

건물 공조용 냉수 코일의 열 설계

김내현^{*}, 변호원¹

¹인천대학교 기계시스템공학과

Thermal Design of a Cooling Coil for Building Air Conditioning

Nae-Hyun Kim^{*}, Ho-Won Byun¹

¹Department of Mechanical System Engineering, University of Incheon

요약 건물용 공기조화기의 냉수 코일은 작동조건에 따라 건표면, 습표면 또는 부분적인 습표면이 형성된다. 따라서 냉수코일을 적절히 설계하기 위해서는 건표면과 습표면, 그리고 부분적 습표면에 대한 열전달 해석이 필요하다. 본 연구에서는 미소체적에 대한 해석을 통하여 냉수코일의 성능을 계산하는 미소체적 모델을 제시하였다. 해석 모델의 예측치를 냉수코일 실험 결과와 비교한 결과 미소 체적 모델은 공기측 전열량을 10.1% 이내에서 예측하고 공기측 압력손실을 11.1%, 현열비도 5.7% 내로 예측하였다. 해석 모델을 활용하여 물측 회로의 변화가 냉수코일의 성능에 미치는 영향을 검토하였다.

Abstract The surface of the cooling coil becomes dry, wet or partially wet depending on the operating condition. Thus, a proper design of the cooling coil should include a heat transfer analysis on dry, wet or partially wet surfaces. In this study, an elementary model, which analyzes the cooling on an elementary basis, is proposed. Comparison of the predictions of the model with experimental data of the cooling coil revealed that heat transfer rates were predicted within 10.1%, airside pressure drop within 11.1% and sensible heat ratio within 5.7%. The model was used to investigate the effect of water circuitory on cooling coil performance.

Keywords : Cooling coil; Dry; Elementary model; Partially wet; Thermal performance; Wet

1. 서론

건물용 공기조화기의 냉수 코일은 작동조건(입구 건도 온도, 습구 온도, 냉각수 온도 등)에 따라 건표면, 습표면 또는 부분적인 습표면이 형성된다. 따라서 냉수코일을 적절히 설계하기 위해서는 건표면과 습표면, 그리고 부분적 습표면에 대한 열전달 해석이 필요하다. 건표면과 습표면 해석은 열교환기를 하나의 검사체적으로 보고 수행할 수 있다 [1]. 하지만 부분적 습표면 해석을 위해서는 열교환기를 미소 체적으로 나누고 미소 체적이 건표면인지 습표면인지를 판단한 후 각 미소체적에 대해 적절한 해석을 수행하는 것이 필요하다[2]. 이를 위해서는 건표면과 습표면의 열전달계수와 마찰 손실계수를 미리 알아야 하는데 이는 열교환기 시료에 대한 건표면 및

습표면 실험을 통하여 얻어진다.

그간 핀-관 열교환기의 공기측 성능에 대해서는 많은 연구가 수행되어 왔다[3-5]. 하지만 대부분의 연구는 가정용 공조기를 대상으로 직경이 작은 튜브를 사용한 열교환기에 대해 수행되었고[6-8] 건물용 공조기용 대구경관 열교환기에 대한 연구는 드물다. 최근들어 Wang et al.[9]과 Liu et al.[10]은 대구경관 ($D_c=16.6\text{mm}$)으로 제작된 핀-관 열교환기의 대하여 건표면 및 습표면 실험을 수행하였다. 건표면의 경우 4열 이하에서는 열수가 j 인자에 미치는 영향은 미미함을 보고하였다. 하지만 4열 이상이 되면 j 인자는 열수의 증가에 따라 현저히 감소하였다. 또한 습표면의 경우는 모든 열수에서 열수가 j 인자에 미치는 영향은 크지 않음을 보고하였다. Kim et al. [11, 12]도 외경 15.9 mm를 사용한 웨이브 핀-관 열교환

^{*}Corresponding Author : Nae-Hyun Kim (Incheon Univ.)

Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received June 10, 2015

Revised August 21, 2015

Accepted October 8, 2015

Published October 31, 2015

기에 대한 실험을 통하여 열수가 j 인자에 미치는 영향은 크지 않다고 보고하였다.

본 연구에서는 미소체적에 대한 해석을 통하여 냉수 코일의 성능을 계산하는 미소체적 모델을 제시하였다. 성능실험을 통하여 미소체적 모델을 검증하고 이 모델을 활용하여 냉수코일의 물측 회로가 전열 성능에 미치는 영향을 검토하였다. 본 모델은 건물 공조용 냉수코일의 설계 및 해석에 유용하게 사용될 수 있을 것이다.

2. 미소체적 모델

Fig. 1에 미소체적 모델을 도시하였다. 미소 체적은 1개의 핀과 1개의 튜브로 구성된다. 건표면의 경우 미소체적 내 전열량은 다음 식에서 구한다.

$$Q_i = \epsilon(\dot{m}c_p)_{\min}(T_{a,i} - T_{w,i}) \quad (1)$$

여기서 Q_i 는 미소체적의 전열량 (W), ϵ 은 유용도, \dot{m} 은 유량 (kg/s), c_p 는 비열 (J/kgK), $T_{a,i}$ 는 입구 공기 온도 (K), $T_{w,i}$ 는 입구 물 온도 (K)이다. 직교류 열교환기 (혼합-혼합)의 유용도는 아래의 ϵ - NTU 관계식에서 구한다 [13].

$$\epsilon = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU}} + \frac{R}{1 - e^{-R \cdot NTU}} - \frac{1}{NTU}} \quad (2)$$

$$R = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \quad (3)$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (4)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (5)$$

여기서 U 는 열관류율 (W/m²K), η_o 는 표면 효율, h_o 는 공기측 열전달계수 (W/m²K), A_o 는 공기측 전열 면적 (m²), t 는 관벽 두께 (m), k 는 열전도도 (W/mK), A_m 은

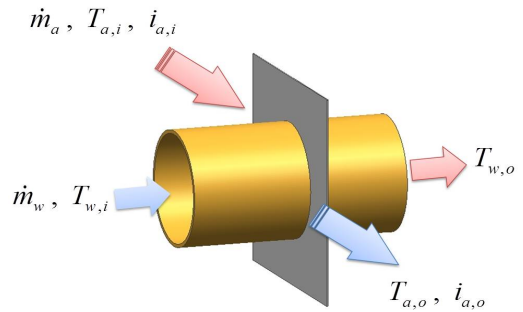


Fig. 1. Elementary model of a fin-and-tube heat exchanger

관벽 평균 전열 면적(m²), h_i 는 물측 열전달계수 (W/m²K), A_i 는 관 내측 전열 면적 (m²)이다. 표면 효율 η_o 는 핀 효율 η 와 핀 면적 A_f 로부터 아래 식으로 구해진다. 여기서 r_c 는 튜브 반경 (m), k_f 는 핀의 열전도도 (W/mK), t_f 는 핀 두께 (m), P_t 는 세로 방향 튜브 핏치 (m), P_l 는 가로 방향 튜브 핏치 (m)이다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta) \quad (6)$$

핀 효율 η 는 아래 식으로부터 구한다[14].

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{(mr_c \phi)} \quad (7)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (8)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (9)$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.28 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_l^2}}{P_t} - 0.2 \right) \quad (10)$$

(one row)

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.27 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_l^2}}{P_t} - 0.3 \right) \quad (11)$$

(over two row)

식 (5)에서 공기측과 관 내측 열전달계수 h_o 와 h_i 는 실험 상관식으로 부터 구한다. 냉수 코일에는 주로 평활관이 사용되므로 관 내측 열전달계수는 Gnielinski 상관식 [15]을 사용하여 구한다. 공기측 열전달계수는 실험을 통해 얻어진 Reynolds 수 (Re)와 j 인자의 관계식으로부터 구한다.

$$Re = \frac{\rho_a V_{\max} D_o}{\mu_a} \quad (12)$$

$$h_o = j(\rho_a V_{\max} c_{pa}) Pr_a^{-2/3} \quad (13)$$

여기서 ρ_a 는 공기의 밀도 (kg/m^3), μ_a 는 공기의 점성계수 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$), D_o 는 튜브의 외경 (m), Pr_a 는 공기의 Prandtl 수, V_{\max} 는 최대 속도 (m/s)로 최소 유동 단면적 A_c (m^2)에서 얻어진다. 공기측 압력 손실 ΔP (Pa) 역시 실험을 통해 얻어진 Re 와 f 인자의 관계식으로부터 구한다.

$$\Delta P = f \frac{A_o}{A_c} \frac{\rho_a V_{\max}^2}{2} \quad (14)$$

물측 압력손실 ΔP_w (Pa)은 잘 알려진 Pethukov 상관식 [16]을 사용하여 구한다.

$$\Delta P_w = f \frac{L}{D_i} \frac{\rho_w V_w^2}{2} \quad (15)$$

$$f = (0.79 \ln Re_w - 1.64)^{-2} \quad (16)$$

여기서 D_i 는 관 내경 (m), L 은 관 내측 회로의 길이 (m), ρ_w 은 물의 밀도 (kg/m^3), V_w 은 물의 속도 (m/s), Re_w 은 물측 Reynolds 수이다.

습표면의 경우 미소체적 내 전열량은 다음 식에서 구한다.

$$Q_i = \epsilon C_{\min} (i_{a,i} - i_{w,i}) \quad (17)$$

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_a, \dot{m}_w c_{pa} / b_{r,m}) \quad (18)$$

$$C_{\max} = \max(\dot{m}_a, \dot{m}_w c_{pa} / b_{r,m}) \quad (19)$$

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (20)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (21)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{b_{w,m}}{\eta_o h_{wo} A_o} + \frac{b_t}{k A_m} + \frac{b_r}{h_i A_i} \quad (22)$$

$$h_o = \frac{h_{wo} c_{pm}}{b_{w,m}} \quad (23)$$

여기서 $i_{a,i}$ 는 입구 공기 엔탈피 (J/kg), $i_{w,i}$ 는 입구 물 온도에서 포화 공기의 엔탈피 (J/kg)이다. 또한 $b_{r,m}$ 은 물측 평균 온도에서 포화 온도-엔탈피 곡선의 기울기 (J/kgK), $b_{w,m}$ 은 공기측 평균 액막 온도에서 포화 온도-엔탈피 곡선의 기울기 (J/kgK), b_t 는 관벽 평균 온도에서 포화 온도-엔탈피 곡선의 기울기 (J/kgK), b_r 은 물과 관벽 평균 온도에서 포화 온도-엔탈피 곡선의 기울기 (J/kgK)이다. 습표면의 표면 효율 η_o 는 핀 인자 m 을 제외하곤 건표면의 표면 효율과 동일한 식 [식 (6)-(7), (9)-(11)]을 사용하여 구한다. 습표면의 경우 핀 인자 m 은 다음과 같다.

$$m = \sqrt{\frac{2h_{wo}}{k_f t_f}} \quad (24)$$

검사체적의 공기측이 건표면인지 습표면인지 판단은 우선 습표면 해석을 수행하여 핀 평균 액막 온도를 구한 후 입구공기의 이슬점 온도와 비교하여 핀 평균 액막온도가 낮으면 습표면, 핀 평균 액막온도가 높으면 건표면으로 판단하였다.

3. 실험 결과와 비교

Kim et al. [11, 12]은 Fig. 2의 웨이브 핀 습 냉수 코일 시료에 대하여 고정된 핀 핏치 ($P_f = 3.3$ mm)에서 열수를 변경시키며 건표면 및 표면 실험을 수행하였다. 시료의 크기는 폭 440 mm, 높이 381 mm (10단)이고 물측 회로는 단일 입출구에 직교대향류로 구성되었다. Fig. 3

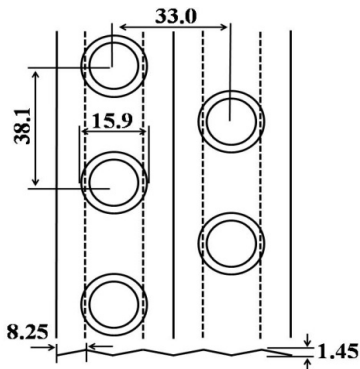


Fig. 2. Wave fin geometry tested by Kim et al. [10, 11]

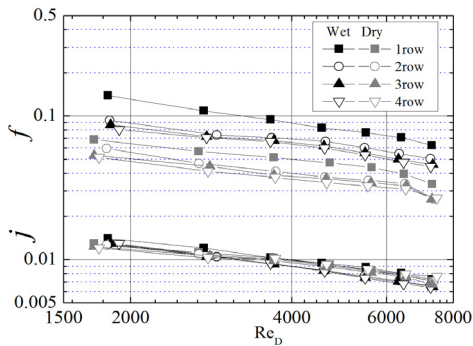


Fig. 3. j and f factors of the wave fin-and-tube heat exchangers tested by Kim et al. [10, 11]

Table 1. Constants of j and f polynomials

i	a_i		b_i	
	wet	dry	wet	dry
0	0.01956	0.01844	0.10067	0.0777
1	4.4857×10^{-6}	3.5526×10^{-6}	1.2668×10^{-5}	1.9657×10^{-5}
2	5.6041×10^{-10}	4.3915×10^{-10}	1.0041×10^{-9}	2.9764×10^{-9}
3	2.6530×10^{-14}	2.1694×10^{-14}	4.5975×10^{-14}	1.6273×10^{-13}

에 실험 데이터를 수록하였다. Fig. 3는 건표면과 습표면 모두 열수가 j 인자에 미치는 영향은 없음을 보여준다. 또한 건표면과 습표면의 j 인자는 거의 같음을 알 수 있다. 반면 f 인자는 습표면의 값이 건표면 값보다 현저히 크고 건표면과 습표면 모두 1열의 값이 다른 열에 비하여 큼을 보여준다. Wang et al.[9]과 Liu et al.[10]도 대규격 핀-관 열교환기에 대한 실험을 통하여 유사한 경향을 보고하였다. 본 연구에서는 상기 j 와 f 인자를 아래와 같이 Reynolds수의 3차 다항식으로 피팅하여 사용하였다.

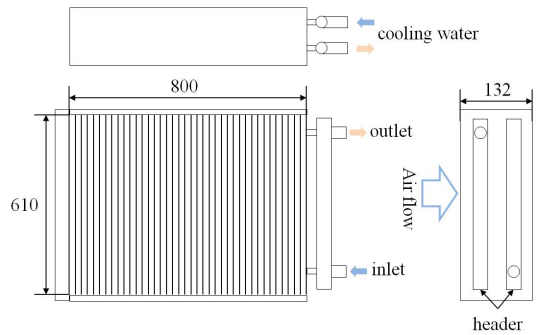


Fig. 4. Geometry of the cooling coil tested at KRAAC (unit: mm).

$$j = a_0 + a_1 Re + a_2 Re^2 + a_3 Re^3 \quad (25)$$

$$f = b_0 + b_1 Re + b_2 Re^2 + b_3 Re^3 \quad (26)$$

Table 1에 건표면과 습표면에서 열별 상수 값들을 나타내었다.

열교환기 성능 공인 인증 센터인 한국 냉동 공조 인증 센터 (KRAAC)에서 실제 사용되는 크기의 시료에 대하여 AHRI Standard 410 [1]에 의거하여 성능시험을 수행하였다. Fig. 4에 시료의 개략도를 나타내었다. 핀 형상은 Kim et al. [11, 12]이 실험한 Fig. 2의 웨이브 핀이고 핀 핏치도 3.3 mm로 Kim et al. [11, 12]의 값과 동일하다. 시료의 크기는 높이 609.6 mm (16단), 폭 800 mm이고 열수는 4열이다. 열교환기의 일단에는 냉수의 유입과 유출을 위한 헤더가 장착되어 있고 냉수 측 회로는 직교대향류로 구성되어 있다. 실험은 입구 공기의 건습구 온도를 27°C/19°C, 냉수 입구온도를 13°C로 유지하고 공기 전방 풍속을 0.5 ~ 2.0 m/s, 물 유속을 0.5 ~ 1.0 m/s로 변화시키며 공기측 열량 Q_{air} (W), 현열비 Q_{sens}/Q_{air} , 물측 열량 Q_{water} (W), 공기측 압력손실 ΔP_{air} (Pa), 물측 압력손실 ΔP_{water} (kPa)를 측정하였다. Table 2에 실험 결과와 본 연구의 미소체적 모델의 예측치를 수록하였다. Table 2는 물측 전열량이 공기측 전열량보다 3.4 ~ 5.7% 크게 측정되었음을 보여준다. 이 표는 공기 및 물의 유속이 증가할수록 전열량 및 압력손실이 증가함을 보인다. 미소체적 모델은 평균 (물측과 공기측 평균) 전열량을 10.1% 이내에서 예측하고 공기측 압력손실을 11.1%, 물측 압력손실을 4.8% 내로 예측한다. 또한 현열비도 5.7% 내로 예측한다. Table 2에는 미

Table 2. Measurements and predictions of thermal performance of cooling coils

Air/ water velocity (m/s)	item	measure-ment	prediction	%error
0.5/0.5	$Q_{air}(W)$	4152	3949	5.4
	Q_{sens}/Q_{air}	0.93	0.78	5.7
	$Q_{water}(W)$	4375	3940	11.0
	$\Delta P_{air}(Pa)$	6.9	7.0	-0.14
	$\Delta P_{water}(Pa)$	3.0	2.89	3.8
	$Q_{air/wet}(W)$	4152	4000	3.7
1.0/0.5	$Q_{sens}/Q_{air/wet}$	0.93	0.68	26.9
	$Q_{air}(W)$	6652	6510	2.2
	Q_{sens}/Q_{air}	1.0	0.86	4.2
	$Q_{water}(W)$	6979	9510	7.2
	$\Delta P_{air}(Pa)$	19.3	22.0	-12.3
	$\Delta P_{water}(Pa)$	3.0	2.89	3.8
1.5/0.5	$Q_{air/wet}(W)$	6652	6596	0.8
	$Q_{sens}/Q_{air/wet}$	1.0	0.69	31.0
	$Q_{air}(W)$	8704	8280	5.1
	Q_{sens}/Q_{air}	1.0	0.95	0
	$Q_{water}(W)$	9133	8280	10.3
	$\Delta P_{air}(Pa)$	37.3	42.0	-11.1
2.0/0.5	$\Delta P_{water}(Pa)$	3.0	2.89	3.8
	$Q_{air/wet}(W)$	8704	8297	4.7
	$Q_{sens}/Q_{air/wet}$	1.0	0.71	29.0
	$Q_{air}(W)$	10529	9960	5.7
	Q_{sens}/Q_{air}	1.0	1.0	-
	$Q_{water}(W)$	10886	9960	9.4
2.0/1.0	$\Delta P_{air}(Pa)$	60.3	67.0	-10.0
	$\Delta P_{water}(Pa)$	3.0	2.89	3.8
	$Q_{air/wet}(W)$	10529	10074	4.3
	$Q_{sens}/Q_{air/wet}$	1.0	0.72	28.0
	$Q_{air}(W)$	11461	10710	7.0
	Q_{sens}/Q_{air}	1.0	0.93	-
2.0/1.0	$Q_{water}(W)$	12111	10710	13.1
	$\Delta P_{air}(Pa)$	60.3	67.0	-10.0
	$\Delta P_{water}(Pa)$	11.0	10.5	4.8
	$Q_{air/wet}(W)$	11461	11213	2.2
	$Q_{sens}/Q_{air/wet}$	1.0	0.65	35.0

소체적 해석 대신에 냉수코일 전체를 하나의 습표면으로 가정하고 단일 집중 해석(lumped analysis)[17]을 수행한 결과 ($Q_{air/wet}$, $Q_{sens}/Q_{air/wet}$)도 나타내었다. 전열량($Q_{air/wet}$)의 경우는 적절히 예측하나 현열비($Q_{air/wet}$)는 현저히 낮게 예측함을 보인다.

4. 해석 결과와 고찰

상기 논의는 본 연구의 미소체적 모델이 냉수코일 해석에 무리없이 적용될 수 있음을 보여준다. 따라서 본 모

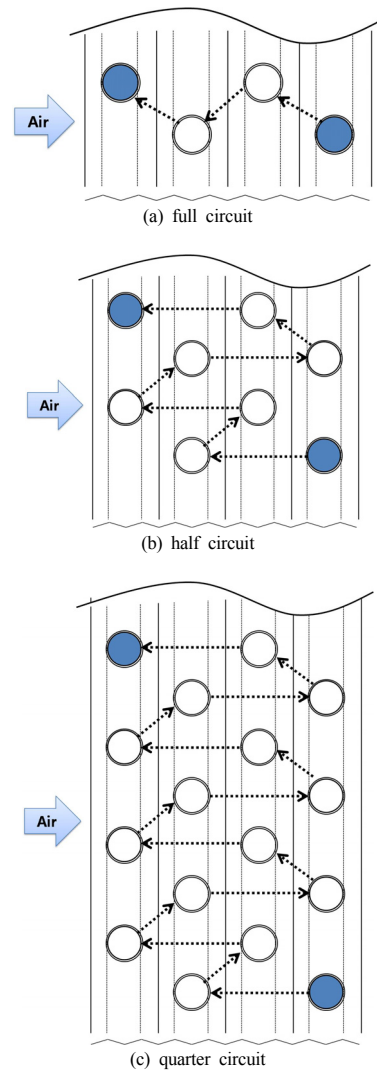


Fig. 5. Waterside circuits considered in this study

델을 사용하여 물측 회로가 전열성능에 미치는 영향을 검토하였다. 핀 형상은 Fig. 2의 웨이브 핀이고 핀 핏치도 3.3 mm이다. 시료의 크기는 높이 762 mm (20단), 폭 800 mm이고 열수는 4열수이다. Fig. 5에 검토된 물측 회로의 형상이 나타나 있다. Full circuit은 시료의 모든 단(step)에 물이 공급되고 half circuit은 단을 하나 건너 물이 공급된다. Quarter circuit은 3단을 지나 하나씩 물이 공급된다. Table 3 ~ 5에 해석 결과를 수록하였다. Table 3은 입구 물 온도로 5°C에서 15°C까지 변화되었을 때의 결과이다. 관 내측 물 유속은 0.5 m/s, 공기의 전방 풍속은 2.0 m/s, 입구 공기의 온습도는 27°C/19.5°C로 동일

Table 3. Thermal analysis of cooling coils having different tube side circuits (effect of water inlet temperature)

$T_{w,i}$ (°C)	item	full circuit	half circuit	quarter circuit
5	Q_{air} (W)	26678	23088(0.87)*	18716(0.7)
	Q_{sens}/Q_{air}	0.72	0.79	0.86
	ΔP_{air} (Pa)	76.3	76.2	76.0
	ΔP_{water} (Pa)	3.3	6.09	12.2
	$T_{w,o}$ (°C)	9.2	12.4	16.9
9	Q_{air} (W)	19594	17624(0.9)	14894(0.76)
	Q_{sens}/Q_{air}	0.82	0.88	0.91
	ΔP_{air} (Pa)	76.2	76.0	75.9
	ΔP_{water} (Pa)	3.3	6.09	12.2
	$T_{w,o}$ (°C)	12.1	14.5	18.5
15	Q_{air} (W)	11221	10623(0.95)	9432(0.84)
	Q_{sens}/Q_{air}	1.0	1.0	1.0
	ΔP_{air} (Pa)	76.0	75.8	72.7
	ΔP_{water} (Pa)	3.3	6.09	12.2
	$T_{w,o}$ (°C)	16.8	18.4	21.0

*denotes the ratio of heat transfer rate compared with that of the full circuit

하게 적용하였다. 이 표는 입구 물 온도가 증가할수록 전열량은 감소함을 보여준다. 또한 현열비는 증가함을 알 수 있다. 이는 입구 물 온도가 증가할수록 공기와 물과의 평균 온도차가 감소하여 전열량이 감소하고, 입구 물 온도가 입구 공기의 이슬점 온도 (15.7°C)에 근접하기 때문에 현열비는 증가하는 것으로 판단된다. 또한 Table 3는 half circuit과 quarter circuit이 full circuit 전열량의 87 ~ 95%, 70 ~ 84%임을 보여준다. 이는 Fig. 5에 나타나 있듯이 full circuit의 물 측 회로가 대향류임에 비하여 half circuit과 quarter circuit의 회로는 대향류와 평행류가 혼재된 양상으로 full circuit의 유용도가 half circuit이나 quarter circuit보다 크기 때문이다. 또 다른 이유로는 Table 3에 나타나 있듯이 full circuit에서 half circuit, quarter circuit으로 갈수록 출구 물 온도가 증가하고 따라서 공기와 평균 온도차가 감소하기 때문으로 판단된다. 한편 물측 압력손실은 full circuit에서 half circuit, quarter circuit으로 갈수록 현저히 증가하는데 이는 회로의 길이가 길어지기 때문이다.

Table 4는 물 유속을 0.5 m/s에서 1.5 m/s로 증가시켰을 때의 결과이다. 관 내측 물 온도는 5°C, 공기의 전방 풍속은 2.0 m/s, 입구 공기의 온습도는 27°C/19.5°C로 동일하게 적용하였다. 이 표는 입구 물 유속이 증가할수록 전열량이 증가함을 보여준다. 또한 현열비는 감소함을 알 수 있다. 이는 입구 유속이 증가할수록 공기와 물

Table 4. Thermal analysis of cooling coils having different tube side circuits (effect of water velocity)

V_{water} (m/s)	item	full	half	quarter
0.5	Q_{air} (W)	13067	12387(0.95)*	11004(0.84)
	Q_{sens}/Q_{air}	1.0	1.0	1.0
	ΔP_{air} (Pa)	75.91	75.86	75.74
	ΔP_{water} (Pa)	3.30	5.95	9.52
	$T_{w,o}$ (°C)	15.1	16.95	20.02
1.0	Q_{air} (W)	15242	14725(0.97)	13308(0.87)
	Q_{sens}/Q_{air}	0.93	0.94	0.98
	ΔP_{air} (Pa)	75.99	75.95	75.89
	ΔP_{water} (Pa)	10.07	21.75	34.80
	$T_{w,o}$ (°C)	14.22	15.36	17.24
1.5	Q_{air} (W)	15964	15635(0.98)	14880(0.93)
	Q_{sens}/Q_{air}	0.92	0.92	0.93
	ΔP_{air} (Pa)	76.02	76.00	75.95
	ΔP_{water} (Pa)	19.95	40.55	64.88
	$T_{w,o}$ (°C)	13.87	14.66	16.16

*denotes the ratio of heat transfer rate compared with that of the full circuit

Table 5. Thermal analysis of cooling coils having different tube side circuits (effect of air velocity)

V_{air} (m/s)	item	full	half	quarter
1.0	Q_{air} (W)	9098	8643(0.95)*	7803(0.86)
	Q_{sens}/Q_{air}	0.86	0.93	0.94
	ΔP_{air} (Pa)	23.87	23.81	23.77
	ΔP_{water} (Pa)	3.30	5.95	9.52
	$T_{w,o}$ (°C)	14.46	15.71	17.99
2.0	Q_{air} (W)	13067	12282(0.94)	11004(0.84)
	Q_{sens}/Q_{air}	1.0	1.0	1.0
	ΔP_{air} (Pa)	75.91	75.86	75.74
	ΔP_{water} (Pa)	3.30	5.95	9.54
	$T_{w,o}$ (°C)	15.1	16.95	20.02
3.0	Q_{air} (W)	16542	15333(0.93)	13028(0.79)
	Q_{sens}/Q_{air}	1.0	1.0	1.0
	ΔP_{air} (Pa)	148.5	148.35	148.10
	ΔP_{water} (Pa)	3.30	5.96	9.55
	$T_{w,o}$ (°C)	15.64	17.88	21.32

*denotes the ratio of heat transfer rate compared with that of the full circuit

과의 평균 온도차가 증가하여 전열량이 증가하고, 현열비는 감소하는 것으로 판단된다. 또한 Table 4는 half circuit과 quarter circuit이 full circuit 전열량의 95 ~ 98%, 85 ~ 93%임을 보여준다.

Table 5는 공기 유속을 1.0 m/s에서 3.0 m/s로 증가시켰을 때의 결과이다. 관 내측 물 온도는 5°C, 물 유속은 0.5 m/s, 입구 공기의 온습도는 27°C/19.5°C로 동일하게

적용하였다. 이 표는 입구 공기 유속이 증가할수록 전열량이 증가함을 보여준다. 또한 현열비는 증가함을 알 수 있다. 이는 입구 공기 유속이 증가할수록 공기와 물과의 평균 온도차가 증가하여 전열량과 현열비가 증가하는 것으로 판단된다. 또한 Table 4는 half circuit과 quarter circuit이 full circuit 전열량의 93 ~ 95%, 79 ~ 86%임을 보여준다.

4. 결론

본 연구에서는 미소체적에 대한 해석을 통하여 냉수 코일의 성능을 계산하는 미소체적 모델을 제시하였다. 성능실험을 통하여 미소체적 모델을 검증하고 이 모델을 활용하여 관 내 회로가 전열 성능에 미치는 영향을 검토하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- 1) 미소 체적 해석은 냉수코일에 건표면, 습표면 뿐 아니라 부분적 습표면이 형성되는 경우에도 해석이 가능하다.
- 2) 해석에 필요한 공기측 j 와 f 인자를 구하기 위해서는 별도의 소규모 시료에 대한 건표면 및 습표면 실험이 필요하다.
- 3) 해석 모델의 예측치를 냉수코일 실험 데이터와 비교한 결과 미소 체적 모델은 공기측 전열량을 10.1% 이내에서 예측하고 공기측 압력손실을 11.1%, 현열비도 5.7% 내로 예측하였다.
- 4) 해석 모델을 활용하여 물측 회로의 변화가 냉수코일의 성능에 미치는 영향을 검토하였다. Full circuit, half circuit, quarter circuit 순으로 전열량이 감소한다.
- 5) 또한 해석 결과 입구 물 온도가 감소할수록, 공기와 물의 유속이 증가할수록 전열량이 증가하였다.

References

- [1] AHRI Standard 410, "Forced circulation air cooling and air heating coils", Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1981.
- [2] D. R. Mirth and S. Ramadhyani, "Prediction of cooling coil performance under condensing conditions", Int. J. Heat Fluid Flow, Vol. 14, pp. 391-400, 1993. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0142-727X\(93\)90013-D](http://dx.doi.org/10.1016/0142-727X(93)90013-D)
- [3] R. L. Webb and N. H. Kim, Principles of Enhanced Heat Transfer, 2nd Edition, Taylor and Francis Pub, 2005.
- [4] C. C. Wang, "Recent advances in fin-and-tube heat exchangers", Int. J. Air-Cond. Refrig, Vol. 19, pp. 291-301, 2011. DOI: <http://dx.doi.org/10.1142/S2010132511000624>
- [5] W. Pirompugd, C. C. Wang and S. Wongwises, "A review on reduction method for heat and mass transfer characteristics of fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions", Int. J. Heat Mass Trans, Vol. 52, pp. 2370-2378, 2009. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.019>
- [6] C. C. Wang, and C. T. Chang, "Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers, with and without hydrophilic coating", Int. J. Heat Mass Trans, Vol. 41, pp. 3109-3120, 1998. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00060-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00060-X)
- [7] C. C. Wang, W. S. Lee, W. T. Sheu and Y. T. Chang, "A comparison of the airside performance of fin-and-tube heat exchangers in wet conditions; with and without hydrophilic coating", Applied Thermal Eng, Vol. 22, pp. 267-278, 2002. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00090-4](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00090-4)
- [8] J. Min, X. Wu, L. Shen and F. Gao, "Hydrophilic treatment and performance evaluation of copper finned tube evaporator", Applied Thermal Eng, Vol. 31, pp. 2936-2942, 2011. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.05.024>
- [9] C. C. Wang, J. S. Liaw and B. C. Yang, "Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers - Data with larger diameter tube", Int. J. Heat Mass Trans, Vol. 54, pp. 1024-1029, 2011. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.038>
- [10] Y. C. Liu, S. Wongwises, W. J. Chang and C. C. Wang, "Air-side performance of fin-and-tube heat exchangers in dehumidifying conditions - Data with larger diameter", Int. J. Heat Mass Trans, Vol. 53, pp. 1603-1608, 2010. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.015>
- [11] N.-H. Kim, K.-J. Lee, J.-C. Han and B.-N. Choi, "Thermal performance of sine wave fin-and-oval tube heat exchangers", Int. J. Air-Cond. Refrig., Vol. 21, No. 1, 1350008, 2013. DOI: <http://dx.doi.org/10.1142/S2010132513500089>
- [12] N.-H. Kim, K.-J. Lee and Y.-B. Jeong, "Airside performance of oval tube heat exchangers having sine wave fins under wet condition, Applied. Therm. Eng., Vol. 66, pp. 580-589, 2014. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.042>
- [13] A. Bejan and A. D. Kraus, Heat Transfer Handbook, John Wiley and Sons, Inc., 2003.
- [14] T. E. Schmidt, "Heat transfer calculations for extended surfaces," J. of ASRE, Refrigeration Engineering, Vol. 4, pp. 351-357, 1949.
- [15] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flows", Int. Chem. Eng, Vol. 16, pp.359-368, 1976.
- [16] B. S. Petukhov, "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties", Advances in Heat Transfer, Eds. T. F. Irvine and J. P, Hartnett, Vol. 6, Academic Press, 1970.

DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/s0065-2717\(08\)70153-9](http://dx.doi.org/10.1016/s0065-2717(08)70153-9)

- [17] T. H. Kuehn, J. W. Ramsey and J. L. Threlkeld, Thermal Environmental Engineering, Prentice Hall Pub., 1998.
-

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동

변 호 원(Ho-Won Byun)

[준회원]



- 2015년 2월 : 인천대학교 (공학박사)

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동