

空氣式 太陽熱 暖房系統의 性能實驗

南 平 祐* · 車 宗 熙**

Performance Tests on an Air Solar Heating System

Pyeong Woo Nam · Jong Hee Cha

Abstract

The performance of air type solar heating system has been investigated for a system which has been operating continuously for two years. Design factors of a collector, such as the effective transmittance-absorptance and heat transfer factor were also determined experimentally.

The flat plate collector is fabricated from steel sheet metal with two sealed glass covers. Solar heat is stored in a pebble bed of primarily granitic rock approximately 20-40 mm in diameter. The system is controled by automatically driven motors and dampers.

The ratio of useful collected solar heat divided by the total solar radiation on the collector dropped was the range of 35 to 42 percent in monthly average.

As it result, the air system was found fairly competitive with the water system, however, the heat supply from storage was limited because of using the pebble as the heat storage media.

1. 序 論

太陽熱暖房에서 空氣를 傳熱媒體로 使用하는 것이 效果의임은 지난 數年間의 몇가지 實驗的 研究結果로부터 立證되어 왔다. 特히 Löf等⁽¹⁾은 空氣式 太陽熱暖房의 가장 오랜 經驗을 얻고 있으며 長期使用後에도 集熱器의 性能은 健在함을 보여주고 있다.

著者等⁽²⁾은 앞서 편型和 網型의 2가지 太陽熱空氣加熱器를 製作하여 그 性能을 實驗的으로 調査한 바 있는데 그 結果 1個 集熱器로부터 約 20°C의 溫度上昇을 얻을 수 있으며 그 集熱器 效率도 液體使用의 경우에 比하여 遜色이

없음을 確認하고 있다. 또한 著者等⁽³⁾은 製作이 比較的 쉬운 鐵板으로 만든 平行板型의 太陽集熱器를 設計製作하여 그 性能을 調査한 바 있다. 그 結果 30~50%의 集熱器效率를 얻고 있다.

平行板型 太陽集熱器는 構造, 使用材料, 規格化, 耐久性 等の 見地에서 經濟的으로 有利하게 評價할 수 있다고 보았다.

本 研究는 이미 性能實驗을 거친 바 있는 上記 平行板型 太陽集熱器를 數個 結合하여 이를 蓄熱裝置와 暖房空間을 連結시킨 太陽熱暖房系統을 形成하여 그 性能을 實驗的으로 調査하고자 한 것이다. 여기서 實驗은 지난 2年間, 즉

* 正會員, 漢陽大學校 工科大學 ** 正會員, 韓國原子力研究所

1977年 11월부터 翌年 3월까지, 그리고 1978年 11월부터 翌年 3월까지 遂行된 것이다.

2. 集熱器의 性能

太陽熱暖房系統의 性能을 調査하기에 앞서 여기에 使用된 集熱器의 主要性能을 알아 보기로 한다.

集熱器는 冬季期間中 서울地方에서의 最適傾斜角인 50°기울기로 正南쪽으로 設置하였다. 本 實驗에 使用한 集熱器의 吸熱板은 두께 0.3 mm의 2枚의 平行한 합성板으로 되어 있고, 吸收性을 良好하게 하기 위하여 無光澤의 아크릴 黑色塗料을 칠하였다. 熱損失을 防止하기 위하여 後面 및 側面에는 斷熱材로 斷熱시켰다. 前面에는 普通 창유리(두께 3 mm) 2枚를 使用하였으며, 1個의 面積이 1.52 m² 集熱板 6個를 系統으로서 連結하였다.

集熱器設計의 理論的 根據로서는 다음의 集熱器方程式⁽⁴⁾이 자주 使用된다(Fig. 1 參照)

$$Q_u = F_R A_c [(\tau\alpha)_e I - U_L(T_{f,i} - T_g)] \dots(1)$$

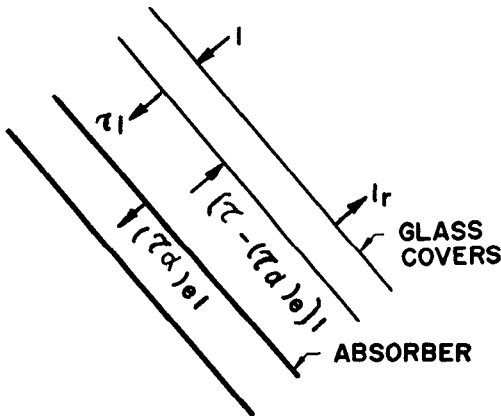


Fig. 1. Energy Transmission Model on a Collector

이 式은 集熱器 單位面積當 入射한 有用한 太陽熱量이 吸熱板에서 吸收된 熱量으로부터 熱損失을 減한 것에 傳熱媒體의 熱傳達效果에 關係되는 係數를 乘한 것과 같음을 뜻한다. 여기에

는 吸熱板에 入射되는 全輻射量 \$I\$ 및 傳熱媒體의 流入溫度 \$T_{f,i}\$ 와 周圍溫度 \$T_g\$ 와의 溫度差의 2가지 變數가 있으며 設計目的으로 應用되는 경우 解析的으로 決定되어야 할 3因子, \$F_R\$, \$(\tau\alpha)_e\$ 및 \$U_L\$가 있다. 이들 3因子는 熱的 性能의 測定과 經濟性을 考慮한 集熱器 全體의 效率에 의하여 決定되어야 한다.

有效透過-吸收積, \$(\tau\alpha)_e\$ 은 太陽輻射線의 波長에 따른 光學的 特性의 복잡한 相互作用을 나타낸다. 이 값은 덮개의 透過率, 덮개의 數, 吸熱板의 吸收率 및 入射角 等の 影響을 받는다.

集熱器로 入射된 太陽輻射에 너지의 分配은 Fig. 1 과 같으며 有效透過-吸收積은 다음 式으로부터 求할 수 있다.

$$(\tau\alpha)_e = -[(I_r/I) - \tau] - \tau] / \tau \dots(2)$$

위 式에서 알 수 있는 바와 같이 \$\tau\$ 및 \$I_r/I\$ 를 測定하면 \$(\tau\alpha)_e\$ 가 얻어진다. 透過率, \$\tau\$ 는 集熱器의 유리 덮개가 있을 때와 없을 때의 太陽輻射에 너지를 Pyranometer 로 測定하여 그 比로부터 求할 수 있다. 吸熱板의 反射率인 \$I_r/I\$ 는 \$I\$ 및 \$I_r\$ 를 各各 獨立的으로 測定하여 얻을 수 있다. 즉 入射輻射에 너지 \$I\$ 는 Pyranometer 를 集熱板에 平行히 太陽을 向하게 하여 測定하고 反射에 너지 \$I_r\$ 는 Pyranometer 를 集熱板에 平行하고 集熱板을 向하여 吸熱面으로부터의 反射量을 測定한다.

여기의 測定에 使用된 集熱器에 대한 實測結果는 Table 1 에 表示된 바와 같다.

傳熱媒體인 空氣의 流量은 集熱效率에 影響을 주는데 一般的으로 流量의 增加에 따라 集熱器의 集熱效率은 增加되며 日射量에 따라서도 集熱效率은 變化한다. 本 研究에서 얻은 流量을 媒介變數로한 日射量과 集熱效率의 關係가 Fig 2 에 表示되어 있다. 여기에 表示되어 있는 바와 같이 이 流量이 클 경우에는 日射量의 增加에 따라 集熱效率은 急激히 增加하나, 流量이 적을 경우에는 日射量의 增加에 따라 集熱效率의 增加되는 정도가 작아진다. 여기에서 알 수

있는 바와 같이 流量이 5.1 m³/hr에서 높은 集熱效率을 나타내 주고 있다.

U_L의 實測值가 다음의 Table 1에 記載되어 있다.

Table 1. Experimental Values of Design Factors

Design Factor	Experimental Value	Condition
($\tau\alpha$) _e	0.79	Flowrate = 5.1 m ³ /min T _{f,i} = 20 °C Wind Vel. = 5 km/hr
F _R	0.86	
U _L (Wm ⁻² °C ⁻¹)	4.2	

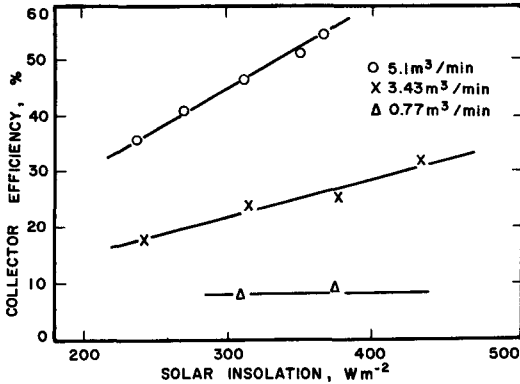


Fig. 2. Effect of Air Flowrate on the Collector Efficiency

周圍空氣溫度, T_a와 集熱器에 流入하는 流體溫度, T_{f,i}가 同一하다면 (1)式의 右邊 第2項은 無視될 수 있다. 그러나 實際에서 流入 流體溫度는 均一하지 않고 T_a와 같지 않기 때문에 熱損失이 正確히 零이라고 할 수 없으나 그 量이 크지 않기 때문에 熱傳達設計에서 큰 誤差는 없는 것으로 看做할 수 있다. 또한 有用에너지 Q_u의 값은 集熱器 流入 및 流出溫度差에 流體熱容量을 乘하여 얻을 수 있다. 따라서 (1)式은 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$Q_u = F_R A_c (\tau\alpha)_e I = m C_p (T_{f,o} - T_{f,i}) \dots(3)$$

위 式을 使用하면 먼저 測定한 ($\tau\alpha$)_e의 값을 利用하여 實驗的으로 集熱器 熱除去係數, F_R를 決定할 수 있으며 여기서 實測한 값이 Table 1에 表示되어 있다.

入射輻射에너지가 없는 경우 (1)式은 다음과 같이 줄여진다.

$$Q_u = -F_R A_c U_L (T_{f,i} - T_a) \dots\dots\dots(4)$$

이 式을 適用하여 I가 零인 夜間에 蓄熱器와 連結하여 減少되는 熱量을 測定한다면 먼저 測定한 F_R를 使用하여 集熱器 熱損失係數 U_L를 測定할 수 있다. 여기서 使用된 集熱器에 對한

以上の 集熱器設計因子의 實驗的 測定結果는 集熱器效率에 直接 影響을 주게 된다. Fig. 3은 實驗的 熱平衡으로부터 얻은 集熱器效率의 값을 流體의 流入溫度 및 日射量의 函數로서 表示한 것으로 이들 測定點은 集熱器 設計因子의 實測值와 一致된다.

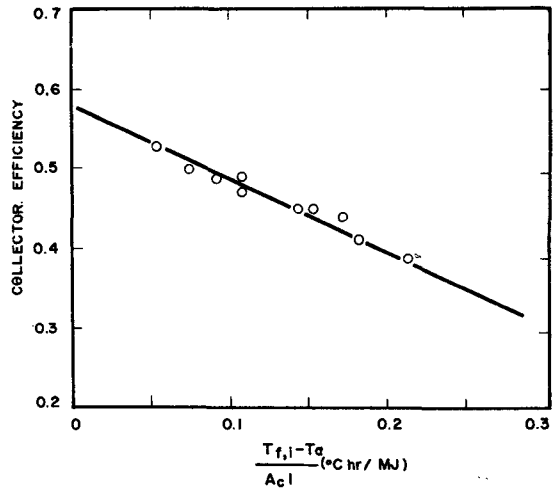


Fig. 3. Performance of the Collector

3. 太陽熱暖房系統의 實驗

空氣式 太陽熱暖房系統의 實驗裝置는 集熱器, 蓄熱器, 送風機 및 送風덕트로 構成되어 있으며 Fig. 4와 Fig. 5에는 實驗裝置圖 및 外觀이 表示되어 있다. 空氣는 1/4 HP의 直流電動機와

連結된 送風機에 의하여 送風덕트 및 集熱器를 거쳐 蓄熱탱크를 지나 暖房空間으로 흐르게 되어 있다. 空氣의 流量은 整流機의 電壓變化에 의하여 調節되고 피토투브를 사용하여 마노메타의 눈금을 읽어 測定한다. 마노메타의 封液은 比重이 0.79 인 Kerosene 을 使用하였다.

다음에 本 實驗에 使用한 集熱器를 더 詳細히 說明한다. 吸熱板은 두개의 합석판을 平行으로 하여 그 사이로 空氣가 通過하도록 되어 있고, 強度를 주기 위하여 集熱板을 三等分으로 溶接하였으며, 太陽熱의 吸收性을 良好하게 하기 위하여 양쪽면을 無光澤의 아크릴계 有機塗料를 칠하였다. 吸熱板 뒷면은 熱損失을 防止하기 위하여 玻璃울(100 mm)로 絶연시켰고, 가장자리도 絶연하여 합석판프레임에 이를 넣었다.

유리는 普通 창유리 2枚를 使用하였고, 集熱板에서 24 mm 위에 유리 1枚를 이 유리판에서 15 mm 위에 또 한장을 設置하였다. 吸熱板은 그 두께가 0.3 mm이고, 두 平行板의 간격은 15.9 mm 이며, 集熱器의 面積은 1.52 m²이다.

系統의 總集熱面積의 決定은 暖房負荷와 經費를 절충하여 決定되어야 한다. 여기서는 暖房面積 13 m²의 70%인 9.12 m²를 取하기로 했으며 따라서 1.52 m²의 크기의 集熱器 6個를 並列로 連結하여 系統을 構成하였다.

蓄熱器의 크기를 定하는 일은 어려운 問題中の 하나이다. 空氣式에서는 普通 자갈을 蓄熱媒體로 使用하는데 이 경우 液體를 使用하는 경우보다 容積이 增大하는 不便이 있다. 크기를 지나치게 크게 할 경우 자갈을 通過하는 空氣의 流動抵抗이 커져서 큰 送風馬力을 要하게 된다. 蓄熱器의 크기도 暖房負荷와 所要 送風動力의 크기를 절충하여 定해야 하는 問題가 있다. Balcomb 等の 研究⁽⁵⁾에 의하면 자갈을 使用하는 蓄熱器의 크기는 集熱面積 1 m²當 0.15 m³가 適當하다고 알려져 있다. 이 原理를 適用하여 여기서는 1.2 m³로 定하였다.

蓄熱탱크는 0.8 mm 두께의 鐵板으로 製作한 크기 800 × 1,500 mm의 圓筒型을 水平으로 設置하

였다. 탱크의 外部는 50.8 mm 두께의 玻璃울로 絶연시켰다. 蓄熱材로는 크기가 20 ~ 40 mm 이고 比熱이 0.2 Kcal/kg °C인 자갈 1,330 kg을 使用하였다.

덕트는 100 × 100 mm 크기의 4角型으로 되어 있으며, 暖房空間으로부터 送風機를 거쳐 集熱器 및 蓄熱탱크에 連結되어 있으며, 外部는 50.8 mm 두께의 스티로폴로 絶연시켰다. 덕트의 各部分에는 Fig. 4에 表示되어 있는 것과 같은 位置에 댐퍼를 부착하여 電氣의 相互連動裝置에 依하여 다음과 같은 4가지 型式의 運轉을 할 수 있게 되어 있다.

1) 晝間暖房時 集熱器 出口에서 나오는 空氣로서 蓄熱탱크를 蓄熱시키고난 後의 空氣로 暖房을 한다. 이 경우에는 댐퍼 D-1, D-2, D-4, D-5는 流動方向으로 열리고 D-3는 닫히게 된다. 여기의 D-1, D-2, D-4 및 D-5는 3方開閉 댐퍼이다.

2) 晝間에 暖房空間의 溫度가 基準溫度보다 매우 多量의 熱이 必要할 경우에는 集熱器 出口에서 나오는 空氣는 蓄熱탱크를 通過하지 않고 直接 暖房을 하도록 댐퍼 D-1, D-3, D-5가 流動方向으로 열리고 D-2는 닫히게 된다.

3) 晝間에 暖房空間의 溫度가 基準溫度 以上이 되어 暖房이 必要하지 않을 경우에는 空氣는 集熱器와 蓄熱탱크 사이를 循環하여 蓄熱하도록 댐퍼 D-1, D-2는 流動方向으로 열리고 D-3, D-4, D-5는 닫히게 된다.

4) 夜間에 暖房을 할 경우에는 晝間에 蓄熱탱크에 蓄熱되어 있는 熱을 使用하도록 댐퍼 D-1, D-2, D-4, D-5는 流動方向으로 열리고 D-3은 닫히게 된다. 實驗은 晝間中에 實施하였으며 앞에서 記述한 4가지의 運轉型式 중 첫 번째의 경우인 集熱器 出口에서 나오는 空氣는 恒常 蓄熱탱크를 거쳐 暖房을 하게 하였다. 日射量은 Eppley型(EKD Model E 74052) 日射計를 使用하여 集熱器와 同一한 傾斜角 50°로 하여 測定하였다. 暖房系統의 各部分에서 C-C型 熱電對를 附着하여 Bristol Model 12 HP 553

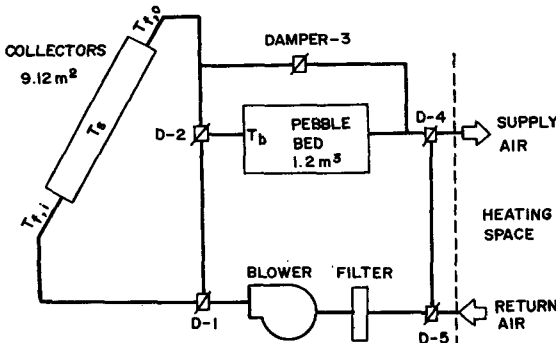


Fig. 4. Schematic of an Air Type Solar Heating System

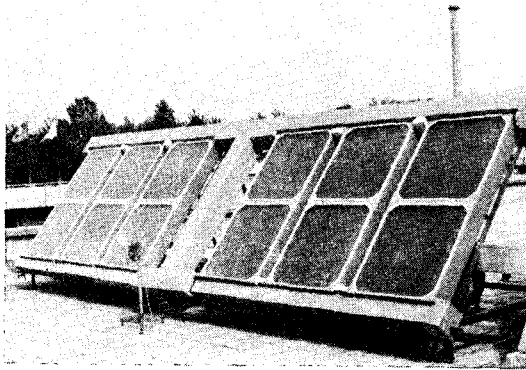


Fig. 5. Photographic View of Collector Arrangement

多點記錄計로 溫度를 測定하였으며, 熱電對의 附着位置는 Fig. 3에 表示되어 있다. 測定은 午前 8時부터 午後 4時까지 記錄되었다. 다음의 使用된 系統의 諸元이다.

Table 2.

Specification of a Air Type Solar System

Area of Heating Space, m^2	13
Solar Incidence Area, m^2	9.12
Material of Absorber,	Steel
Size of a Collector, mm	900×1688
Coating of Absorber	Acryl, Black
Tilt Angle of Collectors	50° C
Volume of Storage, m^3	1.2

Size of Pebble, mm 20 ~ 40
 Air Flowrate, m^3/min 5.1 m
 Control System Automatic, Motor driven damper

4. 實驗結果

實驗結果는 各部의 溫度, 流量 및 日射量의 測定에 의하여 整理된다. 溫度는 集熱器 流入 및 流出流體溫度, 吸熱板 表面溫度, 蓄熱器內 蓄熱媒體溫度 그리고 大氣溫度가 連續的으로 測定된다. 流量은 最適值인 5.1 m^3/min 가 一定하게 維持 되었다. 日射量은 Pyranometer에 의하여 實驗期間中 連續 測定되었다. 日射條件이 良好한 경우, 流入 및 流出溫度差는 約 15°C를 나타내고 있으며 最高溫度는 午後 4時로서 流出溫度는 60°C內外를 나타낸다. 蓄熱器內溫度는 蓄熱器에 水平으로 3點에 熱電對를 두어 그 平均值를 取하였는데 普通 50°C內外의 溫度를 얻을 수 있다. 따라서 蓄熱器가 保有하는 熱量은 平均室溫이 20°C이고 자갈의 重量이 1330 kg임으로 1月の 夜間 暖房負荷의 約 36%를 充當할 수 있다. 卽 空氣式 太陽熱暖房系統은 最少限 晝間의 暖房과 夜間暖房負荷의 36%를 充當할 수 있다.

2年間の 實驗資料에 의하여 暖房期間中の 每月別 平均集熱量을 Fig. 6 ~ 10에 表示하고 있다. 여기의 集熱量은 集熱器流入 및 流出溫度에 基礎를 둔 것이다. 11月の 平均 日間收集熱量은 8.35 MJ/m^2 으로서 平均日射量의 42%를 나타내고 있다. 外氣溫度가 零上임으로 熱損失이 적은 理由라고 본다 11月中의 日間暖房負荷를 6.08 MJ/m^2 로 잡는다면 同一集熱面積을 가질때 集熱量은 暖房負荷를 充當하고도 남는 셈이다. 12月の 平均日間收集熱量은 7.01 MJ/m^2 로서 前月の 84% 程度이다. 이것은 平均 日射量의 42%로서 前月과 같으나 平均日射量이 前月に 比하여 減少하고 있다. 12月の 日間暖房負荷를 7.38 MJ/m^2 라 하면 同一 集熱面積이라 할지라도 太陽熱로 全量을 充當하기 어렵다. 韓國의

1月은 普通 酷寒季節로서 暖房負荷도 가장 크다. 1月の 平均日間收集熱量은 6.74 MJ/m^2 로서 平均日射量의 35%에 該當된다. 1月の 收集熱量은 暖房負荷를 充當하는데는 크게 不足함을 보여주고 있다. 2月の 平均日間收集熱量은 7.15 MJ/m^2 로서 平均日射量 18.83 MJ/m^2 의 38%이다. 또한 이 값은 暖房負荷를 全量 供給할 수 없음을 나타내고 있다. 比較的 溫和한 3月の 日間平均收集熱量 8.41 MJ/m^2 는 平均日射量 20.51 MJ/m^2 의 41%가 되며 이것은 暖房負荷를 充當할만한 量이다. 다음에 各月の 平均收集熱量 平均日射量 및 豫想되는 暖房負荷를 Table 3에 表示한다. 여기의 平均日射量은 水平에 對

하여 50° 의 角度로 傾斜진 面에 對한 값이다.

實驗을 通하여 觀察되는 것은 固定된 平板型 集熱器에 의한 太陽熱의 收集은 大部分 午前9時부터 午後3時사이의 6時間에 의하여 이루어지며 特히 午前10時부터 午後2時사이의 收集熱은 全體의 2/3에 相當한다. 午後3時以後의 收集은 期待하기 어렵다.

本 實驗中 流體流動用 닥트는 여러번 그 熱絕緣을 強化하였다. 流體流路에서의 熱損失이 主要損失이기 때문이다. 蓄熱器內에서의 流體流動 方向을 本 實驗에서는 水平으로 取하였는데 이것은 蓄熱器內 溫度分布를 不均一하게 하고 있어 將次 檢討의 餘地가 있다고 본다.

Table 3. Performance of Solar System

Month	A. Ave. Collected Energy $\text{MJm}^{-2}\text{d}^{-1}$	B. Ave. Insolation $\text{MJm}^{-2}\text{d}^{-1}$	Heating Load $\text{MJm}^{-2}\text{d}^{-1}$	$\frac{A}{B} \times 100$
November	7.81	19.67	6.08	42
December	7.79	18.42	7.38	42
January	6.74	19.25	9.79	35
February	7.15	18.83	9.55	38
March	8.41	20.51	5.06	41

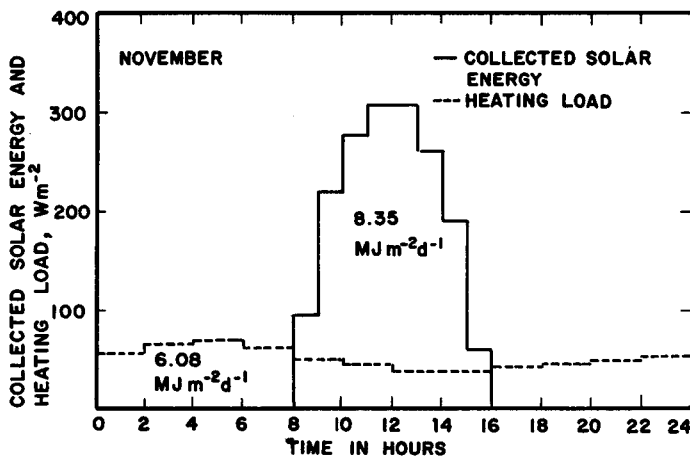


Fig. 6. Collected Solar Energy and Calculated Heating Load in November

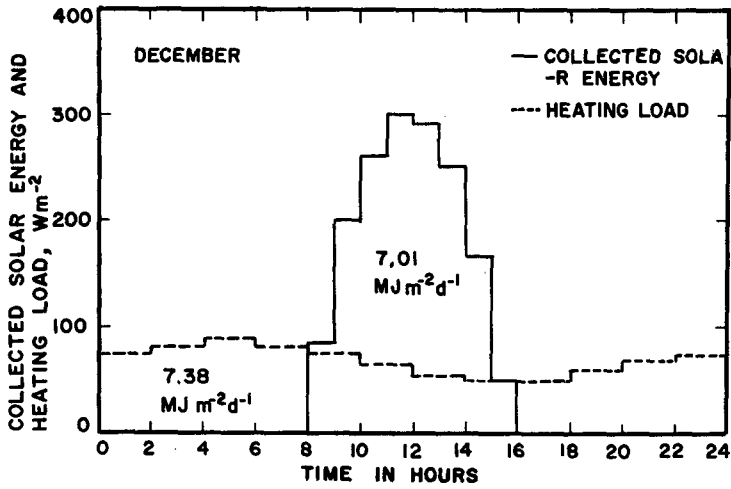


Fig. 7. Collected Solar Energy and Calculated Heating Load in December

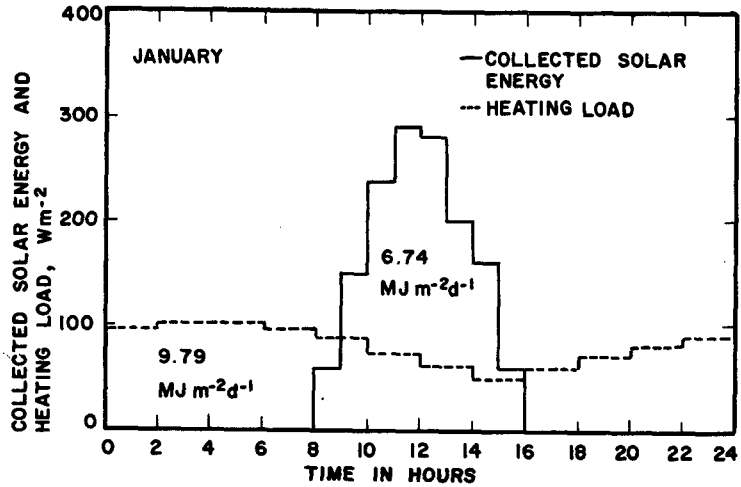


Fig. 8. Collected Solar Energy and Calculated Heating Load in January

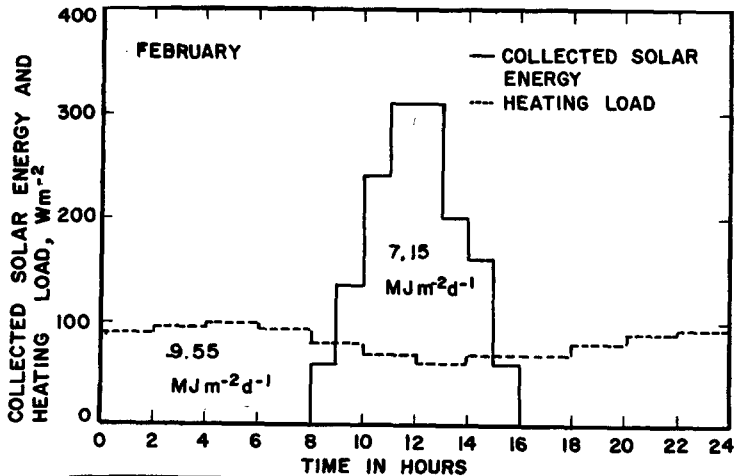


Fig. 9. Collected Solar Energy and Calculated Heating Load in February

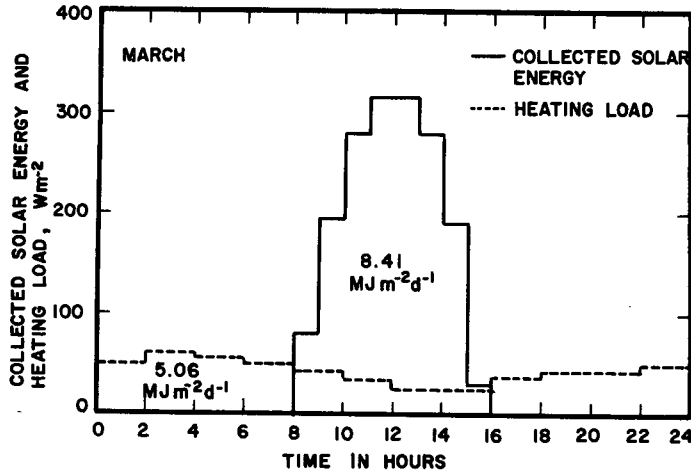


Fig. 10. Collected Solar Energy and Calculated Heating Load in March

5. 結 論

空氣式 太陽熱暖房系統을 2年에 걸친 冬季間稼動하여 그 平均性能을 調査하여 良好한 集熱器效率과 系統이 暖房負荷의 相當한 部分을 堪當할 수 있음을 確認하였다. 實驗期間中 收集熱量은 日射量의 35%~42%에 達하며 또한 그것의 大部分이 午前10時부터 午後3時동안에 얻어지고 있다. 蓄熱裝置의 媒體로서 자갈을 使用하는 것은 그 容積과 蓄熱량이 制限되기 때문에 設計에서 考慮되어야 할 問題의 하나이다.

記 號

- A_c gross collector area, m^2
- C_p specific heat of collector fluid, $J\ kg^{-1}c^{-1}$
- F_R collector heat removal factor
- I total (beam and diffuse) radiation incident on the absorber plate, $W\ M^{-2}$
- I_r normal insolation reflected by collectors, $W\ m^{-2}$
- \dot{m} mass flow rate of collector fluid, $kg\ hr^{-1}$
- Q_u heat gained in the collectors, $W, MJ\ hr^{-1}$
- r reflectance of collector covers

- T_a ambient air temperature, $^{\circ}C$
- T_b pebble bed temperature, $^{\circ}C$
- $T_{f,i}$ collector fluid inlet temperature, $^{\circ}C$
- $T_{f,o}$ collector fluid outlet temperature, $^{\circ}C$
- T_s absorber surface temperature, $^{\circ}C$
- U_L collector heat loss coefficient, $W\ m^{-2}\ ^{\circ}C^{-1}$
- τ transmittance of collector covers
- $(\tau\alpha)_e$ effective transmittance-absorptance product

参 考 文 献

1. J. C. Ward and G. O. G. Lof, Long-Term (18 years) Performance of a Residential Solar Heating System, Solar Energy, Vol. 18, pp. 301-308, 1976
2. J. H. Cha and H. Y. Song, Performance of Solar Air Heaters, J. of the Soci. Air-cond. Ref. Kor., Vol. 5, No. 2, pp. 91-7, 1976
3. J. H. Cha and H. Y. Song, Performance Tests on Parallel Plate Type Solar Air Heater, ibid. Vol. 6, No. 4, pp. 255-262, 1977
4. J. A. Duffie and W. A. Beckman, Solar Energy Thermal Processes, Chapter 7, John Wiley and Sons, 1974
5. J. D. Balcomb, J. C. Hedstrom and B. T. Rogers, Design Considerations of Air Cooled Collectors (Rock-Bin Storage Solar Heating Systems), presented at 1975 ISES, 1975