

集熱器 熱容量을 考慮한 平板型集熱器  
性能에 關한 研究

(A Study on the Flat-Plate Solar Collector Performance  
taking into account of the Collector Thermal Capacitance)

李 永 秀\* 龍 鎬 澤\* 徐 廷 一\*\*  
(Lee, Young Soo) (Yong, Ho Taek) (Seoh, Jeong Ill)

ABSTRACT

This paper presents the performance of a Flat-Plate Solar Collector in case of taking into account of the thermal capacitance. The relationships among energy absorption, overall heat loss coefficient and temperature distribution are studied theoretically. And the thermal capacitance of the collector is considered. Also, the results obtained are compared with those of model in which the thermal capacitance is neglected.

As the results of this study, the efficiency of the collector having double glazing is higher than the other cases. It is shown that the fluid temperature in the tubes are rising close to linearly. The variations of the outlet temperature of tubes in the model neglecting the effect of thermal capacitance are tend to represent lower slope than that of considering the effect of thermal capacitance.

NOMENCLATURE

A	= Collector area ( $m^2$ )	$F'$	= Collector efficiency factor
$C_A$	= Lumped value of Collector capacitance	$h_b$	= Convection coefficient between the bottom of the insulation and environment ( $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ )
$C_b$	= Bond conductance ( $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ )	$h_i$	= Convection coefficient for air between parallel plates ( $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ )
$C_p$	= Thermal capacitance of the circulating fluid	$h_w$	= Convection coefficient between the top glass cover and the air ( $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ )
$C_w$	= Tube wall conductance ( $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ )	$h_{fx}$	= Heat transfer coefficient between the fluid and tube wall ( $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ )
$D_i$	= Inside Collector tube diameter ( $m$ )		
F	= Fin efficiency factor		

\* : 正會員 漢陽大學校 大學院

\*\* : 正會員 漢陽大學校 工科大學

$K$  = Thermal conductivity ( $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ )  
 $L$  = Collector length ( $m$ )  
 $\dot{m}$  = Mass flow rate of the circulating fluid ( $kg/s$ )  
 $N$  = Number of glass covers  
 $q_u$  = Total useful energy gain ( $W$ )  
 $q_L^{\text{top}}$  = Energy loss per unit area from the collector plate by convection and radiation to the glass cover above ( $W/m^2$ )  
 $q_L^{\text{bottom}}$  = Energy loss per unit area from the collector plate by conduction to the insulation below ( $W/m^2$ )  
 $q_L^{\text{edge}}$  = Energy loss per unit area from the collector due to edge effects ( $W/m^2$ )  
 $S$  = Solar radiation absorbed per unit area on the collector plate surface ( $W/m^2$ )  
 $T_a$  = Ambient temperature ( $^\circ\text{C}$ )  
 $T_b$  = Local fin base or tube wall temperature ( $^\circ\text{C}$ )  
 $T_f$  = Local collector fluid temperature ( $^\circ\text{C}$ )  
 $T_{gi}$  = Temperature of the  $i$ th glass cover ( $^\circ\text{C}$ )  
 $T_{in}$  = Inlet collector fluid temperature ( $^\circ\text{C}$ )  
 $T_m$  = Mean collector fluid temperature ( $^\circ\text{C}$ )  
 $T_{out}$  = Outlet collector fluid temperature ( $^\circ\text{C}$ )  
 $T_p$  = Mean collector plate temperature ( $^\circ\text{C}$ )  
 $t$  = Time ( $s$ )

$U_L$  = Overall heat transfer coefficient for heat loss from collector ( $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$ )  
 $W$  = Distance between collector tube ( $m$ )  
 $\delta$  = Collector plate thickness ( $m$ )  
 $\epsilon_g$  = Emissivity of glass for infrared radiation  
 $\epsilon_p$  = Emissivity of the collector plate for infrared radiation  
 $\sigma$  = Stefan-Boltzmann constant ( $W/m^2\text{ }K^4$ )

## I. 序 論

오늘날 세계가 直面하고 있는 資源枯渴에 따른 代替에너지의 開發 및 에너지의 効率的인 利用問題에 많은 關心을 기울이고 있다. 特히 太陽에너지는 無限하고 公害가 없으며 아무리 利用하여도 地球의 熱平衡에 影響을 미치지 않는다. 또한 利用分野가 넓고 世界 어느 場所에서나 대체로 均等하게 얻어지기 때문에 先進國, 後進國의 區別없이 그 技術水準과 必要한 容量範圍內에서 자유로이 利用할 수 있는 特徵이 있으나, 稀薄한 에너지이므로 設備投資가 크게 要求된다.

太陽에너지의 利用은 주로 平板型集熱器를 利用하여 왔었으며, 液體를 利用한 加熱裝置는 17世紀 後半에 H. B Saussure가 考案한 후 Herschel(1837), Tellier(1885)에 의하여 實驗되었다.<sup>1)</sup> Hottle과 Woertz<sup>2)</sup>의 報告文에 이어 Whiller<sup>3)</sup>는 平板型集熱板의 性能에 影響을 미치는 設計因子들에 關한 研究를 하였고,<sup>4)</sup> Bliss는 集熱板 効率에 關한 研究를 하여, 集熱板의 性能을 設計變數의 項으로 特性짓는 板効率 因子들을 導出하였다. 또한 이와 類似한 方法에 의하여 다른 研究者에 의해서도 解析한 것이 있다.<sup>5)~9)</sup>

本 研究에서는 太陽熱 平板型集熱器의 集熱管 入口溫度와 日射量, 風速 및 그 밖의 因子를 變化시켰을 경우 集熱器에서의 集熱量, 總括熱損失 係數 및 溫度分布의 關係를 理論的으로 구한다 음 集熱器 自體가 지니고 있는 熱容量을 考慮한 경우와 熱容量을 無視한 경우와를 比較 檢討하 였다.

II. 理論解析

2-1 集熱器性能에 있어서 熱容量의 效果를 無視한 모델

集熱器의 單位面積當 有效한 에너지를 구하기 위하여 다음과 같은 假定을 한다.

- (1) 集熱器의 熱容量을 無視하고 定常狀態로 간주한다.
- (2) 핀 및 流體등에서의 熱傳達現像은 一次元으로 解析한다.
- (3) 모든 物理的 性質은 溫度와 無關하다.
- (4) 핀내부의 熱源은 없다.
- (5) 핀 및 集熱管의 材質은 均質이고 熱傳達係數는 一定하다.
- (6) 핀周圍溫度는 一定하다.
- (7) 集熱管內의 流體의 流動은 等速流動이다. 流體가 흐르는 方向으로 單位길이當 얻어진 Tube의 全熱量  $q_u$  는

$$q_u = [(W-D)F+D][S-U_L(T_b-T_a)] \dots (1)$$

그러므로 集熱器의 單位面積當 얻어진 全熱量  $q_u$  는

$$q_u = F''[S-U_L(T_b-T_a)] \dots (2)$$

$$F'' = F(W-D)/W+D/W \dots (3)$$

여기서  $F = \tanh[m(W-D)/2] / [m(W-D)/2]$

$$m = (U_L/k\delta)^{1/2}$$

式(1)에서 單位길이當 얻어진 熱량이 流體로 傳

達되어지는 데는 다음 3가지를 考慮해 주어야 한다.

- (a) 핀과 集熱管사이의 본드 抵抗
- (b) 集熱管두께에 의한 抵抗
- (c) 管壁内部 流體의 溫度勾配에 의한 抵抗

그러므로 單位面積當 얻어진 全熱量  $q_u$  를 구 하면

$$q_u = \frac{I}{[(1/C_b)+(1/c_w)+(1/h_{fx} D_i \pi)]W (T_b-T_f)} \dots (4)$$

式(2) (4)에서  $T_b$  項을 消去하면

$$q_u = F'[S-U_L(T_f-T_a)] \dots (5)$$

$$F' = F''/[1+\{(1/c_b)+(1/c_w)+(1/h_{fx} D_i \pi)\}U_L W F''] \dots (6)$$

여기서  $U_L$ 의 平均값을 구하기 위해서 平均集熱流體 溫度  $T_m$ 을 規定하는 것이 必要하며  $T_m$ 은 다음과 같이 구할 수 있다.

一定한 熱流速  $q_u$ 을 받는 경우  $\Delta Y$ 의 管길이를 통한 流體要素의 에너지平衡은 아래와 같다.

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{dy} - WF'[S-U_L(T_f-T_a)] = 0$$

여기서  $F'$ 와  $U_L$ 가  $Y$ 方向에 無關하게 一定하다고 假定하면 그때의 임의의  $Y$ 方向에 溫度方程式의 解는 다음과 같다.

$$T_f = T_a + (S/U_L) - [(S/U_L) - (T_{in}-T_a)] \text{EXP}[-U_L W F' Y / \dot{m} C_p] \dots (7)$$

만일 集熱器의 長이가  $L$ 이라면 出口溫度는

$$T_{out} = T_a + (S/U_L) - [(S/U_L) - (T_{in}-T_a)] \text{EXP}[-U_L W F' L / \dot{m} C_p] \dots (8)$$

로 表示된다.

또한 平均流體溫度는

$$T_m = T_a + (S/U_L) + (\dot{m} C_p / F' W L U_L) [(S/U_L) - (T_{in}-T_a)] [\text{EXP}(-U_L F' W L / \dot{m} C_p) - 1] \dots (9)$$

$U_L$ 은 集熱器의 作動條件이 수시로 變하기 때문에 計算하기가 困難하므로 集熱器bottom부터의 瞬間的인 熱損失은  $q_L^{top}$ ,  $q_L^{bottom}$ ,  $q_L^{edge}$ 의 合으로 구할 수 있다.

Hottel과 Woertz는 定常狀態下에서 透明板을 통한 熱損失은 다음式에 의하여 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 q_L^{top} &= \frac{\sigma(T_p^4 - T_{g1}^4)}{(1/\epsilon_p) + (1/\epsilon_g) - 1} + h_1(T_m - T_{g1}) \\
 &= \frac{\sigma(T_{g1}^4 - T_{g2}^4)}{(2/\epsilon_g) - 1} + h_2(T_{g1} - T_{g2}) \\
 &\quad \vdots \\
 &= \frac{\sigma(T_{gi-1}^4 - T_{gi}^4)}{(2/\epsilon_g) - 1} + h_i(T_{gi-1} - T_{gi}) \\
 &= \sigma \epsilon_g [T_{gn}^4 - T_a^4] + h_w(T_{gn} - T_a)
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

式(10)은 選擇吸收面인 경우에는 적절하지 않으므로, Tabor<sup>6)</sup>는 다음과 같은 選擇吸收面과 對流傳達係數사이의 關係로부터  $q_L^{top}$ 은 다음과 같이 表示된다.

$$\begin{aligned}
 q_L^{top} &= \frac{(T_p - T_a)}{\frac{N}{(C/T_p)[(T_p - T_a)/(N+f)]^{0.33}} + 1/h_w} \\
 &\quad + \frac{\sigma(T_p^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\epsilon_p + 0.05N(1 - \epsilon_p)} + \frac{2N+f-1}{\epsilon_g} - N} \dots \tag{11}
 \end{aligned}$$

또한 集熱板 밑으로부터 斷熱材를 통한 熱損失은 다음과 같다.

$$q_L^{bottom} = \frac{T_p - T_a}{s_i/k_i + 1/h_{bottom}} \dots \tag{12}$$

集熱板 各 모서리의 熱損失

$$q_L^{edge} = h_e (T_p - T_a) \dots \tag{13}$$

그러므로 集熱器의 總括熱損失係數는 다음과 같이 表示된다.

$$U_L = [q_L^{top} + q_L^{bottom} + q_L^{edge}] / (T_p - T_a) \dots \tag{14}$$

2-2 集熱器 性能에 있어서 熱容量 效果를 考慮한 모델

이 모델은 全 集熱器를 하나의 系로 取扱하여 熱容量 效果를 考慮하였다. 우선 透明板이 한 개인 集熱器의 경우 吸收板과 集熱管內의 流體 및 斷熱材가 모두 同一한 溫度라고 假定하면 集熱器 吸收板 및 流體 斷熱材에서의 에너지 平衡은 다음과 같다.

$$(mC)_p \frac{dT_p}{d\tau} = S + U_1 (T_c - T_p) \dots \tag{15}$$

또한 透明板에서의 에너지 平衡은 다음과 같다.

$$(mC)_c \frac{dT_c}{d\tau} = U_1 (T_p - T_c) + U_2 (T_a - T_c) \dots \tag{16}$$

여기서 集熱板溫度에 대한 微分方程式을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 [(mC_p)_p + \frac{U_L}{U_2} (mC)_c] \frac{dT_p}{d\tau} &= S - U_L \\
 (T_p - T_a) &\dots \tag{17}
 \end{aligned}$$

만일 S와  $T_a$ 가 어떤 週期동안 一定하다고 하면 式(17)은 다음과 같이 表示된다.

$$T_p = -T_a + \frac{S}{U_L} [1 - \text{EXP}(-\frac{AU_L \tau}{(mC)_e})] \dots \tag{18}$$

集熱平板溫度  $T_p$ 는 S,  $U_L$ ,  $T_a$  및 時間週期初의 集熱板溫度가 決定되면 구할 수 있다. 또한 流體가 흐를때 微小集熱管에서의 에너지 平衡은 다음式으로 表示된다.

$$\begin{aligned}
 W_c C_A \frac{\partial T_f}{\partial t} &= F' W_c [S - U_L (T_f - T_a)] - \dot{m} \\
 &\quad C_p (\frac{T_{out} - T_{in}}{L}) \dots \tag{19}
 \end{aligned}$$

가 된다.  $T_f$ 가 時間만의 函數로 나타나므로  $T_f$ 는

$$T_f = T_{in} e^{-\frac{F' U_L}{C_A} t} + \frac{1}{F' U_L} (1 - e^{-\frac{F' U_L}{C_A} t})$$

$$\times [F'S + F'U_L T_a - \frac{\dot{m} C_p}{A} (T_{out} - T_{in})] \quad (20)$$

가 된다.

### III. 結果 및 考察

本 論文에서는 平板型 集熱器를 解析하는데 一般的으로 考慮하지 않는 集熱器 自體의 熱容量에 對한 理論解析과 實際모델에 對하여 計算된 結果를 比較 檢討하기로 한다.

이를 比較하기 위하여 우선 서울地方의 日射量, 風速, 氣溫의 變化에 對하여 살펴보기로 한다.

Fig.1은 서울地方의 1981年 7月 19日 7時로 부터 20時까지의 日射量과 風速의 變化量이다.

熱容量 效果를 無視한 모델 A와 熱容量 效果를 考慮한 모델 B에 對하여 考察하면 다음과 같다.

#### (1) ab와 a'b' 區間

同一 日射量이 集熱板에 吸收되었을때 모델 B의 集熱板은 太陽熱을 吸收하여 集熱板 自體의 溫度를 높여 集熱器의 熱容量을 增加시키므로 流體의 溫度를 充分히 傳達하지 못한다. 또한 모델 A는 集熱板에 吸收된 全日射量이 流體의 溫度만을 上昇시키는데 사용되므로 모델 A는 集熱量의 一部를 다른곳에 貯藏한 모델보다 溫度가 높아진다.

#### (2) bc, ef, gh와 b'c', e'f', g'h' 區間

이 區間은 日射量이 增加할 때이다. 이때 모델 B는 앞의 時間領域에 蓄積되었던 熱容量에 의하여 集熱器에 蓄積된 熱量이 流體의 溫度를 높이는데 作用하며 모델 A는 吸收된 日射量 自體만으로 流體의 溫度를 上昇시키므로 流體의 溫度는 모델 B가 모델 A보다 上昇함을 나타내고 있다.

#### (3) de, fg, hi와 d'e', f'g', h'i' 區間

이 區間은 日射量이 減少하는 區間이다. 모델

B에서는 熱容量을 一定하게 유지하기 위하여 集熱器 自體에서는 日射量의 一部分을 계속 蓄積하므로 實際流體로 傳達되는 熱量은 모델 A에서 吸收된 日射量全部를 전해 주는 것보다 溫度가 많이 떨어지게 된다.

#### (4) cd와 c'd' 區間

이 區間은 日射量이 거의 一定하게 유지되는 區間이다. 모델 A는 周圍의 氣象條件에 따라 流體의 溫度가 조금 減少하는데 반하여 모델 B는 周圍의 氣象條件이 變化하더라도 集熱器에 蓄積되어 있던 熱容量의 效果에 의하여 溫度가 一定하게 유지되고 있음을 알 수 있다.

한편 Fig.3,4,5는 集熱管內의 流體의 入口溫度가 20℃에서 40℃로 變化함에 따라 流體의 出口溫度는 入口溫度에 比例하여 거의 一定한 幅으로 上昇함을 나타낸 것이며 透明板數의 影響을 살펴보면 透明板의 數가 增加함에 따라 流體出口의 溫度變化는 透明板數가 1板일때와 거의 一定한 幅으로 上昇하는 傾向을 나타내었다.

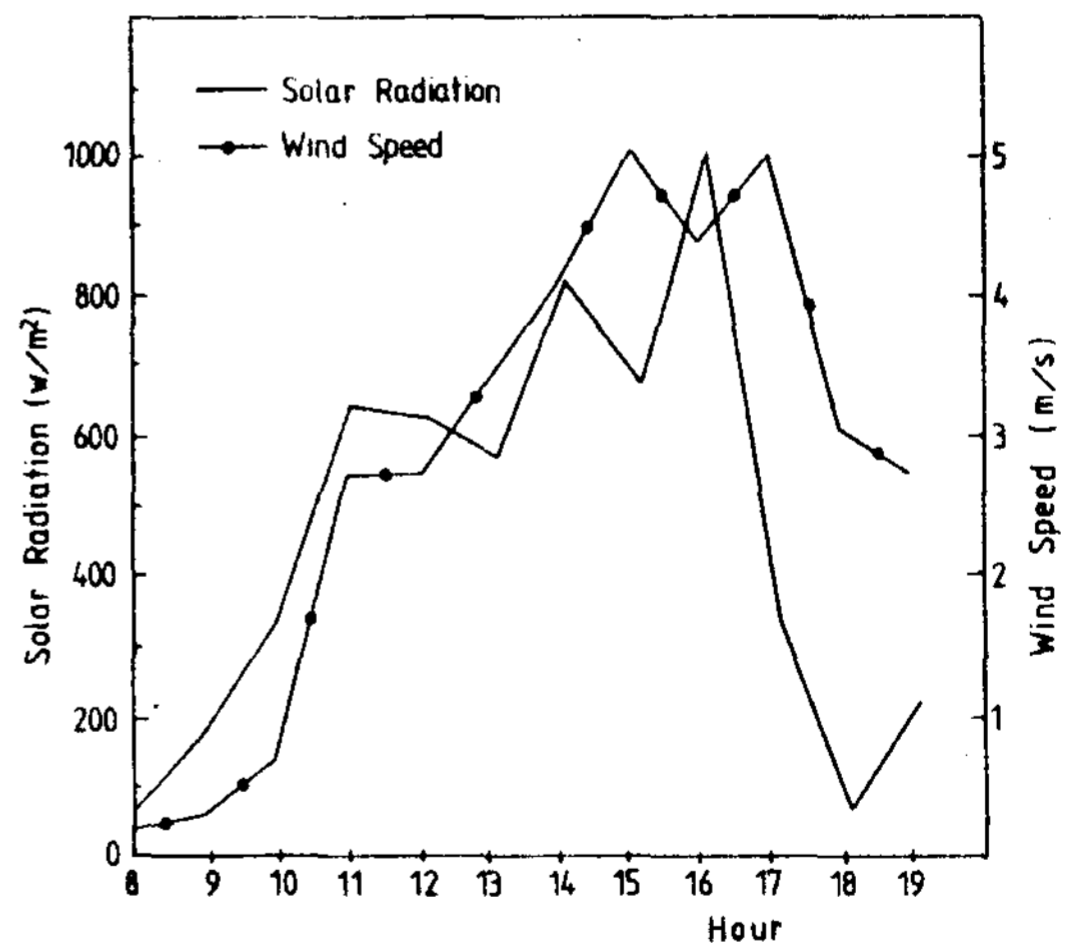


Fig.1 Relation Between Solar Radiation and Wind Speed.

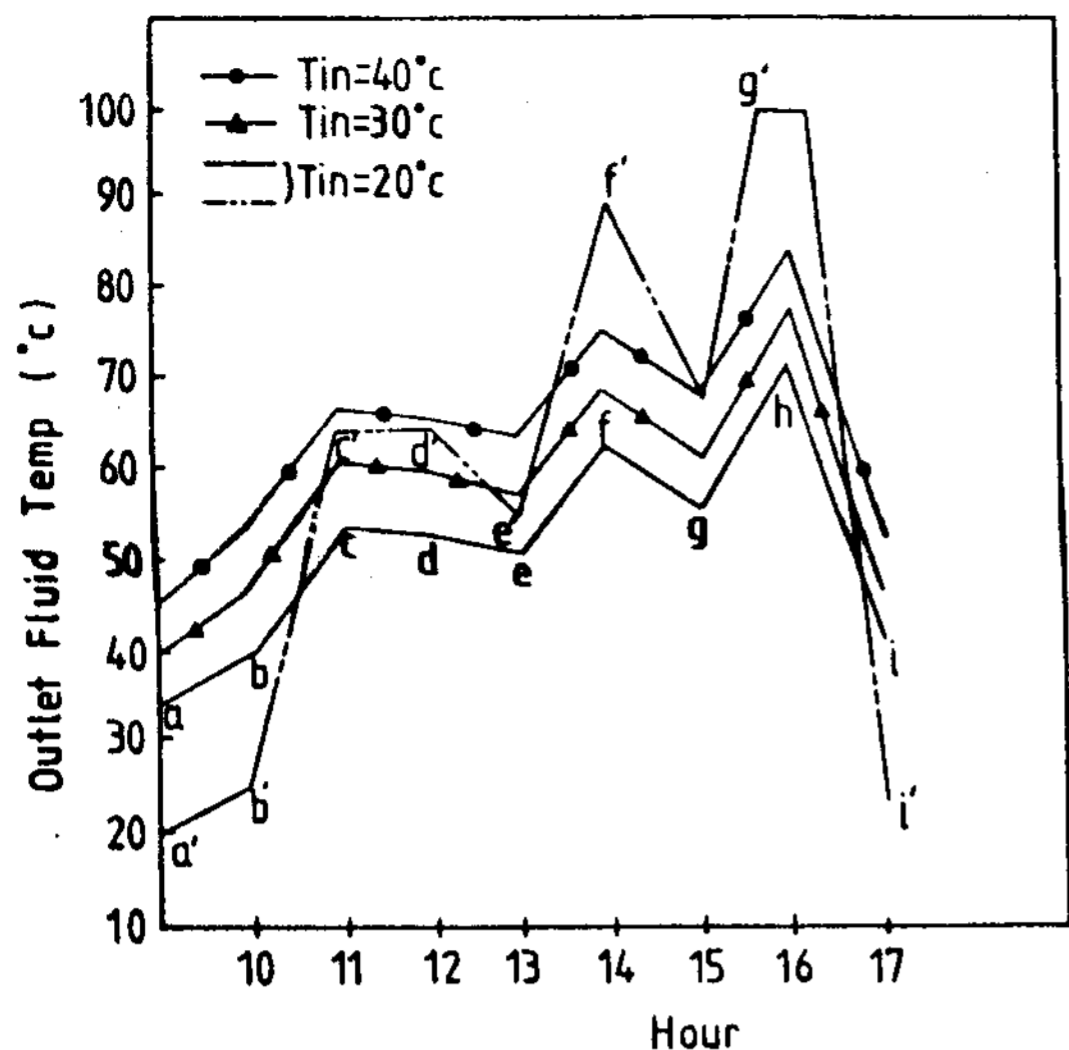


Fig. 2 Relation of Temperature Variation Between a Model Neglecting and Taking into Account of Heat Capacity Effects.

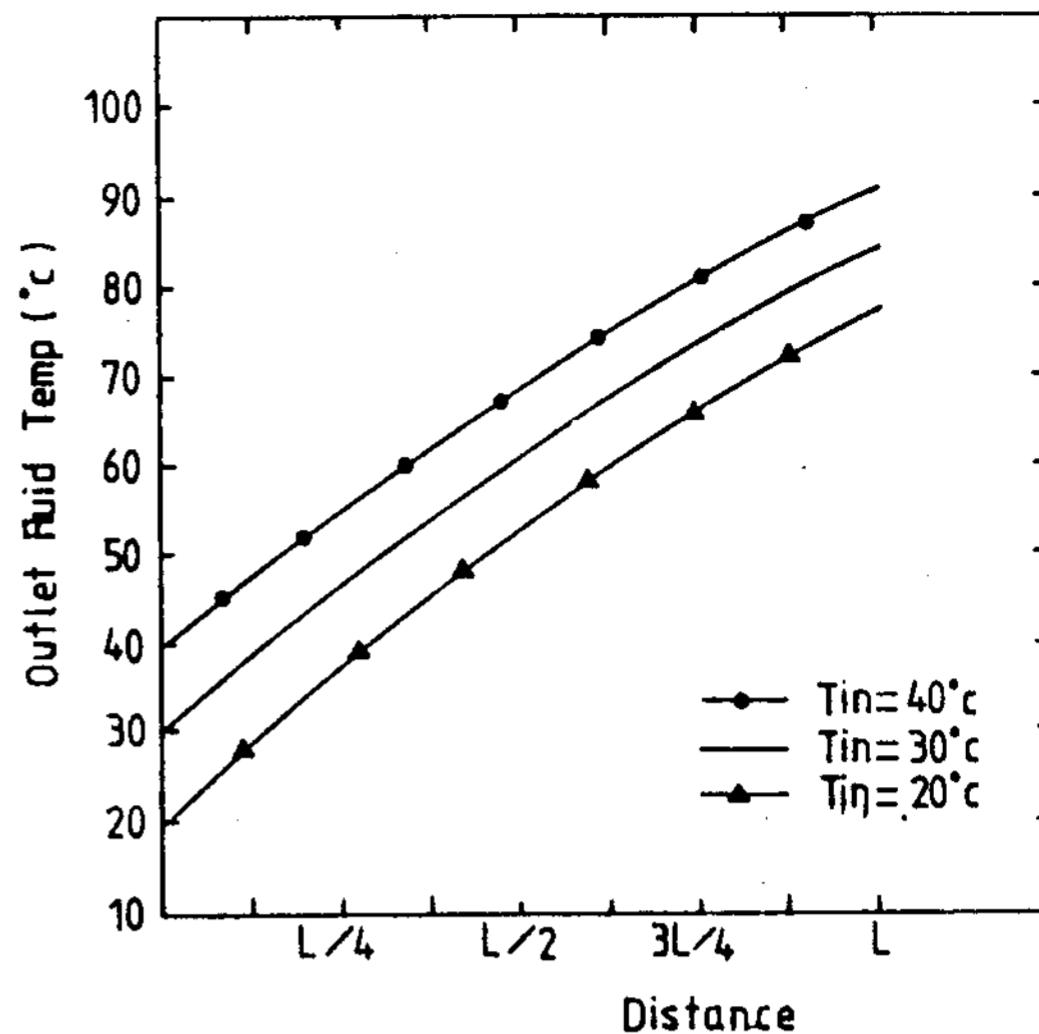


Fig. 4 Temperature Distributions in the Flow Direction. (Double Cover)

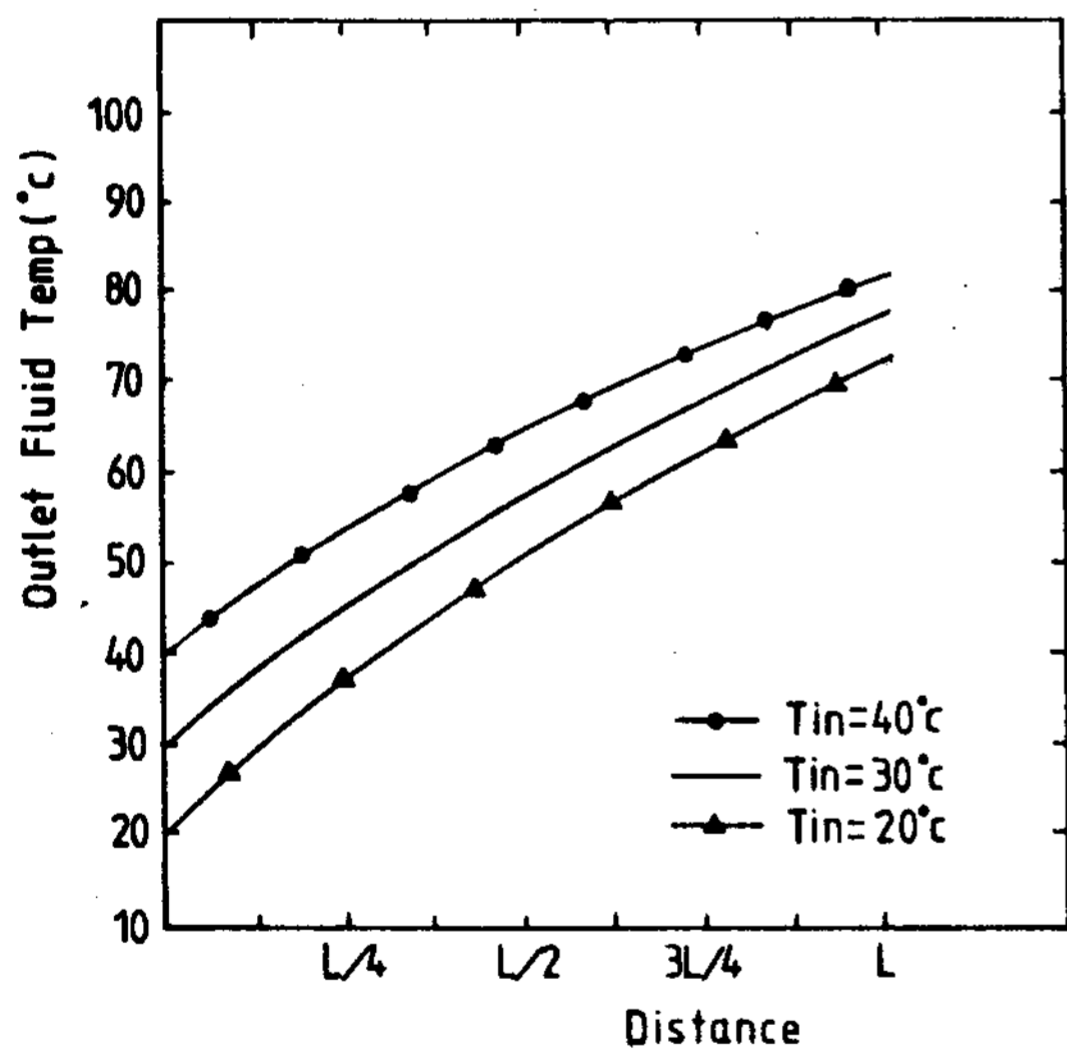


Fig. 3 Temperature Distributions in the Flow Direction. (Single Cover)

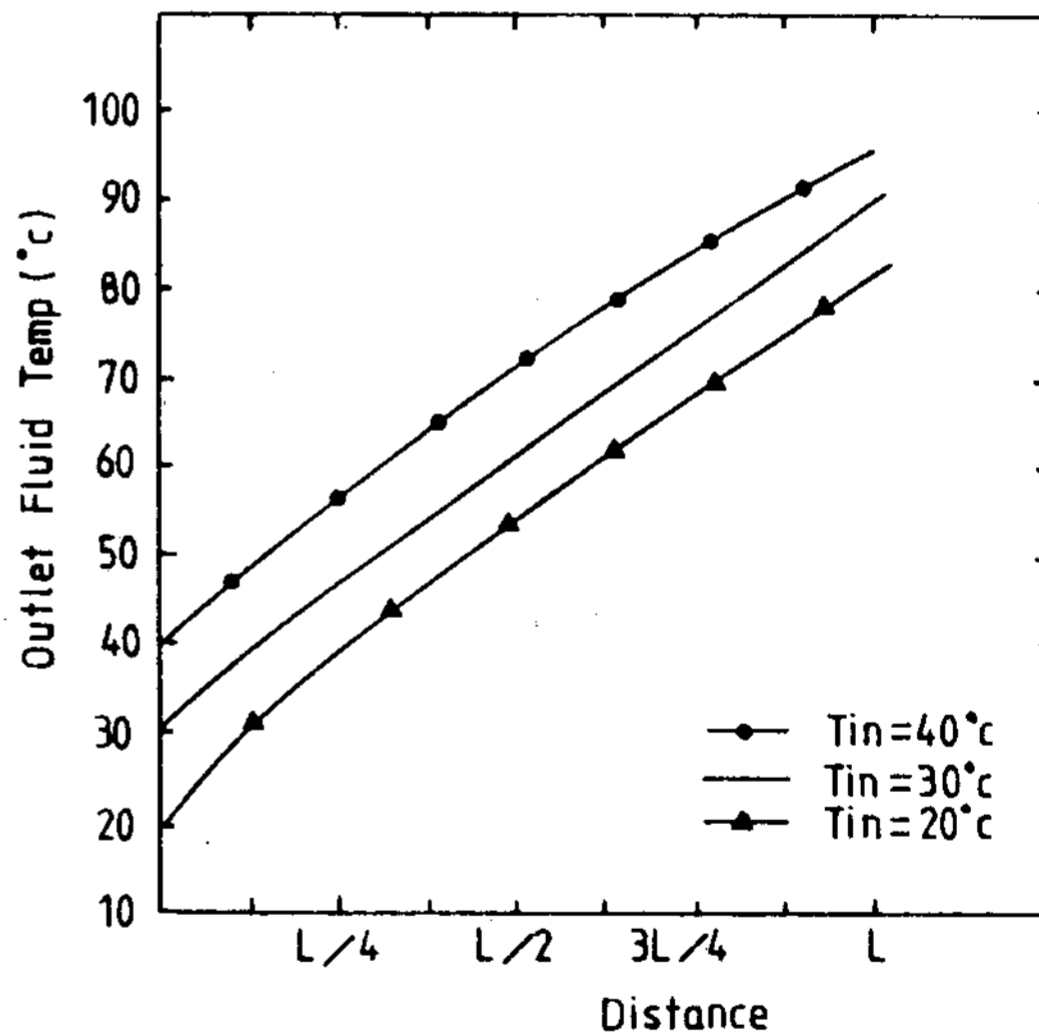


Fig. 5 Temperature Distributions in the Flow Direction. (Triple Cover)

#### IV. 結 論

本 研究로부터 얻은 結論은 다음과 같다.

- (1) 平板型集熱器에서 透明板數를 增加시킴에 따라 總括熱損失係數가 減少하므로, 이로 因하여 平板型集熱器의 性能을 向上시킬 수 있고, 透明

- 板數가 2장일때가 가장 經濟的이고 效果的이다
- 또 熱容量을 考慮한 集熱器는 1日 平均 日射量을 考慮해서는 안되고 每 時間當 데이터에 根據를 두어야 한다.

- (2) 熱容量을 考慮한 集熱器에 있어서의 每 時間當 集熱器 出口에 있어서의 水温은 每 時間當

少量의 日射量 變化에 對하여도 變化를 나타내며, 이에 반하여 熱容量을 考慮하지 않은 集熱器에 있어서는 熱容量을 考慮한 集熱器보다 出口溫度의 變化가 緩慢하였다.

(3) 集熱管內의 流體溫度는 流體의 流動方向에 따라 거의 線型的으로 增加하며 入口溫度의 上昇과 透明板數의 增加에 따라 上昇하였다.

### 參 考 文 獻

1. Dixon, Solar Energy Conversion, Pergamon., pp.101~124, 1979.
2. H. C. Hottel and B. B. Woertz, The Performance of Flat Plate Solar Heat Collectors, Trans. ASME 64, pp. 91~104, 1942.
3. A. Whillier, Design Factors Influencing Solar Collector Performance, in Low Temperature Engineering Application of Solar Energy, ASHRAE, pp.27~40, 1967.
4. R. W. Bliss, The Derivations of Several "Plate-Efficiency Factors" Useful in the Design of Flat-Plate Solar Heat Collectors, Solar Energy Journal Vol. 3, pp.55~64, 1959
5. H. Tabor, Radiation, Convection and Conduction Coefficients in Solar Collectors, Bulletin of Research Council of Israel, Vol. 6c, pp.157~176, 1958.
6. A. Whillier, Thermal Resistance of Tube-Plate Bond in Solar Heat Collectors, Solar Energy, Vol. 8, No.3, 1964.
7. D. J. Close, A Design Approach for Solar Processes, Solar Energy Journal, Vol. 11, pp.112~122, 1967.
8. J. A. Duffie and W. A. Beckmann, Solar Energy Thermal Process, Wiley Interscience, New York, pp.120~177, 1974.
9. A. A. M. Sayigh, Solar Energy Engineering, Academic Press, London, pp. 105~135, 1977.
10. S. A. Klein, Calculation of Flat-Plate Collector loss Coefficients, Solar Energy, pp.79~80, 1974.