



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

工學碩士 學位論文

흡·배기 개도율 변화가 산업용 디젤기관의
성능에 미치는 영향

The effect of Intake and Exhaust Opening Rate Variation on
Diesel Engine Performance



指導教授 양대朴 權 夏

2009年 8月

韓國海洋大學校 大學院

機 械 工 學 科

李 永 春

工學碩士 學位論文

흡·배기 개도율 변화가 산업용 디젤기관의
성능에 미치는 영향

The effect of Intake and Exhaust Opening Rate Variation on
Diesel Engine Performance



指導教授 朴 權 夏

2009年 8月

韓國海洋大學校 大學院

機 械 工 學 科

李 永 春

本 論 文 을 李 永 春 의 工 學 碩 士 學 位 論 文 으 로
認 准 함 .

委 員 長	鄭 在 鉉	인
委 員	 尹 相 國	인
委 員	朴 權 夏	인

2009年 8月

韓國海洋大學校 大學院

목 차

List of tables	iii
List of figures	iv
Abstract	vi

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적 및 내용	2

제 2 장 본 론

2.1 이론적 배경	4
2.1.1 과급기관의 체적효율	4
2.1.2 배기배출물의 생성기구	7
2.1.3 디젤 배기가스 저감기술	12
2.2 실험장치 및 방법	21
2.3 흡기개도율 변화 실험결과 및 고찰	26
2.3.1 흡기압력	26
2.3.2 Idle 토크와 최대 토크	28
2.3.3 비연료소모율	30
2.3.4 배기가스	33
2.3.4.1 배기산소량	34
2.3.4.2 일산화탄소	37
2.3.4.3 질소산화물	39

2.3.4.4 스모크	42
2.4 배기개도율 변화 실험결과 및 고찰	45
2.4.1 Idle 토크와 최대토크	45
2.4.2 비연료소모율	47
2.4.3 배기가스	51
2.4.3.1 일산화탄소	51
2.4.3.2 질소산화물	54
2.4.3.3 스모크	57
 제 3 장 결 론	 59
 참고 문헌	 61



List of tables

Table 1 The difference between gasoline EGR system and diesel EGR system

Table 2 Specification of test engine

Table 3 Test condition of intake control unit

Table 4 Test condition of exhaust control unit

Table 5 Specification of diesel smoke meter



List of figures

- Fig. 1 Structure of the turbo-charger
- Fig. 2 Particulate matters produce diagram
- Fig. 3 Formation of particulate matter
- Fig. 4 Formation of unburned hydrocarbon
- Fig. 5 Common rail fuel injection system
- Fig. 6 Comparison of the different EGR in gasoline and diesel engine
- Fig. 7 Difference of EGR rate between gasoline and diesel engine
- Fig. 8 Urea-SCR catalyst system
- Fig. 9 CRT of Johnson matthey Co.
- Fig. 10 Schematic diagram of the experimental apparatus
- Fig. 11 Intake pressure variation with intake opening rate at 1500rpm
- Fig. 12 Intake pressure vs engine speed at opening rate of 25%
- Fig. 13 Idle torque variation
- Fig. 14 Maximum torque variation
- Fig. 15 Specific fuel consumption with intake opening rate at idle
- Fig. 16 Specific fuel consumption with intake opening rate at max
- Fig. 17 O₂ variation at idle condition
- Fig. 18 O₂ variation at max condition
- Fig. 19 CO variation at idle condition

Fig. 20 NO_x variation at idle condition

Fig. 21 NO_x variation at max condition

Fig. 22 Smoke variation at idle condition

Fig. 23 Smoke variation at max condition

Fig. 24 Idle torque variation

Fig. 25 Maximum torque variation

Fig. 26 Specific fuel consumption with exhaust opening rate at
idle

Fig. 27 Specific fuel consumption with exhaust opening rate at
max

Fig. 28 CO variation at idle condition

Fig. 29 CO variation at max condition

Fig. 30 NO_x variation at idle condition

Fig. 31 NO_x variation at max condition

Fig. 32 Smoke variation at idle condition

Fig. 33 Smoke variation at max condition

The effect of Intake and Exhaust Opening Rate Variation on Diesel Engine Performance

Young-chun Lee

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of

Korea Maritime University



Abstract

A diesel engine is better performance than a gasoline engine in the high thermal efficiency, durability and reliability. The diesel engine has been widely used for a power source of marine, industrial and automotive engines, because it is possible to supply high generating power even it has the problems of noise and exhaust gas. Many researches on the performance of diesel engines as varying the conditions intake and exhaust systems is performed for improving efficiency of the engine and reducing of toxic emissions. However the diesel engine has a problem of NO_x and smoke emissions. Many researches have been carried out to solve the problem. But it has been not much for industrial engines.

In this study, the effect of an intake size on the industrial engine is achieved with the intake opening adjust unit. The exhaust opening rate 80%

and 90% of an exhaust pipe was tested in the industrial engine.

The results shows that the specific fuel consumption, smoke emission were increased a lot with the intake opening rate reduction while the NO_x emission was reduced.

In the experiment tested the exhaust opening rate, idle torque condition affected to both the CO and NO_x . In the condition of maximum torque, NO_x emission was reduced in the reduction of exhaust opening rate, smoke emission was increased.



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

최근 국제적인 유가상승과 배기가스 규제는 완성차 업체들로 하여금 연비개선 및 환경문제에 더욱 많은 비용과 노력을 기울이도록 하고 있다. 디젤엔진은 가솔린엔진 대비 높은 열효율, 내구성, 신뢰성이 우수하여 소음과 배기가스 등의 문제가 있지만, 고출력화가 가능하기 때문에 선박용, 산업용 및 자동차 등의 동력원으로 폭 넓게 사용되고 있다. 또한 최근에는 배기가스를 줄이기 위한 후처리기술 및 동력 성능을 개선하여 연비를 향상시키는 기술이 발달되어 많은 관심을 받고 있다.

흡기와 배기 조성에 따른 디젤엔진의 성능에 대한 연구들은 기관의 효율 향상과 유독 배기가스의 절감을 위하여 수행되고 있다. 효율 향상은 에너지 절약에 영향을 미치며 배기 개선은 대기오염에 중요한 요소이기 때문에 자원의 절약과 환경의 문제가 대두되고 있는 현재의 상황에서 이러한 기술개발은 매우 중요하다. 즉 엔진에서 배출되는 대기 오염물질은 연소과정 중 산소부족에 의한 일산화탄소(CO), 미연소 물질은 탄화수소(HC)와 질소산화물(NO_x)등이 있으며 근본적으로는 연소과정에 의해 생성되게 되므로 배기가스의 오염물질 저감은 연소에 대한 연구와 병행되어 왔다.

최근 고유가와 대기환경문제로 인해 흡·배기조성에 따른 디젤엔진의 연구동향을 살펴보면 다음과 같다.

박¹⁾은 흡기과급에 의한 직접분사식 디젤기관의 연소와 배기특성에 관한 연구에서 동일부하조건에서 흡기과급압력이 증가함에 따라 과잉공기

량이 증가되어 NO_x 와 Soot 및 CO_2 의 농도가 감소한다는 것과 흡기과급압력의 증가가 배기유해가스의 감소에 있어서 분사시기의 지각보다 효과적임을 알아냈다.

송²⁾은 대기통 엔진 흡기시스템의 유동해석 모델개발에 대한 연구에서 대기통 엔진 흡기시스템의 유동해석 모델을 개발하여 흡기시스템 내의 압력과의 거동과 엔진 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

또한, 윤³⁾은 나선형 흡기포트의 유동특성이 과급식 디젤엔진의 성능 및 배출가스에 미치는 영향을 연구하여 과급식 디젤엔진의 나선형 흡기포트에서 밸브 편심률의 변화 및 포트의 형상변경에 따른 정상유동 실험을 수행하고 엔진성능 및 배기가스에 미치는 영향을 연구하였다. 송⁴⁾의 디젤엔진 연료계통의 유동 및 압력 변동특성에 관한 이론적 연구에서 분사펌프의 회전수, 분사노즐의 개변압, 펌프 측과 노즐 측을 연결하는 고압파이프 등이 분사 특성에 미치는 영향을 파악하고 분석하였다. D.T Montgomery⁵⁾의 연구에 의하면 대형 디젤엔진에서 과급압, EGR의 제어와 다중분사가 배기가스와 연료소비율에 미치는 차이를 분석하였다. 김⁶⁾의 직접 분사식 압축점화기관의 흡기조성에 따른 연소 및 배기특성에 관한 실험적 연구에서 연소특성과 배기특성의 영향에 대해 연구하였다. 심⁷⁾은 배기다기관 형상 변경에 따른 배기계에서의 배기 압력 특성에 관한 연구에서 실린더 내에서 발생된 배기가스가 배기 다기관의 형상 변경과 배기 밸브로부터의 거리에 따른 배기 압력 과형의 특성에 관하여 연구하였다.

이러한 많은 연구들이 수행되었지만 대부분 흡기 또는 배기로 국한되고 있으며, 사용이 많지 않은 산업용 디젤기관에 대한 연구는 많지 않다.

1.2 연구 목적 및 내용

따라서 본 연구에서는 산업용 디젤기관에 주로 사용하고 있는 과급기관의 체적효율에 대한 이해와 배기 배출물의 생성기구, 배기가스 저감기술에 대해 분석하였고, 엔진동력계를 이용하여 흡기 및 배기 개도율을 변화시켜 그에 따르는 성능과 배기가스 측면에 대해 종합적으로 분석하고자 하였다.

흡기 개도율 변화실험에서는 흡기 개도율을 12.5%, 25%, 50%, 100%로 변화시키면서 흡기압력과 Idle 토크, 최대토크실험을 하였고, 개도율 변화에 따른 비연료소모율과 배기가스 분석을 통해 배기산소량, 일산화탄소, 질소산화물, 스모크 등에 대해 각 엔진회전수와 개도율에 따라 비교 분석하였다.

배기 개도율 변화실험에서는 배기 개도율을 80%, 90%, 100%로 변화시키면서 Idle 토크, 최대토크, 비연료소모율 및 배기가스에 대해 분석하였다.

이와 같이 흡·배기 개도율을 변화시켜 산업용 디젤기관의 성능을 분석하고자 Idle 토크와 최대토크, 비연료소모율을 측정하였고, 배기가스는 일산화탄소, 질소산화물, 스모크 등을 측정하여 개도율이 미치는 영향을 분석하였다.

제 2 장 본 론

2.1 이론적 배경

2.1.1 과급기관의 체적효율

일반적으로 기관의 과급은 공기연료비가 일정할 때 흡입공기량을 증가시켜 기관에서 더 많은 양의 혼합기를 연소시킴으로써 출력의 증가를 얻고자 하는 것이다. 다시 말해서 터보과급기관의 출력은 압축비와는 무관하고, 엔진회전속도의 증가에 따라 과급압력이 증가함으로써 흡입공기량이 증가하면 연소질량의 증대로 기인하여 열발생량이 증대되어 결국 출력을 크게 한다.

터보과급기관에 있어서 연소실내로 흡입되는 공기의 밀도는 일반적으로 무과급기관의 흡입공기 밀도에 비해서 훨씬 크다. 이것은 압축기 하류의 과급압력이 대기압에 비해서 높기 때문이다. 따라서 무과급 기관에서의 체적효율에 압축기하류의 압력과 온도 기준으로 계산하면 과급압력에 준한 터보과급기관의 체적효율을 얻을 수 있다.

일반적으로 4행정 기관에서의 체적효율은 다음과 같은 식에 의해서 결정된다.

$$\eta_v = \frac{120 \dot{m}}{N_e \cdot V_d \cdot \rho_i} \quad (2.1)$$

\dot{m} : mass of inlet air per unit time

N_e : number of revolutions per minute

V_d : displacement volume of the engine

ρ_i : inlet air density

그리고 과급압력에 준한 체적효율과 엔진회전수와의 관계는 다음과 같은 일차식으로 표현된다.

$$\eta_v = 1.5 \times 10^{-4} \cdot N_e + 0.26 \quad (2.2)$$

터보과급기관에 있어서 과급압력비에 대한 질량 유동 조건의 관계는 매우 중요한 인자로서, 이 관계는 다음과 같은 식으로 유도 되어진다.

식 (2.1)의 좌변을 단위시간당 흡입되는 공기량에 대해서 변형하면, 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \eta_v \cdot \rho_2 \cdot V_d \cdot \frac{N_e}{120} \\ &= \eta_v \cdot \frac{P_2}{RT_2} \cdot V_d \cdot \frac{N_e}{120} \\ &= \eta_v \cdot \frac{1}{R} \cdot V_d \cdot \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{P_1}{T_1} \cdot \frac{N_e}{120} \end{aligned} \quad (2.3)$$

이때 $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ 이므로

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{P_1} = \frac{V_d}{120} \cdot \frac{1}{R} \cdot \frac{1}{\sqrt{T_1}} \cdot \eta_v \cdot N_e \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.4)$$

여기서 식 (2.2)를 대입하면 결과적으로 다음과 같은 질량 유동 조건과

엔진회전수 및 과급압력비와의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{P_1} = C(1.5 \times 10^{-4} N_e + 0.26) \cdot N_e \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.5)$$

$$\left(\frac{V_d}{120} \cdot \frac{1}{R} \cdot \frac{1}{\sqrt{T_1}}\right) = 2.117 \times 10^{-4}$$

C : constant

n : polytropic exponent (n=1.4)

식 (2.5)로부터 일정 엔진회전수에 대한 과급압력비와 질량 유동 조건의 관계는 엔진회전수의 증가에 따라 과급압력이 점차적으로 높아져 흡입되는 질량 유동의 비선형적인 증가를 확인할 수 있으며, 엔진회전수를 낮추어 갈 때는 감소하는 경향을 파악할 수 있다.

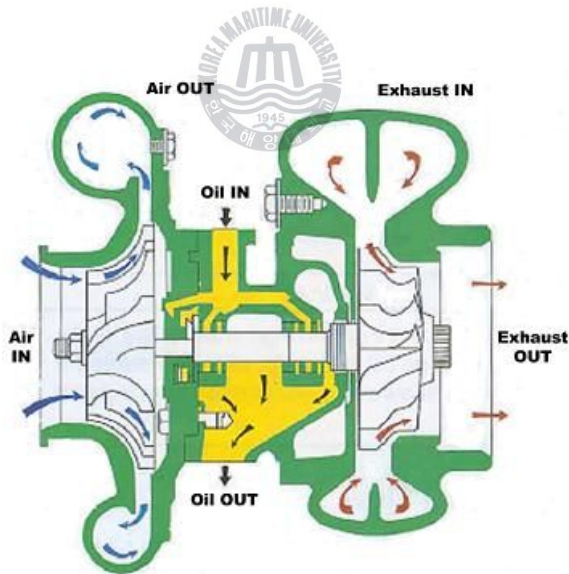


Fig. 1 Structure of the turbo-charger

2.1.2 배기배출물의 생성기구

일반적인 디젤기관의 열발생 형태는 예혼합연소와 확산연소로 구분할 수 있으며, 예혼합연소는 점화지연기간 동안에 공기와 연료가 혼합된 가연 혼합기가 짧은 동안에 열을 발생하며, 확산연소는 농후 영역의 연료가 공기와 충분히 혼합되지 않은 상태에서 연료의 열분해에 의해 열을 발생하게 된다. 이러한 연료의 열분해가 스모크의 주원인이 된다.

연소에 의해 생성된 배기 배출물을 결정하는 중요한 변수는 연료-공기 당량비이다. 따라서 각 오염물질의 생성과정은 공기연료비에 의해 좌우되며 그것은 곧 연소과정과 밀접한 관련을 갖게 된다. 즉 이론적인 완전연소시에는 PM, CO₂, H₂O, O₂, N₂ 만이 배기가스 성분으로 간주할 수 있다. 그러나 실제의 기관운전에서는 완전연소가 불가능하므로 유해물질이 생성되어 배출된다.

입자상물질(PM, Particulate matter)은 일반적으로 연료의 연소시 열분해 과정에서 산소가 부족하면 저급 탄화수소 및 활성기가 중합하여 그을음을 형성한다. 또, 유적 및 미분탄 중의 잔류 탄소가 유리되어 미연소인 상태로 배출되면 재와 함께 입자상 물질을 형성한다.

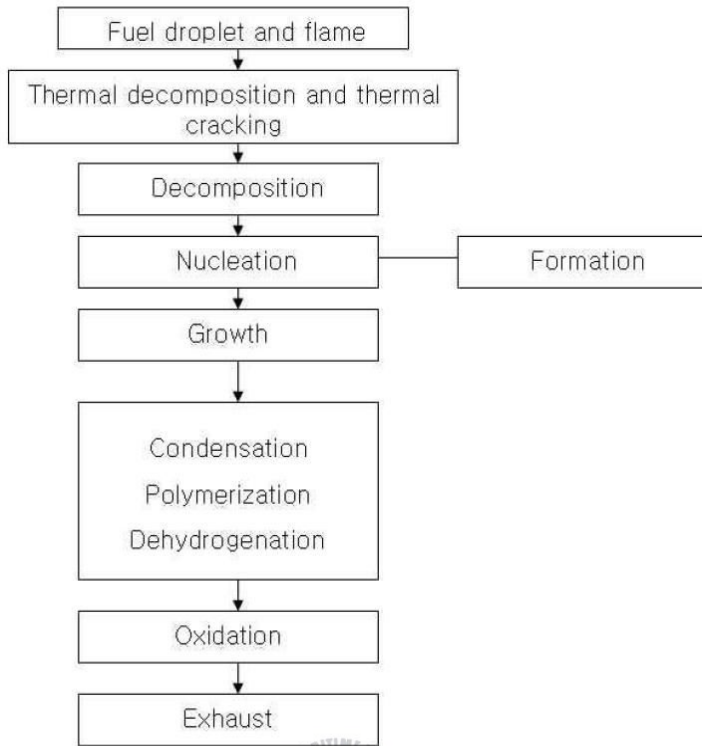


Fig. 2 Particulate matters produce diagram

입자상물질은 유기용제에 녹는가 그렇지 않은가에 따라 비유기성 용해물질(IOF, Insoluble organic fraction)과 유기성 용해물질(SOF, Soluble organic fraction)로 분리한다.

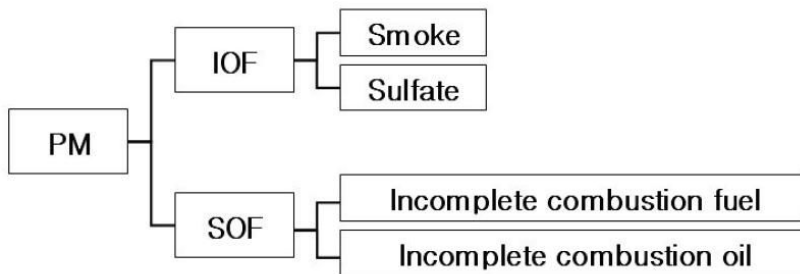


Fig. 3 Formation of particulate matter

일산화탄소는 연소과정에 따라 생성된다. 농후한 연료공기 혼합기는 연료의 모든 탄소를 CO_2 로 완전히 연소시키는 데 요하는 산소가 부족하여 불완전연소로 되어 CO 를 생성하게 된다. 또한, 생성된 CO_2 의 일부는 고온에서 열해리 반응에 의해 CO 의 농도를 증가시킨다.

하지만 디젤엔진은 항상 연료가 희박한 조건에서 운전되기 때문에 CO 의 배출은 무시할 만한 정도이다.

미연탄화수소(UHC, Unburned hydrocarbon)는 압축과 연소에 따라 실린더 압력이 증가하고 실린더 안의 가스의 일부는 피스톤과 실린더의 틈 또는 밸브, 개스킷 등 협소한 틈으로 압입된다. 피스톤 및 링과 실린더 벽 사이의 틈 체적은 이들 가스에 대해서는 매우 큰 체적이다. 대부분의 이 가스는 연소과정에서 연소되지 못하고 미연 연료 공기 혼합기로 남게 된다. 그 이유는 이들 틈은 화염이 들어가기 위해서는 너무나 협소하기 때문이다. 이 가스는 팽창과 배기 과정 중에 배출되어 UHC를 발생시킨다. 또 다른 HC 배출의 근원은 연소실 벽이다. 화염이 연소실 벽에 접근함에 따라 화염이 꺼지는 소염층에는 UHC가 남는다. 이들 얇은 층에 있는 UHC는 기관의 운전조건에 따라 변화한다. 희박 혼합기에서는 연소온도가 낮고 화염전파가 느리고 소염층의 두께는 두텁게 되어 많은 HC가 배기 중에 남게 된다. 세 번째 근원은 피스톤과 실린더 헤드 및 실린더 벽 유막에 흡수되는 탄화수소이다. 이들 유막은 연료의 탄화수소 성분을 연소 전에 흡수하고, 연소 후에 내놓는데 이것이 HC 배출의 근원이 되는 것이다.

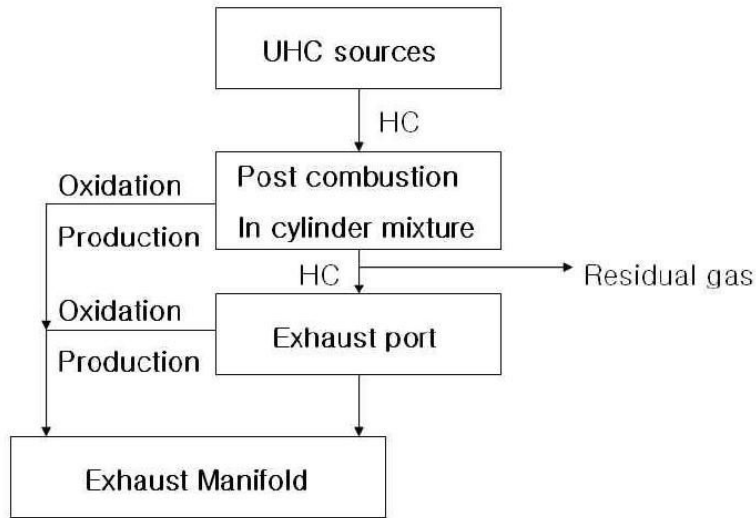


Fig. 4 Formation of unburned hydrocarbon

또한 기관에 있어서 HC의 배출 근원이 되는 것은 기관 사이클 중 특별히 느린 연소에서 화염을 꺼지게 하는 부분냉각에 기인하는 불완전 연소이다.

이와 같은 상태는 공기-연료비, 점화시기, 배기가스 재순환(Exhaust gas recirculation)량 등 배출물 제어가 적합하게 적용되지 않았을 때의 과도적 기관 작동에 따라 발생한다.

UHC는 블로우 다운(Blow down) 기간 가스 흐름에 실려서 실린더를 빠져나간다. 그리고 배기행정 끝에서 피스톤에 의해 벽으로부터 긁어 내려진 가스는 배기밸브 밖으로 나간다. 이상과 같이 연소과정에서 연소되지 못한 UHC는 그 일부가 팽창행정과 배기행정에서 산화되며 산화되는 양은 온도와 산소농도의 시간 이력에 의존한다.

실린더 내에서 배출되는 NO_x 는 반응된 질소의 종류와 이 질소를 산화시키는 화학반응에 의해 분류하면⁹⁾, Thermal NO, Prompt NO 및 Fuel NO로

분류한다. 대부분의 연소장치에서는 Thermal NO가 NO_x의 대부분을 차지한다.

대기 중의 질소 N₂와 산소 O₂로부터 NO가 생성되는 반응기구를 나타내는 것이 Zeldovich 기구이며, 연소 중에 산소원자가 형성되면 이것이 공기 중의 질소와 반응하여 Zeldovich 반응이 일어난다.



식 (2.7), (2.8)을 Zeldovich 기구라 부르며, Lavoie et al.에 의해 식 (2.9)가 추가되어 Extended Zeldovich 기구라 한다.

식 (2.7)~(2.9)의 반응에서 NO의 생성은 온도상승에 의해 급격히 증가하고 산소 농도의 상승에 의해서도 증가된다. 생성속도는 연소 반응속도에 비하여 낮고 생성량은 고온부의 체류시간이 길수록 증가하여 주로 연소 말기에 생성된다.

그리고 NO의 배출을 감소시키기 위한 수단 중 하나로 배기가스 재순환을 사용하고 있는데 이것은 흡입혼합기를 회색시켜 연소온도를 낮춤으로써 NO 생성을 저하시키는 방법이다.

2.1.3 디젤 배기가스 저감기술

현재 연구하고 있는 배기가스 저감기술은 크게 두가지로 나눌 수 있다. 하나는 기관의 개량 및 연료질의 개선과 관계된 기관 혹은 연료 그 자체에 대한 것이고 또 다른 하나는 후처리 기술에 관한 것이다. 그러나 이런 저감기술의 적용에 있어 문제점은 디젤배기가스의 대표적인 오염물질인 NO_x 와 PM의 생성이 서로 상관관계(Trade-off)에 있어 두 오염물질에 대한 동시저감기술 개발에 어려움이 있다. 그러므로 NO_x 와 PM의 동시저감을 위한 배기규제에 대응하기 위해서는 초고압 전자제어식 고압연료분사시스템과 내구성과 재생성능이 입증된 매연여과장치 개발이 필요하며, 4밸브화, 터보인터쿨링, 가변터보, 냉각식 E-EGR 기술, 예혼합 압축착화(HCCI, Homogenous charged compression ignition) 및 De- NO_x 촉매개발 등을 요구하고 있다. 그러나 디젤기관의 경우, 배출가스 규제 대응시 연비악화를 반드시 수반한다. 석유 소비의 대폭적인 증가는 CO_2 배출량 증가로 인해 지역적인 대기환경을 개선하여도 지구온난화문제 등을 유발하여 지구환경을 다시 악화시키고, 국가적인 경제적 부담을 증가시키는 문제를 야기하게 된다. 또한 주요 적용 필수 기술들이 대부분 디젤의 황함유율이 현재의 무게비 0.05%이하보다 1/10이하의 수준을 필요로 하고 있다. 따라서 디젤 개선이 동반되지 않으면 안되며 이러한 연료개발노력이 뒤따르지 않으면 환경공해 개선의 목적을 달성하기가 어렵다.¹⁰⁻¹¹⁾

현 시점에서 공통적으로 적용하고 있는 기관특징을 살펴보면 직접분사식, 터보인터쿨러 및 고압연료분사, 전자제어시스템을 적용하고 있다. 중대형 기관에서 직접분사식, 터보인터쿨링은 NO_x 와 PM 대응을 위하여 반드시 필요한 기술이며, NO_x 및 PM제어를 위하여 높은 공연비를 확보하고,

연소실내의 온도를 가능한 낮추고, 높은 비출력을 확보하여 연료소비를 최소화시키기 위한 필수 기술이다.

4밸브시스템은 기관의 가스교환 과정의 최적화 및 열부하 개선 등의 일반적인 효과 이외에 디젤기관의 가장 큰 문제점인 PM 발생을 최저화시키기 위하여 흡입된 공기와 연료가 가능한 한 균일하게 연료와 혼합시키는 것이 주목적이다. 즉, 연료분사 노즐을 연소실 중심에 수직으로 장착시키기 위함이며 이를 통하여 기존 2밸브 기관대비 연비향상, 배출가스저감 및 고출력화의 효과를 얻는다. 연료분사압력은 최저 1,100~1,600bar 수준이며 기존의 기계식 연료분사장치는 1,100~1,200bar 수준이다. 전자제어장치(EMS, Engine management system)를 사용하는 가장 큰 이유는 기관에서 NO_x를 감소시키는 주 방안이 분사시기 지연이기 때문이다. 이 경우 디젤기관은 겨울철과 같이 대기온도 및 흡입공기 온도가 낮은 조건에서는 시동성이 악화되고 시동 후 백연 및 냄새가 매우 악화되는 단점이 있다. 이의 해결방안으로 예후열, 시동보조 장치의 용량 증대 등이 있으나, 근본적인 해결이 곤란하기 때문에 시동시 분사시기 및 연료량을 적극적으로 제어 가능한 전자제어시스템이 가장 확실한 방안이다. 이와 함께 분사시기의 자유로운 제어가 가능하며 NO_x 저감에 따른 연비악화 최소화, 소음감소 및 운전성 향상이 가능한 점도 중요한 부분이다.

또한, 디젤기관의 PM 최소화를 위해서는 기관의 오일소모율 개선이 필요하다. 그 이유는 배출가스의 PM 성분 중에는 오일성분이 상당량 잔존하기 때문에 오일소비의 적극적인 저감 없이 규제대응은 곤란하다. 주요 대응기술에는 실린더 보어 변형의 최소화와 함께 피스톤, 피스톤 링 및 라이너의 최적화개발 등이 필요하고, 보어 변형의 최소화를 위해서는 실린더 블록 구조물의 강성 증대 및 라이너의 두께 증대 등이 필요하며, 윤

활유의 품질향상도 중요하다.

연료분사제어의 측면에서는 선행분사(Pilot injection), 후분사(Post injection) 및 다중분사(Multi injection)등의 제어가 가능한 CRIS 시스템이 대부분의 요구를 만족한다.

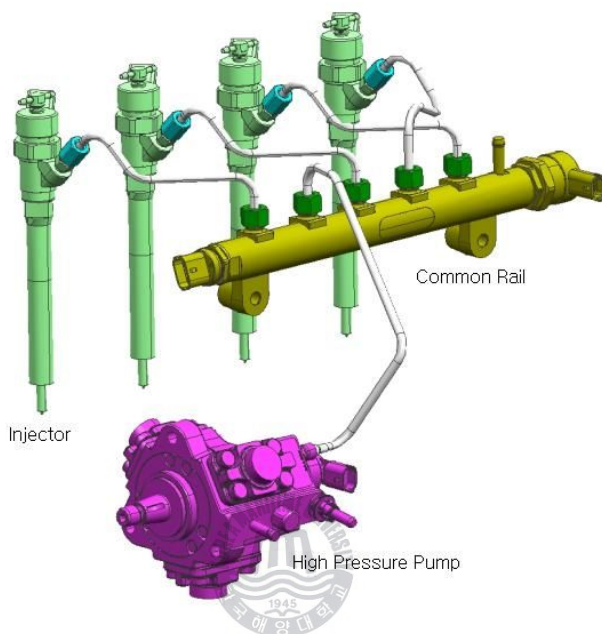


Fig. 5 Common rail fuel injection system

EGR의 방식은 현재 가솔린 기관과 디젤 기관 모두에서 NO_x 저감을 위한 가장 효과적인 방법의 하나로서 사용되고 있다. EGR은 배기가스를 재순환하여 신기에 혼합하여 공급하는 방식이며 가솔린기관과 디젤기관에 있어 EGR 시스템의 구성은 거의 일치하고 있으나 EGR의 NO_x 메카니즘에 있어서는 약간의 차이가 있는 것으로 논의하고 있다. 가솔린 기관에서의 EGR방식은 배기가스의 CO_2 나 H_2O 등과 같은 불활성 가스가 흡기의 일부와 치환되어 혼입됨으로서 혼합기의 열용량이 증대되어 실린더 내 연소 가스 온도상승을 억제하며 또한 공기 과잉율을 낮추어 Thermal NO 생성을

억제함으로써 전체 NO_x 발생량을 줄이는 원리이다. 또한 흡기의 일부가 산소농도가 낮은 배기가스로 치환되므로 연소실 내 산소가 감소하기 때문에 NO_x 생성을 억제한다.¹²⁾

그러나 디젤기관의 EGR에 의한 NO_x 저감효과는 가솔린기관과는 달리 흡기 스로틀링이 없는 상태로 운전되며 동일한 기관 운전 조건에서 가능한 많은 양의 공기가 실린더로 유입되므로 EGR 가스를 도입하면 흡기 일부를 EGR 가스로 대체하게 되며, 이러한 공기 대체 결과로 연소에 사용되는 공기가 감소하게 된다. 연소에 이용되는 공기 감소분으로 인하여 공연비가 낮아지게 되며 공연비상의 이러한 변화는 배기가스에 큰 영향을 미치게 된다. 가솔린기관과 디젤기관에서의 적용에 관한 차이는 Fig. 6과 같이 나타난다.

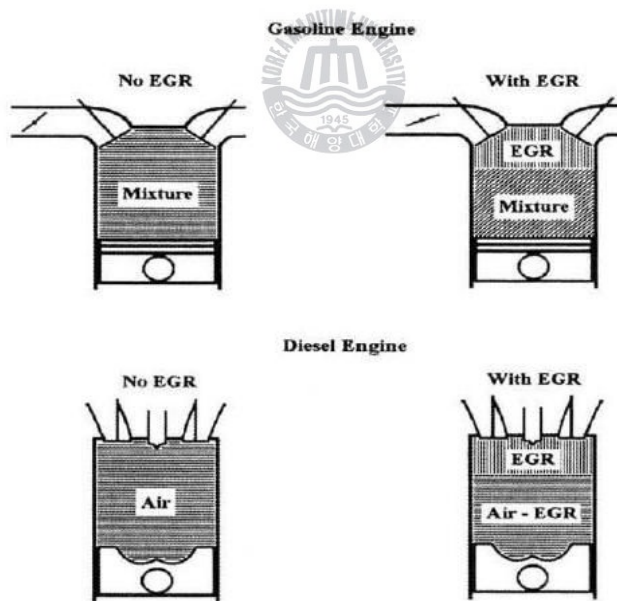


Fig. 6 Comparison of the different EGR in gasoline and diesel engine

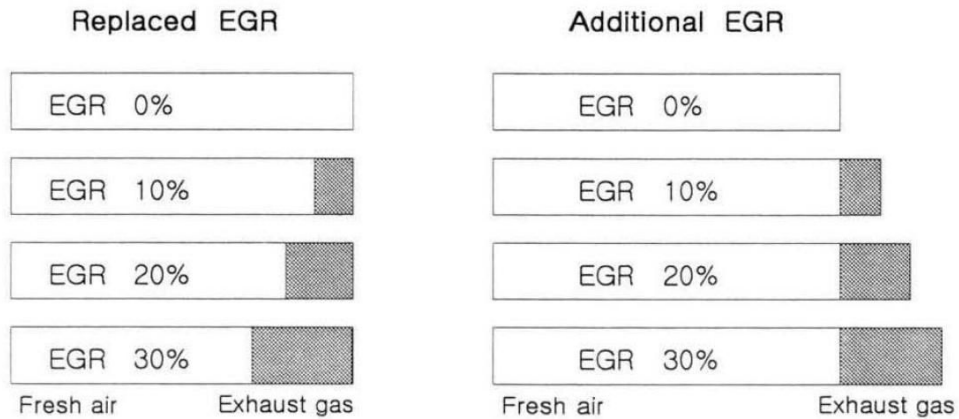


Fig. 7 Difference of EGR rate between gasoline and diesel engine

Fig. 7은 가솔린기관과 디젤기관에 적용한 EGR의 기본적인 차이를 비교하여 나타낸 것이다.¹³⁾ 가솔린기관은 실린더 내에 유입되는 공기-연료 혼합기 또는 공기에 EGR 가스가 추가되어 공급된다. 따라서 공연비는 변화하지 않으면서 실린더 내 급기의 열용량은 EGR율에 따라 증대되어 실린더 내 연소가스 온도 상승을 억제한다. NO_x 생성과정은 연소가스의 최고온도에 민감하여 가솔린 기관에서 EGR 적용시 열용량 증가가 NO_x 감소의 주요인이 된다. 디젤기관은 흡기 스로틀링이 없는 상태로 운전되므로, 동일한 기관 운전 조건에서 EGR 가스를 도입하면, 실린더내의 총가스량은 변화되지 않고 흡입공기의 일부가 EGR 가스로 대체되어 연소에 이용되는 공기가 감소하게 된다. 따라서 열용량의 증가와 더불어 공연비는 감소한다.

Table 1 The difference between gasoline EGR system and diesel EGR system

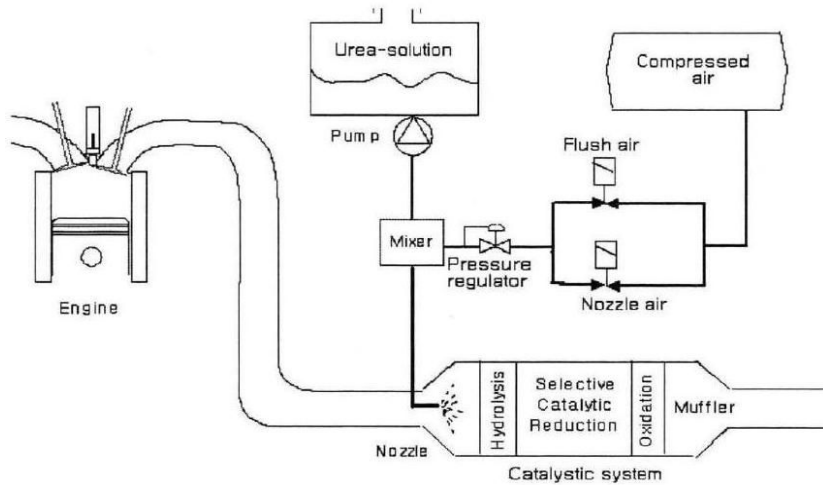
Items	Diesel	Gasoline
Air fuel ratio	Large variation	Small variation
Fuel flow rate	Statics	Statics
Intake air flow rate Exhaust gas flow rate	Decrease according for EGR	Statics
Engine inlet gas flow rate Engine outlet gas flow rate	Statics	Increase according for EGR
Inlet gas O ₂ concentration Inlet gas CO ₂ concentration	Decrease according for EGR Increase according for EGR	Decrease according for EGR Increase according for EGR
Exhaust gas O ₂ concentration Exhaust gas CO ₂ concentration	Decrease according for EGR Increase according for EGR	Small variation Small variation
CO ₂ mass emission	Statics	Statics

일반적으로 EGR에 의한 NO_x의 저감효과는 기관에서 배출되는 배기가스의 일부를 흡기계로 되돌아 흐르게 함으로써 NO_x 생성을 억제하는 것을 말한다. NO_x가 EGR에 의해 저감되는 주된 이유로는 실린더 내 공기의 일부가 배기가스 중 CO₂, H₂O 등과 치환되어 기체의 열용량이 증대되고 이로 인해 연소가스의 온도상승이 억제되고 더불어 공기과잉율이 저하되며, 신기와 재순환가스를 일정비율로 혼합하여 재순환시킴으로써 새로운 연소혼합가스의 산소농도를 떨어뜨리는 등에 의해 Thermal NO의 생성이 억제되는 것이 가능하다. 이러한 디젤기관에서의 EGR 적용은 NO_x의 효율적 저감을 가져오지만 반대로 연료소비율이 악화되고 PM 배출이 증가하

는 단점도 가지게 된다. 특히, 고부하에서 NO_x 와 PM 사이의 상관관계를 더욱 악화시키며, 디젤의 배기가스 중에는 카본을 주체로 하는 다량의 입자상물질과 경유 속에 함유된 유힥분이 연소하여 황산화물이 존재하기 때문에 EGR을 적용하면 이들 물질이 엔진오일에 혼합하여 오일의 조기열화를 초래하는 동시에 피스톤 주위와 밸브계 주위의 섭동부 마모, 산화 및 부식을 촉진하게 된다.

EGR 이외에도 선택적 환원촉매장치(SCR)를 사용하여 촉매 층에 배기가스와 환원제를 동시에 통과시키면서 배기가스 내의 NO_x 를 환원제와의 반응에 의해 질소와 수증기로 선택적인 환원을 시키는 장치가 있다.

선택적 촉매 환원공정의 기본구성은 촉매반응기, 촉매, 암모니아 분자 및 조절체계로 되어 있으며 촉매반응기의 종류에는 고정층 반응기, 이동층 반응기 및 평행류 반응기가 있고 촉매 반응기에 충전되는 촉매량은 배기가스량 및 탈 NO_x 효율에 의해 결정되며 공간 속도 및 탈 NO_x 효율이 증가 할수록 필요한 촉매층의 부피가 커진다. 촉매로는 구리, 철, 크롬, 니켈 등 알칼리 금속 등이 사용되며 일반적인 구성도는 Fig. 8과 같다.



Hydrolysis catalyst	$OC(NH_2)_2 + H_2O \rightarrow CO_2 + 2NH_3$	Ammonia generation
SCR-DeNO _x catalyst	$4NO + 2NH_3 + O_2 \rightarrow 3N_2 + 3H_2O$ $2HC + 2O_2 \rightarrow CO + CO_2 + H_2O$	Selective NO _x reduction
Oxidation catalyst	$4NH_3 + 3O_2 \rightarrow 2N_2 + 6H_2O$ $2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$	Ammonia blocking (Anti Slip)

Fig. 8 Urea-SCR catalyst system

현재 디젤 자동차의 PM 등 유해배출가스를 줄이기 위해 신뢰성, 내구성 및 가격적인 측면에서 실용가능성을 입증하여 보급 중에 있는 기술은 자동차 배출가스 중 입자상물질을 포집하여 Burner 및 Heater 등으로 제거시키는 Trap 기술, 필터자체에 촉매를 담지하여 일정온도 이상 조건에서 연속재생이 가능하도록 하는 CRT, 가솔린 자동차의 삼원촉매처럼 배출가스내의 가스상 물질과 입자상 물질내의 SOF 등을 촉매를 이용하여 산화시키는 DOC 방법, 기관 제어기술과 촉매 후처리 기술 및 첨가제 기술을 통합적으로 제어하여 PM 및 유해배출가스를 산화시키는 기술 등으로 나눌 수 있다. 특히 CRT 기술은 기관의 개량 없이 기존시스템의 개선을

통해 PM을 저감할 수 있는 장치로서 일반적인 DPF에서의 재생온도보다 NO₂를 이용하여 낮은 온도에서 재생시키는 기본개념서 재진 장치이다. CRT의 캐니스터 내부에는 필터가 두 개 설치되어 있으며 전단의 백금산화촉매(Platinum-based oxidation catalyst)에서는 산화반응으로 NO를 NO₂로 변환시키며, CO와 HC도 저감시킨다. 성능은 PM과 CO, HC를 90% 수준까지 저감시키며, NO_x는 3~8% 정도 감소한다. 특히, PM 중 10nm~250nm 크기의 Nano particle 수량도 현저하게 감소하는 것으로 알려져 있다. 그러나 촉매의 PM 재생능력에는 한계가 있기 때문에 기관에서 배출하는 PM과 NO_x의 비율(NO_x/PM)이 8이상이고, 배출가스가 275℃ 이상이어야 작동이 확실하다. 또한 촉매의 정상적인 작동을 위한 디젤유의 황성분은 50ppm이하로 요구한다.

PM 저감을 위해 상용화하고 있는 대표적인 DPF 시스템은 연속재생방식(DOC + Filter)필터로써 초저황연료를 사용하며 촉매에 의해 NO를 NO₂로 산화시키고, 필터에서 활성화된 NO₂에 의해 NO + O 반응을 유도하여 여기서 생성된 산소원자에 의해 매연을 산화시키는 구조를 이용하는 장치인 존슨메티사의 CRT가 대표적이다.

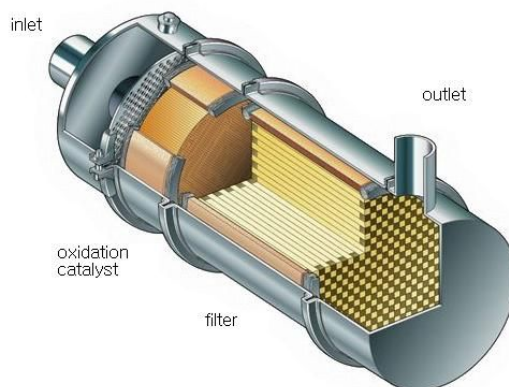


Fig. 9 CRT of Johnson matthey Co.

2.2 실험장치 및 방법

실험엔진의 사양은 3300cc 급 4실린더 엔진으로 Table 2와 같다.

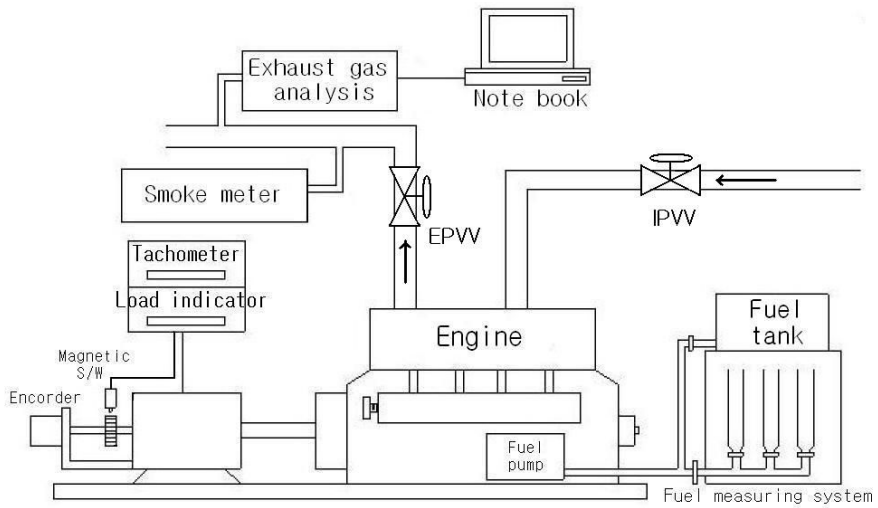
흡기조건 변화를 알아보기 위하여 실린더 압력, 연료소비율, 배기 배출물 등을 측정하였다. 실린더내의 압력변화는 배기관에 압력센서를 부착하여 측정되는 값을 확인하였다. 배기가스와 급기온도를 측정하기 위해, 3번 실린더의 배기관과 급기다기관에 온도계와 검출계를 설치하였으며, 연료소비량 측정을 위하여 200ml의 유리관으로 된 게이지를 2개 설치하여 일정량의 연료를 소모시키는데 걸리는 시간을 측정하였다. 배기가스 배출물을 측정하기 위하여, 배기 배출구에 스모크 측정기(Table 5) 및 배기가스 분석기(Testo 350)를 연결하여 데이터를 수집하였다. 배기가스 농도는 노트북 컴퓨터를 이용하여 수집하였다. 성능시험에 사용된 동력계는 200마력 6000rpm의 수동력계이며 Fig. 5는 실험장치 구성을 보여주고 있다. Table 3은 흡기압력 변화 실험에 구하고자 하는 데이터를 표로 나타내었다.

배기압력의 변화는 배기구의 단면적을 100%, 90%, 80%로 나누어 실험하여 연료소비율, 배기배출물 등을 측정하였다. 연료소비량 측정 및 배기가스 분석물 배출 분석, 스모크 측정 방법 등은 흡기압력변화 실험과 동일한 장비를 사용하였고, 데이터 수집도 동일한 방법으로 진행하였다.

Table 4는 배기압력 변화 실험에 구하고자 하는 데이터를 표로 나타내었다.

Table 2 Specification of test engine

Type	Turbo diesel engine(D4AK-C)
Cooling method	Water cooler
No. of cyl. & arrangement	4-IN line
Valve mechanism	Overhead valve
Combustion chamber type	Direct injection
Bore × Stroke	100mm × 105mm
Total piston displacement	3,298cc
Compression ratio	16:1
Rated output (KSR 1004)	80/2400(PS/rpm)
Peak torque (KSR 1004)	250/1800(N m/rpm)
NO-load minimum speed	700~750 rpm
NO-load Maximum speed	2640 ± 20 rpm
Firing order	1-3-4-2
Injection timing	16 ° ± 1 ° BTDC



IPVV : Intake Pressure Variation Valve

EPVV : Exhaust Pressure Variation Valve



Fig. 10 Schematic diagram of the experimental apparatus

Table 3 Test condition of intake control unit

Intake control unit(%)	Torque	Eng. speed(rpm)
12.5	Idle Maximum	700
25		1000
50		1500
100		2000

Table 4 Test condition of exhaust control unit


Exhaust control unit(%)	Torque	Eng. speed(rpm)
100	 Idle Maximum	700
90		1000
80		1500
		2000

Table 5 Specification of diesel smoke meter

MODEL	DS-330D Korea iyasaka machinery
Measuring method	Photo-electric
Operating	Manual
Measuring rangem	0 ~ 100% (Pollution percentage)
	Minimum scale 0.1
Drifting	Full Scale $\pm 2\%$
Inhalation amount	330 ± 15 cc
Power source	AC 220V, 60Hz
Weight	17kg
Display	Digital(LCD)
Dimension(L×W×H)	392×335×512mm

2.3. 흡기개도율 변화 실험결과 및 고찰

위의 실험장치 및 조건으로 흡기압력, 최대토크와 Idle 토크 때의 각 토크점, 비연료소모율, 그리고 배기가스성분에 대한 실험을 하였고, 이에 대한 결과값은 다음과 같다.

2.3.1 흡기 압력

Fig. 11 과 Fig. 12 는 흡기압력을 흡기 개도율과 엔진회전속도에 따른 수치를 토대로 작성한 그래프이다.

Fig. 11 에 보면 흡기개도율이 커짐에 따라 흡기압력은 증가하게 됨을 알 수 있다. 또한 Fig. 12 에 따르면 엔진스피드가 증가됨에 따라 흡기압력은 감소됨을 알 수 있다. 이는 엔진스피드가 증가되면서 연소시 필요한 공기의 양이 많아지고, 이에 따라 흡기 압력은 감소된다는 것을 나타낸다.



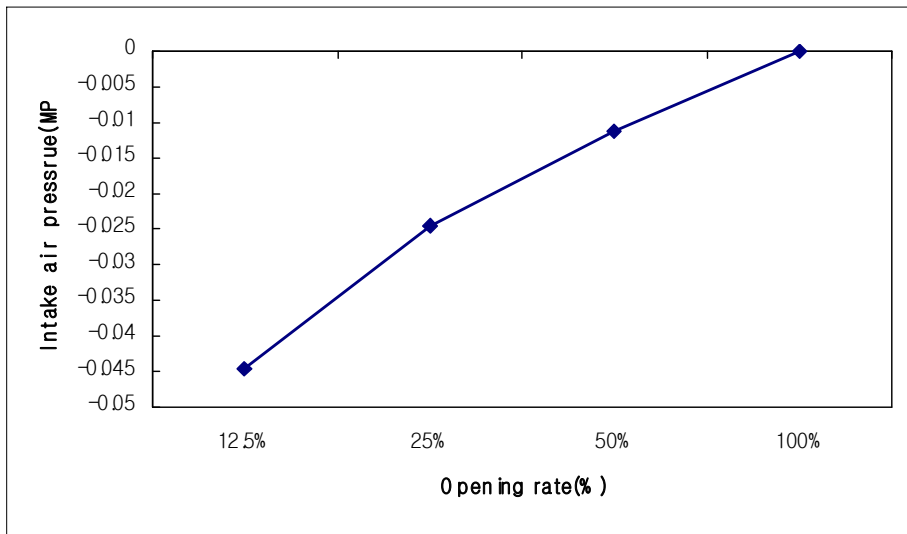


Fig. 11 Intake pressure variation with intake opening rate at 1500 rpm

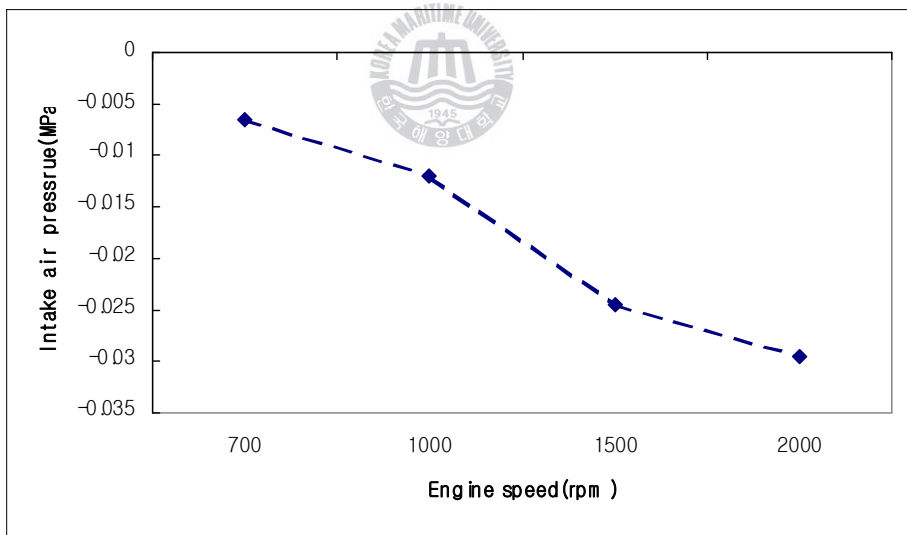


Fig. 12 Intake pressure vs engine speed at opening rate of 25%

2.3.2 Idle토크와 최대토크

Fig. 13은 흡입공기의 비율에 따른 Idle토크의 변화를 나타낸다.

700rpm에서 흡기개도율 100%인 경우는 최대토크 8.9Nm, 50%인 경우는 9.4Nm, 25%인 경우는 9.4Nm, 그리고 12.5%인 경우에는 8.7Nm 로 흡기 개도율의 변화에도 불구하고 큰 차이가 없었으며, 1000rpm에서는 흡기개도율이 100%인 경우 최대토크 9.4Nm, 50%인 경우 9.6Nm, 25%인 경우 9.4Nm, 그리고 12.5%인 경우에는 8.9Nm 로 흡기개도율에 따른 수치는 700rpm에서와 마찬가지로 큰 변화는 없다.

1500rpm에서는 흡기개도율 100%인 경우 12.2Nm, 50%인 경우 12.2Nm, 25%인 경우 11.8Nm, 12.5%인 경우는 12Nm이다. 2000rpm에서는 100%인 경우 16.7Nm, 50%인 경우 16.5Nm, 25%인 경우 16.7Nm로 큰 변화는 없다.

이는 Idle상태로 동력계의 토크 조절 장치를 완전히 개방해서 엔진회전 속도만을 조절하기 때문에 속도에 따라 모든 경우에 유사한 토크를 유지하게 된다. 나머지 1500rpm, 2000rpm 에서도 마찬가지로 흡기 개도율에 따른 토크 변화가 거의 없음을 보여준다. 또한 모든 경우에 엔진속도가 증가하면서 토크가 동등히 올라가는 것을 알 수 있다.

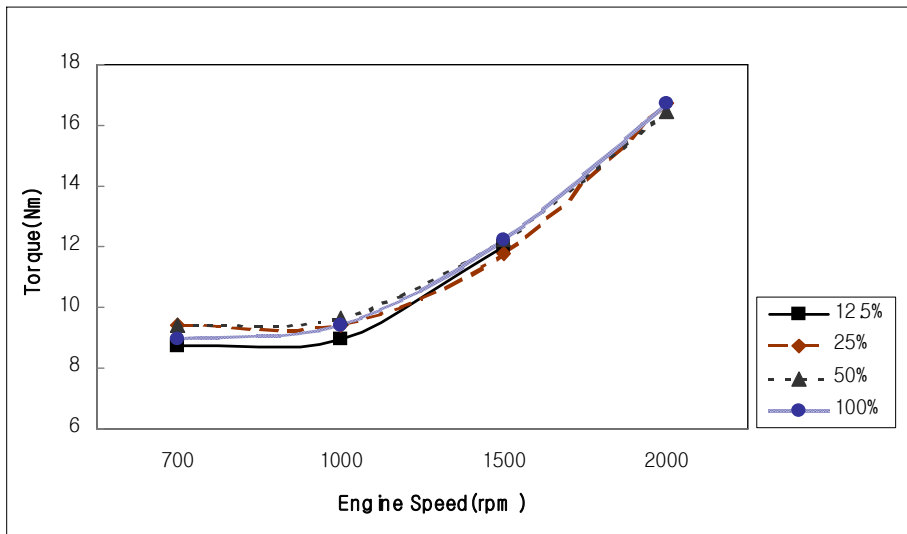


Fig. 13 Idle torque variation

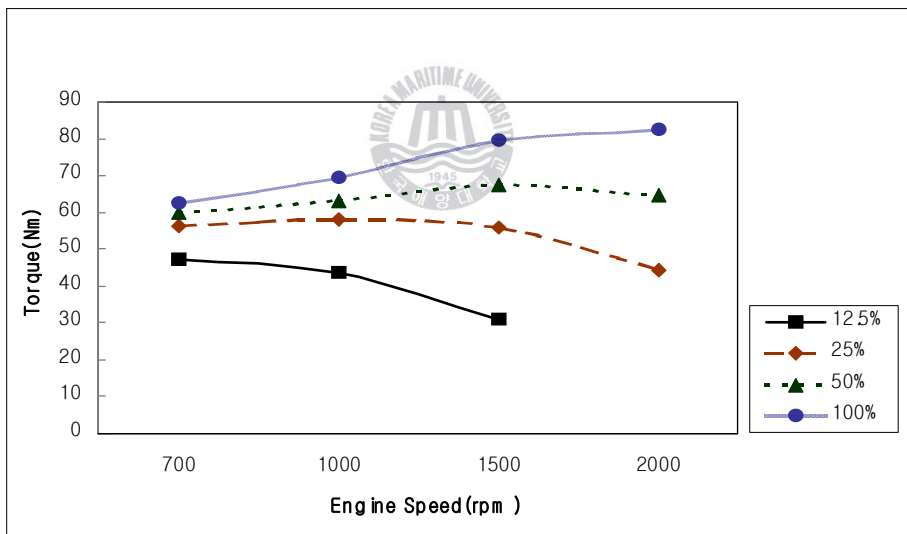


Fig. 14 Maximum torque variation

Fig. 14는 흡입공기의 비율에 따른 최대토크의 변화를 나타낸다. 흡기 개도율 100%인 경우 700rpm에서 최대토크 62.4Nm, 1000rpm에서 69.4Nm, 1500rpm에서 79.3Nm로 엔진속도가 증가함에 따라 토크도 증가 되며 2000rpm이 되면 82.4Nm로 최대값에 이른다. 이러한 변화 형태는 보통의 엔진 최대토크변화와 유사하다. 50%인 경우 700rpm에서 최대토크 60Nm이며 1500rpm이 되면 토크가 최대값 67.6Nm에 이르고, 2000rpm에서는 64.5Nm로 감소된다. 25%인 경우 700rpm에서 최대토크 56.3Nm이며 1000rpm이 되면 토크가 최대값 57.9Nm에 이르고, 1500rpm에서는 55.8Nm로 감소되며, 2000rpm에서는 44.2Nm로 더 큰 감소폭을 보인다. 12.5%인 경우 700rpm에서 최대토크가 47.3Nm로 다른 흡입공기 조건에 비하여 급격히 감소되며, 1000rpm에서 43.5Nm, 15rpm에서 30.8Nm로 급격한 감소를 보여준다. 속도가 1500rpm보다 증가되면 엔진이 급격히 불안해지며 정지됨을 알 수 있었다. 이는 엔진회전속도 증가에 따라 흡입공기의 양이 증가해야 하지만, 흡기개도율 12.5%에서는 연소에 필요한 공기의 양이 충족되지 않았음을 알 수 있다.

2.3.3 비연료소모율

Fig. 15는 Idle시 흡기 개도율이 12.5%에서 100%까지 변화 할 때 비연료소모율의 변화를 나타낸다. 700rpm에서는 흡기개도율 12.5%인 경우 0.000332g/PS, 25%인 경우 0.000362g/PS, 50%인 경우 0.00035g/PS, 100%일 때 0.000335g/PS로 약간의 변화는 있으나 개도율의 큰 영향을 받지 않고 유사한 값을 나타낸다. 1000rpm일 때 12.5%에서는 700rpm일 때의 경우와 유사한 값을 나타내지만, 25%가 되면 0.000282g/PS로 급격히 감소하고 이후 거의 일정한 값을 나타낸다. 1500rpm일 때에는 1000rpm일 때

와 유사한 특성을 보이고 있다. 12.5% 개도율일 때 0.000285g/PS, 25%일 때 0.000256g/PS로 감소하며, 50%일 때 0.000241g/PS, 100%일 때 0.000243g/PS로 25%구간 까지 급격히 감소하고 그 이후 거의 일정한 값을 나타낸다. 2000rpm에서는 25% 흡기개도율에서는 0.000235g/PS, 50%일 때 0.000222g/PS, 100%일 때 0.000222g/PS로 1500rpm 일 때와 유사한 형태로 감소함을 볼 수 있었으며, 흡기개도율 12.5% 일 때 데이터는 엔진이 급격히 불안정하여 데이터를 얻을 수 없었는데, 이는 연소에 필요한 충분한 공기가 공급되지 않았음을 알 수 있었다.



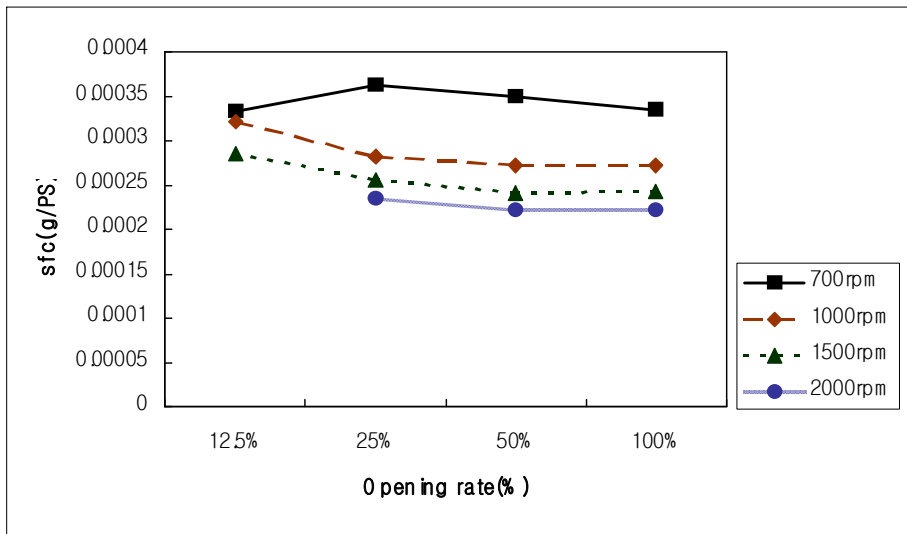


Fig. 15 Specific fuel consumption with intake opening rate at idle

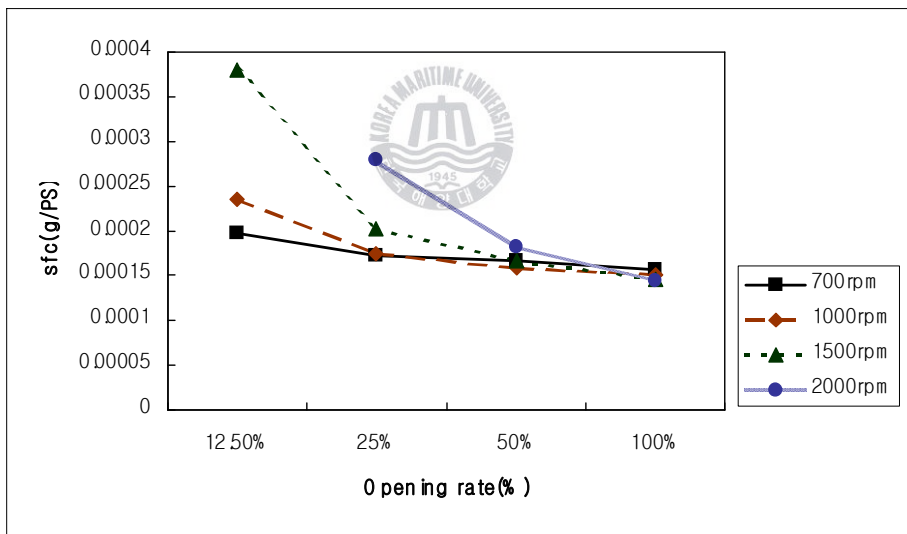


Fig. 16 Specific fuel consumption with intake opening rate at max

Fig. 16은 최대토크에서 흡기개도율이 12.5%에서 100%까지 변화 할 때 비연료소모율의 변화를 나타낸다.

700rpm일 때 12.5% 개도율에서 0.000198g/PS, 25%일 때 0.000173g/PS로 감소하고, 50%일 때 0.000166g/PS, 100rpm일 때 0.000156g/PS로 점차 연료 소모율이 감소한다.

1000rpm일 때 12.5% 개도율에서 0.000236g/PS, 25%일 때 0.000175g/PS, 50%일 때 0.000158g/PS, 100%일 때 0.00015g/PS로 100%개방 구간에서 25%구간까지는 700rpm일 때와 유사하게 증가하다가 25%개방 구간부터 12.5%개방 구간에서는 크게 증가함을 볼 수 있다.

1500rpm일 때 12.5% 개도율에서 0.00038g/PS, 25%일 때 0.000203g/PS, 50%일 때 0.000182g/PS, 100%일 때 0.000146g/PS로 100%개방구간에서 25%개방구간 까지 1000rpm일 때와 유사한 감소율을 보이고 25% 부터 12.5% 개방 구간까지 급격하게 증가함을 나타낸다. 12.5%일 때 데이터를 얻을 수 없었던 2000rpm의 경우는 25% 개도율에서 0.000279g/PS, 50%일 때 0.000182g/PS, 100%일 때 0.000145g/PS로 100%부터 25%개도율 구간에서 1500rpm의 낮은 엔진속도의 경우보다 더욱 급격히 비연료소모율이 증가됨을 나타낸다.

2.3.3 배기가스

배기가스는 배출구에 스모크 측정기 및 배기가스 분석기(testo 350)를 연결하여 데이터를 수집하였다. 수집한 데이터는 O_2 , CO, NO_x , 스모크이다. 실험은 최대 토크와 Idle에서 흡기유량을 12.5%, 25%, 50%, 100%일 때 700 ~ 2000rpm까지의 4가지의 변화를 주면서 실험하여 데이터를 수집하였다.

흡기유량 12.5%에서는 엔진회전속도가 2000까지 나오지 않아서 데이터를 수집할 수 없었고, 개도율 25%, 최대 토크에서는 스모크를 제외한 O₂, CO, NO_x의 배기량이 배기가스 분석기의 측정 범위를 넘어서서 데이터 수집을 하지 못하였다.

2.3.3.1 배기산소량

Fig. 17은 Idle상태에서 O₂의 수치를 나타낸다. x축은 흡기유량 조절 장치의 개도율을 백분율(%)로 나타냈으며 y축은 O₂의 배출량을 백분율(%)로 나타낸다.

700rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 15.6%, 25%일 때 15.6%, 50%일 때 16.0%, 100%일 때 16.8%로 개도율이 증가할수록 O₂의 수치도 증가하였다.

1000rpm에서는 12.5% 흡기개도율 일 때 15.0%, 25%일 때 16.4%, 50%일 때 17.0%, 100%일 때 17.1%로 개도율이 증가할수록 O₂의 수치도 증가하였다.

1500rpm에서는 12.5% 흡기개도율 일 때 11.5%, 25%일 때 14.9%, 50%일 때 16.3%, 100%일 때 16.7%로 흡기개도율이 12.5%에서 25%로 증가 할 때 O₂의 증가가 가장 많음을 볼 수 있다.

2000rpm에서는 25% 흡기개도율 일 때 12.0%, 50%일 때 14.9%, 100%일 때 15.8%로 개도율이 증가할수록 O₂의 수치도 증가하였다.

Fig. 18은 최대토크에서 O₂의 수치를 나타낸다.

700rpm에서는 12.5% 흡기개도율 일 때 4.7%, 25%일 때 5.0%, 50%일 때 5.1%, 100%일 때 6.8%로 개도율이 증가할수록 O₂의 수치도 점차 증가하였다.

1000rpm에서는 12.5% 흡기개도율 일 때 2.3%, 25%일 때 3.6%, 50%일 때

4.7%, 100%일 때 6.7%로 개도율이 증가할수록 O_2 의 수치도 점차 증가하였다.

1500rpm에서는 12.5% 흡기개도율 일 때 0.8%, 25%일 때 1.1%, 50%일 때 3.0%, 100%일 때 5.8%로 개도율이 증가할수록 O_2 의 수치도 점차 증가하였으며, 최대토크상태에서도 개도율이 증가 할수록 O_2 의 양이 증가함을 볼 수 있다.

2000rpm에서는 개도율이 증가하여도 O_2 양이 거의 변하지 않았는데 이는 엔진회전속도가 상승되면서 필요로 하는 O_2 양도 많아져 배기 배출물로는 거의 나오지 않음을 알 수 있다.

Idle과 max상태 모두에서 엔진회전속도가 높을수록 O_2 의 양이 적게 나오는 것을 알 수 있는데, 이는 흡입공기량의 감소에 따른 것으로 생각된다.



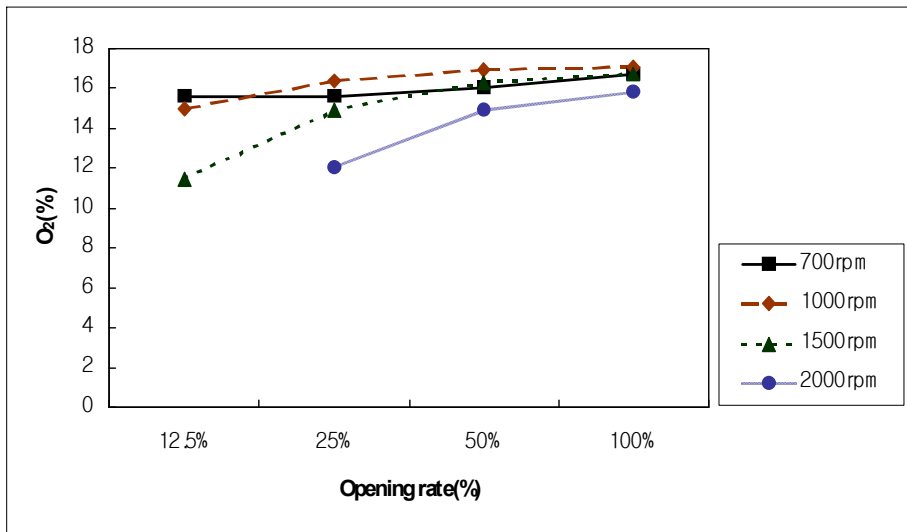


Fig. 17 O₂ variation at idle condition

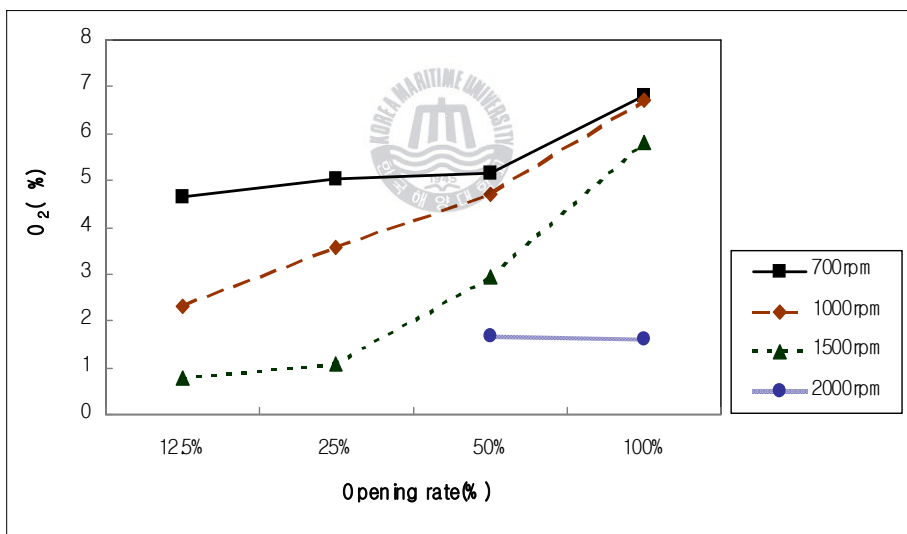


Fig. 18 O₂ variation at max condition

2.3.3.2 일산화탄소

Fig. 19는 Idle 상태에서 CO 수치를 나타낸다. x축은 흡기유량 조절 장치의 개도율을 백분율(%)로 나타내고 y축은 CO의 배출량을 ppm로 나타낸다.

700rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 495ppm, 25%일 때 482ppm, 50%일 때 480ppm, 100%일 때 347ppm으로 개도율 증가에 따른 CO배출량의 변화가 적었다.

1000rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 452ppm, 25%일 때 336ppm, 50%일 때 276ppm, 100%일 때 253ppm으로 개도율이 높아질수록 CO의 배출량이 감소하였다.

1500rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 507ppm, 25%일 때 441ppm, 50%일 때 356ppm, 100%일 때 288ppm으로 1000rpm에서와 마찬가지로 개도율이 높아질수록 CO의 배출량이 감소하였다.

2000rpm에서 25% 흡기개도율 일 때 544ppm, 50%일 때 460ppm, 100%일 때 275ppm으로 개도율이 높아질수록 CO의 배출량이 감소하였다.

1000rpm과 1500rpm, 2000rpm에서는 개도율이 높아질수록 CO의 배출량이 감소하였으며, 이것으로 개도율 증가에 따른 연료의 완전 연소가 rpm이 증가할수록 활발히 일어남을 알 수 있다.

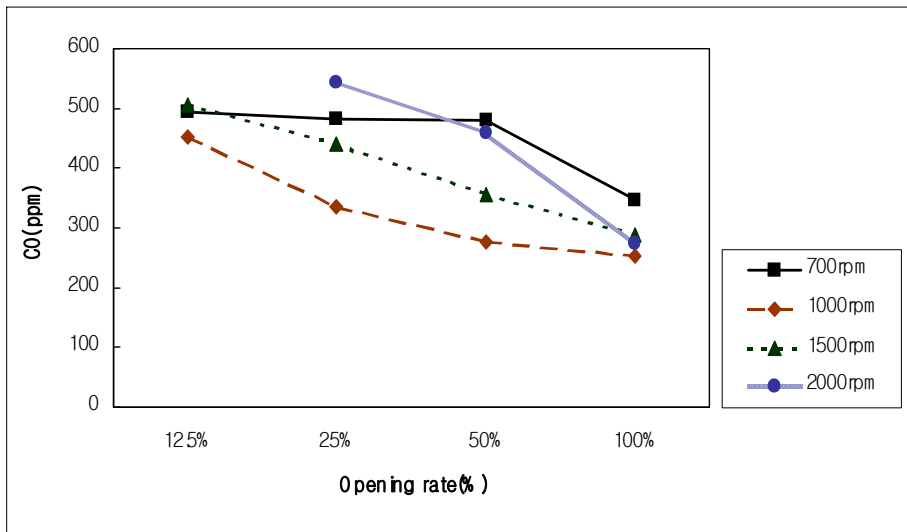


Fig. 19 CO variation at idle condition



2.3.3.3 질소산화물

Fig. 20은 Idle에서 NO_x 의 수치를 나타낸다. x축은 흡기유량 조절장치의 개도율을 백분율(%)로 나타내고 y축은 NO_x 의 배출량을 ppm으로 나타낸다.

700rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 669ppm, 25%일 때 629ppm, 50%일 때 610ppm, 100%일 때 579ppm으로 개도율 증가에 따른 NO_x 배출량의 변화가 적었다.

1000rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 774ppm, 25%일 때 591ppm, 50%일 때 551ppm, 100%일 때 547ppm으로 12.5%에서 25% 구간에서 NO_x 의 배출량이 급격히 감소하였다.

1500rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 520ppm, 25%일 때 487ppm, 50%일 때 374ppm, 100%일 때 369ppm으로 개도율이 높아질수록 NO_x 의 배출량이 감소하였다.

2000rpm에서 25% 흡기개도율 일 때 433ppm, 50%일 때 366ppm, 100%일 때 328ppm으로 개도율이 높아질수록 NO_x 의 배출량이 감소하였다.

Idle상태에서는 개도율에 따른 NO_x 배출량의 변화가 거의 없음을 알 수 있다. 이 결과로 Idle상태일 때 질소와 반응하는 산소의 양은 엔진회전 속도가 높아져도 거의 일정함을 알 수 있다.

Fig. 21은 최대토크에서 NO_x 의 수치를 나타낸다.

700rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 1127ppm, 25%일 때 1362ppm, 50%일 때 1394ppm, 100%일 때 1729ppm으로 개도율 증가에 따라 NO_x 배출량은 증가하였다.

1000rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 668ppm, 25%일 때 1106ppm, 50%일 때 1255ppm, 100%일 때 1668ppm으로 12.5%에서 25% 구간에서 NO_x 의 배출

량이 급격히 증가하였다.

1500rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 512ppm, 25%일 때 770ppm, 50%일 때 940ppm, 100%일 때 1338ppm으로 개도율이 높아질수록 NO_x의 배출량이 증가하였다.

700rpm, 1000rpm, 1500rpm에서 NO_x의 수치는 개도율이 증가하면 같이 증가 하였다. 1500rpm에서의 증가가 가장 많았는데, 이는 1500rpm에서 연소실의 온도와 연소효율이 높음을 알 수 있다.

2000rpm에서 50% 흡기개도율 일 때 809ppm, 100%일 때 817ppm으로 변화가 거의 없었으며 이는 고속운행으로 인하여 질소와 산소의 반응이 원활히 이루어지지 않은 것이다.



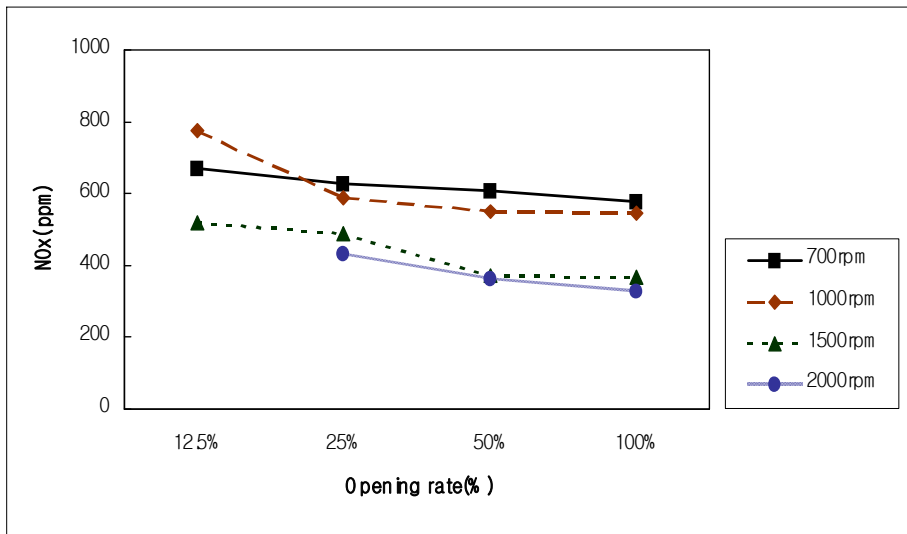


Fig. 20 NO_x variation at idle condition

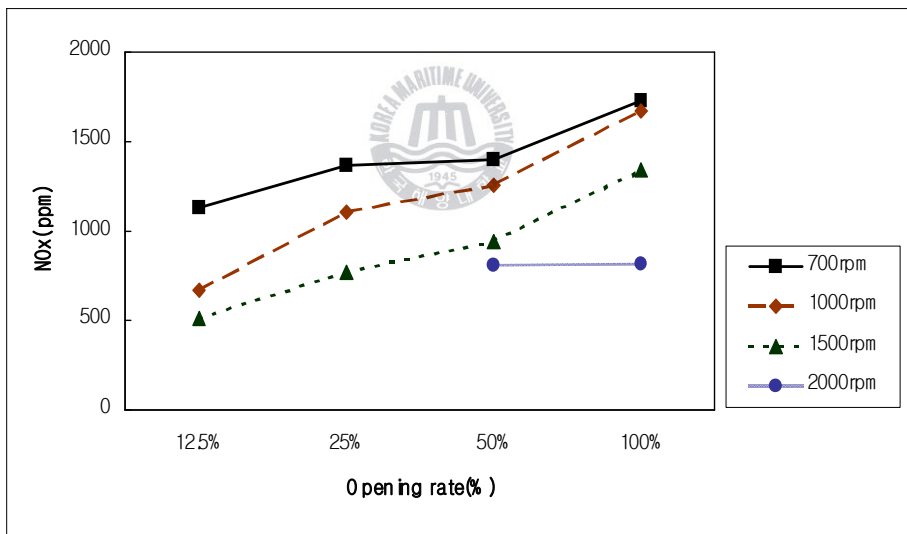


Fig. 21 NO_x variation at max condition

2.3.3.4 스모크

Fig. 22는 Idle상태에서 스모크의 수치를 나타낸다. x축은 흡기유량 조절장치의 개방율을 백분율(%)로 나타낸다. y축은 스모크의 배출량을 백분율(%)로 나타낸다.

700rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 8.5%, 25%일 때 8%, 50%일 때 5.4%, 100%일 때 2.1%로 개도율 증가에 따라 스모크 배출량이 급격히 감소하였다.

1000rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 10%, 25%일 때 9%, 50%일 때 9.4%, 100%일 때 8.1%로 개도율 증가에 따라 스모크 배출량이 소폭 감소하였다.

1500rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 14.4%, 25%일 때 10.2%, 50%일 때 10.6%, 100%일 때 8.8%로 개도율 증가에 따라 스모크 배출량이 감소하였으나 50% 구간에서는 소폭 증가되었다.

2000rpm에서 25% 흡기개도율 일 때 12.5%, 50%일 때 10.5%, 100%일 때 10.7%로 개도율 증가에 따라 스모크 배출량이 감소하였다.

위와 같이 Idle 상태에서는 흡기개도율이 높아질수록 대체적으로 스모크의 배출량이 감소하였다.

Fig. 23은 최대토크상태에서 스모크의 수치를 나타낸다.

700rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 73.2%, 25%일 때 67.2%, 50%일 때 62.2%, 100%일 때 48.1%로 개도율 증가에 따라 스모크 배출량이 감소하였다.

1000rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 94.5%, 25%일 때 72.3%, 50%일 때 64.2%, 100%일 때 39.2%로 개도율 증가에 따라 스모크 배출량이 감소하였다.

1500rpm에서 12.5% 흡기개도율 일 때 98.7%, 25%일 때 91.4%, 50%일 때 69.1%, 100%일 때 40.7%로 개도율 증가에 따라 스모크 배출량이 급격히 감소하였다.

2000rpm에서 25% 흡기개도율 일 때 96.7%, 50%일 때 78.1%, 100%일 때 25.9%로 개도율 증가에 따라 스모크 배출량이 급격히 감소하였다.

위와같이 NO_x와 스모크의 상관관계를 나타내듯이, 개도율이 높아질수록 스모크의 양은 감소함을 알 수 있다. 2000rpm에서의 감소폭이 가장 크다.



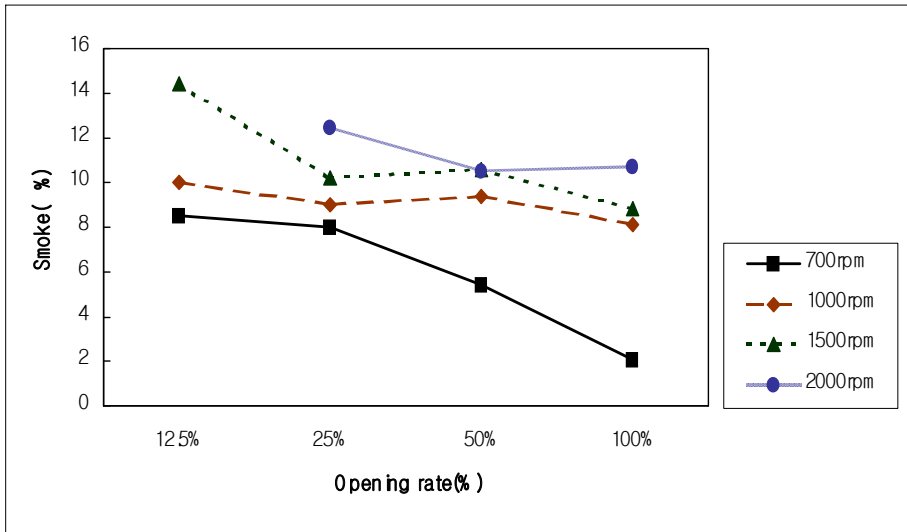


Fig. 22 Smoke variation at idle condition

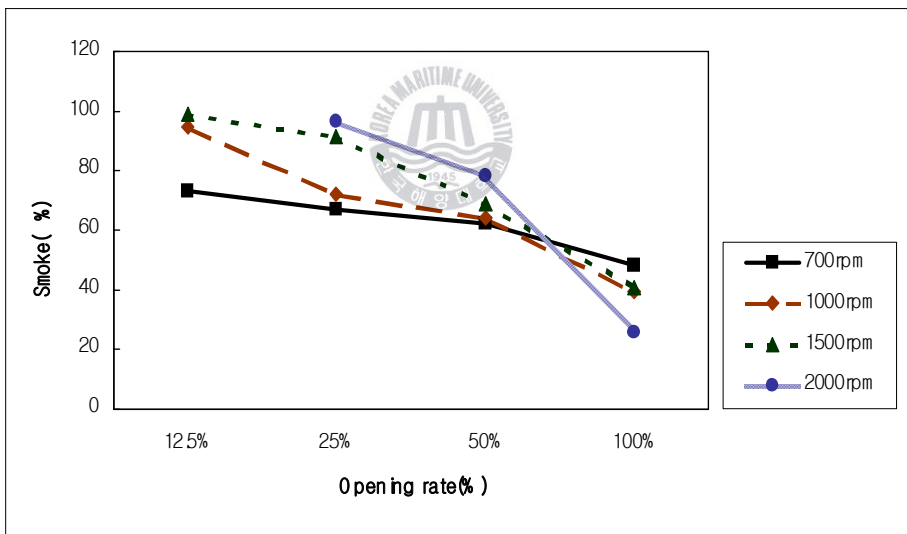


Fig. 23 Smoke variation at max condition

2.4 배기개도율 변화 실험결과 및 고찰

흡기압력 실험장치와 동일한 엔진 및 측정장치를 사용하였으며 배기압력의 조절은 배기구의 단면적을 100%, 90%, 80%로 조절하여 최대토크와 Idle 토크 때의 각 토크점, 비연료소모율, 그리고 배기가스성분에 대한 실험을 하였고, 이에 대한 결과값은 다음과 같다.

2.4.1 Idle 토크와 최대토크

Fig. 24는 배기개도율의 변화에 따른 Idle토크의 변화를 나타낸다.

700rpm에서 배기개도율 100%인 경우는 최대토크 9.89Nm, 90%인 경우는 9.65Nm, 80%인 경우는 8.47Nm이다. 그리고 1000rpm에서는 배기개도율 100%인 경우는 최대토크 10.12Nm, 90%인 경우는 10.36Nm, 80%인 경우는 8.94Nm이다.

1500rpm에서는 배기개도율 100%인 경우 최대토크 13.42Nm, 90%인 경우 13.18Nm, 80%인 경우 12.24Nm이다. 2000rpm에서는 배기개도율 100%인 경우 17.18Nm, 90%인 경우 17.42Nm, 80%인 경우 16.48Nm이다.

배기개도율 100%와 90%는 엔진회전속도가 상승함에 따라 토크변화가 일정하게 상승됨을 알 수 있으며 80%의 개도율 때는 상대적으로 낮은 토크가 측정되었다.

이는 배기압력의 상승으로 인해 밸브 오버랩시 신기의 유입 저하로 체적효율이 낮아져서 토크의 저하로 나타남을 보여준다.

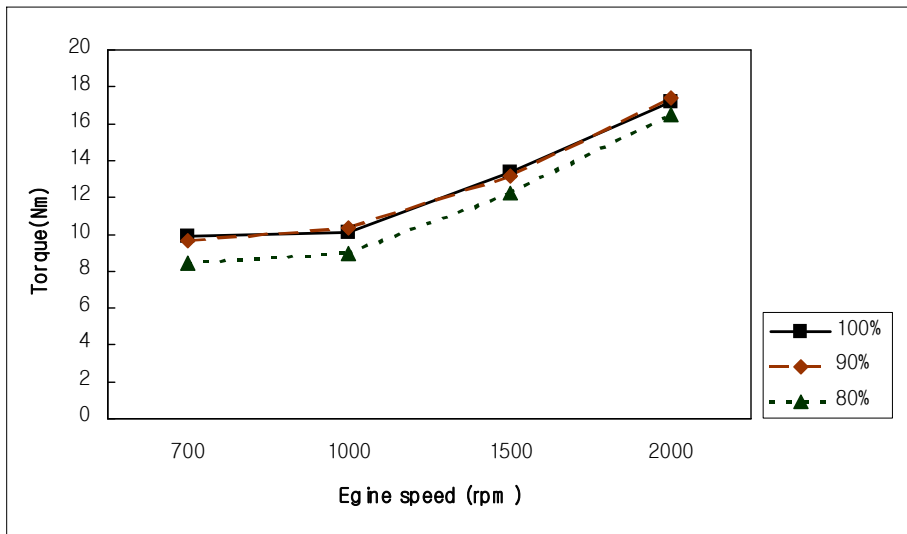


Fig. 24 Idle torque variation

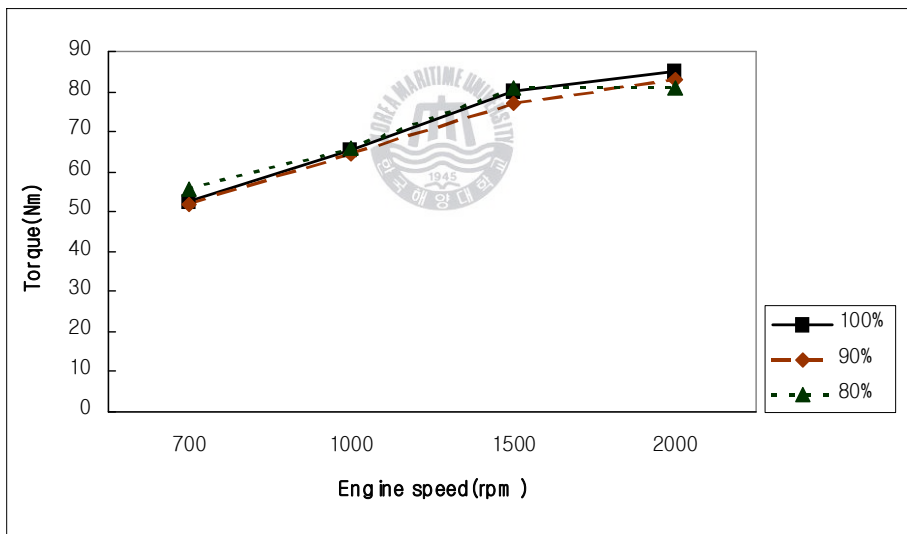


Fig. 25 Maximum torque variation

Fig. 25는 배기개도율에 따른 최대토크의 변화를 나타낸다.

700rpm에서 배기개도율 100%인 경우는 최대토크 52.49Nm, 90%인 경우는 51.78Nm, 80%인 경우는 55.55Nm이다. 1000rpm에서 배기개도율 100%인 경우는 최대토크 65.43Nm, 90%인 경우는 64.49Nm, 80%인 경우는 65.67Nm이다.

1500rpm에서 배기개도율 100%인 경우는 최대토크 80.26Nm, 90%인 경우는 76.97Nm, 80%인 경우는 80.73Nm이다. 2000rpm에서 배기개도율 100%인 경우는 최대토크 84.97Nm, 90%인 경우는 83.08Nm, 80%인 경우는 80.73Nm이다.

배기개도율 80%에서는 1500rpm까지는 100%와 90%인 경우와 비슷하게 상승하지만 그 이상의 엔진속도에서는 토크가 상승되지 않음을 볼 수 있다.



2.4.2 비연료소모율

Idle시 배기개도율이 80%에서 100%까지 변화할 때의 비연료소모율은 Fig. 26과 같으며, x축은 배기개도율을 백분율로 나타내고, y축은 비연료소모율(g/PS)을 나타낸다.

700rpm에서는 배기개도율 80%인 경우 0.000321g/PS, 90%인 경우 0.000291g/PS, 100%인 경우 0.000281g/PS로 배기개도율이 증가함에 따라 비연료소모율도 감소한다.

1000rpm에서는 배기개도율 80%인 경우 0.000306g/PS, 90%인 경우 0.000266g/PS, 100%인 경우 0.000269g/PS로 90%개도율일 때 비연료소모율이 가장 낮은 값을 가졌다.

1500rpm에서는 배기개도율 80%인 경우 0.000255g/PS, 90%인 경우

0.000251g/PS, 100%인 경우 0.000235g/PS로 배기개도율이 증가함에 따라 비연료소모율도 감소한다.

2000rpm에서는 배기개도율 80%인 경우 0.000231g/PS, 90%인 경우 0.000222g/PS, 100%인 경우 0.000223g/PS로 거의 유사한 값을 나타내고 있다.

배기개도율 80%, 700rpm에서는 개도율 100% 대비 비연료소모율이 14.2% 증가함을 보이며 90%와 100%의 개도율에서는 거의 유사한 값을 나타내고 있다. 1000rpm에서는 개도율이 90%일 때 가장 적은 비연료소모율을 보이며 100%일 때 약간 증가함을 나타내고 있다. 1500rpm과 2000rpm에서는 거의 유사한 값을 나타내고 있으며 90%배기개도율 2000rpm에서 비연료소모율이 최저인 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 27은 최대 토크점에서의 비연료소모율을 나타낸다.

700rpm에서는 배기개도율 80%인 경우 0.000163g/PS, 90%인 경우 0.00016g/PS, 100%인 경우 0.000159g/PS로 배기개도율이 증가함에 따라 비연료소모율도 감소한다.

1000rpm에서는 배기개도율 80%인 경우 0.000153g/PS, 90%인 경우 0.000143g/PS, 100%인 경우 0.00015g/PS로 90%개도율일 때 비연료소모율이 가장 낮은 값을 가졌다.

1500rpm에서는 배기개도율 80%인 경우 0.000147g/PS, 90%인 경우 0.000147g/PS, 100%인 경우 0.000142g/PS로 100%개도율일 때 비연료소모율이 가장 낮은 값을 가졌다.

2000rpm에서는 배기개도율 80%인 경우 0.000149g/PS, 90%인 경우 0.000144g/PS, 100%인 경우 0.000143g/PS로 배기개도율일 증가함에 따라 비연료소모율도 감소한다.

700rpm에서는 배기개도율에 따라 점차 작아지는 값을 나타내고 있으며, 1000rpm에서 개도율이 80%에서 90%로 되면 비연료소모율이 급격히 감소하고 이후 100%가 되면 상승함을 볼 수 있다. 배기개도율 90%일 때는 1000rpm 부근에서 최저 비연료소모율을 갖는 것을 보여준다. 1500rpm에서는 80%와 90% 개도율에서는 거의 유사한 값을 가지며 100%일 때 감소한다. 2000rpm에서는 700rpm에서와 마찬가지로 점차 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이 결과로 90%의 배기개도율에서 1000rpm 부근에서 최소의 비연료소모율을 나타내므로 가장 경제적인 운전구간이라 볼 수 있다.



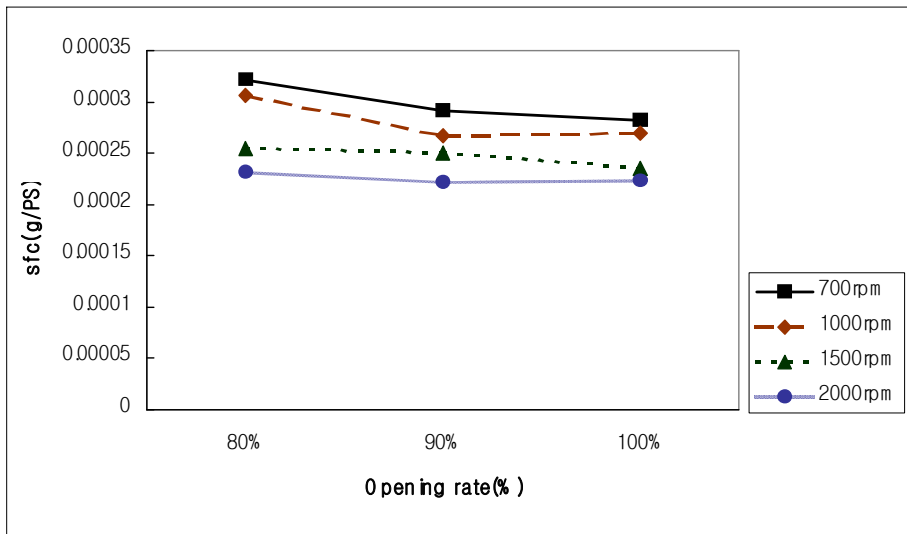


Fig. 26 Specific fuel consumption with exhaust opening rate at idle

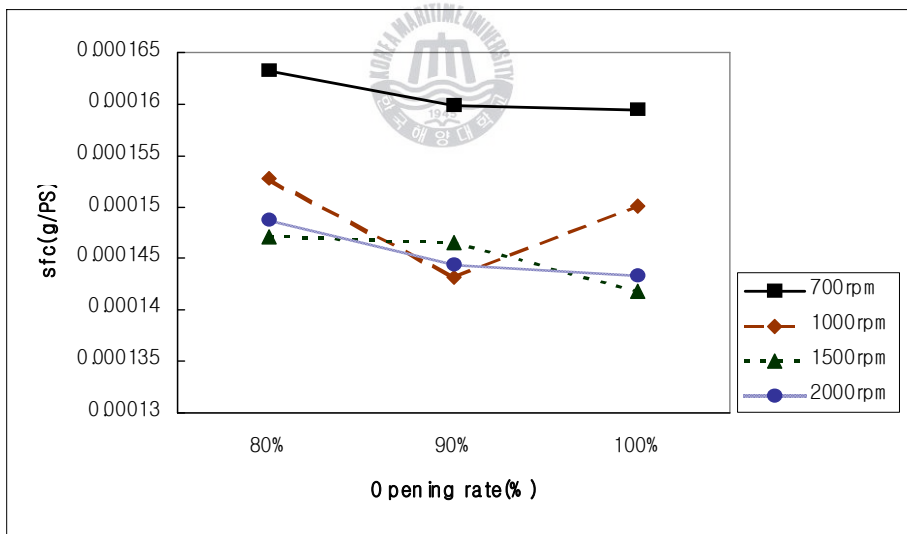


Fig. 27 Specific fuel consumption with exhaust opening rate at max

2.4.3 배기가스

배기가스는 배출구에 스모크 측정기 및 배기가스 분석기(Testo 350)를 연결하여 데이터를 수집하였다. 수집한 데이터는 CO, NO_x, 스모크이다. 실험은 최대 토크와 Idle에서 배기유량을 80%, 90%, 100%일 때, 700 ~ 2000rpm 까지의 4가지의 변화를 주면서 실험하여 데이터를 수집하였다.

2.4.3.1 일산화탄소

Fig. 28은 Idle 토크점에서의 CO 수치를 나타낸다. x축은 배기개도율을 백분율로 나타내며 y축은 CO의 배출물을 ppm으로 나타낸다.

700rpm에서 80% 배기개도율 일 때 162ppm, 90%일 때 175ppm, 100%일 때 177ppm으로 개도율 증가에 따른 CO배출량이 증가하였다.

1000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 235ppm, 90%일 때 227ppm, 100%일 때 241ppm으로 배기개도율 90%일 때 CO의 배출량이 가장 적었다.

1500rpm에서 80% 배기개도율 일 때 304ppm, 90%일 때 284ppm, 100%일 때 321ppm으로 1000rpm에서와 마찬가지로 배기개도율 90%일 때 CO의 배출량이 가장 적었다.

2000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 278ppm, 90%일 때 275ppm, 100%일 때 295ppm으로 배기개도율 90%일 때 CO의 배출량이 가장 적었다.

1000rpm과 1500rpm, 2000rpm에서는 개도율이 높아질수록 CO의 배출량이 감소하였으며, 이것으로 개도율 증가에 따른 연료의 완전 연소가 엔진회전속도가 증가할수록 활발히 일어남을 알 수 있다.

700rpm에서는 개도율의 증가에 따라 미소 증가의 추이를 보이고 있으며 1000rpm에서는 배기개도율 90%일 때 가장 작은 CO 배출량 이며 이후 100%로 증가하면 CO 배출량도 약간 상승하는 결과를 가져왔다. 1500rpm에서

는 2000rpm보다 배기개도율 전 구간에서 CO 배출량이 더 높게 나왔다.

Fig. 29는 최대토크점에서의 CO 변화를 나타내고 있다.

700rpm에서 80% 배기개도율 일 때 1513ppm, 90%일 때 1089ppm, 100%일 때 687ppm으로 개도율 증가에 따른 CO 배출량이 급격히 감소하였다.

1000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 1434ppm, 90%일 때 721ppm, 100%일 때 1154ppm으로 배기개도율 90%일 때 CO의 배출량이 가장 적었다.

1500rpm에서 80% 배기개도율 일 때 1549ppm, 90%일 때 1255ppm, 100%일 때 1116ppm으로 개도율 증가에 따라 CO 배출량이 감소하였다.

2000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 240ppm, 90%일 때 222ppm, 100%일 때 172ppm으로 개도율 증가에 따라 CO 배출량이 감소하였다.

700rpm에서는 배기개도율이 증가함에 따라 CO의 배출량이 급격히 감소함을 나타내고 1000rpm에서는 90% 개도율일 때 급격히 감소했다가 100% 개도율로 되면서 다시 상승하는 것을 보여준다. 1500rpm에서는 700rpm에서와 유사하게 완만하게 CO의 배출량이 감소하는 것을 보여준다. 2000rpm에서는 모든 구간에서 아주 작은 CO만이 배출되는 것을 나타낸다.

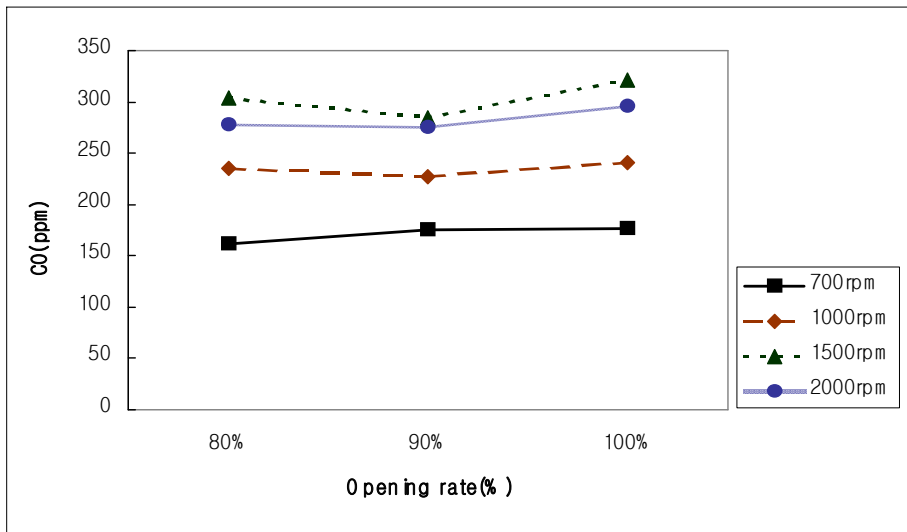


Fig. 28 CO variation at idle condition

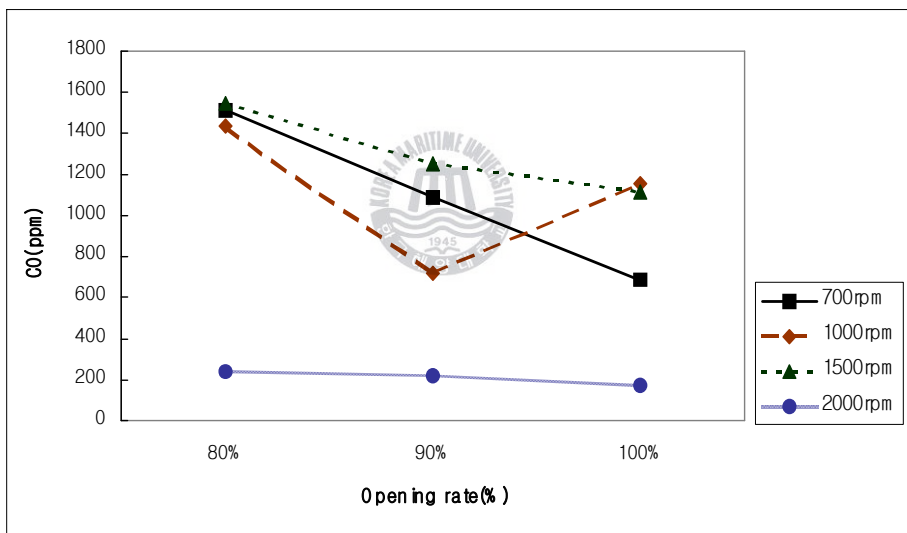


Fig. 29 CO variation at max condition

2.4.3.2 질소산화물

Fig. 30은 Idle에서 NO_x 수치를 나타낸다. x축은 배기개도율을 백분율(%)로 나타냈으며 y축은 NO_x 배출량을 ppm으로 나타낸다.

700rpm에서 80% 배기개도율 일 때 438ppm, 90%일 때 504ppm, 100%일 때 500ppm으로 개도율 증가에 따른 NO_x 배출량의 변화가 적었다.

1000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 432ppm, 90%일 때 456ppm, 100%일 때 454ppm으로 개도율 증가에 따른 NO_x 배출량의 변화가 적었다.

1500rpm에서 80% 배기개도율 일 때 312ppm, 90%일 때 291ppm, 100%일 때 317ppm으로 개도율 증가에 따른 NO_x 배출량의 변화가 적었다.

2000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 277ppm, 90%일 때 278ppm, 100%일 때 292ppm으로 개도율 증가에 따른 NO_x 배출량의 변화가 적었다.

Idle상태에서는 개도율에 따른 NO_x 배출량의 변화가 거의 없음을 알 수 있다. 이 결과로 Idle상태일 때 질소와 반응하는 산소의 양은 rpm이 높아져도 거의 일정함을 알 수 있다.

700rpm에서는 80% 개도율에서 90% 개도율로 되면서 배출량이 상승하다가 100% 개도율에서는 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 1000rpm, 1500rpm, 2000rpm에서는 배기 개도율 변화에 대해 NO_x 배출량이 거의 없음을 알 수 있으며 1500rpm과 2000rpm에서는 NO_x 배출량이 현격히 낮아졌다.

Fig. 31은 최대토크에서 NO_x 수치를 나타낸다.

700rpm에서 80% 배기개도율 일 때 1396ppm, 90%일 때 1404ppm, 100%일 때 1483ppm으로 개도율 증가에 따른 NO_x 배출량의 변화가 적었다.

1000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 1536ppm, 90%일 때 1589ppm, 100%일 때 1614ppm으로 개도율 증가에 따른 NO_x 배출량의 변화가 적었다.

1500rpm에서 80% 배기개도율 일 때 1272ppm, 90%일 때 1325ppm, 100%일 때 1287ppm으로 개도율 증가에 따른 NO_x배출량의 변화가 적었다.

2000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 1178ppm, 90%일 때 1242ppm, 100%일 때 1244ppm으로 개도율 증가에 따른 NO_x배출량의 변화가 적었다.

1000rpm에서 배기개도율 전 구간에서 상대적으로 높은 NO_x배출량을 보였으며 rpm이 높아질수록 NO_x배출량은 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 높은 rpm 구간에서 스모크의 배출은 늘어나는 사실을 볼 때 NO_x배출량과 스모크 배출량의 상관관계를 알 수 있다.



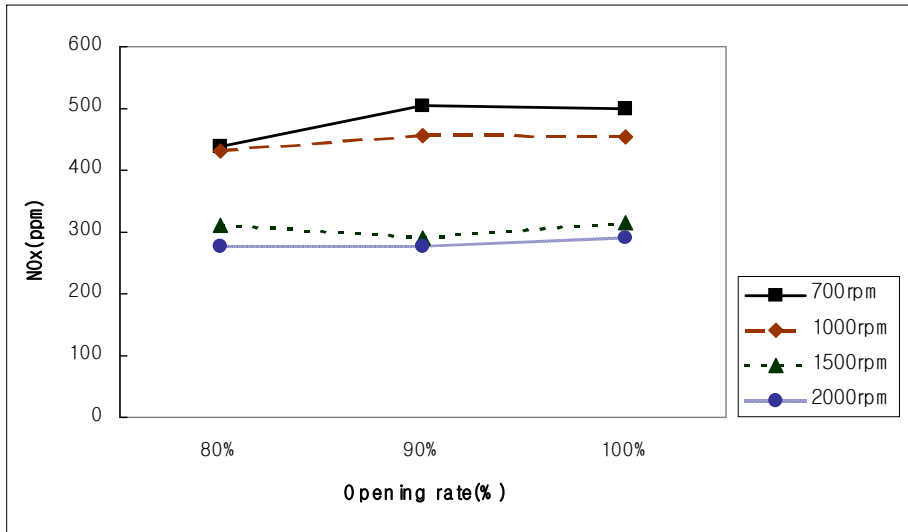


Fig. 30 NO_x variation at idle condition

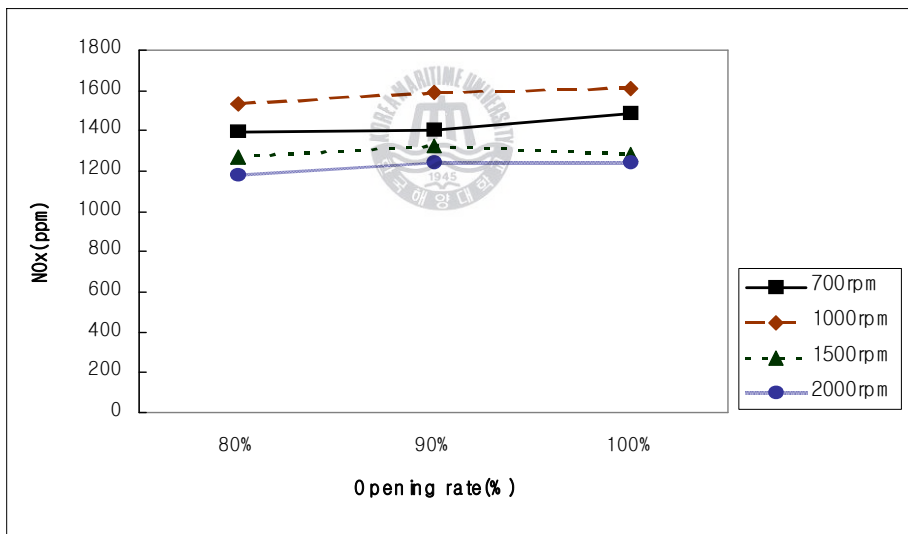


Fig. 31 NO_x variation at max condition

2.4.3.3 스모크

Fig. 32는 Idle 상태에서 스모크의 수치를 나타낸다. x축은 배기개도율을 백분율(%)로 나타내고 y축은 스모크의 배출량을 백분율(%)로 나타낸다.

700rpm에서 80% 배기개도율 일 때 1%, 90%일 때 1.5%, 100%일 때 1.4%로 나타난다.

1000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 0.3%, 90%일 때 0.5%, 100%일 때 0.8%로 나타난다.

1500rpm에서 80% 배기개도율 일 때 1.2%, 90%일 때 1.1%, 100%일 때 1.3%로 나타난다.

2000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 1.1%, 90%일 때 1.5%, 100%일 때 1.7%로 나타난다.

위와 같이 Idle 상태에서는 스모크 배출량이 0.3~1.7%로 매우 작은 양이 배출되어 이 값으로 비교하기에는 무리가 따른다.

Fig. 33은 최대토크상태에서의 스모크 수치를 나타낸다.

700rpm에서 80% 배기개도율 일 때 31.8%, 90%일 때 26.8%, 100%일 때 22.5%로 개도율이 증가할수록 스모크 배출량은 감소하였다.

1000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 28.2%, 90%일 때 26.4%, 100%일 때 24%로 개도율이 증가할수록 스모크 배출량은 감소하였으나 그 감소폭은 700rpm보다는 작게 나타났다.

1500rpm에서 80% 배기개도율 일 때 33.4%, 90%일 때 32.6%, 100%일 때 32.5%로 배기개도율에 전 구간에서 일정한 수치를 나타내고 있다.

2000rpm에서 80% 배기개도율 일 때 21.1%, 90%일 때 18.8%, 100%일 때 20.8%로 나타났으며, 배기개도율이 증가함에 따라 스모크 배출량도 감소하였다.

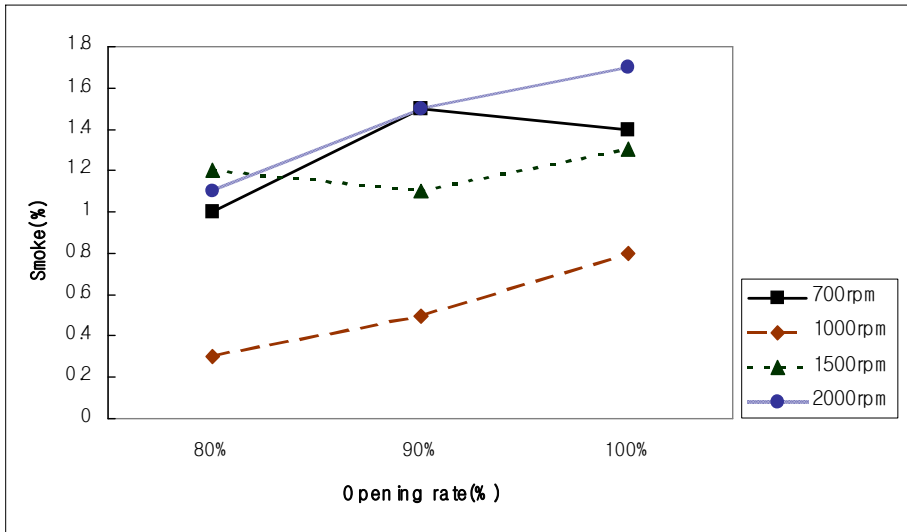


Fig. 32 Smoke variation at idle condition

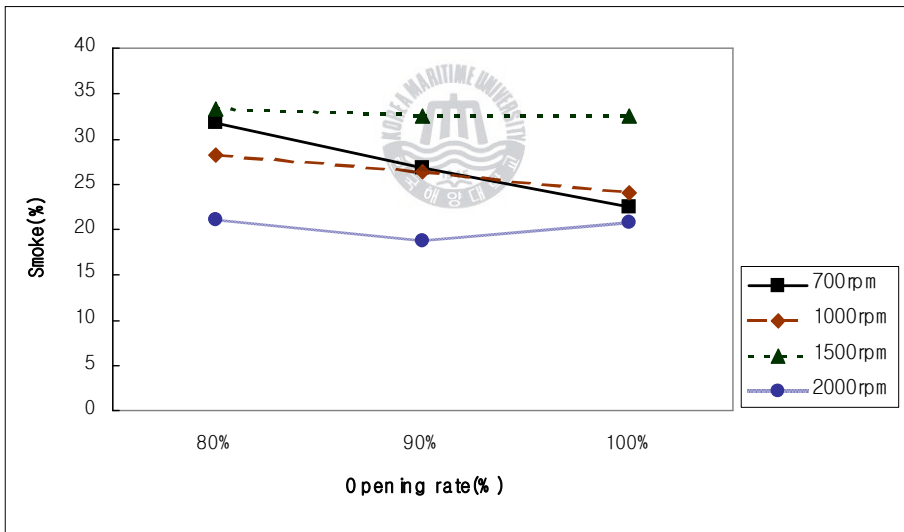


Fig. 33 Smoke variation at max condition

제 3 장 결 론

흡배기 개도율이 산업용 디젤엔진의 성능에 미치는 영향을 실험 분석한 본 연구를 종합하면 다음과 같다.

흡기개도율

(1) 흡기압력 : 흡기 개도율이 커짐에 따라 흡기압력은 증가하였고, 엔진회전속도가 증가하면 압력은 감소하였다.

(2) 토크변화 : Idle시에는 흡기 개도율의 변화값이 토크에 미치는 영향이 거의 없었으며, 최대 토크 조건에서는 개도율이 증가하면서 토크도 증가 되었다. 이는 낮은 엔진회전속도인 Idle의 경우 연소에 필요한 공기 양이 흡기 개도율에 관계없이 충분히 공급됨을 의미한다.

(3) 비연료소모율 : 모든 엔진 속도에서 개도율이 감소하면 연료소모율이 증가되었다. 특히 높은 엔진회전속도의 경우 급격히 증가 되었는데 이는 고속의 경우 많은 양의 공기가 요구되지만 개도율이 감소하면서 충분한 공기의 공급이 어려웠기 때문이다.

(4) 배기가스: Idle 토크조건에서는 큰 영향이 없었지만, 최대 토크 조건에서는 흡기 개도율이 감소하면서 NO_x 가 감소되고 스모크는 증가 되었다.

이상과 같이 엔진회전속도가 느린 Idle 시에는 흡기 개도율 변화가 엔진 성능에 큰 영향을 미치고 있지 않지만, 고속회전의 경우 급격한 성능저하를 나타내는데 이는 흡기 개도율이 감소하면서 연소에 필요한 충분한 공기의 공급이 이뤄지지 못한 것으로 판단된다.

배기개도율

(1) 토크변화 : 엔진회전속도가 상승함에 따라 토크가 일정하게 상승되었고 배기 개도율 100% 일 때와 비교하면 80%의 경우는 4.1%에서 14.3%까지 토크가 저감되었다.

(2) 비연료소모율 : 대부분의 측정조건에서 배기 개도율이 감소하면 연료소모율이 증가되었으나 1000rpm에서 최대토크인 경우 90% 배기 개도율 시 비연료소모율이 가장 낮게 나타났다.

(3) 배기가스 : Idle 토크조건에서는 CO, NO_x 모두 큰 영향이 없었지만, 최대 토크 조건에서는 배기 개도율이 감소하면서 NO_x는 감소되었고 스모크는 증가되었다.

이상과 같이 흡배기 개도율에 따른 엔진성능과 배기가스를 분석 검토한 결과 엔진 회전속도와 토크변화에 따라 흡배기 개도율을 조절하면 엔진 성능을 최적화 시킬 수 있음을 알 수 있었으며 흡배기 개도율 조절시스템을 도입하여 가변제어하면 엔진 성능을 최적화 시킬 수 있음을 알 수 있었다.

참고문헌

- 1) J.K Park, S.M Lee, Y.S Jeong, J. W Hwang, J.O Chae, "A Study on the Characteristics of Combustion and Emission by Intake Supercharging in a DI Diesel Engine", KSEE, Vol.20 No.7, pp. 901~909, 1998.
- 2) J.W Song, N.W Sung, "Development of a Numerical Flow Model for the Multi - Cylinder Engine Intake System",KSME, Vol.20 No.6, pp.1921~1930, 1996.
- 3) J.K Yoon, J.S Yang, K.O Cha, "Effects of the Flow Characteristics of Helical Intake Port on the Performance and Emissions in a Turbocharged DI Diesel Engine", KOSME, Vol.24 No.5 pp. 624~634, 2000.
- 4) C.S Song, "A Theoretical Study on Flow and Pressure Variation Characteristics of Fuel Supply System in Diesel Engine ",KOSME, Vol.17 No3, pp. 148~159, 1993.
- 5) D.T Montgomery, R.D.Reitz "Effects of Multiple Injections and Flexible Control of Boost and EGR on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy-Duty Diesel Engine", SAE paper, 2001-01-0195
- 6)D.H Kim,"An Experimental Study on Combustion and Emission Characteristics with Air Charge in Direct Injected Compression Ignition Engines",경남대학교 기계공학과, 공학석사논문, 2008.
- 7) A Study on the Exhaust Pressure Characteristics in the Exhaust System by Change of Exhaust Manifold Configuration, 금오공과대학교 산업기술개발연구원. pp. 19~28, 2000.

- 8) 이성렬, "고급내연기관", 보성각, 2000.
- 9) Y.Sato, A. Noda, T. Sakamoto, "Combustion and NOx Emission Characteristics in a DI Methanol Engine Using Supercharging with EGR", SAE971647, 1997.
- 10) S.R. Turns, "An Introduction to Combustion", McGraw-Hill, New York, pp. 61~67, 1999.
- 11) C. K. Law, H. K. Law, "Theory of Quasi-Steady One-Dimensional Diffusional Combustion with Variable Properties Including Distinct Binary Diffusion Coefficients', Combustion and Flame, 29, pp. 269~275, 1977.
- 12) G. A. Merkel, W. A. Culter, C. J. Warren, "Thermal Durability of Wall-Flow Ceramic Diesel Particulate Filers", SAE 2001-01-0190, 2001.
- 13) W. F. Wachter, "Analysis of transient emission data of a model year 1001 heavy duty diesel engine", SAE9000443, 1990.
- 14) G.A. Water, M. Chapman : "Numerical Simulation of the Exhaust Flow from a Single Cylinder of a Two Cycle Engine", SAE Paper No. 790243, 1979.
- 15) "흡, 배기관 효과의 이용(상) ", 내연기관(일본), Vol. 10, No.108, 1971.
- 16) M.K. Gajendra Babu and B.S. Murthy : "Simulation and Evaluation of Exhaust and Intake System of a Four-stroke Spark Ignition Engine:", SAE Paper No. 760763, 1976.
- 17) K.Kumar, M.K.G. Garg, R.R. Gaur R.D. Babu : " A Thermodynamics

Simulation Model for four stroke Medium Speed Diessel Engine", SAE Paper No. 840516, 1984.

18) Yuzoru Shimamoto : "unsteady Gas Flow in Intake and Exhaust System", J. 내연기관(일본), 1984.

19) G. Cser : "Some Results of Combined Charging Application", Proc. I. Mech. E., C64/78, 1978.

