

CFD를 이용한 접시형 태양열 집열기의 과도 열전달 모델 해석

오상준*, 이주한, 서주현, 이진규, 조현석, 서태범**

Computational Heat Transfer Analysis of Dish Type Solar Receiver Using the Transient model

Sangjune Oh*, Juhan Lee, Joohyun Seo, Jingyu Lee, Hyunseok Cho and Taebeom Seo**

Abstract

A numerical and experimental studies are carried out to investigate the transient heat transfer characteristics of 5kWth dish type solar air receiver. Measured solar radiation and temperatures at several different locations are used as boundary conditions for numerical a. Many parameters' effects (reflectivity of the reflector, the thermal conductivity of the receiver body, transmissivity of the quartz window, etc.) on the thermal performance are investigated. Discrete Transfer Method is used to calculate the radiation heat exchange in the receiver. A transient heat transfer model is developed and the rate of radiation, convection and conduction heat transfer are calculated. Comparing of the experimental and the numerical results, results of both are in good agreement. Using the numerical model, the transient heat transfer characteristics of volumetric air receiver for dish type solar thermal systems are known and the transient thermal performance of the receiver can be estimated.

Key words

Dish type solar thermal system(접시형 태양열 시스템), Air receiver(공기식 흡수기), Transient analysis(Transient 해석)

(접수일 2008. 11. 10, 수정일 2008. 11. 26, 게재확정일 2008. 11. 28)

* 인하대학교 기계공학과 대학원

■ E-mail : smilensmile@gmail.com ■ Tel : (032)874-7327 ■ Fax : (032)868-1716

*** 인하대학교 기계공학과

■ E-mail : seotb@inha.ac.kr ■ Tel : (032)874-7327 ■ Fax : (032)868-1716

Nomenclature

t : time, s

x_i : cartesian coordinate

u_i : absolute fluid velocity component in direction x_i , m/s

p : piezo metric pressure, N/m²

ρ : density, kg/m³

τ_{ij} : stress tensor components, N/m²

s_m : mass source, kg

s_i : momentum source components, kg/m/s

F_{hj} : diffusional energy flux in direction x_j

s_h : energy source
 H : total enthalpy, kJ/kg
 h : static enthalpy, kJ/kg
 DNI : direct normal incidence, W/m^2

Subscrip

$i, j : i, j=1,2,3$

1. 서론

태양열과 태양광으로 크게 구분되는 태양에너지 이용 기술은 에너지원의 무한성과 청정성 그리고 높은 접근성 등의 장점으로 인해 화석연료를 대체할 수 있는 에너지원으로서 이에 대한 많은 연구 및 상용화가 진행되고 있다. 특히 집광기술을 이용한 고온 태양열 기술은 태양광 기술과 달리 열에너지 획득을 위한 에너지 변환 과정이 필요치 않아 발전용 터빈 구동, 산업공정열 생산, 화공 플랜트 등의 다양한 분야에서의 활용에 대한 높은 가능성을 보여주고 있다. 본 연구에서는 이러한 고온 태양열 응용의 주요 기술인 접시형 집열기와 공기식 흡수기의 과도 열전달 해석모델을 제시하고 실제 실험과 해석모델의 결과치 비교를 통해 해석모델의 정확성을 검증하고 흡수기의 열전달 성능을 평가하고자 한다.

선행연구사례로는 흡수기 외부의 공기 유동에 대한 자연대류 열전달 실험 및 수치해석이 진행되었다.^(1~3) 또한, 2차원 흡수기 내부에서의 층류자연대류 및 내부벽면에 위치한 토출부의 크기 비율, 작동유체에 따른 표면 방사율과 표면 복사 열전달의 결합에 대한 수치해석적 연구가 진행되었다.⁽⁴⁾ 흡수기 형상에 대한 연구 또한 진행되었다. 흡수기 체적에 대한 실험결과를 바탕으로 태양열 흡수기의 대류 열전달에 대한 간단한 모델 연구가 진행되었다.⁽⁵⁾ 또한 흡수기 입구의 크기와 표면온도, 각도를 고려한 원통형 형상의 흡수기를 제안하였다.⁽⁶⁾ 그리고 2차원 흡수기에서의 자연대류 및 복사 열전달에 대한 수치해석에 대한 연구도 진행되었다.⁽⁷⁾ 불연속적으로 가열된 흡수기 내부에서의 자연대류와 전도 및 복사 열전달을 수치해석과 실험을 비교 분석하였다.⁽⁸⁾ 따라서 수치해석과 실험에서 얻은 결과의 비교 및 분석을 통해 복사열전달의 영향을 받은 온

도장 및 유체 흐름에 대한 정확한 예측을 할 수 있다.

기존의 연구들은 흡수기의 간단한 형상 및 정상상태에서의 흡수기 성능 해석에 중점을 두었다. 그러나 흡수기의 형상은 성능 향상을 위하여 복잡한 구조로 설계 되고 있고, 기상 조건에 많은 영향을 받는 일사량은 시간에 따라 불규칙적으로 흡수기 내부에 집열 된다. 따라서 기존의 연구들은 복잡한 형상의 흡수기 구조 및 불규칙적인 일사량 조건에서 제한된 정보만을 제공한다.

본 연구에서는 다공성 물질이 삽입된 흡수기의 3차원 형상에 대하여 시간에 따라 변화하는 유입 열유속을 경계 조건으로 하여 흡수기 내부의 열전달 성능을 분석하였다. 또한 해석 모델의 정확도를 검증하기 위하여 해석 결과와 실험치에 대한 비교분석을 수행하였다.

2. 실험 장치

2.1 접시형 태양열 집열기

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 접시형 태양열 시스템이다. 태양열 집열기의 총 용량은 5kW이며 포물선형 반사경 10개를 사용하였다. 거울 전체의 직경을 고려하여 초점 거리를



Fig. 1 접시형 태양열 집열기

Table 1. 태양열 집열기 제원

제원	실제 사양
지면에서 중심까지 거리	1.83m
최대 높이	4.11m
거울 반사율	95% 이상
거울 직경	3.2m
초점 거리	2m
거울 총면적	5.90m ²
rim angle	43.85°

2m로 설계 하였다. 모든 거울의 초점은 흡수기의 개구부 중심에 일치 한다. Table 1은 시스템의 제원이다.

2.2 플럭스 Mapping

플럭스 mapping 이란 초점 지역에서의 플럭스 분포를 측정하여 흡수기 개구부의 크기를 결정하는 실험이다. 흡수기의 개구부를 너무 크게 설계하면 열손실이 많이 발생하며, 그와 반대로 너무 작게 설계하면 유출 손실이 많이 발생한다. 그러므로 플럭스 분포에 따른 적절한 흡수기 개구부의 크기를 결정하는 것이 매우 중요하다. Fig. 2(a)는 수냉식 반사타겟이며 (b)는 반사타겟의 플럭스 분포를 CCD 카메라로 촬영한 이미지이다. 고온에 의해 반사타겟이 변형되는 것을 방지하기 위해서 표면에 고온용 페인트를 도포하였다. Radiometer는 타겟 중앙에 위치하여 플럭스 분포를 측정하였다. 본 연구에서는 태양열 집열기의 초점지역 플럭스 분포에 의해 태양복사열을 90% 이상 흡수할 수 있도록 흡수기 개구부의 직경을 10cm로 정하였다.

2.3 공기식 흡수기

Fig. 3은 공기식 흡수기의 외부 형상이다. 흡수기의 모든 재질은 고온에서 견딜 수 있는 stainless steel 306을 사용하였다. Fig. 3(a)에서와 같이 공기식 흡수기 내부에서 와류를 형성시키기 위하여 2번으로 표시된 세 방향으로 공기를 유입시켜 주었다. 2번 방향으로 유입된 공기는 3번 부분의 다공성 물질로 채워진 흡수기 내부를 통과한 뒤 1번 방향의 출구를 통해 토출된다.

공기식 흡수기의 성능을 분석하기 위해서는 흡수기의 입

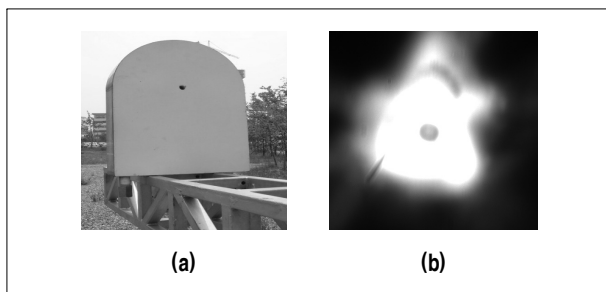


Fig. 2 (a) 수냉식 반사타겟, (b) 플럭스 분포 이미지

구 및 출구 부분의 온도 측정이 매우 중요하다. 따라서 흡수기의 입구 및 출구 부분에 K-type 열전대를 각각 2개, 6개를 설치하여 온도를 측정하였다. 또한, 공기식 흡수기 외부로의 열손실을 방지하기 위해 세라믹 섬유(thermal ceramic fiber)를 이용하여 흡수기 외벽 및 출구를 단열 상태로 유지하였다.

공기식 흡수기의 대류 열손실을 최대한으로 줄이기 위해 흡수기 개구부에 투과율이 높고, 고온에서 견딜 수 있는 석영유리(quartz glass)를 설치하였다. 석영유리의 직경은 흡수기 개구부와 일치 하며 두께는 0.5cm이다. 그리고 흡수기 내부를 지나는 공기의 거주시간 및 열전달 면적을 최대한 늘리기 위해서 Fig. 4와 같이 니켈 합금으로 이루어진 다공성 물질(porous material)을 채워 넣었다. 다공성 물질의 두께는 1cm이며 흡수기 내부의 중앙 부분에 10개를 적층하였다.

3. 수치해석 방법

3.1 유동 및 열전달 모델링

CFD해석은 상용코드인 STAR-CCM+ Version 3.02를 사용하였다. 공기식 흡수기 내부의 유동 및 열전달 성능해석은 지배 방정식 simultaneous solution에 기초한다. 공기식 흡

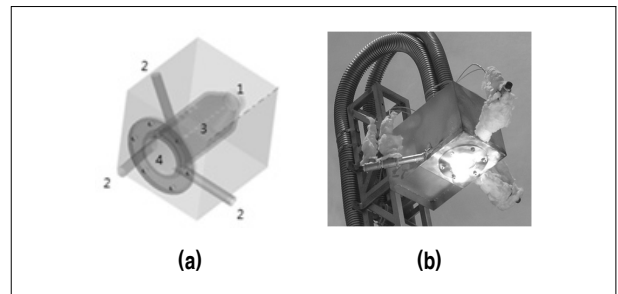


Fig. 3 공기식 흡수기의 외부 형상

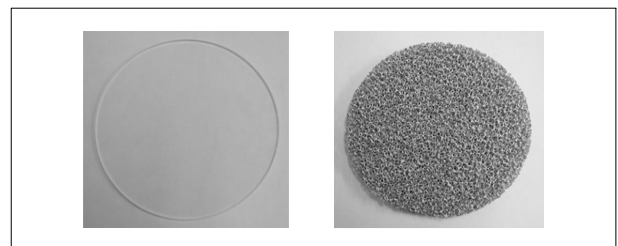


Fig. 4 석영 유리, 다공성 물질

수기 내부의 지배 방정식은 다음과 같다.

Continuity equation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial}(\rho u_j) = s_m$$

Momentum equation

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i$$

Energy equation

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho H u_i + F_{h,j} - u_i \tau_{ij}) = \frac{\partial p}{\partial t} + s_i + s_h$$

Where,

$$H = \frac{1}{2} u_i u_i + h$$

공기식 흡수기 내부 표면에서의 복사 열전달해석은 Discrete Transfer Method을 이용해 수행되었다. Discrete Transfer method는 복사열전달 해석 영역 내의 한 표면에서 다른 표면까지의 대표적인 beam을 추적하면서 계산을 수행하는 방법이다.⁽⁹⁾ 흡수기 내부 중앙에 위치한 다공성물질에 대한 복사 열전달 해석은 Discrete Ordinates Method를 이용하였다. Transient 해석은 implicit unsteady 방법을 이용하였고, 난류 해석은 K-ε 난류 모델을 이용하였다.

3.2 경계 조건

공기식 흡수기의 외부는 단열 조건을 적용하였다. 접시형 태양열 집열기를 통해 측정된 유입 열유속은 해석 모델의 열원에 대한 경계 조건으로 사용되었다. 해석에 사용된 기본적인 경계 조건을 정리하여 Table 2에 나타내었다.

Table 2. 경계 조건

Variable	Values
유입 공기 속도	10m/s
유입 공기 온도	296K
석영유리의 투과율	0.95
다공성 물질의 다공도	약 70%
유입 열유속	0.1~0.406MW/m ²

4. 결과 및 고찰

공기식 흡수기의 열성능을 분석하기 위해 시간 변화에 따른 공기식 흡수기의 열전달 특성을 수치해석적으로 분석하였다.

Fig. 5는 흡수기 개구부 표면에 집광되는 열유속 분포를 측정하여 나타난 그래프이다. 집광된 열유속의 범위는 0.406MW/m²에서 0.1MW/m²이며 가우시안 분포를 나타낸다. 이 결과 값을 기초로 하여 시간에 따른 공기식 흡수기 내부에서의 열전달을 계산하였다.

흡수기 내부의 공기의 흐름은 Fig. 6에 나타내었다. 세 방향으로 유입되는 공기의 입구는 원주방향으로 설치되었고 유입된 공기는 흡수기 내부의 전면부에서 와류를 형성한다. 본 연구에서 제안한 흡수기 입구 형상은 상대적으로 고온 영역인 다공성 물질 전면부에서의 공기 거주시간을 증가시키기 위해 설계 하였다. 흡수기 개구부와 다공성 물질사이에서 와류를 형성시키고 거주 시간을 증가시켜 충분한 열전달이 일어날 수 있도록 하였다.

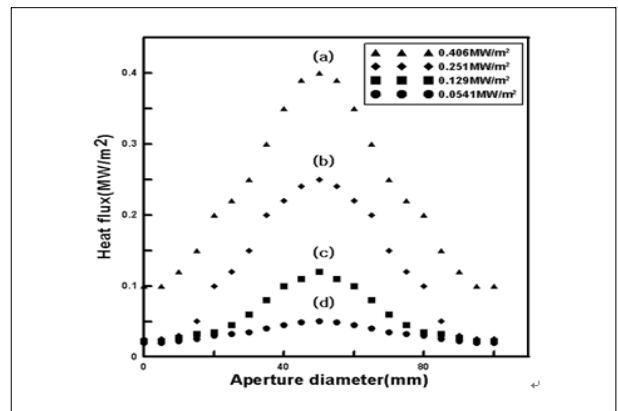


Fig. 5 흡수기 입구 표면에 집광되는 열유속 분포
(a) 0.406MW/m², (b) 0.251MW/m²,
(c) 0.129MW/m², (d) 0.0541MW/m²

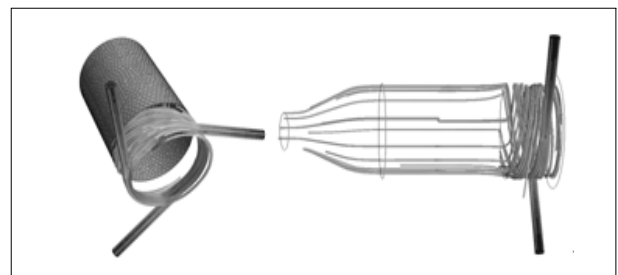
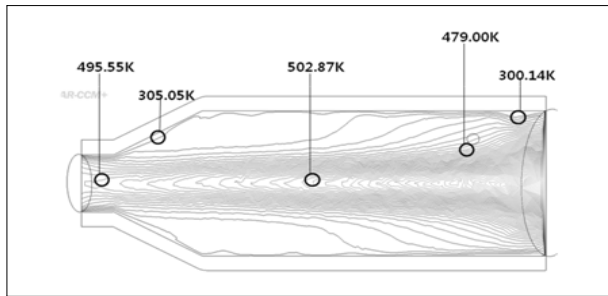


Fig. 6 흡수기 내부의 유동 흐름

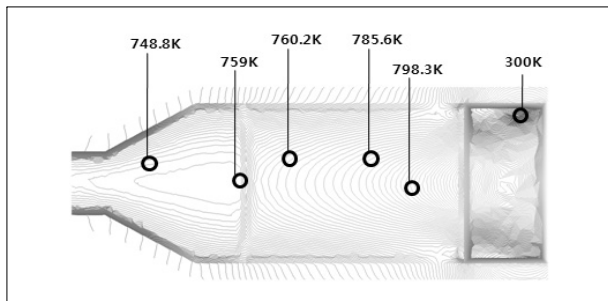
Fig. 7은 다공성 물질의 유무에 따라서 흡수기 내부의 온도 분포를 비교하였다. 그림 7(a)는 흡수기 내부에 다공성 물질이 없는 경우이며, 그림 7(b)는 흡수기 내부에 다공성 물질이 있는 경우의 온도 분포이다. 이것은 유입 열유속이 0.406MW/m^2 일 때 정상상태에서의 결과이다. Fig. 7에서와 같이 동일한 조건에서 다공성 물질이 삽입된 흡수기의 출구 온도는 다공성 물질을 삽입하지 않은 흡수기의 출구 온도보다 매우 높게 나타났다.

다공성 물질을 삽입하지 않은 경우, 태양 복사에너지는 흡수기의 내부 벽면을 가열 시킨다. 하지만 흡수기 내부로 유입되는 공기는 흡수기 내부 벽면에 충분히 접촉하지 못하고 출구를 통해 토출된다. 따라서 충분한 열전달이 일어나지 않는다. 이와 반대로 다공성 물질이 삽입되어진 경우에는 흡수기 개구부로 유입되는 태양 복사 에너지에 의해 다공성 물질의 온도가 상승되고 이에 접촉하는 유입 공기의 온도도 상승된다. 수치해석 결과를 살펴보면 흡수기 내부의 각 지점에서의 온도는 다공성 물질이 삽입된 경우가 그렇지 않은 경우 보다 약 $200\sim 300\text{K}$ 정도 높은 것으로 확인 되었다.

Fig. 8은 수치해석 시 공기식 흡수기 내부의 특정 위치 온도를 측정하기 위한 가상의 프로브이다. 이것은 실제 실험에



(a) 다공성 물질을 삽입하지 않은 경우



(b) 다공성 물질을 삽입한 경우

Fig. 7 다공성 물질의 유무에 따른 흡수기 내부 온도 비교

서 열전대의 역할을 하는 것으로 이러한 가상의 프로브를 지정함으로써 흡수기 내부의 각 지점에 대한 온도 분포를 확인할 수 있다. 가상의 프로브는 흡수기 개구부의 중심으로부터 5mm간격으로 지정되어 있으며 길이 방향으로 7.5mm간격으로 지정하였다.

Fig. 9는 유입 열 유속이 0.406MW/m^2 일때 Fig. 8에서 지정한 가상의 프로브 위치에 따라 각 포인트 별 길이 방향의 온도 분포를 나타낸 것이다. 석영 유리를 통해 유입된 열유속은 석영유리 전면부의 공기를 고온 상태로 만들지만 세 방향의 입구에서 유입된 대기 온도 상태의 공기 영향으로 온도가 급감한다. 그러나 공기가 고온의 상태가 된 다공성 물질에 접촉하였을 경우에는 열전달에 의해 온도가 급격히 증가한다. 다공성 물질을 통과한 공기의 온도는 점차 감소한다.

Fig. 10은 시간에 따른 흡수기 내부의 온도 분포를 단면의 모습으로 나타내었다. 흡수기 입구의 경계조건은 실험을 통해서 측정된 열유속 값을 사용하였다. 최대 플럭스는 0.406MW/m^2 이며 최소 플럭스는 0.0541MW/m^2 이다. 각각의 경우에 온도 분포는 (a)와 (b)에 나타내었으며 300초 간격으로 측정하였

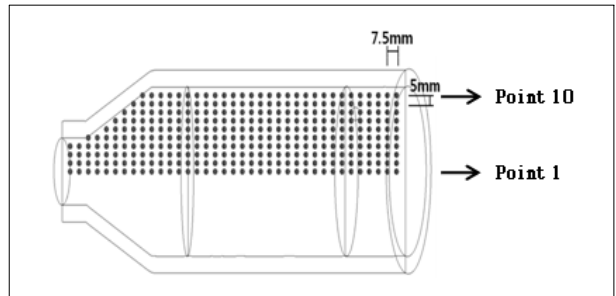


Fig. 8 가상프로브를 이용한 흡수기 내부 온도 측정 포인트

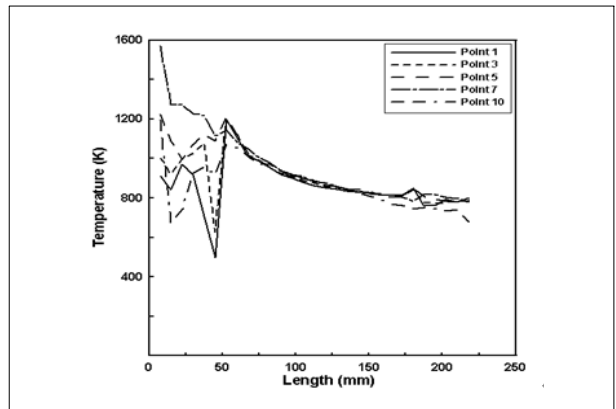
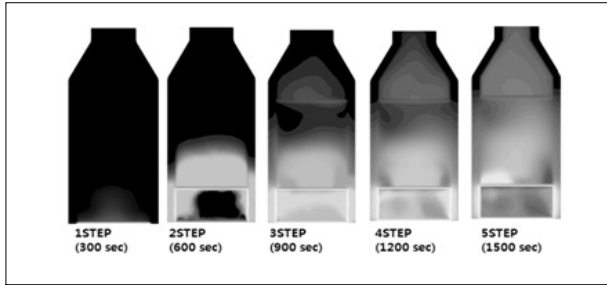
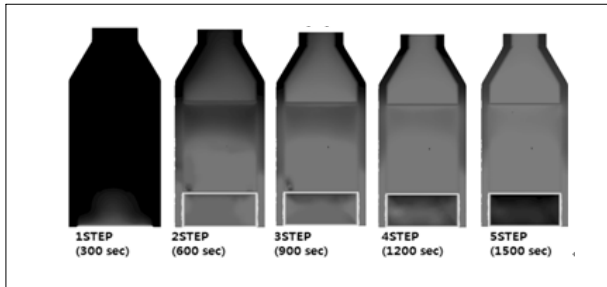


Fig. 9 흡수기 축방향에 대한 온도 분포



(a) 최대 플럭스 : 0.406MW/m²



(b) 최소 플럭스 : 0.0541MW/m²

Fig. 10 시간에 따른 흡수기 내부의 온도 분포(시간 간격=300초)

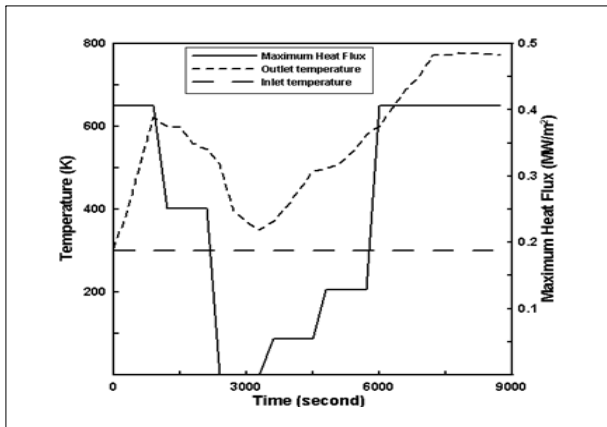


Fig. 11 플럭스 변화에 따른 출구 온도

다. 최대 열유속의 경우 흡수기 전체의 온도를 상승 시키거나 지속적인 고온의 공기를 얻기 위해서는 1500초 이상이 소요된다. 이와 반대로 최소 플럭스의 경우에 흡수기 전체의 온도를 상승시키기 위해서는 1200초보다 적은 시간이 소요된다.

Fig. 11은 플럭스의 범위가 0.406MW/m²에서 0MW/m²일 때 시간 변화에 따른 흡수기 입구, 출구 온도를 그래프로 나타내었다. 흡수기 출구의 온도는 유입 열유속의 영향에 따라 변화하는 것을 알 수 있으며 최대 열유속이 주어졌을 때 정상 상태에서의 흡수기 출구온도는 약 775K이 나왔다. 흡수기 입

Table 3. 흡수기 출구온도 비교

시간	6000	7200	8400
DNI(W/m ²)	705.6	705.6	705.6
출구온도(계산, K)	600.9	771.5	774.9
출구온도(실험, K)	581.8	754.4	759.5
오차율(%)	3.17	2.26	1.98

구로 태양복사에너지가 유입되어 내부 온도가 정상상태로 도달한 후 흡수기 출구 온도가 정상상태에 이르는 시간은 약 2200초라는 것을 알 수 있다.

Table 3은 Fig. 11에서 나타낸 최대 유입 열 유속 조건 (0.406MW/m²)일때 6000~8400초 동안의 흡수기 출구온도를 나타낸 것이다. 수치해석 결과와 실험 결과를 비교해 보면 최대 오차율은 3.17%로 계산되었고 이를 통해 수치해석 결과는 실험 결과와 일치한다고 할 수 있다. 흡수기 출구온도의 비교를 통해 수치해석을 통한 흡수기 출구온도가 실험을 통한 출구온도에 비해 매 시간마다 어느 정도 높은 온도가 나오는 것을 확인할 수 있다. 그 이유는 실험 시 단열 상태로 유지 되도록 설계된 흡수기 외벽에서 완벽한 단열상태를 유지하지 못했기 때문에 미량의 열손실이 발생했기 때문이다.

5. 결론

본 연구에서는 시간 변화에 따른 열전달, 자연 대류 열전달, 복사 열전달 및 전도 열전달 현상등을 포함하고 있는 3차원의 모델을 이용하여 다공성 물질을 삽입한 공기식 흡수기의 열성능을 분석하였다. 연구의 결론은 다음과 같다.

- (1) 흡수기 내부에 다공성 물질을 삽입하였을 경우가 다공성 물질을 삽입하지 않았을 경우보다 열전달률이 매우 높다.
- (2) 흡수기 전체의 온도를 상승시키거나 흡수기 출구로부터 고온의 공기를 지속적으로 얻기 위해서는 최소 열유속 분포일 경우보다 최대 열유속 분포일때 더 많은 시간이 소요된다.
- (3) 흡수기 입구에 일정한 태양 복사 에너지를 투입시킨 후 일정한 출구 온도를 얻기 위해서는 약 2200초가 소요된다.
- (4) 흡수기 내부로 유입된 공기의 온도는 석영유리에 근접하였을 경우에 급격히 감소하며, 공기가 다공성 물질에 접

축하였을 경우에는 온도가 급격히 증가한다. 또한 다공성 물질을 통과한 공기의 온도는 점차 감소한다.

- (5) DNI(일사량)가 705.6W/m^2 일때 흡수기 출구 온도의 실험값과 계산값을 비교하였다. 최대 오차율과 최소 오차율은 각각 3.52%와 1.98%이다.

후 기

본 연구는 산업자원부 출연금으로 수행되었음(과제번호: 005-N-SO14-P-01-0-000).

References

- [1] S. Yasuaki, K. Fujimura, T. Kunugi, N. Akino, 1999, "Natural convection in a hemispherical enclosure heated from below", *Heat Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 1605-1617.
- [2] J.M. Khubeiz, E. Radziemska, W.M. Lewandowski, 2002, "Natural convective heat transfer from an isothermal horizontal hemispherical cavity", *Apply Energy*, Vol. 73, pp. 261-275.
- [3] W.M. Lewandowski, P. Kubski, J.M. Khubeiz, H. Bieszk, T. Wilczewski, S. Szymanski, 1997, "Theoretical and experimental study of natural convection heat transfer from isothermal hemisphere", *Heat Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 101-109.
- [4] S.N. Singh, S.P. Venkateshan, 2004, "Numerical study of natural convection with surface radiation in side-vented open cavities", *Int. J. Thermal Sci.* Vol. 43, No. 4, pp. 865-876.
- [5] D.L. Siebers, J.S. Kraabel, 1984, "Estimating convective energy losses from solar central receivers", *Sandia Laboratory Report*, SAND84-8717.
- [6] C.G. McDonald, 1995, "Heat loss from an open cavity", *Sandia Laboratory Report*, SAND95-2939.
- [7] J.L. Lage, J.S. Lim, A. Bejan, 1992, "Natural convection with radiation in a cavity with open top end", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 479-486.
- [8] A.A. Dehghan, M. Behnia, 1996, "Combined natural convection-conduction and radiation heat transfer in a discretely heated open cavity", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 56-64.
- [9] P.S. Cumber, 1995, "Improvements to the discrete transfer method of calculating radiative heat transfer", *Heat Mass Transfer*, pp. 2215-2258.

오 상 준



2007년 인하대학교 기계공학과 공학사

현재 인하대학교 기계공학과 석사과정연구원
(E-mail : smilensmile@gmail.com)

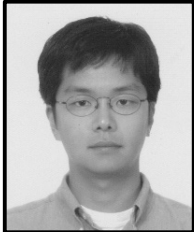
이 주 한



2006년 인하대학교 기계공학과 공학사
2008년 인하대학교 기계공학과 공학석사

현재 인하대학교 기계공학과 박사과정연구원
(E-mail : leejuhan@empal.com)

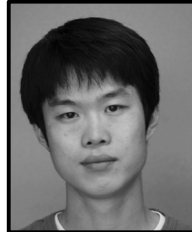
서 주 현



2007년 홍익대학교 기계공학과 공학사

현재 인하대학교 기계공학과 석사과정연구원
(E-mail : senseseo@hotmail.com)

이 진 규



2008년 인하대학교 기계공학과 공학사

현재 인하대학교 기계공학과 석사과정연구원
(E-mail : roking928@empal.com)

조 현 석



2008년 인하대학교 기계공학과 공학사

현재 인하대학교 기계공학과 석사과정연구원
(E-mail : sswaffen@naver.com)

서 태 범



1982년 인하대학교 기계공학과 공학사
1985년 한국과학기술원 기계공학과 공학석사
1994년 Rensselaer Polytechnic Institute
기계공학과 공학박사

현재 인하대학교 기계공학과 교수
(E-mail : seotb@inha.ac.kr)