

熱·電氣併合 Solar System의 經濟성에 對한 研究

金 龍 洙*

Cost Estimation of Solar Total Energy System

Kim Yong Soo

1. 序 論

太陽에너지의 多目的 有效 利用을 目的으로한 熱電氣 併合 솔라 시스템은 集熱된 熱에너지를 電氣에너지 또는 冷暖房 給湯用등의 에너지로서 利用하는 system으로, 低密度的 太陽에너지를 廣範圍하게 有效히 利用하는 시스템이다.

이 시스템의 特徵은 熱에너지와 電氣에너지의 二形態의 에너지를 同時에 供給할 수 있는 것으로서, 말하자면 既存의 電力系統과 連系하는 太陽熱 發電플랜트와는 다르다.

熱·電氣併合 솔라 시스템에 關한 研究開發課題는 많이 있으나 시스템의 年間 稼動 時間, 에너지 Cost의 觀點에서 檢討하고 이 特性을 명확히 하는 것은 매우 重要하다.

여기서 몇개의 假定으로서 各種 시스템의 年間 稼動時間, 年間에너지 供給量, 에너지 Cost 등을 比較해서 論하고자 文獻調査로 糾明한다.

2. system의 構成

여기서 檢討한 system을 그림 1 과 같이 4 種類이다.

이들 system의 定格은 電氣出力 1MW(一部 1.5MW), 熱出力 6MW이다.

그림 1(a)은, 電氣에너지와 프로세스히이팅用 熱에너지를 각각 獨立한 시스템으로 供給하는 시스템(사례 I)이다.

이 시스템에서는 桶型拋物面鏡에 의한 集光, 集熱裝置로서 集熱한 280°C의 熱에너지를 각각 獨立한 蓄熱裝置에 貯藏한 後, 發電(蒸氣터어빈 發電機, 定格出力, 1MW터어빈 入口溫度250°C 飽和蒸氣) 또는 프로세스히이팅(process heating)用 熱에너지(定格出力 6MW 250°C 飽和蒸氣)로서 利用하는 시스템(事例II)이다.

그림 1(c)은 上述한 桶型拋物面鏡과 非集光固定型的 逆平板集熱器를 조합해서 集熱部를 構成하고, 各各 280°C, 110°C로서 集熱하는 시스템(事例III, IV)이다.

* 正會員, 京畿開放大學

蓄熱裝置는 集熱溫度에 對應해서 2槽 設計하며, 發電部의 蒸氣터어빈 發電機(터어빈 入口溫度 250°C, 飽和蒸氣)와 프레온 터어빈發電機(터어빈 入口溫度 90°C)를 組合시켜서 複合發電에 必要한 熱에너지를 供給한다. 또한 同時에 定格出力 6 MW (250°C 飽和蒸氣)의 프로세스 히이팅用 熱에너지도 供給하도록 시스템이 構成되어 있다. 사례 III에서는, 蒸氣터어빈發電機 프레온터어빈發電機의 定格出力은 각각 0.5 MW로서 合計 1 MW이며 사례 IV에서는 蒸氣터어빈發電機, 프레온터어빈發電機의 것은 각각 1 MW, 0.5 MW으로 合計 1.5 MW이다. 特히 사례 IV의 시스템은 蒸氣터어빈發電機로서 發電한 後의 熱에너지를 有效하게 發電에 利用하는 것을 考慮해서 構成한 것이다.

表 1 에 이들의 시스템構成을 종합해서 나타냈다.

本 研究의 熱·電氣複合 솔라 시스템은 그림 1 (c)의 시스템(事例 III, IV)로서 電氣에너지와 프로세스히이팅用的 熱에너지를 同時에 供給하는 것이 特徵이다. 또한 이 시스템은 太陽에 너지를 有效利用하기 위하여 다음과 같은 研究의 必要性이 제기된다.

- ① 日射量의 有效利用을 도모하기 위하여 集光型, 非集光型集熱器 併用할 것임.
- ② 集熱溫度레벨마다 蓄熱하는 分散·分割蓄熱方式을 採用할 것임.
- ③ 시스템의 稼動率 向上을 도모하기 위하여 複合發電方式을 採用할 것임.

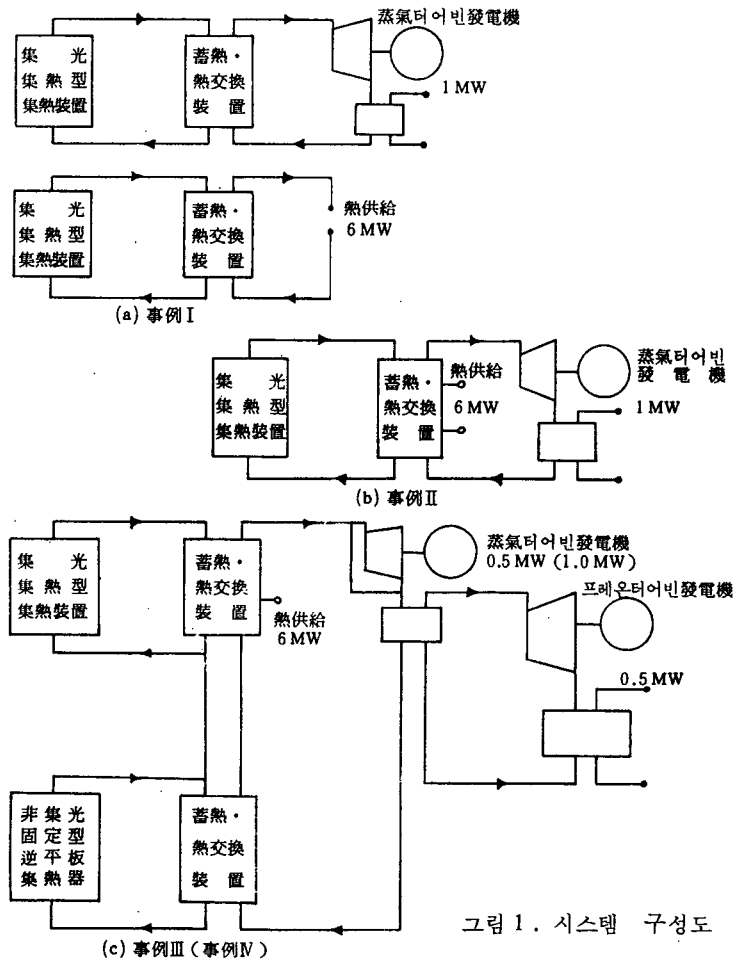


그림 1. 시스템 구성도

〈表 1〉 시스템의 구성

構 成		事 例	I	II	III	IV
集熱部	橢型포물면경		○	○	○	○
	逆平板集熱器				○	○
發電部	蒸氣터어빈		○ 1MW	○ 1MW	○ 0.5MW	○ 1.0MW
	프론터어빈				○ 0.5MW	○ 0.5MW
Process Heating (250°C 飽和蒸氣)			○ 0.6MW	○ 6MW	○ 6MW	○ 6MW
構 成 圖			그림 1 (a)	그림 1 (b)	그림 (c)	

3. 시스템의 設計

各 시스템도 봄, 가을 때의 南中時에 있어서 直達 日射強度가 각각 표 2와 같으며, 定格出力의 에너지를 發生할 수 있다. 直達日射強度의 範圍는 0.4kW/m²~0.8kW/m² 로서, 이것에 對應한 傾斜面 全天日射強度는 0.5kW/m²~1.0kW/m² 로 하고 있다.

表 3은 시스템 각부의 設計 parameter 를 표시한 것이다.

〈表 2〉 設計基準日射強度(봄·가을分 南中時)

直達日射強度 (kW/m ²)	傾斜面 全天日射強度 (kW/m ²)
0.4	0.5
0.5	0.65
0.6	0.8
0.7	0.9
0.8	1.0

集熱部는 橢型포물面鏡에 의한 集光, 集熱裝置와 非集光 固定型의 逆平板集熱器로서 構成되어 있다. 橢型拋物面鏡은 南北地軸固定型의 集光, 集熱裝置로서 集光面積은 幅 3 m×길이 5 m (15 m²)이다.

또한 이 장치의 集熱特性은 현재까지 實驗結

果, 시뮬레이션 結果에 의하여 出口溫度 280°C 일 때 다음 식으로 주어진다.

$$Q_{out} = 0.6 I d - 0.06 \dots\dots\dots (1)$$

여기서 Q_{out} : 集熱量 (kW/m²)

$I d$: 直達日射強度 (kW/m²)

또한 逆平板 集熱器의 受容積은 幅 1.5 m×길이 9 m = 13.5 m² 로서 이 集熱特性은 出口溫度 110°C 일때

$$Q_{out} = 0.6 I - 0.1 \dots\dots\dots (2)$$

이다.

여기서 I : 傾斜面 全天日射強度 (kW/m²) 또한 橢型포물面鏡에 의한 集光, 集熱裝置와 非集光 固定型의 逆平板 集熱器의 受光面積에 對한 敷地面積의 占有率은 각각 0.3, 0.5이다.

熱輸送部에서는 各 시스템의 熱輸送파이프 全長과 파이프의 單位長當의 熱損失로 부터 熱輸送부의 全熱損失量을 求했다.

熱輸送 파이프 길이는 集光, 集熱裝置의 臺數, 一臺當 受光面積, 占有率등에 關係된다.

또한 熱輸送 파이프로부터 單位 길이當의 熱損失(L_{loss})은 다음 式이 된다.

$$L_{loss} = \frac{2\pi \cdot k_i (T - T_a)}{\log(1 + \frac{2t}{d})} \dots\dots\dots (3)$$

여기서, k_i : 斷熱材의 熱傳導度 (W/m·°C), T : 熱媒體溫度 (°C), T_a : 外氣溫度 (°C), t : 斷熱材의 두께 (m), d : 熱傳達 파이프의 直徑 (m) 각 시스템의 熱傳達部에 있어서 파이프의 熱損失은, 斷熱材의 熱傳導度, $k_i = 0.05$ 로 計算하였고, 蓄熱·熱交換部의 蓄熱裝置에 있어서 蓄熱媒體는, 顯熱蓄熱材料의 Al_2O_3 을 利用하고, 蓄熱容量은, 電氣出力, 프로세스 히이팅用 熱出力의 各各 2時間分이다.

蓄熱裝置의 에너지 均衡은 다음 식으로 주어진다

$$\frac{V_s}{860} m c_p \frac{dT}{d\tau} = Q_u - L - US(T - T_a) \dots\dots (4)$$

$$T_{new} = T_{old} + \frac{860 d\tau}{V_s m c_p} [Q_u - L - US(T_{old} - T_a)] \dots\dots\dots (5)$$

여기서 V_s : 蓄熱媒體의 體積 (m^3),
 m : 蓄熱媒體의 密度 (kg/m^3)
 C_p : 蓄熱媒體의 比熱 ($Kcal/kg \cdot ^\circ C$),

T : 蓄熱媒體의 平均溫度 ($^\circ C$),
 Q_u : 集熱部로 부터의 單位 時間當의 熱

<表 3> 시스템 設計 parameter

	항 목	특 성	
集 熱 部	방 식 명 칭 1 대 당의 受光面積 ($m^2/대$) 集熱溫度 (出口溫度) ($^\circ C$) 集 光 比 집열기 占有率	集光·集熱型 樋型포물면경 15 ($3m \times 5m$) 280 20 0.3	非集光·固定型 逆 平 板 型 13.5 ($1.5m \times 9m$) 110 - 0.5
熱 傳 達 部	熱 媒 體 斷熱材 熱傳導度 ($W/m \cdot ^\circ C$)	高溫熱媒體 0.05	
蓄熱 熱交換部	방 식 축열·매체 축열 용량 全熱損失係數 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	顯熱에 의한 蓄熱 산화알루미늄 (Al_2O_3) 2 時間分 2.0	
發 電 部	방 식 종 류 定格出力 (MW) 터어빈入口條件	란킹 사이클 증기터어빈·프레온터어빈 0.5 1.0 증기터어빈 250 $^\circ C$ (포화증기) 프레온터어빈 90 $^\circ C$ (R-11 포화증기)	
Process Heating	定格出力 (MW) 蒸氣溫度 ($^\circ C$)	6.0 250 (포화증기)	

에너지 (kW), L : 單位 時間當의 發電部, 프로세스히이팅用 熱에너지 (kW), U : 全熱損失係數 ($kW/m^2 \cdot ^\circ C$), S : 蓄熱裝置의 表面積 (m^2), T_a : 外氣溫度 ($^\circ C$), T_{mav} : 어떤 時間의 蓄熱媒體의 平均溫度 ($^\circ C$) 熱交換器는 理想的이라고 하고, 圓柱型으로 假定한 蓄熱裝置 外表面으로 부터의 熱損失은, $U=2 \times 10^{-3} kW/m^2 \cdot ^\circ C$ 을 利用해서 計算하고 있다.

터어빈 發電部에 있어서 發電效率에 對해서는, 蒸氣터어빈 發電機의 入口溫度가 250 $^\circ C$ (飽和蒸

氣)로서 다음과 같이 假定했다.

- 定格出力 500 KW ; 터어빈效率 0.78
; 發電機效率 0.92
- 定格出力 1000 KW ; 터어빈效率 0.78
; 發電機效率 0.95

또한 定格出力 5000KW의 프레온 터어빈 發電氣에 대해서는 똑같이 터어빈 入口溫度가 90 $^\circ C$ (R-11 飽和蒸氣)일때 터어빈效率 0.78, 發電機效率 0.92 로 했다.

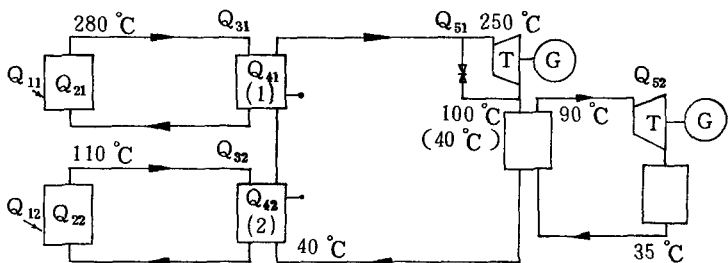


그림 2. 시뮬레이션을 위하여 單純化된 시스템 구성 (熱·電氣複合 Solar System)

4. 시스템 特性的 計算순서

시스템 시뮬레이션의 計算순서를 熱·電氣複合 솔라 시스템에 對해서 說明한다.

그림 2 와 같이 定常時에는 1時間當의 日射量 Q_{11} , Q_{12} (Q_{11} : 直達日射量, Q_{12} : 傾斜面全日射量)는 集熱裝置로서 熱에너지 Q_{21} , Q_{22} (Q_{21} : 槌型拋物面鏡集熱, Q_{22} : 逆平板集熱器으로 集熱)으로 變換된다.

熱輸送部에서 熱損失을 考慮한 熱에너지의 Q_{31} , Q_{32} ($Q_{31} = Q_{21} - Q_{loss}$, $Q_{32} = Q_{22} - Q_{loss}$: 熱輸送部에서의 損失量)는 蓄熱裝置(1)(2)에 들어가고, 2槽의 蓄熱裝置에 각각 Q_{41} , Q_{42} 의 熱에너지 ($Q_{41} = Q_{31} - Q_{loss}$, $Q_{42} = Q_{32} - Q_{loss}$, Q_{loss} : 蓄熱裝置에서의 損失量)로서 蓄熱된다. 한편 1時間當의 發電, 熱供給에 必要한 熱에너지 Q_{51} , Q_{52} , Q_{61} 가 蓄熱裝置로부터 얻어져, 定格出力의 發電 熱供給에 使用된다.

計算의 尤동도를 그림 3에 나타내었다. 이들 시스템의 시뮬레이션 프로그램은 發電을 優先해서 作成하고 있으며, 먼저 發電의 條件 (蓄熱裝置에서 定格出力에 必要한 熱ener지를 蒸氣터어빈, 프레온터어빈 (R_{II} 터어빈)에 對해서 각각 250°C , 90°C 以上の 溫度로서 양방은 한편에 供給할 수 있는가 없는가)이 만족되면 發電部로 熱에너지가 供給된다.

다음에 나머지 熱에너지가 프로세스 히이팅용

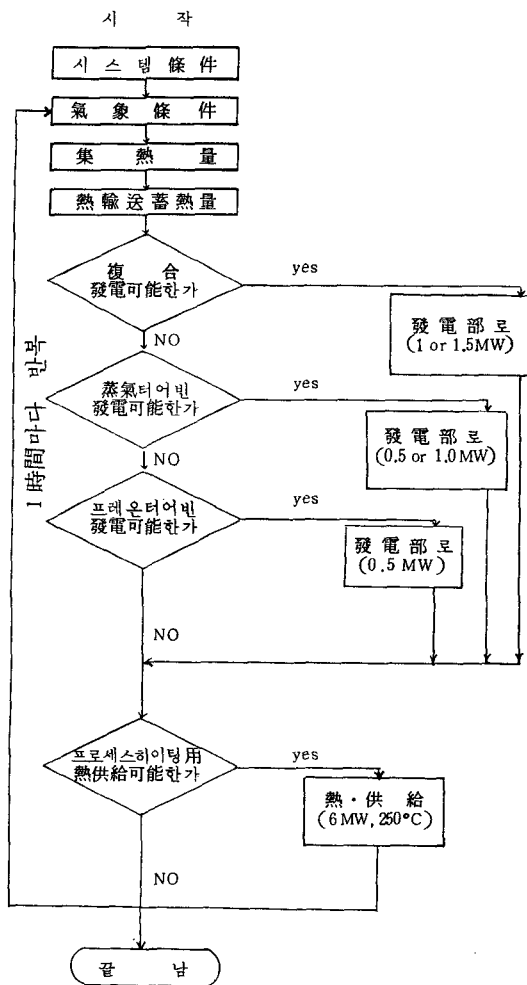


그림 3. 尤동도

으로서 條件 (蓄熱裝置에서 定格出力에 必要한 熱에너지를 250°C 以上の 溫度로서 供給할 수 있는가 없는가)이 만족 한다면, 熱供給이 행하여 진다.

以上の 計算處理는, 1 時間當의 日射데이터에 기초를 두고, 반복되고, 年間에너지 發生量, 年間稼動時間이 求하여 진다.

5. 에너지 코스트의 計算順序

前述한 計算順序로서 구한 각 시스템의 年間發電量, 年間 프로세스 히이팅用 熱에너지發生量, 年間稼動時間등과 시스템을 構成하는 서브시스템 (sub system)의 코스트 모델에 의해서, 각 시스템의 送電端電力코스트(원/kWh) 프로세스用 熱에너지 코스트가(원/kWh) 다음 순서로서 구해진다. 각 시스템의 總建設費 V(원)는 각 서브시스템의 建設비를 V_i (원)로 하는 합산 방식으로서

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \dots\dots\dots (6)$$

이 된다. 총 建設비 V는 발전에 關여하는 建設費 V_e (원) 熱에너지 發生에 關與하는 建設費 V_i (원), 양방에 關係하는 共通의 建設費 V_c (원)으로 되어 있다.

현 發電端電力코스트 E_e (원/kWh), 열에너지 코스트 E_t (원/kWh)로 하면 이들의 값은 다음 식으로 구해진다.

$$E_e = \frac{(V_e + V_c \times \frac{t_e}{t_e + t_i}) \times r_a}{8.760 \times C_f \times P_r} + O \& M \dots\dots\dots (7)$$

$$E_t = \frac{(V_i + V_c \times \frac{t_i}{t_e + t_i}) \times r_a}{8.760 \times C_f \times P_r} + O \& M \dots\dots\dots (8)$$

送電端電力코스트, 熱供給코스트는, 上記의 E_e, E_t 와의 比率를 考慮해서 구한다. 예를 들면 送電端電力코스트 E_{eo} (원/kWh)은 다음과 같이 된다.

$$E_{eo} = \frac{E_e}{1 - \eta} \dots\dots\dots (9)$$

여기서 t_e : 年間發電時間(時)을 나타내며, 年間發電量을 定格出力으로 나눈값. t_i : 年間熱에너지 發生時間(時)을 나타낸 年間 熱에너지 發電量을 定格出力으로 나눈값. r_a : 年間固定費率 (金利, 償却, 稅, 保險等), C_f : 年間稼率, P_r : 定格容量 (kW), $O \& M$: 運轉保守費, η : 室內比率

각 서브시스템의 코스트모델은 最近의 價格을 갖고 있으나 集光·集熱裝置·逆平板集熱器등 集熱部の 코스트는 總建設費에 차지하는 비율이 크고 또한 계속적인 研究開發, 需要의 增大등에 의해서 크게 低減이 豫想되기 때문에 太陽熱發電, 熱·電氣複合 솔라시스템 (solar system) 이 實用化된 時期를 想定해서 다음과 같이 假定했다.

즉 槓型拋物面鏡에 依한 集光·集熱裝置의 單位面積當의 코스트는 6, 18, 30 만원/m²이고 非集光固定型의 逆平板集熱器의 코스트는 이들의 각각 코스트에 대응해서 각각 3.6, 10.8, 18 만 원/m²이 된다.

또한 熱輸送파이프의 斷熱材를 포함한 單價 FHT (만원/m)은

$$FHT = 10^{(9.63 \times 10^{-4} T - 0.74)} \dots\dots\dots (10)$$

이 된다.

여기서 T: 熱媒體의 平均溫度 (°C)

따라서 熱輸送系의 總코스트 V_1 (만원)은

$$V_1 = L_p \times FHT \dots\dots\dots (11)$$

이 된다.

一方蓄熱·熱交換部の 코스트에 대해서는 蓄熱裝置의 單價 FHS (만원/kWh), 熱交換器의 單價 FHE (만원/kWh)는 각각 다음식으로 假定을 하였다.

$$FHS = 10^{1.99 \times 10^{-3} T - 0.796} \dots\dots\dots (12)$$

$$FHE = 10^{2.28 \times 10^{-3} T - 1.61} \dots\dots\dots (13)$$

에 의해서 蓄熱裝置 V_2 (만원), 熱交換器 V_3 (만원)는 각각 다음 식으로 된다.

$$V_2 = \sum_T^{100.250} \{ (fore + fort) \times S_{time} \times FHS \} \dots\dots\dots (14)$$

$$V_3 = \sum_T^{100.250} \{ (fore + fort) \times FHE \} \dots\dots\dots (15)$$

여기서 fore : 單位 時間當의 發電에 必要한 熱量(kW), fort : 單位 時間當의 熱供給에 必要한 熱量(kW), S_{time} : 蓄熱時間(hr), 表 4는 코스트 試算인 경우의 計算條件이다. 施設의 耐用年數는 15年으로서, 이때의 年間 固定比率은 0.155이다.

또한 研究室內電力比率은 0.04, 運轉·保守比率은 0.04이다.

〈表 4〉 經濟性 算定條件

項 目	值
橢型포물面鏡集光集熱裝置의 코스트(만원/㎡)	6.0 18.0 30
逆平板集熱器의 코스트(만원/㎡)	3.6 10.8 18
耐 用 比 率	15
年 固 定 比 率	0.04
研 究 室 內 比 率	0.04
운전, 보수비율 土地代	포 함 됨

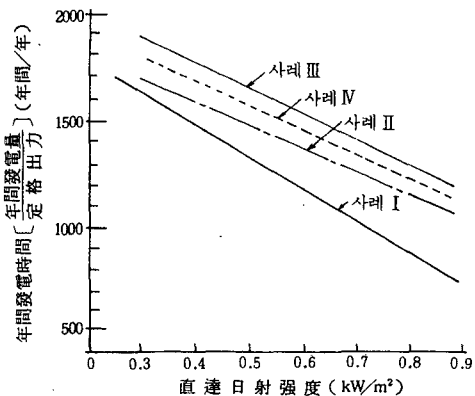


그림 4. 設計基準日射強度에 대한 年間發電時間의 關係

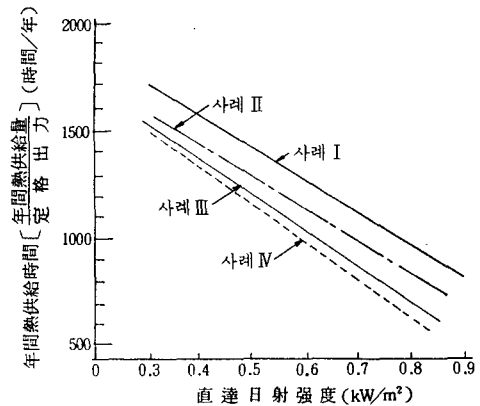


그림 5. 設計基準日射強度에 대한 年間熱供給時間의 關係

6. 計算結果와 考察

計算結果를 考察하면 다음과 같다.

그림 4는 日射強度에 대한 年間發電時間의 關係이다. 여기서 年間 發電時間은, 年間發電量을 定格出力으로 나눈 값이다. 그림의 橫軸은, 直達日射強度(kW/㎡)이다. 단, 熱·電氣複合 솔라시스템(사례 III, IV)에서는 表 2에 表示한 바와 같이 各各의 直達日射強度에 對應해서 日射強度가 約 1.3倍의 傾斜面 全日射強度 사용하고 있다.

이 關係은 以下の 그래프에 對해서도 똑 같다.

그림의 縱軸은 各 시스템의 年間發電時間(時間/年)이다.

그림에서 各 시스템도 시스템 設計點으로서의 日射強度를 높인다고 한다면 年間發電時間은, 直線의으로 減少함을 알 수 있다. 즉, 直達日射強度를 0.4 kW/㎡(傾斜面 全日射強度 0.5 kW/㎡)에서 2倍값의 0.8 kW/㎡(1.0 kW/㎡)까지 變化 시켜서 設計點을 設定하면, 年間發電時間은 20~30% 程度 減少한다. 또한 同一定格의 熱·電氣複合 솔라시스템(事例 III)과 單獨시스템(事例 I)의 年間 發電時間은 명확한 차이가 된다. 예를 들면 直達日射強度 0.7 kW/㎡(傾斜面

全天日射強度 0.9 kW/m^2 일때 각각의 年間發電時間은 1360時間, 1070時間程度에서 兩者는 約 27%의 差가 나타난다.

그림 5은 日射強度에 對한 年間熱供給時間의 關係이다.

各 시스템의 設計點으로서의 日射強度의 增加에 대한 年間熱供給時間의 關係는, 年間發電時間과 똑같이 거의 直線의 減少한다. 卽 日射強度의 變化에 對한 年間發電時間의 關係와 똑같이 年間熱供給時間의 變化를 直達日射強度 0.4 kW/m^2 (傾斜面全天日射強度 0.5 kW/m^2)로부터 0.8 kW/m^2 (1.0 kW/m^2)에 對해서 求하면 35~50% 程度 減少함을 알 수 있다.

이 研究書의 計算프로그램은, 發電을 優先한 프로그램이므로, 同一定格의 單獨 시스템(사례 I), 熱·電氣複合 솔라시스템(사례 III)의 年間熱供給時間을 比較하면 사례 I의 年間熱供給時間이 길어진다.

예를 들면 直達日射強度 0.7 kW/m^2 (傾斜面全天日射強度 0.9 kW/m^2)일때 사례 III의 年間熱供給

時間은 820時間, 사례 I의 것은 1080時間으로서 兩者의 差는 約 23%이다.

表 5은 直達日射強度 0.7 kW/m^2 (傾斜面全天日射強度 0.9 kW/m^2) 있어서 各 시스템의 集熱部의 集熱面積, 年間稼動時間, 에너지供給量의 關係이다. 사례 I과 사례 III의 比較에서 定格出力을 發生하는데 必要한 集熱器面積은 각각 $28,300\text{ m}^2$, $25,800\text{ m}^2$ 로서 熱·電氣複合 솔라시스템(사례 III)을 構成하면 約 10% 集熱器를 減少할 수 있다. 이것의 熱·電氣複合 솔라시스템은 太陽에너지를 有效하게 利用한다는 것을 나타낸다. 蒸氣터빈 發電機의 出力容量이 다른 사례 III, IV에 대해서는 年間發電時間, 年間熱供給時間과 더불어 큰 차이가 있으나 사례 IV의 시스템에서의 사례 III의 시스템에 比하여 集熱器의 面積을 約 5% 增加시키므로써, 年間發電量을 約 45% 增加시킬 수 있다. 이 경우에, 熱·電氣複合 솔라시스템은, 組合된 最適化가 極히 重要하며, 이것에 의해서 太陽에너지의 有效利用이 재차 시도된다는 것을 알 수 있다. 그림 6은 각

<表 5> 各 시스템의 計算結果 例.

項目		事例 I	II	III	IV		
定格出力	電 氣 (MW)	1.0	1.0	1.0	1.0		
	熱 (MW)	6.0	6.0	6.0	6.0		
설 계 기 준 점		봄, 가을에 南中時의 直達日射強度 : 0.7 kW/m^2 " " 傾斜面全天日射強度 : 0.9 kW/m^2					
集 熱 器 의 種 類		集光·集熱型 (楕型拋物面鏡)	集光·集熱型 (楕型拋物面鏡)	集光集熱型 (楕型)	非集光 固定型 (逆平板型)	集光 集熱型 (楕型)	非集光 固定型 (逆平板型)
面 積 (m^2)		28,300	28,200	22,200	3,600	22,800	4,000
全 面 積 (m^2)		28,300	28,200	25,800		26,800	
年 間 稼動時間	電 氣 (時間/年)	1,070	1,320	1,360		1,310	
	熱 (時間/年)	1,080	970	810		800	
年 間 에 너 지 供 給 量	電 氣 (MWh/年)	1,070	1,320	1,360		1,965	
	熱 (MWh/年)	6,480	5,820	4,860		4,800	

시스템의 集熱部の 單位面積當 코스트 파라메타 한 경우의 日射強度 (kW/m^2) 에 對한 送電端電力코스트 (원/ kWh) 의 關係이다. 파라메타인 集熱部の 單位面積當의 코스트는, 集光·集熱裝置 $6.0 \text{ 만원}/\text{m}^2$ (非集光固定型熱器 $3.6 \text{ 만원}/\text{m}^2$) $18 \text{ 만원}/\text{m}^2$ ($10.8 \text{ 만원}/\text{m}^2$) $30 \text{ 만원}/\text{m}^2$ ($18 \text{ 만원}/\text{m}^2$) 의 3 例이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 어느 파라메타도 熱·電氣複合시스템의 送電端電力코스트가 其他의 시스템에 比하여 價格이 적게 되고 있다. 또한 最小送電端電力코스트를 주는 日射強度는 直達日射強度 $0.7 \text{ kW}/\text{m}^2$ (傾斜面 全天日射強度 $0.9 \text{ kW}/\text{m}^2$) 에 있다는 것을 알 수 있다.

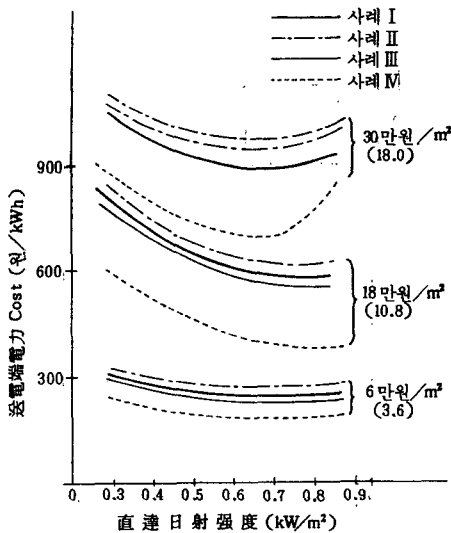


그림 6. 設計基準日射強度에 對한 送電端電力코스트의 關係

그림 7은, 日射強度에 對한 프로세스 히이팅 用 熱供給코스트의 關係이다.

送電端電力코스트의 關係와 同一한 어느것의 파라메타 熱電氣複合솔라시스템의 熱供給코스트는 其他의 시스템에 比하여 廉가이며, 이傾向은 送電端電力코스트의 傾向과 같다.

熱·電氣複合솔라시스템 (사례 III, 사례 IV) 의

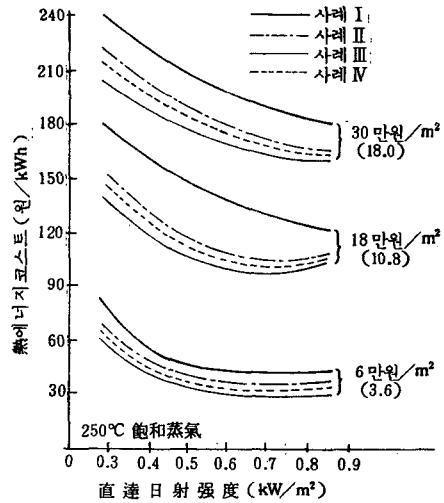


그림 7. 設計基準日射強度에 對한 熱에너지의 코스트 關係

에너지 코스트가 廉가하다는 것은 이들 시스템의 總建設費에 크게 차지하는 集熱부에 非集光固定型的 集熱器를 組合시키므로서 蒸氣터어빈 發電機, 프레온터어빈 發電機를 組合시키므로서 行하고 있다.

또한 太陽에너지利用 시스템에 의해서 發生되는 에너지의 에너지코스트 目標은 既存의 에너지코스트와 比較하여 輕減시킬 수 있다.

當面 熱·電氣複合솔라시스템의 에너지코스트로서 送電端電力코스트 $300 \text{ 원}/\text{kWh}$, 熱供給코스트 $60 \text{ 원}/\text{kWh}$ (250°C 의 飽和蒸氣)로 設定한다면 集光·集熱裝置, 非集光固定型 集熱器의 單位面積當의 코스트를 각각 $15 \text{ 만원}/\text{m}^2$, $18 \text{ 만원}/\text{m}^2$ 以下로 하는 경우 必要가 있다고 사료된다.

7. 結 論

外國의 研究所文獻을 中心으로 해서 위와 같은 4 種類시스템의 年間稼動時間, 年間에너지-供給量, 에너지코스트를 計算해서 比較檢討했다

이들의 結果를 總合한 바 다음과 같이 됨을 알았다.

1) 시스템의 設計點으로서 日射強度를 높게 設定하면 할수록 各 시스템의 年間發電時間, 年間熱供給時間은 減少된다. 또한 이들 사이에는 거의 直達關係를 볼 수 있다.

2) 同一定格의 熱·電氣複合솔라시스템(事例Ⅲ)와 熱電氣供給單獨시스템(事例Ⅰ)의 年間發電時間, 年間熱供給時間사이에는 明確한 차이가 있다.

3) 시스템의 에너지 코스트를 계산한 結果, 이들의 條件도 熱·電氣複合솔라시스템(事例Ⅲ, Ⅳ)의 에너지 코스트가 堦가가 되었다. 특히 送電端電力코스트가 堦가인 것은 事例Ⅳ인 경우이다.

4) 最小에너지코스트를 주는 設計點으로서의 日射強度는 直達日射強度 0.7 kW/m^2 (傾斜面 全日射強度 0.7 kW/m^2) 근방이다.

5) 當面 熱·電氣複合솔라시스템의 에너지코스트를 送電端電力코스트로서 300 원/kWh, 熱供給코스트로서 20 원/kWh 으로 設定한다면 이 시스템의 總建設費에 큰 比率이 차지하는 集光, 集熱裝置 非集光固定型 集熱器의 單位面積當의 코스트를 각각 15 만원/ m^2 , 9 만원/ m^2 , 以下로 할 必要가 있다고 생각된다.

參 考 文 獻

1. 作田也: 逆平板型コレクターの集熱特性, 日本太陽エネルギー學會第4回研究發表會, No.24 (昭53-11)
2. B.Y.H.Liu and R.C Jordan: "The Interrelation Ship and Characteristic Distribution of Direct, Diffuse and Total Solar Radiation," Solar Energy Vol.4, No.3, pp.1-19, 1960
3. J.A.Duffie and W.A Beckman: "Solar Engineering Thermal Process" Wiley 1981
4. S.A.Klein: "Calculation of Monthly Average Insolation on Tilted Surface." Solar Energy Vol.19, No.4, pp.325-329, 1977
5. Solar Energy Technology Simulator Model 327 Omidata, Incorporated 16 Springdale Road Cherry Hill, New Jersey 08003
6. Davidk, McDaniels; "The Sun: our Future Energy Source," University of Oregon.
7. 金龍洙: "太陽에너지工學"; 工業研究所, 1983.