

다중관형 CO₂ 급탕열교환기의 열적성능에 대한 해석연구

장근선¹, 최연성^{2*}, 김영재³

¹선문대학교 기계공학과, ²선문대학교 기계공학대학원, ³선문대학교 환경생명화학공학과

An analytical study on the thermal performance of multi-tube CO₂ water heater.

Keun Sun Chang¹, Youn Sung Choi^{2*}, Young-Jae Kim³

¹Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University

²Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Sunmoon University

³Department of Environmental and Bio-Chemical Engineering, Sunmoon University

요 약 본 연구에서는 길이 4.5 m와 7.5 m의 다중관 CO₂ 급탕 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 ϵ -NTU 방법을 사용하여 해석하고 결과를 기존의 실험 데이터와 비교하였다. 급탕 열교환기는 셸측에 물이 흐르고 8개로 구성된 내부 튜브에 CO₂를 흐르게 하였으며 열전달 효율을 최대화하기 위하여 대향류로 설계하였다. 각 노드에 대한 물과 CO₂ 냉매의 유동에 대한 에너지 평형 방정식은 단면분할법을 이용하여 해석하였다. 열전달을 계산값은 실험값과 ± 5 % 범위 내에서 잘 일치하였다. 반면에 물의 출구온도는 물 유량이 증가함에 따라 거의 선형적으로 감소하며 계산값과 실험값은 ± 3 % 내에서 일치하였다. 결과에서 열전달율은 4.5 m와 7.5 m 급탕 열교환기 모두 물 유량 또는 CO₂ 입구온도가 증가함에 따라 거의 선형적으로 증가하였으며, 반면에 물 유량이 증가함에 따라 물의 출구온도는 선형적으로 감소하였다. CO₂ 압력강하 계산값과 실험값은 CO₂가 고유량일 때 5 % 내에서 잘 일치한 반면에 CO₂가 저유량일 때 실험값이 약 20 % 높게 나타났다.

Abstract In this study, the heat transfer and pressure drop characteristics were evaluated for multi-tube CO₂ water heaters with lengths of 4.5 m and 7.5 m. The evaluation was done using the ϵ -NTU method, and the results were compared with experimental data. Water flows through the shell side of the water heater, while CO₂ flows through 8 inner tubes. The heater uses a counter-current design to maximize the heat transfer efficiency. The energy balance equation describing the flows of CO₂ and water for each node is set up using the section-by-section method. The calculated heat transfer rates agree well with the experimental data within ± 5 % error. The outlet water temperature decreased linearly with the increase of the water flow rate. The calculated heat transfer rates agreed well with the experimental data within ± 3 % error. The results show that the heat transfer rate increases almost linearly with the increase of water flow rate or CO₂ inlet temperature in both the 4.5-m and 7.5-m water heaters, whereas the water outlet temperature linearly decreases with the increase of the water flow rate. The comparison of the CO₂ pressure drop between the calculation and experiment results shows good agreement at the high CO₂ flow rate within 5 % error, but the value is about 20 % higher in the experimental pressure drop at the low CO₂ flow rate.

Keywords : CO₂ water heater, ϵ -NTU, Heat transfer, Pressure drop, Heat capacity

1. 서론

CFC계열 냉매로 인한 지구온난화와 오존층 파괴에

대한 문제가 대두되면서 환경 친화적인 대체냉매에 관한 연구가 활발해지고 있다. CFC계열 대체냉매들 중에서 자연냉매인 이산화탄소(CO₂)는 환경 친화적이며 독성이

본 연구는 2016년도 선문대학교 교내 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

*Corresponding Author : Youn Sung Choi(Sunmoon University)

Tel: +82-10-8955-4528 email: yschoi@kraac.or.kr

Received June 7, 2016

Revised August 10, 2016

Accepted August 11, 2016

Published August 31, 2016

없고 상대적으로 우수한 열역학적 성질을 지니고 있어 가장 관심을 끄는 대체냉매로 주목 받고 있으며 CO₂를 냉매로 사용하는 히트펌프 시스템에 대한 연구는 지금까지 여러 연구자들에 의해 수행되어 왔다. CO₂ 냉매를 급탕용이나 자동차용 에어컨에 사용할 때 HCFC와 같은 기존 냉매에 비해 우수한 성능을 보여주는 것으로 보고 되고 있다.

현재 일반적으로 사용되고 있는 HFC계열의 사이클은 냉매의 임계압력 이하에서 증발과 응축이 이루어지지만 CO₂ 냉매는 임계압력(7.38 MPa)에 대한 임계온도(31℃)가 낮아 초임계영역에서 가스쿨러를 통해 상변화 없이 열을 배출한다. CO₂ 냉매가 초임계상태일 경우 미세한 냉매온도나 압력변화는 열역학적 상태량의 급격한 변화를 유발할 수 있으며, 특히 임계압력 근처에서 CO₂의 열역학적 상태량이 특히 크게 나타난다. 이러한 급격한 상태량의 변화는 열전달이나 유동의 심각한 변화를 초래한다.

Boewe et al.⁽¹⁾은 내부 열교환기를 적용한 CO₂ 히트펌프 시스템에 대한 연구를 차량용 히트펌프 시스템에 적용하였으며, 내부 열교환기가 장착된 경우가 그렇지 않은 경우보다 약 25 % 정도의 성능이 향상된 것으로 보고하였고, Chen 과 Gu⁽²⁾는 내부 열교환기 적용 CO₂ 히트펌프 시스템에서 가스쿨러 압력변화와 성능에 대한 최적화된 데이터를 생산할 수 있는 수식을 개발하였다. 국내에서는 산업자원부의 차세대신기술개발사업의 일환으로 CO₂ 히트펌프 시스템 개발⁽³⁾에 대한 연구를 3단계에 걸쳐 수행하였고, CO₂ 히트펌프 시스템의 급탕 열교환기등 주요 부품을 개발하였다. 이 연구에서 CO₂를 이용한 급탕 열교환기는 물 입구온도를 17℃로 하였을 때, 출구온도는 68℃가 되었고 16 kW의 열교환량을 나타내었다.

Yu et al.⁽⁴⁾은 튜브내 튜브 CO₂ 가스쿨러 성능에 대한 평가를 수행하였으며 가스쿨러 기능을 대신하는 급탕용 CO₂ 시스템에 대한 연구는 Neksa et al.⁽⁵⁾과 Hwang과 Radermacher⁽⁶⁾의 연구가 2000년대를 전후하여 보고되었다. 비교적 최근에 Fernandez et al.⁽⁷⁾은 기본 사이클과 CO₂ 히트펌프 급탕성능을 비교하였으며, CO₂ 급탕시스템은 전기나 가스에 의한 난방에 비해 에너지가 75 % 정도 절감되는 것으로 보고하고 있다.

Oh et al.⁽⁸⁾은 다중관식 헬리컬 코일형 열교환기에 대하여 연구하였으며 열유량과 압력강하가 이중관식 열교

환기보다 높은 것으로 보고하였고, Park et al.⁽⁹⁾은 CO₂ 급탕기 내 이중관식 열교환기를 설계하여 설계의 타당성 및 높은 효율을 검증하였으며 CO₂ 열교환기는 다양한 형태로 연구되고 있다.

본 연구에서는 CO₂ 시스템에 적용되는 다중관형 급탕 열교환기에 대한 성능해석을 수행하고 차세대신기술 개발사업의 2단계 보고서 “CO₂를 이용한 냉난방 및 급탕 시스템용 열교환기 개발⁽¹⁰⁾”의 실험결과와 비교하였다. 물의 유량, CO₂ 입구온도 및 열교환기 길이 변화가 열전달량과 물의 출구온도에 미치는 영향을 고찰하였으며, CO₂ 유량변화에 대한 CO₂ 압력강하를 계산하여 실험결과와 비교하였다. 이 연구를 통하여 CO₂ 히트펌프 시스템의 운전조건에 따른 급탕 열교환기의 열적 거동에 대한 이해를 증진시키고 급탕열교환기 최적 설계의 기초 자료로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

2. 급탕 열교환기

2.1 열교환기 모델 및 성능해석

본 연구에서는 열교환 성능을 극대화할 수 있는 다중관(multi-tube)형 대향류 급탕 열교환기를 선정하고 성능 해석프로그램을 개발하여 CO₂ 사이클 조건에서 급탕 열교환기의 열성능을 평가하였다. 이 다중관식 열교환기는 다수의 작은 관경의 튜브가 평행으로 큰 관경의 튜브 안에 설치되고 냉매와 물이 열교환하며 내관에는 고압상태의 CO₂ 냉매가 흐르고 환상공간으로는 2차유체인 물이 흐른다. 본 연구의 해석프로그램에서 사용한 다중관식 열교환기 형상과 사양을 Fig. 1과 Table 1에 각각 나타내었다.

열교환기 모델링은 임의의 미소체적에 대하여 물과 냉매사이의 질량평형과 에너지평형을 수립하고 물과 냉매의 입구조건으로부터 미소체적의 냉매 및 물의 출구상태를 예측하는 Fig. 2와 같은 단면분할법(section-by-section method)을 사용하였다. 계산된 각 흐름의 출구상태를 다음 미소체적의 입구조건으로 사용하면 순차적으로 열교환기의 길이 방향으로 전체 열교환기에 대한 성능 모사를 완성할 수 있다. 열교환기 모사의 입력변수로는 냉매와 물의 유량, 입구압력 및 입구온도를 들 수 있다.

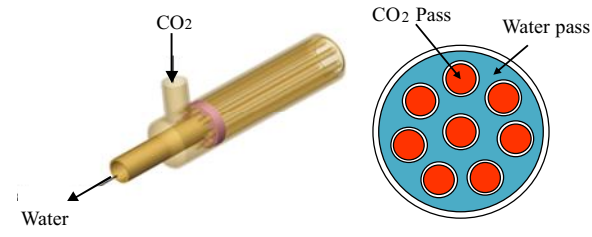


Fig. 1. Shape of the heat exchanger for water heating.

Table 1. Specifications of CO₂ water heater

| Tube | Item | Unit | Value |
|------------|----------|------|-------|
| Inner tube | d_{ii} | mm | 3.10 |
| | d_{io} | mm | 4.00 |
| | EA | - | 8 |
| Outer tube | Length | m | 4.5 |
| | d_{oi} | mm | 17.05 |
| | d_{oo} | mm | 19.05 |
| | Length | m | 4.5 |

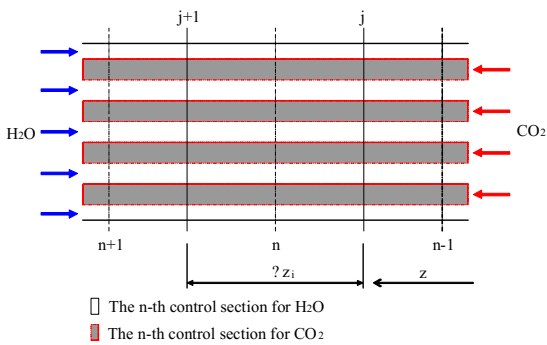


Fig. 2. Control volume of section-by-section method.

열교환기 모사를 통해 얻을 수 있는 출력변수로는 열교환기의 열교환량, 열교환기 출구에서의 냉매 및 물의 압력과 온도가 된다. 열교환기 성능해석을 위해 필요한 CO₂ 물성치는 NIST(National Institute of Standards and Technology)의 REFPROP version 6.01⁽¹¹⁾을 사용하여 계산하였다.

2.2 열전달 해석

본 연구에서는 ϵ -NTU 방법을 사용하여 열교환기의 성능을 해석하였다. Fig. 3은 수치해석 알고리즘과 계산 과정을 설명한 순서도이다. 열교환기 1패스당 튜브 길이를 n 개의 미소구간으로 나눈다. 열교환기로 유입되는 CO₂ 전체유량을 내부관 개수로 나누어 내부관 1개당 CO₂유량을 계산한다. ϵ -NTU 방법에서 n 번째 미소구간의 열교환량(Q_n)은 유효도(effectiveness) ϵ 와 전열단위

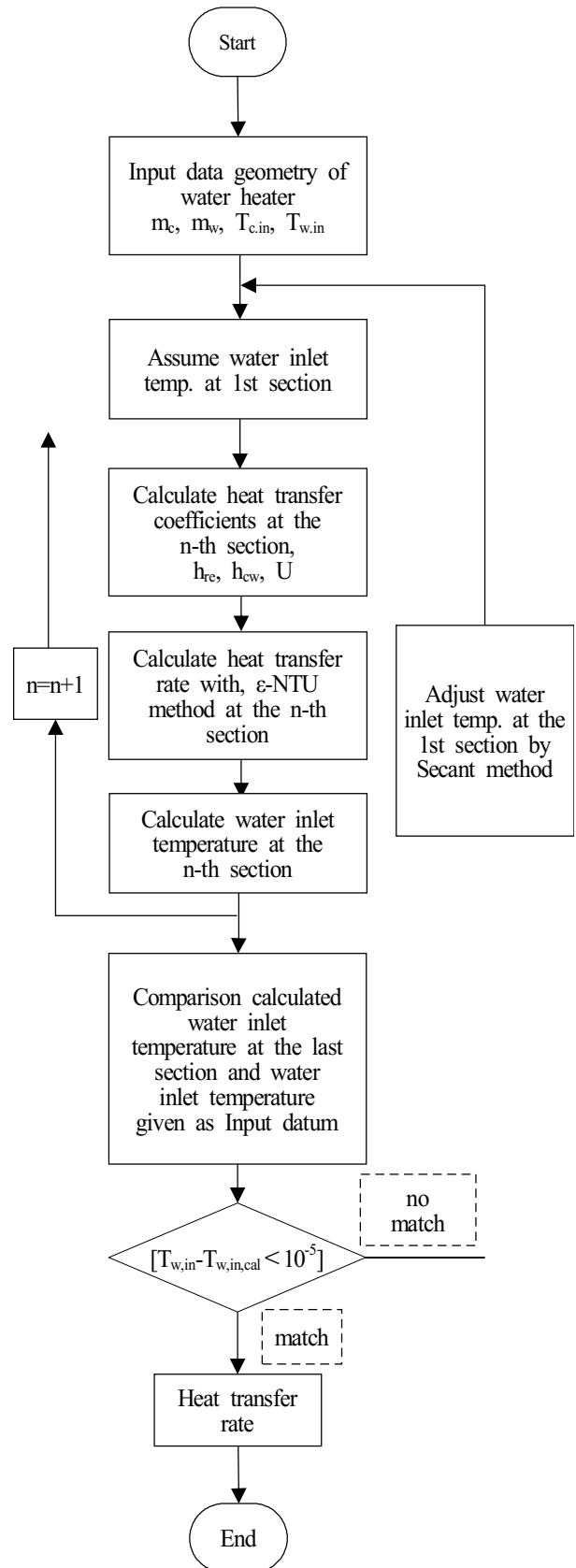


Fig. 3. Flow chart for simulating the water heater with section-by-section method

수(number of transfer unit) NTU를 이용하여 구할 수 있다. 즉,

$$Q_n = \epsilon C_{\min} (T_{c,in} - T_{w,in}) \quad (1)$$

$$NTU = \frac{U_n A_n}{C_{\min}} \quad (2)$$

여기서 C는 열용량 $\dot{m} C_p$ 로서 C_{\min} 은 물과 CO₂ 열용량 중 작은 값을 나타낸다. 총괄전열면적 A_n 은 튜브하나당의 미소구간 전열면적에 튜브 개수를 곱한 값을 사용한다. 각, 미소구간의 총괄열전달계수는 다음 식(3)로부터 계산할 수 있다.

$$\frac{1}{U_n} = \frac{\Delta A_o}{\Delta A_i h_{n,c}} + \frac{\Delta A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k \Delta z} + \frac{1}{h_{n,w}} \quad (3)$$

$h_{n,c}$: n번째 미소구간의 CO₂측 열전달계수

$h_{n,w}$: n번째 미소구간의 H₂O측 열전달계수

열교환기 유효도 ϵ 는 상변화가 없는 가스냉각인 경우 식(4)와 같이 구할 수 있다.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C_r))}{1 - C_r \exp(-NTU(1 - C_r))} \quad (4)$$

여기서, $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$

최종적으로, 미소구간의 CO₂측 실제 전열량은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_c = \epsilon \cdot m_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c(j)} - T_{w(j+1)}) \quad (5)$$

단면분할법에서 각각의 node에 대한 열평형 방정식은 아래 식(6)과 식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{n,c} = m_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c(j)} - T_{c(j+1)}) \quad (6)$$

$$Q_{n,w} = m_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{w(j)} - T_{w(j+1)}) \quad (7)$$

위 식을 이용하여 각각의 노드에 대한 CO₂와 물의 출구온도는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_{c(j+1)} = T_{c(j)} - \frac{Q_{n,c}}{m_c \cdot C_{p,c}} \quad (8)$$

$$T_{w(j+1)} = T_{w(j)} - \frac{Q_{n,w}}{m_w \cdot C_{p,w}} \quad (9)$$

해석에서 첫 번째 섹션의 CO₂ 입구온도($T_{c,1}$)를 입력 온테이터로 사용하였다. 따라서 첫 번째 섹션의 물 입구온도($T_{w,2}$)를 초기 가정값으로 설정하면 식(5)로부터 ϵ -NTU 방법을 사용하여 CO₂의 열전달량을 계산하고 식(8)과 식(9)로부터 CO₂와 물의 출구온도를 계산할 수 있다. 첫 번째 섹션 이후 n_{th} 섹션에서 CO₂ 입구온도 ($T_{c,n}$)는 이전 $n-1_{th}$ 섹션으로부터 구해지고 물의 입구온도 ($T_{w,j+1}$)는 마지막 섹션에서 반복적으로 예측한 물의 입구온도를 주어진 값과 비교하며 차이가 설정한 오차 한계값 이내에 도달할 때까지 계산을 반복한다.

CO₂측 열전달계수는 초임계 영역에서 비교적 정확한 식(10)의 Gnielinski 상관식⁽¹²⁾을 사용하였으며 물측 열전달계수는 식(11)의 Dittus-Boelter 상관식⁽¹³⁾을 사용하였다.

$$Nu = \frac{f/2(Re - 1000)Pr}{12.7 \sqrt{f/2} (Pr^{2/3} - 1) + 1} \quad (10)$$

$$f = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad 2300 \leq Re \leq 10^4$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (11)$$

계산된 각 흐름의 출구상태를 다음 미소체적의 입구 조건으로 사용하면 순차적으로 열교환기의 길이 방향으로 전체 열교환기에 대한 성능모사를 완성할 수 있다.

2.3 CO₂ 압력강하 해석

급탕 열교환기 내에서의 CO₂ 압력강하는 마찰손실과 운동량 변화에 기인하며 완전발달 유동에 대해 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta P = f \frac{L}{d_i} \frac{\rho v^2}{2} \quad (12)$$

식(12)의 마찰계수 f 는 배관 내에서의 난류유동에 대해 다음의 Petrov-Popov 방정식⁽¹⁴⁾을 사용하여 계산하였다.

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (13)$$

Table 2. Test conditions

| Item | Unit | Standard condition | Test range |
|--------------------|-------------|--------------------|------------|
| Water | Pressure | kPa | 103 |
| | Inlet temp. | °C | 17 |
| | Flow rate | g/s | 75 |
| CO ₂ | Pressure | MPa | 10 |
| | Flow rate | g/s | 70 |
| | Inlet temp. | °C | 100 |
| Hot water capacity | kW | 14 | 10 ~ 20 |

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 CO₂ 히트펌프 시스템의 급탕 열교환기로 다중관 열교환기를 선정하고 ε-NTU 방법을 사용한 수치해석 알고리즘을 개발해 이 급탕 열교환기의 열전달과 압력강하 특성을 해석하였으며, 해석결과는 참고문헌⁽¹⁰⁾에서 도출된 실험데이터 값과 비교분석 하였다. 본 연구에서 고찰한 급탕 열교환기의 실험조건을 Table 2에 나타내었다. Fig. 4는 참고문헌⁽¹⁰⁾에서 실험데이터 값을 도출하기 위한 실험 장치의 개략도 이다. Test section에 급탕 열교환기를 설치하고, 각 부분에 계측기를 설치하여 Table 2의 실험조건을 설정하여 실험값을 도출하였다. 급탕 열교환기는 쉘측의 물과 8개의 내부관에 냉매가 흐르도록 하였으며 대향류로 열교환 되도록 설계하였다.

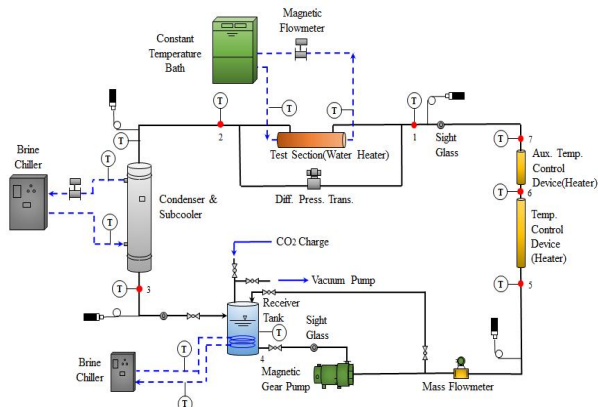


Fig. 4. Schematic diagram of Kim et al experimental apparatus⁽¹⁰⁾

Fig. 5는 급탕 열교환기의 열전달량에 대한 해석결과와 실험결과와의 비교결과를 보여준다. Fig. 5에서 보듯이 성능프로그램에서 도출된 열전달량과 참고문헌에서 계산된 실험값은 열전달량이 10 kW ~ 20 kW 범위에서 ±5 % 이내에서 잘 일치하는 것으로 나타났다.

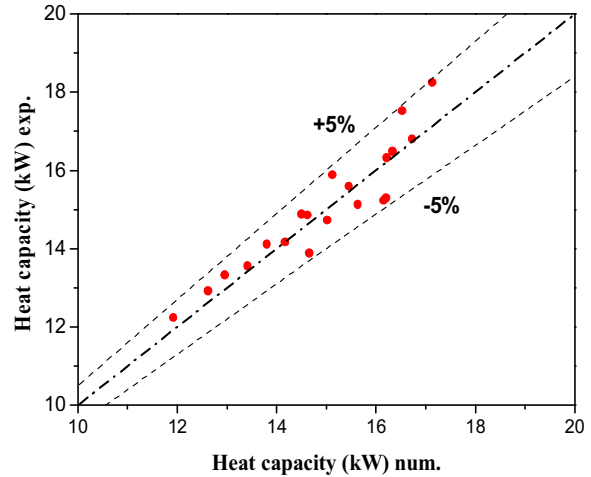


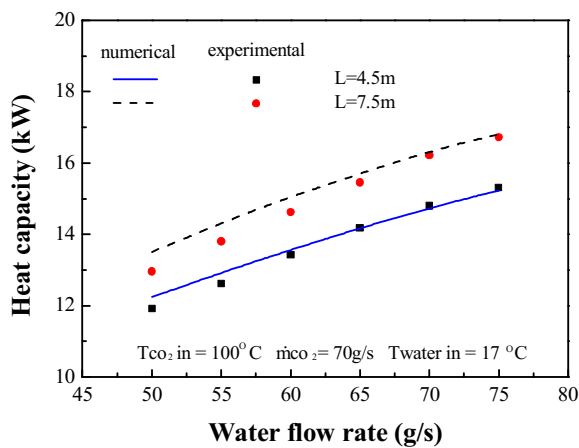
Fig. 5. Comparison of numerical results with experimental results on heat capacity

Fig. 6은 열교환기의 CO₂ 입구온도를 100 °C, CO₂ 냉매 유량을 70 g/s, 물 입구온도를 17 °C로 하였을 때 물 유량의 변화에 대한 열전달량과 물 출구온도의 변화를 나타낸 것이다. 열전달량은 열교환기 길이 4.5 m와 7.5 m에서 모두 물 유량이 증가함에 따라 거의 선형적으로 증가하며 계산값과 실험값은 모든 구간에서 평균 ±5 % 내에서 일치하였다. 반면에 물 출구온도는 열교환기 길이 4.5 m와 7.5 m에서 물 유량이 증가함에 따라 거의 선형적으로 감소하며 계산값과 실험값은 모든 구간에서 평균 ±3 % 내에서 일치하여 열전달량에 비해 오차 범위는 감소하였다.

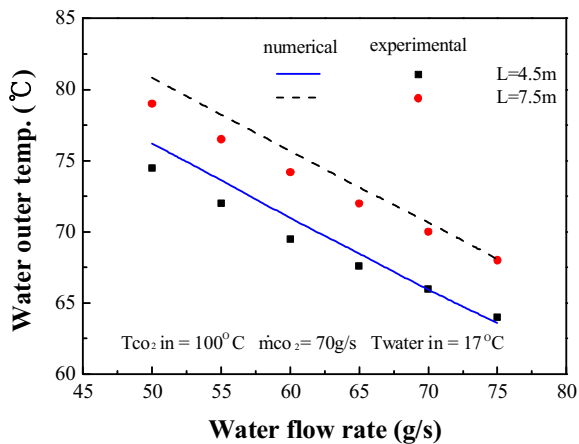
Fig. 7은 열교환기의 CO₂ 냉매 유량을 70 g/s, 물 입구온도를 17 °C, 물 유량을 74 g/s로 하였을 때의 CO₂ 냉매 입구온도 변화에 대한 열전달량과 물 출구온도 해석결과를 나타낸 것이다. Fig. 7(a)에서 보듯이 CO₂ 냉매 입구온도가 증가함에 따라 열전달량도 비례적으로 상승하였으며 이는 CO₂와 물이 대향류로 형성되고 CO₂ 입구온도가 증가하면 CO₂와 물의 온도차가 비례적으로 증가하기 때문이다. 열교환기 길이 4.5 m와 7.5 m가 유사한 열전달량 증가율을 보였으며, 동일한 CO₂ 입구온도에서 7.5 m 열교환기가 4.5 m 열교환기에 비해 최대 10 % 열량이 많게 나타났다. Fig. 7(b)의 물 출구온도에 대한 CO₂ 입구온도의 영향도 열전달량과 유사한 경향을 보이고 있다. 동일한 CO₂ 입구온도에서 7.5 m 열교환기가 4.5 m 열교환기에 비해 물 출구온도가 최대 5 °C 높게 나타났다. 이 결과는 CO₂ 냉매의 특성이 임계점 근처에서는 열전달 물성치가 크게 변하지만 Fig. 7(b)의 CO₂

온도범위는 임계점보다 큰 온도로 단상의 기체거동과 유사하여 열전달량이 열전달 면적과 비례하여 증가하고 결과적으로 물의 출구온도도 비례 증가한 것으로 보여진다.

Fig. 8은 열교환기의 물 유량을 74 g/s, 물 입구온도를 17 °C, CO₂ 입구온도를 100 °C로 하였을 때 CO₂ 냉매의 Reynold's 수에 대한 CO₂ 냉매압력 변화를 나타낸 것이다. Fig. 8의 CO₂ 냉매 유량이 40 ~ 80 g/s에서 레이놀즈수는 0.899 ~ 1.74 × 10⁶로서 Petrov-Popov 방정식 (식(13)) 적용범위 이내에 들었다. 전반적으로 실험값이 계산값에 비해 CO₂ 압력강하가 5 ~ 20 % 정도 크게 나타났으며 고유량보다 저유량에서 오차가 더 크게 나타났다. 실험값이 계산값보다 압력강하가 높게 나타난 것은 계산에서 관 내부 표면의 거칠기에 의한 마찰손실과 곡관에서의 압력손실을 고려하지 않았기 때문으로 보인다.

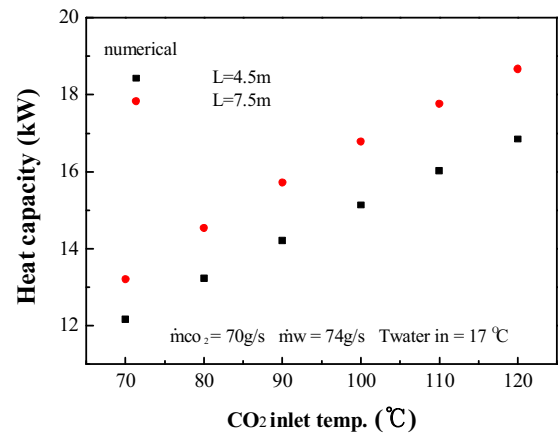


(a) Heat capacity

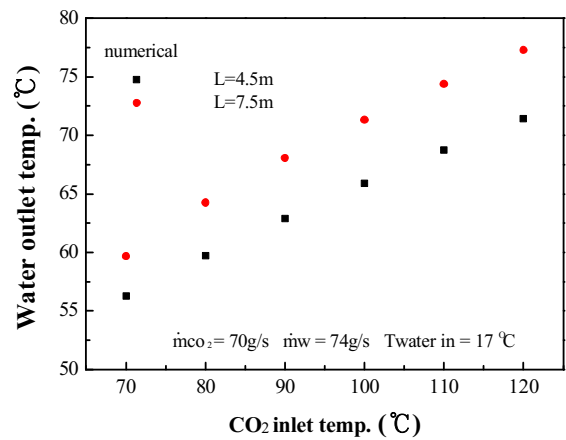


(b) Water outlet temperature

Fig. 6. Effects of water rate on Q and T_{w,Out}



(a) Heat capacity



(b) Water outlet temperature

Fig. 7. Effects of CO₂ inlet temperature on Q and T_{w,Out}

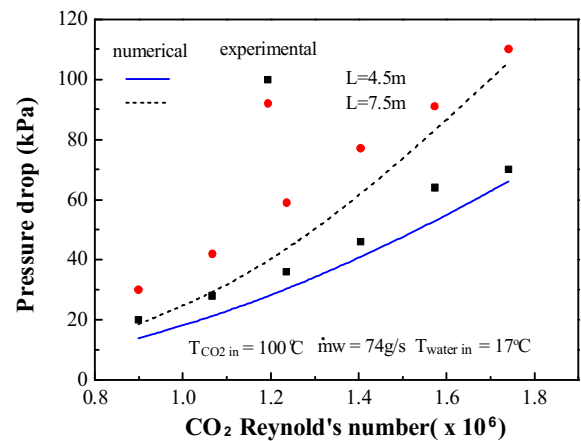


Fig. 8. Effects of CO₂ flow rate on pressure drop

4. 결론

본 연구에서는 CO₂ 급탕 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 분석하기 위해 ε-NTU 방법을 사용한 해석

프로그램을 개발하였으며 해석결과는 기존의 실험값과 비교 하였다. 열교환기 모델링은 임의의 미소체적에 대하여 물과 냉매사이의 질량평형과 에너지평형을 수립하고 물과 냉매의 입구조건으로부터 미소체적의 냉매 및 물의 출구상태를 예측하는 단면분할법을 사용하였다. 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 급탕 열교환기의 열전달량은 물 유량이 증가함에 따라 거의 선형적으로 증가하였고 계산값과 실험값은 ±5 % 내에서 일치하였다. 반면에 물의 출구 온도는 물 유량이 증가함에 따라 거의 선형적으로 감소하며 계산값과 실험값은 ±3 % 내에서 일치하였다.
2. CO₂ 입구온도 변화에 대한 열전달량과 물의 출구 온도는 열교환기 길이 4.5 m와 7.5 m 모두에서 거의 선형적으로 증가하며 증가율도 유사한 값을 보였다.
3. CO₂ 냉매 압력강하는 실험값이 계산값에 비해 상대적으로 높게 나타났으며 저유량에서 계산값과 실험값은 최대 20 %, 고유량에서 약 5 % 오차가 발생하였다.

References

[1] Boewe, D. E. et al., "The role of suction line heat exchanger in transcritical R744 mobile A/C system", SAETP 01-0583, 1999.

[2] Chen, Y. and Gu, J., "The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration system with internal heat exchanger", Int. J. of Refrig., vol. 28, no. 8, pp. 1238-1249, 2005.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.08.009>

[3] Development of environmentally benign and high efficiency CO₂ heat pump system, The 3rd stage report on the development of next generation new technology, Ministry of Knowledge Economy, 2011.

[4] Yu, P., Lin, K., Lin, W. and Wang, C., "Performance of a tube-in-tube CO₂ gas cooler", Int. J. Refrig., vol. 35, pp. 2033-2038, 2012.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.06.010>

[5] Neksa, P., Reksstad, H., Zakeri, R. and Schiefloe, P., "CO₂-heat pump water heater: characteristics, system and environmental results", Int. J. Refrig., vol. 21, pp. 172-179, 1998.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00017-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00017-6)

[6] Hwang, Y. and Radermacher, R., "Options for a two-stage transcritical carbon dioxide cycle", 5th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids

Conference at Guangzhou, pp. 143-149, 2002.

[7] Fernandez, N., Hwang, Y. and Radermacher, R., "Comparison of CO₂ heat pump water heater performance with baseline cycle and two high COP cycles", Int. J. Refrig., vol. 33, pp. 635-644, 2010.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.12.008>

[8] Oh, S. et al., "Experimental study on compact CO₂ gas cooler", ISSN 1226-9549, vol. 34, no. 1, pp. 30-36, 2010.

[9] Park, Y. et al., "Optimization design of the HX in the CO₂ heat pump water heater", KSME 11TE087, pp. 332-340, 2011.

[10] Kim, Y. R., Development of heat exchangers for a heat pump for simultaneous refrigeration and water heating, The 2nd stage report on the development of next generation new technology, Ministry of Knowledge Economy, 2007.

[11] NIST, REFPROP version 6.01, NIST thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures, US Department of Commerce, Gaithersburg, Maryland, USA, 1998.

[12] Gnielinski, V., International Chemical Engineering, 16, 2, pp. 359, 1976.

[13] Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., Introduction to Heat Transfer, 3rded., NewYork, John Wiley & Sons, 1996.

[14] Petukhov, B. S., Advanced Heat Transfer, 6, pp. 503-565, 1970.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70153-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70153-9)

장 근 선(Keun-Sun Chang)

[정회원]



• 1979년 2월 : 서울대학교 기계공학 (공학사)
• 1986년 5월 : 루이지애나주립대 기계공학 (공학석사)
• 1989년 8월 : 미루이지애나주립대 기계공학 (공학박사)
• 1989년 10월 ~ 1995년 2월 : 한국 원자력 연구소 선임연구원(실장)
• 1995년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 기계공학부 교수

<관심분야>

냉동공조 열교환기 및 시스템 설계

최연성(Youn-Sung Choi)

[정회원]



- 2002년 2월 : 한국산업기술대학교 기계공학과 (공학사)
- 2007년 2월 : 한국산업기술대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2005년 3월 ~ 현재 : 한국냉동공조인증센터 책임연구원
- 2013년 2월 : 선문대학교 기계공학과 박사수료

<관심분야>

냉동공조 열교환기 및 시스템 설계

김영재(Young-Jae Kim)

[정회원]



- 1980년 2월 : 연세대학교 화학공학 (공학사)
- 1982년 2월 : KAIST 화학공학(공학석사)
- 1982년 3월 ~ 1987년 10월 : 대림 엔지니어링 과장
- 1991년 10월 : 독일 도르트문트대학교 (공학박사)

- 1992년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 환경생명화학공학과 교수

<관심분야>

화학공학 및 열유체 시스템 설계