

진공관형 태양열 집열기를 이용한 건조장치의 열교환기 해석

강형석*, 한영민, 이귀현, 이성주, 윤세창

Analysis of heat exchanger in the drying system using solar collector with evacuated tubes

Hyungsuk Kang, Youngmin Han, Gwi Hyun Lee, Sungjoo Lee, Saechang Yoon

Abstract The performance enhancement of heat exchanger in the drying system using solar collector with evacuated tubes is analyzed. First, for this analysis, the heat loss from a reversed trapezoidal fin attached at the pipe is calculated as a function of convection characteristic number ratio, fin base length and fin tip length. Also, the optimum heat loss and fin tip length of the fin under certain conditions are presented. The overall surface effectiveness of the cylinder with reversed trapezoidal fins in the heat exchanger are shown as a function of half fin base height, fin lateral slope and fin tip length.

Key words Heat exchanger (열교환기), Reversed trapezoidal fin (역 사다리꼴 핀), Heat loss (열손실), Overall surface effectiveness (전체 표면 유효성)

* 강원대학교 기계·메카트로닉스 공학부
 ■E-mail : hkang@kangwon.ac.kr

■Tel : (033)250-6316

■Fax : (033)242-6013

Nomenclature

b : fin lateral slope $\{0 \leq b \leq l / (L_c - L_b)\}$
 h : heat transfer coefficient over the fin surface $[W/m^2 \cdot K]$
 I_0 : modified first kind zero-order Bessel function
 I_1 : modified first kind first-order Bessel function
 k : thermal conductivity $[W/m \cdot K]$
 k_0 : modified second kind zero-order Bessel function
 k_1 : modified second kind first-order Bessel function
 l : one half fin base height $[m]$
 l : dimensionless one half fin base height $(=l / L_i)$
 L_b : fin base position or outer radius of bare pipe $[m]$
 L_b : dimensionless fin base position or outer radius of bare pipe $(=L_b / L_i)$

L_b : fin tip position $[m]$
 L_c : dimensionless fin tip position $(=L_b / L_i)$
 L_i : inner radius of bare pipe $[m]$
 M : convection characteristic number over the fin surfaces $(=hL_i / k)$
 M_c : convection characteristic number at the fin tip $(=hL_i / k)$
 M_f : convection characteristic number inside the pipe $(=h_c L_i / k)$
 N : the number of the fins
 q : heat loss from the fin per unit width $[W/m]$
 q_p : heat loss from the bare pipe per unit width $[W/m]$
 Q : dimensionless heat loss from the fin $(=q / (k\Phi_f))$
 Q_p : dimensionless heat loss from the bare pipe $(=q_p / (k\Phi_f))$

T : temperature [K]
 x : horizontal coordinate [m]
 x : dimensionless horizontal coordinate ($=h_c L_i / k$)
 y : vertical coordinate [m]
 y : dimensionless vertical coordinate ($=h_c L_i / k$)
 β : convection characteristic numbers ratio ($=h_c L_i / k$)
 ϵ_0 : overall surface effectiveness
 θ : dimensionless temperature
 {=} : {=}
 Φ_f : modified fluid temperature [K]

superscript

· : dimensional variables
 * : optimum

subscripts

b : fin base
 e : fin tip
 f : fluid inside the pipe
 i : inside radius
 o : overall surface
 p : bare pipe
 : surrounding

1. 서론

최근 들어 신 재생 에너지에 대한 관심이 높아지고 있다. 우리나라의 에너지 소비 추세를 보면 석유, 가스, 전기 등의 고급 에너지 소비가 급증하는 반면 석탄소비의 감소로 에너지의 해외 의존도 및 석유 의존도가 매우 높아 2004년 통계청 자료에 의하면 매년 국내 소비 에너지 사용량의 약 97%를 수입에 의존하고 있는 실정이며, 지구 환경문제와 관련하여 지구 온난화의 원인 중 화석연료(화석에너지의 단위 열량당 CO₂ 발생량은 석탄 0.098, 석유 0.079, 천연가스 0.056)에 따른 영향이 55% 이상을 차지하고 있다. 특히 이 중에서 화석연료에서 발생하는 이산화탄소에 의한 지구온난화현상(지구 온난화에 대한 온실가스의 기여도 CO₂ 55%, CFC-11 17%, CFC-12 7%, CH₄ 15%, N₂O 6%)이 가장 심각하다고 할 수 있다. 이러한 문제들의 해결의 일환으로 각 국에서는 에너지 절약 기술과 아울러 대체에너지의 개발에 중단 없는 노력을 경주하고 있다. 태양은 봄, 여름, 가을, 겨울의 주어진 고도와 방위각에 따라 일정하게

움직이고 있으며, 이 태양에너지를 이용하여 농산물을 건조시키고, 농업시설물을 난방 하는데 사용료가 전혀 요구되지 않는다. 태양열의 이용을 위해 단지 응용분야와 규모에 따라 단위 면적당 이용효율을 높이기 위해서 고효율의 기기를 제작하는데 드는 비용이 전부이며, 예로 고효율 태양열건조기, 태양열 집열기 또는 집광기, 태양연못 (Solar Pond) 등의 태양에너지를 효과적으로 직접 이용하는 기기들이 있다. 평판형 태양열 집열기는 비교적 열손실이 크기 때문에 효율은 낮으므로 70℃ 이상의 응용범위에서는 특히 열손실이 적은 진공관형 태양열 집열기가 타당하며, 따라서 농산물의 건조공정에 적용하기 위해서는 중온 (80~150℃) 범위에서 높은 효율을 보이는 진공관형 태양열 집열기의 개발이 적합하다⁽¹⁾. 본 논문은 진공관형 태양열 집열기를 이용한 건조장치에서 열교환기의 성능향상에 대한 해석을 수행하였다. Figure 1은 실제 진공관형 태양열 집열기를 이용한 건조장치의 사진이며 Fig. 2는 이 건조장치의 개요도를 나타낸다. 이러한 해석을 위하여 먼저 열 교환기 내

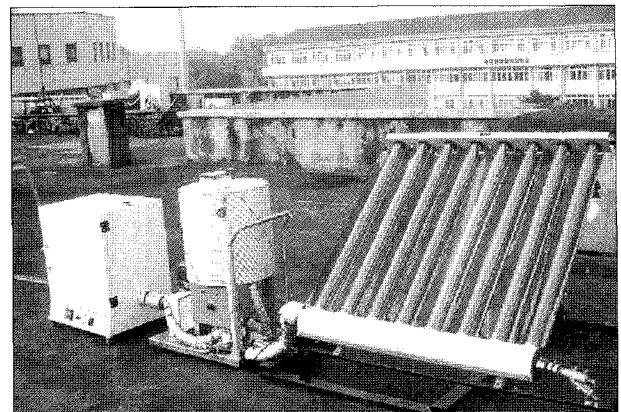


Fig. 1 The drying system using solar collector with evacuated tubes

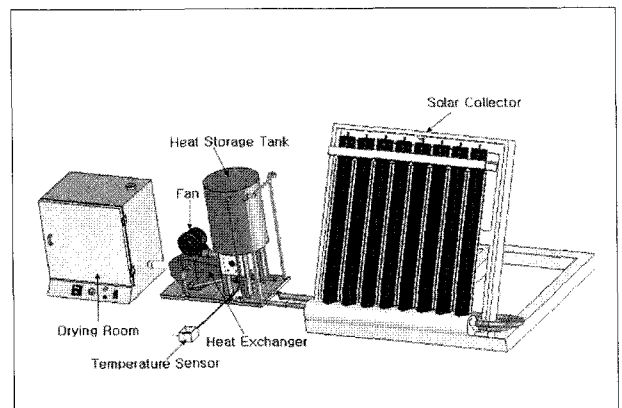


Fig. 2 Schematic of the drying system

의 원 관에 역 사다리꼴 핀을 부착시켰을 경우 핀으로부터의 열손실에 대한 분석을 한다. 이미 열전달을 향상시키기 위한 수단으로 핀의 성능에 대한 많은 연구가 이루어져왔다⁽²⁻⁵⁾. 핀의 성능연구와 병행하여 여러 형상의 핀에 대한 최적화에 대한 연구도 활발히 이루어지고 있다⁽⁶⁻⁸⁾. 본 연구에서도 몇몇 주어진 조건하에서 역 사다리꼴 핀에 대한 최적화를 수행하였다. 최종적으로 열교환기 내의 원 관에 역 사다리꼴 핀을 부착시켰을 경우, 단순 원 관에 대한 핀이 부착

가 높지 않을 경우 근사적으로 좌측 아래 그림과 같이 직선으로 가정하여 근사적으로 해석할 수 있다. 이와 같이 형상이 변하는 역 사다리꼴 핀을 위한 무차원 지배방정식은 식 (1)로 주어진다. 실제 원 관 내외의 유체들은 z방향을 따라 온도 구배가 변한다. 따라서 식 (1)을 적용하기 위하여 원 관 내외의 유체들의 평균온도를 취하여 z방향으로 유체의 온도구배가 없다고 가정한다.

2. 수치 해석

본 연구의 수치해석을 위하여 1차원 해석적인 방법이 사용된다.

2.1 역 사다리꼴 핀 해석

Figure 3은 형상이 변하는 역 사다리꼴 핀을 가진 원 관에 대한 근사적인 해석을 위한 과정을 나타낸다. 열교환기 내의 원 관이 단순 원 관인 경우 단면이 Fig. 3의 우측 위에서 보여지며 열전달을 향상시키기 위한 역 사다리꼴 핀이 원 관의 외면에 부착된 단면이 우측 아래에서 묘사된다. 핀 바닥의 높이

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} + \frac{b}{b(x-L_b)+l} \frac{d\theta}{dx} - M \frac{\sqrt{1+b^2}}{b(x-L_b)+l} \theta = 0 \quad (1)$$

식 (1)에서 주어진 기울기는 식 (2)와 같은 범위에 있으며 물리적으로 b가 0일 때는 사각 핀을 의미하며 b가 $l / (L_e - L_b)$ 일 때는 핀 끝의 높이가 원 바닥 높이의 2배가 되는 역 사다리꼴 핀을 의미한다.

$$0 \leq b \leq \frac{l}{L_e - L_b} \quad (2)$$

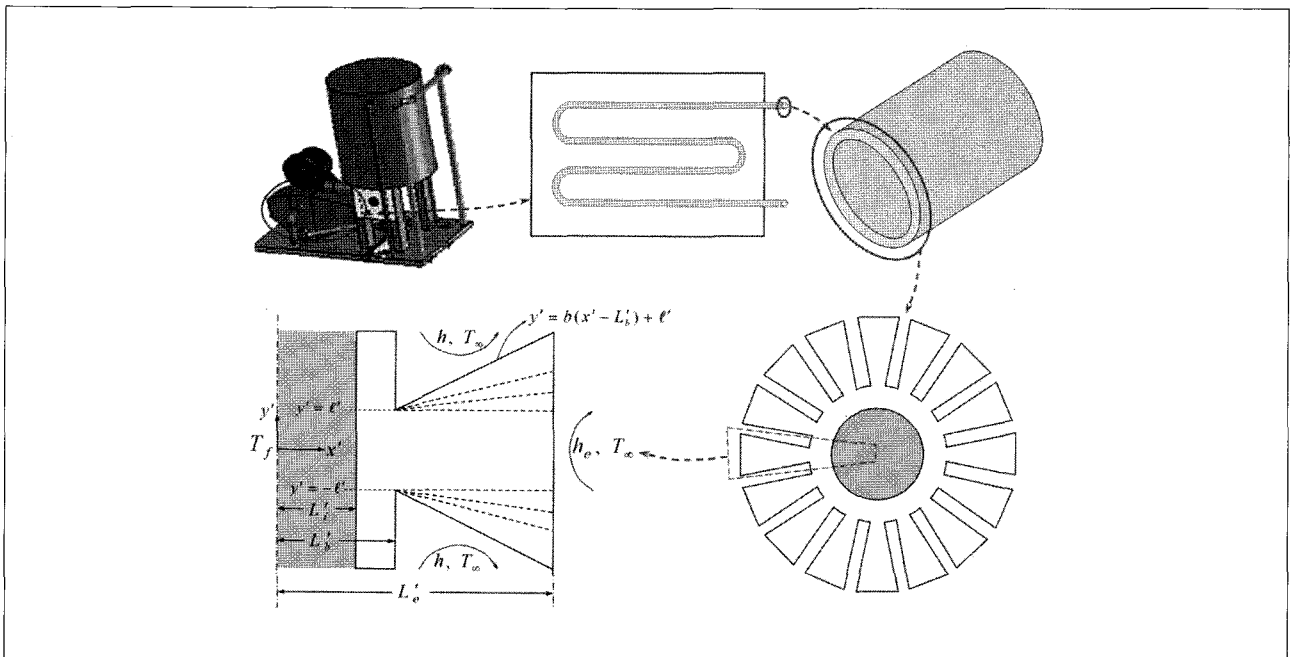


Fig. 3 Schematic of a cylinder with reversed trapezoidal fins

무차원 지배방정식 (1)을 풀기 위하여 필요한 두개의 경계 조건이 무차원 형태로 식 (3)과 (4)로 주어진다.

$$-\frac{d\theta}{dx}\Big|_{x=L_b} = \frac{1 + \theta|_{x=L_b}}{\frac{l}{M_f} + (L_b - 1)} \quad (3)$$

$$\frac{d\theta}{dx}\Big|_{x=L_c} + M_e \cdot \theta|_{x=L_c} = 0 \quad (4)$$

물리적으로 경계 조건 (3)은 내부 유체로부터 핀 내벽으로 전달되는 대류에 의한 열전달이 핀 바닥을 통하여 흐르는 전도 열전달과 같다는 의미이며 경계 조건 (4)는 핀 끝을 통하여 흐르는 전도 열전달이 핀 끝을 통하여 외부로 나가는 대류 열전달과 같다는 것을 나타낸다. 경계 조건식 (3)과 (4)를 무차원 지배 방정식 (1)에 대입하여 풀면 식 (5)와 같은 1차원 역 사다리꼴 형상 핀의 온도분포 식을 얻게 된다.

$$\theta(x) = \frac{l}{R} [A \cdot I_0\{f(x)\} + B \cdot K_0\{f(x)\}] \quad (5)$$

여기서,

$$R = A\{I_0(E) - D \cdot I_1(E)\} + B \cdot K_1(E) + D \cdot K_1(E) \quad (6)$$

$$A = F \cdot K_1(G) - M_e \cdot K_0(G) \quad (7)$$

$$B = F \cdot K_1(G) + M_e \cdot I_0(G) \quad (8)$$

$$f(x) = 2P\sqrt{b(x - L_b) + l} \quad (9)$$

$$D = \frac{P \cdot b}{l} \left\{ \frac{1}{M_f} + (L_b + 1) \right\} \quad (10)$$

$$E = 2P\sqrt{l} \quad (11)$$

$$F = \frac{P \cdot b}{\sqrt{b(L_c - L_b) + l}} \quad (12)$$

$$G = 2P\sqrt{b(L_c - L_b) + l} \quad (13)$$

$$P = \frac{M}{b} (1 + b^2)^{\frac{1}{4}} \quad (14)$$

Figure 3에서 보여 지는 역 사다리꼴 핀으로 전도에 의해 들어가는 단위 폭 (x, y 면에 수직인 방향을 의미) 당 열전달은 식 (15)를 사용하여 구할 수 있으며, 무차원 열손실은 식 (16)으로 주어진다.

$$q = -k \cdot 2l' \frac{dT}{dx'}\Big|_{x'=L_b'} \quad (15)$$

$$Q = \frac{q}{K\Phi_f} = -\frac{2Pb\sqrt{c}}{R} \{A \cdot I_0(E) - B \cdot K_1(E)\} \quad (16)$$

2.2 전체 표면 유용성 해석

핀이 없는 단순 원 관으로부터의 열전달을 구하기 위하여 먼저 단순 원 관에 대한 에너지 보존 식을 무차원의 형태로 구하면 식 (17)과 같이 주어진다.

$$x \frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d\theta}{dx} = 0 \quad (17)$$

식 (17)을 풀기 위한 두 개의 무차원 경계 조건이 식 (18)과 (19)로 주어진다. 단순 원 관의 경우 주지해야 할 사항은 원 관 바깥 면 주위의 열전달이 같다는 것이다 (i.e.).

$$M_f (1 - \theta|_{x=1}) = -\frac{d\theta}{dx}\Big|_{x=1} \quad (18)$$

$$\frac{d\theta}{dx}\Big|_{x=1} + M \cdot \theta|_{x=L_b} = 0 \quad (19)$$

지배방정식 (17)을 두 개의 경계 조건 식들 (18)과 (19)를 적용하여 풀면 핀이 없는 단순 원 관에서 x방향에 따른 온도분포를 구할 수 있는 식 (20)을 유도할 수 있다.

$$\theta(x) = \frac{l}{S} [U\{\ln(L_b) - \ln(x)\} + M_f] \quad (20)$$

여기서,

$$S = L_c \cdot M \cdot \{M_f \cdot \ln(L_b) + 1\} + M_f \quad (21)$$

$$U = L_b \cdot M \cdot M_f \quad (22)$$

단위 폭 당 단순 원 관으로부터의 열손실은 식 (23)을 이용하여 계산될 수 있다.

$$q_p = -k(2\pi L_b) \left. \frac{dT}{dx'} \right|_{x'=L_b} \quad (23)$$

식 (23)을 풀면 단순 원 관으로부터의 무차원 열손실은 식 (24)로 나타낼 수 있다.

$$Q_p = \frac{q_p}{K\phi_f} = 2\pi \frac{S}{U} \quad (24)$$

단위 폭 당 핀이 없는 단순 원 관으로부터의 열손실에 대한 핀이 부착된 원 관으로부터의 열손실 비를 전체 표면 유용성 ϵ_0 라고 정의하면 식 (25)로 나타낼 수 있다.

$$\epsilon_0 = 1 + \frac{2\pi NSQ}{U} - \frac{N_f}{\pi L_b} \quad (25)$$

3. 결과 및 고찰

역 사다리꼴 핀과 이 핀들이 부착된 원 관의 전체 표면 유용성에 대한 해석으로부터 다음과 같은 결과들을 얻는다.

3.1 핀으로부터의 열손실

핀 바닥 길이 L_b 의 네 가지 경우에 대하여 핀 끝 길이가 2로 고정되었을 때 핀 바닥 높이의 반인 l 의 변화가 열손실량의 변화에 미치는 영향이 Fig. 4에서 보여진다. 핀 바닥 길이가 일정할 때 핀 바닥 높이가 증가할수록 열손실량은 처음에는 다소 급격히 증가하다가 그 후 지속적으로 증가함을 보여준다. 또한 핀 바닥 높이가 일정할 때 핀 바닥 길이가 증가할수록 핀의 열손실량은 감소함을 알 수 있다.

핀 끝 길이가 2로 고정되었을 때 핀 바닥 길이의 변화가 열손실량의 변화에 미치는 영향이 Fig. 5에 주어진다. 핀 바닥 길이가 증가할수록 원 관 내벽과 핀 바닥사이의 열 저항의 증가로 인하여 열손실량은 감소하고 M 이 증가할 수록 핀 바닥 길이의 증가에 따른 열손실의 감소는 현저해짐을 보여준다.

Figure 6은 β 의 변화에 대한 열손실의 변화를 나타낸 것으로 β 가 증가함에 따라 열손실도 거의 선형적으로 증가하며 M 이 커질수록 β 의 증가에 따른 열손실의 증가도 현저해진다. 물리적으로 β 는 핀 주위의 대류특성계수에 대한 핀 끝의 대류특성계수이기 때문에 핀 끝 길이가 매우 길어지면 β 의 열손실에 대한 영향은 미미해질 것이다.

내벽 유체의 대류특성계수 M_f 의 변화가 핀으로부터의 열손실량에 미치는 영향이 Fig. 7에 나타난다. 작은 M_f 값에서 M_f 가 증가할수록 열손실은 급격히 증가하고 그 이후 M_f 값의 증가에 따른 열손실의 증가는 미미함을 보여준다. 핀 두께가 증가할수록 작은 M_f 값에서 M_f 값의 증가에 따른 열손실의 증가가 현저하다.

Figure 8은 핀 끝 길이의 변화에 대한 열손실의 변화를 나타낸 것으로 핀 끝 길이가 증가함에 따라 열손실이 증가함을 보여준다. 핀 주위의 대류특성계수 값이 커질수록 핀 끝 길이의 증가에 대한 열손실의 증가가 더욱 급격히 이루어지다가 그 이후 일정한 열손실량을 갖는다. 예를 들면, M 이 0.01인 경우에는 핀 끝 길이가 약 6정도까지 지속적으로 열손실이 증가하다가 그 이후 열손실의 변화가 거의 없는 반면 M 이 0.1인 경우에는 약 3까지 열손실이 급격히 증가하다가 그 이후에는 핀 끝 길이의 변화에 대한 열손실의 변화가 거의 없음을 보여준다.

Table 1은 기울기 b 가 0이고 핀 끝 길이 L_c 가 2일 때의 열손실을 100%로 기준으로 하여 각각 b 와 L_c 의 변화가 기준으로 한 열손실에 대한 증가율에 미치는 영향을 나타낸다. 열손실의 증가율은 b 와 L_c 가 증가함에 따라 커지는데 이는 핀의 표면이 증가하기 때문이며 b 보다 L_c 의 영향이 더욱 큰 것은 L_c 의 증가에 따른 핀의 표면의 증가가 훨씬 현저하기 때문이다.

3.2 핀의 최적화

Figures 9, 10은 핀 바닥 높이의 반이 0.1로 고정되었을 때 핀 바닥 길이의 변화가 핀의 최적 설계에 미치는 영향을 나타낸 그림들이다. 여기서 $M_f=1000$, $\beta=1$ 그리고 $M=0.1$ 로 주어진다. 먼저 Fig. 9는 핀 바닥 길이의 변화에 대한 최적 열손실을 보여준 것으로 주어진 조건에서 최대 열손실의 98%를 최적의 열손실로 정의하였다. 이는 나머지 2%의 열손실을 얻기 위하여 핀 길이를 상당히 늘려야하기 때문이다⁽⁷⁾. 최적의 열손실은 핀 바닥 길이가 증가함에 따라 핀 내벽에서부터 핀 바닥까지의 전도

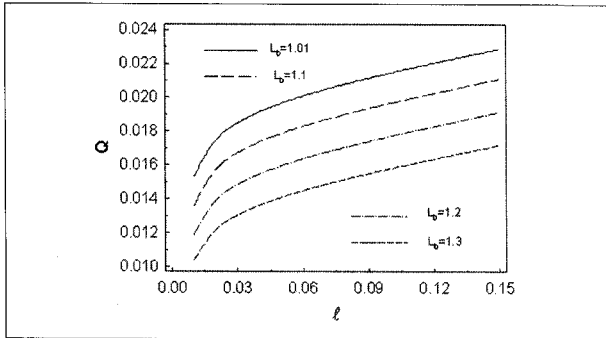


Fig. 4 Heat loss vs. half fin base height for $b=l/\{4(L_c - L_b)\}$, $M_f=1000$, $M=0.01$, $\beta=1$ and $L_c=2$

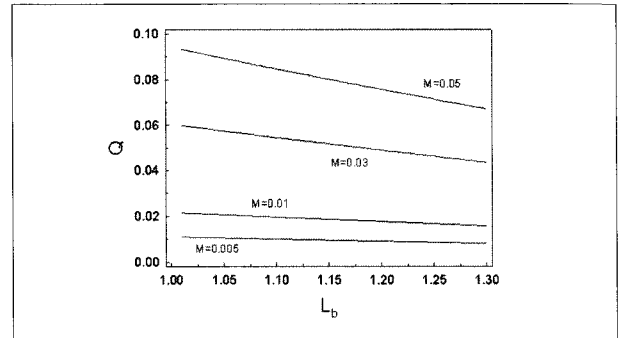


Fig. 5 Heat loss vs. fin base length for $b=l/\{4(L_c - L_b)\}$, $M_f=1000$, $\beta=1$, $l=0.1$ and $L_c=2$

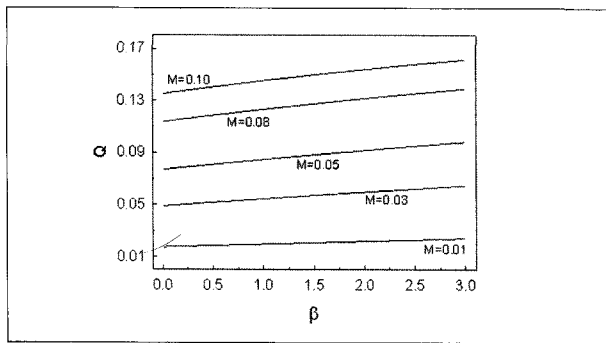


Fig. 6 Heat loss as a function β for $M_f=1000$, $l=0.1$, $b=l/\{4(L_c - L_b)\}$, $L_b=1.1$, and $L_c=2$

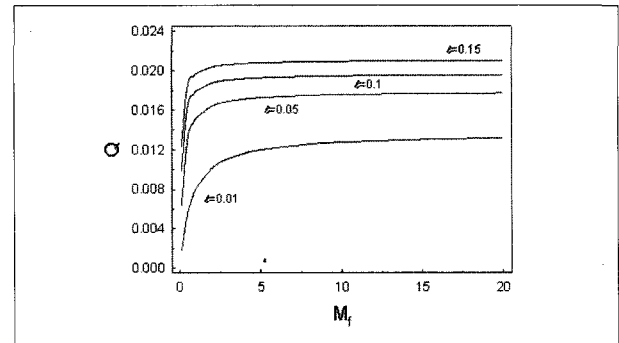


Fig. 7 Heat loss as a function of M_f for $M=0.01$, $\beta=0.1$, $b=l/\{4(L_c - L_b)\}$, $l=1.1$ and $L_c=2$

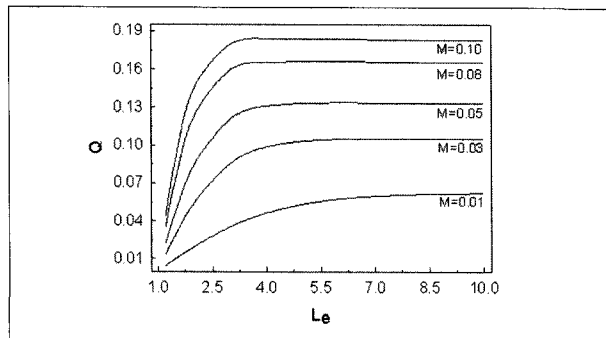


Fig. 8 Heat loss vs. fin tip length for $b=l/\{4(L_c - L_b)\}$, $M_f=1000$, $\beta=1$, $l=0.1$ and $L_b=1.1$

Table 1 The effects of b and L_c on the increasing rate of fin heat loss for $M=0.1$, $M_f=1000$, $\beta=1$, $l=0.1$ and $L_b=1.1$

b	I. R. of (%)		
	$L_c = 2$	$L_c = 3$	$L_c = 4$
0	100	124.20	127.83
$l/\{8(L_c - L_b)\}$	101.32	125.54	128.97
$l/\{4(L_c - L_b)\}$	102.63	126.84	130.09
$l/\{2(L_c - L_b)\}$	105.24	129.37	132.27
$l/(L_c - L_b)$	110.45	134.15	136.47

에 의한 저항이 커지므로 감소하는 것을 보여준다. 또 핀의 형상이 직사각형에서 역 사다리꼴로 변화할수록 최적의 열손실 값이 커짐을 나타내고 있다.

최적의 열손실이 일어날 때 최적의 핀 끝 길이가 핀 바닥 길이의 함수로 Fig. 10에 나타난다. 핀 바닥 길이가 증가할수록 최적의 핀 끝 길이는 거의 선형적으로 증가함을 보여준다. 각각의 기술기에서 핀 바닥 길이가 길어진 만큼 최적의 핀 끝 길

이가 길어지지 않는 것으로 실제 최적의 핀 길이는 짧아짐을 알 수 있다. 또한 역 사다리꼴에서 직사각형으로 형상이 변할수록 핀 바닥 길이의 증가에 따른 최적의 핀 끝 길이의 증가는 작아짐을 보여준다.

핀 바닥 길이가 1.1로 고정되고 β 도 1로 고정되었을 때 핀 바닥 높이의 변화가 핀의 최적 설계에 미치는 영향이 Figs. 1112에서 보여진다. 여기서 핀의 형상은 $b=l/\{4(L_c - L_b)\}$ 로 주어진다.

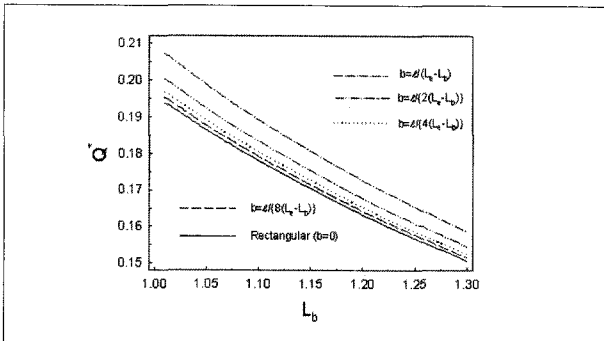


Fig. 9 Optimum heat loss as a function of fin base length for $M_f=1000, M=0.1, \beta=1$ and $l=0.1$

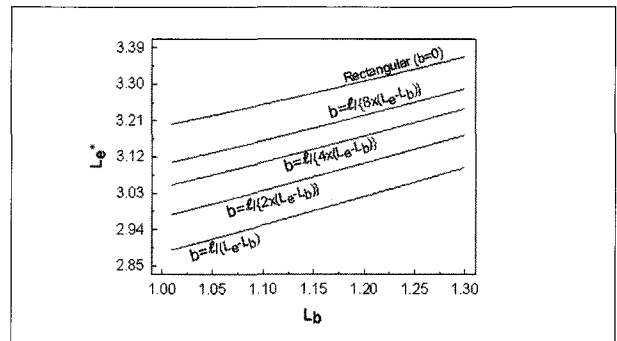


Fig. 10 Optimum fin tip length as a function of fin base length for $M_f=1000, M=0.1, \beta=1$ and $l=0.1$

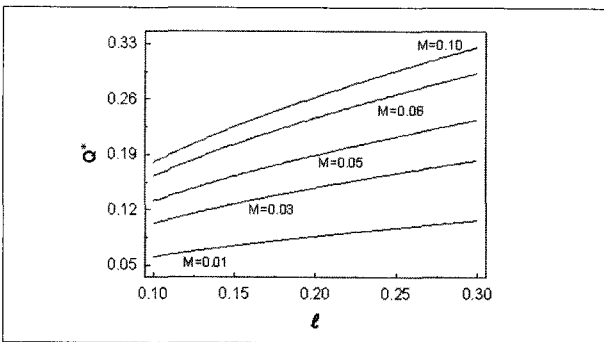


Fig. 11 Optimum heat loss as a function of fin half base height for $M_f=1000, \beta=1, b=l/\{4(L_c-L_b), L_b\}$ and $L_b=1.1$

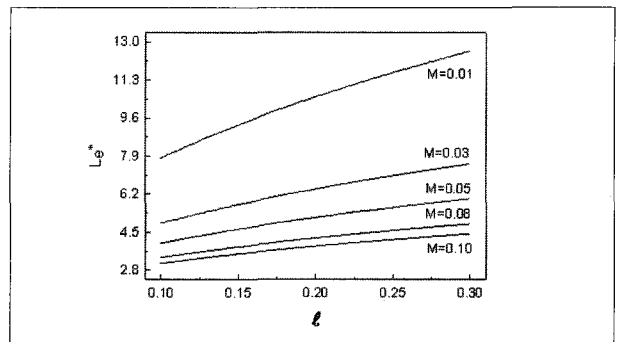


Fig. 12 Optimum fin tip length as a function of fin half base height for $M_f=1000, \beta=1, b=l/\{4(L_c-L_b), L_b\}$ and $L_b=1.1$

Table 2 The effects of L_b and L_c on the $(x=L_b)$ for $b=l/\{4(L_c-L_b), L_b\}, M=0.1, M_f=1000, \beta=1, l=0.05$

	$\theta (x=L_b)$			
	bare pipe	$L_c=1.2$	$L_c=1.6$	$L_c=2$
$L_b = 1.01$	0.9989	0.9928	0.9887	0.9859
$L_b = 1.1$	0.9895	0.9515	0.9128	0.8869
$L_b = 1.2$	0.9785	0.9393	0.8587	0.8048

다. 먼저 Fig. 11은 핀 바닥 높이의 변화에 따른 최적의 열손실의 변화를 나타내며 핀 바닥 높이가 증가함에 따라 최적의 열손실은 지속적으로 증가하는 것을 알 수 있다.

Figure 12는 핀 높이의 변화에 따른 최적 열손실이 발생할 때 주어지는 최적의 핀 끝 길이에 대한 그림이다. 핀 바닥 높이가 증가할수록 최적의 핀 끝 길이가 증가함을 보여주며 또한 고정된 핀 바닥 높이에 대하여 M 이 커질수록 최적의 핀 끝 길이가 감소함을 알 수 있다.

3.3 전체 표면 유용성

Table 2는 L_b 와 L_c 의 변화가 L_b 에서 무차원 온도 값에 미치는 영향을 나열한다. 단순 원 관인 경우에는 L_b 와 L_c 의 값이 같으므로 L_b 의 의미는 원 관의 외면을 의미하는 반면 핀이 부착된 원 관의 경우는 L_b 는 핀 바닥 면을 의미한다. 단순 원 관과 핀이 부착된 원 관 모두 L_b 가 증가함에 따라 무 차원 온도는 낮아진다. 이는 L_b 가 증가함에 따라 열 저항이 커지기 때문이다. 핀이 부착된 원 관일 때가 주위로의 더 많은 열전달에 의하여 단순 원 관 보다 같은 L_b 지점에서 온도가 낮고 또한 핀 끝의 길이가 길어질수록 온도가 낮아지게 됨을 보여준다.

Figure 13은 핀 바닥 높이를 변화시킬 때 원 관에 부착된 핀의 개수가 10개인 경우, 단순 원 관에 대한 핀의 개수가 10개인 원 관의 전체 표면 유용성의 변화를 보여준다. 이미 앞서 언급한 바와 같이 전체 표면 유용성의 값은 원 관의 단위 길이 또는 전체 길이 당 값이며 길이를 따른 (i.e. z 방향의 변화) 원 관 내

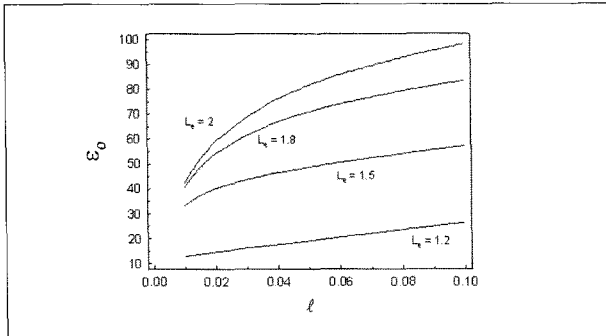


Fig. 13 Overall surface effectiveness vs. l for $b=l/\{4(L_c - L_b), L_b\}$, $M_f=1000$, $\beta=0.05$, $L_b=1, =1.1$ and $N=10$

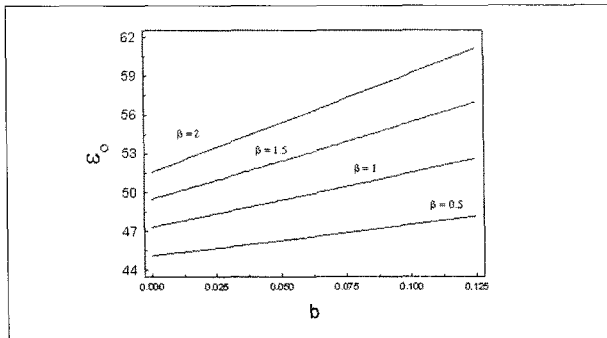


Fig. 14 Overall surface effectiveness vs. fin lateral slope for $l=0.05$, $M_f=1000$, $M=0.05$, $L_b=1.1$, $L_c=1.5$ and $N=10$

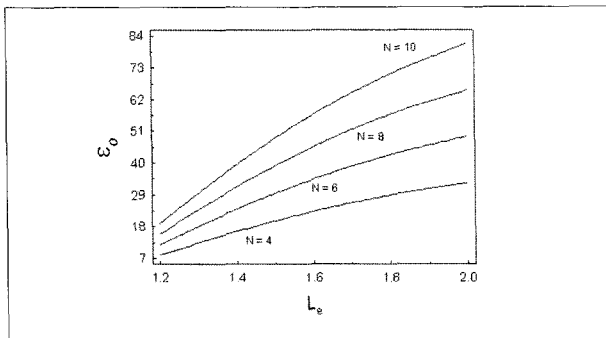


Fig. 15 Overall surface effectiveness vs. L_e for $b=l/\{4(L_c - L_b), L_b\}$, $M_f=1000$, $M=0.05$, $\beta=1$, $L_b=1.1$ and $l=0.05$

가정한다. 전체 표면 유용성은 핀 끝 길이가 짧을 때는 거의 선형적으로 증가하나 핀 끝 길이가 길어짐에 따라 점점 포물선형으로 증가함을 보여준다.

원 관에 부착된 핀의 개수가 10개인 경우, 단순 원 관에 대한 핀의 개수가 10개인 원 관의 전체 표면 유용성의 변화를 핀 측면 기울기의 함수로 Fig. 14에 나타낸다. 기울기 b 가 0일 때는 사각 핀 형상을 의미하며 b 가 증가함에 따라 핀 끝의 높이가 핀

바닥의 높이보다 커지는 역 사다리꼴 핀이 되며 b 가 0.125가 되면 핀 끝의 높이가 핀 바닥의 높이의 2배가 되는 역 사다리꼴 핀이 된다. 전체 표면 유용성은 b 가 증가함에 따라 선형적으로 증가하며 b 가 커질수록 더욱 급격하게 증가됨을 보여준다. 이와 같이 β 가 클 때 b 의 증가에 따라 전체 표면 유용성이 더욱 급격하게 증가하는 이유는 물리적으로 아직 핀의 길이가 충분히 길지 않아 핀 끝의 대류특성계수가 중요하며 핀 끝의 표면적과 대류특성계수가 같이 증가하기 때문이다.

Figure 15는 핀 끝 길이가 변함에 따라 단순 원 관에 대한 핀이 부착된 원 관의 전체 표면 유용성의 변화를 나타낸다. 전체 표면 유용성은 핀 끝 길이가 증가함에 따라 다소 포물선적으로 증가함을 보여준다. 원 관에 부착된 핀의 개수가 많아질수록 전체 표면 유용성은 커지며 핀 끝 길이가 길어질수록 전체 표면 유용성의 차이는 커진다.

4. 결론

진공관형 태양열 집열기를 이용한 건조장치의 열교환기내의 역 사다리꼴 핀과 그 핀들이 부착된 원 관에 대한 해석으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 역 사다리꼴 핀으로부터의 열손실은 원 관내 유체의 대류 특성계수와 핀 길이가 증가할수록 증가하며 핀 바닥 길이가 증가할수록 감소하는데 대류특성계수와 핀 길이는 일정 값 이상 증가하면 열손실에 미치는 영향이 미미해지는 반면 핀 바닥 길이의 영향은 지속적이다.
2. 핀 바닥 길이가 길어질수록 열 저항의 증가로 인하여 핀으로부터의 최대 열손실은 감소하고 최적의 핀 길이는 늘어나지만 실제 최적의 핀 길이는 짧아진다.
3. 원 관에 부착된 핀의 측면 형상이 사각에서 핀 끝의 높이가 핀 바닥의 높이보다 큰 역 사다리꼴 핀으로 변하고 바닥 끝 지점의 높이 차이가 커질수록 원 관의 전체 표면 유용성은 선형적으로 증가한다.

이상의 결론들은 열교환기 내의 원 관에 핀을 부착함으로써 열교환기의 성능이 현저하게 향상되는 것을 보여준다.

후기

본 연구는 산자부 산학협력중심대학 육성사업 기술개발과제 사업의 일부로 수행되었습니다.

References

- (1) Kwak, H. and Song, K., "Field Demonstration Study of Evacuated Tubular Solar Collector for Industrial Process Heat", Proceedings of the Korean Solar Energy Society, Spring Annual Conference, pp 93-97, 2003.
- (2) Ma, S. W., Behbahani, A. I. and Tsuei, Y. G., "Two-Dimensional Rectangular Fin with Variable Heat Transfer Coefficient," Int. J. Heat Mass Trans, Vol. 34, pp. 79~85, 1991.
- (3) Kundu, B. and Das, P. K., "Performance Analysis of Eccentric Annular Fins with a Variable Base Temperature", Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 36, pp. 751-766, 1999.
- (4) Kang, H. S. and Look, D. C. Jr., "Two Dimensional Trapezoidal Fins Analysis", Computational Mechanics, Vol. 19, No.3, pp. 247~250, 1997.
- (5) Hashizume, K., Morikawa, R., Koyama, T. and Matsue, T., "Fin Efficiency of Serrated Fins", Heat Transfer Engineering, Vol. 23, No. 2, pp. 6~14, 2002.
- (6) Gerencser, D. S. and Razani, A., Optimization of Radiative-Convective Arrays of Pin Fins Including Mutual Irradiation between Fins," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 38, No. 5, pp. 899-907, 1995.
- (7) Casarosa, C. and Franco, A., "On the optimum thermal design of individual longitudinal fins with rectangular profile", Heat Transfer Engineering, Vol. 22, No. 1, pp. 51-71, 2001.
- (8) Kang, H. S. and D. C. Look Jr., "Thermally Asymmetric Annular Rectangular Fin Optimization," AIAA J. of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 18, No. 3, pp. 406-409, 2004.

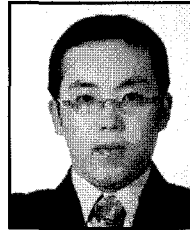
강형석



1984년 한양대학교 기계공학과 공학사
1986년 한양대학교 기계공학과 공학석사
1992년 University of Missouri-Rolla
기계공학과 Ph.D

현재 강원대학교 기계·메카트로닉스공학부 교수
(E-mail ; hkang@kangwon.ac.kr)

한영민



2004년 강원대학교 기계공학과 공학사
2006년 강원대학교 기계공학과 공학석사

현재 : 주식회사 삼신 기술연구부 연구원
(E-mail : autobahn55@naver.com)

이귀현



1982년 강원대학교 농공학과 농학사
1984년 인하대학교 기계공학과 공학석사
1994년 (미)Clemson University
농업생물공학과 공학박사

현재 강원대학교 농업공학부 교수
(E-mail ; ghlee@kangwon.ac.kr)

이성주



1977년 한양대학교 열공학과 공학사
1990년 한양대학교 기계공학과 공학석사
2000년 강원대학교 기계공학과 공학박사

현재 경기공업대학 실내환경시스템과 부교수
(E-mail ; leesz@kinst.ac.kr)

윤세창



1980년 서울산업대학교 기계공학과 공학사
1986년 단국대학교 기계공학과 공학석사
2000년 강원대학교 기계공학과 공학박사

현재 경기공업대학 실내환경시스템과 부교수
(E-mail ; younsc@kinst.ac.kr)