

CO₂ 시스템에서 내부열교환기 최적설계에 대한 실험적 연구

김대훈[†]·이상재^{*}·최준영^{**}·이재현^{*}·권영철^{***}

Experimental Study on Optimal Design of Internal Heat Exchanger for CO₂ System

DaeHoon Kim, SangJae Lee, JunYoung Choi, JaeHeon Lee and YoungChul Kwon

Key Words : CO₂(이산화탄소), Internal Heat Exchanger(내부열교환기), Transcritical cycle(초임계 사이클)

Abstract

This paper describes the possible way to improve the capacity, the efficiency and the pressure drop of CO₂ system. It is considered the use of an internal heat exchanger (IHX) to improve the performance of the CO₂ system. Experiment was performed by changing a tube shape, a tube number and a tube length of IHX to investigate the performance of IHX for CO₂ system. The focus of the present study is to obtain the concept on IHX optimal design. Experimental results show that design parameters are closely related with the capacity and the pressure drop of CO₂ system. In the transcritical CO₂ cycle, the system performance is very sensitive to the IHX design. System performance on operation condition and shape of IHX is also introduced.

기호설명

COP : 효율 (W/W)
 h : 엔탈피 (kJ/kg)
 L : 길이 (m)
 \dot{m} : 질량유량 (g/s)
 Q : 냉방용량 (W)
 q : 열전달량 (W)
 T : 온도 (°C)
 w : 압축기 소요동력 (W)
 x : 건도
 ϵ : 열전달 효율

1. 서론

기존 냉매로 널리 사용되던 CFC계 냉매가 오존층을 파괴한다는 사실이 알려지고 지구 온난화에 대한 경각심이 커지면서 환경친화적인 냉매에 대한 관심과 연구가 집중되고 있다. 대체냉매들 중 이산화탄소는 지구온난화와 오존층 파괴에 대한 장점이 크고, 비열과 열용량이 크고 냉매로서의 열역학적 성질 및 기계적 성질이 우수하다. 또한, 액체 이산화탄소의 높은 열전도도, 낮은 동점성계수, 높은 비열은 열전달 거동에 유리하므로 많은 관심을 끌고 있다.

이산화탄소를 이용한 공조시스템은 Lorentzen와 Pettersen⁽¹⁾에 의해 처음 발표된 후 학계와 산업계로부터 매우 주목 받았으나, 성능문제는 완벽하게 해결하지 못하였다. 하지만 시스템에서의 각종 성능향상 방법들이 도출되면서 머지않아 상업적으로 채택 가능할 것으로 보인다. 이러한 성능향상 방법 중 현재 가장 보편적이고 효과적인 방법이 내부열교환기를 사용하는 방법이다.

† 회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : dhkim@ktl.re.kr
TEL : (02)860-1336 FAX : (02)860-1328

* 한양대학교 기계공학부

** 한국산업기술시험원

*** 선문대학교 기계공학부

Yin. et al.⁽²⁾과 McEnaney et al.⁽³⁾ 등은 전통적인 기존 냉매 시스템과 이산화탄소 시스템의 비교를 통해 주변온도가 높을 경우 이산화탄소 시스템이 낮은 열전달량과 COP를 나타내지만 주변온도가 낮은 경우에 용량과 COP는 매우 높다고 보고하였다. Boewe et al.⁽⁴⁾은 자동차용 공조시스템에서 내부열교환기를 장착하였을 경우 내부열교환기를 장착하지 않은 시스템보다 약 25%의 성능향상을 가져왔다고 보고하였다. Park et al.⁽⁵⁾은 이산화탄소 시스템에 사용되어지는 내부열교환기에 대해 해석모델을 구성하고 각종 변수에 따른 성능을 예측하였다. Hermann et al.⁽⁶⁾은 이산화탄소를 이용한 급탕 시스템에서 내부열교환기를 적용한 경우, 각각의 성능의 변화에 대한 연구를 다른 냉매와 비교하여 진행하였다.

이산화탄소를 이용한 시스템에 대한 연구는 초기단계에 있고, 성능향상과 사이클에 대한 실험자료가 많이 부족한 현실이다. 그러므로 이를 발전시킬 수 있는 구체적인 자료와 체계적인 연구가 요구된다. 특히, 이산화탄소 사이클 성능향상 방법으로 각광받고 있는 내부열교환기에 대한 연구는 아직 기초적인 단계에 있고 이를 위한 실험적 데이터 및 설계자료는 많이 부족한 현실이다. 따라서 본 연구에서는 내부열교환기의 형태 및 변수에 따른 성능 및 효율을 알아보고 이를 통하여 내부열교환기 설계지표를 마련하고자 한다.

2. 내부열교환기의 특성

이산화탄소 사이클은 다른 사이클과 달리 초임계 사이클로 높은 작동압력을 요한다. 따라서 압축기 입출구의 압력차는 크게 증가하고 이에 압축기의 소요동력은 증가한다. 이러한 작동조건에서 운전되는 이산화탄소 사이클은 낮은 성능을 나타낸다. 시스템에서 압축기의 압축비가 작을 경우, 사이클에서 원하는 고압의 가스쿨러 압력을 가지지 못하게 되므로 최적의 사이클을 구성하지 못하여 충분한 냉방능력의 확보가 어렵게 된다. 내부열교환기는 가스쿨러 후단을 나오는 고온고압의 냉매와 증발기 후단을 나오는 저온저압의 냉매를 상호 열교환한다. 이산화탄소 사이클에서 내부열교환기 장착은 가스쿨러의 온도를 낮출 수 있으며 이에 증발기 입구의 건도는 낮아지게 된다. 따라서 냉방용량의 확보가 용이해지

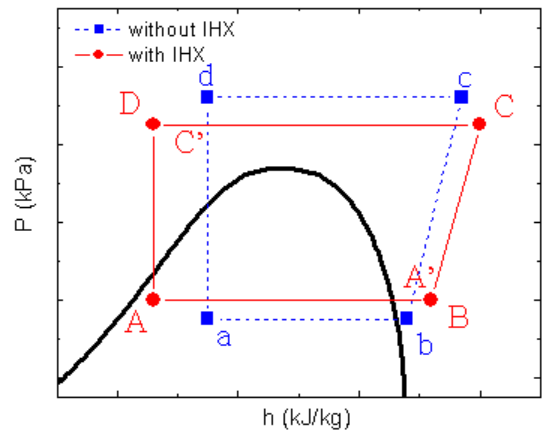


Fig. 1 P-h diagram of CO2 cycle

고 기본 사이클에 비하여 냉방능력도 향상된다.

Fig. 1의 a-b-c-d는 기본적인 이산화탄소 사이클을 나타내고 있으며, A-A'-B-C-C'-D는 내부열교환기를 장착한 이산화탄소 사이클을 나타내고 있다. 내부열교환기를 장착함으로써 가스쿨러 후단을 나온 냉매는 C'-D만큼 낮은 온도로 팽창변으로 유입되고, 증발기 후단을 나온 냉매는 A'-B만큼 높은 온도로 압축기로 유입된다. 그러므로 냉방능력은 기존 사이클에 비해 C'-D만큼 향상되고 압축기로 유입되는 냉매는 높은 온도로 유입되고 비체적이 증가하게 되어 압축일도 증가하게 된다. 하지만 내부열교환기를 장착함으로써 시스템에서의 토출압력이 낮아져서 열교환에 보다 유리한 물성치를 가지는 영역을 지나게 됨으로 냉방용량이 압축일 증가에 비해 크게 향상되므로 시스템의 COP는 (1)과 같이 향상된다.

$$COP' = \frac{q + \Delta q}{w + \Delta w} \approx \frac{q}{w} \left(1 + \frac{\Delta q}{q} - \frac{\Delta w}{w} \right) \\ = COP \left(1 + \frac{\Delta q}{q} - \frac{\Delta w}{w} \right) > COP \quad (1)$$

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

내부열교환기의 성능 시험을 위한 실험장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 가스쿨러와 증발기 후단의 냉매가 열교환하는 방식이므로 각각 2개의 루프로 제작하였고, 시험부, 마그네틱 기어 펌프, 칠러, 질량유량계, 가열부, 전력공급부 등으로 구성되었다.

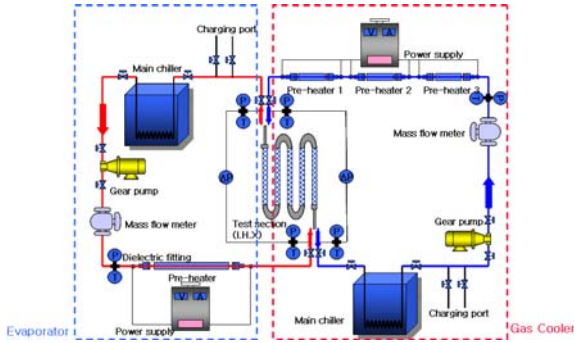


Fig. 2 Schematic diagrams of experimental apparatus

Table 1 Classifications of IHXs

Design	#	Type	Arrangement	# of tubes or holes	Length (m)	
D-1	1	coaxial (outer)	counter	8(tubes)	1.5	Cu
	2				2.0	
	3	parallel	counter	6(tubes)	2.5	
	4					
	5	parallel	counter	4(tubes)	3.0	
	6					
D-2	7	coaxial (inner)	parallel	5(tubes)	3.0	Al
	8					
	9					
D-3	10	micro channel (2pass)	counter	27, 60 (holes)	4.5	
	11				1.0	
	12				1.5	
D-4	13	micro channel (3pass)	counter	18, 80 (holes)	2.0	
	14				1.0	
	15				1.5	
	16				2.0	

Table 2 Operation conditions.

Parameters	Specifications
mass flow rate (g/s)	70
$T_{hot,in}$ (°C)	35, 36, 37, 38, 39
$T_{cold,in}$ (°C)	quality x at saturated temp. 2°C (0.90, 0.95, 1.00) degree of superheat : 3, 5°C
$P_{hot,in}$ (kPa)	9,000
$P_{cold,in}$ (kPa)	3,485
Arrangement	parallel, counter
Length (m)	Variable

내부열교환기의 입출구 온도 및 일정지점에서의 온도 측정을 위하여 RTD센서와 T type 열전대를 설치하였고, 실험하기 전에 각각의 센서는 표준온도계로 보정을 실시하였다. 압력측정을 위하여 압력계를 설치하였고 입출구 차압측정을 위하

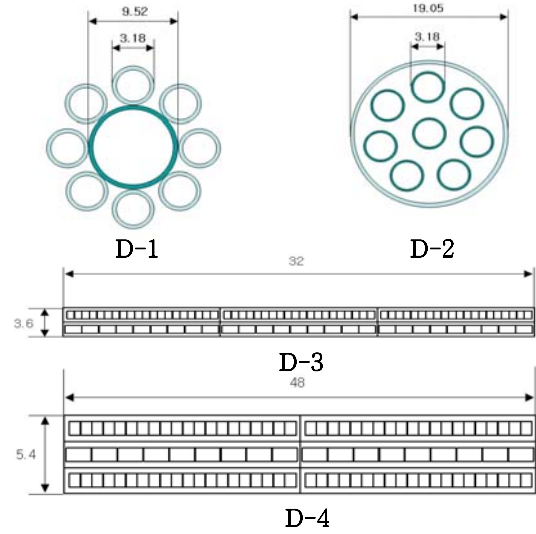


Fig. 3 Cross-section of IHXs

여 시험부 전후단을 차압계로 측정하였다. 시험부는 40mm 루버 폼으로 단열하였다.

Table 1은 실험에 사용되어진 열교환기들을 나타내고 있다. 4가지 형태의 열교환기로 열전달방식, 튜브 수, 관 길이, 재질에 따라 총 16개 열교환기에 대한 실험을 수행하였다. Fig. 3은 실험에 사용되어진 열교환기의 단면을 나타내고 있다.

3.2 실험방법

실험에 제안된 시스템 운전조건은 Table 2와 같다. 실험조건을 맞추기 위하여 항온수조에서 이산화탄소를 충분히 냉각시킨 후 기어펌프로 유량을 맞추고 시험부 전단부에서 직접 가열하는 방식으로 입구측 조건을 맞추어 실험한 뒤 다시 이산화탄소를 과냉상태로 냉각하였다. 각 루프의 입구측 온도/압력 조건이 안정화되는 시간부터 데이터를 받기 시작하여 약 5분간 계속하였다.

$$Q = \dot{m}(h_{cold,out} - h_{cold,in}) \quad (2)$$

$$\epsilon = \frac{T_{cold,out} - T_{cold,in}}{T_{hot,in} - T_{cold,in}} \quad (3)$$

실험데이터를 통해 얻은 값을 REFPROP 6.01을 이용하여 물성치를 획득하였으며, 식 (2)와 (3)을 사용하여 열전달량과 열전달 효율을 계산하였다.

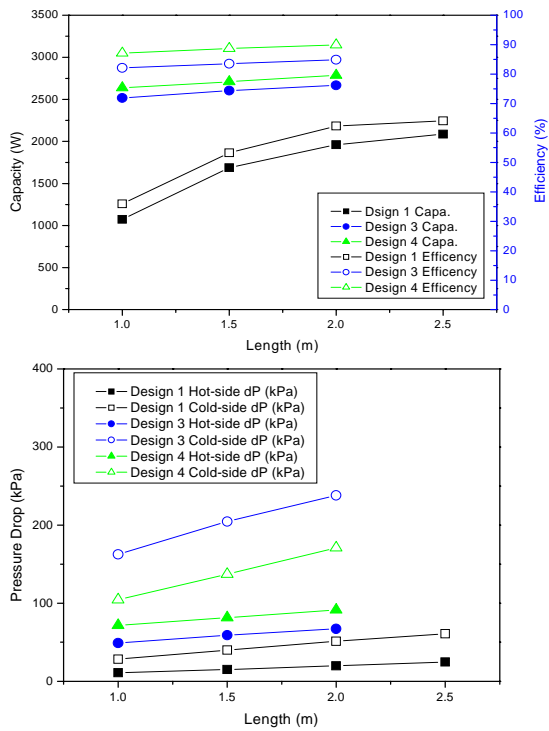


Figure 4. Variation of capacity and efficiency and pressure drop

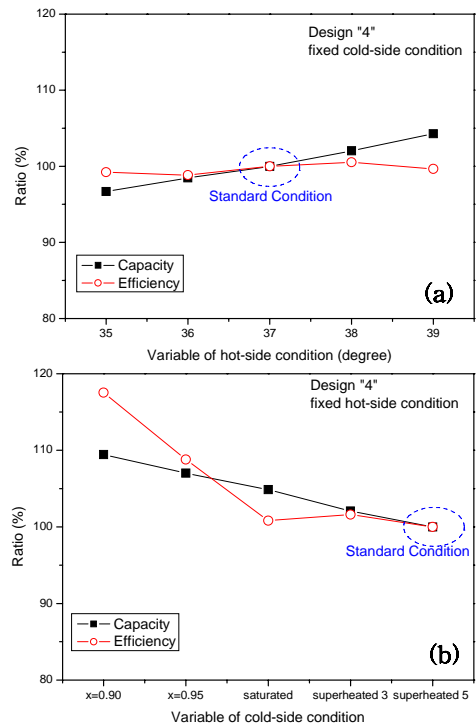


Fig. 6 Capacity and efficiency on the operating conditions for IHX of D-4 type ; (a) cold-side, (b) hot-side

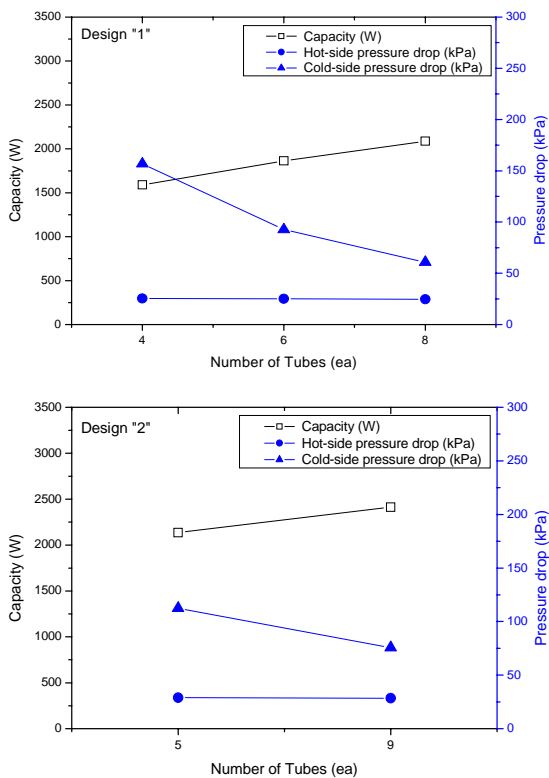


Fig. 5 Variation of capacity and pressure drop for D-1 and D-2 IHXs

4. 결과 및 고찰

4.1 관 길이에 의한 영향

Fig. 4는 관의 길이에 따른 열전달량, 열교환 효율, 압력강하를 나타낸 것이다.(D-1, D-3, D-4) 동심관인 경우 길이를 증가시킴에 따라 열교환량과 효율은 증가하지만 점점 둔화되고 있다. 마이크로 채널인 경우 열교환량과 효율은 선형적으로 증가하지만 증가폭은 동심관에 비해 미비하게 나타났다. 그리고 저온측의 압력강하가 관 길이에 따라 거의 선형적으로 증가하였다. 이는 이산화탄소 시스템의 성능 및 효율의 저하를 나타낸다. 즉, 내부열교환기의 설계 시 길이가 중요한 인자로 작용함을 알 수 있다.

4.2 관 개수에 의한 영향

Fig. 5는 관 개수에 따른 열전달량, 열교환 효율, 압력강하를 나타낸 것이다.(D-1, D-2) 관 개수를 증가시킴에 따라 열전달량과 열교환 효율이 증가하게 되고 저온측 압력강하가 관 개수의 증가에 따라 감소하였다. D-1은 관개수가 4개에서 8개로 증가함에 따라 열교환량과 효율이 약 31%, 44.6% 증가하였고, D-2는 관개수가 5개에서 9로

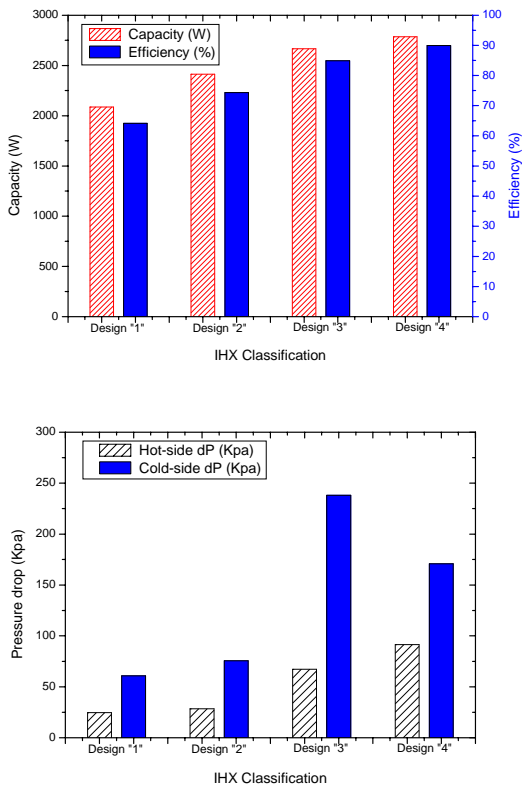


Fig. 7 Capacity, efficiency and pressure drop of IHX

증가함에 따라 열교환량과 효율이 약 13%, 18.8% 향상되었다.

관개수가 증가함에 따라 저온측과 고온측간의 열전달 접촉면이 커져 내부열교환기의 능력 및 효율은 선형적으로 증가하고 압력강하가 감소하는 것은 관개수에 관계없이 전체 유량이 일정하기 때문이다.

4.3 운전조건변화에 의한 영향

Fig. 6은 고온측과 저온측의 입구조건 변화에 따른 열교환량과 열교환 효율 변화율을 나타낸다. 고온측 입구조건을 35, 36, 37, 38, 39°C로 변화함에 따라 열교환 효율은 거의 일정하게 나타났다. 열교환량은 입구조건이 감소함에 따라 내부열교환기의 고온과 저온의 온도차로 인하여 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나 저온측의 입구조건을 건도 0.9, 0.95, 1.0, 과열도 3, 과열도 5°C로 변화함에 따라 열교환량은 입구조건이 낮아짐에 따라 선형적으로 증가하지만, 열교환 효율의 경우 건도가 감소함에 따라 효율이 급격하게 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 건도

영역에서는 온도가 일정한 반면 건도가 감소함에 따라 엔탈피 영역이 늘어나 전체적인 내부열교환기의 능력이 증가하게 된다.

4.4 열교환기 형태에 의한 영향

Fig. 7은 열교환기 형태에 따른 열교환량, 열교환 효율과 압력강하를 나타낸다. 각 디자인에 따른 결과 중에서 최대의 능력/효율을 가지는 열교환기 시료들이다. 동재질의 동심관(D-1, D-2)에 비해 알루미늄 재질의 마이크로 채널관(D-3, D-4)이 열교환량은 최대 33%, 열교환 효율은 최대 43% 향상된다는 것을 알 수 있다. 동관형태의 열교환기(D-1, D-2)가 마이크로 채널 형태의 열교환기(D-3, D-4)에 비해 상대적으로 낮은 압력강하를 나타내었다.

이산화탄소의 가장 큰 장점은 높은 기체밀도와 우수한 열전달 특성이며 단점으로는 작동압력이 기준에 비해 높은데 있다. 수력직경이 작은 마이크로 채널에서의 유체속도가 빨라 열전달계수가 높고 유로 단면적이 작은 마이크로 채널에서도 압력강하가 적절 범위내로 유지될 수 있는 점, 그리고 높은 작동압력에 따른 재료두께 증가를 최소화할 수 있으며 고온과 저온유체간의 열전달이 좋아지는 장점이 존재한다.

5. 결 론

본 실험에서는 내부열교환기의 여러 가지 변수에 따른 성능, 효율 및 압력강하를 실험을 통하여 측정하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 열교환기 길이, 관개수가 증가함에 따라 열전달량과 열전달 효율이 상승하였으나 그에 따른 압력강하가 커지는 단점이 존재하였다. 그러므로 시스템의 용량에 맞게 내부열교환기의 길이 및 관개수를 선정하여야 한다.
- 2) 시스템에서 내부열교환기를 채용할 때, 증발기 출구조건을 이상유동 조건으로 설계할 경우 압축기의 보호, 증발기의 콤팩트화, 내부열교환기의 충분한 용량 확보 등의 이점을 확인하였다.
- 3) 이산화탄소 시스템에서 내부열교환기를 적정 길이의 마이크로 채널로 제작할 경우 이산화탄소 냉매 특성을 보다 잘 살려 높은 열전달량, 열전달 효율 그리고 내압성 및 열교환기 소형화를 실현할 수 있다.

후 기

본 논문은 산업자원부 차세대 신기술 개발사업의 지원에 의해 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1992, "New possibilities for non-CFC refrigeration," *In Proceedings of IIR International Symposium on Refrigeration*, pp. 147-163.
- (2) Yin, J. M., Park, Y. C., Boewe, D. E., McEnaney, R. P., Beaver, A., Bullard, C. W. and Hrnjak, P. S., 1998, "Experimental comparison of transcritical CO₂ versus R134a and R410 system performance," *IIR-Gustav Lorentzen conference*, pp. 331-340.
- (3) McEnaney, R. P., Boewe, D. E., Yin, J. M., Park, Y. C., Bullard, C. W. and Hrnjak, P. S., 1998, "Experimental comparison of mobile A/C systems when operated with transcritical CO₂ and R134a," *IIR*, pp. 145-150.
- (4) Boewe, D. E., Yin, J. M., Park, Y. C., Bullard, C. W. and Hrnjak, P. S., 1999, "The role of suction line heat exchanger in transcritical R744 mobile A/C system," *SAE TP 01-0583*.
- (5) Park, B. K., Kim, G. O. and Kim, M. G., 2002, "Thermal performance analysis of circular coil type IHX for transcritical CO₂ system," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 14, No. 7, pp. 531-542.
- (6) Hermann, A. and Rene, R., 2000, "CO₂ as refrigerant-possible applications," *4th IIR-Gustav Lorenzen Conference*, pp. 43-50