

수평관내 초임계 영역의 CO₂ 냉각 열전달 특성

손창효[†] · 이동건^{*} · 오후규^{**} · 정시영^{***} · 김영률^{****}
 (2003년 7월 24일 접수, 2004년 2월 2일 심사완료)

Heat Transfer Characteristics During Gas Cooling Process of Carbon Dioxide in a Horizontal Tube

Chang-Hyo Son, Dong-Gun Lee, Hoo-Kyu Oh, Si-Young Jeong and
 Young-Lyoul Kim

Key Words: Carbon Dioxide(이산화탄소), Gas Cooler(가스 냉각기), Transcritical Region(초임계 영역), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수), Pressure Drop(압력강하)

Abstract

The heat transfer coefficient and pressure drop during gas cooling process of carbon dioxide in a horizontal tube were investigated. The experiments were conducted without oil in the refrigerant loop. The main components of the refrigerant loop are 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 isothermal tank, 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 the outer diameter of 9.53 mm and of the inner diameter of 7.75 mm. The length of the 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 : Pressure drop of CO₂ increases with increasing gas cooler pressure. The friction factors of CO₂ in a horizontal tube show a relatively good agreement with the correlation by Blasius. The heat transfer coefficient of CO₂ in transcritical region increases with decreasing gas cooler pressure and decreasing mass flux of CO₂. Most of correlations proposed in a transcritical region showed significant deviations with experimental data except for those predicted by Gnielinski.

———— 기호설명 ————		d	: 관경	[m]	
A	: 전열면적	[m ²]	G	: 질량유속	[kg/(m ² · s)]
c _p	: 정압비열	[kJ/(kg · K)]	h	: 열전달 계수	[kW/(m ² · K)]
—————		κ	: 열전도도	[kW/(m · K)]	
†	책임저자, 회원, 부경대학교 대학원, 냉동공학과	L	: 시험구간 길이	[m]	
	E-mail : sonch@mail1.pknu.ac.kr	M	: 질량유량	[kg/h]	
	TEL : (051)621-6802 FAX : (051)620-1501	P	: 압력	[Pa]	
*	부경대학교 대학원, 냉동공학과	q	: 열유속	[kW/m ²]	
**	회원, 부경대학교 냉동공조공학과	T	: 온도	[°C]	
***	회원, 서강대학교 기계공학부	u	: 유속	[m/s]	
****	회원, 한국생산기술연구원	ρ	: 밀도	[kg/m ³]	

하첨자

cw : 냉각수
 in : 내측, 입구
 out : 외측, 출구
 ref : 냉매
 w : 관벽

무차원수

Nu : 누셀트 수 [hd/k]
 Re : 레이놀즈 수 [Gd/μ]

1. 서론

몬트리올 의정서 채택 이후 CFCs의 생산 중단과 HCFCs의 점차적인 규제로 말미암아 표준 냉동사이클 및 기기에 적합한 HFCs계 냉매를 개발하는 것과 생체학적으로 안전한 자연냉매를 이용하는 연구가 활발히 이루어지고 있다. 특히 최근 들어 자연냉매인 CO₂를 냉매로 사용하는 연구⁽¹⁻⁵⁾가 활발히 진행되고 있다.

CO₂(R-744)는 1800년도 후반부터 선박 냉동, 건물 공조시스템 및 일반적인 냉동시스템의 냉매로 널리 사용되어 왔으나 프레온 냉매의 등장 이후에 그 사용이 급격히 감소하였다. 그러나 최근 환경문제가 중요시 되면서 CO₂를 작동냉매로서 재사용하기 위한 연구가 활성화되고 있다. CO₂는 무독성, 비가연성의 환경 친화적인 냉매로 냉동기유 및 일반 기기재료와도 호환성이 좋다. 또한 CO₂는 임계 압력이 약 7.384 MPa이고, 임계온도는 약 31.06 °C로서 여름철 가스쿨러 내 CO₂와 대기가 열교환할 때 CO₂는 임계점 보다 높은 온도가 된다. 그러므로 가스쿨러 내 CO₂는 초임계 압력에서 냉각되고, 이때 큰 온도하강을 고려하여야 하며, 효율적인 에너지 사용을 위한 방안을 모색하여야 한다. CO₂를 작동매체로 사용할 때 압력이 기존의 증기 압축 냉동시스템보다 매우 높아지는 것을 알 수 있다. 이런 이유로 적절한 장치의 설계가 요구된다.

따라서, 본 논문에서는 CO₂용 가스쿨러 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 CO₂를 냉매로 사용하여 초임계 압력에서 가스쿨러 내의 열전달 특성과 압력강하에 대해서 고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

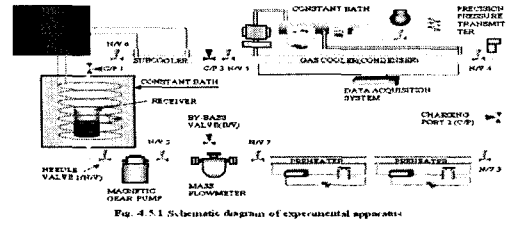


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

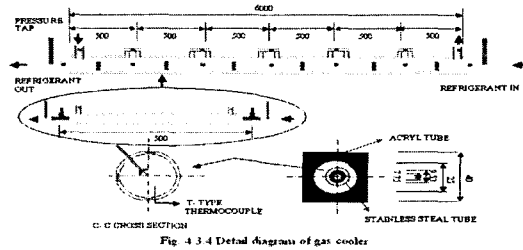


Fig. 2 Detail diagram of gas cooler

Fig. 1은 실험장치의 개략도로서 냉매 순환루프와 냉각수 순환루프로 구성되어 있다. 냉매는 수액기에서 액상으로 충전된 후 구동원인 냉매펌프에 의해 전자식 질량유량계로 들어간다. 질량유량계에서 유량이 측정된 냉매액은 전기 히터에 의해 가열되는 증발기로 흡입되어 온도와 압력이 초임계 상태로 된다. 증발기를 나온 냉매증기는 시험부인 가스쿨러로 유입되도록 구성되어 있다. 또한, 초임계 상태인 냉매를 냉각시키기 위한 냉각수는 냉각수 유량계에서 일정유량으로 조절되어 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉매의 흐름과 반대방향으로 흐르게 하였다.

Fig. 2는 가스쿨러의 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 시험부는 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 최소화되

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R-744(CO ₂)
Test section	Horizontal stainless tube
d _{in} [mm]	7.75
G _{ref} [kg/(m ² · s)]	200, 300
P _{in} [MPa]	7.5 ~ 8.5
T _{cw,in} [°C]	15~20

는 상태에 이르렀을 때 차압계를 이용하여 측정하였다. Table 1에 본 연구의 실험조건을 나타내었다.

3. 실험자료 정리

3.1 열전달

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

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

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

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

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

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

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.

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

여기서 k_w는 관의 열전도도, q는 식 (2)로 계산한 열유속이다.

3.2 압력강하

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

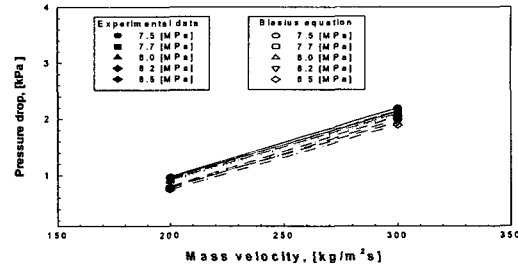


Fig. 3 Comparison of measured pressure drop data with those predicted by Blasius equation for G_{ref}=200~300[kg/m²s]

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

마찰인자(friction factor)는 다음과 같다.

$$f = \frac{2d_{in}\Delta P}{\rho_{ref} u_{ref}^2 L} \quad (6)$$

여기서 L은 시험구간의 전체길이, d_{in}은 내관의 내경, ρ_{ref}은 관내측을 흐르는 냉매의 밀도, ΔP는 실험으로부터 구한 값이다. 그리고 u_{ref}는 튜브내 측을 흐르는 냉매의 평균유속으로 질량유량을 유동 단면적으로 나누어서 계산하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 가스쿨러 내 압력강하 특성

Fig. 3은 가스쿨러 입구압력이 7.5~8.5 MPa이고, 질량유속이 200~300 kg/m²s인 범위에서 측정된 마찰압력강하를 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, CO₂의 질량유속이 증가할수록 압력강하는 증가하고, 가스쿨러 입구압력이 증가할수록 CO₂의 압력강하는 감소하는 경향으로 나타났다. 일반적으로 가스쿨러 내 CO₂의 압력강하는 가스쿨러의 입구에서 출구로 갈수록 감소하는 경향으로 나타난다. 특히, 가스쿨러 중간부 이후 압력강하의 변화는 거의 없다. 이는 가스쿨러 내 CO₂의 상태가 초임계 상태에서 액단상 상태로 변하고, 냉매온도 변화에 따른 밀도의 변화가 작기 때문이다. 마찰인자는 완전히 발달된 난류 액단상 상태에서 적용되는

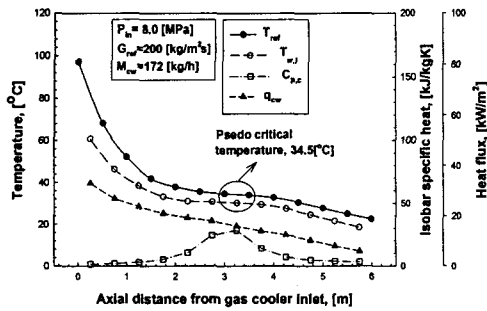


Fig. 4 Temperature profile of the test section during gas cooling process

Darcy-Weisbach 상관식인 식 (6)으로 계산한 값으로 가스쿨러 후단부로 갈수록 마찰인자는 증가하는 경향으로 나타났다. 이는 위에서 언급한 것처럼 가스쿨러 내 CO₂의 상태가 초임계 상태에서 액단상 상태로 변화하여 레이놀즈수가 감소하기 때문이다. 실험으로 계산한 압력강하는 완전히 발달된 난류 액단상에 가장 많이 적용되는 Blasius 상관식($f=0.316Re^{-0.25}$)과 비교하였다. 그 결과, Blasius 식으로 계산한 값과의 평균 이탈정도는 -4.3%로 나타났다.

4.2 가스쿨러 내 온도분포

Fig. 4는 가스쿨러 입구압력이 8.0 MPa이고, 질량유속이 200 kg/m²s인 범위에서 측정한 냉매온도, 관내벽 온도, 열유속, 비열을 관길이 방향으로 나타낸 것이다.

CO₂가 가스쿨러 내에서 냉각되는 동안, 입구부분에서는 냉매온도와 관내벽 온도가 급격히 감소하다가 가스쿨러 중간부분에서 거의 변화가 없고, 하류부분에서 다시 완만하게 감소한다. 관내벽면 온도는 전체적으로 냉매온도보다 완만하게 감소한다. 그리고, CO₂가 가스쿨러 내에서 냉각이 진행되는 동안, 냉매온도와 관내벽면 온도와의 차이는 감소하다가 가임계 온도(pseudo critical temperature)를 지나면서 증가한다. 따라서, 이는 냉매온도가 감소할수록 열전달 효과가 증가하다가 감소함을 보여 주는 것이다. 냉각수 온도차로 구한 열유속은 가스쿨러 입구부분에서 출구 방향으로 선형적으로 감소한다.

4.3 가스쿨러 내 열전달 계수

Fig. 5는 실험으로 측정한 국소 열전달 계수를

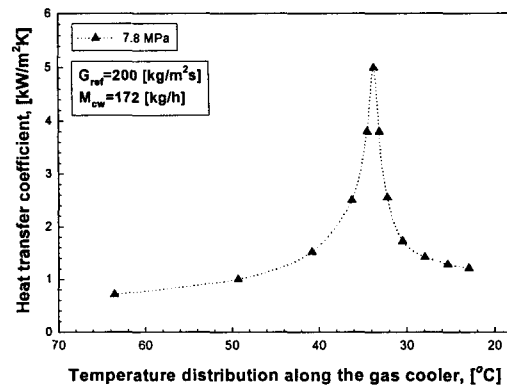


Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient with respect to temperature distribution along the gas cooler

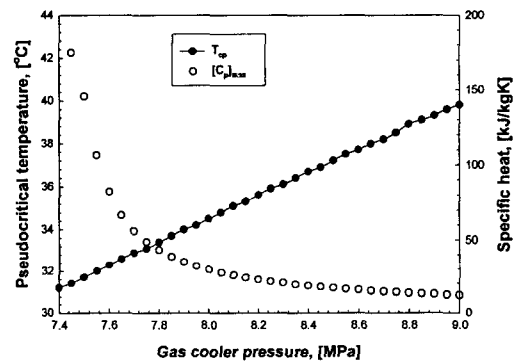


Fig. 6 Variation of pseudo critical temperature with pressure and corresponding maximum values of specific heat for CO₂ in the critical region

가스쿨러의 냉매온도 변화에 대해서 나타낸 것이다. 가스쿨러의 입구영역에서는 온도변화에 따른 물성치 차이가 작으므로 열전달 계수의 차이가 거의 나타나지 않는다. 그러나 가스쿨러 중반부 즉, 임계온도 부근에서는 온도변화에 따른 물성치 차이가 급격히 변하므로 국소 열전달 계수는 크게 증가한다. 그리고, 가스쿨러 후반부 즉, 임계온도보다 낮은 온도영역에서는 액단상 영역으로 CO₂의 온도변화에 따른 물성치 변화가 상당히 감소하므로 열전달 계수는 급격히 감소한다.

따라서, 위의 설명을 요약하면 다음과 같다.

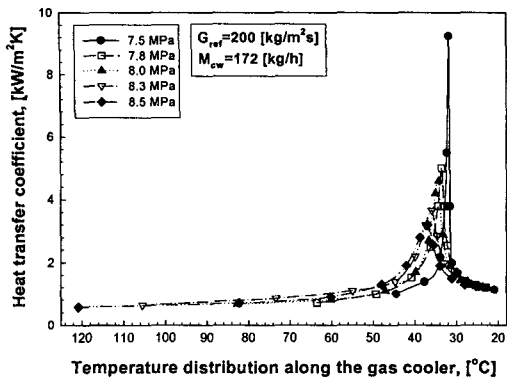


Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient with respect to gas cooling pressure

CO₂ 냉매가 임계점을 통과할 때, CO₂ 냉매의 물성치들이 급격히 상승한다. 특히, 열역학적 물성치인 비열은 Fig. 5와 같은 경향으로 변화한다. 이는 비열이 가스쿨러 내 열전달 계수에 직접적으로 영향을 미친다는 것이다. 물론 열전도도와 점성계수도 급격히 변화한다. 그러나, 비열에 비해서 그 증가폭이 크지 않다. 많은 연구자^(1~5)들은 일정한 압력하에서 비열이 최대가 되는 온도를 가임계 온도 (pseudo critical temperature)라고 한다. 이때 CO₂ 온도가 가임계 온도에 접근하게 되면, 비열값이 급격히 상승하여 최대값을 가진다. 따라서, 초임계 상태의 CO₂ 열전달 계수는 비열과 밀접한 관계가 있음을 알 수 있고, CO₂ 냉매가 가임계 온도에 접근할수록 열전달 계수는 급격히 증가하고, 가임계 온도에서 최대값을 가지게 된다.

4.4 압력변화에 따른 열전달 특성

Fig. 7은 동일한 질량유속에서 가스쿨러의 입구 압력을 변화시켜 가면서 측정한 평균 열전달 계수를 냉매온도 변화에 따라 나타내었다.

CO₂의 온도가 높은 가스쿨러 전반부에서는 압력의 변화에 따른 물성치 차이가 거의 없으므로 열전달 계수의 차이가 거의 나타나지 않는다. 가스가 냉각되어 비열이 최대가 되는 가임계 온도 부근에 접근하면 압력 변화에 따른 물성치 차이로 인해서 열전달 계수의 차이가 크게 나타난다. 그리고, CO₂의 온도가 임계온도보다 낮은 가스쿨러 후반부에서는 압력변화에 따른 물성치 차이가 작으므로 열전달 계수의 차이가 작게 나타난다.

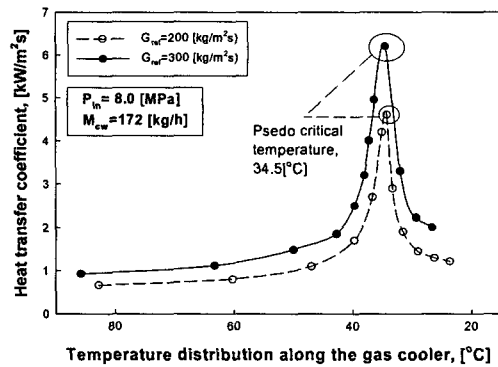


Fig. 8 Variation of heat transfer coefficient with respect to refrigerant mass fluxes

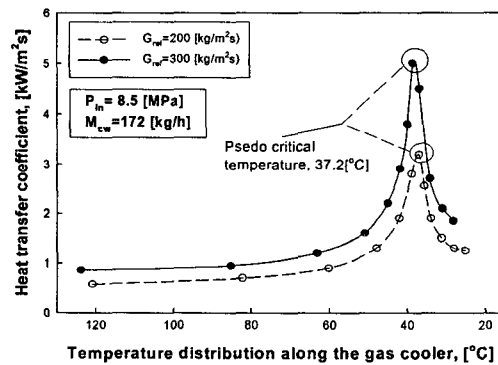


Fig. 9 Variation of heat transfer coefficient with respect to refrigerant mass fluxes

가임계 온도에서 압력변화에 따른 열전달 계수는 압력이 감소할수록 증가하는 경향으로 나타났다. 이는 Fig. 6에 나타낸 것처럼, 가스쿨러 입구압력이 7.5 MPa일 때, 가임계 온도가 31.7 °C이고, 비열이 147 kJ/kgK로 가장 높게 나타나고, 가스쿨러 입구압력이 8.5 MPa일 때, 가임계 온도가 37.2 °C이고, 비열은 16.9 kJ/kgK로 가장 낮기 때문이다.

4.5 질량유속 변화에 따른 열전달 계수

Fig. 8~9는 가스쿨러 입구압력이 8.0과 8.5 MPa이고, 질량유속이 200~300 kg/m²s인 경우, 평균 열전달 계수를 냉매온도 변화에 따른 나타낸 것이다. 일정한 압력하에서 질량유속이 증가할수록 열전달 계수는 증가하였고, 이러한 증가는 가임계 온도부근에서 현저하게 나타났다. 또한 Fig.

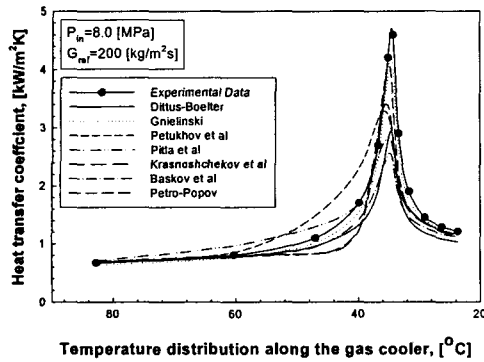


Fig. 10 Comparison of measured heat transfer coefficient with heat transfer correlations for $P_{in}=8.0$ [MPa]

8, 9에서 알 수 있듯이, 실험으로 구한 CO_2 의 열전달 계수는 각각 가임계 온도인 $34.5^\circ C$ 와 $37.2^\circ C$ 에서 최대값을 가지고, 가임계 온도 이하에서는 열전달 계수가 증가하며, 가임계 온도 이상에서는 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이는 Mori 등⁽⁶⁾이 설명한 것처럼, 가임계 이하에서는 점성저항의 두께 감소보다 액막내 열전도도의 증가가 크기 때문에 열전달 계수는 증가하며, 가임계 이상에서는 액막내 열전도도의 감소가 지배적이기 때문에 열전달 계수는 감소하는 것으로 판단된다.

4.6 열전달 상관식과 비교

Fig. 10~11은 가스쿨러 입구압력이 8.0 MPa와 8.5 MPa이고, 질량유속이 $200\sim 300\text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 범위에서 측정된 열전달 계수와 Dittus-Boelter 상관식,⁽⁷⁾ Gnielinski 상관식,⁽⁸⁾ Petukhov et al. 상관식,⁽⁹⁾ Pitla et al. 상관식,⁽¹⁰⁾ Krasnoshchekov et al. 상관식,⁽¹¹⁾ Baskov et al. 상관식,⁽¹²⁾ Petro-Popov 상관식⁽¹³⁾의 예측값들과 비교하였다. 가스가 냉각됨에 따라 열전달 계수가 증가하다가 임계점을 지나면서 감소하는 경향으로 나타났다. 전반적으로 기존 상관식들의 예측값과는 큰 차이를 보였고, 예측값은 실험으로 계산한 값보다 낮게 나타났다. 특히 가임계 온도 부근에서는 열전달 계수와 상관식들 사이에 큰 차이를 보였다. 이는 임계점 부근에서의 비열, 밀도, 열전도도 등의 물성치들이 크게 변하기 때문이다. 초임계 영역에서 제안된 상관식들 중에서 Gnielinski 상관식과 실험값이

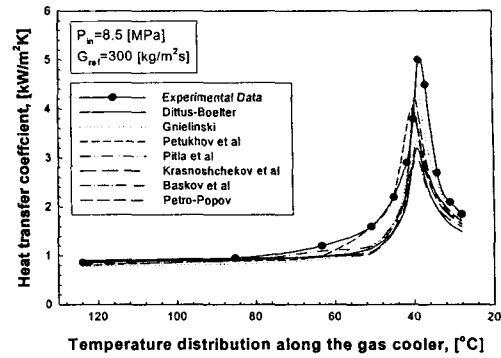


Fig. 11 Comparison of measured heat transfer coefficient with heat transfer correlations for $P_{in}=8.5$ [MPa]

가장 근접한 것으로 나타났다. 이는 본 연구의 실험조건과 유사한 Gao와 Honda⁽¹⁴⁾의 연구결과와 일치하는 것이다.

초임계 영역내 CO_2 냉매의 물성치 변화는 열전달과 유동특성에 영향을 미치고, 이러한 특성을 설명할 수 있는 대표적 상관식을 제안하는 것은 대단히 어렵다. 또, 지금까지 제안된 여러 상관식들은 일반적으로 임계점 부근에서 열물성치들의 급격한 변화를 고려한 식들은 아니다. 따라서, 초임계 영역에서의 열전달 특성을 충분히 고려한 새로운 상관식들이 제안되어야 할 것이다.

5. 결론

내경 7.75 mm인 이중관식 열교환기를 제작하여 초임계 영역내 CO_2 의 열전달과 압력강하에 대해서 실험결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 초임계 영역내 CO_2 의 마찰압력강하는 가스쿨러 상류에서 하류로 갈수록 감소하고, 마찰인자는 완전히 발달된 층류와 난류 액단상에 적용하는 Blasius 상관식과 잘 일치함을 보였다.

(2) CO_2 가 가스쿨러 내에서 냉각되는 동안, 상류 부분에서는 냉매온도와 관내벽면 온도가 급격히 감소하다가 하류부분에서는 완만하게 감소한다.

(3) CO_2 의 온도가 높은 가스쿨러 전반부에서는 동일한 냉매온도의 경우, 압력의 변화에 따른 물성치 차이가 거의 없으므로 열전달 계수의 차이가 거의 나타나지 않는다. 가스가 냉각되어 임계온도 부근에 접근하면 압력 변화에 따른 물성치 차이

로 인해서 열전달 계수의 차이가 크게 나타난다.

(4) 가스가 냉각됨에 따라 열전달 계수가 증가하다가 임계점을 지나면서 감소하는 경향으로 나타났다고, 전반적으로 기존 상관식들의 예측값은 실험으로 계산한 값보다 낮게 나타났다. Gnielinski 상관식으로 예측한 값과 실험값이 가장 좋은 일치를 보였다.

후 기

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

참고문헌

- (1) Boewe DE, Yin JM, Park YC, Bullard CW, and Hrnjak PS., 1999, "The Role of Suction Line Heat Exchanger in Transcritical R-744 Mobile A/C Systems," *SAE International Congress and Exposition*, Detroit, Michigan, Paper No. 1999-01-0583.
- (2) Hashimoto K, Saikawa M and Iwatsubo T., 2000, "Experimental Study About Heat Transfer Coefficient of CO₂ on Supercritical Condition," *The 34th of Heat Transfer Symposium of Japan*, pp. 401~402.
- (3) Kruse H, Heidelck R and Suss J., 1999, The Application of CO₂ as a Refrigerant," *Bulletin of the International Institute of Refrigeration*, 99-1:2-21.
- (4) Pettersen J, Rieberer R and Munkejord ST., 2000, "Heat Transfer and Pressure Drop for Flow of Supercritical and Subcritical CO₂ in Microchannel Tubes," *SINTEF Energy Research*.
- (5) Preessner M, Culter B, Singanamalla S, Hwang Y and Radermacher R, 2000, "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.
- (6) Koji Mori, Junji Onishi, Hirokazu Shimaoka, Shigeyasu Nakanishi and Hideo Kimoto, 2002, "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.
- (7) Dittus, F. W., and L. M. K. Boelter, 1930, University of California, Berkeley, *Publications on Engineering*, Vol. 2, p. 443.
- (8) Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *Int. Chem. Eng.* Vol. 16, pp. 359~368.
- (9) Petukhov, B. S., E. A. Krasnoshchekov, and V. S. Protopopov., 1961, "An Investigation of Heat Transfer to Fluids Flowing in Pipes Under Supercritical Conditions," *ASME International Developments in Heat Transfer Part. 3*, 569~578.
- (10) Pitla, S. S., Groll, E. A. and Ramadhyani, S., 2002, "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.
- (11) Krasnoshchekov, E. A., I. V. Kuraeva, and V. S. Protopopov., 1970, "Local Heat transfer of Carbon Dioxide at Supercritical Pressure Under Cooling Conditions," *Teplofizika Vysokikh Temperatur*, 7(5), 922~930.
- (12) Baskov, V. L., I. V. Kuraeva, and V. S. Protopopov., 1977, "Heat Transfer With the Turbulent Flow of a Liquid at Supercritical Pressure in Tubes Under Cooling Conditions.," *Teplofizika Vysokikh Temperatur* 15(1): 96~102
- (13) Petrov, N. E. and V. N. Popov., 1985, "Heat Transfer and Resistance of Carbon Being Cooled in the Supercritical Region," *Thermal Engineering.*, 32(3), 131~134.
- (14) Lei Gao and Tomohiro Honda, 2002, "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.