

세라믹 열교환기의 성능평가를 위한 실험적 연구

최현수* · 신동훈**

An Experimental Study for Performance Evaluation of a Ceramic Heat Exchanger

Hyun Soo Choi and Donghoon Shin

ABSTRACT

Exhaust gas of an industrial furnace used at such as metallurgy or ceramic manufacturing usually contains thermal energy with high temperature which can be recycled by heat exchanger. However, when the temperature of the exhaust gas is high such as more than 1,000°C, ordinary metallic heat exchanger cannot fully recover the heat due to the limitation of operating temperature depending on the material property. In the present study, a compact ceramic heat exchanger of cross flow type is introduced and evaluated by heat exchange rate and operating temperature. The ceramic heat exchanger can endure the gas temperature more than 1,300°C, and its volumetric heat exchanging rate exceeds 1 MW/m³. The experimental data is also compared with the previous numerical result which shows reasonable agreement. Meanwhile, the gas leakage rate is measured to be about 3~4%, and heat loss to environmental air is about 23~26% of the fuel energy.

Key Words : Ceramic heat exchanger, High temperature, Cross flow type, Heat exchange rate, Gas leakage, Heat loss

기 호 설 명

Alphabets

A : surface area, m²
 k : thermal conductivity of air, 0.07 W/mK
 h : convection heat transfer coefficient, W/m²K
 L : characteristic length, m
 Nu : Nusselt number
 $O_{2,air\ detected}$: detected concentration of O₂ at air exit
 $O_{2,gas\ detected}$: detected concentration of O₂ at gas exit
 $O_{2,air}$: The O₂ concentration of air component
 $O_{2,gas}$: The O₂ concentration of combustion gas component
 Pr : Prandtl number of air, 0.717
 Ra : Rayleigh number
 \dot{Q} : heat transfer rate, W

T_s : surface temperature, °C
 T_∞ : outdoor temperature, °C
 T_f : film temperature, °C
 \dot{V}_{air} : The air flow
 \dot{V}_{gas} : The combustion gas flow
 $\dot{V}_{gasleak}$: leaked combustion gas flow
 $\dot{V}_{airleak}$: leaked air flow
 x_{gas} : The ratio of leaked combustion gas in air flow
 x_{air} : The ratio of leaked air flow in combustion gas flow

Greeks

ν : kinematic viscosity of air, 1.40×10⁻⁵ m²/s
 β : The coefficient of volumetric expansion, K⁻¹

1. 서론

현재 대부분의 산업용 연소기관은 효율을 높이기

위하여 연소에 사용되는 공기를 예열하는 방법을 사용한다. 일반적으로 산업용 연소기관은 평균적으로 1,000°C 이상의 고온 배기가스를 배출하며, 이러한 배기가스로부터 폐열을 회수하여 에너지를 절감하고자 연소공기를 고온으로 예열하여 로(furnace)내로 재투입하는 방법이 흔히 사용된다[1].

* 국민대학교 일반대학원 기계공학과

† 연락처, d.shin@kookmin.ac.kr

일반 금속 열교환기는 산화, 부식, 열항복 거동 (creep) 등의 문제로 사용온도를 800℃로 제한하고 있다. 이에 따라 배기가스의 온도를 낮추는 공정이 추가되어 에너지 회수 효율이 낮게 나타난다.

하지만 세라믹 소재의 열교환기의 경우 1,300℃ 이상의 환경에서도 사용이 가능하며, 냉각을 하는 별도의 추가공정 없이 30~60%까지 에너지 회수 효율이 증가하는 것으로 알려져 있다[2]. 이와 같은 성능은 세라믹의 열팽창이 금속에 비해 극히 작으며, 고온에서도 재료의 변질이 없는 특성에서 비롯된다. 또한, 열전도계수가 최대 125 W/mK까지 알려져 있어, 일반 강철 등 금속재료보다 높은 열전도율을 갖는다[3]. 세라믹 열교환기의 연구는 세라믹 재질 및 구조물의 형태에 대한 연구가 상당수 진행되었으며 [4], 본 연구의 대상인 세라믹 열교환기의 최적설계에 대한 연구는 선행연구로서 박경서 등에 의해 진행된 바 있다[5].

본 연구에서는 선행된 최적설계방법을 이용하여 세라믹 모듈을 적용한 열교환기를 설계, 제작 및 운전을 수행하였다. 이를 통해 열전달율, 공기누설율 등을 평가하는 성능실험을 수행하였으며, 이론적인 데이터와 비교하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1. 실험장치

본 세라믹 열교환기는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 예열공기가 1-2-3-4루트의 지그재그 형태로 통과하며 배기가스가 5-6-7-8루트로 통과하는 비혼합 교차흐름형식(unmixed cross-flow)을 직렬로 연결한 방식을 채택하고 있으며, 100×100×100 mm³ 크기의 교차식 모듈을 3층으로 적층하여 사용한다. 본 열교환기에 사용된 모듈은 Cf-SiC(carbon fibered silicon carbide) 계열의 세라믹을 사용하였으며, 열전도도는 800℃기준으로 40 W/mK으로 알려져 있다[6]. Cf-SiC 계열은 열충격에 강하고 열변형이 적으며, 1,300℃ 이상 고온의 환경에서도 사용이 가능하다.

Fig. 2는 실험장치의 다이어그램을 나타낸 것이다. TC들은 직경 2 mm의 k-type 열전대(thermo couple)의 위치를 나타낸 것이며, 복사에 의한 보상은 시행하지 않았다. LPG와 공기의 유량 값을 알기 위해서 불유량계(ball flowmeter)를 사용하였다. 가스 분석기(Testo 330-1LL)는 가스누설실험에서, 열화상 카메라(FLIR T-200)는 열손실 실험에서 각각 사용하였다. 사용한 버너는 메탈파이버 버너로서, 직경 8 cm의 원형 평판의 소결매트를 이용하여 예혼합 연소로 운전하였다.

2.2. 실험방법

2.2.1. 운전조건 및 계측방법

본 연구에서는 제작한 실험장치의 운전기초실험을 수행하였다. 작동 유체의 유량 조건은 Table 1에 나타나 있다. 실험은 정상상태에 이르기까지 운전을 하였으며, 20분 간격으로 온도를 측정하였다. 이때의 예열공기/연료의 유량조건은 Case0이었다. 또, 유량 값에 따른 열전달율 및 열손실율을 측정하기 위하여 예열공기와 연료 측 유량조건을 각각 Case1, Case2, Case3, Case4로 설정하여 실험을 하였다.

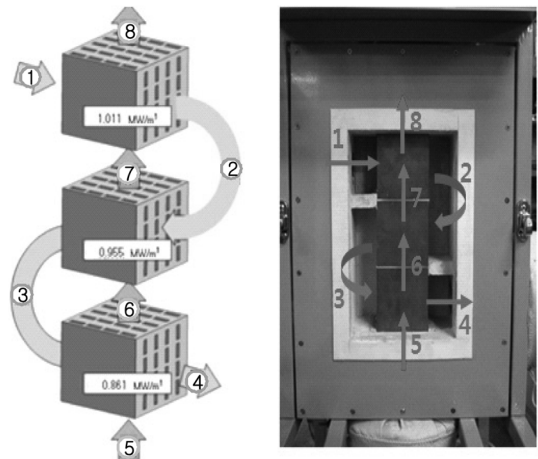


Fig. 1. The gas flow in the ceramic module and experimental apparatus.

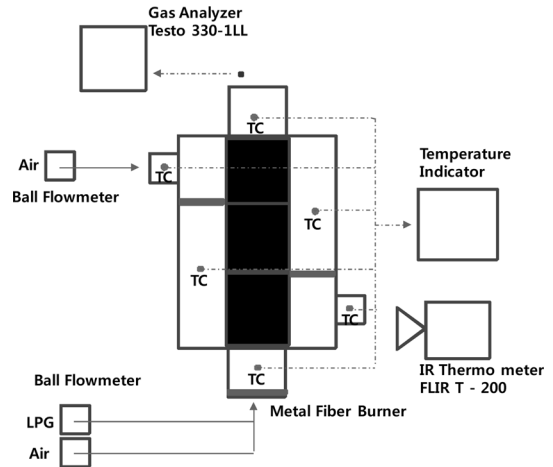


Fig. 2. Control panel of experimental apparatus.

Table 1. The condition of working fluid flow

	Case 0	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Air Flow (lpm)	120	75	100	125	150
Fuel Flow (lpm)	4.5	1.5	2	2.5	3

또한 자연대류에 의한 열손실을 측정하기 위해 여 열화상카메라(FLIR T-200)을 사용하여 케이싱 온도를 측정하였으며, 다음과 같은 자연대류 상관식에 의해 열손실을 구할 수 있다[7].

자연대류에서 평균 Nusselt 수는

$$Nu = \frac{h\delta}{k} = C(GrPr)^n = CRa^n$$

여기서, Ra는 Rayleigh수로 Grashof수와 Prandtl수의 곱이다.

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)\delta^3}{\nu^2} Pr$$

여기서, 상수 C와 n의 값은 표면의 형상과 Rayleigh수의 범위로 결정되며, 수직사각물체에서는 $10^4 \leq Ra \leq 10^9$ 의 조건에서 C=0.6, n=1/4의 값을 갖는 것으로 알려져 있다[8].

Nusselt 수가 얻어지면 열전달 계수와 케이싱을 통한 열손실을 다음의 식으로 구할 수 있다[9].

$$h = \frac{k}{L} Nu \quad [W/mK]$$

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty) \quad [W]$$

2.2.3. 가스 누설율 측정

본 연구에서는 가스 누설율을 측정하기 위하여 두 단계의 실험을 수행하였다. 첫 번째 실험은 메탈화이버 버너를 정상작동 시키고, 예열공기는 투입하지 않는 조건에서 연소가스 출구의 O_2 를 측정하여, 연소가스 조성 중 O_2 농도를 확인한 후, 두 번째 단계에서는 첫 번째 단계에 예열공기를 추가로 투입하여 예열공기와 연소가스가 누설에 의해 혼합된 이후에 연소가스 출구와 예열공기 출구의 O_2 농도를 측정하여 누설율을 측정하였다. 두 번째 단계에서의 예열공기 측에서 연소가스의 누설율을 x_{gas} 라고 하였을 때, x_{gas} 는 다음과 같이 표현된다.

$$x_{gas} = \frac{\dot{V}_{gasleak}}{\dot{V}_{air}}$$

두 번째 단계에서 측정된 예열 공기 출구에서의 산소농도와 연소 가스산소농도 및 누설율 x_{gas} 는 다음과 같은 관계식을 갖는다.

$$O_{2air, detected} = \frac{0.21\dot{V}_{air} + O_{2gas}\dot{V}_{gasleak}}{\dot{V}_{air} + \dot{V}_{gasleak}}$$

$$= \frac{0.21 + O_{2gas}x_{gas}}{1 + x_{gas}}$$

위 관계식을 연소가스 측에서 측정된 산소농도를 동일한 과정을 거쳐 혼합된 후 연소가스 출구에서의 산소농도를 유도하면 다음과 같다.

$$O_{2gas, detected} = \frac{0.21\dot{V}_{airleak} + O_{2gas}\dot{V}_{gas}}{\dot{V}_{airleak} + \dot{V}_{gas}}$$

$$= \frac{0.21x_{air} + O_{2gas}}{x_{air} + 1}$$

여기서 x_{air} 는 연소가스 흐름에 공기가 혼합된 비율로서 다음과 같이 표현된다.

$$x_{air} = \frac{\dot{V}_{airleak}}{\dot{V}_{gas}}$$

3. 실험 결과

3.1. 운전기초실험

Fig. 3은 Case2의 초기 운전 이력을 나타낸 그래프이다. 연소 후 최초 2시간 동안 온도가 급격히 상승하다가 이후 서서히 온도가 상승하는 것을 알 수 있다. 또한, 10시간 이후에 거의 정상상태에 도달한 모습을 볼 수 있다. Table 2는 Case0의 실험값과 이론값을 비교한 데이터이며, 여기서 이론값은 박경서 등이 선행연구로서 수행하였던 세라믹 소재를 사용한 세라믹 열교환기의 최적설계에 대한 연구에서 제작한 설계프로그램을 사용하였다[5].

실험 결과 1,300°C 이상의 온도에서 정상적으로 작동을 하였으나, Table 2에 나타난 바와 같이 예열 공기 1차 패스 이후, 2차 패스 이후에 오차율이 높은 것을 알 수가 있다. 이는 설계프로그램에서 사용한 값이 인자변화 값을 고려하지 못하고 평균값을 사용하는 등 입력조건 차이로 인해 생겼을 것이라고 사료된다. 또한, 예열공기 출구 측에서의 실험값이 이론값보다 낮은 것으로 보아 열교환이 예상보다 덜 되었다는 것을 알 수 있다. 이는 주변 공기에 의한 열손실과 공기누설에 의해 발생된 것이라고 사료된다.

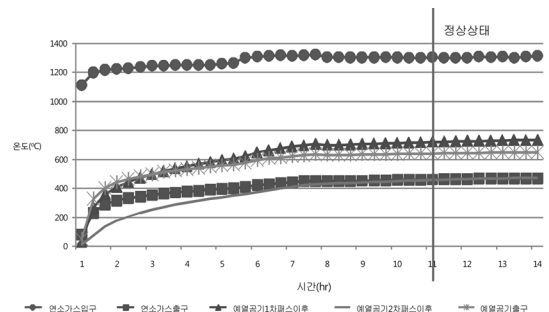


Fig. 3. The result of experiment (Case2).

Table 2. The comparison between theoretical values and results of experiment for Case 0

	예열공기 입구	예열공기 1차패스 이후	예열공기 2차패스 이후	예열공기 출구	연소가스 입구	연소가스 출구
실험값 (°C)	30	525	824	939	1327	524
이론값 (°C)	30	424	762	1055	1321	515
오차 (%)	0	23.82	8.14	11	0.15	1.75

3.2. 열전달율 및 열손실율

Table 3에 Case별 열전달율과 열손실율을 평가하기 위한 실험결과가 나타나 있다. Case별로 유량 값이 커짐에 따라 예열공기 출구 측 온도가 점차 낮아지는 반면에 연소가스 출구 측 온도는 점차 높아지는 경향을 보이고 있다. 엔탈피 변화율은 예열공기 측에서 얻은 열량값과 연소가스 측에서 잃은 열량값을 각각 나타내고 있으며, 수치의 차이를 통해 열손실율을 알 수가 있다. 또한, 연료유량을 1.5 lpm (Case1)에서 3 lpm(Case4)으로 2배 늘렸을 때, 체적당 열전달율 역시 2배가량 늘어났으며, Case 4의 조건에서는 1 MW/m³라는 높은 체적당 열전달율을 보였다. 또한, 작동 유체가 1,300°C 이상의 환경에서도 무리없이 작동을 하였다. 연료의 유량값이 증가함에 따라 열손실율 또한 23%에서 26%까지 증가하는 경향을 보였다. 이는 에너지 부하(연료유량)가 클수록

Table 3. The summary of experimental results

Case (예열공기/ 연료유량 [lpm])	Case1 (75/1.5)		Case2 (100/2)		Case3 (125/2.5)		Case4 (150/3)	
	예열 공기	연소 가스	예열 공기	연소 가스	예열 공기	연소 가스	예열 공기	연소 가스
입구 온도(°C)	20	1362.5	20	1359.4	20	1353.8	20	1352
출구 온도(°C)	799	468	790	465	764	478	744	490
엔탈피 변화율 (kW)	1.32	-1.73	1.73	-2.3	2.09	-2.82	2.44	-3.33
체적당 열전달율 (kW/m ³)	576		766		940		1076	
열손실율 (kW)	0.41 (23%)	0.57 (24%)	0.73 (25%)	0.89 (26%)				
O ₂ (%)	20.7	9.6	20.7	9.3	20.8	9.9	20.8	7.6

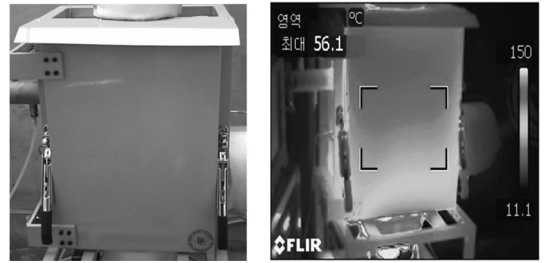


Fig. 4. The temperature of casing for using IR Camera.

Table 4. Air properties at 1 atm 25°C

k	0.07 W/mK
ν	$\nu = 1.40 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Pr	0.717

체적 당 열전달율과 열손실율이 증가한다는 것을 알 수가 있다. 여기서 발생한 열손실의 경우 벽면에 온도가 높아 주위온도로 인한 자연대류에 의해 발생했을 것으로 사료된다. 한 예로 Case2 조건에서 열화상카메라(FLIR T-200)를 이용하여 케이싱 온도를 측정된 결과, 11°C에서 최대 150°C(메탈화이버 버너 측)까지 측정되었고, Fig. 4에 표시된 박스영역내 평균온도는 56.1°C로 측정되어 이 온도를 전체 평균온도로 가정하였다.

주변대기와의 자연대류 열전달을 계산한 결과는 다음과 같다. 압력 1기압에서의 공기 물성치는 Table 4에 나타나 있으며, 온도 T인 이상기체($P = \rho RT$)의 체적 팽창계수 β 는 온도의 역수와 같다[10].

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0.00324 \text{ [K}^{-1}\text{]}$$

여기서, T_f 는 막온도(표면과 대기의 평균온도)로 다음과 같이 계산된다.

$$T_f = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} = \frac{(56.1 + 20)}{2} = 38.05 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

형상의 특성길이 L은 수직사각물체(0.41×0.33×0.53)에서 다음과 같은 조화평균으로 나타난다[8].

$$L = \frac{L_h \times L_v}{L_v + L_h} = \frac{(0.37)(0.53)}{(0.53 + 0.37)} = 0.21 \text{ [m]}$$

여기서, L_h 는 수평거리로 x, y길이의 평균값을 나타내고 있으며, L_v 는 수직거리로 높이값을 나타내고 있다.

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr = 3.89 \times 10^7$$

$$Nu = 0.60 Ra^{1/4} = 47.38$$

$$h = \frac{k}{L} Nu = 15.79 [W/m^2K]$$

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty) = 601 [W]$$

여기서 A는 장치의 표면면적으로서 다음과 같이 계산 된다.

$$A = 2[(0.53 \times 0.41) + (0.33 \times 0.41) + (0.53 \times 0.33)] \\ = 1.055 [m^2]$$

Case2의 유량조건에서 자연대류에 의한 케이싱을 통한 예열공기 측 열손실은 0.601 kW가 되고 이는 Table 3에 나타난 값인 0.57 kW와 유사한 값을 보여 열손실이 주변 공기와의 자연대류열전달에 의한 것임을 확인하였다.

3.3. 가스 누설을 측정

Table 5는 메탈화이버 버너에서 정상작동 시킨 후에 예열공기 투입 전과 후의 데이터를 나타낸 것이다. 이때, 예열공기와 연소가스의 유량조건은 Case2의 조건이었다. 예열 공기를 투입 후 예열 공기 측의 O_2 의 농도가 예열 공기 투입 전과 비교하여 약간 줄어들었으나, 연소 가스 측의 O_2 의 농도는 늘었다는 것을 알 수가 있다. 이는 예열 공기 측과 연소 가스 측에 각각 가스와 공기가 혼합되어 나타난 현상이라고 사료된다.

예열 공기 투입 전의 연소 가스 측 O_2 농도는 0.87이고, 예열공기 투입후의 연소가스측 O_2 농도는 0.206이므로 혼합율을 계산하면 다음과 같다.

$$0.206 = \frac{0.21 + 0.087x_{gas}}{1 + x_{gas}}$$

예열 공기 측 가스혼입율 x_{gas} 에 대하여 정리하면,

$$x_{gas} = 3 [\%]$$

즉, 예열 공기 측 가스혼입율은 3%가 된다.

마찬가지의 방법으로 예열공기 투입 후의 연소 가스 측 O_2 농도는 0.092이고,

$$0.092 = \frac{0.21x_{air} + 0.087}{x_{air} + 1}$$

x_{air} 에 대하여 정리하면,

$$x_{air} = 4 [\%]$$

즉, 연소 가스 측 공기혼입율은 4%가 된다.

실험 결과 예열 공기 측과 연소 가스 측 사이에 3%의 가스와 4%의 공기가 각각 혼합되었다는 것을 알 수가 있었다. 이는 세라믹 재질의 특성상 모듈간 및 입출구 유로와의 실링에 한계가 있으며 실링 수단으로서 사용한 얇은 세라믹 블랑킷의 실링 성능이 낮은 것이 원인이라고 사료되어, 향후 연구에서는 실링문제를 해결할 수 있는 연구가 보완되어야 할 필요가 있다.

4. 결론

본 연구에서는 세라믹 열교환기의 설계와 제작 이후, 운전 기초 실험 및 열교환율, 열손실율, 가스 누설율 등을 평가하는 실험을 수행하였다. 기초 운전 실험 결과, 정상상태에 이르기까지 10시간 정도 소요되었으며, 1,300°C 이상의 환경에서도 정상적으로 작동을 하는 것을 확인하였다. 이는 세라믹 재질의 특성인 열용량(thermal mass)이 큰 것에 기인하였다. Case0의 조건에서 실험값과 이론값을 비교한 결과, 최대 23%의 오차율을 보였는데, 향후에는 설계프로그램의 모델계수를 향상시켜서 오차율을 줄일 필요가 있다. 한편, 열교환기 외벽면의 온도가 높아 주위 공기와의 자연대류에 의해 23~26%의 열손실을 보였는데, 이는 장치의 크기가 작을 수록 단위부피당 표면적이 크기 때문에 장치의 규모가 대형화되고, 내화재의 두께를 충분히 크게 하면 줄일 수 있는 사항이다. 연료의 투입량을 증대시키며 실험한 Case1~Case4의 실험결과, 0.5 MW/m³에서 최대 1 MW/m³라는 높은 체적당 열전달율을 보여 주었다. 한편, 예열 공기 측과 연소 가스 측 사이에 3%의 가스와 4%의 공기가 혼합되었다. 이는 세라믹 재질의 특성상 용접이 불가능한 점 등 실링을 완벽하게 구현하는데 한계가 있기 때문이다. 향후 연구에는 자연대류에 의한 열손실과 예열공기측과 연소가스측 사이에서 발생하는 누설을 줄일 수 있는 실험 장치

Table 5. The concentration of O_2 and CO

		예열 공기 측	연소 가스 측
예열공기 투입전	O_2 (%)	21	8.7
	CO (ppm)	0	14
예열공기 투입후	O_2 (%)	20.6	9.2
	CO (ppm)	3	13

의 개선에 대한 연구가 필요하다.

후 기

이 연구는 지식경제부 원천소재기술개발사업 및 2009년 국민대학교 교내연구비 지원 프로그램으로 수행되었습니다.

참고문헌

- [1] 박용환, 우창수, 김귀순, 김예용, “BOX형 세라믹 열교환기 코아의 열전달 및 열응력해석”, 대한기계학회지, Vol. 2, No. 1, 1994, pp. 271-276
- [2] Alm, B., Imke, U., Knitter, R., Schygulla, U., Zimmermann, S., “Testing and simulation of ceramic micro heat exchanger”, Chemical Engineering Journal, Vol. 135, 2008, pp. 179-184
- [3] Smyth, R., “The use of high temperature heat exchangers to increase power plant thermal efficiency” Article No. 97089. Energy Conversion Engineering Conference, 1997, pp. 1690-1695
- [4] Sommers, A., Wang, Q., Han, X., TJoen, C., Park, Y., Jacobi, A., “Ceramics and ceramic matrix composites for heat exchangers in advanced thermal systems-A review”, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, 2010, pp. 1277-1291
- [5] 박경서, 최종균, 남진현, 신동훈, 박상환, “고온용 세라믹 열교환기 설계를 위한 수치연구”, 한국연소학회지, Vol. 14, No. 3, 2009, pp. 24-28
- [6] KIST, “고신뢰성 고온용 판형 탄화규소 열교환기 기술개발”, 원천소재 기술개발사업 최종보고서, 지식경제부, 2010
- [7] Cengel, Y. A., “Introduction to Thermo dynamics & Heat Transfer”, McGraw Hill Higher Education, 1997, p.224
- [8] White, F. M., “Heat Transfer”, Addison Wesley, 1989, p.347
- [9] Cengel, Y. A., “Introduction to Thermo dynamics & Heat Transfer”, McGraw Hill Higher Education, 1997, p.230
- [10] Cengel, Y. A., “Introduction to Thermo dynamics & Heat Transfer”, McGraw Hill Higher Education, 1997, p.221

접수일 : 2010. 12. 30
심사완료일 : 2011. 01. 03