

저 NOx 응축형 가스보일러 개발에 관한 연구 (II)

- 원통형 열교환기 설계 및 응축보일러 성능 -

이창언* · 금성민** · 정영식***

(2000년 8월 4일 접수)

A Study on the Development of Low NOx Condensing Gas Boiler (II)

- Design of Heat Exchanger and Performance of Boiler -

Chang Eon Lee, Sung Min Kum and Young Sik Jeong

Key Words : Condensing Boiler(응축형 보일러), Cylindrical Heat Exchanger(원통형 열교환기), Low NOx Emission(저 NOx 배출), Heating Efficiency(난방효율), Baffle(배플)

Abstract

This paper describes a design study of heat exchanger assembly to be used for low NOx condensing gas boiler. In this study, specifications of each heat exchanger components(upper and lower fin-type HEX, coil-type HEX, baffle) were investigated experimentally by using model apparatus and analytical model, and comprehensive performances of the pilot gas boiler were examined. As a result, the boiler efficiency for heating and hot-water reached 90% and 94%, respectively. NOx and CO emission are less than 50ppm and 200ppm (O₂ 0% basis), respectively, which are very improved results than those of conventional bunsen-type boiler. But it is considered that supplementary investigations necessary for CO emission improvement and optimum design with boiler capacity.

기호설명

- k_i : 난방수의 열전도율
- k_o : 온수의 열전도율
- D_i : 난방유로의 수력직경
- D_o : 온수파이프의 직경
- h_i : 난방수의 열전달계수
- h_o : 온수의 열전달계수
- L : 온수파이프 길이
- ΔT_{lm} : 대수평균 온도차

보일러는 제 1보에서 상세히 언급한 바와 같이 구조적으로 열효율이 낮고^(1,2) NOx 배출량이 비교적 많으며^(2~4) 제작 공정이 복잡하다는 단점을 갖고 있다. 따라서, 엄격해지는 환경 규제 및 효율 등급화를 통한 에너지 절약 정책에 대응하기 위해서는 위 분젠버너식 보일러가 갖고 있는 문제점들을 동시에 극복할 수 있는 새로운 보일러의 개발이 시급한 실정이다.

Fig. 1은 개발중인 응축형 보일러에 사용될 원통형 열교환기의 개략도이다. 연소기 및 열교환기는 모두 원통형이며, 연소기는 열교환기의 상부 중심에 내장되어 있다. 열교환기는 크게 Fig. 1의 상부와 하부에 도시한 알루미늄으로 압출 성형한 핀형 열교환기와 그 외부에 난방수 및 온수 유로를 형성하면서 핀형 열교환기를 통하여 전달된 열을 난방수 혹은 온수에 전달하는 코일형 열교환기로 구성되어 있다. 세부적으로는, 핀형 열교환기는 연소기 바로 측면에 위치하며 핀의 높이가 낮은 상부 열교환기와 그 하부에 핀 높이가

1. 서론

현재 국내에서 많이 사용되는 분젠버너식 가스

* 회원, 인하대학교 기계공학과
E-mail : chelee@inha.ac.kr
TEL : (032)860-7323 FAX : (032)868-1716

** 회원, 한라대학교 기계공학부

*** 회원, 인하전문대학 기계과 겸임교수

높은 하부 열교환기로 구성되어 있다. 그리고 이 하부 열교환기에는 연소가스의 난류강도 및 핀과의 접촉을 증가시켜 응축 열교환이 용이하게 일어나도록 배플이 설치되어 있다. 이와 같은 구조에서는 원리적으로 하부 핀형 열교환기를 충분히 길게 하면 응축이 일어날 때까지 열교환이 가능하며, 이 과정에서 발생한 액적은 분젠 버너식 보일러와는 달리 연소과정에는 아무런 영향을 미치지 않는다.

본 연구의 목적은 위에 언급한 각종 열교환기 부품 즉, 상부 핀형 열교환기, 하부 핀형 열교환기, 배플 및 코일형 열교환기에 대해 단순화된 모형 열교환기를 이용하여 각 부분의 상세한 설계 제원을 결정하고자 하는 것이다. 그리고, 여기서 설계된 원통형 열교환기와 제 1보에 기술한 원통형 연소기를 이용하여 시제품 응축형 보일러를 제작하여 이 시제품 보일러의 난방 및 온수 효율, 배기가스 특성을 검토하고자 하는 것이다.

2. 각종 열교환기 부품의 제원결정

2.1 핀형 열교환기의 제원결정

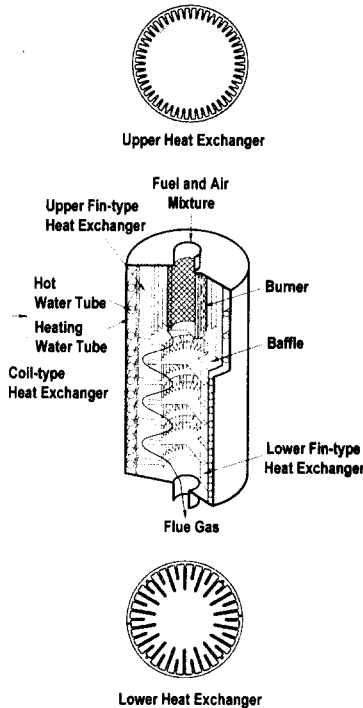


Fig. 1 Schematic of condensing heat exchanger

Fig. 2는 실험에 이용한 모형 열교환기 실험장치로 Fig. 1의 원통형 연소기 및 열교환기를 평판형으로 단순화한 것이다. 모형 실험장치의 폭은 직경 60mm인 원통형 연소기의 1/3에 해당하는 면적을 기준으로 설계하였으며, 수직 길이는 개발 보일러와 거의 유사하게 선정하였다. 모형 상부 핀형 열교환기는 핀 높이를 14mm로 고정하였고, 핀 수는 그림(upper fin)과 같이 5, 7, 9개로 하였으며, 이들은 각각 35, 48, 56 핀인 원통형 열교환기(직경 150mm)에 해당된다. 이 상부 열교환기에서는 연소기와 떨어진 거리도 중요한 인자이기 때문에, 이 거리(연소기 표면- 열교환기 표면)도 35, 42 및 49mm로 변화시키며 실험했다. 그리고, 하부 핀형 열교환기의 핀 높이는 가공성을 고려하여 34mm로 고정하였으며, 핀 수는 그림(lower fin)과 같이 3, 5, 7개로 제작하였는데, 이들은 각각 실제 열교환기에서 핀 수가 20, 27, 39에 해당된다. 하부 열교환기에서는 열교환 위치에 따른 열전달 성능을 검토하기 위해 전체 길이를 3부분으로 나누어 실험을 수행하였다.

Fig. 3은 모형 상부 열교환기의 핀 수 및 연소기 표면과 떨어진 거리에 따른 열전달 성능과

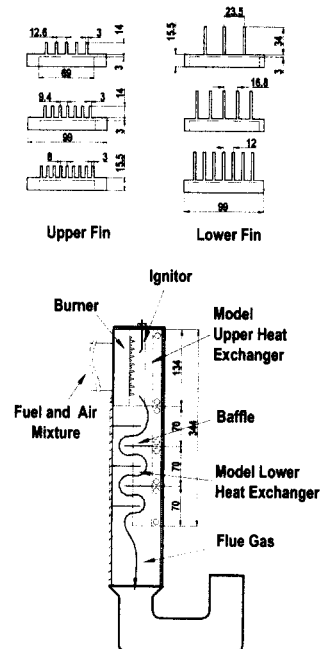


Fig. 2 Schematic of model upper and lower heat exchanger apparatus

NOx 배출 농도를 나타낸 것으로, 연소조건은 당량비 0.75, 부하량 7,000kcal/hr(원통형 연소기의 약 1/3 정도)인 경우이다. 먼저, 열전달 성능은 본 실험 범위 내에서는 핀 수가 증가할수록 증가하며, 그 증가 속도는 5 핀에서 7 핀으로 변할 경우에는 급격하지만, 7 핀에서 9 핀으로 변할 경우에는 미소함을 알 수 있다. 이것은 핀 수가 너무 많아지면 핀 공간에서의 유동이 약해져 대류에 의한 열전달 성능이 저하되기 때문이라고 생각된다. 또, 연소기와 열교환기 사이의 거리가 가까울수록 열전달 성능은 증가함을 알 수 있다. 다음에 NOx 배출 농도는 핀이 있는 경우는 없는 경우(46ppm)의 약 절반 정도로 급격히 감소하며, 연소기와 열교환기 사이의 거리가 가까울수록 그 농도는 낮아짐을 알 수 있다. 이것은 열교환기를 화염 후류에 접근시킬수록 thermal NOx 발생지역인 화염 후류의 가스 온도가 낮아지게 되고, 이로 인해 thermal NOx의 생성량을 감소시키기⁽⁹⁾ 때문이라 여겨진다.

위 결과로부터 상부 열교환기의 핀 수는 7핀(실제 원통형 열교환기에서는 48 핀)이 적합함을 알 수 있다. 또, 열교환기와 연소기간의 떨어진 거리는 짧을수록 열전달 및 NOx 배출 성능에서 유리하다고 할 수 있다. 그러나, 이 거리가 너무 가까우면 화염이 열교환기 표면에 근접하게 되어, 벽면 냉각효과(quenching effect)에 의해 다량의 CO가 발생할 수도 있으며⁽¹⁰⁾, 열교환기의 내구성에 문제가 있을 수 있다. 따라서 연소기와

열교환기 사이의 최적 거리는 열전달 성능 및 NOx 이외에도 CO 배출농도 및 재질의 내구성 등을 종합적으로 고려하여 결정하여야 하나, 여기서는 우선 42mm가 가장 적절한 것으로 판단하였다.

Fig. 4는 하부 열교환기에 대한 제원을 결정하기 위해 모형 열교환기의 핀 수를 3, 5, 7로 변화시킨 경우(Fig. 2 참조)의 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 본 실험 범위 내에서는 핀 수가 많을수록 열전달 성능이 증가함을 알 수 있다. 그러나, 실제 하부 열교환기를 제작할 경우 핀 수가 많아지면 가공성이 매우 떨어지기 때문에, 제작상의 어려움을 감안하여 핀 수를 39개(모형 열교환기의 7핀에 해당)로 결정하였다. 그리고 핀 높이는 가능한 한 높게 하는 것이 유리하나, 제작상의 어려움 때문에 Fig. 1의 하부에 도시한 바와 같이 33mm와 19mm로 번갈아 배치된 형태로 설계하였다.

2.2 배플의 제원 결정

하부 핀형 열교환기의 내부에는, Fig. 1과 같이, 배플을 설치하여 연소가스가 중앙부와 외측을 번갈아 가면서 통과하도록 하여, 연소가스와 열교환기 핀과의 접촉 시간을 증가시켜 응축 열교환이 용이하도록 하였다. 배플은 중심부에 직경 60mm(연도 직경 60mm과 동일)의 유로가 있는 것과 외측에 환상형으로 유로(핀 단면 면적을 제외하여 직경 60mm의 원과 동일 면적)가 있는 두 가지 형태가 있으며, 이들을 등 간격으로 번갈아

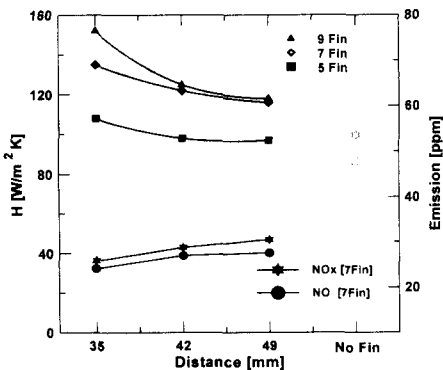


Fig. 3 Comparison of heat transfer coefficient and NOx emission with distance for model upper heat exchanger

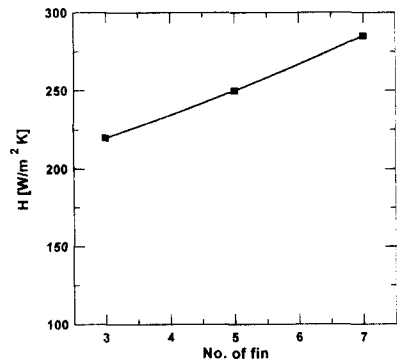


Fig. 4 Distribution of heat transfer coefficient with number of lower fin

같이 설치하였다.

Fig. 5는 위에 설명한 배플의 적정 개수를 결정하기 위해 배플 개수를 12, 16, 20, 24개로 변화시키면서 실험한 결과이다. 그림에서 배플 개수가 많아질수록 배기가스 온도는 낮아지고 효율과 압력손실은 증가하고 있다. 배플 개수가 20개인 경우 난방효율이 88%(고위 발열량 기준) 이상이 되며, 배플 개수가 이 보다 증가하여도 효율에는 큰 차이가 없는 반면 압력손실은 더 커지기 때문에 적정 배플 개수는 20개로 결정하였다. 이때 배플과 배플사이의 거리는 10mm이다.

2.3 코일형 열교환기 제원 결정

Fig. 6은 코일형 열교환기의 구조를 도시한 것으로, 알루미늄 편형 열교환기(외경 150mm)를 동관(두께 0.8mm)으로 클래딩(cladding)한 후, 그 외부에 외경 12.7mm의 동관을 일정한 피치로 감은 다음, 다시 그 외부를 동관으로 감싸고 있는 형태로 되어 있다. 이 코일형 열교환기에서 온수(급탕수)는 이 동관의 내부를 통하여 흐르고, 난방수는 동관과 동관사이의 홈을 따라 나선형으로 흐르는 구조로 되어 있다. 온수 사용시 난방수의 유입을 차단하기 때문에 두 흐름중에 하나는 언제나 정지한 상태가 된다. 열전달 과정을 정상상태에서 살펴보면, 난방시 온수 및 난방수는 편형 열교환기와의 접촉면을 통하여 일어난다고 볼 수 있다. 온수 사용시에는 동관과 편형 열교환기의 선접촉에 의한 전도열전달도 미약하게 존

재하나, 대부분은 난방수와의 열교환에 의해 일어난다고 할 수 있다.

본 연구에서는 온수 코일의 길이는 우선 다음과 같은 가정과 계산식에 의해 결정하였다. 실제 보일러의 운전조건에서 온수의 입구온도는 10°C, 출구온도는 65°C로 가정하였다. 그리고 이 온수와 열교환하는 난방수 하부(온수 입구) 및 상부(온수 출구)의 온도는 난방시의 입출구 온도와 같다고 하여 각각 70°C, 85°C로 가정하였다. 온수 파이프의 길이는 난방 용량인 20,000kcal/hr를 흡수한다고 했을 때 난방수와 온수간의 대류 열전달 계수는 식 (1) 및 (2)와 같이 계산하였고, 열교환기 내부에서의 유동은 난류라 가정하여 Nusselt 수는 식 (3)⁽⁷⁾을 사용하였으며, 총합열전달계수와 LMTD를 이용하여 식 (4)에 의해 온수파이프 길이를 계산한 결과 길이는 약 6m이며, 이 길이는 클래딩한 알루미늄 열교환기(외경 150mm, 길이 350mm)에 직경 12.7mm의 온수파이프를 12번 감을 수 있는 길이에 해당한다.

$$h_i = \frac{k_i Nu}{D_i} \quad (1)$$

$$h_o = \frac{k_o Nu}{D_o} \quad (2)$$

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.4} \quad (3)$$

$$L = \frac{20,000 \text{ kcal/hr}}{\pi D_o \Delta T_{lm}} \quad (4)$$

Fig. 7은 위 계산 결과를 확인하기 위해 온수파이프의 권수를 9번(4.4m), 11번(5.4m), 13번(6.4m),

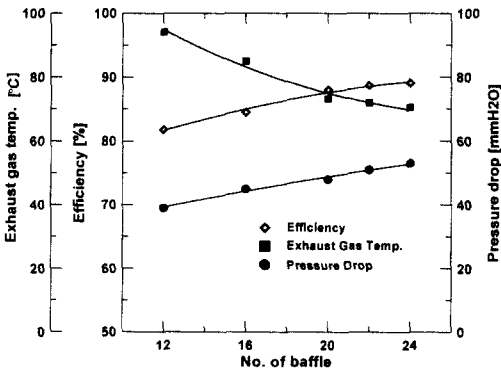


Fig. 5 Distribution of exhaust gas temperature, efficiency and pressure drop as a function of number of baffle

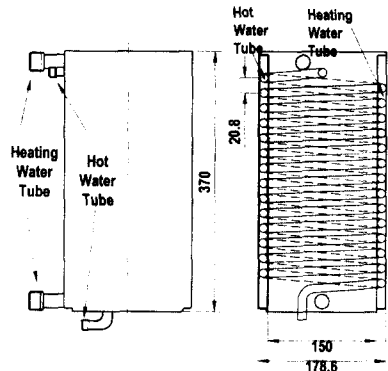


Fig. 6 Schematic of coil type heat exchanger

15번(7.3m)으로 변화시킨 경우의 온수 및 난방효율을 나타낸 것이다. 그림을 보면, 온수 효율은 입/출구의 온도가 난방수의 경우보다 낮기 때문에 당연한 것이지만 난방 효율보다 높게 됨을 알 수 있다. 그리고 온수효율은 권수에 비례하여 증가하나 권수 13번 이후부터는 거의 일정해짐을 알 수 있다. 반면, 난방효율은 권수가 증가함에 따라 전열 면적이 감소하기 때문에, 권수 13번까지는 거의 일정하다가 그 이후에는 조금씩 감소하는 경향이 보인다. 이 결과로부터 위에 언급한 계산결과가 타당함을 알 수 있으며, 약간의 여유분을 고려하여 동관의 권수는 13번(6.4m)이면 충분함을 알 수 있다.

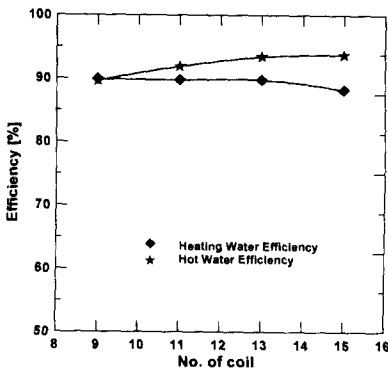


Fig. 7 Distribution of heating water and hot water efficiency with pipe winding number

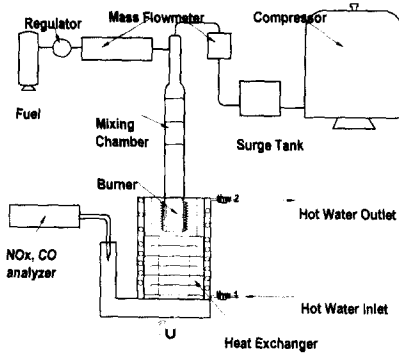


Fig. 8 Schematic of boiler performance test

3. 시제품 보일러의 성능 실험

Fig. 8은 보일러 성능 실험장치의 개략도를 나타낸 것으로, 질량유량계를 사용하여 연료 및 공기량의 제어를 정확히 하였으며, 공기공급은 유량 제어를 정확히 하기 위해 송풍기 대신에 압축기를 이용하였다. 효율 측정법의 대부분은 한국 규격(KS G 5147, 5148)^(11,12)의 기준을 따랐다. 그러나, 이 규격에는 응축형 보일러에 대한 규격이 없어 난방 성능시험의 입출구 온수 조건은 응축형 보일러에 대한 유럽규격⁽⁸⁾을 적용하여 난방수 환수 및 출구 온도는 각각 30°C, 50°C로 하였다. 온수 실험시에는 난방수의 순환을 멈추고 온수 입출구 온도차를 20°C에서 40°C까지 변화시키면서 온수유량 및 효율을 측정하였다.

Fig. 9는 제 1보의 연구에서 개발한 최종 연소기를 실제 보일러와 동일한 상태에서 운전하면서 측정한 안정 연소영역을 나타낸 것이다. 그림을 보면, 연료 종류에 따른 차이는 거의 없어 LPG, NG 연료의 안정 영역이 거의 동일하다. 본 연소기는 본래 보일러 부하 20,000kcal/hr용으로 설계된 것이나, 당량비 0.75 근방에서의 안정 연소영역이 약 10,000~30,000kcal/hr(보일러 효율을 90% 정도로 보면 용량 27,000kcal/hr에 해당함) 정도로 예정 용량보다도 다소 크게 설계되어 있음을 알 수 있다. 그 이유는 본 경우와 같이 연소기를 열교환기 내부에 설치하면 개방상태의 경우보다 안정 연소영역이 증가하게 되는데 이에 대한 정확

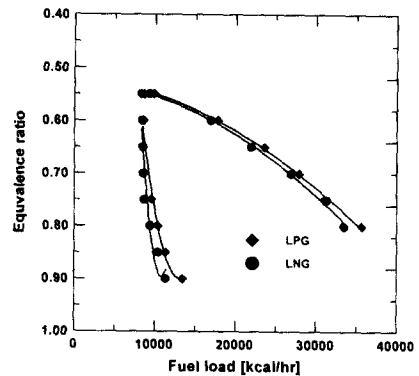


Fig. 9 Comparison of stable combustion region for LPG and NG

한 자료가 없어, 개방상태에서의 최대 안정 연소 영역을 기준으로 연소기를 설계하였기 때문이며, 이에 대해서는 열공의 열수를 조정하여 목적하는 보일러 부하에 적합하도록 보정할 필요가 있다.

Fig. 10은 LPG를 연료로 난방부하 약 20,000kcal/hr (공급열량 : 22,300kcal/hr)로 일정한 상태에서 당량비를 변화시킨 경우의 보일러 성능을 종합적으로 도시한 것이다. 우선, 난방효율을 살펴보면 당량비 0.72 근방에서 약 90% 정도이며, 배기가스 온도는 약 70°C 정도로 응축형 보일러의 역할을 충분히 수행하고 있음을 알 수 있다. 그리고 이 효율은 당량비가 높을수록 화염온도의 상승으로 인해 열교환이 촉진되어 약간 상승하고 있으나 그 차이는 미소하다. 배기가스 특성을 살펴보면, NOx는 대부분 thermal NOx에 의

해 발생한다고 할 수 있기 때문에 당량비 증가에 따라 증가하나, 당량비 0.72 근방에서 50ppm(O₂ 0% basis) 정도로 비교적 양호하다고 할 수 있다. CO 농도도 이 당량비 근방에서 200ppm 정도로 현재의 보일러의 규제치인 CO/CO₂=0.02(약 2,000ppm)에는 충분히 만족하고 있으나, '99년 제정된 환경마크 기준(1998-46호)⁽¹³⁾인 100ppm 보다는 높기 때문에 약간 개선할 필요가 있다.

Fig. 11은 당량비 0.7로 일정한 조건에서 연료의 공급량을 변화시킨 경우 보일러 성능을 나타낸다. 우선, 난방 효율은 연료 공급량이 증가할수록 효율은 다소 감소하여 최소부하(10,000kcal/h)의 경우 91%이던 효율이 최대부하(28,000kcal/hr)의 경우 88%로 약간 떨어지고는 있으나, 상당히 넓은 범위에서 고효율을 유지하고 있음을 알 수 있다. 단, 부하가 증가함에 따라 보일러내의 압력 손실은 9mmH₂O에서 72mmH₂O로 증가한다. 다음에, NOx 농도는 연료 공급량이 증가할수록 점점 감소하여 최소부하에서 40ppm이던 것이 최대부하에서 28ppm으로 감소하나, CO 농도는 반대로 증가하여 최소부하에서 약 190ppm 이던 것이 최대부하에서 약 300ppm으로 증가함을 알 수 있다. 이와 같은 경향은 연료 공급량이 증가함에 따라 화염이 열교환기에 근접하게 되어 화염 후류의 온도가 떨어지기 때문에 NOx 농도가 감소하나, CO에서 CO₂로의 전환이 충분히 일어나지 못하기 때문에 CO 농도는 증가하는 것으로 생각된다. 따라서, 금후 CO 농도를 개선하기 위해서는 NOx 발생량을 다소 희생하더라도 CO를 저감시킬 수

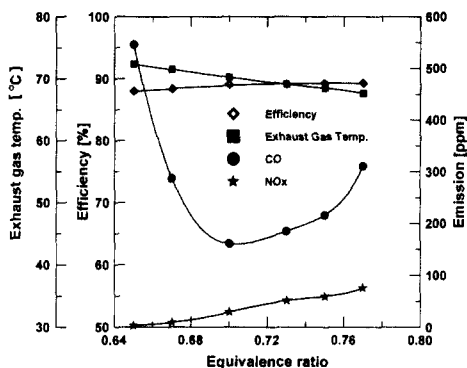


Fig. 10 Distribution of comprehensive performance with equivalence ratio (in case of heating water)

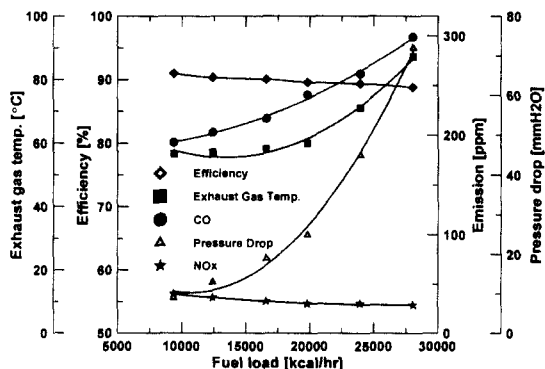


Fig. 11 Distribution of comprehensive performance with fuel load (in case of heating water)

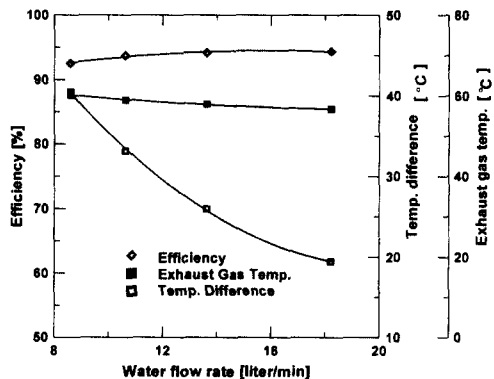


Fig. 12 Distribution of comprehensive performance with flow rate (in case of hot water)

있도록 열교환기와 연소기간의 간격을 조정할 필요가 있다고 생각된다.

Fig. 12는 일정한 운전조건(LPG, 부하 22,300 kcal/hr, 당량비 0.7)에서의 온수성능을 나타낸 것으로, 그림은 온수량에 따른 효율 및 배기가스 온도, 온수의 입출구 온도차를 도시한 것이다. 그림에서 온수량이 증가할수록 즉, 입출구 온도차가 작을수록 효율이 상승하여 최소유량(온도차 40°C)의 경우 약 92%이었으며 최대유량(온도차 20°C)인 경우 약 94%로 나타났다. 이 때 배기가스 온도는 60°C 이하로 충분히 응축열교환이 일어남을 알 수 있다.

이와 같이 온수 효율이 난방 효율 약 90%보다 2~4% 정도 높게 나타나는 이유는 다음과 같이 설명할 수 있다. 본 보일러는 그 구조상 온수 발생시에도 난방수와 거의 같은 열교환 면적을 이용하며, 온수의 입구온도가 난방수의 환수온도보다 약 20°C 정도 낮기 때문에 온수 효율이 난방 효율보다 높게되는 것이다. 일반적으로 온수효율을 표시할 때는 온수의 입출구 온도차가 25°C와 40°C일 때를 기준으로 효율 및 유량을 동시에 표기한다. 이와 같은 방법으로 본 보일러의 성능을 표기해보면 온도차가 25°C 일때는 열효율 94%(온수 유량 : 14.2ℓ/min), 온도차가 40°C 일때는 열효율 92%(온수 유량 : 8.58ℓ/min)로 기존 보일러보다^(10,14) 약 16% 정도의 효율이 향상되었다.

연료가 도시가스인 경우에도, 지면 관계상 실험결과는 여기에서 생략하겠으나, Fig. 10~11에 언급한 연료의 당량비 혹은 연료 공급량 변화에 따른 보일러의 종합적인 성능들은 위에 언급한 경향과 유사하였다.

4. 결론

본 연구에서는 응축형 보일러에 사용할 열교환기의 각종 부품에 대해 단순화된 모형 열교환기를 이용하여 각 부품의 설계 제원을 검토하였다. 그리고, 이 열교환기 및 제 1보에 기술한 연소기를 이용한 시제품 보일러(난방부하 20,000kcal/hr 기준)의 난방 및 온수 효율, 배기가스 특성을 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 단순 모형 열교환기를 이용하여 상부 편형 열교환기, 하부 편형 열교환기, 배플 및 코일형 열교환기에 대한 설계 제원을 결정할 수 있었다.

(2) 본 개발 보일러의 난방효율은 90%, 온수효율은 94% 정도가 되며, 이 효율은 기존 보일러에 비해 난방 효율은 12%, 온수효율은 16% 정도 향상된 것이다.

(3) 적정 운전 조건인 당량비 0.72 근방에서의 NOx 농도는 50ppm, CO농도는 200ppm(O₂ 0% basis) 정도로 기존 보일러에 비해 매우 양호하다고 할 수 있으나, CO 배출 농도에 대해서는 약간 개선할 필요가 있다.

(4) 본 응축형 보일러는 효율 및 오염물질 배출 농도측면에서 비교적 만족하다고 할 수 있으나, 보일러 용량에 따른 최적 설계 제원에 대해서는 계속적인 연구가 요망된다.

후 기

본 연구는 산업자원부에서 시행한 에너지자원 기술개발 사업(과제번호 : 96-E-ID02-10)으로 추진되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다. 또한 본 연구의 연구원으로 참여한 정오근, 변성근, 유윤석군에게 감사드리며, 보일러개발에 도움을 주신 (주)충인엔지니어링, (주)경진Blower, 덕성ENG 관계자께도 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Harris, J. A. and South, R., 1978, "Flame Stability-Principles and Practice," *Gas Engineering and Management*, 18, p. 153.
- (2) 정중수, 박은성, 1995, "가스보일러용 세미 분젠형 버어너의 배기 특성 연구," *공기조화 냉동 공학회논문집*, 7권, 3호, pp. 353~358.
- (3) Warnatz, J., Mass, U. and Dibble, R. W., 1996, "Combustion-Physical and Chemical Fundamentals, Modelling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation," Springer-Verlag.
- (4) Turns, S. R., 1996, *An Introduction to Combustion*, McGraw-Hill.
- (5) 정오근, 금성민, 이창언, 오수철, 1996, "응축 가스보일러용 다공 원통형 연소기의 개발에 관한 연구," *한국연소학회지*, Vol. 1, No. 2, pp. 31~39.
- (6) 변성근, 유윤석, 금성민, 이창언, 1998, "저 NOx 응축형 가스보일러 개발에 관한 연구," *대 한기계학회 추계학술대회논문집*, pp. 918~923.

- (7) Frank P. Incropera, 1999, *Fundamentals to Heat Transfer*, John Wiley & Sons.
- (8) European Committee for Standardization, 1993, "PrEn."
- (9) James F. Driscoll, Ruy-Hung Chen and Young Bin Yoon, 1992, "Nitric Oxide Levels of Turbulent Jet Diffusion Flames : Effect of Residence Time and Damkohler Number," *Combustion and Flame*, Vol. 88, pp. 37~49.
- (10) 에너지기술연구소, 1999, "가정용 진공식 가스 보일러 설계기술개발 연구," 산업자원부 보고서.
- (11) 한국표준공업협회, 1993, "액화석유 가스용 온수 보일러(KS G 5147)."
- (12) 한국표준공업협회, 1993, "도시 가스용 온수 보일러(KS G 5148)."
- (13) 환경부, 1998, "환경마크 대상제품 및 부여 기준," p. 3.
- (14) 에너지관리공단, 1997, "고효율 가스보일러 개발 사례," 에너지관리, 258호.