

<論 文>

컴퓨터 시뮬레이션에 의한 太陽熱 集熱器의  
最適設計에 관한 研究

趙 壽 元\* · 金 鍾 輔\*\*

(1983年 6月 15日 接受)

The Analysis of Optimum Design Parameters for a Flat-Plate  
Solar Collector through Computer Simulation

Soo Won Cho and Jong Bo Kim

Abstract

In the utilization of solar energy most often a flat solar collector is used for solar heating system. Since solar energy is absorbed through this solar collector, it is considered to be a most important part in the whole solar heating system.

The purpose of the present investigation is to evaluate the influence of varying design parameters for thermal performances of flat-plate solar collector. By analysing these parameters, optimum design of solar collector would become possible. Specifications of the existing solar collector are utilized in calculation as a starting point. Analysis is carried out numerically for "Unit Solar Collector" which is composed of fin and tube. Among design parameters, such parameters as mass flow rate per unit area, tube spacing and fin thickness are selected as variables in the computer simulation model.

Results are presented for thermal performances of flat-plate solar collector for each important design parameters, so that predictions become possible through numerical analysis without performing experiments whenever it is required.

記 號 說 明

$A_a$  : 平板形 太陽熱 集熱器의 有效面積,  $m^2$   
 $A_c$  : 太陽熱 集熱板 面積,  $m^2$   
 $A_r$  : 集熱器 總面積,  $m^2$   
 $C_p$  : 물의 比熱,  $J/kg \cdot ^\circ C$   
 $D_i$  : 水管의 內徑, m  
 $D_o$  : 水管의 外徑, m

$F$  : 集熱器 fin 效率  
 $F'$  : 集熱器 效率 係數  
 $F_R$  : 集熱器 熱移動 係數  
 $G$  : Unit Solar Collector의 質量流速,  $l/min \cdot m^2$   
 $h_f$  : 물의 熱傳達 係數,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$   
 $h_w$  : 風速에 의한 熱傳達 係數,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$   
 $I_T$  : 集熱板 傾斜面에 入射되는 太陽熱 에너지,  $W/m$   
 $k_f$  : 물의 熱傳導率,  $W/m \cdot ^\circ C$   
 $k_{Al}$  : Al의 熱傳導率,  $W/m \cdot ^\circ C$   
 $k_{Cu}$  : Cu의 熱傳導率,  $W/m \cdot ^\circ C$

\*유원건설 정보관리과  
\*\*정희원, 인하대학교 기계공학과

- $L$  :水管의 길이, m
- $m$  :質量流速, kg/s
- $N$  : Cover glass의 數
- $Q_u$  :集熱器의 總有用에너지, W
- $q_u$  :水管 方向으로의 單位길이 當의 有用 에너지, W/m
- $S$  :單位面積 當 吸收 太陽熱 에너지 W/m<sup>2</sup>
- $s$  :集熱板의 傾斜角, deg
- $T_x$  :集熱板 fin의 溫度, °C
- $T_a$  :大氣溫度, °C
- $T_b$  :集熱板 fin의 base 溫度, °C
- $T_f$  :물의 溫度, °C
- $T_{f,i}$  :물의 入口溫度, °C
- $T_{f,o}$  :물의 出口溫度, °C
- $T_p$  :集熱板 平均溫度, °C
- $U_r$  :集熱器 後面의 熱損失 係數, W/m<sup>2</sup>·°C
- $U_s$  :集熱器 側面의 熱損失 係數, W/m<sup>2</sup>·°C
- $U_L$  :集熱器 總熱損失 係數, W/m<sup>2</sup>·°C
- $V_f$  :물의 流速, m/s
- $V_w$  :風速, m/s
- $W$  :水管간의 거리, m
- $W'$  :기존 集熱器의 水管간의 거리, m
- $X$  : Fin의 橫軸座標, m
- : Fin의 縱軸座標, m
- $\alpha_p$  :集熱板 吸收率
- $\delta$  : Fin의 두께, m
- $\delta'$  :기존 集熱板 fin의 두께, m
- $\epsilon_r$  : Cover glass의 放射率
- $\epsilon_p$  :集熱板 放射率
- $\eta$  :集熱器 效率
- $\theta$  :集熱器 傾斜角, deg
- $\sigma$  : Stefan-Boltzmann 常數, W/m<sup>2</sup>·°K<sup>4</sup>
- $\tau_g$  : Cover glass의 透過率

1. 緒 論

건물의 冷暖房 및 溫水加熱에 利用되는 太陽熱 集熱器는 平板形(flat-plate solar collector)으로서 fin 형태의 吸熱板과 吸熱板에 부착된 水管(water tube)으로 구성된다. 太陽熱시스템에 傳達되는 太陽熱은 이 集熱器에 의하여 공급되기 때문에 太陽熱 集熱器의 熱的 性能(thermal performance)은 전체 시스템의 效率에 절대적 영향을 미치게 된다. 이러한 理由에서 太陽熱 集熱器의 熱的 效率을 높이는 문제는 극히 현실적이고 충분한 解析이 요구된다.

本 研究의 目的은 平板形 集熱器의 熱的 性能에 중요한 影響을 미치고 있는 設計因子들을 변화시킴으로써 그에 따른 影響을 컴퓨터 시뮬레이션 모델(computer simulation model)로써 理論的인 解析을 통하여 熱的 性能을 計算하는 것을 가능하게 하며, 나아가 最適의 設計因子들을 결정하는데 있다. 이 研究에 사용된 모든 設計因子들의 비교값들은 시판되고 있는 기존 太陽熱 集熱器를 기준으로 하여 사용하였다. 컴퓨터 시뮬레이션 모델의 設計因子로써 集熱器 속을 흐르는 熱媒體의 流量(G), 集熱板에 부착된 水管과 水管사이의 거리(W), 太陽熱 集熱板의 두께( $\delta$ )가 주요 變數로써 고려 되고 있다.

2. 理論解析

2.1. 平板形 集熱器의 熱的 平衡과 컴퓨터 시뮬레이션 모델

平板形 集熱器의 구조는 Fig. 1에서 보는것과 같이 상부로부터 太陽輻射 에너지를 받을때 吸熱板 내부공 間에서의 對流 및 輻射에 의한 熱損失을 줄이기 위한 투명체 덮개(transparent cover), 集熱된 太陽에너지를 熱傳達 媒體인 流體에 傳達시켜 주는 吸熱板(absorber plate), 측면 및 하단으로부터 傳導에 의한 熱損失을 막기 위한 斷熱材(insulation), 그리고 集熱器의 구조 적 내구성을 높이기 위한 틀(casing)로 되어 있다<sup>1,2</sup>.

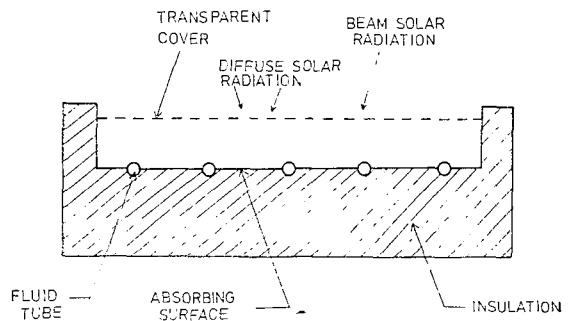


Fig. 1 Standard flat-plate solar collect

集熱器의 熱移動 관계는 Fig. 2에 나타낸 것과 같 으며, 吸熱板에 照射된 太陽輻射 에너지(solar energy intensity)는 주로 “black surface (or selective surface)”에 吸收되고 일부는 투명체 덮개와 吸熱板 사이에서 射輻熱傳達(radiation heat transfer), 투명체 덮개와 吸熱板에서 각각 反射(reflection)와 투명체 덮개 로의 吸收에 依하여 熱損失이 생긴다. 또한 더욱 중요한 것은 투명체 덮개와 吸熱板 사이에 있는 空氣層에

서의 對流熱傳達(convection heat transfer)에 의한 熱損失이다. 그리고 斷熱材를 통한 集熱器 뒷면으로의 熱傳導(conduction heat transfer)에 의한 損失과, 투명체 덮개와 斷熱材 뒷면에서 주위로 각각 對流에 의한 熱損失이 존재하게 된다<sup>1,2,3,4</sup>.

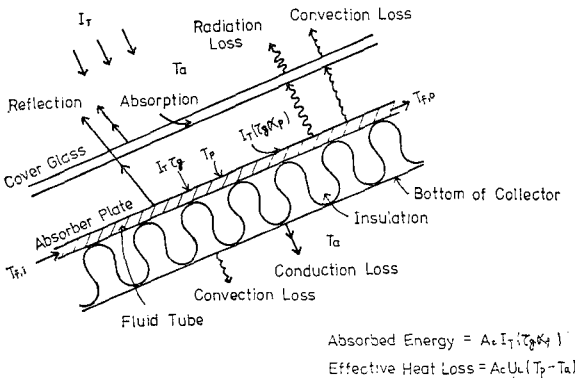


Fig. 2 Heat losses of flat-plate solar collector

本 研究에서는 컴퓨터 시뮬레이션을 하기 위하여 Fig. 3에서 보는 바와 같이 集熱器內에 있는 여러개의水管中에서 한개의水管과 吸熱板으로 구성된 "Unit Solar Collector"에 대하여 解析하고 있다. 集熱器의水管과水管사이의 거리(tube spacing or tube pitch)를  $W$ ,水管의 入口와 出口사이의 거리를  $L$ 이라 할 때 unit solar collector의 集熱面積은  $A_c (=W \times L)$ 이고,水管의 外徑은  $D_o$ , 內徑은  $D_i$ , 集熱器의 單位 面積當 流量은  $G(l/min \cdot m^2)$ 이다.

熱的 性能과 最適設計에 영향을 미치는 設計因子들의 관계를 구하기 위하여 流體가水管을 지나는 동안 얻은 有用한 에너지의 量을 구한다. 流體의水管入口와 出口사이의 溫度差  $\Delta T_f$ 를 구하기 위해서 流體의 出口溫度  $T_{f,o}$ 를 알아야 하고,  $T_{f,o}$ 를 구하는 가장 좋은 方法은 컴퓨터 시뮬레이션 "Unit Solar Collect" 모델을 數值的으로 계산하는 方法이다. Fig. 3에서와 같이水管의 길이  $L$ 을 임의의  $n$ 개의 step(本 論文에서는 50 step으로 나누었다)으로 나누어 각각의 step에 대하여 차례로 계산한다.

Unit solar collector의 入口와 出口의 溫度差  $\Delta T_f$ 는水管의 入口溫度  $T_{f,i}$ 가 초기값으로 주어지면 이 溫度가 step 1에서의 入口溫度  $T_{f,i}(1)$ 이 되고, 이때 step의 증분  $DY (=L/n)$ 에 대하여 流體가 얻은 有用한 에너지의 量이 계산되며 따라서 出口溫度  $T_{f,o}(1)$ 가 구해진다.  $T_{f,o}(1)$ 는 step 2에서의 入口溫度  $T_{f,i}(2)$ 로 놓고, step 1에서와 같은 과정을 반복하여 순서적으로  $n$ 회 계산함으로써 step  $n$ 에서의 出口溫度  $T_{f,o}$

( $n$ )가 구해지는데, 이 溫度가 unit solar collector의 出口溫度  $T_{f,o}$ 가 된다. 이렇게 하여 unit solar collector의 入口와 出口溫度差  $\Delta T_f$ 는  $T_{f,o}$ 와  $T_{f,i}$ 의 差로써 구해진다.

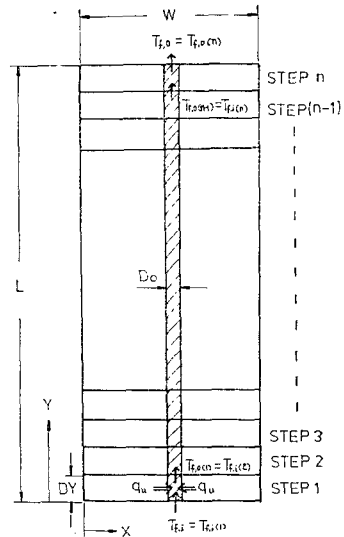


Fig. 3 Unit solar collector model

### 2.2. Solar Collector Fin의 理論的인 解析과 基本方程式

Unit solar collector를 數值的으로 解析하기 위해서 Fig. 4에 나타낸 것처럼 하나의 step에 대하여水管을 포함하는 collector fin을水管과水管사이의 中心위치에서 斷熱된 rectangular fin으로서 생각한다<sup>12</sup>.

Fin base에서의 溫度는水管벽의 溫度와 같다고 생각하여 fin의 길이方向( $X$ 方向)을 따라 에너지 平衡方程式을 적용하여 溫度分布式이 구해진다. 또한 fin에 吸收된 太陽輻射에너지는  $X$ 方向을 따라서 傳導에 의하여水管으로 熱이 傳達되고 일부는 對流熱傳達에 의해 熱損失이 일어난다.水管으로 傳達된 熱은水管속을 흐르고 있는 流體에 熱을 傳達하게 되고 따라서 流體의 溫度는 상승하게 된다. 그러므로 Fig. 3의 각 step에 대하여 얻은 有用한 에너지의 量으로부터, 그

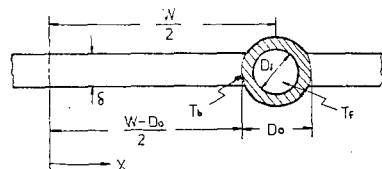


Fig. 4 Fin and tube dimensions

step에서 流體의 出口溫度가 계산되고 이것을 반복계산함으로써 unit solar collector에 대한 熱的性能과 그것에 영향을 미치는 중요한 設計因子들에 대한 函數관계가 구해진다. 위에서 설명한 unit solar collector와 fin을 理論적으로 解析하기 위한 基本的인 假定은 아래와 같다<sup>1,5)</sup>.

- 1) 熱的 性能은 定常狀態(steady-state)이다.
- 2) 集熱器의 뒷면과 측면은 완전히 斷熱되었다고 생각하여 이 면들을 통한 熱損失(heat loss)은 없다고 생각한다.
- 3) Fin과 水管部의 이음효과는 무시한다.
- 4) 헤더(header)로부터 각 水管으로 공급되는 流體의 流量은 같다.

Fig. 5(a)에 나타난 바와 같이 fin의 길이는  $(W - D_0)/2$ 이고 Fig. 5(b)에는 fin의 미소길이  $\Delta X$ 와 流體의 흐름方向으로 單位길이를 나타내고 있다.

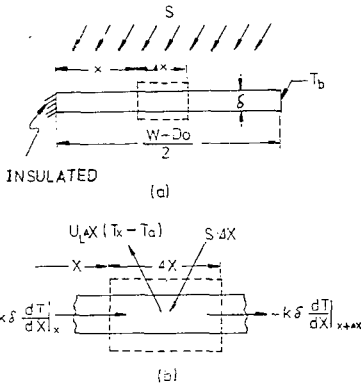


Fig. 5 Energy balance on fin element

이 미소부분에서의 에너지 平衡式은

$$\frac{d^2 T_x}{dX^2} - \frac{U_L}{k\delta} \left( T_x - T_a - \frac{S}{U_L} \right) = 0 \quad (1)$$

Fig. 5(a), (b)에서 보는 바와같이 fin의 中心에서 對稱이고 fin base의 溫度는  $T_b$ 이므로, 이 2次 微分方程式을 풀기 위하여 必要的 境界條件은 다음과 같다.

$$\left. \frac{dT_x}{dX} \right|_{x=0} = 0, \quad T_x \Big|_{x=(W-D_0)/2} = T_b \quad (2)$$

여기서,  $m^2 = U_L/k\delta$ 와  $\phi = T_x - T_a - S/U_L$ 로 잡으며 그 解는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{T_x - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh mX}{\cosh m(W-D_0)/2} \quad (3)$$

위의 方程式 (3)은 fin의 X方向에 대한 溫度分布式이다.

流體의 흐름方向의 單位길이 當 水管으로 傳導된 에너지는 fin base에 Fourier의 法則을 적용함으로써 구할 수 있다.

$$q'_{fin-base} = -k\delta \left. \frac{dT_x}{dX} \right|_{x=(W-D_0)/2} \quad (4)$$

方程式 (4)는 水管의 한쪽으로 傳導된 에너지이므로 양쪽으로 傳導된 에너지의 式은

$$q_{fin-base} = (W - D_0) F [S - U_L (T_b - T_a)] \quad (5)$$

단,  $F = \frac{[\tanh m(W - D_0)/2]}{m(W - D_0)/2}$  (6)

과 같이 나타낼 수 있다.

또한, 水管으로 吸收된 에너지는

$$q_{tube} = D_0 [S - U_L (T_b - T_a)] \quad (7)$$

이므로 流體의 흐름方向으로 單位길이 當 얻은 에너지는

$$q_u = WF' [S - U_L (T_f - T_a)] \quad (8)$$

여기서

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[ \frac{1}{U_L [D_0 + (W - D_0) F]} + \frac{1}{\pi D_i \cdot h_f} \right]} \quad (9)$$

方程式 (9)는 流體로부터 주위로의 熱低抗에 대한 吸熱板으로부터 주위로 熱低抗의 比로써 解析된다.

方程式 (8)로부터 계산된 流體의 흐름方向으로의 單位길이 當 얻은 에너지는 결국 流體로 傳達되는데 流體의 入口溫度  $T_{f,i}$ 는 出口에서  $T_{f,o}$ 로 溫度가 증가된다.

또한 Fig. 6에 나타난 미소길이  $\Delta y$ 를 流體에 대하여 에너지 平衡方程式을 적용하면

$$\dot{m} C_p T_f|_y - \dot{m} C_p T_f|_{y+\Delta y} + \Delta y \cdot q_u = 0 \quad (10)$$

이 되고式 (10)에서  $F'$ 와  $U_L$ 이  $y$ 와 무관하므로 임의의 위치  $y$ 에서 流體入口溫度에 대한 式은 다음과 같다.

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{f,i} - T_a - S/U_L} = e^{-(U_L W F' / \dot{m} C_p) y} \quad (11)$$

方程式 (11)은 流體의 흐름方向에 대한 流體의 溫度分布를 나타내며, 流體의 出口溫度  $T_{f,o}$ 가 구해진다.

集熱器가 定常狀態(steady-state)下에서 吸熱板으로부터 얻을 수 있는 有用한 에너지의 量은 吸熱板에 吸收된 에너지와 吸熱板 表面(fin)으로 부터 직접 간접으로 주위에 잃게되는 에너지의 差와 같고, 集熱器의 에너지 平衡式은 Hottel-Willer-Bliss 方程式으로 나타낼 수 있다<sup>1,5,6)</sup>.

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L (T_{f,i} - T_a)] \quad (12)$$

集熱器가 얻은 有用한 에너지의 量  $Q_u$ 는 流體가 얻은 集熱量과 같으며

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_{f,o} - T_{f,i}) \quad (13)$$

로 표시된다.

式 (12)에서  $F_R$ 은 集熱器 熱 除去係數(collector heat removal factor)라고 하며 "실제로 集熱器가 얻은 有用한 熱량과 吸熱板의 溫度를 集熱器 入口에서의 流體의 溫度와 같다고 假定하였을 경우 集熱器가 얻은 有用한 熱량의 比"<sup>11)</sup>로서 다음과 같은 式으로 定義된다.

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p(T_{f,o} - T_{f,i})}{A_c[S - U_L(T_{f,i} - T_a)]} = \frac{GC_p(T_{f,o} - T_a)}{[S - U_L(T_{f,i} - T_a)]} \quad (14)$$

集熱器의 出口溫度를 구하기 위하여 式 (14)는

$$F_R = \frac{GC_p}{U_L}(1 - e^{-U_L F / GC_p}) \quad (15)$$

로서 표시된다.

따라서, 式 (13)으로부터 出口溫度  $T_{f,o}$ 를 계산하기 위하여  $F_R$ 이  $U_L$ 의 函數이므로 太陽熱 集熱器의 性能을 理論적으로 分析하기 위해서는 먼저  $U_L$ 를 구해야만 한다. 集熱器 윗면 熱損失 係數  $U_L$ 를 구하기 위하여 集熱面이 어떤 특정한 傾斜角을 가질 경우와 투명체 덮개의 數가 多數일 경우 Klein의 實驗式<sup>7)</sup>을 使用한다.

$$U_L(45) = \left( \frac{N}{(344/T_f)[(T_p - T_a)/(N+F)]^{0.31} + \frac{1}{h_w}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\epsilon_p + 0.0425N(1 - \epsilon_p)]^{-1} + [(2N+F-1)/\epsilon_g]^{-N}} \quad (16)$$

여기서,  $N$ : 유리덮개의 數

$$f = (1.0 - 0.04h_w + 5.0 \times 10^{-4}h_w^2)(1 + 0.058N)$$

方程式 (16)은 傾斜角 45°에 대한  $U_L$ 를 계산하는 式으로서  $h_w$ 는 McAdams에 의하여 다음式으로 주어진다.<sup>1,4,8)</sup>

$$h_w = 5.7 + 3.8V_w \quad (W/m^2 \cdot ^\circ C) \quad (17)$$

만약, 集熱器를 어떤 傾斜角( $s$ )으로서 설치하였을 때는 다음 式으로 修正한다.

$$\frac{U_L(s)}{U_L(45)} = 1 - (s - 45)(0.00259 - 0.00144\epsilon_p) \quad (18)$$

熱傳達係數  $h_f$ 는 Gratz<sup>9)</sup>에 의하면 管內의 流體의 흐름이 層流( $Re \leq 2100$ )일 때는

$$N_u = \frac{h_f \cdot D_i}{k_f} = 3.65 + \frac{0.0668(D_i/L)RePr}{1 + 0.04[(D_i/L)RePr]^{2/3}} \quad (19)$$

으로 주어지고, 遷移域과 亂流域( $Re > 2100$ )의 範圍에서 H. Hausen<sup>3)</sup>의 式을 使用한다.

$$N_u = \frac{h_f \cdot D_i}{k_f} = 0.166(Re^{2/3} - 125)Pr^{1/3} [1 + (D_i/L)]^{2/3} \quad (20)$$

$U_L$ 의 값이 정해지면 step 1에서의  $F_R$ 을 구하고, 따라서 step 1에서 吸熱板으로부터 얻은 有用한 에너지의 量  $\theta_u$ 가 式(12)로부터 계산되며, step 1에서의 出口溫度  $T_{f,o}(1)$ 이 계산된다. Step 1에서의 入口溫度  $T_{f,o}(1)$ 은 그 다음 step 2에서의 入口溫度  $T_{f,i}(2)$ 가 되며,  $U_L$ 은 step 1에서 계산된 값이 step 2에서의  $U_L$ 값으로 假定된다. 이렇게 마지막 step  $n$ 의 出口溫度  $T_{f,o}(n)$ 은 unit solar collector의 出口溫度가 된다.

다음 集熱器의 熱效率는 아래와 같이 定義되며<sup>1,4,6)</sup>

$$\eta = \frac{\text{실제 集熱器가 얻은 有用한 에너지의 量}}{\text{集熱器 全體面에 入射된 太陽輻射에너지}} = \frac{Q_u/A_g}{I_T} \quad (21)$$

여기서,  $A_g$ : 全體 集熱器 面積( $m^2$ )

$I_T$ : 集熱器의 單位面積當 傾斜面에 대한 太陽輻射에너지( $W/m^2$ )

다시,

$$\eta = (A_c/A_g) F_R \left[ (\tau_g \alpha_p) - U_L \frac{(T_{f,i} - T_a)}{I_T} \right] = \frac{\dot{m}C_p(T_{f,o} - T_{f,i})}{A_g \cdot I_T} \quad (22)$$

方程式 (22)는 太陽熱 集熱器의 性能變數  $(T_{f,i} - T_a)/I_T$ 의 1次函數로 표시하고 이 경우  $y$ 軸을 效率軸이라 할 때 이 軸과 集熱效率의 直線 그래프가 만나는 점은  $(A_c/A_g)F_R(\tau_g \alpha_p)$ 이고, 기울기는  $(A_c/A_g)F_R U_L$ 이다. 式 (22)에 주어진 太陽熱 集熱器의 集熱效率는 效率軸인  $y$ 軸의 값을  $\dot{m}C_p(T_{f,o} - T_{f,i})/A_g \cdot I_T$ 로 구하고 變數軸인  $X$ 軸의 값  $(T_{f,i} - T_a)/I_T$ 과 만난 交點을 찾아 性能曲線을 그린다.

—Specifications and Input Data—

\*  $G = 1.0$  l/min·m<sup>2</sup>

\*  $W = 0.12$ m

\*  $\delta = 0.0012$ m

$L = 2.63$ m

$D_i = 0.00893$ m

$D_o = 0.00953$ m

$K_{Al} = 204$  W/m<sup>2</sup>·°C

$K_{cu} = 385$  W/m<sup>2</sup>·°C

$N = 1$  (one cover glass)

$\tau_g = 0.91$

$\alpha_p = 0.93$  (selective surface)

$\epsilon_g = 0.88$

$\epsilon_p = 0.11$  (selective surface)

$S = 800$  W/m<sup>2</sup>

$T_{f,i} = 35^\circ\text{C}$

$T_a = 10^\circ\text{C}$

$V_w = 3\text{m/s}$

$\theta = 45^\circ$

$\sigma = 5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

\* : Design parameters used in this paper

3. 結果 및 考察

Unit solar collector를 사용하여 태양熱 集熱器에 중요한 영향을 미치는 設計因子(design parameters)들이 集熱器의 入口와 出口의 溫度差  $\Delta T_f$ 와 集熱器의 熱의 性能에 미치는 영향은 다음과 같다.

3.1. 太陽熱 集熱器의 溫度分布

Collector fin의 中心에서 水管의 壁에 이르는 溫度分布는 Fig. 6과 같이 얻어진다. 溫度分布는 水管의 中心( $y = \frac{L}{2}$ )에서 fin의 길이方向에 대한 分布를 나타내는 것이다. Fin의 中心, 즉  $X=0$ 에서는 曲線의 기울기가 0이 되고, 流體가 흐르는 水管으로 접근 할수록 접점 曲線의 기울기가 커져 拋物線과 같은 溫度分布를 이루고 있는 것이 특징이다.

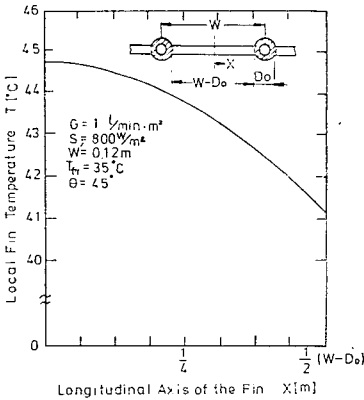


Fig. 6 Typical solar collector in temperature distribution along the longitudinal axis of the fin

水管의 길이方向, 즉 流體의 흐름方向에 대한 流體의 溫度는 流量에 따라 다르게 나타난다. Fig. 7에서와 같이 流體의 溫度는 水管 길이 의 증가에 따라 거의 直線의 으로 증가하지만 流量이 작을수록 그 기울기가 커져 급격한 증가를 나타내며, 流量이 증가 할수록 流體 溫度의 증가도는 점점 작아져 1.6 l/min·m<sup>2</sup> 이상이면 거의 水平에 가깝게 된다.

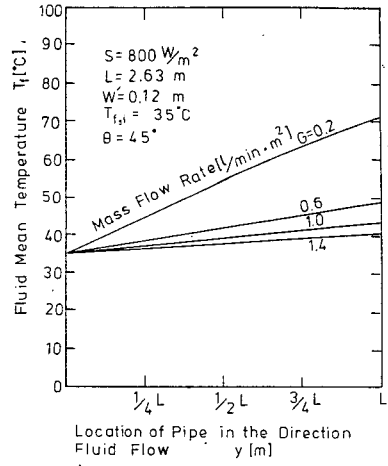


Fig. 7 Fluid temperature at difference locations of the pipe

3.2. 流量이 流體의 入口 溫度差에 미치는 영향

太陽熱 集熱器의 入口와 出口의 溫度差는 水管을 흐르는 流體의 流量에 따라서 크게 변화한다.

Fig. 8은 流量이 一定한 경우로서  $\frac{W}{W'}$  (tube spacing ratio)에 대한 溫度差를 보여주고 있다. Fig. 9에 나타난 것과 같이 集熱器의 單位面積 當 流量이 定해지면, 水管을 흐르는 流量은 水管과 水管사이의 거리(tube spacing)에 따라서 결정된다. 이 경우 tube spacing이 증가할 수록 入口와 出口의 溫度差는 감소하며,  $W = \frac{1}{4}W'$ 에서  $W = W'$ 까지는 거의 變化를 보이지 않으며  $W = 2W'$ ,  $W = \frac{1}{4}W'$ ,  $W = 8W'$ 로 tube spacing을 증가시킬때 入口와 出口의 溫度差는 현저하게 감소된다.

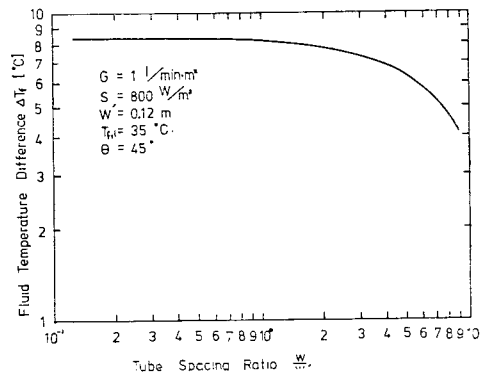


Fig. 8 Inlet and outlet fluid temperature difference with variation of the tube spacing at given mass flow rate

Fig. 9는  $W=W'$  일 때 流量이 변하는 경우로서  $0.2 \sim 0.4 \text{ l/min}\cdot\text{m}^2$ 까지는 급격하게 集熱器의 入口와 出口의 溫度差가 감소되고 流量의 증가에 따라 계속 감소하며,  $1.2 \text{ l/min}\cdot\text{m}^2$  이상에서 점점 그 溫度差는 적어지며  $1.6 \text{ l/min}\cdot\text{m}^2$ 에서 거의 水平을 이루고 있다. 따라서 unit solar collector의 경우 tube spacing ratio의 效率的인 範圍는  $W=1\sim 1.5W'$  정도가 좋으며, 一般的으로 tube spacing이 증가함에 따라 集熱器 入口와 出口의 溫度差가 감소하므로 效率的인 tube spacing ratio  $W=W'$ 일 때 實用的인 流量의 範圍는  $G=0.4\sim 1.2 \text{ l/min}\cdot\text{m}^2$ 까지 使用하는 것이 좋다고 볼 수 있다.

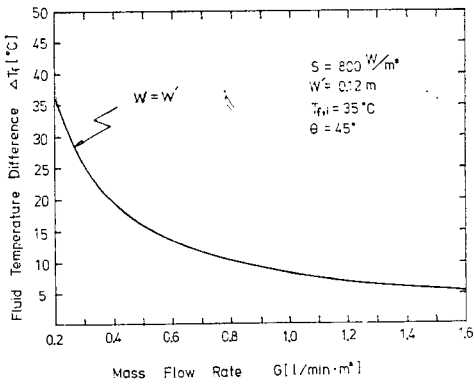


Fig. 9 Inlet and outlet fluid temperature difference with variation of mass flow rate at given tube spacing

### 3.3. 太陽熱 集熱板의 두께와 材質이 流體의 入口 溫度差에 미치는 영향

太陽熱 集熱器에서 性能에 가장 큰 영향을 미치는 部分은 fin(=absorber plate)이다. 따라서 fin의 두께와 材質의 선택은 集熱器의 設計와 製作에 중요한 문제가 된다.

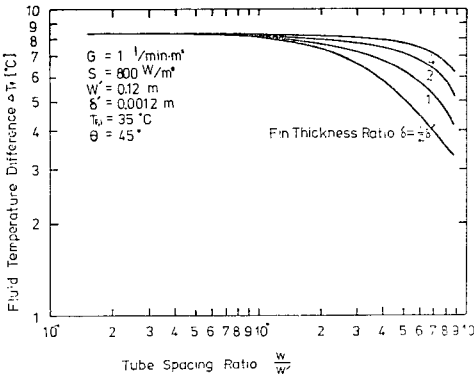


Fig. 10 Solar collector efficiency for various thicknesses

Fig. 10에서와 같이 fin 두께(fin thickness)가 두꺼워 질수록 集熱器 入口와 出口의 溫度差는 증가하지만 tube spacing ratio가  $W=W'$  보다 작은 範圍에서는 거의 변화가 없는 것을 볼 수 있다.

Fin의 材質은 현재 가장 널리 使用되고 있는 熱傳導係數(thermal conductivity)가 큰 Al과 Cu를 비교할 때 Cu가 熱傳導係數의 값이 크기 때문에 有利하다. 그러나 tube spacing이 클 때는 溫度差가 크게 나타나지만  $W=W'$  보다 작은 範圍에서는 큰 차이가 없는 것을 Fig. 11에서 볼 수 있다.

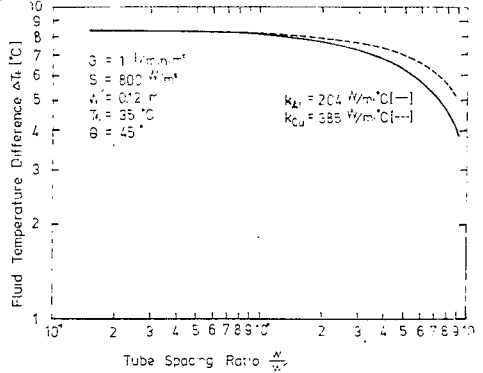


Fig. 11 Comparisons of the performances between copper and aluminum fins

### 3.4. 集熱器의 效率 및 性能曲線

Unit solar collector의 性能曲線은 Fig. 12와 같이 표시된다. 두 曲線의 그래프상의 차이는 實線의 경우 太陽에너지를 받아들인 面積(=Ag)과 fin에 吸收된 面積(=Ag)이 같고, 點線의 경우는 두 面積이 다르기 때문에 unit solar collector의 경우가 기존 太陽熱 集熱器의 경우보다 集熱效率이 약간 높게 나타나는 것을 볼 수 있다.

Fig. 12에서 보는 바와 같이 性能 曲線은 一般的으로 1次函數의 直線으로 나타나는데 unit solar collector의 效率계산은 ASHRAE Standard<sup>11)</sup>에 소개된 集熱器 性能實驗을 기준으로 하여 1981年 韓國動力資源研究所 太陽熱研究室에서 實驗에 使用된 入力資料<sup>9,10)</sup>를 使用하여 계산되었다.

韓國動力資源研究所 太陽熱 集熱板 實驗資料는 현재 시행중인 「太陽集熱器 型式承認基準」(動力資源部 告示 第81-160호)에 정한 試驗方法 및 基準을 適用하여 CSI 램프를 이용한 屋內用 人工太陽과 加熱탱크部, 循環回路部, 制御調節部 등으로 구성된 test loop를 통해 熱媒體의 入口溫度를 安定상태에 이르게 한 다음 단계적으로 循環시켜 얻은 것이다.

入口溫도의 시뮬레이션方法에 의한 계산치와 動力資源部 實驗值 사이에 약간의 차이를 보이는 理由는 本 研究의 경우 集熱器의 뒷면 熱損失과 側面熱損失을 고려하지 않았고, 動力資源研究의 實驗値는 실제로 모든 損失이 고려된 점에 있다고 사료된다. 또한 流體의 入口溫度가 높아짐에 따라 相對的으로 出口溫度가 더욱 큰 차이를 나타내는데, 이것은 流體의 入口溫度가 높아질수록 吸熱版의 平均溫度  $T_p$  가 증가하게 되고 따라서 실제의 경우에 뒷면과 側面을 통한 熱損失 증가가 커지기 때문이다.

—Input data and Outlet fluid temperature—

Gross collector area :  $A_g = 2.43\text{m}^2$   
 Transparent frontal area :  $A_a = 2.21\text{m}^2$   
 Mass flow rate per unit area :  $G = 1.2\text{l}/\text{min}\cdot\text{m}^2$   
 Wind velocity :  $V_w = 0\text{m}/\text{s}$   
 Tilt angle :  $\theta = 90^\circ$

$S(W/m^2)$	$T_a(^{\circ}C)$	$T_{f,i}(^{\circ}C)$	$T_{f,o}(^{\circ}C)$	$*T_{f,o}(^{\circ}C)$
570.0	22.5	32.4	37.64	37.40
576.0	22.3	47.0	51.69	50.70
594.0	22.0	60.0	64.26	63.20
595.0	22.5	78.7	82.07	80.60

\* : Experimental data(韓國動力資源研究所)

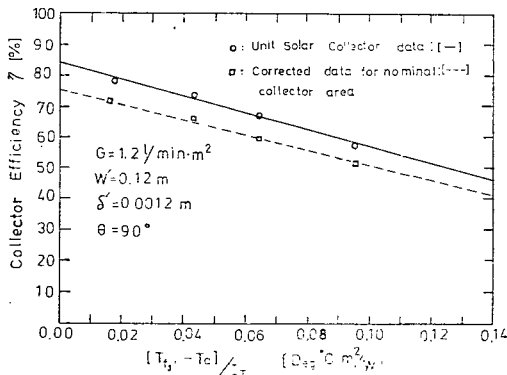


Fig. 12 Relationship between overall collector efficiency and inlet fluid temperature

4. 結 論

컴퓨터 시뮬레이션 모델을 통한 solar collector의 성능을 解析한 本 研究에서는 다음과 같은 結論은 얻었다.

1) 太陽熱 集熱器 吸熱版의 溫度分布는 fin의 中心部에서 접근 할수록 급격히 감소되는 경향을 보이

며 水管을 흐르는 流體의 溫度는 水管의 길이 가 증가됨에 따라 거의 直線的으로 증가된다. 또한 流量이 증가될수록 流體의 溫度증가는 反比例하여 감소하는 것을 볼 수 있다.

2) 單位面積 當 流量이 一定할 때 集熱器의 入口와 出口의 溫度差는 tube spacing이 증가 될수록 감소하는 경향을 나타내며, 集熱器 水管(pipe)의 갯수는 tube spacing에 의하여 결정되고, 이것의 效率의인 範圍는  $W=1.5W'$  정도이다. 또한,  $W=W'$ 일 때 流量의 實用的인 範圍는  $0.4\sim 1.2\text{l}/\text{min}\cdot\text{m}^2$ 까지 使用하는 것이 가장 効果적이다.

3) 吸熱板 두께의 변화에 대한 集熱器의 入口와 出口의 溫度差는 一般的으로 두께가 두꺼워 질수록 증가되지만 效率的인 tube spacing ratio( $W=1\sim 1.5W'$ ) 이내의 範圍內에서는 큰 차이가 없기 때문에, 經濟的인 문제를 고려할 때 構造와 強度面에서 필요로 하는 最小의 두께를 使用하는 것이 좋다. 吸熱版의 材質는 熱傳導 數가 큰 Cu가 最수한 效率面에서는 우수하나 實질적으로 동등한 熱效率을 주는 Al도 使用할 수 있으며 水管은 高溫水의 부식에 강한 Cu를 使用하는 것이 좋다.

4) 컴퓨터 시뮬레이션 方法을 통한 solar collector의 最適設計 因子의 結定은 이 方法을 實驗資料와 비교할 때 그 값이 거의 일치하고 있다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 理論的인 解析은 設計因子들의 最適範圍를 구하는데 便利하게 使用될 수 있다.

References

- (1) J.A. Duffie and W.A. Beckman, "Solar Energy Thermal Process", J. Wiley, New York (1974), pp. 74~83, 120~176.
- (2) 전문현., "太陽熱 集熱器에 관하여", 太陽에너지, 제 1 권 1 호, pp. 37-44. 1981.
- (3) 田中俊六 著, 李永洙 譯, "太陽熱 冷暖房 시스템", 集文社, pp. 11~21, 45~101. 1979,
- (4) "Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors", ASHRAE Standard 93-77, New York, pp. 1-30, 1977.
- (5) W.B. Gillett, "The Equivalence of Outdoor and Mixed Indoor/Outdoor Solar Collector Testing", Solar Energy, Vol. 25, pp. 543-548, 1980.
- (6) W.A. Beckman, S.A. Klein and J.A. Duffie, "Solar Heating Design by the f-chart Method",



J. Wiley, New York, pp. 1—24, 1977.

- (7) S.A. Klein, "The Effects of Thermal Capacitance upon the Performance of Flat-Plate Solar Collectors", M.S. Thesis, University of Wisconsin, 1973.
- (8) W.C. McAdams, "Heat Transmission", 3rd ed., New York, McGraw-Hill, 1954.
- (9) "太陽에너지 利用機器 性能試驗 技術開發 및 太陽 에너지 資源調查, 評價", 韓國動力資源研究所, pp. 7~70, 1981.
- (10) "太陽에너지 利用 技術開發(熱研究部門)", 韓國動力資源研究所, pp. 1~23, 1980.
- (11) "Method of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors", ASHRAE Standard 93—77, New York, pp. 1—30, 1977.