

난방운전 조건하에서 CO₂ 열펌프용 내부 열교환기의 열전달 특성에 대한 연구

김대훈 · 이상재 · 최준영* · 이재현** · 권영철***†

한양대학교 대학원, *한국산업기술시험원, **한양대학교 기계공학부, ***선문대학교 기계공학부
(2008년 5월 27일 접수, 2008년 6월 23일 수정, 2008년 7월 2일 채택)

Study on Heat Transfer Characteristics of Internal Heat Exchanger for CO₂ Heat Pump under Heating Operating Condition

Dae-Hoon Kim, Sang-Jae Lee, Jun-Young Choi*, Jae-Heon Lee** and Young-Chul Kwon***†

Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

*Korea Testing Laboratory, Seoul 152-848, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

***Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam 336-708, Korea

(Received 27 May 2008, Revised 23 June 2008, Accepted 2 July 2008)

요 약

본 연구에서는 CO₂ 열펌프에 사용되는 내부 열교환기를 난방조건에서 운전할 경우, 실험 및 수치적 방법으로 열전달량, 효율, 압력강하 등을 관찰하였다. 4가지 종류의 내부 열교환기를 사용하였다. 수치 해석은 단면분할법과 하디크로스 방법을 이용하여 유량, 길이, 운전조건, 내부 열교환기 종류에 따른 영향을 분석하고 실험을 통해 확인하였다. 유량이 증가함에 따라 열전달량이 약 25% 향상되었다. 마이크로 채널이 동심관에 비해 열전달량이 약 100% 크게 나타났다. 길이가 증가함에 따라 열전달 증가율은 감소하였다. 압력강하는 고압측에 비해 저압측이 크게 나타났으며, 동심관에 비해 마이크로 채널이 약 100% 크게 나타났다. 고온입구조건이 증가할수록, 저온입구조건이 감소할수록 열전달량은 약 3% 증가하였다. CO₂의 열전달 계산의 정확성을 위해 CO₂의 특성과 관형상을 고려할 수 있는 열전달 상관식의 개발이 필요하다.

주요어 : 이산화탄소, 열펌프, 내부 열교환기, 난방

Abstract — In order to study the heat transfer, effectiveness and pressure drop of an internal heat exchanger (IHX) for CO₂ heat pump under heating condition, the experiment and numerical analysis were performed. Four kinds of IHXs were used. The section-by-section method and Hardy-Cross method were used for the numerical analysis. The effects of IHX on the flow rate of refrigerant, the IHX length, the operating condition of a gas-cooler and an evaporator and the type of IHXs were investigated. With increasing the flow rate, the heat transfer rate increased about 25%. The heat transfer of the micro-channel tube was larger about 100% than that of the coaxial tube. With increasing the IHX length, the heat transfer rate decreased. The low-side pressure drop was larger compared with that of the high-side. And the pressure drop of the micro-channel tube was larger about 100% than that of the coaxial tube. With increasing the high-side temperature

†To whom correspondence should be addressed.
Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam 336-708, Korea
Tel: 041-530-2396
E-mail: yckweon1@sunmoon.ac.kr

and decreasing the low-side temperature, the heat transfer rate increased about 3%. From this study, we can see that new correlation on CO₂ heat transfer characteristics and tube type is necessary.

Key words : CO₂, Heat pump, Internal heat exchanger (IHX), Heating

1. 서 론

오존층 파괴와 지구온난화에 대한 문제가 전 세계적인 관심의 대상이 되고 있으며 이러한 문제를 해결하기 위하여 자연냉매를 이용한 환경친화적인 고효율 냉난방 시스템의 개발에 대한 많은 연구가 진행되고 있다. CO₂를 이용한 시스템은 유럽, 일본 및 미국을 중심으로 많은 연구가 진행되어 왔고, 급탕기, 자동차용 냉난방기, 자동판매기용 냉동시스템, 열유전조기 등 여러 제품들이 출시되어 있다. 하지만 CO₂ 시스템은 아직 기존 사이클에 비하여 성능이 낮고 외기나 충전량 변화에 성능이 크게 변화하여 신뢰성 확보와 성능향상을 위한 여러 가지 방안의 개발이 필수적이다.

CO₂ 사이클은 높은 작동압력과 작은 표면장력에 의하여 기존 이온계 사이클에 비하여 팽창과정에서 큰 팽창손실을 가지며, 시스템 용량이 증가할수록 가스쿨러에서 열 제거시 열교환 손실이 증가한다. 또한 열펌프의 경우 냉방과 난방운전 시 성능의 차가 크고 각각의 운전 사이클이 다르게 형성되므로 일정한 충전량에서 일정 이상의 냉난방 능력의 유지와 효율의 최적화가 어려운 특징을 가지고 있다. 일반적으로 난방운전의 경우 낮은 외기조건에서 많은 냉방용량의 확보를 위하여 고압의 운전압력과 많은 냉매용량이 필요하며 최적의 압축기 토출압력은 냉방운전에 비하여 높게 형성된다. 냉방과 난방 운전조건의 차이에 의하여 압축기 입구와 팽창장치에서 흡입되는 냉매의 유량 차이가 있으며 이에 압축기나 사이클의 최적화 또한 힘들다.

초임계 CO₂ 사이클의 성능은 외기온도에 매우 민감하게 반응한다. 특히 외기온도가 높은 경우 시스템에서 요구하는 능력을 확보하기 위해서는 압축기 토출압력을 크게 높여야 하며, 이에 압축기 소모동력이 증가하여 시스템의 성능이 급격히 감소하게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위한 가장 쉬운 방법이 바로 내부 열교환기 (Internal heat exchanger, IHX)의 적용이다.

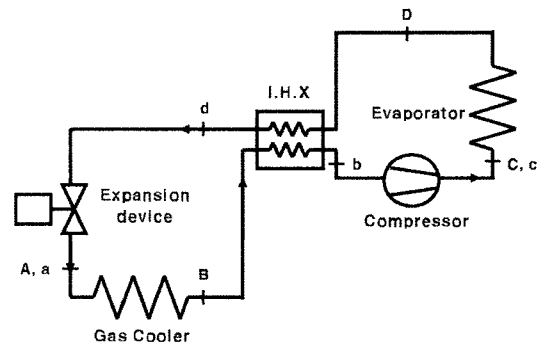
Bullock^[1]은 CO₂ 에어컨에서 내부 열교환기를 적용하였을 경우에 과열도가 증가하여 COP가 5% 향상된다고 보고하였다. Rozhentsev *et al.*^[2]은 수치해석을 통해 시스템에서 내부 열교환기가 있는 경우가 없는 경우에 비해 고압측이 9 Mpa 이하일 때 COP가 약 5~8% 향상된다고 보고하였다. Park *et al.*^[3]은 단면분할법을 이용하여 CO₂ 시스템에 사용된 내부 열교환기 해석에서 열전달량과 열전달효율이 기존 실험데이터와 비교하여 약

20% 이내에서 만족됨을 보였다. Cho^[4]는 단단압축 시스템에서 내부 열교환기의 적용으로 냉방성능은 최대 9% 향상되는 것으로 그리고 이단압축 시스템에서는 성능이 약 18% 정도 증가하는 것으로 보고하였다.

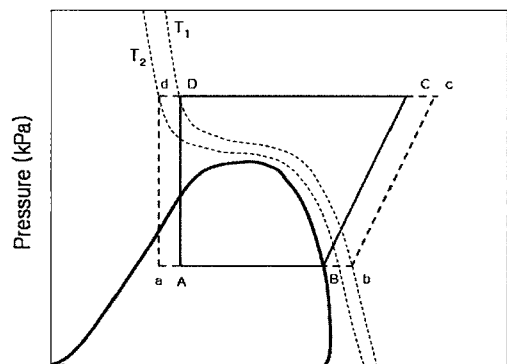
본 연구에서는 CO₂를 사용하는 내부 열교환기에 대해 Hardy-Cross^[5] 방법을 사용하여 유량, 열교환기 길이 등에 따른 열전달량 및 압력강하를 예측하였고, 실험을 통하여 내부 열교환기의 형태와 변수에 따른 열전달량, 효율 그리고 압력강하 등을 구하였다. 이로부터 CO₂ 내부 열교환기 설계지표를 제시하고자 한다.

2. CO₂ 열펌프용 내부 열교환기

Fig. 1은 내부 열교환기를 적용한 사이클의 개략도(a)와 사이클 변화를 온도-엔탈피 선도(b)상에 나타내고 있



(a) Schematic diagram



(b) P-h diagram

Fig. 1. CO₂ system used in the present study.

다. 난방운전 시 내부 열교환기는 가스쿨러 출구의 저온냉매와 증발기 출구의 고온냉매를 서로 열교환함으로써 팽창장치 입구에서 냉매의 과냉도를 증가시켜 팽창장치의 비가역적인 손실을 줄이고 압축기 입구의 과열도를 확보하여 압축기에 유입되는 액상의 냉매를 방지하는 역할을 한다. 즉, 내부 열교환기를 적용하지 않는 사이클(A-B-C-D)에 비해 내부 열교환기의 적용(a-b-c-d)으로 압축기 유입온도를 증가(b-B)시켜 단위 냉매유량당의 가용엔탈피의 증가를 통해 난방용량 증대가 가능하다(c-d>C-D). 또한 내부 열교환기의 장착으로 최적의 토출압력을 내부 열교환기를 장착하지 않은 경우에 비하여 1 MPa 이상 낮출 수 있으며 넓은 영역의 외기온도 변화나 토출압력 변화에 대하여 성능저하가 적어지므로 시스템의 신뢰성 향상에 도움이 된다.

시스템의 경우 난방운전 시 내부 열교환기의 적용으로 높은 토출압력과 온도를 유지할 수 있다. 따라서 난방용량이 다소 증가하나 압축기 소모동력도 같이 증가하여, 난방 COP는 내부 열교환기의 유무에 관계없이 비슷하게 된다.

3. 실험 장치 및 방법

3-1. 내부 열교환기

Fig. 2는 본 연구에 사용된 내부 열교환기의 개략도로, Coaxial 형과 MCT(micro-channel tube) 형으로 나눌 수 있다. Coaxial 형은 외경 3.18 mm의 8개 관이 외경 9.52 mm 관 외부에 위치한 D-1과 외경 3.18 mm의

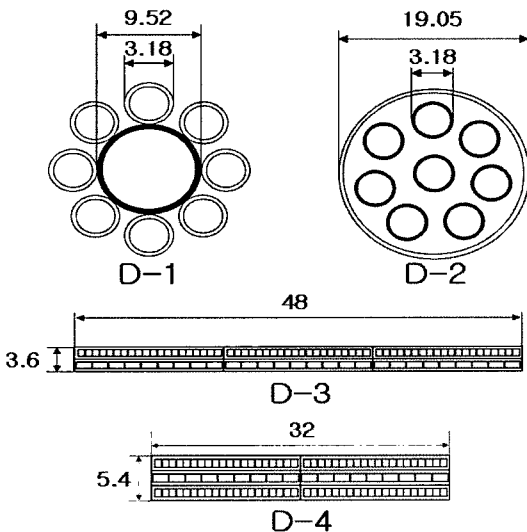


Fig. 2. Schematic diagram of IHXs used in the present study [unit: mm].

8개 관이 외경 19.05 mm 관의 내부에 위치한 D-2형태이다. 그림의 D-1에서 저온 유체는 내경이 큰 동심관을, 고온 유체는 내경이 작은 동심관들을 흐르고, D-2에서 저온 유체는 내경이 작은 동심관들을, 고온 유체는 내경이 큰 동심관을 대향류방식으로 흐른다. 그리고 MCT 형은 마이크로 채널을 2단과 3단으로 브레이징(brazing)하였다. D-3는 크기가 다른 두개의 채널(1.8×1.0 mm, 0.7×1.0 mm)이 결합되어 있는 형태이며, D-4는 작은 채널(0.7×1.0 mm) 사이에 큰 채널(1.8×1.0 mm)이 끼워져 있는 형태이다. 큰 채널에는 저온의 유체가 작은 채널로는 고온의 유체가 흐른다. Table 1은 본 연구에 사용된 내부 열교환기 사양이다.

내부 열교환기의 성능실험을 위한 장치의 개략도를 Fig. 3에 나타내었다. 내부 열교환기는 가스쿨러 후단과 증발기 후단의 냉매가 서로 열교환하는 방식이므로 각각 2개의 회로로 제작하였고, 시험부, 마그네틱 기어펌프, 항온수조, 질량유량계, 기열부, 전력공급부, 센서 등으로 구성되어 있다. 내부 열교환기의 열전달량과 특성을 계산하기 위하여 RTD센서와 T형 열전대를 설치하였고, 실험 전 표준온도계로 보정하였다. 또한, CO₂의 압력강하 측정을 위해 시험부 전후단에 압력계와 차압계를 설치하였으며, 시

Table 1. Classifications of IHX.

Specifications	D-1	D-2	D-3	D-4
high-side tube A (m ² ×10 ⁻⁴)	29	115	0.49	0.56
low-side tube A (m ² ×10 ⁻⁴)	44	29	0.42	0.32
# of the high-side tube	8	1	27	80
# of the low-side tube	1	8	60	18
Length (m)	0.5~2.0			
Material	copper		aluminum	

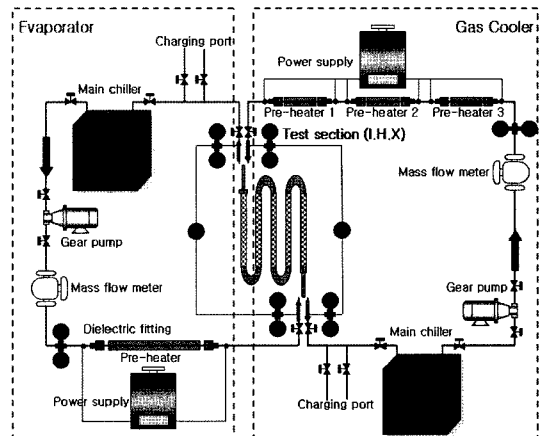


Fig. 3. Schematic diagrams of experimental apparatus.

Table 2. IHX inlet conditions.

Parameters	Specifications
\dot{m} (g/s)	40, 50, 60, 70, 80
$T_{h,in}$ (°C)	39, 41, 43, 45, 47
$T_{l,in}$ (°C)	2, 5, 7, 9
Quality at 2°C	0.85~1.00
$P_{h,in}$ (kPa)	12,000
$P_{l,in}$ (kPa)	3,673
Arrangement	counter flow

험부는 40 mm 발포고무(Rubber foam)로 단열하였다.

3-2. 실험 방법

Table 2는 내부 열교환기 운전조건을 나타낸다. 실험 조건을 조절하기 위하여 항온수조에서 CO₂를 충분히 과냉 시킨 후 기어펌프를 통해 유량을 맞추고 시험부 전 단부에서 직접 가열하는 방식으로 입구측 조건을 조절하고 실험을 수행하였다. 증발기와 가스 쿨러의 입구측 온도가 ±0.2°C, 압력 조건이 ±0.5 kPa 이내로 안정화 되면 약 5분간 데이터를 측정하였다.

실험을 통해 획득한 데이터를 REFPROP 6.01을 이용해 물성치를 획득하고, 식 (1) 및 (2)을 사용하여 열전달량과 효율을 계산하였다.

$$Q_f = \dot{m} c_p \Delta T = \dot{m} (h_{l,out} - h_{l,in}) \tag{1}$$

$$\epsilon = \frac{Q_l}{Q_{max}} = \frac{T_{l,out} - T_{l,in}}{T_{h,in} - T_{l,in}} \tag{2}$$

4. 수치해석

4-1. 열전달방정식

내부 열교환기에서 각 유체사이의 열전달은 내관에서 외관으로 이루어지며, 이 때의 열전달 메커니즘은 열저항을 이용하여 표현할 수 있다. 열전달은 관에 의한 전도열전달과 유체흐름에 의한 대류열전달로 식 (3)과 같이 정의된다.

열전달 계산을 위해 저압측(low-side)에서는 Dittus-Boelter 상관식^[6]을, 고압측(high-side)에서는 Gnielinski 상관식^[7]을 각각 사용하였다.

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T = \frac{\Delta T}{R_{cond} + R_{conv}} \tag{3}$$

여기서, $R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kL}$, $R_{conv} = \frac{1}{hA}$

4-2. 관내 압력강하

관내 압력강하는 마찰에 의한 강하와 운동량 변화에

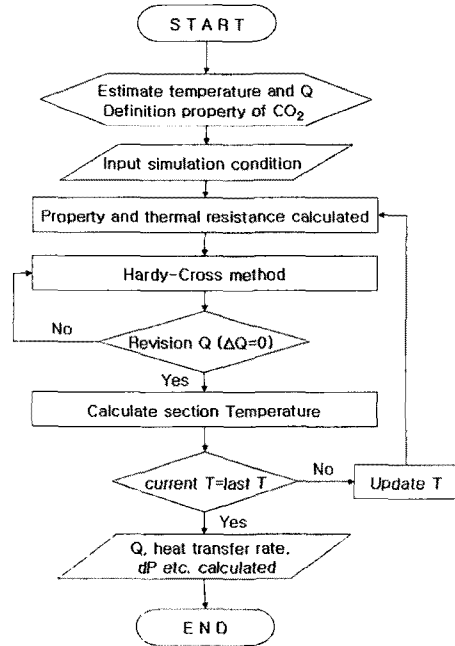


Fig. 4. Flow chart for numerical analysis.

의한 강하를 고려하여 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

은 마찰계수로 저압측에서는 Blasius^[8]식을 고압측에서는 Petrov-Popov^[9]식을 각각 사용하였다.

$$\Delta P = f \frac{L \rho V^2}{D} \tag{4}$$

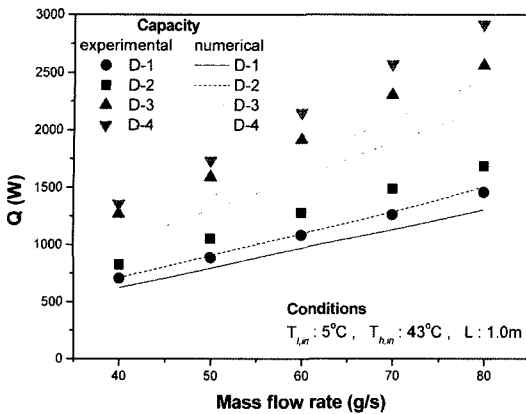
4-3. 수치해석 방법

Fig. 4는 본 연구에 사용된 수치해석 과정을 나타내는 순서도이며, 열교환기의 해석을 위해 열교환기를 여러 개의 국소 해석구간으로 나눈 다음 각 해석구간에서 열전달율과 압력강하를 적분하는 방법인 단면분할법(section-by-section method)^[10]을 사용하여 단면을 유체의 유동방향으로 500개의 구획으로 계산을 수행하였으며 전체 열전달량은 각 구간에서 계산된 열전달량을 적분하였다. 각 미소영역의 열전달량은 열전달 관계식과 여러 개의 루프(loop)를 가진 미소체적에 유용한 방법인 Hardy-Cross법을 이용하여 계산하였다.

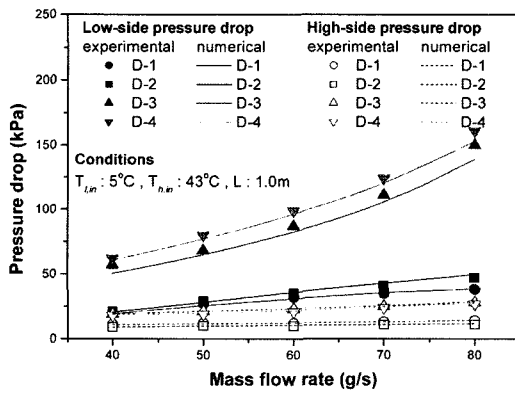
5. 결과 및 고찰

5-1. 유량 변화에 의한 영향

Fig. 5(a)와 (b)는 유량 변화에 따른 동심관(D-1, D-2)과 마이크로 채널(D-3, D-4)에서의 열전달량 및 압력



(a) heat transfer rate



(b) pressure drop

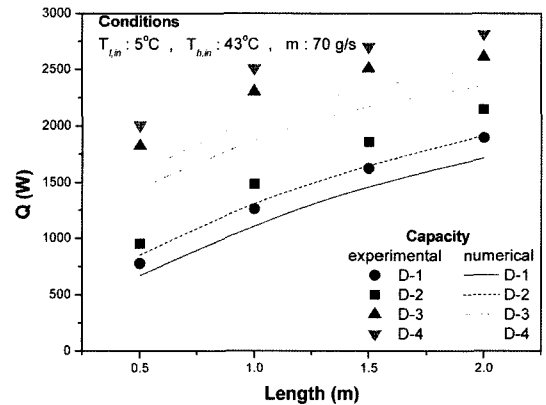
Fig. 5. Variation of heat transfer rate and pressure drop with refrigerant flow rate.

강하를 실험값과 수치값으로 각각 나타낸 것이다. Fig. 5(a)의 열전달량은 유량이 40 g/s에서 10 g/s씩 증가함에 따라 약 25% 정도 선형적으로 증가하였으며, 동심관에 비해 마이크로 채널의 열전달량이 약 2배 정도 높게 나타났다. 수치값은 실험값에 비해 동심관에서는 약 9~12%, 마이크로 채널에서는 약 15~21% 정도 낮았다. 이는 적용된 Hardy-Cross 방법의 열전달 상관식이 기존 냉매에 근거한 식으로 CO₂ 냉매의 특성을 정확히 반영하고 있지 못하기 때문이며, 또한 관의 형상에 따른 효과로는 동심관보다 마이크로 채널에서 오차가 더 크게 나타난 것으로 판단된다. Fig. 5(b)의 압력강하는 유량이 증가함에 따라 동심관에 비해 마이크로 채널에서 더 크게 나타났다. 이는 유량이 증가함에 따라 벽면에서의 마찰 전단력이 증가하기 때문이다. 고압(high-side)관에서는 동심관과 마이크로 채널의 압력강하가 거의 비슷한 값을 나타내었지만, 저압(low-side)관에서는 마이크로 채널이

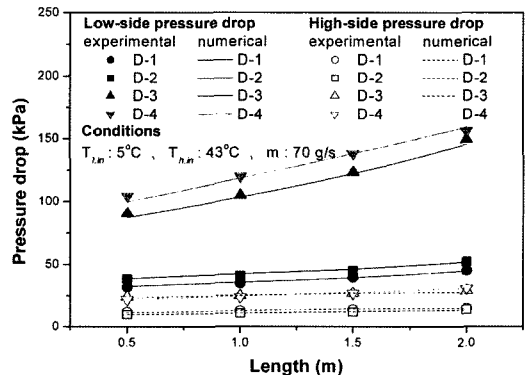
동심관에 비해 최소 2배 이상 높았다. 이는 동심관에 비해 마이크로 채널관의 관경이 작기 때문이며, 또한, 고압측에 비해 저압측의 밀도와 점성계수가 크기 때문이다. 압력강하의 수치와 실험값은 약 ±5% 이내로 만족하였다.

5-2. 내부 열교환기 길이 변화에 의한 영향

Fig. 6(a)와 (b)는 내부 열교환기 길이 변화에 따른 동심관과 마이크로 채널에서의 열전달량 및 압력강하를 나타낸 것이다. Fig. 6(a)의 열전달량은 내부 열교환기 길이가 늘어남에 따라 증가하지만 점점 둔화되는 경향을 보여준다. 내부 열교환기의 길이가 0.5 m에서 2.0 m까지 0.5 m씩 증가함에 따라 동심관의 열교환 증가율은 61%, 24%, 14%씩 증가하였고, 마이크로 채널의 열교환 증가율은 18%, 10%, 4%씩 증가하였다. 수치값이 실험값에 비해 동심관에서는 약 7~11% 정도, 마이크로 채널에서는 15~21% 정도 낮았다. Fig. 6(b)의 압력강하는 내부



(a) heat transfer rate



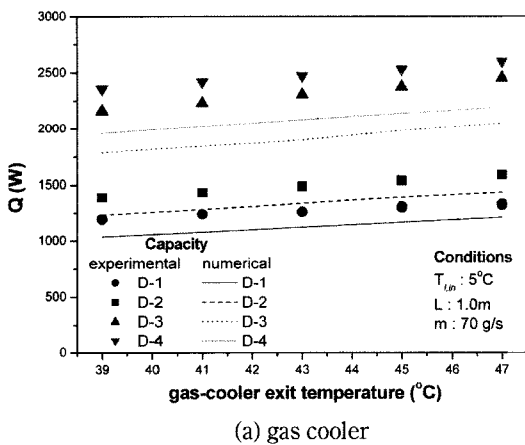
(b) pressure drop

Fig. 6. Variation of heat transfer rate and pressure drop with IHX length.

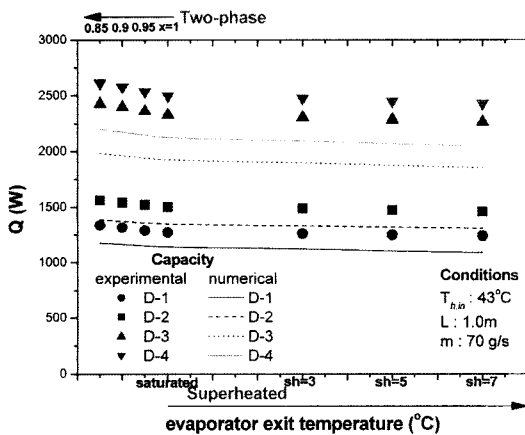
열교환기 길이가 증가함에 따라 고압측은 동심관 및 마이크로 채널에서 약 4 kPa 정도 증가하는데 반해 저압측은 동심관에서는 약 14 kPa, 마이크로 채널에서는 약 52~59 kPa 정도 증가하였다. 수치와 실험값은 약 ±6% 이내로 만족하였다. 실험결과로부터 내부 열교환기의 성능을 향상시키기 위해서는 열교환 길이를 크게 해야 함을 알 수 있다. 그러나 열교환 길이가 커지면 압력강하가 증가하여 시스템에서 압축기로 유입되는 냉매의 압력이 낮아져 소비전력은 증가하게 된다. 그 결과 시스템의 효율은 오히려 감소될 수도 있으므로, 시스템의 용량 및 운전조건을 고려하여 내부 열교환기의 길이를 선정하여야 할 것이다.

5-3. 운전조건 변화에 의한 영향

Fig. 7(a)와 (b)는 내부 열교환기의 가스 쿨러 출구조



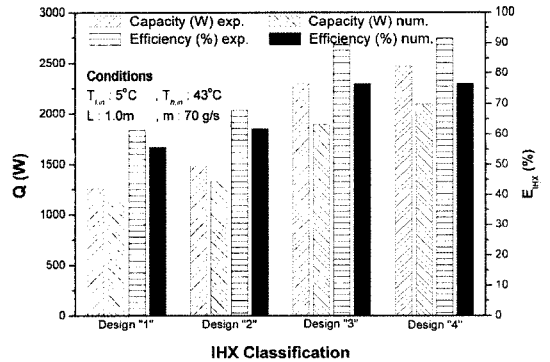
(a) gas cooler



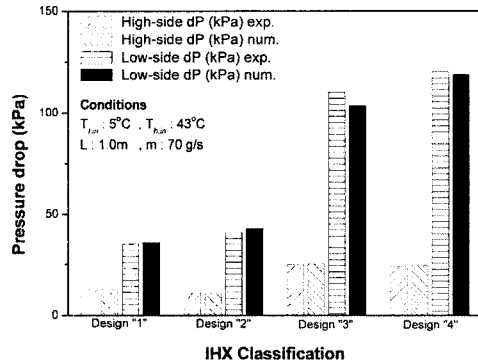
(b) evaporator

Fig. 7. Variation of heat transfer rate for exit temperature of gas-cooler and evaporator.

건 변화와 증발기 출구조건 변화에 따른 열전달량을 각각 나타낸 것이다. 내부 열교환기의 난방운전시 가스쿨러 출구는 저압측 입구조건으로, 증발기 출구는 고압측 입구조건으로 유입된다. Fig. 7(a)에서와 같이 고압측 입구온도가 2°C씩 증가함에 따라 열전달량은 약 3% 증가하였다. 이는 내부 열교환기의 고온과 저온의 온도차로 인하여 선형적으로 증가한 것이다. Fig. 7(b)의 저압측 입구조건은 3,673 kPa, 포화상태에서 과열도영역과 이상(건도)영역으로 구분하였다. 온도가 9, 7, 5, 2°C로 감소함에 따라 내부 열교환기의 온도차가 상승하여 열전달량은 약 3%씩 선형적으로 증가하였으며, 이상 상태(two-phase)부터는 건도가 0.05씩 감소함에 따라 열전달량은 약 2%씩, 효율은 약 4%씩 증가하였다. 이것은 저압측 입구온도는 일정하지만 건도가 감소함에 따라 잠열 엔탈피 영역의 증가로 전체적인 내부 열교환기의 능력은 커지고 효율은 더욱 높아지기 때문이다. 즉, 내부 열교환기를 적용한 CO₂ 열펌프에서 증발기 출구조건을 과열도영역이 아닌 이상 영역으로 설정하면 효율증대 및 소형화뿐만 아니라 안정적인 시스템 설계가 가능함을 알



(a) heat transfer rate and efficiency



(b) pressure drop

Fig. 8. Comparisons of heat transfer rate and pressure drop for IHXs.

수 있다.

5-4. 열교환기 형태에 의한 영향

Fig. 8(a)와 (b)는 열교환기 형태에 따른 열전달량과 효율 그리고 압력강하를 각각 나타낸다. Fig. 8(a)로부터 동재질의 동심관(D-1, D-2)에 비해 알루미늄 재질 마이크로 채널(D-3, D-4)의 열전달량이 최대 2.19배, 효율은 최대 1.64배 높다는 것을 알 수 있다. 그러나 수치결과는 실험결과에 비해 동심관에서는 약 8~11%, 마이크로 채널에서는 약 15~22% 낮게 나타났다. Fig. 8(b)로부터 마이크로 채널이 동심관에 비해 상대적으로 큰 압력강하를 나타냈으며, 특히 저압에서는 약 2배 이상 높게 관찰되었다. 압력강하의 수치와 실험 결과오차는 약 ±5% 이내로 나타났다.

Fig. 9(a)와 (b)는 실험에서 획득한 열전달량과 압력강하를 수치해석값과 비교한 것이다. 실험결과에 비해 수

치해석 결과의 열전달량이 동심관에서는 약 10%, 마이크로 채널에서는 약 20% 정도 낮다. 그러나 압력강하는 실험결과와 수치결과가 최대 ±10% 이내에서 만족하였다. 이는 본 연구에 적용된 열전달 상관식이 CO₂의 특성을 정확히 반영하고 있지 못하며, 특히 마이크로 채널에서는 그 오차가 더욱 커지는 것으로 판단된다. 그러므로 CO₂의 열전달 계산의 정확성을 위해 CO₂의 특성과 관형상을 고려할 수 있는 열전달 상관식의 개발이 필요하다.

6. 결 론

본 연구에서는 난방 운전조건 하에서 내부 열교환기의 형태, 길이, 유량, 운전조건 등에 따른 열전달 및 효율 그리고 압력강하를 조사하기 위하여 해석과 실험을 비교 수행하여 다음의 결론을 얻었다.

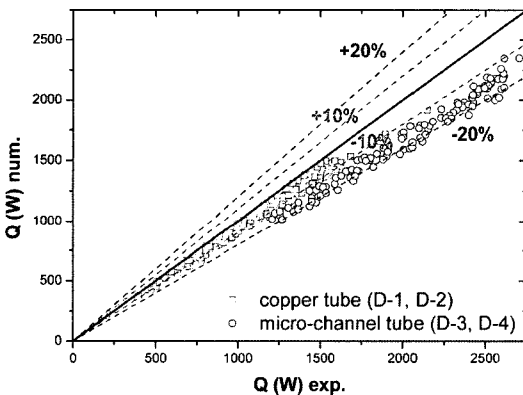
- 1) 유량이 40 g/s부터 10 g/s씩 증가할수록 열전달량은 약 25%씩 증가하였고 동심관(D-1)에 비해 마이크로 채널(D-4)에서 열전달량이 1.9배 정도 높았다. 또한, 압력강하는 마이크로 채널이 동심관에 비해 약 2배, 저압측이 고압측 압력강하에 비해 약 3배 이상 높았다.
- 2) 내부 열교환기가 0.5 m씩 늘어남에 따라 열전달량은 동심관에서 61%에서 14%로, 마이크로 채널에서 18%에서 4%로 증폭이 감소하였다. 고압측 압력강하의 변화는 미미하였으나, 저압측은 동심관(D-1, D-2)에서 약 14 kPa, 마이크로 채널(D-3, D-4)에서 약 59 kPa, 52 kPa씩 상승하였다.
- 3) 고압측 온도조건이 2°C씩 높아질수록, 저압측 온도조건은 2°C씩 낮아질수록 열전달량은 3% 정도 향상되었다. 이상영역 상태에서는 건도가 0.05씩 감소할수록 열전달량과 효율은 약 4% 정도 향상되었다.
- 4) 수치해석과 실험값의 비교에서 열전달량은 최대 20% 정도 낮게, 압력강하는 ±10% 이내이었다.

후 기

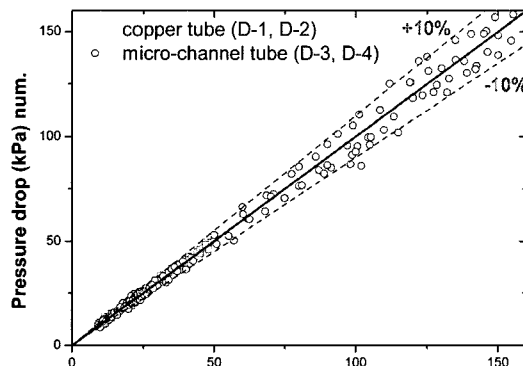
본 논문은 산업자원부 차세대 신기술 개발사업의 지원에 의해 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

기호설명

- A : 면적 [m]
- c_p : 비열 [kJ/kgK]
- f : 마찰계수
- h : 대류 열전달계수 [W/m²K]



(a) heat transfer rate



(b) pressure drop

Fig. 9. Comparisons of heat transfer rate and pressure drop for experiment data and numerical calculation.

- L : 길이 [m]
- k : 열전도율 [W/mK]
- m : 질량유량 [g/s]
- G : 질량유속 [kg/m²s]
- P : 압력 [kPa]
- Q : 열전달량 [W]
- q : 단위 질량당 열전달량 [W/kg]
- r : 관경 [m]
- R : 열저항 [m²K/W]
- T : 온도 [°C]
- x : 건도

그리스문자

- ε : 효율 [W/W]
- ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

- 1 : 내경
- 2 : 외경
- cond : 전도
- conv : 대류
- h : 고압
- l : 저압
- IHX : 내부 열교환기
- in : 입구
- out : 출구

참고문헌

1. Bullock, C. Theoretical performance of CO₂ in subcritical and transcritical cycles, ASHRAE/NIST Conference Refrigerants, Maryland, USA, 1997, 6-19.
2. Rozhentsev, A.; Wang, C. Some design features of a CO₂ air conditioner, Applied thermal Engineering, 2001, 21, 871-880.
3. Park, B.K.; Kim, G.O.; Kim, M.G. Thermal performance analysis of circular coil type IHX for transcritical CO₂ system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 2002, 14(7), 531-542.
4. Cho, H.H. Study on the performance improvement of a transcritical CO₂ heatpump. Ph.D. Thesis, Korea University, Seoul, Korea, 2005.
5. Jonas, M.K. Dake. Essentials of Engineering hydraulics, 2nd ed., Macmillan Press, 1983, 87-94.
6. Dittus, F.W.; Boelter, L.M.K. Heat transfer automobile radiators of the tubular type, Publications in Engineering, 1930, 2, 443.
7. Gnielinski, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem., 1976, 16, 359-368.
8. Incropera, F.P.; Dewitt, D.P. Fundamental of Heat and Mass Transfer, 4th ed., John Willy & Sons, 1996, 424.
9. Fang, X.; Bullard, C.W.; Hrnjak, P.S. Heat transfer and pressure drop of gas cooler, ASHRAE transaction Part I, 2001, 255-267.
10. Lee, J.H.; Bae, S.W.; Bang, K.H.; Kim, M.H. Experimental and numerical research on condenser performance for R22 and R407C refrigerants, International J. of Refrigeration, 2002, 25, 372-382.

1. Bullock, C. Theoretical performance of CO₂ in