

## CO<sub>2</sub> 히트펌프 열교환기의 성능 해석 모델 개발

김민석, 장영수<sup>†</sup>

한국과학기술연구원 열·유동제어연구센터

### Development of Performance Analysis Model of CO<sub>2</sub> Heat Pump Heat Exchanger

Min-Seok Kim, Young-Soo Chang<sup>†</sup>

**ABSTRACT:** A performance analysis model has been developed for fin-tube type heat exchanger for CO<sub>2</sub> heat pump. The model uses the tube-by-tube method. Because air-side thermal resistance has a great portion among total thermal resistances, it is important to understand air-side heat transfer characteristics. The air-side heat transfer correlation has been proposed from experiments using water. The developed model was confirmed by experimental results and can be used for the performance analysis of heat exchanger.

**Key words:** Heat exchanger(열교환기), Performance analysis(성능 해석), Heat pump(히트 펌프), Tube-by-tube method(관순법)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [m]  
 $h$  : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
 $i$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $j$  : Colburn j 인자,  $\frac{hPr^{2/3}}{G_c C_p}$   
 $k$  : 열전도계수 [kW/mk]  
 $\dot{m}$  : 질량 유량 [kg/s]  
 NTU: 전달단위수  
 $Nu$  : Nusselt 수,  $hL/k$   
 $Pr$  : Prandtl 수,  $\nu/a$   
 $Q$  : 열전달량 [kW]  
 $Re$  : Reynolds 수,  $\frac{UL}{\nu}$

$t$  : 관 두께 [m]  
 $U$  : 총괄 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]

#### 그리스 문자

$\epsilon$  : 유효도  
 $\phi$  : 핀 효율

#### 하첨자

$a$  : 공기  
 $D$  : 관경  
 $exp$  : 실험  
 $f$  : 핀  
 $i$  : 입구  
 $o$  : 출구  
 $r,ref$  : 냉매  
 $sim$  : 시뮬레이션  
 $w$  : 물

<sup>†</sup>Corresponding author

Tel.: +82-2-958-6746; fax: +82-2-958-6709

E-mail address: yschang@kist.re.kr

## 1. 서론

전세계적으로 지구온난화에 의한 환경문제로 자연냉매인 이산화탄소를 히트펌프시스템에 적용하고자 하는 연구들이 진행되고 있다. 본 연구에서는 이러한 이산화탄소 히트펌프 시스템에 핀-튜브 열교환기를 사용할 경우 성능해석모델을 제시하였다.

핀-튜브 열교환기의 내관으로는 이산화탄소가 흐르면서 공기와의 열전달 과정을 거치는데, 이러한 핀-튜브 열교환기의 경우 전체 열저항에서 공기측 열저항이 대부분을 차지하므로, 열교환기의 성능을 높이기 위해 공기측 열전달 성능을 향상시키는 것이 우선적으로 중요하며, 다양한 형상의 밀집된 형태의 핀이 사용된다. 따라서 핀-튜브 열교환기 설계를 위해서는 공기측 열전달 특성을 잘 이해하는 것이 매우 중요하다.

교류형 핀-관 열교환기는 가장 대표적인 공조용 열교환기로서 원형 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있으며 기계적인 확관에 의하여 동관과 핀이 밀착되어 있다. 동관 내에는 냉매 등이 흐르며 유동과 직각 방향으로 공기가 핀 사이를 흐르게 되어 있다. 핀-튜브 열교환기를 해석하는 방법에는 Hiller and Glicksman<sup>(1)</sup>과 Fischer and Rice<sup>(2)</sup> 등과 같이  $\epsilon$ -NTU 관계를 적용하여 해석하는 방법을 사용하거나, Domanski<sup>(3)</sup>의 연구와 같이 단과 단 사이의 공기는 서로 섞이지 않고 열출입이 없다고 가정한 후 각 개별관을 독립된 별개의 요소로 취급하는 관순법(tube-by-tube method)을 사용할 수 있다. 이 관순법은 비교적 간단하면서도 정확한 결과를 얻을 수 있어, 공랭식 열교환기의 해석에 널리 적용되고 있다.

공기측 열전달 계수를 구하는 데는 보통 물을 사용한 열교환기 성능시험 자료와 열교환기 형상과 작동조건에 따른  $\epsilon$ -NTU 관계식으로부터 열교환기의 총열전달계수를 구하고, 이로부터 공기측 열전달계수를 계산하는 방법이 사용된다.

본 연구에서는 열교환기 모델로 비교적 간단하면서도 정확한 결과를 얻을 수 있으며, 각 튜브에서의 열전달특성의 변화를 고려할 수 있는 관순법을 이용한 모델을 사용하였다. 따라서 별도로  $\epsilon$ -NTU 관계를 구하지 않고, 관순법의 열교환기 모델을 이용하여 실험결과를 가장 잘 예측하는 공기측 열전달계수를 구하는 방법을 사용하였다.

측정된 열전달계수는 공기의 Re와 Pr수의 상관식으로 나타내어 열교환기 모델을 이용한 성능해석에 사용하도록 하였다.

## 2. 시뮬레이션 모델

### 2.1 건표면 열전달 모델

각각의 독립된 관에서 평균온도차를 이용한 열교환기 해석이론을 적용하면 간단한 직교류의 형태로 가정할 수 있으며 열전달 식은 다음과 같다.

$$Q = U \cdot A \cdot T_m \quad (1)$$

열전달 과정에서 냉매의 엔탈피 변화에 대하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = \dot{m}_r \cdot (i_i - i_e) \quad (2)$$

본 연구에서 사용된 관의 경우, 내부에 마이크로 핀이 가공된 형태이므로, Han and Lee<sup>(4)</sup>의 열전달 상관식을 사용하였다.

단위 핀-관에 대한 총괄 열전달 계수는 냉매와 공기 사이의 열저항의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U = \left[ \frac{A_0}{h_r A_r} + \frac{A_0 t}{A_{p,m} k_p} + \frac{A_0}{A_{p,o} h_c} + \frac{1}{h_0 \left( 1 - \frac{A_f}{A_0} (1 - \phi) \right)} \right]^{-1} \quad (3)$$

여기서  $\phi$ 는 핀효율이며, Schmidt<sup>(5)</sup>와 McQuiston and F.C<sup>(6)</sup>에 의해 제안된 방법을 이용하였다.

### 2.2 습표면 열전달 모델

수증기와 물 표면사이의 열전달은 현열 및 잠열에 의한 열전달로 표현 할 수 있다.

$$dQ = [h_o (T_a - T_w) + h_{D,o} (w_a - w_w) i_{fg,w}] dA_o \quad (4)$$

증발기에서 젖은 핀-관에 대한 총괄 열전달 계수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U = \left[ \frac{A_o}{h_r A_r} + \frac{A_o t}{A_{p,m} k_p} + \frac{1}{h_l} + \frac{A_o}{A_{p,o} h_c} + \frac{1}{h_o (1 + \alpha) \left(1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \phi)\right)} \right]^{-1} \quad (5)$$

위식에서  $\alpha = \frac{i_{fg,w}(w_a - w_w)}{C_{p,a}(T_a - T_w)}$  이고  $i_{fg,w}$ 는 물의 응축잠열,  $\phi$ 는 핀효율,  $h_{D,o}$ 은 잠열 열전달계수이다.

공기 습도의 변화는 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$w_{a,o} = w_{a,i} - (w_{a,i} - w_w) \left(1 - \exp \frac{-h_0 \cdot A_o}{C_{p,a} \cdot m_a}\right) \quad (6)$$

### 3. 공기측 열전달 계수 측정 실험

Fig. 1에 열교환기의 성능을 측정하는 장치의 개략도를 나타내었다. 열교환기 성능 측정 장치는 공기의 온도와 습도가 제어되는 열환경챔버 안에 위치한다. 시험 열교환기의 입·출구 온도를 측정하기 위하여 0.01℃ 급의 정밀 디지털 온도계를 사용하였다. 물 순환장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 실험장치는 수조, 질량 유량계, 펌프, 항온조, 열교환기 샘플로 구성된다. 열교환기의 입구 및 출구 온도는 T형 열전대를 이용하여 측정하였다. Table 1에 본 실험에 적용된 실험조건을 나타내었다. 실험은 공기와 물의 입구 조건을 일정하게 유지한 상태에서 공기의 전면속과 물 순환유량을 변화시키며 수행하였다. 실험 데이터는 전체시스템이 안정화 되어 실험조건이 일정하게 유지되는 정상상태에서 데이터 취득 장치를 사용하여 읽어 들인 후, PC에 저장하였다.

핀-관 열교환기는 적용대상에 따라 관의 열수를 1열이나 그 이상의 열로 제작하며, 핀-관 열교환기에 사용되는 핀에는 평판 핀, 파형 핀, 루버 핀, 슬릿 핀 등 매우 다양한 종류가 있으며 그들 가운데 슬릿 핀과 루버 핀이 성능 면에서 우수하기 때문에 가장 널리 사용된다. 본 연구에서는 CO2 히트 펌프에 적용될 예정인 Fig. 3과 같은 2열, 3열 형태의 핀-관 열교환기를 대상으

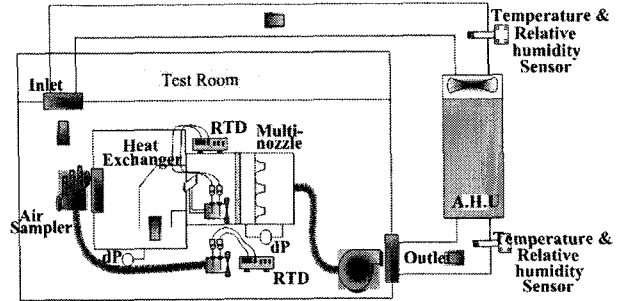


Fig. 1. Heat exchanger performance test apparatus

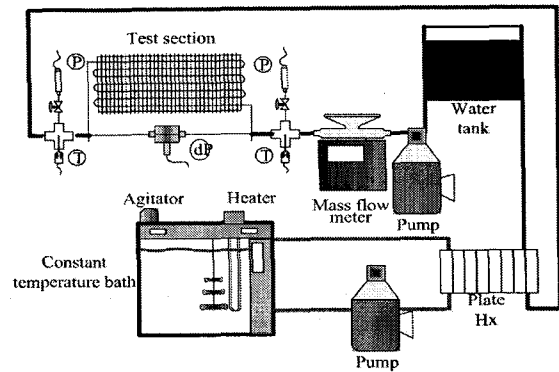


Fig. 2. Water circulation loop

Table 1. Experimental test conditions

Inlet conditions		Dry	Wet
Air	Temperature (℃)	15	27
	Relative Humidity (%)	60	50-80
	Frontal velocity (m/s)	0.5-2.5	0.7-1.5
Water	Temperature (℃)	35	7
	Mass flow rate (g/s)	15-100	117

로 공기측 성능시험을 수행하였다.

Table 2에 본 실험에서 사용한 핀-관 열교환기의 세부 제원을 보여주고 있다. 관의 내부는 마이크로 핀 관으로 동관, 핀은 알루미늄 재질의 루버 핀을 사용하였다.

핀-관 열교환기의 공기측 열전달량은 가스쿨러 입출구의 공기 온도차와 풍량을 고려하여 아래와 같이 계산할 수 있으며, 역시 물 측 열전달량은 식 (8)와 같이 계산할 수 있다.

$$Q = \dot{m}_a \cdot (i_{a,c} - i_{a,i}) \quad (7)$$

$$Q = \dot{m}_w \cdot (i_{w,i} - i_{w,c}) \quad (8)$$

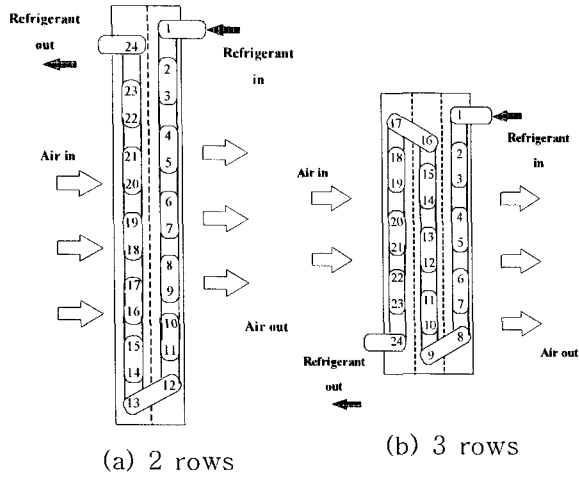


Fig. 3. Fin-tube heat exchangers

Table 2. Geometric dimensions of heat exchangers

	2 rows	3 rows
tube outside diameter [mm]	7	7
tube thickness [mm]	0.32	0.32
number of rows	2	3
fin material	Al	Al
fin type	louver	louver
tube type	micro fin	micro fin

식 (4)과 (5)를 이용하여 물과 공기의 열전달량을 각각 계산하였을 때, 두 값의 편차는 5% 내에서 일치하고 있음을 알 수 있었으며, 공기측 열전달계수를 구하기 위한 열전달량은 공기와 물측 열전달량의 산술평균으로 계산하여 사용하였다.

#### 4 열전달 상관식 구성

##### 4.1 건표면 열전달 상관식 구성

공기 풍속 변화에 따른 공기측 열전달계수의 상관식을 식(9)과 같은 형태로 Fig. 4에 나타내었다.

$$Nu = CRe_D^m Pr^{1/3} \quad (9)$$

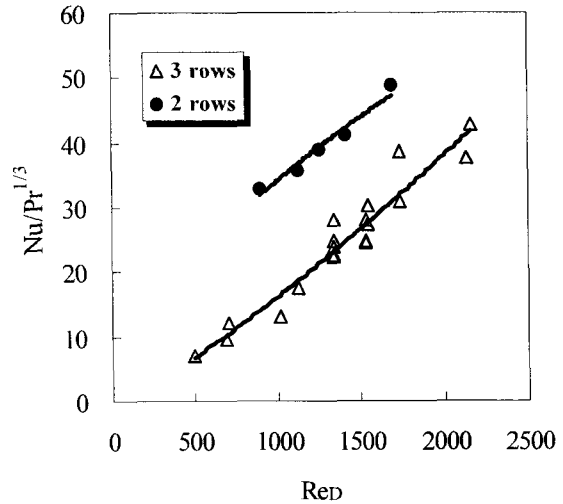


Fig. 4. Developed air-side heat transfer correlation for 2 rows and 3 rows heat exchanger

여기서  $Re_D$ 는 관 직경에 따른  $Re$ 이다.

개발된 공기측 열전달 상관식의 정확도를 검증하기 위하여, 시뮬레이션 프로그램에 새로운 상관식을 적용한 후 실험과 동일한 조건에서 성능 시뮬레이션을 수행 후 실험결과와 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 실험값과 10% 이내에서 일치함을 알 수 있다.

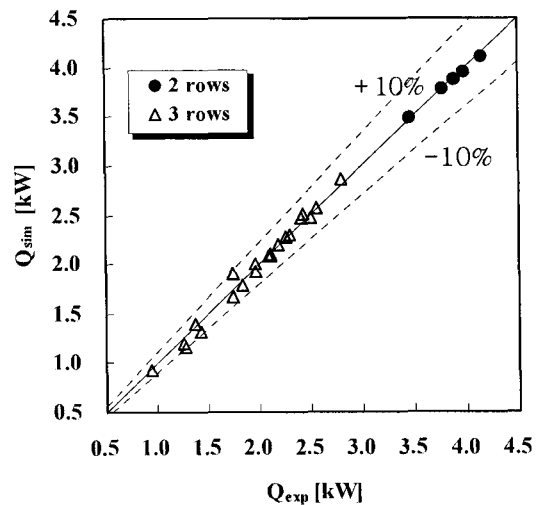


Fig. 5. Comparison of heat transfer rate of simulation and experiment for water

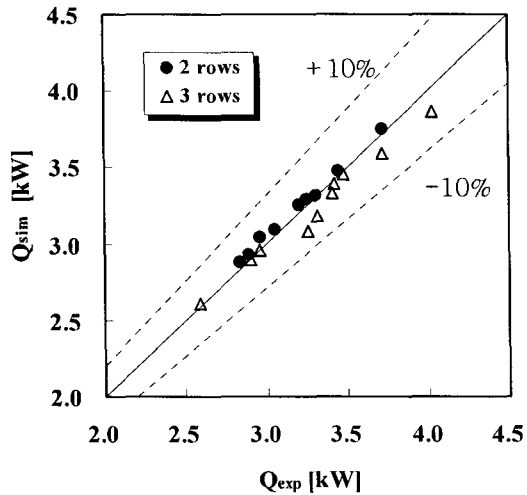


Fig. 6. Comparison of heat transfer rate of simulation and experiment for CO<sub>2</sub> gas coolers

본 연구에서 사용된 시뮬레이션 모델이 실제 CO<sub>2</sub>를 적용한 가스쿨러에 적용될 수 있는지를 검증하기 위해, 본 연구와 동일한 열교환기를 사용한 CO<sub>2</sub> 가스쿨러에 대한 선행 연구<sup>(8)</sup>의 성능 실험 결과를 이용하여, 성능 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에 의한 열전달량과 실험값을 비교하여 Fig. 6에 나타내었으며, 물을 이용한 실험결과와 유사하게 10%내 오차에서 일치함을 알 수 있다. 따라서 본 연구의 모델을 이용하여 CO<sub>2</sub>를 이용한 가스쿨러의 성능해석이 가능함을 알 수 있다.

#### 4.2 습표면 열전달 상관식 구성

제시된 방법과 같은 방법으로 습표면 조건에서 측정 실험을 수행한 후 열전달 계수를 측정할 경우에는 같은 공기 풍량 조건에서 상대습도에 따라 열전달 계수에 차이를 보였으며, Fig. 7에 나타내었다. 이는 시뮬레이션 프로그램의 습표면 열전달 모델과 핀 모델에서 기인하는 것으로, 증발기 해석을 위한 습표면 열전달 해석을 위해서는 이 문제에 대한 보다 깊은 이해와 검토가 필요하다. Fig. 8에는 실험과 시뮬레이션에서의 잠열을 비교하여 나타내었다.

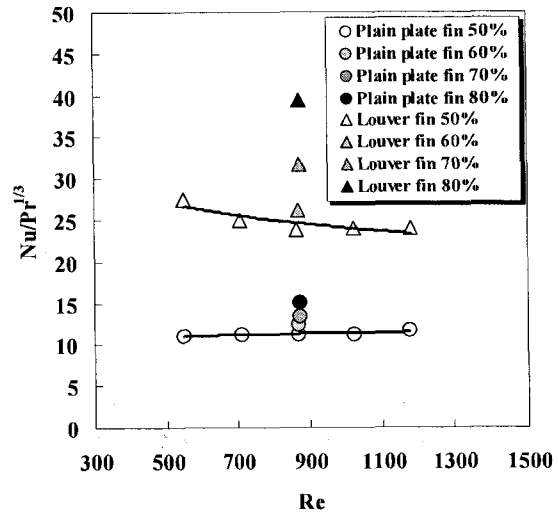


Fig. 7. Air-side heat transfer coefficient at wet surface condition

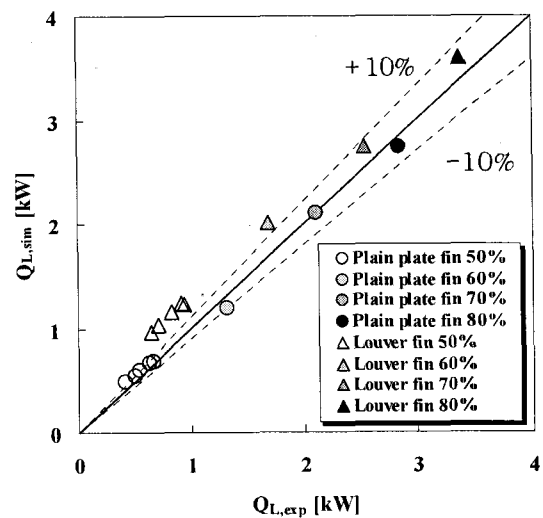


Fig. 8. Comparison of latent heat of simulation and experiment

## 5. 결론

물을 이용한 실험을 통하여 공기측 열전달 상관식을 개발하였다. 개발된 건표면 상관식을 적용한 시뮬레이션 결과 실험결과를 잘 예측하였으며, CO<sub>2</sub>를 이용한 실제 가스쿨러 실험결과도 잘 예측하였다. 개발된 모델을 이용하여 가스쿨러의 성능해석이 가능하다. 건표면과 같은 방법으로 습표면 열전달 계수를 계산한 결과 같은 조건에

서 상대습도에 따라 차이가 나타났다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 지정 차세대 신기술 개발 사업 중 '환경친화적 자연 냉매인 CO<sub>2</sub>를 적용한 고효율 냉난방 시스템 개발' 과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Hiller, C. C., Glicksman, L. R., 1976, Improving Heat Pump Performance via Compressor Capacity Control -Analysis and Test, Report No. 24525-96, Heat Transfer Laboratory, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts.
2. Fisher, S.K., Rice, C.K., 1981, A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, Oak Ridge national laboratory, ORNL/CON-8-, Oak Ridge, TN.
3. Domanski, P. A., 1989, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air, NISTIR-89-4133, NIST, Washington, DC.
4. Han, D.H, Lee, K.J., 2005, Single-phase heat transfer and flow characteristics of micro-fin tubes, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 1657-1669.
5. Schmidt, T.E., 1945, La production calorifique des surfaces munies d'ailettes. Annexed u bulletin de l'institut international du froid, Annexe G-5.
6. McQuiston, F.C., Parker, J.D., 1982, Heating, Ventilating, and Air Conditioning, J. Wiley & Sons.
7. Wang, C.C., Lee, C.J., Chang, C.T., Lin, S.P., 1999, Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1945-1956.
8. Chang, Y.S, Lee, M.K., Ahn, Y.S., Kim, Y., 2005, An Experimental Investigation on the Performance of Outdoor Heat Exchanger for Heat Pump Using CO<sub>2</sub>, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, vol. 17, n. 2, pp. 101-109