

〈 응용 논문 〉

보일러 연료분사량에 따른 배기 배출물 및 성능에 미치는 FGR률의 영향에 관한 연구

배명환*¹⁾ · 류지호²⁾ · 정광호²⁾

경상대학교 기계공학부 항공기부품기술연구소¹⁾ · 경상대학교 대학원 기계설계학과²⁾

A Study on Effect of FGR Rate upon Exhaust Emissions and Performance by Fuel Injection Amount in a Boiler

Myung-whan Bae*¹⁾ · Ji-Ho Ryu²⁾ · Kwang-ho Jung²⁾

¹⁾ReCAPT, Dept. of Mechanical Engineering for Production, Gyeongsang National University, Gyeongnam 52828, Korea,

²⁾Dept. of Mechanical Engineering for Production, Graduate School, Gyeongsang National University, Gyeongnam 52828, Korea,

(Received 4 November 2019 / Revised 2 January 2020 / Accepted 7 January 2020)

Abstract : The purpose of this study is to collect the data for application to the development of flue gas recirculation(FGR) control systems in order to reduce NO_x emissions without deteriorating the fuel economy in a boiler. The effects of FGR rate on boiler exhaust emissions and performance under four kinds of nozzle tip with the different fuel injection amount are experimentally investigated by using an once-through boiler with a FGR system. The experimental boiler efficiency is obtained by the effective output heat method. Meanwhile the calculated boiler efficiency is obtained by the heat loss method. It is found that the equivalence ratio is gently increased as the FGR rate is elevated at the constant fuel injection amount, but the change of equivalence ratio is significant when the fuel injection amount is increased at the same FGR rate. Also, one can conclude that the changes of O₂, CO₂, THC and soot emissions are small, but the changes of NO_x and CO emissions are large although the equivalence ratio is increased by elevating the FGR rate at the constant fuel injection amount. And the boiler efficiencies obtained by the experiment and calculation are hardly changed although the FGR rate is elevated at a constant fuel injection amount.

Key words : Boiler efficiency(보일러 효율), Flue gas recirculation system(연도가스 재순환 시스템), FGR rate(FGR률), Exhaust emissions and performance(배기 배출물 및 성능), Equivalence ratio(당량비), Flue gas temperature(연도가스온도)

1. 서론

석유자원의 한계에 따른 고갈 우려와 유가상승에 따른 경제적 불안으로 인해 에너지 비용을 저감시킬 수 있는 소형 열병합 발전의 활용이 증가되고 있지만, 도시 근교에 설치된 보일러 등의 연소장치에서 배출되는 배기로 인한 대기오염 문제가 매우 심각하게 부각됨에 따라 이에 대한 해결대책에 많은 관심을 가지고 있다.¹⁻⁴⁾

배기 배출물 중, NO_x 배출물은 화석연료를 비롯한 대부분의 연료 연소장치에서 산화제로 공기를 사용하여 연소시킬 경우에는 피할 수가 없고, 저감대책은

연료분사시기 지연, 물분사, 물-경유 유상연료, 플라즈마 촉매, 배기 재순환, SCR 등을 포함한 전처리, 연소과정 중 처리, 후처리 등의 다양한 방법이 있다. 이들 중, 배기 일부분을 연소실에 재순환시키는 연도가스 재순환(Flue Gas Recirculation, 이하 FGR로 표기)은 장치개조를 특별하게 할 필요가 없고, 운영비가 거의 들어가지 않는 단순한 방법으로 NO_x 생성을 저감시키는 고효율 방법 중 하나로 알려져 왔다.⁵⁻⁷⁾

저자들은 이전 연구⁸⁻¹¹⁾에서 파일릿 및 열병합 발전소 동력 플랜트의 보일러에 FGR 시스템을 적용한 경우, FGR률의 변화가 배기 배출물 특성에 미치는 영향을 조사한 결과, 동일한 연료소비율인 경우에 FGR

*Corresponding author, E-mail: mwbae@gnu.ac.kr

* This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

물의 증가에 따라 O₂ 및 NO_x 배출물은 감소되었고, CO₂, CO, THC 및 매연 배출물은 증가되었음을 파악하였다. 특히, 열병합 발전소 동력 플랜트에서 연료소비율에 대한 증기 발생률은 떨어지지 않고, 오히려 약간 증가되는 현상을 나타내고 있음을 알 수 있었다.

본 연구에서는 NO_x, 매연 등의 배기 배출물을 동시 저감시키는 조합시스템을 구축하기 위한 기초자료 조사의 일환으로 이전 연구¹⁰⁾와 동일한 실험장치를 사용해 연료분사량을 파라미터로 한 FGR를 변화가 보일러 성능 및 배기 배출물 특성에 미치는 영향을 조사하는 것이 목적이다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치 구성도를 나타내고 있다. 실험에 적용된 보일러는 Table 1과 같은 주요 제원을 갖는 국내에서 생산되는 스테인리스강관류 보일러(535RDT)이다.

실험에 적용된 온수발생용 보일러는 순환펌프에 의해 흡입한 물이 설정된 온도(본 연구의 경우 85℃)까지 가열되면 보일러는 자동적으로 정지된다. 보일러를 연속적으로 운전시키려면 가열된 온수를 외부로 배출시킨 다음, 새로운 물을 다시 흡입시켜야 한다.

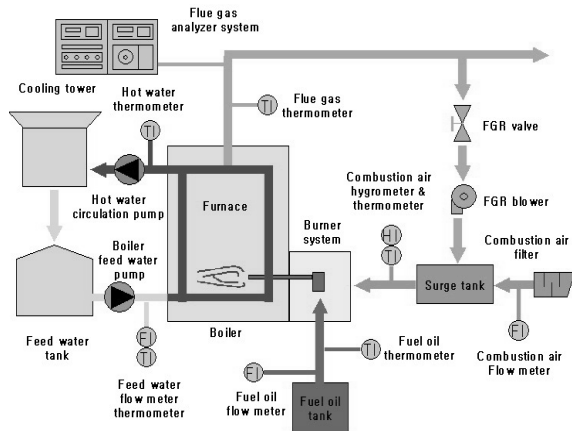


Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

Table 1 Specification of a stainless once-through boiler

Hot water output(kW)	58.10
Supply capacity of hot water(ℓ /min)	21.00
Efficiency(%)	88.50
Fuel consumption rate(kg/h)	5.84

그러나 온수배출은 낭비이기 때문에, 열교환기로 온수를 냉각시켜 재사용할 수 있도록 냉각탑 시스템을 적용하여 보일러 순환수를 연속적으로 공급하였다.

보일러 급수 및 온수의 유량은 초음파 유량계(POTRA FLOW 300)를 사용하여 단위시간당 급수량 및 온수량을 계측하였고, 초음파 유량계에 부착된 열전대에 의해 보일러 급수 및 온수의 온도를 측정하였다. 연료소비율은 중량식 유량계(HF-2000GD)를 사용해 단위시간당에 소비되는 연료를 계측하여 소비량을 환산하였다.

보일러의 흡기측에는 신기와 재순환 연도가스가 잘 혼합되도록 서지탱크를 설치하였고, 보일러에 FGR 시스템을 적용하는 경우에는 배출되는 배기의 적절한 공급을 위해 송풍기를 사용하여 서지탱크에 주입시켰다. 연소용 흡입공기는 버너에 부착되어진 송풍기를 통해 보일러 노내로 공급되었고, 공기량은 서지탱크의 흡입구에 층류 유량계를 설치하여 측정하였다.

배기온도는 연도에 부착된 열전대에 의해 측정하였으며, 배기 중, CO 및 CO₂ 배출물은 NDIR 배기 분석계(CGT-7000), O₂ 배출물은 지르코니아(Zirconia)법에 의한 O₂ 분석계, NO_x 배출물은 화학발광법 NO_x 분석계(Signal 4000VM), THC 배출물은 HFID THC 분석계(Signal 3000HM), 매연은 광반사식 디젤 매연측정기(DST 210)를 사용하여 측정하였다.

2.2 실험 조건 및 방법

본 연구에서 보일러의 배기 배출물을 측정하는 경우에는 약 1시간 동안 보일러를 가동시켜 정상상태에 도달한 후에 배기 분석기를 사용하여 측정하였다. 한편, 버너의 노즐팁을 교환하는 경우에는 1시간 정도를 가동시킨 후에, FGR를을 변화시키는 경우에는 재순환되는 시간을 고려하여 30분 정도를 가동시킨 후에 배기 배출물을 측정하였다.

당량비는 연료분사량 혹은 흡입공기량을 변화시켜 바꿀 수 있는데, 본 연구에서는 흡입공기량을 일정하게 고정시키면서 연료분사량만을 변화시켜 당량비를 바꾸었다. 실험에 적용된 보일러에 가장 적절하게 설계된 노즐팁의 연료분사량은 5.84 kg/h(난방 혹은 온수 출력 58.1 kW)이다. 따라서 본 연구에서는 이것을 정상적인 연료분사량의 노즐팁으로 취급하였다.

정상적 연료분사량의 노즐팁 이외에도 연료분사량이 다른 4개의 노즐팁, 즉, 6.82 kg/h(116.2 kW), 6.30 kg/h(81.3 kW), 4.45 kg/h(40.6 kW), 3.31 kg/h (29.0 kW)를 사용했다. 그런데 노즐팁의 연료분사량이 6.82 kg/h인

경우에는 흡입공기량에 비하여 연료분사량이 과다하여 본 실험에 적용된 보일러에서 연소가 잘 이루어지지 않았기 때문에, 이 노즐팁을 제외시킨 나머지 4개의 노즐팁을 적용하여 연료분사량만을 바꾸어 당량비를 변화시켰다.

FGR률은 FGR밸브를 사용하여 재순환 연도가스량을 조절한 후, 보일러의 흡기관 및 배기관에 대한 CO₂ 농도를 측정하여, 아래 식을 사용하여 구하였다.^{6,7)}

$$FGR \text{ Rate}(\%) = \frac{[CO_2]_{FGR} - [CO_2]_{w/oFGR}}{[CO_2]_{EXH}} \times 100(1)$$

여기서, [CO₂]_{FGR}은 FGR시 흡기관내의 CO₂ 농도, [CO₂]_{w/oFGR}은 FGR을 하지 않았을 경우에 있어서 흡기관내의 CO₂ 농도, [CO₂]_{EXH}는 FGR시 배기관내의 CO₂ 농도를 나타낸다.

FGR률은 보일러가 계속적으로 안정되게 연소할 수 있는 범위까지 5% 간격으로 실험을 하였는데, 본 연구에서의 보일러는 25%까지 연소가 가능하였다. 한편, 이 경우에 배기온도와 보일러에 흡입되는 혼합물 온도 및 습도를 수시로 측정하여 보일러의 연소상태를 확인하고 점검하였다.

보일러 효율은 입·출구의 온도와 유량을 직접 측정하여 표에서 유효출력 열량값을 찾아 산출한 유효출열법, 측정값, 표 등을 이용하여 열손실량을 고려한 열손실법에 의해 구하였고, 각각의 값들을 서로 비교해 보았다.¹²⁾

유효출열법은 입력 열량값에 대한 유효출력 열량값의 백분율로서 나타낸 것이다. 여기서 입력 열량값은 저위발열량, 연료 현열, 급수 현열 및 연소공기 현열을 합한 값이다. 총저위발열량은 보일러에서 소비된 연료량에 의해 측정되는데, 경유의 경우에는 저위발열량을 평균 저위발열량인 43,054 kJ/kg에 소비된 연료량을 곱하여 계산했다. 유효출력 열량값은 보일러에서 입·출구의 온도를 측정하여 온수의 엔탈피에서 급수의 엔탈피를 뺀 값으로 계산했다. 이 경우에 온수 및 급수 유량은 초음파 유량계를 사용하여 측정했다. 유효출열법에 의한 효율계산식은 다음과 같다.¹²⁾

$$\eta_1 = \frac{\text{Effective Output}}{\text{Input}} \times 100(2)$$

열손실법은 1에서 입력열량에 대한 열손실량의 비를 뺀 값에 대해 백분율로 나타낸 것이다. 입력열량은 유효출열법에 의한 효율계산식의 경우와 같고, 열손실량은 배기온도, 미연탄화수소, 방열 및 기타에

의한 열손실을 고려하였다. 여기서 방열에 의한 열손실량은 직접 측정하지 않았고, 간접적인 방법에 의해 계산했다.

ABMA(The American Boiler Manufacturers Association) 자료에 의하면 방열손실량은 (0.66 × 열량보정계수 × 106) kJ이지만, 본 실험에서 보일러 방열손실량은 저위발열량의 5% 정도를 고려하여 적용했다. 기타 연소기 특성에 의한 손실량 등 여러 가지 원인에 의해 열손실이 발생되기 때문에, 본 연구에서는 저위발열량의 1%를 적용했다. 열손실법에 의한 효율식은 다음과 같다.¹²⁾

$$\eta_2 = \left(1 - \frac{\text{Heat loss}}{\text{Input}}\right) \times 100(3)$$

3. 실험 장치 및 방법

3.1 FGR률에 따른 배기 배출물

본 연구에서는 FGR 시스템 보일러의 효율에 미치는 재순환 연도가스의 영향을 조사하였지만, 이전 연구¹⁰⁾와 동일 실험장치를 사용해 배기 배출물에 미치는 재순환 연도가스의 영향에 대한 결과의 재현성을 조사하기 위하여 연료분사량을 파라미터로 하고 FGR률을 0에서 25%까지 5% 간격으로 증가시키면서 배기 배출물을 측정하였다. Fig. 2에는 그 측정결과를 나타내고 있다.

그림에서 FGR률이 일정한 경우에 연료분사량이 클수록 배기 중의 산소(O₂) 배출물은 상당히 많이 감소되었고, FGR률 증가에 따라서는 O₂ 배출물이 완만하게 감소되었다. 그런데 연료분사량 증가에 따른 O₂ 배출물의 감소가 FGR률 증가에 따른 O₂ 배출물의 감소보다 더 크고, 연료분사량이 클수록 FGR률의 증가에 따른 O₂ 배출물의 감소폭이 커지고 있음을 알 수 있다.

이러한 경향은 이전 연구¹⁰⁾의 실험결과와 연료분사량이 가장 많은 경우를 제외하고는 정성적으로 아주 유사하였다. 그런데 이전 연구에서는 실험조건 중의 연료분사량이 가장 많은 경우에 O₂ 배출물이 아주 높았고, FGR률의 증가에 따라 급격히 감소하였다. 그 이유로서 저자들은 이전 연구의 실험결과에서 연소가 정상적으로 이루어지지 않고 있음을 일산화탄소(CO), 총탄화수소(THC) 및 매연 배출물의 고찰을 통해 검토하였다.

그림에서 이산화탄소(CO₂) 배출물은 O₂ 배출물과는 반대의 경향을 나타내어 연료분사량이 많을수록 많아

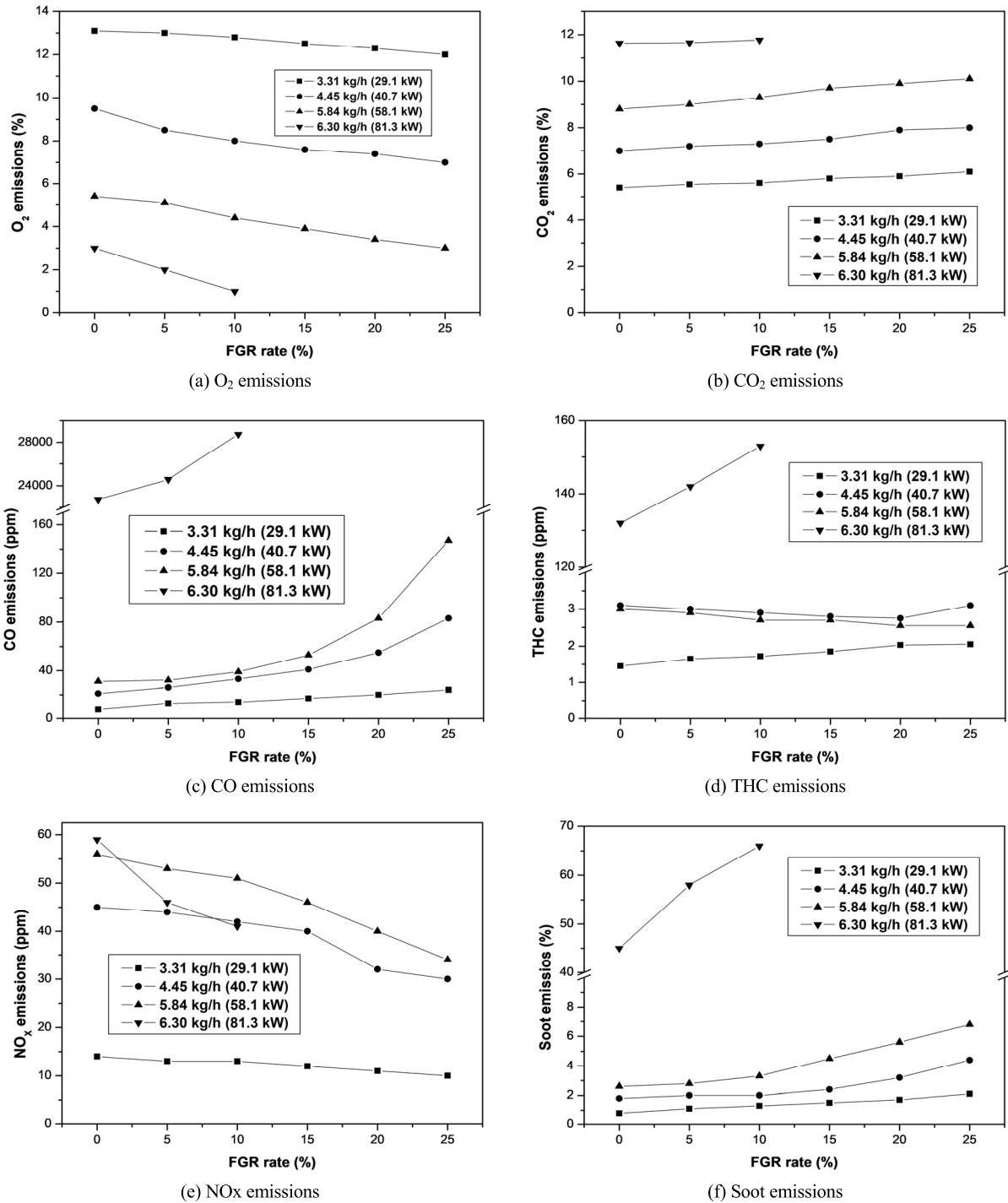


Fig. 2 Effect of FGR rate on O₂, CO₂, CO, THC, NO_x and soot emissions as a parameter of fuel injection amount

지고, FGR률의 증가에 따라서도 많아짐을 알 수 있다. 그런데 본 연구의 실험조건에서는 당량비가 1보다 작기 때문에, 연료분사량이 많은 경우에도 산소량이 많아 연소반응 기회가 많아지므로 CO₂ 배출물이 증가되었다.

CO 배출물은 산소부족 혹은 혼합불량에 의해 발생

되는데, 본 연구에서는 정상적인 연료분사량 5.84 kg/h 노즐팁의 경우보다 연료분사량이 적을수록 CO 배출물은 감소되었지만, FGR률의 증가에 따라 CO 배출물은 증가되었다. 특히, 정상적인 노즐팁의 경우에 FGR률이 10%를 초과하면 FGR률의 증가에 따라 급격하게 증가되고 있음을 알 수 있다. 정상적인 노

즐팁보다 연료분사량이 많은 경우에는 CO 배출물이 상당히 많이 증가되고 있다.

THC는 불완전연소에 의해 발생하는 배출물로서 연료분사량이 적을수록 희박혼합기가 되어 THC 배출물이 감소되었다. 연료분사량이 가장 적은 경우와 가장 많은 노즐팁의 경우에는 FGR률 증가에 따라 THC 배출물이 증가되었지만, 나머지 두 경우에는 FGR률의 증가에 따른 영향이 별로 크게 나타나지 않았다. 연료분사량이 정상적인 경우보다 큰 노즐팁에 있어서는 THC 배출물이 현저하게 많았고, FGR률의 증가에 따른 THC 배출물 증가도 상당히 많이 나타나고 있다.

질소산화물(NO_x) 배출물은 이전 연구^{9,10)}의 실험결과와 마찬가지로 연료분사량이 정상적인 노즐팁의 경우에 가장 많았고, 연료분사량이 적을수록 NO_x 배출물이 감소되었다. 일정한 연료분사량의 경우에 FGR률을 증가시킬수록 NO_x 배출물은 감소되었다. 그런데 연료분사량 6.30 kg/h에서는 FGR를 하지 않았을 경우에 NO_x 배출물이 가장 많았지만, 실험범위 내에서 FGR률이 증가할수록 감소폭은 컸다. 그러나 본 관류 보일러 특성상 연료분사량이 가장 많은 노즐팁의 경우에 FGR률 10%를 초과시키는 실험이 불가능하였다.

본 연구의 매연 배출물은 이전 연구¹⁰⁾의 결과와 유사한데, 연료분사량이 많을수록 연소에 이용되는 흡입공기가 상대적으로 부족하기 때문에, 매연 배출물은 증가되었고, 특히 연료분사량이 6.30 kg/h인 경우에도 당량비는 1 이하이므로 이론상 흡입공기량이 부족하지는 않지만, 실제 연소반응에서는 산소농도가 충분하지 않기 때문에 혼합불량에 의한 매연이 상당히 많이 배출되고 있음을 알 수 있다.

상기와 같이 본 연구에서 조사한 배기 배출물은 이전 연구결과¹⁰⁾와 정성적으로 거의 유사하였지만, 정량적으로 약간 차이가 있음을 알 수 있었다. 그 이유는 동일한 실험조건으로 실험을 할지라도 흡기관 및 배기관의 CO₂ 농도 측정값에 의해 산출한 FGR률이 완전하게 동일할 수가 없기 때문이다. FGR률의 차이는 연소실 흡입량의 변화로 연소상태가 변화되어 정량적 차이가 발생되었다고 예측된다. 특히, 민감한 부분에서는 상당한 차이가 발생할 것으로 예측된다.

3.2 당량비에 따른 배기 배출물

본 연구에서 연도가스 재순환을 하지 않는 경우에는 흡입공기량이 일정하기 때문에, 연료분사량이 많은 노즐팁을 사용하면 당량비가 증가된다. 일반적으로

로 연료분사량과 흡입공기량이 일정하면 당량비도 일정하지만, 본 연구에서와 같이 FGR률을 증가시키면 동일한 연료분사량일지라도 재순환 연도가스량만큼 흡입공기량이 적어지기 때문에 당량비가 증가된다.

Fig. 3에는 일정한 연료분사량에 있어서 FGR률의 변화에 따른 당량비 변화가 각 배기 배출물에 미치는 영향을 나타내고 있다. 그림에서 일정한 연료분사량에서 FGR률 변화에 따라 당량비가 변화해도 O₂, CO₂, THC 및 매연 배출물은 크게 변화하지 않지만, NO_x 및 CO 배출물은 연료분사량이 일정할지라도 재순환 연도가스량에 따른 당량비의 변화에 상당한 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 특히, 일정한 연료분사량에서 당량비의 증가에 따라 NO_x 배출물은 감소되고, CO 배출물은 증가되고 있다.

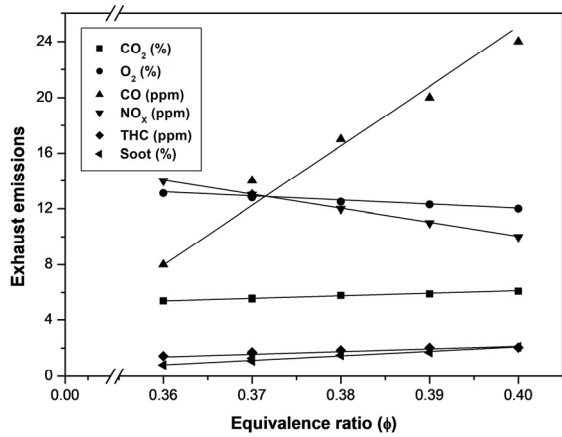
3.3 FGR률에 따른 공기과잉률 및 당량비

본 연구에서 일정한 흡입공기량에 대하여 연료분사량과 FGR률을 변화시키는 경우에는 공기과잉률 혹은 당량비가 변화된다. 흡입공기량이 일정하기 때문에, 연료분사량이 커지면 공기과잉률은 작아진다. 또한, FGR률을 높혀 재순환 연도가스량을 증가시키면, 상대적으로 흡입공기량이 적어지기 때문에 공기과잉률이 작아진다.

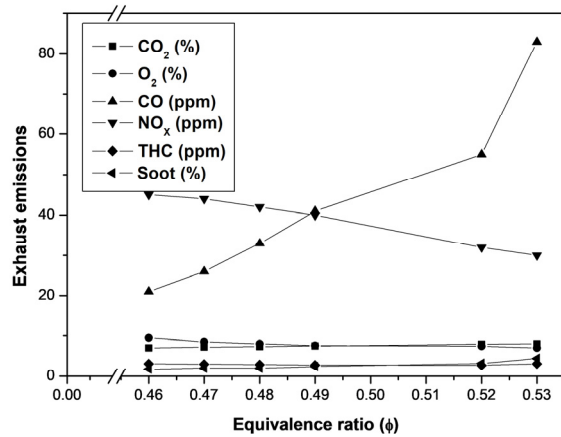
본 연구에서와 같이 연료분사량을 변화시키는 경우와 FGR률을 변화시키는 경우에는 어느 경우나 공기과잉률 혹은 당량비가 변화된다. Fig. 4는 연료분사량을 파라미터로 하여 공기과잉률과 당량비에 FGR률의 변화가 어느 정도 영향을 미치는지 알아보기 위해 나타낸 것이다.

그림에서 알 수 있는 것처럼 연료분사량이 클수록 공기과잉률은 작아지고, 일정한 연료분사량일지라도 FGR률이 증가하면 공기과잉률은 작아진다. 그런데 본 연구의 실험범위인 FGR률 25%까지는 일정한 연료분사량에서 FGR률의 증가에 따른 공기과잉률이 크게 감소되지 않았다. 그러나 연료분사량의 증가에 따른 공기과잉률의 감소폭은 상당히 큼을 알 수 있었다. 당량비는 공기과잉률의 역수이기 때문에 역의 현상을 나타내게 된다.

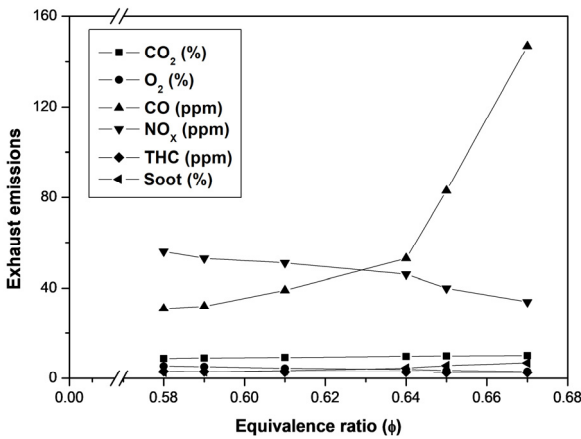
그림에서 본 연구의 실험조건에서는 어느 경우에도 이론당량비 이하를 나타내고 있고, 특히 연료분사량이 3.31 kg/h인 경우에는 FGR률 25%까지 당량비가 0.5 이하임을 알 수 있다. 따라서 앞에서 고찰한 O₂ 배출물이 12% 이상으로 나타나 실제 보일러 경우보다 2배 정도 많이 배출되었다. 본 연구에서 사용한



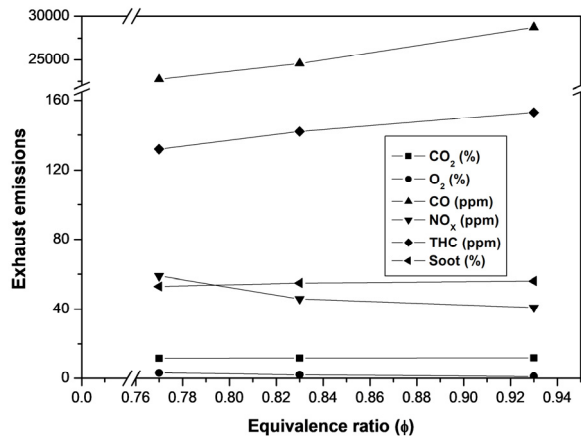
(a) Fuel injection amount of 3.31 kg/h



(b) Fuel injection amount of 4.45 kg/h

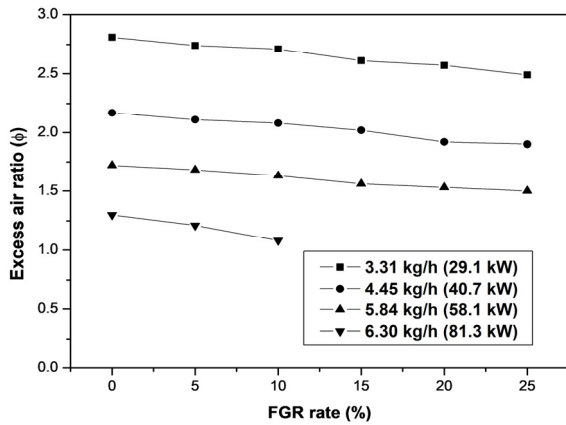


(c) Fuel injection amount of 5.84 kg/h

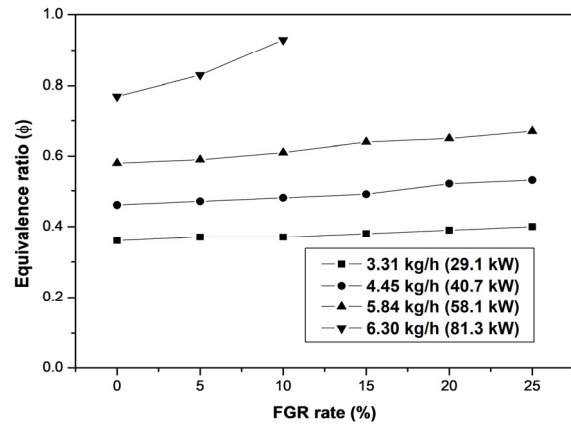


(d) Fuel injection amount of 6.30 kg/h

Fig. 3 Effect of equivalence ratio on exhaust emissions at the respective fuel injection amount of 3.31, 4.45, 5.84 and 6.30 kg/h



(a) Excess air ratio



(b) Equivalence ratio

Fig. 4 Correlations between excess air ratio or equivalence ratio and FGR rate as a parameter of fuel injection amount

관류보일러에 대한 정상적 노즐팁의 연료분사량 5.84 kg/h인 경우에 당량비가 0.6 전후의 값이고, O₂ 배출 물도 4 ~ 6% 정도가 됨을 알 수 있다.

3.4 FGR률에 따른 연도가스온도

보일러에 연도가스 재순환 방법을 채택하는 경우, 재순환 연도가스에 의해 화염온도를 저하시키는 작용

과 산소농도를 낮추는 작용을 통해 NO_x 생성을 억제시켜 최종적으로는 배출물이 감소된다고 알려져 왔다.⁵⁾ 기존연구^{8,10)}에 의하면 FGR률 0에서 25%까지 변화시켰을 경우, 공기과잉률 1.0에서는 이론화염온도가 40℃ 정도, 공기과잉률 1.1와 1.2에서는 30℃ 정도가 감소되었다.

본 연구에서는 공기과잉률이 1.1에서 2.6사이로 변화되는데, 1보다 큰 공기과잉률에서는 공기과잉률이 커지면 단열화염온도는 낮아진다. 따라서 연료분사량 값이 작은 경우에는 공기과잉률이 상당히 높아 본 연구에서와 같이 연소온도가 오히려 낮아져 NO_x 배출물이 감소된다. 한편, FGR률이 증가되면 공기과잉률은 다소 떨어져 연소온도는 다소 증가될 것으로 예측되지만, 산소농도가 낮아지기 때문에 산화반응이 상대적으로 줄어들어 NO_x 배출물은 감소된다.

Fig. 5는 연료분사량을 파라미터로 하여 FGR률을 변화시켰을 경우에 T형 열전대에 의해 측정된 연도가스온도를 나타내고 있다. 그림에서 연료분사량에 관계없이 FGR률을 증가시키면 연도가스온도가 증가되고 있는데, 연료분사량이 많을수록 FGR률 증가에 따른 연도가스온도의 증가폭이 커지고 있다.

연도가스온도는 연소실내의 화염온도와는 다르지만, 연도가스온도가 높을 경우에 화염온도도 높아질 것이다. 그런데 디젤기관 등의 내연기관에 있어서는 EGR률이 증가될수록 배출가스온도가 낮아졌다. 보일러는 디젤기관의 연소보다도 공기과잉률이 높았고, 연소시간도 길어졌기 때문에, 연소가 충분히 이루어져 배기 배출물도 적게 발생되었다. 또한, 본 연구의 보일러 실험조건에서는 FGR률을 25%까지 증가시켜도 연소실 화염온도를 직접 측정하지는 않았지만,

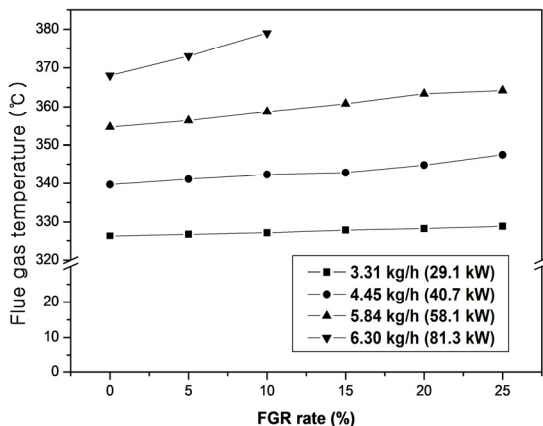


Fig. 5 Correlation between flue gas temperature and FGR rate as a parameter of fuel injection amount

크게 변화되지 않으리라 예상된다. 기존 연구⁶⁾의 검토에 의하면 이론당량비를 중심으로 1 이하에서는 당량비가 증가할수록, 1 이상에서는 당량비가 감소할수록 이론화염온도가 증가되었다.

본 연구에서는 이론당량비가 1 이하에 해당되는 연구로서, Fig 4에서 FGR률의 증가에 따라서 연료분사량이 3.31 kg/h인 경우에는 당량비가 0.36에서 0.4까지, 연료분사량이 4.45 kg/h인 경우에는 당량비가 0.47에서 0.54까지, 연료분사량이 5.84 kg/h인 경우에는 당량비가 0.59에서 0.69까지, 연료분사량이 6.30 kg/h인 경우에는 당량비가 0.77에서 0.94까지 증가되었다. 따라서 어떠한 연료분사량에서도 FGR률의 증가에 따라 이론화염온도가 증가되는 경향임을 알 수 있다.

본 연구에서는 화염온도를 직접 측정하지 않았기 때문에, 정확하게 고찰할 수는 없지만, FGR률의 증가에 따라 다소 흡입산소농도가 낮아질지라도, 당량비가 1보다 작은 영역에서 당량비가 이론값에 가까워지기 때문에, 화염온도는 증가될 것으로 예측된다. 이러한 이유 때문에, 연도에서 측정된 배기온도도 FGR률의 증가에 따라 상승될 것이다.

이러한 사실은 열병합 발전소에 있는 160 t/h 발전용 보일러의 NO_x 배출물을 저감시키기 위해 FGR 시스템을 설계하여 설치한 후, 운전조건을 변화시켜 보일러 성능 및 배기 배출물을 조사한 이전 연구^{9,11)}의 경우에서도 같은 결과를 보여 주었다. 즉, 연도가스온도는 보일러 효율하고 직접적인 관련은 없지만, 보일러 부하 및 공기량 댐퍼 개도를 파라미터로 하여 FGR률 증가에 따른 연도가스온도를 파악하기 위해 보일러 출구에서 1 m 정도 떨어진 절탄기(Economizer)와 공기에열기 사이의 배기관에서 E형 열전대(CRC)를 이용하여 온도를 측정된 결과, FGR률 증가에 따라 완만하게 연도가스온도가 증가됨을 알 수 있었다.

3.5 FGR률에 따른 효율

FGR 시스템을 연소장치에 적용하는 경우, NO_x 배출물의 저감효과는 분명하지만, 효율 혹은 연비의 악화에 대한 우려가 있다. 디젤기관의 연료소비율에 미치는 EGR률에 관한 연구결과에 의하면, 어느 EGR률을 한계로 하여 EGR률의 증가에 따라 연료소비율이 감소하는 경우^{14,15)}, 증가하는 경우^{16,17)}, 큰 변화가 없는 경우^{18,19)}가 있지만, 대체로 EGR률 40% 정도까지는 연료소비율의 변화폭이 미미하고, 40%를 초과하는 경우에 흡입산소농도의 부족으로 연료소비율이 증가한다고 보고되고 있다.^{20,21)}

디젤기관에 관한 저자들의 연구^{22,23)}에서 기관회전 속도 1800, 2800 및 3800 rpm에 있어서 각 기관부하 및 EGR률의 변화에 따른 연료소비율을 측정된 결과, 일정한 기관회전속도와 부하에서 EGR률 20%까지는 EGR률의 증가에 따른 연료소비율의 증감의 폭이 크지 않았고, 그 변동폭은 평균 2 ~ 3% 이내로 미미하였음을 알았다.

Fig. 6에는 FGR률 25%까지 적용한 경우에 있어서 재순환 연도가스가 보일러 효율에 미치는 영향을 실험과 계산에 의해 검토한 결과를 나타내고 있다. 실험값에 의해 산출한 효율은 연료분사량이 가장 많은 경우를 제외하고는 FGR률의 증가에 따라 감소보다는 오히려 약간 증가하는 경향을 보여주고 있다. 이것은 앞에서 검토한 당량비와 연도가스온도에서 알 수 있는 것처럼 FGR률을 증가시켜도 공기과잉률이 낮아지지 않기 때문에, 본 실험범위내의 조건에서는 연소에 필요한 산소농도가 부족하지 않아 화염온도도 증가되어 효율이 나빠지지 않았음을 의미한다.

계산에 의한 효율값도 실험에 의한 효율의 경우와 유사한 경향을 보여주고 있다. 단지, 연료분사량이 가장 많은 경우에는 실험결과와 다르게 FGR률의 증가에 관계없이 효율이 거의 일정하게 나타나고 있다. 실험과 계산에 의한 효율값을 비교해 보면, 정상 노즐팁의 경우에는 실험보다는 계산에 의한 효율이 약간 더 크게 나타나고 있지만, 다른 노즐팁의 경우에는 계산에 의한 효율이 실험값보다 오히려 떨어지고 있음을 알 수 있다.

보일러 효율이 이론 계산값보다 실험에 의한 값이 더 큰 것은 논리적으로 맞지 않는데, 그 이유는 본 연구의 보일러에 적절한 정상적 노즐인 경우 이외에

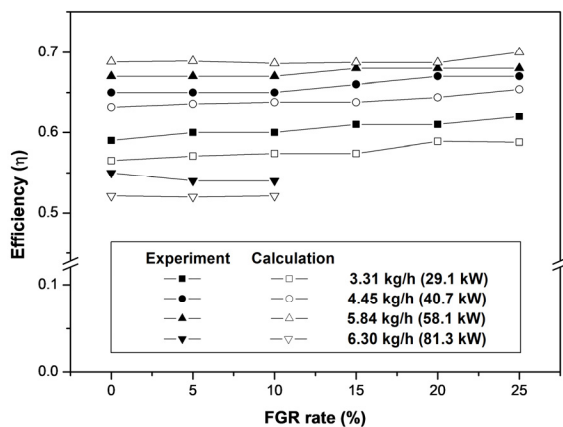


Fig. 6 Correlation between efficiencies by experiment and calculation, and FGR rate as a parameter of fuel injection amount

는 열손실이 지나치게 많이 산정되어 있기 때문이라고 해석된다.

Fig. 7에는 실험 측정값을 유효출열법의 식 (2)에 대해 구한 효율 중에서 각 연료분사량에 대한 입력 열량값과 유효출력 열량값을 FGR률에 대해 나타내고 있다. 그림에서 일정한 연료분사량에 대해서 FGR률이 증가하여도 입력 열량값은 거의 변화하지 않고, 유효출력 열량값은 미미하게 증가하는 경향을 알 수 있다. 이러한 결과 때문에, Fig. 6에서 고찰한 것처럼 FGR률 증가에 따라 효율이 약간 증가하게 나타나고 있다.

열손실량을 고려하여 계산한 열손실법은 식 (3)을 이용하여 구한 효율로서 1에서 입력 열량값에 대한 열손실량의 비율을 뺀 값인데, Fig. 7에는 각 연료분사량에 대해 각 열손실량을 나타낸 값이다. 열손실법에서 입력 열량값은 유효출열법에 의한 효율계산식 (2)의 경우와 같고, 열손실량은 연도가스온도, 미연가스, 미연탄소, 방열 및 기타에 의한 열손실을 고려한 값을 나타내었다.

그림에서 일정한 연료분사량에 대해서는 FGR률이 증가하여도 각 열손실량이 거의 변화하지 않고 있다. 따라서 Fig. 6에서 고찰한 것과 같이 FGR률의 증가에 대한 효율 변화가 미미하게 나타남을 알 수 있다. 한편, Fig. 6에서 본 보일러의 작동용 노즐에 분사하는 연료량의 경우에 효율이 가장 높게 나타나는 것은 입력열량에 비해 유효출열 열량값이 가장 크기 때문인 것으로 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 NO_x 배출물을 저감시키기 위해 FGR 시스템을 관류 보일러에 적용하여 연료분사량을 파라미터로 한 FGR률 변화가 보일러 배기 배출물 및 성능 특성에 미치는 영향을 조사하여 다음과 같은 주요한 결과를 얻었다.

- 1) 일정 연료분사량에서 FGR률을 증가시켜 당량비를 증가시키면 O₂, CO₂, THC 및 매연 배출물의 변화폭은 작았지만, NO_x 및 CO 배출물의 변화폭은 컸다.
- 2) 일정한 연료분사량에 대한 FGR률 증가에 따른 당량비는 완만하게 증가하였지만, 일정한 FGR률에 대한 연료분사량 증가에 따른 당량비 증가폭은 컸다.
- 3) 연료분사량에 관계없이 FGR률을 증가시키면 연도가스온도가 증가되었는데, 연료분사량이 많을수록 FGR률 증가에 따른 연도가스온도의 증가폭이 컸다.
- 4) 실험에 의한 보일러 효율은 연료분사량이 가장 많

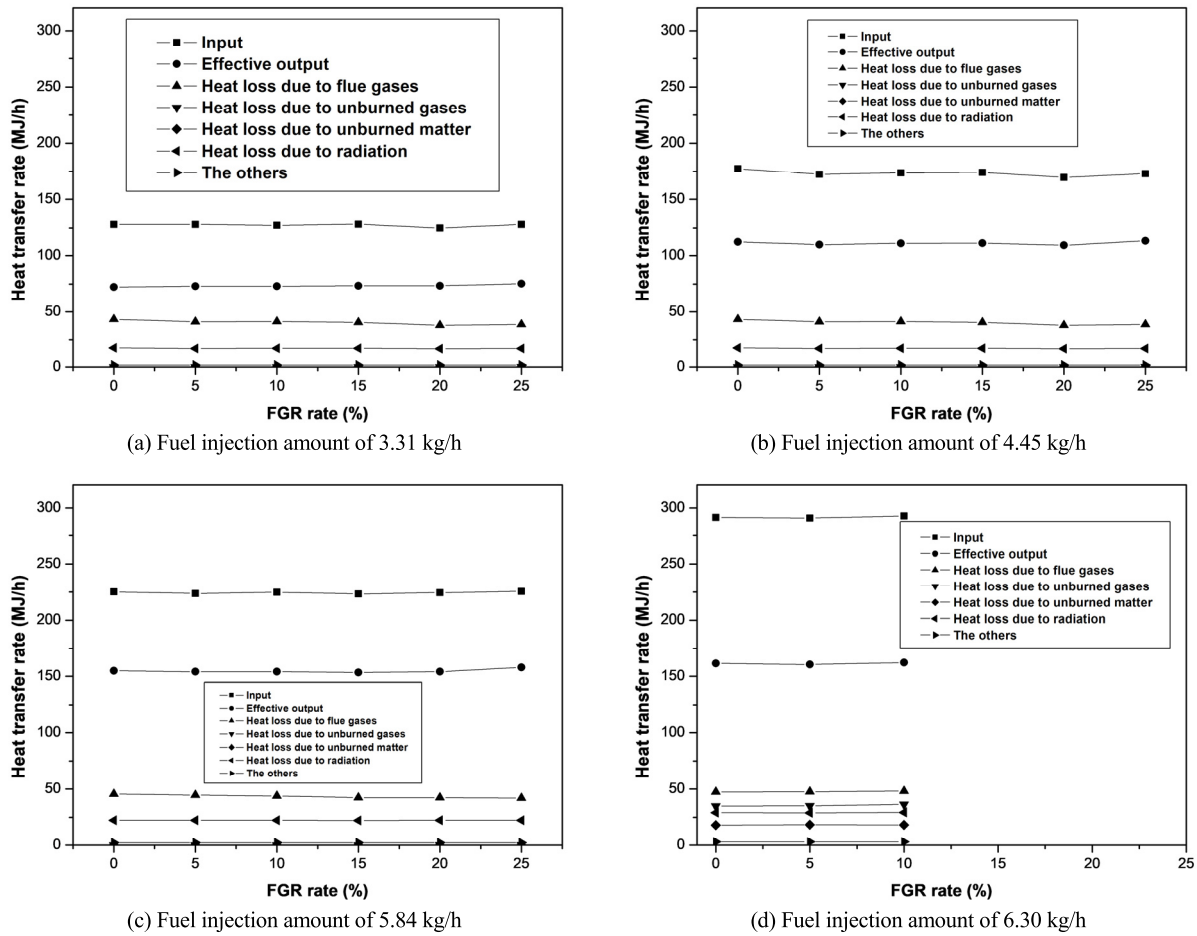


Fig. 7 Correlation between respective heat transfer rate and FGR rate as a parameter of fuel injection amount

은 경우를 제외하고는 FGR률의 증가에 따라 약간 증가 되었다. 계산에 의한 보일러 효율도 실험에 의한 보일러 효율의 경우와 유사한데, 실험의 경우와 다르게 연료분 사량이 가장 많은 경우에는 FGR률 증가에 관계없이 보 일러 효율이 일정하게 나타났다.

5) 보일러에 적용한 최적 노즐팁의 실험 효율보다는 계산 효율이 약간 더 크게 나타났지만, 다른 노즐팁들의 경우에는 계산에 의한 효율이 실험값보다 작았다.

6) 일정 연료분사량에 있어서 FGR률이 증가하여도 입력 열량값과 유효출력 열량값은 거의 변화하지 않았 다. 또한, 일정 연료분사량에 대해 FGR률이 증가하여 도 열손실법에 의한 효율계산에 사용되는 각 열손실량 이 거의 변화하지 않았기 때문에 실험과 계산에 의해 산 출한 효율 변화는 FGR률 증가에 대해 아주 미미하였다.

후 기

본 연구는 경상대학교 2단계 BK21사업 첨단기계항공

고급인력양성사업단 지원을 받아 수행되었기에 도움을 준 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- 1) T. Kamimoto and M. W. Bae, "High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines," SAE Paper No. 880423, pp.1-10, 1988.
- 2) T. Kamimoto, M. W. Bae and H. Kobayashi, "A Study on Soot Formation in Premixed Constant Volume Propane Combustion," Combustion and Flame 75, pp.221-228, 1989.
- 3) M. W. Bae, "A Study on Soot Formation in Premixed Combustion at High Pressures," Doctoral Dissertation of Tokyo Institute of Technology, pp.1-168, 1989.
- 4) K. Yamaji, "Global Environmental Issues and Energy in 21st Century," Automotive Technologies of JSAE, Vol. 55, No.1, pp.31-36, 2001.
- 5) Technical Materials Publishing Committee of Behaviors of Environmental Pollutants by Combustion, "Formation

- Mechanism and Control Methods of Environmental Pollutants by Combustion,” JSME, pp.131-143, 1980.
- 6) M. W. Bae and J. K. Lim, “A Study on Effect of EGR upon Fuel Consumption Rate and NOx Emissions in Diesel Engines,” Transactions of the KSAE, Vol.3, No. 1, pp.76-88, 1995.
 - 7) M. Müller, “General Air Fuel Ratio and EGR Definition and Their Calculation from Emissions,” SAE Paper 2010-01-1285, pp.173 -190, 2010.
 - 8) M. W. Bae, J. M. Kim, Y. S. Kim, Y. S. Cho and S. C. Choi, “Effect of Recirculated Exhaust Gas on Exhaust Emissions of Boiler with FGR System,” Proceedings of the KSME 2003 Fall Annual Meeting, pp.390-395, 2003.
 - 9) M. W. Bae, K. H. Jung, S. C. Choi, Y. S. Cho and Y. S. Kim, “Effect of Recirculated Exhaust Gas upon Performance and Exhaust Emissions in Power Plant Boilers with FGR System,” Proceedings of the KSME 2004 Fall Annual Meeting, pp.1686-1691, 2004.
 - 10) M. W. Bae, K. H. Jung and Y. S. Cho, “A Study on the Effect of Recirculated Exhaust Gas upon Exhaust Emissions of Boiler with a FGR System,” Transactions of the KSME, Vol.31, No.5, pp.405-415, 2007.
 - 11) M. W. Bae, K. H. Jung and S. B. Park, “A Study on Effect of Recirculated Exhaust Gas upon Performance and Exhaust Emissions in a Power Plant Boiler with FGR System,” Transactions of the KSME, Vol.40, No.4, pp.263-273, 2016.
 - 12) Korea Boiler Efficiency Code, “Calculation of KBE-2000 Thermal Balance,” pp.20-34, 2003.
 - 13) M. W. Bae, “A Study on Soot Formation of Turbulent Premixed Propane Flames in a Constant-Volume Combustor at High Temperatures and High Pressures,” Transactions of the KSAE, Vol.9, No.4, pp.1-9, 2001.
 - 14) M. Odaka, “EGR Application Method for Heavy-Duty Diesel Vehicles and Its Effects under Actual Driving Conditions,” Internal Combustion Engine, Vol.28, No. 362, pp.17-23, 1989.
 - 15) K. Narusawa and M. Odaka, “An EGR Control Method for Heavy Duty Diesel Engines under Transient Operations,” SAE Paper No. 900444, pp.1-14, 1990.
 - 16) T. Nagai and M. Kawakami, “Reduction of NOx Emission in Medium-Speed Diesel Engines,” SAE Paper No. 891917, pp.1-15, 1989.
 - 17) G. Stumpp and W. Banzhof, “An Exhaust Gas Recirculation System for Diesel Engines,” SAE Paper No. 780222, pp.1-12, 1978.
 - 18) C. J. Walder, “Reduction of Emissions from Diesel Engines,” SAE Paper No. 730214, pp.1- 17, 1973.
 - 19) A. Mayer and E. Pauli, “Emissions Concept for Vehicle Diesel Engine Supercharged with COMPREEX,” SAE Paper No. 880008, pp.77-89, 1988.
 - 20) M. W. Bae, H. J. Jeon and J. S. Choi, “The Effects of Recirculated Exhaust Gas on Fuel Economy and Exhaust Emissions in Marine Diesel Engines,” Proceedings of International Symposium on Internal Combustion Engine, pp.91-105, 1999.
 - 21) M. W. Bae, “A Study on the Effects of Recirculated Exhaust Gas on NOx and Soot Emissions in Diesel Engines with Scrubber EGR System,” SAE Paper No. 1999-01-3266, pp.78- 87, 1999.
 - 22) M. W. Bae and J. H. Ha, “A Study on the Characteristics of Exhaust Emissions in Diesel Engines with Scrubber EGR System,” Journal of the Korean Society of Marine Engineers, Vol. 22, No. 6, pp.481-489, 1998.
 - 23) M. W. Bae and Y. Mochimaru, “Characteritics of Performance and Exhaust Emissions with a Combined Plasma EGR System in Diesel Engines,” Proceedings of the FISITA 2004(CD), World Automotive Congress, pp.1-19, 2004.