

## 브레이징식 동세관내 CO<sub>2</sub>의 냉각 열전달 특성

오후규\* · 손창효†

(원고접수일 : 2009년 4월 6일, 원고수정일 : 2009년 6월 1일, 심사완료일 : 2009년 7월 10일)

### Cooling Heat Transfer Characteristics of CO<sub>2</sub> in a Brazing Type Small Diameter Copper Tube

Hoo-Kyu Oh\* · Chang-Hyo Son†

**Abstract :** The cooling heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> in a brazing type small diameter tube was investigated experimentally. The main components of the refrigerant loop are a receiver, a CO<sub>2</sub> compressor, a mass flow meter, an evaporator and a brazing type small diameter tube as a test section. The mass flux of CO<sub>2</sub> is 400~1600 [kg/m<sup>2</sup>s], the mass flowrate of coolant were varied from 0.15 to 0.3 [kg/s], and the cooling pressure of gas cooler were from 8 to 10 [MPa]. The cooling heat transfer coefficients of the brazing type small diameter copper tube is about 4~11.7% higher than that of the conventional type small diameter copper tube. In comparison with test results and existing correlations, correlations failed to predict the cooling heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> in a brazing type small diameter copper tube. therefore, it is necessary to develop reliable and accurate predictions determining the cooling heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> in a brazing type small diameter copper tube.

**Key words :** Brazing type small diameter copper tube(브레이징식 동세관), CO<sub>2</sub>(이산화탄소), Cooling heat transfer(냉각 열전달), Transcritical cycle(초임계 사이클)

| 기호 설명          |                              | q  | : 열유속      | [kW/m <sup>2</sup> ] |
|----------------|------------------------------|----|------------|----------------------|
| A              | : 전열면적 [m <sup>2</sup> ]     | Q  | : 전열량      | [kW]                 |
| c <sub>p</sub> | : 정압비열 [kJ/kgK]              | T  | : 온도       | [°C]                 |
| d              | : 관직경 [m]                    | Δz | : 소시험구간 길이 | [m]                  |
| G              | : 질량유속 [kg/m <sup>2</sup> s] |    | 무차원수       |                      |
| M              | : 질량유량 [kg/s]                | Nu | : 너셀수      |                      |
| n              | : 소시험구간 개수                   | Pr | : 프란트수     |                      |
| P              | : 압력 [Pa]                    |    |            |                      |

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

\* 부경대학교 기계공학부 냉동공조공학과

## 아래첨자

avg : 평균값  
 cw : 냉각수  
 gc : 가스냉각기  
 i : 관내경  
 in : 입구  
 loc : 국소  
 o : 관외경  
 out : 출구  
 pc : 가압계  
 re : 냉매

## 1. 서 론

프레온계 냉매의 오존층 파괴 및 지구 온난화 문제가 대두된 이후, 유럽을 중심으로 자연 냉매인 이산화탄소 ( $\text{CO}_2$ )에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다.  $\text{CO}_2$  냉매는 환경친화적인 냉매로서 폭발성, 가연성, 독성이 없고, 윤활유와의 혼합성도 우수하며, ODP가 0 이고 GWP가 매우 낮은 장점을 가지고 있다. 그러나  $\text{CO}_2$ 는 임계압력이 7.38 MPa로 높고, 임계온도가 31.1  $^{\circ}\text{C}$ 로 무척 낮은 특징을 가지고 있다. 이로 인해  $\text{CO}_2$  가스 냉각과정은 초임계 압력에서 운전되므로 상변화 과정없이 냉매온도만 크게 감소하게 된다. 이와 같이  $\text{CO}_2$ 를 이용한 열펌프 시스템의 가스냉각기는 기존 열펌프 시스템의 응축기와는 큰 차이가 있으며, 여름철 가스냉각기 내  $\text{CO}_2$ 와 대기가 열교환할 때  $\text{CO}_2$ 는 임계점 보다 높은 온도가 된다. 그러므로  $\text{CO}_2$ 용 가스냉각기는 큰 온도 감소를 고려해야 하며, 효율적인 에너지 사용을 위한 방안을 모색하여야 한다. 이러한 방안으로 브레이징식 동세관형 열교환기를 생각할 수 있다. 브레이징식 동세관형 열교환기는 설치면적이 작고 성능이 우수하지만 압력강하가 크기 때문에, 밀도가 작은  $\text{CO}_2$ 를 브레이징식 동세관형 열교환기에 적용할 경우 압력강하를 상당히 줄일 수 있을 뿐만 아니라 일반 대구경에 비해 컴팩트한 구조와 높은 열전달을 얻을 수 있다. 이에 대한 종래의 연구를 살펴보면, 현재까지  $\text{CO}_2$ 를 브레이징식 동세관형 가스냉각기에 적용하고자 한 시도는 없었

고, 아직 실용화한 사례가 없을 뿐만 아니라 기초 연구는 물론 실험데이터도 전무한 상태이다.

따라서 본 연구의 목적은  $\text{CO}_2$ 가 프레온계 냉매보다 압력강하가 낮은 특성을 이용하여, 가스냉각기의 열전달 성능을 향상시키고자 가스냉각기의 형태를 직관 대신 열절달율이 높은 브레이징식 동세관형 가스냉각기를 제작한 후 실험하여, 냉매온도, 냉매질량유속, 냉각수유량 등의 변화에 따른 열전달 특성에 대해서 고찰함으로써  $\text{CO}_2$  시스템에서 가장 중요한 요소기인 가스냉각기의 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

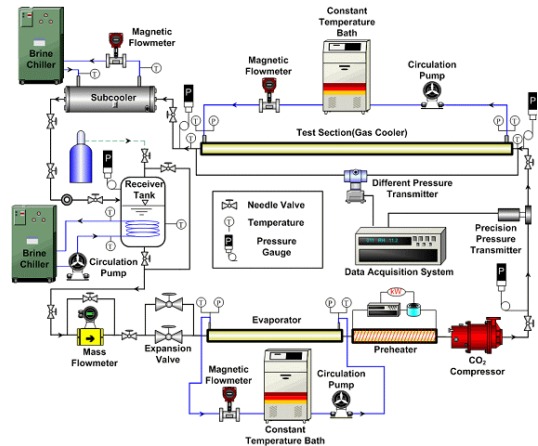


Fig. 1 Schematics diagram of experimental apparatus

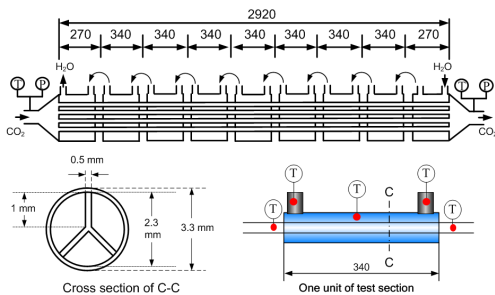
### 2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험 장치로서 냉매 순환루프와 2차 유체 순환루프로 구성되고, 각각 압축기와 냉각수펌프에 의하여 순환되는 강제순환루프이다. 냉매 순환루프는 압축기, 증발기, 질량 유량계, 절대압 측정기, 가스냉각기, 팽창밸브, 수액기 등으로 이루어져 있다. 2차 유체 순환루프는 항온조, 냉각수 순환펌프, 체적식 유량계 등으로 구성되어 있다.

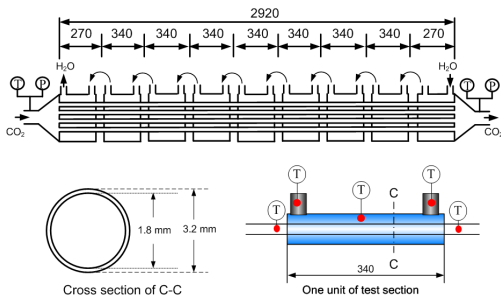
Fig. 1에서와 같이 냉매의 순환경로를 살펴보면, 수액기를 나온 냉매액은 냉매 질량유량계를 거쳐 팽창밸브로 들어가고, 이때 질량 유량계에서는 냉

매의 유량과 밀도를 측정한다. 팽창밸브에서는 냉매온도와 압력이 감소하면서 팽창되어 증발기로 유입된다. 증발기로 들어온 냉매는 2차 유체와 대향류로 열교환된 후, 예열기를 거쳐서 압축기로 유입된다. 이때 예열기는 전압조정기에 의해 증발기 출구의 냉매가 완전한 증기상태(건도 1 이상인 과열증기)가 되도록 가열하는데 사용된다. 압축기에서는 저온저압의 냉매증기를 고온고압의 냉매 증기상태로 만들어서 토출시킨다. 이렇게 해서 나온 냉매증기는 가스냉각기에서 냉각수와 대향류로 열교환한 후 냉각되어 냉매액 상태로 된다. 가스 냉각기를 나온 냉매액은 수액기를 거쳐서 재순환한다. 또한 냉매와 열교환하기 위해서 냉동기 칠러에서 일정온도로 조절된 냉각수는 냉각수 순환펌프와 질량유량계를 지나 일정유량으로 조절된 후, 내관과 외관사이의 공간으로 냉매의 흐름과 반대방향으로 흐르게 되어 있다.

2.2 시험부



(a) brazing type small diameter copper tube



(b) conventional small diameter copper tube

Fig. 2 Schematic diagram of a brazing type small diameter copper tube and conventional small diameter copper tube.

본 연구에 사용된 시험부(가스냉각기)는 브레이징식 동세관형과 일반 동세관형의 2가지 종류이다. 본 연구에서 개발하고자 하는 가스냉각기는 전자인 CO<sub>2</sub> 히트펌프용 브레이징식 동세관형 가스냉각기 이만, 이 시제품에 대한 열전달 성능의 우수성을 검증하기 위한 비교 대상 가스냉각기가 후자인 일반 동세관형 가스냉각기이다. 이에 대한 세부적인 형상이나 치수는 Fig. 2에 나타내었다.

브레이징식 동세관형과 일반 동세관형 가스냉각기는 Fig. 2에 나타낸 것처럼, 수평 평할 동관으로 제작하였으며, 동세관을 감싸고 있는 케이스(냉각수가 흘러가게 되는 부분)는 동일한 재질의 동관을 사용하여 제작하였다. Fig. 2에서처럼, 본 실험에서 사용한 브레이징식 동세관형 가스냉각기는 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관사이의 환상구간으로 냉각수가 흐르는 다중관식 열교환기이다. 그리고 냉각수는 냉매 흐름과 반대 방향으로 흐르는 대향류형으로 하였다. 그리고, 열교환기 및 장치내 배관의 모든 부분은 단열재를 사용하여 충분히 단열함으로써 외부와의 열교환을 최소화 하였다. 2종류의 가스냉각기 내경은 각각 2.3 mm(외경 3.3 mm)와 1.8 mm(외경 3.2 mm)인 동관이고, 가스냉각기의 전체길이는 각각 입출구 270 mm의 2개와 340 mm의 소시험부 7개 인 2920 mm이며, 동세관인 전열관의 개수는 25개이다. 냉각수가 흐르는 셀측은 내경 32 mm(외경 35 mm)인 평할 동관으로 제작하였다.

Table 1 Experimental conditions

| Refrigerant                             | R-744(CO <sub>2</sub> )                 |                            |
|---|---|----------------------------|
| Test section                            | Brazing type small diameter copper tube | Small diameter copper tube |
| d <sub>i</sub> (d <sub>o</sub> ), [mm]  | 1.8 (3.2)                               | 2.3 (3.3)                  |
| M <sub>cw</sub> , [kg/s]                | 0.15 ~ 0.3                              |                            |
| G <sub>re</sub> , [kg/m <sup>2</sup> s] | 400, 800, 1200, 1600                    |                            |
| P <sub>gc.in</sub> , [MPa]              | 8.0 ~ 10.0                              |                            |
| T <sub>cw.in</sub> , [°C]               | 17                                      |                            |
| T <sub>re.in</sub> , [°C]               | 100                                     |                            |

**Table 2 Parameters and estimated uncertainties.**

| Parameters            |                                       | Uncertainty |
|-----------------------|---------------------------------------|-------------|
| Measured quantities   | T (°C)                                | ± 0.1°C     |
|                       | P (Pa)                                | ± 100Pa     |
|                       | ΔP (kPa)                              | ± 0.2kPa    |
|                       | M <sub>er</sub> (kg/s)                | ± 0.5%      |
|                       | M <sub>ew</sub> (kg/s)                | ± 0.5%      |
| Calculated quantities | G <sub>er</sub> (kg/m <sup>2</sup> s) | ± 1.0%      |
|                       | h (kW/m <sup>2</sup> K)               | ± 8.9%      |

Fig. 2에 나타난 바와 같이 브레이징식 동세관 형과 일반 동세관형 가스냉각기의 냉매온도는 각각의 소시험부 별로 10개 지점, 관내 벽면 온도 측정 은 각각 소시험부의 중심부에서 원주방향으로 90° 간격마다 상부, 측부, 하부의 3지점에서 측정하였다. 그리고 등간격으로 구분된 소구간 사이에 30 mm의 간격을 두어서 냉매온도를 측정하였는데 이 구간에서 측정된 온도는 냉각수의 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 가스 냉각기 앞에 설치된 절대압 측정기로 측정한 후, 시험구간 입·출구 각 지관에 고압용 부르돈식 압력계와 차압계를 설치하여 가스 냉각과정 중에 압력강하를 측정한다. Table 1은 본 연구의 실험조건을 정리한 것이다. 실험결과에 대한 불확실도 예측은 계측기 오차(측정 오차)와 계산 오차로 구분되며, 계산 오차는 Kline & McClintock가 제안한 식으로 계산하여 Table 2에 나타내었다.

### 3. 데이터 정리

본 연구에서 사용한 CO<sub>2</sub>의 열물성값 계산은 NIST에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 REFPROP (version 6.02)<sup>(11)</sup>를 이용하였고, 냉각 열전달 특성을 파악하기 위한 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 가스 냉각기의 열전달 특성을 분석하기 위해서는 먼저, 가

스 냉각기 소구간에서의 열유속  $q_{gc}$  는 다음과 같은 식(1)로부터 계산하였다.

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

여기서, Q는 냉각수 입출구 온도차로 계산한 가스 냉각기의 전열량이다. 소시험부의 국소 열전달 계수는 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

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

위 식에서,  $T_{gc}$ 는 가스 냉각기에서의 냉매 온도이고,  $T_{gc,w,in}$ 는 가스 냉각기에서의 관벽 내표면 온도이다. 그리고, 관벽 내표면 온도는 정상 상태에서의 1차원 전도 방정식을 사용하여 계산한다. 그리고, 가스 냉각기의 평균 열전달계수  $h_{gc,avg}$ 는 이상의 식을 조합하여 각각 다음의 식(3)으로 계산된다.

$$h_{gc,avg} = \sum \frac{h_{gc,loc}}{n} \quad (3)$$

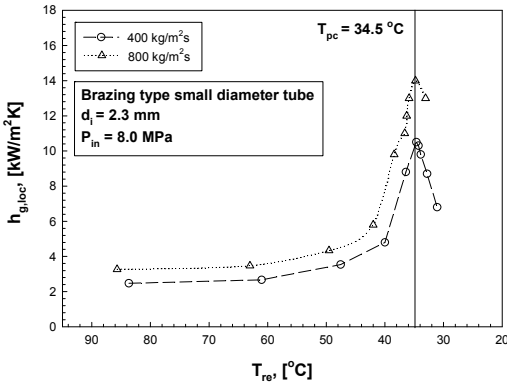
여기서, n은 시험구간의 소구간 개수이다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 질량유속의 영향

Fig. 3은 내경 2.3 mm의 브레이징식 동세관내 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 유사임계 온도인 34.5°C ( $P_{in}=8.0\text{MPa}$ )에서 동일하게 최대값을 가진다. 이는 일정한 압력하에서 유사 임계온도 영역에서 냉매 비열이 최대되기 때문이다. 그리고, 냉매온도가 감소함에 따라 유사임계 온도이상에서는 열전달 계수가 증가하며,

유사임계 온도이하에서는 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이에 대해 Mori 등<sup>[2]</sup>은 유사임계 이상에서는 점성저층의 두께 감소보다 액막내 열전도도의 증가가 크기 때문에 열전달계수는 증가하며, 유사임계 이하에서는 액막내 열전도도의 감소가 지배적이기 때문에 열전달계수는 감소한다고 하였다.

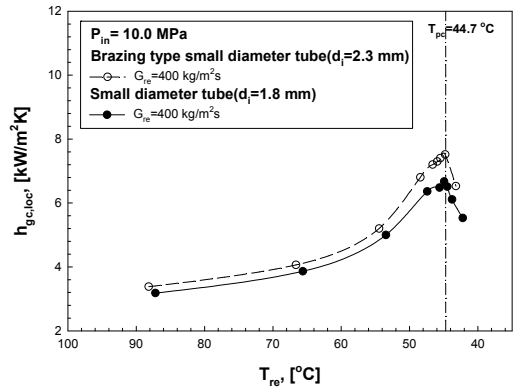


**Fig. 3** Local cooling heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> with respect to variation of mass flux in a brazing type small diameter copper tube of 2.3 mm.

Mori 등은 관내의 CO<sub>2</sub> 유동을 완전히 발달된 난류로 규정하여 관축방향으로 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.

4.2 전열관 형태와 관직경의 영향

전열관 형태와 관직경에 따른 CO<sub>2</sub>의 냉각열전달 특성을 파악하기 위해, 1.8 mm 수평 동세관에 대한 열전달 계수와 비교하였다. 브레이징식 동세관형 가스냉각기의 내경은 2.3 mm이고, 일반 동세관형 가스냉각기의 내경은 1.8 mm(시중에 판매되고 있는 관 중에서 브레이징식 동세관과 가장 유사한 치수의 관경임)의 동관이다. 이 2종류의 가스냉각기에 대한 실험조건은 냉매질량유속, 냉매의 냉각압력, 냉매의 입구온도 등의 변수를 동일하게 하였다.



**Fig. 4** Comparison of the heat transfer coefficient between a brazing type small diameter copper tube of 2.3 mm and small diameter copper tube of 1.8 mm

Fig. 4에서 알 수 있듯이, 브레이징식 동세관형 가스냉각기내 CO<sub>2</sub> 냉매온도 변화에 따른 국소 냉각 열전달계수는 일반 동세관형 가스냉각기와 유사한 경향을 확인할 수 있었다. 그러나 브레이징식 동세관형 가스냉각기내의 냉각 열전달계수는 일반 동세관형 가스냉각기에 비해서 높은 것을 알 수 있었다. 즉, 냉각압력이 10.0 MPa에서 질량유속이 800 kg/m<sup>2</sup>s인 경우 4~11.7%정도 높게 나타났다.

이러한 원인에 대해 분석해 결과, 관직경의 변화와 열교환기 형상의 변화 등에 의해서 냉각열전달 계수가 다르게 나타나는 것을 알 수 있는데, 위의 2가지 이유 중에서 관직경의 변화에 대한 영향이 가장 큰 이유 중의 하나라고 할 수 있다. 우선 관직경의 영향에 대한 부분은 브레이징식 동세관의 수력직경이 0.8687 mm로 일반 동세관의 내경이 1.8 mm에 비해 50% 이상 작기 때문에 브레이징식 동세관의 열전달 계수가 높게 나타나는 것으로 판단된다. 이는 관직경이 작아질수록 관내벽면 온도가 감소하기 때문이다.

이에 대해 Dang<sup>[3]</sup>은 관경이 작아질수록 냉매온도는 동일하고 관내벽면 온도가 감소하여 열전달계수는 증가한다고 하였다. 윤 등<sup>[4]</sup>도 이와 동일한 연구 결과를 발표하였다. 이와 같이 가스냉각기의 관경이 열전달계수에 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 둘째로 브레이징식 동세관의 경우 관내에 설치되어 있는 관의 칸막이 부분을 통한 전도에 의한

열전달 향상과, 유효 전열면적 증가로 인해 브레이징식 동세관이 일반 동세관형에 비해 높게 나타나는 것으로 판단된다. 따라서 고압의 CO<sub>2</sub> 냉매를 사용하는 가스냉각기에서 전열성능 향상과 내압성 등을 고려할 때, 브레이징식 동세관형을 사용하는 것이 유리하리라 생각된다.

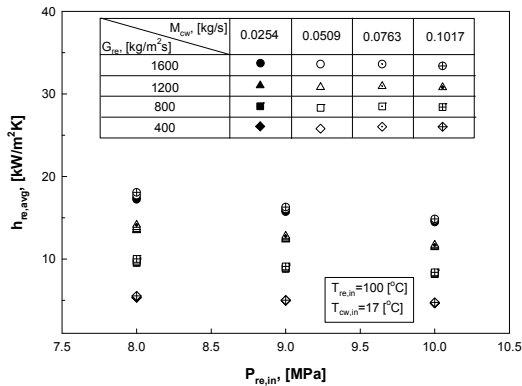


Fig. 5 Average heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> with respect to variation of mass flux and cooling pressure in a brazing type small diameter copper tube of 2.3 mm.

4.3 평균 열전달 계수

Fig. 5는 브레이징식 동세관 가스냉각기내 CO<sub>2</sub> 냉매의 냉각압력과 냉매질량유속, 냉각수의 유량 변화에 따른 평균 열전달 계수를 나타낸 것이다. Fig. 5에서 알 수 있듯이, CO<sub>2</sub> 냉매의 냉각압력이 낮아질수록 평균 냉각 열전달 계수는 증가하였는데, 이는 앞에서 설명한 바와 같이 냉각압력이 낮아질수록 CO<sub>2</sub> 냉매의 비열이 증가하기 때문이다. 또한 CO<sub>2</sub> 냉매의 질량유속이 증가할수록 열전달 계수는 증가하는 경향을 보였다. 이는 CO<sub>2</sub> 냉매의 질량유속이 증가할수록 냉매의 레이놀즈수가 증가하고 이로 인해 관벽면에서의 대류 열전달 계수가 증가하기 때문이다. 그리고, 냉각수 유량이 증가할수록 CO<sub>2</sub> 냉매의 대류 열전달 계수가 증가하는데, 이는 냉각수측의 레이놀즈수 증가하기 때문이다. 위의 결과로부터 브레이징식 동세관 가스냉각기내 CO<sub>2</sub> 냉매의 대류 열전달 계수는 냉각압력과 냉각수 유량 변화에 따른 영향보다는 냉매 질량유속 변화에 따른 영향을 더욱더 많이 받음을 알 수 있다.

4.4 종래의 열전달 상관식 비교

브레이징식 동세관내 초임계 CO<sub>2</sub>의 냉각 열전달 특성을 규명하기 위해서는 정확한 열전달 상관식이 필요하다. 이에 몇몇 연구자들은 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> 등에 의해서 제안된 상관식들과 비교·검토하였다.

Table 3 Deviation of measured and calculated cooling heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> in a brazing type small diameter tube of 2.3 mm.

| Correlations                     | $\sigma_{abs}$ (%) |
|----------------------------------|--------------------|
| 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)                | 43.7               |
| Pitla et al. (1998)              | 36.4               |
| Fang (2000)                      | 48.2               |

브레이징식 동세관내에서 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 CO<sub>2</sub>의 냉각 열전달에 관해서 제안한 상관식이 아니고, 완전히 발달된 단상난류에 대한 상관식으로 유사임계온도부근에서의 급격한 물성치 변화를 반영하지 못한다. Petrov와 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-Protopopov의 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.

Pitla 등은 초임계 CO<sub>2</sub>의 가스 냉각실험과 수치 해석을 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.

$$Nu = \left( \frac{Nu_w + Nu_{re}}{2} \right) \frac{k_w}{k_{re}} \quad (4)$$

위 식에서  $Nu_{re}$ 와  $Nu_w$ 는 냉매 온도와 관내벽면의 물성치로 평가한 Nu 수로서 Gnielinski (1976)의 상관식을 이용하여 계산한다. Table 3은 내경 2.3 mm의 브레이징식 동세관내에서 계산한 타 상관식들과의 평균 오차와 절대 평균 오차를 나타낸 것으로, 측정된 실험값과 계산한 예측값을 비교한

결과 내경 2.3 mm의 브레이징식 동세관내에서 Pitla 등의 상관식이 절대 평균오차 36.4%로 가장 좋은 일치를 보였다.

## 결 론

CO<sub>2</sub>용 브레이징식 동세관 가스냉각기 내 열전달과 압력강하에 영향을 미치는 변수인 냉매온도, 질량유속, 전열관의 형태와 관직경 등을 변화시키면서 실험하였으며 그 결과를 요약하면 다음과 같다. (1) 브레이징식 동세관형 가스냉각기에 대한 실험 결과로서, 가스냉각기내 CO<sub>2</sub> 냉매온도 변화에 따른 국소 냉각열전달계수는 냉매온도, 질량유속, 냉각압력 변화 등에 영향을 받는 것을 확인할 수 있었다. 전열관 형태와 관경의 영향을 고려해보면, 내경 2.3 mm의 브레이징식 동세관과 내경 1.8 mm의 일반 동관의 냉각 열전달계수를 비교한 결과, 내경 2.3 mm의 브레이징식 동세관형 가스냉각기내 냉각 열전달계수는 1.8 mm의 일반 동관에 비해서 약 4~11.7%정도 높은 것을 알 수 있었다. (2) 내경 2.3 mm의 브레이징식 동세관내에서 얻은 실험 결과와 종래의 상관식으로 예측한 값을 동일한 질량유속에 대해서 비교한 결과, 대부분 기존 상관식들의 예측값과는 큰 차이를 보였다. 이에 내경 2.3 mm의 브레이징식 동세관형 가스냉각기 내 CO<sub>2</sub>의 냉각 열전달 계수를 예측할 수 있는 상관식을 개발할 필요가 있음을 확인할 수 있었다.

## 후 기

이 논문은 산업자원부 지역산업공통기술 개발사업의 일환인 “CO<sub>2</sub> 히트펌프용 가스쿨러의 열전달 특성 연구” 사업의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 대해 감사드립니다.(0920000200800700)”

## 참고문헌

- [1] S. J. Kline and F. A. McClintock, "Describing uncertainties in single sample experiments," Mechanical

- Engineering, Vol. 75, No. 1, pp. 3-12, 1953.
- [2] 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, pp. 81~86, 2002.
- [3] 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.
- [4] 윤석호, 김주혁, 김민수, "이산화탄소의 초임계 가스냉각 과정중의 열전달과 압력강하에 관한 실험적 연구," 대한설비공학회 논문집, Vol. 16, No. 6, pp. 538-545, 2004.
- [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 Vol. 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, Vo. 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., Vol. 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. 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, 2000.

## 저 자 소 개



### 오후규(吳厚圭)

1948년 12월생, 1975년 부산수산대학교 식품공학과 졸업(학사), 1977년 동대학교 냉동공학과 석사 졸업, 1983년 와세다 대학교 졸업(박사)  
부경대학교 기계공학부 교수  
각종 냉동장치의 설비설계 및 고성능 열교환기 개발 등에 관심



### 손창효(孫昌孝)

1972년 9월생, 1991년 여수수산대학교 졸업(학사), 1998년 부경대학교 냉동공학과 석사 졸업, 2000년 2월 부경대학교 냉동공학과 졸업(석사)  
부경대학교 기계공학부 대학원  
CO<sub>2</sub>를 이용한 냉동 시스템 개발에 관심