

직교류 열교환기의 모듈수에 따른 열전달 및 압력강하 특성

김종민 · 김진수 · 유병훈 · 금성민* · 이창언 · 이승로†

인하대학교 기계공학과, *한라대학교 기계자동차공학부

(2012년 5월 3일 접수, 2013년 6월 5일 수정, 2013년 6월 5일 채택)

Heat Transfer and Pressure Drop of Cross-flow Heat Exchanger on Modules Variation

Jong-Min Kim · Jinsu Kim · Byeonghun Yu · Sungmin Kum* · Chang-Eon Lee · Seungro Lee†

School of Mechanical Engineering, Inha University,

*School of Mechanical and Automotive Engineering, Halla University

(Received 3 May 2013, Revised 5 June 2013, Accepted 5 June 2013)

요 약

본 연구는 예혼합 연소시스템에 적용할 직교류 엇갈림 배열 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성 검토를 목적으로 한다. 따라서 비예혼합화염보다 화염길이 짧고 당량비 조절을 통해 NO_x 및 CO 배출을 제어할 수 있는 예혼합방식의 버너 앞에 모듈로 구성된 열교환기를 설치한 후 당량비를 변화시킬 때 NO_x와 CO의 배출특성을 검토하였다. 또한 열교환기의 모듈 변화에 대한 유용도, 엔트로피 생성량 및 압력강하를 계산하였고 엑서지 로스를 검토하여 열교환기의 성능을 분석하였다.

주요어 : 열교환기, 유용도, 엔트로피 생성, 압력강하

Abstract - This study investigated the characteristics of heat transfer and pressure drop for cross-flow heat exchanger of premixed combustion system. The premixed burner was in front of a heat exchanger, and the number of heat exchanger modules was changed to investigate the characteristics of NO_x and CO emissions with various equivalence ratios. In addition, the effectiveness, entropy generation and pressure drop were calculated by various number of heat exchanger modules and the performance of heat exchanger was analyzed by the exergy loss.

Key words : Heat exchanger, Effectiveness, Entropy generation, Pressure drop

1. 서 론

열교환기는 서로 다른 온도와 고체벽으로 분리된 두 유체들 사이에서 에너지 전달을 목적으로 이용되고 있는데 공기조화, 동력발생, 폐열회수 및 화학공정

등에 활용되고 있다. 일반적으로 열교환기는 유동 및 전열면의 형상에 따라 분류할 수 있는데 단류(single-stream), 평행류 양류(parallel-flow two stream), 대향류 양류(counterflow two-stream), 교류 양류(cross-flow two-stream), 교류 대향류 양류(cross-counterflow two-stream), 다통로 양류(multipass two-stream) 등이 있으며 실제 공정에 적용할때는 유동형상의 기하학적 구조, 전열면의 형태 및 재질을 고려하여 설계되고 있다[1].

†To whom corresponding should be addressed.

School of Mechanical Engineering, Inha University
Tel : 032-860-7323 E-mai : seungrol@inha.ac.kr

열교환기는 대부분 다수의 원관으로 구성되어 있어 원관주위에서 열전달현상, 압력강하 해석, 크기와 성능 검토 및 경제성이 중요한 설계변수이다.

일반적으로 열교환기에서 관 배열 형식은 정열(alined)배열과 엇갈림(staggered)배열로 대별되며, 관 배열에 있어 중요한 인자로는 관지름, 길이방향 관 간격 및 횡방향 관 간격 등이다. 관군 외부 흐름이 관군을 가로지르는 경우 열전달특성은 온도차와 압력강하로 대별되는데 이를 지배하는 인자로는 관 표면에서 발생하는 경계층의 박리와 관에 의한 후류와의 간섭 등이 있다. 정열배열의 경우 압력손실이 작은 반면 열전달성능이 낮고, 엇갈림배열의 경우 압력손실이 크지만 열전달성능은 상대적으로 높은 것으로 알려져 있다[2,3].

정열배열과 엇갈림배열에서의 열전달 및 압력강하에 대해서는 많은 연구가 진행되어 왔는데 Grimison E.D[4], Zhukauskas A[5] Kays W.M, and London A.L[6]의 연구가 많은 논문에서 인용되고 있다.

Grimison[4]은 엇갈림 관군배열에서 관군에 의한 Nu수, 압력손실에 대한 식 및 관련 변수를 제시하였고 Zhukauskas[5]는 단일 원관과 관군에 대한 일반적인 유동형태, 열전달계수, 압력강하 특성을 수치해석과 실험을 통하여 상관식을 제안하였다.

Kays and London[6]은 열교환기의 성능에 영향을 주는 인자들을 검토하고 j factor를 포함하는 Nu수에 관한 상관식을 제시하였으며 Bergelin[7]은 낮은 Re수에서 평균 열전달율과 압력손실에 대한 체계적인 연구결과를 발표하였다

위에서 언급한 연구 모두 관군사이에서 Nu수와 압력강하에 대한 실험식을 제시하였는데 관 배열에서 Re수, 관군의 세로열의 수(number of tube rows in bank), 관사이의 가로피치(transverse tube pitch), 세로피치(longitudinal tube pitch)등의 다양한 조건들을 포함하고 있다.

본 연구에서는 예혼합 연소시스템에 적용할 직교류 엇갈림 배열 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성 검토를 목적으로 한다. 따라서 비예혼합화염보다 화염길이가 짧고 당량비 조절을 통해 NOx 및 CO 배출을 제어할 수 있는 예혼합방식의 버너 앞에 모듈로 구성된 열교환기를 설치한 후 당량비를 변화시킬 때 NOx와 CO의 배출특성을 검토하였다. 또한 열교환기의 모듈 변화에 대한 유용도, 엔트로피 생성량[8,9]

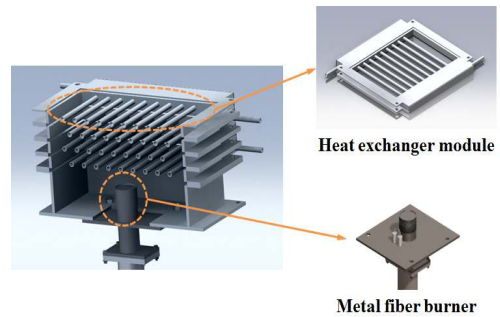


Fig. 1. Schematic structure of burner and heat exchanger modules.

및 압력강하를 계산하였고 엑서지 로스를 검토하여 열교환기의 성능을 분석하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 버너 및 열교환기의 구조

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 버너와 열교환기의 개략도이다. 버너형상은 원통형이며 연소기 표면재질은 메탈화이버이다. 버너용량은 약 5.8kW(일반 콘덴싱 보일러 23kW의 1/4)이고 연소방식은 예혼합방식으로서 연료는 LNG를 사용하였다.

열교환기는 열교환 면적을 효율적으로 검토하기 위해 모듈로 설계 제작하였다. 모듈 1개의 사이즈는 186×258×22mm이고 모듈 내부에는 외경 8mm(내경 6mm) 길이 186mm인 스테인레스 튜브를 9개(열교환 면적 42,072mm²) 배열하였으며 튜브와 튜브사이의 간격은 15mm이다. 열교환기 면적은 모듈 4개를 설치할 경우 일반 콘덴싱 보일러 현열 열교환기 면적의 약 1/4이 되도록 설계하였으며 재질은 SUS 304이다.

버너와 첫 번째 모듈사이의 거리는 45mm로 정하였는데 이것은 버너 부하량이 3.5kW일때 당량비 변화에 따라 버너표면에서 화염 길이가 약 30~40mm로 확인되었기 때문에 만약 버너와 열교환기 사이의 거리가 충분하지 않을 경우 열교환기 첫 번째 관이 화염과 직접 접촉하여 CO 배출량이 급격하게 증가하는 것을 방지하기 위해서이다.

Fig. 2는 열교환기 튜브의 엇갈림 배열을 도시한 것으로 $S_T = S_L$ 는 23mm, S_D 는 25.714mm이다.

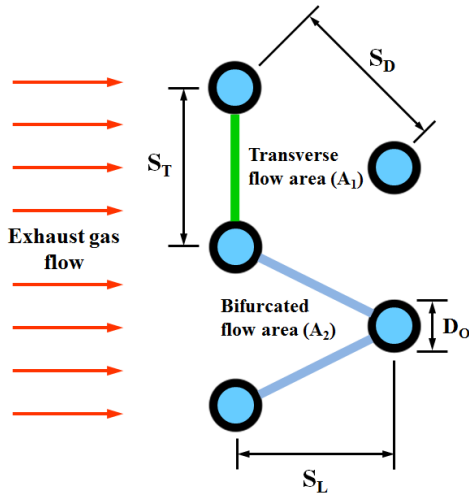


Fig. 2. Schematic diagram of staggered array of tube banks

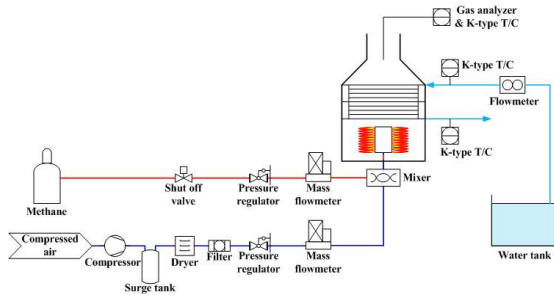


Fig. 3. Schematic diagram of the experimental apparatus

2.2 실험장치 및 방법

Fig. 3은 실험장치의 개략도이다. 연소용 공기는 컴프레서를 통해 공급되며 서지탱크 및 필터를 통과하고 정밀레귤레이터를 통해 일정압력으로 질량유량계(MFC Tylan FC 280)로 들어온다. 연료인 LNG도 펌프에서 레귤레이터를 통과여 질량유량계에 의해 공급되며 버너 상부에서 혼합된다. NOx 및 CO의 배출농도 측정은 연소가스 분석기(Testo 340, TESTO)로 측정하였다. 열교환기 입출구의 물 유량은 디지털유량계(RT375MI-LPM1)를 사용하였고, 물 온도 및 배기가스 온도를 측정하기 위해 열전대(T, R type)를 부착하여 데이터로거(HP 34970A)에 연결한 후 정상 상태에서 5회 측정한 평균값을 사용하였다.

실험조건은 Table. 1과 같으며 당량비는 실용연소기의 운전범위를 고려하여 0.75, 0.85, 0.95까지 변화시켰고 당량비 변화에 따른 연료량, 공기량 및 물 유

Table 1. Experimental condition

Number of heat exchanger modules(N_L)	4	6	8
열교환 면적(mm ²)	168,288	252,432	336,576
열교환 방식	대향류		
당량비	0.75, 0.85, 0.95		
버너 부하량(kW)	3.5		

Table 2. Detailed value of flow rates for fuel, air and water

Equivalence ratio	Flow rate		
	Fuel (L/min)	Air (L/min)	Water (kg/min)
0.75	5.3		
0.85	5.3		
0.95	5.3		

량은 Table. 2와 같다. 실험에서 사용한 질량유량계, 연소가스 분석기, 디지털유량계 및 데이터로거의 정밀도는 각각 $\pm 1\%$, $\pm 5\%$, $\pm 2\%$, $\pm 1\%$ 이다.

실험결과에 대한 불확실도 해석(uncertainty analysis)을 위하여 Kline[10]의 방법을 사용하였다. 계산한 결과 당량비 0.85일 때 유용도의 불확실도는 4.99%이다. 이때 열교환기 물 유량(m_w)의 불확실도가 가장 크게 나타났고 물 출구온도($T_{w,o}$)의 불확실도가 가장 낮게 나타났다.

3. 실험데이터 처리 방법

열교환기 고온측과 저온측에서 교환되는 열량 Q 는 식 (1)로 나타낼 수 있고 대수평균온도차(Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD)는 식 (2)과 같이 계산하였으며, 식 (3)의 총괄열전달계수(overall heat transfer coefficient)는 대수평균온도차와 식 (4)의 평균열전달율을 이용하여 계산하였다.

$$Q_h = \dot{m}_g C_{p,g} (T_{g,i} - T_{g,o}), \quad Q_c = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \tag{1}$$

여기서 \dot{m} 은 질량유량, $C_{p,g}$ 는 연소가스의 비열,

$C_{p,w}$ 은 물의 비열이다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2)$$

대향류에서

$$\Delta T_1 = T_{g,i} - T_{w,o}, \Delta T_2 = T_{g,o} - T_{w,i} \text{ 이다.}$$

$$U = \frac{Q_m}{A_s \Delta T_{LMTD}} \quad (3)$$

$$Q_m = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (4)$$

그리고 고온측(연소가스)과 저온측(물) 작동유체의 열전달 유용도(effectiveness)는 식 (5)와 같이 계산하였다.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_{p,g}(T_{g,i} - T_{g,o})}{C_{min}(T_{g,i} - T_{w,i})} = \frac{C_{p,w}(T_{w,o} - T_{w,i})}{C_{min}(T_{g,i} - T_{w,i})} \quad (5)$$

$$C_g = \dot{m}_g C_{p,g}, C_w = \dot{m}_w C_{p,w} \quad (6)$$

여기서 C_{min} 은 C_g 와 C_w 중에서 작은 쪽의 열용량으로 정의한다.

열교환기에서 비가역 손실은 유체의 온도차와 관에서의 마찰로 인해 발생한다. 일반적으로 시스템의 총 엑서지(Ex)는 식 (7)과 같이 나타낼수 있는데 물리적 엑서지(physical exergy : Ex^{PH}), 운동 엑서지(kinetic exergy : Ex^{KN}), 포텐셜 엑서지(potential exergy : Ex^{PT}), 화학적 엑서지(chemical exergy : Ex^{CH})의 총 합으로 볼 수 있다[11]. 본 연구에서 엑서지 해석은 열전달 비가역성만 검토하였고 마찰에 의한 비가역성은 포함하지 않았다. 열교환시스템에서 엑서지의 대부분은 물리적 엑서지이기 때문에 에너지 평형은 식 (8)과 같다.

$$Ex = Ex^{PH} + Ex^{KN} + Ex^{PT} + Ex^{CH} \quad (7)$$

$$\sum \dot{Ex}_i - \sum \dot{Ex}_o + \sum \dot{Ex}_{product} = 0 \quad (8)$$

따라서 엑서지 로스(Ex_{loss})는 식 (9)와 같이 표현할 수 있으며 시스템 열교환과정에서 $Q_h = Q_c$ 라고 가정하면 식 (9)는 식(10)같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{Ex}_{loss} &= \dot{m}_g(h_{g,i} - T_o s_{g,i}) + \dot{m}_w(h_{w,i} - T_o s_{w,i}) \\ &\quad - \dot{m}_g(h_{g,o} - T_o s_{g,o}) - \dot{m}_w(h_{w,o} - T_o s_{w,o}) \\ &= \dot{m}_g(h_{g,i} - h_{w,o}) + \dot{m}_w(h_{w,i} - h_{w,o}) \\ &\quad + T_o[\dot{m}_g(s_{g,o} - s_{g,i}) + \dot{m}_w(s_{w,o} - s_{w,i})] \end{aligned} \quad (9)$$

$$\dot{Ex}_{loss} = T_o[\dot{m}_g(s_{g,o} - s_{g,i}) + \dot{m}_w(s_{w,o} - s_{w,i})] \quad (10)$$

여기서 고온측과 저온측의 엔트로피 변화량은 식 (11)과 같이 나타낼 수 있기 때문에 식 (10)은 식 (12)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta s_g &= s_{g,o} - s_{g,i} = C_{p,g} \ln\left(\frac{T_{g,o}}{T_{g,i}}\right), \\ \Delta s_w &= s_{w,o} - s_{w,i} = C_{p,w} \ln\left(\frac{T_{w,o}}{T_{w,i}}\right) \end{aligned} \quad (11)$$

$$\dot{Ex}_{loss} = T_o[\dot{m}_g C_g \ln\left(\frac{T_{g,o}}{T_{g,i}}\right) + \dot{m}_w C_w \ln\left(\frac{T_{w,o}}{T_{w,i}}\right)] \quad (12)$$

만약 연소가스의 열용량이 물의 열용량보다 작다면 엑서지 로스는 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{Ex}_{loss} = T_o[C_{min} \ln\left(\frac{T_{g,o}}{T_{g,i}}\right) + C_{max} \ln\left(\frac{T_{w,o}}{T_{w,i}}\right)] \quad (13)$$

그리고 식 (11)은 고온측과 저온측의 엔트로피 변화량이므로 두 항의 합인 식 (14)는 열교환 시스템의 엔트로피 생성량으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} &= C_g \ln\frac{T_{g,o}}{T_{g,i}} + C_w \ln\frac{T_{w,o}}{T_{w,i}} \\ &= C_g \ln\left[1 - \frac{C_w}{C_g} \epsilon \left(1 - \frac{T_{w,i}}{T_{g,i}}\right)\right] + C_w \ln\left[1 + \epsilon \left(\frac{T_{g,i}}{T_{w,i}}\right)\right] \end{aligned} \quad (14)$$

열교환기에서의 Nusselt number(Nu_D)는 식 (15)와 같이 계산하였다.(4, 10)

$$Nu_D = 1.13 C_1 C_2 Re_{D,max}^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

본 연구에서 $N_L < 10$ 이기 때문에 $Nu_D|_{(N_L < 10)} = C_2 Nu_D|_{(N_L \geq 10)}$ 이며 correction factor C_2 는 Zhukauskas[5]의 실험결과를 인용하였다.

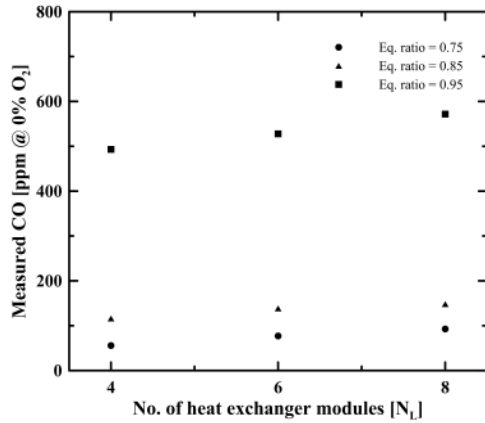


Fig. 4. CO concentration for various equivalence ratios with various number of heat exchanger modules

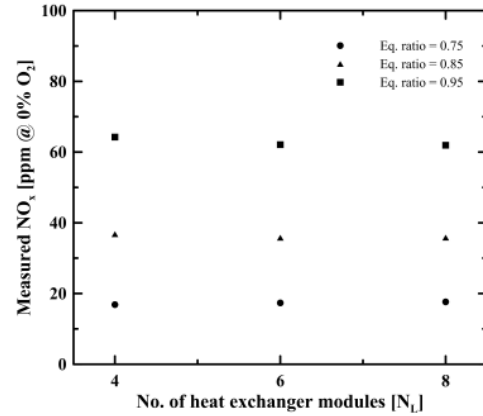


Fig. 5. NOx concentration for various equivalence ratios with various number of heat exchanger modules

C_1 과 m 은 $\frac{S_L}{D_o}$ 과 $\frac{S_T}{D_o}$ 에 의해 결정되며,

$$\frac{S_L}{D_o} = \frac{S_T}{D_o} = 2.875 \text{ 일 때}$$

$$C_1 = 0.4306, m = 0.5735 \text{ 이다. [4]}$$

$Re_{D,max}$ 는 식 (16)과 같이 계산하였고 V_{max} 는 식 (17)로 계산하였다. 이때 식 (17)의 최대속도는 식 (18)에 의해 transverse flow area(A_1)에서 나타난다.

$$Re_{D,max} = \frac{V_{max} D_o}{\nu} \quad (16)$$

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D_o} V \quad (17)$$

$$S_D \geq \frac{S_T + D_o}{2}, S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad (18)$$

열교환기 내부에서의 압력차는 식 (19)으로 계산하였다.(5)

$$\Delta P = N_L \lambda \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f \quad (19)$$

여기서 λ (pressure correction factor)와 f (friction factor) 값은 식 (20)의 P_L 과 P_T 를 계산한 후 Zukauskas[5]의 pressure drop model을 참고하였다.

$$P_L = \frac{S_L}{D_o}, P_T = \frac{S_T}{D_o} \quad (20)$$

4. 실험결과 및 고찰

4.1 당량비 변화에 따른 CO 및 NOx 배출특성

Fig. 4는 열교환기 모듈수(N_L)에 대해 당량비 변화에 따른 CO의 배출특성을 나타낸 것으로 CO 배출량은 당량비가 증가할수록 높게 나타나는데 이것은 당량비가 증가할수록 CO를 산화 시킬수 있는 O2의 유효성이 감소하고 또한 높아지는 화염온도 때문이다.[2] 특히 당량비 0.95에서는 0.75와 0.85에 비해 2배 이상 CO가 배출되는데 이것은 당량비 0.95에서 공기량 부족으로 인해 화염이 불안정지기 때문이라고 생각된다. 당량비가 동일할 때 N_L 이 증가하면서 CO 배출량의 차이는 작게 나타났다.

Fig. 5는 N_L 에 대해 당량비 변화에 따른 NOx 배출특성을 나타낸 것으로 당량비가 증가할수록 화염온도가 높아지면서 NOx 배출량도 증가한다. 당량비가 동일할 경우 N_L 의 변화에 따른 NOx 배출량은 큰 차이가 없으며 당량비 0.85와 0.75에서 약 40ppm 이하로 나타난다. 본 실험결과 EN 677(Class 5)[12]과 KS B 8127[13]를 기준으로 할 때 최적 당량비는 0.75와 0.85(CO 배출량은 약 150ppm 이하, NOx 배출량은 약 37ppm 이하)로 판단된다.

4.2 N_L 증가에 따른 열적 특성

Fig. 6은 N_L 변화에 따른 열전달율을 나타낸 것으로 N_L 이 증가(열교환 면적 증가)하면서 열전달율도 증가한다. 당량비 0.75일 때 N_L 이 4에서 8로 증가

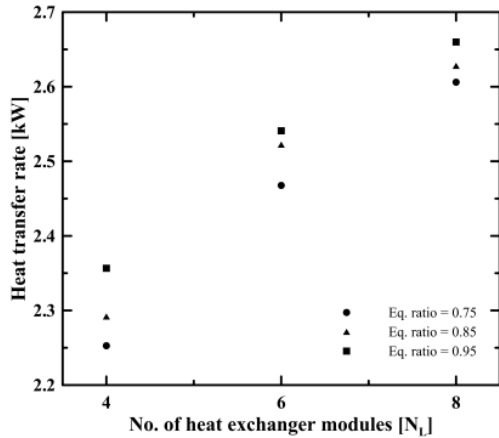


Fig. 6. Heat transfer rate for various equivalence ratios with various number of heat exchanger modules

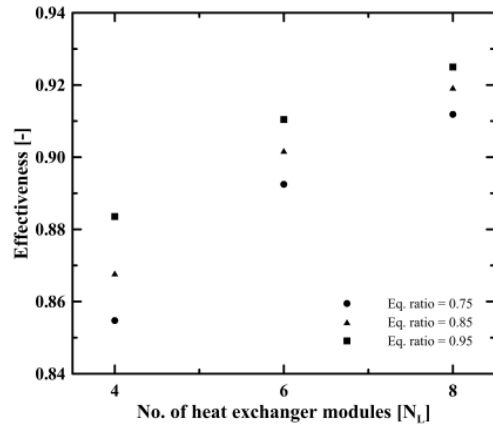


Fig. 7. The effectiveness for various equivalence ratios with various number of heat exchanger modules.

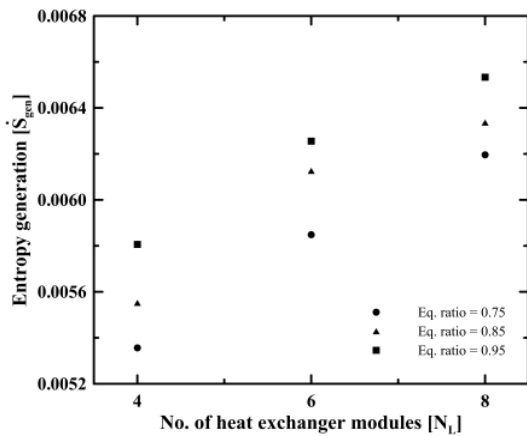


Fig. 8. Entropy generation during the heat exchanger process for various equivalence ratios with various number of heat exchanger modules.

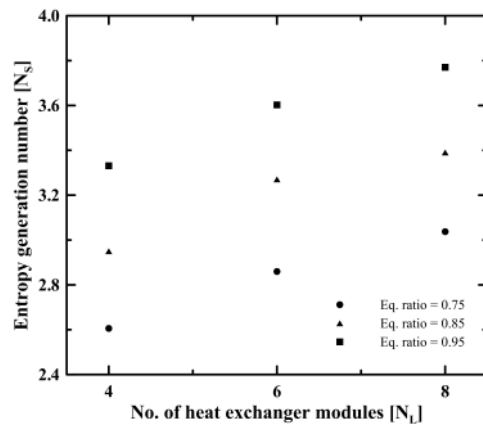


Fig. 9. Entropy generation number for various equivalence ratios with various number of heat exchanger modules

(열교환 면적은 100% 증가)하면 열전달율은 약 15.7% 정도 증가한다. 당량비 변화시에는 화염온도가 가장 높은 당량비 0.95에서 열전달율이 높게 나타났으며 당량비 변화에 따른 열전달율 차이는 N_L 이 증가할수록 줄어든다.

Fig. 7은 N_L 변화에 따른 열교환기 유용도를 나타낸 것이다. 유용도는 열교환기의 성능을 나타내는 지표이면서 열에너지 이용을 최대화 하여 설계변수를 찾는 데 매우 중요한 인자이다. 그림에서 N_L 이 증가하면 유용도도 증가하며 N_L 이 4일 때 당량비에 따른 유용도의 차이가 가장 크게 나타났다. 유용도는 식 (5)에 표현하였듯이 실제 열전달율과 최대 가능한 열전달율에 대한 비로 정의되기 때문에 본 실험범위에서 최적 조건을 판단할 수 있는 중요한 기준이 될 수

있다.

Fig. 8은 열교환과정에서 일어나는 엔트로피 생성율(\dot{S}_{gen})을 나타낸 것이다. 엔트로피 생성은 항상 양의 값을 가지며 가역과정에서는 그 값이 0이 된다. 만약 동일한 열역학적 개방계의 성능분석에서 엔트로피 생성율이 커진다면 비가역성도 커졌음을 의미한다. 그림에서 당량비가 증가할수록 엔트로피 생성율도 증가하는데 이것은 당량비가 증가할수록 $\Delta T_g (= T_{g,i} - T_{g,o})$ 및 $\Delta T_w (= T_{w,o} - T_{w,i})$ 가 커지며 또한 식 (6)에서 물의 열용량인 C_w 가 연소가스의 열용량 C_g 보다 크기 때문이다.

이 결과를 Fig. 7의 유용도 분포와 함께 분석해 보면 당량비가 증가할수록 유용도가 증가하고 이와함께 비가역성분인 엔트로피 생성율도 같이 증가한다. 즉

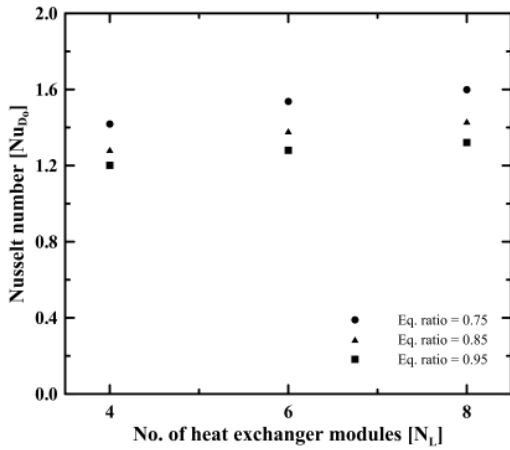


Fig. 10. Nusselt number for various equivalence ratios with various number of heat exchanger modules.

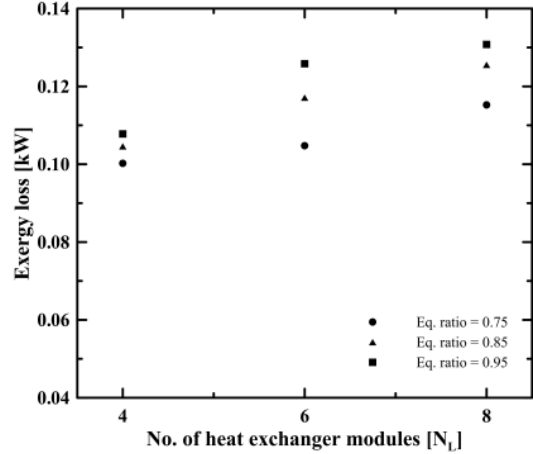


Fig. 11. Exergy loss for various equivalence ratios with various number of heat exchanger modules.

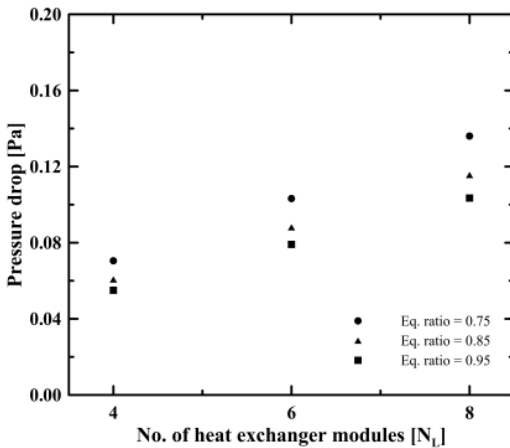


Fig. 12. Pressure drop for various equivalence ratios with various number of heat exchanger modules.

당량비가 증가하면 연소가스의 온도가 높아지기 때문에 열교환기의 유용도는 증가하지만, 만약 열교환기 내부에서 충분한 열교환이 이루어지지 않는다면 배출 배기가스의 온도도 상승하기 때문에 버려지는 열량이 많아져 엔트로피 생성율도 그 만큼 커진다. N_L 변화에 따른 엔트로피 생성율은 N_L 이 증가하면서 상승한다.

Fig. 9는 N_L 변화에 따른 엔트로피 생성수(N_S)를 나타낸 것으로 당량비가 증가하면서 N_S 도 높게 나타나며 당량비가 동일할 경우 N_L 이 증가하면 N_S 도 증가한다.

일반적으로 열교환기의 열 및 유체유동 과정에서 일어나는 손실은 유체의 온도차와 마찰에 의한 압력 손실 때문이다. 따라서 비가역성과 관련된 이들 손실을 최소화하는 것이 무엇보다 중요하다. Bejan[8,9]은 이 두가지 손실을 최소화하는데 필요한 인자를 N_S 라고 정의하였다. 본 실험범위에서 배기가스 오염물질 배출량을 고려하여 당량비를 0.85로 할 경우 유용도와 N_S 에 의한 N_L 의 최적조건은 $N_L=8$ 이라고 판단된다.

Fig. 10은 N_L 변화에 따른 Nusselt number(Nu_D)를 나타낸 것으로 당량비 변화와 관계없이 N_L 이 증가하면서 열전달면적이 증가하여 Nu_D 도 상승한다.

Fig. 11은 N_L 변화에 따른 엑서지 로스를 나타낸 것으로 N_L 이 증가하면서 엑서지 로스도 약간씩 증가하며 $N_L=6$ 일 때 당량비에 따른 엑서지 로스 변화폭이 가장 크다. 그리고 당량비가 증가하면 엑서지 로스도 증가하는데 이것은 식 (10)에서 표현한 것처럼 당량비가 증가하면 엔트로피 생성량도 증가하기 때문이다.

Fig. 12는 N_L 변화에 따른 연소가스의 압력차이 ΔP (열교환기 모듈 앞부분과 뒷부분의 연소가스 압력차이)를 나타낸 것으로 N_L 이 증가하면서 ΔP 도 증가한다. N_L 이 4에서 8로 증가하면 ΔP 는 약 2배 정도 증가하며 당량비 변화시에는 당량비 0.75인 경우가 0.95인 경우보다 혼합기 유량이 많기 때문에 ΔP 도 커진다.

5. 결 론

본 연구는 예혼합 연소시스템에 적용할 직교류 엇갈림 배열 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성 검토를 목적으로 한다. 따라서 비예혼합화염보다 화염길이 짧고 당량비 조절을 통해 NO_x 및 CO 배출을 제어할 수 있는 예혼합방식의 버너 앞에 열교환기를 설치한 후 당량비를 변화시킬 때 NO_x와 CO의 배출 특성을 검토하고 열교환기 유용도를 계산하였다. 또한 열교환기의 모듈 변화에 대한 유용도, 엔트로피 생성량 및 압력강하를 계산하였고 엑서지 로스를 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 당량비를 증가시킬수록 화염온도가 높아지면서 열전달율이 상승하지만 CO 및 NO_x 배출량도 증가한다. EN 677(Class 5)과 KS B 8127의 기준을 적용할 경우 본 실험범위내에서의 최적 당량비는 0.75와 0.85이다.
- (2) N_L 이 증가하면 열전달율과 유용도가 증가한다. 당량비 변화시에는 N_L 이 4일 때 유용도 차이가 가장 크게 나타났다.
- (3) 당량비가 증가할수록 엔트로피 생성율과 엑서지 로스는 증가한다.
- (4) N_L 이 증가하면서 ΔP 도 증가하며 N_L 이 4에서 8로 증가하면 ΔP 는 약 2배 정도 증가한다.
- (5) 본 실험범위에서 CO와 NO_x 배출량, 유용도 및 엔트로피 생성율을 고려할 경우 열교환 시스템의 최적운전조건은 당량비 0.85, N_L 은 8로 판단된다.

참고문헌

1. Mills AF, Mills, Basic Heat and Mass Transfer, Irwin, 1995.
2. Byeonghun Yu, Sung-Min Kum, Chang-Eon Lee, Seungro Lee. An experimental study of heat transfer and pollutant emission characteristics at varying distances between the burner and the heat exchanger in a compact combustion system, Energy, 2012, 42(1), 350-357.
3. Arun Gupta, Sarit K. Das. Second law analysis of crossflow heat exchanger in the presence of axial dispersion in one fluid, Energy, 2007, 32(5), 664-672.
4. Grimison ED, Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks. Transactions of the ASME. 1937, 59, 583-594.
5. Zukauskas A, Heat Transfer from Tubes in Crossflow. Advances in heat transfer 1972, 8, Academic Press. NY.
6. Kays WM, London AL, Compact Heat Exchangers, 3th, McGraw-Hill, NY, 1984.
7. Bergelin OP, Brown GA, Doberstein SC, Heat Transfer and Fluid Friction During Flow Across Banks of Tubes-IV, Transactions of the ASME. 1952, 74, 953-960.
8. Bejan A, Entropy generation through heat transfer and fluid. 1982 Wiley. New York.
9. Bejan A, Poulidakos D. Fin geometry for minimum entropy generation in forced convection. J of Heat Transfer. 1982;104:616-623.
10. Incropera FP. Dewitt PD. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 2002 Wiley
11. Akpinar EK, Evaluation of heat transfer and exergy loss in a concentric double pipe exchanger equipped with helical wires, Energy Conversion and Management, 2006, 47, 3473-3486
12. EN 677, Gas-fired central heating boilers-specific requirements for condensing boilers with a normal heat input not exceeding 70kW, 2007.
13. Korean Agency for Technology and Standards. KS B 8127-Condensing gas burning hot water boiler; 2010.