

# 초임계 CO<sub>2</sub>의 헬리컬 코일관 내 열전달과 압력강하 특성

유태근, 김대희, 손창효, 오후규

부경대학교 냉동공조공학과

## Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Supercritical CO<sub>2</sub> in a Helically Coiled Tube.

Tae-Guen Yu, Dae-Hui Kim, Chang-Hyo Son, Hoo-Kyu Oh

Department of Refrigeratin and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University, Pusan 608-739

**ABSTRACT:** The heat transfer and pressure drop of supercritical CO<sub>2</sub> cooled in a helically coiled tube was investigated experimentally. The experiments were conducted without oil in the refrigerant loop. The experimental apparatus of the refrigerant loop consist of receiver, a variable speed pump, a mass flowmeter, a pre-heater, a gas cooler(test section) and an isothermal tank. The test section is a helically coiled tube in tube counter flow heat exchanger with CO<sub>2</sub> flowed inside the inner tube and coolant(water) flowed along the outside annular passage. It was made of a copper tube with the inner diameter of 4.55 [mm], the outer diameter of 6.35 [mm] and length of 10000 [mm]. The refrigerant mass fluxes were 200~600 [kg/m<sup>2</sup>s] and the inlet pressure of gas cooler varied from 7.5 [MPa] to 10.0 [MPa]. The main results are summarized as follows : The heat transfer coefficient of supercritical CO<sub>2</sub> increases, as the cooling pressure of gas cooler decreases. And the heat transfer coefficient increases with the increase of the refrigerant mass flux. The pressure drop decreases in increase of the gas cooler pressure and increases with increase the refrigerant mass flux.

**Key words:** Carbon Dioxide(이산화탄소), Gas Cooling(가스냉각), Helically Coiled Tube(헬리컬 코일관), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Pressure Drop(압력강하)

### 기 호 설 명

- A : 전열면적 [m<sup>2</sup>]
- c<sub>p</sub> : 정압비열 [kJ/kg · K]
- d : 관경 [m]
- f<sub>r</sub> : 마찰계수
- G : 질량유속 [kg/m<sup>2</sup> · s]
- h : 열전달계수 [kW/m<sup>2</sup>K]
- L : 시험구간 길이 [m]

- M : 질량유량 [kg/s]
- P : 압력 [MPa]
- q : 열유속 [kW/m<sup>2</sup>]
- T : 온도 [°C]
- u : 유속 [m/s]
- ΔP : 압력강하 [kPa]
- d<sub>c</sub> : 소시험부의 길이 [m]

그리스 문자

k : 열전도도 [W/(m · K)]  
 ρ : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

### 하첨자

abs : 절대값  
 avg : 평균값  
 cw : 냉각수  
 i : 내측  
 in : 입구  
 loc : 국소값  
 o : 외측  
 out : 출구  
 re : 냉매  
 w : 관벽

### 무차원수

Re : Reynolds 수,  $U \cdot L/\nu$

## 1. 서론

1930년대부터 사용된 CFC계 냉매와 HCFC계 냉매가 지구의 오존층을 파괴하고 지구온난화에 영향을 미치 사용이 규제됨에 따라 대체냉매로 환경적으로 문제가 없는 자연물질을 이용하려는 경향이 나타나고 있다.

자연냉매에는 암모니아(NH<sub>3</sub>), 탄화수소계(프로판, 부탄 등), 질소(N<sub>2</sub>), 헬륨(He), 물(H<sub>2</sub>O) 및 이산화탄소(CO<sub>2</sub>) 등이 있다. 이러한 자연냉매 중에서도 이산화탄소는 다른 냉매들과 달리 인화성과 독성이 없어서 안전성이 뛰어나며, 비열과 체적열용량 등의 우수한 열역학적 물성을 가지고 있는 이점이 있다. 또한 냉동기에 적용할 때 성능 개선의 가능성이 많아 국내외에서 많은 연구가 진행 중이다.<sup>(1,2)</sup>

이산화탄소는 임계압력이 7.384 MPa이고, 임계온도는 약 31.06 °C로서 여름철 가스쿨러 내 이산화탄소와 대기가 열교환할 때 이산화탄소는 임계점 보다 높은 온도가 된다. 그러므로 가스쿨러 내 이산화탄소는 초임계 압력에서 냉각되고, 이때 큰 온도하강을 고려하여야 하며, 효율적인 에너지 사용을 위한 방안을 모색하여야 한다.

이에 대한 방안으로 최근에는 냉동공조시스템의 고효율화를 위하여 평활관 대신에 열전달능력이 보다 우수한 고성능 전열관에 대한 연구가 활

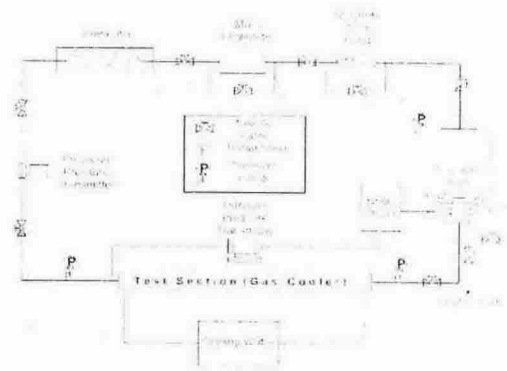


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental cycle.

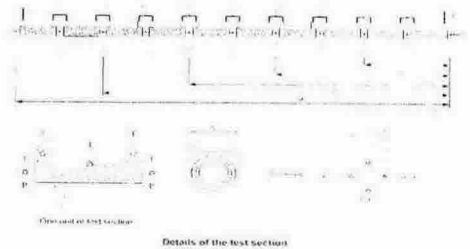


Fig. 2 Schematic diagram of the test section.

말히 진행되고 있을 뿐만 아니라 많이 사용되고 있다. 고성능 전열관에는 낮은 핀관(Low fin tube), 응축 및 증발용 특수 전열관(SII type tube), 나선관(Spiral tube) 등이 있으며, 형태에 따라 직선형 및 코일형 전열관으로 구분된다. 열교환기의 설치면적과 성능을 고려한다면 직선형 직열관 보다 코일형 전열관이 매우 우수하다.

따라서, 본 논문에서는 이산화탄소용 냉동·공조 시스템에서 가장 중요한 요소 기기인 가스 냉각기의 열전달 효율을 향상시키기 위해 헬리컬 코일관을 사용하여 초임계영역에서 헬리컬 코일형 가스 냉각기의 열전달과 압력강하 특성에 대해서 고찰하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 냉매 순환루프, 냉각수 순환루프와 시험부, 세 가지 주요 부분으로 구성된 실험장치의

Table 1 Experimental conditions.

Refrigerant	R-744
Test section	Helically Coiled Tube
$d_i(d_o)$ [mm]	4.55(6.35)
$G_{re}$ [ $kg/m^2s$ ]	200, 400, 600
$P_{g,in}$ [MPa]	7.5~10.0
$T_{w,in}$ [ $^{\circ}C$ ]	15

계략도를 나타낸 것이다. 냉매 순환루프에서의 이산화탄소 냉매는 액상으로 수액기에 충전되어 구동원인 냉매펌프에 의해 질량유량계를 통과한다. 냉매액은 질량유량계에서 유량이 측정된 후, 예열기를 통과하면서 전기히터에 의해 요구되는 온도까지 가열되어 압력과 온도가 초임계 상태로 된다. 예열기에서 나온 초임계 상태의 냉매는 시험부인 헬리컬 코일형 가스 냉각기로 유입되어 온도와 차압이 측정된다. 냉각수 순환루프에서는 초임계 상태의 냉매를 냉각시키기 위해 냉각수는 시험부 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉매와 대향류로 흐르며 냉각수 유량계에서 유량이 측정된다.

Fig. 2는 시험부인 헬리컬 코일형 가스 냉각기의 상세도를 나타낸 것이다. 시험부는 내관에 냉매가 흐르고 외관에 냉각수가 흐르는 이중관식 대향류 열교환기이다. CO<sub>2</sub>의 진열관의 내경은 4.55[mm], 외경은 6.35[mm], 코일의 반경은 42[mm], 길이는 10,000[mm]의 동관으로 제작하였으며 셀은 내경이 55[mm]인 PVC관으로 제작되었다. 그리고 각 시험부는 입구에서 1000[mm] 씩 동일간격으로 10개 구간으로 나누어져 있으며 각 구간마다 냉매, 관벽, 냉각수 온도 및 차압을 측정할 수 있도록 구성하였다.

## 2.2 실험방법

초임계영역에서의 CO<sub>2</sub> 냉각 열전달 실험은 냉매의 질량유속과 입구압력을 각각 변화시키면서 수행하였다. 냉매의 질량유속은 200~600 [ $kg/m^2s$ ] 사이에서 변화시켰으며 입구압력은 7.5~10.0 [MPa]로 변화시키면서 실험하였다. 온도와 압력은 실험장치가 정상상태에 도달한 후 측정하였으며, 차압은 관내부에 압력탭을 설치하여 시스템 내의 압력변동이 최소화 되는 상태에 이르렀을

때 차압계를 이용하여 측정하였다. 데이터 측정이 완료되면 다시 냉매 유량과 냉각수 유량을 조절하여 반복실험을 하였다. 표 1에 본 연구의 실험조건을 나타내었다.

## 2.3 실험결과 처리 방법

### 2.3.1 열전달

각각의 소시험부에서 국소 열전달 계수는 뉴턴의 냉각법칙에 의해서 식(1)로 계산할 수 있다.

$$h_{loc} = \frac{q_{cw}}{T_{rr} - T_{w,i}} \quad (1)$$

여기서  $T_{rr}$ 는 냉매온도,  $T_{w,i}$ 은 관내벽면온도이다.  $q_{cw}$ 는 냉각수의 온도와 유량으로부터 식 (2)로 계산한 냉각수의 열유속이다.

$$q_{cw} = \frac{M_{cw} \cdot c_{p,cw} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in})}{\pi \cdot d_i \cdot dz} \quad (2)$$

위 식에서  $M_{cw}$ 는 냉각수 유량,  $c_{p,cw}$ 는 냉각수 비열,  $d_i$ 는 소시험구간의 진열길이를 나타낸다.

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 열전달 실험결과

#### 3.1.1 압력변화에 따른 열전달계수

Fig. 3은 일정한 질량유속( $G_{re}=200$  [ $kg/m^2s$ ])에서 CO<sub>2</sub>의 냉각압력변화에 따른 열전달계수를 가스냉각기내의 온도변화에 따라 나타낸 것이다.

그림에서와 같이, 질량유속이 동일한 경우, 가스 냉각기의 입구영역에서 냉매 온도변화에 따른 물성치 차이가 작으므로 열전달계수의 차이가 크지 않다. 그러나 가스 냉각기의 중간부에서는 냉매 온도변화에 따른 물성치 차이가 급격히 변화하므로 국소 열전달계수는 크게 증가하다가 감소하였다. 그리고 액단상 영역인 가스 냉각기의 후반부에서 CO<sub>2</sub>의 온도변화에 따른 물성치 차이가 다시 작아지므로 열전달계수의 차이는 작아진다.

#### 3.1.2 질량유속변화에 따른 열전달계수

Fig. 4와 5는 가스 냉각기 입구압력이 각각 8.0

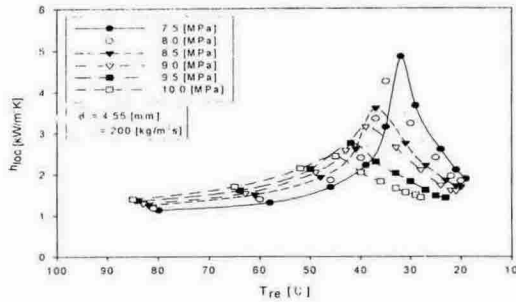


Fig. 3 Variation of heat transfer coefficient with respect to gas cooling pressure.

[MPa]와 10.0 [MPa]이고 질량유속이 200~600 [kg/m<sup>2</sup>s]인 범위내에서 온도변화에 따른 열전달 계수를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이, 일정한 압력하에서 질량유속이 증가할수록 CO<sub>2</sub>의 국소 열전달계수는 증가하였다. 이는 질량유속이 증가할수록 CO<sub>2</sub>의 Reynolds 수가 증가하여 열전달이 향상되기 때문이다. 또한 국소 열전달계수는 압력과 질량유속에 관계없이 항상 가임계 온도에서 최대값을 가진다. 이는 CO<sub>2</sub>의 비열 변화가 이 영역에서 가장 크기 때문이다.

### 3.1.3 평균 열전달계수

Fig. 6은 가스냉각기 내 냉매의 평균 열전달계수  $h_{avg}$ 를 질량유속에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 가스 냉각기의 전체압력 범위 내에서 냉매의 질량유속이 증가할수록 CO<sub>2</sub>의 평균 열전달계수는 선형적으로 증가하였다. 이는 냉매의 질량유속이 증가할수록 Reynolds 수가 증가하여 열전달 효과가 상승하기 때문이다.

## 3.2 압력강하 실험결과

### 3.2.1 질량유속과 냉각압력에 따른 영향

Fig. 7은 가스 냉각기의 입구압력이 7.5~10.0 [MPa]이고 질량유속이 200~600 [kg/m<sup>2</sup>s]인 범위에서 측정된 냉매의 압력강하를 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 일정한 가스 냉각기 입구 압력하에서 CO<sub>2</sub>의 질량유속이 증가할수록 압력강하는 증가하고, 일정한 질량유속에서 가스 냉각기 입구압력이 증가할 수

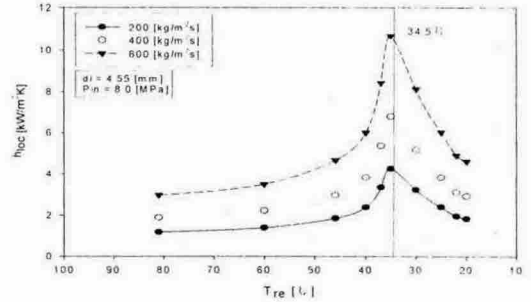


Fig. 4 Variation of heat transfer coefficient with respect to mass fluxes ( $P_{in}=8.0$  MPa)

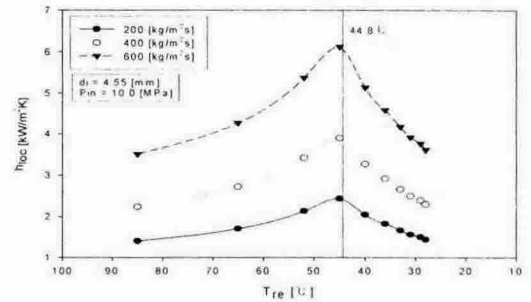


Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient with respect to mass fluxes ( $P_{in}=10.0$  MPa)

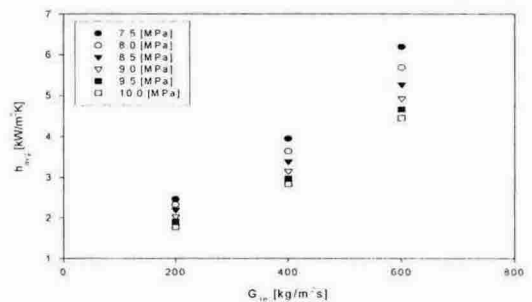


Fig. 6 Average heat transfer coefficients with respect to CO<sub>2</sub> mass fluxes at inlet pressure of  $P_{in}=8.0$  to 10.0 MPa.

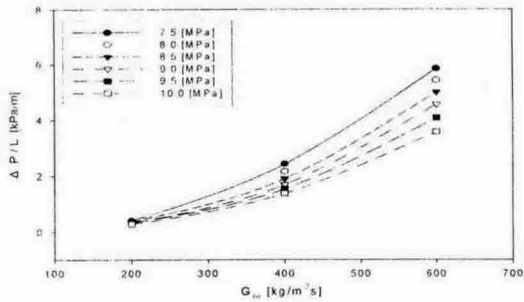


Fig. 7 Variation of the pressure drop with respect to varying mass flux at different inlet pressures during gas cooling process.

북 CO<sub>2</sub>의 압력강하는 감소하는 경향으로 나타났  
다. 또한, 냉매의 질량유속이 증가할 경우, 가스  
냉각기의 입구압력이 낮을수록 더 높은 비율로  
증가하는 것을 알 수 있다. 이는 시스템 내의 압  
력이 증가할수록 냉매의 밀도가 증가하고, 이에  
따라 질도가 증가하면 압력강하도 감소하기 때문  
이다.

### 3.2.2 타상관식과의 비교

헬리컬 코일관내 단상유동 상태에 적용되는 압  
력강하 상관식은 식(3)로 계산하였다.

$$\Delta P = f_r \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{G_{rr}^2}{2\rho_{rc}} \quad (3)$$

여기서 L은 시험구간의 전체길이, d<sub>i</sub>는 내관의  
내경, ρ<sub>rc</sub>는 내관을 흐르는 냉매의 밀도, G<sub>rr</sub>는 내  
관을 흐르는 냉매의 평균질량유속, ΔP는 실험에  
의해 얻어진 압력강하값, 그리고 f<sub>r</sub>는 헬리컬 코  
일관의 마찰계수이다.

헬리컬코일 내 단상난류영역에 가장 일반적으  
로 사용되는 마찰계수(f<sub>r</sub>) 상관식으로는 White  
(1932)<sup>(3)</sup>가 제안한 다음의 식이 있다.

$$f_r = 0.31 \left[ \log \left( \frac{Re}{7} \right)^2 + 0.04 \left( \frac{d}{D} \right)^{0.5} \right] \quad (4)$$

Ito(1952)<sup>(11)</sup>는 코일관내에서 완전발달된 난류유  
동의 마찰계수를 다음과 같은 형태로 제안하였  
다.

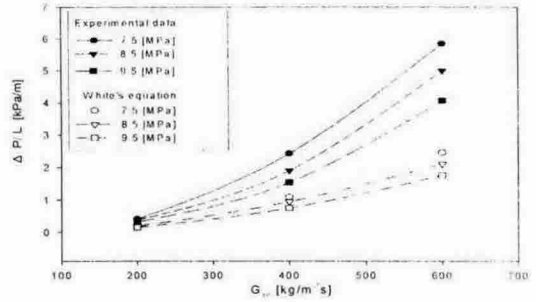


Fig. 8 Comparison of the measured pressure drop with that predicted by White(1932)'s equation.

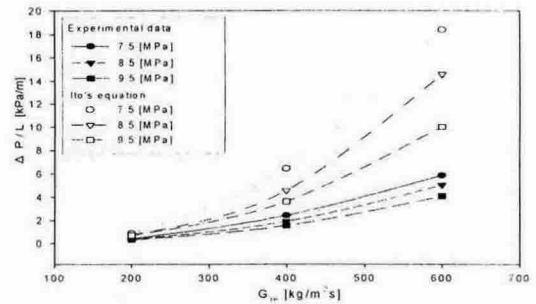


Fig. 9 Comparison of the measured pressure drop with that predicted by Ito(1969)'s equation.

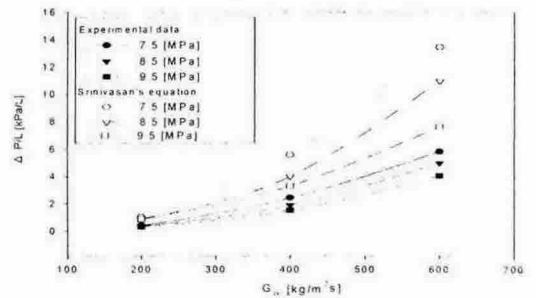


Fig. 9 Comparison of the measured pressure drop with that predicted by Srinibasans(1967)' equation.

Table 2. Deviations between the measured and calculated pressure drop.

Correlations	$\sigma_{\text{avg}}$ and $\sigma_{\text{abs}}$ (%)
White (1932)	53.28
Ito (1959)	78.92
Schmidt (1967)	77.56
Sirinibasan et al. (1968)	-131.23, 131.23
Ito (1969)	-146.89, 146.89
Dennis (1980)	-142.32, 142.32

$$f_r = 1.216Re^{0.25} + 0.116\left(\frac{d}{D}\right)^{0.5} \quad (5)$$

또한, Srinivasan<sup>15</sup>(1968)<sup>(5)</sup>은 Ito 상관식을 바탕으로 아래와 같은 형태의 상관식을 제안하였다.

$$f_r = 1.334Re^{0.2}\left(\frac{d}{D}\right)^{0.1} \quad (6)$$

Fig. 8~10은 가스 냉각기 입구압력이 7.5 MPa, 8.5 MPa와 9.5MPa이고, 질량유속이 200~600 kg/m<sup>2</sup>s인 범위에서 측정된 압력강하와 White 상관식, Ito 상관식, Srinivasan 상관식의 예측값들과 비교하였다. 전반적으로 기존 상관식들의 예측값과는 큰 차이를 보였다.

다. 헬리컬 코일에 대해 제안된 상관식들 중에서 White 상관식과 실험값이 가장 근접한 것으로 나타났다. 표 2는 실험으로 측정된 압력강하와 타 상관식으로 예측한 압력강하의 평균오차와 절대평균오차를 비교한 것이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 헬리컬 코일관내 CO<sub>2</sub>의 가스 냉각과정에서 열전달계수와 압력강하량을 측정, 기존의 상관식과 비교하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) CO<sub>2</sub> 냉매가 가스 냉각기 내에서 냉각되는 동안 열전달 계수는 서서히 증가하다가 유사임계 온도에서 최대값에 도달한 후 감소한다. 가스 냉각기 입구압력의 변화에 따른 열전달 계수는 CO<sub>2</sub>의 압력이 증가할수록 감소하는 경향을 나타내고 있다.

(2) 질량유속의 변화에 따른 열전달 계수는 질량유속이 증가할수록 CO<sub>2</sub>의 열전달 계수는 증가

한다.

(3) 가스 냉각기 내 냉각 과정 중에 CO<sub>2</sub> 압력강하는 압력이 증가할수록 감소한다. 또한 질량유속에 따른 압력강하는 질량유속이 증가할수록 압력강하가 증가하였다. 측정된 압력강하 값과 White, Ito, Sirinibasan 등의 상관식으로 예측한 값을 비교한 결과, White의 상관식이 측정된 압력강하 값과 가장 근접한 것으로 나타났다.

#### 후 기

본 연구는 산업 자원부 지정 차세대 신기술 개발사업 중에 "환경친화적인 자원냉매인 CO<sub>2</sub>를 적용한 고효율 냉난방 시스템 개발" 과제의 일환으로 수행되었고, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, "A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning", International Journal of Refrigeration, Vol. 16, No. 1, pp. 4-12.
2. Pettersen, J., Rieberer, R., and Munkejord, S. T., 2000, "Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical CO<sub>2</sub> in microchannel tubes", SINTEF Energy Research. G. S. Choi and C. S. Kim, "Linear Stable Systems", IEEE Trans. of Automatic Control, Vol. 33, No. 3, pp. 1234-1245, 1993.
3. K. Akagawa, T. Sakaguchi, M. Ueda, Study on gas liquid two-phase flow in helically coiled tubes, Bull. JSME 14(72), pp 564-571, 1971
4. H. Ito, Frictional factors for turbulent flow in curved pipes, J. Eng.81, 123-134, 1959
5. P. S. Srinivasan, S. S. Nandapurkar, F. A. Holland, Pressure drop and heat transfer in coils, Chem. Eng. 218, 113-119, 1968