

◀ 論 文 ▶

太陽熱住宅의 暖房性能에 관한 研究

李 相 天*

A Study on the Thermal Performance of a Solar House
by a Computer Simulation

Lee, Sang Chun

Abstract

The determination of solar collector area requires a thermal simulation to evaluate the performance of a solar house.

This study comprises a simulation of system performance including a solar house, flat-plate collectors, a water type storage tank and an auxiliary heater. Developing the steady state performance equations of each equipment, and using the actual monthly average weather data for several recent years, this study evaluates the hourly performance of a solar house model.

As a result, it is shown that the desirable collector area in Seoul is 1.4-1.6 times larger than the heating area in the case of non-selective surface, 0.8-1.0 times in the case of selective surface.

I. 序 論

太陽熱 暖房住宅에서 集熱面積은 集熱량을 決定하는 重要한 因子로서 暖房負荷에 따라 그 크기가 決定된다. 一般的으로 集熱량은 集熱面積에 正比例하지 않으므로 太陽熱住宅에서 集熱面積은 氣象條件, 集熱 및 蓄熱裝置의 性能, 暖房負荷를 考慮하여 컴퓨터 시뮬레이션을 通하여 구하여야 한다.

集熱面積에 따른 集熱량의 變化에 대한 實驗은 Rao 와 Suri 에 의하여 遂行되었다.¹⁾ 이들은 간단한 太陽熱 溫水裝置를 만들어 集熱面積의 增加에 따른 하루동안의 集熱量 增加值를 實驗으로 구하였다. 이 結果에 의하면 集熱面積이

增加함에 따라 集熱량은 增加하나 그 增加比는 급격히 減小한다는 事實을 알 수 있다.

그리고 Lof, Tybout 와 Ward 등은 集熱面積에 따른 太陽熱住宅의 性能과 經濟性에 관한 研究를 하였다.^{2,3)} 이들은 冷暖房 兼用住宅인 경우 몇 가지 集熱面積에 대한 性能 및 經費를 算出하여 比較研究하였다.

本 研究에서는 太陽熱 住宅모델을 選定하여 集熱, 蓄熱等 諸裝置에 대한 性能式은 誘導하고 暖房期間동안의 月平均 時間別 水平面 日射量, 外氣溫度, 風速等 氣象資料를 調査하여 集熱面積에 따른 暖房性能, 太陽熱 暖房率을 시뮬레이션을 通하여 구하였다. 컴퓨터 시뮬레이션에서는 每 時間別 太陽強度, 外氣溫度 等を 一定하다고 假定하여 定常狀態 熱平衡式을 사용하였다

*正會員, 嶺南大學校 工科大學 船用機械工學科

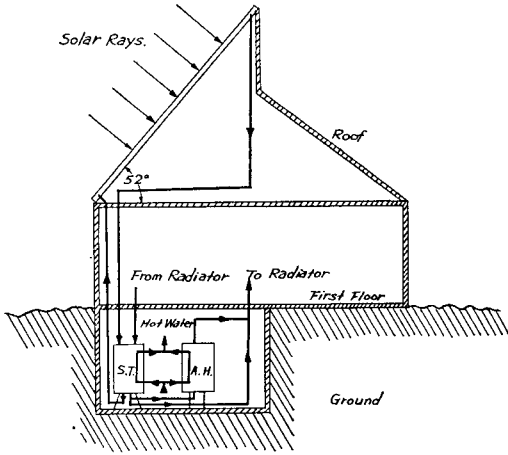


Fig. 1. Solar Model House

II. 시뮬레이션 모델

II-1. 太陽熱住宅

Fig. 1은 본 研究에서 使用한 太陽熱 모델住宅을 圖示한 그림으로 침실, 부엌, 食堂, 거실, 地下室 등으로 構成된 單層家屋으로 總坪數는 35坪이다. 이 住宅의 치수는 13×8.6×2.7 (단위 m)로 總暖房面積은 97.2m²이다. 外壁은 2층 벽돌사이 에 스티로폼을 끼워 넣은 斷熱壁으로 그 表面積은 95.1m²이며 2층유리의 表面積은 25.4m², 나무 表面積은 3.52m²이다.

集熱器는 지붕에 設置되어 있으며 그 傾斜角은 52°이며 蓄熱탱크, 補助加熱器, 循環펌프는 地下室에 設置되어 있다.

集熱器는 앞면에 2장의 3mm 유리로 덮혀져 있으며 앞면은 5cm 두께의 스티로폼로 斷熱되어 있으며 치수는 個當 1854×954×125 (단위 mm)이다. 集熱板은 四角管式 流路를 가진 亞鉛 鍍鐵板으로 管의 縱橫比는 1/15이며 높이는 15mm이다.

蓄熱탱크는 圓筒型 水槽탱크로 直徑, 높이가 各各 1240mm로 最大容量은 1500l이며 表面은 20cm 두께의 玻璃울로 斷熱되어 있다.

放熱器로는 低溫流體라도 暖房이 可能한 Fan Coil Unit를 使用하였으며 最低 流入溫度를 40°C

로 設定하였다.

補助加熱器로는 溫水보일러를 使用하였으며 入口는 蓄熱탱크와 出口는 放熱器와 連結되어 있다.

그리고 溫水 供給을 위하여 蓄熱탱크와 보일러 內부에 熱交換器를 設置하였다.

II-2. 性能解析

太陽熱住宅의 性能을 評價하기 위해서는 傾斜面 入射熱量을 算出하여 集熱裝置, 蓄熱裝置 등의 熱平衡式을 誘導하여야 한다.

水平面 日射量을 傾斜面 日射量으로 換算시키는 式은 Liu와 Jordan에 의하여 誘導되었다.⁴⁾ 이들은 傾斜面 日射量을 直射熱量(Beam Radiation), 擴散熱量(Diffuse Radiation), 反射熱量으로 나누어 換算하였다. 즉 傾斜面 日射量 H_t 는

$$H_t = H_b R_b + H_d \frac{1 + \cos \beta}{2} + (H_b + H_d) \frac{(1 - \cos \beta)}{2} \rho \quad (1)$$

로 表示되며 이 式에서 R_b 는

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta} \quad (2)$$

로 주어진다.

本 研究에서 使用한 四角管式 集熱器의 單位時間, 單位面積當 集熱量 q_u 는

$$q_u = F_1 F_2 [q_a - U_L (T_1 - T_a)] \quad (3)$$

로 表示되며 이 式에서 F_1, F_2 는 集熱器의 效率係數, 流量係數를 나타내며 다음과 같이 주어진다

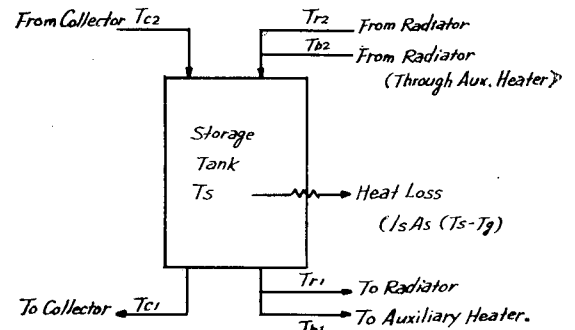


Fig. 2. Thermal Balance of Storage System

다.²⁾

$$F_1 = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_c}} \quad (4)$$

$$F_2 = [1 - \exp(-\frac{hA_1}{G_1C_p})] / (hA_1/G_1C_p) \quad (5)$$

(5)式에서 h 는 全熱傳達係數로 다음과 같이 表示된다.

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{U_L} \quad (6)$$

이 集熱器의 熱交換效率 η_t 는 (3)式에서

$$\eta_t = F_1 F_2 [1 - \frac{U_L(T_1 - T_a)}{q_a}] \quad (7)$$

로 주어진다.

Fig. 2는 蓄熱탱크내 에너지 收支現象을 圖示한 것으로 이 그림에서 에너지 平衡式을 세우면

$$m_s C_p \frac{dT_s}{dt} = \gamma_1 G_1 C_p (T_{c2} - T_{c1}) - \gamma_2 G_2 C_p (T_{r1} - T_{r2}) + \gamma_3 G_3 C_p (T_{b2} - T_{b1}) - U_s A_s (T_s - T_g) \quad (8)$$

로 表示되며 이 式에서 $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ 는 펌프制禦函數로 펌프가 作動할 경우 $\gamma=1$, 作動하지 않을 경우 $\gamma=0$ 이다.

(8)式에서 파이프에서의 熱損失 및 마찰열을 무시하면

$$Q_u = G_1 C_p (T_{c2} - T_{c1}) \quad (9)$$

로 表示되며, 또

$$Q_H = G_2 C_p (T_{r1} - T_{r2}) \quad (10)$$

$$\eta_B Q_B = G_3 C_p (T_{b2} - T_{b1}) \quad (11)$$

로 表示할 수 있다.

탱크內 流體가 充分히 混合되고 單位時間동안 諸性質이 一定하다고 假定하여 (8)式을 積分하면

$$T_{s,f} = T_{s,i} + \frac{\Delta t}{m_s C_p} [\gamma_1 Q_u - \gamma_2 Q_H + \gamma_3 \eta_B Q_B - U_s A_s (T_{s,i} - T_g)] \quad (12)$$

로 表示된다. (10)式에 表示된 Q_H 는 溫水供給熱量과 暖房負荷量을 포함한 값이며 單位時間當 暖房負荷는 定常狀態로 假定하여 ASHRAE Hand book에 提示된 方法으로 구하였다.⁶⁾

Ⅲ. 컴퓨터 시뮬레이션

太陽熱 暖房住宅의 性能은 水平面 日射量, 外

氣溫度等 氣象資料를 入力으로, 앞서 유도된 關係式을 併用하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 評價되어야 한다.

本 研究에서 水平面 日射量 및 外氣溫度等の 氣象資料는 1971年에서 1975年사이의 서울地方에서의 값을 平均하여 併用하였다.^{7,8)} 이 水平面 日射量을 (1), (2)式에 의하여 傾斜面 日射量으로 換算시키고 集熱器의 透過率 및 吸收率을 곱하여 集熱板에 入射하는 吸收熱量 q_a 를 구하였다.

集熱器內 流體循環은 強制循環으로 流量은 20l/hr로 一定하게 하였다.

蓄熱탱크의 初期 流體溫度를 40°C로 設定하였으며 1時間 동안의 集熱量이 陽(+)일 경우 순환펌프가 作動되며, 陰(-)일 경우 作動되지 않도록 했다. 즉,

$$q_u > 0, \quad \gamma_1 = 1$$

$$q_u \leq 0, \quad \gamma_1 = 0$$

또 탱크溫度가 40°C以下로 될 경우, 補助加熱器가 作動하여 暖房하도록 하였으며 탱크溫度는 最低 40°C를 維持하도록 하였다. 즉,

$$T_s > 40, \quad \gamma_2 = 1 \quad \gamma_3 = 0$$

$$T_s \leq 40, \quad \gamma_2 = 0 \quad \gamma_3 = 1$$

이것은 住宅暖房에 太陽熱量을 補助熱量보다 우선적으로 사용하는 것이 經濟的이기 때문이다.

그리고 本 시뮬레이션에서 모든 過程은 1時間을 單位로 遂行하였으며, (3)式의 集熱器入口 流體溫度 T_1 과 (12)式의 탱크溫度 T_s 는 各時間 最初의 탱크溫度를 併用하였다.

또 時間單位의 順序를 i 라 할 때 ($i+1$)번째 時間에서의 最初탱크溫度는 i 번째 時間의 最終 탱크溫度와 같게 하였다.

$$\text{즉, } i=1 \text{ 일 경우 } T_s = 40(^{\circ}\text{C})$$

$$i \geq 2 \text{ 일 경우 } (12) \text{式에 의하여}$$

$$T_s(i+1) = T_s(i) + \frac{1}{m_s C_p} \{ \gamma_1 Q_u(i) - \gamma_2 Q_H(i) + \gamma_3 \eta_B Q_B(i) - U_s A_s [T_s(i) - T_g(i)] \} \quad (13)$$

으로 表示되며 이 溫度가 ($i+1$)번째 時間에서 集熱器入口 流體溫度가 된다.

暖房負荷의 計算에 있어서 設計溫度는 18°C

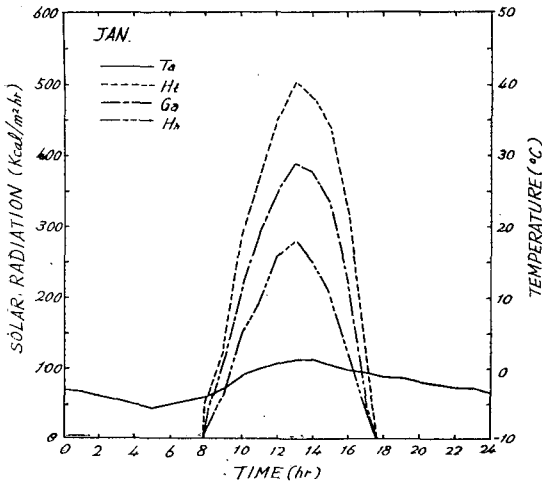


Fig. 3. Solar radiation in Seoul

로 設定하였으며 材質에 따른 熱損失係數는 ASHRAE Hand Book 의 資料를 利用하였다.⁶⁾

이와 같은 方法으로 太陽熱住宅의 暖房性能을 評價하고 暖房面積에 대한 集熱面積比, α 에 따른 太陽熱 暖房率을 月別로 구하였다.

IV. 시뮬레이션 結果 및 考察

1971年에서 1975年사이, 서울地方 1月의 平均水平面 및 傾斜面 日射量, 外氣溫度等 氣象條件을 Fig. 3에 圖示하였다.

위의 그림에서 水平面 日射量은 1593 (kcal/m²day)로, 太陽熱 暖房條件이 比較的 良好한 美國 Madison (43°N)의 1440(kcal/m²day)보다 10% 가량 上廻한다.⁹⁾ 傾斜面 日射量은 3095.2 (kcal/m²day)로 水平面에 비하여 2배이며 集熱板 吸收熱量은 2378.4(kcal/m²day)로 集熱器의 平均 光學的 效率는 78%에 이른다. 傾斜面 日射量의 分布를 보면 直射熱량이 91%, 擴散熱량이 6%, 反射熱량이 3%로 構成되어 있다.

Fig. 4는 탱크내 流體溫度의 變化를 圖示한 그림이다.

탱크溫度는 午後 4時경에 最高로 上昇하며 暖房負荷가 많은 午後 6時에서 9時사이 에 급격히 떨어진다.

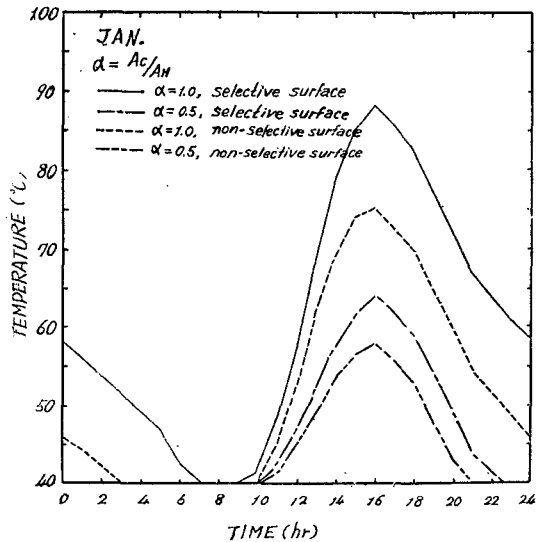


Fig. 4. Starge tank temperature vs. Time

그리고 $\alpha=1$ 일 때, 選擇面 ($\epsilon=0.15$)을 가지는 集熱板의 경우 탱크溫度는 88.2°C까지 上昇하며, 非選擇面의 경우 75.0°C까지 上昇하므로 高溫水 暖房이 可能하다. $\alpha=0.5$ 일 경우 탱크溫度는 午後 9時내지 10時에 40°C까지 떨어지므로 太陽熱 暖房은 이 時間까지 可能하

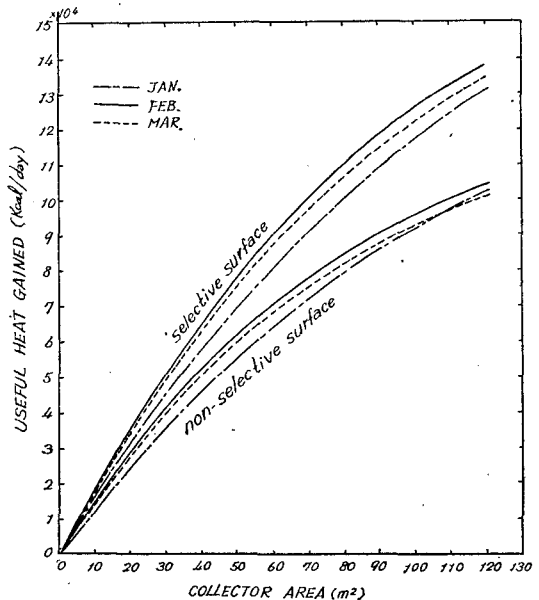


Fig. 5. Useful heat gained for a day

며, 最高上昇溫度가 57.7°C, 24.0°C이므로 比較的 低溫水 暖房이 된다.

集熱面積이 增加할 때 集熱量의 變化를 Fig. 5에 圖示하였다. 이 그림에서 集熱量은 集熱面積에 正比例하지 않으며 그 增加비가 減少하는 事實을 알 수 있다. 즉, 集熱面積이 100m²일 경우, 集熱量은 正比例值보다 선택면의 경우 27%, 비선택면의 경우 31% 減少한다. 이것은 集熱面積이 增加하면 集熱器의 效率이 減少하기 때문이며 이 事實은 Fig. 6에 圖示되어 있다. 또 Fig. 5에서 平均 1日 集熱量은 2월에 가장 많고 1월에 가장 적다. 2月の 集熱量이 3月보다 많은 理由는, 水平面 日射量은 3月이 2月보다 35%가량 많지만 傾斜面 日射量은 오히려 3月이 2月보다 적기 때문이다. 이것은 太陽熱 暖房에 가장 適合한 傾斜角을 設定하였기 때문이다.¹⁰⁾

Fig. 6은 暖房面積에 대한 集熱面積比, α 에 따른 太陽熱 暖房率과 平均 集熱效率을 圖示한 그림이다. 太陽熱 暖房率 SHF과 平均 集熱效率 $\bar{\eta}_T$ 는 다음과 같이 定義된다.

$$SHF = \frac{\sum_{i=1}^{24} Q_u(i)}{\sum_{i=1}^{24} \{Q_H(i) + U_s A_s [T_s(i) - T_g(i)]\}} \quad (14)$$

$$\bar{\eta}_T = \frac{\sum_{i=1}^{24} Q_u(i)}{\sum_{i=1}^{24} H_i(i)} \quad (15)$$

이 그림에서 1月の 경우, SHF가 100% 되는 集熱面積은 $\alpha=1.6$ (選擇面), $\alpha=2.4$ (非選擇面)으로 상당히 많은 集熱面積이 所要된다. 그러나 太陽熱 暖房率의 曲線이 比較的 완만하게 增加하므로 $\alpha=0.5$ 일 경우 SHF는 52%(選擇面), 42%(非選擇面)에 이르며 $\alpha=1.0$ 일 경우 各各 84%, 68%에 이른다. 平均 集熱效率은, 集熱面積이 增加하면 減少하며 選擇面の 경우 40~50%, 非選擇面の 경우 30~40%로 比較的 良好하다.

2月の 경우, SHF가 100%되는 α 의 값은 1.25, 2.20이며 $\alpha=1$ 일 경우 暖房率은 92%, 73%에 이른다.

3月과 11月の 경우는 太陽熱 暖房條件이 良好하여 SHF가 100% 되는 α 의 값은, 選擇面의 경우 0.85, 0.62이며 非選擇面の 경우 1.46, 0.92이다. 12月の 경우는 SHF가 100%인 α 의 값은 1.04(選擇面), 1.63(非選擇面)이며 $\alpha=1$ 일 경우 暖房率은 99%, 81%에 이른다.

이러한 太陽熱 暖房率은 暖房條件이 比較的 良好하다고 알려진 美國의 Denver Solar House나 M.I.T. House IV의 暖房率에 비하여 뒤떨어지지 않는다.

Löf 등은 美國 Colorado에 集熱面積 49.2m² 暖房面積 195m²인 Denver Solar House를 設置하여 1959年에서 1960年 사이에 性能實驗을 한 結果, 暖房期間동안의 平均 暖房率이 25.7%에 이른다고 發表하였다.¹¹⁾ 이 값은 本 研究의 結果值인 32%($\alpha=0.25$)보다 뒤떨어진다. 그리고 Engebreston은 集熱面積 59.5m², 暖房面積 135m²인 M.I.T. Solar House IV의 性能實驗結果, 平均 暖房率이 48.1%(1959-60), 56.6%(1960-61)에 이른다고 發表하였다.¹²⁾ 本 研究結果에 의하면 M.I.T. House IV와 같은 集熱面積比, $\alpha=0.44$ 일 경우 太陽熱 暖房率이 48%(非選擇面)에 이르므로 暖房性能이 거의 비슷하다는 事實을 알 수 있다. 以上과 같은 事實에서 서울地方에서의 太陽熱 暖房條件은 良好하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 太陽熱住宅의 設計時, 集熱面積을 決定할 수 있도록 集熱面積에 따른 太陽熱 暖房率을 每月別로 圖示한 그림이다. 이 그림에서 太陽熱 暖房의 經濟性이 在來式 暖房의 經濟性과 充分히 競爭할 수 있다면, 集熱面積은 暖房面積의 0.8~1.0배(選擇面の 경우)나 1.4~1.6배(非選擇面の 경우)가 妥當할 것으로 생각된다. 이럴 경우 1月과 2月에는 얼마간의 補助暖房이 必要하지만 3月, 11月과 12月에는 太陽熱로 充分히 暖房이 可能하다. 그리고 이 以上の 集熱面積은 3月과 11월에 많은 過剩熱量이 남으므로 非經濟的이다.

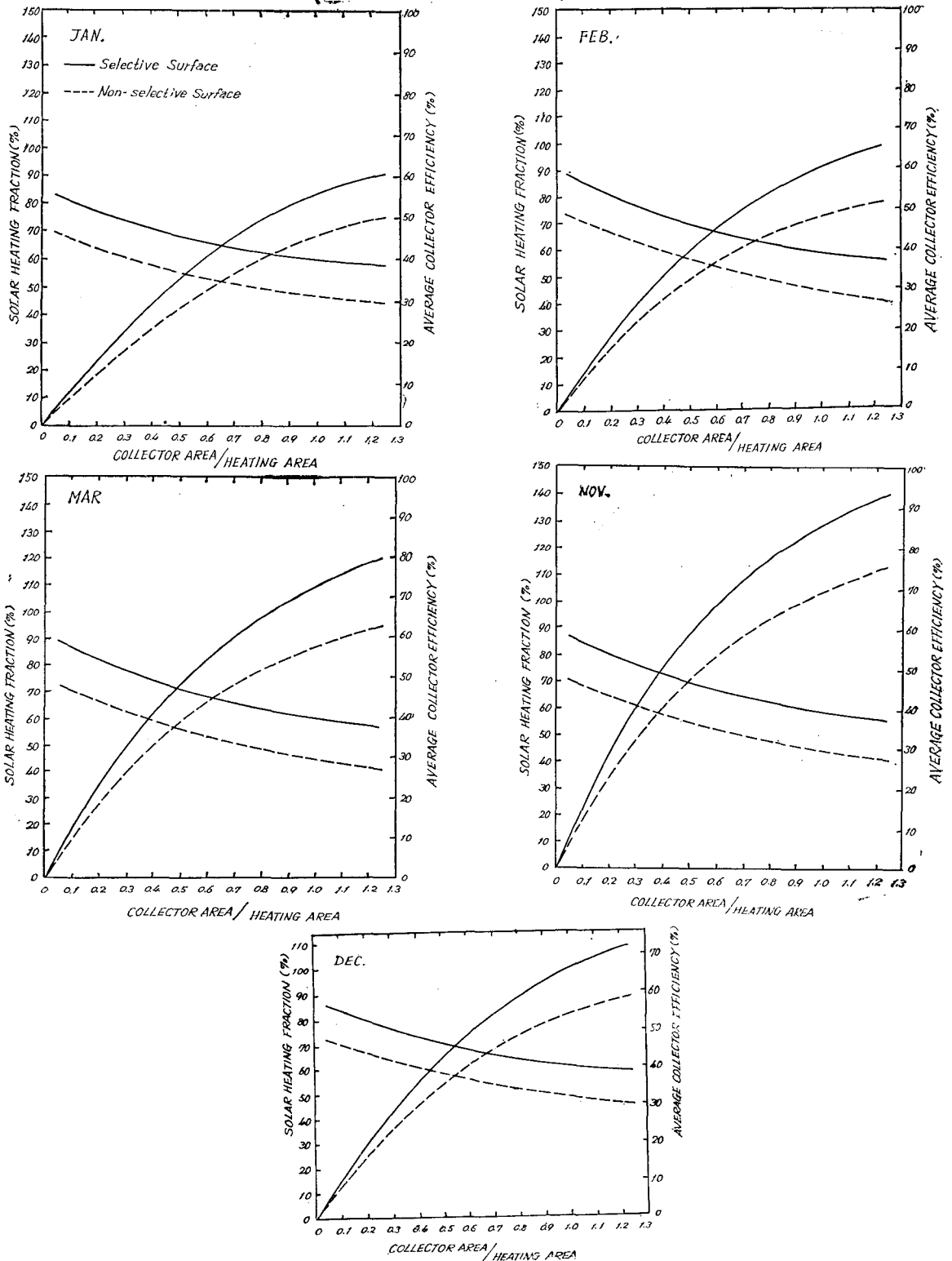


Fig. 6. Solar heating ratio vs. Collector area

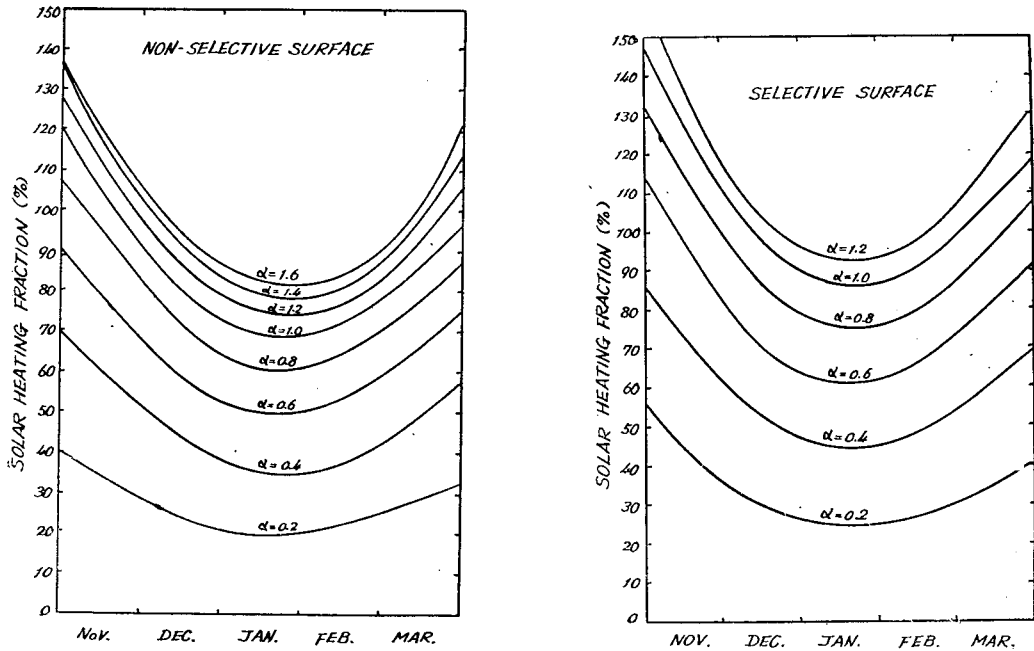


Fig. 7. Solar heating fraction curve for various values of α

V. 結 論

本 研究의 結論은 아래와 같다.

1. 太陽熱 集熱量은 集熱面積에 正比例하지 않으며 集熱面積이 100m²일 경우 集熱量은 正比例值보다 27%(選擇面), 31%(非選擇面) 정도 減少한다.

2. 同一한 作動條件下에 平均 集熱效率은 選

擇面 ($\epsilon=0.15$)을 使用하는 경우가 非選擇面을 使用하는 경우보다 10% 가량 높으므로 앞으로 集熱器의 效率向上을 위하여 選擇面의 開發이 시급한 課題이다.

3. 太陽熱 暖房의 經濟性이 在來式 暖房의 經濟性과 競爭된다면 서울地方의 集熱面積은 暖房面積의 0.8~1.0배(選擇面), 1.4~1.6배(非選擇面)가 適當하다.

<Nomenclature>

A_c	Total collector area	m ²
A_h	Total heating area	m ²
A_s	Surface area of storage tank	m ²
A_1	Area of unit collector	m ²
C_p	Specific heat	kcal/kg°C
F_1	Efficiency factor	
F_2	Flow factor	
G_1, G_2, G_3	Mass flow rate	kg/hr
H_b	Beam radiation in the horizontal surface	kcal/m ² hr

H_d	Diffuse radiation in the horizontal surface	kcal/m ² hr
H_h	Total radiation in the horizontal surface	kcal/m ² hr
H_t	Total radiation in the tilt surface	kcal/m ² hr
h_c	Overall heat transfer coefficient between collector plate and working fluid	kcal/m ² °Chr
i	Order number of time unit	
m_s	Total fluid mass of storage tank	kg
Q_B	Heat gained in the auxiliary heater	kcal/hr
Q_H	Heating load per unit time	kcal/hr
Q_u	Heat gained in the collectors per unit time	kcal/hr
q_a	Solar insolation absorbed	kcal/m ² hr
q_u	Useful heat gained in the collector	kcal/m ² hr
T_a	Ambient temperature	°C
T_{b1}, T_{b2}	Inlet and outlet temperature of storage tank (To auxiliary heater)	°C
T_{c1}, T_{c2}	Inlet and outlet temperature of storage tank (To collector)	°C
T_g	Ground temperature	°C
T_{r1}, T_{r2}	Inlet and outlet temperature of storage tank (To radiator)	°C
T_s	Storage tank temperature	°C
T_1	Collector inlet temperature	°C
t	time	
U_L	Overall heat loss coefficient in the collector	kcal/hr m ² °C
U_s	Overall heat loss coefficient in the storage tank	kcal/hr m ² °C
β	Tilt angle	deg
δ	Declination angle	deg
η_B	Ratio of heat returned to the tank to heat gained in the auxiliary heater	
ϕ	Latitude	deg
ω	Solar time angle	deg
ρ	Ground reflectance	

참 고 문 헌

1. S.K.Rao and R.K.Suri, Optimization of Flat-Plate Solar Collector Area, *Solar Energy*, Vol. 12, pp.531~535, 1969
2. G.O.G. Löf and K.A. Tybout, The Design and Cost of Optimized Systems for Residential Heating and Cooling by *Solar Energy*, *Solar Energy*, Vol. 16, pp.9~18, 1974
3. D.S. Ward and G.O.G. Löf, Design and Construction of a Residential Solar Heating and Cooling System, *Solar Energy*, Vol. 17, pp.13~20, 1975
4. B. Y. H. Liu and R. C. Jordan, The Long-Term Average Performance of Flat-Plate Solar Energy Collectors, *Solar Energy*, Vol. 7, pp. 53, 1963
5. 이상천 · 차종희 · 배순훈, 4각관을 이용한 태양열집열기의 성능에 관한 연구, 공기조화. 냉동공학, Vol. 6, No. 2, pp.91~98, 1977
6. *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, Caap. 21, pp. 375~384, ASHRAE, Inc.; N. Y., 1972
7. 김효경, 한국의 지방별 일사량, 공기조화. 냉동공학, Vol. 5, No. 3, pp.178~197, 1976
8. 중앙관상대, 기상연보, p. 33, 1971-1975
9. J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Energy Thermal Processes*, Chap. 3, p. 30, John Wiley & Sons, Inc., N. Y., 1974
10. S. C. Lee, *A Study on the Performance of Flat-Plate Solar Collector using Rectangular Tubes*,

- M. Thesis, p.12, Dept. of Mech. Engineering, K.A.I.S., 1976
11. G.O.G. Löf, M. MEL-Wakil and J.P. Chiou, Design and Performance of Domestic Heating System Employing Solar Heated Air-The Colorado House, *Proceedings of the UN Conference on New Sources of Energy*, Vol.5, p.185, 1964
12. C.D. Engebretson, The Use of Solar Energy for Space Heating-M.I.T. Solar House IV., *Proceedings of the UN Conference on New Sources of Energy* Vol.5, p.159, 1964