

초임계 영역내 CO₂ 냉각 열전달과 압력강하 분석

오후규† · 손창효* · 이동건* · 정시영** · 김영률***

(원고접수일 : 2003년 8월 18일, 심사완료일 : 2003년 11월 10일)

Analysis of Heat Transfer and Pressure Drop During Gas Cooling Process of Carbon Dioxide in Transcritical Region

Hoo-Kyu Oh† · Chang-Hyo Son* · Dong-Gun Lee* · Si-Young Jeong** · Young-Lyoul Kim***

Abstract : The heat transfer coefficient and pressure drop of CO₂(R-744) during gas cooling process of carbon dioxide in a horizontal tube were investigated experimentally and theoretically. The experiments were conducted without oil in the refrigerant loop. The main components of the refrigerant loop consist of a receiver, a variable-speed pump, a mass flowmeter, an evaporator, and a gas cooler(test section). The main components of the water loop consist of a variable-speed pump, an constant temperature bath, and a flowmeter. The gas cooler is a counterflow heat exchanger with refrigerant flowing in the inner tube and water flowing in the annulus. The test section consists of smooth, horizontal stainless steel tube of 9.53 mm outer diameter and 7.75 mm inner diameter. The length of test section is 6 m. The refrigerant mass fluxes were 200 ~300 kg/(m²·s) and the inlet pressure of the gas cooler varied from 7.5 MPa to 8.5 MPa.

The main results were summarized as follows : The predicted correlation can evaluate the R-744 exit temperature from the gas cooler within ±10% for most of the experimental data, given only the inlet conditions. The predicted gas cooler capacity using log mean temperature difference showed relatively good agreement with gas cooler capacity within ±5%. The pressure drop predicted by Blasius estimated the pressure drop on the CO₂ side within ±4.3 %. The predicted heat transfer coefficients using Gnielinski's correlation evaluated the heat transfer coefficients on the CO₂ side well within the range of experimental error. The predicted heat transfer coefficients using Gao and Honda's correlation estimated the heat transfer coefficients on the coolant side well within ±10 %. Therefore, The predicted equation's usefulness is demonstrated by analyzing data obtained in experiments.

Key words : Gas cooler(가스 냉각기), Transcritical region(초임계 영역), Heat transfer coefficient of CO₂ (CO₂의 열전달 계수)

† 책임저자(부경대학교 기계공학부), E-mail : ohkyu@pknu.ac.kr T : 051)620-1501

* 부경대학교 냉동공조공학과

** 서강대학교 기계공학부

*** 한국생산 기술연구원 청정생산기술본부 신에너지 환경팀

기호설명

A	: 전열면적[m ²]
c _p	: 정압비열[kJ/(kg· K)]
d	: 관경[m]
f	: 마찰인자[/]
G	: 질량유속[kg/(m ² · s)]
h	: 열전달 계수 [kW/(m ² · K)]
U	: 총괄열전달 계수[kW/(m ² · K)]
κ	: 열전도도[kW/(m· K)]
L	: 시험구간 길이[m]
M	: 질량유량[kg/h]
P	: 압력[MPa]
Q	: 전열량[kW]
q	: 열유속[kW/m ²]
T	: 온도[°C]
u	: 유속[m/s]
ρ	: 밀도[kg/m ³]
μ	: 점성계수[Pa· s]

하첨자

cw	: 냉각수
exp	: 실험값
in	: 내측, 입구
LMTD	: 대수평균 온도차
pre	: 예측값
out	: 외측, 출구
re	: 냉매
w	: 관벽

무차원수

Nu	: 너셀수[h· d/κ]
Pr	: 프란트수[c _p · μ /κ]
Re	: 레이놀즈수[G· d/μ]

1. 서 론

CO₂(R-744)는 1800년도 후반부터 선박 냉동,

건물 공조시스템 및 일반적인 냉동시스템의 냉매로 널리 사용되어 왔으나, 1930년대에 열역학적으로 우수한 CFC와 HCFC의 등장으로 인해 그 사용량이 급격히 감소하였다. 1976년에는 CFC와 HCFC의 지구 온난화 및 오존층 파괴로 말미암아 생산량이 감소되기 시작하였고, 그 이후에는 많은 연구자들에 의해서 이들 냉매를 대체하려는 노력이 다각적으로 이루어져 왔다. 1990년에 접어들면서 Lorentzen를 중심으로 자연냉매인 CO₂를 재사용하려는 연구^[1~5]가 활성화되고 있다.

CO₂는 임계 압력이 약 7.384 MPa로 매우 높고, 임계온도는 약 31.06 °C로서 매우 낮아서 CO₂를 이용한 냉난방 시스템에서는 고온열원에서 방열과정이 임계점 이상에서 일어나고, 저온열원에서의 증발과정은 임계점 이하에서 일어나게 되어 기존의 증기압축식 냉방시스템과는 다른 특징을 가지게 된다. 즉, CO₂를 이용한 냉방 시스템용 방열기에서의 압력은 8~13 MPa정도로 매우 높고, 기존 시스템의 방열기와는 달리 상변화 과정이 없으며, 임계점 근처에서는 열전달 물성치들이 크게 변화하게 된다. 이와 같이 CO₂를 이용한 시스템의 방열기의 운전조건은 기존 시스템의 방열기와 큰 차이가 있으므로, 안정성, 효율성 및 내구성 등에 세심한 주의가 요구되며, 이러한 초임계 상태에서의 CO₂의 특성을 고려한 방열기의 설계 및 제작 기술 개발이 필요하다.

따라서, 본고에서는 CO₂용 방열기의 이론적인 분석을 위해서, 초임계 압력의 방열기내 CO₂의 열전달 특성 및 압력강하에 대한 실험값과 상관식들로부터 예측한 값을 비교·분석한다. 그리고, 그 적용 가능성에 대해서도 파악하여 CO₂용 방열기 설계의 이론적 분석 관계식을 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 실험장치의 개략도로서 냉매 순환루프와 냉각수 순환루프로 구성되어 있다. 냉매는 수액기에서 액상으로 충전된 후 구동원인 냉매펌프에 의해 전자식 질량유량계로 들어간다. 질량유량계

에서 유량이 측정된 냉매액은 전기 히터에 의해 가열되는 증발기로 흡입되어 온도와 압력이 초임계 상태로 된다. 증발기를 나온 냉매증기는 시험부인 방열기로 유입되도록 구성되어 있다. 또한, 초임계 상태인 냉매를 냉각시키기 위한 냉각수는 냉각수 유량계에서 일정유량으로 조절되어 내관과 외관 사이의 환상공간으로 냉매의 흐름과 반대방향으로 흐르게 하였다.

는 입구에서 500 mm씩 동일간격으로 12개 구간으로 나누었으며, 각 구간에는 냉매, 관벽, 냉각수 온도 및 차압을 각각 측정할 수 있도록 하였다. 온도와 압력은 실험장치가 정상상태에 도달하였을 때 측정하였으며, 차압은 관내부에 압력탭을 설치하여 시스템내의 압력변동이 최소화되는 상태에 이르렀을 때 차압계를 이용하여 측정하였다. Table 1에 본 연구의 실험조건을 나타내었다.

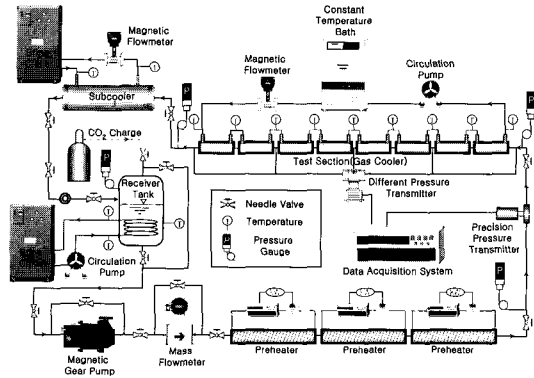


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

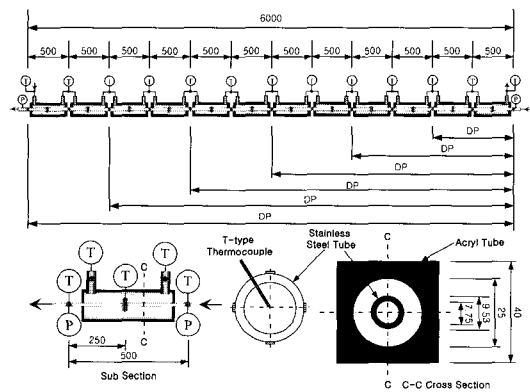


Fig. 2 Detail diagram of gas cooler.

Fig. 2는 방열기의 상세도를 나타낸 것으로 내관으로 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이로 냉각수가 흐르는 이중관형 열교환기이다. 내관은 내경 7.75 mm, 외경 9.53 mm, 길이 6000 mm인 수평 평활관이며, 외관은 내경 25 mm, 외경 40 mm인 아크릴관으로 제작하였다. 그리고 시험부

3. 실험자료 정리

3.1 열전달

각각의 소시험부에서의 국소 열전달 계수는 식 (1)로 계산할 수 있다.

$$h = \frac{q}{T_{re} - T_{w,in}} \quad (1)$$

여기서 T_{re} 는 냉매온도, $T_{w,in}$ 는 관내벽면 온도이다. q 는 냉각수의 온도와 유량으로부터 식(2)로 계산한 열유속이다.

$$q = \frac{M_{cw} \cdot c_{p,cw} \cdot (T_{cw,out} - T_{cw,in})}{\pi d_{in} L} \quad (2a)$$

$$Q = M_{cw} \cdot c_{p,cw} \cdot (T_{cw,out} - T_{cw,in}) \quad (2b)$$

Table 1 Experimental conditions.

Refrigerant	R-744(CO ₂)
Test section	Horizontal stainless tube
d_{in} (mm)	7.75
G_{re} [kg/(m ² ·s)]	200, 300
P_{in} (MPa)	7.5 ~ 8.5
$T_{cw,in}$ (°C)	15

위 식에서 M_{cw} 는 냉각수 유량, $c_{p,cw}$ 는 냉각수 평균 비열, L 은 소시험구간의 전열길이를 나타낸다. 국소 열전달 계수를 구하는 지점에서의 냉매 온도 (T_{re})는 소시험부 사이마다 측정된 냉매 온도를 이용하여 식(3)에서 구하였다.

$$T_{re,n} = \frac{T_{re,n-0.5} - T_{re,n+0.5}}{2} \quad (3)$$

내벽면 온도($T_{w.in}$)은 상부, 하부, 측부의 4곳에서 측정된 외벽면 온도($T_{w.out}$)를 산술 평균한 후, 중공원통에 사용되는 일차원 전도 방정식을 이용하여 식(4)로 계산하였다.

$$T_{w.in} = T_{w.out} + \frac{d_{in} \cdot q}{2k_w} \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) \quad (4)$$

여기서 k_w 는 관의 열전도도, q 는 식(2)로 계산한 열유속이다.

3.2 압력강하

평활한 원형관내 완전히 발달된 층류와 난류의 액단상에 대한 마찰압력강하는 Darcy-Weisbach 가 제안한 아래의 식으로 계산하였다.

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{d_{in}} \cdot \frac{\rho_{re} u_{re}^2}{2} \quad (5)$$

여기서 L 은 시험구간의 전체길이, d_{in} 은 내관의 내경, ρ_{re} 는 관내측을 흐르는 냉매의 밀도, ΔP 는 실험으로부터 구한 값이다. 그리고 u_{re} 는 튜브내측을 흐르는 냉매의 평균유속으로 질량유량을 유동 단면적으로 나누어서 계산하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 열전달 상관 관계식

수평 원형관내 초임계 CO_2 의 냉각 열전달 특성과 압력강하를 이론적으로 분석하기 위해서 냉매의 질량유량(M_{re}), 냉각수의 질량유량(M_{cw}), 가스쿨러의 입구압력($P_{re.in}$), 가스쿨러의 입구온도($T_{re.in}$), 냉각수 입구온도($T_{cw.in}$)는 실험조건과 동일하다고 가정하였고, 아래의 관계식들은 Fig 2에서 언급한 소시험부 단위로 적용하였다.

$$P_{re.in} : 7.5 \sim 8.5 \text{ [MPa]}, \quad T_{re.in} : 48 \sim 126 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$M_{re} : 34 \sim 50.9 \text{ [kg/h]}, \quad M_{cw} : 172 \text{ [kg/h]}$$

$$T_{cw.in} : 15 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

가스쿨러내 초임계 상태인 CO_2 가 냉각수에 잃은 열량(Q)은 식(2)로 계산할 수 있지만, 내관의 바깥지름 기준의 총괄 열전달 계수(U)로도 계산할 수 있다.

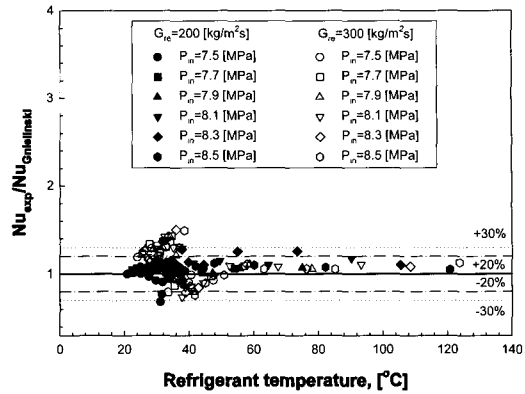


Fig. 3 Comparison of experimental Nusselt number with Nusselt number predicted by Gnielinski along gas cooler refrigerant temperature.

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

여기서 A_{out} 는 내관의 바깥면적, ΔT_{LMTD} 는 CO_2 와 냉각수사이의 대수평균온도차($= \Delta T_1 - \Delta T_2 / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)$)이다. U 는 내관의 바깥면적 기준의 총괄 열전달 계수이다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{re}} + \frac{d_{in}}{\kappa_w} \cdot \ln \frac{d_{out}}{d_{in}} + \frac{d_{in}}{d_{out}} \cdot \frac{1}{h_{cw}} \quad (7)$$

여기서 k_w 는 내관의 열전도도, h_{re} 와 h_{cw} 는 내관과 환상공간을 흐르는 CO_2 와 냉각수의 열전달 계수이고, d_{in} 와 d_{out} 는 내관의 외경과 외관의 내경이다.

Rieberer⁽⁶⁾는 내경 7.8mm의 수평 평활관내 CO_2 의 열전달 계수를 6개의 다른 상관식들과 비교한 결과, Gnielinski⁽⁷⁾ 상관식과 가장 잘 일치한다고 하였다. 또한 본 실험에서 타 상관식들과 비교해 본 결과 Fig. 3에 나타난 것처럼 Gnielinski 상관식과 좋은 일치를 보였다. 따라서, 식(7)에서 관내측 열전달 계수(h_{re})는 다음과 같고,

$$h_{re} = \frac{Nu_{re} \cdot \kappa_{re}}{d_{in}} \quad (8)$$

여기서 κ_{re} 는 냉매의 열전도도이고, Nu_{re} 는 아래의 Gnielinski 상관식을 이용하여 계산하였고, 이식의 적용범위는 $0.5 < Pr_{re} < 2000$, $2300 <$

$Re_{re} < 5 \times 10^5$ 이다.

$$Nu_{re} = \frac{(f/8)(Re_{re} - 1000)Pr_{re}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr_{re}^{2/3} - 1)} \quad (9a)$$

$$f = [0.79 \cdot \ln(Re_{re}) - 1.64]^{-2} \quad (9b)$$

식(7)에서 환상공간을 흐르는 냉각수의 열전달 계수(h_{cw})는 아래의 식과 같다.

$$h_{cw} = \frac{Nu_{cw} \cdot \chi_{cw}}{d_{in}} \quad (10)$$

여기서 Nu_{cw} 는 Gao와 Honda⁽⁸⁾가 제안한 아래의 상관식으로 계산하였다.

$Re_{cw} < 2000$ 인 경우

$$Nu_{cw} = 0.068 \cdot Re_{cw}^{0.8} \cdot Pr_{cw}^{0.4} + 3.4706 \quad (11a)$$

$Re_{cw} > 2000$ 인 경우

$$Nu_{cw} = 0.0235 \cdot Re_{cw}^{0.8} \cdot Pr_{cw}^{0.4} - 9.9404 \quad (11b)$$

본 실험에 앞서 물-물 열전달 실험을 통해서 Gao와 Honda⁽⁸⁾가 발표한 위의 상관 관계식으로 계산 값과 실험으로 측정된 값을 비교한 결과, Fig. 4에 나타낸 것처럼 $\pm 10\%$ 이내에서 잘 일치하였다.

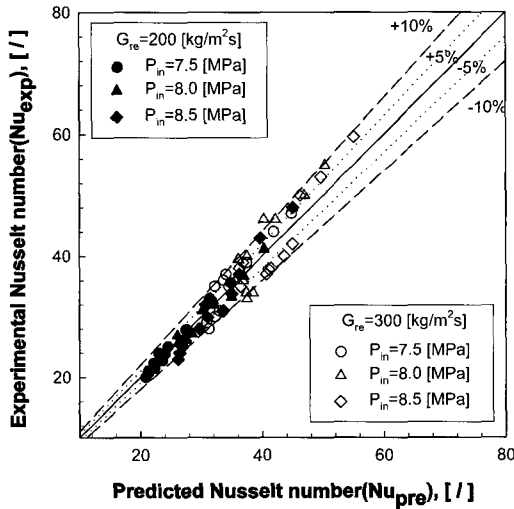


Fig. 4 Comparison of experimental Nusselt number with Nusselt number predicted by Gao and Honda for cooling water along gas cooler flow length.

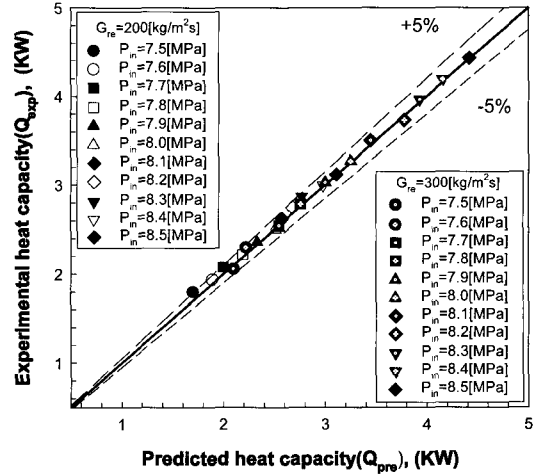


Fig. 5 Comparison of experimental heat capacity with predicted heat capacity along gas cooler flow length.

4.2 실험값과 예측값의 비교

4.2.1 전열량

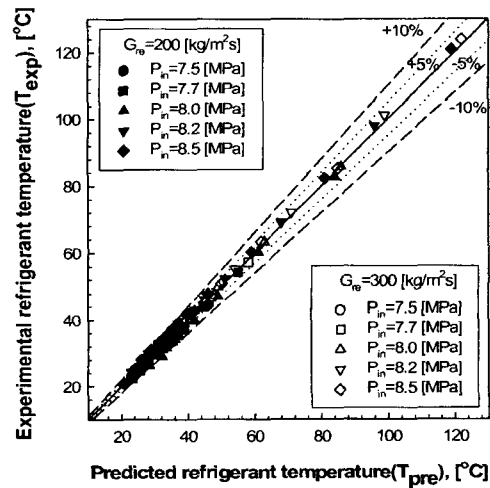


Fig. 6 Comparison of experimental refrigerant temperature with predicted refrigerant temperature along gas cooler flow length.

Fig. 5는 식(6)의 관계식으로 예측한 전열량 (Q_{pre})과 실험으로 측정하여 식(2b)로 계산한 전열량(Q_{exp})을 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 전체 범위에 대해서 측정된 전열량(Q_{exp})이 예측한 전열량(Q_{pre})보다 약간 높게 나타났고, 측정

한 전열량(Q_{exp})과 예측한 전열량(Q_{pre})은 $\pm 5\%$ 내로 좋은 일치를 보였다.

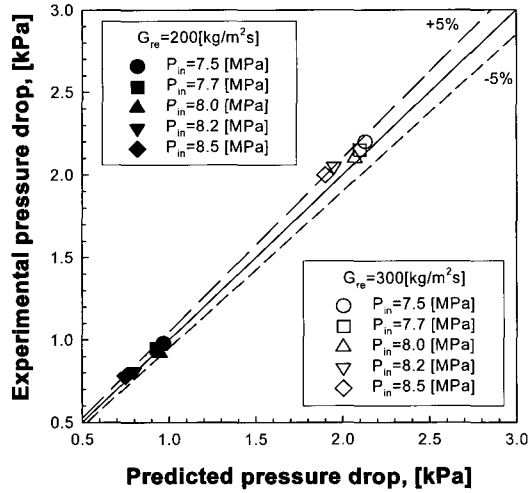


Fig. 7 Comparison of experimental pressure drop with predicted pressure drop using the Blasius's equation along gas cooler flow length.

4.2.2 냉매온도

Fig. 6은 가스쿨러 입구압력이 7.5~8.0 MPa 이고, 질량유속이 200~300 kg/m²s인 범위에서 측정된 냉매온도(T_{exp})와 예측한 냉매온도(T_{pre})를 나타낸 것이다. 그림에서 T_{pre} 는 식(6)으로 계산한 전열량을 이용하여 아래의 CO₂ 열평형 관계식으로 계산한 것이다.

$$Q_{pre} = M_{re} \cdot c_{p, re} \cdot (T_{re, out} - T_{re, in}) \quad (12a)$$

$$T_{re, out} = \frac{M_{re} \cdot c_{p, re} \cdot T_{re, in} + Q_{pre}}{M_{re} \cdot c_{p, re}} \quad (12b)$$

Fig. 6에서 알 수 있듯이, 실험으로 측정된 냉매온도(T_{exp})와 식(12)로 계산한 냉매온도(T_{pre})는 $\pm 10\%$ 이내에 좋은 일치를 보였고, 평균 이탈(average deviation) 정도는 $\pm 4.8\%$ 였다.

4.2.3 압력강하

Fig. 7은 가스쿨러 입구압력이 7.5~8.5 MPa 이고, 질량유속이 200~300 kg/m²s인 범위에서 측정된 압력강하(ΔP_{exp})와 예측한 압력강하(ΔP_{pre})를 비교한 것이다.

실험으로 측정된 압력강하는 완전히 발달된 난류 액단상에 가장 많이 적용하는 Blasius 식과 비교하였다. 그 결과, 실험으로 계산값(ΔP_{exp})이 예측값(ΔP_{pre})보다 약간 높게 나타났고, Blasius 식으로 예측한 값과의 평균 이탈 정도는 $\pm 4.3\%$ 로 나타났다.

수평 평활관내 액단상 난류유동에 가장 널리 사용되는 Blasius 식은 다음과 같다

$$f = 0.316 \cdot Re_{re}^{-1/4} \quad \text{for } Re_{re} \leq 2 \times 10^4 \quad (13a)$$

$$f = 0.184 \cdot Re_{re}^{-1/5} \quad \text{for } Re_{re} \geq 2 \times 10^4 \quad (13b)$$

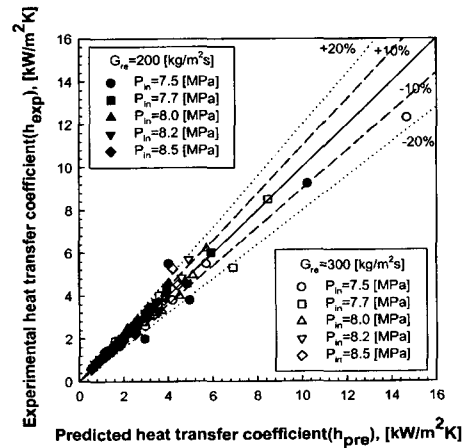


Fig. 8 Comparison of experimental heat transfer coefficients with predicted heat transfer coefficients along gas cooler flow length.

4.2.4 열전달 계수

Fig 8은 측정된 CO₂의 열전달 계수(h_{exp})와 열전달 상관 관계식으로 계산한 열전달 계수(h_{pre})를 방열기 입구압력변화에 대해서 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, h_{exp} 는 실험으로 측정된 냉매온도로부터 식(1)로 계산한 값이고, h_{pre} 는 열전달 분석 상관식인 식(9)로 계산한 값이다. 대체적으로 h_{exp} 값이 h_{pre} 값보다 약간 높게 나타나고 있다. 일반적으로 h_{exp} 와 h_{pre} 의 모든 데이터가 $\pm 20\%$ 이내에 있지만, 데이터의 평균 이탈 정도는 $\pm 10\%$ 이내로 좋은 일치를 보이고 있다.

4.3 예측값의 적용

앞 절에서는 실험으로 측정된 온도와 압력을 바탕

으로 계산한 값들과, 냉매측과 냉각수측의 열전달 및 압력강하 예측식으로 구한 냉매온도, 전열량, 압력강하, 열전달 계수, 너셀수를 비교하였다. 비교한 결과, 대체적으로 높은 신뢰도 범위내에서 잘 일치함을 알았다. 본 절에서는 이러한 예측식을 기준으로 하여 수평관내 CO₂의 열전달과 압력강하 특성에 직접 적용해 보고자 한다.

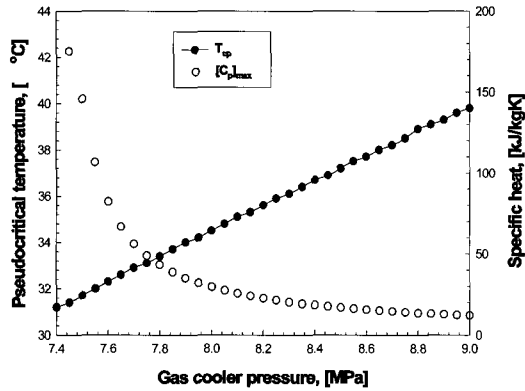


Fig. 9 Variation of pseudo critical temperature with pressure and corresponding maximum values of specific heat for CO₂ in the critical region.

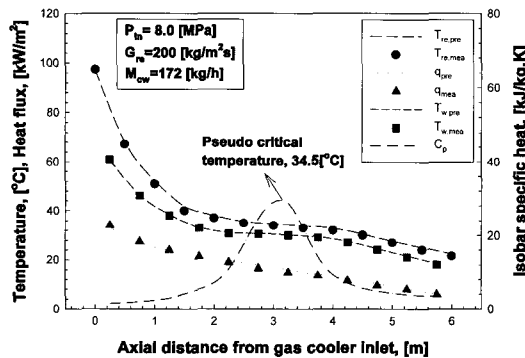


Fig. 10 Variation of refrigerant temperature, wall temperature, isobar specific heat and heat flux predicted by the correlations along gas cooler flow length.

Fig. 10은 가스쿨러 입구압력이 8.0 MPa이고, 질량유속이 200 kg/m²s에서 실험한 냉매온도, 관벽온도, 열유속을 예측한 값과 비교하여 나타내었다.

그림에서 T_{re,exp}와 T_{w,exp}는 열전대로 직접 측정 한 냉매온도와 관벽온도, T_{w,pre}는 식(14)로 예측한 관벽온도, q_{pre}와 q_{exp}는 각각 실험을 통해서 식(2a)로 계산한 열유속과 식(6)으로 예측한 전열량을 전열면적으로 나눈 열유속, C_p는 예측식의 냉매온도를 기준으로 한 정압비열이다.

$$h_{w,pre} = \frac{h_{re} \cdot A_{re} \cdot T_{re,pre} - Q_{pre}}{h_{re} \cdot A_{re}} \quad (14)$$

여기서, h_{re}는 식(8)인 Gnielinski 상관식으로 예측한 값이고, Q_{pre}는 식(6)으로 예측한 값이며, T_{re,pre}는 식(12)로 예측한 값이다.

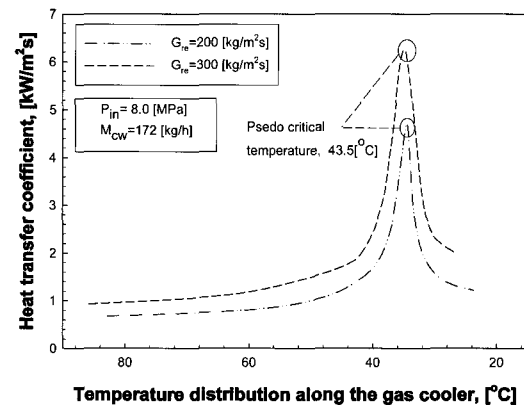


Fig. 11 Variation of heat transfer coefficient with respect to refrigerant mass fluxes for Pin=8.0[MPa].

Fig. 10에서 예측한 냉매온도(T_{re,pre})와 측정된 냉매온도(T_{re,exp})를 비교한 결과, 가스쿨러의 입구 부분에서 약간의 차이를 보였지만, 대체적으로 좋은 일치를 보였다. 관벽온도는 CO₂의 유동방향으로 예측값(T_{w,pre})과 실험값(T_{w,exp})이 상당히 좋은 일치를 보였다. 열유속은 방열기(가스쿨러)의 중간 부분에서 약간의 차이를 보이지만, 전체적으로 좋은 일치를 보였다.

그림에서 알 수 있듯이, CO₂가 가스쿨러 내에서 냉각되는 동안, 입구부분에서는 냉매온도와 관벽 온도가 급격히 감소하다가 방열기 중간부분에서 거의 변화가 없고, 하류부분에서 다시 완만하게 감소한다. Fig 9에 나타낸 것처럼, 일정한 압력하

에서 비열이 최대가 되는 지점의 온도를 가임계 온도라 하고, 비열은 냉매온도와 가임계 온도 (pseudo critical temperature, 34.5 °C)가 일치하는 곳에서 최대값을 가진다. 열유속은 가스쿨러 입구부분에서 출구 방향으로 선형적으로 감소한다.

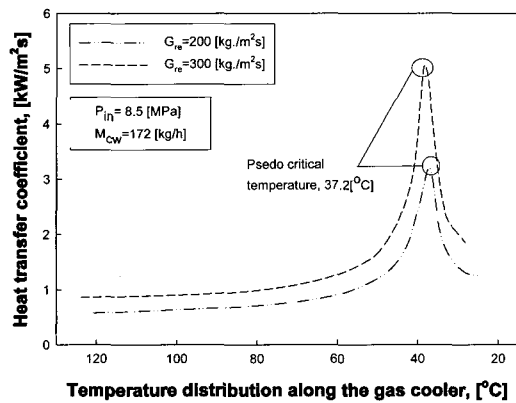


Fig. 12 Variation of heat transfer coefficient with respect to refrigerant mass fluxes for $P_{in}=8.5[MPa]$.

Fig. 11과 12는 가스쿨러 입구압력이 8.0과 8.5 MPa이고, 질량유속이 200~300 kg/m²s인 경우, 예측식을 이용한 평균 열전달 계수를 냉매온도 변화에 따라 나타낸 것이다. 일정한 압력하에서 질량유속이 증가할수록 열전달 계수는 증가하였고, 이러한 증가는 가임계 온도부근에서 현저하게 나타났다. 또한 Fig. 11, 12에서 알 수 있듯이, 예측한 CO₂의 열전달 계수는 각각 가임계 온도인 34.5 °C와 37.2 °C에서 최대값을 가지고, 가임계 온도이하에서는 열전달 계수가 증가하며, 가임계 온도이상에서는 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이는 Mori 등^[9]이 설명한 것처럼, 가임계 이하에서는 점성저층의 두께 감소보다 액막내 열전도도의 증가가 크기 때문에 열전달 계수는 증가하며, 가임계 이상에서는 액막내 열전도도의 감소가 지배적이기 때문에 열전달 계수는 감소하는 것으로 판단된다.

지금까지 수평관내 CO₂의 열전달과 압력강하에 대한 실험을 통한 이론적 특성을 규명하기 위

해서 실험값과 예측값을 비교·분석하고, 이들 예측값의 유효성에 대해서 알아보았다. 일반적으로 냉매측의 열전달 계수는 Gnielinski 상관식을 사용하여 예측할 수 있었고, 냉각수측 열전달 계수는 식(11)을 이용하여 예측할 수 있었다. 그리고, 관내 CO₂의 압력강하는 Blasius 상관식을 이용하여 예측할 수 있었다. 이들 상관식들은 본 실험 조건과 유사한 Gao와 Honda^[8]를 비롯하여 몇몇 연구자들이 발표한 연구결과와 일치하는 것으로 그 유효성은 충분히 검토되었다.

5. 결 론

내경 7.75 mm인 이중관식 열교환기를 제작하여 초임계 영역내 CO₂의 열전달과 압력강하에 대해서 실험한 후, 이들의 특성을 이론적으로 파악하기 위해서 기존의 상관식과 실험적인 상관식을 이용하여 비교·분석한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) CO₂가 가스쿨러 내에서 냉각되는 동안, 냉매측과 냉각수측의 열전달 계수를 이론적으로 예측하기 위해서 냉매온도, 관벽온도, 전열량, 열전달 계수 등을 비교한 결과, 유효한 신뢰도 범위내에서 좋은 일치를 보였다.

(2) 초임계 영역내 CO₂의 열전달 계수는 Gnielinski 상관식을 이용하여 예측한 결과, 데이터의 평균이탈정도는 ±10 %이내에서 좋은 일치를 보였고, 냉각수측 열전달 계수는 실험을 통하여 식(11)로 예측할 수 있었다.

(3) 수평관내 CO₂의 마찰압력강하는 완전히 발달된 층류와 난류 액단상에 적용하는 Blasius 상관식을 이용하여 예측할 수 있었다. 이들 상관식과의 이탈정도는 ±4.3 %로 나타났다.

(4) 본 논문에서 언급한 예측 상관식과의 비교·분석을 통해서 이론적 상관식들의 유효성을 충분히 검토하였다. 따라서, 수평관내 CO₂의 열전달과 압력강하 특성을 이론적으로 규명하는데는 좋은 기초자료가 될 뿐만 아니라, 높은 정밀도를 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지정 차세대 신기술 개발 사업 중에 '환경친화적인 자연냉매인 CO₂를 적용한 고효율 냉난방 시스템 개발' 과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Pitla, S. S., Groll, E. A., Ramadhyani, S., New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 887-895, 2002.
- [2] Boewe DE, Yin JM, Park YC, Bullard CW, Hrnjak PS., The role of suction line heat exchanger in transcritical R-744 mobile A/C systems, SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, Pager No. 1999-01-0583, 1999.
- [3] J. M. Yin, C. W. Bullard, P. S. Hrnjak, R-744 gas cooler model development and validation, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 682-701, 2001.
- [4] D. M. Robinson, E. A. Groll, Heat transfer analysis of air to carbon dioxide two phase heat absorption and supercritical heat rejection, HVAC & R Research, Vol. 4, No. 4, pp. 1-20, 1998.
- [5] Preessner M, Culter B, Singanamalla S, Hwang Y, Radermacher R, Comparison of automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R-134a, In Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, West Lafayette, Indiana, 185-192, 2000.
- [6] Rieberer R., CO₂ properties. IIR Workshop on CO₂ Technology in Refrigeration, Heat Pump and Air Conditioning System, Mainz, Germany, 1999.
- [7] Gnielinski, V., New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng. Vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [8] Lei Gao and Tomohiro Honda, Experimental on heat transfer characteristics of heat exchanger for CO₂ heat pump system, Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, December 4, Kobe, Japan, pp. 75-80, 2002.
- [9] Koji Mori, Junji Onishi, Hirokazu Shimaoka, Shigeyasu Nakanishi and Hideo 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.

저 자 소 개



손창효 (孫昌孝)

1972년 9월생, 1991년 여수수산대학교 졸업(학사), 1998년 부경대학교 냉동공학과 석사졸업, 2000년 2월 부경대학교 냉동공학과 졸업(석사). 부경대학교 기계공학부 대학원. CO₂를 이용한 냉동 시스템 개발에 관심.



이동건 (李東建)

1961년 7월생, 1987년 부산수산대학교 냉동공학과 졸업, 2001년 부경대학교 냉동공학과, 부경대학교 기계공학부 대학원. 각종 냉동장치 설비 설계 및 자연냉매 시스템 개발



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.



정시영 (丁時榮)

1959년 12월생. 서강대학교 기계공학부 교수. 냉동, 열교환기, 마이크로 열전달 등에 관심.



김영률 (金泳律)

1957년 1월생, 1979년 서울대학교 기계공학과 학사 졸업, 1981년 동대학교 대학원 석사 졸업, 1997년 한국과학기술원 박사 졸업, 1990년~현재 한국생산기술연구원 청정생산 기술본부 현재 한국생산기술연구원 열에너지 시스템팀 재직. 이상유동 및 열교환기 등의 열에너지 요소부품 고효율화.