

【論文】

자연순환식 태양열 급탕 시스템의 성능  
추정 방법에 관한 연구

A Study on the System Performance Prediction Method of  
Natural Circulation Solar Hot Water System

윤 석 범\*      전 문 현\*\*  
Suck Berm Youn      (Moon Hyun Chun

ABSTRACT

This study has been prepared for the purpose of developing the system performance prediction method of natural circulation solar hot water system.

The storage tank of the natural circulation solar hot water system equipped with flat-plate solar collector is located at higher elevation than the solar collectors.

Therefore, the storage tank temperature distribution formed accordance with configuration of storage tank by flow rate of circulating fluid affect system collection efficiency. In this study measure the storage tank temperature distribution with various experimental system under real sun condition and present the theoretical prediction method of the storage tank temperature.

Moreover measure the flow rate not only day-time but also night-time reverse flow rate with die injection visual flow meter.

Main conclusion obtain from the present study is as follows;

- 1) The storage tank temperature distribution above the connecting pipe connection position is the same as that of the fully mixed tank and below the connection position is the same as that of stratified tank.
- 2) The system performance sensitive to the storage tank temperature distribution. Therefore detailed tank model is necessary. Average storage tank temperature can be calculate 3% and storage tank temperature profile can get less than 10% difference with this model system.

NOMENCLATURE

Main scripts

A : Cross sectional area ( $m^2$ )

$A_p$  : Surface area ( $m^2$ )

B : Distance between collector tubes  
(m)

$C_b$  : Collector bond conductance (W/m-c)

d : Diameter (m)

\* 正會員 : 단국대학원

\*\* 正會員 : 한국과학기술원

- F : Fin efficiency factor
- F' : Plate efficiency factor
- F<sub>R</sub> : Heat removal factor
- f : Friction coefficient
- g : Gravitational constant (m/sec<sup>2</sup>)
- H : Height (m), Defined 4-2
- H : Head (N/m<sup>2</sup>)
- h : Heat transfer coefficient (W/m<sup>2</sup>-c)
- I : Total solar radiation (W/m<sup>2</sup>)
- K : Loss coefficient
- k : Thermal conductivity (W/m-c)
- l : Length of path (m)
- m : Mass flow rate (kg/sec)
- N : No. of node N
- q : Energy per unit time unit area (W/m<sup>2</sup>)
- R : Defined 4-2
- S : Length along convection path (m)
- T : Temperature (°C)
- T<sub>a</sub> : Ambient temperature (°C)
- T<sub>I</sub> : City water temperature (°C)
- ΔT : Temperature difference (°C)
- U : Overall heat transfer coefficient (W/c-m<sup>2</sup>)
- V : Velocity (m/sec)
- W : Thermal capacity (J/sec)

Subscripts

- c : Collector
- d : Down comer
- e : Effective
- f : Fluid
- i : Inlet, Inside, Number of node
- L : Load, Loss
- m : Mixed
- o : Outlet
- p : Plate

- r : Up riser
- s : System
- T : Thermosyphon
- t : Tank
- u : Useful
- v : Vertical

Greek symbols

- α : Absorptance, Mixing ratio
- τ : Transmittance of glass cover
- γ : Mixing ratio
- θ : Time
- ρ : Density (kg/m<sup>3</sup>)
- η : Efficiency
- σ : Standard deviation

Superscripts

- : Average

1. 서 론

태양열을 이용한 급탕 방법에는 집열 유체의 순환 방식에 따라 밀폐 급치식, 강제순환식, 자연 순환식으로 구분 할 수 있다.

자연 순환식 급탕 시스템은 저장 탱크가 집열기 보다 높게 설치되어 시스템 순환 유량과 온도 분포 등이 일사량, 대기온도 등 기상 조건에 따라 다르게 되므로 그 성능 예측이 쉽지않다. 자연순환식 급탕 시스템의 성능예측 방법에 관한 연구는 여러 사람들에 의해서 실시되었다.<sup>1~13)</sup>

Close<sup>1)</sup>는 시스템 평균 온도를 정의하여 처음으로 시스템 성능을 이론적으로 계산하는 방법을 제시하였다. Close 이론의 부족한점을 요약하면 다음과 같다.

태양열 집열기의 성능 계산에는 집열기 판효율을 고려하지 않았으며 집열기의 손실등이 시

시스템 평균 온도로 계산되었다. 저장 탱크는 탱크 내부에 형성되는 온도 분포를 고려하지 않고 완전 혼합형의 탱크로 취급하였다.

Close의 이론으로서 시스템의 성능을 보다 정확하게 예측해 내기 위해 Gupta<sup>2)</sup>, Ong<sup>3,4)</sup> 등이 Close의 이론을 개선하여 수치해석을 실시하였다. 그러나 그들 역시 시스템 평균 온도를 이용하여 집열기의 제성능을 추정하였으며 저장 탱크 내부의 온도 계산 방법 등에 문제점을 남겨 놓았다.

근래에는 Young<sup>5,6)</sup>, Mertol<sup>7)</sup>, Huang<sup>8,9)</sup>, 윤석범<sup>12)</sup> 등이 보다 정확한 시스템의 성능예측 방법에 대해서 연구하였다.

Young은 집열기에서 가열된 순환 유체가 유입되는 탱크 최상부에서는 순환 유체와 탱크 내의 유체가 혼합이 일어날 것으로 생각하여 탱크상부의 에너지 방정식에 실험에 의해서 얻어진 혼합 상수를 이용하였다. 여기서 혼합 상수는  $1 - \infty$ 의 값을 가지는 것으로 실험에 의해서만 얻을 수 있도록 하였다.

Mertol의 모델 시스템은 집열기의 열적 성능을 온도와는 무관한 것으로 취급하였으며 저장 탱크 내부의 온도 분포는 탱크 상하층의 온도를 임의로 설정하여 계산하였다. 또한 그는 시스템의 성능 추정에 탱크의 온도분포는 중요변수가 아니라고 주장하는 등 실제 시스템의 성능 예측에는 여러가지 문제점이 남아있다.

Huang은 Close의 모델시스템의 단점을 개선하기 위해 집열기의 집열량계산에 ASHRAE STANDARD 93-77을 기준으로 실시한 실험에서 얻어진 집열효율 이용한 모델 시스템을 선정하였다. ASHRAE STANDARD 93-77<sup>21)</sup>는 집열기 실험 방법에 관한 기준으로 기준 유량은 단위 집열 면적당  $0.02 \text{ kg/sec-m}^2$  이나되어 자연 순환식 급탕 시스템의 유량과는 차이가 너무 크다.

윤석범의 모델 시스템은 집열기의 제성능 계

산에는 집열기 각 부위의 온도를 이용하였지만 저장 탱크 내부의 온도 분포 계산 방법은 Ong<sup>3)</sup>의 방법을 사용하고 있다.

이상에서 살펴본바와 같이 자연 순환식 급탕 시스템의 성능을 정확히 예측하기 위해서는 집열기 열성능 계산 방법의 개선과 저장 탱크의 온도분포를 실제 탱크의 형상에 맞게 계산하는 방법 등이 아직도 문제점으로 남아있다.

본 연구는 자연 순환식 태양열 급탕 시스템의 성능 예측 방법을 개선하기 위해 이론과 실험적으로 실시한 연구이다.

성능 예측 방법을 개선하기 위해 사용한 모델시스템의 특징은 다음과 같다.

1) 자연 순환식 태양열 급탕 시스템을 구성하는 각 요소의 온도 분포에 영향을 받게되므로 각 부분의 온도분포가 정확히 계산될 수 있도록 시스템을 집열기, 저장탱크, 상승관 및 하강관으로 나누고 또 각 부분을 여러개의 요소로 분할하여 각 요소의 에너지 방정식을 유도하여 전체 시스템의 온도 분포 및 순환 유량을 구하였다.

2) 저장탱크의 온도분포는 시스템의 성능에 영향을 미칠 것이며 저장탱크의 온도 분포는 탱크의 구조, 유입되는 집열유체의 온도, 등에 따라 다르게 될 것이다. 따라서 본 연구에서는 이러한점을 고려하여 상승관의 위치 및 저장 탱크 내부의 온도 분포에 따라 저장 탱크를 두개의 유동 형태로 나누어서 생각하고 이에대한 결과를 실험치와 비교하였다.

3) 본 연구에서는 집열 유체의 평균온도, 집열판의 평균온도, 집열기 판효율계수, 열제거계수 등을 도입하고 집열기에서 오는 오차를 되도록 적게 하기 위해서 집열기도 길이 방향으로 여러개의 요소로 분할하였다.

4) 자연순환식 급탕 시스템의 순환 유량은 극히 적기 때문에 유체분자 상호간의 열전도 현상은 무시해서는 안될 것이다.<sup>5,18)</sup> 따라서

본 연구에서는 에너지 방정식에 열전도 영향을 고려하였다.

이상을 기본으로 한 모델시스템을 선정하여 모델 시스템의 정확성을 야외 실험에서 얻은 결과와 비교 조사하였다.

자연 순환식 급탕 시스템의 유량은 집열유체의 밀도차에 의해서 이루어짐으로 유량이 극히 적을 뿐만 아니라 야간에는 역류까지 발생하여 그의 측정이 쉽지 않다. 이와같은 이유 때문에 소수<sup>3,8,14,16,18)</sup>만이 주간의 유량을 측정 하였을 뿐 야간의 역류양에 대해서는 측정된바가 없다. 유량 측정장치는 미소유량을 측정 할 수 있는것 이어야하며 유체의 유동에 영향을 주지 않아야한다. Ong은 투명관 속에 염료를 주입하여 그것의 이동속도에 따라 처음으로 유량을 측정하였다. Morrison<sup>18)</sup>은 실내 서모사이폰 실험에서 레이저 도플러 유속계를 이용하여 2%정도의 오차로 유량을 측정하였으며 Norton<sup>14)</sup>, Shitzer<sup>16)</sup> 등은 손실수 두 1 mm Aq의 열확산 추적식 유량계를 이용하여 33%정도의 오차로 유량을 측정하였다.

레이저 도플러 유속계는 구조가 복잡하고 가격도 비싸 쉽게 이용 할 수 없는 단점을 가지고 있으며 열확산 추적식 유량계는 측정장치 자체가 유동에 영향을 줌으로 미소 유량측정에는 적당치 못하다. 시스템의 유동 변화에 민감하며 유동에 영향을 주지않고 손쉽게 이용할 수 있는것은 투시관을 이용한 염료 주입식이 가장 적당하다. 본 연구에서는 투시가 가능한 유리관으로 유량계를 제작하여 주간은 물론 야간의 유량도 측정하였다. 여기에는 집열 면적 2.43 m<sup>2</sup> 저장탱크 용량 0.1 m<sup>3</sup>의 자연 순환식 급탕 시스템을 제작하여 이용하였으며 동시에 저장 탱크의 온도분포, 시스템의 온도분포 등이 저장탱크의 높이, 상승관의 위치에 따라 측정되었다.

## 2. 모델시스템의 이론적 해석

### 2. 1. 이론적 해석에 사용한 가정

시스템내 집열 유체의 유동은 일차원 정상 유동으로 취급하여 기본 방정식은 (연속 방정식, 모멘텀 방정식, 에너지 방정식) 시스템 유로의 유동방향에 수직한 단면에 대한 평균적인 것으로, 공간 좌표 S는 시스템의 순환 유로를 따른다. 유로의 유동은 완전히 발달한 흐름으로 취급 하였으며 집열 유체의 성질 (밀도, 점도, 비열, 열전도율 등)은 시스템 각 요소의 평균 온도에 의존한다고 보았다.

그 밖의 가정은 다음과 같다.

- 1) 저장 탱크 내부의 온도 구배는 탱크 수직 방향으로만 존재한다.
- 2) 저장 탱크 내부에서는 유동 속도가 매우 느리므로 탱크 내부에서의 손실은 무시하였다.
- 3) 시스템 각부위를 여러개의 요소로 나누었을때 한개의 요소에서는 유체가 완전 혼합되는 것으로 한다.

### 2. 2. 시스템의 서모사이폰 수두

자연 순환식 태양열 급탕 시스템에서의 유체 순환은 시스템 각 부위를 순환하는 집열 유체의 온도 분포에 따른 밀도차에 의해서 이루어진다고 볼 수 있다. 서모사이폰 수두는 다음과 같다.

$$H_T = \int_t \rho g dx + \int_a \rho g dx - \int_c \rho g dx - \int_r \rho g dx \dots \dots \dots (2-1)$$

윗 식에서  $\int_t \rho g dx$ 는 저장 탱크 수직 방향으로의 각 요소의 수두를 합한 것으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \int_t \rho g dx &= \rho_1 g \Delta x + \rho_2 g \Delta x + \dots + \rho_n g \Delta x \\ &= g \sum_{i=1}^n \rho_i \Delta x \dots \dots \dots (2-2) \end{aligned}$$

상승관, 하강관 및 집열기의 경우도 각각의 수직 높이에 의해서 계산된다.

$$\int_t \rho g dx = \rho_r g H_r v \dots\dots\dots (2-3)$$

$$\int_d \rho g dx = \rho_d g H_d v \dots\dots\dots (2-4)$$

$$\int_c \rho g dx = \rho_c g H_c v \dots\dots\dots (2-5)$$

윗 식에 사용한 집열 유체의 밀도는 그 요소의 평균 온도를 이용하여 최소 자승법으로 구했다.

2. 3. 손실 수두

자연 순환식 태양열 급탕 시스템 각부 위의 온도 분포에 의해서 서모사이폰 수두가 형성되면 시스템 유로에 집열 유체의 순환이 이루어진다. 이때 유로에서 발생하는 손실은 시스템 각부 구성 요소의 형상, 유속등에 따라서 다르게 된다. 시스템 전체의 손실 수두는 다음과 같다.

$$H_L = \int_c dH_L + \int_r dH_L + \int_d dH_L + \int_{etc.} dH_L$$

$$= f \frac{1}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \Big|_c + f \frac{1}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \Big|_r + f \frac{1}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \Big|_d$$

$$+ K_L \frac{\rho}{2} v^2 \Big|_{etc} \dots\dots\dots (2-6)$$

관내에서 일어나는 손실은 관내를 유동하는 집열 유체의 Re 수에 의해서 결정된다. (2-6) 식의  $K_L$  은 관의 연결에 사용되는 엘보우, 발브, 티 등에 의한 손실을 나타내는 손실 계수로 집열기 헤더에서의 손실 계수는 Ref(22)를 참고 하였다. 유속  $V$ 는 유량  $\dot{m}_s$ 로 표시하면  $V = \dot{m}_s / \rho A$ 이므로 (2-6) 식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$H_L = K_c \dot{m}_s^2 + K_r \dot{m}_s^2 + K_d \dot{m}_s^2 + K_{etc.} \dot{m}_s^2$$

$$= K \dot{m}_s^2 \dots\dots\dots (2-7)$$

정상 유동의 경우 (2-1) 식의 서모사이폰

수두는 (2-6) 식의 손실 수두와 같게 되므로 이것에 의해서 시스템 순환 유량이 구해진다.

$$\dot{m}_s = (H_L / K)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (2-8)$$

3. 태양열 집열기의 집열량

정상 상태에서 단위 면적의 집열판에 대한 에너지 평형은 다음과 같다.

$$q_A = q_u + q_L \dots\dots\dots (3-1)$$

(3-1) 식의 유효 집열량  $q_u$ 는 다음과 같이 바꿔 쓸 수 있다.

$$q_u = q_A - U_c (T_p - T_a)$$

$$= F_R [q_A - U_c (T_{ci} - T_a)] \dots (3-2)$$

(3-2) 식의  $F_R$ 은 집열기 열제거 계수로 다음과 같이 정의된다.<sup>20,23)</sup>

$$F_R = \dot{m}_s C_p [1 - \exp(-U_c F' / \dot{m}_s C_p)] / U_c$$

$$\dots\dots\dots (3-3)$$

위 식의 집열기 판 효율 계수  $F'$ 는 다음과 같다.

$$F' = \frac{1}{U_c B \{1 / U_c [d_o + (B - d_o) F] + 1 / C_b$$

$$+ 1 / (\pi d_i h_c)\} \dots\dots (3-4)$$

(3-4) 식의 판 효율 계수  $F$ 는 전형적인 판 효율 계산식을 이용하였다.

(3-4) 식의  $C_b$ 는 집열판과 집열 유체가 흐르는 관 사이의 본드 콘덕턴스로 집열기 생산 기술이 개선 되었다고 생각하여 본 연구에서는 그 값을 100W/m-c로 해주었다.  $h_c$ 는 집열기 관내를 순환하는 집열 유체의 열전달 계수로 이것의 계산에 사용한  $Nu$ 는 자연 대류의 경우 다음과 같다.<sup>26)</sup>

$$Nu = X (Gr Pr)^Y \dots\dots\dots (3-5)$$

(3-5) 식의 상수  $X, Y$ 는  $Gr$ 과  $Pr$ 에 따라 다르다.  $GrPr$ 이  $10^4 - 10^9$  일 경우

$X = 0.59$ ,  $Y = 0.25$  이며  $10^9 - 10^{13}$  일때  $X$ ,  $Y$ 는 각각 0.021과 0.4이다.

집열기의 열손실 계수  $U_c$ 는 집열판의 온도, 바람의 속도, 유리덮개 등에 의해서 결정 하였다.<sup>20,23,24)</sup>

#### 4. 에너지 방정식

##### 4.1 상승관 및 하강관의 에너지 방정식

상승관과 하강관을 몇개의 요소로 나누어 임의의 요소에서의 에너지 평형을 고려하면 다음과 같은 에너지 방정식을 얻을 수 있다.

$$Wr di \frac{\partial T}{\partial \theta} = -\dot{m}_s C_p \frac{\partial T}{\partial x} dx - UrdAprd$$

$$(T - T_a) + k_f Ard \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx \dots \dots \dots (4-1)$$

(4-1) 식을 수치 해법으로 풀기 위해  $\frac{\partial T}{\partial \theta}$

는 Forward Difference 로  $\frac{\partial T}{\partial x}$  는 Backward Difference 로  $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$  는 Central Difference 를 이용하여 유한차분 방정식으로 표시 하면  $i$  요소에 대한  $n+1$  시간에서의 유한 차분 방정식은 다음과 같이 간단하게 쓸 수 있다.

$$-A_i T_i^{n+1} + B_i T_i^{n+1} - C_i T_i^{n+1} = D_i \dots \dots \dots (4-2)$$

(4-2) 식에서

$$A_i = \langle G \rangle \dot{m}_s C_p + \frac{k_f Ard}{\Delta x}$$

$$B_i = \frac{Wr di}{\Delta \theta} + \dot{m}_s C_p + UrdAprd + \frac{2k_f Ard}{\Delta x}$$

$$C_i = \frac{k_f Ard}{\Delta x} + \langle Z \rangle |\dot{m}_s| C_p$$

$$D_i = \frac{Wr di}{\Delta \theta} T_i^n + UrdAprd T_a \dots \dots \dots (4-3)$$

이다. 유동이 정상방향 ( $\dot{m}_s > 0$ ) 일 경우

$$\langle G \rangle = 1, \langle Z \rangle = 0$$

이며 역방향 ( $\dot{m}_s < 0$ ) 일때는

$$\langle G \rangle = 0, \langle Z \rangle = 1$$

이다.

에너지 방정식에 대한 경계조건은 상승관의 경우

$$T_{i-1}^{n+1} = T_{co} \text{ at } i = 1 \dots \dots \dots (4-4)$$

$$T_{i+1}^{n+1} = T_{ti} \text{ at } i = N \dots \dots \dots (4-5)$$

이며 하강관의 경우는 다음과 같다.

$$T_{i-1}^{n+1} = T_{to} \text{ at } i = 1$$

$$T_{i+1}^{n+1} = T_{ci} \text{ at } i = N \dots \dots \dots (4-6)$$

##### 4.2 저장 탱크의 에너지 방정식

앞에서 가정한 바와 같이 저장 탱크를 일차원 성층형 탱크로 생각하면 일차원 성층형 탱크는 수직 방향으로만 온도 구배가 존재하므로 저장탱크를 수직 방향으로 여러개의 요소로 분할하였다. 또 성층 정도는 탱크내부의 온도 분포, 상승관의 연결 위치 등에 따라 다르게 되므로 Fig.4-1 과 같이 상승관의 위치에 따라 두개의 유동 형태로 나누어 생각하였다.

Fig.4-1(a)는 상승관이 저장 탱크의 최상부에 연결된 것이며 Fig.4-1(b)는 상승관이 저장 탱크의 중간 부위에 연결된 것이다. 어느 경우나 상승관에서 저장 탱크로 유입되는 온수는 유입 온수의 온도와 비슷한 층으로 끼여들어 간다고 생각한다. 그 과정에서 중간에 온수가 거쳐 지나가는 요소와도 일부 혼합이 일어난다.

저장 탱크 임의의  $i$  요소에 대한 에너지 평형을 고려하면 다음과 같은 에너지 방정식을 얻는다.

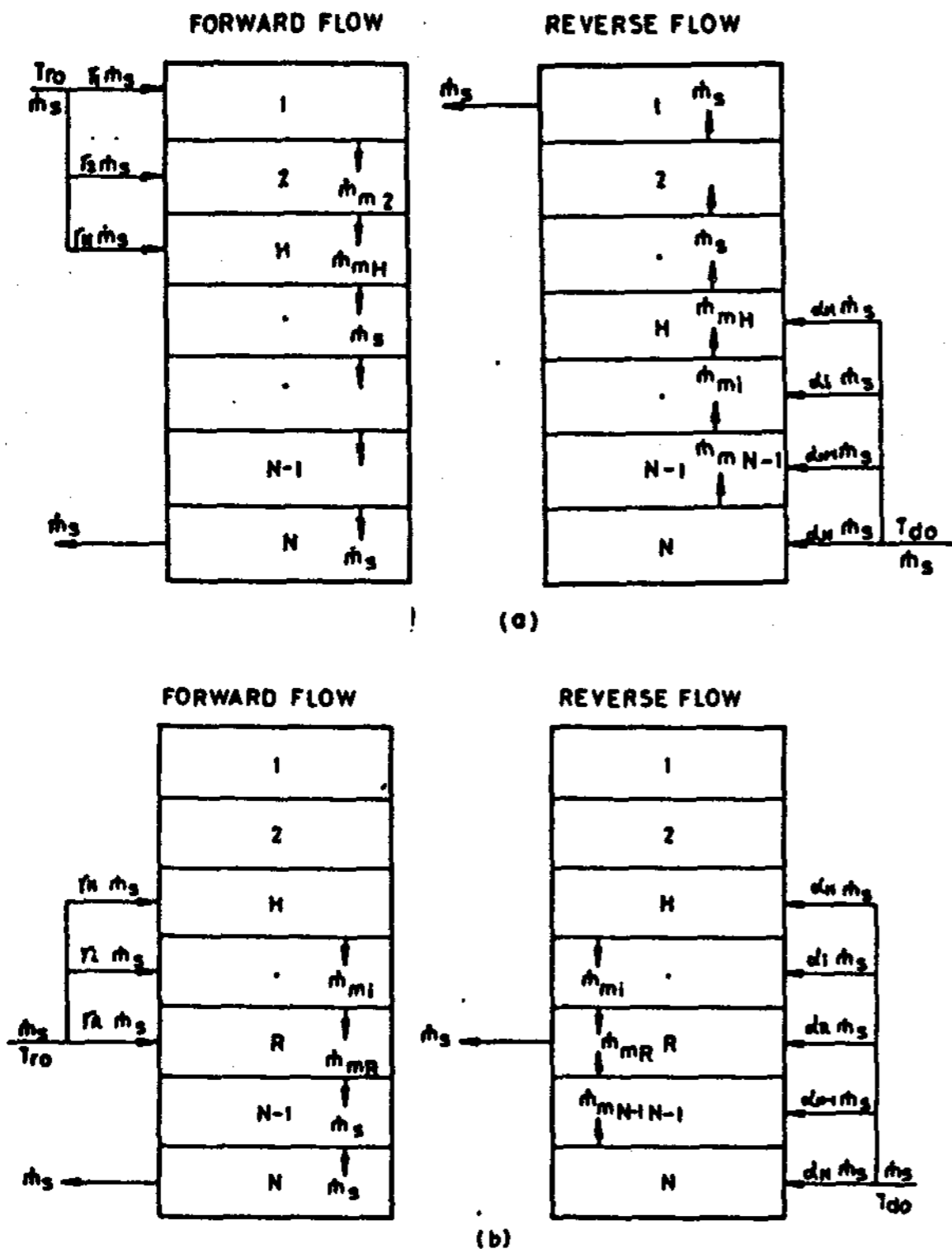


Fig.4-1 Nodal points for the storage tanks.

$$Wt_i \frac{\partial T}{\partial \theta} = -\dot{m}_i C_p \frac{\partial T}{\partial x} dx - \gamma_i \dot{m}_s C_p (T_i - T_{ro}) - U_t A_{pt} (T_i - T_a) - \dot{m}_L C_p \frac{\partial T}{\partial x} dx + k_f A_t \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} dx - \alpha_i \dot{m}_s C_p (T_i - T_{do}) \dots (4-7)$$

(4-7) 식을 (4-2) 식과 같이 유한 차분 방정식으로 표시하면 i 요소의 n+1 시간에는 다음과 같이 된다.

$$A_i = \langle G \rangle \dot{m}_i C_p + \frac{k_f A_t}{\Delta x}$$

$$B_i = \frac{Wt_i}{\Delta \theta} + \dot{m}_i C_p + \gamma_i \dot{m}_s C_p + \gamma_i |\dot{m}_s| C_p + U_t A_{pt} + \dot{m}_L C_p + \frac{2k_f A_t}{\Delta x} \dots (4-8)$$

$$C_i = \dot{m}_L C_p + \frac{k_f A_t}{\Delta x} + \langle Z \rangle \dot{m}_i C_p$$

$$D_i = \frac{Wt_i}{\Delta \theta} T_i^n + \gamma_i \dot{m}_s C_p T_{ro} + \alpha_i |\dot{m}_s| C_p T_{do} + U_t A_{pt} T_a$$

상승관이나 하강관에서 유입되는 온수는 그것과 온도가 비슷한 요소로 들어가게 되므로 그때 유입되는 온수가 만드는 층을 H, 상승관이 연결된 요소를 R 이라면 유동 형태를 Fig.4-1

(a), (b) 의 두개로 나누었을때 각각의 경계 조건은 다음과 같다.

Fig.4-1(a) 의 경우

$\dot{m}_s > 0$  이면

$$T_{H-1} \geq T_{ro} > T_H$$

$\alpha_i = 0$  이며  $\langle G \rangle = 1, \langle Z \rangle = 0$  이고

$$1 = \sum_{j=1}^H \gamma_j \text{ 이며 } \dot{m}_{mi} = \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j \dot{m}_s \text{ 이다.}$$

..... (4-9)

단  $\dot{m}_{mi} = 0$  at  $i = 1$  과  $\dot{m}_{mi} = \dot{m}_s$  at

$H < i \leq N$  이다.

$\dot{m}_s < 0$  이면

$$T_{H+1} < T_{do} \leq T_H$$

$\alpha_i = 0$  이며  $\langle G \rangle = 0, \langle Z \rangle = 1$  이고

$$1 = \sum_{j=H}^N \alpha_j \text{ 이며 } \dot{m}_{mi} = \sum_{j=i+1}^N \alpha_j \dot{m}_s \text{ 이다.}$$

..... (4-10)

단  $\dot{m}_{mi} = 0$  at  $i = N$  과  $\dot{m}_{mi} = \dot{m}_s$  at

$H > i \geq 1$  이다.

Fig.4-1(b) 의 경우

$\dot{m}_s > 0$  이면

$$T_{H-1} \geq T_{ro} > T_H$$

$\alpha_i = 0$  이며  $\langle G \rangle = 1, \langle Z \rangle = 0$  이다.

$R \geq H$  이면 ..... (4-11)



$$1 = \sum_{j=H}^R \gamma_j \text{ 이고 } \dot{m}_{mi} = \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j \dot{m}_s \text{ 이다.}$$

단  $\dot{m}_{mi} = 0$  at  $1 \leq i \leq H$  과  $\dot{m}_{mi} = \dot{m}_s$  at  $R < i \leq N$  이다.

$R < H$  이면

$$1 = \sum_{j=R}^H \gamma_j \text{ 이며 } \dot{m}_{mi} = \sum_{j=1}^{i-1} \gamma_j \dot{m}_s \text{ 이다.}$$

단  $\dot{m}_{mi} = 0$  at  $1 \leq i \leq R$  과  $\dot{m}_{mi} = \dot{m}_s$  at

$H < i \leq N$  이다.

$\dot{m}_s < 0$  이면

$$T_{H+1} < T_{do} \leq T_H$$

$\gamma_i = 0$  이며  $\langle G \rangle = 0, \langle Z \rangle = 1$

또  $1 = \sum_{j=H}^N \alpha_j$  이다.

$H \geq R$  이면

단  $\dot{m}_{mi} = 0$  at  $1 \leq i < R$  과  $\dot{m}_{mi} = \dot{m}_s$

at  $R \leq i < H$  이다. .... (4-12)

$H < R$  일때

$$\dot{m}_{mi} = \sum_{j=i+1}^N \alpha_j \dot{m}_s \text{ at } i < R \text{ 또는}$$

$$\dot{m}_{mi} = \sum_{j=H}^{i-1} \alpha_j \dot{m}_s \text{ at } H < i < R$$

단  $\dot{m}_{mi} = 0$  at  $1 \leq i \leq H$  과  $\dot{m}_{mi} = \dot{m}_s$  at  $i = R$  로 주어진다.

### 5. 실험 장치 및 실험 방법

저장 탱크의 구조와 높이 등에 따른 탱크 내부의 온도 분포와, 야간에 시스템에서 발생하는 역류의 양을 측정하고 이론 모델 시스템의 정확성을 조사하기 위해서 야외 실험을 실시하였다.

본 연구에 사용한 실험 장치의 열개도는 Fig.5-1과 같다. 이 실험 장치는 한국 과학 기술원 옥상에 설치 하였다.

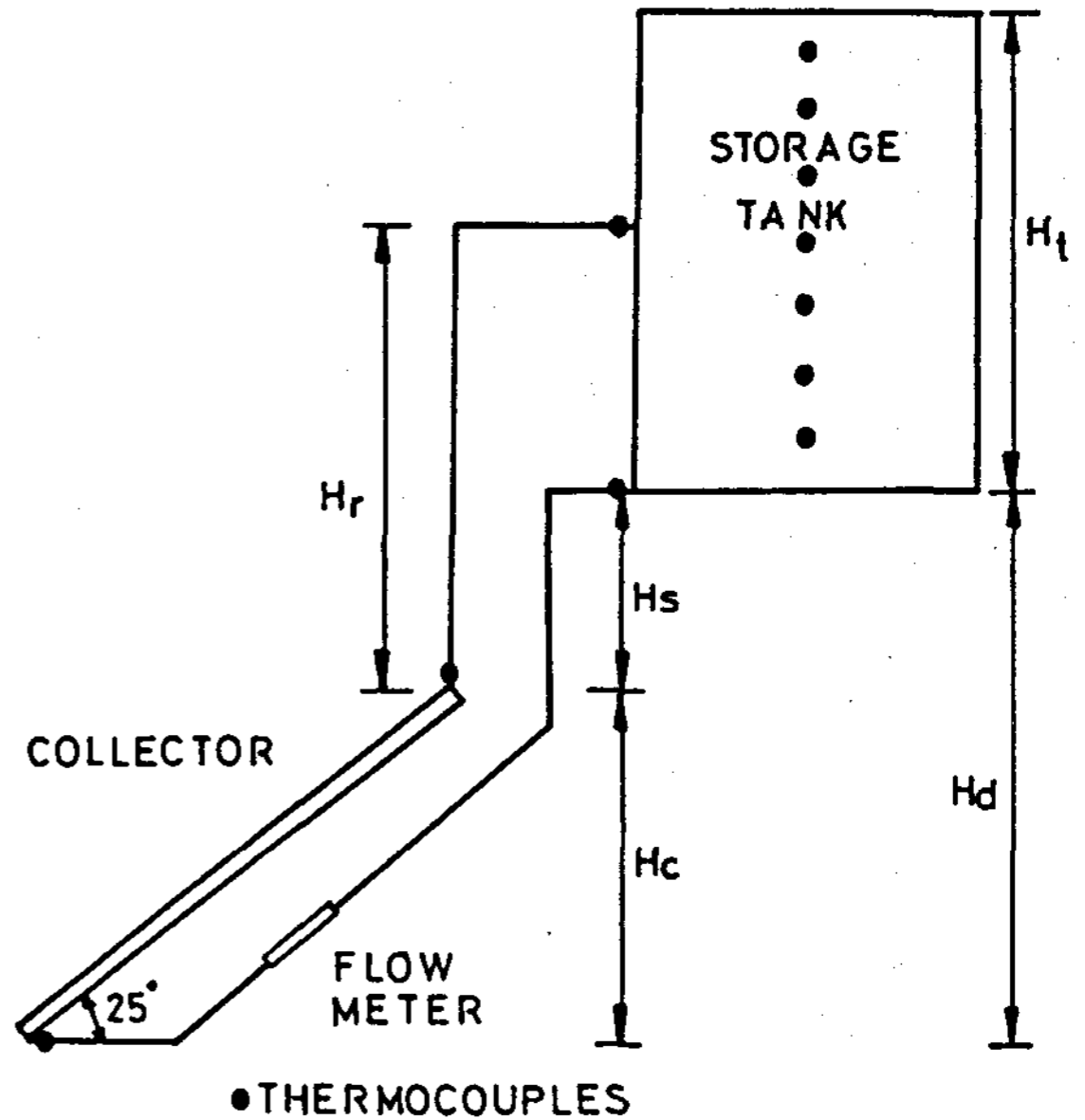


Fig.5-1 Schematic diagram of natural circulation solar hot water system

실험에 사용한 집열기는 국내 회사에서 제작 시판하는 것으로 집열기의 제원은 Table 5-1과 같다.

실험은 오전 해뜨기 전에 저장 탱크에 물을 주입하고 다음날 오전까지 일사량은 기록장치에 의해서 계속 기록하고 유량 및 각부의 온도는 낮에는 매 15분마다 밤에는 매시간마다 측정 기록하였다.

실험은 저장 탱크 높이와 상승관의 위치를 변화시켜 가며 Table 5-2와 같이 실시하였다.

실험에서 측정된 값은 온도, 유량, 일사량 등이다. Fig.5-1에 표시된 바와 같이 온도는 집열기 입구와 출구, 저장 탱크의 입구와 출구 그리고 탱크 내부의 온도를 탱크의 연직 방향으로 7개의 위치에서 측정하였으며 집열기가 설치된 위치의 대기 온도를 측정하였다. 대기 온도는 수은 봉상 온도계를 이용하였으며



Table 5-1 Apparatus configuration

collector	Flate-plate liquid type (one cover) Outer size: 900W X 2700L X 95T Aperture area: 2.25m <sup>2</sup> Absorber plate: Black N-Cr selective surface $\alpha_p \geq 0.93, \epsilon_p \leq 0.1$ , thickness 1.4mm Tube: Aluminum rollbonded copper tube do=9.5mm, di=8.5mm No. of tube=7 space of tubes (B)=122mm Glass: 3mm thick
storage tank	Material: 1.5mm thick steel plate Diameter: 0.4m Height: 0.8m Insulation: 5cm thick glass wool
connecting pipe	Material: 2.5mm thick PVC hose Insulation: 3cm thick glass wool Diameter: 1

Table 5-2 Parameter values of the experimental system

	riser height from tank bottom (m)	tank height from top of collector (m)
system 1	0.8	-0.3
system 2	0.4	-0.3
system 3	0.8	0.0
system 4	0.4	0.0
system 5	0.1	0.0

그 밖의 온도는 J type (Iron-Constantan) 열전대를 이용하였다.

일사량은 일사량계를 집열기 옆에 부착하여 집열기와 같은 경사각 25°에서 경사면 일사량을 측정하였다.

일사량계는 Epply Pyranometer Model PSP로 출력은 단위 면적, 단위 와트당 8.43

$\times 10^{-6}$  volt로 응답 시간은 1초 이내이다. 일사량계에 의해서 측정된 일사량은 멀티 포인트 레코더로서 기록하였다.

자연 순환식 급탕 시스템의 유량 측정은 서론에서 논의 한바와 같이 쉽지가 않다. 본 실험에서는 유량계를 유리관으로 제작하여 Fig. 5-1에 표시된 것 처럼 집열기 입구 측에 부착하여 유량을 측정하였다.

## 6. 결과 및 고찰

### 6.1 시스템의 성능

저장 탱크의 온도 분포와 모델 시스템의 정확성을 조사하기 위해서 실시한 실험결과를 Fig.6-1-Fig.6-11에 제시하였다.

Fig.6-1 - Fig.6-3은 실험시 측정된 일사량이며, Fig.6-4 - Fig.6-6은 실험 기간 동안의 대기 온도와 저장 탱크의 평균 온도, 시스템 순환 유량과 저장 탱크 내의 온도분포에 의한 평균 편차이다. 하루중 일사량은 12시를 전후해서 최대가, 집열기의 순간 집열효율은 오전 10-11시 경이 가장 높았다. 실험 기간중 일사량은 800-1000 W/m<sup>2</sup> 정도 이었고 대기 온도는 새벽녘의 최저 6 C에서 낮의 최고 26 C까지 변화하였다.

시스템에서 야간에 발생하는 역류는 Fig. 6-4-6-6에 표시된바와 같이 양의 차이는 있지만 어느 경우에도 발생하였다. 각 시스템에서의 양의 비교는 Fig.6-7에 제시하였다. Fig.6-7에 의하면 야간의 역류는 저장 탱크의 집열기에 대한 높이와 상승관의 위치, 저장 탱크와 대기 온도와의 차이에 따라 변화한다는 것을 알 수 있다. 저장탱크의 집열기에 대한 위치가 낮고 상승관의 연결 위치가 높으면 같은 집열 온도에서도 역류는 많아진다. 또 저장탱크의 집열 온도와 대기 온도의 차이가 크면 역류의 양은 급격히 증가한다. 그 증가량

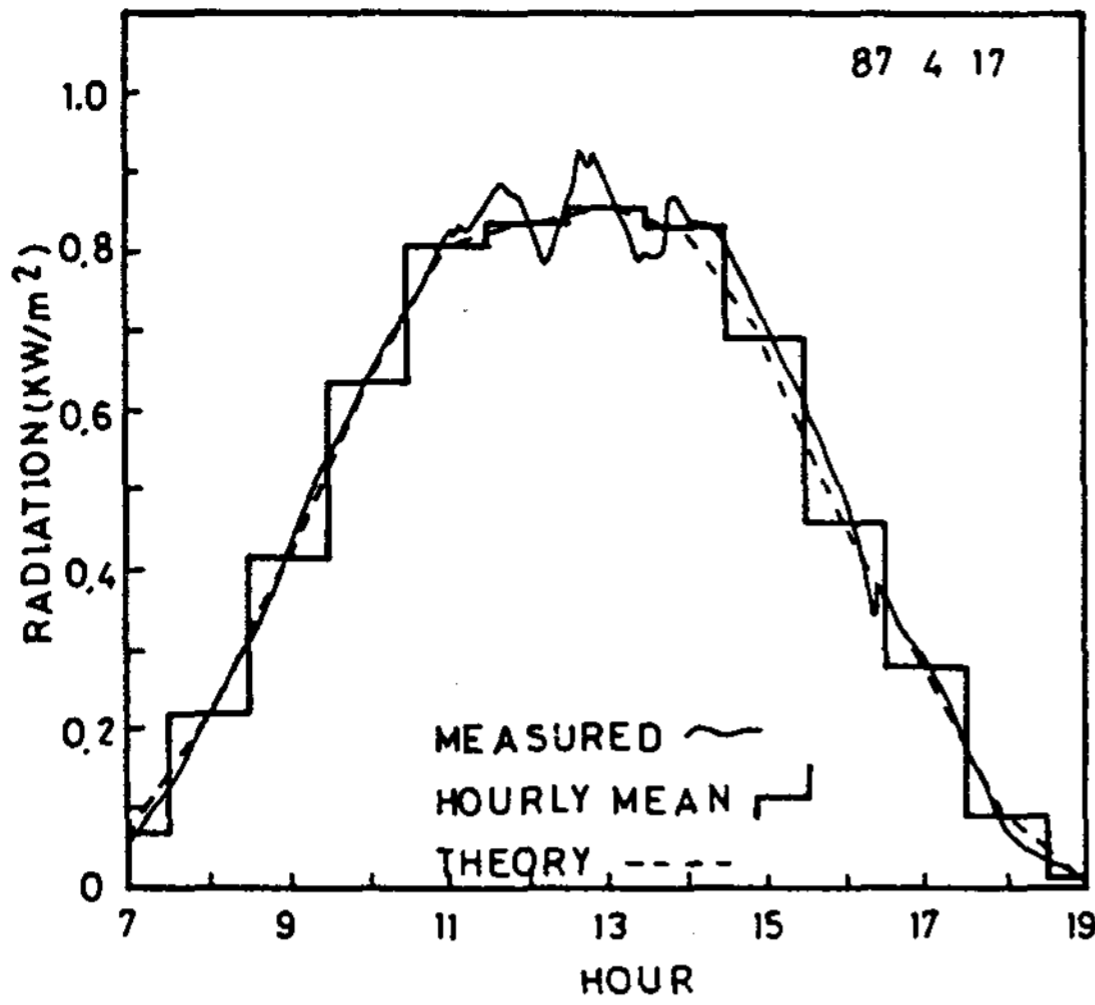


Fig. 6-1 Measured solar radiation of system 1

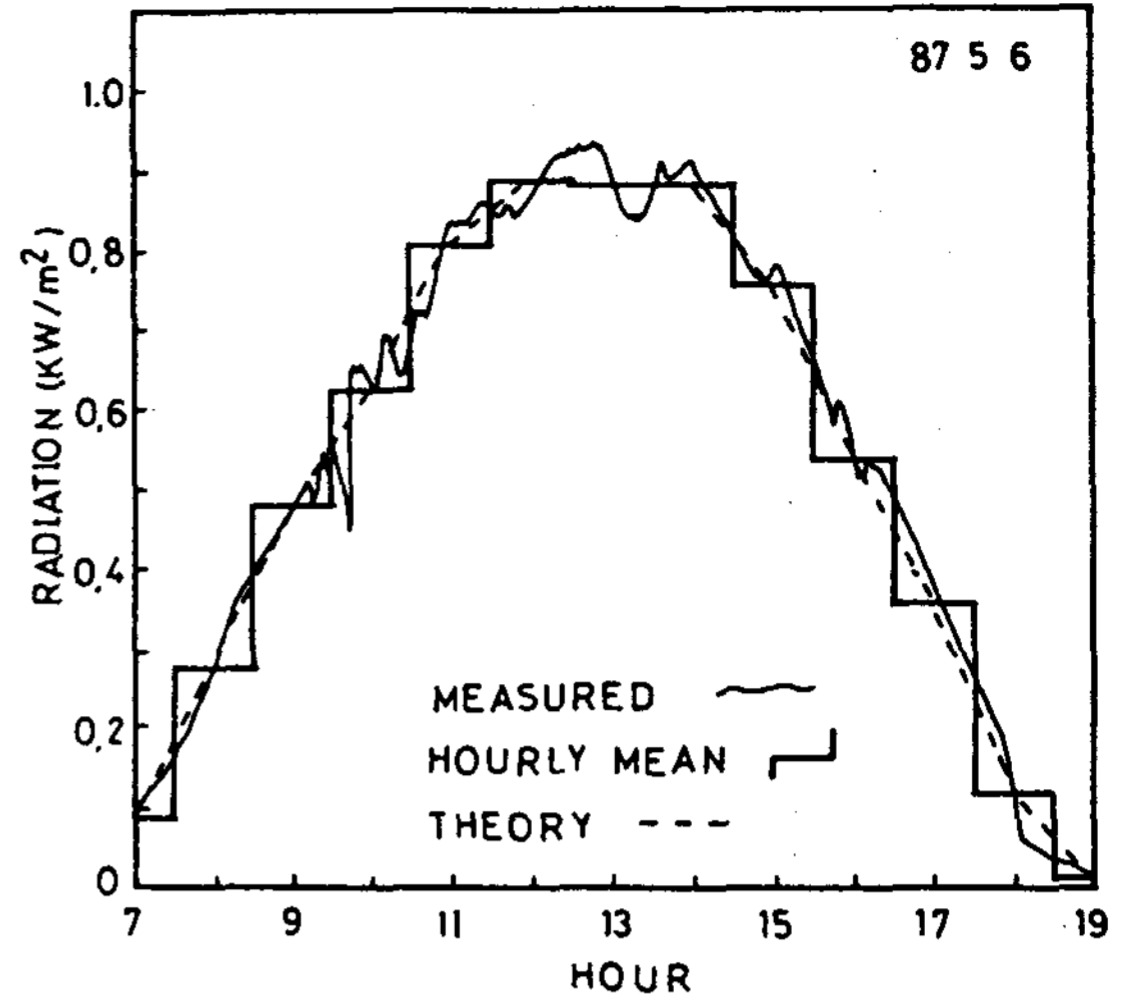


Fig. 6-2 Measured solar radiation of system 4

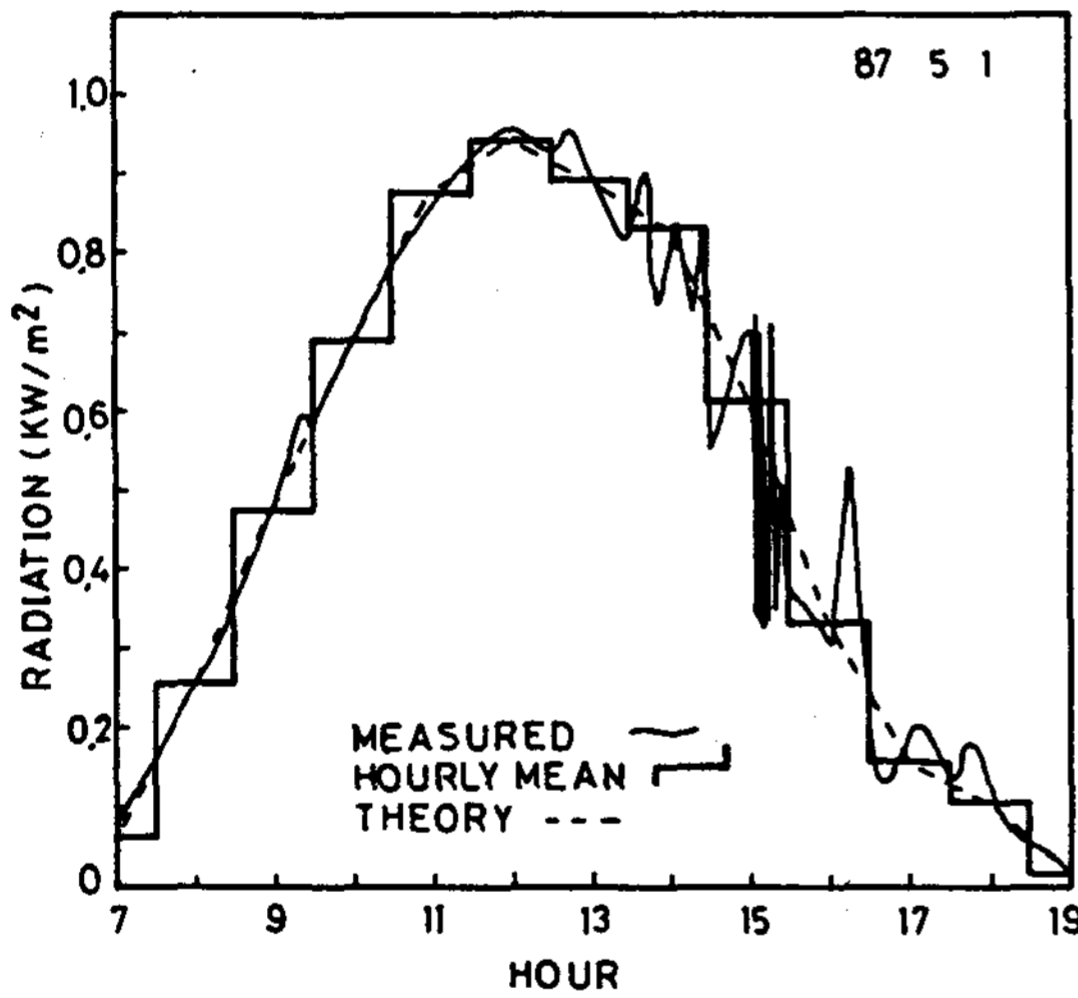


Fig. 6-3 Measured solar radiation of system 5

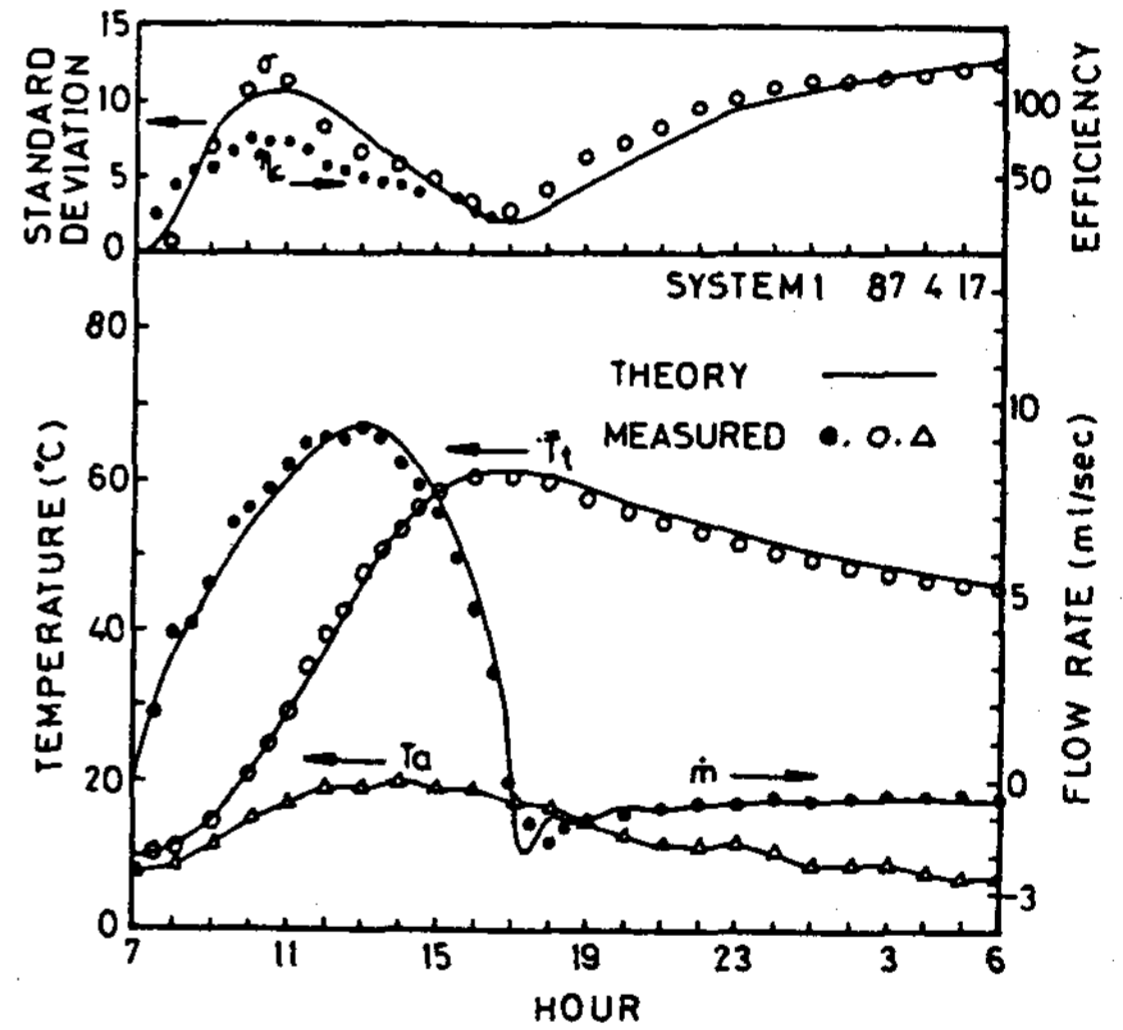


Fig. 6-4 Measured and predicted system performance of system 1

역시 상승관의 위치가 낮고 탱크가 높게 설치될수록 적었다.

Fig. 6-8은 각 시스템에서 측정된 집열기의 순간 집열 효율과 본 연구에서 사용한 것과 같은 집열기를 ASHRAE STANDARD 93-77의 기준으로 실험한 결과<sup>27)</sup> 비교한 것이다. 여기서 보는바와 같이 집열기의 순간 집열 효율은 다르게 나타났다. 이것은 ASHRAE

STANDARD에 의한 실험은 일정한 유량하에서 실험을 실시하기 때문이며 본 실험에서 측정된 효율은 Fig. 6-4 6-6에서 보는것 처럼 유량이 계속적으로 변화하기 때문이다. 따라서 Huang<sup>8)</sup>의 모델 시스템 처럼 ASHRAE STANDARD를 이용하여 집열 효율을 계산하면 큰 오차가 있음을 알 수 있다.

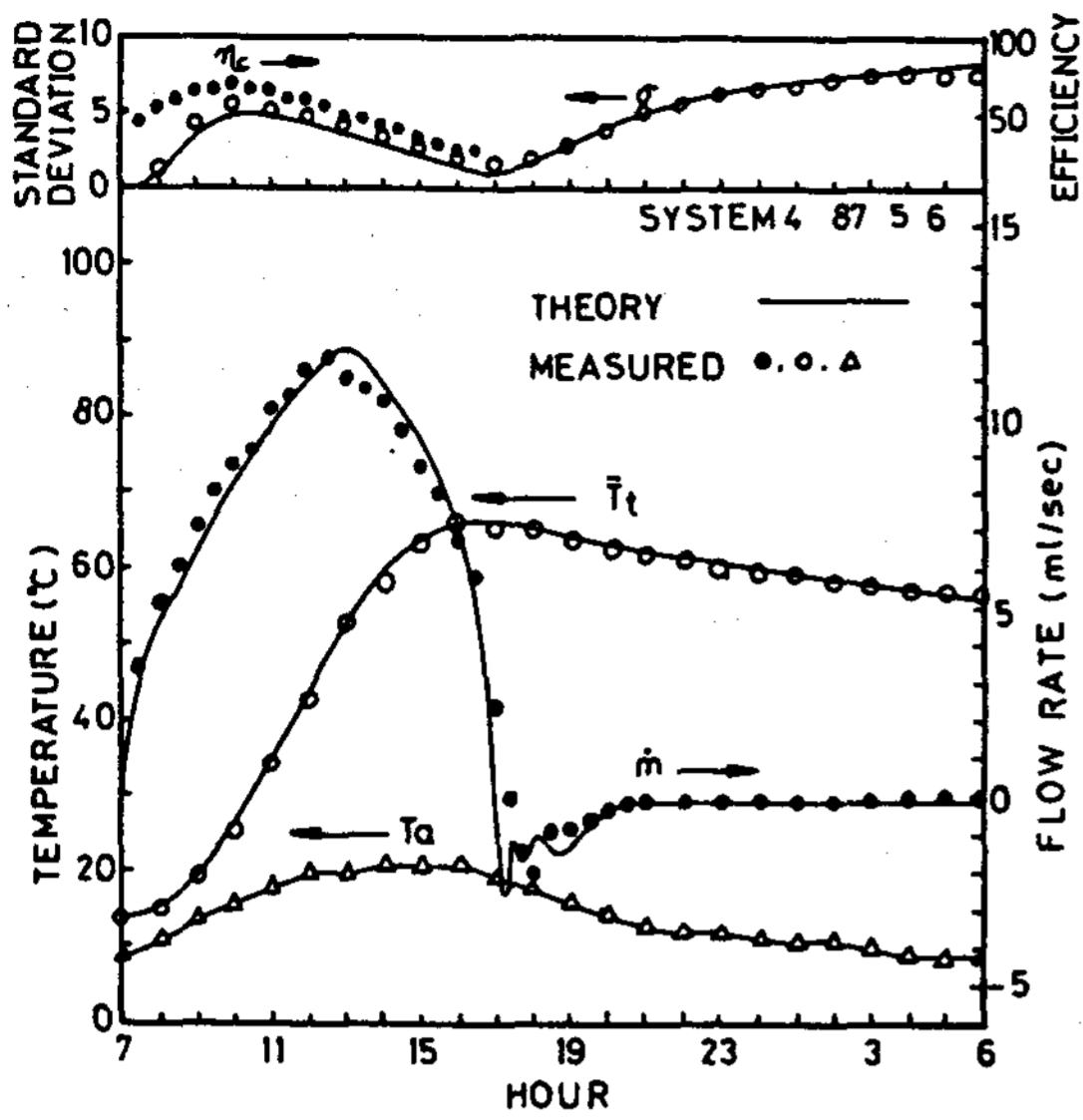


Fig.6-5 Measured and predicted system performance of system 4

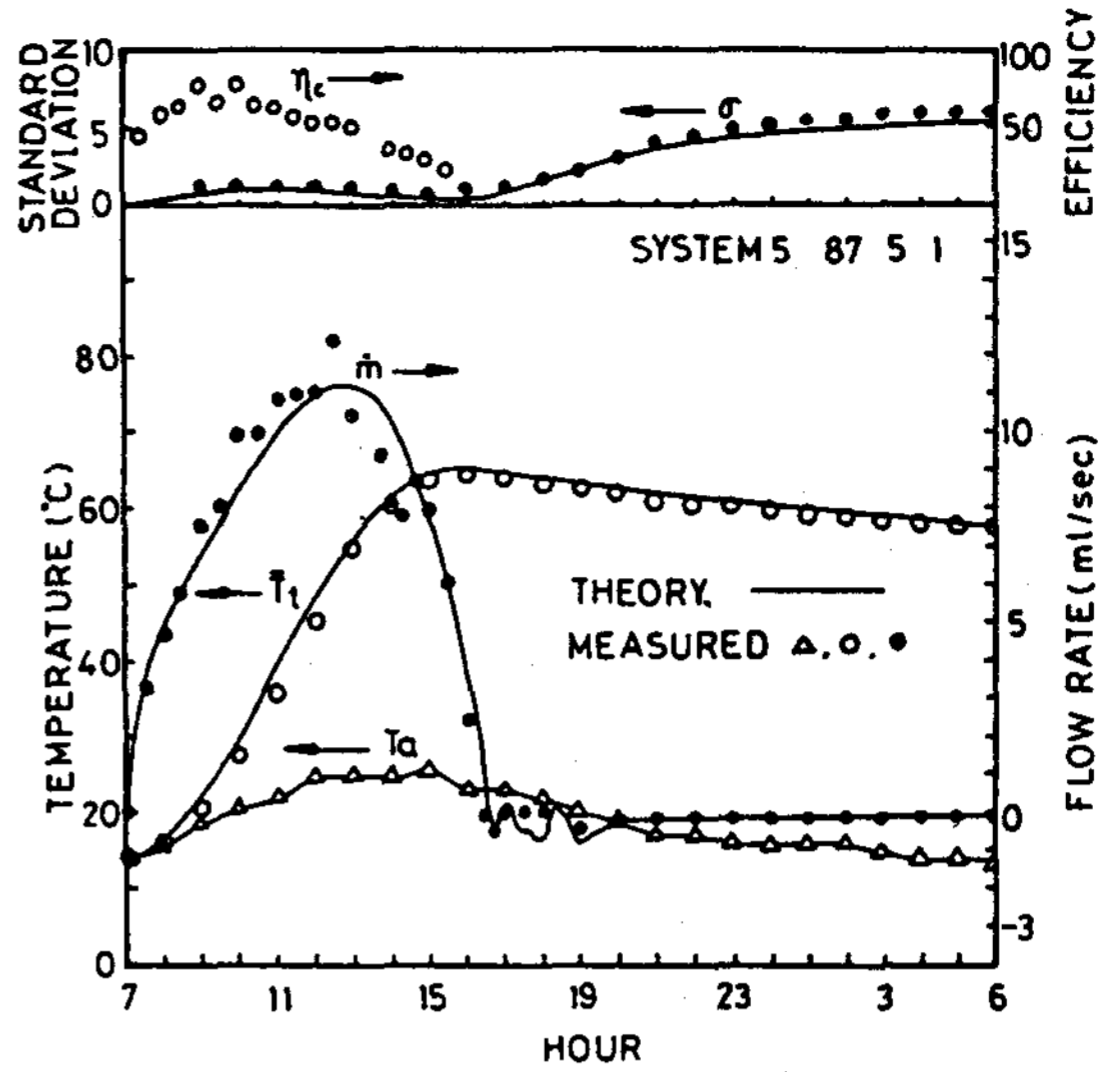


Fig.6-6 Measured and predicted system performance of system 5

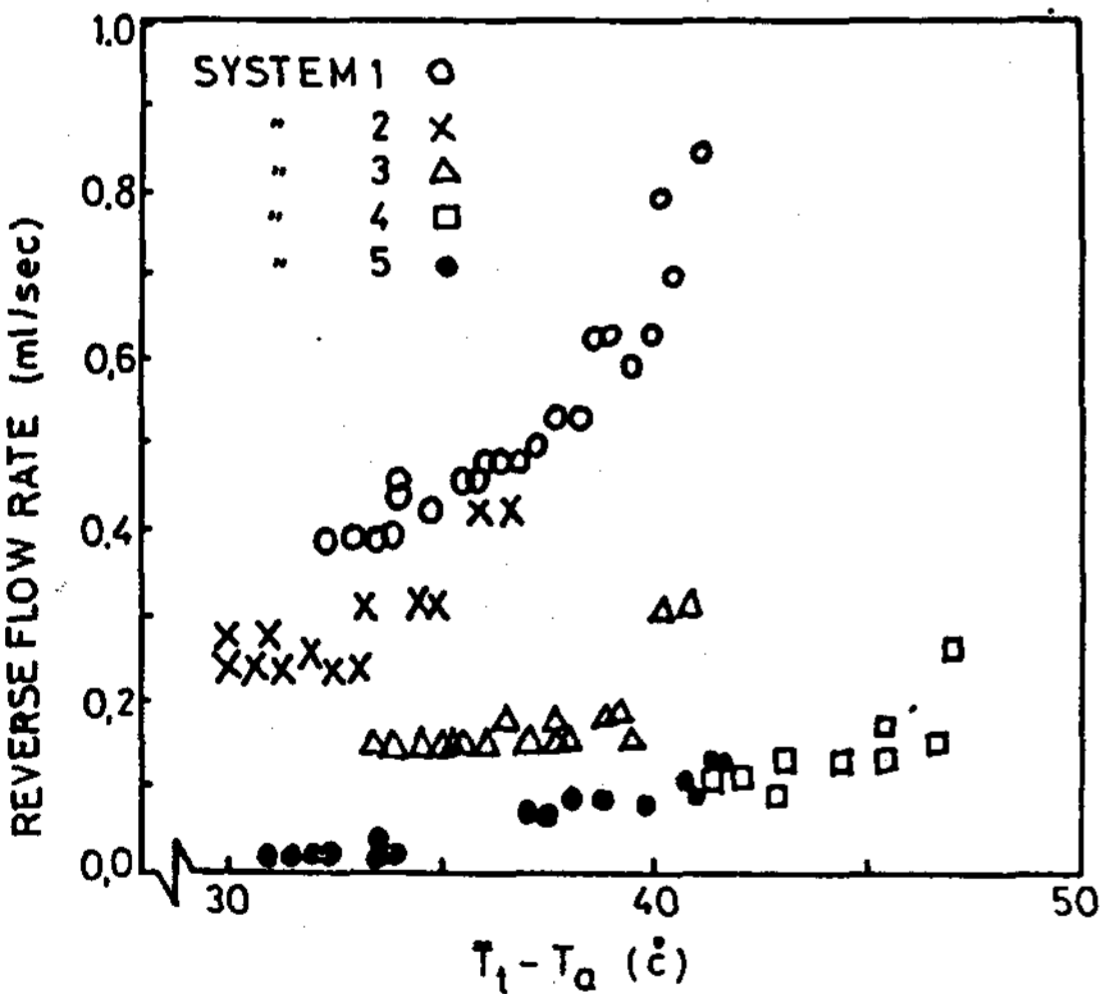


Fig.6-7 Reverse flow rate with temperature difference of storage tank and ambient

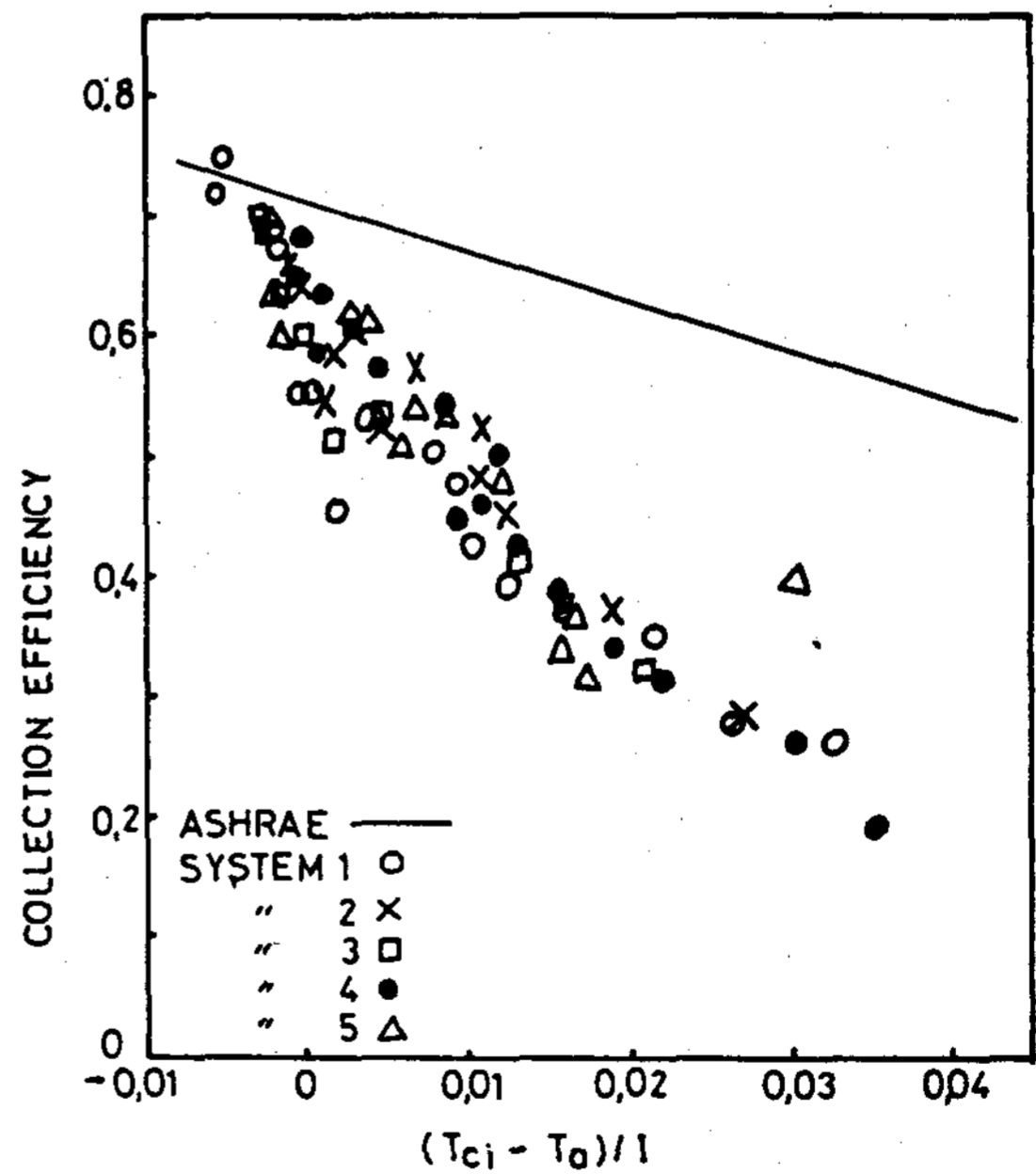


Fig.6-8 Measured collection efficiency of solar collector

### 6.2 저장 탱크의 온도 분포

앞에서 논의 한바와 같이 저장 탱크의 온도 분포는 집열기의 집열효율에 영향을 미치게 될

것이다. 따라서 시스템의 정확한 해석을 위해서는 저장 탱크의 온도 분포를 정확히 알아야 한다. Fig.6-9, 6-10, 6-11은 저장 탱크에

연결된 상승관의 위치에 따른 저장 탱크의 온도 분포를 각 시스템 별로 표시한 것이다.

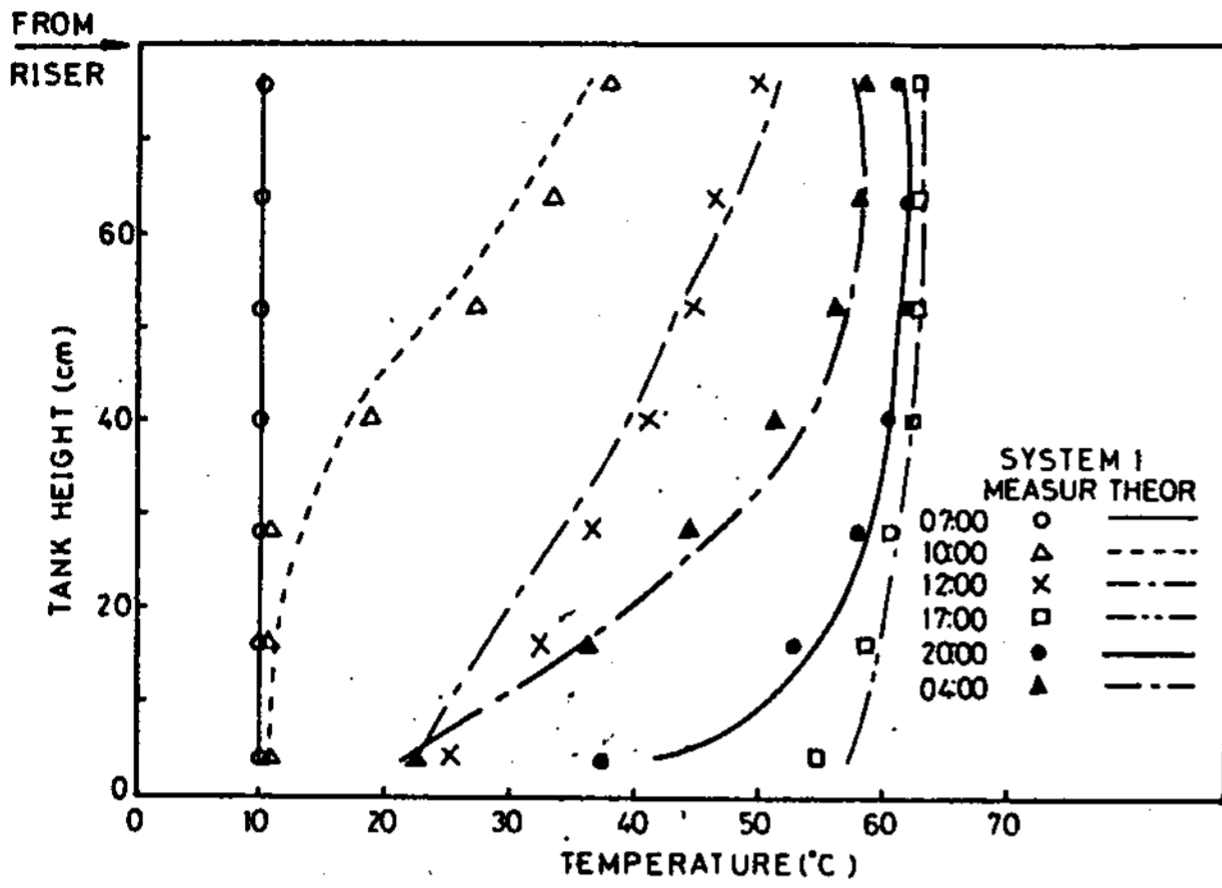


Fig. 6-9 Measured and predicted storage tank temperature profile of system 1

Fig. 6-9는 상승관이 탱크 최상부에 Fig. 6-10은 중앙부에 Fig. 6-11은 탱크 하부에 연결된 것이다. 저장 탱크 내부의 시간별 온도 분포는 집열 유체를 저장 탱크 내부로 유입시켜주는 상승관의 연결 위치에 따라 다르게 됨이 실험을 통해서 알 수 있었다. Fig. 6-9에서 저장 탱크 내의 온도는 상승관으로 부터 저장 탱크로 유입되는 고온의 집열 유체 때문에 탱크 최상부 상승관이 연결된 부위부터 가열되기 시작하여 시간이 지남에 따라 탱크 하부측이 가열되어 12시경에는 상부와 하부가 25°C의 차이로 직선 형태로 되었다가 17시경에는 전체의 온도가 거의 같게 되었다. 이때 상 하부의 온도차는 8°C 정도였다. 시스템 1의 경우 최대 상하부 온도 차는 11시로 32°C이었다. 일몰후의 역류의 영향은 20, 04시의 저장 탱크의 온도 분포에 나타나 있다. 집열기에서 냉각된 유체는 역류에 의해서 하강관을 타고 탱크에 유입된다. 하강관은 저장 탱크의 최하부에 연결되어 있으므로 저장 탱크의 냉각도 탱크 하부부터 시작된다. 시스템 1의 경우 20

시의 저장 탱크 상하부측의 온도는 24°C 이고 새벽 4시에는 36°C이었다.

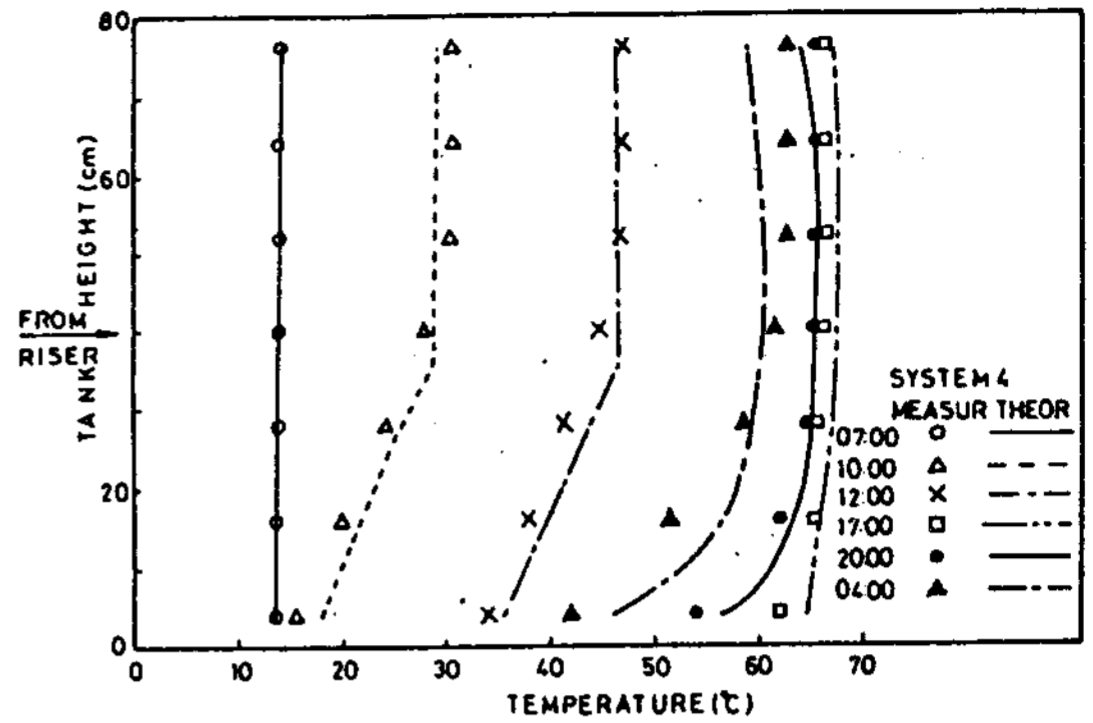


Fig. 6-10 Measured and predicted storage tank temperature profile of system 4

상승관이 저장 탱크 중앙에 연결된 Fig. 6-10은 저장 탱크 내부의 온도 분포가 Fig. 6-9와는 다르다. 이 경우는 상승관이 연결된 탱크 윗부분에서는 10시에 온도차가 2.8°C, 12시에 2.2°C, 17시에 0°C이다. 그 하부측에서는 10시에 12.2°C, 12시에 10.4°C, 17시에는 4.4°C의 차이가 있었다. 즉 저장 탱크의 상승관이 연결된 윗부분에서는 온도차가 거의 없이 균일하게 되고 그 아랫 부분에서는 크게 차이가 있음을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 야간의 역류가 발생할 때도 유지된다.

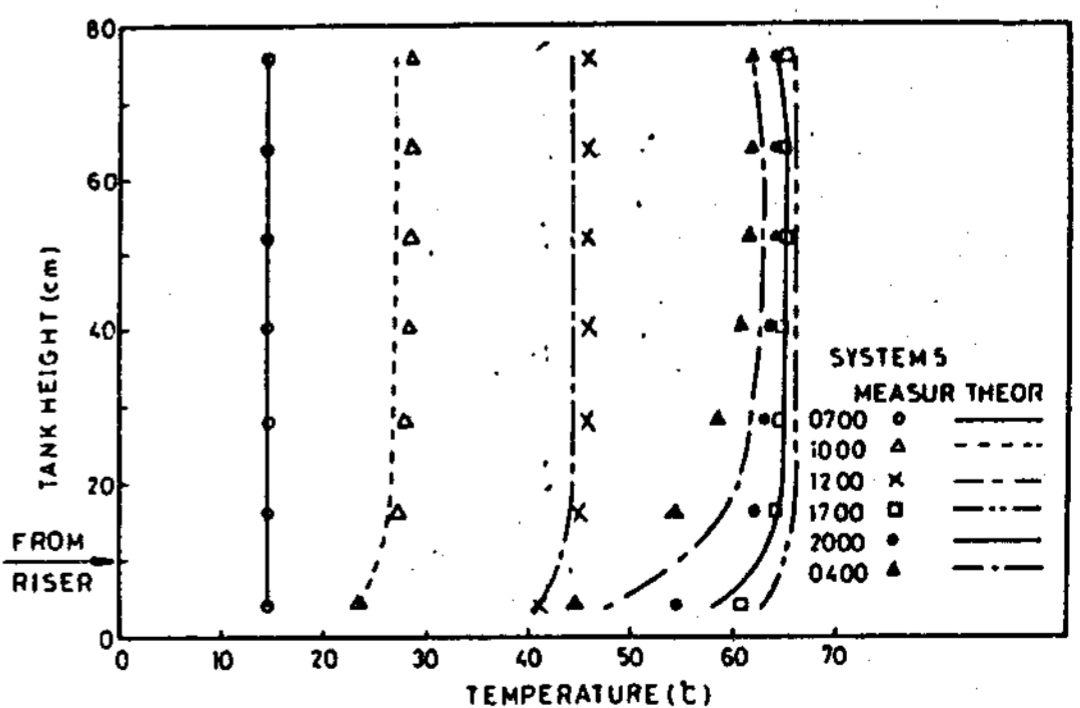


Fig. 6-11 Measured and predicted storage tank temperature profile of system 5

상승관이 탱크 하부에 연결된 Fig.6-11 는 탱크 전체의 온도 분포 양상이 17시까지 같게 나타났다. 상승관이 연결된 위치 보다 높은 부위에서는 상하부 온도차가 10시에 1°C, 12시에 1°C, 17시에 0.6°C이며 그 아랫 부분에서는 10시와 12시에 3.6°C, 17시에 3.2°C의 차이가 있었다. 야간의 온도 분포 역시 상승관의 위치를 기준으로 차이가 있다.

이상을 정리해 볼때 저장 탱크의 온도 분포는 상승관의 위치에 따라 크게 달라진다. 상승관이 연결된 위치보다 높은 부위에서는 완전 혼합이 이루어지고 그 아래 부분에서는 성층이 된다.

실험을 통해, Ong<sup>3)</sup>은 탱크 상부부터, Yo-ung<sup>5)</sup>은 탱크 높이의 2/3 위치부터 가열되기 시작한다고 한것은 그들 실험 장치의 상승관의 위치 때문이라는 것을 알 수 있다. 또 성층형 탱크에 유입되는 온수는 온도에 따라 그 온도와 비슷한 탱크의 층으로 유입되어 새로운 층을 형성할 것이라는 가정<sup>20)</sup>도 적당하지 못함을 알 수 있다.

자연 순환식급탕 시스템의 저장 탱크 내부의 혼합, 성층상태 및 야간의 역류 현상은 탱크 내부의 온도 분포에 의한 평균 편차에 의해서 알 수 있다. 평균 편차는

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (T_i - \bar{T})^2} \dots\dots\dots (6-1)$$

로 구해지므로 성층 상태가 좋을수록  $\sigma$ 의 값은 커지고 완전 혼합형 탱크에서는  $\sigma = 0$ 으로 된다. Fig.6-4은 상승관이 탱크 상부에 연결되어 탱크 상부측부터 가열되므로 평균 편차가 다른것에 비해 크고 성층도도 좋다. 그 최대값은 탱크 상하부 온도차가 최대인 11시경이며 최소값은 거의 완전 혼합에 가까운 17시경이다.

Fig.6-5에서는 상승관이 탱크 중앙에 연결

되어 Fig.6-4보다 평균 편차가 작으며 Fig.6-6에서는 상승관이 더욱 낮아짐으로 평균 편차가 거의 영에 가깝게 됨을 알 수 있다. 야간에는 역류에 의해 탱크 하부로부터 냉각되므로 역류가 많으면 탱크의 평균 편차는 커진다. Fig.6-6는 다른것 보다 야간의 평균 편차가 적다. 이것은 역류의 양이 다른 것에 비해 적기 때문이다.

### 6.3 야외 실험 결과와 모델 시스템 성능의 비교

이론해석의 정확성을 조사하기 위해 이론해석에 의한 모델 시스템과 실험치와를 비교하였다. Table 6-1은 시스템1에 대해서 Fig.6-1의 기상데이터를 시간별 평균 일사량으로 입력시켜 저장 탱크의 요소수와 계산시간 간격에 따른 값을 시간별로 비교한 것이다.

저장 탱크의 요소수는 4,10,40으로 계산시간 간격은 1분, 15분, 30분, 1시간 등으로 하여 저장탱크의 평균 온도, 유량, 평균 편차를 비교 하였다. 이때 상승, 하강관의 요소수는 각각 3개씩으로 하였다. 저장 탱크의 요소수가 같을때 시간 간격이 커지면 저장 탱크의 평균온도, 평균 편차등은 그값이 적게 계산되었으며 탱크 요소 수가 많아지면 저장탱크의 평균 온도와 평균 편차는 약간 크게 계산되지만 유량은 작게 계산되었다. 저장 탱크의 요소수 10개, 시간 간격15분에서 저장 탱크의 평균 온도는 최고 1.9°C, 유량은 1.18 ml / sec, 평균 편차는 1.8 정도 차이를 보여 실측치에 가장 가까운 값을 얻을 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 야외 실험의 결과와의 비교에 탱크의 요소 수 10개, 계산 시간 간격 15분으로 하였다.

이것은 Ong<sup>3,4)</sup>의 0.6분 Mertol<sup>7)</sup>의 탱크 요소수 100개 계산시간 간격 1 - 40초보다 계산 시간이 크게 단축 되었고 Huang<sup>8)</sup>의

Table 6-1 Computed values with various storage tank nodal points and computing time step

No. of node	Time step(min)		Hour				
			10:00	14:00	22:00	02:00	06:00
Measured		$\bar{T}_t$	21.1	53.0	53.0	48.3	45.1
		$\dot{m}s$	7.4	8.1	-0.53	-0.46	-0.39
		$\sigma$	10.7	5.8	10.2	11.7	12.5
40	60	$\bar{T}_t$	16.4	46.3	53.8	47.7	44.0
		$\dot{m}s$	5.10	7.47	-0.59	-0.53	-0.46
		$\sigma$	7.0	8.3	5.4	10.5	12.2
	30	$\bar{T}_t$	18.8	50.9	53.8	49.2	45.5
		$\dot{m}s$	5.85	8.27	-0.64	-0.53	-0.54
		$\sigma$	9.2	6.9	8.7	11.9	13.5
	15	$\bar{T}_t$	19.9	53.3	55.0	50.2	45.9
		$\dot{m}s$	6.19	9.12	-0.67	-0.54	-0.44
		$\sigma$	10.4	6.1	9.5	14.2	14.5
	1	$\bar{T}_t$	21.1	56.2	56.5	48.9	46.7
		$\dot{m}s$	6.48	10.5	-0.69	-0.51	-0.45
		$\sigma$	11.8	5.8	10.9	10.6	15.7
10	30	$\bar{T}_t$	18.9	50.7	53.6	49.9	44.6
		$\dot{m}s$	5.87	8.64	-0.62	-0.52	-0.42
		$\sigma$	8.1	6.8	7.7	10.6	12.1
	15	$\bar{T}_t$	20.0	53.2	54.9	49.9	45.5
		$\dot{m}s$	6.22	9.45	-0.64	-0.52	-0.42
		$\sigma$	9.1	6.2	8.4	11.4	12.9
	1	$\bar{T}_t$	21.1	56.0	56.2	50.9	46.3
		$\dot{m}s$	6.53	10.55	-0.65	-0.52	-0.42
		$\sigma$	10.2	5.8	9.3	12.3	13.7
4	30	$\bar{T}_t$	18.7	49.7	53.0	48.3	44.2
		$\dot{m}s$	5.94	9.22	-0.59	-0.50	-0.41
		$\sigma$	6.4	6.5	6.0	8.2	9.5
	15	$\bar{T}_t$	19.9	52.3	54.3	49.4	45.1
		$\dot{m}s$	6.35	9.97	-0.61	-0.50	-0.41
		$\sigma$	7.2	6.1	6.3	8.7	10.0
	1	$\bar{T}_t$	21.0	55.3	55.7	50.5	46.0
		$\dot{m}s$	6.76	10.94	-0.62	-0.50	-0.41
		$\sigma$	8.0	5.7	6.9	9.4	10.6

탱크 요소수 보다는 5개가 많아 약간 계산 시간이 길어졌지만 저장 탱크 평균 온도가 Huang의 모델 시스템이 실측치와 10% 정도의 차이로 계산되는데 반하여 본 모델 시스템을 이용해서는 3%이내의 차이로 예측 할 수 있어 보다 정확한 시스템 성능 예측이 될 것이다.

Fig.6-4, 6-6, 6-9, 6-10, 6-11은 본 모델 시스템에 의해서 계산된 값과 실측치와를 비교 한 것이다. 실측치와 계산된 저장탱크의 평균온도의 차이는 Fig.6-4, 6-5, 6-6 모두 2°C이내로 실측값과 계산되는 최대 3% 정도의 차이가 있었다. 유량은 세경우 모두 오전에는 실측값이 1 ml/sec정도 많게 오후에는 반대로 계산치가 많았으며 야간에는 0.05 ml/sec 정도의 차이로 최대 12% 정도의 차이가 났다. 표준 편차도 모두 실측치보다 약간 작게 계산 되었다. Fig.6-4의 경우 18-20시 사이에 차이가 20% 정도로 차이가 가장 많았다. 이때 차이가 많은 것은 시스템이 안정되지 않았기 때문으로 안정된 상태에서는 10%이내의 차이를 보였다.

저장 탱크 내부의 온도 분포는 시스템 1의 경우 Fig.6-9에 표시된 바와 같이 10시에는 탱크 상부측에서 2 - 3°C정도 실측값이 높게 나타나고 12시에는 상부에서 실측치가 3°C정도 낮고 하부에서는 최대 5°C정도 높았으며 17시에는 하부에서 3°C정도 차이가 있었다. 또 20시에는 하부에서 5°C 정도의 차이가 있었다. 상승관이 탱크의 중앙과 하부에 연결된 Fig.6-10, 6-11에 의하면 10시와 12시의 오전중에는 상부측 온도가 실측치 보다 약간 낮고 하부에서는 약간 높거나 같으며 야간에는 하부측에서 최대 5°C 정도의 차이가 있었다. 이와 같이 차이가 나는 것은 모델 시스템의 유량이 오전에는 실측치 보다 적고 오후에는 약간 많기 때문이다. Fig.4-1의 탱크 모

델에 따른 혼합 상수는 정상 방향의 유동일때 Fig.4-1(a)는  $r_i = 1/H$ , Fig.4-1(b)는  $r_i = 1/|R-H|$ 로 역방향의 유동일때는 Fig.4-1(a),(b) 모두  $\alpha_i = 1/|N-H|$ 로 하였다. 여기서 실측치와 모델시스템에 의한 차이는 최대 10%이내이다.

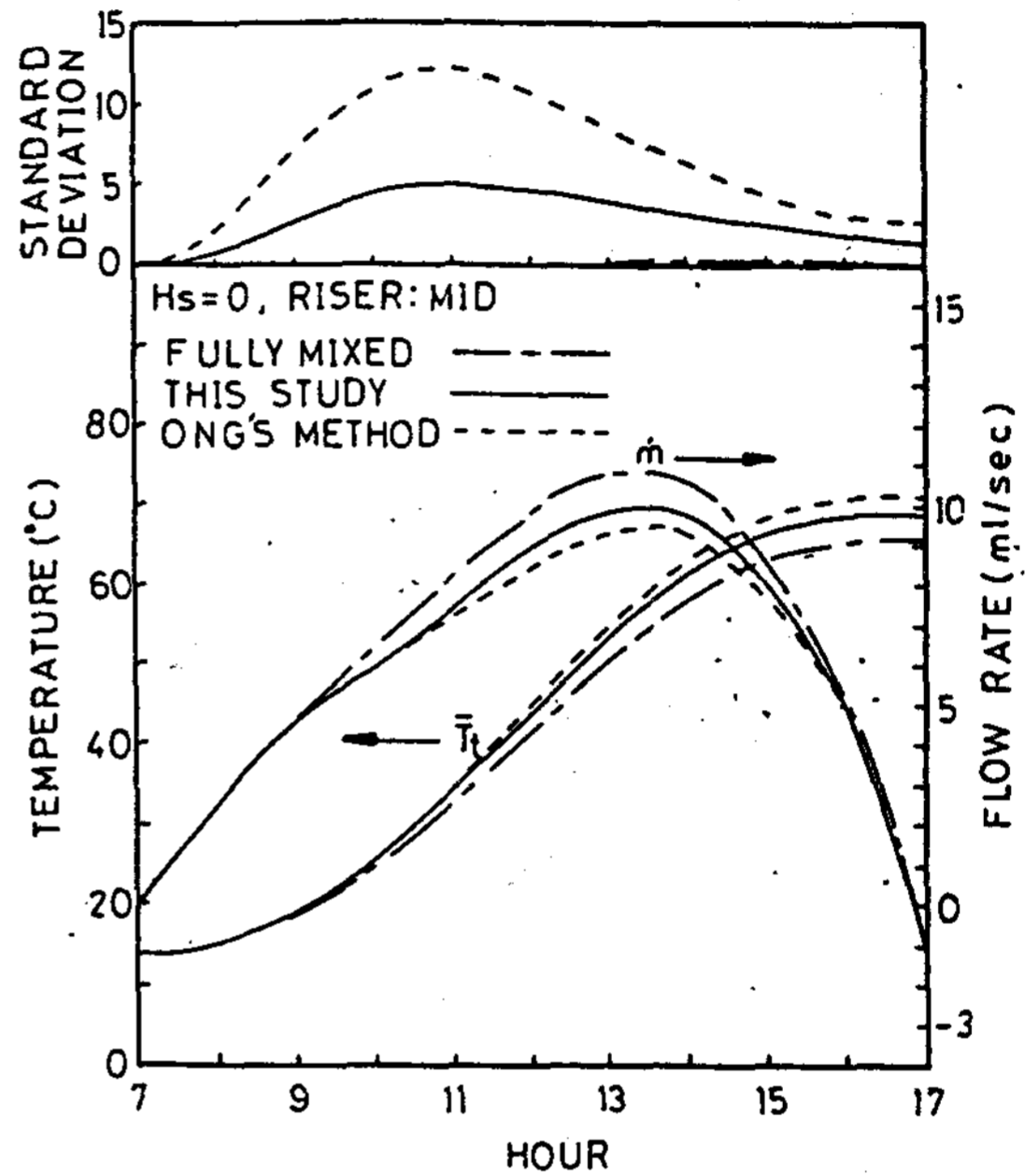


Fig.6-12 Effect of tank stratification or tank analysis method

Fig.6-12은 저장 탱크 내부의 온도 분포 계산 방법 및 성층도에 따른 저장 탱크의 온도, 유량, 평균 편차이다. 같은 조건에서, 혼합형 탱크에 의한 해석은 성층도가 실제 보다 낮게 되어 본 연구의 모델 시스템 보다 최고 집열 온도가 5% 정도 낮게 계산되고 집열기에서 가열된 유체가 상승관의 위치에 관계없이 항상 탱크 최상부로 유입 되도록 계산되는 Ong의 계산법은 성층도가 실제보다 높게 되어 집열 온도가 본 모델 시스템 보다 3% 높게 계산되었다. 또 상승관이 탱크 중앙부에 있을때 탱크 내부의 집열 유체를 완전 혼합시켜 주면 시스템 순환 유량은 많아지지만 성층도가 나빠 집



열기 입구 온도가 높게 되므로 집열 효율은 떨어진다. 그러나 탱크 내부에서 혼합이 일어나지 않고, 집열기에서 가열된 유체가 탱크 상부로 유입되어 탱크 상하층간의 온도 차이가 20℃ 정도 된다면 탱크의 성층도가 좋고 집열 효율이 높아져 완전 혼합 탱크 보다 7% 정도 집열 온도가 높아진다. 앞에서 예상한바와 같이 저장탱크의 온도 분포는 시스템 성능 추정에 주요한 변수이며 성층이 잘된 시스템의 집열 효율이 완전 혼합형 저장 탱크를 갖는 시스템의 효율 보다 높게됨을 알 수 있다.

이상과 같이 본 모델 시스템을 이용하여 시스템 성능을 추정하면 저장 탱크의 평균온도는 최대 3%이내의 차이로, 유량은 15%, 저장탱크 내부의 온도 분포도 최대 10% 정도의 차이로 계산 될것이다.

## 7. 결 론

본 연구는 자연 순환식 태양열 급탕 시스템의 성능 예측 방법의 개선을 위해 실제 시스템을 이용한 야외 실험과 모델 시스템을 이용한 이론 해석을 병행하였다.

야외 실험은 저장 탱크의 온도 분포와 야간의 유량을 측정하고 모델시스템의 정확성을 조사하기 위해 저장 탱크 상승관의 위치에 따라 실시 하였으며 그 결과를 제시하였다.

본 연구의 중요 결과는 다음과 같다.

1) 야간에 자연 순환식 급탕 시스템에서 발생하는 역류를 염료 주입식 투시 유량계를 제작하여 측정할 수 있었다.

2) 저장 탱크의 온도 분포는 상승관의 위치에 따라 다르게 나타났다. 상승관이 연결된 윗부분에서는 완전 혼합이 이루어졌으며 하부에서는 혼합이 일어나지 않았다.

3) 자연 순환식 태양열 급탕 시스템의 성능은 저장 탱크의 온도 분포가 정확히 계산되

어야한다. 본 모델 시스템에서 선정된 저장 탱크의 성능 계산 방법을 이용하면 저장탱크 내부의 온도 분포를 최대 10% 차이로 계산 할 수 있으며 저장 탱크의 평균 온도는 3%이내의 차이로 계산된다.

4) 하루 동안의 성능 예측은 물론 장기간의 시스템 성능 예측을 효율적으로 행할 수 있는 자연 순환식 태양열 급탕 시스템의 모의 실험용 전산 프로그램을 개발하였다.

## REFERENCE

1. D.J. Close, "The performance of solar water heaters with natural circulation". Solar energy, Vol. 6, pp. 33-40, 1982.
2. C.L. Gupta and H.P. Garg, "System design in solar water heaters with natural circulation", Solar energy, Vol. 12, pp. 163-182, 1968.
3. K.S. Ong, "A finite-difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heaters". Solar energy, Vol. 16, pp. 137-147, 1974.
4. K.S. Ong, "An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater". Solar energy, Vol. 18, pp. 181-183, 1976.
5. M.F. Young and J.B. Bergquam, "The performance characteristics of a thermosyphon solar domestic hot water system". J. of solar eng., Vol. 103, pp. 193-200, 1981.
6. M.F. Young and J.B. Bergquam, "The performance of a thermosyphon solar domestic hot water system with hot water removal". Solar energy, Vol. 32, No. 5, pp. 655-658, 1984.
7. A. Mertol, W. Place, T. Webster and R. Grief, "Detailed loop model analysis of liquid solar

- thermosyphons with heat exchangers". Solar energy, Vol. 27, No. 5, pp. 367-386, 1981.
8. B.J. Huang and C.T. Hsieh, "Asimulation method for solar thermosyphon collector". Solar energy, Vol. 35, pp. 31-43, 1985.
  9. B.J. Huang, "Similarity theory of solar water heater with natural circulation". Solar energy, Vol. 25, pp. 105-116, 1980.
  10. S.G. Tzafestas, A.V. Spyridonos and N.G. Koumoutsos, "Finite-difference modeling identification and simulation of a solar water heater". Solar energy, Vol. 16, pp. 25-31, 1974.
  11. M.S. Sodha, S.N. Shukla and G.N. Tiwari, "Transient analysis of a natural circulation solar water heater with a heat exchanger". J. Energy, Vol. 7, No. 2, pp. 107-111, 1983.
  12. 윤석범, 전문헌, "평판형 태양열 집열기를 설치한 자연순환식 급탕시스템의 성능에 관한 연구," 대한기계학회 논문집 9 권 5 호 pp. 576-589, 1985.
  13. G.L. Morrison and D.B.J. Ranatunga, "Transient response of thermosyphon solar collectors". Solar energy, Vol. 24, pp. 55-61, 1980.
  14. B. Norton and S.D. Probert, "Achieving thermal retification in natural circulation solar energy water heaters". Applied energy, Vol. 14, pp. 211-225, 1983.
  15. B. Norton and S.D. Probert, "Measurtded performance of natural circulation solar energy water heater". Applied energy, Vol. 16, pp. 1-26, 1984.
  16. A. Shitzer, D. Kalmanoviz, Y. Zvirin and G. Grossman, "Experiments with a flat-plate solar heating system in thermosyphonic flow". Solar energy, Vol. 22, pp. 27-35, 1979.
  17. G.L. Morrison and D.B.J. Ranatanga, "Thermosyphon circulation in solar collectors". Solar energy, Vol. 24, pp. 191-198, 1980.
  18. G.L. Morrison and D.B.J. Ranatunga, "Transient response of thermosyphoc solar collectors". Solar energy, Vol. 24, pp. 55-61, 1980.
  19. G.L. Morrison, "Reverse circulation in thermosyphon solar water heaters". Solar energy, Vol. 36, pp. 377-379, 1986.
  20. J.A. Duffie and W.A. Beckman, Solar engineering of thermal process, John wiley & Sons, 1980.
  21. ASHRAE, Method of testing to determine the thermal performance.
  22. ASHRAE hand book fundamentals, 1981.
  23. P.J. Lunde, Solar thermal engineering, John wiley & Sons, 1980.
  24. S.A. Klein, "Calculation of flat-plate loss coefficients". Solar energy, Vol. 17, pp. 79-80, 1980.
  25. A. Whillier, "Prediction of performance of solar collectors". ASHRAE GRP-170, 1977.
  26. J.P. Holman, Heat transfer, McGraw-hill, 1981.
  27. 윤석범, 전문헌, 추교명, "평판형 집열기의 각종변수가 집열기의 열성능에 미치는 영향에 관한 연구," 대한기계학회 논문집 8 권 2 호, pp 145-153, 1984.