

모듈형 셸-관군 열교환기의 응축 열전달 특성

박 병 규[†], 김 근 오, 김 무 근^{*}

한국기계연구원 열유체환경연구부, ^{*}인제대학교 기계자동차공학부

Condensation Heat Transfer on the Horizontal Tubes of a Modular Shell and Tube-Bundle Heat Exchanger

Byung Kyu Park[†], Geun Oh Kim, Moo Geun Kim^{*}

Department of Thermal, Fluid and Environmental Engineering, KIMM, Taejon 305-600, Korea

^{*}School of Mechanical & Automotive Engineering, Inje University, Kimhae, Kyongnam 621-749, Korea

(Received July August 22, 2001; revision received November 16, 2001)

ABSTRACT: The thermal performance of a modular shell and tube-bundle heat exchanger has been analyzed using section-by-section method. Investigated are the effects of air and water inlet conditions on condensation heat transfer of horizontal tubes. It is found that they are significant for the heat transfer of the modular shell and tube-bundle heat exchanger. It is shown that the predictions and experimental results are in good agreements.

Key words: Condensation heat transfer(응축 열전달), Modular shell and tube-bundle heat exchanger(모듈형 셸-관군 열교환기), Section-by-section method(단면 분할법), j factor(j 계수), f factor(마찰계수)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
 A_c : 최소 자유유동면적 [m^2]
 C_p : 비열 [$kJ/kg \cdot ^\circ C$]
 D : 직경 [m]
 f : 마찰계수
 G : 질량유속 [$kg/m^2 \cdot h$]
 g : 중력가속도 [m^2/s]
 H : 열교환기 전체 높이 [m]
 $h_{c,o}$: 외부 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
 $h_{D,o}$: 물질전달계수 [$kg/m^2 \cdot s$]

h_i : 관내 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 i_{fg} : 잠열 [kJ/kg]
 j : j 계수, $\frac{h_{c,o} \cdot Pr^{2/3}}{G_{a,max} \cdot C_{p,a}}$
 k : 열전도도 [$W/m \cdot ^\circ C$]
 L : 공기 유동방향 길이 [m]
 Le : Lewis 수
 M : 가로방향의 구간 수
 m : 질량유량 [kg/h]
 N : 세로방향의 구간 수
 P : 압력 [kPa]
 Pr : Prandtl 수
 Q : 열전달량 [kW]
 R : 단위면적당 제습률 [$kg/m^2 \cdot h$]
 R' : 단위폭당 제습률 [$kg/m \cdot h$]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-868-7367; fax: +82-42-868-7335

E-mail address: bkpark@kimm.re.kr

Re	: Reynolds 수, $Re = \frac{4r_h G_{a,max}}{\mu}$
r_h	: 수력 반경, $A_c L / A$ [m]
S_L	: 열 간격 [m]
S_T	: 스텝 간격 [m]
T	: 온도 [°C]
ΔT_m	: 대수 평균 온도차 [°C]
t	: 관 두께 [m]
U	: 총괄 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
V	: 속도 [m/s]
v	: 비체적 [m^3/kg]
W	: 절대습도
X_L	: S_L / D_o
X_t	: S_T / D_o

그리스 문자

δ	: 응축막 두께 [m]
μ	: 동점성계수 [$kg/m \cdot s$]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]

하첨자

a	: 공기
c	: 응축
i	: 관 내부
KL	: Kays and London
m	: 평균
o	: 관 외부
s	: 포화상태
t	: 관
w	: 냉각수
Z	: Zukauskas

1. 서 론

열교환기는 일반적으로 서로 다른 온도의 두 유체 사이에 열에너지를 전달하는 장치로서 패키지형 및 자동차용 에어컨, 냉장고 등의 냉방시스템에 널리 사용되고 있으며 화석연료를 사용하고

있는 산업분야에서 폐열 회수장치로 이용하여 에너지를 회수할 목적으로 사용하고 있다. 폐열을 회수할 경우 현열뿐만 아니라 잠열폐열도 회수할 수 있는 응축형 열교환기 기술이 개발되어 에너지 이용효율을 획기적으로 높이고 있다. 이러한 응축형 열교환기의 효율적인 설계 및 운영은 전체 시스템의 성능향상에 필수적이며 최근 에너지 부족의 문제와 환경문제 때문에 고신뢰성을 갖는 응축형 열교환기 해석 프로그램 개발과 실험자료가 중요하게 고려되고 있다.

열교환기의 설계 및 성능해석 시뮬레이션의 경우 O.R.N.L의 프로그램,⁽¹⁾ Domanski의 EVSIM,^(2,4) Oskarsson et al.⁽⁵⁾의 증발기 프로그램 등 활발한 연구가 진행되었다. EVSIM 프로그램은 복잡한 경로로 구성된 열교환기의 성능을 관순법(tube-by-tube method)을 사용하여 예측하였다. 관순법은 냉매의 유동경로를 따라 순차적으로 계산을 수행하기 때문에 관 배열이 복잡한 다열의 열교환기에 대한 해석이 가능하고, 특히 냉매가 도중에 분기하거나 서로 합하여지는 경우에도 해석할 수 있으며 유입되는 공기의 분포가 불균일한 경우에도 적용할 수 있는 장점이 있다. 그러나 관순법은 관의 길이방향으로는 일정한 공기 유동분포를 갖는다고 가정해야 하므로 1차원적인 공기의 불균일 유동분포에만 적용이 가능하다. 그러나 열교환기의 실제 운전에서는 팬 등의 사용과 곡관 유로, 덕트 내 마찰 등에 의해 열교환기 전면에 유입되는 공기의 유동분포는 2차원적인 불균일 공기 유동분포를 갖는다. 그러므로 열교환기 성능 예측과정에서 보다 정확한 설계자료를 얻기 위해서는 실제 운전과 유사한 2차원 불균일 유동분포의 조건하에서 성능을 예측하여야 한다.

본 연구에서는 냉매로 물을 사용한 관 표면에 제습과정이 수반되는 모듈형 셀-관군 열교환기에 대하여 2차원 공기 유동분포의 영향을 해석할 수 있는 단면 분할방법(section-by-section method)을 사용하여 열교환기의 성능을 예측하고 실험을 통하여 해석 프로그램을 검증하며 공기의 입구조건, 온도 습도 유속과 냉각수의 입구조건, 온도 유속을 변화시키며 응축형 열교환기 성능에 미치는 영향을 고찰한다. 또한 응축이 발생하지 않을 경우에 대한 실험을 병행하여 습표면 열전달과 진표면 열전달의 특성에 대해서도 고찰한다.

2. 이론해석 및 실험

2.1 해석모델

Fig. 1은 해석에 사용된 응축형 열교환기의 개략도이다. 열교환기의 한 패스는 1열에 5개의 원형관으로 구성되며 4열 형태로 엇갈림 배열이다.

공기의 유동방향은 앞쪽 패스1에서 패스4로 직교유동 형태로 이루어지며 냉각수의 유로는 뒤쪽의 패스4에서 유입되어 한 패스를 통과하여 냉각수가 혼합된 후 다음 패스를 거쳐 패스1으로 나오게 되어 대향류 직교유동이며 전체 4개의 패스로 구성되고 전 패스가 동일한 형태이다. 해석영역은 공기 유동단면에서 관을 따르는 가로방향 20개, 세로방향으로는 5개의 구간(section)으로 나누어 전체 100개로 하였다. 자세한 열교환기 형상은 Table 1에 나타냈다. 한 구간 내에서 공기의 유동은 유로를 따라서 변하지 않는 것으로 가정하였다.

Table 1 Geometric dimensions of bare heat exchanger

Parameter	Specification
Number of tubes/row	5
Number of tube rows/pass	4
Number of pass	4
Tube outside diameter	12.7 mm
Tube inside diameter	11.7 mm
Transverse tube spacing	22 mm
Longitudinal tube spacing	25.4 mm
Tube length	320 mm
Heat exchanger height	160 mm
Tube material	Titanium

2.2 기본이론

2.2.1 열전달방정식

상변화를 포함하는 공기와 온수 생산시 냉각수의 열전달은 직교유동에 의해 이루어지며 다음과 같은 일반적인 열전달 관계를 갖는다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \tag{1}$$

$$Q = m_a(i_2 - i_1) \tag{2}$$

$$Q = m_w \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \tag{3}$$

위의 관계식으로부터 단상유동의 경우 열전달은 식(4)와 같이 정의된다.

$$Q = m_w \cdot C_{p,w} (T_a - T_w) \left[1 - \exp\left(-\frac{m_a \cdot C_{p,a}}{m_w \cdot C_{p,w}} \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_p}{m_a \cdot C_{p,a}}\right)\right)\right) \right] \tag{4}$$

2.2.2 총괄 열전달계수

열교환기의 총괄 열전달계수는 일반적으로 냉각수와 공기 사이의 열저항들(관내의 열저항, 관의 전도 열저항, 공기측의 열저항)로 구성된다.

관내를 흐르는 냉각수의 유동은 높은 혼합 특성을 가지므로 반경방향 온도구배는 무시할 수 있으며, 본 연구에서 적용한 단면 분할법은 관의 일부를 해석모델 요소로 설정함으로써 구간에서 관벽의 온도는 일정하다고 가정할 수 있기 때문에 관의 축방향 열전도는 무시하였다. 포화온도보다 낮은 열교환기 외부 표면의 공기에 대해서는 계습과정에 대한 해석이 필요하다. 열교환기 표면의 온도가 공기의 이슬점 이하로 되면 수분이 응축되는데, 이때에는 공기와 응축수의 표면

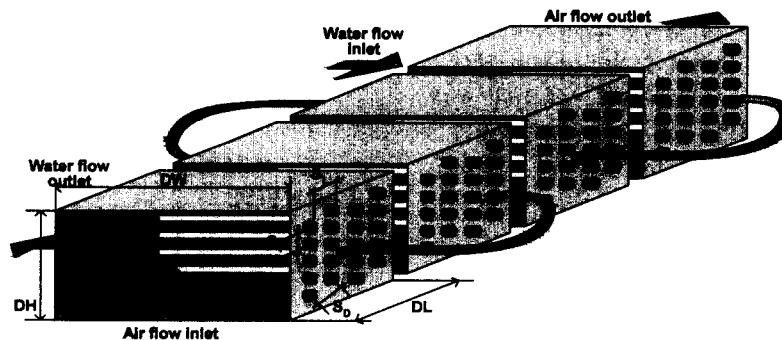


Fig. 1 Schematic of bare heat exchanger.

사이에 물질전달에 의해 다음과 같은 열전달 관계가 성립된다.

$$dQ = [h_{c,o}(T_a - T_w) + h_{D,o}(W_a - W_w)i_{fg,w}]dA_o \quad (5)$$

여기서, T_w 는 관 표면 물의 온도, W_w 는 T_w 에서 계산된 포화공기의 절대습도이다. 첫째항은 현열 열전달량이며, 둘째항은 잠열 열전달량을 나타낸다. 대기압에서 공기의 Lewis 수는 일반적으로 1로 가정하면

$$Le = \frac{h_{c,o}}{h_{D,o}C_{p,a}} \approx 1 \quad (6)$$

미소 열전달량은 다음과 같이 표시된다.

$$dQ = h_{c,o} \left(1 + \frac{i_{fg,w}(W_a - W_w)}{C_{p,a}(T_a - T_w)} \right) (T_a - T_w) dA_o \quad (7)$$

앞에서 언급한 모든 열저항과 응축막을 통한 열저항을 고려하면 총괄 열전달계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁴⁾

$$U_o = \left[\frac{A_o}{A_{t,i}h_i} + \frac{A_o t}{A_{t,m}k_t} + \frac{1}{k_w/\delta} + \frac{1}{h_{c,o} \left(1 + \frac{i_{fg,w}(W_a - W_w)}{C_{p,a}(T_a - T_w)} \right)} \right]^{-1} \quad (8)$$

상기 방법 외에도 습표면에 대해 열전달을 해석하는 다른 방법이 제안된 바 있다.⁽⁶⁾

총괄 열전달계수를 이용하여 해석하기 위해서는 식(8)에서 응축된 응축막의 두께를 알아야 계산할 수 있다. 실제로 표면에서 응축은 균일하지 않으며 응축막의 두께는 일정하지 않지만 해석을 간단하게 하기 위해 평균 응축막 두께를 사용한다. 응축막의 두께를 평가하기 위해 물질전달방정식과 점성유동에 대한 Navier-Stokes 방정식을 고려하여 유도하면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.⁽⁴⁾

$$\delta = 1.082 \left(\frac{\mu R'}{g \rho_w^2} \right)^{1/3} \quad (9)$$

여기서, $R' = m_a(W_{a,in} - W_{a,out})/A_o \cdot H$ 이다.

2.2.3 공기 및 냉매 열전달계수

본 연구에서 사용한 열교환기 형상은 원이 없는 셸-관군 열교환기로 공기측 대류 열전달계수는 Zukauskas⁽⁷⁾가 제안한 다음 식을 사용하였다.

$$Nu_D = C Re_{D,max}^m Pr^{0.36} (Pr_\infty/Pr_s)^{1/4} \quad (10)$$

여기서, C , m 은 Zukauskas가 제안한 상수이며

$Re_{D,max} = \frac{\rho V_{max} D_o}{\mu}$ 이다. V_{max} 는 다음과 같이 정의된다.

$$2(S_D - D_o) < (S_T - D_o) \text{ 경우, } V_{max} = \frac{S_T}{S_D - D_o} V$$

$$2(S_D - D_o) \geq (S_T - D_o) \text{ 경우, } V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D_o} V$$

냉각수측 열전달계수는 Dittus-Boelter 식을 사용하였다.

$$Nu_D = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (11)$$

2.2.4 관내 압력강하

압력강하는 마찰에 의한 강하와 운동량변화에 의한 강하로 나누어 다음과 같이 계산한다.

마찰에 의한 압력강하

$$\frac{dP}{dL} = \frac{2 \cdot f \cdot G^2}{D_i \cdot \rho} \quad (12)$$

여기서, $f = 0.046 \cdot Re^{-0.2}$ 이다.

운동량변화에 의한 압력강하

$$\frac{dP}{dL} = -G^2 \frac{dv}{dL} \quad (13)$$

2.3 해석방법

열교환기를 해석하기 위해 본 연구에서 사용한 단면 분할법은 열교환기를 여러 개의 국소해석구간으로 나눈 후 각 해석구간에서 ϵ -NTU법을 사용하여 해석한 후 결과들을 적분하는 해석

방법이다.

국소 열전달 해석에 의한 접근방법은 작게 나누어진 국소 영역별로 열전달을 해석하기 때문에 각 국소 영역에 적당한 열전달 모델을 선정해서 해석할 수 있고 냉각수의 물성치 변화와 위치에 따른 열전달 관련변수의 변화를 고려할 수 있다.

단면 분할법은 국소 해석법에 의한 열교환기 해석방법의 하나로 열교환기의 해석구간을 관 단위보다 더 작은 해석영역인 구간 단위로 나누어 해석하는 방법이다. 즉, 열교환기의 관 단위를 냉각수 유로방향에 따라(공기유동단면에서 가로방향) 여러 개의 해석구간(section)으로 구분하여 나누어 해석함으로써 관순법이 가지는 단점을 근본적으로 해결하게 된다. 따라서 이 방법을 사용하면 공기측의 가로 및 세로방향의 다양한 2차원 유동형태를 모두 해석할 수 있게 된다.

본 연구에서는 관을 따르는 가로방향으로는 20개(M), 세로방향으로는 관 수와 동일한 5개(N)의 구간으로 나누어 각 열의 해석구간을 100개로 하였다.

2.4 실험장치

Fig. 2는 실험에 사용된 공기 유로장치의 개략도이다. 이것은 인버터로 제어되는 링 블로워(7.5 kW)를 사용하여 공기를 순환시키는 펌프 풍동으로 구성되어 있다. 공기 덕트는 Sus. 플레이트와 아크릴로 제작하였으며 유동단면은 320 mm × 320 mm이다. 공기의 입구측 온도와 습도는 공기

유동방향에 대하여 2 kW 용량의 예열히터, 가습기, 쿨링 코일, 2 kW 용량의 재열히터 순으로 배열되어 제어된다.

공기유속은 인버터의 입력 주파수에 대하여 보정하여 사용하였으며, 공기의 입출구측 온도 및 습도는 디지털 온습도계(입구 : Vaisala, Humidity and Temperature Transmitter, 출구 : EdgeTech, DewPrime II)를 사용하여 측정하였다.

관측의 작동매체는 항온수이다. 3 RT, 15 kW 저온 항온저장조(냉각 3 RT, 가열 15 kW)는 정해진 온도로 저온수를 공급한다. 물측에서 온도차는 두 개의 보정된 RTD로 측정한다. 물의 유량은 질량유량계(OVAL Coriolis Flowmeter ULTRA-mass Transmitter, Model : CT 9301)로 측정하였다. 또한 응축수 양은 정도가 0.5 g인 전자저울을 사용하였으며 열교환기의 압력강하는 마이크로마노미터(Micromanometer, FC0510)로 측정하였다. 모든 온도측정은 축온저항계(Pt100 Ω)을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 공기의 입구조건에 따른 영향

공기의 입구습도를 제어하여 응축이 발생하는 습표면 상태와 발생하지 않는 건표면 상태에서 열교환기의 열전달 특성 및 압력강하 특성을 고찰하였다. 또한 습표면 상태에서 공기의 입구 온도, 습도, 유속이 열교환기의 성능에 미치는 영향

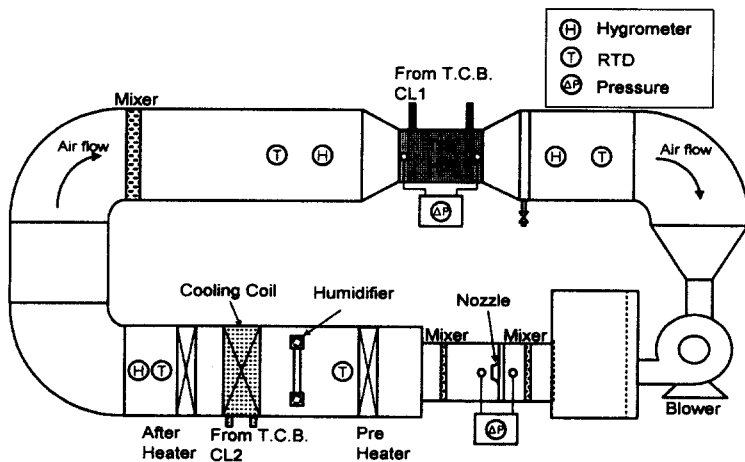


Fig. 2 Schematic of experimental setup.

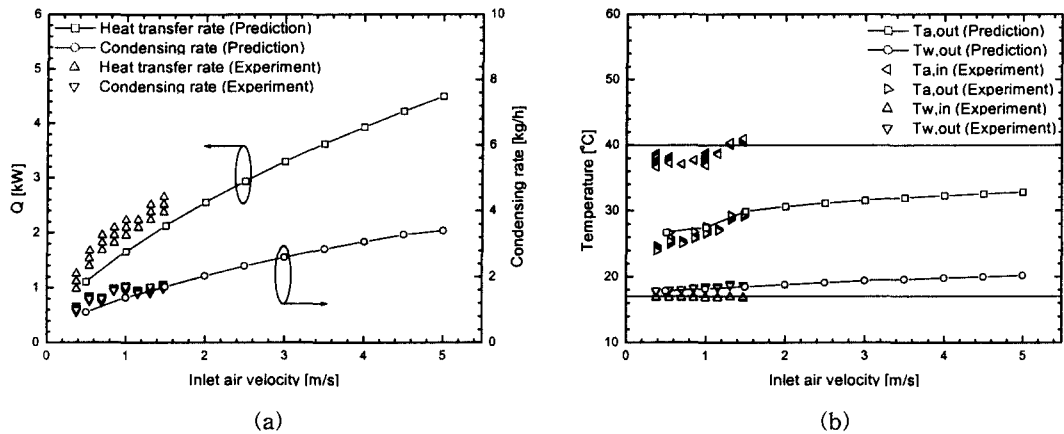


Fig. 3 Variation of heat transfer rate, condensing rate and temperature according to inlet air velocity.

을 파악하기 위하여 기준조건을 선정하고 공기의 온도, 습도 및 유속을 각각 변화시키며 전체 열전달량 및 응축률에 대하여 고찰하였다.

Fig. 3(a)는 공기의 입구온도 40°C, 상대습도 50%, 냉각수 입구온도 17°C, 냉각수 유속 0.2 m/s 인 경우에 대하여 공기 유속변화에 따른 전체 열전달량과 응축률에 대한 예측 및 실험결과를 나타낸 것이다. 실험결과는 8개의 공기 유속에 대하여 20개씩의 측정값을 나타내고 있으며 공기의 유속이 상승함에 따라 전체 열전달량과 응축률이 상승하며 전체 열전달량의 상승률과 응축률의 상승률은 공기의 유속 상승에 따라 둔화된다. 또한 예측결과와 실험결과를 비교하면 전체 열전달량은 예측결과보다 전반적으로 크게 나타났으며 응축률은 공기 유속이 1 m/s 이하에서는 예측결과보다 높게 나타나고 그 이후에서는 예측결과보다 낮게 나타났다.

Fig. 3(b)는 Fig. 3(a)와 동일한 경우에 대한 공기와 냉각수 입출구 온도의 예측 및 실험결과를 나타낸 것이다. 공기 유속이 상승함에 따라 열교환기의 통과시간이 짧아져 공기와 냉각수는 충분한 열전달이 이루어지지 않아 공기의 출구온도가 상승하여 공기측의 온도차는 약간 감소하는 경향을 나타낸다. 냉각수의 출구온도는 공기 유속의 상승에 따라 미소한 상승을 나타낸다. 1 m/s 부근에서 공기의 출구측 온도의 상승률이 둔화되었다 다시 상승하는 이유는 공기의 온도가 이슬점 이상이 되는 천이온도 영역으로 잠열 열전달량이 감소하고 현열 열전달량이 상승하기 때문에 공기의 출구온도가 상대적으로 낮아지는 것으로 판단된다.

Fig. 4와 Fig. 5는 공기의 온도와 습도변화에 따른 열전달량 및 응축률의 예측결과를 나타낸 것이다. Fig. 4는 상대습도 50%, 공기의 유속 1 m/s, 냉각수 입구온도 15°C, 냉각수 유속 0.2 m/s 일 경우 공기의 입구온도 변화에 따른 전체 열전달량, 잠열 열전달량 및 응축률을 나타낸 것이다. 공기 입구온도의 상승에 따라 전체 열전달량, 잠열 열전달량 및 응축률을 예상한 것과 같이 상승하였다. 공기의 입구온도가 30°C일 경우, 현열 열전달량 0.54 kW, 잠열 열전달량 0.22 kW이며 50 °C일 경우, 현열 열전달량 1.21 kW, 잠열 열전달량 2.41 kW로 현열 열전달량의 상승은 0.67 kW 인데 비해 잠열 열전달량의 상승은 2.19 kW로 잠열 열전달량의 상승이 더 큼을 알 수 있다. 상대습도가 동일한 조건에서 공기의 입구온도가 상승

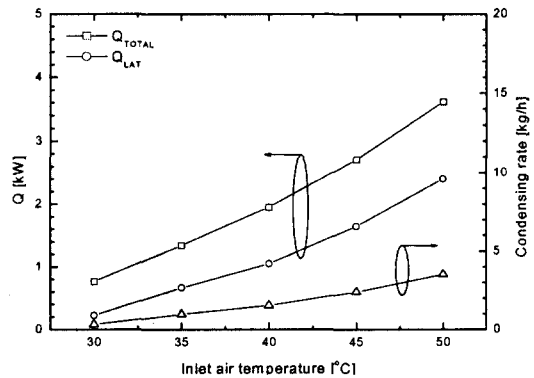


Fig. 4 Variation of total and latent heat transfer rate and condensing rate according to inlet air temperature.

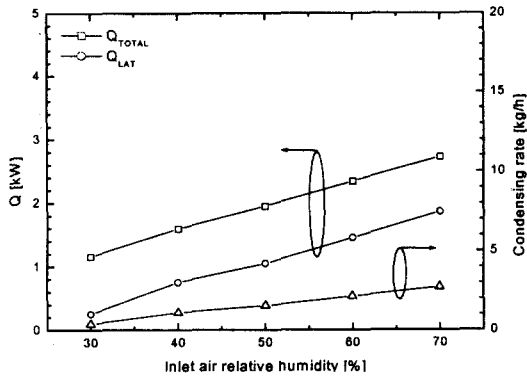


Fig. 5 Variation of total and latent heat transfer rate and condensing rate according to inlet air relative humidity.

함에 따라 현열 열전달량과 잠열 열전달량은 상승하며 현열 열전달량의 상승에 비해 잠열 열전달량의 상승이 큼을 알 수 있다.

Fig. 5는 공기의 온도 40℃, 유속 1 m/s, 냉각수 입구온도 15℃, 냉각수 유속 0.2 m/s일 경우 공기의 입구 습도를 변화시키며 전체 열전달량, 잠열 열전달량 및 응축률을 나타낸 것이다. 공기의 입구 습도 30%인 경우, 현열 열전달량 0.91 kW, 잠열 열전달량은 0.25 kW이며 70%인 경우, 현열 열전달량 0.87 kW, 잠열 열전달량은 1.86 kW이다. 공기의 습도가 상승함에 따라 전체 열전달량과 잠열 열전달량이 거의 선형적으로 상승함을 알 수 있으며 전체 열전달량의 상승률과 잠열 열전달량의 상승률이 거의 동일하게 나타나므로 공기의 입구 습도가 상승함에 따라 전체 열전달량의 상승은 잠열 열전달량의 상승에 의한 것이며 현열 열전달량은 거의 변화가 없다.

Fig. 6은 상대습도 25~30%, 냉각수 유속 0.2 m/s, 냉각수 입구설정온도 15℃, 20℃, 25℃인 경우에 대하여 공기 유속변화에 따른 전체 열전달량에 대한 실험결과를 나타낸 것이다. 실험결과는 6개의 공기 유속에 대하여 15개씩의 측정값을 나타내고 있다. 입구 공기의 상대습도가 30% 이하에서는 냉각수의 입구온도가 15℃에서도 열교환기의 관 표면에 응축이 발생하지 않았다. 공기의 유속을 상승시키면 열전달량은 거의 선형적으로 상승하며 냉각수 온도를 감소시킬 경우 열전달량은 상승하게 되며 냉각수 온도를 5℃ 감소시킬 경우 약 10% 정도 열전달량 상승이 나타났다.

Fig. 7은 공기 입구온도 40℃, 냉각수 입구온도

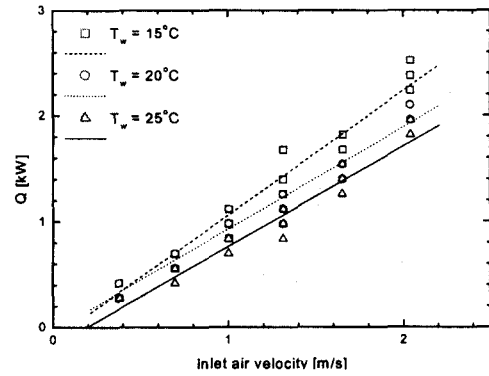


Fig. 6 Variation of heat transfer rate according to inlet air temperature (Dry surface).

17℃, 냉각수 유속 0.2 m/s로 동일한 조건하에서 상대습도 50%인 습표면 열전달인 경우와 상대습도 25~30%인 건표면 열전달인 경우에 대하여 공기 유속변화에 따른 전체 열전달량에 대한 예측 및 실험결과를 나타낸 것이다.

공기의 유속이 상승함에 따라 습표면과 건표면의 전체 열전달량은 상승하게 되며 공기의 유속이 1 m/s인 경우 습표면 열전달량은 2 kW 정도이며 건표면 열전달량은 1 kW 정도로 약 2배의 습표면 열전달량이 2배 정도 높음을 알 수 있다.

Fig. 8은 습표면, 건표면의 실험결과, Zukauskas 상관식 자료, Kays and London 자료와 Grimison 자료를 Reynolds 수에 따른 j 계수 및 f 계수로 나타낸 것이다. 본 실험의 열교환기 형상은 $D_o = 12.7$ mm이며, X_t (스텝 간격) = 2, X_l (열 간격) =

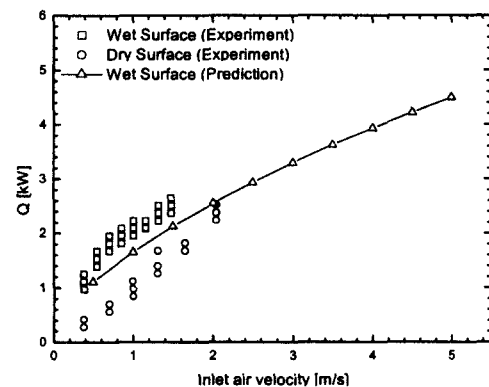


Fig. 7 Comparison of heat transfer rate between wet and dry condition.

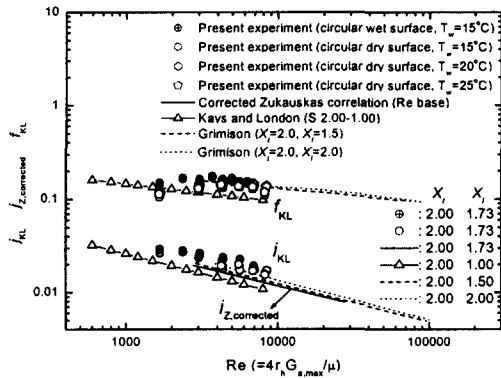


Fig. 8 Comparison of j and f values between wet surface and dry surface of the present experimental data.

1.73로서 Kays and London 자료(Surface S2.00-1.00.)⁽⁸⁾의 $D_o=9.525$ mm, $X_t=2$, $X_l=1$ 과 비교하여 관경과 X_l 이 크다. Grimison 자료⁽⁸⁾에서 알 수 있는 바와 같이 X_t 가 동일하고 X_l 이 커질 경우, j 계수와 f 계수는 증가하게 된다. 그러나 Grimison의 자료에서 $X_t=2$, $X_l=1.5$ 인 경우와 $X_t=2$, $X_l=2$ 인 경우를 비교해 보면 Reynolds 수 7000 이하에서는 X_l 이 커지면 f 계수는 감소하는 경향을 나타내고 있다. 본 실험과 Grimison 자료의 $X_t=2$, $X_l=2$ 인 경우와 비교하면 Reynolds 수 5000인 경우, j 계수는 7% 정도 상승되었으며, f 계수는 거의 일치하고 있다. 또한 Reynolds 수 4000 이하에서 f 계수가 감소하는 $X_t=2$, $X_l=2$ 인 경우와 유사한 경향을 나타냈다.

Kays and London의 자료에서 동일한 X_t , X_l 의 조건에서 관 지름이 두 배가 되면 f 계수는 거의 변하지 않으나 j 계수는 상승하는 경향을 보이므로 본 실험결과와 일치한다. 또한 Re가 5000인 경우, 실험 j_{KL} 계수는 수정된 Zukauskas 상관식 $j_{Z,corrected}$ 계수에 비해 20% 정도 높으므로 Zukauskas 상관식을 사용하여 해석을 수행하였을 경우 하향 예측된 결과와 일치한다. 본 실험의 습표면 실험인 경우, Reynolds 수가 커짐에 따라 j 계수와 f 계수가 감소하는 일반적인 경향을 나타내고 있으나 Reynolds 수가 5000인 경우, 건표면 j 계수에 비해 16% 정도 상승했으며 f 계수는

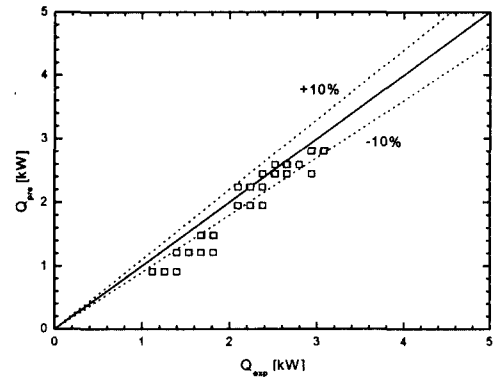


Fig. 9 Predicted and experimental heat transfer rates.

13% 정도 상승하였다. 따라서, 습표면 열전달일 경우, 공기의 열전달 특성을 나타내는 j 계수와 압력강하 특성을 나타내는 f 계수는 상승함을 알 수 있으며 Bryan⁽⁹⁾의 결과와 일치한다.

Fig. 9는 공기의 온도 40°C, 습도 50%, 냉각수 입구온도 15°C, 냉각수 유속 0.2 m/s일 경우 공기 유속변화에 따른 전체 열전달량의 변화를 나타낸 것으로 본 연구에서 수행한 실험결과와 이론해석 결과를 서로 비교한 것이다. 공기 유속이 낮은 1 m/s 이하에서는 실제보다 낮은 예측값을 나타내고 있으나 전체 열전달량은 이론해석결과와 $\pm 10\%$ 정도의 오차를 나타내며 응축형 열교환기 해석에 신뢰성을 보이고 있음을 알 수 있다.

3.2 냉각수의 입구조건에 따른 영향

냉각수의 입구온도, 유속이 열교환기의 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 기준조건을 선정하고 냉각수의 입구조건을 변화시키며 전체 열전달량과 잠열 열전달량 및 응축률에 미치는 영향을 고찰하였다.

Fig. 10은 공기의 온도 40°C, 공기의 유속 1 m/s, 습도 50%, 냉각수 유속 0.2 m/s일 경우 냉각수의 입구온도 변화에 따른 전체 열전달량 및 잠열 열전달량을 나타낸 것이다. 냉각수의 입구온도가 상승함에 따라 전체 열전달량과 잠열 열전달량이 급격히 감소하였으며 전체 열전달량의 감소율과 잠열 열전달량의 감소율은 거의 일정하게 감소한 후 노점 이후에는 잠열 열전달량이 0

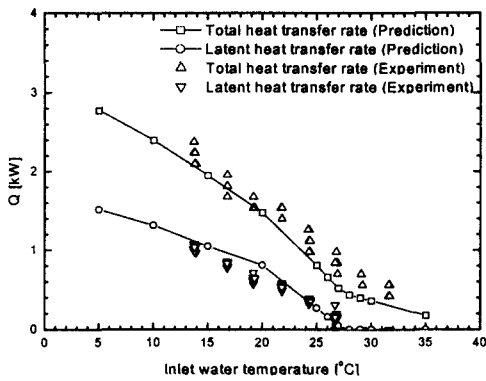


Fig. 10 Variation of total and latent heat transfer rate according to inlet water temperature.

이 되면서 전체 열전달량의 감소율은 둔화된다. 실험결과도 같은 경향을 나타내며 노점 이후의 현상을 뚜렷이 나타냈다. 잠열 열전달량은 예측값보다 낮게 나타났으며 노점을 잘 예측함을 알 수 있다. 또한 노점 부근의 잠열 열전달량 실험 결과의 분포가 일정하지 않은 것은 공기 입구조건 변화에 민감하여 응축현상이 발생했다가 사라지는 경향을 반복하기 때문이다.

Fig. 11은 공기의 온도 40°C, 공기의 유속 1 m/s, 냉각수 유속 0.2 m/s인 경우, 습표면 및 건표면 열전달에 대하여 입구온도 변화에 따른 전체 열전달량을 나타낸 것이다. 건표면 열전달인 경우에도 냉각수의 입구온도가 상승함에 따라 전체 열전달량이 감소하는 경향을 나타내고 있으며 공기의 노점온도에 도달할수록 건표면과 습표면의 열전달량의 차이는 작아진다. 또한 건표면 열

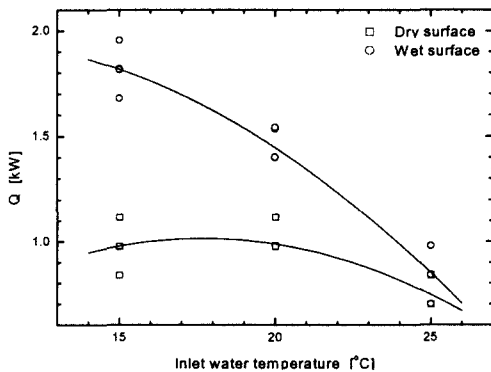


Fig. 11 Variation of heat transfer rate according to inlet water temperature.

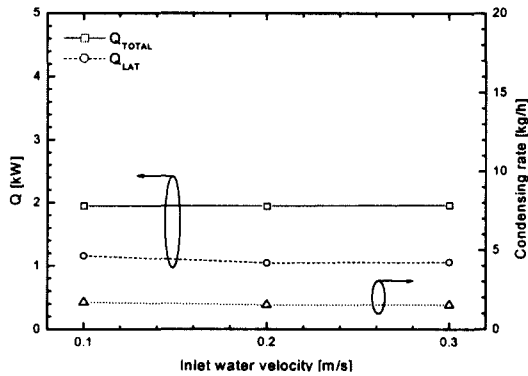


Fig. 12 Variation of total and latent heat transfer rate and condensing rate according to inlet water velocity.

전달의 경우, 습표면 열전달에 비해 냉각수 입구 온도의 영향이 적음을 알 수 있다.

Fig. 12는 공기의 온도 40°C, 습도 50%, 냉각수 입구온도 15°C인 경우 냉각수의 유속에 따른 전체 열전달량, 잠열 열전달량 및 응축률의 계산 결과를 나타낸 것이다.

냉각수의 유속이 상승하더라도 전체 열전달량과 잠열 열전달량이 거의 변화가 없으며 냉각수 유량의 변화에 따른 열전달량의 영향은 공기 입구조건을 변화시킬 경우와 냉각수 온도를 변화시킬 경우에 비하여 열교환기 성능에 미치는 영향은 작다.

4. 결론

냉각수를 사용하고 관 표면에서 제습과정이 수반되는 응축형 열교환기에 대하여 2차원 공기 유동분포의 영향을 해석할 수 있는 단면 분할방법(section-by-section method)을 사용하여 성능을 예측하고 습표면과 건표면 열전달의 특성에 대하여 실험하고 공기의 입구조건과 냉각수의 입구조건 변화가 성능에 미치는 영향을 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 연구의 단면 분할방법을 사용한 응축형 열교환기 해석모델로 응축형 열교환기 성능을 잘 예측할 수 있었다.
- (2) 공기의 입구온도, 습도, 유속과 냉각수의 입구온도가 열교환기 성능에 큰 영향을 미치며 냉각수 유속은 비교적 그 영향이 적다.
- (3) 습표면 열전달인 경우, 건표면 열전달의 경

우에 비해 j 계수와 f 계수가 상승한다.

(4) 응축형 열교환기 설계에서 공기와 냉각수 입구조조에 따른 공기의 노점을 잘 고려하여 설계하여야 한다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비 요소 기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Fischer, S. K. and Rice, C. C., 1983, The Oak Ridge Heat Pump Models: A Steady State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pump, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee.
2. Domanski, P. A., 1982, Computer Modeling and Prediction of Performance of an Air Source Heat Pump with a Capillary Tube, Ph.D. thesis, University of Catholic, U.S.A.
3. Domanski, P. A., 1991, Simulation of an Evaporator with Nonuniform One-Dimensional Air Distribution, ASHRAE Transactions, Vol. 98, Part 1, pp. 793-802.
4. Domanski, P. A., 1989, EVSIM—An Evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR 89-4133.
5. Oskarsson, S. P., Krakow, K. I. and Lin, S., 1990, Evaporator Model for Operation with Dry, Wet and Frosted Finned Surfaces, Part 1, Part 2, ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, pp. 373-392.
6. Threlkeld, J. L., 1970, Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall, Inc., New York, NY.
7. Zukauskas, A., 1987, Heat Transfer from Tubes in Crossflow, Advances in heat transfer, Vol. 18, pp. 87-157.
8. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill book company.
9. Bryan, W. L., 1961, Heat and Mass Transfer in Dehumidifying Surface Coils, ASHRAE Transactions, Vol. 67, pp. 393-405.
10. Yoon, J. S., Park, B. K. and Kim, C. J., 2000, Heat Transfer and Pressure Loss Characteristics due to Tube Geometries in Modular Tube-Bundle Heat Exchangers, Proceedings of the KSME 2000 Autumn Annular Conference, pp. 105-111.
11. Park, B. K., Kim, G. O. and Kim, M. G., 2001, Effects of Air Flow Nonuniformity on the Thermal Performance of a Compact Evaporator for Natural Working Fluids, Proceedings of the SAREK 2001 Spring Annular Conference (I), pp. 495-502.
12. Wang, C. C., Hsieh, Y. C. and Lin, Y. T., 1997, Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers under dehumidifying conditions, Journal of Heat Transfer, Vol. 119, pp. 109-117.