

[논문] 한국태양에너지학회 논문집
Journal of the Korean Solar Energy Society
Vol. 22, No. 4, 2002

이차원 사각형 공동 내부에서의 강제 대류 열전달

Forced Convection Heat Transfer from an Inner Surface of a Two-Dimensional Rectangular Cavity

서태범*, 한귀영**, 강용혁***

T. B. Seo*, K. Y. Han**, Y. H. Kange***

Key words : 공동형 흡수기(Cavity Receiver), 대류열손실(Convection Heat Loss), 태양열집광시스템(Solar Energy Collecting System)

Abstract

In order to investigate forced convection heat transfer due to the wind from the inner surface of a cavity receiver for a parabolic dish type solar energy collecting system, a two-dimensional rectangular cavity receiver is prepared and installed in a wind tunnel. The convection heat transfer coefficient of the inner surface of the receiver is dependent on the direction and the velocity of the wind. The attack angle of the cavity and the air velocity in the tunnel are controlled in a wide range so that the effects of the attack angle and the wind velocity on the heat transfer coefficient can be studied. The skirt is installed at the aperture of the cavity in order to reduce convective heat loss. The effects of the length and the installation angle of the skirt on convection heat transfer of the cavity are tested. It is found that convection heat loss can be significantly reduced by installing the skirt. Also, it is known that heat transfer from the cavity can be minimized if the angle of the skirt is 90° to the outer surface of the cavity.

* 인하대학교 기계공학과

** 성균관대학교 화학공학과

*** 한국에너지기술연구원, 고온태양열 연구팀

* *Department of Mechanical Engineering, Inha University*

** *Department of Chemical Engineering, Sungkyunkwan University*

*** *Korea Institute of Energy Research*

■ Nomenclature ■

- A : heat transfer area [m^2]
 h : convection heat transfer coefficient [W/m^2K]
 h_x : local convection heat transfer coefficient [W/m^2K]
 I : electric current in stainless steel sheet [ampere]
 k : thermal conductivity of air [W/mK]
 L : length of each inner surface of the cavity [m]
 Nu_x : local Nusselt number, $\frac{h_x x}{k}$
 Nu_L : mean Nusselt number
 Q : heat transfer rate [W]
 q'' : heat flux [W/m^2]
 S_A : Surface A of cavity
 S_B : Surface B of cavity
 S_C : Surface C of cavity
 S_L : Skirt length [m]
 T_∞ : ambient temperature of air [$^\circ C$]
 T_w : temperature of wall [$^\circ C$]
 U : velocity of air [m/s]
 V : electric voltage in stainless steel sheet [volts]
 x : local position from aperture entrance [m]
 Ψ : angle of skirt [$^\circ$]
 θ : angle between cavity and wind [$^\circ$]

■ Subscripts ■

- x : local
 m : mean
 w : wall
 ∞ : ambient
 I : local position of thermocouple

1. 서론

태양복사에너지로부터 전력이나 산업 공정열 등을 생산하기 위하여 포물선 접시형 태양열 시스템(parabolic dish-type solar energy collecting system)이 사용되고 있다. 이러한 시스템은 크게 보아 반사경(reflector), 반사경을 지지하는 구조물, 태양을 추적하는 추적 시스템, 그리고 한 곳으로 모아진 태양열을 열에너지로 변환하는 흡수기(receiver) 등으로 이루어져 있다. 이 시스템의 성능은 위에서 언급한 주요 부분의 성능과 매우 밀접한 관계가 있다. 그 중에서도 특히 흡수기에서는 태양에너지가 모여져서 열에너지로 변환되는 곳으로서 온도가 매우 높게 올라가므로 외부로의 열손실이 비교적 큰 편이라 전체 시스템의 성능을 향상시키기 위해서는 흡수기의 열손실을 작게 하는 것이 매우 중요하다.

흡수기는 흡수기 입구로 들어온 태양복사에너지의 외부 유출을 최소화하기 위하여 보통 공동(cavity) 형태로 만들어진다. 이러한 모양의 흡수기에서는 흡수기 외피를 통한 전도열손실, 흡수기 입구(aperture)를 통한 대류열손실, 고온의 흡수기 내부 표면으로부터의 복사열손실, 그리고 흡수기로 들어온 태양복사에너지의 재반사에 의한 손실 등이 있다. 따라서, 작동 운전 및 조건에서 열손실을 최소화 하는 흡수기의 형상 설계는 전체 시스템의 열성능을 향상시키는데 매우 중요하다. 특히 흡수기의 작동온도가 올라갈수록 대류열손실의 양이 커지며, 경우에 따라서는 전체 열손실량의 반 이상을 차지하는 경우가 많이 발생하기 때문에 이러한 대류 열손실의 양을 정확히 예측하는 것은 흡수기의 최적 설계에 매우 중요하다고 할 수 있다.

흡수기 입구로부터의 대류 열전달은 외부의 바람에 의한 강제 대류와 내부 유동에 의한 자연 대류가 동시에 발생하기 때문에, 매우 복잡한 형태가 되어 이를 정확히 해석하기가 매우 힘든 편이다.

평판에서의 혼합 열전달 현상에 대한 연구^{1~4)}는 비교적 많이 이루어졌으나, 흡수기의 형태가 공동 형태이므로 이와 같은 연구 결과를 흡수기 설계에 적용하기는 힘든 편이다. 반면에, 공동에서의 열전달 현상에 대한 연구는 일부 국한된 연구 그룹에 의해 진행되어 왔다. Humphrey⁵⁾ 등은 유동이 층류인 경우 정사각형 공동에서 일정 부분만을 가열하면서 유동과 공동의 각도에 따른 열전달 현상을 수치 해석하여 공동이 아래 방향을 향할 때는 안정된 성층에 의해 공동이 위 방향을 향할 때보다 열전달량이 줄어든다는 것을 보여주었다. Showole⁶⁾은 공동이 위 방향이면서 각도의 변화를 주었을 때 발생하는 자연 대류 현상에 대해서 실험과 수치 해석을 통하여 연구하였고, Elsayed⁷⁾ 등은 공동 입구의 형상과 길이 변화가 열전달 현상에 미치는 영향은 물론 누셀트수 변화를 공기의 유동이 없는 자연 대류에 대해서 실험하였다. Clausing⁸⁾은 이론적으로 흡수기 내부에서의 유동을 해석하여 내부 유동 현상을 이해하기 쉽게 하였으나 흡수기 형상이 복잡한 경우 해석하기 어려운 단점이 있다. 위의 연구들에서 알 수 있듯이 공동의 형상 변화와 각도 변화에 따른 열전달 특성 변화에 대하여 지금까지 여러 연구가 수행되었으나 대부분 자연 대류에 대한 연구이기 때문에 흡수기의 실제 상황에서 발생할 수 있는 강제 대류에 대한 연구는 미흡한 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 흡수기에서 외부 바람에 의해 발생하는 강제 대류 열손실을 실험적으로 조사하였다. 바람의 속도와 흡수기와 바람의 각도가 중요한 실험 변수로 선정되었으며, 이와 같은 변수들의 변화에 따른 흡수기 내부에서의 열전달계수의 변화를 측정하였다. 또한, 흡수기의 외부에서 부는 바람에 의한 대류 열손실을 감소시키기 위해 공동 입구부분에 스커트(skirt)를 부착하였다. 이 스커트는 일종의 바람막이로서 외부에서 부는 바람의 영향을 최소화하여 흡수기 내면으로부터의 대류열전달을 줄일 수 있도록 설계되었다.

그러나, 스커트의 설치 방법에 따라 열전달 감소 효과가 다를 수 있기 때문에, 제안된 스커트의 흡수기 입구에서의 부착 각도와 스커트 길이가 흡수기로부터의 대류 열손실 감소에 미치는 영향을 조사하여 최적의 스커트 형상을 설계할 수 있는 기초 데이터를 실험적으로 조사하였다.

2. 실험

접시형 태양열 시스템용 흡수기를 모사하기 위하여 이차원 형태의 사각형 공동(그림 1(a)~(b))을 제작하였으며, 이를 개회로 덕트형 흡입식 풍동(그림 2)에 설치하여 공동의 내부 표면에서의 열전달계수를 측정하였다. 제작된 사각형 공동은 길이가 500mm, 폭이 130mm, 높이가 115mm이며, 입구(aperture)의 너비는 100mm이다. 공동의 내부 표면에서 일정한 열유속(constant heat flux)를 공급하기 위하여 아크릴로 제작된 공동의 내부 표면에 스테인레스 스틸 박판(두께 30 μm)을 양면테이프로 부착하고, 이곳에 T형 열전대를 아크릴판을 뚫고 부착하였다. 공동의 입구 양 옆면에 각각 6개씩, 그리고 공동 윗면에 7개, 총 19개의 T형 열전대(model: TT-30, OMEGA Co.)를 일정한 위치에 설치하였으며, 양 끝면에는 공동을 풍동 내에서 30°씩 회전시키기 위하여 구멍을 만들었다(그림 1(b)). 풍동 중에 시험부가 놓이는 부분은 크기를 길이 2m, 폭 0.5m, 높이 0.5m로 하여 투명 아크릴로 제작했다. 외부 공기는 인버터(Starvert-iH, LG Co.)로 조종되는 송풍기에 의하여 공급되며 유속은 공동 앞에 설치된 압력계(Digital Manometer)에 부착되어 있는 피토투브(Pitot tube)로 측정하였다. 시험부에 일정한 열유속 경계 조건을 만들기 위하여 부착된 스테인레스 스틸 박판은 공동 입구 옆에 고정된 구리봉에 밀착된 후 직류 전원 공급기(DC Power Supply)를 이

용하여 전기가 공급되었으며, 이 때 공급되는 전압과 전류를 측정하여 박판에서 발생하는 열유속을 계산하였다.

풍동에서 공기 속도는 1m/s~4m/s로 하였고, 공동과 바람의 각도(θ)는 $0^\circ \sim 90^\circ$ 로 변화시키면서 실험하였다. 또한, 열손실을 줄이기 위해 공동의 입구 주변에 스커트(Skirt)의 설치를 제안하였으며, 이 스커트의 길이는 1.5cm와 3cm로 하였다. 그리고, 스커트의 설치 각도(Ψ)를 $0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ 로 하였다. 따라서, 앞에서 언급한 여러 가지 작동 조건에 대해 실험을 수행하여 공동 내부의 표면에서 대류 열전달계수의 변화를 조사하였다. 그림 3과 같이 x 와 θ 에 대하여 정의하였으며, 또한 데이터 분석을 위하여 흡수기의 면을 S_A, S_B, S_C 로 정의하였다. 흡수기 내부 표면 중에서 외부 공기 흐름에 제일 많이 노출을 Surface C(S_C)로 정의하고, 다음 면들을 차례로 Surface B, Surface A (S_B, S_A)로 하였다. 스커트의 길이(S_L) 및 각도(Ψ)의 정의는 그림 4와 같다. S_L 을 각각 1.5 cm와 3 cm로 하여 실험을 수행하였으며, Ψ 는 S_L 을 3 cm로 고정시킨 후 흡수기와 일직선인 경우를 0° 로 하고 45° 와 90° 인 경우에 대해 실험하였다. 위에서 정의된 θ, Ψ, S_L 등으로 수행한 실험 조건들을 표 1에 종합하였다.

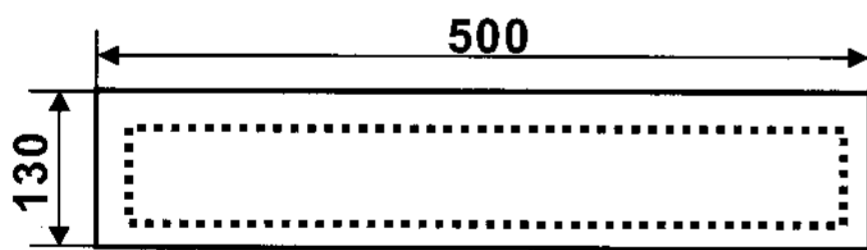


그림 1. (a) Test section - Top view(Case A)

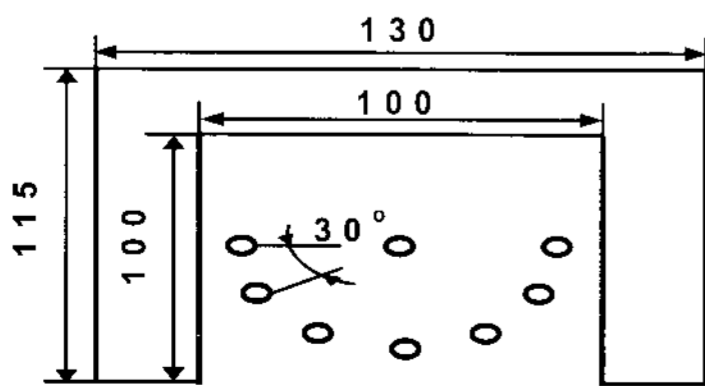


그림 1. (b) Test section-Side view(Case A)

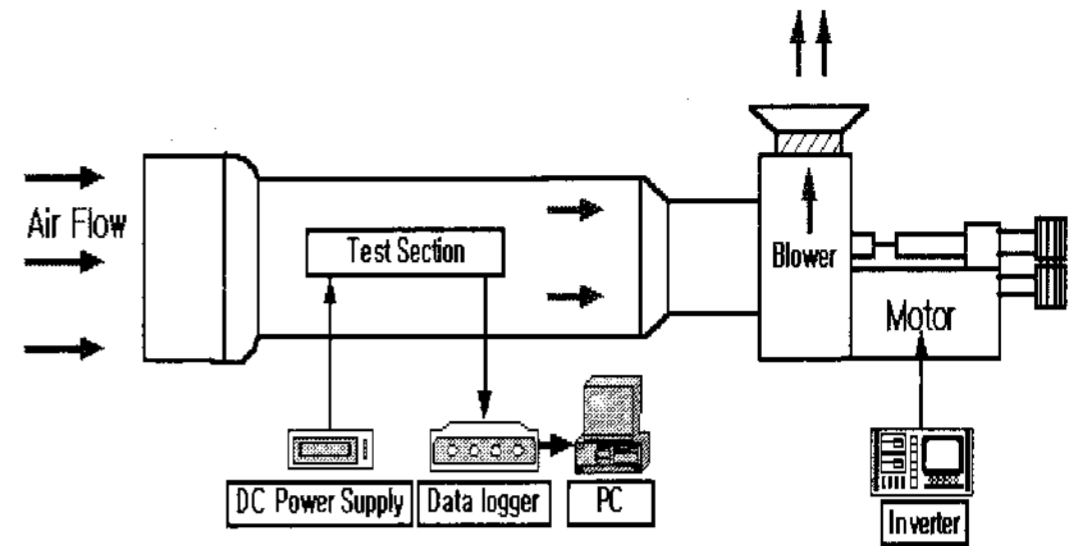


그림 2. Schematic of the experimental apparatus

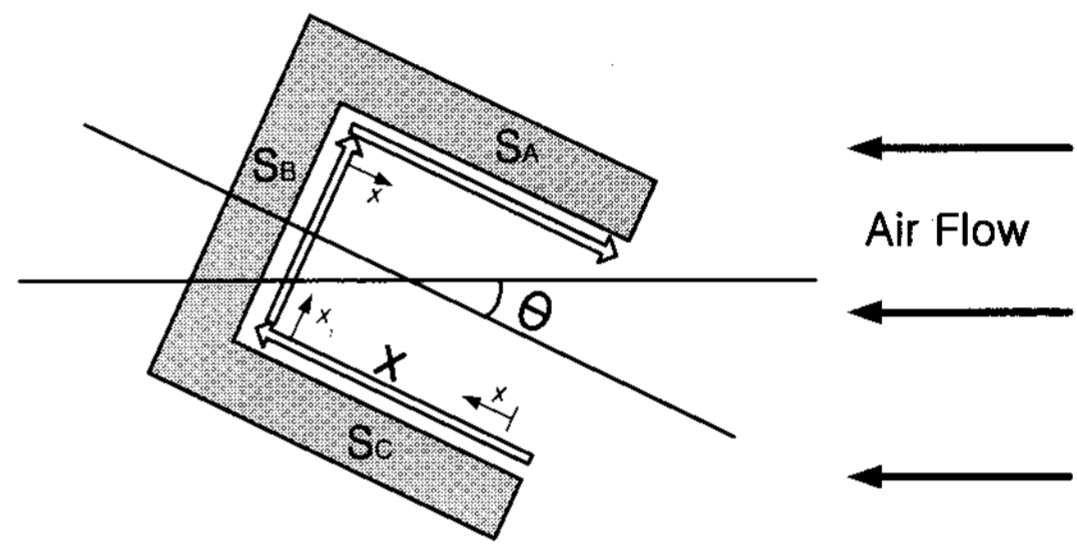


그림 3. Definition of x, θ , and Surface A-C

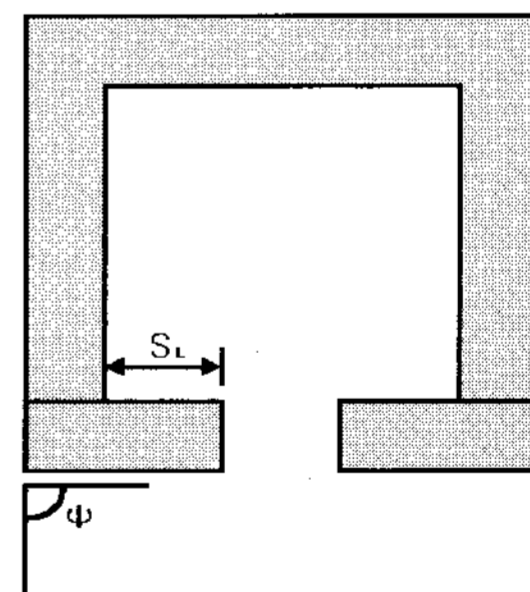


그림 4. Definition of S_L and Ψ

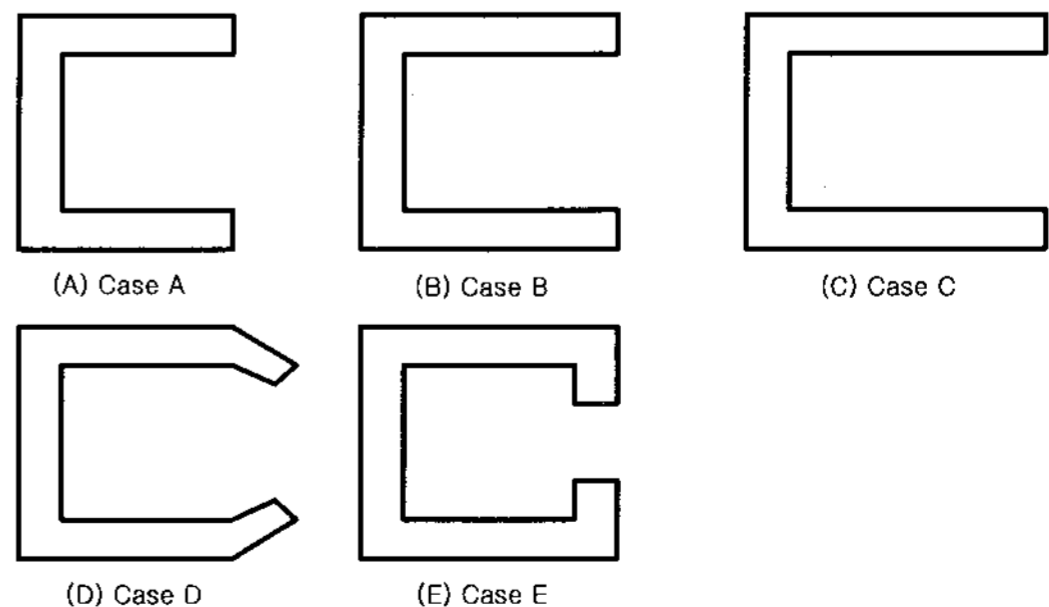


그림 5. Shape of cavity receivers for each condition

표 1. Summary of experimental conditions

Design condition	Air velocity	θ	SL	Ψ
Case A	1m/s~4m/s	0°~90° (30°간격으로 회전)	0cm	0°
Case B	1m/s~4m/s	0°~90° (30°간격으로 회전)	1.5cm	0°
Case C	1m/s~4m/s	0°~90° (30°간격으로 회전)	3cm	0°
Case D	1m/s~4m/s	0°~90° (30°간격으로 회전)	3cm	45°
Case E	1m/s~4m/s	0°~90° (30°간격으로 회전)	3cm	90°

3. 계산 과정

대류에 의한 열전달량은 뉴턴의 냉각법칙 (Newton's cooling law)으로부터 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q = IV = hA\Delta T = hA(T_{wall} - T_{\infty}) \quad (1)$$

여기서, A 는 스테인레스 스틸 박판의 총면적이며, I 와 V 는 공동에 부착된 스테인레스스틸 박판에 공급되는 직류 전류와 전압의 값이며, T_{wall} 은 스테인레스 스틸 박판의 온도이고, T_{∞} 는 외부 공기의 온도이다. 식(1)로부터 국부 대류 열전달계수 (local convection heat transfer coefficient)는 식(2)과 같이 구할 수 있다.

$$h_{x,i} = \frac{IV}{A\Delta T} = \frac{IV}{A(T_{wall,i} - T_{\infty})} \quad (2)$$

여기서, $h_{x,i}$ 는 각 열전대의 국부 대류 열전달 계수이고, $T_{wall,i}$ 는 시험부 내벽의 온도를 의미한다. 국부 누셀트수(local Nu number)의 정의는 다음과 같다.

$$Nu_{x,i} = \frac{h_{x,i}x}{k} = \frac{Qx}{kA(T_{wall,i} - T_{\infty})} \quad (3)$$

여기서, k 는 공기의 열전도도(thermal conductivity, W/mK)이며 x 는 시험부에서의 열전대의 위치를 나타낸 것이다. 식(3)에서 얻은 국부 누셀트수로부터 식(4)를 이용하여 평균 누셀트수(average Nusselt number)를 구할 수 있다.

$$Nu_L = \frac{\int h_{x,i}dx}{kL} \quad (4)$$

그리고, 계산에서 사용된 레이놀즈수의 정의는 다음과 같다.

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (5)$$

4. 결과 및 고찰

외부 공기의 유동에 의한 공동흡수기에서의 열

전달특성을 조사하기 위하여 2차원 형상의 사각형 공동을 풍동에 설치하여 그 내부 표면에서의 대류 열전달계수를 측정하였다. 이에 대한 자세한 실험 결과를 표 2에 요약하였으며, 이 중에서 가장 대표적인 결과들에 대해 그래프를 이용해서 검토하였다.

그림 6은 공동의 바람에 대한 각도(θ)에 따른 평균 누셀트수의 변화를 레이놀즈수의 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에 나타낸 4 가지 경우의 레이놀즈수는 각각 외부 유동의 속도가 1, 2, 3, 4m/s인 경우이다. 여기서 사용된 공동은 스킨트가 없는 case A이고, θ 의 범위는 $0^\circ \sim 90^\circ$ 이다. 그림에서 알 수 있듯이 θ 가 0° 인 경우 외부 유동의 영향이 공동 내부 표면에서의 대류 열전달에 미치는 영향이 그리 크지 않음을 알 수 있다. 속도가 가장 낮은 경우의 누셀트수와 속도가 가장 높은 경우의 누셀트수가 약 42 정도 차이가 나며, 이는 4m/s일 때의 누셀트수의 약 21%정도임을 알 수 있다. 한편, 바람과 공동의 각도가 증가함에 따라 누셀트수가 증가함을 알 수 있으며, 레이놀즈수가 증가함에 따라 누셀트수의 증가 기울기

가 급격히 증가함을 알 수 있다. θ 가 60° 인 경우 제일 낮은 누셀트수와 제일 높은 누셀트수가 각각 243과 596으로서 약 2.5배 차이가 남을 알 수 있으며, 이와 같은 변화 추세는 case A와는 매우 다름을 알 수 있다. 또한, θ 가 90° 인 경우 누셀트수가 θ 가 60° 인 경우의 누셀트수보다 작음을 알 수 있다. 따라서, θ 가 60° 인 경우 외부로의 대류 열손실이 제일 크게 됨을 알 수 있다.

그림 7은 case A~case E의 5 가지 형태의 공동이 바람과의 각도가 30° 일 때 평균누셀트수를 레이놀즈수에 따라 나타낸 것이다. 앞에서도 언급한 바와 같이 공동에서 외부로의 열손실을 줄이기 위해 스킨트의 설치가 제안되었으며, 또한 스킨트의 설치 각도와 길이가 열전달에 어떤 영향을 미치는지를 알아보기 위하여 실험을 수행하였다. 실험 결과로부터 스킨트를 설치하지 않은 경우(case A)에 평균 누셀트수가 제일 큼을 알 수 있으며, case B, C, D, E의 순서로 평균 누셀트수의 크기가 작아짐을 알 수 있다. 특히 case C, D, E의 경우 스킨트의 길이가 동일한 상태에서 설치각도만 변화시킨 경우이며, 실험 결과로부터

표 2. Nusselt numbers for different angles and Reynolds numbers

$\theta(^\circ)$	Re	평균누셀트수 (Average Nusselt number)				
		case A	case B	case C	case D	case E
0	6,291	157	104	112	113	133
	12,582	171	117	137	134	145
	18,873	181	139	153	156	155
	25,164	199	150	167	159	170
30	6,291	221	177	153	138	105
	12,582	261	232	195	188	129
	18,873	342	282	233	223	149
	25,164	463	307	292	253	171
60	6,291	243	239	198	121	120
	12,582	327	318	225	195	150
	18,873	468	440	367	246	203
	25,164	596	473	434	325	220
90	6,291	238	207	147	136	140
	12,582	336	252	200	176	168
	18,873	403	364	261	230	215
	25,164	468	472	369	270	249

스커트의 설치각도(Ψ)가 90° 인 경우에 외부로의 열손실을 효과적으로 차단할 수 있음을 알 수 있다. 그림에서 레이놀즈수가 약 25,000일 때 case A의 누셀트수와 case E의 누셀트수는 각각 463과 171로서 case E의 누셀트수가 case A의 누셀트수의 37%에 불과함을 알 수 있다. 한편, 바람과 공동과의 각도가 0° 인 경우 case E보다도 case B, C, D의 누셀트수가 더 낮은 것을 표 2로부터 알 수 있다. 이것으로부터 θ 가 0° 인 경우에는 스커트를 공동의 외벽과 수직하게 ($\Psi = 90^\circ$) 부착하는 것이 그렇지 않은 경우와 비교하여 특별히 효과적이지 못함을 알 수 있다. 그러나, 그 차이가 그리 크지 않으며, θ 가 0° 인 경우를 제외하면 case E인 경우의 누셀트수가 제일 작음을 알 수 있다.

그림 8과 그림 9에는 바람에 대한 공동의 각도가 30° 인 경우에 case A와 case E의 내부면 (S_A, S_B, S_C)에서의 누셀트수를 각각 나타낸 것이다. 그림 8에서는 레이놀즈수가 증가함에 따라 누셀트수가 급격히 증가함을 알 수 있으며, 특히 S_C 면의 누셀트수가 제일 급격히 증가함을 알 수 있다. 이것은 S_C 면이 바람의 영향을 제일 많이 받고 있기 때문이다. 또한, 각 면에서의 누셀트수는 S_C, S_B, S_A 순서로 작아짐을 알 수 있다. 한편, 그림 9는 case E의 경우에서의 누셀트수 변화를 나타낸 것이다. 그림으로부터 스커트가 효과적으로 외부 유동의 영향을 차단해 주고 있음을 알 수

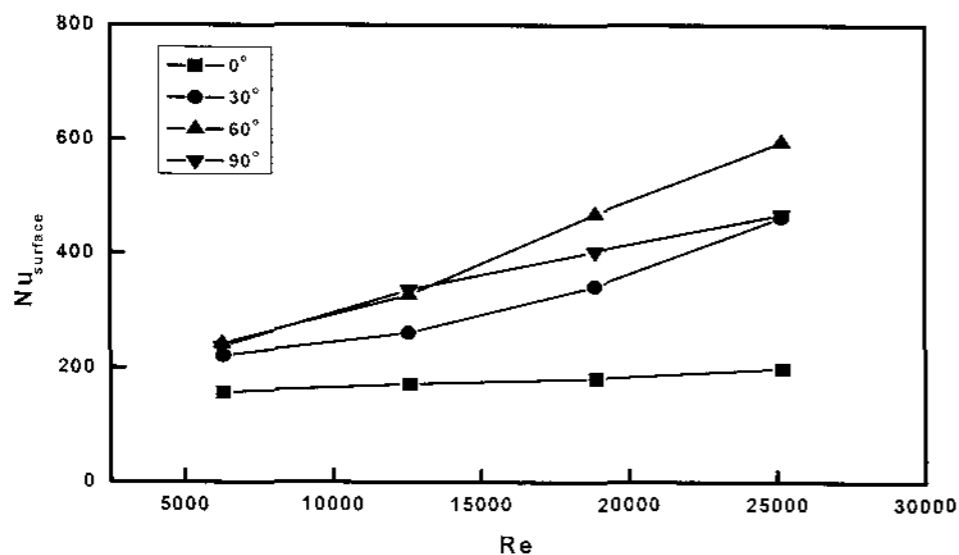


그림 6. Average Nusselt number variation of Case A for different cavity angles

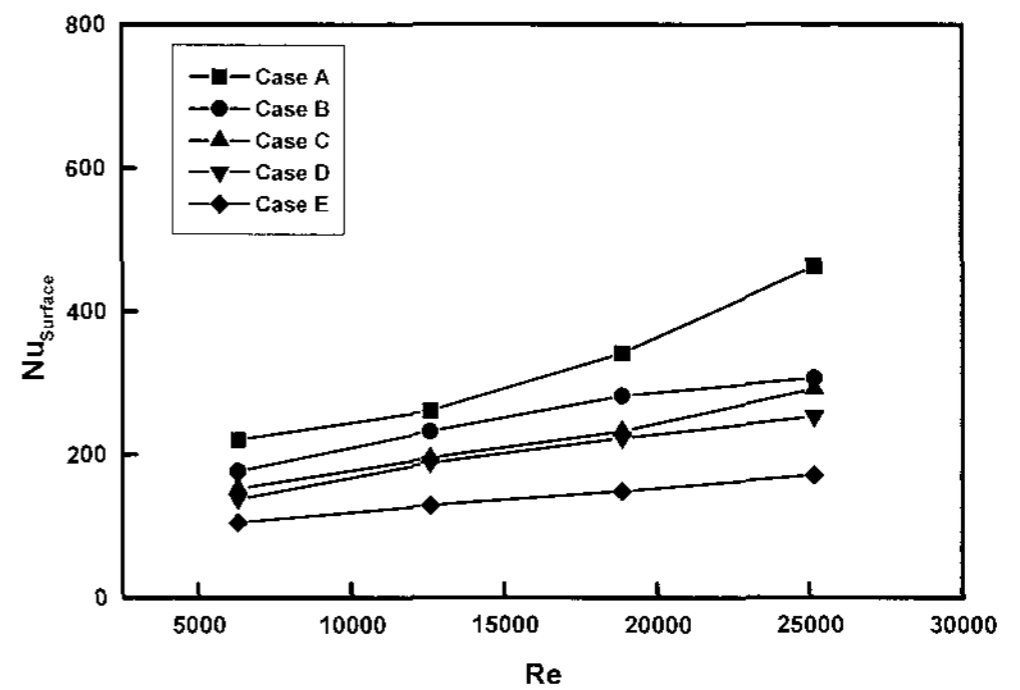


그림 7. Average Nusselt number variation of Case A~E for the cavity angle of 30° with the skirt

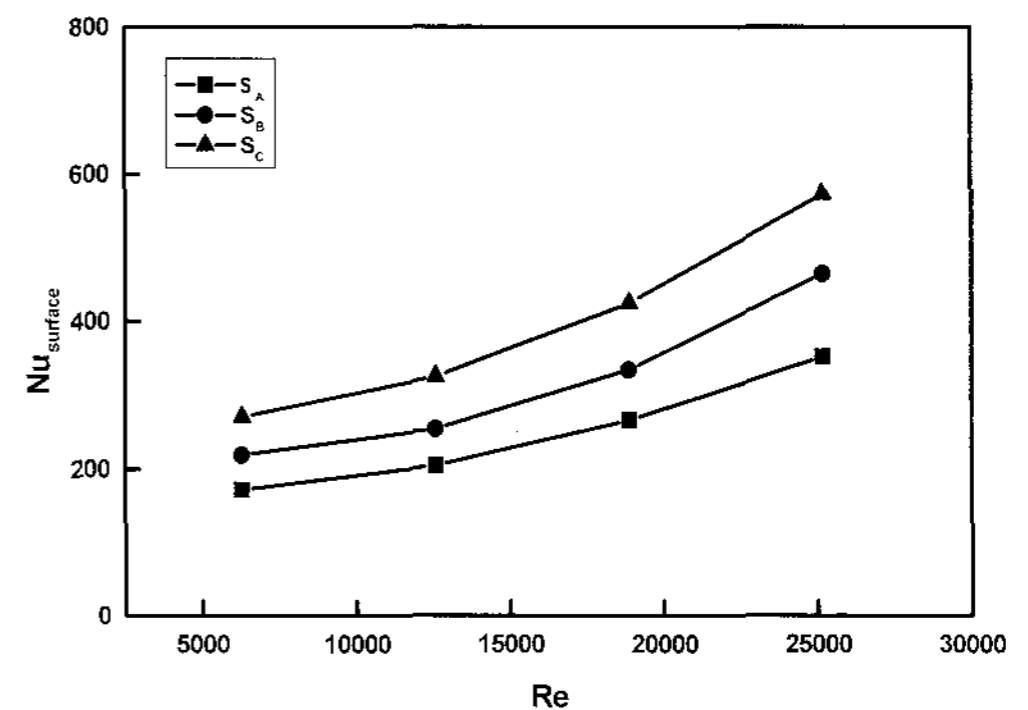


그림 8. Nusselt numbers of each inner surface of Case A for the cavity angle of 30°

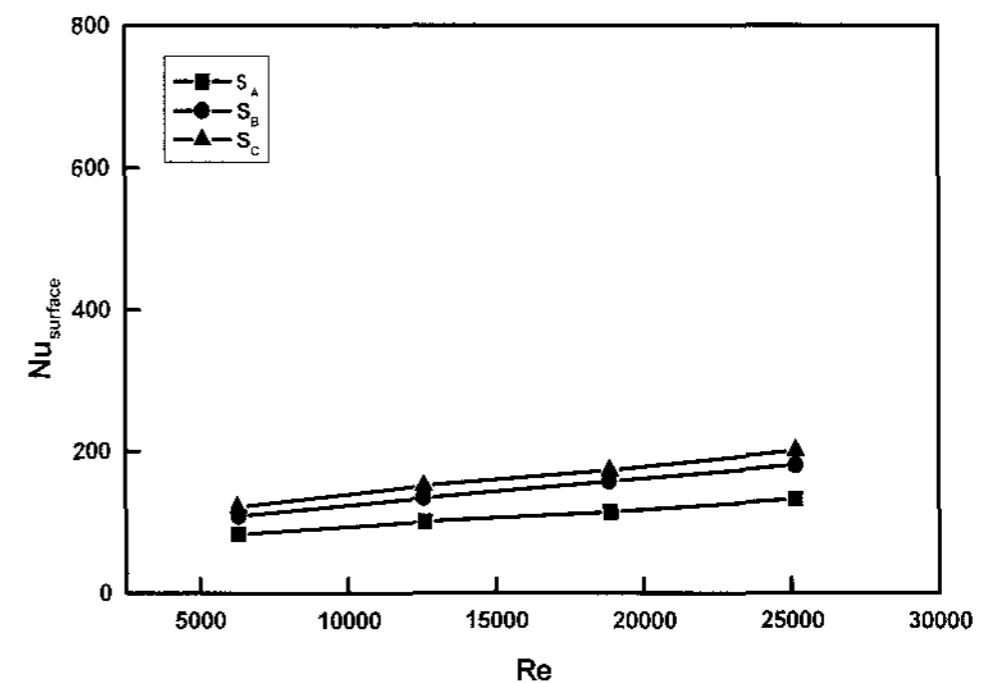


그림 9. Nusselt numbers of each inner surface of Case E for the cavity angle of 30°

있다. 각 면에서의 누셀트수가 큰 차이가 없으며, 레이놀즈수가 증가하더라도 누셀트수의 증가는 그리 크지 않음을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 포물선 접시형 태양열 집광 시스템용 흡수기에서 외부의 공기 유동에 의해 발생하는 대류 열손실을 실험적으로 조사하였다. 또한 대류 열손실을 줄이기 위하여 흡수기에 스킨의 설치가 제안되었으며, 이러한 스킨을 설치하였을 경우에 대류열전달 특성의 변화에 대해 실험적으로 조사하였다.

흡수기와 외부 유동의 각도 θ 가 0° 에서 60° 까지는 θ 에 따라 흡수기 내부의 열전달계수가 증가하지만, 90° 에서의 열전달계수는 60° 일 때보다 오히려 낮게 나타났다. 따라서, θ 가 60° 인 경우에 대류 열손실이 최대가 됨을 알 수 있다. 그리고, 스킨을 설치하면 대류 열손실을 대폭적으로 감소시킬 수 있음을 확인하였다. 특히 스킨의 설치 방향을 흡수기 외벽과 수직인 방향으로 설치하였을 경우 흡수기 내벽의 누셀트수가 대부분의 경우에서 제일 작아짐을 알 수 있으며, 스킨을 설치하지 않았을 경우의 누셀트수와 비교하여(case A, $Re=25,164$, $\theta=60^\circ$) 약 60% 이상 열전달을 감소시킬 수 있음을 알았다. 이것은 작동 온도가 높을 경우 전체 열손실 중에서 대류열손실에 지배적임을 감안할 때, 스킨의 부착에 의해 시스템 전체의 열성능이 크게 개선될 수 있음을 알 수 있다. 그러나, 스킨이 외벽과 수직하게 설치될 경우, 흡수기 입구 면적이 줄어들기 때문에 흡수기의 집광 효율이 감소하게 될 우려가 있다. 따라서, 흡수기 외벽과 수직인 방향으로 스킨을 설치하고자 할 때에는 흡수기 입구에서의 태양광 플럭스 분포를 조사하여 흡수기 입구면적의 감소가 흡수기로 들어오는 태양광 입사량의 감소를 초래하지 않도록 설치되어야 함을 알 수 있다.

후 기

이 논문은 2001학년도 인하대학교의 지원에 의하여 연구되었음 (INHA-22100)

참고문헌

1. G. S. Wang, F. P. Incropera, R. Viskanta, "Mixed convection heat transfer in horizontal open-channel flow with uniform bottom heat flux", *Journal of Heat Transfer*, 1983, vol. 105, 817~822.
2. F. P. Incropera, A. L. Knox, J. R. Maughan, "Mixed convection flow and heat transfer in the entry region of a horizontal rectangular duct", *Journal of Heat Transfer*, 1987, vol. 109, 434~439.
3. G. C. Vilet, D. C. Ross, "Turbulent natural convection on upward and downward facing inclined constant heat flux surfaces", *Journal of Heat Transfer*, 1975, 549~555.
4. T. S. Chen, B. F. Armaly, N. Ramachandran, "Correlations for laminar mixed convection flows on vertical, inclined, and horizontal flat plates", *Journal of Heat Transfer*, 1986, vol. 108, 835~840.
5. J. A. C. Humphrey, E. W. Jacobs, "Free-forced laminar flow convective heat transfer from a square cavity in a channel with variable inclination", *Journal of Heat Transfer*, 1981, vol. 115, 592~605.
6. R. A. Showole, J. D. Tarasuk, "Experimental and numerical studies of natural convection with flow separation in upward-facing inclined open cavities", 1993.
7. M. M. Elsayed, W. Chakroun, "Effect of aperture geometry on heat transfer in tilted partially open cavities", *Journal of Heat Transfer*, 1999, vol. 121, 819~827.
8. A. M. Clausing, "An analysis of convective losses from cavity solar central receivers", *Solar Energy*, 1981, vol.27, no.4, pp. 295-300