

CO₂용 실외열교환기의 오일 영향에 따른 성능변화에 대한 실험적 연구

이 진 관, 장 영 수^{*†}, 김 서 영^{**}, 김 용 찬^{***}

고려대학교 기계공학과 대학원, ^{*}국민대학교 발효융합학과, ^{**}한국과학기술연구원, ^{***}고려대학교 기계공학과

An Experimental Study on Oil Effect of CO₂ in Heat Pump Outdoor Heat Exchanger

Jin Gwan Lee, Young Soo Chang^{*†}, Seo Young Kim^{**}, Yongchan Kim^{***}

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

^{}Department of Advanced Fermentation Fusion Science and Technology, Kookmin University,
Seoul 136-702, Korea*

*^{**}Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea*

*^{***}Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

(Received December 16, 2010; revision received February 8, 2011)

ABSTRACT: In order to investigate the effects of PAG oil concentration on heat transfer performance and pressure drop during gas cooling process of CO₂, the experiments on fin-tube heat exchanger of CO₂ heat pump were performed. The experimental apparatus consists of a gas cooler, a heater, a chiller, a mass flow meter, a pump and measurement system. Experiments were conducted in various experimental conditions, which were inlet temperature(110℃), mass flow rates(50, 55, 60, 65, 70 g/s) and PAG oil concentration(0 to 2.6 wt%). Heat transfer rate decreased with the increase of the oil concentration and the decrease of inlet pressure. And pressure drop increased with the increase of the oil concentration and mass flow rate of refrigerant. The COP reduction by deterioration of gas cooler performance with oil concentration was analyzed. When inlet pressure of gas cooler is 100 bar, the COP reduction was estimated by 6% under 1 wt% of oil concentration.

Key words: Carbon dioxide(이산화탄소), Gas cooler(가스냉각기), Oil effect(오일 영향), Heat transfer rate(열전달률), Pressure drop(압력강하)

<p style="text-align: center;">기 호 설 명</p>	P	: 압력 [bar]
$a_i (i=0, 1, \dots, 3)$: 계수 [-]	Q	: 열량 [kW]
C : 오일 농도 [wt%]	T	: 온도 [℃]
	x	: 질량분율 [-]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-910-5731; fax: +82-2-910-5730

E-mail address: yschang@kookmin.ac.kr

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

mix	: CO ₂ -오일 혼합물
o	: 오일
r	: 이산화탄소 냉매

1. 서 론

몬트리올 의정서 및 교토 의정서에 의거하여 오존층 파괴물질의 사용규제와 온실가스 배출억제 등 국제환경규제가 현실화 되었다. 이에 따라 지금까지 냉동기의 냉매로 사용되어 온 CFC(chloro-fluoro-carbon)와 HCFC(hydro-chloro-fluoro-carbon) 냉매를 대체하는 환경 친화적인 대체냉매에 대한 많은 연구가 진행 중이다. 현재로서는 HFC 계열의 냉매가 유력시되고 있으나 지구온난화에 미치는 영향이 큰 문제점이 있다.

CO₂는 자연냉매로서 지구온난화에 미치는 영향이 매우 작고, 가연성과 독성이 없어 대체냉매로 주목받고 있다. CO₂는 임계압력이 74 bar이고, 임계온도가 31.1℃로 여름철 외기온도보다 낮으므로 CO₂를 이용한 냉난방 시스템에서는 고온열원에서의 방열과정이 임계점 이상에서 일어난다. 따라서 고압단에 일반적인 냉동시스템의 응축기 대신에 임계점 이상의 온도와 압력을 가지는 가스를 냉각하는 가스냉각기가 있는 초임계 사이클을 형성한다.⁽¹⁾ 고압단에서 온도구배가 큰 가스냉각을 이루게 되므로, 고압단의 압력과 냉각기 출구온도가 시스템의 효율에 큰 영향을 미치는 것으로 알려져 있으며, 효율적인 가스냉각기의 설계는 시스템의 성능을 높이면서 경량화, 소형화하는데 매우 중요하다.^(2,3)

일반적으로 압축기의 오일은 윤활유 역할을 하며 대부분 압축기 내에 존재하나, 일부 오일이 냉매 유동을 따라 냉동시스템 내부를 순환하게 된다. 오일이 냉매와 혼합되어 냉동시스템을 순환하게 되면, 열교환기나 팽창장치의 성능을 저해하는 영향을 끼친다. 특히 열교환기의 경우, 많은 양의 오일이 열교환기에 유입되면, 열전달성을 감소시켜 열교환기와 냉동시스템의 성능을 저하시킨다. 따라서 이러한 현상을 정확하게 이해하기 위해서는 냉동장치 내로 순환하는 오일의 양에 따른 열교환기의 성능변화에 대한 연구가 필요하다.

Gao and Honda⁽⁴⁾는 수평 평활관에서 CO₂-오일 혼합물의 열전달 특성에 대하여 실험을 수행하였

고, 오일의 농도가 1 wt%일 때 오일이 없는 경우보다 평균 열전달계수는 대략 20% 감소한다고 발표하였다. Lim et al.⁽⁵⁾은 원형관 내에서 CO₂와 오일 혼합물의 압력강하 및 열전달 실험을 통해 오일농도가 증가함에 따라 냉매와 오일 혼합물의 점성저항이 증가하여 압력강하가 크게 나타났으며, 비열과 열확산계수가 감소하여 열전달계수가 감소한다고 밝혔다. Yun et al.⁽⁶⁾은 마이크로채널에서 오일농도(0~4 wt%)가 증가할수록 가스 냉각 열전달계수를 최대 20.4%까지 감소시키고, 압력강하는 평균 4.8배 증가한다고 보고하였다. Kuang et al.⁽⁷⁾은 미니채널에 다양한 종류의 오일을 CO₂와 혼합하여 가스 냉각실험을 통해 오일 농도가 5 wt%일 때 열전달계수가 57% 감소하고, 압력강하는 44% 증가한다고 밝혔다. Dang et al.⁽⁸⁾은 내경이 각각 1, 2, 4, 6 mm의 수평 평활관에서 PAG-type(partially miscible)의 오일과 CO₂의 초임계조건에서 냉각이 일어나는 과정의 유동양상을 관찰하고 열전달 계수를 측정하여, 수평 평활관에서 열전달계수가 최대 70% 감소하였고, 압력강하는 3.5배 증가하였다고 보고하였다.

이와 같이 CO₂의 가스쿨링 과정에서 오일의 농도에 따른 열전달 특성 및 압력강하에 관한 연구들은 대부분 마이크로채널 또는 수평 평활관에서 이루어진 연구들이며, 실제 시스템에 채용되는 핀-관형 가스쿨러에 대한 성능시험 및 분석 자료는 전무한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 CO₂용 히트펌프 시스템 적용하기 위해 제작된 핀-관형의 공랭식 가스냉각기를 이용하여, 다양한 압력 및 유량 조건하에서 오일 농도에 따른 성능변화 특성을 관찰하였다.

2. 실험

2.1 열교환기

실험에서 사용된 핀-관형 공랭식 열교환기의 열교환 방식과 관 배열을 Fig. 1에 나타내었으며, Table 1에 열교환기의 사양을 나타내었다.

CO₂의 가스냉각과정의 경우 온도구배가 크므로, 공기 유동방향과 냉매 진행 방향이 반대인 대향류 방식을 기본으로 3열 5분배, 내경 5.76 mm인 마이크로핀관을 사용하여 가스냉각기를 제작하였다.

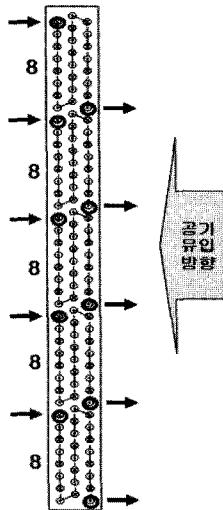


Fig. 1 Tube arrangement of a heat exchanger.

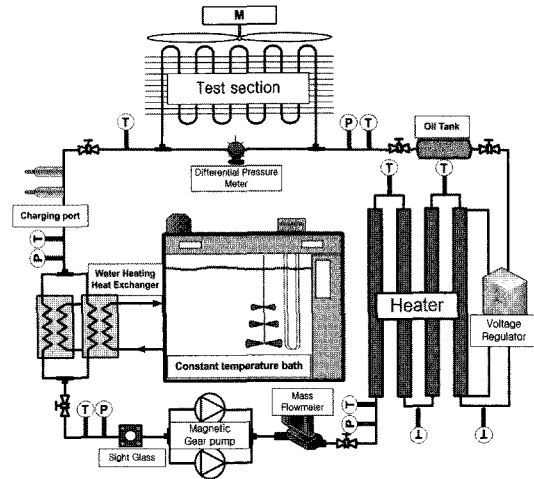
Table 1 Specifications of a heat exchanger

Item	Spec.
Number of tube rows	3
Number of tubes in a row	40
Number of Distribution	5
Transverse tube pitch(mm)	21
Longitudinal tube pitch(mm)	12.7
Tube outside diameter(mm)	7
Tube thickness(mm)	0.62
Tube material	Cu
Heat exchanger length(mm)	911
Heat exchanger height(mm)	840
Fin material	Al
Fin type	Louver

2.2 실험장치

CO₂는 다른 냉매에 비교하여 임계온도가 낮고 임계압력이 높기 때문에 CO₂ 시스템의 열방출 과정이 응축이 아닌 고온, 고압의 가스냉각 과정에서 이루어진다. 이와 같은 CO₂의 특징을 고려하여 실험장치 내의 CO₂측 배관, 펌프, 압력계 온도계 및 유량계 등 구성요소를 선정할 때 작동압력과 온도를 고려하여 실험장치를 구성하였다.

가스냉각기는 공기의 온도와 습도가 제어되는 열환경챔버 안에 위치한다. 공기측 전열량을 측정하기 위해서 열교환기 입구 및 출구 공기의 건구온도 및

Fig. 2 CO₂ circulation loop.

습구온도를 정밀 백금저항 온도계(Pt-100 Ω , RTD)를 사용하여 측정하였다. CO₂의 실험조건을 구현하기 위한 순환장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었으며, 냉매펌프, 질량유량계, 예열기, 가스냉각기, 오일 탱크, 냉각부로 구성된다.

펌프를 사용하여 냉매를 순환시키기 위해서 냉매를 과냉 영역으로 냉각할 수 있는 냉각장치를 설치하였으며, 펌프는 마그네틱 기어 타입의 구동방식으로, 마이크로 펌프사의 5000series를 사용하였으며, 유량계는 Micromotion사의 내압성 276 bar의 고압용 질량유량계를 이용하여 냉매의 유량 및 밀도를 측정하였다. 실험장치 배관과 열교환기 입구와 출구에서 CO₂의 온도는 T형의 열전대를 배관 내에 직접 삽입하여 측정하였으며, 압력은 열교환기의 입구에서 절대압력을 측정하고, 차압계를 설치하여 열교환기의 압력강하를 측정하였다. 그리고 열교환기 및 장치 내의 모든 부분은 고무발포 단열재를 사용하여 충분히 단열함으로써 외부로의 열손실을 최소화 하였다.

2.3 실험 방법 및 조건

공기측 실험 조건은 KS C 9306⁽⁹⁾에서 실외측 공랭식 열교환기의 표준조건을 따라 실험을 실시하였다. Table 2에 실험 조건을 정리하여 나타내었다. 공기 풍량은 124 CMM으로 고정하였고 CO₂의 입구온도는 110 $^{\circ}$ C로 일정하게 유지한 상태에서 입구압력을 85 bar에서 7.5 bar씩 증가시켜 실험을 수행하였다. CO₂ 유량은 50 g/s에서 70 g/s까지 5 g/s씩

Table 2 Test conditions

	Items	Values
Air	Inlet temperature(°C)	35
	Inlet relative humidity(%)	40
	Volume flow rate(CMM)	124
CO ₂	Inlet temperature(°C)	110
	Inlet pressure(bar)	100/92.5/85
	Mass flow rate(g/s)	50/55/60/65/70
	Oil concentration(wt%)	0~2.6

증가시키며 성능실험을 수행하였다. 오일농도는 실험과정의 편이를 위해 CO₂의 충전시에 일정량을 같이 주입하는 방식을 사용하였으며, 이로 인해 CO₂의 압력과 유량조건에 따라 동일한 오일주입량 조건에서도 오일농도가 변하게 된다.

열교환기 입구 온도와 압력은 CO₂의 충전량과 항온조의 온도, 예열기의 가열량을 조절함으로써 제어할 수 있다. 열환경 챔버의 조건이 일정하게 유지된 후, CO₂의 각 지점의 상태량이 일정하게 유지되면 30분간의 데이터를 취득하여 이를 평균하여 분석하였다.

실험에 사용된 오일은 CO₂와 상용되며 극성 냉동기유인 PAG(Poly Akylene Glycol) 오일이다.

2.4 오일 농도 측정

본 연구에서는 냉매에 포함되어 있는 오일 농도를 질량유량계를 사용하여 밀도를 측정함으로써 계산하는 방법을 사용하였다. 이를 위해서는 냉매-오일 혼합물의 오일농도에 따른 밀도 관계식이 필요한데, 일반적으로 혼합물의 밀도는 다음과 같이 구할 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$\rho_{mix} = x_r^2 \rho_r + x_o^2 \rho_o + 2kx_r x_o \rho_{ro} \quad (1)$$

식(1)에서 x_r 은 혼합물 중 냉매의 질량분율, x_o 는 오일의 질량분율이다. k 는 상호작용계수(binary interaction parameter)이며, ρ_{ro} 은 냉매와 오일 밀도의 기하평균을 사용하였다.

$$\rho_{ro} = \sqrt{\rho_r \rho_o} \quad (2)$$

식(1)의 상호작용계수 k 는 온도와 오일 질량분율의 영향을 고려할 수 있도록 식(3)의 관계가 있는 것으로 가정하였다.

$$k = a_0 + a_1 x_o + a_2 T + a_3 x_o T \quad (3)$$

여기서 T 는 혼합물의 온도이다. 상호작용계수를 구하기 위해 Park et al.⁽¹¹⁾의 실험결과를 이용하여, 다중 선형 회귀 분석을 수행하였으며, Table 3에 CO₂-PAG 오일 혼합물에서 상호작용계수 상관식의 계수 값을 나타내었다. CO₂ 밀도는 Refprop v. 6.01⁽¹²⁾을 이용하였으며, 오일의 밀도는 ASHRAE⁽¹³⁾의 자료를 이용하였다.

혼합물의 밀도와 온도를 측정하면, 식(1)~식(3)의 관계식을 이용하여 혼합물에서 오일의 질량분율을 계산할 수 있다. 오일의 질량분율을 예측식의 정확도를 확인하기 위해서 Park et al.⁽¹¹⁾의 실험결과를 이용하여, 측정된 오일 농도와 상관식에 의한 예측값을 비교하여 Fig. 3에 나타내었다. 본 상관식을 이용하여 CO₂-PAG 오일 혼합물의 오일 농도를 $\pm 10\%$ 이내에서 비교적 잘 예측하는 것으로 나타났다.

3. 실험 결과

실험데이터의 신뢰성을 확인하기 위하여 냉매측 전열량과 공기측 전열량을 비교하여 Fig. 4에 나타내었으며, $\pm 5\%$ 이내에서 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5에 가스냉각기 입구압력이 85 bar인 경우, 다양한 냉매 질량유량조건에서 오일 농도에 따른 냉각열량과 압력강하를 나타내었다. 오일 농도 증가에 따라 냉각열량은 감소하는 경향을 보이며, 질량유량이 70 g/s, 오일 농도 2.6 wt%에서 무오일 대비 12.8% (1.5 kW)의 냉각 열량이 감소하였다. 이는 오일이 관 내부에서 CO₂와 혼합되어 유동하지 않고 유막을 형성하고, 분리되어 유동하기 때문으로 여겨진다. 즉 유막형태의 오일이 열저항으로 작용하여 열전달계수가 감소하고, 이에 따라 냉각열량이 감소한다고 해석할 수 있다. 냉매질량 유량의 작아지면 냉각열량이 감소하며, 오일 농도 증가에 따른 냉각열량 감

Table 3 Coefficients for binary interaction parameter

Coefficients	Values
a_0	1.4126
a_1	-2.5628
a_2	-0.0322
a_3	-0.3134

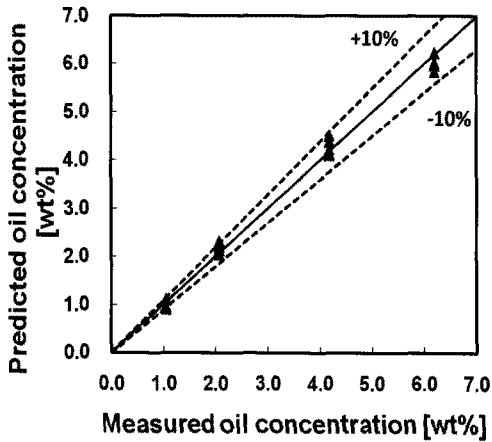


Fig. 3 Comparison of measured oil concentration with predicted oil concentration.

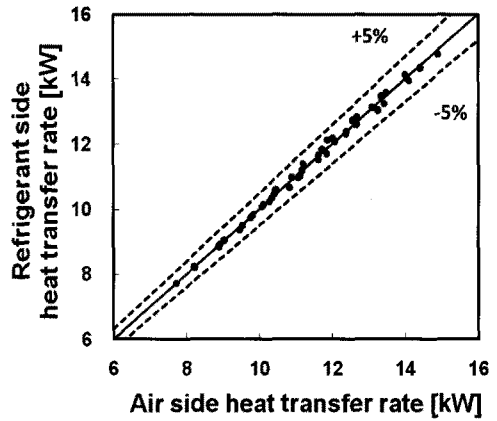
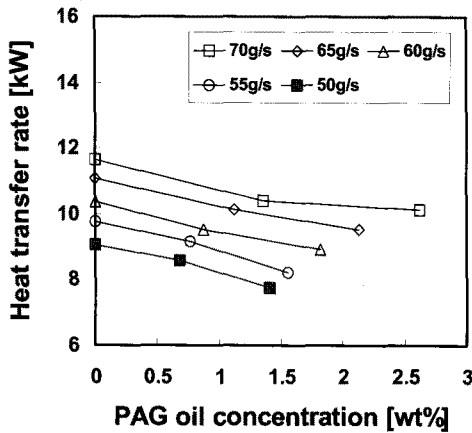
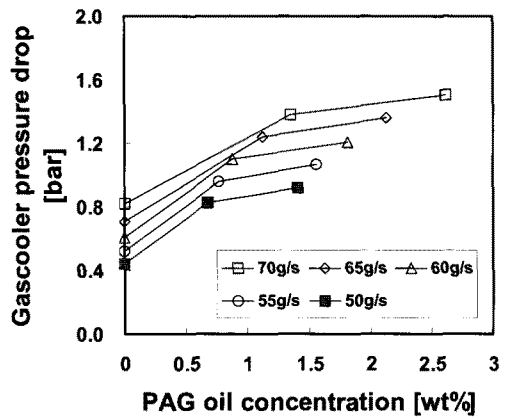


Fig. 4 Comparison of heat transfer rate between air and refrigerant side.



(a) heat transfer rate



(b) pressure drop

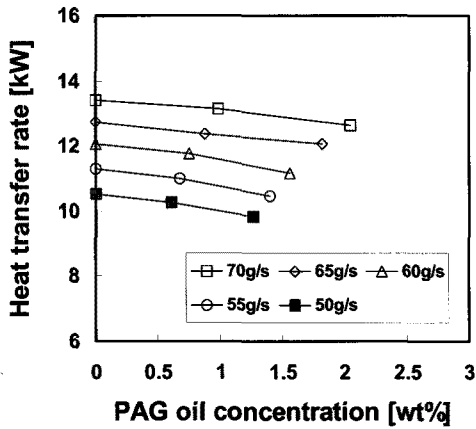
Fig. 5 Heat transfer rate and pressure drop with oil concentration at various mass flow rates of refrigerant when inlet pressure of gas cooler is 85bar.

소 경향은 냉매 질량유량과 무관하게 동일하였다.

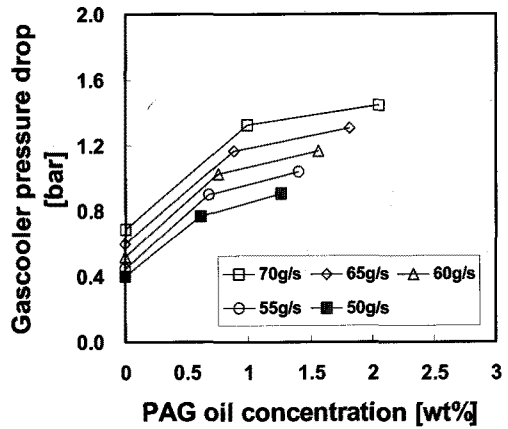
Fig. 5(b)에서 보듯이 오일농도 증가에 따른 압력강하는 증가하는 경향을 보인다. 입구압력 85 bar, 질량유량 70 g/s일 때 오일농도 2.6 wt%에서 무오일 대비 85%(0.7 bar) 압력강하가 증가하였다. 압력강하가 급격하게 증가하는 이유는 오일농도가 증가할수록 튜브 내 오일막은 두꺼워지고, 오일액적이 증가하여 가스 상태의 CO₂보다 훨씬 더 점성이 증가하여 압력강하가 크게 증가한다고 알려져 있다.⁽⁸⁾

Fig. 6, Fig. 7에 가스냉각기 입구압력이 92.5 bar, 100 bar인 경우의 오일농도에 따른 냉각열량과 압

력강하의 변화를 각각 나타내었다. 가스냉각기 입구압력과 질량유량에 변화에 따라 실험 결과의 오일농도가 일정하지 않고, 변하는 이유는 실험의 편이를 위해 일정량의 오일을 미리 시스템에 주입하였기 때문이다. 즉 실험조건에 따라 실험장치 배관 연결부 및 열교환기 내부에 정체 되는 양이 달라지고 이에 따라 순환되는 냉매에서 오일농도가 달라지게 된다. 비슷한 양의 오일을 주입할 경우 냉매 질량유량이 커지면 오일농도가 커지고, 압력이 낮은 경우 오일농도가 커지는 경향을 보였다. 가스냉각기의 압력이 높아질수록 CO₂ 밀도 증가로 냉각

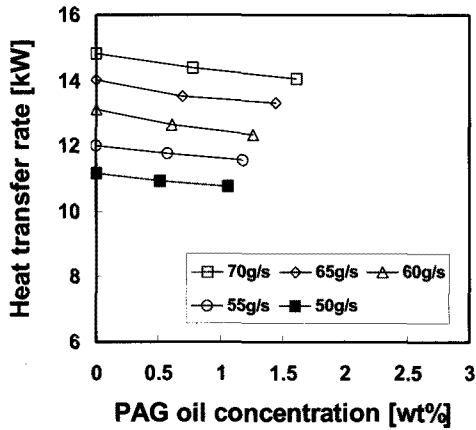


(a) heat transfer rate

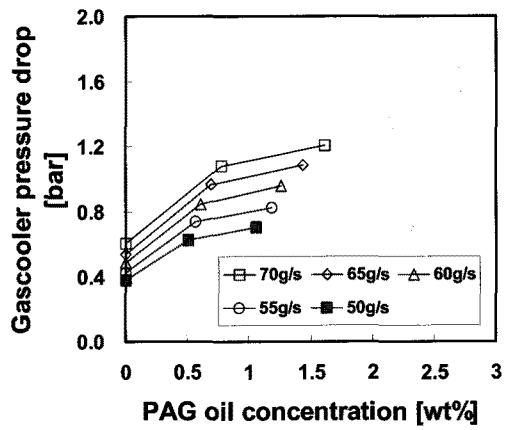


(b) pressure drop

Fig. 6 Heat transfer rate and pressure drop with oil concentration at various mass flow rates of refrigerant when inlet pressure of gas cooler is 92.5bar.



(a) heat transfer rate



(b) pressure drop

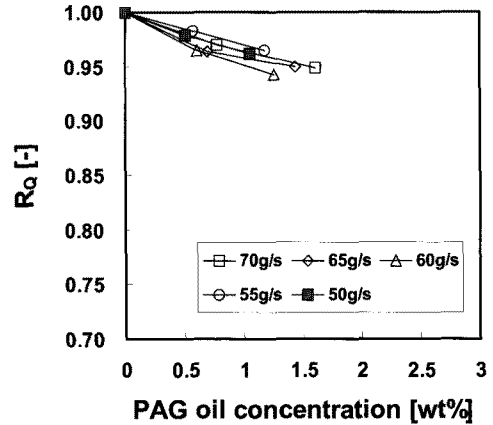
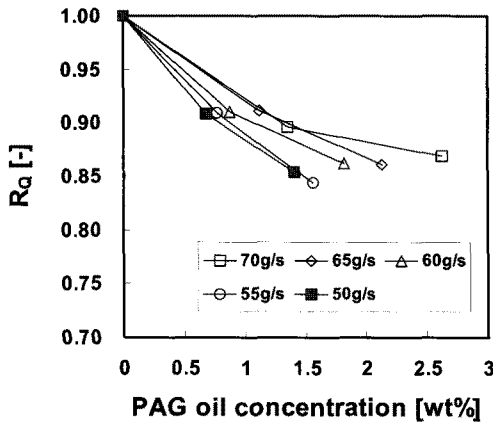
Fig. 7 Heat transfer rate and pressure drop with oil concentration at various mass flow rates of refrigerant when inlet pressure of gas cooler is 100bar.

열량은 증가하고, 압력강하는 감소하게 된다. Fig. 5와 유사하게 오일농도 증가에 따라 냉각열량이 감소하고, 압력강하가 증가하는 경향은 동일하였다.

오일이 없는 경우에 대한 오일농도에 따른 냉각열량비를 입구압력이 85 bar, 100 bar 인 경우에 대하여 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8의 R_Q 는 오일이 없는 경우의 열전달량에 대한 오일 농도에 따른 열전달량의 비율이다. 입구압력이 85 bar인 경우, 냉매 질량유량이 작을수록 오일에 의한 냉각열량 감소가 컸으며, 오일농도 1% 근처에서 무오일 대비

약 93%의 정도의 냉각열량 값을 가진다. 가스냉각기 압력이 100 bar인 경우, 85 bar의 경우보다 냉각열량 감소 정도가 작으며, 약 1% 오일농도 조건에서 무오일 대비 97%로 냉각열량을 가진다. 냉매질량유량의 변화에 따른 냉각열량의 감소 정도의 차는 실험범위 내에서 크지 않음을 알 수 있다.

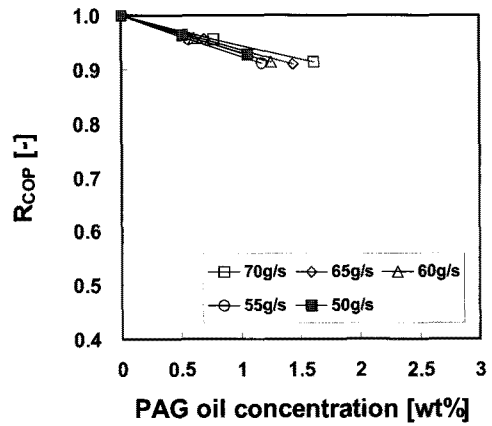
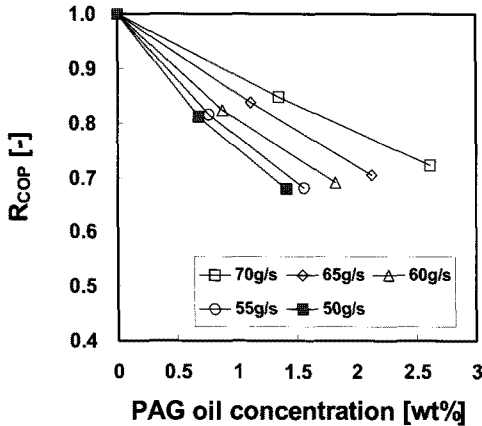
가스냉각기의 성능저하는 증발기 입구에서 엔탈피의 증가를 의미하므로, 시스템의 성능저하와 직결된다. 가스냉각기의 성능저하에 의한 성능계수의 저하정도를 추산하여 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 9



(a) when inlet pressure of gascooler is 85 bar

(b) when inlet pressure of gascooler is 100 bar

Fig. 8 Ratio of heat transfer rate with oil concentration to that of no-oil condition at various mass flow rates of refrigerant.



(a) when inlet pressure of gas cooler is 85 bar

(b) when inlet pressure of gas cooler is 100 bar

Fig. 9 Ratio of COP with oil concentration to that of no-oil condition at various mass flow rates of refrigerant.

의 R_{COP} 은 오일이 없는 경우의 성능계수에 대한 오일 농도에 따른 성능계수의 비율이다. 증발기 출구조건을 10℃ 포화증기로 가정하고, 압축과정은 등엔트로피 효율 0.7로 가정한 경우, 가스냉각기 출구 조건에 따른 성능계수를 계산하였다.

Fig. 8의 오일농도 증가에 따른 냉각열량의 감소는 가스냉각기의 출구엔탈피의 증가를 의미한다. 이로 인한 냉방용량의 감소로 시스템 성능계수는 하락하게 된다. 따라서 Fig. 9의 오일농도에 따른 성능계수 감소 경향은 Fig. 8의 냉각열량의 변화와

유사한 형태를 가진다.

가스냉각기 압력이 85 bar인 경우, 오일농도 1 wt% 근처에서 무오일시의 성능에 비해 약 83% 정도의 성능계수 값을 가진다. 이는 오직 가스냉각기의 성능저하에 의한 효과만을 의미하며, 증발기나 압축기의 성능변화에 의한 영향은 고려하지 않았다. 가스냉각기 압력이 100 bar인 경우에는 오일농도가 1 wt%일 때 무오일 대비 약 94%의 성능계수 값을 가진다. 즉 가스냉각기의 성능저하로 인해 약 6%의 성능계수 저하 요인이 있는 것으로 분석되었다.

4. 결 론

공랭식 핀-관형 가스냉각기를 이용하여, 다양한 작동조건에서 오일 농도변화에 따른 성능실험 수행하여 다음의 결과를 얻었다.

(1) 오일농도가 증가 할수록 가스냉각기의 냉각열량이 감소하며, 압력강하는 증가한다. 따라서 오일농도의 증가에 의해 냉동시스템의 성능이 감소할 것으로 예측할 수 있었다.

(2) 동일한 질량유량 및 오일 농도조건에서 가스냉각기 압력이 낮을수록, 무오일 대비 냉각열량 감소율이 커진다.

(3) 가스냉각기 압력 85 bar에서 냉매 질량유량이 작을수록 오일농도 증가에 따른 가스냉각기의 성능저하가 큰 반면, 가스냉각기 압력 100 bar에서는 냉매 질량유량의 변화에 따른 냉각열량의 감소 정도의 차는 크지 않았다.

(4) 가스냉각기 성능저하에 의한 성능계수의 하락은 가스냉각기 압력이 낮을수록 컸으며, 가스냉각기 압력 100 bar, 오일농도 1% 조건에서 성능계수 감소는 약 6%로 추산되었다.

후 기

본 논문은 산업자원부 차세대 신기술 개발사업과 2011년도 국민대학교 교내 연구비를 지원 받아서 수행되었음.

참고문헌

1. Yin, J. M., Bullard, C. W. and Hrnjak, P. S., 2000, Design strategies for R744 gas cooler, Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, USA, pp. 315-322.
2. Pettersen, J., Hafner, A. and Skaugen, G., 1998, Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, pp. 180-193.
3. Chang, Y. S., Lee, M. K., Ahn, Y. S., and Kim, Y., 2005, An experimental investigation on the performance of outdoor heat exchanger for heat pump using CO₂.
4. Gao, L. and Honda, T., Honda, 2002, Experimental on heat transfer characteristics of heat exchanger for CO₂ heat pump system, in : Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, Kobe, pp. 75-80.
5. Lim, D. S., Kang, B. H. and Park, K. K., 2005, An experimental study on pressure drop and heat transfer of CO₂/oil mixtures in a circular tube, Preceeding of SAREK, pp. 380-385.
6. Yun, R., Hwang, Y. H. and Reinhard, R., 2007 Convective gas cooling heat transfer and pressure drop characteristics of supercritical CO₂/oil mixture in a minichannel tube, International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 50, No. 23/24, pp. 4796-4804.
7. Kuang, G., Ohadi, M. and Zhao, Y., 2003, Experimental study of miscible and immiscible oil effects on heat transfer coefficients and pressure drop in microchannel gas cooling of supercritical CO₂, in : Proceedings of 2003 ASME Summer Heat Transfer Conference, Las Vegas, NV, HT2003-47473.
8. Dang, C., Dang, K., Dang, K. and Dang, E., 2006, Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide, in : Proceedings of the Seventh IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Trondheim, pp. 499-502.
9. KS C 9306, 1999, Air Conditioners, Korean Agency for Technology and Standards.
10. Reid, R. C., Prausnitz, J. M. and Poling, B. E., 1988, The properties of gases and liquids, McGraw-hill, pp. 74-81.
11. Park, K. S., Kang, B. H., Park, K. K., and Kim, S., 2007, Correlations of oil concentration prediction during in-line flow of CO₂/oil mixture, Korea Journal of Air-Conditioning And Refrigeration Engineering, Vol. 19, No. 10, pp. 718-725.
12. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., and Peskin, A. P., 1998, NIST Thermodynamics Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures DataBase(REFPROP), Version 6.01, NIST, Boulder.
13. ARHRAE, 2002, 2002 ARHRAE Handbook-Refrigeration, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA, ch 7, pp. 7.1-7.6.