

〈論 文〉

열파이프가 부착된 평판형 태양열 집열기의 열전달 특성에 대한 실험적 고찰

김철주* · 임광빈*

(1992년 7월 14일 접수)

An Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics for a Flat Plate Solar Collector with a Heat Pipe

C.J. Kim and K.B. Yim

Key Words: Solar Collector(태양열 집열기), Heat Pipe(열파이프), Start-Up(시동), Absorber Plate(집열판), Solar Radiation(태양복사), Thermal Inertia(열관성)

Abstract

In this study, a model of a flat plate solar collector using a heat pipe was manufactured and tested to investigate such operational characteristics of the present system of solar collector as start-up process, temperature distribution on the absorber plate and operation of the heat pipe. Moreover, collector efficiency was measured for 20~30 minutes of operation at various conditions of weather and the result was compared with that tested by Hill et. al. for a flat plate solar collector using direct circulation of coolant. Some results obtained in this study could be summarized as follows. (1) The required time for the initial start-up process was about 5~6 minutes, but the heat pipe began to operate as soon as the absorber plate was exposed to solar radiation. (2) On the absorber plate, the temperature distributions in axial direction maintained nearly constant, while temperature distributions in transversal direction showed smooth decrease with 3~5°C along with solar radiation. (3) Thermal inertia of the collector system had a favorable effect to damp the turbulent variation of solar radiation. (4) The collector efficiency of the present system showed nearly the same tendency but a decrease of about 10% compared with that using direct circulation of coolant.

기 호 설 명

A_c : 집열판 면적 (0.132 m²)

$C_{p,f}$: 축열수의 비열 (J/kg°C)

$C_{p,w}$: 보온병의 비열 (J/kg°C)

K : 열전도 계수 (Wm/°C)

I_i : 태양복사량 (J/m²)

I_s : 태양 복사강도 (W/m²)

\bar{I}_s : 실험시간 동안 평균 태양 복사강도 (W/m²)

M_f : 축열수의 질량 (kg)

M_w : 보온병의 질량 (kg)

Q_t : 저장된 총에너지량 (J)

T_a : 열파이프의 단열부 벽면온도 (°C)

T_c : 열파이프의 응축부 하단의 벽면온도 (°C)

T_{e1} : 열파이프의 증발부 하단의 벽면온도 (°C)

T_{e3} : 열파이프의 증발부 상단의 벽면온도 (°C)

\bar{T}_f : 실험시간 동안 축열수의 평균온도 (°C)

*정회원, 성균관대학교 기계공학과

- X : 열파이프의 하단으로부터의 축방향 거리 (mm)
 β : Fig. 8에서 정의된 변수 $(T_f - T_a) / I_s (m^2 C/W)$
 η : 집열기 효율(%)

1. 서 론

태양열 급탕시스템은 기본적으로 태양 복사에너지를 흡수하여 축열수로 이송시키는 집열장치와 에너지를 저장하는 축열장치로 구성되어 있다. 태양열 급탕시스템에서 집열장치의 효율증대와 구조를 단순화시키기 위한 연구는 집열판의 표면처리,⁽¹⁾ 집열기로부터 축열수로의 열이송방법⁽²⁾ 및 집열기 구조의 개선 등⁽³⁾에 대한 것들이 있다.

본 연구를 위한 집열기의 구조는 현재 국내에서 가장 보편적으로 이용되고 있는 가정용 급탕을 위한 평판형 집열기이다. 그리고 집열판에 흡수된 열 에너지를 축열수에 이송시키기 위하여 열파이프를 적용하였다.

열파이프를 태양열 집열기에 적용하는 기술에 관한 연구는 현재 많은 나라에서 진행되고 있으며, 여러가지 형태의 저온용⁽⁴⁾과 중·고온용⁽⁵⁾ 집열기가 개발되어 있다. 국내에서는 90년 이후 이를 개발하기 위한 기초적인 연구가 진행되고 있다.⁽⁶⁾

열파이프를 적용한 집열기는 집열판내에 유체를 직접 유동시키는 유체 순환식에 비하여 구조가 단순하고, 펌프동력의 절감과 겨울철에 집열기 동파 방지 등의 효과를 얻을 수 있으며, 또한 관리 및 유지가 용이한 잇점이 있다.⁽⁷⁾

본 연구에서는 그 동안 본 실험실에서 태양열 집열기용으로 개발한 에탄올 열파이프를 집열판에 설치하여 집열기 모델을 설계 제작하였다. 그리고 실제 태양 복사하에서 집열기의 집열과 열이송 과정에 대한 특성을 검토함으로써 열파이프의 적용성을 확인하였다. 특히 열파이프의 시동 및 작동상태, 집열판내의 열유동과정 그리고 집열기의 집열효율에 관하여 고찰하였다.

2. 태양열 집열기의 설계 및 제작

평판형 태양열 집열기내의 열유동 경로는 다소 복잡하며 따라서 집열효율은 여러가지의 관련인자들에 의해 결정된다. 일반적으로 집열기의 각 구성 요소에 대한 최적설계를 위하여 집열기의 열전달

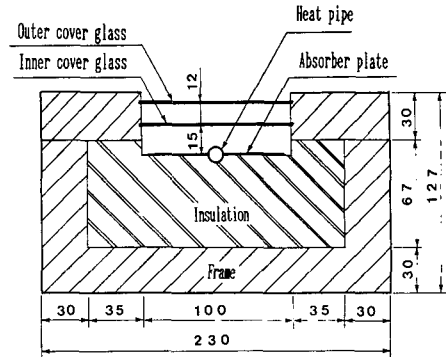


Fig. 1 Schematic representing cross sectional view for the present model of solar collector

경로에 관한 해석적 연구는 그 동안 Hahne,⁽⁸⁾ Beckman 등⁽³⁾에 의해 많이 수행되었다. 본 연구의 집열기 모델에 대한 기초적인 해석은 김 등⁽⁹⁾에 의해 수행되었으며 현재 이에 대한 연구가 계속되고 있다.

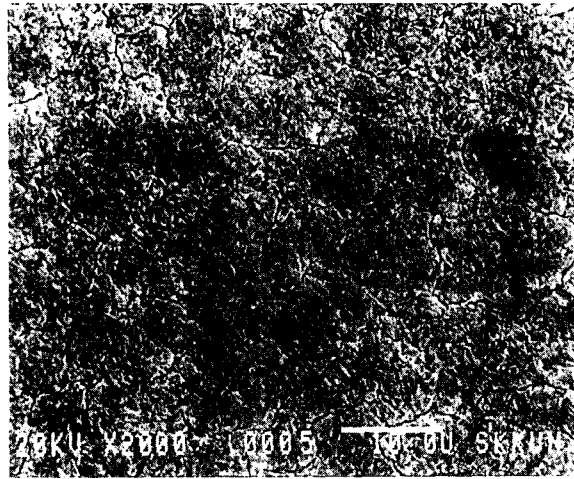
Fig. 1은 본 실험용 집열기의 구조를 나타내고 있으며, 이들 각 구성요소에 대한 관련 사항들을 간략히 기술하면 다음과 같다.

2.1 집열판

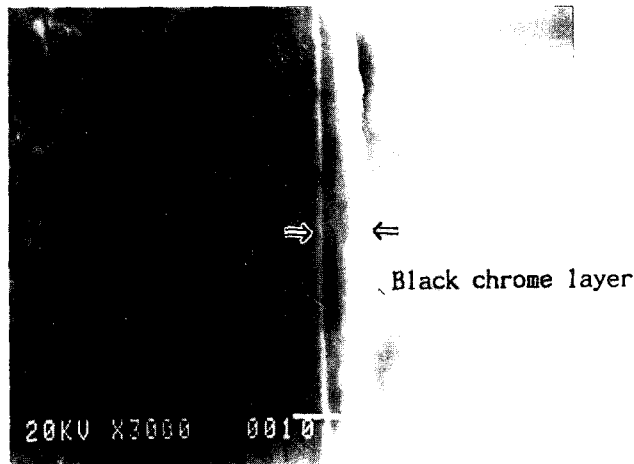
집열판은 두께 0.3 mm의 동판으로써 길이가 165 cm, 폭이 8cm이다. 집열판 표면은 두께 2 μ m의 흑색크롬(black-chrome)으로 처리하여 태양복사에 대한 선택적 흡수효과를 얻도록 하였다. Fig. 2는 표면상태를 전자현미경(JEOL-35CF)으로 찍은 사진으로써 Fig. 2(a)에서는 흡수막 표면에 미세한 균열이 생성된 것을 확인할 수 있다. 그러나 이러한 균열이 발생하는 요인이나 이것이 표면의 복사 특성에 미치는 영향등에 관해서는 보다 깊은 연구가 필요할 것으로 생각된다. Fig. 2(b)에서 막의 두께는 비교적 2 μ m로써 균일한 것을 볼 수 있다.

2.2 열파이프

열파이프는 예상 열부하와 작동상태를 고려하여 직경이 9.52 mm, 길이가 2 m인 동파이프로 제작하였으며 작동유체로 에탄올을 사용하였다. 그리고 스텐레스 금속망(100 Mesh, 2겹)을 이용하여 제작한 워(wick)를 증발부에만 설치하여 응축부에서의 열저항을 감소시켰다. 엄밀한 제작과정에 대해서는 관련 문헌에서 참고할 수 있으며,^(10,11) 제작된 열



(a) Surface(x2000)



(b) Thickness of black chrome layer(x3000)

Fig. 2 Scanning electron micrographs for the black chrome coating on the absorber plate

파이프의 전열성능에 대해서는 그 동안 많은 실험을 통하여 검토되었다.⁽⁶⁾

한편 열파이프와 집열판의 접합은 먼저 집열판을 중심선을 따라 반원형으로 소성가공하고 고온용 접착제 (high temp. mold maker C-1)를 이용하여 이들을 접합하였다.

2.3 유리덮개

집열기용 유리는 태양복사의 투과율을 높이기 위하여 철 성분이 0.13%미만인 백색유리(태양복사 흡수율 : 0.18)가 많이 사용되고 있다.⁽³⁾ 그러나 본 연구에서는 현재 국내에서 이러한 저철 성분의 유

리가 생산되지 않기 때문에 두께가 2mm인 건물용 창유리를 사용하였다. 한편 집열판과 안쪽 유리덮개, 유리덮개 사이의 간격은 관련 문헌등^(9,12)에서 제시된 일반적인 설계기준을 적용하여 각각 15mm, 12mm로 하였다.

2.4 기타

집열판으로부터 하부와 측면으로의 열손실을 억제하기 위하여 하부와 측면에 각각 35mm와 60mm의 폴리스틸렌(polystyrene foam, $k=0.023 \text{ W/m}^\circ\text{C}$)으로 단열하였다.

한편 집열기 프레임은 제작의 용이성을 고려하여

목재(두께 : 30 mm)를 이용하여 제작하였으며, 외부는 흰색 페인트로 칠하였다.

집열기는 지표면으로부터 평균 1m의 높이에 설치하였고 지지대는 지표면에 대한 집열판의 경사각과 태양 방위각을 실험목적에 따라 조정할 수 있도록 제작하였다.

3. 실험장치

Fig. 3은 실제 태양복사하에서 본 실험용 집열기의 열전달 특성을 검토하기 위한 실험장치를 나타내고 있다.

열파이프를 통하여 이송된 열에너지를 저장하기 위하여 열파이프의 응축부에 일종의 축열용기로써 약 1리터의 축열수가 들어있는 보온병(deware병, 1.2리터)을 설치하였다. 이 경우 축열용기로 이송된 에너지의 대부분은 축열수의 현열로, 그 일부는 용기의 내부 에너지로 저장된다. 열파이프를 통하여 이송된 총에너지량 Q_t 는 다음과 같이 결정하였다.

이때 보온병의 내부용기와 축열수는 열적으로 평형상태에 있다고 가정하였다. 그리고 용기로부터 외부로의 열손실량은 정량적으로 측정이 어렵고, 용기의 단열성을 고려하면 내부에 저장된 에너지량

에 비하여 매우 적기 때문에 무시하였다.

$$Q_t = Q_f + Q_w$$

여기서 Q_t : 열파이프를 통하여 이송된 총에너지

Q_f : 축열수에 저장된 에너지

$$Q_f = M_f C_{p,f} \Delta T$$

Q_w : 용기벽에 저장된 에너지

$$Q_w = M_w C_{p,w} \Delta T$$

정리하면,

$$Q_t = (M_f C_{p,f} + M_w C_{p,w}) \Delta T = (1 + \gamma) M_f C_{p,f} \Delta T \quad (1)$$

이다. 여기서 γ 는 축열수에 대한 용기벽의 열용량 비이다.

γ 를 구하기 위하여 축열용기에 전기적인 열부하를 적용하여 예비실험을 수행한 결과 축열수의 평균 온도범위가 30~70°C이고, 축열시간이 약 30분일 때 다음과 같이 근사적인 함수로 표시되었다.

$$\gamma = 1.7 \times 10^{-3} \overline{T_r} + 0.0333 \quad (2)$$

여기서 $\overline{T_r}$ 는 초기와 최종순간의 축열수 온도의 대수 평균값이다. 이것으로부터 축열수의 평균온도 범위에서 용기에 저장된 에너지는 축열수에 저장된 에너지의 약 8~15%에 해당함을 알 수 있다.

한편 열파이프의 벽면과 집열판내의 온도를 측정

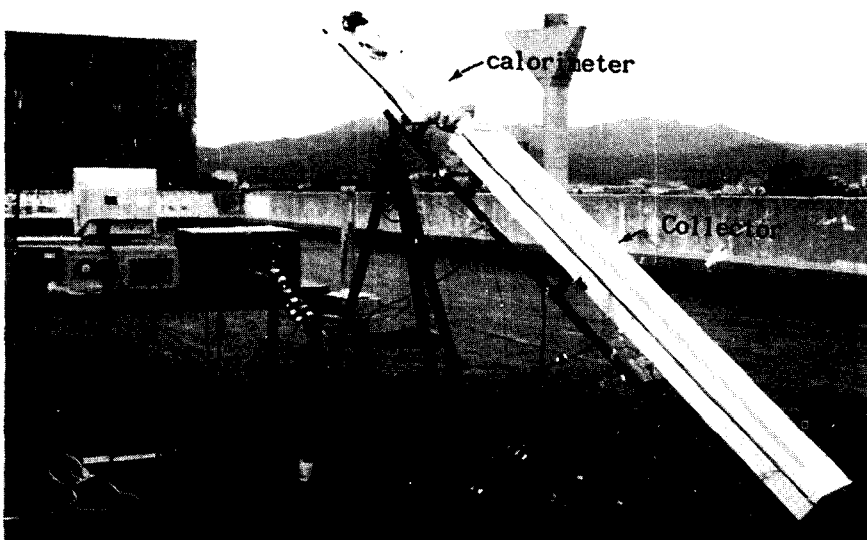


Fig. 3 Experimental apparatus to investigate the operational characteristics of the present model of solar collector

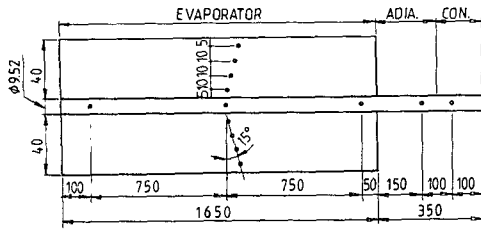


Fig. 4 Schematic representing the absorber plate with a heat pipe and positions of thermocouple

하기 위하여 설치한 열전대(T-type, $\phi 0.1$ mm)의 위치는 Fig. 4와 같다. 그리고 최종순간의 축열수의 평균온도는 유체 교반장치를 사용하여 축열수가 열적으로 평형상태에 있을때 측정하였다. 또한 일사량은 일사량계(pyranometer, PSP, the eppley laboratory)를 집열판과 동일한 평면위에 설치하여 측정하였다. 그리고 측정자료는 데이터 기록장치(fluke, 2240s)를 이용하여 처리하였다.

4. 실험방법

먼저 축열용기내에 일정한 온도를 갖는 축열수를 공급한 후 집열기 시스템이 열적으로 안정되면 집열판에 태양복사를 입사시켰다. 집열시간은 축열용기의 열용량에 대한 예비 실험결과를 이용하기 위하여 약 30분간 지속하였으며, 이동안 집열기와 축열수내의 온도를 측정하였다. 주어진 집열시간 동안에 저장된 총에너지량을 측정할 때는 먼저 집열기 표면을 차양하고 축열수의 평균온도 및 질량을 측정하여 식(1)로부터 구하였다.

작동시간 동안 집열기의 평균 집열효율 η 는 다음과 같이 구하였다.

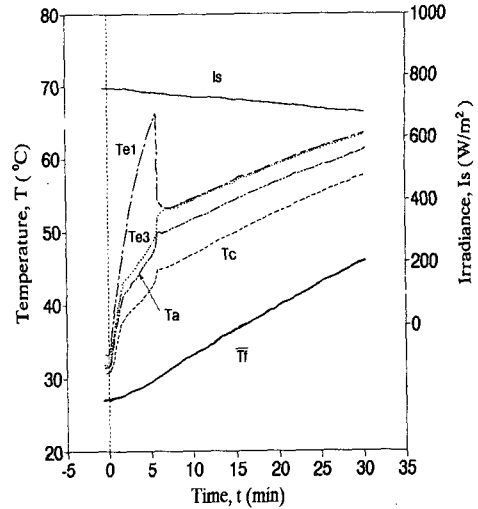
$$\eta = \frac{Q_t}{A_c I_s} \times 100 \quad (3)$$

5. 결과 및 고찰

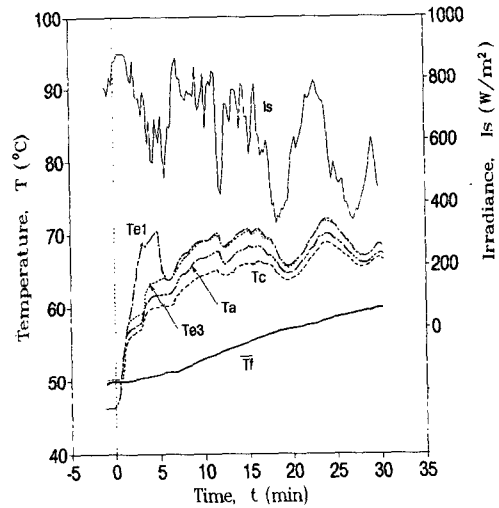
본 실험용 집열기는 본 대학(수원)에 설치하여 1992년 5월 18일에서 28일까지 실험을 수행하였으며, 이 기간 동안 비교적 맑은 날씨가 지속되었다.

5.1 열파이프의 작동성

Fig. 5는 태양 복사강도의 변화에 따른 열파이프



(a) Stable variation of solar intensity



(b) Unstable variation of solar intensity in the passage of cloud

Fig. 5 Time variation of solar intensity(I_s) and temperatures of the collector system (T_{e1} , T_{e3} , T_a , T_c) and storage water (T_f)

의 작동특성을 검토하기 위하여 열파이프의 증발부 하단온도 T_{e1} ($X=100$ mm), 상단온도 T_{e3} ($X=1600$ mm), 단열부 온도 T_a ($X=1850$ mm), 응축부 온도 T_c ($X=1900$ mm)와 축열수의 평균온도 T_f 를 측정한 결과이다. Fig. 5 (a)와 Fig. 5 (b)는 각각 태양 복사강도의 변화가 비교적 균일한 경우와 구름의 영향으로 변화가 매우 심한 경우이다.

그림에서 집열기에 태양복사가 입사된후 초기 5~6분까지는 열파이프내의 작동유체의 유동이 정상적인 상태로 발전하는 초기 시동구간이다.

Fig. 5(a)에서 정상적인 작동구간에서는 복사강도가 거의 일정하므로 집열이 계속됨에 따라 축열용기로 이송되는 에너지량이 일정하게 되어 축열수 온도가 거의 선형적으로 증가된다. 이 결과 열파이프의 벽면온도도 축열수 온도에 평행하게 증가된다.

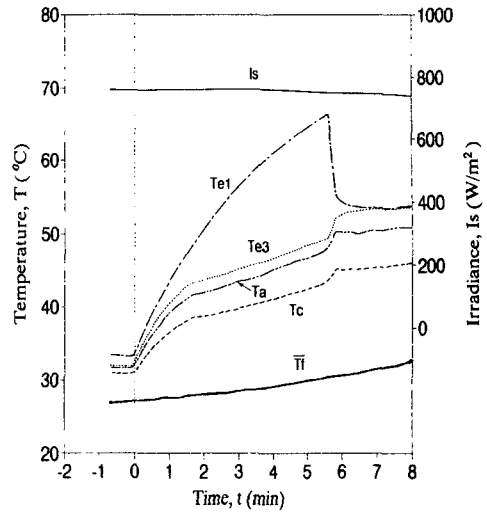
또한 증발부 상·하단의 2점 온도가 동일한 온도를 유지하고 있음을 볼 수 있다. 이것은 열파이프의 전열특성인 등온성에 기인하며, 축방향으로의 집열판 온도분포도 등온을 유지하고 있음을 의미한다. 이러한 온도분포는 유체 순환식의 경우에 지수함수적으로 상승하는 결과와 뚜렷한 차이를 나타낸다.⁽³⁾

한편 응축부 벽면과 축열수 사이의 온도차는 약 12°C로써 이러한 결과는 축열수와 응축부 사이에 단순히 자연대류에 의해 열전달이 이루어지기 때문이다. 이 결과 집열판의 평균온도와 축열수의 평균 온도 사이의 온도차는 약 25°C를 나타내고 있다. 이러한 차이는 유체 순환식의 경우에 집열판과 순환유체 사이의 평균 온도차에 비하여 약 10°C 높은 값이다. 이러한 결과는 열파이프를 갖는 집열판의 온도가 상대적으로 유체 순환식 집열기에 비하여 높기 때문에 집열판으로부터의 복사 열손실과 대류 열손실이 증가하여 집열효율이 저하되는 직접적인 요인이 되고 있다. 그러나 본 집열기의 응축부에 강제대류를 적용하면 집열판과 축열수 사이의 평균 온도차가 17~18°C로써 다소 개선될 수 있다.⁽⁹⁾

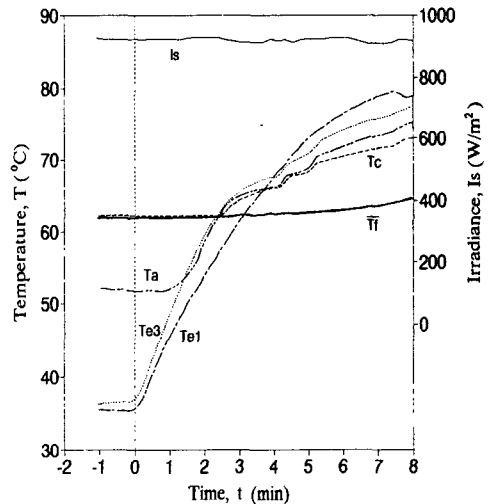
Fig. 5 (b)는 태양 복사강도의 변화가 심한 경우로써 벽면의 온도가 약 1분 정도의 시간지연을 가지고 태양복사의 변화과정을 추적하고 있음을 볼 수 있다. 이것은 집열판과 열파이프의 열용량에 의한 일종의 열관성이 작용하기 때문으로 볼 수 있다. 이러한 열관성은 순간 태양복사의 변화에 따른 열파이프의 작동에 미치는 영향을 감쇄시킨다. 또한 복사강도가 매우 낮은 구간에서도 열파이프를 통하여 열이송이 이루어지고 있음을 볼 수 있다.

5.2 열파이프의 시동성

Fig. 6은 대기온도와 열적으로 평형상태에 있는 집열판의 온도에 비하여 초기 축열수 온도가 높거나 낮은 두 경우에 대하여 태양복사가 집열판에 입



(a) Initially the absorber plate was maintained at the same temperature of the storage water



(b) Initially absorber plate was maintained at a lower temperature than the storage water

Fig. 6 Variation of temperatures in the collector system during the start-up process of the heat pipe

사될 때 열파이프의 시동성을 검토한 결과이다.

Fig. 6 (a)는 앞 절에서 언급한 일사량의 변화가 일정한 경우 열파이프의 초기 시동구간에서의 작동 상태만을 표시한 것으로써 초기 축열수 온도(27°C)가 집열판 온도(32~34°C)보다 다소 낮은 경우

이다. 그리고 Fig. 6 (b)는 초기 축열수 온도(62°C)가 집열판 온도(36~38°C)보다 높은 경우를 나타낸다.

Fig. 6 (a)와 Fig. 6 (b)의 차이점은 Fig. 6 (b)의 경우 증발부 하단의 온도 T_{el} 는 정상적인 작동상태에 도달될때 까지 약 20°C의 과열도를 나타내고 있으나, Fig. 6 (b)의 경우에는 T_{el} 의 과열도가 상대적으로 매우 작게 나타난다. 이 결과 Fig. 6 (b)와 같이 초기 축열수의 온도가 집열판 보다 더 높은 경우에 열파이프가 정상상태에 도달하는 시간이 짧으며, 이러한 결과는 초기 집열판의 과열이 나타나는 기간이 작기 때문에 집열효율의 상승효과를 얻을 수 있다.

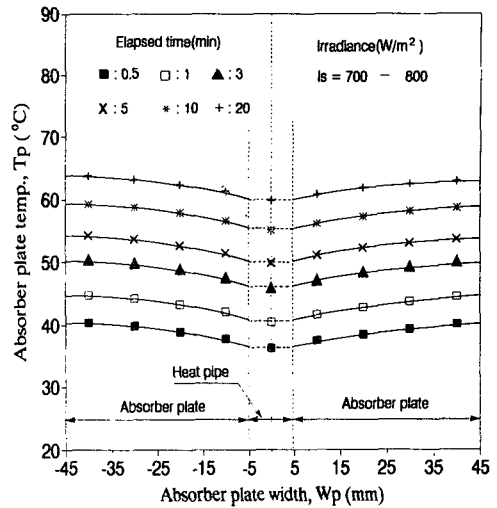
또한 Fig. 6 (a)에서는 태양복사가 집열판에 입사 직후 열파이프의 작동이 시작되고 있음을 볼 수 있으며, 이로부터 열파이프의 매우 빠른 열응답성을 확인할 수 있다.

그러나 Fig. 6 (b)에서 열파이프의 증발부 벽면온도가 축열수의 초기온도에 도달하는 초기 약 2분 동안에 집열된 에너지는 열파이프와 집열판의 내부 에너지로 변환되어 축열수의 온도상승이 나타나지 않는다. 그리고 시동전 열파이프와 축열수의 온도변화가 발생하지 않는데 이것은 열파이프의 응축부로부터 증발부로의 열이송 즉 열의 역류가 발생되고 있지 않음을 보여주고 있다.

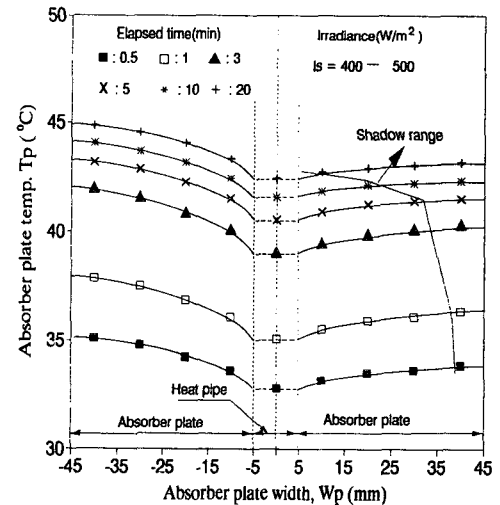
5.3 집열판내의 열전달

Fig. 7은 열파이프 증발부의 중단($X=850$ mm)에서 측에 수직방향으로 시간에 따른 집열판의 온도분포변화를 나타내고 있다. Fig. 7 (a)는 태양복사가 집열판에 균일하게 입사되는 경우이고 Fig. 7 (b)는 태양복사의 입사각이 작을때 집열기 프레임에 의하여 집열판 우측에 부분적으로 그늘이 생성되고 이 부분에 태양복사 성분중 난반사(diffuse) 성분만이 입사되는 경우이다.

Fig. 7 (a)에서 온도분포가 평판형 집열기의 전형적인 지수 함수적으로 나타나고 있으며, 좌우대칭을 이루고 있다.^(3,13) 그러나 Fig. 7 (b)에서는 집열판 우측에 태양복사의 난반사 성분만이 입사되기 때문에 입사되는 복사강도가 감소하여 온도 기울기가 상대적으로 작고 좌우 대칭성이 상실되었음을 나타낸다. 그러나 그림자 영역에서도 집열판 중심부에서 집열판 끝단으로 온도 기울기가 여전히 유지되고 있는데 이는 태양복사의 난반사 성분이 유



(a) All the area of the absorber plate was uniformly exposed to solar radiation



(b) Right half of the absorber plate was partly in shade by the side wall of collector frame

Fig. 7 Changes of transversal temperature distribution on the absorber plate as time elapses

입되고 있기 때문이다.

5.4 집열기 효율

일반적으로 집열기의 효율은 주어진 태양복사 조건에서 순간 집열효율로써 정의된다.^(3,14) 그러나 본 연구에서는 집열기의 순간 열전달율을 측정하지 않고 약 30분간의 집열시간 동안에 저장되는 총 에너지량을 측정하였기 때문에 식(3)을 이용하여 이

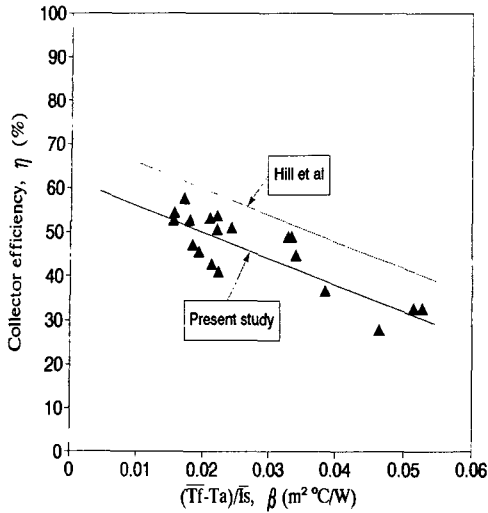


Fig. 8 Collector efficiency versus parameter β

측정구간에 대한 평균 효율을 정의하였으며 측정결과는 Fig. 8과 같다.

여기서 β 는 태양 복사강도와 축열수의 평균온도 및 주위의 대기온도를 고려한 인자이다. 일반적으로 β 값이 증가할수록 집열판과 주위의 대기와의 온도차가 증가하기 때문에 주위의 에너지 손실이 증가하여 집열효율이 감소된다.⁽³⁾ 그림에서 본 실험의 측정결과는 β 가 0.015일 때 평균효율이 약 50~55%, 0.05일 때 약 30%를 나타내며 이 구간 사이에서 비교적 선형적인 감소를 나타내고 있다.

그림에서 이러한 측정결과를 유체 순환식 평판형 집열기에 대한 Hill 등⁽¹⁴⁾의 연구결과와 참고로 비교하였다. 집열기는 일반적으로 각 구성요소들의 제원이 서로 다르기 때문에 동일한 형상에 대한 비교자료를 얻기는 어렵다. 그림에서 본 실험치가 Hill 등의 연구결과에 비하여 약 5~10% 정도 낮은 값을 보이고 있다. 이는 앞에서 언급한 바와 같이 집열기의 크기가 동일한 경우 열파이프식이 유체 순환식에 비하여 집열기와 축열수 사이의 대류 열저항이 크기 때문에 상대적인 효율의 감소에 기인하는 것으로 예상된다.^(7,9) 그러나 본 연구에서 얻은 결과는 축소된 모델로써 실제 집열기와 비교하면 집열 면적당 측면을 통한 열손실이 상대적으로 크고, 또한 초기 시동구간에서의 낮은 집열효과 등이 포함되어 있기 때문에 이러한 점을 고려하면 실제 순간 집열효율은 측정치보다 다소 개선 될 것으로 예상된다.

6. 결 론

이상의 실험결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 열파이프의 초기 시동특성에 의해 집열판에서 열이송이 정상상태에 도달하는 데에는 약 5~6분이 소요되었다.

(2) 정상상태일때 집열판에서의 온도분포는 축방향으로는 거의 등온을 이루고 있고 축에 수직인 방향으로는 복사량의 크기에 따라 3~5°C 범위에서 축중심으로 온도감소가 나타났다.

(3) 열파이프와 집열판을 포함하는 계(system)가 갖는 열관성은 순간 태양복사의 변화에 따른 열파이프의 작동에 미치는 영향을 감소시킨다.

(4) 집열기의 평균 집열효율은 관련인자 β 의 크기에 따라 약 30~55% 변화하였다. 이 결과는 유체 순환식 집열기에 대한 Hill 등의 연구결과와 비교하면 약 10%의 감소를 나타낸다.

후 기

본 연구는 1991년도 에너지관리공단 지원하에 대체에너지 기술개발위탁 연구로써 수행되었기에 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) McDonald, G. E., 1975, "Spectral Reflectance Properties of Black Chrome for Use as a Solar Selective Coating," *Solar Energy*, Vol. 17, pp. 119~122.
- (2) Tabassum, S. A., Norton, B. and Probert, S. D., 1988, "Heat Removal from a Solar-Energy Collector with a Heat Pipe Absorber," *Solar & Wind Technology*, Vol. 5, No. 2, pp. 141~145.
- (3) Duffie, J. A. and Beckman, W. A., 1980, "Solar Engineering of Thermal Processes," Wiley, New York, USA.
- (4) Che Jun, Chang Shumin and Chang Jianpin, 1985, "The Reserch on EP Collector with Heat Pipe," *Proceedings of the International Symposium on Thermal Application of Solar Energy*, pp. 159~162.
- (5) Mahdjuri, F., 1980, "Evacuated Heat Pipe

- Solar Collector," *Solar Energy and Conservation*, Vol. 1, pp. 290~300.
- (6) 김철주, 임광빈, 1990, "상변화 전열소자의 개발 연구," 대체에너지 기술개발위탁 연구, 한국에너지기술연구소.
- (7) Ribot, J. and McConnel, R. D., 1987, "Testing and Analysis of a Heat Pipe Solar Collector," *J. of Solar Energy Engineering*, Vol. 105, pp. 440~445.
- (8) Hahne, E., 1985, "Parameter Effects on Design and Performance of Flat Plate Solar Collectors," *Solar Energy*, Vol. 34, No. 6, pp. 497~504.
- (9) 안병재, 임광빈, 김철주, 박이동, 황영규, 1991, "열파이프를 이용한 태양열 집열기의 열전달 해석," 대한기계학회추계학술대회논문집, pp. 520~524.
- (10) Chi, S.W., 1978, "Heat Pipe Theory and Practice: A Source book," Hemisphere Publishing Corp., Washington, D. C..
- (11) Dunn, P. and Reay, D. A., 1978, "Heat Pipes," Pergamon Press.
- (12) Mcveigh, J. C., 1977, "Sun Power," Pergamon Press.
- (13) Smith, T. F. and Lee, H. Y., 1979, "Radiant Exchange for a Fin and Tube Solar Collector," *J. of Heat Transfer*, Vol. 101, pp. 185~187.
- (14) Hill, J. E. and Streed, E. R., 1976, "A Method of Testing for Rating Solar Collectors Based on Thermal Performance," *Solar Energy*, Vol. 18, pp. 421~429.