

직접 및 간접식 자연순환형 태양열 온수급탕시스템의 열적성능 해석

Thermal Performance Evaluation on Direct and Indirect Solar Thermosyphon System

전 홍 석** 오 정 무** 천 원 기** 강 용 혁**
H.S. Jeon P.C.M. Auh W.G. Chun Y.H. Kang

ABSTRACT

A preliminary study has been done to investigate the thermal performance of an indirect system. Direct systems are also analyzed and the results are compared with those of the indirect system where possible. Values from the numerical simulatin show very good agreement with the measured data. Although the indirect system is generally expensive and not as efficient as direct systems, it is more reliable in frigid weather conditions like the winters in Korea.

1. 서 론

현재 국내에서 가장 실용성이 있는 태양열 이용분야는 가정용 급탕을 위한 태양열 이용분야이다. 이중 자연형 태양열 급탕시스템은 설비형 태양열 시스템 보다 설치 및 유지비가 거의 들지 않으며 사용과 작동의 간편성, 저가 등으로 보다 경제적이어서 국내 생활수준의 향상으로 단기간내에 다량 보급이 유망하다.

우리나라 기후조건상 동절기의 집열기 및 시스템의 동파가 가장 취약점으로 대두되고 있어 그 해결책이 시급하다. 동파방지책으로는 여러가지가 있으나 현재 국내수준에는 부동액을 사용한 자연순환형 태양열 온수급탕 시스템이 보

다 유력하다. 이미 개발된 Batch형 자연형태양열온수급탕시스템의 경우 간편성, 편리성등 보다 저렴한 가격으로 각광을 받는 시스템이나 동파 및 야간열손실의 완전한 해결책은 없는 실정이다.

부동액을 사용한 자연순환형 태양열 온수급탕 시스템 즉 열교환기를 사용한 간접식 시스템은 직접 물로 자연순환시키는 직접식 시스템 보다 효율은 다소 떨어질 것으로 예상되나 동파방지를 해결하고 자연형시스템이 공통으로 가지는장점인 유지비용의 불필요, 사용 및 작동의 간편성 등으로 설치비가 이미 국내에 보급된 수입품의 절반 수준정도 밖에 들지 않아 경제적인 면

* 본 연구는 동자부 국책과제로 그 일부가 수행된 것임.

** 정회원: 한국동력자원연구소

에서도 훨씬 유리할 것으로 예상된다.

본 연구는 수치적 시뮬레이션 및 실측실험을 통해 직접식 시스템과 간접식 시스템의 열적 성능에 대한 분석을 수행하였으며 또한 직접식 시스템의 축열탱크의 설치형태에 따른 열 및 유체 역학적인 변화를 조사하였다.

2. 이론적고찰

시스템의 수치적 모델의 구성은 Ong¹⁾의 방법에 준하여 이루어졌으며 Fig.1은 직접식 시스템에서 축열조가 세로로 길게 설치되었을 경우를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 집열기, 상승관 그리고 하강관에는 각각 1개씩의 온도절점이 주어졌으며 축열조는 온도성층화를 고려하여 T3에서 T9의 7개의 절점이 주어졌다. 즉, 축열조내의 온도변화는 수직방향으로만 존재한다고 가정하였다. 한편 간접식 시스템의 경우에는 물의 열전도계수가 낮은 것을 고려하여 수직방향 뿐 아니라 반지름 방향의 온도 구배도 고려하였으며 이때 각각의 온도 구배는 서로 독립적으로 취급될 수 있다고 가정하였다.

자연 대류형 시스템의 원리를 설명하는 주요 방정식은 모두 외형적으로는 단순한 1개의 상미분 방정식으로 주어지나 질량 유량이 Im-

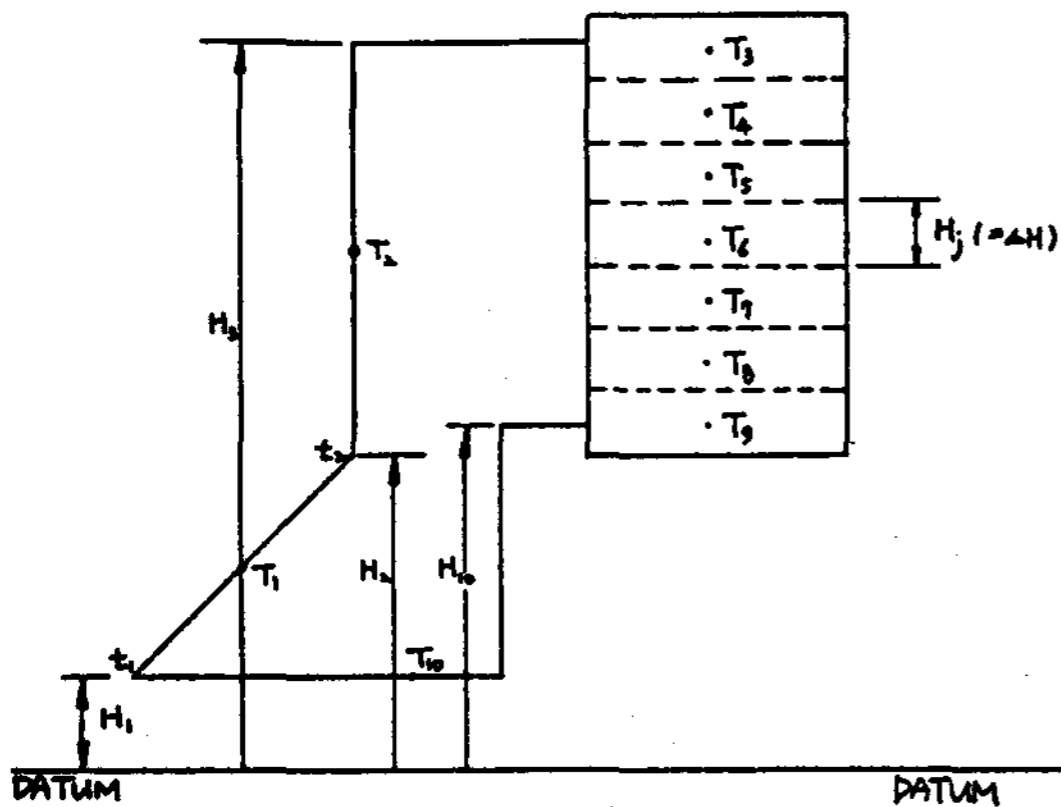


Fig. 1 Schematic diagram of a tested system

plicit 하게 연결되어 있으므로 Eulerian 방법으로 차분화 되었다.

집열기에서는

$$T_1^{k+1} = T_1^k + \frac{1}{\rho C_p V_1} \left\{ (\tau \alpha) A_1 \int_t^{t+\Delta t} q_A dt - U_1 A_1 (T_1^k - T_a) \Delta t - 2\dot{m}c_p (T_1^k - T_{10}^k) \Delta t \right\} \dots\dots\dots(1)$$

상승관에서는

$$T_2^{k+1} = T_2^k + \frac{\Delta t}{\rho C_p V_2} \left\{ -U_2 A_2 (T_2^k - T_a) - \dot{m}c_p (T_2^k - 2T_1^k + T_{10}^k) \right\} \dots\dots\dots(2)$$

직접식 시스템의 축열탱크내의 절점 J = 3에서 9까지에 대해서는

$$T_j^{k+1} = T_j^k + \frac{\Delta t}{\rho C_p V_j} \left\{ -U_j A_j (T_j^k - T_a) - \dot{m}c_p (T_j^k - T_{j-1}^k) + k_w A_w \frac{T_{j-1}^k - T_j^k}{\Delta H} - k_w A_w \frac{T_j^k - T_{j+1}^k}{\Delta H} \right\} \dots\dots\dots(3)$$

여기서 \$A_w\$는 축열탱크의 원형 단면이다.

Thermosyphon 수두와 손실 수두는 각각 다음과 같이 구해진다.

○ Thermosyphon 수두

$$h_T = (H_{10} - H_1) S_{10} + \sum_{j=4}^8 H_j S_j - (H_2 - H_1) S_1 - (H_3 - H_2) S_2 + \frac{\Delta H}{2} (S_3 + S_9) \dots\dots\dots(4)$$

○ 손실수두

$$h_f = \frac{8.2627 \times 10^{-8}}{d^4} (f \frac{1}{d} + k_e) \dot{m}^2 \dots (5) \dots \dots \dots (6)$$

여기서 f 는 0.035가 쓰였는데 이 값은 파이프에 유체가 흐를때 층류역과 난류역 또는 천이역에서 비교적 모두 무난하게 쓰일 수 있는 값이며 k_e 는 유체가 흐를때 bend, tee 등에 의한 손실을 감안한 것으로 본 시스템에서는 약 47 정도로 계산되었다.

본 연구에서는 열교환기를 사용할 경우(간접식 시스템) 열매체(ethylene glycol)는 분배관에 의해 균일하게 위에서 유입되고 아랫부분에 하강관이 연결되어 집열기 하단부로 다시 돌아가는 형태를 취하였다. 즉, 이것은 열교환기가 없는 경우(직접식 시스템)의 축열조에 열전도성이 뛰어난 원통형 통을 횡단면이 동심원이 되게 넣은 구조이다. 이 경우에도 열매체와 물은 모두 상단부가 제일 높고 아래로 내려갈 수록 낮아지는 온도성층화가 이루어진다.

열교환기 내에서 열매체의 주요에너지 평형 방정식은 열교환기가 없는 경우의 방정식에 물로 빼앗기는 에너지를 고려하는 항이 하나 더 추가된다.

탱크속의 물은 온도성층화에 의해 자연대류가 억제되고 유동이 없으므로 열전달은 주로 전도에 의하여만 일어난다.

간접식 시스템의 축열탱크내의 절점 $j = 3$ 에서 9까지에 대해서는

열매체 :

$$T_j^{k+1} = T_j^k + \frac{\Delta t}{\rho C_p V_j} \left\{ -U_j A_j (T_j^k - T_a) - \dot{m} C_p (T_j^k - T_{j-1}^k) + k_f A_f \frac{T_{j-1}^k - T_j^k}{\Delta H} - k_f A_f \frac{T_j^k - T_{j+1}^k}{\Delta H} + \frac{T_j^k - \theta_{n,j}^k}{\frac{1}{(UA)_{r-}} + \frac{\ln(\frac{r_i}{r_o})}{2\pi k_w \Delta H}} \right\}$$

물 :

$$\theta_{i,j}^{k+1} = \theta_{i,j}^k + \frac{\Delta t}{\rho C_p V_{i,j}} \left\{ k_w A_w \frac{\theta_{i,j-1}^k - \theta_{i,j}^k}{\Delta H} - k_w A_w \frac{\theta_{i,j}^k - \theta_{i,j+1}^k}{\Delta H} + \frac{\theta_{i+1,j}^k - \theta_{i,j}^k}{\left(\frac{\ln(\frac{r_{i+1}}{r_i})}{2\pi k_w \Delta H} \right)} - \frac{\theta_{i,j}^k - \theta_{i-1,j}^k}{\left(\frac{\ln(\frac{r_i}{r_{i-1}})}{2\pi k_w \Delta H} \right)} \right\} \dots \dots \dots (7)$$

식 (7)의 경우 제일 바깥쪽 절점은 (즉, $i = n$) { }속의 3번째 항 대신에 식(6)의 열매체로 부터의 열 획득인 마지막항이 추가되어야 한다.

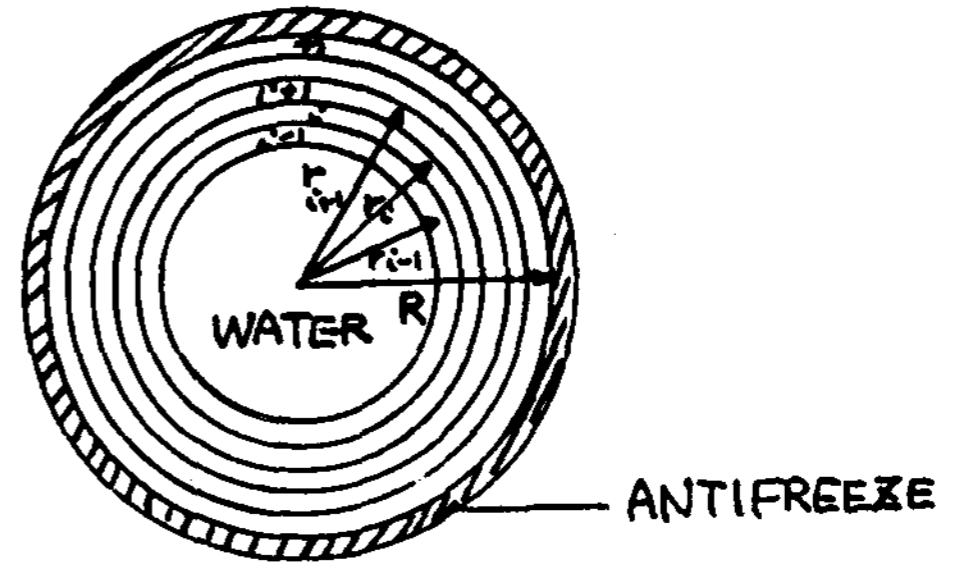


Fig. 2 Temperature nodes for water (Indirect System)

한편, 축열탱크가 가로로 길게 설치되었을 경우에는 상기의 경우 식 (3), (6), (7)보다 탱크 단면의 변화등을 고려하면 좀 복잡하여지만 분배관을 이용해 온도성층화를 유지하고 유체의 작동기구가 동일한 같은 원리로 1차원적 해석을 유도할 수 있다.

차분화된 방정식의 초기조건은 실측실험의 초기조건과 동일하게 주어졌으며 이 때 입력 데

이타중 일사량, 외기온도, 비중량등은 실측치를 최소자승법에 의한 다항식으로 표시한 식이 사용되었다. 즉, 계산시 일사량은 시간증분의 적산치를, 외기온도는 시간증분동안의 평균치를 사용하였다.(식(1) 참조)

그밖의 열전도계수, 밀도 등은 온도에 따른 변화폭이 크지 않으므로 예측된 작동온도 범위 내에서의 평균치를 사용하였다.

Fig.3의 흐름도는 본 연구에서 쓰여진 컴퓨터 프로그램의 계산절차를 정리한 것이다.

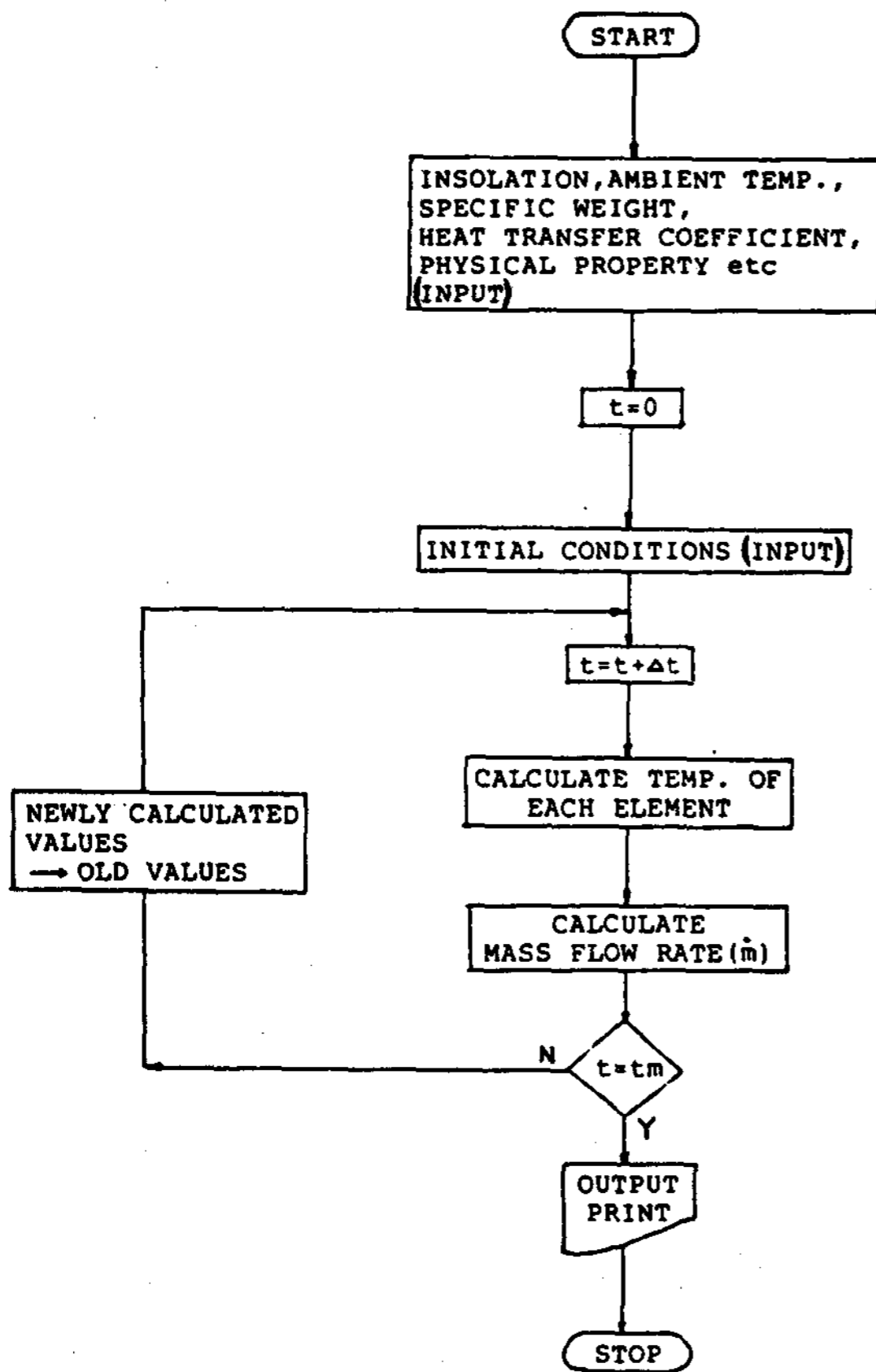


Fig. 3 Flow Chart

3. 실측실험

Fig.4는 실측실험을 수행한 시스템의 한 예로서 사양은 Table 1과 같으며 그림에서와

같이 1-17까지는 시스템내의 온도, 18은 외기온도, 19는 집열기와 같은 각도로 설치된 일사계로 부터 측정 한 일사량이다.

매 실험때마다 시수로 오전 9시까지 전 시스템내의 물의 온도가 거의 동일하게 채워 실험을 시작하였다.

시스템내의 온도를 측정하기 위해 $\phi 0.5$ T-type(c-c)를 사용하였으며, 축열조내의 수온, 수직분포를 측정하기 위해 9개의 열전대로 probe를 제작하였다.

측정 및 분석작업은 측정점과 DIGISTRIP II의 scanner 사이에 열전대를 연결하여 데이터를 수집기록하여 IBM-PC로 정리, 분석하였다. 데이터 수집은 매 20분 간격으로 전 측정점의 측정치를 기록하도록 하였다.

일사량은 집열기 설치경사각과 동일하게 설치된 일사계(Epply, MO. PSP, U.S.A)로 외기온은 백엽상에 설치된 열전대로 측정하였다.

특히 축열조내 평균수온은 등간격으로 설치된 9개의 데이터를 가중치로 계산하였다.

Table 1. Specifications of a tested system

Classification	Specification
collector	1980×965×83 (m/m), 2EA
collection Area	3.9m ²
Storage Tank	L 1905× ϕ 558.8 (m/m) capacity : 300 l Stainless steel
Storage Tank casing	Al (Diamond Embossed)
Riser Downcomer	ϕ 25, copper pipe

한편 측정점 13과 15 그리고 14와 16은 가로 방향의 온도구배를 측정하기 위해 설치되었으며 예측한대로 분배관의 이용으로 각 온도차는 거의 무시할 수 있을 정도로 작았다.

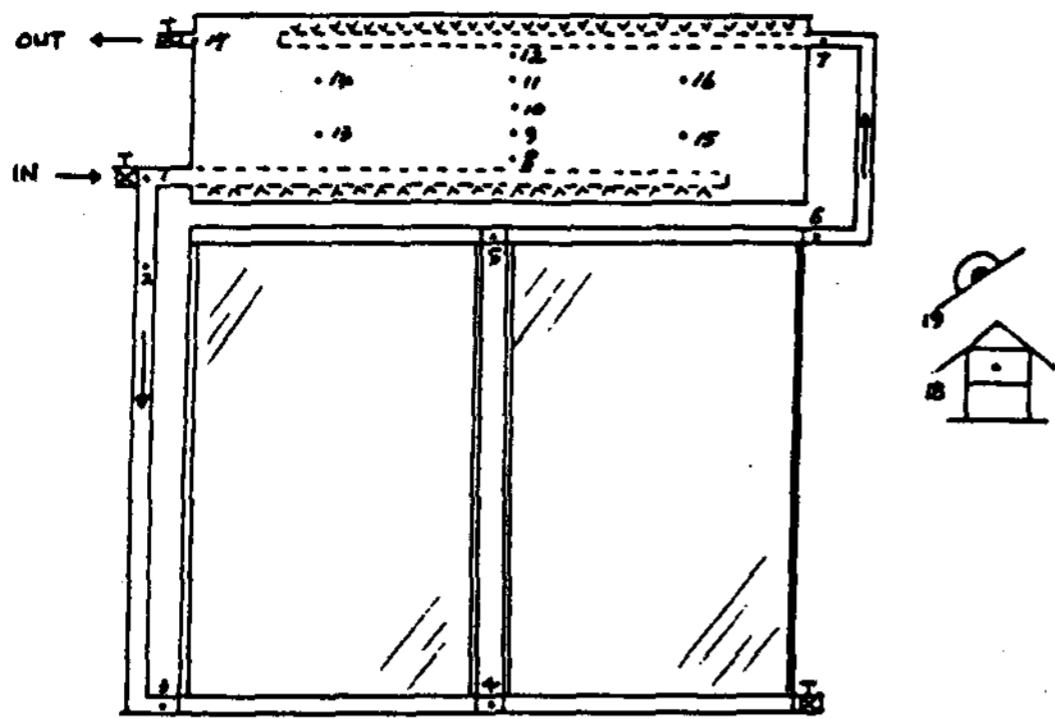


Fig. 4 Measured points

4. 결과 및 분석

거의 대부분의 시뮬레이션에 있어서 시간당 100개의 time step을 택했으며($\Delta t=0.01$ 시간), 그 결과는 400개 이상의 time step을 택했을 때나 차이가 없었다.

Fig.5은 실측실험이 수행된 날의 일사량과 외기온의 시간에 따른 변화를 보여주고 있다. 일사량은 맑은 날의 전형적인 특징을 잘 보여주며 정오를 기준으로 정상분포곡선을 그린다. 그리고 이 일사량과 외기온 데이터는 이론해석시 1987년 6월의 자료를 최소자승법에 의한 다항식화 하여 사용하였다.

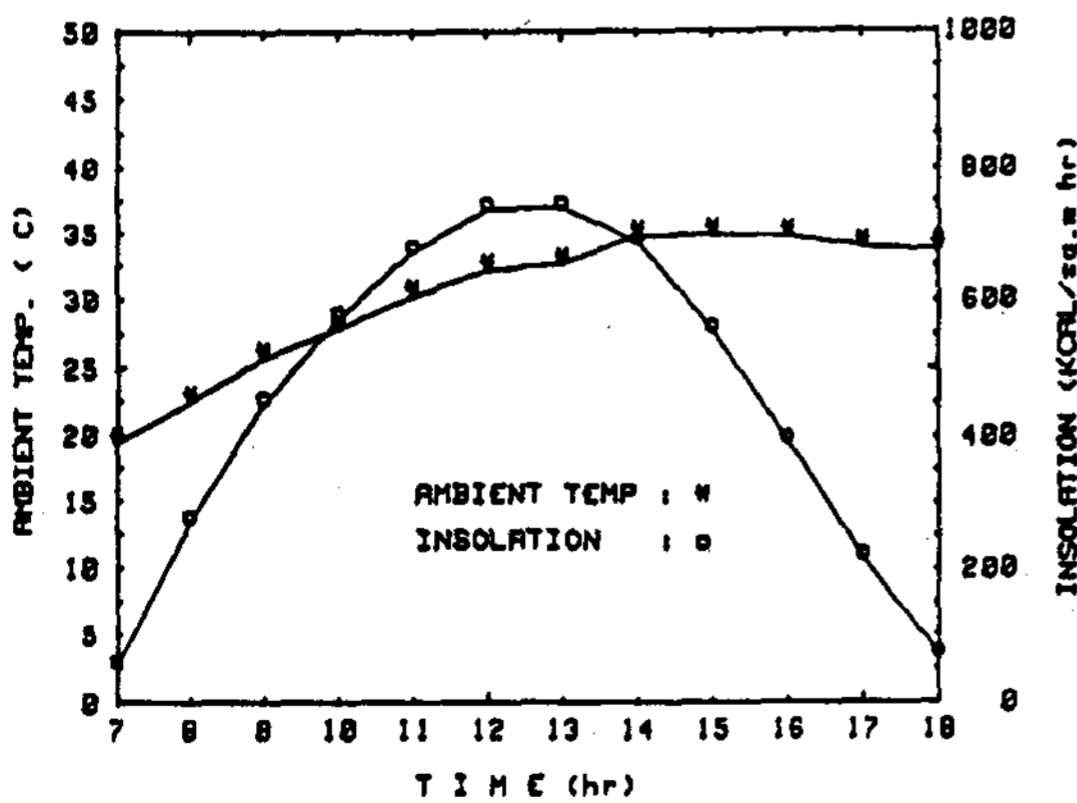


Fig. 5 Ambient temperature and insolation when measurements were made (June 22, 1987)

Fig.6은 열교환기 없는 축열조를 수평으로 설치하였을 경우 축열조내의 시간에 따른 평균수온 변화를 나타낸 것이다.

이론 예측치와 실측치가 잘 맞아 변화곡선이 근접하게 나타나며 평균수온은 시간에 따라 단조로운 변화를 보여주고 있다. 이 경우 축열조내의 최종 평균수온은 약 51°C로 21°C의 시수를 30°C 가량 상승시켜 급탕하기에 알맞은 온도에 달하고 있다.

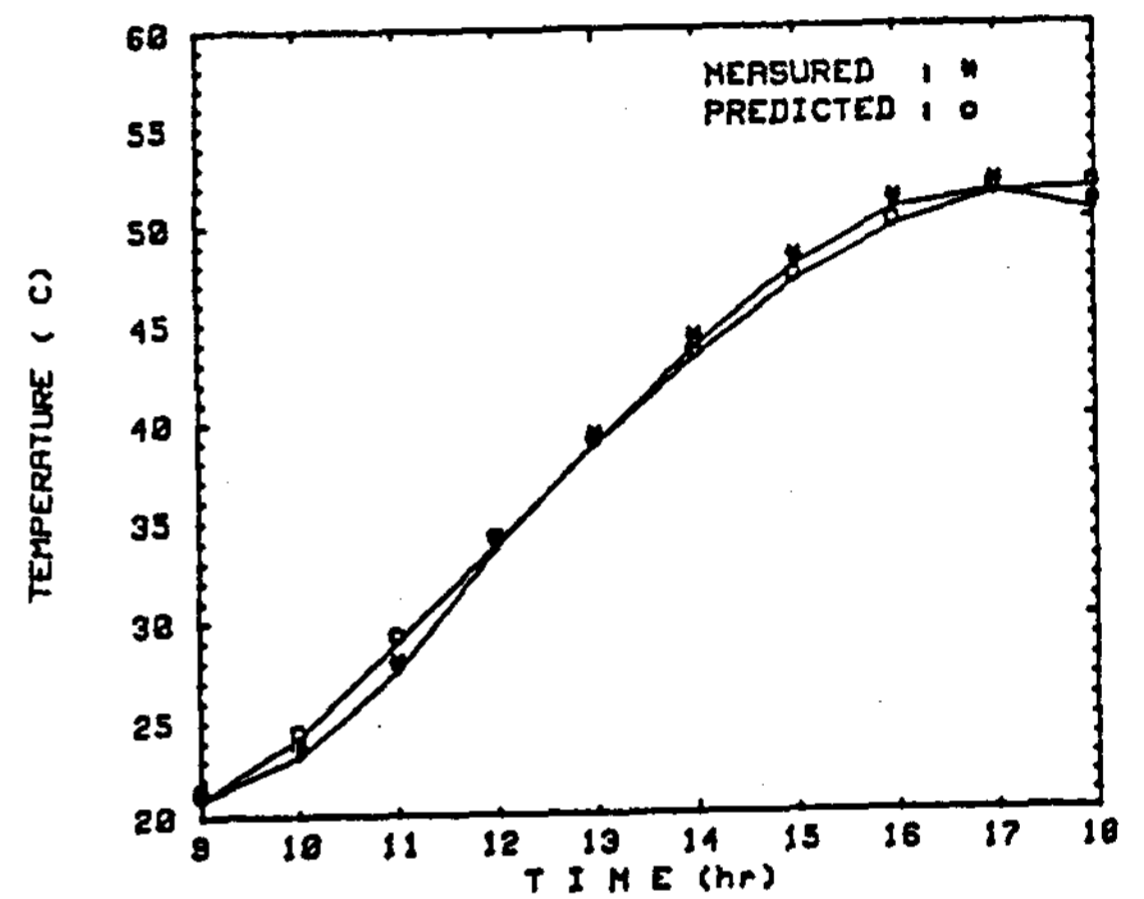


Fig. 6 Mean water temperature (direct system)

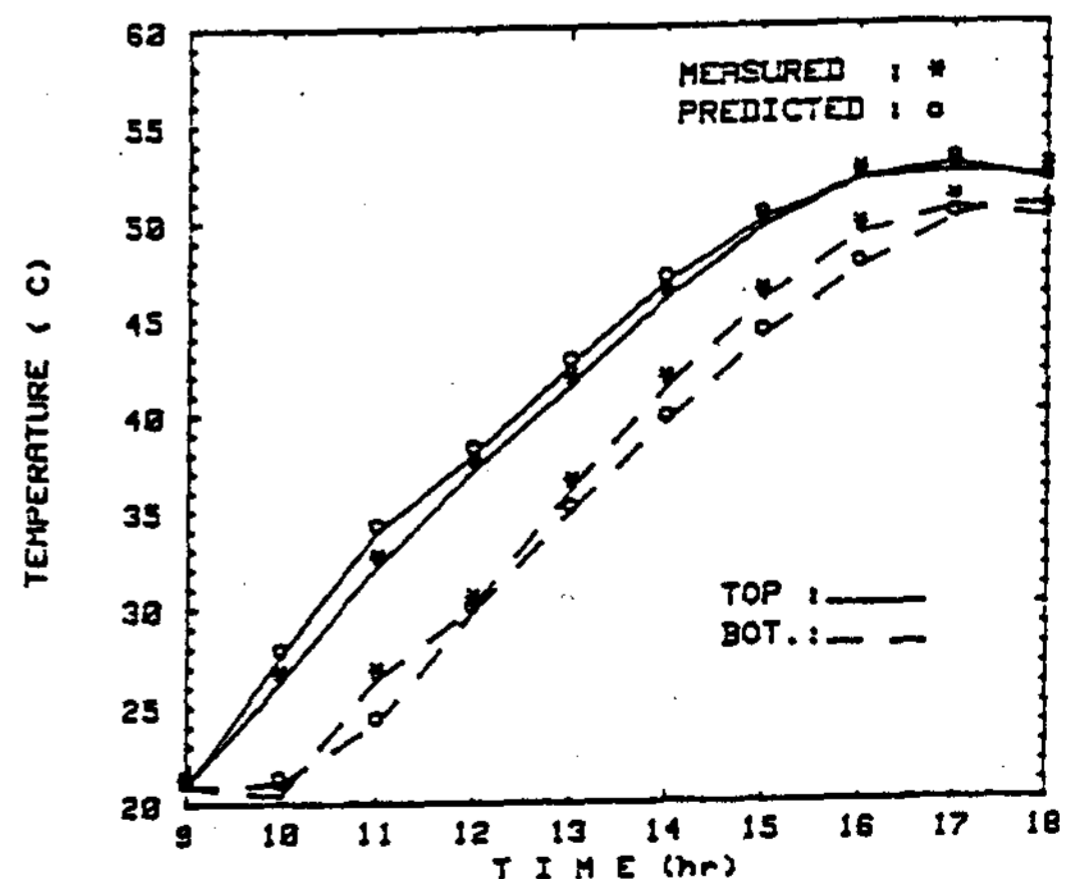


Fig. 7 Temperature variations at the top and bottom of the storage tank (direct system)

Fig.7은 축열조내의 맨 윗부분과 제일 아랫 쪽 부분의 시간에 따른 온도 변화를 나타낸 것이다.

이론치와 실측치는 비교적 잘 일치하고 있으며, 오전 10시까지의 축열조 제일 아랫부분의 수온은 거의 초기 시수온도를 유지하며 실측치가 대체로 이론치보다 성층화폭이 약간 적음을 보여주고 있다. 그리고 축열조 맨 윗부분의 온도는 시스템 작동과 함께 상승하는 것을 보여주며 온도 성층화폭의 정도는 초기에 몇시간 동안은 10% 내외를 유지하다가 점차 그 폭이 줄어들음을 알 수 있다.

이 영향은 Fig.6 축열조내 평균수온 상승과 뒤에서 언급될 집열기 효율의 시간에 따른 강하에서 일부 엿볼 수 있다.

Fig.8 열교환기가 없는 축열조를 Fig.1과 같이 수직으로 설치하였을 경우와(case I) 수평으로 설치하였을 경우(case II)의 질량유량(kg/hr)을 비교한 한 예이다. 여기서 비교된 두 시스템의 경우 축열조를 수직으로 설치한

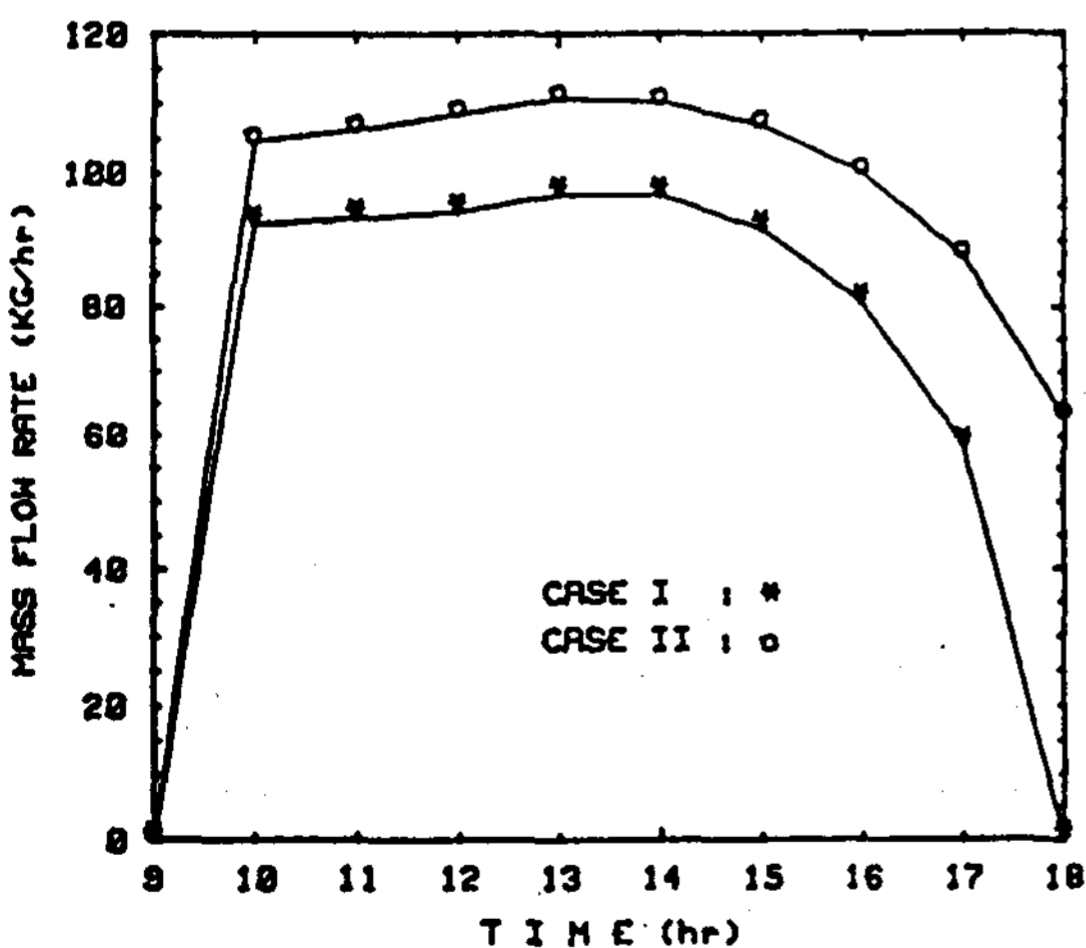


Fig. 8 Difference in mass flow rate (kg/hr) for two types of storage tank installation (case I: vertical, case II: horizontal)

경우가 온도 성층화폭은 더 큰 반면에 손실수두가 큰 관계로 질량유량은 작음을 알 수 있다.

즉, 이 예는 축열조를 수직으로 설치하였을 경우 온도성층화에 의한 총 thermosyphon 수두의 증가가 배관 길이의 증가로 인한 손실수두 등을 충분히 보상 못시킨 것을 나타내고 있다.

Fig.9은 시간에 따른 순간집열기효율을 나타내는 데 이것은 어느 순간에 집열기에서 실제로 흡수된 열량을 집열기 표면에서의 총일사량으로 나눈 값이다.

시간이 경과함에 따라 순간집열기효율이 현저하게 떨어짐을 볼 수 있는데 이것은 집열기 입구에서의 온도 상승은 집열기에서의 열손실을 가속화시키는데 그 원인이 있다. 그 경향은 Fig.7의 축열조 하단의 온도 상승을 충분히 알 수 있다.

Fig.10은 시간별 시스템 효율의 변화를 나타낸 것으로 이것은 매 시간당 실제로 축열조내의 수온 상승에 쓰여진 열량을 집열기 표면

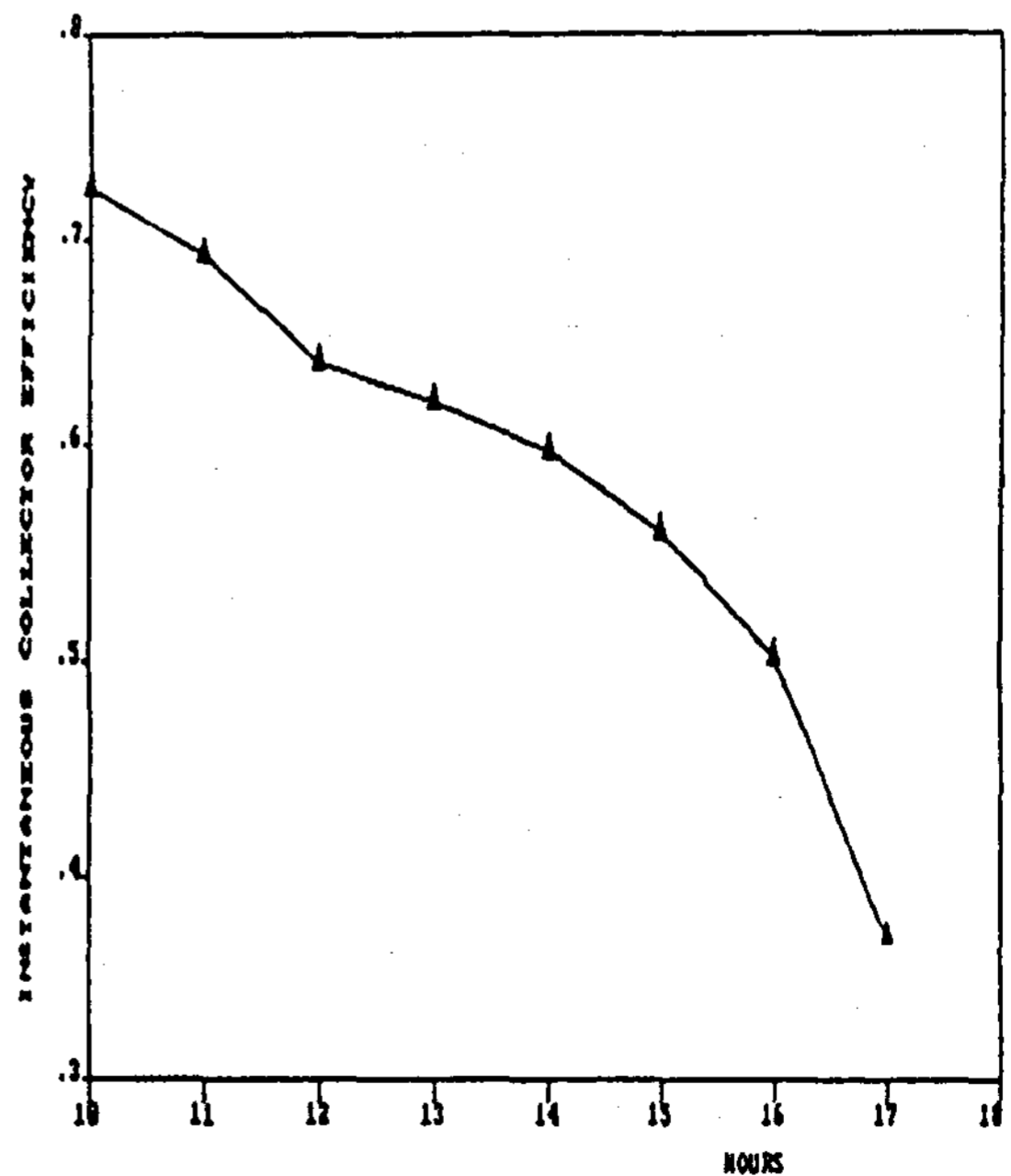


Fig. 9 Instantaneous collector efficiency (June 22, 1987)

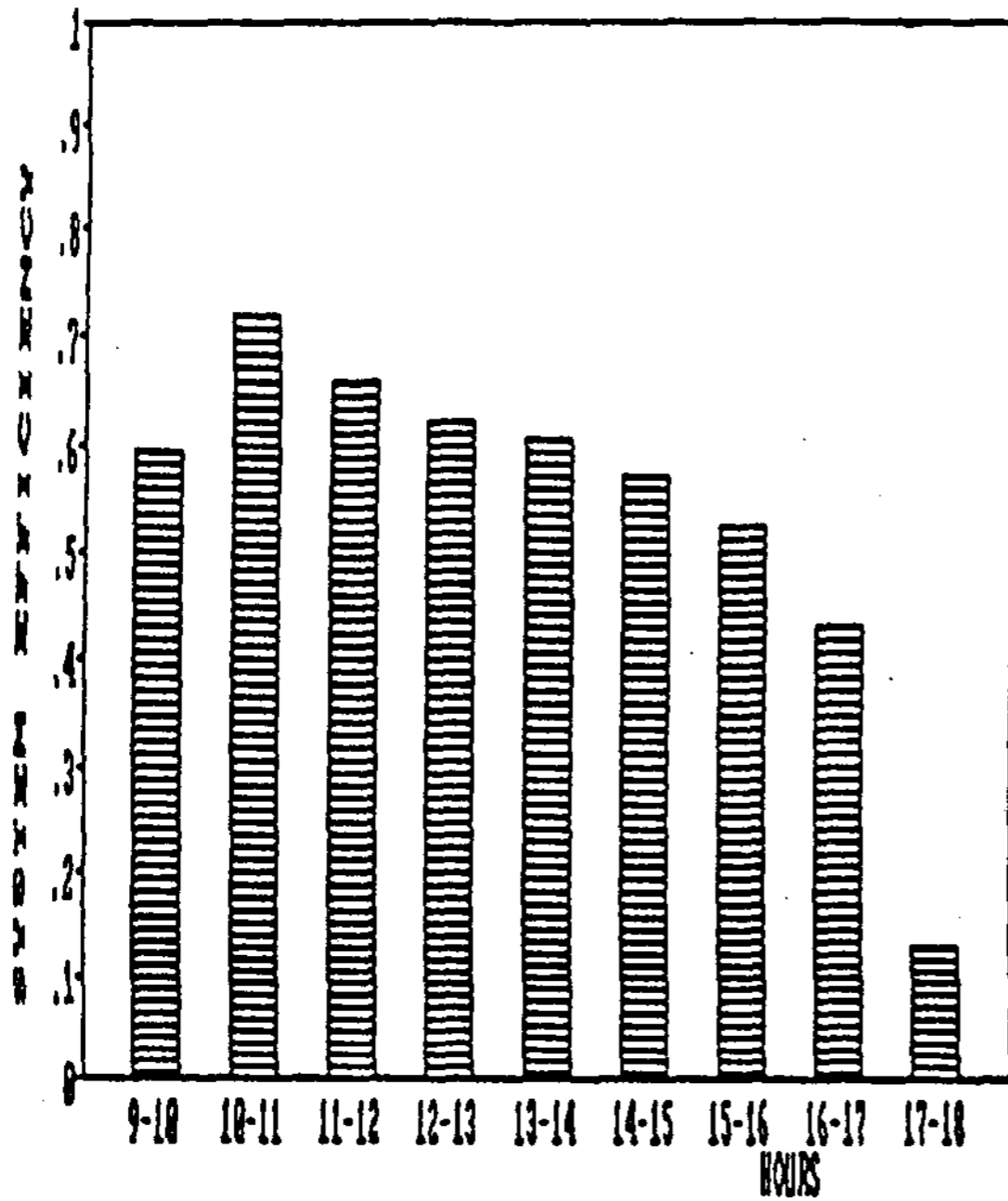


Fig.10 Hourly system efficiency

에서의 총 일사량으로 나눈 값이며 Fig. 9의 순간집열기효율의 변화는 이를 잘 반영하고 있다. 즉, 시스템 효율은 10~11시까지 증가하여 약 72%의 최고치를 기록한 후 Fig.5의 일사량, 외기온 변화에도 불구하고 서서히 떨어지기 시작한다. 이는 순간집열기효율과 마찬가지로 축열조 하단 즉 집열기 입구 온도의 점진적 상승으로 인한 집열효율의 감소에 기인한다.

Fig.11는 열교환기를 갖고 있는 축열조를 수평으로 설치하였을 경우 열매체인 부동액(ethylene glycol)과 물의 평균수온 변화를 나타낸 것이다.

그림에서 보는 바와같이 부동액의 온도 상승과 물의 온도상승에는 많은 차이가 있어 시스템 효율이 열교환기가 없는 경우보다 떨어짐을 알 수 있고 물의 온도상승은 이론치와 측정치가 거의 일치함을 보여준다. 그리고 열교환기가 있는 경우와 없는 경우의 수평 축열조내의 평균수온 변화를 Fig.12에서 보여주고 있다. 두

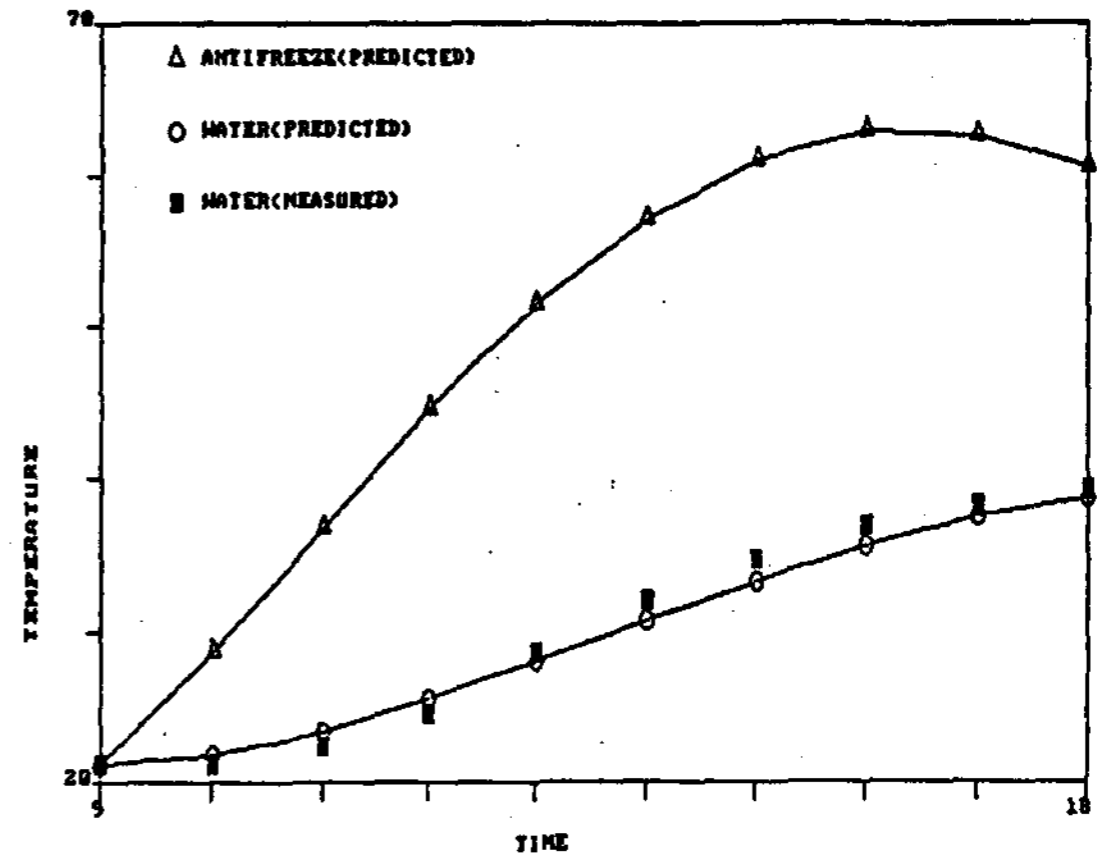


Fig.11 Mean temperatures of water and antifreeze for an indirect system

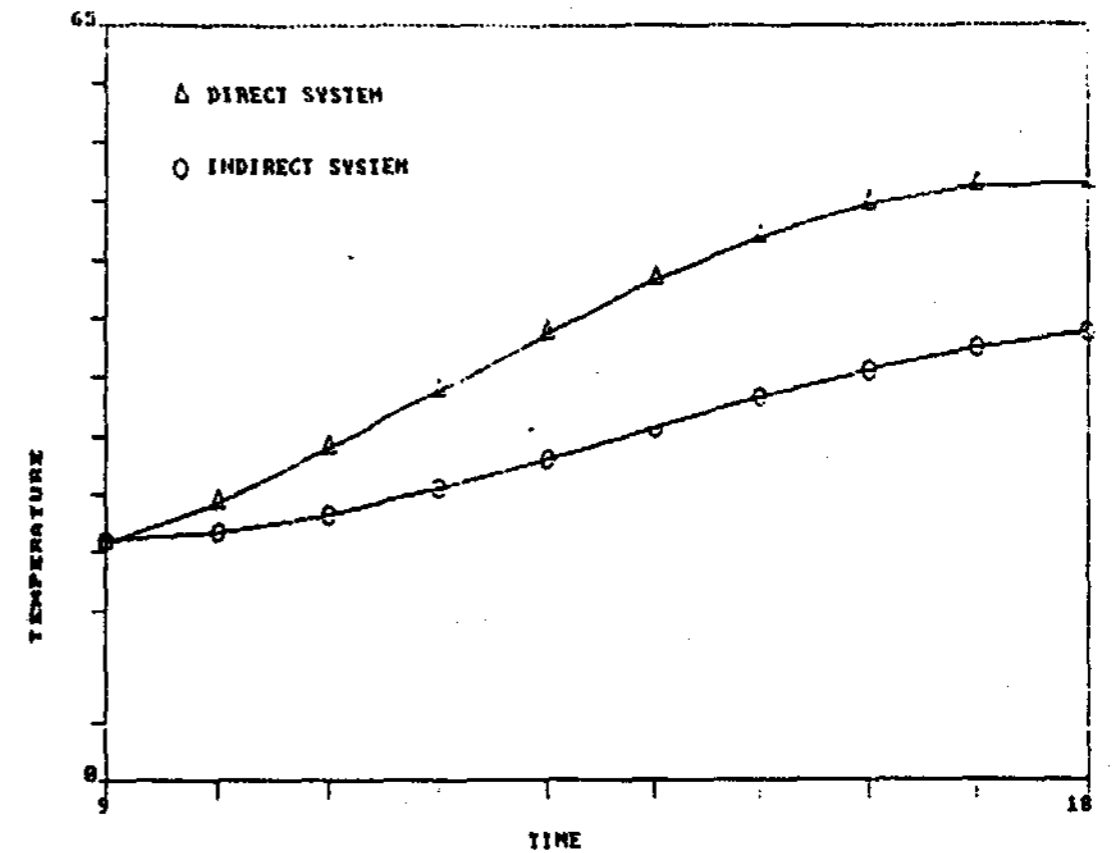


Fig.12 Hourly mean temperature distribution of water for direct and indirect systems

경우의 온도상승은 시간이 지남에 따라 그 상승 폭이 커짐을 알 수 있다.

그러나 우리나라의 기후조건상 특히 동절기에 부동액을 열전달 물질로 하는 열교환기가 있는 축열조가 사용상, 관리상의 문제점을 극복할 수 있을 것으로 생각된다.

5. 결 론

본 연구는 자연대류형 태양열 온수급탕시스템의 직접식 시스템과 간접식 시스템의 열적성능과 간접식 시스템의 축열탱크의 설치형태에 따

른 열 및 유체역학적 변화를 조사하기 위해 수치적 시뮬레이션과 실측실험을 실시하였고 그 분석결과는 다음과 같다.

1. 직접식 시스템과 간접식 시스템의 이론분석치와 실측치가 거의 일치함을 보여준다.
2. 분배관을 이용하여 축열탱크내의 온도성층화가 잘 유지되는 조건에서 축열탱크의 수평 및 수직설치시 평균온수온도 즉 열적성능이 비슷함을 보여준다.
3. 축열탱크의 수평설치가 설치시 안전성 및 외적미관이 뛰어나다.
4. 간접식 시스템이 직접식 시스템보다 효율은 떨어지나 우리나라 기후여건상 태양열시스템의 최대단점인 동절기 동파문제를 해결할 수 있고 보조히터의 사용으로 사용편이성을 높일 수 있다.
5. 간접식 시스템 제작시 분배관의 제작, 설치에 보다 기술적인 보완이 요구된다.

NOMENCLATURE

- T : temperature, [$^{\circ}\text{C}$]
 θ : temperature of water for indirect system, [$^{\circ}\text{C}$]
 ρ : density, [kg/m^3]
 c_p : specific heat, [$\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$]
 V : volume, [m^3]
 $(\tau\alpha)$: transmittance-absorptivity product
 A : area, [m^2]
 q_A : solar radiation on absorber plate, [W/m^2]
 t : time, [s]
 Δt : time increment, [s]
 U : heat loss coefficient, [$\text{W}/\text{m}^2^{\circ}\text{C}$]
 m : mass flow rate, [kg/s]
 h_T : thermosyphon head, [m]
 h_f : head loss, [m]
 f : friction factor
 l : length of tubing, [m]

- d : diameter of tube, [m]
 k_e : head loss coefficient
 S : specific gravity
 k : conductivity, [$\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$]
 $(UA)_{f-w}$: overall heat transfer coefficient from antifreeze to node n of water (indirect system), [$\text{W}/^{\circ}\text{C}$]
 R : interface radius, [m]

Subscripts

- 1 : absorber plate
 2 : riser
 3-9 : storage tank
 10 : downcomer
 i : i th node of water mass (indirect system)
 j : j th nodal element of the system
 k : time level
 a : ambient
 f : antifreeze
 w : water

REFERENCES

1. K.S. Ong, "A Finite-Difference Method to Evaluate The Thermal Performance of a Solar Water Heater", Solar energy, Vol. 16, pp. 137-147, 1974.
2. Duffi & Beckman, "Solar Engineering of Thermal Process", John Wiley & Sons Inc., 1980.
3. 한국동력자원연구소, "자연대류형태양열온수 급탕기 개발(I) 및 자연형 태양열학교 모범화연구(II)", KE-87-33, 연구보고서, 1987.
4. D.J. Close, "The Performance of Solar Water Heaters with Natural Circulation", Solar energy, Vol. 6, pp.33-40, 1962.