

論 文

四角管을 이용한 太陽熱集熱器의 性能에 관한 研究

李 相 天* · 車 宗 熙** · 裴 洵 勳***

A Study on the Performance of Flat-Plate Solar Collector with Rectangular Channels

Sang Chun Lee, Jong Hee Cha, and Soon Hoon Bae

Abstract

For the cost reduction of a flat-plate solar collector, a new galvanized iron collector plate replaced the conventional copper or aluminum collector plates and the flow channel was also modified to a rectangular channel for a better heat transfer performance.

A simple analytical model was developed and agreed well with the experimental results.

The results show better thermal performance for a rectangular channel than for a conventional circular channel.

<기호 설명>

- A : 集熱器 面積, m^2
 a : 四角管의 幅, m
 b : 四角管의 높이, m
 C_p : 比 熱, $Watt-hr/kg^{\circ}C$
 F_R : 熱除去效率,
 h : 全熱傳達係數, $Watt/m^2^{\circ}C$
 h_c : 流體와 集熱板 사이의 熱傳達係數, $Watt/m^2^{\circ}C$
 I : 太陽入射熱量, $Watt/m^2$
 I' : 直射熱量成分, $Watt/m^2$
 I'' : 擴散熱量成分, $Watt/m^2$
 L : 四角管의 길이, m
 m : 流 量, kg/hr
 q_a : 單位面積, 單位時間當 吸收熱量, $Watt/m^2$
 q_L : 單位面積, 單位時間當 損失熱量, $Watt/m^2$
 q_w : 單位面積, 單位時間當 얻는 熱量, $Watt/m^2$
 T : 溫 度, $^{\circ}K$ or $^{\circ}C$
 U_L : 全熱損失係數, $Watt/m^2^{\circ}C$

- α : 吸收率
 β : 傾斜角
 ρ : 密 度
 η : 效 率
 θ : 入射角

첨 자

- a : 外 氣
 h : 水 平 面
 ρ : 表 面
 T : 總
 t : 熱交換, 傾斜面
 w : 流 體

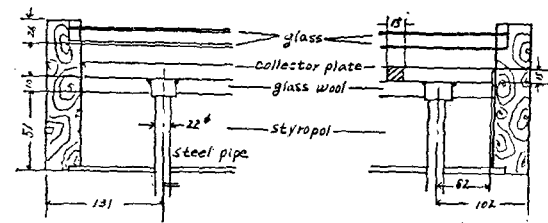
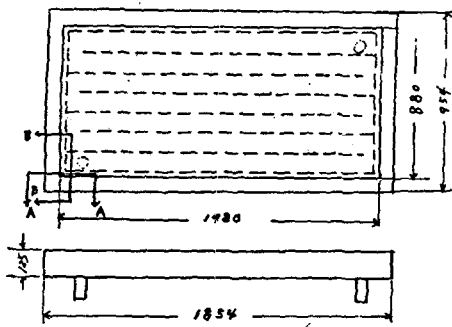
I. 序 論

太陽熱暖房裝置 가운데 集熱裝置는 가장 重要하며 高價의 費用이 드는 裝置이다. 이 集熱裝置로는 平板式集熱器를 使用하는데 이제까지 開發된 平板式集熱器는 보통 銅板이나 알루미늄板에 銅管이나 알루미늄管을 부착시킨 構造를 가지고 있다. 이런 構造를 가지는 集熱器의 熱傳達解析은 A. Whillier에 의하여 이루어졌는데¹⁾ 이 解析에 의하면 이런 형태의 集熱板은 熱傳導率이 効

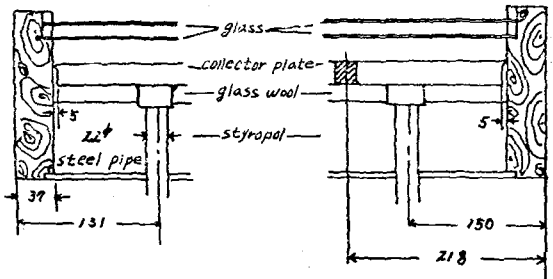
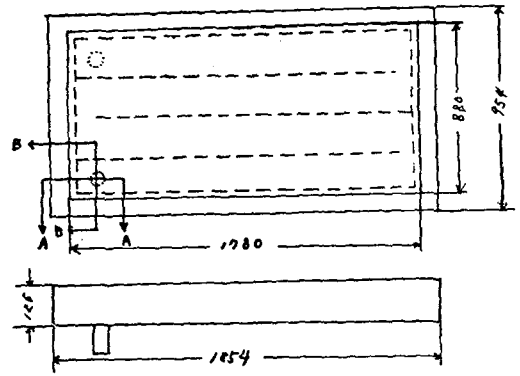
*正會員, 嶺南大學校舶用機械工學科

**正會員, 韓國原子力研究所

***正會員, 韓國科學院



A—A section B—B section (unit; mm)
Fig. 1. Drawing of Collector A



A—A section B—B section (unit; mm)
Fig. 2. Drawing of Collector B

率에 直接的인 영향을 미치므로 熱傳導率이 좋은 銅板이나 Al板을 使用해야 하며 또 管과 集熱板 사이의 Bond Conductance를 向上시키기 위하여 高度의 技術이 必要하다. 그러나 우리 나라와 같이 鋼이나 알루미늄 등 原資材의 값이 비싼 나라에서는 이 集熱裝置의 價格 때문에 太陽熱暖房의 實用化에 問題가 있다.

그래서 本 研究에서는 集熱器의 價格上昇의 要因인 集熱板을 값이 싸고 熱傳導率이 낮은 亞鉛鍍金鐵板으로 대체하고 熱效率이 떨어지지 않는 새로운 形態의 傳熱모드를 構想하였다. 이것은 平行한 鐵板 사이서 四角管式 流路를 形成하여 太陽熱 受熱面積과 流體에의 傳熱面積을 같게 하여 集熱板溫度와 流體溫度差가 작을때도 많은 熱量을 傳達할 수 있다. Fig. 1, 2는 本 研究에서 開發한 四角管式 集熱器의 圖面을 나타낸 그림이다. 이 集熱器의 頂面은 3mm 유리 2장을 덮었으며 集熱板은 두 개의 平行한 아연도금철판으로 構成되어 있으며 그 사이를 그림에 나타난 바와 같이 流路를 만들었다. 그리고 集熱板 뒷면은 그라스를 및 스티로폴로 斷熱하였다. 그리고 集熱器 A는 四角管의 縱橫比(aspect ratio)가 8이며 集熱器 B의 경우는 15이다. 本 研究에서는 이 集熱器를 使用하여 集熱特性을 究明하여 實驗을 通한 性能分析을 遂行하였다.

II. 理論 解析

太陽熱集熱器는 太陽輻射에너지를 吸收하여 熱에너지로 變換시켜 傳熱媒體로 傳達시키는 일종의 熱交換器이다. 이것을 理論解析하기 위하여 太陽入射熱量解析과 熱傳達解析으로 나누어 생각한다.

1. 太陽入射熱量解析

水平面에 入射하는 總輻射熱量을 I_h , 直射熱量(Direct Radiation)을 I_h' , 擴散熱量(Diffuse Radiation)을 I_h'' 라 하면

$$I_h = I_h' + I_h'' \quad (1)$$

여기에서 I_h 와 I_h'' 는 太陽輻射熱量計(Pyreheliometer)로 손쉽게 測定할 수 있기 때문에 式(1)의 I_h' 는 구할 수 있다.

直射熱量의 水平面 入射角을 θ_h' , 擴散熱量의 入射角을 θ_h'' 라 하고 傾斜面의 入射角을 θ_i' , θ_i'' 라 하면 β 는 傾斜角을 가지는 傾斜面에 入射하는 總熱量 I_i 는

$$I_i = I_h' (\cos\theta_i' / \cos\theta_h') + I_h'' (\sec\theta_i'' / \cos\theta_h'') \quad (2)$$

가 되는데 여기에서 傾斜面과 水평面에서의 擴散熱量의 入射角은 큰 차이가 없으므로

$$\cos\theta_i'' / \cos\theta_h'' = 1 \quad (3)$$

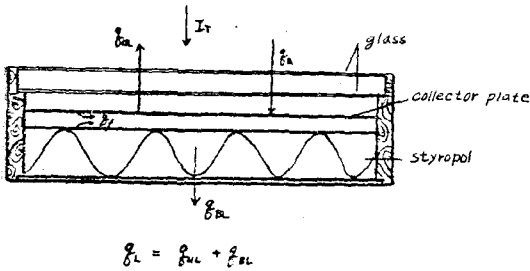


Fig. 3. Heat Balance of the Collector

로 들 수 있다.

그러므로 식 (2)와 식 (3)에서 I_i 는

$$I_i = I_h' (\cos \theta_i' / \cos \theta_h') + I_h'' \quad (4)$$

가 成立된다.

식 (4)에 의하여 구해진 I_i 는 集熱器를 通過할 때 투명 덮개에서 反射 및 吸收에 의하여 熱量의 一部는 損失되며 또 吸熱板에서 一部는 反射된다.

이 값을 定量的으로 表示하는 것이 透過率(transmittance) τ 와 吸收率(absorptivity) α 인데 이 때 吸熱板에 吸收되는 熱量 q_a 는 식 (5)로 表示된다.

$$q_a = I_h' (\cos \theta_i' / \cos \theta_h') \tau_i \alpha_i' + I_h'' \tau_i \alpha_i'' \quad (5)$$

그리고 集熱器에 入射하는 熱量 I_i 에 대하여 吸熱板에서 吸收하는 熱量 q_a 의 比를 光學的 效率(optical efficiency) η_0 로 定義하면 η_0 는

$$\eta_0 = \frac{q_a}{I_i} \quad (6)$$

이 된다.

2. 熱傳達解析

熱傳達解析을 爲하여 集熱器에서의 傳熱現象을 간단한 모델로 나타내면 Fig. 3과 같다.

이 그림을 보면 다음과 같은 식이 成立된다.

$$q_u = q_a + q_f - q_L \quad (7)$$

이 식에서 마찰열 q_f 는 自然循環이나 速度가 느린 強制循環의 경우 無視할 수 있다. 식 (7)의 q_u 는 流量, 吸熱量, 外氣溫度, 管入口 流體溫度 등의 函數인데 本 研究에서 사용한 四角管의 경우 관의 縱橫比(aspect ratio)가 아주 크므로 Fig. 4와 같은 1次元 모델을 사용하여 다음과 같은 가정하에 理論적으로 유도하였다.

① 流體의 熱傳導率, 密度 등의 諸性質은 溫度와 무관하다.

② 이 流動은 正常狀態의 層流流動이다.

③ 流體의 流動方向의 速度는 均一하며 流動方向의 熱傳導는 無視한다.

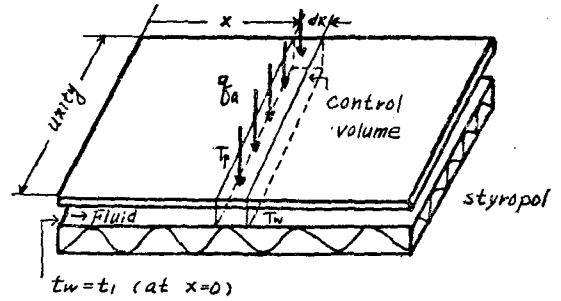


Fig. 4. Model of Heat Transmission

④ 吸熱板의 熱抵抗은 無視하며 뒷면은 完全斷熱되어 있다.

이상과 같은 가정하에 制限體積 dx 에서의 에너지평형식을 세우면

$$q_a dx = U_L (T_p - T_a) dx + h_c (T_p - T_w) dx \quad (8)$$

이 된다. 또 流體內部에서 에너지평형식은

$$\frac{mC_p}{a} \left(\frac{dT_w}{dx} \right) dx = h_c (T_p - T_w) dx \quad (9)$$

이 된다. 여기에서 h_c 는 吸熱板과 傳熱媒間의 熱傳達係數이며 이 값을 Kays의 數值積分으로 구할 수 있다²⁾.

그리고 境界條件은

$$x=0 \text{ 에서 } T_w = T_1 \quad (10)$$

이 境界條件을 사용하여 식 (8), (9)의 解를 구하면

$$\frac{T_w - T_1}{T_1 - T_a} = \frac{q_a}{U_L (T_1 - T_a)} \left[\frac{q_a}{U_L (T_1 - T_a)} - 1 \right] \times \exp\left(-\frac{hA}{mC_p} \cdot \frac{x}{L}\right) \quad (11)$$

이 되는데 여기에서 h 는 流體와 外氣 사이의 全熱傳達係數이며 다음과 같이 定義된다.

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{U_L} \quad (12)$$

傳熱媒가 單位面積當 單位時間當 얻는 熱量 q_u 는

$$q_u = \frac{mC_p}{A} (T_2 - T_1) \quad (13)$$

이다. 여기에서 T_2 는 管出口 流體溫度이며 이 값은 식 (11)에서 $x=L$ 일 때 $T_w = T_2$ 가 되므로 구할 수 있다. 그러므로 식 (11)과 식 (13)에서 q_u 는

$$q_u = \left(\frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_c}} \right) \cdot \left[\frac{1 - \exp(hA/mC_p)}{hA/mC_p} \right] \times [q_a - U_L (T_1 - T_a)] \quad (14)$$

이 된다.

식 (14)의 첫째 項은 效率係數로, 둘째 項은 流量係數로 定義되며 셋째 項은 作動條件을 表示하는 項이다.

集熱器의 熱交換效率 η_c 는

$$\eta_c = \frac{q_a}{q_a} = \left(\frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_c}} \right) \left[\frac{1 - \exp(hA/mC_p)}{hA/mC_p} \right] \times \left[1 - \frac{U_L(T_1 - T_a)}{q_a} \right] \quad (15)$$

로 表示된다.

식 (15)에서 作動條件을 表示한 項을 제외한 項을 熱除去效率이라 定義한다.

즉 集熱板溫度가 流體의 管入口溫度와 같을 경우 얻을 수 있는 熱量에 대한 流體가 실제로 얻는 熱量의 比가 熱除去效率 F_R 이 된다. 이 集熱器의 경우 F_R 은

$$F_R = \left(\frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_c}} \right) \left[\frac{1 - \exp(hA/mC_p)}{hA/mC_p} \right] \quad (16)$$

이 된다.

Ⅲ. 實驗裝置 및 實驗方法

本 研究에서 使用한 實驗裝置의 概要는 Fig. 5에 圖示되어 있는데 그 主要構成은 集熱器, 蓄熱탱크, 循環펌프, 流量計 및 바이패스관으로 되어 있다.

蓄熱탱크는 180l의 圓筒型 水槽탱크로서 表面은 10

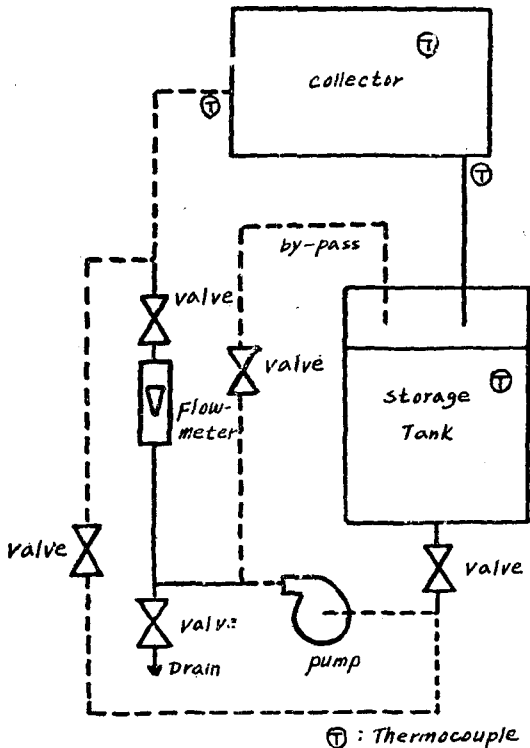


Fig. 5. Arrangement of Experimental Apparatus

cm 두께의 玻璃으로 斷熱하였으며, 循環펌프는 1/3 馬力의 電動機 구동에 의한 遠心式 펌프이다. 그리고 流量計는 4l/min 까지 測定할 수 있는 Rotometer 이며 流量은 바이패스管에 있는 流量調節밸브로 調整하여서 펌프를 通過한 流體의 一部는 바이패스管을 通하여 蓄熱탱크로 되돌아 오게 하며 나머지는 流量計를 거쳐 集熱器로 循環하도록 하였다. 또 集熱器는 正南向을 바라보도록 設置하였으며 그 傾斜角은 實驗期間中 最適傾斜角인 42°로 하였다³⁾.

그리고 水平面 太陽入射熱景의 測定은 Robitzsch 日射計를 使用하였으며 水平面 및 傾斜面 太陽入射角을 測定하기 위하여 太陽高度計를 만들어 使用하였다. 集熱器의 性能을 알기 위한 溫度測定은 구리-콘스탄탄의 熱電帶를 使用하였으며 이것을 Multipoint Recorder에 連結하여 溫度를 기록하였다. 熱電帶의 位置는 集熱器 出入口, 集熱板, 蓄熱탱크 等이며 正確한 位置는 Fig. 5에 表示되어 있다.

實驗은 每日의 流量을 一定하게 유지하면서 每時間의 集熱器 出入口 流體溫度, 集熱板 表面溫度, 外氣溫度, 蓄熱탱크內의 流體溫度를 測定記錄하였으며 別途로 水平面 入射熱景, 太陽入射角 等을 測定하였다.

그리고 測定時間은 午前 10時부터 午後 3時까지로 하였으며 流量의 變化에 대한 集熱器의 性能을 알기 위하여 2日마다 流量을 0.5 l/min 單位로 變化시켰다.

그리고 外氣溫度가 零下로 내려가 集熱器內의 물이 어는 것을 防止하기 위하여 蓄熱탱크를 大氣壓이 되도록 하면서 集熱器內의 물을 Fig. 5의 點線을 따라 蓄熱탱크내에 저장시켰다.

그리고 補助實驗으로 유리의 透過率을 測定하는 實驗은 NIR-VIS-UV spectrophotometer로 遂行하였다.

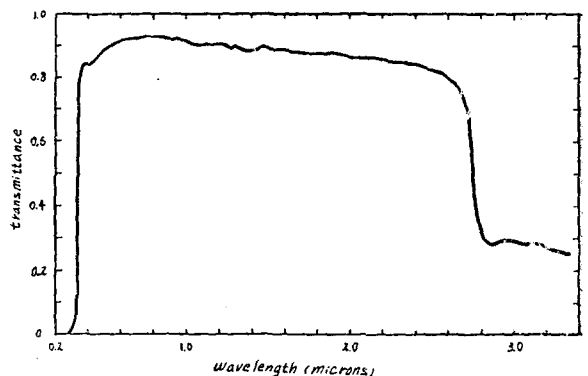


Fig. 6. Transmittance of the glass (3 mm thick) in the variation of wave length.

이 實驗은 3 mm 유리의 各 波長에 대한 透過率을 測定한 것인데 이 結果는 Fig. 6에 圖示되어 있다.

여기에서 直射光線이 유리 表面에 垂直으로 入射하는 경우만 測定하였으며 波長의 範圍는 太陽軸射 에너지의 98%가 들어 오는 1.25 μ ~3.0 μ 의 범위에서 測定하였다.

IV. 實驗結果 및 考察

1. 集熱器 入射熱量分折

Robitzsch 日射計로 測定한 水平面 入射熱量은 直射熱량과 擴散熱량의 合이다. 원칙적으로는 水平面 入射熱량을 測定할 때 同時에 다른 日射計로 擴散熱량만을 測定하여 식 (1)에 따른 直射熱량을 計算하여야 하지만 日射計가 하나 밖에 없어 擴散熱량은 總入射熱량의 10% 內外로 推定計算하였으며 이 推定範圍는 氣象條件에 따라 容통성있게 하였다. 이렇게 推定하여도 吸熱量에는 5% 미만의 誤差가 生길 수 있다.

이렇게 구한 水平面 直射 및 擴散熱량에 式 (5)를 利用하여 入射角, 透過率 및 吸收率을 固하면 集熱器 吸熱량이 計算된다. 傾斜面 入射熱量 I_t 와 吸熱量 q_a 로 式 (6)에 定義된 光學的 效率를 구할 수 있다. Fig. 7

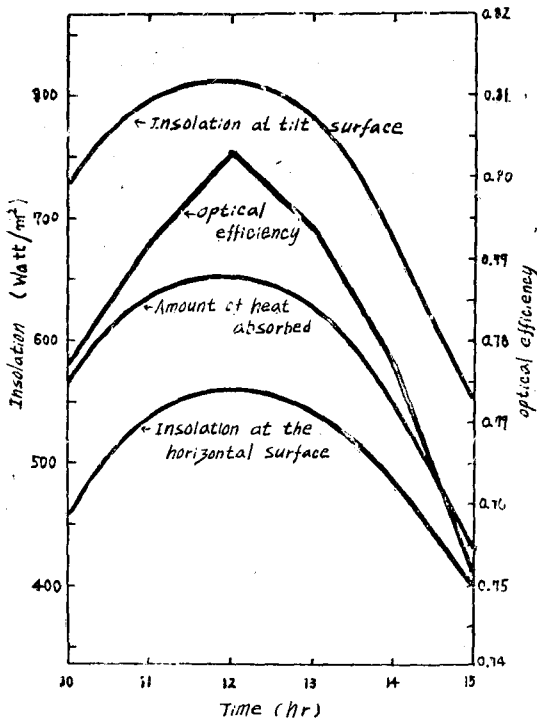


Fig. 7. Insolation and optical efficiency of collector.

은 10月 中旬 서울地方의 水平面 日射量, 傾斜面 日射量, 吸熱量 및 光學的 效率를 圖示한 것인데 이 그림을 보면 傾斜面 入射熱량이 水平面 入射熱량보다 1.5배가 넘는 것을 알 수 있다.

이 事實로부터 集熱器의 傾斜角이 集熱器의 效率에 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

그리고 光學的 效率는 70~80%인데 이 값은 外國에서 使用하고 있는 투명덮개에 비해 뒤떨어지지 않는다. 그러나 좀더 效率的인 集熱器를 開發하기 위해서는 앞으로 투명덮개의 透過率 및 吸熱板의 吸收率을 向上시키는 研究가 必要하다. 특히 투명덮개의 경우 유리를 使用하면 투과율은 좋으나 약간의 충격에도 깨어지기가 쉬우므로 透過率이 좋으며 충격에도 견디어 낼 수 있는 透明플라스틱의 開發이 重要한 課題이다.

2. 管出口 流體溫度 比較

本 研究에서 集熱器의 熱傳達現象을 解析하기 위하여 式 (8), (9)와 같이 一次元 모델을 使用했음을 前述하였다. 그러나 集熱板에서 실제의 熱傳達現象이 이와 같은 一次元 모델로 解析될 수 있는지를 實驗結果로 妥當性을 알아 보는 것이 必要하다.

式 (11)에서 管出口 流體溫度 T_2 는

$$T_2 = T_a + \frac{q_a}{U_L} + \left[(T_1 - T_a) - \frac{q_a}{U_L} \right] \times \exp\left(-\frac{hA}{mC_p}\right) \quad (17)$$

식 (17)에서 T_a , q_a , T_1 , m 은 測定한 資料로 구할 수 있으며 全熱損失係數 U_L 은 實測值 q_u 및 q_a 에서 구할 수 있다.

그리고 式 (17)에 나타난 全熱傳達係數는 式 (12)에 의하여 구할 수 있는데 이 式의 h_c 를 Kays의 數值積分에 의하여 구하면 140 watt/m²°C가 된다.

h_c 의 값을 實驗의으로 구하기 위하여 式 (9)를 積分하면

$$mC_p(T_2 - T_1) = h_c A (T_{p-avg} - T_{w-avg}) \quad (18)$$

이 되며 이 式에서 T_{p-avg} 와 T_{w-avg} 는 다음과 같이 주어진다.

$$T_{p-avg} = \frac{1}{L} \int_0^L T_p dx \quad (19)$$

$$T_{w-avg} = \frac{1}{L} \int_0^L T_w dx \quad (20)$$

式 (18), (19), (20)에서 實測된 資料로 h_c 를 구하면 集熱器 A의 경우 170 watt/m²°C, 集熱器 B의 경우 142 watt/m²°C가 된다. 이 값은 Kays의 理論値와 各 各 21%, 1%의 誤差가 생기는데 集熱器 A의 경우 管

Table 1

Date; 10/18		Flow rate; 150 l/hr		Collector A			
Time hr	Ambient Temp. °C	Collector Inlet Temp. °C	Amounts of Heat Absorbed watt/m ²	Heat Loss Coefficient watt/m ² °C	Overall Heat Transfer Ccoeff. watt/m ² °C	Collector Outlet Temp. (Theoretical) °C	Collector Outlet Temp. (Experimental) °C
10	16.9	40.1	562.49	0.7571	0.7503	44.8	44.9
11	18.4	43.2	624.39	1.0355	1.0292	48.5	48.4
12	18.7	46.9	662.43	1.2979	1.2882	52.4	52.4
13	19.2	49.5	620.79	1.6591	1.6432	54.4	54.5
14	19.1	52.7	528.79	2.1192	2.0931	56.5	56.5
15	19.6	54.7	419.63	2.2365	2.2016	57.7	57.7

Date; 11/10		Flow rate; 150 l/hr		Collector B			
Time hr	Ambient Temp. °C	Collector Inlet Temp. °C	Amounts of Heat Absorbed watt/m ²	Heat Loss Coefficient watt/m ² °C	Overall Heat Transfer Ccoeff. watt/m ² °C	Collector Outlet Temp. (Theoretical) °C	Collector Outlet Temp. (Experimental) °C
10	11.4	29.2	465.60	1.7903	1.7682	33.0	32.9
11	13.0	34.8	558.16	1.8517	1.8278	39.2	39.2
12	14.7	39.5	618.64	2.0448	1.8554	44.5	44.4
13	15.8	43.6	642.27	2.1987	2.1652	48.6	48.6
14	16.8	47.0	615.43	2.3243	2.2868	51.7	51.6
15	17.6	47.3	521.16	2.3226	2.2851	51.2	51.1

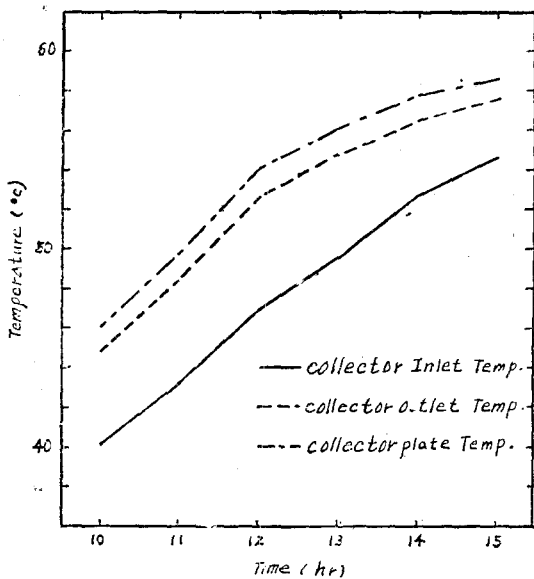


Fig. 8. Temperature Variation of the Collector

의 縱橫比가 다르기 때문에 생긴 差異이며 集熱器의 性能을 表示하는 데는 影響을 미치지 않는다. 그리고 實驗 1에서 測定된 값이 定常狀態의 값이 아니더라도 集熱器 入口에서 出口까지 流體가 흘러가는 時間동안 平均값으로 計算하였기 때문에 定常狀態라도 假定하여 유도한 式 (18)을 使用하여도 무방하다. 式 (18)을 使用하여 出入口 流體溫度를 計算한 값은 Table 1에 表示되어 있는데 이 값을 實測한 管出口 流體溫도와 比較하여 보면 큰 差異가 없다.

그러므로 管의 縱橫比가 1 보다 아주 큰 경우에는 1 次元으로 解析하여도 무방하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 時間에 따른 管出入口 流體溫度 및 集熱板의 平均溫度를 圖示한 것이다. 이 그림을 보면 集熱板의 平均溫도와 流體의 平均溫度 사이에 큰 差異가 없는 事實을 알 수 있는데 이것은 本 研究에서 設計한 集熱器가 기존 集熱器보다 熱傳達面積이 아주 크기 때문이다.

그러므로 本 集熱器는 기존 集熱器 보다 낮은 溫度差에서 熱傳達이 이루어지므로 外部로 나가는 損失熱量이

Table 2

10/18 Collector A			
Time	Efficiency Factor	Flow Factor	Heat Removal Efficiency
10:00	0.9956	0.9902	0.9858
11:00	0.9940	0.9954	0.9894
12:00	0.9924	0.9920	0.9845
13:00	0.9904	0.0010	0.9815
14:00	0.9877	0.9887	0.9766
15:00	0.9871	0.9903	0.9775

11/10 Collector B			
Time	Efficiency Factor	Flow Factor	Heat Removal Efficiency
10:00	0.9875	0.9913	0.9790
11:00	0.9871	0.9899	0.9772
12:00	0.9858	0.9930	0.9789
13:00	0.9848	0.9924	0.9733
14:00	0.9839	0.9891	0.9731
15:00	0.9839	0.9898	0.9739

줄어든다. 그리고 本 集熱器에서는 吸熱板의 熱抵抗이 集熱器의 性能에 影響을 미치지 않으므로 기존 集熱器와 달리 熱傳達率이 뒤떨어지는 鋼板이나 鐵板을 吸熱板으로 使用하여도 熱傳達의 側面에서는 無妨하다.

3. 集熱器에서의 效率의 變化

① 時間에 따른 效率의 變化

流量이 150 l/hr 일 경우 集熱器 A, B의 熱除去效率을 式 (16)에 의하여 구하면 Table 2와 같다.

이 表에 나타난 熱除去效率을 利用하여 各 時間마다 效率을 求하여 圖示하면 Fig. 9과 같이 나타난다. Fig. 9의 總效率 η_T 는

$$\eta_T = \eta_0 \times \eta_f \quad (21)$$

로 集熱器 全體 效率을 나타낸다.

이 그림에서 總效率은 午前中에 70%를 上廻하다가 오후에 급격히 下降하는데 이것은 吸熱量의 變化와 外氣氣溫과 流體溫度의 差異가 오후에는 增加하는데 起因한다.

또 集熱器 A와 集熱器 B의 熱交換效率을 比較하여 보면 오후 1時前에는 集熱器 A가 集熱器 B 보다 높다가 그 以後에는 集熱器 B의 값이 높다.

이것은 두 集熱器의 吸熱量과 全熱損夫係數, 外氣溫度等 作動條件에 따른 差異이다. Table 2에 나타난 바

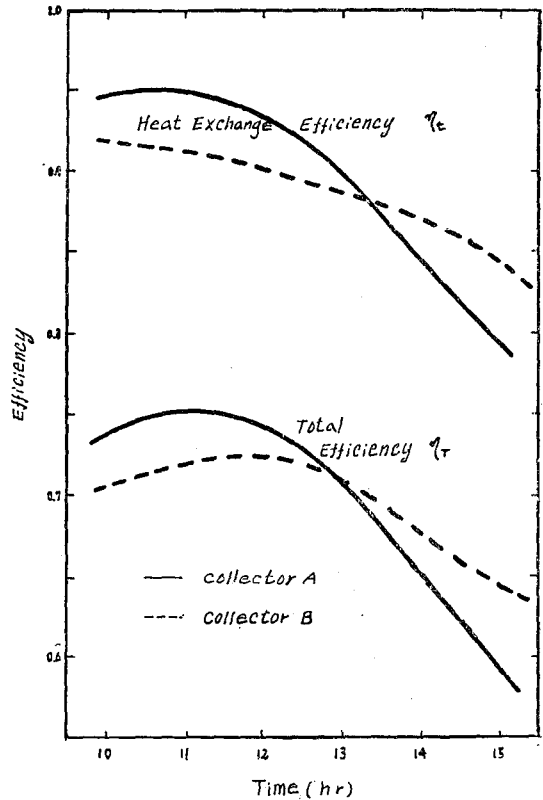


Fig. 9. Efficiency of the Collector

와 같이 두 集熱器의 熱除去效率은 관의 縱橫比가 작은 集熱器 A가 높다. 그러므로 作動條件을 考慮하지 않는 集熱器構造上으로만 이야기 할 때 管的 縱橫比가 작은 集熱器의 效率이 높다는 것을 알 수 있다.

그리고 Fig. 9에서 四角管을 利用한 集熱器의 平均效率이 65% 정도가 된다는 事實을 알 수 있는데 이 값은 같은 作動條件의 기존 集熱器의 50~60% 보다 優秀하다는 것을 알 수 있다. 이 事實은 本 研究에서 設計한 集熱器가 기존의 集熱器 보다 構造上의 熱除去效率이 높고 傳熱面積이 크며 또 낮은 吸熱板溫度에서 流體에 傳熱되므로 外部로 나가는 損夫熱量이 적었다는 데에 基因한다.

그리고 氣象條件도 좋았으며 集熱面積에 比하여 蓄熱탱크의 容量이 커 流體의 溫度가 完滿히 上昇하여 管入口 流體溫度가 낮았다는 事實에도 起因하므로 앞으로 이런 變數를 人爲的으로 變化시켜 性能을 실험해 보는 것이 要望된다.

② 流量의 變化에 대한 效率의 變化

集熱器에서 流量이 熱效率에 미치는 影響을 考察하기 위하여서는 式 (15)의 熱交換效率式 보다 式 (16)의 熱

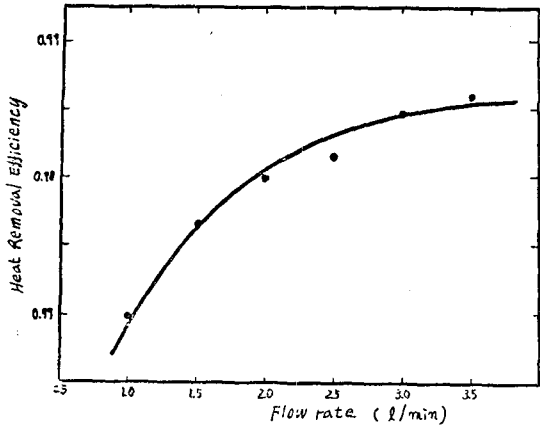


Fig. 10. Heat Removal Efficiency vs. Flow rate

除去效率式을 使用하는 것이 바람직하다. 이것은 式 (15)가 流量뿐만 아니라 외기 溫度, 管入口 流體溫度 등의 作動條件의 函數로 表示되므로 作動條件이 다를 때 效率에 미치는 流量만의 영향을 考察하기에는 곤란하기 때문이다. 式 (16)을 使用하여 流量이 變할 때 熱除去 效率를 圖示하면 Fig. 10과 같다.

이 그림을 보면 流量이 增加할수록 熱除去效率 F_R 은 增加하지만 그 增加比는 둔화한다. 流量이 60 l/hr에서 210 l/hr로 變할 때 F_R 은 0.970에서 0.986으로 약 2% 정도 增加한다. 이 事實로부터 集熱器內의 流動이 層流流動일 경우 流量이 效率에 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다.

③ 作動條件에 따른 效率의 變化

式 (15)에서 熱交換效率 η_i 는

$$\eta_i = F_R [1 - U_L (T_1 - T_o)] / q_o \quad (22)$$

로 表示되는데 여기에서 管入口 流體溫度 T_1 , 外氣溫度 T_o , 吸收熱量 q_o 등 作動條件이 熱效率에 큰 영향을 미친다는 事實을 알 수 있다. 즉 集熱器의 吸收熱量이 클수록 管入口 流體溫도와 外氣溫도의 差가 작을수록 效率이 增加함을 알 수 있다. 그러므로 集熱器의 熱除去 效率 F_R 이 定해지면 이 集熱器를 利用하여 住宅暖房 시스템을 設計할 때 集熱器의 管入口 流體溫度 T_1 을 調整하는 것이 重要하다. 이것은 蓄熱탱크의 構造나 容量과 밀접한 關係가 있으므로 住宅暖房에서는 經濟性を 考慮한 管入口 流體溫度 T_1 을 設定하여야 할 것이다.

그러므로 太陽熱을 利用한 시스템을 設計할 때 $(T_1 - T_o) / q_o$ 는 重要的 設計因子가 된다.

Fig. 11은 集熱器 A로서 作動條件 $(T_1 - T_o) / q_o$ 가 熱效率에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 이 그림에 나타난 바와 같이 作動條件 $(T_1 - T_o) / q_o$ 의 값이 增加하면 熱

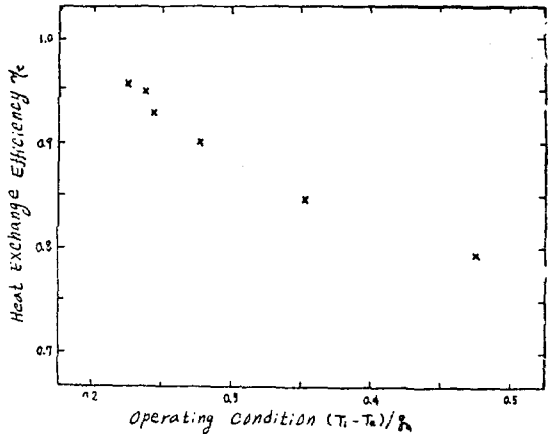


Fig. 11. Relation of Operating Condition and Heat Exchange Efficiency

交換效率 η_i 는 거의 直線的으로 減少한다.

V. 結 論

以上과 같은 實驗을 通하여 얻은 結論은 다음과 같다.

① 本 研究에서 設計한 四角管을 利用한 集熱器의 效率은 65% 內外로 기존 集熱器의 50~60% 보다 優秀하다.

② 四角管의 縱橫比가 1보다 아주 클 경우 熱的 特性을 1次元으로 解析하여도 무방하다.

③ 集熱器內의 流動이 層流領域일 경우 流量은 效率에 거의 영향을 미치지 않는다.

④ 투명덤펀유리(3mm) 두 장을 使用할 경우 光學的 效率은 70~80%로 비교적 良好하다.

⑤ 流量 등 作動條件이 같을 경우 管의 縱橫比가 작은 集熱器가 性能面에서 優秀하다.

參 考 文 獻

1. Richard C. Jordan, Low Temperature Engineering Application of Solar Energy, Chap. 3, pp. 27-40, ASHRAE, Inc. New York, 1968.
2. S.H. Clark & W.M. Kays, Laminar Flow Forced Convection in Rectangular Tubes, Trans. ASME. Vol. 75. pp. 859-866, 1953.
3. J. Kern & L. Harris, On the Optimum Tilt of a Solar Collector, Solar Energy, Vol. 17. pp. 97-102, 1975.
4. A.M. Zarem & D.D. Erway, Introduction to the Utilization of Solar Energy, Chap. 4 pp. 59-85, McGraw-Hill, New York, 1963.