

연료전지용 소형 금속 열교환기의 성능에 대한 실험 및 이론적 연구

윤영환*, 팽진기**

*창원대학교 기계공학과(yhyoon@changwon.ac.kr),
**경상대학교 항공기계과(gjpaeng@changwon.ac.kr)

Study on Experimental and Theroretical performances for a Compact Metallic Heat Exchanger for Fuel Cell Systems

Yoon, Young-Hwan* Paeng, Jin-Gi**,

*Dept. of Mechanical Engineering, Changwon National University(yhyoon@changwon.ac.kr),
**Dept. of Aerospace Engineering, Gyeongsang National University(gjpaeng@changwon.ac.kr)

Abstract

This study assessed the performance of a compact heat exchanger with staggered tube banks for recuperation of high temperature exhaust thermal energy for SOFC fuel cell system. The compact heat exchanger in this study is two pass system which consists of $315 \times 202.5 \times 48.5 \text{mm}^3$ and 132 tubes of $6.0 \text{mm} \Phi$ for each heat exchanger. From experiments of the 2 pass heat exchanger system, air temperature was increased from $60 \sim 85^\circ\text{C}$ to $402 \sim 482^\circ\text{C}$ while gas temperature was decreased from 600°C to $305 \sim 402^\circ\text{C}$ according to mass flow rates of $3.9 \sim 7.8 \text{ g/s}$. The experimental heat transfer rates of the heat exchanger were compared with CFD numerical solutions with the conventional ξ -NTU method. From the comparisons, the following conclusions were obtained. For the heat exchanger system, the relative errors of heat transfer rate by CFD solution were from 7.1 to 27%, and those by ξ -NTU method were from 0.6% to 21% compared with experimental data. From the comparisons, it can be said that both of CFD and ξ -NTU method almost simulated to experimental data except specific conditions. Pressure drops through air tubes and gas passages were calculated with both of the CFD computation and head loss equations. The differences between them were from 14 to 22%.

Keywords : 고체산화물 연료전지(SOFC), 폐열회수기(Recuperator), 교차배열 원관열교환기(Staggered tube heat exchanger), 실험 및 수치계산(Experiments and CFD analysis)

기 호 설 명

c_p	: 비열 (J/kgK)
D	: 원관직경 (m)
k	: 열전도도 (W/mK)
P	: 유체압력 (Pa)
μ	: 점성계수 (kg/ms)
α	: 열 확산율 (m^2/s)

1. 서 론

세계 에너지 수요는 산업의 발전과 인구증가에 따라 계속 증가하는 추세이며 현재 주요 에너지원인 화석연료의 고갈과 환경오염에 의한 지구 온난화의 부작용으로 친환경적이며 안정적인 에너지 수급을 위하여 태양광 에너지를 수소 에너지 형태로 저장하여 동력을 생산하는 연료전지의 중요성이 강조되고 있다. 연료전지 중 고체산화물 연료 전지(SOFC-Solid Oxide Fuel Cell)는 천연가스, 석탄가스를 연료로 사용하며 작동온도가 600~1,000°C에서 작동하며, 60%에 이르는 높은 전기변환 효율을 가지고 있다. 또한 고온의 폐열을 회수하는 열 복합 발전이 현재 세계적으로 많은 연구가 진행되고 있다.¹⁾²⁾

현재 사용되고 있는 소형 원관 열교환기 경우 800°C 이상의 고온에서는 산화, 부식, creep 등으로 인하여 사용이 제한되고 있다. 그러나 최근 고온부는 세라믹 열교환기가 담당하고 저온부는 내열금속 열교환기가 담당하는 하이브리드 형태(Hybrid type)의 배열회수기가 관심의 대상이 되고 있으며, 그 예가 그림 1과 같이 3 pass의 배열 회수기(1 Ceramic core 및 2 Metallic core)로서 가스 온도가 600~1000°C는 Ceramic core가 담당하고, 약 600°C 이하에서는 내열금속인 Metallic core가 담당하는데 본 연구는 내열 금속 열교환기에 관한 것이다.

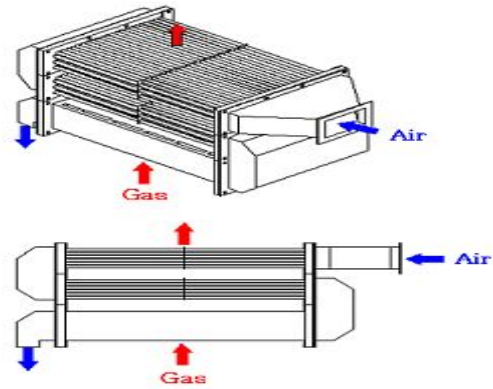


그림 1. Schematic drawing of SOFC/GT hybrid recuperator

배열회수기에 대한 연구는 Bourisa et al³⁾이 높은 열전달 성능을 향상 시키기 위해 튜브 다발을 수정하는 시뮬레이션을 수행하였으며, Tsuzuki et al⁴⁾은 가스터빈 열교환기에 대한 3D 시뮬레이션을 Fluent로 수행하였다. 이와 같이 열교환기에 대한 연구는 이론적 및 수치해석적인 방법이 주로 이루어져 왔으나 광재수 등⁵⁾⁶⁾은 고온용 관-핀 열교환기를 설계제작하여 성능시험을 하였는데 이와 같이 열교환기의 실험에 의한 연구는 많지 않다.

따라서 본 논문에서는 엇갈린 배열 원관 소형 열교환기의 시작품을 제작하여 실험을 수행하고 이에 대한 시뮬레이션을 통하여 고온의 가스에서 소형 원관 열교환기의 특성을 파악하고자 한다. 본 연구는 상용 프로그램(STAR-CD)을 사용하여 소형 원관 열교환기에 대해 유체영역과 고체영역을 연동하는(Conjugate heat transfer) 수치해석을 수행하였다. 그리고 소형 원관 열교환기에 대한 결과 ξ -NTU법으로 전열량을 계산하여 이들과 실험 결과를 비교 하였다.

2. 열교환기의 성능시험

2.1 실험장치

본 실험장치는 그림 2와 같이 고온의 가스는 2번 송풍기에 의해 유입된 상온의 공기를 비금속 히터봉으로 만들어진 공기 가열기에

서 고온의 가스로 된 후 소형 원관 열교환기에 공급되며, 공기는 1번 송풍기에 의해 유입된 상온의 공기를 열교환기의 원관 내로 유입하여 제1차 열교환기(1st HX)를 거쳐 제2차 열교환기(2nd HX)에 공급된다.

본 연구에서 사용된 소형 원관 열교환기의 재료는 600°C 정도의 고온에서 견딜 수 있도록 내열 합금강으로 구성되어 있으며, 세부 치수는 315×202.5×48.5mm³이며 Φ 6.0mm의 원관 132개로 구성되어 있다. 또한 그림 3과 같이 상부의 제1차 열교환기와 하부의 제2차 열교환기 2개가 보이며, 원관 주위로는 고온 가스가 흐르며, 원관 내로 공기가 흘러 서로 직교류를 통해 열교환을 일으킨다.

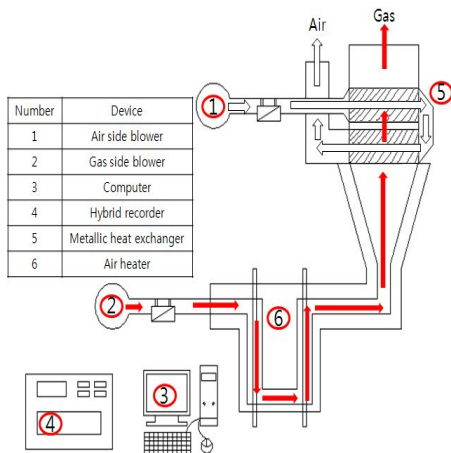


그림 2. Schematic drawing of the experimental apparatus for heat exchanger



그림 3. Photograph of compact tubular heat exchanger

2.2 실험방법

본 시험장치는 가동 후 정상상태에서 그림 4와 같이 가스 측 입·출구의 단면을 8등분하여 그 면적의 중심에 온도를 측정하였다. 그림에서 붉은 색 부분이 K타입 Thermocouple에 해당되며 가스 측의 온도의 측정 부위는 각단에 8개를 설치하고 총 8×3개 설치하였다. 공기의 경우 입·출구의 각 단면적에 대해 3등분하여 그 면적의 중심에 온도를 측정하였으며, 공기 측 온도의 측정 부위는 총 3×3곳이다. 그리고 온도 측정은 Hybrid recorder를 이용하여 컴퓨터와 상호 통신하여 온도를 기록 저장하였다.

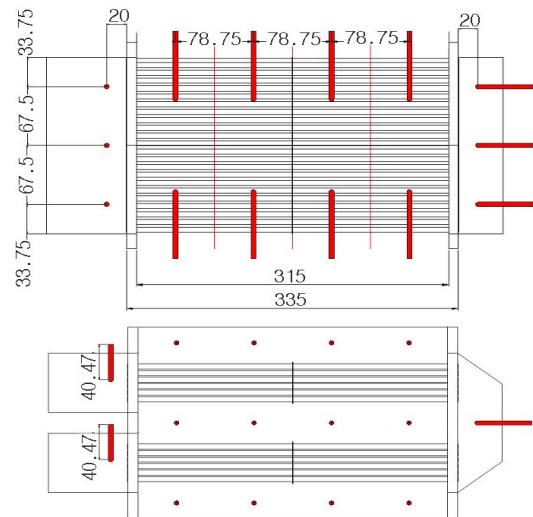


그림 4. Schematic drawing of thermocouple locations (unit : mm)

3. 열교환기의 이론적 해석

3.1 소형 원관 열교환기의 해석모델

본 연구에 사용된 소형 원관 열교환기는 엇갈린 배열의 내열합금 원관군(Staggered tube banks)의 열교환기로서 그림 5와 같이 더운 유체(배기가스 m_{gas})와 차가운 유체(공기 m_{air})는 소형 원관 코아에 의해 혼합되지 않으며 직교류 방식으로 열교환 한다.

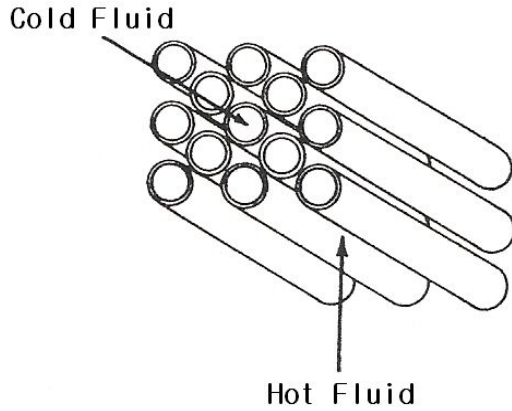


그림 5. Example of cross flow heat exchanger with staggered tube banks

3.2 소형 원관 열교환기의 전열량

고온 유체와 저온 유체간의 전열전달 계수 (Overall heat transfer coefficient), U 는 열교환기의 전열량을 계산하기 위한 주요변수이며 다음 식(1)과 같이 표현 될 수 있다.

$$U = \frac{1}{\frac{A}{A_{air} h_{air}} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} + \frac{A}{\eta_t A_{gas} h_{gas}}} \quad (1)$$

여기서, k 는 내열 합금강의 열전도도, r_o, r_i 는 원관의 안쪽 및 바깥쪽 반지름, L 은 원관의 길이이며 A 는 전체 전열 면적이다.

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.

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

공기 측 평균 누셀트 수, Nu_{air} 는 완전히 발달된 층류 유동분포를 갖는 관내 유동에서 벽면으로부터 일정한 열 유속($q_w'' = \text{constant}$)을 가지므로 다음 식(3)으로 구해진다.

$$Nu_{air} = \frac{\overline{h_{air}} D_{air}}{k_{air}} = 4.36 \quad (3)$$

가스 측 평균 누셀트 수, Nu_{gas} 는 Zukauskas가 제안한 원관다발 위를 지나는 직교류에 대한 평균 누셀트 수 상관관계식은 식(4)와 같다.⁷⁾

$$Nu_{gas} = \frac{h_{gas} D_{gas}}{k_{gas}} = 0.52 Re_{gas_{max}}^{0.5} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \quad (4)$$

위 식에서 레이놀드 수 Re 는 가스의 최대 질량유속 및 원관 직경을 기준으로 식(5)로 정의되며, 최대 유속은 식(6)과 같이 정의된다.

$$Re_{gas_{max}} = \frac{\rho_{gas} V_{max} D_{gas}}{\mu_{gas}} \quad (5)$$

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D_{gas}} V_{gas} \quad (6)$$

여기서, V_{gas} 는 가스 평균 입구속도이며, V_{max} 와 열(row) 수에 대한 수정계수는 Cengel(7)을 참고 하였다.

본 논문에서는 소형 원관 열교환기의 성능 해석방법 (ξ -NTU 방법)을 이용하여 전열량을 계산하고 이를 수치해석 결과와 비교하고자 한다. 여기서 유용도(ξ)식은 단일 통로 직교류에서 비 혼합유체일 경우 사용하는 식(7)을 사용하였다.

$$\xi = 1 - \exp\left\{ \frac{NTU^{0.22}}{C} [\exp(-CNTU^{0.78}) - 1] \right\} \quad (7)$$

여기서, C 는 열용량률 비 C_{min}/C_{max} 이며 NTU 는 전컨덕턴스의 최소열용량률에 대한 비 UA/C_{min} 이다. 공기와 가스의 열용량을 서로 비교하여 다음과 같이 $C_{min} = (\dot{m} \times c_p)_{min}$ 과

$C_{\max} = (\dot{m} \times c_p)_{\max}$ 로 나타낼 수 있으며 이들 중 적은 값을 C_{\min} 으로 하고 큰 값을 C_{\max} 로 하였고 c_p 와 \dot{m} 는 공기의 비열과 질량 유량이다.

소형 원관 열교환의 전열량은 가스 입구 온도($T_{gas_{in}}$)과 공기 입구 온도($T_{air_{in}}$)사이의 다음 식 (8)과 같이 정의할 수 있다.

$$\dot{Q} = \xi \times C_{\min} (T_{gas_{in}} - T_{air_{in}}) \quad (8)$$

공기 출구 온도($T_{air_{out}}$)와 가스 출구 온도($T_{gas_{out}}$)는 다음과 같다.

$$T_{air_{out}} = T_{air_{in}} + \frac{\dot{Q}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{air}} \quad (9)$$

$$T_{gas_{out}} = T_{gas_{in}} + \frac{\dot{Q}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{gas}} \quad (10)$$

3.3 소형 원관 열교환기의 압력강하

열교환기에서 열전달 성능과 함께 중요한 요소인 압력손실을 고려해야만 한다.

원관 내부로 흐르는 공기 측 유동의 압력 손실은 문헌[8]에서 아래 식 (11)과 같이 정의 된다.

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g_c P_1} [(K_c + 1 - \sigma^2) + 2(\frac{v_2}{v_1} - 1) + f \frac{A}{A_c} - (1 - \sigma^2 - K_c) \frac{v_m}{v_1}] \quad (11)$$

원관 주위로 흐르는 가스 측 유동의 압력 손실은 다음의 식 (12)와 같다.⁸⁾

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho V_{\max}^2}{2} \quad (12)$$

여기서, N_L 은 열수(row), f 는 마찰계수, χ 는 보정계수, V_{\max} 는 원관 주위에서의 최대 유속이다.

4. 수치해석

본 연구에서 소형 원관 열교환기 내부의 유동을 3차원 비압축성 정상상태의 유동으로 가정하여 가정된 평균 유속을 사용하였다. 또한 모든 입구 평균 유속에 대해 $Re_{D_h} < 2300$ 이 하므로 층류 유동으로 간주하였으며 수치 계산에 사용된 지배방정식은 다음 식(13)에서 식(15)와 같다.

4.1 지배방정식

정상상태 및 층류 유동에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

Continuity equation

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (13)$$

Momentum equation

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (14)$$

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

$$\rho c_p \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = k \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (15)$$

4.2 격자

본 연구의 해석 대상인 소형 원관 열교환기는 그림 6과 같이 수치해석 영역은 붉은색선

사각형 안이며, 소형 원관 열교환기의 열 및 유동해석을 위한 메쉬(Mesh) 모형은 ICEM-CFD를 사용한 그림 7이며 세부 조건은 표 1과 같다. 메쉬 모형의 크기는 315×4.5×48.5 mm이며 계산 격자의 노드 수는 고체영역과 유체영역을 포함하여 507,244개이고, 전체 셀 수는 Hexahedron으로 약 42만개를 생성하였다. 본 계산에 사용된 STAR-CD 상용 프로그램은 유한 체적법(Finite Volume Method)을 사용하고 있다. 수치계산 모델에 대한 수렴 판정은 전영역 잔류항의 총합이 10^{-4} 이하가 되는 시점으로 하였다.

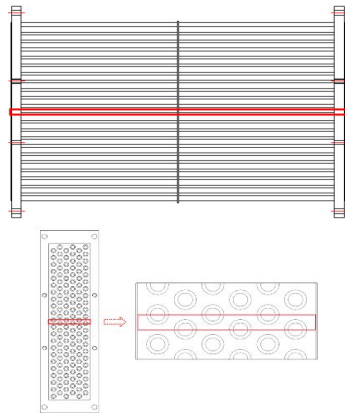


그림 6. Drawing of computational domain for the compact tubular heat exchanger

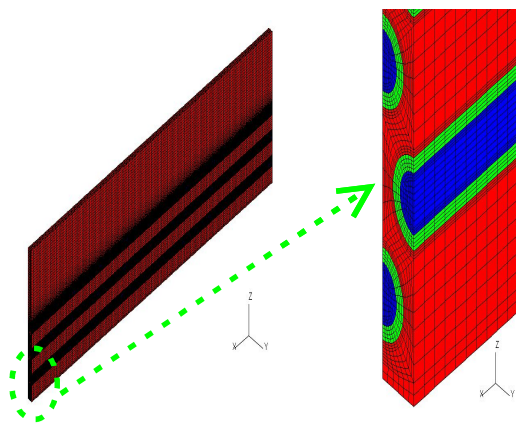


그림 7. Photograph of compact tubular heat exchanger

표 1. Design conditions of the compact tubular heat exchanger

Heat exchanger type	staggered tube banks	
Working fluid	Air	
Row	6	
Domain	Air side	Gas side
Dimeter [m]	0.004	0.006
Length[m]	0.315	
Heat transfer area [m ²]	0.011875	0.017812

4.3 경계조건

(1) 입구 경계조건

공기 측과 가스 측 유동장에 입구 경계조건은 각 원관 내에 유속분포 및 입구 공기온도이다. 공기 측 입구 유속의 방향은 x축 방향이며 y, z축 방향의 유속은 0으로 가정하여 입구 경계조건으로 대입하였다. 또한 가스 측 입구 유속의 방향의 z축 방향이며 공기 측 유속 가정과 동일하게 입구 경계조건으로 대입하였다. 공기 측 과 가스 측 각각의 입구온도에 대한 경계조건은 식(16)로 나타낼 수 있으며 T_{in} 은 실험에서 측정된 열교환기의 공기 측과 가스 측의 유체 입구 온도이다.

$$T = T_{in} \quad (16)$$

(2) 출구 경계조건

출구의 경계조건은 출구가 대기과 접하기 때문에 압력 P를 0으로 지정하는 대기압 조건(Pressure condition)이다.

(3) 벽면 경계조건

수치모델의 원관의 내부 벽면 경계조건과 외부 표면 경계조건으로 나눌 수 있다. 내부 벽면 경계조건은 유체와 접한 벽면에서의 유속 성분이 0인 조건(non-slip condition)으로 식 (17)로 가정한다. 열교환기 전체의 외부 육면체 벽면은 입구와 출구 경계조건 제외하고 단열조건으로서 식(18)과 같다.

$$U_{\text{wall}} = V_{\text{wall}} = W_{\text{wall}} = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x_i} = 0 \quad (18)$$

4.4 수치계산의 결과

본 연구는 소형 원관 열교환기의 실험 결과를 토대로 각 유체의 입구 온도 및 질량유량을 입구 경계 조건으로 제 1차 HX(열교환기)와 제 2차 HX(열교환기)에 대하여 각각 열유동 해석을 수행하였다. 해석 수행 초기에는 각각의 입구온도에 해당하는 물성치를 사용하여 소형 원관 열교환기에 대해 수치계산 하여 각각의 출구온도를 산출하였다. 그런 후 산출된 출구온도와 입구온도의 평균온도에서 공기 측과 가스 측의 물성치를 다시 정하였으며, 밀도는 온도의 함수로 정의하였다.

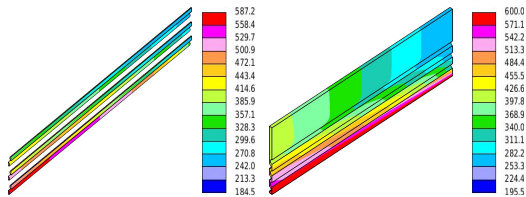


그림 8. Temperature contours of 1st HX at gas inlet temperature of 600°C

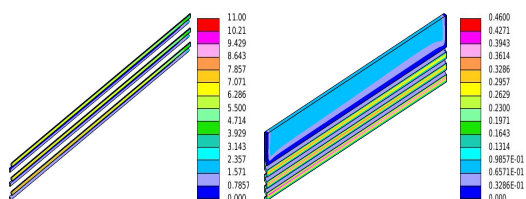


그림 9. Temperature contours of 2nd HX at gas inlet temperature of 600°C

수치해석 결과의 한 예로서 공기의 질량 유량이 5.8 g/s 및 가스 질량 유량이 4.69 g/s 일 때 제 1 차 HX의 공기 및 가스의 온도 분포를 그림 8에 나타내었다. 그리고 제 2 차 HX의 공기 및 가스의 온도 분포를 그림 9에 도

시하였다. 본 그림들에서 (a)은 공기 측 온도 분포로서 왼쪽에서 오른쪽으로 냉각되는 모습을 보이고, (b)은 가스 측 온도 분포로서 아래쪽에서 위쪽으로 냉각되고 있음을 보여준다.

5. 실험결과 및 계산결과의 비교

가스유입 온도 600°C에서 공기 질량유량의 증가에 따른 제 1차 HX 및 제 2차 HX의 공기 측 출구 온도는 그림 10에 나타내었다. 본 그림은 실험을 기준으로 제 1차 HX의 공기 측 출구온도의 상대오차 범위는 수치계산 값과 비교 결과 0.2%~3.8%이며 ξ -NTU 결과 값과 비교 결과 5.0%~6.7%이다. 또한 제 2차 HX의 공기 측 출구 온도의 상대오차 범위는 수치계산 값과 비교 결과 3.8%~8.5%이며 ξ -NTU 결과 값과 비교결과 1.0%~6.6%이다.

제 1차 HX 및 제 2차의 가스 측 출구 온도는 그림 11에 나타내었다. 실험값을 기준으로 제 1차 HX의 가스 측 출구온도의 상대오차 범위는 수치계산 값과 비교 결과 2.0%~5.5%이며 ξ -NTU 결과 값과 비교결과 1.1%~15.7%이다. 또한 제 2차 HX의 가스 측 출구 온도의 상대오차 범위는 수치계산 값과 비교결과 2.0%~7.5%이며 ξ -NTU 결과 값과 비교결과 0.7%~4.5%이다.

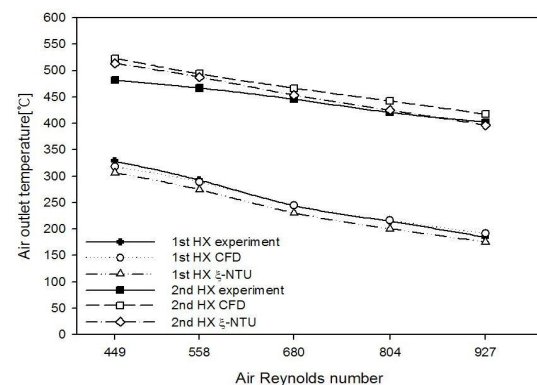


그림 10. Air outlet temperature at gas inlet temperature of 600°C

(Re_{gas} :372~537, air inlet temperature:85~60°C)

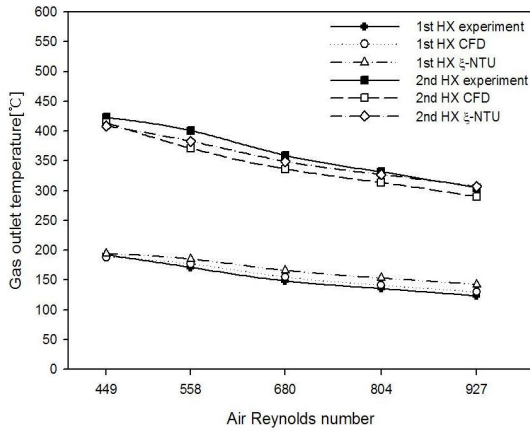


그림 11. Gas outlet temperature at gas inlet temperature of 600°C

(Re_{gas} :372~537, air inlet temperature:85~60°C)

그림 12에 전과 같은 조건에서 제1차 HX의 전열량을 나타내었으며 실험값을 기준으로 수치계산 값 과 ε-NTU 법 계산 값의 상대오차 범위는 각각 0.3%~5.7%와 7.4%~9.7%이다. 또한 그림 13는 제 2차 HX의 전열량을 나타낸 것으로 실험값을 기준으로 수치계산 값 과 ε-NTU법 계산 값과의 상대오차 범위는 각각 7.2%~27.3%와 2.1%~21%이다.

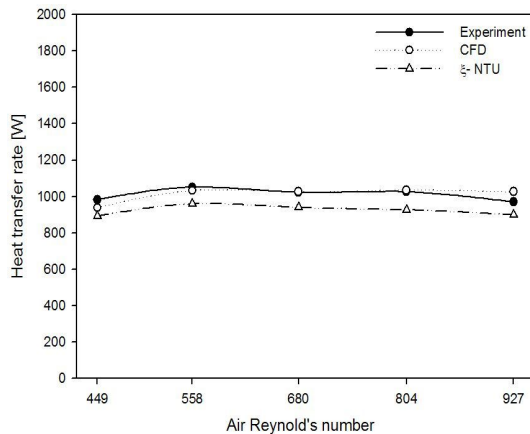


그림 12. Heat transfer rate of 1st HX at gas inlet temperature of 600°C

(Re_{gas} :372~537, air inlet temperature:85~60°C)

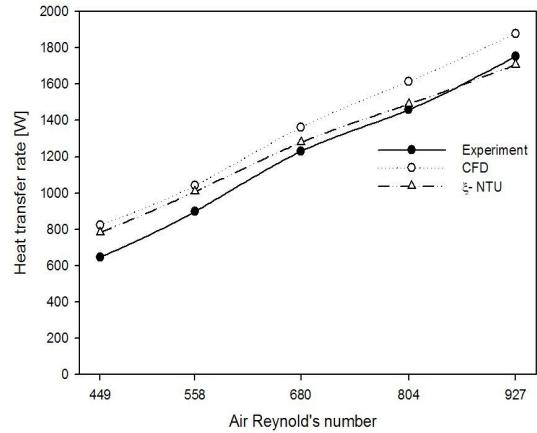


그림 13. Heat transfer rate of 2nd HX at gas inlet temperature of 600°C

(Re_{gas} :372~537, air inlet temperature:85~60°C)

제 1차 HX 및 제 2차 HX의 공기 측 압력강하는 그림 14에 나타내었으며, 그래프에서 제 1차 HX의 공기 측 수치계산으로 구한 압력강하는 유량이 증가 할수록 64.1Pa에서 102.7Pa로 증가하고 있다. 또한 Head loss 계산 값과 수치계산 값의 상대오차 범위는 14.9%~21.9%이다. 그리고 제 2차 HX의 공기 측 수치계산으로 구한 압력강하는 1차 HX와 동일하게 유량이 증가할수록 111Pa에서 183.8Pa로 증가하고 있다. 또한 Head loss 계산 값과 수치계산 값의 상대오차 범위는 10.1%~19.1%이다. 이러한 상대오차는 관내의 유동이 층류이므로 배관 길이의 상당 부분이 입구 영역에 해당하기 때문으로 사료된다.

제 1차 HX 및 제 2차의 가스 측 압력강하는 그림 15에 나타내었다. 제 1차 HX의 가스 측 수치계산으로 구한 압력강하는 유량이 증가할수록 0.45Pa에서 0.57Pa로 증가하였다. 그리고 Head loss 계산 값과 수치계산 값의 상대오차 범위는 15.8%~19.9%이다. 그리고 제 2차 HX의 가스 측 수치계산으로 구한 압력강하는 유량이 증가할수록 0.71Pa에서 0.96Pa로 증가하였다. 그리고 Head loss 계산 값과 수치계산 값의 상대오차 범위는 17.7%~21.5%이다.

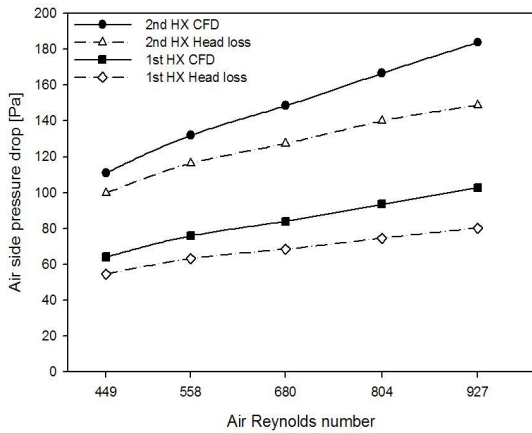


그림 14. Air side pressure drop at gas inlet temperature of 600°C

(Re_{gas} :372~537, air inlet temperature:85~60°C)

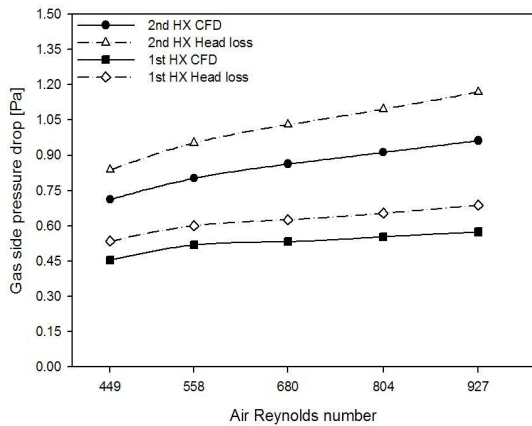


그림 15. Gas side pressure drop at gas inlet temperature of 600°C

(Re_{gas} :372~537, air inlet temperature:85~60°C)

6. 결 론

본 연구에서는 Hybrid 배열회수기 구성 중 600°C 이하의 가스를 담당하는 내열합금강으로 이루어진 소형 원관 열교환기의 성능 시험을 수행하였다. 또한 수치계산과 ξ -NTU법을 사용하여 실험으로 구한 각 유체의 온도, 열교환기들의 전열량 및 유용도를 상호 비교하였다. 이를 실험범위에서 수치해석과 ξ -NTU

법의 적용성을 검토하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 2 pass system의 소형 원관 열교환기 성능 시험에서 공기 측 질량유량이 3.9~7.8g/s로 변화하는 동안 두 개의 열교환기를 걸쳐 공기 온도는 60~85°C에 402.3~481.8°C로 증가하였고, 반면 가스 온도는 600°C에서 305~402.3°C로 감소하였으며 전열량은 제1차 열교환기가 970.9~1026.2W이며 제2차 열교환기는 646.7~1752.5W이었다.
- (2) 실험에서 구한 각 열교환기의 공기 측, 가스 측 출구 온도 및 전열량과 유용도에 관해 수치계산 값과 ξ -NTU법 계산 값을 상호 비교 하였다. 실험에서 구한 출구온도는 수치계산 값과 ξ -NTU법 계산 값을 비교한 결과 0.28~8%와 0.1~16%의 상대 오차범위를 보였다. 또한 전열량은 수치계산 값과 ξ -NTU법 계산 값을 비교한 결과 7.1~27%와 0.6~21%의 상대 오차 범위를 나타내었다. 그러나 제1차 열교환기(1st HX)와 제2차 열교환기(2nd HX)를 나누어서 관찰하면 수치계산이 제 1차 HX의 실험값을 잘 모사하였으며, ξ -NTU method는 제 2차 HX의 실험값을 잘 모사하였다. 하지만 실험결과 값에 대한 두 가지 해석 방법의 상대오차 범위는 크게 차이가 나지 않음을 알 수 있다. 따라서 600°C의 고온가스에서 소형 원관 열교환기의 설계 시 특정 영역을 제외하고 수치계산 값과 ξ -NTU법계산 값 모두 실험결과를 비교적 잘 모사하였다.
- (3) 본 논문의 실험에서 각 유체의 압력은 측정하지 않았으며, 수치해석으로 구한 압력강하와 Head loss식으로 계산한 값들을 비교하면 열교환기에 따라 14~22%의 상대오차 범위를 보인다. 이는 첫째 head loss식의 조건은 완전발달 흐름이고 유체의 밀도가 일정하나 수치계산에서는 발달 중인 입구영역을 계산하고 유체의 온도 변화에 따른 밀도의 구배를 계산하는 차

이로 추정된다.

후 기

이 논문은 2009~2010년도 창원대학교 연구비에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

1. Chan, S. H. et al., Modelling for Part Load Operation of Solid Oxide Fuel Cell-gas Turbine Hybrid Power Plant, Journal of Power Source, Vol. 114, 2003, pp. 213~227.
2. Winkler, Loreaz, The Design of Stationary and Mobile Solid Oxide Fuel Cell-gas Turbine System. Journal of Power Source, Vol. 105, 2002, pp. 222~227.
3. Bourisa, D. et al., Design of a Novel Intensified Heat Exchanger for Reduced Fouling Rates, Inter. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 48, No. 18, 2005, pp. 318~382
4. Tsuzuki, N. et al., Ishiduka, High Performance Printed Circuit Heat Exchanger, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, No. 10, 2007, pp. 1702~1707
5. 광재수, 안원근, 박영일, 양수석, 고온용 핀-휀 열교환기 개발 Part 1: 설계 및 제작, 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, 2005, pp. 2136~2141
6. 광재수, 안원근, 박영일, 양수석, 고온용 핀-휀 열교환기 개발 Part 2: 시험 및 분석, 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, 2005, pp. 2142~2147
7. Yunas A. Cengel, Heat Transfer a practical approach, McGraw-Hill, 2008.
8. Kays, W. M and A. L. London., Compact Heat Exchanger, McGraw-Hill, 1984.