

공냉식 열펌프의 습표면 핀-관 증발기의 현장 성능 시험

백 영 진, 장 영 수, 김 영 일[†]

한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

In-Situ Performance Test of a Wet Surface Finned-Tube Evaporator of an Air Source Heat Pump

Young-Jin Baik, Young-Soo Chang, Youngil Kim[†]

Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received March 2, 2001; revision received March 30, 2001)

ABSTRACT: In this study, in-situ performance test of a wet surface finned-tube evaporator of an air source heat pump which has a rating capacity of 20 RT is carried out. Since test conditions, such as indoor and outdoor air conditions cannot be controlled to satisfy the standard test conditions, experiments are done with the inlet air conditions as they exist. From the experimental data, air side heat and mass transfer coefficients were calculated by the well known heat and mass transfer analogy and tube-by-tube method. Since current procedure underpredicted the experimental sensible heat factor (SHF), a proper empirical parameter was introduced to predict the experimental data with satisfactory results. This study provides the method of evaluating the heat and mass transfer coefficients of a wet surface finned-tube evaporator of which in-situ performance test is necessary.

Key words: Heat and mass transfer(열 및 물질전달), Finned-tube(핀-관), Evaporator(증발기), Heat pump(열펌프), Wet surface(습표면)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]	D_{AB} : 확산계수 [m^2/s]
\hat{a} : 포화습공기의 온도변화에 대한 엔탈피 변화율 [$kJ/kg \cdot K$]	e : 엔탈피 [kJ/kg]
Bo : 비등수	e^* : 포화습공기의 엔탈피 [kJ/kg]
c_f : 마찰계수	FP : 핀 피치 [m]
Co : 대류수	G : 질량유속 [$kg/m^2 \cdot s$]
c_p : 비열 [$kJ/kg \cdot K$]	h_a : 공기측 열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
d : 직경 [m]	h_c : 접촉 열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
	h_m : 공기측 물질전달계수 [$kg/m^2 \cdot s$]
	I : tube expansion interference ⁽¹⁵⁾ [m]
	i_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]
	Le : Lewis 수, a/D_{AB}
	Le' : 실험 상수, 식(10)
	NTU : 전달 단위수

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5675; fax: +82-2-958-5689

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

P	: 압력 [kPa]
Q	: 전열량 [kW]
\dot{q}	: 열유속 [kW/m^2]
SHF	: 현열비 [%]
T	: 온도 [K]
t_f	: 핀 두께 [m]
U	: 총열전달계수 [$\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$]
\dot{v}	: 체적유량 [m^3/s]
v_{front}	: 증발기 전면 공기 유속 [m/s]
w	: 질대습도 [kg/kgDA]
w^*	: 포화습공기의 절대습도 [kg/kgDA]
x	: 건도

그리스 문자

α	: 열확산계수 [m^2/s]
ϵ	: 유용도
η_s	: 핀효율
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
ϕ	: 핀의 형상 변수 ⁽¹⁶⁾

하첨자

a	: 공기측
c	: 집축면
cond	: 응축기
eva	: 증발기
f	: 핀
i	: 관내측
lat	: latent
o	: 관외벽, 관외측
OA	: outdoor air
out	: 출구
r	: 냉매측
RA	: return air
SA	: supply air
sen	: sensible

1. 서 론

자원고갈은 물론 환경오염 때문에 에너지 절약

에 대한 관심은 전세계적으로 이미 오래 전부터 고조되었으며, 이와 관련한 연구개발이 꾸준히 진행되어 왔다. 특히 최근에는 정부가 에너지 절약 사업을 효과적으로 추진하기 위하여 에너지절약 전문기업(Energy Service Company, ESCO) 제도를 마련하여 적극적으로 지원하는 등 보다 활발한 투자와 노력을 집중하고 있다. ESCO 사업에도 여러 분야가 있는데, 일반적인 건물의 에너지 소비량 비율을 보면 열원 및 공조(환기, 위생 포함) 47%, 조명 24%, 기타 29%로 열원 및 공조 시스템 관련 분야가 에너지 절약의 여지가 가장 많음을 알 수 있다. 이와 관련하여 열원 및 공조 시스템의 에너지 사용실태를 제대로 파악하기 위해서는 가장 우선적으로 현장 시스템의 정확한 진단이 필요하다.

열원 및 공조 시스템은 냉동기 및 AHU를 비롯한 여러 구성요소로 이루어져 있으며, 이중 열교환기의 성능평가는 전체 시스템의 성능파악에 있어서 필수적인 요소라 할 수 있다. 열교환기의 성능은 총괄열전달계수와 압력강하 등으로 나타낼 수 있는데 이중 가장 중요한 변수는 공기측 열전달계수라 할 수 있으며, 이는 전체 시스템의 정확한 진단 및 성능예측을 위하여 필수적으로 측정되어야만 한다. 특히 제습코일의 경우, 공기측 열전달계수와 더불어 물질전달계수도 제습량과 관련하여 매우 중요한 변수가 된다.

직교류형 핀-관 열교환기는 가장 대표적인 공조용 열교환기로서 원형 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있으며 기계적인 환관에 의하여 동관과 핀이 밀착되어 있다. 동관 내에는 냉매 등이 흐르며 유동과 직각 방향으로 공기가 핀 사이를 흐르게 되어 있다. 이와 관련한 성능실험 및 해석에 관한 연구는 여러 연구자들에 의하여 꾸준히 진행되어 왔다. Park et al.⁽¹⁾은 여러 설계변수와 조건에 따른 핀-관 열교환기의 성능을 모델링을 통하여 살폈으며, Yun and Lee⁽²⁾는 다양한 형태의 단속표면을 갖는 핀-관 열교환기의 열전달특성을 실험적으로 구하였다. Hiller and Glicksman⁽³⁾과 Fischer and Rice⁽⁴⁾ 등은 열교환기 전체를 과열, 2상류 및 과냉 영역의 3가지 요소로 나누어 ϵ -NTU 관계를 적용하여 해석하였고, Domanski⁽⁵⁾는 단과 단 사이의 공기는 서로 섞이지 않고 열출입이 없다고 가정한 후 각 개별관을 독립된 별개의 요소로 생각하여 단일관 직

교류 해석방식을 적용하였다.

제습코일이나 직팽식 증발기와 같이 열전달과 물질전달이 동시에 일어나는 경우에는 해석이 더욱 복잡하게 된다. Han and Kim,⁽⁶⁾ McQuiston and Parker⁽⁷⁾ 등은 기본적인 열전달 관계식을 바탕으로 열전달과 물질전달의 상사를 이용하여 물질전달을 해석하고자 하였으며, Kim et al.⁽⁸⁾은 슬릿핀이 장착된 핀-핀 열교환기의 습표면 열전달계수를 실험적으로 구하였다. Yoon et al.^(9,10)은 습표면 증발기에 대하여 Domanski⁽⁵⁾의 관순법 (tube-by-tube method)을 이용한 해석모형을 제시하고 자신의 실험결과를 사용하여 모델의 타당성을 입증하기도 하였다. 또한 그들은 비교적 간단한 건표면의 해석모형은 논란의 여지가 없으나, 열교환기 표면온도가 공기의 노점온도보다 낮아서 응축이 일어나는 습표면의 경우에는 해석이 복잡하여 확실히 정립된 모형이 없는 실정이라고 밝히고 있다. 특히, 현장에 설치된 열교환기는 먼지 등에 의한 오염으로 실험실에서 측정된 성능과는 많은 차이를 보인다.

본 연구에서는 현장에 설치된 공기 대 공기 열펌프의 현장성능 실험결과를 바탕으로 전술한 연구자들의 방법을 적용하여 증발기의 공기측 열 및 물질전달계수를 구하고, 이론적인 해석과 여러 가지 가정을 바탕으로 유도된 기존의 습표면 해석방법이 현장에 설치된 증발기의 해석에 사용될 수 있는지의 여부를 살펴보았다.

2. 실험장치, 방법 및 조건

2.1 실험장치

실험대상 공조기는 현재 KIST 열유동제어연구센터 실험실 일부와 휴먼로봇연구센터 실험실 일부의 냉난방에 사용되고 있는 공칭 능력 20 RT의 공기 대 공기 열펌프로써, 밀폐형 왕복동 압축기(R22)를 사용하고 있다. 증발기는 외경 12.7 mm, 두께 0.5 mm의 동관과 주름진(corrugated) 알루미늄 핀으로 구성된 6열 18단 직교류 열교환기로서 핀 피치는 3.2 mm이며, 응축기도 같은 구성의 핀-핀 직교류 열교환기로서 5열 22단으로 구성되어 있으며, 핀 피치는 2.1 mm이다. 팽창기구로서 외부 균압형 정온식 자동팽창밸브를 사용하였고, 그 외에 suction strainer, accumulator, filter drier, 그리고 sight glass 등으로 냉매 라인

이 구성되었다. 급기를 위해 사용하는 송풍기는 90 mmAq의 정압에서 180 CMM의 송풍량을 갖는 모터 동력 7.5 kW의 air foil fan이다. 열 및 물질 전달계수를 구하기 위하여 냉매 및 공기의 온도, 열교환기 입출구 공기의 상대습도, 응축기 및 증발기의 압력, 냉매유량, 급기풍량을 측정하였다. 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 T형 열전대를 사용하여 측정하였으며, 공기의 습도측정에는 정밀도 $\pm 2\%$ RH의 습도 센서를 사용하였다. 냉매의 압력은 정밀도 $\pm 0.1\%$ 의 strain-gage type 압력 트랜스듀서를 사용하여 측정하였으며, 냉매유량 측정에는 정밀도 $\pm 0.5\%$ 의 터빈 유량계를 사용하였다. 급기풍량을 측정하기 위하여 피토 튜브와 정밀도 $\pm 0.1\%$ 의 차압계를 사용하였으며, 급기덕트의 중심 풍속에 대한 단면에서의 평균 풍속을 미리 조사하여 그들의 관계를 구한 후, 급기덕트 중심 풍속을 측정하여 급기풍량을 계산하였다. 완전히 발달된 유동에 대해서는 Hartnett et al.⁽¹¹⁾의 방법 등을 이용하여 해석적인 방법으로 덕트 단면에서의 풍속 분포 및 덕트 중심 풍속에 대한 평균 풍속을 구할 수 있으나, 실제 사용되고 있는 덕트 내의 유동은 여러 가지 이유로 인하여 완전히 발달되지 않았으므로 다수의 측정점에 대하여 풍속을 측정한 후 그 평균값을 취하여야 한다. 이와 관련하여 공기조화 냉동공학회의 T.A.B. 기술기준⁽¹²⁾에 의하면 장방형 덕트에 대하여 16~64 개의 측정점을 권고하고 있으며, 본 연구에서는 16개의 측정점에 대하여 풍속을 측정하여 이 값들의 평균을 덕트 단면에서의 평균 풍속으로 생

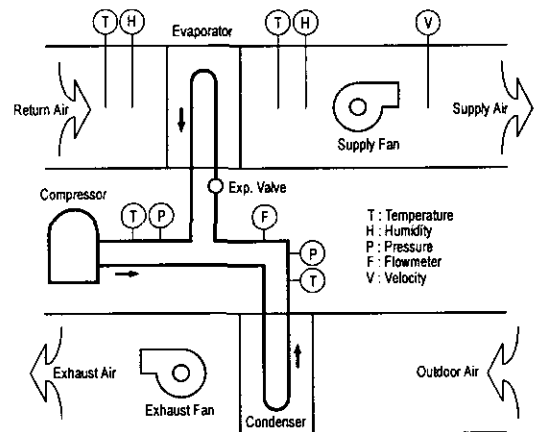


Fig. 1 Schematic diagram of an experimental apparatus.

각하였다. 온도, 압력, 유량 및 모든 신호는 데이터 취득 시스템에 의해 측정되어 NI사의 Labview 프로그램에 의해 PC 화면에 표시 및 저장되었으며, 실험공조기의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다.

2.2 실험방법 및 조건

전술한 바와 같이 실험대상 공조기는 실험실 내에 위치한 것이 아니라 옥외에 설치되어 있으므로, 실험조건을 임의로 조절할 수 없다. 따라서, 다른 특별한 조건 없이 공조기를 가동시키면서 데이터를 계속 취득하였다. 데이터 취득은 2 초 간격으로 하였으며, 이들의 상태를 시간에 따라 도시하여 적어도 20분 이상 온도들의 변화가 0.2℃ 이내이면 이를 정상 상태로 간주하였다. 데이터 취득은 2000년 6월 19일부터 6월 28일까지 계속하였고 이중 15 set을 취하여 열 및 물질전달 계수 계산에 사용하였으며, Table 1에 실험조건을 나타내었다. 증발기에서 냉매가 얻은 열량과 공기가 빼앗긴 열량에 대한 열평형의 평균 오차는 9.2%였으며, 열 및 물질전달계수의 계산에는 냉매가 얻은 열량과 공기가 빼앗긴 열량의 평균 값을 전열량으로 생각하여 사용하였다.

3. 습표면 열 및 물질전달계수의 결정

연속 핀-관 열교환기의 해석방법은 여러 가지가 있으나, 비교적 간단하며 정확한 방법으로서 단일관을 하나의 요소로 생각하여 관순법(tube-by-tube method)을 사용하는 것이 일반적이다. 단일관을 미세구간으로 나누어 유한차분법의 형태로 해석하면 보다 정확한 해석이 가능하지만, 시간이 많이 소요되고 다른 여러 가정이 수반되어야 하므로 실질적으로 얻는 장점이 미미하기

때문이다.⁽⁹⁾ 전술한 바와 같이 열교환기 표면온도가 공기의 노점온도보다 낮아서 응축이 일어나는 습표면에서는 현열과 잠열 열전달이 동시에 일어나며, 이때의 열량은 식(1)로 나타낼 수 있다.

$$Q = h_a A_a \eta_s dT + h_m i_{fg} A_a \eta_s dw \quad (1)$$

열전달과 물질전달의 상사에 의하여 열전달계수와 물질전달계수는 식(2)와 같은 관계를 갖는다.

$$\frac{h_a}{c_{pa} h_m} = Le^{2/3} \quad (2)$$

습공기의 Le수를 1로 생각하고 식(1)과 식(2)를 정리하면 습표면에서의 전열량은 식(3)과 같이 엔탈피차에 비례함을 알 수 있으며, 관벽에서의 전도 열저항과 응축수에 의한 열저항, 그리고 오염에 의한 열저항을 무시하면 총열관류율과 전열량을 각각 식(4)와 식(5)⁽⁹⁾와 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = \frac{h_a}{c_{pa}} A_a \eta_s (e_a - e_o^*) \quad (3)$$

$$\frac{1}{U'A} = \frac{\hat{a}}{h_i A_i} + \frac{\hat{a}}{h_c A_c} + \frac{c_{pa}}{h_a A_a \eta_s} \quad (4)$$

$$Q = U'A(e_a - e_r^*) \quad (5)$$

식(4)에서 \hat{a} 는 포화습공기의 온도변화에 대한 엔탈피 변화율을 나타낸다. h_i 는 냉매의 열전달계수로서 이상영역에서는 Kandlikar⁽¹³⁾의 상관식(6)을 사용하여 계산할 수 있다.

$$h_i = h_l [C_1 Co^{C_2} (25 Fr_{le})^{C_3} + C_3 Bo^{C_4} F_K] \quad (6)$$

식(6)에서, $h_l = 0.023 \left(\frac{k_l}{d} \right) Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$, $Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5}$, $Bo = \frac{\dot{a}}{G \cdot i_{fg}}$, $Fr_{le} = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d}$, F_K , $C_{1,2,3,4,5}$: constant 파열영역에서는 Gnielinski⁽¹⁴⁾의 상관식(7)을 사용하여 h_i 를 계산하며, h_c 는 핀 칼라와 동관의 접촉 열전달계수로서 식(8)⁽¹⁵⁾과 같다.

Table 1 Experimental condition

T_{OA} [℃]	21.8~31.8
T_{RA} [℃]	21.4~23.2
RH _{RA} [%]	54.3~72.0
P_{eva} [kPa]	464~503
P_{cond} [kPa]	1524~1951
\dot{v}_{SA} [m ³ /s]	2.57~2.61
v_{front} [m/s]	1.82~1.84
SHF [%]	65~81

$$h_i = \left(\frac{k}{d}\right) \frac{(Re - 1000) Pr(c_f/2)}{1.0 + 12.7\sqrt{c_f/2} (Pr^{2/3} - 1.0)} \quad (7)$$

$$h_c = 5.7 \exp\left[7.83 + 2.9\left(\frac{0.0254 I \cdot d_i}{FP \cdot d_o}\right)^{0.75} \left(\frac{t_f}{FP}\right)^{1.25}\right] \quad (8)$$

η_s 는 연속 핀-관 열교환기의 습표면에 대한 핀 효율로서 Schmidt⁽¹⁶⁾의 근사식과 Threlkeld⁽¹⁷⁾의 정리로부터 식(9)와 같이 나타낼 수 있다.⁽⁹⁾

$$\eta_s = 1 - \frac{A_{fin}}{A_a} \left(1 - \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2\hat{a}h_a}{c_{pa}k_f t_f} d_o \frac{\phi}{2}}\right)}{\sqrt{\frac{2\hat{a}h_a}{c_{pa}k_f t_f} d_o \frac{\phi}{2}}}\right) \quad (9)$$

측정한 데이터로부터 전열량이 얻어진다면 식(1)~식(9)와 관순법을 적용하여 열 및 물질전달계수와 증발기 출구 공기상태 등을 계산한다. 이때,

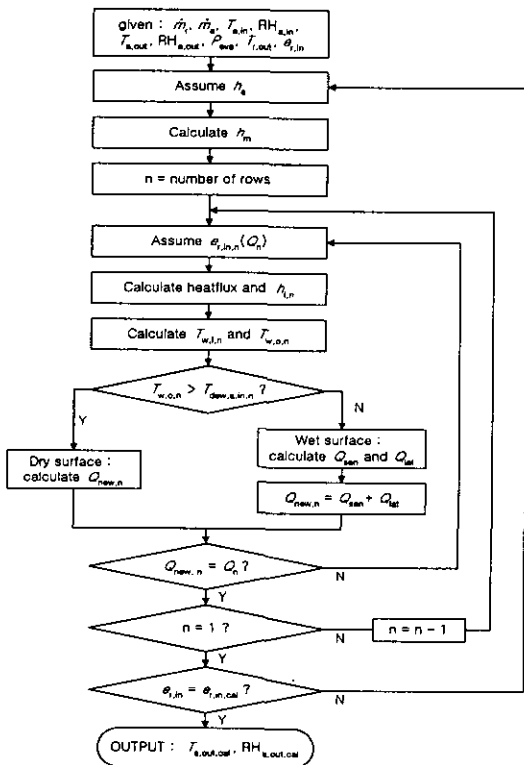


Fig. 2 Evaporator simulation program.

공기측 단과 단 사이의 공기는 서로 섞이지 않고, 응축수는 원활히 배수되며, 관 외벽온도가 노점온도보다 낮으면 핀 전체에서 응축이 일어나는 것으로 가정하였다.⁽⁹⁾

실험 데이터로부터 열 및 물질전달계수를 구하는 방법은 다음과 같다. 우선 열전달계수를 가정하고 물질전달계수를 계산한 후 공기측 첫 열에 대한 단일관 직교류 열교환기 해석을 통하여 다음 열의 입구 공기상태 및 출구 냉매상태를 계산한다. 마지막 열까지 이와 같은 계산을 반복하면 증발기 입구 냉매조건이 계산되며, 이를 실험결과와 비교하여 같지 않으면 다시 열전달계수를 가정하여 이상의 과정을 반복한다. Fig. 2에 그 흐름도를 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 3에 15개의 data set으로부터 구한 열 및 물질전달계수를 평균 열전달계수와와의 비로 나타내었으며, Fig. 4, 5, 6에 각각 이때 계산된 증발기 출구의 공기온도, 절대습도, 및 현열비를 실험결과와 비교하였다. Fig. 3에서, 열 및 물질전달계수는 편차는 있지만 일정범위 내의 값을 보이는데, 이는 풍량변화가 크지 않기 때문이다. Fig. 4, 5, 6을 살펴보면, 모든 data set에 대하여 실제보다 잠열량은 크게 계산하고, 현열량은 작게 계산하였음을 알 수 있는데, 이는 많은 가정을 바탕으로 유도된 식들과 해석방법 여러 요인에 의하여 이상적인 조건과는 많이 다른 현상의 특성

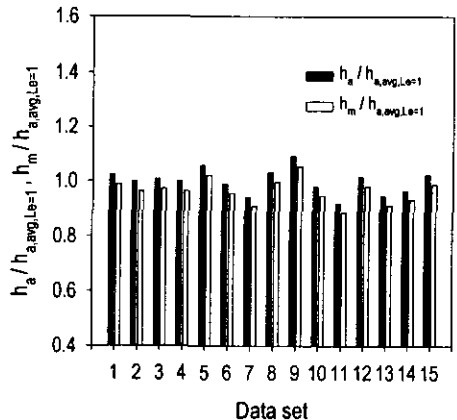


Fig. 3 Heat and mass transfer coefficients (Le = 1).

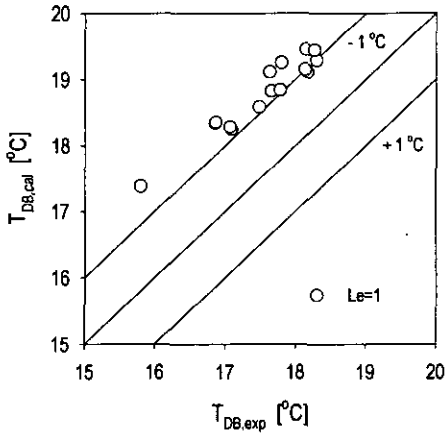


Fig. 4 Comparison of experimental $T_{eva, out}$ with predicted $T_{eva, out}$.

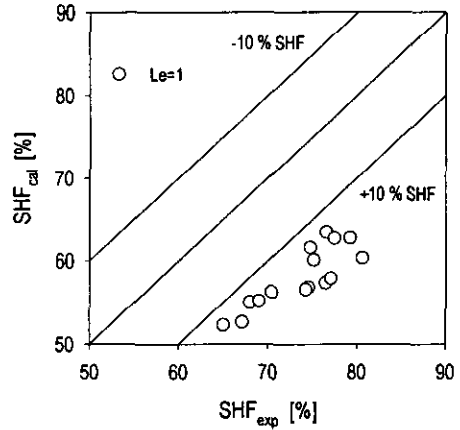


Fig. 6 Comparison of experimental SHF with predicted SHF.

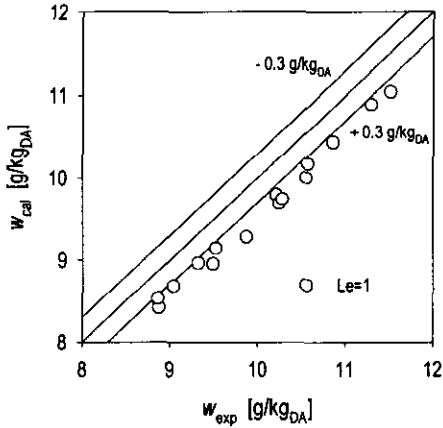


Fig. 5 Comparison of experimental $W_{eva, out}$ with predicted $W_{eva, out}$.

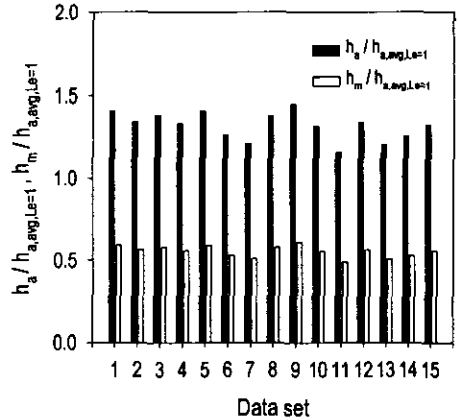


Fig. 7 Heat and mass transfer coefficients ($Le' = 2.3$).

을 제대로 반영하지 못하기 때문인 것으로 생각된다.

이상적인 조건에서 예측한 값에 비하여 현열비가 크게 나타날 수 있는 현장만의 특성이라 할 수 있는 것에는 다음과 같은 것들이 있다. 가장 쉽게 생각할 수 있는 것은 오염이다. 본 연구의 대상 공조기는 옥외에 설치되어 오래 전부터 현재까지 운전되고 있다. 즉, 먼지나 나뭇잎 등이 열교환기 표면에 달라붙어 열 및 물질전달을 방해할 수 있다. 만약 이들이 증발기 표면에서 발생한 응축수의 원활한 배수를 방해한다면, 많은 가정을 수반하고 있는 이론적인 해석을 통하여 예측하는 것보다 잠열량이 적게 나타날 수 있다.

또한, 증발기 내에서 냉매분배가 제대로 이루어지지 않는 경우를 생각할 수 있다. 냉매가 모든 배관에 대하여 충분히 흐르면 문제가 없지만, 냉매가 충분히 흐르지 않는 회로에서는 증발온도가 급격히 상승하여 유입공기의 습기가 제거되지 못하고 열교환기 튜브 표면에 축적되어 송풍시 토출구로 물방울이 섞여 나오는 현상(droplet carry over)이 발생할 수도 있다.⁽¹⁸⁾

그러나, 이상의 현상들을 현장에서 정확히 측정하고 해석하는 것은 매우 어렵다. 전술한 바와 같이 본 연구의 실험대상 공조기는 현열비가 크게 나타나는 현장 고유의 특성이 있으므로, 이를 쉬운 방법으로 예측하기 위하여 열교환기에 해석

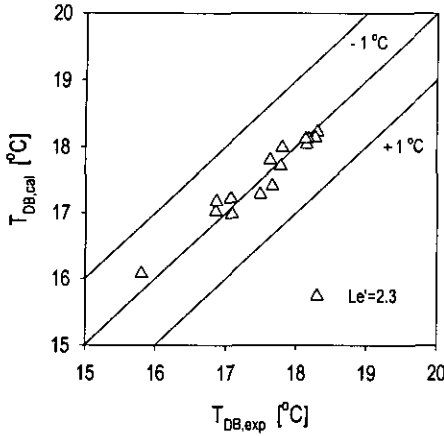


Fig. 8 Comparison of experimental $T_{eva, out}$ with predicted $T_{eva, out}$.

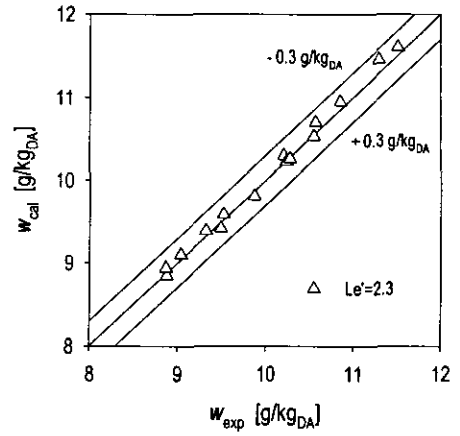


Fig. 9 Comparison of experimental $W_{eva, out}$ with predicted $W_{eva, out}$.

에 관계된 여러 변수 중 현열비 예측에 직접적으로 관여하는 변수들을 조사한 후 적절한 실험상수를 도입하였다. 즉, 식(10)과 같이 Le수를 실험상수 Le' 로서 다시 정의하고, 이를 포함한 변수 X 를 식(11)과 같이 정의하면, 전열량은 근사적으로 식(12)로 표현되며, 총열관류율과 전열량은 각각 식(13)과 식(14)로 쓸 수 있다. 식(12)와 식(13)에서, 전열량은 엔탈피차와 식(11)에서 계산되는 X 의 합에 비례함을 알 수 있는데, 동일한 열전달계수에 대하여 Le' 이 커질수록 X 가 작아짐에 따라 열저항이 증가하고 따라서 전열량은 감소한다.

$$Le' = \frac{h_a}{c_{pa} h_m} \quad (10)$$

$$X = \frac{i_{fg}(w_a - w_o^*)(1 - Le')}{Le'} \quad (11)$$

$$Q = \frac{h_a}{c_{pa}} A_a \eta_s [(e_a - e_o^*) + X] \quad (12)$$

$$\frac{1}{U''A} = \frac{1}{U'A} \quad (13)$$

$$- \frac{X}{\frac{h_a A_a \eta_s}{c_{pa}} [(e_a - e_o^*) + X]} \quad (14)$$

$$Q = U''A(e_a - e_r^*)$$

각 data set에 대하여 증발기 출구의 공기온도, 상대습도, 및 현열비를 정확히 예측하기 위한 실

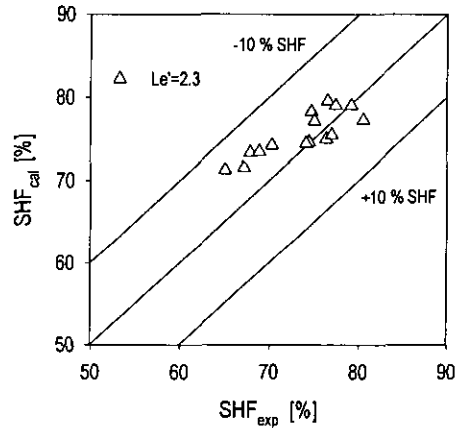


Fig. 10 Comparison of experimental SHF with predicted SHF.

험상수 Le' 는 서로 약간의 차이를 보이나, 평균적으로 $Le'=2.3$ 일 때 모든 data set에 대하여 비교적 만족할 만한 수준의 예측치를 보였다. Fig. 7에 식(10)~식(14)를 사용하여 구한 열 및 물질전달계수를 Le 수를 1로 가정하고 구한 평균 열전달계수와 비교하여 나타내었으며, Fig. 8, 9, 10에 각각 이때 계산된 증발기 출구의 공기온도, 절대습도 및 현열비를 실험결과와 비교하였다. Fig. 7에서 열 및 물질전달계수의 경향을 살펴보면 Fig. 3에서의 결과와 비교하여 열전달계수는 약 30% 크게, 물질전달계수는 약 40% 작게 나타났음을 알 수 있으며, 이는 현열비가 크게 나타나는 현상 고유의 특성을 잘 반영한 것으로 생각된다.

마찬가지로 Fig. 8, 9, 10의 예측값들이 많이 개선되었음을 알 수 있다.

5. 결 론

현장에 설치된 열교환기의 성능실험 데이터로부터 열 및 물질전달계수를 구하는 경우, 이들의 적절한 평가를 위해서는 상황에 맞도록 열전달계수와 물질전달계수를 각각 구하여 사용하여야 한다. 또한, 다수의 연구자들이 시도한 방법대로 간단한 계산을 위하여 열전달과 물질전달의 상사를 이용하여 하나의 식으로 묶을 경우, 현장의 특성을 잘 반영할 만한 모델링이 추가되어야만 한다. 본 연구에서는 실험상수 Le' 과 이를 포함한 X 항을 도입한 후 Q 와 U 의 계산에 사용함으로써, 비교적 만족할 만한 결과를 얻었지만, 궁극적으로는 다수의 현장 특성을 해석하기 위한 여러 가지 모델링이 연구되어야만 한다.

후 기

본 연구는 과학기술부 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)과 에너지관리공단 에너지절약기술개발사업의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Park, H. Y., Park, D. K. and Lee, K. S., 1989, Modeling of fin-tube heat exchanger, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 13, No. 5, pp. 952-961.
2. Yun, J. Y. and Lee, K. S., 1996, Heat transfer characteristics of fin and tube heat exchangers with various interrupted surfaces for air conditioning application, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol. 20, No. 12, pp. 3938-3948.
3. Hiller, C. C. and Glicksman, L. R., 1976, Improving heat pump performance via compressor capacity control-analysis and test, MIT Energy Lab.
4. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1980, The Oak Ridge heat pump models: I. A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Lab.
5. Domanski, P. A., 1989, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR 89-4133, U. S. Dept. of Commerce, NIST, Maryland 20899.
6. Han, C. S. and Kim, K. W., 1996, The air side heat transfer coefficient on the wetted surface of fin and tube heat exchanger, Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, SAREK, Vol. 25, No. 2, pp. 161-173.
7. McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1997, Heating, ventilating, and air conditioning: analysis and design, 4th ed., John Wiley & Sons, Inc., pp. 543-547.
8. Kim, N. H., Kim, J. S., Cho, J. P., Yun, J. H., Peck, J. H., Lee, S. G., Nam, S. B. and Kwon, H. J., 1997, Wet surface performance test of fin-tube heat exchangers with slit-wavy fin, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 9, No. 2, pp. 153-162.
9. Yoon, B., Yoo, K. C., Park, H. Y. and Kim, Y. S., 1996, Modeling of cross-flow fin-tube evaporator, The Korean Society of Mechanical Engineers Symposium Series: Thermal and Fluid Engineering Section, pp. 73-81.
10. Yoon, B., Park, H. Y., Yoo, K. C. and Kim, Y. C., 1999, Air-conditioner cycle simulation using tube-by-tube method, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 499-510.
11. Hartnett, J. P., Koh, J. C. Y. and McComas, S. T., 1962, A Comparison of predicted and measured friction factors for turbulent flow through rectangular ducts, Trans. ASME J. Heat Transfer, pp. 82-88.
12. SAREK, 1999, T.A.B. Standard for HVAC applications.
13. Kandlikar, S. G., 1990, A general correlation for saturated two-phase boiling heat trans-

- fer inside horizontal and vertical tubes, Trans. ASME J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 219-228.
14. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Chemical Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.
 15. Sheffield, J. W., Wood, R. A. and Sauer, Jr., H. J., 1989, Experimental investigation of thermal conductance of finned tube contacts, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 2, pp. 107-121.
 16. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surface, Journal of the ASRE, Refrigerating Engineering, Vol. 4, pp. 351-357.
 17. Threlkeld, J. L., 1970, Thermal environmental engineering, Prentice-Hall, New York, pp. 257-259.
 18. Hwang, Y. J., 2000, The optimum design of heat pump system with refrigerant distributor, The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea Symposium Series: Refrigeration Section, pp. 93-99.