

세라믹 열교환기의 이론해석 및 CFD시뮬레이션

팽진기[†], 윤영환
창원대학교 기계공학과

A theoretical Analysis and CFD Simulation on the Ceramic Heat Exchanger

Jin Gi Paeng[†], Young Hwan Yoon^{*}

Department of Mechanical Engineering, Graduate school, Changwon National University, Changwon 641-773, Korea

^{}Department of Mechanical Engineering, Changwon National University, Changwon 641-773, Korea*

(Received November 23, 2006; revision received February 1, 2007)

ABSTRACT: A ceramic monolith heat exchanger is studied to find the performance of heat transfer and pressure drop by numerical computation and ξ -NTU method. The numerical computation was performed throughout the domain including fluid region in exhaust gas-side rectangular ducts, ceramic core and fluid region in air-side rectangular duct with the air and exhaust in cross flow direction. In addition, the heat exchanger was also analyzed to estimate the performance by conventional ξ -NTU method with several Nusselt number correlations for flow in rectangular duct from literature. By comparisons of both performances by the numerical computation and the ξ -NTU method, the effectiveness by ξ -NTU method was closest to the result by numerical computation within a relative error of 2.14% when Stephan's Nusselt number correlation was adopted to the ξ -NTU method among the several correlations.

Key words: Ceramic Recuperator(세라믹 폐열회수기), Cross-flow(직교류유동), Recuperator(폐열회수기), Effectiveness(유용도), HRU(고온용 열교환기 장치)

기 호 설 명

c_p : 비열 [J/kgK]

D_h : 수력직경, $4A/P$ [m]

k : 열전도도 [W/mK]

P : 유체압력 [Pa]

Re : Reynolds 수, $\frac{UD_h}{\nu}$

ρ : 밀도 [kg/m^3]

상첨자

- : 평균성분

하첨자

그리스 문자

α : 열 확산율 [m^2/s]

μ : 점성계수 [kg/ms]

D : 원형실린더의 지름

1. 서 론

세계 에너지 수요는 산업발전과 인구증가에 따라 계속 증가하는 추세이며 현재 주요 에너지원인 화석연료의 고갈과 환경오염으로 인한 지구 온난화의 부작용으로 친환경적이고 안정적인 에

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-279-7501 ; fax: +82-55-279-0101

E-mail address: gjpaeng@changwon.ac.kr

너지 수급을 위해 대체 에너지 및 연료전지의 중요성이 강조되고 있다. 연료전지 중 고체산화물 연료전지(SOFC-solid oxide fuel cell)는 천연가스, 석탄가스를 연료로 사용하여 온도가 600~1,000 °C에서 작동하며, 60%에 이르는 높은 전기변환 효율을 가지고 있다. 또한 고온의 폐열을 회수하는 열 복합발전이 현재 세계적으로 많은 연구가 진행되고 있다. Fig. 1은 가스터빈/연료전지 혼합발전 시스템의 개념도를 나타낸 것이다. 동 그림에서 HRU는 고온의 열을 회수하는 열교환기이다.

대부분의 일반 열교환기는 대개 150 °C이하의 온도에서 작동한다. 그러나 고온에서는 열교환기의 재료가 높은 온도를 감당해야 하고 고온관련 설계기술의 미비로 인해 열교환기의 해석은 아직까지 개발이 지연되고 있다. 본 연구에서는 3 pass의 폐열 회수기로서(1 ceramic core 및 2 metallic core) 세라믹과 내열강으로 조합된 하이브리드 형태의 폐열회수기를 Fig. 2에 나타내었다. 이들 중 세라믹 폐열회수기(ceramic recuperator)는 약 800 °C 이상의 고온 폐열 가스에 대해서 고가의 내열합금을 쓰는 금속 폐열회수기(metallic recuperator)

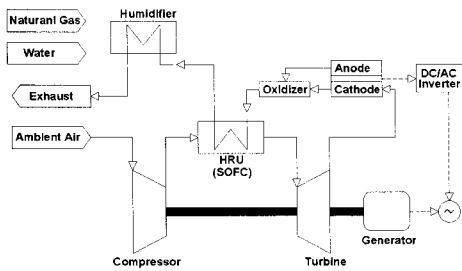


Fig. 1 Schematic of SOFC/GT hybrid power generating system.

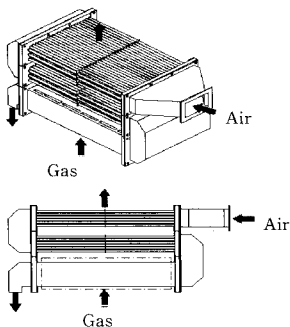


Fig. 2 Schematic drawing of SOFC/GT hybrid recuperator.

에 비해 경제성이 높고, 사용 수명이 3배 정도 높은 것으로 알려져 있다. 그러나 세라믹 열교환기는 금속 열교환기에 비해 열효율이 낮으므로 세라믹 열교환기의 설계 기술 및 개발에 대한 연구의 필요성이 부각된다. 기존 논문들은 열교환기 형상에서 1개의 유동 통로에 대해 전열 및 압력강하에 관한 수치계산을 수행하였으나⁽¹⁾, 본 논문에서는 고온가스, 세라믹 코아, 저온공기에 이르는 세라믹 열교환기 전체의 열전달에 대해 수치계산하여 구한 유용도(effectiveness)와 여러 연구자들이 만든 상관관계식으로 계산한 이론값과 비교하여 본 실험의 범위에서 상관관계식들의 정밀성과 적용성을 비교하고자 한다.

2. 이 론

2.1 세라믹 코아 설계 및 해석모델

본 연구에 사용된 세라믹 배열회수기는 단순 사각 편 형태의 열교환기로 일반적으로 Fig. 3과 같이 고온의 유체(배기가스 \dot{m}_{gas})와 저온의 유체(공기 \dot{m}_{air})가 세라믹 코아에 의해 혼합되지 않고 직교류 방식으로 열교환 한다.

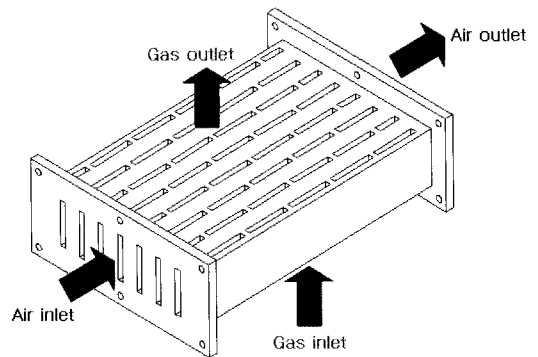


Fig. 3 Schematic drawing of the ceramic heat exchanger.

2.2 세라믹 열교환기의 전열전달계수

고온유체와 저온유체간의 전열전달계수(overall heat transfer coefficient), U 는 열교환기의 전열량을 계산하기 위한 주요 변수이며 다음 식(1)과 같이 표현될 수 있다.

$$U = \frac{1}{\frac{A}{A_{air}h_{air}} + \frac{\Delta X}{k} + \frac{A}{\eta_t A_{gas}h_{gas}}} \quad (1)$$

여기서, k 는 세라믹 코아의 열전도도, ΔX 는 벽의 두께, A 는 전체 전열면적이다. 위 식에서 A_{air} 와 A_{gas} 는 공기 측 및 가스 측 전열면적이다. 그리고 $\overline{h_{air}}$ 와 $\overline{h_{gas}}$ 는 공기 측 및 가스 측 평균 대류 전열계수로서 다음 식(2)을 사용하여 각각 구한다.

$$\overline{h} = Nu \times \frac{k}{D_h} \quad (2)$$

위 식에서 k 는 유체의 평균온도(bulk temperature)에 대한 유체의 열전도도이며, D_h 는 수력직경(hydraulic diameter)이다. 그리고 공기 측과 가스 측 평균 누셀트 수(Nusselt number)는 Table 1의 연구자들의 상관식들에서 구할 수 있다. 본 상관관계식은 관내의 층류 유동에 대해 일반적으로 사용되는 열전달 상관식들을⁽²⁻⁵⁾ 나열한 것이다. 이 상관식들은 완전히 발달된 유동 혹은 발달 중인 유동을 갖는 관내 유동에서 벽면으로부터 열유속이 일정한 경우($q_w = \text{constant}$)에 대한 누셀트 수를 나타낸 것이다. Table 1의 상관식들 대부분은 원래 원형관에 대해 기술한 것이나 본 연구에서는 비원형관에 대해 등가직경으로 사용

되는 수력직경을 사용하였다.

2.3 ξ -NTU 법

본 논문에서는 열교환기 성능 해석방법(ξ -NTU 법)을 이용하여 전열량을 계산하고 이를 수치계산 결과와 비교하고자 한다. 여기서 유용도(ξ)에 관한 식은 단일 통로 직교류에서 비 혼합유체일 경우 사용하는 식(3)을 사용하였다.

$$\xi = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0.22}}{C} [\exp(-CNTU^{0.78}) - 1]\right\} \quad (3)$$

여기서, C 는 열용량률 비로 C_{min}/C_{max} 이며 NTU 는 전 컨덕턴스의 최소열용량률에 대한 비 UA/C_{min} 이다. 공기와 가스의 열용량률을 서로 비교하여 다음과 같이 $C_{min} = (\dot{m} \times c_p)_{min}$ 와 $C_{max} = (\dot{m} \times c_p)_{max}$ 로 나타낼 수 있다. 이들 중 작은 값은 C_{min} 이고, 큰 값은 C_{max} 이며 c_p 와 \dot{m} 는 공기의 비열과 질량 유량이다.

세라믹 열교환의 전열량은 다음 식(4)와 같이 정의할 수 있다.

$$q = \xi \times C_{min} (T_{gas,in} - T_{air,in}) \quad (4)$$

공기 측과 가스 측 각각의 출구 온도 계산식은 다음과 같다.

Table 1 Conventional correlations of Nusselt number in a duct from the literature

Reference	Correlation	Condition		Range of validity
		Geometry	Flow regime	
Kay and Crawford ⁽³⁾	$Nu_{fd} = 8.235(1 - 1.883/\alpha + 3.767/\alpha^2 - 5.814/\alpha^3 + 5.361/\alpha^4 - 2/\alpha^5)$	Rectangular	Fully developed	$Re < 2200$
Sieder-Tate ⁽⁴⁾	$Nu = 1.86(RePrD/L)^{1/3} (\frac{\mu_f}{\mu_w})^{0.14}$	Circular	Simultaneously developing	$Re < 2200$
Stephan and preußer ⁽⁵⁾	$Nu = 4.364 + \frac{0.086(RePrD/L)^{1.33}}{1 + 0.1Pr(ReD/L)^{0.83}}$	Circular	Simultaneously developing (constant wall heat flux)	$0.7 < Pr < 7$ or $RePrD/L < 33$ (for $Pr > 7$)
Shah and London ⁽⁶⁾	$Nu = \begin{cases} 1.953(RePr\frac{D}{L})^{1/3} & (RePr\frac{D}{L}) \geq 33.3 \\ 4.364 + 0.0722RePr\frac{D}{L} & (RePr\frac{D}{L}) < 33.3 \end{cases}$	Circular	Thermally developing laminar (constant wall heat flux)	-

$$T_{air_{out}} = T_{air_{in}} + \frac{q}{c_{p_{air}}} \quad (5)$$

$$T_{gas_{out}} = T_{gas_{in}} + \frac{q}{c_{p_{gas}}} \quad (6)$$

2.4 압력손실

세라믹 열교환기에서 열전달 성능과 함께 중요한 요소인 압력손실은 아래 식(7)과 같이 정의된다.⁽⁶⁾

$$\Delta P_{core} = f \frac{1}{2} \rho_m V_m^2 (L/D_h) \quad (7)$$

여기서 $f = \frac{64}{Re}$

3. 수치해석

본 연구의 세라믹 열교환기에 대한 유사한 실험 결과가 없어 타당성 확보가 쉽지 않다. 따라서 본 연구에서는 세라믹 열교환기의 유체와 고체간의 conjugate 강제대류 열전달 수치계산을 하여 실험에 대체하고자 한다. 이를 위해 세라믹 열교환기 내부의 유동을 3차원 비압축성 정상상태의 유동으로 가정하였다. 또한 모든 입구 평균 유속에 대해 $Re_{D_h} < 2,300$ 이하이므로 층류 유동으로 간주하여 수치계산에 사용된 지배방정식은 다음과 같다.

3.1 지배방정식

정상상태 및 층류 유동에 대한 지배방정식은 다음과 같다

Continuity equation

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (8)$$

Momentum equation

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (9)$$

여기서, P : 정압

τ_{ij} : 응력텐서(stress tensor)

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \delta_{ij}$$

Energy equation

$$\rho c_p \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = k \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (10)$$

3.2 격자

본 연구의 해석 대상인 세라믹 열교환기의 세부 치수는 Fig. 4를 사용하였으며 동 그림에서 붉은 일점쇄선은 수치해석 영역이며 중심선을 중심으로 양쪽이 상사이므로 그 절반만 계산하였다. 세라믹 열교환기의 열 및 유동해석을 위한 세라믹 열교환기의 격자(mesh) 모형은 Gambit을 사용하여 Fig. 5에 나타내었으며, 세부 조건은 Table 2와 같다. 전체 격자 모형의 크기는 $305.5 \times 97.5 \times 65 \text{ mm}^3$ 이며 계산 격자의 노드 수는 고체영역과 유체영역을 포함하여 964,290개이고, 전체 셀 수는 hexahedron으로 약 80만 개를 생성하였다. 본 계산은 Fluent 상용 프로그램을 사용 하였으며 이는 유한체적법을 사용하고 있다.

앞서 설명한 내용과 같이 수치계산에 적용된 계산 격자의 수는 약 80만 개이며, 계산 격자의 민감도를 확인하기 위해 Fig. 6과 같이 여러 격자들의 결과를 비교하였다. 동 그림은 공기 측 압

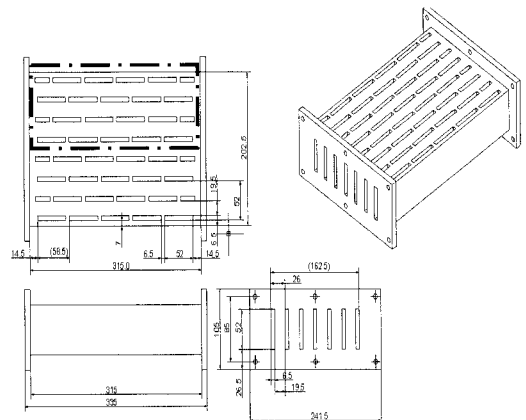


Fig. 4 Drawing of the ceramic exchanger core with its dimension.

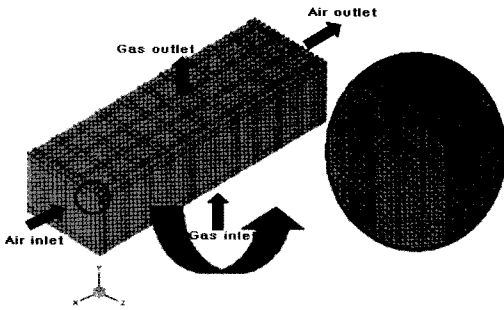


Fig. 5 Mesh geometry of ceramic heat exchanger for CFD analysis.

Table 2 Design conditions of the ceramic heat exchanger

Heat exchanger type	Plate-fin type	
Working fluid	Air	
Domain	Air side	Gas side
Hydraulic diameter[m]	0.011556	0.011556
Heat transfer area[m ²]	0.10753	0.15379

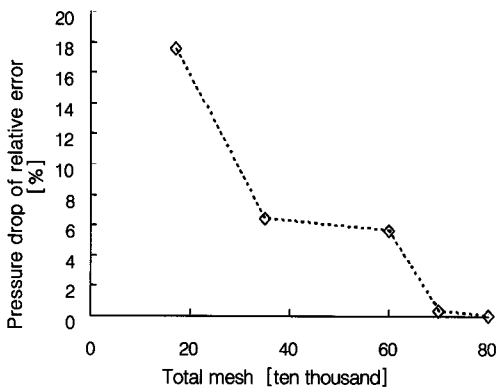


Fig. 6 Sensitivity of mesh grid.

력강하가 약 80만 개의 계산격자에서 계산된 경우를 정확한 해로 보았을 경우에 대해 이전 약 70만 개의 격자와 상대오차가 0.3% 이하로 나타나는 것으로 보아 적절한 계산 격자수라고 판단된다.

3.3 경계조건

3.3.1 입구 경계조건

공기 측과 가스 측 유동장에 대한 입구 경계조

건은 각각의 유속분포 및 입구 공기온도이다. 공기 측 입구 유속의 방향은 z축 방향이며, y, z축 방향의 유속은 0으로 가정하였다. 또한 가스 측 입구 유속의 방향은 y축 방향이며 공기 측 유속 가정과 동일하게 입구 경계조건으로 대입하였다. 공기 측과 가스 측 각각의 입구온도에 대한 경계조건은 식(11)로 나타낼 수 있으며, T_m 은 세라믹 열교환기의 공기 측과 가스 측에서 가정된 각각의 유체온도이다.

$$T = T_m \tag{11}$$

3.3.2 출구 경계조건

출구의 경계조건은 출구가 대기와 접하기 때문에 압력 P를 0으로 지정하는 대기압 조건이다.

3.3.3 벽면 경계조건

수치모델의 벽면 경계조건은 내부 벽면 경계조건과 세라믹 외부 표면 경계조건으로 나눌 수 있다. 내부 벽면 경계조건은 유체와 접한 벽면에서의 유속 성분이 0인 조건(non-slip condition)으로 식(12)로 가정한다. 입구와 출구 경계조건을 제외한 세라믹 코어의 모든 외부 벽면에서는 단열조건이며, 식(13)과 같다.

$$U_{wall} = V_{wall} = W_{wall} = 0 \tag{12}$$

$$\frac{\partial T}{\partial x_i} = 0 \tag{13}$$

4. 수치계산 결과

본 연구는 세라믹 열교환기에서 유량변화를 레이놀즈 수로 나타내었으며, 이에 대해 수치계산으로 구한 세라믹 열교환기의 전열특성과 여러 연구자들의 누셀트 수 상관관계식을 활용하여 구한 계산 값을 서로 비교하여 적용성을 살펴보고자 한다. 따라서 세라믹 열교환기 내부에 각 유체의 열역학적 특성치를 다음과 같은 두 방법으로 정의하여 수치계산을 수행하였다. 첫 번째 방법은 각 유체의 입구와 출구온도에 대한 평균온도에서 특성치를 구하였다. 그러나 계산을 시작할 때는 출구온도를 모르므로 반복 계산으로 출구온도를 정하였다. 본 계산의 공기 측 입구온도

는 560 °C이며 가스 측 입구온도는 850 °C로서 위의 방법으로 구한 각 유체의 출구온도와 평균온도는 Table 3과 같다. 그런 후 각 유체의 특성치는 문헌에 의한 열역학 특성치 Table⁽⁷⁾에 의해 정하였으며 $Re_{Dh} = 585$ 에 대한 예가 Table 4에 나타나 있다. 두 번째 방법은 CFD 상용프로그램의 옵션을 사용하여 다음과 같이 정의하였다. 밀도 및 다른 열역학적 특성치들이 850 °C와 560 °C 사이에서 선형적으로 변화한다고 가정하였다. 그리고 각각의 수치계산에 사용된 세라믹 코어 재료의 물성치를 Table 5에 나타내었다.

앞서 언급한 두 방법으로 세라믹 내의 각 유체의 특성치를 정의하여 수치계산 결과를 상호 비교하였다. 그 한 예로 Fig. 7은 세라믹 열교환기의 유용도에 대해 비교한 것으로 두 방법의 수치

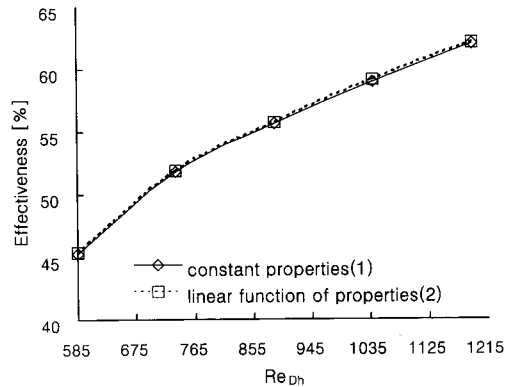


Fig. 7 Comparison of between numerical computation(1) and numerical computation (2) according to the Reynolds number.

Table 3 Mean temperature of air and gas according to the Reynolds number

ReDh	Air side temperature[°C]			Gas side temperature[°C]		
	inlet	outlet	mean	inlet	outlet	mean
585	560	702	631	850	724	787
736	560	684	622	850	716	783
888	560	670	615	850	706	778
1040	560	660	610	850	700	775
1192	560	652	606	850	696	773

Table 4 Fluid properties for CFD analysis($Re_{Dh} = 585$)

Properties	Air side	Gas side
	mean temperature	mean temperature
	631[°C]	787[°C]
ρ [kg/m ³]	0.391	0.340
c_p [J/kgK]	1111.7	1138.7
k [W/mK]	0.062	0.070
μ [kg/ms]	3.875×10^{-5}	4.300×10^{-5}

Table 5 Thermodynamic properties of ceramic core($Re_{Dh} = 585$)

Properties	Ceramic core
ρ [kg/m ³]	3100
c_p [J/kgK]	670
k [w/mK]	77.5

계산 결과에 대한 상대오차의 범위는 0.1~0.22%로서 두 수치계산 결과가 유사함을 알 수 있었다. 따라서 본 논문에서는 공기의 열역학적 특성치에 대해 첫 번째 방법으로 수치계산을 수행하고자 한다.

공기 측과 가스 측의 유량이 0.001983 kg/s로 서로 동일할 때 각각의 레이놀즈 수는 585 및 79이며, 공기 측과 가스 측 수치해석 결과를 Fig. 8 및 Fig. 9에 나타내었다.

Fig. 8은 공기 측과 가스 측 유체의 온도분포를 등고선으로 나타낸 것이다. 여기서 (a)는 z축에 대한 중간단면의 공기 측 온도분포로서 유체는 좌측에서 우측으로 흐르고 출구 쪽으로 갈수록 공기의 온도가 증가함을 볼 수 있다. 다음 (b)는 y축에 대한 중간 단면의 가스 측 온도분포로서

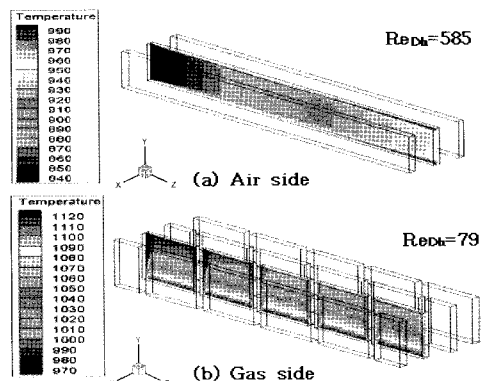


Fig. 8 Contours of temperature distributions of air and gas flows[Unit : K].

유체는 하부에서 상부로 흐르며 상부 출구에서 가스온도가 현저히 낮아짐을 볼 수 있다.

Fig. 9는 세라믹 코어의 외곽 온도분포로 저온 유체인 공기가 좌측에서 우측으로 흐르면서 세라믹 외곽의 온도가 우측으로 갈수록 증가함을 볼 수 있다.

Table 6에 입구 경계조건으로 사용한 유량과 레이놀즈 수를 기술하였는데 여기서 가스 측 유량이 일정한 상태에서 공기 측 유량을 증가시켜 공기 측 레이놀즈 수가 585, 736, 888, 1040 및 1192로 변화하고 있음을 볼 수 있다.

세라믹 열교환기의 이론적 계산을 위해서 Table 1의 여러 연구자들에 의한 누셀트 수 상관관계식과 식(3)에 의한 열교환기의 유용도 계산을 하여야 하는데 우선 식(1)과 같이 가스 측과 공기 측 간의 전열전달 계수의 계산이 필요하며 그 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 동 그림에서 Kays and Crawford의 전열전달 계수가 이들 중에 가장 크며, Sieder and Tate가 이들 중 가장 적었다. 또한 Kays and Crawford는 형상비 함수이므로 일정하며, 나머지 상관식들은 공기 측 레이놀즈 수

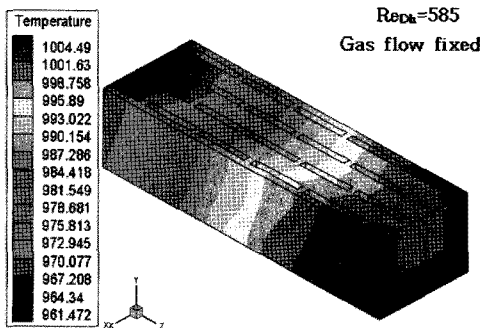


Fig. 9 Contours of temperature distributions of ceramic core[Unit: K].

Table 6 Mass flow rate according to the Reynolds number(Gas flow fixed)

Air side		Gas side	
Re_{D_h}	\dot{m}_{air} [kg/s]	Re_{D_h}	\dot{m}_{gas} [kg/s]
585	0.001983		
736	0.002479		
888	0.002975	79	0.001983
1040	0.003471		
1192	0.003966		

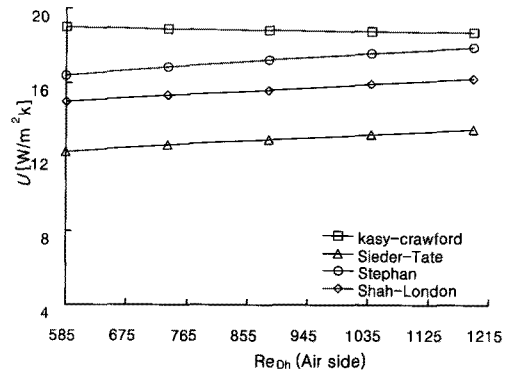


Fig. 10 Comparison of overall heat transfer coefficient with various correlations of Nusselt number.

가 증가 할수록 증가하는 경향을 보이고 있다.

세라믹 열교환기의 유용도는 열교환기의 실제 열전달 율과 최대로 가능한 열전달 율의 비로 정의되며 식(14)와 같다.

$$\xi = \frac{C_h(T_{gas_{in}} - T_{gas_{out}})}{C_{min}(T_{gas_{in}} - T_{air_{in}})} \tag{14}$$

$$= \frac{C_c(T_{air_{out}} - T_{air_{in}})}{C_{min}(T_{gas_{in}} - T_{air_{in}})}$$

수치계산결과로 부터 식(14)로 구한 열교환기 유용도를 실험 범위 내에서 여러 누셀트 수 상관관계식들을 이용하여 식(3)으로 구한 열교환기의 유용도를 공기 측 레이놀즈 수의 변화에 대해 Fig. 11에 나타내어 상호 비교할 수 있게 하였다. 동 그림에서 수치계산으로 구한 계산 값(점선)과 상관관계식들을 이용하여 구한 계산 값(실선)들에 대한 상대오차 범위를 살펴보면, Kay and Crawford의 상관관계식의 오차범위는 2.8~7.2%, Sieder and Tate는 13.0~14.4%, Stephan은 0.25~2.14% 및 Shah and London의 상관식은 3.5~4.6%이다. 수치계산으로 구한 유용도와 실험범위 내에서 상관관계식들을 이용하여 구한 유용도에 대한 상대오차는 최대 14.4% 미만이며, 주어진 조건에서 Stephan의 상관관계식이 2.14% 이하의 오차를 보이고 있다.

세라믹 열교환기의 전열량에 대해 수치계산 값(점선)과 여러 상관관계식을 이용하여 ξ -NTU법으로 계산한 값(실선)을 Fig. 12에 나타내었다. 동

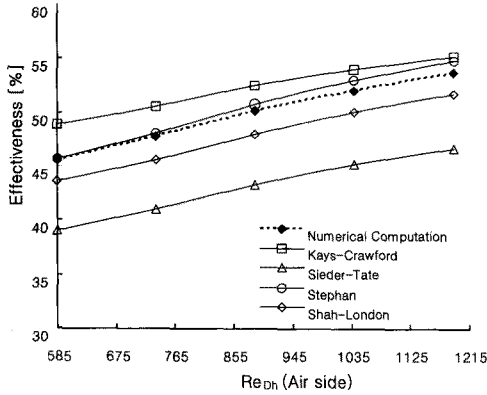


Fig. 11 Comparison of effectiveness between numerical computation and ξ -NTU method with various correlations of Nusselt number.

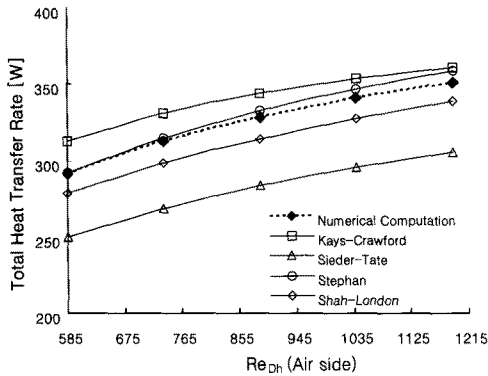


Fig. 12 Comparison of total heat transfer from numerical computation and ξ -NTU method.

그림에서 수치계산 값과 여러 상관식들에 대한 오차가 최대 14.4% 미만이며, 주어진 조건에서 Stephan의 상관관계식을 이용하여 ξ -NTU법으로 계산 값들에 대한 상대오차 2.14% 이하로서 유사한 결과를 나타내고 있다.

공기 측 레이놀즈 수 585과 1192에 대해 유체의 각 출구온도에 대한 수치계산 값과 Stephan의 상관관계식을 이용하여 ξ -NTU법으로 계산한 공기 측과 가스 측의 출구 평균온도를 서로 비교하여 Table 7에 나타내었다. 여기서 공기 측은 1.15% 이하의 오차이며, 가스 측은 0.44% 이하의 오차를 보였다.

세라믹 열교환기의 압력손실은 앞서 언급한 Table 6의 유량으로 수치계산하여 구한 값과 마찰계수를 이용한 식(7)로 계산한 값을 서로 비교하여 Fig. 13에 나타내었다. 이 그래프에서 공기 측에 대한 수치계산과 식(7)로 구한 계산 결과의 상대오차는 14~27%이며, 공기 측의 레이놀즈 수가 증가할수록 상대오차가 증가함을 보여주고 있다. 이는 레이놀즈 수가 증가함에 따라 유속이 증가하여 수치계산에 의한 압력강하가 식(7)의 값보다 크게 나타나는 것은 수치계산은 균일한 유속 분포가 입구로 들어가서 발달되는 흐름(developing flow)이고 식(7)은 완전발달 흐름에 관한 식으로 발달되는 흐름의 압력강하가 완전발달 흐름

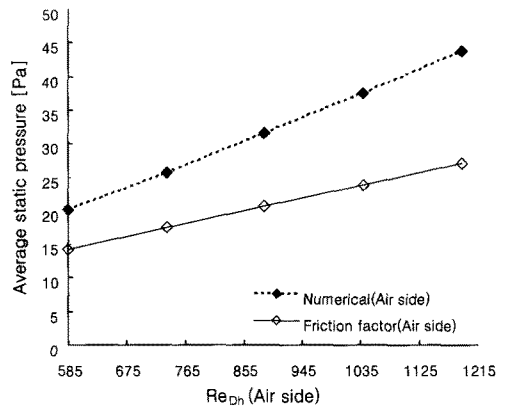


Fig. 13 Comparison of air side pressure drop from numerical computation and friction factor according to Reynolds number.

Table 7 Comparison of outlet fluid temperatures between numerical computation and ξ -NTU method

Re_{D_h}	Air side temperature[°C]			Gas side temperature[°C]		
	Inlet	Outlet		Inlet	Outlet	
		Numerical computation	ξ -NTU		Numerical computation	ξ -NTU
585	560	700	693	850	722	721
1192	560	652	642	850	695	691

Table 8 Comparison of gas side pressure drop from numerical computation and friction factor

Re _{Dh}	Gas side	
	Numerical computation[Pa]	Friction factor[Pa]
24	0.78	0.56

름의 압력강하보다 크기 때문에 생각된다. 그리고 레이놀즈 수가 증가할수록 그 오차가 더욱 커지는 것은 레이놀즈 수가 커지면 유속이 커지고 압력강하는 운동에너지에 비례할 뿐만 아니라 한정된 길이에서 입구(entrance)영역의 비율이 커지기 때문으로 생각할 수 있다. 그리고 가스 측에 대한 압력손실은 공기 측과 동일한 방법으로 비교하여 Table 8과 같이 오차는 29% 이하이다.

5. 결 론

본 연구는 800~1000 °C의 고온용 세라믹 열교환기 전열특성을 계산하기 위해 열교환기 전체에서 고온가스, 세라믹 코아 및 저온공기 간의 conjugate 강제대류 열전달 수치계산을 수행하였다. 세라믹 열교환기의 유용도와 전열량을 수치계산하여 구한 값과 여러 상관관계식을 이용하여 ξ -NTU 법으로 구한 값들을 서로 비교하였다. 또한 각 유체의 출구온도는 Stephan의 상관관계식을 이용하여 구한 값들과 비교하였다.

(1) 세라믹 열교환기에서 수치계산으로 구한 고온 열교환기의 전열량을 여러 누셀트 수 상관관계식을 활용하여 ξ -NTU법으로 구한 계산 값들을 서로 비교하면 주어진 조건에서 상관관계식들에 따라 최대 오차가 14.4% 미만이고 이들 중 Stephan의 상관관계식이 2.14% 이하의 오차로 수치계산과 유사한 결과를 보였다.

(2) 각 유체의 출구온도를 수치계산으로 구한 값과 Stephan의 누셀트 수 상관관계식을 이용하여 ξ -NTU법으로 구한 계산 값들과 비교하였는데 공기측과 가스측 출구온도는 1.15%와 0.44% 이

하의 오차를 보였다.

(3) 세라믹 열교환기에서 공기 측 유량변화에 따른 압력손실은 수치계산 값과 마찰계수를 이용한 식으로 계산하여 구한 값을 서로 비교하여 보았다. 공기 측은 27% 이하, 가스 측은 29% 이하의 오차가 발생하였다.

후 기

본 과제는 교육인적자원부 · 산업자원부 · 노동부의 출연금으로 수행한 산학협력중심대학육성사업의 연구결과입니다.

참고문헌

1. Yun, J.W. and Yun, J.Y., 1995, Numerical study on the characteristics of flow and heat transfer in finned tube heat exchanger, Journal of SAREK, pp. 74-79.
2. Kays, W.M. and Crawford, M.E., 1980, Convective heat and mass transfer, McGraw-Hill, New York.
3. Incropera, F.P. and Dewitt, D.P., 1996, Fundamentals of heat and mass transfer, John Wiley and Sons, New York.
4. Stephan, K. and Preußer, P., 1979, Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim behältersieden binärer und ternärer flüssigkeitsgemische, Chem. Ing. 51 p. 37.
5. Shah, R.K. and London, A.L., 1978, Laminar flow forced convection in duct, Suppl. 1, Adv. Heat Transfer.
6. Mills, A.F., 2003, Basic Heat and Mass Transfer, 2nd ed., Prentice Hall, New Jersey, pp. 687-689.
7. Mills, A.F., 2003, Basic Heat and Mass Transfer, 2nd ed., Prentice Hall, New Jersey, p. 920.