



저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

공학석사 학위논문

평활관 및 마이크로핀관 내 초임계 이산화탄소의 냉각열전달 특성



2011년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

이 대 훈

공학석사 학위논문

평활관 및 마이크로핀관 내 초임계 이산화탄소의 냉각열전달 특성

지도교수 오 후 규

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2011년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

이 대 훈

이대훈의 공학석사 학위논문을 인준함

2011년 2월



주	심	공 학 박 사	김 종 수	인
위	원	공 학 박 사	윤 정 인	인
위	원	공 학 박 사	오 후 규	인

목 차

Abstract	iii
List of figures, photographs and tables	vi
Nomenclature	viii
 I. 서 론	 1
1. 연구 배경 및 목적	1
2. 종래의 연구	4
 II. 실험 장치 및 방법	 15
1. 실험 장치	15
2. 시험부	19
3. 실험 방법 및 조건	21
4. 데이터 해석방법	23
 III. 실험 결과 및 고찰	 26
1. 국소 냉각 열전달	26
가. 냉매온도의 영향	26
나. 냉각압력의 영향	30
다. 질량유속의 영향	33
라. 전열관 형상의 영향	36

2. 평균 냉각 열전달	39
3. 종래 냉각 열전달 상관식과의 비교	41
가. 냉각 열전달 상관식	41
나. 냉각 열전달 상관식과의 비교	48
IV. 결 론	50
참고문헌	52
감사의 글	57



Cooling heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in smooth and micro-fin tubes

Lee Dae Hun

Department of Refrigeration & Air-Conditioning Engineering,
Graduate School, Pukyong National University

Abstract

As the environmental concern is being increased, the use of CFCs and HCFCs is suppressed. In response to environmental problem, the use of the newly developed HFCs or natural refrigerants is discussed. But, HFC refrigerants are listed together with five other gases by the Kyoto Protocol as greenhouse gases. The other natural refrigerants have a zero ozone depletion potential(ODP), and most of them also have zero global warming potential(GWP). Among natural refrigerants, CO₂ is not a new refrigerant and has a successful history of the use as a refrigerant. It has many advantages as a working fluid. Namely, the most relevant characteristics of CO₂ are no toxicity, inflammability, no ODP and no GWP. The gas cooling process of CO₂ system is different with the existing process. Due to low critical temperature(31.1°C) and critical pressure(7.38 MPa) of CO₂, the CO₂ cycle takes place at transcritical state when the ambient temperature is near or higher than the critical temperature. Therefore,

the system needs attention of the stability, efficiency and durability.

In the present study, the local cooling heat transfer characteristics of CO₂ are investigated experimentally for smooth tube with inner diameter of 4.95 mm and micro-fin tube with inner diameter of 4.6 mm. The experiment consists of three parts; a refrigerant loop, a test section and cooling water loop. The main components of the refrigerant loop are a receiver, a sight-glass, a mass flow meter, an expansion valve, an evaporator, a compressor, a relief valve, an oil separator and a gas cooler(test section).

The test section consists of 12 subsections. Each subsection is a tube-in-tube type and a counterflow heat exchanger. The CO₂ flows in the inner tube and water flows in the annulus. The gas cooler contains 12 subsections with 200 mm in length of each subsection. In the inlet and outlet of each subsection, T-type thermocouples are used to measure the CO₂ temperature. The experiment of the CO₂ cooling heat transfer at a supercritical condition is conducted as respectively varied mass fluxes and inlet pressure of the gas cooler. Mass fluxes are controlled at 1200, 1600 and 2000 kg/m²s by a compressor and an expansion valve. The inlet pressure is varied from 8.0 to 10.0 MPa. The cooling water loop for the test section consists of circulation pump, water flowmeter and constant temperature bath.

The main results are summarized as follows; the variation of the heat transfer coefficient tended to decrease as cooling pressure of CO₂ increased. The heat transfer coefficient with respect to mass flux increased as mass flux increased. In comparison with the heat transfer coefficient of test sections for smooth and micro-fin tubes at the same mass flux and cooling pressure, the cooling heat transfer coefficients of the micro-fin tube are about 12~39% higher than those of the smooth tube. Also, as the experimental data compared

with the existing correlations for the supercritical heat transfer coefficient, which generally underpredicted the measured data. However, the experimental data showed a relatively good agreement with correlations by Pitla et al. except for pseudo critical temperature.



LIST OF FIGURES, PHOTOGRAPHS AND TABLES

FIGURES

- Fig. 1.1 Phase diagram of CO₂.
- Fig. 1.2 Temperature-entropy diagram for conventional and supercritical vapor compression cycle.
- Fig. 1.3 Variation of thermophysical properties with respect to supercritical CO₂ temperature and pressure.
- Fig. 1.4 Variation of Prandtl number with respect to supercritical CO₂ temperature and pressure.
- Fig. 1.5 Variation of Reynolds number with respect to supercritical CO₂ temperature and pressure.
- Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus.
- Fig. 2.2 Detail of test section.
- Fig. 2.3 Detail of micro-fin tube.
- Fig. 3.1 Local cooling heat transfer coefficients with respect to CO₂ temperature for constant cooling pressure in a micro-fin tube.
- Fig. 3.2 Heat transfer coefficients with respect to refrigerant temperature for different cooling pressures in a micro-fin tube.
- Fig. 3.3 Heat transfer coefficients with respect to refrigerant

temperature for different mass fluxes in a micro-fin tube.

Fig. 3.4 Comparison of heat transfer coefficients for smooth and micro-fin tubes.

Fig. 3.5 Average heat transfer coefficients with respect to refrigerant mass fluxes for smooth and micro-fin tubes.

PHOTOGRAPHS

Photo. 2.1 Experimental apparatus for CO₂ system.

TABLES

Table 2.1 Experimental conditions for cooling heat transfer of CO₂.

Table 3.1 Deviations between measured and calculated heat transfer coefficients of CO₂ in smooth and micro-fin tubes.

NOMENCLATURE

SYMBOLS

A	Area	$[m^2]$
c_p	Specific heat at constant pressure	$[kJ/kg \cdot K]$
$\overline{c_p}$	Mean specific heat at constant pressure	$[kJ/kg \cdot K]$
d	Diameter	$[m]$
f	Friction factor	
G	Mass velocity	$[kg/m^2 \cdot s]$
h	Heat transfer coefficient	$[kW/m^2 \cdot K]$
i	Enthalpy	$[kJ/kg]$
k	Thermal conductivity	$[kW/m \cdot K]$
L	Tube length	$[m]$
M	Mass flow rate	$[kg/h]$
n	Number of local tube	
P	Pressure	$[MPa]$
Q	Heat capacity	$[kW]$
q	Heat flux	$[kW/m^2]$
T	Temperature	$[K]$
z	Tube length	$[m]$

GREEK SYMBOLS

Δ	Difference	
μ	Dynamic viscosity	[Pa·s]
ρ	Density	[kg/m ³]
ζ	Parameter in Petukhov's correlation	
σ	Deviation	

DIMENSIONLESS NUMBERS

Nu	Nusselt number
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number

SUBSCRIPTS

<i>avg</i>	average
<i>b</i>	bulk
<i>bottom</i>	bottom
<i>cal</i>	calculated
<i>cs</i>	source water of gas cooler
<i>exp</i>	experimental
<i>gc</i>	gas cooler
<i>i</i>	inner
<i>in</i>	inlet

<i>loc</i>	local
<i>m</i>	mean
<i>o</i>	outer
<i>out</i>	outlet
<i>pc</i>	pseudo critical point
<i>re</i>	refrigerant
<i>side</i>	side
<i>top</i>	top
<i>w</i>	wall



제 1 장 서 론

1. 연구배경 및 목적

최근 자연냉매로서 이산화탄소(CO_2 R744)는 1850년 영국의 Alexander Twining에 의해 처음 제안되어⁽¹⁾ 1800년대 후반부터 여객선, 호텔, 극장 등에서 냉방을 위한 냉매로 널리 사용되었다.⁽²⁾ 그 후 1930년대에 들어 효율 및 안정성 측면에서 우수한 프레온 냉매(CFC, HCFC)가 등장하면서, 특정한 용도를 제외하고는 거의 사용되지 않았다. 프레온계 냉매는 열역학적으로 우수하고, 안정성이 높아 냉동·공조 시스템에 광범위하게 사용되어 왔으나, 대기 중으로 누출될 경우 오존층 파괴와 지구 온난화와 같은 환경문제를 발생시키기 때문에⁽³⁾ 해결 방안이 절실히 필요하다. 이로 인해 많은 연구자들은 종래의 냉동 사이클에 사용가능한 새로운 냉매를 개발하거나 이미 오래 전에 사용되었던 자연냉매들의 가능성에 대해서 조사하게 되었다. 하지만, 새롭게 개발되는 냉매는 현재의 프레온계 냉매가 직면하고 있는 것과 동일한 딜레마에 빠지게 될 위험이 있음이 지적되었다. 따라서 자연냉매를 사용하는 것이 지구환경에 대한 위험성을 고려하지 않아도 되므로 프로판, 부탄을 비롯한 CO_2 등의 비교적 새로운 자연물질이 냉매로서 각광받게 되었다.

냉동장치에 사용될 수 있는 자연냉매로는 암모니아(NH_3), 탄화수소계(프로판, 부탄 등), 이산화탄소(CO_2), 질소(N_2), 물(H_2O), 공기 등이 있다. 그 중에서 대체냉매로서 CO_2 에 대한 연구^(4, 5)는 여러 가지 장점으로 인

해 이미 유럽을 비롯한 선진국에서 활발히 진행 중이다. 즉, CO₂는 암모니아에 비해 인체에 해를 미치는 대기 중 농도(TLV, Threshold limit value)와 지구 온난화에 미치는 영향이 매우 작으며, 가연성과 독성이 없다. 또, 냉동기유 및 기기재료와 호환성이 좋고, 안전성이 뛰어나며, 독성이 없다. 더욱이 CO₂는 기존 냉매들에 비해 단위 체적당 용량(volumetric capacity for refrigeration, VCR)이 월등히 높고, 작동온도 범위에서 작동압력이 높으므로 CO₂ 시스템을 소형화할 수 있다.⁽⁶⁾

CO₂는 Fig. 1.1에 나타낸 것처럼 임계압력은 7.38 MPa이고, 임계온도가 31.1 °C로 무척 낮기 때문에 CO₂용 냉동·공조 시스템에서 냉각과정은 임계점 이상(초임계 고압)에서 일어나는 ‘초임계 사이클(Supercritical cycle)’이다. 이는 기존의 역 랭킨 사이클로 운전되는 증기압축기 냉동·공조 시스템과는 다른 특징을 가지게 된다. 즉, 기존의 냉동·공조 시스템에서 응축기의 운전압력이 1~3 MPa 정도인데 반하여, CO₂용 가스냉각기의 운전압력은 8~14 MPa 정도로 매우 높으며, 기존 시스템의 응축기와는 달리 임계압력보다 높은 압력에서 운전되면서 상변화 과정이 없고, 고압 단상 상태의 냉매가 가스 냉각기를 지나는 동안 지속적으로 온도가 감소되면서 열방출이 일어나게 된다. 또한, 온도가 감소하면서 임계점 근처를 지나게 되므로 열전달 현상과 관련한 비체적, 비열, 밀도, 표면장력 등의 물성치가 초임계 상태에서는 크게 변화하여 프레온계 냉매의 특성과는 상당히 다른 결과를 보고하고 있다.^(7~9) 그러나 현재까지 CO₂의 전열 특성에 대한 정확한 이론이 확립되어 있지 않으며, 이에 대한 연구 또한 대단히 부족한 실정이다. 이와 같이 CO₂용 열펌프 시스템의 가스냉각기의 운전조건은 기존 열펌프 시스템의 응축기와는 큰 차이

가 있으며, 안정성, 효율성 및 내구성 등에 세심한 주의가 요구되고, 초임계 상태에서 운전되는 CO₂용 가스냉각기의 특성을 고려한 고효율의 열교환기를 요구한다.

이에 열교환기의 고효율화를 위해 전열관에 전열촉진관을 적용하고 있다. 현재 사용되고 있는 냉동·공조장치의 열교환기에 대표적으로 적용되는 전열촉진관 중 하나인 마이크로핀관(micro-fin tube)을 적용하여 소형화, 경량화 및 비용 절감을 시도하고 있다. 마이크로핀관은 외경 4~15 mm 정도의 동관에 50~70개의 나선형 핀이 관 내부에 6°~30°의 각도(helix angle, β)로 형성되어 있으며, 각각의 핀은 0.1~0.25 mm 정도의 높이와 25°~90°정도의 핀 각도(apex angle, α)의 기하학적 형상을 가지고 있다. 마이크로핀관이 전열을 촉진하는 메커니즘은 마이크로핀으로 인한 유효전열면적증가, 표면장력에 의한 냉매액상성분의 핀과 핀 사이 간극으로의 배수효과, 마이크로핀에 의해 촉진되는 난류효과 등이다.⁽¹⁰⁾

따라서 본 연구는 CO₂용 열펌프 시스템에서 가장 중요한 기기인 가스냉각기의 설계를 위한 기초자료를 제공하는 것이다. 이를 위해 평활관과 마이크로핀관내 CO₂ 냉매의 초임계 영역에서의 가스 냉각 냉각과정 중에 열전달 특성에 대해서 실험적으로 고찰함으로써 마이크로핀관 열교환기에 대한 기초 설계 자료를 제공하는 것이 목적이다.

2. 종래의 연구

CO₂용 냉동·공조장치 설계하기 위해서는 CO₂의 열물성 특성을 충분히 이해할 필요가 있다. Fig. 1.1은 CO₂ 냉매의 임계점과 삼중점을 압력과 온도 선도에 나타낸 것이다. Fig. 1.1에서 알 수 있듯이 CO₂ 냉매가 임계점(7.38 MPa, 31.1℃) 이상인 영역에 있는 경우, 냉매는 액상과 기상의 구분이 확실하지 않는 지점으로 액상과 같은 상태 또는 기상과 같은 상태인 초임계 상태가 된다. 따라서 CO₂ 냉매의 온도와 압력이 임계점 이상인 영역을 초임계 상태(supercritical conditions)라고 하고, 냉매의 온도와 압력이 임계점 이하인 경우 아임계 상태(subcritical conditions)라고 한다. Fig. 1.2는 프레온계 냉매를 사용하는 증기압축 냉동사이클과



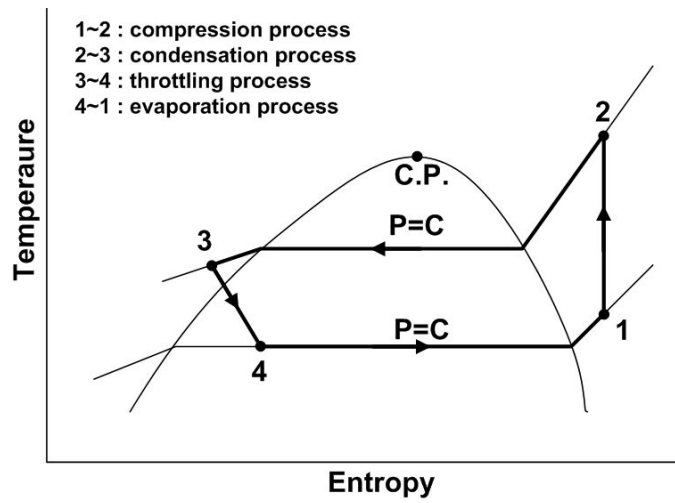
Fig. 1.1 Phase diagram of CO₂.

CO₂ 냉매를 사용하는 초임계 사이클을 비교한 것이다. 일반적으로 CO₂ 냉매를 사용하는 냉동·공조장치는 하절기 외기온도가 31.1℃보다 높아지면 가스냉각기가 임계점 이상에서 작동하는 초임계 사이클(supercritical cycle)이 되고, 31.1℃보다 낮아지면 가스냉각기가 임계점 이하에서 운전되는 아임계 사이클(subcritical cycle)이 된다.

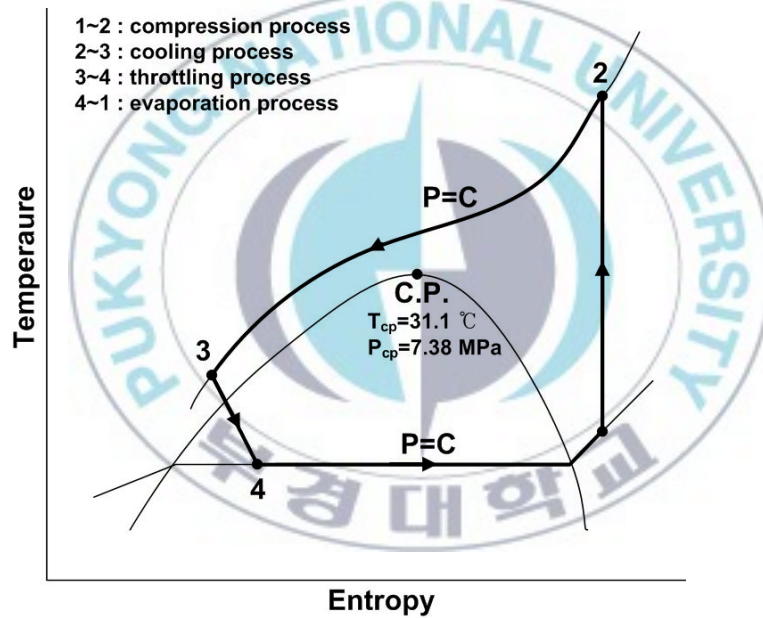
Fig. 1.2에 나타난 것처럼 CO₂는 초임계 사이클로 작동하므로 초임계 상태의 가스냉각기의 전열 특성을 정확하게 파악하기 위해서는 CO₂의 열물성은 중요하고 세밀한 분석이 필요하다. 이러한 열물성은 크게 열역학적 물성과 전달 물성으로 나뉘어진다. 주요 열역학적 물성에는 온도, 압력, 밀도, 비열, 엔탈피, 엔트로피 등이 있고, 주요 전달 물성에는 열전도도와 점성 등이 있다.

Fig. 1.3은 물성치 프로그램(REFPROP 6.02)⁽¹¹⁾을 이용하여 CO₂ 냉매의 열역학적 물성치를 냉매 온도변화에 따라 나타낸 것이다. Fig. 1.3 (a)와 (b)는 밀도와 비열을 나타낸 것으로 밀도는 온도가 증가함에 따라 감소하다가 임계점 부근에서 상당히 감소하는 경향을 보이고, 비열은 임계온도 부근에서 급격히 변화하는 경향을 볼 수 있다. 이러한 상승은 가스 냉각압력이 낮을수록 높게 나타난다. 이처럼 임계점 부근에서만 관찰되는 이러한 급상승을 임계점 향상(critical enhancement)이라고 부른다. 일정한 압력에서 비열이 최대가 되는 영역을 유사임계 영역(pseudo-critical region)이라고 하고, 그 지점의 온도를 유사임계온도(pseudo-critical temperature)라고 한다.

Fig. 1.3 (c)와 (d)는 점성계수와 열전도도를 나타낸 것으로 밀도와 마찬가지로 임계점에 접근할수록 갑자기 감소하는 경향을 보인다. 열전도

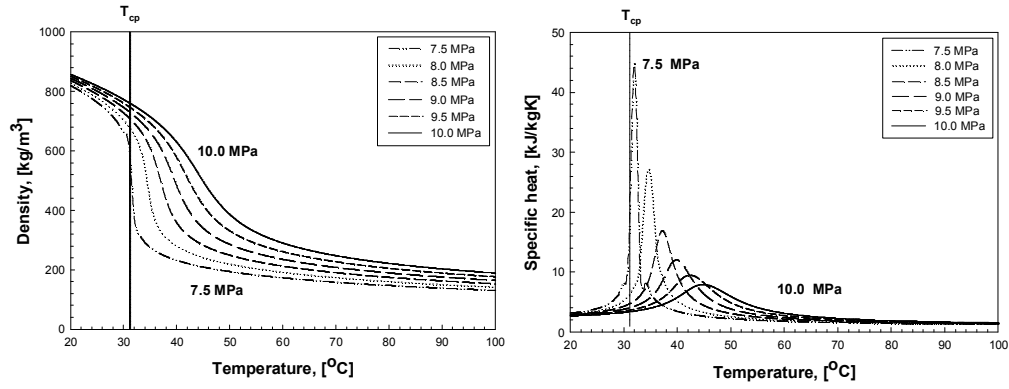


(a) Conventional vapor compression cycle.



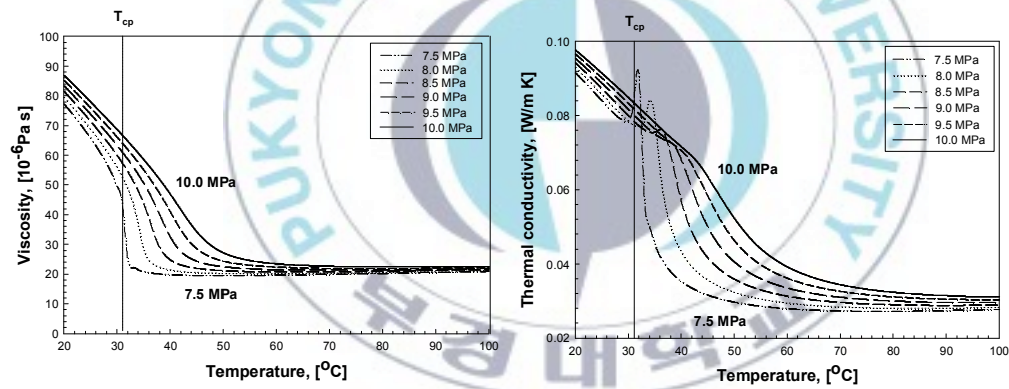
(b) Supercritical vapor compression cycle for carbon dioxide.

Fig. 1.2 Temperature-entropy diagram for conventional and supercritical vapor compression cycle.



(a) Density

(b) Specific heat



(c) Viscosity

(d) Thermal conductivity

Fig. 1.3 Variation of thermophysical properties with respect to supercritical CO₂ temperature and pressure.

도의 임계점 향상은 점성계수보다 크게 나타나고, 임계점 부근의 온도와 압력에서 뚜렷하게 관찰된다. 반면에 점성계수의 임계점 향상은 임계점 부근의 좁은 범위 내에서 한정적으로 발생한다.⁽¹²⁾ 또한 임계점에 도달하면 점성계수 또한 큰 변화를 나타낸다. 위의 Fig. 1.3에 대한 설명을 요약하면, 밀도, 비열, 점성계수, 열전도도와 같은 CO₂ 냉매의 물성치가 임계온도 부근에서 급격히 변화하는 것을 관찰할 수 있다. 이는 초임계영역 내의 CO₂는 일반적인 이상류 유동에서 발견되는 액상과 기상사이의 부력이 존재하지 않기 때문이다.⁽¹³⁾ 또한, CO₂의 이러한 열역학적 특성은 가스냉각기 내 열전달의 성능 특성에 큰 영향을 미칠 것으로 보인다.

Fig. 1.4는 초임계 상태에서 압력과 온도에 따른 Pr 수($Pr = C_p \mu / k$)의 변화를 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이, Pr 수는 유사임계온도 (pseudo-critical temperature)에서 최대값이 존재하며, 초임계 영역에서

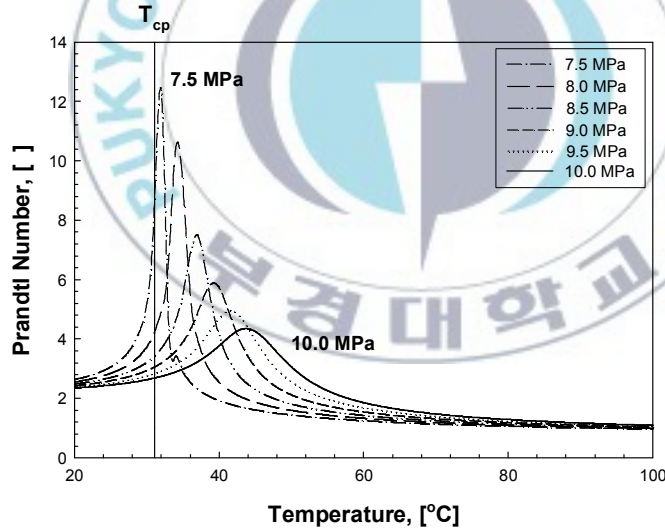


Fig. 1.4 Variation of Prandtl number with respect to supercritical CO₂ temperature and pressure.

는 압력이 증가함에 따라 Pr 수는 증가하지만, 최대값은 감소함을 알 수 있다. 따라서 이러한 CO₂의 특성은 상변화가 일어나지 않음에도 불구하고, 기존의 단상유체에 대하여 확립된 열전달계수와 압력손실 계수 등을 적용하여 가스 냉각기를 설계하거나 성능을 예측하기 곤란하다는 것을 의미한다. 초임계 영역에서 Pr 수는 온도와 압력에 따라 변한다. 이러한 변화는 일정한 압력 하에서 비열이 최대가 되는 유사임계온도에서 최대값을 가진다. 이것은 유사임계온도에서 정압비열이 최대가 나타나기 때문이다, 이 사실은 온도와 압력에 의존하는 국소 열전달계수가 상당히 변한다는 것을 의미한다. 물성치 변화가 거의 일정한 유체의 Pr 수는 열확산과 운동량 확산의 비율을 나타내는 것으로, 온도 경계층과 속도 경계층의 상대적인 두께를 의미한다. 그러나 초임계 영역 내 CO₂의 유체유동에 대해서 Pr 수는 일정하지 않고, 온도와 압력에 따라 변한다. 이는 운동량과 에너지의 확산 비율이 국소적으로 다르다는 것을 의미한다.

Fig. 1.5는 질량유속이 200 kg/m²s인 경우, 초임계 조건에서 온도와 압력에 따른 Re 수($Re = G_{re} d_i / \mu$)의 변화를 나타낸 것이다. 그림에 나타낸 것처럼, 동일한 냉매온도 조건에서 가스 압력이 낮을수록 Re 수는 증가하고, 유사임계온도를 지난 후에 급격히 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 유사임계온도에서 열전달계수가 최대값을 가지고, 유사임계온도를 지나면 열전달계수가 급격히 감소한다는 것을 의미한다.

CO₂ 냉매는 환경부하가 매우 작고(ODP=0, GWP=1), 무독성, 불연성이며 가격이 저렴한 특성을 갖는다.⁽¹⁴⁾ 또한, 역학적으로 CO₂ 냉매의 임계온도(31.1℃)가 매우 낮은 반면에 임계압력(7.38 MPa)은 대단히 높은 특징을 가지고 있다. 다른 냉매와 비교해서 CO₂냉매의 가장 뚜렷한 차이점

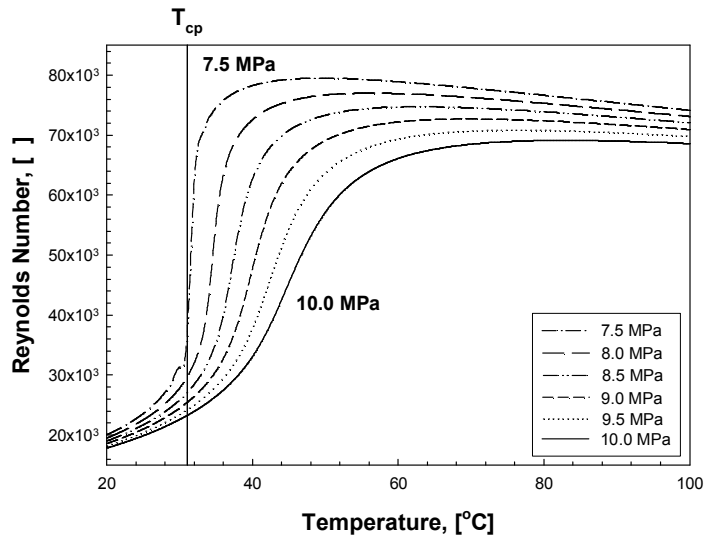


Fig. 1.5 Variation of Reynolds number with respect to supercritical CO₂ temperature and pressure.

은 가스 냉각과정이 임계점 이상에서 일어난다는 것이다. 더욱이, CO₂의 포화압력은 타 냉매에 비해 약 4~12배 이상 높기 때문에 15 MPa까지 견딜 수 있는 열교환기 제작 기술이 필요하다. 그러나 작동압력이 높을수록 냉매밀도가 증가하므로 기존 프레온계 냉매에 비해서 냉매의 체적 유량이 1/3 정도로 감소한다. 따라서 기존 시스템에서 적용하는 전열관보다 직경이 작은 관을 사용할 수 있어서 열전달 성능의 향상에 이점이 있고, 이로 인해서 냉동·공조 시스템의 구성품도 콤팩트화 될 것이다. 이러한 CO₂ 냉매에 관한 종래의 연구를 요약하면 다음과 같다.

가. 초임계 CO₂의 냉각 열전달에 관한 연구

초임계 CO₂ 가스 냉각과정중의 열전달 특성에 관한 대표적인 연구로,

Pitla 등⁽¹⁵⁾은 내경 6.35 mm인 스테인리스관의 이중관식 열교환기를 제작하여 작동압력 8.0~12.0 MPa과 질량유량 0.020~0.039 kg/s의 조건에서 실험하였다. 이 실험으로 제안된 상관식으로 계산된 열전달계수와 Krasnoshchekov 등⁽¹⁶⁾, Baskov 등⁽¹⁷⁾, Gnielinski⁽¹⁸⁾ 상관식과 비교한 결과, Krasnoshchekov 등과 Baskov 등의 상관식은 특히 임계점 부근에서 과대 예측되고, Gnielinski의 상관식은 과소 예측되었다. Gnielinski 상관식이 과소 예측되는 것은 임계점 부근에서 관내벽면의 열전달 향상 효과가 나타나지 않기 때문이라고 지적했다.

Olson⁽¹⁹⁾은 내경 10.9 mm인 이중관식 열교환기를 가스냉각기에 적용하여 초임계 영역내 CO₂의 열전달 특성에 대해서 실험하였다. 가스냉각기내 열전달계수는 질량유량, 가스냉각기 입구압력, 냉각수에 의한 제거열량, 가스냉각기의 평균온도(가스냉각기 입구온도와 출구온도의 평균값)에 의존한다고 하였다. CO₂의 열전달계수는 질량유속이 증가할수록 증가하고, 가스냉각기 입구압력이 감소할수록 증가하다가 임계압력부근에서 최대값을 가지며, 모든 압력조건에서 제거열량이 작을수록 열전달계수는 증가한다고 하였다. Petukhov⁽²⁰⁾, Krasnoshchekov-Protopopov⁽²¹⁾, Krasnoshchekov 등의 상관식과 비교한 결과, 이들 상관식과 실험값의 이탈정도는 26.1%~44.3%이고, Krasnoshchekov-Protopopov의 상관식은 과소 예측된다고 하였다.

김⁽²²⁾은 내경 7.7 mm인 동관내로 CO₂를 질량유속 215~430 kg/m²s로 유동시켜서 열전달과 압력강하를 실험한 결과, Bringer-Smith의 상관식⁽²³⁾과 Krasnoshchekov-Protopopov의 상관식은 모두 실험 자료에 비해 낮은 값을 예측하였으며, Jackson-Fewster 상관식의 형태를 바탕으로

실험 자료를 가장 정확히 예측할 수 있는 상관식을 제안하였다. 가스냉각기내 압력강하는 모든 시험범위에서 10 kPa을 넘지 않고, CO₂ 시험부 입구압력이 동일한 경우, 질량유속이 증가할수록 압력강하는 증가하는 경향을 보였다.

Gao 등⁽⁵⁾은 내경 5 mm인 수평 평활동관을 사용하여 CO₂의 열전달 특성에 대해서 실험하였다. 가스냉각기내 열전달계수를 잘 알려진 강제 대류 난류 상관식인 Gnielinski 상관식과 비교한 결과, 유사 임계영역(pseudo-critical region)을 제외한 모든 범위 내에서 Gnielinski 상관식과 잘 일치하였고, 유사임계 영역에 가까울수록 열전달계수는 최대로 되었다. 그러나 유사임계 영역에서는 상관식보다 높게 나타났다 가스냉각기내에 윤활유를 1%를 첨가하여 실험한 결과, 윤활유가 혼입한 상태의 열전달계수의 값이 혼합하지 않은 상태의 값보다 0~40%정도 낮게 나타났다고 하였다.

Mori 등⁽²⁴⁾은 내경 4 mm, 6 mm, 8 mm의 수평 평활동관을 사용하여 이중관식 열교환기를 제작한 후, 가스냉각기 압력 9.5 MPa, 질량유속 100~500 kg/m²s, 가스냉각기 입구온도 20~70℃의 조건하에서 CO₂의 관내 열전달에 대해서 실험하였다. 가스냉각기 내의 유동을 난류로 가정하고 그 결과, 관벽 근처에서의 점성저층과 관 중심에서의 난류층으로 구분하여 관내의 열전달계수는 점성저층의 두께와 층 내의 열전도도에 의해 좌우된다고 하였다. 실험으로 구한 열전달계수는 임계온도 부근인 45℃에서 최대값을 가지고, 45℃ 이하에서는 점성저층의 두께 감소보다 액막내 열전도도의 증가가 크기 때문에 열전달계수는 증가하며, 45℃ 이상에서는 액막내 열전도도의 감소가 지배적이기 때문에 열전달계수는

감소한다고 하였다.

Dang 등⁽²⁵⁾은 내경 6 mm, 4 mm, 2 mm, 1 mm인 수평평활관을 이용하여 이중관식 열교환기를 제작한 후, 가스냉각기 내 CO₂의 열전달 특성에 대해서 실험하였다. 그 결과, 내경 6 mm에 대한 실험 데이터를 이용하여 액막 온도를 기준으로 하는 CO₂에 대한 새로운 상관식을 제안하고, 지배 방정식을 이용하여 수치적인 계산식도 개발하였다. 모든 관경과 질량유속의 범위 내에서 수치적인 계산식이 제안한 상관식보다 높게 나타나고, 새로이 제안한 상관식을 실험 데이터(6mm를 제외한 실험데이터)와 비교한 결과, 관경이 작아질수록 이탈정도는 크게 나타났다. 그리고 관경이 작아질수록 CO₂의 열전달계수는 증가하였지만, 내경 4mm와 2 mm의 실험 데이터를 비교한 결과, 4 mm의 데이터가 높게 나타났다. 이는 Liao-Zhao가 언급한 부력의 영향인 것으로 판단하였다.

나. 마이크로핀관 내 초임계 CO₂의 냉각 열전달에 관한 연구

마이크로핀관 내 초임계 CO₂ 가스 냉각과정중의 열전달 특성에 관한 대표적인 연구로, Dang 등⁽²⁶⁾은 내경 2 mm에 마이크로핀의 높이가 0.117 mm, 나선각이 6.3°인 마이크로핀관을 사용하여 가스냉각기를 제작한 후, 가스냉각기 내 작동압력 8.0~10.0 MPa와 질량유량 400~1200 kg/m²s의 조건에서 CO₂의 열전달 특성에 대하여 PAG 타입의 윤활유의 효과를 조사하였다. 가스냉각기 내 열전달계수를 오일의 농도를 1%와 3%로 실험하여 평활관과 비교한 결과, 마이크로핀관 내의 열전달계수가 각각 30~50%, 50~70% 높게 나타났다. 이는 관 내에 형성된 마이크로

핀이 전열면적을 향상시키고, 유막을 파괴하여 열전달을 향상한다고 하였다.

프레온계 냉매를 냉동시스템에 마이크로핀관을 적용하기 위한 연구는 많이 진행되었지만, 초임계 CO₂ 가스냉각기의 고효율화를 위한 마이크로핀관형 열교환기에 대한 연구는 전무하다. 따라서 CO₂용 가스냉각기의 고효율화를 위한 방법으로 마이크로핀관을 적용한 가스냉각기의 전열 특성을 면밀히 분석 및 파악할 필요가 있다.



제 2 장 실험 장치 및 방법

1. 실험 장치

실험 장치(Photo. 2.1)는 평활관 및 마이크로핀관 내 초임계 CO₂의 냉각열전달 특성을 파악하기 위해 고안되었으며, 냉각 열전달계수를 측정하고자 하였다. Fig. 2.1은 냉각 실험장치의 전체적인 개략도를 나타낸 것이고, Fig. 2.2는 가스냉각기의 상세도를 나타낸 것이다. Fig. 2.1에서와 같이, 실험 장치는 크게 냉매 순환루프와 2차 유체 순환루프로 구성되어 있으며, 각각 압축기와 냉각수 펌프에 의하여 순환되는 강제순환루프이다. 냉매 순환루프는 반밀폐형 압축기(왕복동식), 고압안전밸브, 유분리기(Oil separator), 가스냉각기(시험부), 수액기, 질량유량계, 팽창밸브, 증발기 등으로 이루어져 있다. 열원수 순환루프는 항온조, 냉각수 순환펌프, 질량유량계 등으로 구성되어 있다.

Fig. 2.1의 실험 장치에서 냉매의 순환경로를 살펴보면, 수액기를 나온 냉매액은 냉매 질량유량계를 거쳐 팽창밸브로 들어가고, 이때 질량유량계에서는 냉매의 유량과 밀도를 측정한다. 팽창밸브에서는 냉매온도와 압력이 감소하면서 팽창되어 증발기로 유입된다. 증발기로 들어온 냉매는 2차 유체와 열교환된 후, 예열기를 거쳐서 압축기로 유입된다. 압축기에서는 저온저압의 냉매증기를 고온고압의 냉매 증기상태로 만들어서 토출시킨다. 이렇게 해서 나온 냉매증기는 가스냉각기에서 냉각수와 대향류로 열교환한 후 냉각되어 냉매액 상태로 된다. 가스냉각기를 나온 냉

매액은 서브쿨러와 수액기를 거쳐서 재순환한다. 또한 냉매와 열교환하기 위한 2차 유체는 각각의 항온조에서 일정온도로 조절된 냉각수는 냉각수 순환펌프와 질량유량계를 지나 일정유량으로 조절된 후, 내관과 외관 사이의 공간으로 냉매의 흐름과 반대방향으로 흐르게 되어있다.



Photo. 2.1 Experimental apparatus for CO₂ system.

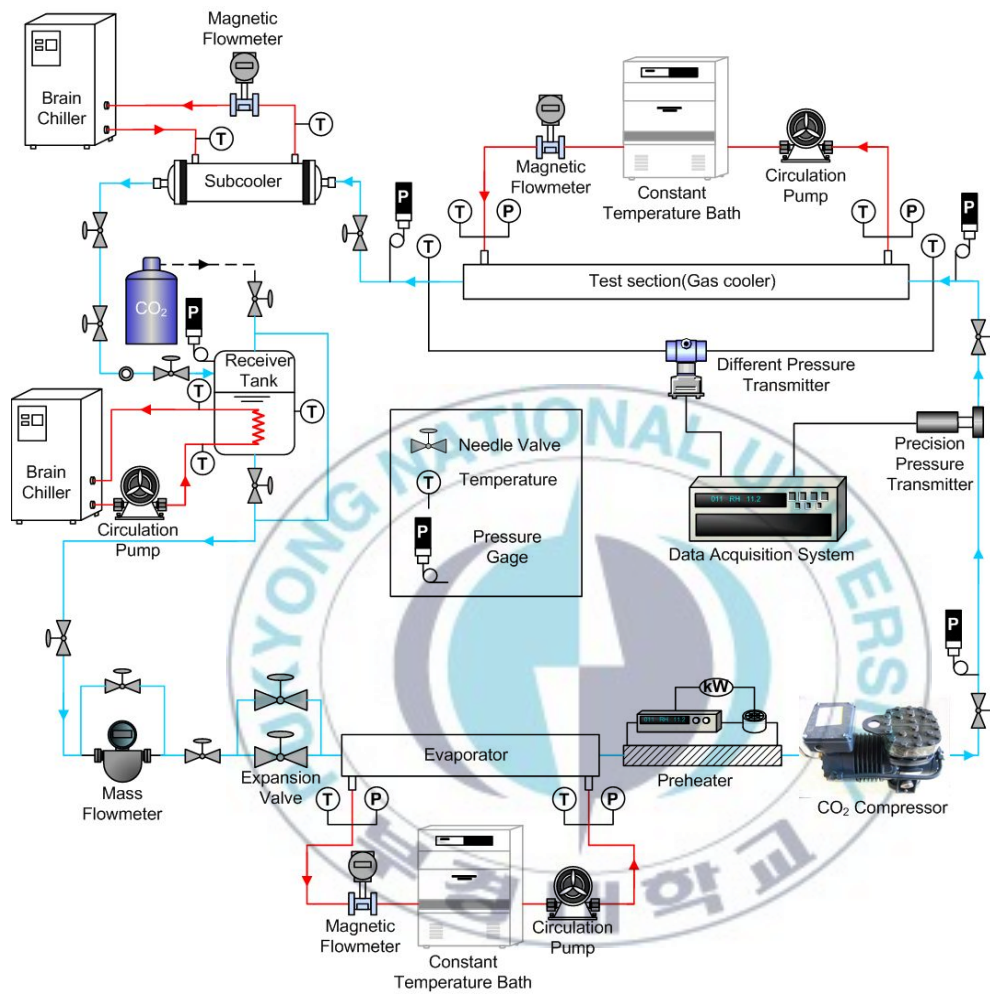
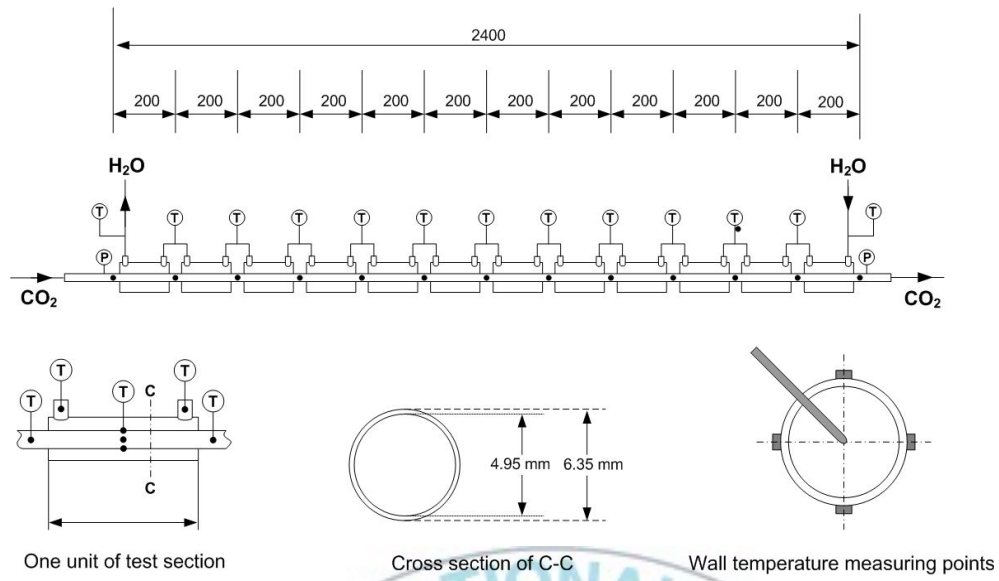
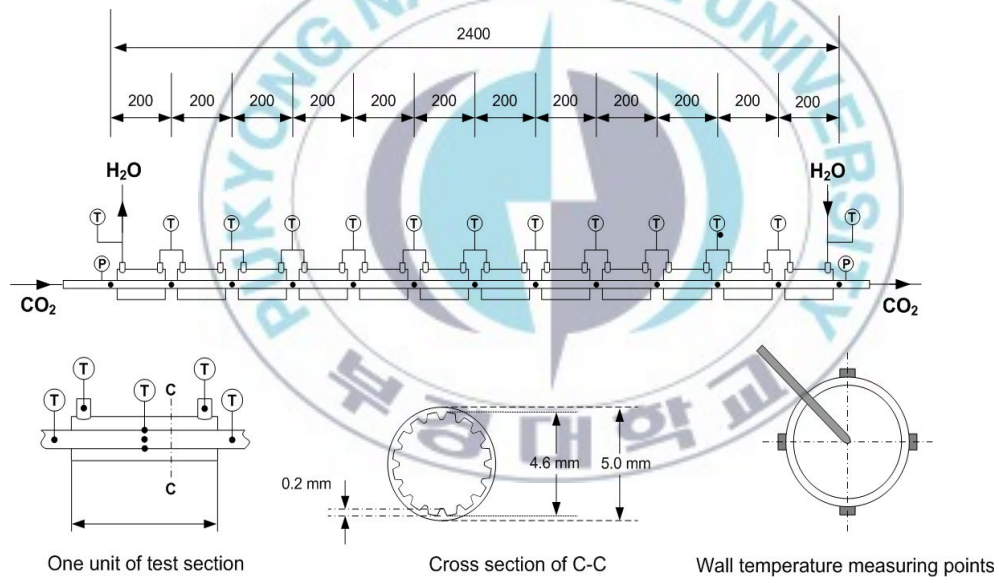


Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus.



(a) smooth tube



(b) micro-fin tube

Fig. 2.2 Detail of test section.

2. 시험부

본 연구에 사용된 시험부인 가스냉각기는 마이크로핀관형과 평활관형의 2가지 종류이다. 가스냉각기는 수평동관으로 제작하였으며, 동관을 감싸고 있는 케이스(냉각수가 흘러가게 되는 부분)는 동일한 재질의 동관을 사용하여 제작하였다. 가스냉각기는 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관의 환상공간으로 열원수가 대향류로 흐르게 되어있다. 평활관형 가스냉각기의 내관은 내경 4.95 mm(외경 6.35 mm)이고, 마이크로핀관형 가스냉각기는 내관은 내경 4.6 mm(외경 5.0 mm)인 동관으로 제작되었다. Fig. 2.3에 나타난 것과 같이 마이크로핀관의 기하학적 형상은 핀의 높이가 0.2 mm이고, 핀의 나선각(β)은 18° , 핀의 개수는 55개이다. 가스냉각기는 200 mm의 소시험부가 12개이며 전체길이는 2400 mm인 평활관이다. 냉각수가 흐르는 쉘측은 내경 11.1 mm(외경 12.7 mm)인 평활관으로 제작하였다.

Fig. 2.2에 나타난 바와 같이 열전달계수의 계산에 필요한 내관 내벽면 온도의 경우, 실제 장치에서 열전대를 관 내벽에 설치하여 측정하는 것이 불가능하므로 관외벽면 온도의 측정을 통해 1차원 열전도 방정식을 사용하여 개략적인 값을 사용하고 있다. 가스냉각기의 내관 외벽면 온도를 측정하기 위해서 12개의 소시험부 중심부에서 원주방향으로 90° 간격마다 상부, 하부, 측부(좌우)의 4개 지점에 T형 열전대(T-type thermocouple)를 부착하여 외벽면의 온도를 측정한다. 또한, 냉매온도는 각각의 소시험부 별로 가스냉각기 입구에서부터 200 mm 간격으로 13개 지점에 T형 열전대를 설치하여 측정하고 열원수 온도는 각각의 소시험

부 입구와 출구에서 측정한다. 열원수 온도는 12개의 소시험부 입·출구 24지점에서 측정하였다. 또한, 압력을 측정하기 위해 가스냉각기의 입구와 출구에 압력 센서와 차압계를 설치하여 측정한다. 그리고 열교환기 및 장치 내 배관의 모든 부분은 단열재를 사용하여 충분히 단열함으로써 외부와의 열교환은 거의 일어나지 않도록 한다.

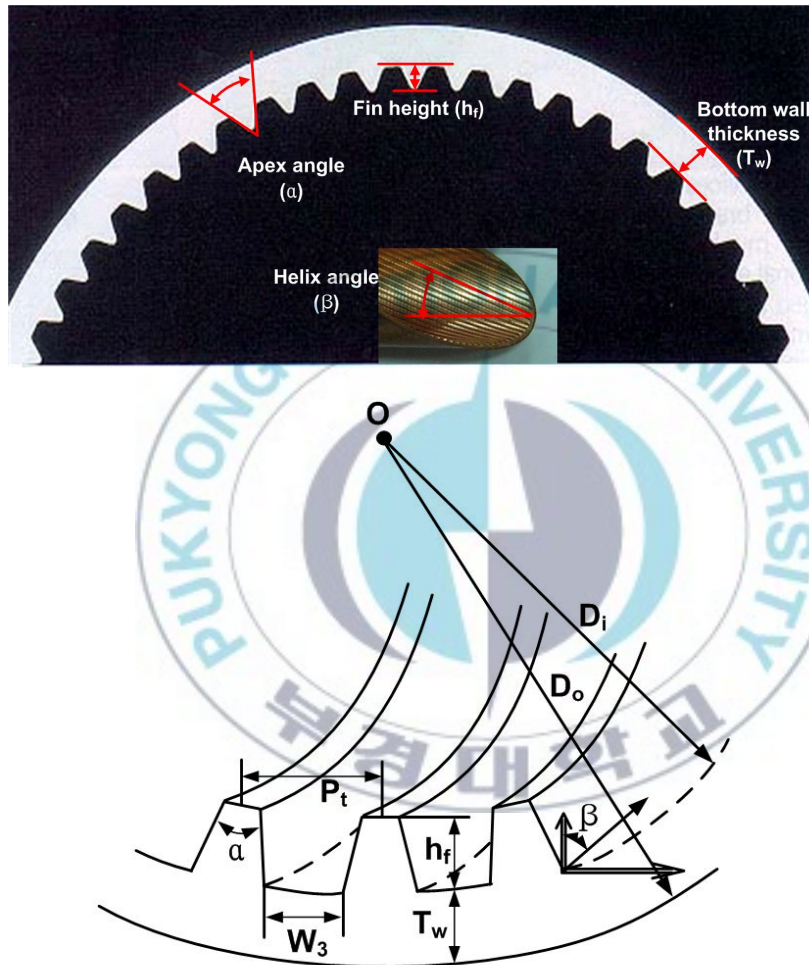


Fig. 2.3 Detail of micro-fin tube.

3. 실험 방법 및 조건

실험은 장치 내에 CO₂ 냉매를 채우기 전에 장치의 기밀시험을 하기 위해서 공기압축기를 이용하여 고압의 공기(질소)를 200 kg/cm²까지 장치내로 주입시킨 뒤 하루 경과 후 누설검사를 하고 이상이 없을 경우 진공펌프를 사용하여 장치 내 잔류 불응축가스를 제거하고, 동시에 냉매가 장치내로 원활히 유입될 수 있도록 진공펌프를 사용하여 장치 내를 진공으로 만든다. 그리고 수액기에 부착된 충전밸브(charge valve)로 냉매를 충전한 후, 압축기를 가동하여 냉매를 순환시킨다. 열원수는 냉동 유닛에서 일정온도로 유지되면 열원수 순환펌프를 가동하여 시험부(gas cooler)로 보낸다. 열원수는 원활한 기포 배출과 열원수를 가득 채우기 위해서 시험부의 입·출구 상부에 유량조절 밸브를 설치하여 상부에서 보내어 상부로 배출한다. 그리고 냉매와 열원수의 유량은 바이패스 밸브와 유량조절 밸브를 이용하여 일정하게 조절한다.

온도 측정은 정밀 수은 온도계로 보정하여 $\pm 0.2\%$ 의 오차 범위를 가지는 T형 열전대를 사용하였고, 압력 측정에는 정밀 부르돈관식 압력계를 사용하였다. 이렇게 측정된 모든 데이터는 측정점에서의 출력 신호를 컨트롤 유닛과 데이터 변환기로 입력되어 데이터 처리장치(RS-232C)를 통해 컴퓨터로 저장될 수 있도록 하였다. 시험부 내의 온도와 압력이 평형상태에 도달했을 때 실험조건, 즉 작동온도, 질량유속, 열원수의 온도 및 유량 등을 조절하여 시스템이 정상 상태가 된 후에 측정을 하였다. 그리고 실험 데이터 측정이 완료되면 다시 냉매 유량과 열원수 유량을 조절하여 반복 실험을 하였다. 또한 온도, 압력 및 유량 등을 측정하기

위한 검출신호는 데이터 변환기를 통하여 컴퓨터에 입력시켜 처리하였다. Table 2.1은 실험조건을 정리한 것이다.

Table 2.1 Experimental conditions for cooling heat transfer of CO₂

Refrigerant	R-744(CO ₂)	
Test section	Smooth tube	Micro-fin tube
d _i (d _o), [mm]	4.95(6.35)	4.6(5.0)
G _{re} , [kg/m ² s]	1200, 1600, 2000	
P _{gc,in} , [MPa]	8.0, 9.0, 10.0	
T _{gc,in} , [°C]	100	
T _{cw,in} , [°C]	17	

4. 데이터 해석방법

본 연구에서 사용한 CO₂의 열물성값 계산은 NIST에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 REFPROP (version 6.02)⁽¹¹⁾를 이용하였고, 냉각 열전달 특성을 파악하기 위한 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 우선, 가스냉각기의 열전달 특성을 분석하기 위해서는 동관 외벽면을 유동하는 2차 유체가 잃은 열교환량(Q_{cs})과 관 내측을 흐르는 냉매가 얻은 열교환량(Q_{gc})을 알아야 하고, 그 수식들은 다음과 같다.

$$Q_{cs} = M_{cs} \cdot c_{p,cs} \int_{T_{cs,in}}^{T_{cs,out}} dt \quad (2.1)$$

$$Q_{gc} = M_{gc} \cdot (i_{gc,in} - i_{gc,out}) \quad (2.2)$$

$$Q_{gc} = M_{gc} \cdot c_{p,gc} \int_{T_{gc,in}}^{T_{gc,out}} dt \quad (2.3)$$

여기에서, Q_{cs} 와 Q_{gc} 는 각각 열원수에 의한 열교환량과 냉매의 엔탈피차와 온도차에 의한 열교환량이고, M_{cs} 와 M_{gc} 는 각각 가스냉각기측 열원수의 유량과 냉매의 순환량이다. 그리고 $T_{cs,in}$ 과 $T_{cs,out}$ 는 각각 가스냉각기측 열원수의 입구와 출구 온도를 나타내며, $T_{gc,in}$ 과 $T_{gc,out}$ 는 각각 가스냉각기측 냉매의 입구와 출구 온도를 나타낸다. $c_{p,cs}$ 와 $c_{p,gc}$ 는 각각 가스냉각기측 열원수와 냉매의 비열을 나타낸다. 또 $i_{gc,in}$ 과 $i_{gc,out}$ 는 각각 가스냉각기 입구와 출구에서의 냉매의 엔탈피를 나타낸

다. 가스냉각기 소구간에서의 열유속 q_{gc} 는 다음과 같은 식 (2.4)로 부터 계산하였다.

$$q_{gc} = \frac{Q}{\pi \cdot d_i \cdot \Delta z} \quad (2.4)$$

여기서, Q 는 식 (2.1)~식 (2.3)로 계산한 가스냉각기의 열량이다. 그리고 d_i 는 관내경이고, Δz 는 소구간의 길이를 나타낸다. 또, 냉각과정에서 관의 원주 방향으로의 열전달계수는 시스템의 성능에 많은 영향을 미치므로, 원주 방향으로의 열전달계수를 계산할 필요가 있는데, 이러한 국소 열전달계수는 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$h_{gc, loc} = \frac{q_{gc}}{T_{gc} - T_{gc, w, in}} \quad (2.5)$$

위 식에서, $h_{gc, loc}$ 는 가스냉각기에서의 소구간 국소 열전달계수를 나타내며, T_{gc} 는 가스냉각기에서의 냉매온도이고, $T_{gc, w, in}$ 는 가스냉각기에서의 관벽 내표면 온도이다. 그리고 관벽 내표면 온도는 정상 상태에서의 1차원 전도 방정식을 사용하여 다음의 식 (2.6)으로 계산한다.

$$T_{gc, w, in} = T_{gc, w, out} + \frac{Q_{gc, sub}}{2\pi \cdot k_w \cdot \Delta z} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \quad (2.6)$$

여기에서, $T_{gc, w, out}$ 는 다음의 식 (2.7)과 같이 관의 상, 하, 측부의 표면 온도를 평균한 내관 평균 벽면온도이고, d_o 와 d_i 는 내관의 외경과 내경이다. 또 k_w 는 동물의 열전도율이다.

$$T_{gc, w, out} = \frac{T_{w, top} + 2T_{w, side} + T_{w, bottom}}{4} \quad (2.7)$$

식 (2.7)에서, $T_{w, top}$, $T_{w, side}$, $T_{w, bottom}$ 는 각각 내관의 상부, 측부, 하부의 벽면 측정 온도를 나타낸다. 그리고 식 (2.5)에서 T_{gc} 은 각각의 소구간 중심의 냉매온도로서 소구간 입·출구에서 측정한 냉매온도를 이용하여 식 (2.8)로 계산한다.

$$T_{gc} = \frac{T_{gc, n-0.5} + T_{gc, n+0.5}}{2} \quad (2.8)$$

가스냉각기의 평균 열전달계수 $h_{gc, avg}$ 는 이상의 식을 조합하여 각각 다음의 식 (2.9)로부터 계산된다.

$$h_{gc, avg} = \sum \frac{h_{gc, loc}}{n} \quad (2.9)$$

여기서, $h_{gc, loc}$ 는 식 (2.5)로부터 계산되는 소구간의 국소 열전달계수이고, n 은 소구간의 수이다.



제 3 장 실험 결과 및 고찰

CO₂의 초임계 사이클에서 방열 과정은 초임계 압력에서 발생하고, 이 과정을 가스 냉각과정이라고 부른다. 가스 냉각과정 중에서 냉매는 상변화를 일으키지 않는다. 이는 일반적인 증기 압축식 냉동 사이클의 요소 중의 하나인 응축기와는 다르기 때문에 상당히 중요하다. 가스냉각기를 설계하는데 있어서 가스 냉각과정 중에 발생하는 전열기구에 대한 규명은 CO₂의 급격한 냉매 특성 변화로 인해 아직 정확한 이론이 확립되어 있지 않은 실정이다. 그러므로 본 장에서는 R-22와 R-134a의 대체냉매로 기대되는 CO₂ 냉매의 평활관과 마이크로핀관 내 냉각과정 중의 열전달 특성을 분석하고, 기존 상관식과도 비교·검토함으로써 CO₂용 가스냉각기의 기초설계 자료를 제시하고자 한다.

1. 국소 냉각 열전달

CO₂의 열전달에 대한 종래 연구로부터, CO₂의 국소 열전달계수는 가스냉각기의 냉각압력과 질량유속 등에 영향을 받는 것으로 나타났다. 따라서 초임계 사이클의 가스냉각기의 열전달계수의 특성을 분석하는데 있어서 냉매온도, 냉각압력, 질량유속 등의 영향을 살펴봄으로써 CO₂의 국소 냉각 열전달 특성을 알 수 있다.

가. 냉매온도의 영향

Fig. 3.1은 평활관과 마이크로핀관 내에서 일정한 압력 하에 가스가 냉각되는 동안, 냉매의 온도변화에 따른 국소 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 가스가 냉각되는 동안 국소 열전달계수는 서서히 증가하다가 유사임계온도에서 최대값을 가지고, 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 그 이유는 다음과 같이 설명할 수 있다.

$$h_{gc,loc} = \frac{M_{re} \cdot c_p \cdot (T_{re,in} - T_{re,out})}{A \cdot (T_{re} - T_{w,in})} \quad (3.1)$$

가스냉각기내 CO₂의 냉각 열전달계수는 식(3.1)로부터 계산할 수 있다. 여기서 소시험구간 내의 질량유량과 전열면적은 모두 동일하므로 국소 열전달계수에 영향을 주지 않는다. 또한 가스냉각기내에서 CO₂가 냉각되는 동안 냉매 입·출구 온도차($T_{re,in} - T_{re,out}$)와 냉매 중심과 관내벽면 온도차($T_{re} - T_{w,in}$)는 감소하고, 그 감소율이 거의 비슷하기 때문에 열전달계수에 영향을 미치지 못한다. 따라서 식(3.1)은 다음과 같이 간단하게 정리할 수 있다. 즉, 가스냉각기내 CO₂의 국소 열전달계수는 냉매의 비열에 가장 많은 영향을 받는다고 결론을 내릴 수 있다.

$$h_{gc,loc} \approx \frac{c_p \cdot (T_{re,in} - T_{re,out})}{(T_{re} - T_{w,in})} \approx c_p \quad (3.2)$$

위의 결과로부터 가스냉각기의 입구부분에서 열전달계수가 완만하게 증가하는 이유는 CO₂ 냉매의 온도변화에 따른 비열이 서서히 증가하기 때문이다. 가스냉각기의 중간부분에서 CO₂의 국소 열전달계수는 급격히 증가하다가 감소하는데, 이는 비열 변화가 급격히 상승하다가 감소하기 때문이다. 그리고 가스냉각기 출구 측에서도 마찬가지로 비열이 감소하

기 때문이다.

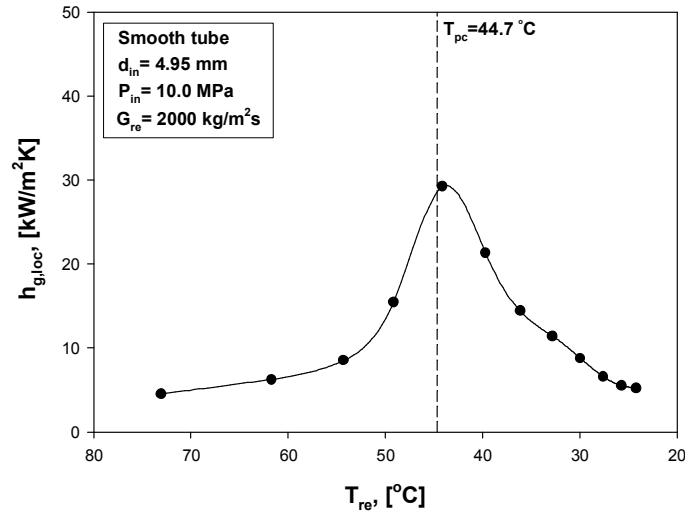
이처럼, 초임계 상태의 CO₂가 냉각되는 동안, 냉매의 물성치들은 열전달계수에 상당한 영향을 미친다. 특히, 열역학적 물성치인 비열은 CO₂ 냉매의 열전달에 가장 많은 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 물론 수송 물성치인 열전도도와 점성계수도 급격히 변하지만, 열전달계수에 직접적으로 영향을 주지 않는다. 그 이유는 다음의 식으로부터 설명할 수 있다.

$$\text{Pr} = \frac{\alpha}{\nu} = \frac{c_p \cdot k}{\mu} \quad (3.3)$$

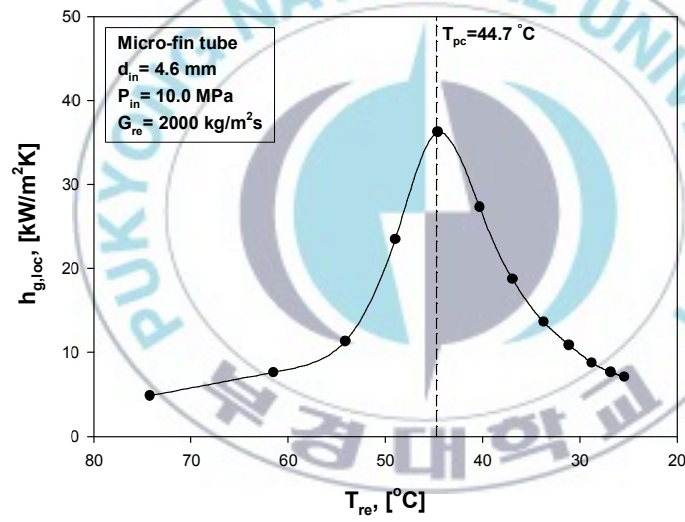
운동량과 열확산율의 비인 Pr 수는 식(3.3)으로 표현할 수 있고, 이 식으로부터 수송 물성치인 열전도도와 점성계수의 함수라는 것을 알 수 있다. 그러나 가스냉각기내 CO₂가 냉각되는 동안, 열전도도와 점성계수가 증가하고 그 증가율이나 형태가 거의 비슷하다. 따라서 열전도도와 점성계수는 Pr 수에 직접적으로 영향을 주지 못하고 단지 비열만의 함수가 되는 것을 알 수 있다.

$$\text{Pr} \approx c_p \quad (3.4)$$

위의 식들로부터 CO₂의 냉각 열전달계수는 정압비열에 가장 많은 영향을 받고, 또한 Pr 수도 정압비열에 가장 많은 영향을 받는 것을 알 수 있다.



(a) Smooth tube, $P_{in} = 10.0 \text{ MPa}$, $G_{re} = 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(b) Micro-fin tube, $P_{in} = 10.0 \text{ MPa}$, $G_{re} = 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$

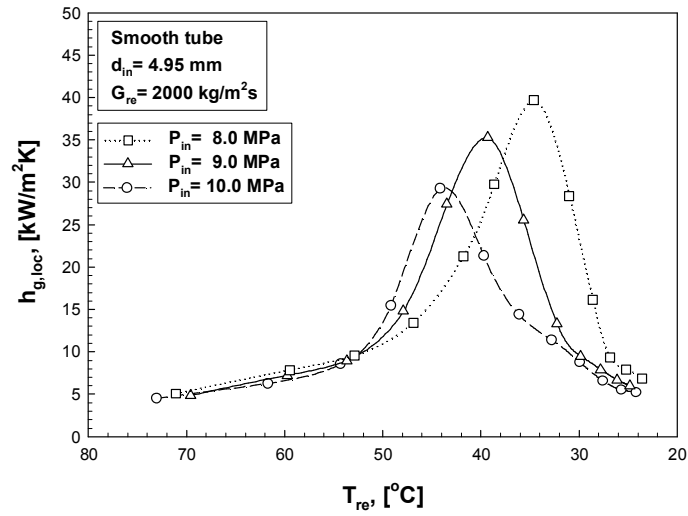
Fig. 3.1 Local cooling heat transfer coefficients with respect to CO_2 temperature for constant cooling pressure in a micro-fin tube.

나. 냉각압력의 영향

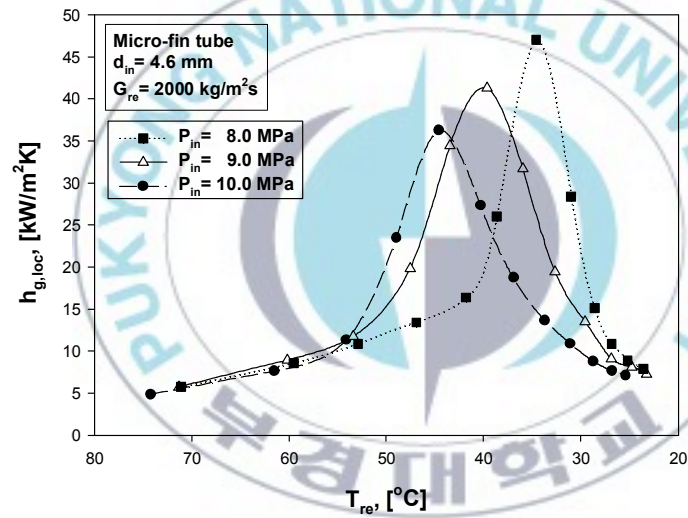
Fig. 3.2는 평활관과 마이크로핀관 내 CO_2 냉각 압력변화에 따른 열전달계수를 냉매 온도변화에 대해서 비교한 것이다. Fig. 3.2에서와 같이, 질량유속이 동일한 경우, 가스냉각기의 입구영역에서 냉매 온도변화에 따른 비열 차이가 작으므로 열전달계수의 차이가 크지 않다. 그러나 가스냉각기의 중간부 즉, 유사임계온도 부근에서는 냉매 온도변화에 따른 비열 차이가 급격히 변하므로 국소 열전달계수는 크게 증가하다가 감소한다. 그리고 가스냉각기의 후반부에서 CO_2 의 온도변화에 따른 비열 차이가 상당히 작으므로 열전달계수의 차이는 작다. 가스냉각기의 입구와 출구 부분에서는 유사임계온도 부근과는 정반대로 가스냉각기의 냉각압력이 증가할수록 CO_2 의 국소 열전달계수는 증가하는 경향으로 나타났다. Fig. 3.2에서 알 수 있듯이, 동일한 냉매 질량유속에서 가스냉각기의 입구압력이 낮은 8.0 MPa인 경우, 열전달계수의 최대값은 가스냉각기의 후반부에서 발생하고, 가스냉각기의 입구압력이 높은 10.0 MPa인 경우, 열전달계수의 최대값은 가스냉각기의 중반부에서 발생한다. 이는 가스냉각기 냉각압력이 낮을수록 유사임계온도가 낮기 때문에, 가스냉각기의 후반부에서 CO_2 냉매온도가 유사임계온도에 도달하고, 가스냉각기의 냉각압력이 높은 경우, 유사임계온도가 높기 때문에, CO_2 냉매온도가 유사임계온도에 빨리 도달하게 된다. 그리고 냉매 질량유속이 동일한 경우, 가스냉각기의 압력변화에 따른 열전달계수는 압력이 8.0 MPa일 때 가장 높고, 압력이 10.0 MPa일 때 가장 낮게 나타난다. 이는 가스냉각기 냉각압력이 8.0 MPa일 때, 유사임계온도가 34.5 °C이고, 최대 비열값이 29.64

$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$ 로 가장 높고, 가스냉각기 냉각압력이 10.0 MPa일 때, 유사임계온도가 44.7°C 이고, 최대 비열값은 $7.902 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ 로 가장 낮기 때문이다.





(a) Smooth tube, $P_{in} = 10.0 \text{ MPa}$, $G_{re} = 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(b) Micro-fin tube, $P_{in} = 10.0 \text{ MPa}$, $G_{re} = 2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Fig. 3.2 Heat transfer coefficients with respect to refrigerant temperature for different cooling pressures in a micro-fin tube.

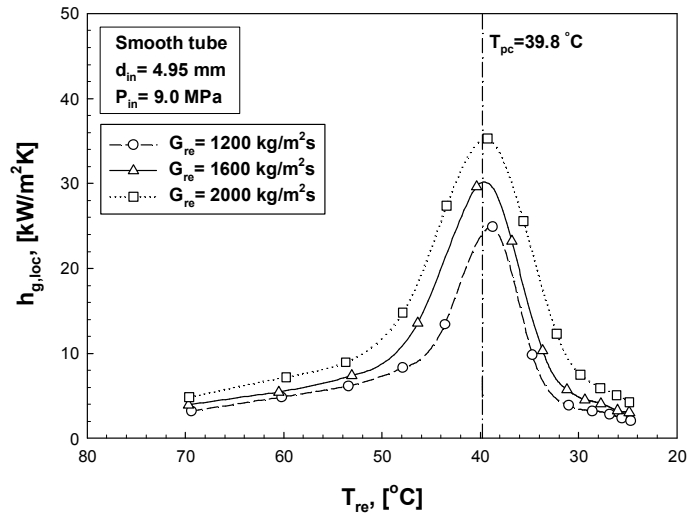
다. 질량유속의 영향

Fig. 3.3은 평활관과 마이크로핀관 내 일정한 가스냉각기의 냉각압력에
서 냉매 질량유속 변화에 따른 국소 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림
에서와 같이, 일정한 압력 하에서 질량유속이 증가할수록 CO_2 의
Reynolds 수가 증가하여 열전달이 향상되어 국소 열전달계수는 증가한
다. 일정한 가스 압력 하에서 질량유속에 따른 열전달계수의 증가는 각
각의 유사임계온도 지점에서 현저하게 나타난다. 평활관과 마이크로핀관
내 CO_2 의 질량유속에 따른 열전달계수의 증가는 가스 냉각압력이 낮은
8.0 MPa에서 가장 높고, 냉각압력이 높은 10.0 MPa에서 가장 낮다. 이
는 각각의 유사임계 영역에서 질량유속에 따른 비열 변화가 냉각압력이
낮은 8.0 MPa일 때, $29.64 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ 로 가장 크고, 냉각압력이 높은 10.0
MPa일 때, $7.902 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ 로 가장 작기 때문이다.

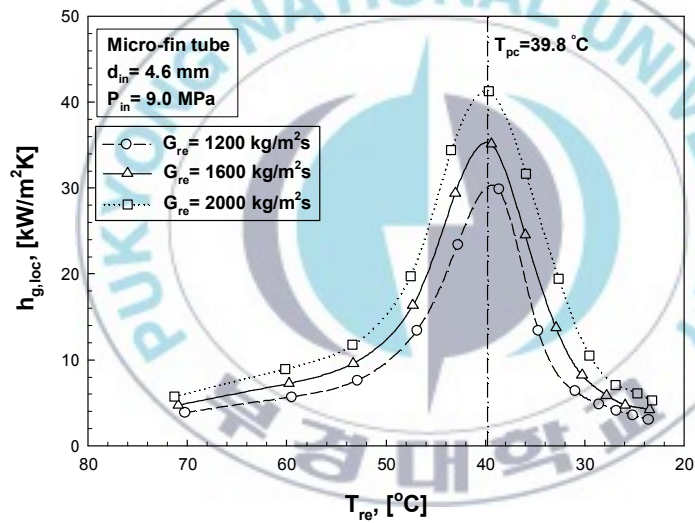
Fig. 3.3에서 알 수 있듯이, 일정 압력 하에서 질량유속 변화에 따른
 CO_2 의 국소 열전달계수는 각각 유사임계온도인 34.5°C , 39.8°C , 44.7°C 에
서 동일하게 최대값을 가진다. 그리고 냉매온도가 감소함에 따라 유사임
계온도 이상에서는 열전달계수가 증가하며, 유사임계온도 이하에서는 다
시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이에 대해 Mori 등⁽²⁶⁾은 유사임계온
도 이상에서는 점성저층의 두께 감소보다 액막 내 열전도도의 증가가 크
기 때문에 열전달계수는 증가하며, 유사임계온도 이하에서는 액막 내 열
전도도의 감소가 지배적이기 때문에 열전달계수는 감소한다고 하였다.
Mori 등은 관내의 CO_2 유동을 완전히 발달된 난류로 규정하여 관측방향
으로 냉매온도가 일정하다고 하였고, 관내의 CO_2 열전달 유동을 벽면근

처의 점성저층과 관중심의 난류층으로 나누어서 고려하였다. 이때, CO_2 의 국소 열전달계수는 점성저층의 두께와 액막 내 열전도도와 관련이 있다고 하였다.





(a) Smooth tube, $P_{in} = 9.0 \text{ MPa}$



(b) Micro-fin tube, $P_{in} = 9.0 \text{ MPa}$

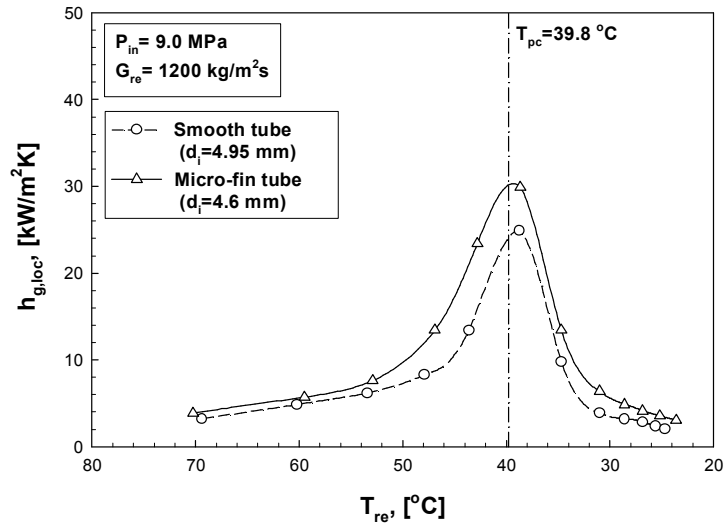
Fig. 3.3 Heat transfer coefficients with respect to refrigerant temperature for different mass fluxes in a micro-fin tube.

라. 전열관 형상의 영향

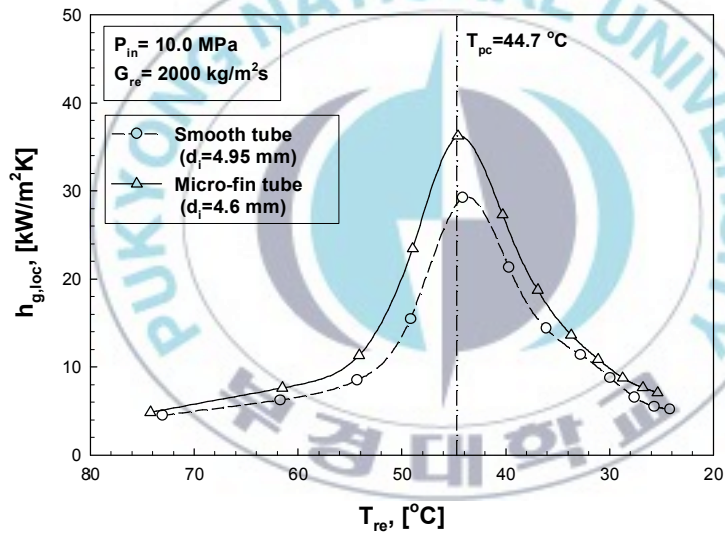
전열관 형태와 관 직경에 따른 CO_2 의 냉각열전달특성을 파악하기 위해, 내경 4.95 mm 평활관에 대한 열전달계수와 비교하였다. 마이크로핀관 가스냉각기의 내경은 4.6 mm이고, 평활관 가스냉각기의 내경은 4.95 mm의 동관이다. 이 2종류의 가스냉각기에 대한 실험조건은 냉매질량유속, 냉매의 냉각압력, 냉매의 입구온도 등의 변수를 동일하게 하였다. Fig. 3.4에서 알 수 있듯이, 마이크로핀관 가스냉각기내 CO_2 냉매 온도변화에 따른 국소 냉각열전달계수는 평활관 가스냉각기와 유사한 경향을 확인할 수 있었다. 그러나 마이크로핀관 가스냉각기내의 냉각 열전달계수는 평활관 가스냉각기에 비해서 12~39%정도 높은 것을 알 수 있었다. 이러한 원인에 대해 분석한 결과, 전열관 형태의 변화와 관직경의 변화 등에 의해서 냉각열전달계수가 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 마이크로핀관의 내경이 4.6 mm로 평활관의 내경 4.95 mm에 비해 작기 때문에 마이크로핀관의 열전달계수가 높게 나타나는 것으로 판단된다. 이는 관직경이 작아질수록 관내 벽면온도가 감소하기 때문이다. 이에 대해 Dang⁽²⁵⁾은 관경이 작아질수록 냉매온도는 동일하고 관내 벽면온도가 감소하여 열전달계수는 증가한다고 하였다. 윤 등⁽²⁷⁾도 이와 동일한 연구결과를 발표하였다. 둘째로 마이크로핀관의 경우 관내에 형성되어있는 마이크로핀을 통한 전도에 의한 열전달 향상과 난류효과 촉진, 유효 전열면적 증가로 인해 마이크로핀관이 평활관에 비해 높게 나타나는 것으로

판단된다. 따라서 고압의 냉매를 작동유체로 사용하는 가스냉각기에서 전열성능 향상과 내압성 등을 고려할 때, 마이크로핀관을 사용하는 것이 유리하리라 생각된다.





(a) $P_{in}=9.0$ MPa, $G_{re}=1200$ kg/m²s



(b) $P_{in}=10.0$ MPa, $G_{re}=2000$ kg/m²s

Fig. 3.4 Comparison of heat transfer coefficients for smooth and micro-fin tubes.

2. 평균 냉각 열전달

Fig. 3.5는 평활관과 마이크로핀관 내 CO₂ 냉매의 평균 열전달계수 ($h_{gc,avg}$)를 질량유속에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 평균 열전달계수 ($h_{gc,avg}$)는 식(2.5)로 계산한 가스냉각기의 소시험부에서의 국소 열전달계수($h_{gc,log}$)을 통합한 식 (2.6)을 사용하여 계산하였다.

Fig. 3.5에서 알 수 있듯이, 평활관과 마이크로핀관 내 냉매의 질량유속이 증가할 때, 가스냉각기의 냉각압력이 8.0 MPa인 경우의 평균 열전달계수는 마이크로핀관 내에서 177%, 평활관 내에서는 175%정도로 가장 큰 폭으로 상승하였고, 가스냉각기의 냉각압력이 10.0 MPa인 경우의 평균 열전달계수는 마이크로핀관 내에서 149%, 평활관 내에서는 147% 정도로 가장 작은 폭으로 상승하였다. 가스냉각기의 전체압력 범위 내에서 냉매의 질량유속이 1200 kg/m²s에서 2000 kg/m²s로 증가할 때, 냉매의 전체 평균 열전달계수는 163%정도 상승하였다.

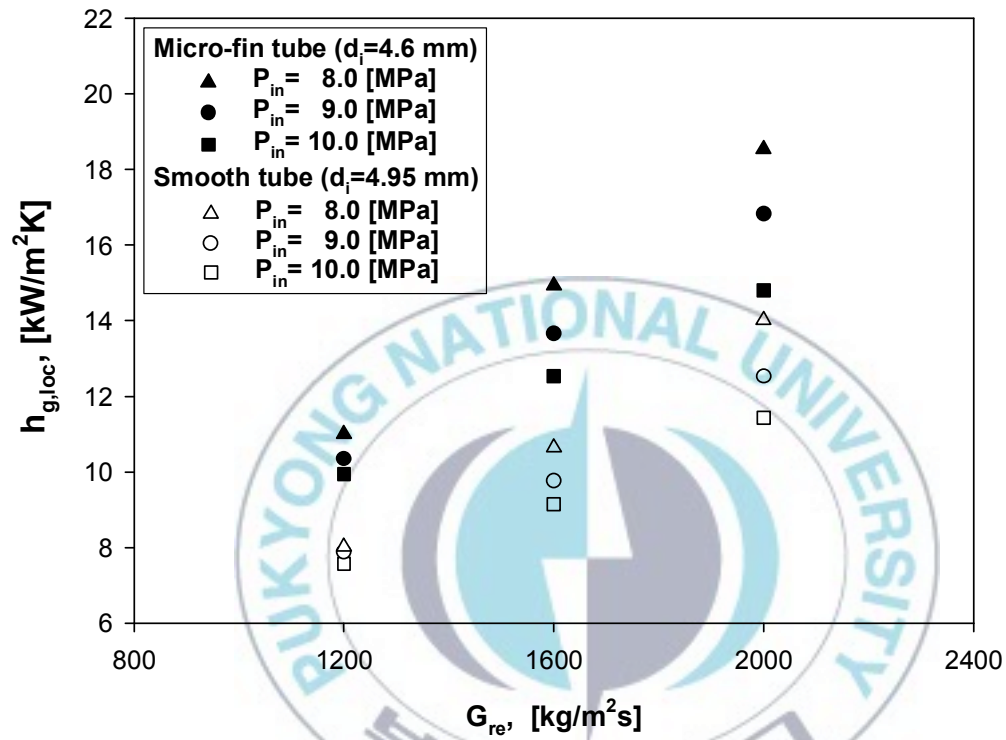


Fig. 3.5 Average heat transfer coefficients with respect to refrigerant massfluxes for smooth and micro-fin tubes.

3. 종래 냉각 열전달 상관식과의 비교

평활관과 마이크로핀관 내 초임계 CO₂의 냉각 열전달 특성을 규명하기 위해서는 정확한 열전달 상관식이 필요하다. 이에 몇몇 연구자들은 초임계 영역 내에서 CO₂의 열전달계수를 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 CO₂의 냉각 열전달 특성을 규명하기 위해서 Bringer-Smith⁽²³⁾, Petuhkov 등⁽²⁸⁾, Petrov-Popov⁽²⁹⁾, Gnielinski⁽¹⁸⁾, Pitla 등⁽¹⁵⁾, Fang 등⁽³⁰⁾에 의해서 제안된 상관식들과 비교·검토하였다.

가. 냉각 열전달 상관식

(1) Bringer와 Smith의 상관식

관내 초임계 CO₂의 냉각, 즉 가스냉각기에 적용될 수 있는 열전달 상관식은 다소 보고된 것이 있지만, Bringer-Smith⁽²³⁾는 실험을 바탕으로 임계영역 부근에서의 열전달 상관식을 새롭게 제안하였다. Bringer-Smith는 아래의 식과 같이 Reynolds 수와 벽면온도 기준의 Prandtl 수의 함수로 나타내었다.

$$Nu_b = 0.0375 Re_x^{0.77} Pr_w^{0.55}$$

(3.5)

여기서, Re_x 는 참고온도(T_x , reference temperature) 기준으로 계산한 Reynolds 수이고, Pr_w 는 관내벽면 온도 기준으로 계산한 Prandtl 수이다.

$$Pr_w = \frac{\mu_w \cdot c_{pw}}{k_w}, \quad Re_x = \frac{\rho_x \cdot u_m \cdot d_i}{\mu_x}$$

(3.6)

위의 식에서 언급한 참고온도(T_x)를 결정하는 조건들은 아래와 같다.

$$T_x = T_b \quad \text{for } (T_{pc} - T_b)/(T_w - T_b) < 0$$

$$T_x = T_{pc} \quad \text{for } 0 \leq (T_{pc} - T_b)/(T_w - T_b) < 1$$

$$T_x = T_w \quad \text{for } (T_{pc} - T_b)/(T_w - T_b) > 1$$

참고온도 T_{pc} , T_b , T_w 는 각각 유사임계온도, 유체의 평균온도, 유체의 벽면온도를 의미한다.

(2) Petukhov 등의 상관식

Petukhov 등⁽²⁸⁾은 관내를 유동하는 초임계 CO_2 의 가열에 대한 실험적인 결과를 토대로 Nusselt 수를 예측하기 위해서 상관식을 개발하였다. 이 상관식에는 임계 영역 근처에서의 열물성 변화를 설명하기 위해서 유체의 벽면온도와 냉매 평균온도 사이의 열물성 비인 향상계수 (enhancement parameter)를 도입하였다. Petukhov 등의 상관식에는 전달 물성치로 열전도율과 점성계수의 변화를, 열역학적 물성치로 비열의 변화를 고려하였고, 307개의 실험 자료를 바탕으로 식의 계수를 결정하

였다.

$$Nu_b = Nu'_b \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.11} \left(\frac{k_b}{k_w} \right)^{-0.33} \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{p,b}} \right)^{0.35}$$

(3.7)

여기서, μ_b 와 μ_w 는 냉매와 점성저층에서의 점성계수, k_b 와 k_w 는 냉매와 관벽 온도에서의 열전도도, $c_{p,b}$ 는 냉매온도에서의 정압비열이다.

Nu'_b 는 Petukhov-Kirillov⁽³¹⁾ 상관식을 이용하여 계산한다. 그리고 $\overline{c_p}$ 는 적분 평균비열로 정의되며, 식 (3.9)로 계산하고, ξ 는 식 (3.10)로 계산한다.

$$Nu'_b = \frac{\xi/8 Re_b Pr_b}{12.7 \sqrt{(\xi/8) \cdot (Pr_b^{2/3} - 1)} + 1.07}$$

(3.8)

$$\overline{c_p} = \frac{i_b - i_w}{T_b - T_w}$$

(3.9)

$$\xi = [1.82 \log(Re_b) - 1.64]^{-2}$$

(3.10)

여기서, Re_b 와 Pr_b 는 냉매의 평균온도와 관벽 온도에서 구한 물성치들로 계산할 수 있다. 그리고, T_b 와 T_w 는 냉매와 관벽 온도이고, i_b 와 i_w 는 냉매와 관벽 온도의 엔탈피이다.

$$Re_b = \frac{\rho_b \cdot u_m \cdot d_i}{\mu_b}, \quad Pr_b = \frac{\mu_b \cdot c_{p,b}}{k_b}$$

(3.11)

위 식에서 μ_b 와 μ_w 는 냉매와 관벽 온도에서의 점성계수, k_b 는 냉매 온도에서의 열전도도, $c_{p,b}$ 는 냉매온도에서의 정압비열, u_m 은 냉매의 평균 유속이다.

(3) Petrov와 Popov의 상관식

Petrov-Popov⁽²⁹⁾은 초임계 영역에서 CO₂의 냉각과정에 대해 이론적 지배 방정식을 수치적으로 해석하여 다음과 같은 상관식을 개발했다.

$$Nu_w = Nu'_w \cdot \left(1 - 0.001 \frac{q_w}{G_{re}}\right) \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{p,w}}\right)^n \quad (3.12)$$

여기서, Nu'_w 는 Petukhov-Popov의 관내벽 온도를 기준으로 계산한 식으로 계산할 수 있다.

$$Nu'_w = \frac{(\xi/8) Re_w Pr_w}{(1 + 3.4\xi) + \left(11.7 + \frac{1.8}{Pr_w^{1/3}}\right) \sqrt{(\xi/8) \cdot (Pr_w^{2/3} - 1)}} \quad (3.13)$$

위 식에서 ξ 는 식 (3.9)로 계산하고, n 은 아래의 조건으로부터 계산할 수 있다.

$$n = 0.66 - k(q_w/G_{re}) \quad \text{for } \overline{c_p}/c_{p,w} \leq 1 \quad (3.14)$$

$$n = 0.9 - k(q_w/G_{re}) \quad \text{for } \overline{c_p}/c_{p,w} > 1 \quad (3.15)$$

여기서, q_w 는 벽면 가열 열유속, G_{re} 는 냉매의 평균 질량유속, k 는 유체의 열전도도(4×10^{-4})를 나타낸다. 위 식의 적용범위는 $1.4 \times 10^4 \leq Re_w \leq 7.9 \times 10^5$, $3.1 \times 10^4 \leq Re_b \leq 8 \times 10^5$ 이다.

(4) Gnielinski의 상관식

초임계 영역의 CO₂ 열전달에 관해 많은 연구를 해 온 Gnielinski⁽¹⁸⁾는 1976년에 발표한 관내 난류유동에 대한 열전달 상관식을 수정하여 아래와 같은 식을 제안하였다.

$$Nu'_b = \frac{\xi / 8 Re_b Pr_b}{12.7 \sqrt{(\xi / 8) \cdot (Pr_b^{2/3} - 1)} + 1.07} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (3.16)$$

$$\xi = [1.82 \log(Re_b) - 1.64]^{-2} \quad (3.17)$$

여기서, L 은 관의 길이, d_i 은 관의 내경이고, ξ 는 식 (3.17)에 의해서 계산할 수 있다. 만약 유체가 액상인 경우 최종적인 Nusselt 수는 물성치에 대한 온도의 영향을 고려하여 다음과 같다.

$$Nu_b = Nu'_b \cdot \left(\frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.11} \text{ for liquids} \quad (3.18)$$

여기서, Pr_b 는 유체의 평균온도에서 계산한 Prandtl 수이고, Pr_w 는 내벽면에서 계산한 Prandtl 수이다($0.1 < Pr_b / Pr_w < 10$). 유체가 기상인 경우는 Prandtl 수에 대한 온도의 영향이 현저하지 않기 때문에 아래와 같

이 온도의 함수로서 나타낼 수 있다.

$$Nu_b = Nu'_b \cdot \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0.11} \quad \text{for } gases$$

(3.19)

위의 식에서 T_b 는 유체의 평균온도이고, T_w 는 벽면온도를 나타낸다. 만약 냉각인 경우($T_b/T_w > 1$) 지수 n 은 0(zero)이고, 가열인 경우($1 > T_b/T_w > 0.5$) n 은 유체에 따라 달라지는 값으로서 CO_2 의 경우는 0.12이다.

(5) Pitla 등의 상관식

최근 Pitla 등⁽¹⁵⁾은 초임계 CO_2 의 가스 냉각실험과 수치해석을 바탕으로 새로운 상관식을 개발하였다. 그들의 상관식은 먼저 Gnielinski⁽¹⁸⁾의 상관식을 이용하여 유체의 벽면온도와 유체의 평균온도에 해당하는 Nusselt 수를 구하고, 두 Nusselt 수의 평균값에 유체 벽면온도와 유체 평균온도의 열전달계수의 비를 곱하여 최종 Nusselt 수를 계산하였다.

$$Nu = \left(\frac{Nu_w + Nu_b}{2} \right) \frac{k_w}{k_b}$$

(3.20)

위 식에서 Nu_b 는 냉매온도의 물성치로 평가한 Nusselt 수로서 Gnielinski의 상관식을 이용하여 계산한다.

$$Nu_b = \frac{\xi_b / 8 Re_b Pr_b}{12.7 \sqrt{(\xi_b / 8)} \cdot (Pr_b^{2/3} - 1) + 1.07}$$

(3.21)

$$\xi_b = [1.82 \log(Re_b) - 1.64]^{-2}$$

(3.22)

식 (3.24)에서 Nu_w 는 관벽 온도의 물성치로 평가한 Nusselt 수로서 식 (3.21)과 동일한 방법으로 계산한다.

$$Nu_w = \frac{\xi_w/8 Re_w Pr_w}{12.7 \sqrt{(\xi_w/8)} \cdot (Pr_w^{2/3} - 1) + 1.07}$$

(3.23)

$$\xi_w = [1.82 \log(Re_w) - 1.64]^{-2}$$

(3.24)

여기서, 첨자 w 과 b 는 유체 벽면온도와 평균온도에 해당하는 값이다.

(6) Fang 등의 상관식

Fang 등⁽³⁰⁾은 Gnielinski⁽¹⁸⁾와 Petrov-Popov⁽²⁹⁾의 상관식을 토대로 수치적 해석을 통해 가스냉각기내 CO₂의 냉각 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식을 다음과 같이 제안하였다.

$$Nu_w = \frac{(f_w/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{A + 12.7(f_w/8)^{1/2}(Pr_w^{2/3} - 1)} \left(1 - 0.001 \frac{q_w}{G} \right) \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{p,w}} \right)^n$$

(3.25)

여기서,

$$A = \begin{cases} 1 + 7 \times 10^{-8} Re_w & \text{for } Re_w < 10^6 \\ 1.07 & \text{for } Re_w \geq 10^6 \end{cases}$$

(3.26)

식 (3.25)에서 $\overline{c_p}$ 는 식 (3.10)으로 계산한 평균 정압비열이고, n 는 식 (3.14)~(3.15)로 계산한 Petrov-Popov가 제안한 변수이다. f_w 는 관내벽 면에서 계산한 Churchill의 마찰계수이다.

$$f_w = 8 \left\{ \left(\frac{8}{Re_w} \right)^{12} + \left[\left(2.457 \ln \frac{1}{(7/Re_w)^{0.9} + 0.27R_{rt}} \right) + \left(\frac{37530}{Re_w} \right)^{16} \right]^{-3/2} \right\}^{1/12} \quad (3.27)$$

여기서, R_{rt} 는 관의 거칠기를 나타낸 것이다. 본 상관식은 $3500 \leq Re_w \leq 2.5 \times 10^4$ 와 $-115 \leq q_w/G \leq -3 \text{ J/kg}$ 의 범위 내에서 유효하다.

나. 냉각 열전달 상관식과의 비교

평활관과 마이크로핀관 내 CO₂의 냉각 열전달 실험으로 획득한 결과를 Bringer-Smith⁽²³⁾, Petuhkov 등⁽²⁸⁾, Petrov-Popov⁽²⁹⁾, Gnielinski⁽¹⁸⁾, Pitla 등⁽¹⁵⁾, Fang 등⁽³⁰⁾에 의해서 제안된 상관식과 비교하였다.

가스냉각기내에서 측정한 열전달계수(h_{exp})와 상관식으로 예측한 열전달계수(h_{cal})를 비교하는 방법에는 정성적인 방법과 정량적인 방법이 있는데, 정량적인 방법으로는 식(3.30)로 표현되는 평균 오차(average deviation, σ_{avg})와 식(3.31)으로 표현되는 절대 평균오차(absolute mean deviation, σ_{abs})가 있다. 따라서, 열전달계수의 측정값과 예측값을 측정값 기준으로 아래의 식으로 오차를 계산하였다.

$$\sigma_{avg} = \frac{1}{N} \left(\sum_{n=1}^N \frac{h_{exp} - h_{cal}}{h_{exp}} \right) \times 100$$

(3.30)

$$\sigma_{abs} = \frac{1}{N} \left(\sum_{n=1}^N \left| \frac{h_{exp} - h_{cal}}{h_{exp}} \right| \right) \times 100$$

(3.31)

여기서, N은 측정된 데이터의 개수, h_{exp} 는 실험으로 측정된 국소 열전달계수, h_{cal} 는 예측식으로 계산한 국소 열전달계수이다. 위의 식을 바탕으로 측정된 실험값과 계산한 예측값을 비교한 결과, 평활관과 마이크로 핀관 내에서 Pitla 등의 상관식이 절대 평균오차가 각각 25.5%와 30.7%로 가장 좋은 일치를 보였다.

Table 3.1 Deviation of measured and calculated heat transfer coefficients of CO₂ in smooth and micro-fin tubes.

Correlations	Smooth tube	Micro-fin tube
	σ_{abs} (%)	σ_{abs} (%)
Petuhkov et al. (1961)	-39.5	-42.6
Krasnoshchekov-Protopopov (1966)	-45.7	-57.6
Krasnoshchekov et al. (1970)	-51.6	-59.5
Baskov et al.(1977)	-61.5	-64.8
Petrov-Popov (1985)	-50.6	-58.5
Gnielinski (1994)	-33.8	-40.2
Pitla et al. (1998)	-25.5	-30.7
Fang (2000)	-36.6	-44.3

제 4 장 결 론

본 연구에서는 자연냉매인 이산화탄소를 작동유체로 사용하는 냉동·공조 장치에서 초임계 가스 냉각 전열 특성을 규명하고자 하였다. 시험 부인 가스냉각기는 각각 내경 4.55 mm, 외경 6.35 mm인 평활관과 내경 4.6 mm, 외경 5.0 mm인 마이크로핀관으로 제작한 열교환기를 사용하여 실험하였으며, 그 결과를 정리함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

일정한 압력 하에서 질량유속이 증가할수록 CO_2 의 국소 열전달계수는 증가하고, 일정한 가스 냉각압력에서 질량유속에 따른 열전달계수의 증가는 각각의 유사임계온도 지점에서 현저하게 나타났다. 질량유속에 따른 열전달계수의 증가는 가스냉각기의 냉각압력이 낮은 8.0 MPa에서 가장 높게 나타났고, 가스냉각기의 냉각압력이 가장 높은 10.0 MPa에서 가장 낮게 나타났다. 또한, 냉매의 질량유속이 증가할 경우, 가스냉각기의 냉각압력이 낮을수록 더 높은 비율로 증가하는 것을 알 수 있었다.

전열관 형상의 변화에 따른 열전달계수는 평활관과 마이크로핀관 내 CO_2 냉각 열전달계수의 최대값은 각각의 입구 압력에서 유사임계온도인 34.5°C 와 44.7°C 에서 나타나고, 마이크로핀관 내의 냉각 열전달계수가 평활관의 냉각 열전달계수에 비해 대략 12~39% 상승하는 것을 알 수 있었다. 따라서 고압의 냉매를 사용하는 가스냉각기에서 전열성능 향상을 고려할 때, 마이크로핀관을 사용하는 것이 유리하리라 생각된다.

실험으로 구한 평활관과 마이크로핀관 내 CO_2 의 열전달계수와 Bringer-Smith⁽²³⁾, Petuhkov 등⁽²⁸⁾, Petrov-Popov⁽²⁹⁾, Gnielinski⁽¹⁸⁾, Pitla

등⁽¹⁵⁾, Fang 등⁽³⁰⁾의 상관식으로 예측한 값을 비교한 결과, 전반적으로 기존 상관식들의 예측값과는 큰 차이를 보였고, 실험값은 기존의 상관식으로 계산한 값보다 크게 나타났다. 특히 유사임계온도 부근에서는 열전달계수와 상관식들 사이에 더 큰 차이를 보였다. 종래의 상관식들 중에서 Pitla 등의 상관식이 실험값과 가장 근접한 것으로 나타났다.



참 고 문 헌

- (1) Bodinus WS. The rise and fall of carbon dioxide system.
In: Will HM, editor. The first century of air conditioning.
Atlanta, GA: ASHRAE; 1999. pp. 29~34
- (2) Donaldson B, Nagengast B. Heat and cold: mastering the great indoors. Atlanta, GA: ASHRAE; 1994
- (3) Ebner T. and Halozan H., 1994, "Testing the Available Alternative - An Examination of R-134a, R-152a and R-290", IEA HPC Newsletter, Vol. 12, No.1, Sittard, The Netherlands.
- (4) Dang C. and Hihara, E., 2002, Effect of tube diameter on heat transfer coefficient of supercritical carbon dioxide, Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, December 4, Kobe, Japan, pp. 60~66.
- (5) Gao L. and Honda T., 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.
- (6) 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.
- (7) Yun B., Park H. Y., Yoo K. C. and Kim Y. C., 1999, Air-conditioner cycle simulation using tube-by-tube method,

- Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 499~510.
- (8) 윤석호, 2002, 이산화탄소의 증발과정 및 초임계 가스 냉각과정의 열 전달 특성에 관한 연구, 서울대학교 대학원 박사학위논문.
- (9) Yun L., Kim Y. C., and Kim M. S., Two-phase flow patterns of CO₂ in a narrow rectangular channel, International Congress of Refrigeration 2003, Washington D. C., pp. 1~7.
- (10) Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Longo G. A. and Rossetto L., 2000, Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes, Int. J. Refrig., Vol. 23, pp. 4~25
- (11) McLinden M. O., Klein S. A., Lemmon E. W., and Peskin A. P., 1998, NIST Thermodynamic Properties and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 6.01, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A.
- (12) Vesovic V., Wakeham W. A., Olchoway G. A., Sengers J. V., Watson J. T. R., and Millat J., 1990, The transport properties of carbon dioxide, J. Phy. Chem. Ref. Data, Vol. 19, No. 3, pp. 763~810.
- (13) Lee S. H. and Howell J. R., 1998, Turbulent developing convective heat transfer in a tube for fluids near the critical point, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 10, pp. 1205~1218.

- (14) 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.
- (15) Pitla S. S., Robinson D. M., Groll E. A. and Ramadhyani S., 1998, Heat Transfer from Supercritical Carbon Dioxide in Tube Flow: A Critical Review, 1998, HVAC&R research, Vol. 4, No. 4, pp. 281~301.
- (16) Krasonshchekov E. A. and Protopopov V. S., 1966, Experimental Study of Heat Exchange in Carbon Dioxide in the Supercritical Range at High Temperature Drops, Teplofizika Vysokikh Temperatur, 4(3), pp. 389~398.
- (17) Baskov V. L., Kuraeva I. V., and Protopopov V. S., 1977, Heat Transfer with the Turbulent Flow of a Liquid at Supercritical Pressure in Tubes under Cooling Conditions., Teplofizika Vysokikh Temperatur 15(1), pp. 96~102.
- (18) Gnielinski V., 1976, New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, Int. Chem. Eng., 16, pp. 359~368.
- (19) Olson D. A., 2000, 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, pp. 251~258.
- (20) Petukhov B. S., 1968, Heat transfer in a single-phase medium

- under supercritical conditions, *Teplofizika-Vysokikh Temperature* 6(4), pp. 732~742.
- (21) Krasonshchekov E. A. and Protopopov V. S., 1966, Experimental Study of Heat Exchange in Carbon Dioxide in the Supercritical Range at High Temperature Drops, *Teplofizika Vysokikh Temperatur*, 4(3), pp. 389~398.
- (22) 김주혁, 2001, 기체 이산화탄소의 수평관 내 냉각 열전달 특성에 관한 실험적 연구, 석사학위 졸업논문.
- (23) Bringer R. P. and Smith J. M., 1957, *AIChE. Journal*, Vol. 3, No. 1, pp. 49~55.
- (24) Mori K., Onishi J., Shimaoka H., Nakanishi S. and Kimoto H., 2002, Cooling heat transfer characteristics of CO₂ Oil mixture at supercritical pressure conditions, *Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning*, Kobe, Japan, pp. 81~86.
- (25) Dang C., 2003, Cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide, The degree of doctor of Tokyo school of engineering department of mechanical engineering.
- (26) Dang C., Iino K. and Hihara E., 2010, Effect of PAG-type lubricating oil on heat transfer characteristics of supercritical carbon dioxide cooled inside a small internally grooved tube., *Int. J. Refrig.*, Vol .33, pp. 558~565
- (27) 윤석호, 김주혁, 김민수, 2004, 이산화탄소의 초임계 가스 냉각과정

중의 열전달과 압력강하에 관한 실험적 연구, 대한설비공학회 논문
집, Vol. 16, No. 6, pp.538~545.

- (28) Petukhov B. S., Krasnoshchekov E. A., and Protopopov V. S.,
1961, An Investigation of Heat Transfer to Fluids Flowing in
Pipes under Supercritical Conditions, ASME International
Developments in Heat Transfer Part. 3, pp. 569~578.
- (29) Petrov N. E. and Popov V. N., 1985, Heat Transfer and
Resistance of Carbon Being Cooled in the Supercritical Region,
Thermal Engineering, 32(3), pp. 131~134.
- (30) Fang X., Bullard C. W., and Hrnjak P. S., Heat Transfer and
Pressure Drop of Gas Coolers, ASHRAE Transaction, Vol. 107,
Part 1, pp. 255~266.
- (31) Petukhov B. S. and Kirillov V. V., 1958, On heat exchange at
turbulent flow of liquid in pipes, Teploenergetika, No. 4, pp. 63~
68.

감사의 글

대학원에 진학하면서 아쉬웠던 일, 즐거웠던 일, 다사다난했던 지난 시간을 돌이켜보면 제게 너무나 값진 시간들이었던 것을 새삼 느끼게 됩니다. 학업을 끝내고 사회의 일원으로써 앞으로 살아가는데 있어 큰 재산이 되는 귀중한 시간이 아닌가 생각해봅니다.

본 논문이 있기까지 많이 부족한 저를 아낌없는 지도와 관심으로 이끌어주시고, 학업 외적으로도 항상 조언을 해주신 오후규 교수님께 먼저 진심으로 감사드립니다. 바쁘신 와중에도 본 논문을 심사하여 주시고, 학위과정 동안 여러 가지 조언과 애정어린 질타를 보내주신 냉동공조공학과 김종수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

오늘의 결실이 있기까지 멀리서 물심양면으로 도와주신 전남대학교 오종택 교수님, 박기원 교수님, 동명대학교 구학근 교수님, 노건상 교수님, 정재천 선배님, 이동건 선배님, 박승준 선배님, 문정욱 선배님께 감사드리며 ORE 모든 회원분들께도 감사의 말을 전하고 싶습니다. 그리고 실험실 생활을 하는 동안 항상 관심과 사랑으로 조언을 주시고 곁에서 도움을 주신 손창효 박사님께도 감사의 마음을 전합니다. 대학원 과정에서 실험장치를 제작하는데 많은 도움을 주신 종합실습센터의 박종순 선생님께 감사의 마음을 전합니다. 실험실에서 함께 생활하며 조언을 아끼지 않았던 전민주 선배님, 석사과정을 함께한 최경민, 부족한 선배를 잘

따라준 김경곤, YIWENBIN에게도 진심어린 감사의 뜻을 표합니다.

농구를 좋아한다는 것으로 만나서 힘들 때나 즐거울 때나 항상 응원해준 바구니와 SKY팀의 형, 친구, 동생들에게도 감사의 말씀을 전합니다.

부족한 큰 조카에게 변함없는 관심을 가져주시고 물심양면의 지원을 아끼지 않으신 대전 작은 아버지께 감사드립니다. 마지막으로 항상 당신보다 먼저 저를 생각하시고 지금의 제가 있도록 일생을 다 바쳐 보살펴주시고 평생을 갚아도 다 갚을 수 없는 은혜를 주신 어머니께 감사드립니다.

