이 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 CO_2용 증기 압축식 열펌프 사이클을 구성하고 있으며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 열원수 (2차유체)가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 압축기, 가스냉각기, 보조응축기, 질량유량계, 팽창밸브, 증발기, 압축기의 순으로 순환된다. 2차유체는 열원수 공급 장치, 온도 조절기, 물 펌프, 수유량계, 시험 구간인 가스냉각기의 순으로 순환된다.

Figure 2는 시험부인 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기로서, 내관의 내경은 4.57 mm, 외경은 6.53 mm인 동관으로 제작되었다. 그리고 외관은 내경 45.6 mm, 외경 47.6 mm인 동관을 사용하였다. 가스냉각기는 입출구 분배기(헤더 1개당 50 mm)와 냉각수와 냉매관이 접하는 부분(27 000 mm)으로 구성되며 전체길이는 분배기를 포함하여 27 300 mm이다. 가스냉각기내 냉매관의 개수는 총 13개이다. **Table 1**은 제 1보에서 발표한 실험조건과 동일한 것으로 본 논문에서 LMTD법으로 예측하고자 하는 범위를 나타낸 것이다.

3. 가스냉각기의 성능 예측

3.1 이론 해석

3.1.1 열유량

본 연구에서는 LMTD법을 이용하여 가스냉각기 내의 냉매와 냉각수의 압력, 입구온도, 유량 등을 변화시켜가면서 열유량과 압력강하를 예측해보고, 제 1보에서 발표한 실험데이터와 비교해봄으로써 가스냉각기의 최적 설계에 대한 합리적인 지침을 마련하고자 하였다. 성능예측 프로그램에서 냉매측의 열전달 계수는 Kim 등[10]이 추천하는 Gnielinski 식(냉매측)을 이용하여 계산하였다. 그리고 냉매측 열전달 계수는 냉각수가 난류 유동인 경우에는 Kim 등[10]이 추천하는 Dittus-Boelter 식(냉각수측)으로 구하였으며, 층류 유동인 경우에는 제 1보에서 발표한 실험데이터를 최소제곱 회귀법으로 구한 다음의 상관식으로 계산하였다.

$$Nu_{cw} = 0.023 Re_{cw}^{0.8} Rr_{cw}^{0.3} \text{ (난류 유동)} \quad (1)$$

$$Nu_{cw} = 0.1138 Re_{cw}^{1.558} Pr_{cw}^{-3.249} \text{ (층류 유동)} \quad (2)$$

$$Nu_{re} = \frac{f_{re}/2 \cdot (Re_{re} - 1000) \cdot Pr_{re}}{12.7 \cdot \sqrt{f_{re}/2} \cdot (Pr_{re}^{2/3} - 1) + 1} \quad (3)$$

여기서 식 (3)에서 정의하는 f_{re}는 $(1.58 \cdot \ln(Re_{re}) - 3.28)^{-2}$이다.

위의 식으로 구한 냉매측과 냉각수측의 열전달 계수는 아래 식의 총괄열전달 계수(U)를 구하는데 사용된다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{re}A_i} + \frac{R_{re}}{A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\kappa L} + \frac{R_{cw}}{A_o} + \frac{1}{h_{cw}A_o} \quad (4)$$

위의 식에서 냉매측과 냉각수측의 열저항을 무시하면 아래와 같이 열전달 계수만의 간단한 식이 된다.

$$\frac{1}{UA}=\frac{1}{h_{re}A_i}+\frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\kappa L}+\frac{1}{h_{cw}A_o} \quad (5)$$

위의 식(5)으로 구한 총괄 열전달 계수, 전열면적, 대수평균 온도차로부터 열교환기의 열유량(Q)를 구할 수 있다.

$$Q=U\cdot A\cdot \Delta T_{LMTD} \quad (6)$$

3.1.2 압력강하

CO_2용 가스냉각기의 전체 압력강하는 크게 분배기 입출구에서 발생하는 압력강하와 전열관내 압력강하의 합으로서 다음의 식과 같다.

$$\Delta P_{total}=\Delta P_{tube}-\Delta P_{dis,in}+\Delta P_{dis,out} \quad (7)$$

분배기에서의 압력강하는 냉매의 평균속도로부터 Shah와 Focke[11] 등이 제안한 경험적 관계식으로 아래와 같다.

$$\Delta P_{dis}=1.5\cdot\left(\rho\cdot\frac{u_{dis}^2}{2}\right) \quad (8)$$

전열관내에서의 CO_2 압력강하는 액단상류에 대한 압력강하 예측에 일반적으로 적용하고 있는 아래의 식의Darch-Weisbach[12]식으로 계산하였다.

$$\Delta P=2\cdot f\cdot\frac{L}{d_i}\cdot\frac{G^2}{\rho} \quad (9)$$

위 식에서 마찰계수(f)는 Son[13]이 추천하는 아래의 Blasius 식[14]로 계산하였다.

$$f=0.079\cdot Re_{re}^{-0.25} \quad (10)$$

그리고 냉각수측의 압력강하는 위의 식(9)과 (10)으로부터 계산하였다.

3.2 해석 알고리즘

앞에서 제시한 기본이론을 바탕으로 가스냉각기의 성능해석을 위한 해석 알고리즘을 **Figure 3**에 나타내었고, EES[15]를 이용한 예측 프로그램 수행

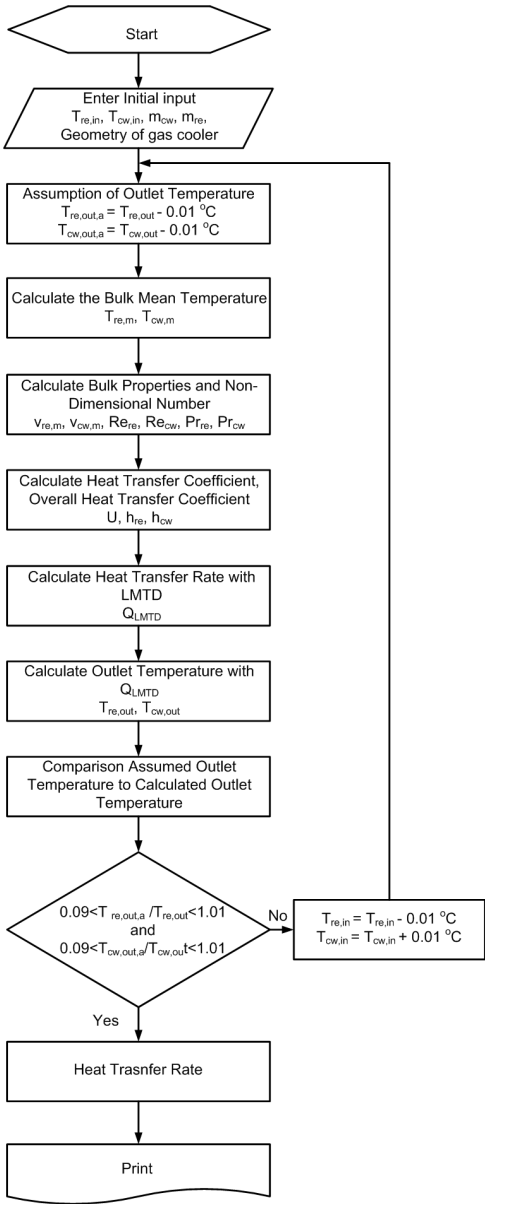

Figure 3 Flow chart of program predicting heat transfer rate of gas cooler

과정을 **Figure 4**에 나타내었다. **Figure 3**에서 알 수 있듯이, **Table 1**에 나와 있는 냉매와 냉각수의 실험조건인 질량유량과 입구온도, 가스냉각기의 치수 등을 대입하였다. 냉매의 출구온도는 입구온도에서 0.01℃씩 감소시키고, 냉각수 출구온도는 입구온도에서 0.01℃씩 온도에서 0.01℃씩 증

가시켜가면서 구한 냉매와 냉각수의 출구온도가 실험으로 구한 출구온도와 일치할 경우, LMTD로 구한 열유량과 압력강하를 출력하게 된다.

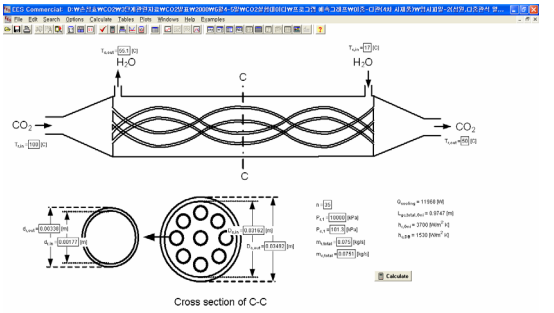

Figure 4: Diagram of prediction program for heat flowrate and pressure drop of CO2 in gas cooler.

4. 해석 결과와 비교

4.1 냉매측 열유량과 압력강하

가스냉각기에 대해 실험으로 얻은 냉매측 열유량과 가스냉각기 성능 예측 프로그램을 이용하여 예측한 전열량을 서로 비교한 결과를 Figure 5에 나타내었다. Figure 5에서 알 수 있듯이, 본 연구의 운전조건에서 얻은 실험값과 성능 예측 프로그램을 통해 예측한 값을 비교한 결과 ± 5% 이내로 비교적 잘 예측할 수 있다.

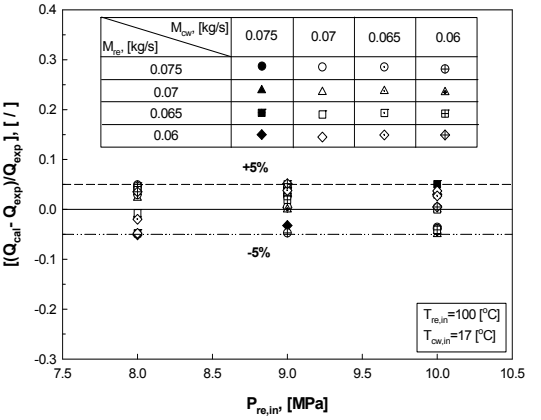

Figure 5: Comparison between heat flowrate obtained by experiment and that predicted by performance program.

앞의 열유량과 동일한 방법으로 실험하여 얻은 냉매측 압력강하와 성능 예측 프로그램으로 얻은 압력강하를 비교한 결과를 Figure 6에 나타내었다. Figure 6에서 알 수 있는 바와 같이 예측으로 구한 냉매측 압력강하값과 실험으로 구한 압력강하값이 ± 5% 이내로 좋은 일치를 보였다.

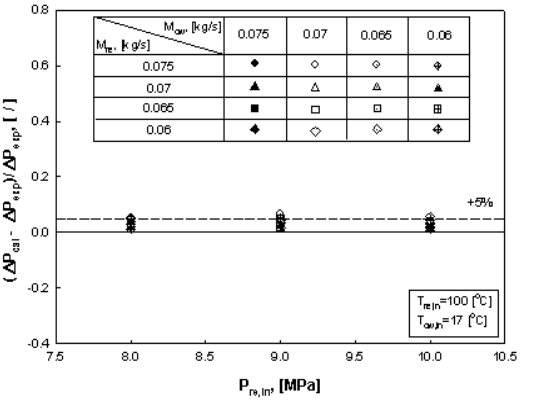

Figure 6: Comparison between refrigerant pressure drop obtained by experiment and that predicted by performance program.

4.2 냉각수측 압력강하

가스냉각기에 대해 실험으로 얻은 냉각수측 압력강하와 가스냉각기 성능 예측 프로그램을 이용하여 예측한 압력강하를 서로 비교한 결과를 Figure 7에 나타내었다. Figure 7에서 알 수 있듯이, 본 연구의 운전조건에서 얻은 실험값과 성능 예측 프로그램을 통해 예측한 값을 비교한 결과 ± 10% 이내로 비교적 잘 예측할 수 있다.

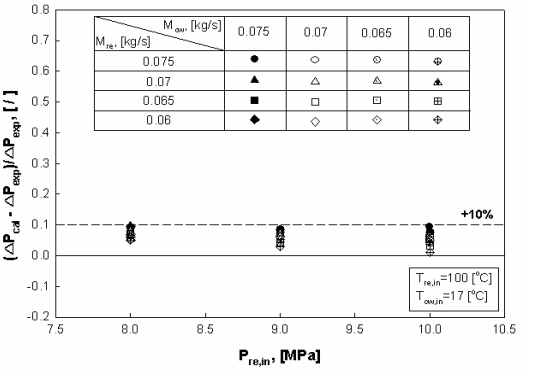

Figure 7: Comparison between coolant pressure drop obtained by experiment and that predicted by performance program.

4.3 타 연구자의 실험데이터와 비교

본 연구를 통해 완성한 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2의 열유량과 압력강하 예측 프로그램의 신뢰성을 확보하기 위해서는 타 연구자들의 실험결과 와 비교할 필요가 있다. 본 논문의 CO_2용 가스냉각기의 형상과 유사한 Kim 등〔10〕의 CO_2용 다중관식 열교환기에 대한 연구결과와 비교하였다. 열유량과 압력강하의 비교를 위한 Kim 등의 열교환기 사양과 운전조건(실험결과 포함)은 Table 2와 3에 나타내었다.

Table 2: Specification of the CO_2 heat exchanger for water heating.[10]

Refrigerant				Coolant	
d_i, 〔mm〕	d_o, 〔mm〕	N, 〔개〕	L, 〔m〕	D_i, 〔mm〕	D_o, 〔mm〕
3.10	4.00	8	4	17.05	19.05

Table 3: Experimental results of Kim et al.[10]

Parameter		Experimental result			
		1	2	3	4
CO_2	$P_{re,in}$, 〔MPa〕	10.05	9.98	9.99	9.93
	$T_{re,in}$, 〔℃〕	100.1	100.5	100.5	101.0
	$T_{re,out}$, 〔℃〕	28.2	28.5	34.0	34.0
	M_{re}, 〔g/s〕	70.0	70.2	70.3	70.3
	$\triangle P_{re}$, 〔kPa〕	933	950	735	782
Coolant	$T_{cw,in}$, 〔℃〕	17	17.1	17.2	17.1
	$T_{cw,out}$, 〔℃〕	70.4	69.8	65.8	65.6
	M_{cw}, 〔g/s〕	72.8	74.3	73.2	74.1
	$\triangle P_{cw}$, 〔kPa〕	-	-	71.344	60.731
전열량, 〔kW〕		16.3	16.3	14.9	15.1

Figure 8~10은 열유량, 냉매 압력강하, 냉각수 압력강하의 비교결과를 나타낸 것이다. Figure 8~10에서 알 수 있듯이, CO_2용 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 열유량, 냉매 압력강하, 냉각

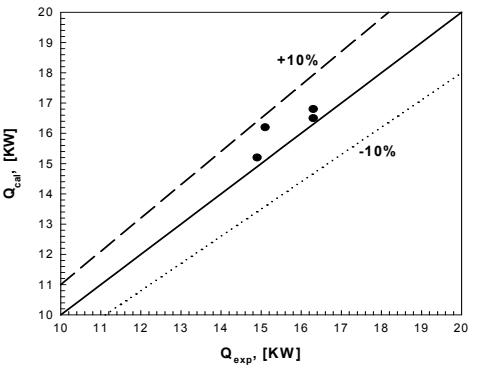

Figure 8: Comparison between heat flowrate obtained by Kim et al.[10], experiment and that predicted by performance program.

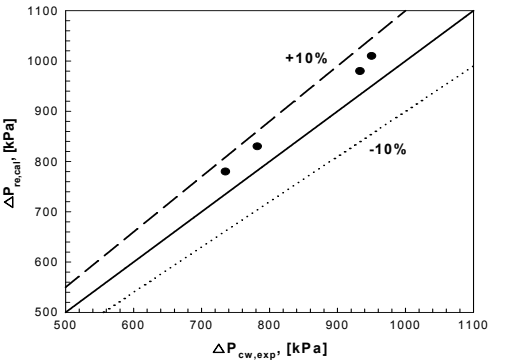

Figure 9: Comparison between CO_2 pressure drop obtained by Kim et al.[10], experiment and that predicted by performance program.

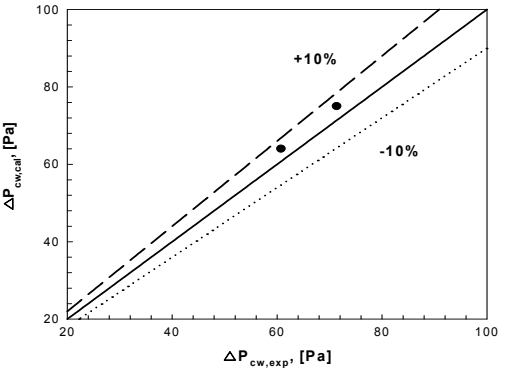

Figure 10: Comparison between coolant pressure drop obtained by Kim et al.' experiment and that predicted by performance program.

수 압력강하에 대한 예측값과 김 등의 실험값을 서로 비교한 결과 ±10% 이내로 비교적 잘 예측되는 것을 확인할 수 있다. 아직 이 분야의 연구가 부족하여 더 많은 데이터와 비교할 수 없었으나 본 연구 결과는 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2의 열유량과 압력강하 예측에 유용하며, 따라서 CO_2용 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기 설계에 유용하게 적용할 수 있으리라 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 CO_2를 작동유체로 사용하는 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기에서 냉각 전열 특성을 규명하고자 하였다. 이를 위해 내경 4.57 mm의 동관으로 제작된 가스냉각기를 사용하여 실험하고 LMTD 방법으로 예측한 값과 비교해 본 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

CO_2용 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기에 대해 실험으로 얻은 냉매측 열유량과 LMTD 방법으로 예측한 열유량을 서로 비교한 결과는 ± 10% 이내로 비교적 잘 예측할 수 있다. 열유량과 동일한 방법으로 실험으로 얻은 냉매측 압력강하와 성능 예측 프로그램으로 얻은 압력강하를 비교해본 결과, 예측으로 구한 냉매측 압력강하 값과 실험으로 구한 압력강하 값이 ± 5% 이내로 좋은 일치를 보였다. 또 CO_2용 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기에 대해 실험으로 얻은 냉각수측 압력강하와 가스냉각기 성능 예측 프로그램을 이용하여 예측한 압력강하를 서로 비교한 결과, 본 연구의 운전조건에서 얻은 실험값과 성능 예측 프로그램을 통해 예측한 값을 비교한 결과 ± 10% 이내로 비교적 잘 예측할 수 있다. 또한 타 연구자의 실험결과와의 비교에서도 **Figure 10**에서 알 수 있는 바와 같이 ± 10% 이내로 좋은 일치를 보였다.

따라서 CO_2용 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내의 냉매와 냉각수의 열유량과 압력강하를 예측하기 위해서는 본 논문에서 제안한 상관식들을 이용하여 계산할 수 있으리라 생각된다.

후 기

이 논문은 2008학년도 부경대학교 연구년 교수 지원사업에 의해 연구되었음.(PS-2008-032)

참고문헌

[1] L. Yun, Y. C. Kim and M. S. Kim, "Two-phase flow patterns of CO_2 in a narrow rectangular channel", Int. Congress of Refrigeration, Washington D. C., pp. 1-7, 2003.

[2] G. Lorentzen and J. Pettersen, "A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning," Int. J. of Refrigeration, vol. 16, no. 1, pp. 4-12, 1993.

[3] 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.

[4] Z. Yuan, M. Michael and D. Jafer, "Forced convection boiling heat transfer of CO_2 in horizontal tubes", X th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, 1999.

[5] A. M. K. Bredesen, J. Aflekt, A. Pettersen, P. Hafner, G. Neksà, Skaugen, "Studies on CO_2 heat exchangers and heat transfer", IEA/IIR Workshop on CO_2 Technologies in Refrigeration, Heat Pump, and Air-conditioning Systems, Trondheim, Norway, May 13-14.

[6] S. S. Pitla, D. M. Robinson, E. A. Groll, E. A. and S. Ramadhyani, "Heat transfer from supercritical carbon dioxide in tube flow: A critical review", HVAC&R research, vol. 4, no. 4, 281-301, 1998.

[7] D. A. Olson, "Heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing in a cooled horizontal tube", Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural

Working Fluids at Purdue, July 25-28, pp. 251-258.

[8] 오후규, 손창효, "CO_2 가스쿨러용 콤팩트열교환기 개발에 관한 연구(1),-다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2의 열유량과 압력강하", 한국마린엔지니어링학회, 34권, 4호, pp. 263-271, 2010.

[9] H. K. Oh, C. H. Son, T. G. Yu and D. H. Kim, "An experimental study on hea transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a helically coiled tube", J. of the Korea Society of Marine Eng., vol. 31, no, 3, pp. 263-271, 2007.

[10] 김영률 등, CO_2를 이용한 냉난방 및 급탕 시스템용 열교환기 개발-급탕용 열교환기, 2단계 보고서, 산업자원부, 2007.

[11] R. K. Shah and W. W. Focke, "Plate heat exchanger and their design theory", in : Shah, R. K., Subbarao, E. C. and Mashelkar, R. A. (Eds.), Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere, Washington, DC, pp. 227-254, 1998.

[12] 조강래, 유정렬, 강신형, 유체역학, 희중당, 3판, pp. 362-363, 1994.

[13] C. H. Son, Heat Transfer Characteristics of Supercritical Cycle of Carbon Dioxide in a Horizontal Tube, Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, Department of Refrigeration and Air-Conditioning, Pukyong National University, 2004.

[14] C. F. Colebrook, "Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition between the smooth and rough pipe laws", J. Inst. Civ. Eng, Lond., vol. 11, 1938-1939, pp. 133-156.

[15] S. A. Klein and F. L. Alvarado, EES-engineering Equation solver. 4406 Fox Bluff Rd, Middleton(WI 53562): F-Chart Software, 1998.

저 자 소 개

오후규(吳厚圭)

1975년 부산 수산대학교 식품공학과 졸업(공학사), 1983년 와세다 대학교 졸업(공학박사), 1987년 - 현재 부경대학교 냉동공조공학과(교수). 관심분야: 이산화탄소용 열교환기 및 시스템의 성능 특성

손창효(孫昌孝)

1991년 여수 수산대학교 냉동공조공학과 졸업(공학사), 2000년 부경대학교 냉동공조공학과 졸업(공학석사), 2004년 부경대학교 졸업(공학박사), 2007년 - 현재 부경대학교 선도사업단 연구교수. 관심분야: 이산화탄소용 가스냉각기내 전열특성과 압력강하