

# 이산화탄소 냉매 시스템용 내부 열교환기의 냉방성능에 관한 실험적 연구

김대훈<sup>1</sup>, 권영철<sup>2\*</sup>

## Experimental Study on Cooling Performance of Internal Heat Exchanger for CO<sub>2</sub> Refrigerant System

Dae-Hoon Kim<sup>1</sup> and Young-Chul Kwon<sup>2\*</sup>

**요약** 이산화탄소 냉매 시스템용 내부 열교환기의 성능을 조사하기 위하여 4종류의 내부 열교환기를 사용하여 냉방운전조건에서 실험을 수행하였다. 내부 열교환기의 길이, 관 개수, 운전조건, 형상 변화에 대한 영향이 연구되었다. 내부 열교환기 길이가 증가할수록 능력과 효율은 향상되었다. 압력강하는 고압측보다 저압측에서 더 크게 나타났다. 가스쿨러의 온도가 높아질수록 능력과 효율은 선형적으로 증가하였으며, 증발기의 운전조건은 과열도보다는 이상영역을 설정하면 효율증대 효과 측면에서 유리하였다. 마이크로 채널의 경우가 튜브보다 능력과 효율이 크게 우수하였지만 압력강하 측면에서는 크게 불리하였다.

**Abstract** In order to investigate the performance of an internal heat exchanger for CO<sub>2</sub> refrigerant system, the experiment was performed. Four kinds of internal heat exchangers(IHX) were used. The effects on the IHX length, the number of tube, the operating condition and the type of IHX were investigated. With increasing of the IHX length, the capacity and efficiency increased. The pressure drop of the low-side was larger compared with that of the high-side. As the temperature of the gas cooler increased, the capacity and efficiency increased linearly. The operation condition of evaporator was suggested as two phase region rather than superheat region. The capacity and efficiency of the micro-channel was larger about 90% and 75% than those of the tube. But the pressure drop of the micro-channel was more larger, compared with that of the tube.

**Key Words** : CO<sub>2</sub> refrigerant system, Internal heat exchanger(IHX), Performance, COP

### 1. 서론

오늘날 냉동공조 산업은 기존 CFC계 냉매가 오존층을 파괴한다는 사실이 알려지고 지구 온난화에 대한 문제점이 크게 대두되면서 환경친화적인 냉매에 대한 관심과 연구가 집중되고 있다. 대체냉매들 중 이산화탄소는 지구 온난화와 오존층 파괴에 대한 장점이 크고, 비열과 열용량이 크며 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 내부 열교환기를 사용하는 것이다.

Yin 등[2]과 McEnaney 등[3]은 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 등[4]은 자동차용 공조시스템에서 내부 열교환기를 장착하였을 경우 내부 열교환기를 장착하지 않은 시스템보다 약 25%의 성능향상을 가져왔다고 보고하였다. Park 등[5]은 이산화탄소 시스템에 사용되어지는 내부 열교환기에 대해 해석모델을 구성하고 각종 변수에 따른 성능을 예측하였다. Hermann 등[6]은 이산화탄소를 이용한 급탕 시스템에서 내부 열교환기를 적용한 경우, 각각의 성능의 변화에 대한 연구를 다른 냉

<sup>1</sup>한국산업기술시험원

<sup>2</sup>선문대학교 기계공학부

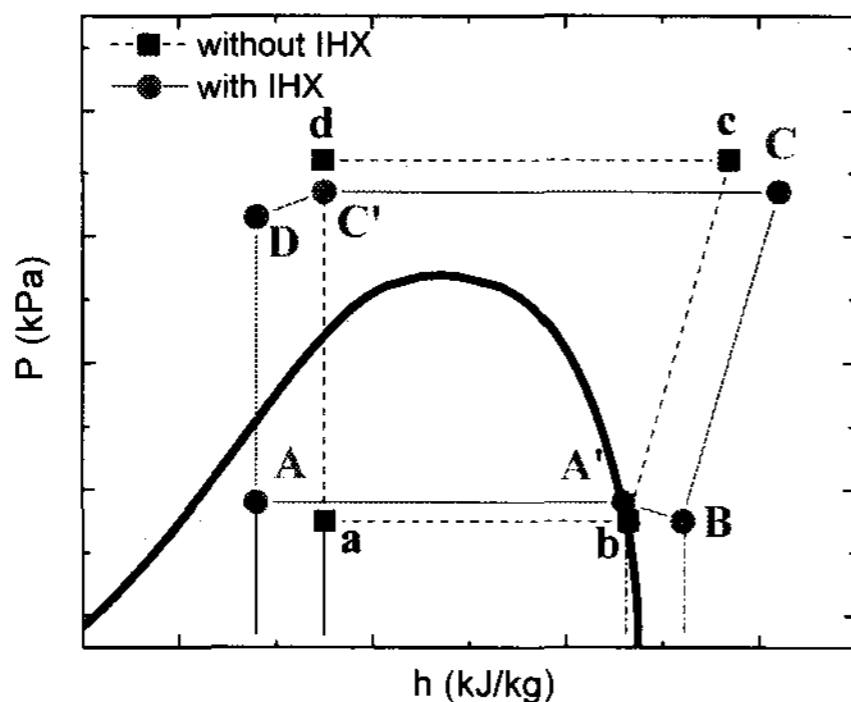
\*교신저자: 권영철(yckweon1@sunmoon.ac.kr)

매와 비교하여 진행하였다.

이산화탄소를 이용한 시스템에 대한 연구는 초기단계에 있고, 성능향상과 사이클에 대한 실험 자료가 많이 부족한 현실이다. 그러므로 이를 발전시킬 수 있는 구체적인 자료와 체계적인 연구가 요구된다. 특히, 이산화탄소 사이클 성능향상 방법으로 각광받고 있는 내부 열교환기에 대한 연구는 아직 기초적인 단계에 있고 이를 위한 실험적 데이터 및 설계 자료는 많이 부족한 현실이다. 따라서 본 연구에서는 냉방운전 조건에서 내부 열교환기의 형태 및 변수에 따른 성능과 효율을 알아보고 이를 통하여 내부 열교환기 설계지표를 마련하고자 한다.

## 2. 내부열교환기의 특성

이산화탄소 냉매 시스템은 초임계 사이클이므로 기존 냉매 사이클과 달리 작동압력이 높게 형성된다. 따라서 압축기 입·출구의 압력차가 크게 증가하여 압축기의 소비 동력이 증가하게 된다. 이런 작동조건에서 운전되는 이산화탄소 냉매 시스템은 낮은 성능을 갖게 된다. 냉동시스템에서 압축비가 작을 경우에는 사이클에서 필요한 가스쿨러의 입구압력에 미치지 못하므로 최적의 사이클구성이 어려우며, 그 결과 충분한 냉방능력의 확보가 어렵게 된다. 이는 내부 열교환기(IHX)를 사용하게 되면 해결될 수 있다. 기존 이산화탄소 냉매 시스템에 내부 열교환기를 적용하게 되면, 가스쿨러 출구의 고온·고압 냉매와 증발기 출구의 저온·저압의 냉매가 서로 열교환하여 가스쿨러의 온도를 낮출 수 있다. 또한 증발기 입구 건도가 낮아져 내부 열교환기를 적용하지 않은 사이클에 비하여 우수한 냉방능력을 얻을 수 있다.



[그림 1] 이산화탄소 압력-엔탈피 선도

그림 1의 a-b-c-d는 기본적인 이산화탄소 사이클을 나

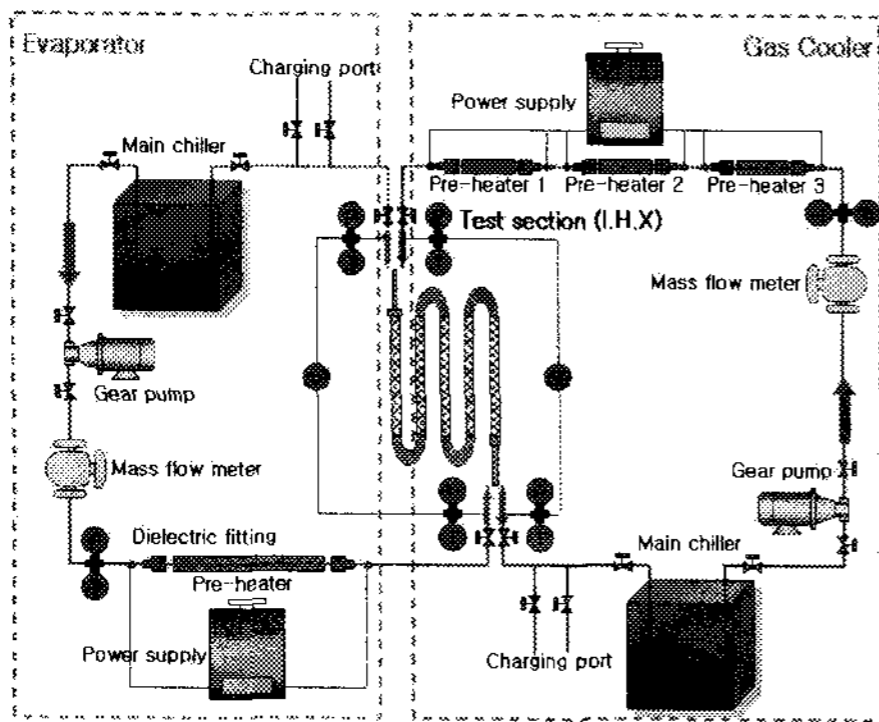
타내고 있으며, A-A'-B-C-C'-D는 내부 열교환기를 장착한 이산화탄소 사이클을 나타내고 있다. 내부 열교환기를 장착함으로써 가스쿨러 후단을 나온 냉매는 C'-D만큼 낮은 온도로 팽창변으로 유입되고, 증발기 후단을 나온 냉매는 A'-B만큼 높은 온도로 압축기로 유입된다. 그러므로 냉방능력은 기존 사이클에 비해 C'-D만큼 향상되고 압축기로 유입되는 냉매는 높은 온도로 유입되고 비체적이 증가하게 되어 압축일도 증가하게 된다. 내부 열교환기를 장착함으로써 시스템에서의 토출압력이 낮아져서 열교환에 보다 유리한 물성치를 가지는 영역을 지나게 됨으로 냉방용량이 압축일 증가에 비해 향상되므로 이산화탄소 냉매 시스템의 COP'은 식 (1)과 같이 기존 COP보다 크게 나타난다.

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

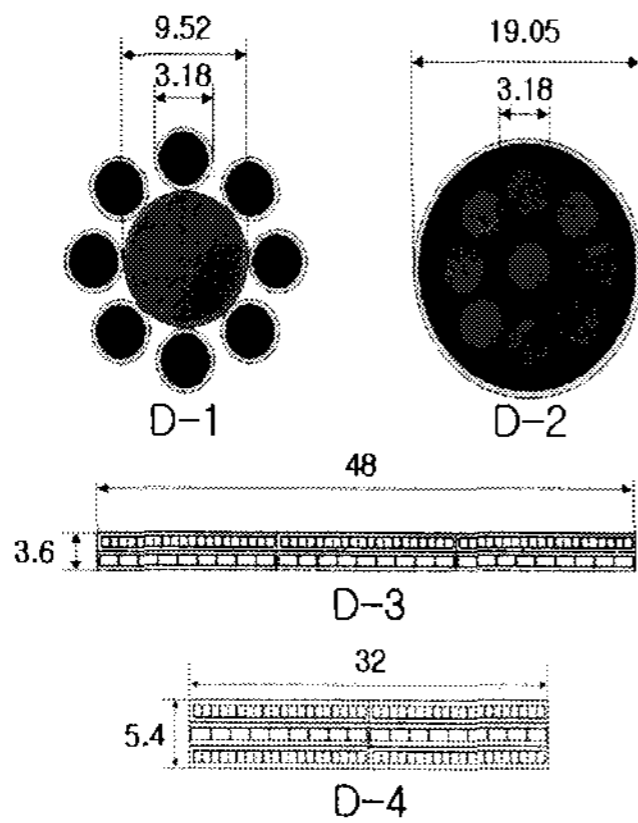
## 3. 실험장치 및 방법

### 3.1 실험장치

내부 열교환기의 성능실험을 위한 장치의 개략도를 그림 2에 나타내었다. 내부 열교환기는 가스쿨러 후단과 증발기 후단의 냉매가 서로 열교환하는 방식이므로 각각 2개의 회로로 제작하였고, 시험부, 마그네틱 기어펌프, 항온수조, 질량유량계, 가열부, 전력공급부, 센서 등으로 구성되어 있다. 내부 열교환기의 온도를 측정하기 위하여 RTD센서와 T형 열전대를 설치하였고, 실험 전 표준온도계로 보정을 실시하였다. 또한, 시료의 압력강하 측정을 위해 시험부 전후단에 압력계와 차압계를 설치하였으며, 시험부는 40 mm 발포고무로 단열하였다. 동심관 형태의 D-1, D-2 열교환기(Cu)에서 고온 유체는 내관을, 저온 유체는 외관을 대향류방식으로 흐른다. 그리고 마이크로 채널 형태의 D-3, D-4 열교환기(Al)는 2단과 3단으로 브레이징되었다. D-3은 크기가 다른 두개의 채널이 결합되어 있는 형태이며, D-4는 작은 채널 사이에 큰 채널이 삽입된 형태이다. 큰 채널로 고온의 유체가 작은 채널로 저온의 유체가 흐른다. 그림 3은 실험에 사용되어진 열교환기의 개략도이다. 표 1은 본 연구에서 사용된 내부 열교환기의 사양을 나타낸다.



[그림 2] 내부 열교환기 실험장치



[그림 3] 내부 열교환기의 개략도 [mm]

[표 1] 내부 열교환기의 사양

Specifications	D-1	D-2	D-3	D-4
Tube area(m <sup>2</sup> ) (high-side)	0.0044	0.0029	0.000042	0.000032
Tube area(m <sup>2</sup> ) (low-side)	0.0029	0.0185	0.000049	0.000056
No. of tubes (high-side)	1	5, 9	60	18
No. of tubes (low-side)	4, 6, 8	1	27	80
Length	1.0~2.5 m			
Material	copper		aluminum	

### 3.2 실험방법

실험에 제안된 시스템 운전조건은 냉방운전시 내부 열교환기 입출구 조건으로 표 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/압력이 안정화(온도 ±0.2℃, 압력 ±0.5 kPa 이내)되면

약 5분간 데이터를 측정하였다.

[표 2] 내부 열교환기의 운전조건

Parameters	Specifications
Mass flow rate(g/s)	70
T <sub>high,in</sub> (℃)	35~39
Quality	0.9~1.0 (at 0oC)
Degree of superheat(℃)	3, 5
P <sub>high,in</sub> (kPa)	9,000
P <sub>low,in</sub> (kPa)	3,485
Arrangement	parallel / counter flow

실험을 통해 획득한 데이터를 REFROP 6.01을 이용해 물성치를 획득하고, 식 (2)와 (3)을 사용하여 내부 열교환기 능력과 효율을 계산하였다.

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T = \dot{m} (h_{low,out} - h_{low,in}) \quad (2)$$

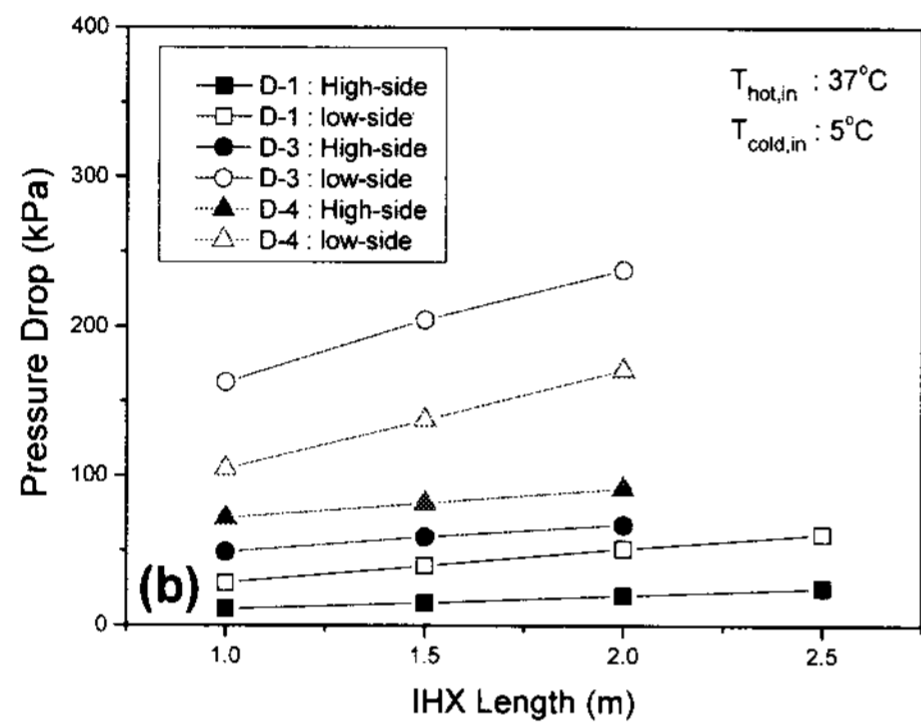
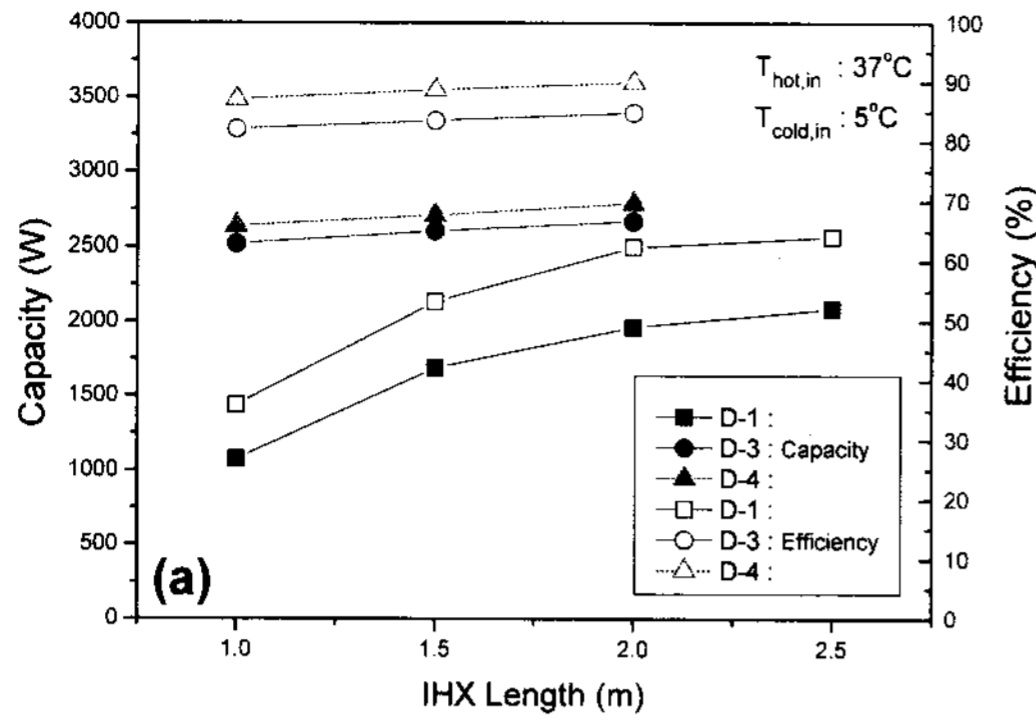
$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{T_{low,out} - T_{low,in}}{T_{high,in} - T_{low,in}} \quad (3)$$

## 4. 실험결과 및 고찰

### 4.1 열교환기 길이의 영향

그림 4(a)와 (b)는 D-1, D-3, D-4 열교환기의 길이에 따른 능력과 효율, 압력강하를 나타낸다. 그림 4(a)의 능력과 효율은 동심관(D-1)의 경우에 열교환기의 길이가 증가할수록 능력과 효율은 증가하지만 점점 둔화되는 경향을 그리고 마이크로 채널(D-3, D-4)인 경우에는 능력과 효율은 선형적으로 증가하지만 증가폭은 동심관에 비해 미비하다. 능력을 비교해보면, 열교환기의 길이가 0.5 m 씩 증가함에 따라, 동심관의 능력 증가율은 약 57%, 14%, 6.4%씩 그리고 마이크로 채널은 약 3.5%, 2.4% 씩 증가하였다. 효율은 능력과 유사한 거동을 보여준다. 그림 4(b)는 열교환기 길이가 증가함에 따라 고압측은 동심관에서 약 5 kPa 정도, 마이크로 채널에서 약 10 kPa 정도 증가하는데 반해 저압측은 동심관에서는 약 9~12 kPa, 마이크로 채널에서는 약 33~42 kPa 정도 증가하였다.

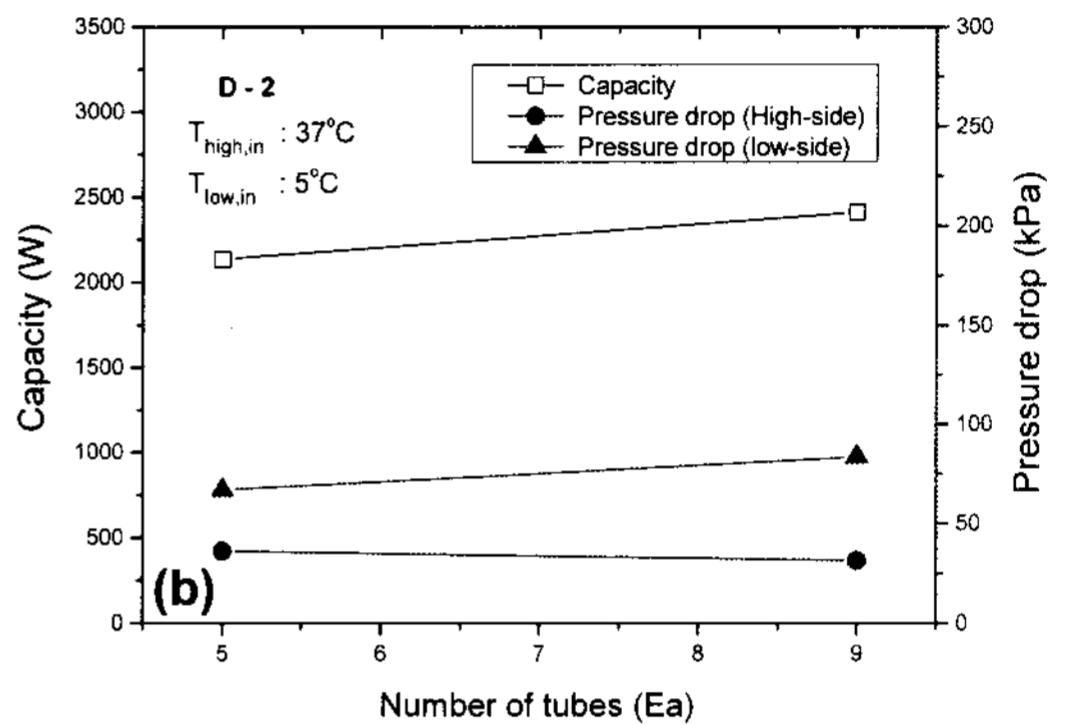
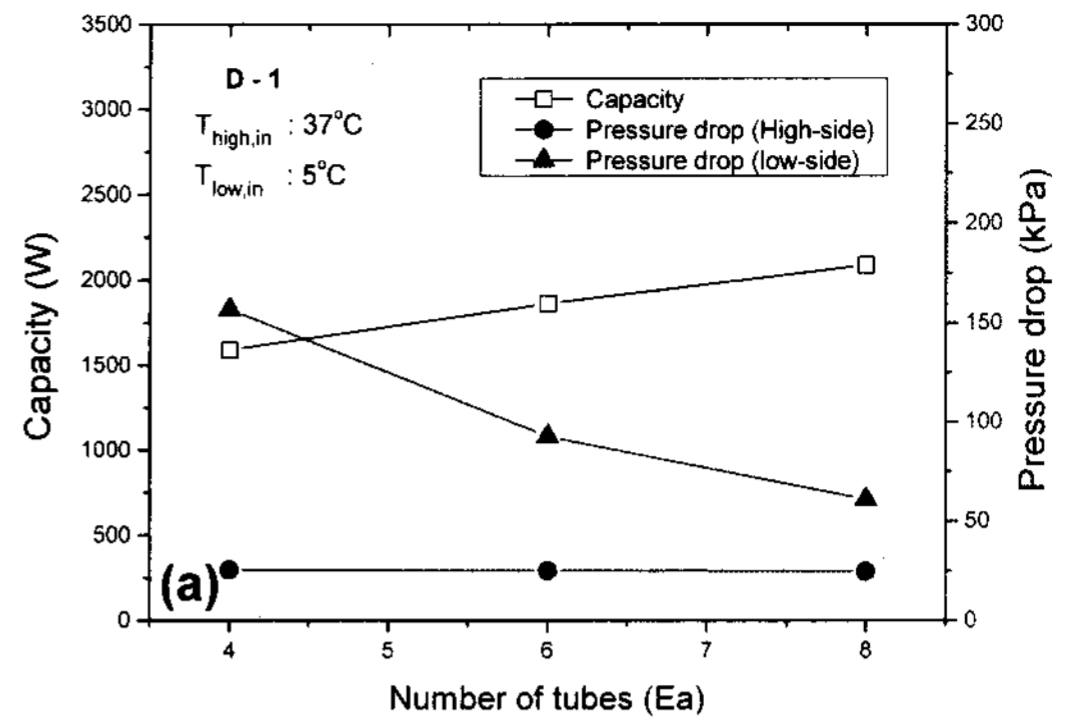
실험으로부터 내부 열교환기의 성능 향상을 위해서는 열교환기의 길이 증가가 효과적이거나 압력강하 역시 크게 증가함을 알 수 있다. 따라서 내부 열교환기의 길이는 능력과 압력강하를 함께 고려하여 최적의 길이를 선정하여야 한다.



[그림 4] 내부 열교환기의 길이에 대한 능력과 효율(a), 압력강하(b)

#### 4.2 관개수의 영향

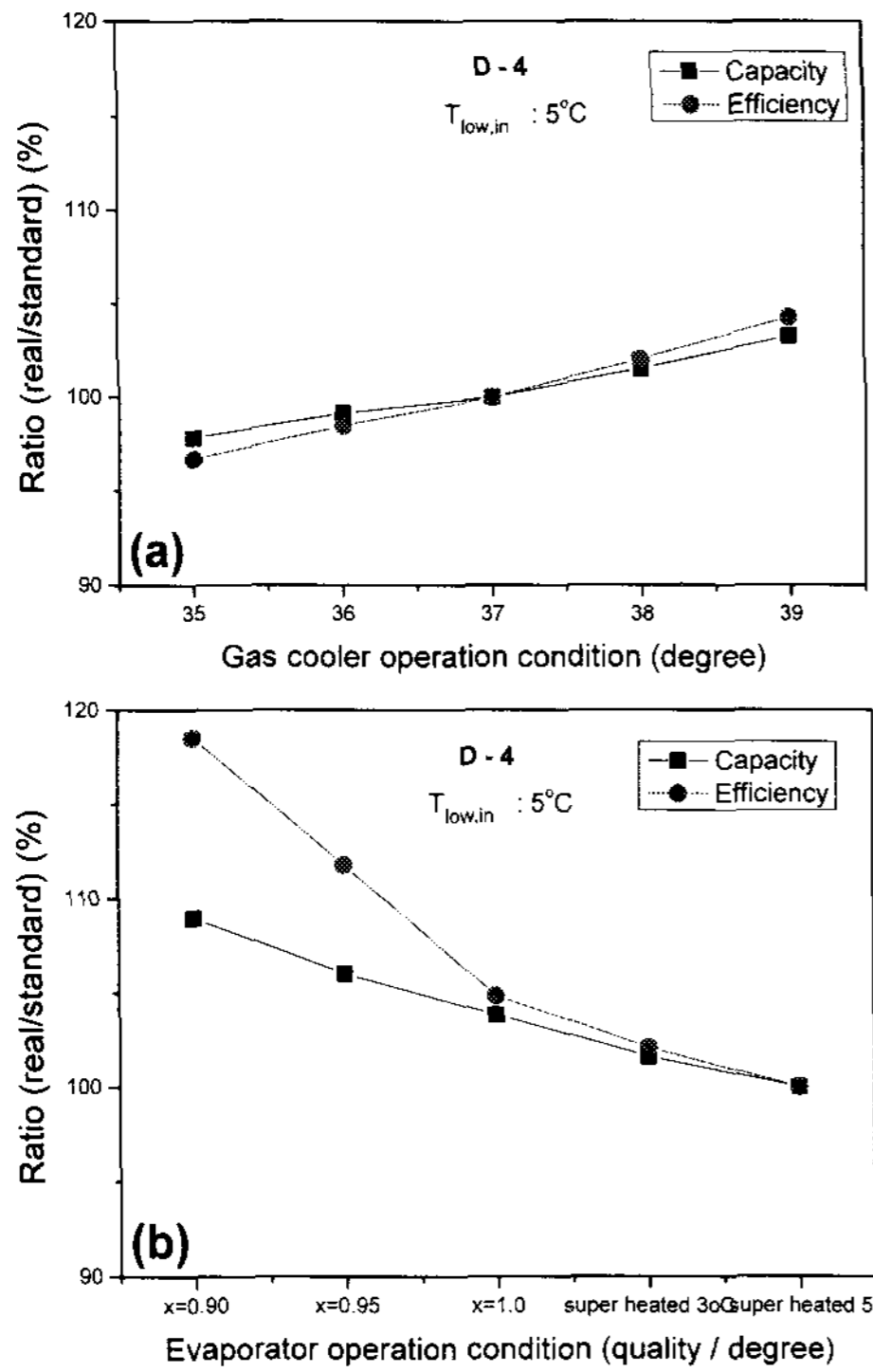
그림 5(a)와 (b)는 동심관(D-1, D-2) 개수에 따른 능력과 압력강하를 나타낸다. D-1의 경우에 관개수가 4개에서 8개로 증가함에 따라 전열면적 증가로 능력은 약 31% 증가하였고, D-2는 관개수가 5개에서 9로 증가함에 따라 능력은 약 13% 향상되었다. 압력강하는 고압측 관개수의 영향을 크게 받지 않았으나, 저압측 관은 내부열교환기 형태에 따라 감소 또는 증가함을 알 수 있다. D-1은 관개수가 4개에서 6, 8개로 증가함에 따라, 관의 면적이 150%, 196% 증가하여 압력강하가 59%, 39% 감소하였다. 그리고 D-2는 관개수가 5개에서 9개로 증가함에 따라, 관의 면적이 83% 감소하여 압력강하가 125% 증가하였다. 그림으로부터 관개수가 증가하면 능력은 증가하나 압력강하는 내부 열교환기 형태에 따라 서로 다른 경향을 가진다. 따라서 동심관을 이용한 내부 열교환기 설계 시 형태변화에 대한 고려가 필요하다.



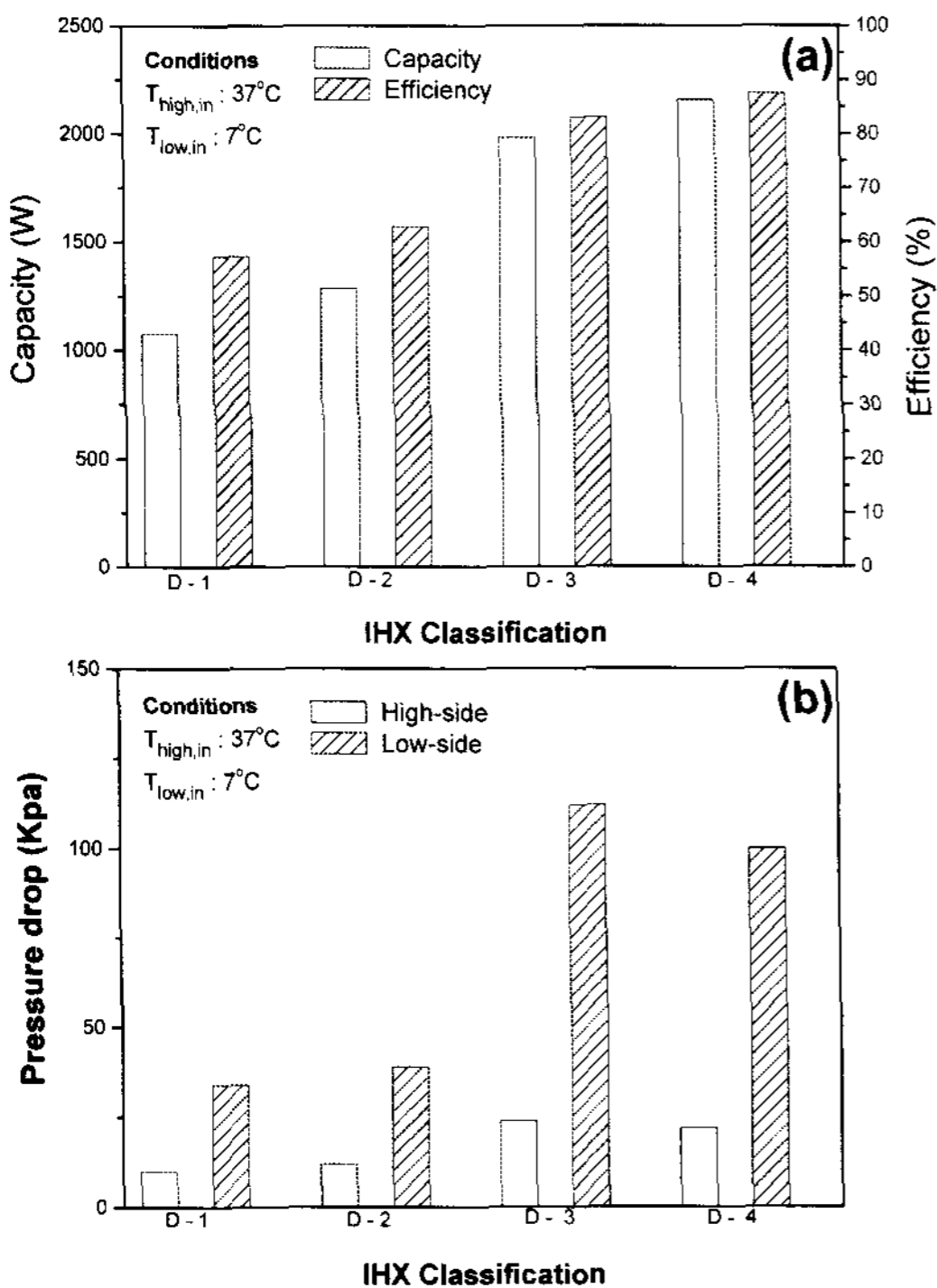
[그림 5] 동심관(D-1, 2) 개수에 대한 능력과 압력강하

#### 4.3 운전조건의 영향

그림 6(a)와 (b)는 D-4 열교환기의 냉방운전 시 가스쿨러 및 증발기 운전조건 변화에 따른 능력과 효율의 변화율을 나타낸다. 내부 열교환기의 구조상 가스쿨러는 고압측으로, 증발기는 저압측으로 유입된다. 그림 6(a)는 가스쿨러 온도조건을 35~39°C로 증가할수록(37°C 기준) 능력과 효율은 선형적으로 증가함을 보여준다. 이는 내부 열교환기의 고온과 저온의 온도차로 인하여 선형적으로 증가하는 것이다. 그림 6(b)는 증발기 운전조건을 건도와 과열도로 표현한 경우로(과열도 5°C 기준), 건도가 0.9, 0.95, 1.0으로 그리고 과열도가 3°C, 5°C로 변화함에 따라 능력은 거의 선형적으로 감소하지만, 효율의 경우는 건도 증가에 따라 급격하게 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 건도가 증가함에 따라 잠열 엔탈피 영역의 감소로 전체적인 내부 열교환기의 능력은 줄어들고 효율은 크게 낮아지기 때문이다. 이 결과로부터, 내부 열교환기를 적용한 이산화탄소 냉매 시스템의 증발기 운전조건을 과열도 영역이 아닌 이상영역으로 설정하면 효율증대 효과를 확보할 수 있음을 알 수 있다.



[그림 6] D-4 열교환기의 가스쿨러 (a) 및 증발기 (b) 운전 조건 변화에 따른 능력과 효율의 변화율



[그림 7] 열교환기 형태에 따른 능력과 효율(a) 그리고 압력강하(b)

#### 4.4 열교환기 형태의 영향

그림 7(a)와 (b)는 열교환기 형태에 따른 능력과 효율 그리고 압력강하를 나타낸다. 내부 열교환기의 비교를 위해, 실험에 사용된 열교환기의 길이는 1m이고 질량유량은 70g/s로 선정하였다. 그림 7(a)로부터 동 재질의 동심관(D-1, D-2)에 비해 알루미늄 재질의 마이크로 채널(D-3, D-4)의 열전달량은 최대 92%, 효율은 최대 76% 높다는 것을 알 수 있다. 그림 7(b)로부터 마이크로 채널이 동심관에 비해 상대적으로 큰 압력강하를 나타냈으며, 특히 저압에서는 약 2배 높게 관찰되었다.

#### 5. 결론

본 실험에서는 냉방운전 시 이산화탄소 냉매 시스템용 내부 열교환기의 실험변수에 따른 능력과 효율 그리고 압력강하를 실험을 통하여 조사하여 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 열교환기의 길이의 영향으로 동심관의 경우에 길이가 증가할수록 능력과 효율은 증가하지만 점점 둔화됨을 그리고 마이크로 채널의 경우에 능력과 효율은 선형적으로 증가하지만 증가폭은 동심관에 비해 미비하였다. 압력강하는 고압측보다 저압측에서 약 2-3배 더 크게 나타났다.
- 2) 가스쿨러 운전온도가 증가할수록 능력과 효율은 선형적으로 증가하였다. 건도와 과열도로 증발기 운전조건을 구분하였을 때에 능력은 거의 선형적으로 감소하지만, 효율은 건도 증가에 따라 급격하게 감소하였다. 또한 증발기의 운전조건을 이상영역으로 설정하면 효율증대 가능성이 확보되었다.
- 3) 동심관에 비해 마이크로 채널의 능력은 약 90%, 효율은 약 75% 더 높았지만, 압력강하는 마이크로 채널이 동심관에 비해 약 2배 이상 높았다.

#### 참고문헌

[1] G. Lorentzen and J. Pettersen, "New possibilities for non-CFC refrigeration", In Proceedings of IIR International Symposium on Refrigeration, pp. 147-163, 1992.

[2] J. M. Yin et al., "Experimental comparison of transcritical CO<sub>2</sub> versus R134a and R410 system performance", IIR-Gustav Lorentzen conference, pp.

331-340, 1998.

- [3] R. P. McEnaney et al., "Experimental comparison of mobile A/C systems when operated with transcritical CO<sub>2</sub> and R134a", IIR, pp. 145-150, 1998.
- [4] D. E. Boewe et al., "The role of suction line heat exchanger in transcritical R744 mobile A/C system", SAE TP 01-0583, 1999.
- [5] B. K. Park et al., "Thermal performance analysis of circular coil type IHX for transcritical CO<sub>2</sub> system", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 14, pp. 531-542, 2002.
- [6] A. Hermann and R. Rene, "CO<sub>2</sub> as refrigerant-possible applications", 4th IIR-Gustav Lorenzen Conference, pp. 43-50, 2000.

---

**권 영 철**(Young-Chul Kwon)

[정회원]



- 1989년 2월 : 부산대학교 정밀기계공학과 (공학사)
- 1991년 9월 : 포항공과대학교 기계공학과 (공학석사)
- 1996년 8월 : 포항공과대학교 기계공학과(공학박사)
- 1996년 9월 ~ 1999년 2월 : 한전 전력연구원 (선임연구원)
- 1999년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 기계공학부 부교수

<관심분야>

냉동공조, 열전달

---

**김 대 훈**(Dae-Hoon Kim)

[정회원]



- 2001년 2월 : 해양대학교 냉동공조공학과 (공학사)
- 2004년 2월 : 선문대학교 기계및 제어공학과 (공학석사)
- 2004년 3월 ~ 현재 : 한국산업기술시험원

<관심분야>

공조기 성능평가, CO<sub>2</sub>용 열교환기 설계