

波形斷面을 가진 流下式 集熱器의 熱的 性能에 대한 理論 및 實驗 研究(I)

李鍾鎬*, 鄭模*, 白南春*, 吳正茂*

An Analytical & experimental study on the thermal performance of trickle solar collector with Sinuous Cross - section

Jong Ho Lee. Mo Chung. Nam Choon Baek. P. Chungmoo Auh.

ABSTRACT

The municipal government of Daejeon, Korea set up a plan to retrofit solar energy to the existing swimming pool. The pool was constructed in 1980, and meets the requirements of International standard. It will be used for the 1986 Asian Games and the 1988 Seoul Olympics.

The roof structure of the existing pool is to be modified to accomodate trickle solar collectors. In addition, various energy conserving ideas will be applied to the existing building structure. For the prevention of over heating of collectors on the roof, natural air convection scheme will be adopted within the collector system. Natural convection of passive type heating would be also adopted for the space heating of the pool when the system is idle.

At present, the pool can be utilized only for two months a year without auxiliary heating. With oil heating, the energy cost would be too high for the normal operation. When this project completed in March 1984, it would be expected to be openable for seven months a year without a significant amount of auxiliary heating.

In this project, two dimensional numerical analysis technic have been used to analyse the characteristics of thermal performance of the swimming pool system. An experimental verification of the theoretical analysis have been also attempted.

* 韓國動力資源研究所

NOMENCLATURE

- A : 집열판 흡에 있어서 유체의 단면적(m^2)
- d : 집열판과 투과체 사이의 평균 거리(m)
- g : 중력가속도 (m/sec^2)
- h_c : 대류 열전달 계수
- h_r : 복사 열전달 계수
- h_{fg} : 유체의 증발 잠열
- k : 집열판의 열전도율 (W/mk)
- P : 유체의 접촉길이 (m), 압력
- Q : 유량 (m^3/sec)
- R : 수력변경 (m)
- S : 유효 일사량 (W/m^2)
- T : 절대 온도
- U : 총괄 열전달 계수
- V : 유체의 유속
- W : 집열판의 골 사이의 거리
- α : 흡수율
- β : 집열판 경사각
- β' : 기체의 체적 팽창 계수
- γ : 방위각
- δ : 집열판 두께, 태양의 이탈각
- ω : 시간각
- ϕ : 형상 계수
- τ : 투과율
- η : 집열판 효율
- ρ : 반사율

첨 자

- a : ambient
- c : cover, convection, conduction
- e : effective
- f : fluid
- i : inlet
- l : loss
- m : mean or average
- n : n - th
- o : outlet

- p : plate
- r : radiation
- u : usefal

I. 서 론

집열기에는 집열판에 대해 열매체를 상향으로 강제 순환시키는 집열기와 중력에 의해 열매체를 하향으로 흘러 내리는 유하식 집열기가 있다. 이중 유하식 집열기는 특별히 고온을 필요로 하거나 외기 온도가 매우 낮거나 하는 제한 사항이 없는 경우 전자에 비해 여러 가지 장점을 갖추고 있다.

그 두드러진 장점으로 집열판 자체에 배관이 없다는 점인데 이에따라 부식 견고성 누수, 동파, 고압발생, 관 내부에 공기 정체 등 배관에 따르는 제반문제가 해소된다. 또 별도로 열교환기가 필요하지 않으며 열전달상 전도거리가 짧다는 잇점과 아울러 시공이 간편하고 제어장치도 간단하다. 따라서 특별히 고온을 필요로 하거나 외기온도가 극히 낮은 경우가 아니면 유하식 집열기는 그 단순성 내구성 경제성 신뢰성에 비추어 대규모 저온이용 시스템에서의 이용이 유망하다.

유하식 집열기는 평판형 집열기에 비해 해석과 측정이 복잡한데 그 주요 원인은 매개유체가 노출되어 있어 증발이 일어날 수 있다는 점과 흡수판의 형상이 평판이 아니라는 데 있다. 흡수판의 단면 형상은 흡수판의 재질이나 시공조건 제작방법 등에 따라 다양하게 설계되는데 여러가지 단면 형상에 대하여 쉽게 응용할 수 있는 단면형상으로는 파형 단면을 들 수 있겠다.

본 연구는 [그림 1]에서 처럼 흡수판 단면이 파형인 유하식 집열기의 성능을 분석하는데 목적을 두고 일사량, 외기온도 입구, 유체 온도, 유량 및 흡수판의 제원 등의 설계 변수

에 대해 그 변화 효과를 이론적으로 해석하고 실험을 통해 검증하고 있다.

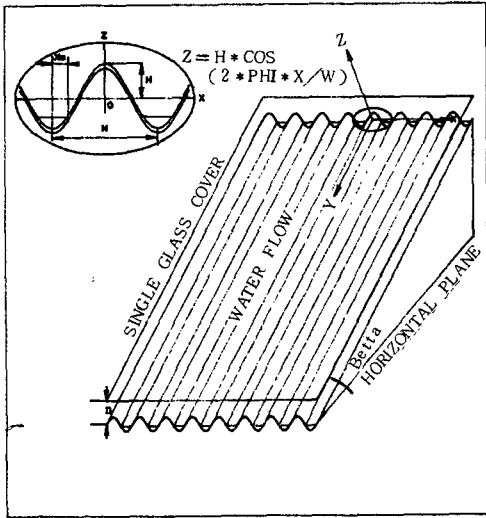


그림 1. 유하식 집열기의 형상 및 상세도

II. 이론 해석

1. 형상 및 좌표

좌표계는 [그림 1]에서 처럼 유동 방향을 y축으로 판에 수직한 방향을 z축으로 유동에 수직한 방향을 x축으로 설정하였고 슬러이트 형상의 단면을

$$z = H \cos \left(\frac{2\pi x}{W} \right) \dots\dots\dots (1)$$

으로 가정하여 H와 W를 설계변수로 다룬다. 편의상 기하학적 형상을 대표하는 형상계수를

$$\phi = \frac{H}{W} \dots\dots\dots (2)$$

로 정의하고 무차원 x변수

$$x^* = \frac{x}{W} \dots\dots\dots (3)$$

를 도입한다. 또 유체와 접촉하는 거리 x_0 에 대하여

$$x_0^* = \frac{x_0}{W} \dots\dots\dots (4)$$

를 정의한다.

2. 기초 가정

이론 계산을 위한 기초 가정은 다음과 같다.

- ① 가동은 정상상태 (steady state)이다.
- ② 흡수판 상에 있어서 y방향으로의 온도 구배는 무시한다. 즉 x방향으로만의 1차원 열전도가 일어난다.
- ③ 흡수판 후면은 단열되어 있다.
- ④ 투과체와 흡수판 사이의 대류는 같은 간격의 등온 평판 사이의 대류 열전달과 동일하다.
- ⑤ 투과체는 장파장의 적외선에 대하여 불투명하다.
- ⑥ 투과체에 생기는 먼지 및 결로 효과는 무시한다. 다만 결로현상이 광선을 차단하는 효과는 10 ~ 15 %의 광손실을 가져오는 것으로 가정한다.

⑦ 흡수판 상의 유체는 유체면에 도달하는 일사량에서 유체의 반사율에 해당하는 부분을 제외한 양의 태양열을 흡수한다.

⑧ 유체는 유동과 수직한 단면상에서 균일한 온도분포를 갖는다.

⑨ 흡수판과 유체의 경계면에 있어서 경계조건은 그 위치에서의 유체의 온도에 해당하는 등온조건으로 본다.

3. 기본 방정식

전술한 기초 가정에 의거 ℓ 좌표계에 대한 기본 에너지방정식은 다음과 같다.

$$k\delta \frac{d^2 T}{d\ell^2} + S(x) - U_i (T - T_a) = 0 \dots\dots (5)$$

여기서 ℓ 좌표계를 x 좌표계로 바꾸어 생각하면

$$d\ell = 1 + \left(\frac{dz}{dx} \right)^2 dx$$

$$\frac{d}{d\ell} = \frac{1}{1 + z'^2} \frac{d}{dx} \dots\dots\dots (6)$$

$$\frac{d}{d\ell^2} = \frac{1}{1 + z'^2} \left[\frac{d}{dx^2} - \frac{z'z''}{1 + z'^2} \frac{d}{dx} \right],$$

$$z' = \frac{dz}{dx}, \quad z'' = \frac{d^2 z}{dx^2}$$

의 연산자를 얻을 수 있고 기하학적 형상에 대하여는

$$z = H \cos (2 \pi x^*) , \quad x^* = \frac{x}{W}$$

$$z' = -2\pi\phi \sin (2 \pi x^*) , \quad \phi = \frac{H}{W}$$

$$z'' = \frac{4\pi^2}{w} \phi \cos (2 \pi x^*)$$

가 주어진다. 따라서 x 좌표계에 대한 기본 방정식과 경계조건은 다음과 같다.

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{z'z''}{1+z'^2} \frac{dT}{dx} + \frac{(1+z'^2)(S(x) - U_i(T - T_o))}{k\delta} = 0 \dots (8)$$

$$T(-\frac{W}{2} + x_o) = T_f(y)$$

$$T(\frac{W}{2} - x_o) = T_f(y)$$

여기서 $T^* = T - T_f(y)$ 로 치환하여 정리하면

$$\frac{d^2T^*}{dx^2} - \frac{z'z''}{1+z'^2} \frac{dT^*}{dx} + \frac{(1+z'^2)}{k\delta} U_i + \left\{ \frac{S(x)}{U_i} - (T^* + T_f(y) + T_o) \right\} = 0 \dots (9)$$

$$T^*(-\frac{W}{2} + x_o) = 0, \quad T^*(\frac{W}{2} - x_o) = 0$$

로 쓸 수 있다. 그런데 이 경우 유동방향(y 방향)의 각 위치에 따라 $T_f(y)$ 가 달라지게 되므로 각 마디에서 경계조건을 맞추기 위한 Iteration이 필요한 식(9)를 매번 풀어야 한다. 이러한 번거로움을 덜기 위해 $y = y_o$ 인 위치에서 식(9)의 $T_f(y_o)$ 를 T_{fo} 라 하고 그때의 해를 T_o^* 라 하여 그 주변 임의의 y 에서의 해를

$$T^* = T_o^* (1 + \varepsilon(x)) \dots (10)$$

로 가정하여 다음의 식을 얻을 수 있으며

$$\frac{d^2T_o^*}{dx^2} - \frac{z'z''}{1+z'^2} \frac{dT_o^*}{dx} + \frac{(1+z'^2)}{k\delta} U_i + \left\{ \frac{S(x)}{U_i} - (T_o^* + T_{fo} - T_o) \right\} = 0 \dots (11)$$

$$T_o^*(-\frac{W}{2} + x_o) = 0$$

$$T_o^*(\frac{W}{2} - x_o) = 0$$

식(10)으로부터 $\frac{d\varepsilon}{dx}$ 및 $\frac{d^2\varepsilon}{dx^2}$ 을 무시하면 다음의 $\varepsilon(x)$ 를 구할 수 있다.

$$\varepsilon(x) = \frac{T_{fo} - T_f(y)}{\frac{S(x)}{U_i} + T_o - T_{fo}} \dots (12)$$

따라서 식(11)과(12)의 연결로 계산시간을 훨씬 단축시킬 수 있다.

4. 세부 계산

1) 유용 태양열

유용 태양열(S)은 직달 일사율(I_b)와 산란 일사율(I_d)에 의한 것으로 볼 수 있고 산란 일사율은 다시 지면산란 및 대기산란으로 나누어 생각할 수 있다. 이들중 투과체 반사 흡수되고 다시 집열판에서 반사 흡수되는 일련의 과정을 거치고 나서 실제 유용열로 바뀌며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$S = I_b R_b(\tau\alpha)_b + I_d(\tau\alpha)_d \frac{1 + \cos\beta}{2} + \rho_g (I_b + I_d)(\tau\alpha)_g \frac{(1 - \cos\beta)}{2} \dots (13)$$

여기서 첫항은 직달 일사율에 대한 것으로 R_b 는 태양광에 대한 흡수판의 각도에 따른 보정 계수로 수평면에 있어서의 일사량에 대한 현재 위치에서의 일사량의 비율로 정의되며 요철 흡수판의 경우 위치의 함수이다.

$(\tau\alpha)$ 는 덮개판 및 집열판에서의 반사 흡수에 따른 계수로 입사 각도와 투과체 및 집열판 재질의 물성에 관계된다.

둘째 항은 대기 산란 일사량에 한 것으로 R_b 대신 $(1 + \cos\beta)/2$ 의 계수를 도입했는데 집열판의 경사 각도에 따른 창공에 대한 면계수의 성격을 띠고 있다. 셋째항은 지면 산란 일사율을 나타내는데 ρ_g 는 지면의 반사율이다.

2) 태양광의 입사각

일반적인 평판형 집열기의 경우 수평면에 대한 고도각 θ_z 와 흡수판에 대한 고도각 θ

가 중요한데 본 연구의 경우처럼 흡수판이 평판이 아닐 때는 흡수판 상의 방위각 γ_p 도 중요하다. 이들은 위도(ϕ), 집열판 경사각(β), 집열판 설치각(γ), 정남에 대한 태양의 시간각(ω), 적도에 대한 태양의 이탈각(δ)등에 관계된다. 이들에 대한 내역은 참고 문헌 및 자료에 나와 있으므로 여기서는 생략하고 흡수판 상의 방위각 γ_p 에 대하여만 기술한다.

흡수판 상의 방위각(γ_p)는 [그림 2]에서 처럼 흡수판 축선을 따르는 단위 벡터의 상호 관계로부터 구할 수 있다. x, y, z 축 상의 단위벡터를 각각 $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$ 라 할 때

$$\begin{aligned} \bar{U}_1 &= -\cos \gamma \bar{i} + \sin \gamma \bar{j} \\ \bar{U}_2 &= -\cos \beta \sin \gamma \bar{i} - \cos \beta \cos \gamma \bar{j} - \sin \beta \bar{k} \end{aligned} \quad (14)$$

$\bar{V} = -\sin \theta_z \sin \gamma_s \bar{i} - \sin \theta_z \cos \gamma_s \bar{j} + \cos \theta_z \bar{k}$

가 되고 흡수판 상의 방위각(γ_p)는 벡터의 내적을 이용하여 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$\tan \gamma_p = \frac{\bar{U}_1 \cdot \bar{V}}{\bar{U}_2 \cdot \bar{V}} = \frac{\sin \theta_z \sin(\gamma_s - \gamma)}{\sin \theta_z \cos \beta \cos(\gamma_s - \gamma) - \cos \beta \cos \theta_z} \quad (15)$$

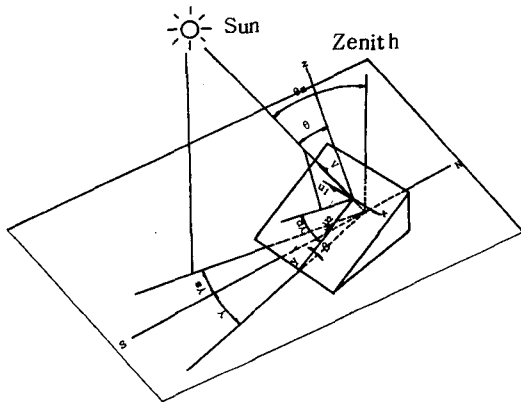


그림 2. 태양광입사 및 방위도

3) 파형 집열판에서의 입사각
집열판 단면에서의 입사각은 [그림 3]에서 처럼 측면에 대한 각(α_1)뿐만 아니라 x 축상의 위치에 따라 서로 달라진다.

이때

$$\alpha(x) = \alpha_1 + \alpha'(x) \quad (16)$$

이고 $\alpha'(x)$ 는 집열판 형상에 따른 것으로

$$\tan(\alpha'(x)) = \frac{dz}{dx} = 2\pi\phi \sin\left(\frac{2\pi x}{W}\right) \quad (17)$$

로 주어진다.

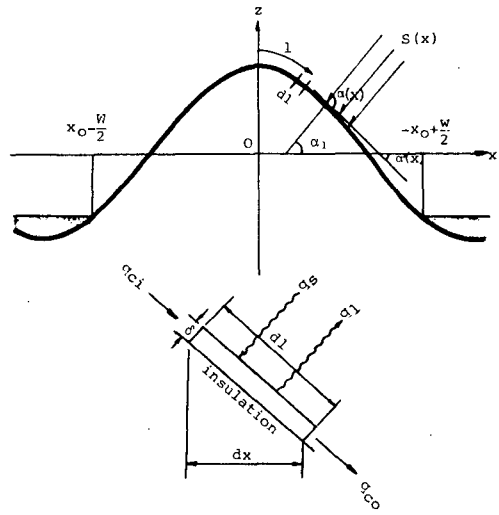


그림 3. 집열판 단면에서의 입사각

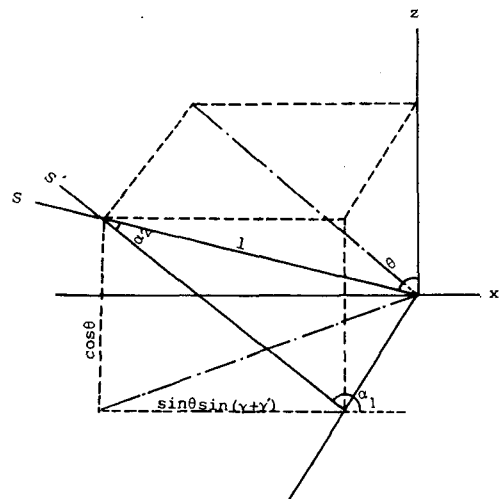


그림 4. 입사각 전개도

또, α_1 은 [그림 4]에서 처럼 θ 와 γ_p 로부터

$$\begin{aligned} \tan(\alpha_1 - 90^\circ) &= \tan \theta \sin \gamma_p \\ \sin \alpha_2 &= \sin \theta \cos \gamma_p \dots\dots\dots (18) \end{aligned}$$

로 구해진다. 따라서 식(13)의 R_b 는

$$R_b = \left[\frac{\sin(\alpha(x))}{\cos \theta z} \cdot \cos \alpha_2 \right] + \dots\dots\dots (19)$$

가 되며 +는 양의 값만 취하고 음일 때는 0임을 나타낸다.

4) 유체유동

유체는 [그림 1]에서 처럼 $2x_0$ 의 폭을 가지고 경사도 Δ 의 개수로(open channel) 상을 정상유동(steady flow)하는 것으로 생각하여 Manning의 식을 적용한다.

$$V = \frac{C_m}{n} \cdot R^{\frac{2}{3}} \cdot \Delta^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (20)$$

V 는 유속, C_m 은 단위계에 따라 정해지는 계수로 SI 단위계인 경우 1이다. n 은 표면의 조도(roughness)에 따른 계수로 집열판의 표면 거칠기에 따라 다르다. R 은 수력반경(hydraulic radius)로

$$R = A/P \dots\dots\dots (21)$$

으로 정의되는데 여기서 A 는 단면적 P 는 유체와 접촉하는 단면상의 길이(wetted perimeter)를 나타내는데 집열판 단면의 형상 즉, W 와 H 에 따라 달라진다. 한편 유량은

$$Q = AV = \frac{C_m}{n} \cdot \frac{A^{\frac{5}{3}}}{P^{\frac{2}{3}}} \cdot \Delta^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (22)$$

로 표시되며 이상을 정리하면 다음과 같다.

$$\Delta = \sin \beta \cdot$$

$$A = 2 \left\{ \int_0^{x_0} z dx - z(x_0) \cdot x_0 \right\} \dots\dots\dots (23)$$

$$\begin{aligned} &= WH \left\{ \frac{1}{x} \sin(2\pi x_0^*) - 2x_0^* \cos \right. \\ &\quad \left. (2\pi x_0^*) \right\} \dots\dots\dots (24) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P &= 2 \int_0^{x_0} \sqrt{1+z'^2} dx \\ &= 2w \int_0^{x_0} \sqrt{1+(2\pi\phi)^2 \sin^2(2\pi\xi)} d\xi \dots\dots\dots (25) \end{aligned}$$

여기서 β 는 집열판의 경사각을 나타내고 ξ 는 모조 변수이다.

한편, Manning의 식은 유동이 $R_e = V \cdot R/\nu$ 로 정의된 Reynolds수가 2,000보다 큰 난류 유동에 적용되는데 실제의 경우 유량이 아주 적은 경우가 아니면 무난히 난류의 범주에 드는 것을 확인할 수 있었다.

본 연구에서는 유량이 실제 변수로 주어지는데 이때 식(22)에서 x_0 에 대한 방정식

$$f(x_0) = \frac{C_m}{n} \cdot \frac{A^{\frac{5}{3}}}{P^{\frac{2}{3}}} \Delta^{\frac{1}{2}} - Q = 0 \dots\dots\dots (26)$$

를 만족하는 x_0 를 먼저 찾고 이에따라 나머지 변수들의 값을 알 수 있게 된다. 이러한 절차는 전산화 하였다.

5) 유체의 온도($T_f(y)$)

[그림 5]에서 에너지 방정식은

$$q_{u1} + q_{u2} + q_s + q_{ci} - q_{co} - q_e = 0 \dots\dots\dots (27)$$

$$\begin{aligned} &\rho Q C_p T_f|_y - \rho Q C_p T_f|_{y+dy} + S_f dy - \\ &2U_i x_0 dy (T_f - T_a) - k\delta \frac{\partial T}{\partial \ell} \Big|_{x=\frac{W}{2}-x_0}^{x=\frac{W}{2}+x_0} \\ &- q_{ev} = 0 \dots\dots\dots (28) \end{aligned}$$

다시 정리하면

$$\begin{aligned} &\frac{dT_f}{dy} + \frac{2U_i x_0}{\rho C_p Q} (T_f - T_a) - \frac{S_f}{\rho Q C_p} - \frac{k\delta}{\rho Q C_p} \\ &\left\{ \frac{dT^*}{dx} \cdot \frac{1}{1+z'^2} \right\} \frac{-\frac{W}{2}+x_0}{\frac{W}{2}-x_0} + q_{ev} = 0 \dots\dots\dots (29) \end{aligned}$$

여기서 C_p 는 유체의 비열이고 S_f 는 유체 면이 받는 유용 태양열로 가정에 따라 다음 식으로 구한다.

$$\begin{aligned} S_f &= (1 - \rho_f) \int_{-\frac{w}{2}+x_0}^{\frac{w}{2}+x_0} S(x) dx = \\ &(1 - \rho_f) S(0) \dots\dots\dots (30) \end{aligned}$$

여기서 ρ_f 는 유체의 반사율, $S(0)$ 는 유체 면에 대한 유효 일사량으로 흡수판 측면과 평행한 면에 대한 일사량과 같다.

또 q_{ev} 는 증발 열손실로 유체온도 T_f 에 따라 다음의 식으로 구한다.

$$q_{ev} = \frac{DP}{LR T_f} \ln \left(\frac{P - P_c}{P - P_p} \right) h_{fg} \dots \dots \dots (31)$$

여기서 D 는 물질전달에 관한 확산계수로 물의 경우 $2.55 \times 10^{-5} m^2 / sec$ 이다. P 는 전압력, L 은 판사이의 거리, R 는 기체상수, T_f 는 유체의 절대온도, P_p , P_c 는 각각 흡수판과 투과체상의 온도에 있어서의 유체의 분압으로 그 온도에서의 포화증기압과 같다.

h_{fg} 는 그 온도에서의 증발잠열을 나타낸다.

따라서 이들은 유체에 대한 열역학적 상대량으로부터 산출할 수 있다.

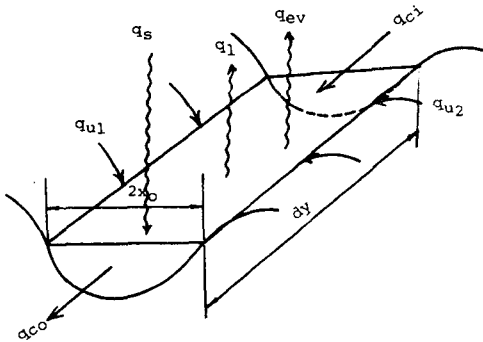


그림 5. 에너지 방정식 개념도

III. 실험

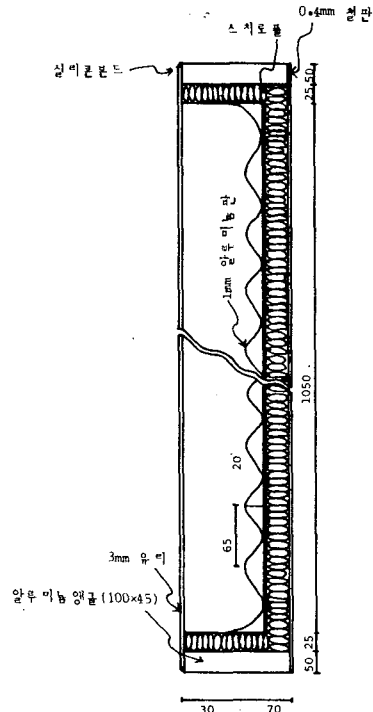
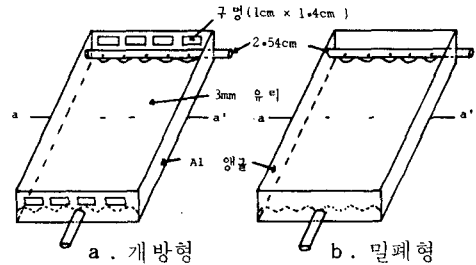
유하식 집열기는 집열판과 투과체 사이의 공간을 밀폐 하였을 경우 [이하 밀폐형(Close type) 집열기라 함] 정상적인 작동 하에서는 집열기 내부의 온도가 고온이 될 수 없으나 비 사용시는 태양열에 의해 집열기의 투과체 및 흡수판의 도장이 변질 또는 변색 되거나 파손되는 경우가 있다. 따라서 이러한 현상을 방지하기 위하여 집열기의 상·하단부를 개방시켜 [이하 개방형 (open type) 집열기라 함] 자연대류가 일어나게 함으로서 비 사용시 고온이 되는것을 방지 하도록 하는 집열기에 대

하여서도 연구할 필요성이 있다.

그래서 본 실험은 유하식 집열기를 밀폐형 및 개방형 집열기로 구분하여 성능 측정하여 이론분석과 비교 검토하였다.

1. 집열기 모델 및 상세

유하식 집열기의 모델은 [그림 6 - a, b] 에 있는바와 같으며 개방형은 집열기 상·하단부에 $1 cm \times 14 cm$ 크기의 구멍이 4개 뚫려 있다. 개방형 및 밀폐형 집열기의 구조 상세는 상·하단부에 구멍이 있는것 외에는 전부



c. 단면 상세

그림 6. 유하식 집열기 모델

동일하여 [그림 6 - c]와 같다.

집열관은 알루미늄관 (두께 1mm)인데 폭 6.5 cm 높이 2 cm의 파형으로 되었으며 위 표면에 흑색 페인트 도장을 하였다. 집열관 밑은 3cm 옆은 2.5 cm의 스티로폴로 단열시켰고 투과체는 3 mm 일반 유리를 사용 하였다. 집열기 입구의 집열매체 공급배관은 집열관의 골마다 일정유량이 공급되도록 직경 1 mm의 구멍이 뚫려 있다.

2. 측정 결과

태양열 입사각이 집열기의 투과체에 수직인 상태하에서 유하식 집열기의 성능측정 결과는 [그림 7] < 표 1 >과 같다.

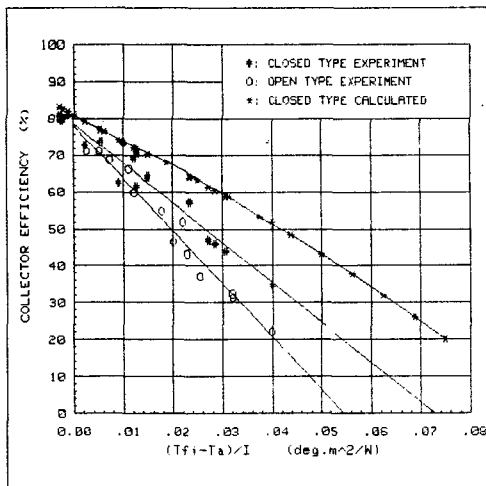


그림 7. 밀폐형 집열기의 이론 및 실험 성능 곡선

표 1. 성능 분석결과

a : 개방형 (실험치)

I (W/m ²)	Ta (deg C)	Tfi (deg C)	To (deg)	Ef (%)
979.0	26.5	33.6	43.3	68.7
1001.0	26.8	32.0	42.0	71.1
998.0	27.4	52.8	58.2	37.2
984.0	27.6	38.6	46.3	59.8
948.0	27.8	44.8	50.4	46.6
1061.0	18.9	52.9	57.6	31.3
1073.0	19.5	53.8	58.8	32.4
987.0	20.0	42.5	49.9	51.9
923.0	21.4	37.7	44.9	54.9
898.0	21.9	31.9	40.4	66.1
1054.0	20.3	23.1	33.9	71.1
1068.0	21.4	45.8	52.0	43.3
995.0	18.5	58.3	61.5	22.1

b : 밀폐형 (이론 및 실험치)

I (W/m ²)	Ta (C)	Tfi (C)	To (C)	Toc (C)	Ef (%)	Efc (%)
845	25.7	24.6	34.4	34.5	80.9	81.9
865	26.7	24.7	36.5	37.0	79.4	82.7
635	26.6	24.7	31.0	31.2	81.0	83.2
862	26.1	37.1	45.8	46.0	70.4	71.7
990	28.2	35.1	61.0	62.0	47.0	61.3
983	29.0	37.0	63.5	65.5	46.0	60.3
959	29.3	38.9	49.0	49.0	73.7	73.7
846	26.1	33.8	41.4	42.0	62.7	74.4
841	25.7	30.3	39.2	39.6	73.9	77.0
911	26.5	40.1	48.5	49.3	64.2	70.2
1022	27.6	40.0	58.1	58.6	69.0	72.2
1073	19.9	52.0	59.6	61.9	44.0	58.0
1017	20.9	44.7	53.0	54.0	57.2	64.0
772	22.3	32.1	38.9	40.0	61.6	71.8
1103	20.6	23.1	34.6	35.6	72.9	79.4
1045	19.1	60.9	67.6	70.9	34.8	52.0

이 유하식 집열기의 효율계수는 개방형이 $F_R (\tau \alpha)_n$, $F_R U_L$ 이 각각 0.781, 14.327이며 밀폐형이 각각 0.787, 10.822로 개방형 집열기보다 밀폐형 집열기가 열손실 계수 $F_R U_L$ (효율곡선의 기울기)이 적어 집열 효율이 좋은 것으로 나타났으며 미국에서 제작된 밀폐형 유하식 집열기 보다도 성능이 우수한 것으로 나타났다.

그러나 집열기의 집열성능은 측정시 외기조건에 따라 동일한 측정일지라도 약간의 차이가 있음을 밝혀둔다.

유하식 집열기는 원래 저온용으로 개발된 집열기로서 현재 국내 생산되고있는 평판형에 비하여 저온 부분에서는 집열효율이 우수하나 고온 부분에서는 훨씬 떨어진다. 이것은 열손실이 많음을 의미한다. 그러나 집열기의 구조 및 단열재질의 열전도율 면에서는 평판형 집열기나 유하식 집열기가 거의 동일하나 유하식 집열기는 평판형 집열기에서 볼 수 없는 증발현상으로 인한 증발열손실 및 투과체에 결로로 인한 광학적인 성질등으로 $F_R U_L$ 값이 커진다.

증발 현상은 집열기 내에서 포화상태까지 연속적으로 일어나 투과체에 결로 현상을 유발시키는데 이러한 현상은 집열기 입구의 열매체 온도와 외기온도 차가 클수록 심하다. 한편 증발현상으로 인한 결로 현상은 밀폐형 집열기와 개방형 집열기의 경우 약간 차이가 있다. 밀폐형 집열기에서는 집열기 상·하간의 결로현상이 유사하나 개방형 집열기는 차

이가 심하여 집열기 위부분부터 결로가 생기
기 시작하여 집열기 입구의 열매체 온도가 증
가할수록 아래부분(출구부분)으로 점차 확
산된다. 이 두가지 집열기 모두가 $T_{fi} - T_a$ 가
낮은 부분에서는 결로가 얇은 막을 형성하며
 $T_{fi} - T_a$ 가 클수록 이슬방울 모양으로 변화되
어 투과체 내표면에서 물줄기를 형성하여 아
래부분으로 흐르기 시작한다. 그러나 개방형
은 고온의 포화상태의 공기가 집열기 상단부
로 계속적으로 빠져나가고 습도가 낮은 저온
의 외기가 집열기 하단부로 들어오므로 집열
기 아래부분에서는 거의 결로가 발생치 않
으며 상단부도 밀폐형 보다는 심하지 않다. 이
러한 결로현상은 투과체의 물리적 성질에 큰
영향을 미친다. Bush, G. E에 의하면 결로
상태가 얇은 막(thin film)을 형성할 경우
투과체의 투과율은 오히려 약간 증가하나 결
로가 얇은막이 아닌 반구모양의 물방울 형태
로 되었을경우 투과율은 10~15% 감소된다.
따라서 이러한 면에서는 개방형 집열기가
밀폐형 집열기보다 결로가 심하지 않으므로 투
과체의 투과율은 좋으나 전체적인 집열성능은
저하된다. 그 이유는 집열기 상단이 개방되어

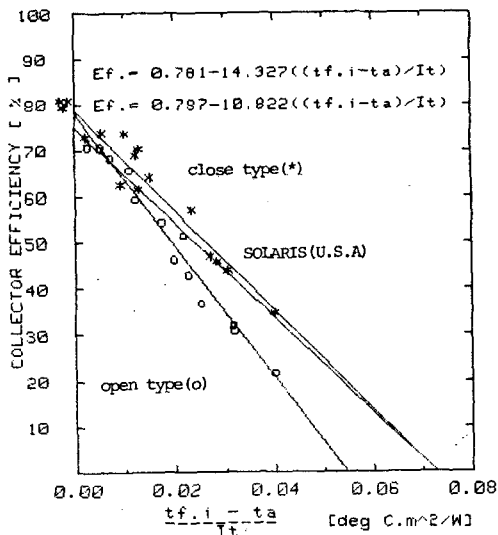


그림 8. 밀폐형과 개방형 집열기의 성능 곡선

있으므로 [그림 8]에서와 같이 자연대류 현
상에 의한 열손실이 크기 때문이다.

집열기 경사각이 클수록 자연대류 현상은
심하므로 개방식 집열기의 효율은 저하되고
자연대류에 의한 열손실량은 더욱 증가될 것
이다. 집열기 내부의 온도도 밀폐형에 비하여
개방형이 약 2~3℃ 정도 낮은 것으로 나타났
으며 따라서 투과체를 통하여 손실되는 열량
은 밀폐식 보다 적다는 것을 알 수 있다.

유하식 집열기는 평판형 집열기처럼 유량
증가시 집열효율도 증가하나 일정유량 이상에
서는 유량증가에 따른 효율 증가폭이 뚜렷하
지 않으며 [그림 9]에서도 그 현상을 알 수
있다.

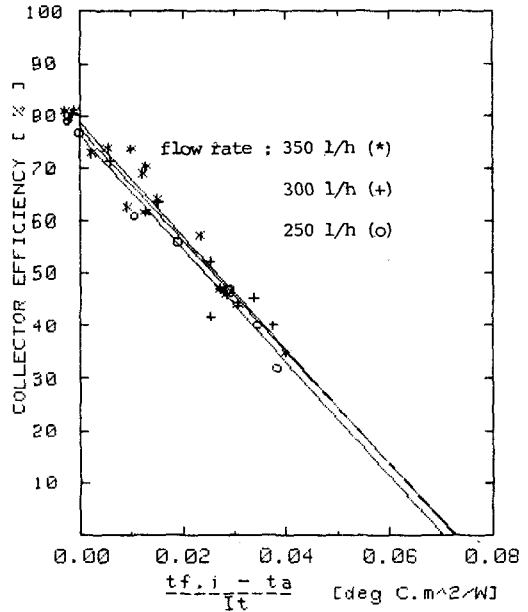


그림 9. 유량에 따른 집열기의 성능 곡선

이상의 성능측정은 태양열 입사각이 집열기
투과체에 수직일 경우이다. 그런데 집열기의
집열성능은 태양열 입사각에 따라 투과율 및
흡수율이 변하며 따라서 집열성능도 변한다.

(표 2)는 장기(일출시~일몰시) 집열성능
측정 결과이다.

표 2. 장기간 집열 성능 측정표

구분 \ 항목	집열기 입구온도 (°C)	외기온도 (°C)	출구온도 (°C)	유 량	효 율
개방식	25.8	25.0	34.9	207	72.1
밀폐식	25.9	25.4	35.5	207	75.9

위의 측정은 측정시 외기조건이 거의 동일한 상태에서 실시한 것으로서 개방형 보다 밀폐형이 효율면에서 3.8% 정도 높다. 그러나 집열기 입구의 집열매체 온도가 증가하거나 또는 외기온도가 낮을수록 혹은 집열기 경사 각이 클수록 효율차이는 더 커지게 된다.

유하식 집열기의 집열매체는 집열판의 흡수율을 감소시키는 녹물 및 오물이 집열판에 누적되지 말아야 한다. 본 실험에서는 집열매체를 시수를 사용하였으나 물이 흐르는 집열판의 끝에 녹물이 침전되어 점차적으로 흑색도장 부위를 덮어버리는 문제가 발생하였다. 따라서 유하식 집열기를 사용할 경우 노폐물 침전(scale)이 일어나지 않도록 적절한 조치를 취해야 한다.

IV. 결과 및 검토

1. 설계변수에 대한 고찰

여러가지 설계 변수 중 다음의 변수에 대하여 이론적 해석에 근거하여 고찰하여 보았다.

- a. 형상계수(ϕ)
- b. 유량 (Q)
- c. 흡 간의 거리(W)
- d. 기 타

1) 형상계수와 효율의 관계는 [그림 10]에서 보듯이 아주 작은 변화가 있다. 흡수판 재료로 알루미늄을 쓴 경우에서 이처럼 작은 변화가 있었지만 열전도율이 낮은 재질을 흡수판으로 쓸 경우 이보다 더 효율 저하를 초래

할 수 있다. 또는 ϕ 가 너무 크면 태양의 각도에 따라 그림자 효과가 나타나 더욱 불리하게 될 수도 있다.

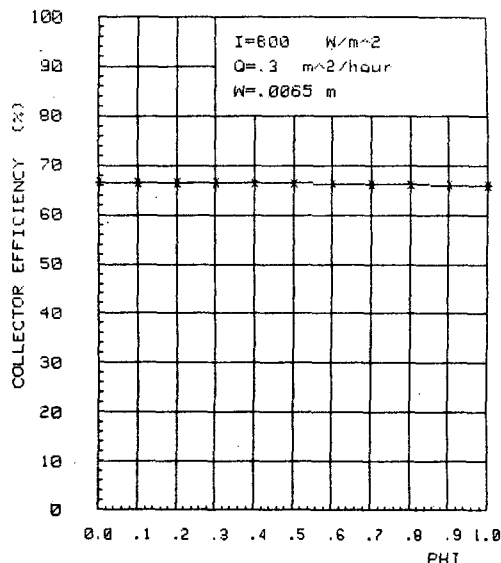


그림 10. 형상계수(ϕ)에 따른 효율 곡선

2) 유량과 효율과의 관계는 [그림 11]에서 보듯이 유량증가에 따라 효율이 증가하기는 하나 어느 일정량을 넘으면 흡수판 전체를 매개 유체가 덮게 되어 이때부터 다시 아주 작은 양의 효율 감소를 초래할 수 있다.

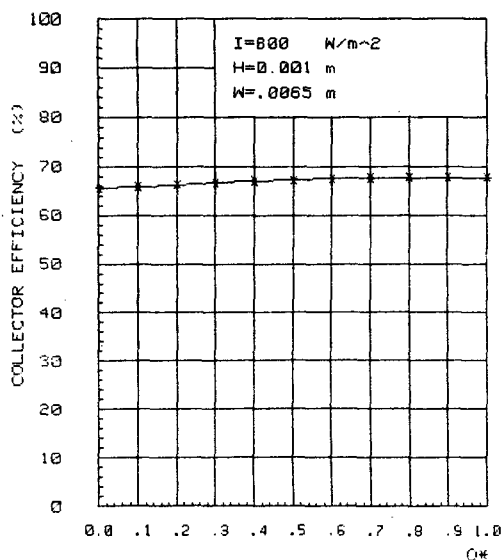


그림 11. 유량(Q)에 따른 효율 곡선

3) [그림 12]는 유체가 흐르는 홈 간의 거리 증가에 따른 효율변화를 보여준다. 열전도 거리가 길어지면 이 만큼 흡수판의 온도가 상승되어 열손실이 증가하는 것을 보여주고 있다.

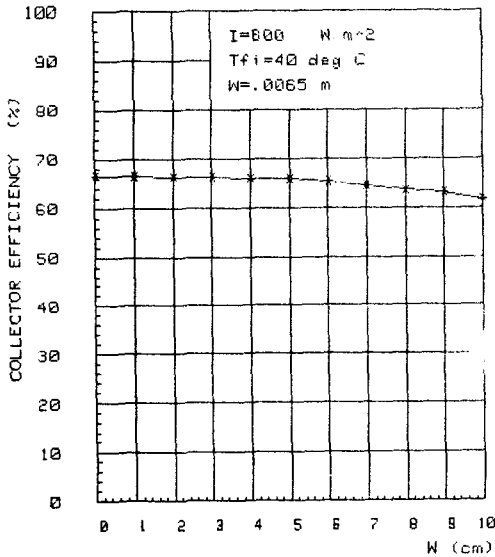
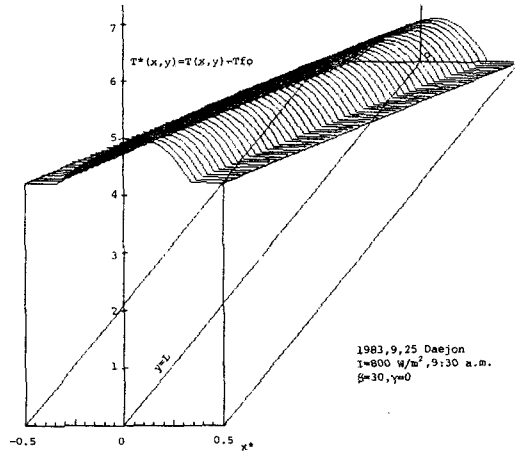


그림 12. 홈간의 거리 W 에 따른 효율 곡선

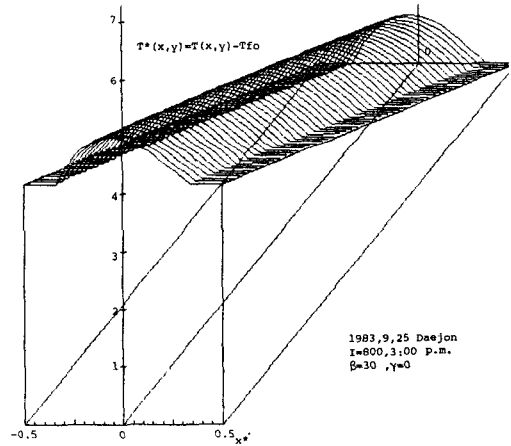
4) 흡수판의 재료로 열전도성이 좋지 않은 것을 사용할 경우는 ϕ 와 W 에 의한 효율 변화가 더욱 뚜렷할 것이 예상되며 이 경우 열전도 거리를 줄일 것이 요구된다.

2. 흡수판의 온도분포

[그림 13]는 각기 다른 시각(오전 9시와 오후 3시)에 있어서 흡수판의 온도 분포를 보여주고 있다. 태양광을 받는 각도가 달라짐에 따라 온도의 최고점이 태양이 있는 방향으로 이동하고 있다. 이러한 현상과 아울러 태양 입사각이 어느 한계를 넘게되면 흡수판 상에 그림자가 생길 수 있다. 이 경우 그림자는 집열 효율에 영향이 큰 것으로 나타났다. 따라서 형상계수(ϕ)를 과도하게 하면 불리하다고 생각된다. 또 같은 재료의 평판형 집열기에 비해 흡수판이 휘어 있어서 흡수판 온도가 높아지는 것을 관측할 수 있었다.



a) 9.30 분, 1983.9.25 일. 대전



b) 15.00 분, 1983.9.25 일. 대전

그림 13. 시간에 따른 흡수판의 온도 분포도

3. 집열기 효율 및 출구 유체 온도

<표 1-b>와 [그림 7]는 밀폐형 집열기의 경우 이론치와 실측치의 효율 및 출구 온도를 비교한 것이다. 그림과 표에서 보듯 실험치와 계산치가 비교적 잘 일치하고 있다. 특히 출구 유체온도의 경우 만족한 예측을 할 수 있다. 그러나 이론적 계산에서 결로현상을 고려하지 못하였기 때문에 이론치가 실측치보다 높은 효율이 나왔으나 10~15%의 광손실을 고려하여 계산한 것은 더욱 잘 일치함을 보여준다. 일반적으로 집열기 입구 유체온도가

외기온도보다 10℃ 이상 크게 되면 결로현상은 중대한 문제로 등장하게 되므로, 이 경우에는 유하식 집열기 사용을 재고하여야 한다.

고려되어야 할 것이다.

참 고 문 헌

V. 결 론

유하식 집열기에 대한 이론 해석을 전산방법에 의하여 수행하였으며 실험을 통하여 이론과 실험 결과치를 비교하였다. 각 설계 변수에 대한 변화 효과 예측이 가능하며 저온열 이용시 유하식 집열기의 사용이 타당하다는 것이 증명되었다.

그러나 유하식 집열기에 있어서 가장 큰 문제점은 증발 및 결로현상에 의해서 집열기의 성능이 저하된다는 것이다. 이에 대한 해결책으로는 다음 2가지가 있는데

첫째는 일반적으로 투과체에 생기는 결로현상이 입구온도와 외기온도차이가 10℃ 이상 될 때 현저하게 나타나므로 작동 온도가 10℃ 정도라도 가능한 대상을 선정 적용토록 하는 것이다. 이와같은 장소로는 수영장, 양만장을 비롯한 저온 공정열 이용 산업체 등이 포함될 수 있는데 건물 전체를 집열기로 사용할 수 있으므로 유하식 집열기의 국내 보급이 매우 유망할 것으로 보인다.

둘째는 기와나 타일등 양도체가 아닌 흡수판을 사용하여 유체가 덮는 표면적을 증가시켜 열전도 거리를 짧게하여 열손실을 줄이는 방법이다. 이와같이 하였을 때 기존 기와등 지붕면적을 집열기로 사용할 수 있는 등 많은 장점이 있으므로 이에 대한 연구도 앞으로 계속되어야 할 분야라 생각된다.

한편 집열기 표면위를 유체가 흐르므로 유체에 포함된 각 성분들로 스케일이 끼는 경우가 있으므로 스케일 제거방안도 초기 설계시

- (1) John A. Duffe, William A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, Inc., 1980
- (2) Siegel, John R. Howell, Thermal Radiation Heat Transfer, Mcgraw-Hill, 1972
- (3) Feingold, A., Radiant-interchange configuration factor between various selected plane surface, proc. roy. soc (London), ser. A, Vol. 292, no. 1428, pp. 51-60, 1966
- (4) Victor L. Streeter, E. Benjamin Wylie, fluid mechanics, 7e, Mcgraw-Hill. 1979.
- (5) Price Carnahan, H.A. Luther, James O. Wilks, applied numerical methods, John Wiley & sons Inc., 1969
- (6) E.R.G. Eckert, M. Drake, Jr., analysis of heat and mass transfer, Mcgraw-Hill.
- (7) Gordon J. Van Wylen, Richard Sonntag, fundamentals of classical thermodynamics, John Wiley & sons Inc.
- (8) Keenan, Keys, Hill, Moore, steam tables, John Wiley & sons Inc.
- (9) J. Taylor Beard, engineering analysis and testing of water trickle solar collector, U. S. department of commerce NTIS ORO/4927-78/1
- (10) Bush, G.E., "Evaluation of Home Solar Heating System," UCRL - 51711, Lawrence Livermore Laboratory, Jan. 9, 1975.