

# 兵營施設의 太陽熱給湯시스템에 關한 研究

金 斗 千\* , 徐 辰 錫\*

## A Study on the Solar Water Heating System in the Military Facilities

Doo Chun Kim, Jin Seok Seo

### ABSTRACT

The performance of two typical types of solar hot water heating system was tested in Seoul. Types of systems studied are single-tank indirect external heat exchanger system and single-tank internal heat exchanger system. Comparing to experimental results, a transient system simulation program was made to analyze the performance of the selected system.

The climate data, Standard Weather Year for Seoul, required for the simulation was provided. Computer simulations were used to estimate the effect of significant parameters upon system performance. The followings are obtained.

1. In the domestic solar water heating system, the value  $20-40 \text{ kg}/\text{m}^2 \text{ h}$  for flow rate through the collector is much better than the recommended value  $72 \text{ kg}/\text{m}^2 \text{ h}$  in the solar heating system.
2. The effectiveness of collector heat exchanger and storage tank size are found to have only a small effect upon system performance.
3. The hot water draw pattern has a significant effect on system performance. A higher system efficiency achieved when draw-off occurred around noon than when it occurred around early morning.

Using the above results, the reference solar hot water system which provides  $300 \ell$  of hot water per day, was selected as a guide for designer. And simplified graphical method was developed based on the modified f-chart method to determine required collector area. When the system design parameters of the proposed system differs from the reference system, required collector area can be calculated from area adjustment factors.

\* 正會員, 陸軍士官學校 機械工學科

NOMENCLATURE

- A : collector area (  $m^2$  )
- $C_p$  : fluid specific heat (  $kcal/kg\ ^\circ C$  )
- $F_R$  : collector heat removal factor ( - )
- $H_T$  : total radiation on an inclined surface (  $kcal/m^2\ h$  )
- $M_s$  : mass of water in the storage tank (  $kg$  )
- $\dot{M}_L$  : mass flow rate of supply hot water (  $kg/h$  )
- $\dot{m}$  : mass flow rate of fluid (  $kg/h$  )
- $\dot{Q}_L$  : rate of energy loss from the collector (  $kcal/h$  )
- $\dot{Q}_T$  : rate at which collected energy is delivered to the tank (  $kcal/h$  )
- $\dot{Q}_u$  : rate of energy collection by the collector (  $kcal/h$  )
- $\dot{Q}_w$  : water heating load (  $kcal/h$  )
- $T_a$  : outside air temperature (  $^\circ C$  )
- $T_{env}$  : temperature to which storage tank energy loss occurs (  $^\circ C$  )
- $T_M$  : temperature of mains supply water (  $^\circ C$  )
- $T_i$  : temperature of the fluid at the collector inlet (  $^\circ C$  )
- $T_s$  : storage tank temperature (  $^\circ C$  )
- $T_{set}$  : set temperature of water heating systems auxiliary heater (  $^\circ C$  )
- $U_L$  : overall heat transfer coefficient (  $kcal/m^2\ h$  )
- $(\tau\alpha)_n$  : transmittance-absorptance product at normal radiation incidence ( - )

1. 緒 論

現在 普及되고 있는 太陽熱給湯시스템은 여러가지가 있으며, 그 設計方法에도 특정 모델에

대한 年間의 시스템性能을 解析할 수 있는 TRNSYS<sup>(1)</sup>와 같은 動的 시스템 시뮬레이션 프로그램이나 f-chart method<sup>(2)</sup>와 같은 圖表를 利用한 桌上計算器에 의한 方法等 많은 研究結果가 實務者의 設計指針으로 利用되고 있다.

그러나, 太陽熱利用시스템의 性能은 設置된 場所의 氣候條件에 가장 큰 영향을 받기 때문에 우선 氣象資料의 整理가 先行되어야 하며, 實驗結果로 부터 立證된 시스템 시뮬레이션을 위한 電算프로그램에 依해 시스템의 性能에 영향을 미치는 因子들에 對한 解析이 수반되어야 한다.

太陽熱給湯시스템에는 集熱된 熱의 傳達方法과 貯藏方法에 따라 많은 種類가 있으나, Buckles and Klein<sup>(3)</sup>에 依하면 1개 탱크 外部 熱交換式, 1개 탱크 內部 熱交換式과 2개 탱크 內部, 外部 熱交換式의 4가지 種類로 大別되며, 이들에 對한 性能을 比較한 結果는 큰 差異는 없으나 1개 탱크方式이 좋고, 熱交換器가 設置된 場所에는 無關한 것으로 判明되었다.

또한 시스템의 性能은 集熱器 回路의 流體의 流量, 貯藏탱크의 容量, 數 및 斷熱狀能, 使用 스케줄, 熱交換器의 有効性 및 給水의 溫度 등에 依해 左右되는데, Liu and Fanny<sup>(4)</sup> 및 Buckles<sup>(3)</sup>의 實驗과 시뮬레이션을 통한 比較 結果는 熱交換器의 有効性, 템퍼링 밸브의 有無, 貯藏탱크의 容量 등은 그다지 主要한 因자가 아님이 밝혀졌다.

本 研究의 目的은

첫째, 1개의 貯藏탱크와 內部 및 外部 熱交換器로 構成된 實驗裝置를 設計·製作하여 시스템의 性能에 영향을 크게 미치는 因子들의 效果를 實驗하여, 그 結果를 利用한 動的 시스템 시뮬레이션 프로그램을 作成하고,

둘째, 시스템 시뮬레이션에 依한 長期 性能 解析의 入力資料인 標準氣象資料를 서울地方의

最近 10年間の時刻別 데이터로부터 導出하며, 셋째, 40명의 人員이 3交代로 週 2回정도로 샤워하는데 所要되는 300ℓ~400ℓ의 溫水を 供給할 수 있는 標準시스템을 選定하고 標準年 氣象데이터를 利用한 시스템 시뮬레이션에 依하여 所要 集熱面積을 求하고, 設計데이터가 標準시스템과 다른 境遇에도 쉽게 所要面積을 求할 수 있는 圖解法을 提示하는데 있다.

2. 理論

準定常狀態 또는 定常狀態에서 強制循環型 平板形集熱器의 性能은 Hottel (5), Whillier (6) 및 Bliss (7) 에 의한 HWB 모델이 實驗値와 比較的 잘 맞을 뿐만 아니라 計算의 簡便性 때문에 시뮬레이션에 가장 適合한 것으로 알려져 있으며, 集熱된 有用熱量  $\dot{Q}_u$  와 集熱器의 熱效率  $\eta$  는

$$\dot{Q}_u = A F_R [H_T(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a)] = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \dots\dots\dots (1)$$

$$\eta = \frac{F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L(T_i - T_a)}{H_T} \dots\dots\dots (2)$$

로 구하며, 集熱器의 性能을 나타내는  $F_R U_L$  와  $(\tau\alpha)_n$  은 ASHRAE Standard 93-77(8) 8.3 절의 集熱器 性能試驗 節次로부터 얻은  $\eta$  와  $(T_i - T_a) / H_T$  를 두 軸으로 하는 性能曲線으로부터 구한다.

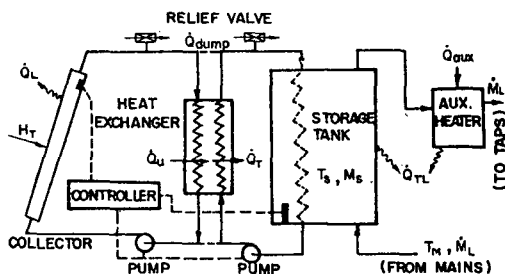


Fig.1 Schematic of solar hot water heating system.

Fig.1은 시스템의 概要圖이며 集熱器로부터 集熱된 有用熱量  $\dot{Q}_u$  중에서 熱交換器에 의해 貯

藏탱크 回路로 傳達된 熱量은 沸騰을 防止하기 위한 릴리프 밸브에 의해 溫度  $T_{max}$  가 限制되기 때문에 貯藏탱크로 運搬되는 熱量  $\dot{Q}_T$  는 다음 式으로 表示된다.

$$\dot{Q}_T = \begin{cases} F_R A [H_T(\tau\alpha) - U_L(T_i - T_a), T_i \leq T_{max} \\ \dots\dots\dots (3) \\ (\dot{m} C_p)_s (T_{max} - T_s), T_i > T_{max} \end{cases}$$

여기서,  $T_i$  은 熱交換器의 出口를 지나 릴리프 밸브로 流入되는 流體의 溫度이며  $T_s$  는 貯藏탱크로부터 流入되는 入口溫度이다.

熱交換器 係數  $F_R$  은 集熱器와 貯藏탱크간의 熱交換器로 인한 熱傳達減少를 考慮하기 위한 것이며 De Winter (9) 에 依하면,

$$\frac{F_R}{F_R} = \left\{ 1 + \left( \frac{F_R U_L A}{\dot{m} C_p} \right) \left( \frac{\dot{m} C_p}{\epsilon (\dot{m} C_p)_{min}} - 1 \right) \right\}^{-1} \dots\dots\dots (4)$$

이다. 따라서 貯藏탱크에 대한 에너지 平衡方程式은,

$$M_s C_p \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_T - \dot{Q}_W - \dot{Q}_L + E_w \dots\dots\dots (5)$$

로 表示된다. 여기서  $\dot{Q}_W$ ,  $\dot{Q}_L$ ,  $E_w$  는 각각 給湯負荷, 탱크熱損失 및 供給된 補助에너지를 나타내며,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_W &= \dot{M}_L (T_{set} - T_M), \\ \dot{Q}_L &= (UA)_s (T_s - T_{env}), \\ E_w &= \dot{M}_L (T_{set} - T_s) \text{ 이다.} \end{aligned}$$

3. 實驗과 컴퓨터 시뮬레이션의 比較

3.1 實驗裝置 및 實驗方法

實驗裝置는 國產集熱器 2매와 外部熱交換器를 使用한 시스템 A와 Yazaki Blue Panel 3매를 使用한 시스템 B이며, 集熱器의 詳細는 Table 1 과 같고, Fig.2는 시스템 B의 外觀이다.

Table 1 Technical Data of Collectors used in System A and B

	Model	Yazaki, SC-201S (System B)	S.H.(System A)
Absorber plate	Type	Flat plate with selective surface	Black paint
	Construction	Tube - in - sheet	Tube - in - sheet
	Material	Ultra low carbon ferretic stainless steel (18 Cr - 2 Mo)	Aluminium
	Effective area ( $m^2$ )	1.91	3.0
Plate surface	Absorptance ( $\alpha$ )	0.92	0.97
	Emittance ( $\epsilon$ )	0.11	0.97
	Max. temp. ( $^{\circ}C$ )	250	—
Glass cover	Number	1	1
	Type	Tempered glass, clear	Plain, clear
	Thickness ( $mm$ )	3	4.3
	Transmittance	0.876	0.806
Insulation	Type	Fiber glass and Teflon sheet	Glass wool & styropol
	Back thickness ( $mm$ )	50	50
	Side thickness ( $mm$ )	15	15
Dimension	L x W x D ( $mm$ )	2002 x 1002 x 75	2040 x 1540 x 80



Fig.2 Photo of Solar Water Heating Systems.

貯藏탱크는 容量 450  $\ell$ , 높이 1.0 m인 직육면체 鋼製탱크로 50 mm의 그라스울로 斷熱시켰으며, 上端에서 15 cm 되는 곳에 4.5 kW의 히

터를 부착하였다.

시스템 A의 外部熱交換器는 殼管型對向流式으로 길이 2 m, 직경 1" IPS 鋼管 및 1 1/2"

IPS 鋼管으로 製作한 것이며, 시스템 B의 内部熱交換器는 길이 12 m, 직경 8 mm의 鋼管을 직경 40 cm의 코일형으로 製作하여 탱크 內에 設置하였다.

集熱器回路의 不凍液 (50% - ethylen glycol 水溶液) 循環에는 溫水펌프 (金星社, Model PH-101B), 密閉形 膨脹탱크 (AMTROL, Ex-15, 15 l), Purger, 에어벤트 및 差溫調節器 (Saginomia, SDE-2 B 2011)을 使用하였다.

日射量의 測定은 Pyranometer (Eko, Model MS-61), 記錄計 (Chino, Model EH 800-1)를, 溫度의 測定은 Copper-Constantan 熱傳帶 (CC, # 28)를 集熱器 入, 出口, 集熱板表面 4 個所, 貯藏탱크 3 個所, 熱交換器 入, 出口, 및 大氣중에 設置하고, 記錄計 (韓國生絲 株 TR-212, 12 CH, Watanabe, MC 611-4CH)를 使用하였다.

流量計는 溫水計 (金潮電氣, 25 mm φ, 10,000 m<sup>3</sup>)을 使用하였으며 風速은 CENCO 風速計로 測定하였다.

實驗은 서울 近郊인 泰陵에서 1980年3月9日 부터 5月9日 까지 시스템 A로, 1982年 10月 6日 부터 11月 15日 까지 시스템 B로 實施하였다.

實驗方法은 午前 8時 貯藏탱크에 300 l ~ 450 l의 물을 채우고 記錄裝置들을 補正한後 日射量과 溫度는 自動記錄하고, 風速, 雲量 및 流量은 每時刻別로 16 ~ 17時 까지 測定 記錄하였다.

### 3.2 實驗結果와 시뮬레이션의 比較

ASHRAE Standard 93-77의 節次에 따른 實驗으로 부터 구한 國產 S.H社의 集熱器 性能曲線은 Fig 3과 같으며, 實線으로 表示된 Yazaki Blue Panel은 製作會社에서 提示한 것이다.

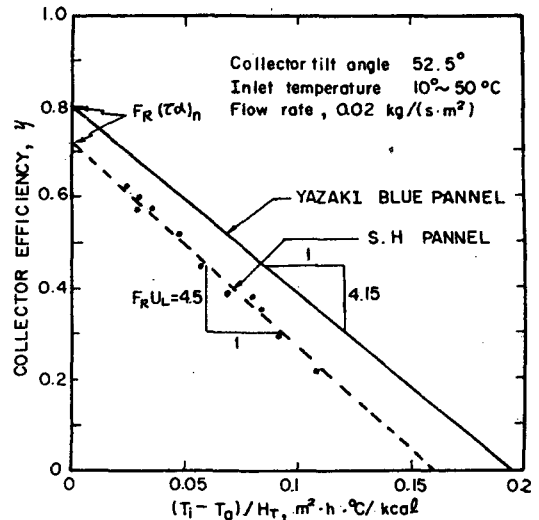


Fig.3 Thermal efficiency curve for two flat-plate collectors.

Fig 4는 시스템 B로 實驗한 期間중의 代表的인 맑은 날의 日射量분포와 集熱器 入, 出口 및 貯藏탱크의 溫度분포를 나타낸 것으로써 16時 30分 이후에는 集熱이 불가능함을 알 수 있다. 또한 集熱器 出口溫度가 日射量曲線에 1時間 정도 지연되어 同一한 양상으로 變化하고 있는데 이것은 熱交換器의 熱傳達 單位의 수를 증가시켜야 함을 시사하고 있다.

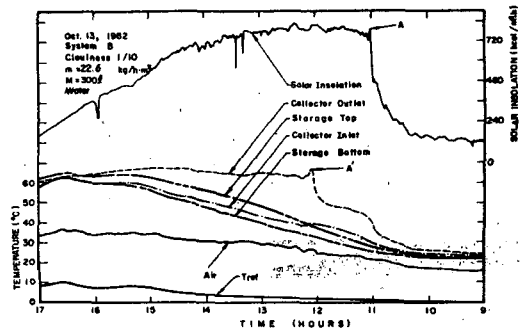


Fig.4 Daily variation of weather condition and temperature of solar heating system.

Fig. 5는 시스템 B의 特性値와 Fig. 4의 入力資料를 利用하여 動的 시스템 프로그램에 의해 15分 間격으로 시뮬레이션 한 結果와 實

驗値를 比較한 것이다. 圖表에서 맑은 날인 10월 13日에는 시뮬레이션 結果와 實驗에 의한 實測値는 全時間帶에 걸쳐 거의 一致하고 있으나, 흐린 날인 10월 14日의 境遇에는 17時의 最終溫度는 별 差異가 없으나 10時 부터 14時까지는 2℃ 정도의 差異가 나고 있는데, 그것은 傾斜面 全日射量의 變化가 심하기 때문인 것으로 볼 수 있다. 그러나 動的 시스템 시뮬레이션의 結果는 實驗結果와 比較的 잘 一致함을 보여주고 있으며, 이것은 Table 2의 4日間 性能比較로 부터도 확인할 수 있다.

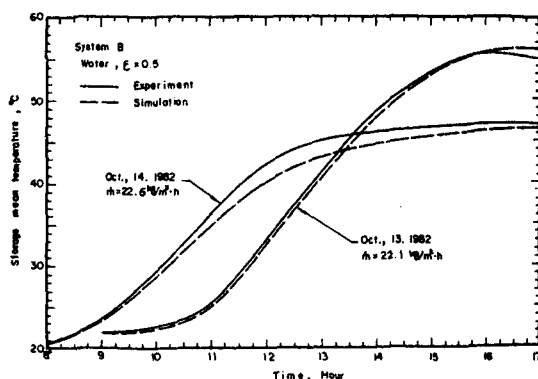


Fig.5 Simulated tank temperature compared with experimental one.

Table 2. Simulated system performance compared with experimental one

( ) : Simulation

Date	Flow Rate (kg/m²h)	Solar(1) Insolation (Mcal/day)	Collection Efficiency (-)	Tank Temp. (°C)		Total Load (Mcal/day)	Solar Fraction (-)
				Initial	Final		
10 / 13	22.10	23.6	0.427	21.7	55.0(55.7)	11.49	0.869(0.887)
10 / 14	22.60	18.7	0.410	20.8	46.7(46.1)	11.76	0.661(0.645)
10 / 15	18.12	14.7	0.422	21.1	41.0(41.7)	11.67	0.512(0.529)
10 / 16	15.00	26.3	0.390	20.3	53.5(54.4)	11.91	0.836(0.858)

Note ; (1) 52° tilt and 7.5° west from south  
 \* Storage Capacity = 300l, Heat Exchanger Effectiveness = 0.5  
 \* Collector Fluid = Water

Fig. 6은 貯藏탱크의 물을 뽑아 쓰지 않고 시스템을 계속 作動시켰을 때, 16時 30分 經의 貯藏탱크 內의 溫水의 溫度분포를 나타낸 것인데, 3月 하순에 實驗한 시스템 A의 境遇에는 Fig.3과 같이 集熱器의 性能이 좋지 못하기 때문에 매우 낮은 溫度水準이었지만 이보다 日射量이 더 적은 10月중에 實驗한 시스템 B의 境遇에는 溫퍼링을 하더라도 샤워를 위한 貯藏溫度인 43℃ 정도의 溫水를 공급할 수 있음을 보여주고 있다.

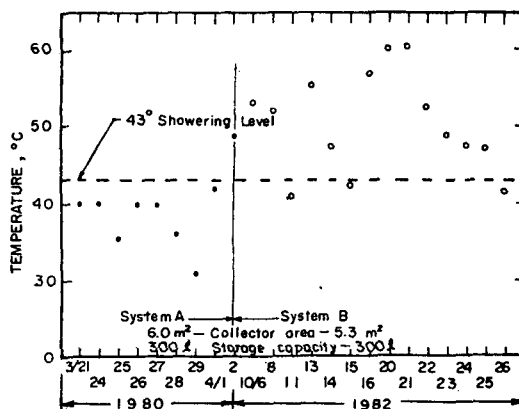


Fig.6 Supply hot water temperature distribution

4. 結果 및 考察

4-1. 시스템의 性能에 影響을 미치는 因子

太陽熱給湯시스템의 性能에 影響을 주는 因子들은 大端히 많고 相互 緊密한 관계가 있기 때문에 解析하기가 매우 複雜하지만, 集熱器의 性能에 關係되는 因子들 外에도 貯藏탱크의 數와 斷熱狀態, 貯藏탱크의 容量, 給湯量과 使用스케줄, 熱交換器의 有効性 및 集熱器回路의 流量, 給水溫度 등으로 大別할 수 있다.

그러나 長期的인 시스템解析을 위한 設計因子들에 대한 研究結果는 몇가지 因子를 除外하고는 큰 影響을 미치지 못하거나, 貯藏탱크로부터의 熱損失 等の 몇몇 因子들은 시스템의 特性에 따라 結定되기 때문에 集熱器의 特性인  $F_R(\tau\alpha)_n$ ,  $F_R U_L$ , 熱交換器의 有効性, 集熱器回路의 流量, 貯藏탱크의 容量, 給水溫度, 溫水의 使用스케줄 등이 가장 큰 影響을 미치는 것으로 判明되었다.

따라서, 本 研究에서는 Fig. 5로 立證된 動的 시스템 시뮬레이션에 의하여 이들 중에서 시스템의 性能에 큰 影響을 미치는 集熱器回路의 流量, 熱交換器의 有効性, 溫水의 使用스케줄 等に 關하여 檢討하였다.

Fig. 7은 集熱器回路의 流量變化에 따른 시스템의 性能을 圖示한 것인데,

참고문헌(8)에서 提示한 流量의 推薦值인  $70 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ 를 기준하여

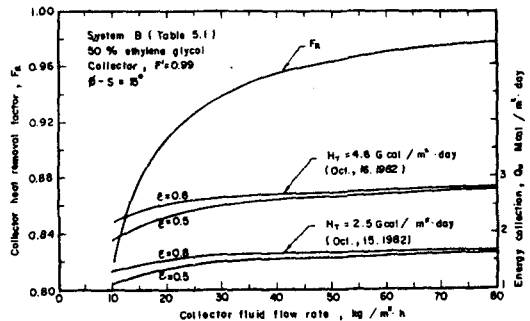


Fig.7 Variation of system performance with collector fluid flow rate.

Table 3. Influence of collector fluid flow rate on collector outlet temperature, °C

Oct., 16, 1982

Heat-Exchanger Effectiveness	Collector flow rate (kg/m² h)	Hour								
		9	10	11	12	13	14	15	16	
0.5	10	57.9	81.2	60.9	94.5	108.9	102.6	77.9	69.4	
	20	42.8	59.2	50.7	71.6	84.3	83.7	71.5	65.6	
	30	36.3	49.4	45.5	61.4	72.7	74.6	67.8	63.9	
	50	30.6	40.3	40.2	51.7	61.2	65.1	63.1	61.3	
0.8	10	51.4	70.2	52.3	85.4	95.8	92.3	71.8	70.1	
	20	38.3	51.4	44.5	65.1	74.7	76.2	67.2	66.5	
	30	33.1	43.7	41.1	56.8	65.7	69.1	64.7	64.5	
	50	28.7	36.9	37.6	48.9	57.0	61.8	61.2	61.6	

Note ; \*  $T_i = 20.3 \text{ }^\circ\text{C}$   
 \*  $U = 2.0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$

Table 1의 시스템B의 集熱器의 特性値와 貯藏탱크의 熱損失係數  $U = 2.0 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{ h}$ 의 값으로 動的시뮬레이션한 것이다. 集熱器回路的 流體의 最適流量은 式(1)의 集熱量이 最大가 되는 流量이며, 集熱器 熱除去係數  $F_R$ 이 1이 되기 위해서는 무한히 큰 값이 되지만 Fig. 7은  $F_R$ 이 0.95보다 큰 流量의 範圍에서는 流量의 增加에도 불구하고 集熱量  $\dot{Q}_U$ 는 그다지 增加하지 않음을 보여주고 있다.

즉, 시스템의 入力인 日射量이 큰 10月16日의 境遇에 流量이  $40 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ h}$ 에서 2배로 增加하여도 集熱量은 8%정도 밖에 增加되지 않으며, 日射量이 작은 10月 15日의 흐린 날의 境遇에는 거의 變化가 없다.

또한 流量을 增加시키려면 펌프를 구동하는 所要電力量이 커지게 되는데, 實驗結果는 流量  $40 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ h}$ 에서의 消費電力은 120 Wh 정도이며, 流量을 倍加시킬 때마다 10%씩의 追加電力이 消費된다. 따라서, 가능한 한 낮은 範圍의 流量이 바람직하지만 Table 3에서 보는 바와 같이 熱交換器의 有効性이 작고, 日射量이 큰 境遇에는 作動溫度가 높아지기 때문에 集熱板으로부터의 熱損失量이 커지게 될 뿐만 아니라 集熱器內에서 流體가 沸騰하여 릴리프 밸브를 통하여 蒸氣로 排出되기 때문에 이와 같은 沸騰現象에 의한 熱損失에 따른 시스템의

性能低下를 防止하기 위해서는 集熱器 回路의 流體의 最適流量의 範圍는  $20 - 40 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ h}$  정도가 적당하다고 본다. 이 값은 太陽熱煖房 및 給湯시스템에서의 勸獎値인  $70 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ h}$ 의 1/2 정도에 불과한데, 이것은 煖房시스템에서는 負荷側에서 貯藏탱크로 부터 에너지를 계속 使用하기 때문에 貯藏탱크의 溫度가 낮아져서 集熱器로의 流體의 流入溫度 및 流出溫度가 낮아지기 때문인 것으로 說明할 수가 있겠다.

그리고 集熱器와 貯藏탱크間의 熱交換器의 有効性의 增加에 比하여 시스템의 性能은 그다지 向上되지 않음을 알 수 있다.

外部에 設置된 熱交換器의 蓄熱탱크側 流體의 流量은 Table 4에서 보는 바와 같이 集熱器側 流體流量보다 클 必要는 없으나, 더 작아지면 상당한 시스템의 性能低下를 招來하게 됨을 알 수 있다. 貯藏탱크의 斷熱정도에 따른 시스템性能의 變化를 보기 위하여, 貯藏 탱크의 熱損失係數를 f-chart method에서 使用한  $0.36 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{ h}$ 에서 TRNSYS의  $1.22 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{ h}$ 의 範圍內에서 變化시켜 시스템B의 特性値로 시뮬레이션하여 구한 太陽熱充當比 f를 f-chart method에서 使用한  $U = 0.36$ 을 1로하여 구한 比는 Table 5와 같으며, 貯藏탱크의 斷熱정도에 따른 시스템의 性能變化는 3%정도의 差異를 보여주고 있다.

Table 4. Influence of storage tank fluid flow rate on the ratio of solar fraction

collector flow rate:  $30 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ h}$

Date	Solar Insolation ( $\text{Mcal} / \text{m}^2 \text{ day}$ )	storage tank fluid flow rate, $\text{kg} / \text{m}^2 \text{ h}$				
		15	20	25	30	35
10 / 15 (cloudy)	14.7	0.888	0.942	0.978	1.000	1.000
10 / 16 (clear)	26.3	0.881	0.948	0.980	1.000	1.000

Note; simulated with system B. heat exchanger effectiveness = 0.7,  $U = 2.0 \text{ kcal} / \text{m}^2 \text{ h}$



Table 5. Influence of storage tank loss coefficient on the ratio of solar fraction

Date	Solar Insolation (Mcal / m <sup>2</sup> day)	U, kcal / m <sup>2</sup> h				
		0.36	0.60	0.80	1.00	1.22
10 / 15 (cloudy)	14.7	1.000	0.989	0.981	0.972	0.962
10 / 16 (clear)	26.3	1.000	0.990	0.983	0.975	0.967

Note; simulated with system B.  $\dot{m} = 30 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$ . heat exchanger effectiveness = 0.7  
 $T_{\text{amb}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$

Table 6은 貯藏탱크의 容量 300ℓ을 RAND<sup>(10)</sup> 分布로 使用할 때의 全 給湯負荷에 對한 太陽熱充當分 f를 1로하여 구한 溫水의 使用 스케줄에 따른 시스템의 性能變化를 太陽熱充當分의 比로 表示한 것이다.

매시간 14 ℓ씩 一定하게 溫水를 使用할 境遇에는 RAND分布에 의한 使用時와 거의 一致하며, 午後늦게 한꺼번에 使用하는 境遇에는 시스템의 性能은 約 76%로 급격히 低下됨을 알 수 있다. 그리고 이를 午前에 溫水로 使用하는 境遇와 午後에 使用하는 境遇에는 약간의 性能

低下가 있음을 알 수 있으나, 4일간의 結果值로부터 比較하기에는 곤란하다.

日射量의 分布가 午前에는 크고 午後에는 낮은 10月 14일부터 16日은 除外하고, Fig. 4와 같이 比較적 定常分布를 나타내고 있는 맑은 날인 午後 時刻에 많은 溫水를 使用하는 것이 午前에 使用하는 것보다 有利함을 알 수 있다. 따라서 午後늦게 한꺼번에 沐浴물을 使用하기 위한 太陽熱 給湯시스템에서는 13~14 時경에 貯藏탱크로부터 溫水를 뽑아서 제 2의 저장탱크에 貯藏하는 2개의 貯藏탱크방식을 採擇하는 것이

Table 6. Influence of hot water draw pattern on the ratio of solar fraction

Date	RAND (Fig. 2. 4)	Const. (14ℓ/h)	Early Morning 9h-11h: 140ℓ	Early Afternoon 13h-15h: 140ℓ	Once Draw
10 / 13 (clear)	1.000	1.002	0.973	0.985	0.758
10 / 14 (cloudy)	1.000	0.995	0.991	0.977	0.755
10 / 15 (cloudy)	1.000	0.995	0.984	0.984	0.773
10 / 16 (clear)	1.000	0.997	0.985	0.976	0.750

Note; system B with heat exchanger effectiveness = 0.7,  $\dot{m} = 30 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$ ,  $U = 2.0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$

바람직하겠다. Fig.8은南向으로 37도傾斜지게說置한集熱面積 5.73 m<sup>2</sup>,蓄熱탱크容量 300 ℓ인太陽熱給湯시스템 B의特性値와標準年の時刻別氣象데이터를利用하여動的시스템시뮬레이션프로그램으로計算한年間및月別太陽熱充當比 f와標準年の月別平均値를利用하여 f-chart method로計算한結果를比較한것이다.두방법에의한差異는7月~9月사이에6~12%의큰誤差를나타내고,그이외의달에서는거의一致하며,年間平均値는滿足할만한정도로一致하고있다.

夏節期에 다소 큰 差異가 發生하는 것은 f-chart에서 사용한 月平均 水平面 全日射量에 대한 擴散日射量의 比를 구하는 式에서 비롯된 것으로 생각되는데, 그것은 이 式이 美國의 Madison, Blue-Hill 등의 統計資料로부터 얻은 것이며, 英國의 Kew 등의 統計値와도 比較的 잘 一致하는 것으로 判明되어 世界的으로 널리 利用되고 있으나, 북위 43도에 위치한 Madison 과 북위 37.5도에 위치한 서울의 日射量의 分布를 보면 冬節에는 비슷하지만 夏節期에는 서울이 매우 낮은 分布를 보이고 있기 때문에 이 式의 使用에는 상당한 檢討가 必要하다고 본다. 그러나 長期間의 統計資料의 處理에 의한 韓國의 氣候特性에 맞는 式이 없을 뿐만 아니라 暖房 및 給湯시스템에서는 夏節期の 若干의 誤差는 큰 問題가 되지 않으므로 本 論文에서는 長

期的인 시스템의 性能解釋方法으로 f-chart method를 利用하였다.

#### 4-2. 標準시스템의 시뮬레이션結果

動的 시스템시뮬레이션에 의한 시스템의 性能解析結果와 참고문헌(8)의 集熱器의 性能基準値 및 市販되고 있는 集熱器를 考慮하여 全給湯負荷의 50%를 太陽熱로 充當할 수 있도록 標準시스템을 選定하고, 서울地方 月平均 氣象資料를 利用하여 f-chart method에 의한 標準시스템의 시뮬레이션을 通하여 必要한 集熱面積을 計算하였다.

Table 7은 美國의 HUD에서 家庭用 太陽熱給湯시스템의 利用을 促進시키기 위한 標準制定을 위하여 假想的으로 選定한 標準시스템에 대한 資料中 一部를 韓國의 實情에 맞도록 修正한 것이다.

修正한 內容은 集熱器回路의 流體를 물에서 50% ethylene glycol로, 給湯負荷를 275 ℓ에서 300 ℓ로, 貯藏탱크의 數를 2個에서 1個로 한 것이다.

太陽熱給湯시스템으로 50%의 給湯負荷를 充當할 수 있는 集熱器의 所要面積을 月平均 氣象資料와 Table 7의 시스템의 特性値를 利用하여 f-chart method로 求한 結果는 Fig. 9와 같이 5.9 m<sup>2</sup> 이었다.

그러나, 시스템의 特性이나 設計條件이 標準시스템과 다른 境遇에도 Fig.9를 利用할 수 있도록 하기 위해서는 시스템의 性能에 크게 影響을 미치는 因子에 對한 補正에 依한 所要集熱器面積을 求하는 圖表들을 作成하였다.

本 研究에서 考慮한 因子들은 集熱器의 熱的 特性値, 集熱器의 設置方向, 貯藏탱크의 容量 및 給水溫度 等이며 다음 式으로 부터 補正된 所要面積, A<sub>req</sub>을 구한다.

$$A_{req} = A_{ref} \left( \frac{A}{A_{ref}} \right)_c \left( \frac{A}{A_{ref}} \right)_o \left( \frac{A}{A_{ref}} \right)_s \left( \frac{A}{A_{ref}} \right)_t$$

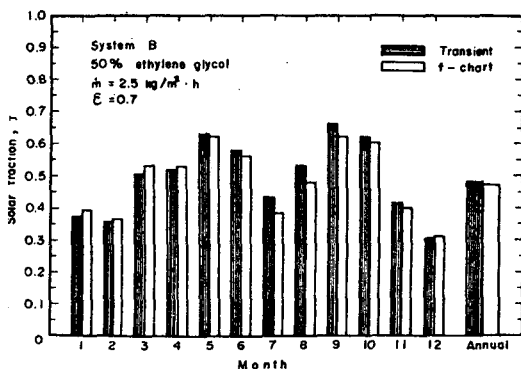


Fig.8 f-chart method compared with transient simulation.

TABLE . 7 Solar DHW Reference System Description

<p>collector</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* collector fluid = 50 % ethylene glycol</li> <li>* single glazed</li> <li>* flat back absorber</li> <li>* <math>F_R (\tau\alpha)_n = 0.85</math></li> <li>* <math>F_R U_L = 4.0 \text{ kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{C}</math></li> </ul>
<p>system</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* one tank</li> <li>* collector orientation tilt angle = latitude azimuth angle = <math>0^\circ</math></li> <li>* storage capacity = <math>75 \ell / \text{m}^2</math></li> <li>* heat transfer fluid = water</li> </ul>
<p>load</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* draw = <math>300 \ell / \text{day}</math></li> <li>* delivery temperature = <math>60^\circ \text{C}</math></li> <li>* water main temperature = <math>20^\circ \text{C}</math></li> <li>* draw profile ( as shown Fig 2.4)</li> </ul>

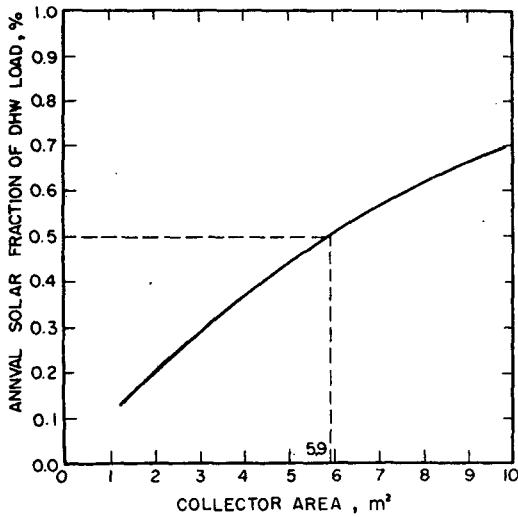


Fig.9 Annual load fraction by solar energy.

여기서,  $(A/A_{ref})_c$  는 集熱器의 吸收熱量和 損失熱量에 關係되는  $F_R \cdot (\tau\alpha)$  및  $F_R U_L$  에 對한 補正係數로서 Fig. 10.(a) 로 부터 구하고 集熱器의 設置方向에 對한 補正係數  $(A/A_{ref})_o$ ,

給水溫度 및 貯藏탱크의 水量에 對한 補正係數  $(A/A_{ref})_t$  와  $(A/A_{ref})_s$  는 各各 Fig.10.(b), (c), 및 (d) 로 부터 구한다.

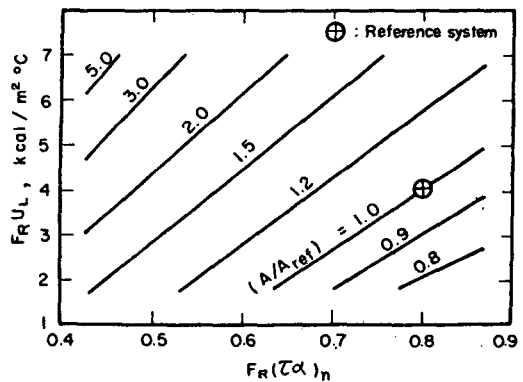


Fig.10(a) Collector area multipliers for  $F_R (\tau\alpha)_n$  and  $F_R U_L$

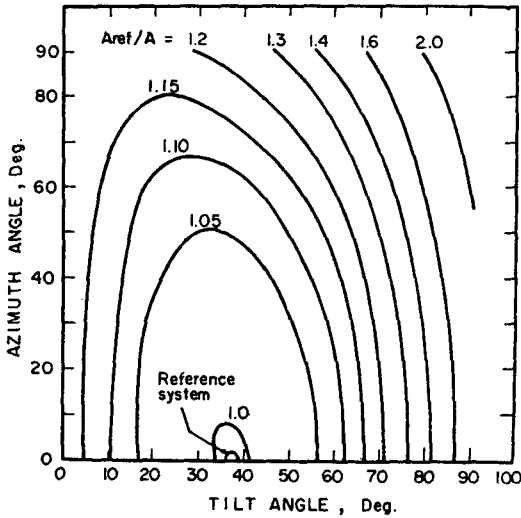


Fig.10(b) Collector area multiplier for tilt and azimuth.

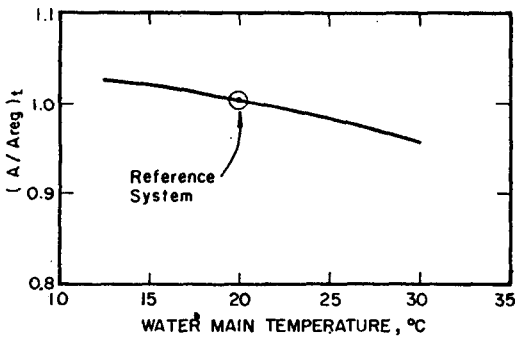


Fig.10(c) Collector area multiplier for water main temperature,  $T_m$ .

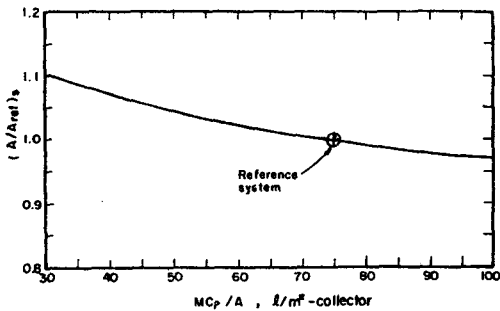


Fig.10(d) Collector area multiplier for storage heat capacity.

### 5. 結論

兵營施設의 溫水供給을 위한 太陽熱給湯 시스템을 設計, 製作하여 野外에서 實施한 性能實驗과 動的 시스템 시뮬레이션에 의한 性能解析結果로 부터 다음 사실을 확인하였다.

1) 太陽熱給湯시스템의 集熱器 回路의 單位 集熱器面積당의 流量은 暖房 및 給湯 시스템에 對한 推薦值인  $72 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ 보다 훨씬 낮은 값인  $20 \sim 40 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ 가 適當하다.

2) 溫水의 사용스케줄은 시스템의 性能에 큰 영향을 미치며, 特히 兵營施設의 給湯用과 같이 오후 늦게 同時에 사용하게 되는 境遇에는 25%정도의 性能저하를 초래하며,

3) 給水의 溫度, 貯藏탱크의 容量과 斷熱상태 및 集熱器回路에 設置된 熱交換器의 有効性은 시스템의 性能에 큰 影響을 미치지 못한다.

月平均氣象資料를 使用한 f-chart法과 서울의 最近 10年間의 時刻別 氣象資料로 부터 도출한 標準年 氣象資料에 의한 動的 시뮬레이션 프로그램에 의한 시스템의 長期 性能에 대한 計算結果는 比較的 잘 一致함을 알 수 있었다.

兵營施設에 每日  $43^\circ\text{C}$ 의 溫水  $300 \text{ l}$ 를 供給할 수 있는 標準시스템을 Table 7과 같이 選定하고 f-chart 프로그램에 의해 所要集熱面積을 算出하였으며, 시스템의 設計條件이 다른 境遇에도 補正하여 使用할 수 있는 圖表들을 提示하였다.

### 後 記

本 研究는 1982年度 陸軍士官學校 花郎台研究所의 研究費 支援으로 이루어 졌으며, 同研究所의 支援에 감사를 표한다.

또 TRNSYS 프로그램을 제공해준 韓國科學技術研究所 研究部 李宗完 博士에게 깊은 사의를 표한다.

參 考 文 獻

1. S. A. Klein, W.A. Beckman and J. A. Duffie, " TRNSYS - A Transient Simulation Program ", ASHRAE Trans., Vol. 82, part I, 1976, pp. 623-633.

2. W.A. Beckman, S.A. Klein and J. A. Duffie, " Solar Heating Design by the f-Chart Method ", John Wiley & Sons, 1977.

3. W.E. Buckles and S.A. Klein, " Analysis of Solar Domestic Hot Water Heaters ", Solar Energy, Vol. 25, 1980, pp. 417-424.

4. S.T. Liu and A.T. Fanney, "Comparing Experimental and Computer-Predicted Performance of Solar Hot Water Systems ", ASHRAE JOURNAL, Vol. 22, No. 5, 1980, pp. 34 - 38.

5. H.C. Hottel and B.B. Woertz, " Performance of Flat-Plate Solar Heat Collectors ", Trans. ASME, Vol. 64, 1942, pp. 91-104.

6. A. Whillier, " Design Factors Influencing Solar Collector Performance " Chapter III of Low Temperature Engineering Application of Solar Energy, ASHRAE, editor R.C. Jordan, 1967.

7. R.W. Bliss, " The Derivation of Several Plate Efficiency Factors useful in the Design of Flat-Plate Solar Heat Collectors ", Solar Energy, Vol. 3, No. 4, 1959, pp. 55 - 64.

8. ASHRAE Standard 93-77, " Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors. ", ASHRAE, 1978.

9. Francis De Winter, " Heat Exchanger Penalties in Double-Loop Solar Water Heating Systems ", Solar Energy, Vol. 17, 1975, pp. 335-337.

10. J. J. Mutch, " Residential Water Heating, Fuel consumption, Economics and Public Policy ", RAND, Dept. R 1418, National Science Foundation, 1974.