

타워형 태양열 발전용 공기흡수기의 열전달 성능해석

정 의 국^{*†}

* LG 전자 AE 본부 CAC 연구소

Heat-Transfer Performance Analysis of a Multi-Channel Volumetric Air Receiver for Solar Power Tower

Eui Guk Jung^{*†}

* CAC Laboratory, Commercial Air conditioning & Energy Solution Division, LG Electronics Inc.

(Received August 25, 2011; Revised December 20, 2011; Accepted December 22, 2011)

Key Words : Volumetric Solar Receiver(체적식 태양열 흡수기), Mathematical Modeling(수학적 모델링), Solar Power Tower(타워형 태양열 발전), Temperature Profile(온도프로파일), Effectiveness(유효도)

초록: 타워형 태양열 발전용 체적식 공기흡수기의 열전달 성능 해석을 수행하였다. 타당한 관련문헌에 기초하여 채널 한 개의 벽과 공기 온도분포를 지정된 기하학적 크기와 입력조건에서 예측 할 수 있는 계산과정들이 제시되었다. 더 나아가서 흡수기 유효도의 수학적 모델이 온도프로파일 해석을 통해 유일하게 제시되었다. 흡수기 재질은 실리콘 카바이드이다. 공기 흐름을 유도하는 정사각형 직선채널 크기는 2 mm(W) × 2 mm(H) × 0.2 mm(t) × 320 mm(L)이며, 모듈 한 개에는 225 개의 채널이 성형되었다. 일정한 일사량 및 공기유량 가정하에서 채널과 모듈 수의 변화에 따른 열전달량, 온도분포 및 유효도 추이가 제시되었다. 태양열 발전에 응용하기 위해서는 흡수기 출구 공기온도가 700°C 이상에 도달하여야 한다. 본 수치모델은 200 kW 급 타워형 태양열 공기흡수기의 설계에 사용되었으며, 지정된 기하학적 조건과 입력조건에서 요구되는 열전달 성능을 만족하는 모듈 수를 얻을 수 있었다.

Abstract: In this study, a heat-transfer performance analysis is carried out for a multi-channel volumetric air receiver for a solar power tower. On the basis of a series of reviews regarding the relevant literature, a calculation process is proposed for the prediction of the wall- and air- temperature distributions of a single channel at given geometric and input conditions. Furthermore, a unique mathematical model of the receiver effectiveness is presented through analysis of the temperature profile. The receiver is made of silicon carbide. A total of 225 square straight channels per module are molded to induce the air flow, and each channel has the dimensions of 2 mm (W) × 2 mm (H) × 0.2 mm (t) × 320 mm (L). The heat-transfer rate, temperature distribution and effectiveness are presented according to the variation of the channel and module number under uniform irradiation and mass flow rate. The available air outlet temperature applied to the solar power tower should be over 700°C. This numerical model was actually used in the design of a 200 kW-level commercial solar air receiver, and the required number of modules satisfying the thermal performance could be obtained for the specified geometric and input conditions.

- 기호설명 -

A : 면적 (m²)
 c : 비열 (J/kg·°C)
 D : 지름 (m)
 h : 열전달 계수(W/m²·°C)또는 엔탈피(kJ/kg)
 H : 높이 (m)
 k : 열전도도 (W/m·°C)
 L : 길이 (m)
 \dot{M} : 전체 공기질량유량 (kg/s)

N : 모듈 수
 Nu : Nusselt number
 n : 채널 수
 \dot{m} : 공기질량유량 (kg/s)
 p : 압력 (Pa)
 Pr : Prandtl number
 q : 열유속 (W/m²)
 Q : 열전달량 (W)
 Re : Reynolds number
 SiC : 실리콘 카바이드
 T : 온도 (°C)
 u : 속도 (m/s)
 v : 비 체적 (m³/kg)

† Corresponding Author, euiguk.jung@lge.com
© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

W : 채널 폭 (m)
 ψ : 질량유량 비
 ε : 흡수기 유용도

하첨자

a : 공기
 act : 실제
 ch : 채널
 $conv$: 대류
 $cond$: 전도
 fs : front surface
 p : 압력
 s : 측면 또는 태양
 w : 벽

1. 소 개

타워형 태양열 공기 흡수기는 heliostat 로 집광한 태양복사에너지를 열로 전환하여 공기를 가열하는 역할을 수행한다. 고집광비(1,000 ~ 1,500 SUN)를 가지는 태양에너지로 인해 흡수기 재료는 고온 및 고압에 안정해야 한다. 또한, 우수한 흡수 성능을 보장하기 위해 높은 열전도율과 비열을 요구한다. 발전용 흡수기는 세라믹, 니켈, 니켈합금, 실리콘 카바이드(Silcon Carbide, 이하 SiC 로 표기), 소결 실리콘 카바이드(Sintered Silicon Carbide, 이하 SSiC 로 표기), silicon infiltrated silicon carbide(이하 SiSiC 로 표기) 및 인코넬(Inconel) 등으로 주로 제작되었으며, 모델링, 제작 및 실험에 관한 연구들이 실험실 R&D 수준에서 수행되어왔다.⁽¹⁾

공기흡수기의 실험 및 모델링에 관련된 연구가 비교적 소수로 개발되어 왔으나, 타워(Tower)형 태양열 발전에 대한 관심이 높아져 향후에 더 많은 연구와 투자가 이루어질 것으로 전망되고 있다.

흡수기 재료형태는 다공성 폼⁽²⁻⁶⁾이나 여러 개의 미소한 사각채널을 성형한 허니 콤(honeycomb) 구조^(1,7-10)가 적용되어 왔다. 다공성 폼의 경우에, 흡수부와 태양에너지의 접촉면적을 크게 하여 흡수 성능을 높일 수 있는 장점이 있지만, 압력강하가 큰 단점이 있다. 이 같은 단점을 해결하기 위하여, Fend 등은 전면과 후면에 셀 밀도가 다른 두 가지 SSiC 폼을 배치한 흡수기 구조를 설계 및 제작하여 열매체 출구 최고온도 663°C(DNI: 450 W/m²)를 획득하였다.⁽²⁾

Albanakis 등은 고온(900°C 이상)에 안정한 인코넬, 및 니켈 합금 재료를 사용하여 흡수기 성능을 실험적으로 파악하였다. 다공성 폼의 기공율이 90% 이상이며, 흡수재료의 열전달 계수, 압력강하,

폼의 투과율 및 항력계수를 실험적으로 측정하여 재료에 따라 비교하였다.⁽³⁾

Michailidis 등은 여러 작동온도에서 인코넬과 니켈의 산화층 성장 정도를 실험적으로 측정하였다.⁽⁴⁾

Wu 등은 다양한 기공율(0.55 ~ 0.85 범위)을 가지는 세라믹 폼으로 흡수기를 제작하고 압력강하 추이를 수치적으로 예상하여 실험적으로 검증하였다.⁽⁵⁾

Becker 등은 다공성 폼 흡수기의 이론 및 수치 모델을 개발하고 유동안정성을 파악하였다.

다수의 미소한 사각채널을 성형한 허니 콤 구조는 폼 형태에 비해 태양에너지와의 접촉면적이 작은 단점이 있지만, 압력강하가 상대적으로 낮은 장점을 가지고 있다. 이를 활용한 공기흡수기가 상용화되어 운영 중에 있다.⁽⁶⁾

허니 콤 구조를 가지는 흡수기에 관련된 연구로서 Agrafiotisa 등은 다공성 실리콘 카바이드(SiC)의 기계적 특성을 실험적으로 파악하였으며, SiC 와 SiSiC 의 기계적 강도 및 재료의 열물성을 측정하였다.⁽⁷⁾

Pitz-Paal 등은 SiSiC 세라믹 재료를 호일 형태로 가공한 실험장치를 제작하였고, 성능을 예측할 수 있는 단순한 해석모델을 개발하였다. 태양 열유속 1 MW/m² 를 입력한 조건에서 열매체 출구 최고온도 1000°C 이상을 획득하였다.⁽⁸⁾

Posnansky 등은 세라믹 재료를 사용하여 흡수기 실험장치를 제작하였으며, 태양열유속 900 kW/m² 에서 흡수기 출구 열매체 온도 800 ~ 1000°C를 얻었다.⁽⁹⁾

Carotenuto 등은 SiSiC 재질을 사용한 다 채널 공기흡수기의 열교환 원리를 파악하였으며, 1 차원 열전달 수치해석 모델링 방법을 개발하였다. 이 모델에는 전도, 대류 및 복사항이 반영되었으며, 채널 한 개에 대하여 열교환 해석을 수행하였다.⁽¹⁾

Garcia-Casals 등은 채널 한 개를 대상으로 1 차원 천이해석모델을 개발하였으며, Duct 의 기하학적 형상과 복사조건 변화에 따라 흡수효율을 파악하였다.⁽¹⁰⁾

공기흡수기는 일반 열교환기의 열전달 과정(매체 - 벽 - 매체간의 열교환)과 다르게 태양열에 의해 흡수기 벽이 가열되어 매체로 열을 전달한다. 흡수기에 입력되는 태양에너지와 공기가 얻은 열량을 흡수효율⁽¹⁾로 정의하며, 전체 열출력은 입력열유속, 채널의 기하학적 형상 및 채널 수에 주로 의존한다.

본 연구에서는 문헌의 수치모델을 통하여 공기 흡수기의 온도분포를 계산하였으며, 온도프로파일 해석을 통해 흡수기 유용도의 수학적 모델을 제시하였다. 본 연구에서는 200 kW 급 타워형 태양열 공기흡수기의 설계를 목적으로 하였다.

2. 다 채널 체적식 공기흡수기

다 채널 체적식 공기흡수기는 작은 입구면적을 가지는 여러 개의 직선 열전달 채널로 구성된 허니콤 구조를 가지며 통상적으로 높은 태양 열유속이 가해지는 타워형 태양열 발전에 활용되고 있다.^(1,8)

Fig. 1 은 SiC 모듈과 200 kW 급 타워형 태양열 흡수기의 벤치모델(bench model)의 사진을 나타내었다. 최대 20 sun 을 집광할 수 있는 다수의 거울로 구성된 집광부와 마주하여 흡수기가 배치되므로 흡수기 전면에 가장 높은 열유속이 입사된다. 흡수기 재료는 고온에 안정하고 열전도율이 높은 SiC 를 사용하였으며, SiC 의 물성과 채널의 기하학적 크기를 Table 1 에 나타내었다.

SiC 의 기계적 / 열적 시험이 Agrafiotisa 등⁽⁷⁾에 의해 수행되었으며, 안정성이 높아 상업적으로 활용되고 있다.

3. 단순한 수치적 모델링

SiC 모듈(module)에 가공된 한 개의 정사각형 채널에 대한 수치모델을 전개하였으며, 이의 형상과 변수를 Fig. 2 에 보였다. 흡수기 입구에서 출구에 이르는 각 지점의 벽과 공기온도를 흡수기의 길이 방향으로 이산화 하였다. 채널 외벽을 단열로 취급하여 주위와 벽사이의 열교환을 무시하였다.

전면과 측면 벽에 입사되는 태양열유속 분포는

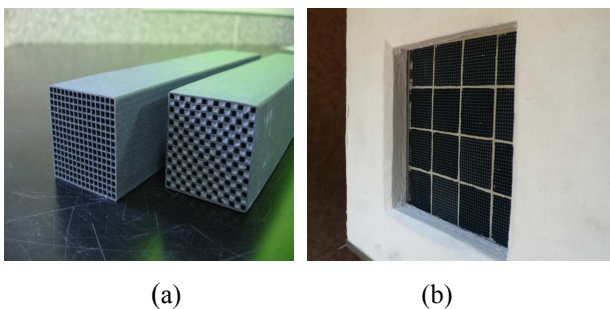


Fig. 1 (a) assembly structure of air receiver modules, (b) bench model of the 200 kW solar power tower

상업용 소프트웨어 TracePro 4.0 을 활용하여 계산하였으며, 이를 해석모델의 입력열유속으로 반영하였다. 본 연구의 수치모델은 문헌에 알려진 수치모델^(1,8)과 동일하지만, 태양열이 복사에 의해 외부로 손실되는 비율이 전체열유속의 5% 미만⁽¹⁾으로 알려져 있으므로 복사손실을 제외하여 단순화 하였다. 정상상태를 고려하였으며, 채널 벽과 공기 간의 대류열전달계수는 알려진 문헌⁽¹⁾의 식을 반영하였다.

공기영역의 제어체적($dV_a = (W - 2t)(H - 2t)dz$)에 대한 정상 상태 에너지 보존은

$$\dot{m}c_p \frac{dT_a(z)}{dz} dz - h(z)A_s[T_w(z) - T_a(z)] = 0 \quad (1)$$

여기서, 채널 측면 면적은 $A_s = 2(W + H - 4t)dz$ 로 나타낸다. 층류흐름조건에서 국소열전달계수에 관한 상관식⁽¹⁾은

$$Nu(z) = \frac{2.30 \left[\frac{z}{D_h Re Pr} \right]}{0.0666 - 0.0071Pr^{-0.75} + \frac{z}{D_h Re Pr}} + \left(0.799 Pr^{-0.0279} - 0.201 \right) \left[\frac{z}{D_h Re Pr} \right]^\alpha \quad (2)$$

Table 1 Physical properties and geometrical specification of silicon carbide in this study

SIC Property	unit	Value
Density (300 K)	kg/m ³	1560
Specific Heat (300 K)	J/kg·°C	675
Thermal conductivity (300 K)	W/m·°C	35
Emissivity (150 ~ 650 °C)		0.83 ~ 0.96
Wall Thickness(t)	mm	2
Height of the channel(H)	mm	2
Width of the channel(W)	mm	2
Channel number for a module		225
Maximum outlet air temperature	°C	above 700
Cell density	CPSI	200 ~ 300

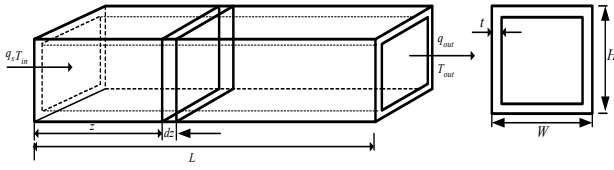


Fig. 2 Element discretization of the channel

여기서, $\alpha = 0.0479 \log_{10} \text{Pr} - 0.439$ 이다. 식 (2)의 적용범위는 문헌⁽¹⁾에 상세하게 기술되었다.

본 연구에서 지정한 기하학적 조건(Table 1 참조)과 입력조건은 위 적용범위를 만족하였다.

벽의 제어체적($dV_w = [2t(W + H - 2t)]dz$)에 대한 에너지보존을 식 (3)으로 나타내었다.

$$q_{fs}(z)A_{fs} + [q_s(z) - q_c(z)]A_s + k_w(z)A_{ch}[q_z - q_{z+dz}]_{cond} = 0 \quad (3)$$

여기서, 채널 단면적(A_{ch})은 $2t(W + H - 2t)$ 이다.

제어체적으로 들어오는 태양에너지, 공기로 전달되는 대류 열전달량 그리고 축 방향으로 전도열전달량으로 구성되었다. 다시 정리하면

$$\frac{q_{fs}}{k_w(z)} + \frac{q_s(z)A_s}{k_w(z)A_{ch}} - \frac{h(z)A_s}{k_w(z)A_{ch}} [T_w(z) - T_a(z)] + \frac{d^2 T_w}{dz^2} dz = 0 \quad (4)$$

여기서, 하첨자 fs 는 채널 전면($z = 0$) 위치를 나타내며, A_{ch} 와 크기가 동일하다. 식 (3)의 첫 번째 항은 $z = 0$ 에서만 사용된다.

식 (1)과 식 (4)의 경계조건들은 다음과 같다.

$$z = 0 \text{에서} \quad T_a(z) = T_{a,in};$$

$$q_{fs} = h_{fs}[T_w(z) - T_a(z)] - k_w(z) \frac{dT_w(z)}{dz} \quad (5)$$

$$z = L \text{에서} \quad \frac{dT_w(z)}{dz} = 0 \quad (6)$$

흡수기 전면의 국소대류열전달계수, h_{fs} 는 식 (7)의 Nusselt 수로 결정된다.

$$Nu_{fs} = 0.3 + \frac{0.62 \text{Re}_o^{0.5} \text{Pr}^{0.33}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{\text{Pr}}\right)^{0.66}\right]^{0.75}} + \left[1 + \left(\frac{\text{Re}_o}{2.82 \times 10^5}\right)^{0.63}\right]^{0.8} \quad (7)$$

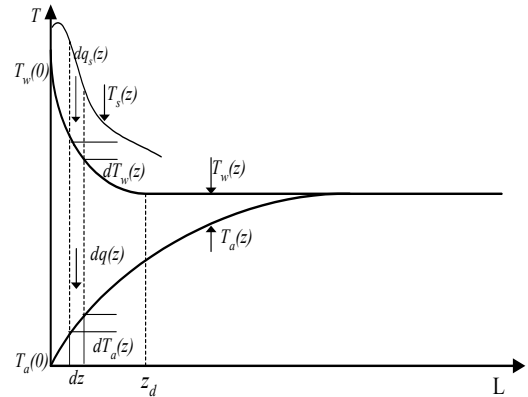


Fig. 3 Axial temperature profile along the receiver channel length

여기서 Re_0 는 입구공기속도(u_{fs})와 채널두께를 기준으로 산정하였다.

채널의 온도분포를 구하기 위하여 식 (1)과 식 (4)를 벽과 공기에 대하여 이산화 하여, 유한차분법에 의해 계산하였다. 벽 온도의 2 차 미분항을 중앙차분화 하였다.

4. 흡수기 온도프로파일 해석

벽과 공기의 축방향(Fig. 2 의 z 방향) 온도프로파일을 Fig. 3 에 나타내었다.^(1,8) 벽 온도는 흡수기 전면부에서 가장 높으며, 축방향 거리가 증가함에 따라 감소한 후 일정해 진다. 공기온도는 지속적으로 증가한 후 축 방향 임의의 지점에서 벽 온도와 같아져 일정하게 유지된다. 채널 한계에 들어가는 공기의 질량유량은 다음과 같다.

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{M}}{n} \quad (8)$$

식 (1)에 식 (8)을 대입하면

$$\frac{\dot{M}c_p(z)}{h(z)A_s n} \frac{dT_a(z)}{dz} - (T_w(z) - T_a(z)) = 0 \quad (9)$$

Fig. 3 에서 벽 온도가 급격하게 감소한 후 일정해 지는 지점(Fig. 3 의 z_d), 즉 불균일 벽 온도분포 영역과 벽 온도가 일정하게 유지되는 균일 벽 온도 분포 영역(Fig. 3 의 z_d 이후)으로 나누어 진다.

통상적으로 두께가 얇은 사각채널이나 파이프의 축방향 열전도량은 대류열전달량에 비해 매우 작게 나타난다.⁽¹³⁾ 이를 비교한 결과를 Fig. 4 에 나타내었다. 전도열전달량은 대류열전달량에 상대적으로 3% 미만으로 계산되었다. 전도열전달량이

매우 작으므로 식 (4)를 노드접근법^(11,13)으로 단순화하면 다음과 같이 나타난다.

$$\frac{dT_w(z)}{dz} = \frac{h_{fs}}{k_w(z)} [T_w(z) - T_a(z)] + \frac{h(z)}{k_w(z)} \frac{A_s}{A_{ch}} [T_w(z) - T_a(z)] - \frac{1}{k_w(z)} \left[q_s(z) \frac{A_s}{A_{ch}} + q_{fs} \right] \quad (10)$$

식 (10)에서 식 (1)을 빼면 다음과 같다.

$$\frac{dT_w(z)}{dz} - \frac{dT_a(z)}{dz} = \underbrace{\left(\frac{h_{fs}}{k_w(z)} + \frac{h(z)}{k_w(z)} \frac{A_s}{A_{ch}} - \frac{h(z)A_s n}{\dot{M}c_p(z)} \right)}_A [T_w(z) - T_a(z)] - \underbrace{\left[\frac{q(z)}{k_w(z)} \frac{A_s}{A_{ch}} + \frac{q_{fs}}{k_w(z)} \right]}_B \quad (11)$$

A 항은 벽과 공기 온도차이에 의한 실제 열전달량(벽에서 공기로의 열전달량)이며, B 항은 외부에서 입력된 열전달량이다. 그러므로 B 항을 제외하고 dz 에 관해서 적분을 수행하면 다음과 같다.

$$\ln \left[\frac{T_w(z_d) - T_a(z_d)}{T_w(0) - T_a(0)} \right]^2 = \left(\frac{\frac{h_{fs}}{k_w(z)} + \frac{A_s}{A_{ch} D_h} \psi - \frac{h(z)A_s n}{\dot{M}c_p D_h} \psi}{\frac{k_w(z)A_s n}{\dot{M}c_p D_h} \psi} \right) \quad (12)$$

여기서, $\psi = \frac{A}{C^2} \left[B \ln \left(\frac{B}{B + CL} \right) + CL \right] + D \frac{L^{\alpha+1}}{\alpha + 1}$ 이며, A,

B, C 및 D 는 다음과 같다.

$$A = 2.30/D_h \text{ Re Pr}$$

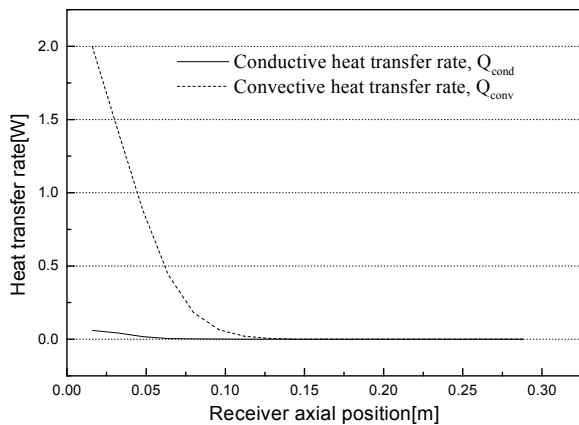


Fig. 4 Comparison of the convective and conductive heat transfer rates

$$B = 0.0666 - 0.0071 \text{ Pr}^{-0.75}$$

$$C = 1/(D_h \text{ Re Pr})$$

$$D = 0.799 \text{ Pr}^{-0.0279} - 0.201/(D_h \text{ Re Pr})^\alpha$$

$$L_s = z_d \text{ (식 (12)) 또는 } L_s = L - z_d \text{ (식 (18))} \quad (13)$$

불균일 벽 온도 영역의 실제열전달량은

$$Q_{nonuniform} = \dot{M}c_p [T_a(z_d) - T_a(0)] = \dot{M}c_p [(T_w(z_d) - T_a(0)) - (T_w(z_d) - T_a(z_d))] \quad (14)$$

식 (12)와 식 (14)를 조합하면 불균일 벽 온도 영역의 실제 열전달량을 얻을 수 있다.

$$Q_{nonuniform} = \dot{M}c_p \{ T_w(z_d) - T_a(0) - [F]^{0.5} [T_w(0) - T_a(0)] \} \quad (15)$$

여기서 F 는 $\exp \left(\frac{h_{fs}}{k_w(z)} + \frac{A_s}{A_{ch} D_h} \psi - \frac{k_w(z)A_s n}{\dot{M}c_p D_h} \psi \right)$

이다.

축 방향 길이가 z_d 보다 큰 일정 벽 온도 영역은 식 (9)로부터

$$\frac{1}{[T_w(z) - T_a(z)]} \frac{d[T_w(z) - T_a(z)]}{dz} = \frac{h(z)k_w(z)A_s n}{\dot{M}c_p(z)} \quad (16)$$

식 (16)을 변수 분리 후 적분을 수행 후 정리하면 식 (17)로 나타낼 수 있다.

$$\frac{T_w(L) - T_a(L)}{T_w(z_d) - T_a(z_d)} = \exp \left(- \frac{k_w(z)A_s n}{\dot{M}c_p D_h} \psi \right) \quad (17)$$

균일 벽 온도분포 영역의 전체 열전달량은 다음과 같다.

$$Q_{uniform} = \dot{M}c_p [T_a(L) - T_a(z_d)] = \dot{M}c_p \left[\frac{(T_w(L) - T_a(z_d)) - (T_w(L) - T_a(L))}{(T_w(L) - T_a(L))} \right] \quad (18)$$

채널길이가 충분히 길어 벽 온도와 공기온도가 같은 ($T_w(L) = T_a(L)$) 조건에서 식 (17)과 식 (18)를 조합하여 균일 벽 온도 영역의 열전달량을 나타내면 다음과 같다

$$Q_{uniform} = \dot{M}c_p [T_w(L) - T_a(z_d)] \left[1 - \exp \left(- \frac{k_w(z)A_s n}{\dot{M}c_p D_h} \psi \right) \right] \quad (19)$$

흡수기 전체실제열전달량은 식 (20)으로 나타낼

수 있다.

$$Q_{act} = Q_{nonuniform} + Q_{uniform} = \dot{M}c_p \left\{ \begin{aligned} & T_w(z_d) - T_a(0) - \\ & \left[\exp\left(\frac{h_{fs}}{k_w(z)} + \frac{A_s}{A_{ch}D_h} \psi - \frac{k_w(z)A_s n}{\dot{M}c_p D_h} \psi \right) \right]^{0.5} [T_w(0) - T_a(0)] \\ & + [T_w(L) - T_a(z_d)] \left[1 - \exp\left(-\frac{k_w(z)A_s n}{\dot{M}c_p D_h} \psi \right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

채널 수, n 이 무한히 많다면 식 (20)의 지수항을 0 으로 만들어 실제열전달량이 최대가 된다. 따라서 최대 열전달량은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_{max} = \dot{M}c_p \{ [T_w(z_d) - T_a(0)] + [T_w(L) - T_a(z_d)] \} \quad (21)$$

일반 열교환기 유용도의 개념^(11,13)을 활용하면 흡수기 유용도는 식 (22)로 나타난다.

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} = \frac{\left\{ \begin{aligned} & T_w(z_d) - T_a(0) - \left[\exp\left(\frac{h_{fs}}{k_w(z)} + \frac{A_s}{A_{ch}D_h} \psi - \frac{k_w(z)A_s n}{\dot{M}c_p D_h} \psi \right) \right]^{0.5} [T_w(0) - T_a(0)] \\ & + \left[1 - \exp\left(-\frac{k_w(z)A_s n}{\dot{M}c_p D_h} \psi \right) \right] [T_w(L) - T_a(z_d)] \end{aligned} \right\}}{\{ [T_w(z_d) - T_a(0)] + [T_w(L) - T_a(z_d)] \}} \quad (22)$$

또는 실제열전달량을 공기의 현열량으로 나타내면 유용도는 식 (23)으로 단순하게 표현된다.

$$\varepsilon = \frac{T_a(L) - T_a(0)}{\{ [T_w(z_d) - T_a(0)] + [T_w(L) - T_a(z_d)] \}} \quad (23)$$

5. 결과 및 토론

태양광의 열유속 $q_{fs}(z)$ 와 $q_s(z)$ 는 채널전면과 측면 벽에 집광기에 의해서 입력되는 열유속이다. 이는 상업용 소프트웨어 TracePro 4.0 을 활용하여 계산하였다. 이 코드는 Ray Tracing 기법에 의해 태양광의 열유속이 계산되며, 그 결과를 Fig. 5 에 나타내었다.

채널의 기하학적 크기는 Table 1 에 표기된 바와 같으며, 태양에서 집광기로의 직달일사량은 1000 W/m^2 로 고정하였다. 이때, 채널 한 개에 입력되는

최대 조사열유속이 1.3 kW/m^2 (채널의 전면)로 나타났다. 태양열유속은 채널 전면에서 가장 높게 나타나고 그 이후로 감소하며, 채널 축방향 위치 $z = 0.09 \text{ m}$ 에서 0 으로 접근하였다. 채널 한 개에 대한 전체 열전달량은 5.72 W 로 계산되었다.

계산의 목표는 흡수기로 유입되는 전체 공기질량유량, 채널 크기 및 입구공기온도가 일정한 상태에서 출구 공기온도가 700°C 에 도달하면서 200 kW 를 얻을 수 있는 채널 및 모듈의 수를 결정하는 것이다.

채널 한 개에 유입되는 공기온도와 질량유량은 각각 30°C 와 0.000186 kg/s 로 고정하였다.

공기온도는 흡수기 전면에서 집광된 태양광에 의해 공기가 가열되기 때문에 상온보다 높게 설정하였으며, 질량유량은 Fig. 1 의 벤치모델을 대상으로 청명한 날씨에 일사량 1000 W/m^2 와 출구 공기온도 700°C 에서 최대 20 kW 를 얻을 수 있는 조건에서 반영되었다.

전체질량유량을 고정한다면, 채널 한 개의 질량유량은 채널 수에 의해 결정되며(식 (8)), 출구 공기온도는 채널 수에 의존하므로 채널 수와 전체 공기질량유량이 주요변수가 된다.

Fig. 6 은 질량유량을 고정한 상태에서 단위모듈의 채널 수를 변화 시키면서 계산한 흡수기 길이 방향 온도분포를 나타낸다. 단위모듈의 채널 수를 50 에서부터 225 개까지 증가시켰다.

채널 수가 증가하면 열전달 면적이 증가하고 단위 채널을 통과하는 공기 질량유량이 감소하면서 벽 온도와 공기온도가 증가한다. 따라서 동일한 열전달량을 얻으면서 상대적으로 고온을 가지는

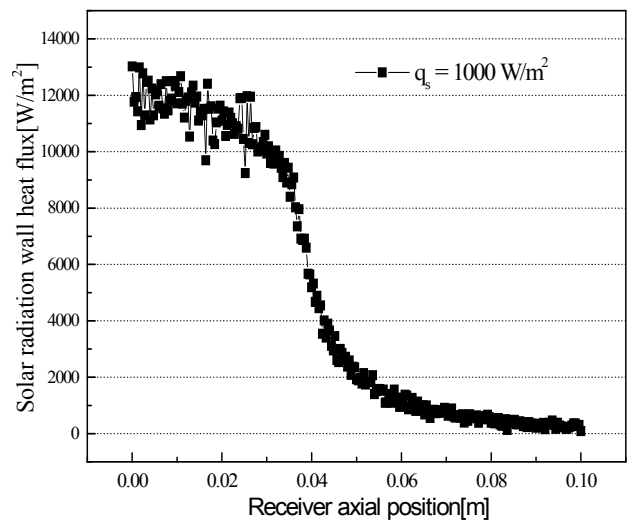


Fig. 5 Axial radiation heat flux distribution along a channel at the specific input condition

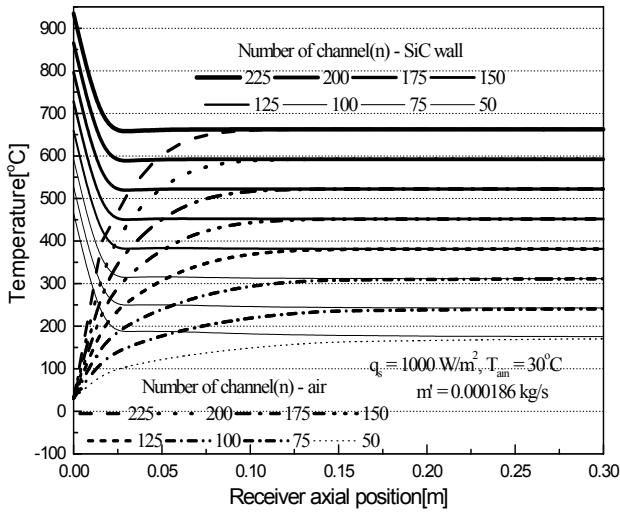


Fig. 6 Wall and air axial temperature distribution along a channel as function as channel number

공기온도를 얻을 수 있다.

채널 수가 225 개의 경우에, 출구 공기온도는 662°C, 입구 벽 온도는 934°C이다. 채널 수를 50 개로 감소하였을 때, 출구 공기온도는 168°C이며, 입구 벽 온도는 462°C로 각각 나타났다.

225 개의 채널이 성형된 모듈을 대상으로 출구 공기온도가 700°C 이상에 도달하면서, 200 kW 열전달량을 획득할 수 있는 흡수기를 설계하기 위해 모듈 수를 변화 시키면서 계산을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 7 에 나타내었다. 입력조건은 Fig. 6 의 225 개 채널의 경우와 동일하며 그림에 나타내었다.

출구 공기온도가 700°C 이상에 도달하면서, 요구되는 열전달량을 획득하기 위한 전체 질량유량은 0.297 kg/s 로 계산되었다. 흡수기 개구 면적은 집광기의 초점부 크기에 종속되어, 개구 면적과 채널의 셀 밀도를 기준으로 질량유량을 산정하였다. 즉, 요구하는 열전달량이 벤치 모델에서 얻을 수 있는 열전달량의 10 배를 반영하였다. 설계목표를 달성하기 위해 요구되는 SiC 모듈수는 최소 150 개로 나타났으며, 이 때의 유용도는 0.91 로 계산되었다(Fig. 8 을 보라).

Fig. 8 은 Fig. 7 의 계산결과를 근거로 실제 열전달량, 최대열전달량 및 흡수기 유용도를 나타내었다. 열전달량과 유용도는 모듈 수가 많을 수록 높게 나타났다. 모듈 수가 150 개 일 경우에, 204 kW 와 0.9 이며, 200 개일 경우에 271 kW 와 0.98 을 각각 나타내었다. 초점부 크기와 전체질량유량이 고정된 상태라면, 채널의 크기를 가능한 작게 제작하여 채널 수를 많이 확보하면 요구하는 열전달량

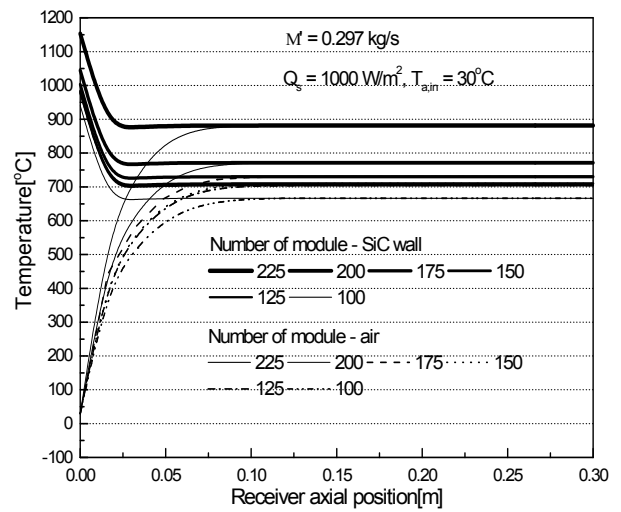


Fig. 7 Wall and air axial temperature distribution to obtain design heat transfer rate

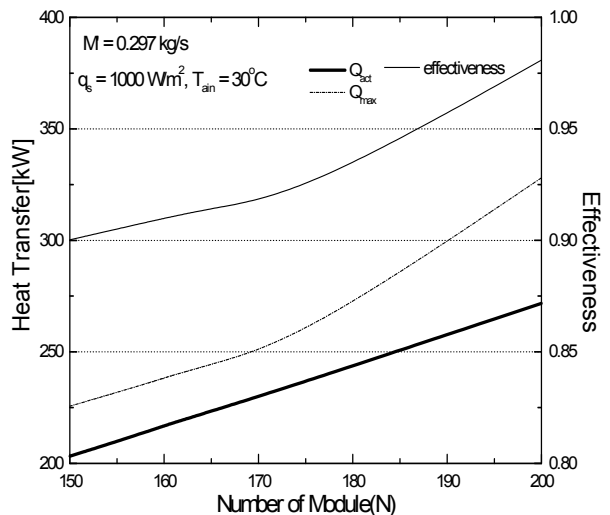


Fig. 8 Total heat transfer rate and effectiveness according to number of module

는데 유리하다. SiC 모듈의 제작기술과 압력강하를 고려하여야 하므로 제한적인 면이 있다. 그러나 태양열 발전에서 고온의 출구 공기 온도를 획득할 수록 높은 발전량을 획득할 수 있으므로 유용도가 1 에 근접하도록 공기유량과 채널의 기하학적 형상을 결정하는 것이 최적 운전조건이 될 수 있다.

6. 결론

본 연구에서 200 kW 급 타워형 태양열 발전용 체적식 공기흡수기의 설계 및 제작을 위해 열전달 설계를 수행하였다. 공기흡수기는 SiC 재료이며, 여러 개의 정사각형 직선채널을 가지는 구조를 선정하여 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 목표로 하는 열전달량과 출구 공기온도를 획득하기 위한 주요 설계인자를 파악하고 이를 근거로 산업용 타워형 태양열 체적식 공기흡수기의 열전달 성능예측 방법을 정립하였다.

(2) 공기흡수기의 유용도를 수식화 함으로써 기하학적 조건과 입력조건의 타당성을 검증할 수 있는 지표를 확립하였다.

(3) 유용도가 1 에 근접하도록 기하학적 조건과 입력조건을 설정 하는 것이 흡수기의 최적설계 조건으로 판단하였다.

(4) 지정된 기하학적 형상과 입력조건에서 흡수기 출구 공기온도 700℃ 이상을 획득하면서 전체 열전달량 200 kW 를 획득할 수 있는 최소 모듈 수는 약 150 개로 나타났다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술평가원의 연구비 지원으로 수행되었음을 알립니다.(과제번호: 2008-N-S012-P-01)

참고문헌

- (1) Carotenuto, A., Ruocco, G. and Reale, F., 1991, "Heat Exchange in a Multi-Cavity Volumetric Solar Receiver," *Solar Energy*, Vol. 46, No. 4, pp. 241~248.
- (2) Fend, Th., Pitz-Paal, R., Reutter, O., Bauer, J. and Hoffschmidt, B., 2004, "Two Novel High-Porosity Materials as Volumetric Receivers for Concentrated Solar Radiation," *Solar Energy Materials & Solar Cells*, Vol. 84, pp. 291~304.
- (3) Albanakis, C., Missirlis, D., Michailidis, N., Yakinthos, K., Goulas, A., Omar, H., Tsipas, D. and Granier, B., 2009, "Experimental Analysis of the Pressure Drop and Heat Transfer Through Metal Foams Used as Volumetric Receivers Under Concentrated Solar Radiation," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, pp. 246 ~ 252.
- (4) Michailidis, N., Stergioudi, F., Omar, H., Pavlidou, E., Tsipas, D. N., Albanakis, C. and Missirlis, D., 2010, "Microstructural Dharacterization of Oxide Morphologies on Ni and Inconel Foams Exposed to Concentrated Solar Radiation," *Journal of Alloy and Compounds*, Vol. 496, pp. 644~649.
- (5) Wu, Z., Caliot, C., Bai, F., Flamant, G., Wang, Z., Zhang, J. and Tian, C., 2010, "Experimental and Numerical Studies of the Pressure Drop in Ceramic Foams for Volumetric Solar Receiver Applications," *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 504 ~ 513.
- (6) Becker, M., Fend, Th., Hoffschmidt, B., Pitz-Paal, R., Reutter, O., Stamatov, V., Steven, M. and Trimis, D., 2006, "Theoretical and Numerical Investigation of Flow Stability in Porous Materials Applied as Volumetric Solar Receivers," *Solar Energy*, Vol. 80, pp. 1241~1248.
- (7) Agrafiotisa, C. C., Mavroidisa, I., Konstandopoulou, A. G., Hoffschmidt, B., Stobbec, P., Romerod, M. and Fernandez-Queroe, V., 2007, "Evaluation of Porous Silicon Carbide Monolithic Honeycombs as Columetric Receivers / Collectors of Concentrated Solar Radiation," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 91, pp. 474~488.
- (8) Pitz-Paal, R., Morhenne, J. and Fiebig, M., 1991, "A New Concept of a Selective Solar Receiver for High Temperature Applications," *Solar Energy Materials*, Vol. 24, pp. 293 ~ 306.
- (9) Posnansky, M. and Pyllkänen, Th., 1991, "Development and Testing of a Volumetric Gas Receiver for High-Temperature Applications, *Solar Energy Materials*," Vol. 24, pp. 204~209.
- (10) Garcia-Casals, X. and Ignacio Ajona, J. I., 1999, "The Duct Selective Volumetric Receiver: Potential for Different Selective Strategies and Stability Issues, *Solar Energy*," Vol. 67, pp. 265~286.
- (11) Oosthuizen, P. H. and Naylor, D., 1999, *Introduction to convective heat transfer analysis*, McGraw-Hill, Singapore, pp. 157~220.
- (12) Shah, R. K. and Sekulić, D. P., 2003, *Fundamentals of heat exchanger design*, John Wiley & Sons, New Jersey, pp. 102 ~ 419.
- (13) Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 2002, *Fundamentals of heat and mass transfer*, Willy, pp. 240~369.
- (14) Coppari, L. A., 1977, "Temperature Decay in a Composite Geometry Reactor Vessel Subjected to Thermal Shock: Tow - dimensional solution, *Nuclear Engineering and Design*," Vol. 44, pp. 211~225.