

2단 연소형 연소실을 갖는 디젤기관의 NO 저감에 관한 연구

진 선 호* · 배 중 욱*

A Study on the Reduction of NO Emission from a Diesel Engine with 2-Stage Type Combustion Chamber

S-H Jin* · J-U Bae*

Key words : Diesel Engine(디젤기관), 2-Stage Combustion(2단연소), Modified Piston (개조 피스톤), Combustion Chamber(연소실), Emission Characteristics(배출물 특성), Performance(성능)

Abstract

A newly designed combustion chamber of diesel engine with a modified piston crown was prepared for the purpose of investigation for reduction of NO emission. It was intended to realize 2-stage combustion that is to keep fuel rich condition during early stage of combustion and fuel lean condition during next stage. The engine was tested on various conditions concerning exhaust gas emissions especially about NO emission and simultaneously fuel consumption rate.

It was found that the engine with 2-stage combustion type piston emits significantly low NO at various speed and torque compared with conventional engines, but it raised points at issue in CO and smoke emissions with fuel consumption rate. The increasing of injection pressure on 2 stage combustion type diesel engine affects on CO and smoke emission considerably to reduce but slightly on NO to increase. The effect of 2-stage combustion was better at low speed than at high speed.

1. 서 론

내연기관에서 발생하는 NO_x의 양을 저감시키기 위한 기술은 지금까지 많은 발전이 이루어졌으나, 주로 분사시기 조정, 물분사, 물유화유

의 사용 또는 물 분사 등 연소방식의 개선에 의존하거나 배기의 후처리 방법에 초점이 맞추어져 있다. 분사시기의 조정 방법은 간단하지만, 효과에서 한계가 있고, 한편 연료소비율을 증대시키는 단점이 있다. 물 분사 또는 물유화유의 사

* 한국해양대학교 대학원 졸업
* 한국해양대학교 기관시스템 공학부

용은 괄목할 만한 NO_x의 저감과 동시에 매연의 저감을 나타내고 있지만, 물첨가율에 상당하는 출력의 저하가 동반한다. 또한, 물첨가율이 많아지면 연료소비율이 증대하고, 별도의 연소준비 시스템을 운전하여야 하는 불편이 가중되며, 물첨가 연료의 사용에 따른 내구성 문제에 대한 의구심이 해소되지 못한 실정이다. 배기 후처리 방법을 포함한 현재 실용화된 방법들은 제작 및 운용 유지에 큰 비용이 소요되고, 기관 본체에 비하여 비현실적이라 할 만큼 막대한 별도 시스템이 운용되어야 하는 등의 문제점이 지적되고 있다. 디젤기관에서 연소실의 기하학적 형상에 따른 연소기구를 개선함으로써, 연소단계에서부터 원천적으로 NO_x의 생성량을 감소시키는 것이 유효하다면 운전의 간편함 때문에 전술한 방법의 단점을 개선할 수 있는 방법이라고 사료되며, 그에 대한 다양한 연구들이 진행되어 왔다^{1)~3)}

NO_x는 이론공연비 즉 공기과잉률 $\lambda=1.0$ 부근에서 연소할 때에 생성률이 최대로 되고, $\lambda=0.8$ 이하의 과농 상태 또는 $\lambda=1.4$ 이상의 희박한 연소상태에서는 그 생성률이 현저히 감소한다.^{4), 5)}

본 연구에서는 디젤기관의 피스톤 상부 형상을 개조하여 4공 노즐의 각 분무를 적절히 유도하고, 각각의 분무에 대하여 초기 과농 및 후기 희박연소의 2단연소를 실현하여 NO_x 생성을 저감시킬 수 있는 방법에 관하여 실험을 통하여 연구하였다. 연구의 결과 디젤기관의 배출물 중 NO의 저감을 위하여 2단연소의 실용 가능성에 대한 단초를 확인하였으며, 한편 해결하여야 할 문제에 관한 몇 가지 정보를 얻었으므로 이를 보고한다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 특정 공기과잉률의 과농 혼합기를 형성하기 위한 연소실의 기본 개념도를 나타낸다. 분사된 연료의 분무는 횡 단면적이 증가하여 감에 따라 분무의 측면에서 공기를 흡입하여 단면 내의 평균 공기과잉률이 증가하여간다. 그

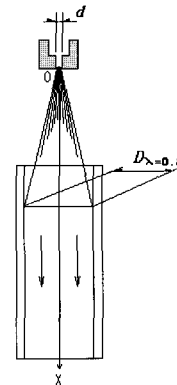


Fig. 1 Model of spray passing through cylindrical glass tube[6]

러나 일단 외부 공기의 흡입이 차단되는 원통형 연소실의 내면에 접촉한 후에는 일정한 공기과잉률을 유지하면서 진행하게되며 이 때의 공기과잉률은 원통형 연소실의 단면적에 의해 결정된다⁶⁾.

가령 평균 공기과잉률 0.8이 되는 분무의 단면 직경을 $D_{\lambda=0.8}$ 이라 하면

$$D_{\lambda=0.8} \cong 0.8 L_{th} \left\{ \frac{c \rho_f}{\rho_a} \right\}^{0.5} d \quad (1)^{6)}$$

단, 식 중의 L_{th} 는 연료의 이론 공연비, c 는 유출계수, ρ_f 는 연료 밀도, ρ_a 는 공기의 밀도 그리고 d 는 노즐직경이다. 본 연구에서 사용된 가솔린의 $L_{th} = 14.44$, $c = 0.7$, $\rho_f = 834\text{kg/m}^3$, 압축비 19로부터 환산한 $\rho_a = 23.27\text{kg/m}^3$, $d = 0.26\text{mm}$ 를 이용하여 계산하면, 공기과잉률이 0.8로 되는 원통의 내경은 약 15mm로 산출되었다.

그러나 실제 피스톤 크라운을 제작할 때는 원통형이 아닌 상반부가 개방된 반원 단면의 통로로 되어야 한다는 점과 실험용 피스톤의 크라운의 공동부(cavity)에서의 분무의 도달거리와 분산 등을 고려하여, 피스톤 크라운부의 반원 통로의 직경을 일단은 8mm로 설계 제작하였다.

본 논문에서는 편의상 피스톤 크라운 공동부의 반경이 실린더경에 비하여 작은 기존형의 피스톤을 고와류형 피스톤이라 명하고, 2단연소를 목적으로 개조된 피스톤을 2단연소형 피스톤이

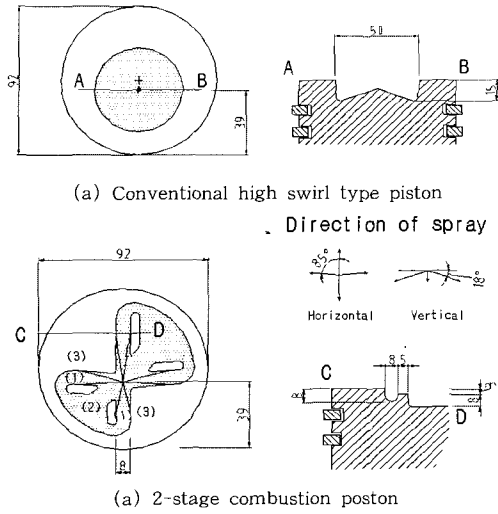


Fig. 2- i Conventional high swirl type and 2-stage combustion type piston

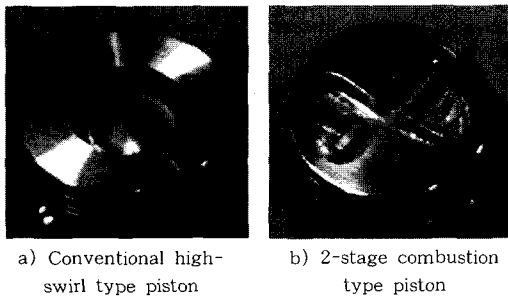


Fig. 2- ii Conventional high swirl type and 2-stage combustion type piston

라 명한다. Fig. 2- i 은 고와류형 피스톤과 2단 연소를 형성하기 위해 개조된 피스톤의 크라운 부분 형상의 개략도를 나타내며, Fig. 2- ii 는 이 들을 사진으로 비교하여 나타낸 것이다.

고와류형 피스톤은 4개의 분무가 깊은 원형의 공간에서 강한 와류에 의하여 신속히 혼합되는 연소실을 형성한다. 2단연소형 피스톤 기관의 연소실은 Fig. 2- i (b)도 상의 (1), (2), (3) 같은 3개의 연소위치(combustion site)를 갖는다. 4개의 분무는 각각 (1)위치로 분사되면서 Fig. 1에서 설명한 바와 유사한 구조의 과농혼합기를 형성하면서 연소하게 된다. (1)위치에서 연소한 분무는 온도 상승에 따라 팽창하면서 (1)과 (2) 위치 사이에 있는 턱을 넘어서 (2) 위치로 분출

하게 되고, (2)위치에 있던 공기와 혼합하면서 희박 연소하게되며, 한편 분무의 축 방향으로 팽창한 연소가스는 통로를 따라 (2)위치로 들어가면서 역시 희박 연소를 하게된다. 디젤기관 의 혼합기의 총 평균은 희박 혼합기인데, 대부분의 연료가 일단 (1)위치에 분사된 후 (2)위치로 넘어가기 때문에 (2)위치에는 당연히 평균 혼합비 보다 더욱 희박하게 될 것이 분명하다. 압축행 정의 말기에 (3)위치에 있던 공기의 (1)위치 에로의 스퀴시 흐름에 따른 연소 후의 과농 연소가스는 팽창행정의 초반에 역 스퀴시에 의하여 (3)위치로 다시 유동하게 되고, 이 때 (2)위 치의 잔존산소도 함께 들어가서 혼합 연소하게 된다.

그런데 과농연소와 희박연소과정 자체에서는 NOx의 생성률이 적은 것이 분명하지만 과농상태로부터 희박상태로 전환되는 과정에는 필연적으로 이혼혼합기의 상태를 거쳐야 하기 때문에 이 과정에서 NOx를 많이 생성할 수가 있다.

Takemi¹⁾ 등의 계산에 의하면 Fig. 3에 나타 낸 바와 같이 초기의 공기과잉률 $\lambda_0=0.5\sim 2.0$ 의 상태에서부터 $\lambda_\infty=2.0$ 의 희박 연소 상태로 전환되는 혼합기간이 짧을수록 NOx의 생성량은 현저 히 감소한다고 하였다. 본 연구의 2단연소형 피스톤은 진술한 스퀴시와 연소팽창에 의한 유동, 그리고 역 스퀴시를 효과적으로 이용하여, 상기의 혼합 기간을 단축시키고자 한 것이다.

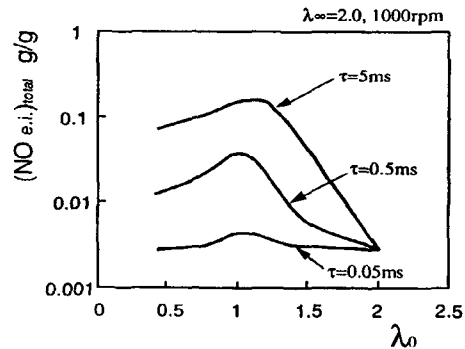


Fig. 3 Effect of mixing time-scale τ , and initial excess air ratio λ_0 on NOx emission in two-stage combustion

Table 1 Engine Specification

MODEL	ND80DI	Remark
Company(nation)	DAEDONG (Korea)	
Type of Engine	Single Cylinder Water-cooled 4 Stroke Diesel Engine	
Combustion Chamber	Direct Injection	4 × 0.26 mm hole nozzle
Displacement (bore × stroke)	631 cc (92 × 95 mm)	
Continuous Max. Power	8 ps / 2200 rpm	
Compression Ratio	19	modified to 18
Fuel Injection Pressure	18 MPa	18 MPa 21 MPa
Fuel Injection Timing	BTDC 22°	

실험용 공시기관의 제원은 Table 1과 같다. 2단연소형 피스톤 제작상의 오차로 압축비가 기존의 19에서 18로 감소하였으므로 기존의 고와류형 기관에 대해서도 압축비 18로 조정하여 동일한 조건에서 운전하였다. 연료분사압력은 18 MPa를 기본으로 하였다.

Fig. 4는 실험장치 구성의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 공시 기관, 동력계, 연료유량계, 배기 샘플링 및 분석계통, 배기 온도계, 그리고 실린더 압력 측정장치로 구성된다. 배기의 측정엔 NO를 포함한 기타 배출가스 성분을 분석할 수 있는 QUINTOX 연소분석기 KANE-MAY 9006 (Table 2)과 매연의 양을 % 단위로 측정할 수 있는 스모크미터(Table 3)를 사용하였다.

실험의 조건은 Table 4와 같으며, 고와류형 피스톤을 사용할 때의 배기 배출물과 개조된 2단연소형 피스톤을 사용할 때의 배기 배출물을 측정 후 비교 분석하였다. 각 경우에 대하여 1000 rpm, 1400 rpm, 1800 rpm의 속력에서 5 N·m 단위로 토크를 증가시켜가며 측정하였다. 최대 토크에서의 값도 측정하여 한계치로 나타내었다. 2단연소형에서는 원래의 분사위치인 BTDC 22°를 기준하여 전후 CA 2.5도씩 변경하여 같은 방법으로 측정하였다. 그리고 그 중 출력 및 배기특성이 좋은 BTDC 22°에 한하여

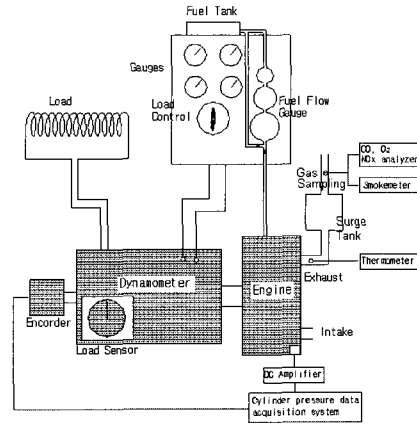


Fig. 4 Schematic set up of system

Table 2 Specifications of combustion analyzer

Measuring Object	Range (accuracy)
O ₂	0 ~ 25 % (±0.2)
CO	0 ~ 4000ppm (±20)
NO	0 ~ 5000ppm (±5%)
NO ₂	0 ~ 800ppm (±5%)

Table 3 Specifications of smoke meter

Model(nation)	P8340, G Cussions (Eng.)
range	0~100 %

서 연료분사 압력을 21MPa로 증가시킨 경우의 배기 특성도 조사하였다.

Fig. 5는 고와류형 피스톤과 2단연소형 피스톤을 이용한 기관에서의 rpm별, 분사시기별 최대토크를 측정 한 결과이다. 비교를 위하여, 2단연소형의 경우에 한해서 분사압력을 21MPa로 증가시켜 운전한 최대토크를 동시에 나타내었다. 2단연소형 피스톤 사용시 최대토크는 모든 회전수 범위에서 고와류형에 비하여 감소하였으며 고속운전일수록 감소 폭이 커지는 것으로 나타났다. 2단연소형의 경우에 분사압력 18 MPa로 하고, 분사시기를 19.5° 및 24.5°로 늦추거나 앞당기는 조건에서는 토크가 더욱 감소하는 것으로 판단할 때 BTDC 22° 부근이 최적 분사시기인 것을 알 수 있었다. 그리고 분사압력 21 MPa로 한 때에도 동일한 경향을 나타내었으므로 이 조건에서는 BTDC 22°의 실험결과만 나타내었다.

Table 4. Conditions of Experiments

high swirl piston	injection timing (° btdc)	22				
	injection pressure (MPa)	18				
	torque (N m)	5	10	15	20	max.
	rpm					
		1000	○	○	○	×
	1400	○	○	○	○	○
	1800	○	○	○	○	○
2stage combustion piston	injection timing (° btdc)	24.5	22	19.5		
	injection pressure (MPa)	18(21)				
	torque (N m)	5	10	15	20	max.
	rpm					
		1000	○	○	○	×
	1400	○	○	○	○	○
	1800	○	○	○	○	○

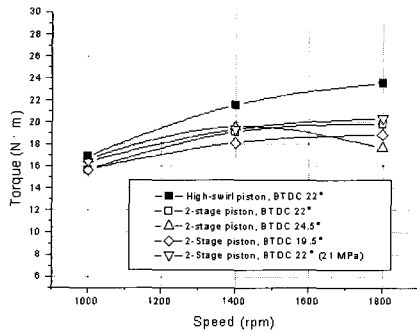


Fig. 5 Comparison of Max. torque curves of conventional high-swirl type and 2-stage combustion type diesel engines

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 배출가스 특성비교

Fig. 6, Fig. 7 및 Fig. 8은 각 회전수 조건에서 고와류형 피스톤과 2단연소형 피스톤으로 운전하여, 측정한 NO 배출율을 비교하여 나타낸다. 2단연소형의 NO 배출율은 각 회전 속도와

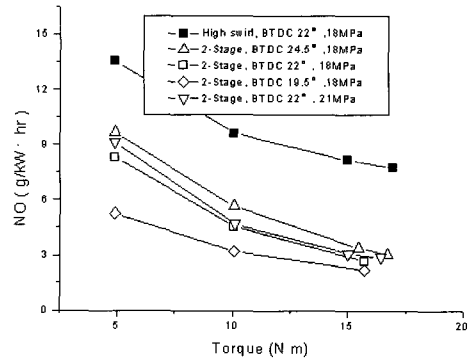


Fig. 6 Comparison of NO emissions of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1000 rpm

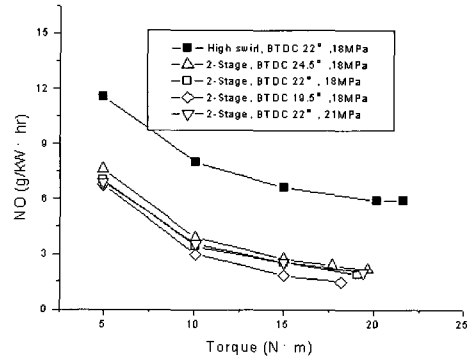


Fig. 7 Comparison of NO emissions of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1400 rpm

분사조건에서 고와류형과 비교하여 현저히 감소하였으며, 그 중에서도 분사시기를 늦추어 BTDC 19.5°에서 분사했을 경우의 NO 감소가 가장 크게 나타났다. 분사시기 조절을 하지 않은 조건에서 두 기관의 NO 배출율을 비교하면 분사압력 18 MPa로 하였을 때 저 토크 운전 시에는 30% 정도, 높은 토크 운전 시에는 65~70% 정도 저감되고 있는 것을 나타낸다.

2단연소형으로서 분사시기 22° 분사압력 21 MPa로 한 때의 NO 배출율은 2단연소형으로서 분사시기 22° 분사압력 18 MPa로 한 때와 비교하여 근소한 증가를 나타내고 있다. 이는 분사 압력 상승의 결과 분무 미립화의 전반적 향상으로 인한 효과로 보여진다.

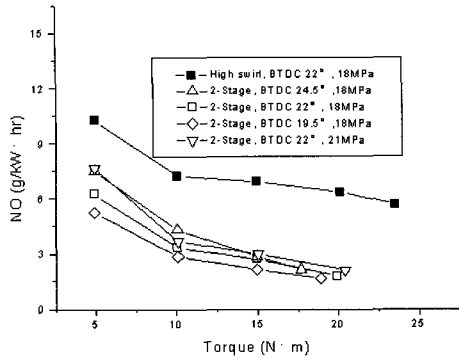


Fig. 8 Comparison of NO emissions of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1800 rpm

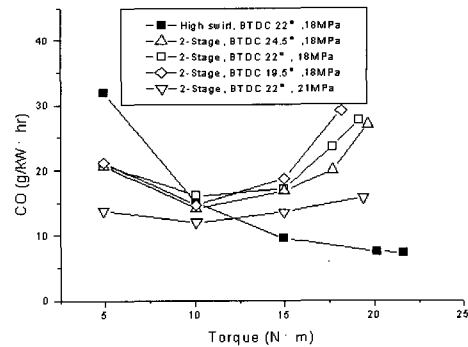


Fig. 10 Comparison of CO emissions of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1400 rpm

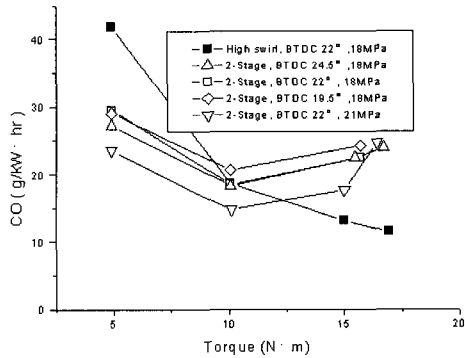


Fig. 9 Comparison of CO emissions of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1000 rpm

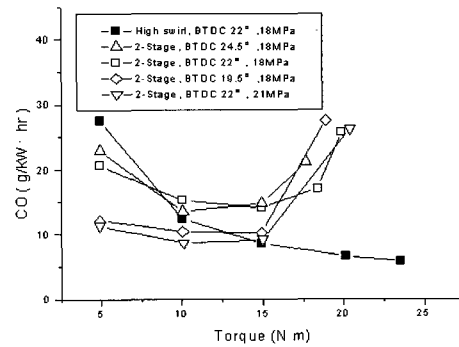


Fig. 11 Comparison of CO emissions of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1800 rpm

Fig. 9, Fig. 10 및 Fig. 11은 각 회전수 조건에서 고와류형과 2단연소형의 CO 배출을 측정 결과를 나타낸다.

2단연소형의 CO 배출율은 모든 경우 10 N · m 이하의 저부하에서 고와류형 보다 낮은 값을 나타내고 있다. 그러므로 이 영역에서는 NO의 저감과 CO의 저감이 동시에 이루어지고 있다. 그러나 토크가 대략 8 N · m를 넘어가면서 CO 배출율은 급격히 증가하였다. 이는 분사량이 적은 때에는 공기과잉률이 높으므로 스퀴시와 역스퀴시 만에 의하여서도 주 연소기간 내에 과농 혼합기 영역이 소멸하지만, 분사량이 많아지면 과농혼합기 영역이 후연소기간까지 잔류하게 되어 전체적인 공기 이용률이 떨어지게 되기 때문

이라 분석된다. 따라서 높은 토크 영역에서 CO 배출을 증가 문제를 해결하기 위한 피스톤 크라운 공간의 개선이 요구된다고 사료된다.

분사압력을 상승시킨 경우의 CO 배출율은 원래의 18 MPa 분사시보다 상당한 폭으로 감소되었다. 이 또한 분무의 미립화와 혼합이 개선되어 연소상태가 개선된 것에 연유한 것으로 보인다.

Fig. 12, Fig. 13 및 Fig. 14는 각 회전수 조건에서의 매연 배출량을 비교하여 나타낸다.

모든 속력과 토크의 조건에서 2단 연소형의 매연 배출량은 고와류형에 비하여 전반적으로 매우 높게 나타난다. 특히 낮은 토크 영역에서 연소효율의 척도인 CO 배출율의 감소에도 불구하고

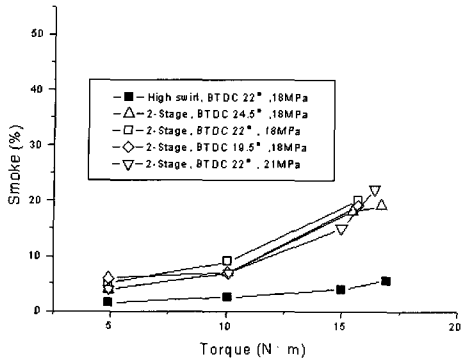


Fig. 12 Comparison of smoke emissions of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1000 rpm

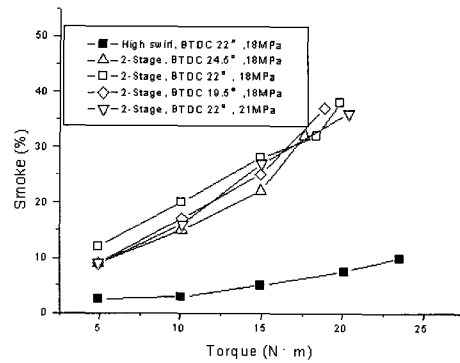


Fig. 14 Comparison of smoke emissions of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1800 rpm

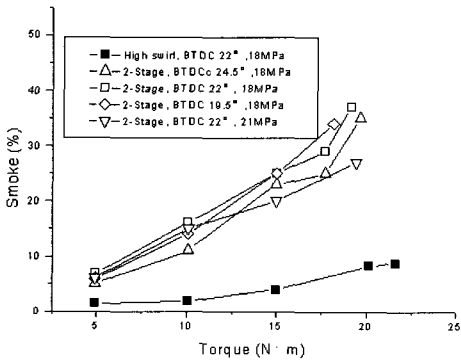


Fig. 13 Comparison of smoke emissions of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1400 rpm

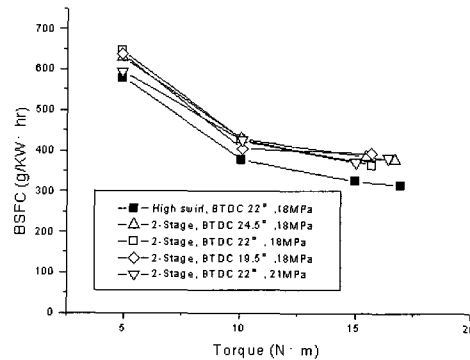


Fig. 15 Comparison of BSFC of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1000 rpm

하고 매연 배출량은 오히려 높다. 이는 2단 연소형피스톤은 크라운 공동부 구조의 특징으로 표면적이 넓으며, 구석진 부분이 있기 때문에 이러한 표면 부근의 국소적으로 냉각된 위치에서 매연이 발생하게 되며, 전체 평균으로는 CO의 배출율은 낮지만 매연의 농도는 오히려 높게 되는 것으로 판단된다.

분사압력을 상승시켰을 때에는 분무 특성 개선의 효과로 보이는 매연 배출량 저감 효과가 상당히 나타나고 있는 것이 보인다.

1000rpm의 저속에서는 매연증가 현상이 그 중에서도 가장 적은 것으로 나타난다. 이점으로부터 2단연소형의 경우 매연의 배출량이 많게 되는 것은 와류의 이용도가 낮기 때문이라 추정되

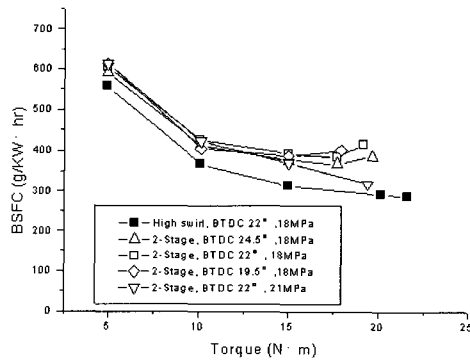


Fig. 16 Comparison of BSFC of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1400 rpm

며, 저속에서는 고와류형에도 와류 강도가 높지 않기 때문에 그 차이가 적어지게 되는 것이라

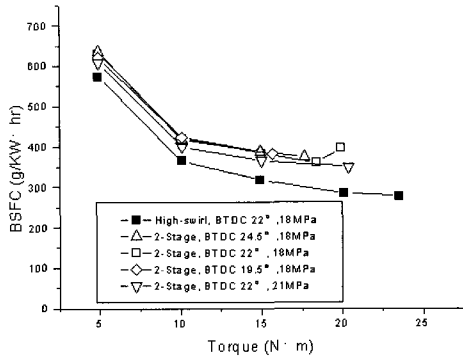


Fig. 17 Comparison of BSFC of 2-stage combustion type and conventional high swirl type diesel engines at 1800 rpm

생각된다.

Fig. 15, Fig. 16 및 Fig 17은 각 회전수 조건에서의 고와류형과 2단연소형의 연료소비율을 비교하여 나타낸다. 2단연소형에서 전반적으로 고와류형에 비교하여, 연료소비율이 높게 나타나고 있다. 이는 연소효율의 문제도 관련되겠지만, 열발생을 패턴에 있어서 정용연소의 비율이 적어짐에 따른 것이라고 생각되며, 이에 관하여서는 논문의 말미에서 고찰한다.

2단연소형으로서 분사압력을 21 MPa로 한 경우에는 18 MPa로 한 경우에 비하여 연료소비율은 모든 회전수와 토크의 조건에서 근소하지만 감소하는 것으로 나타난다. 2단연소형에서 분사시기 BTDC 22°, 분사압력 21 MPa로 한 경우를 고와류형에서 분사시기 BTDC 22°, 분사압력 18 MPa로 한 경우에 연료소비율을 비교할 때, 저 토크의 경우에는 4~10% 정도, 고 토크에서는 약 30% 정도 증가하였다. 이 또한 와류의 이용도가 낮은 2단연소형의 특성이라고 추정된다.

3.2 배출가스 및 BSFC의 교환관계

CO, 매연 등 불완전 연소분의 배출량과 연료소비율은 NO의 배출량과 서로 교환관계(trade-off)에 있기 때문에 동시에 저감하는 것은 어려운 것으로 보고되고 있다.^[1]

Fig. 18은 NO와 CO의 교환관계를 나타낸다.

여기서 NO 배출율과 CO 배출율 평면상에 나타난 2단연소형의 점들은 고와류형의 경우에 비교하여 전반적으로 NO 축에서 감소의 영역에 분포하고 있지만 CO 축에서는 증가 영역에 분포하여 교환관계를 나타내고 있다. 그러나 전체적으로는 개선된 상황임을 나타낸다.

Fig. 19는 NO와 BSFC의 교환관계를 나타낸다. 이 경우에도 NO 배출율과 BSFC 평면상에서 나타난 2단연소형, 분사압력 21 MPa로 한 것의 점들은 고와류형, 분사압력 18 MPa로 한 것과 교환관계를 나타내지만, 개선된 분포를 하고 있음을 나타낸다.

3.3 2단연소형 피스톤 기관의 NO, CO 및 BSFC의 고와류형 피스톤기관에 대한 상대값 비교

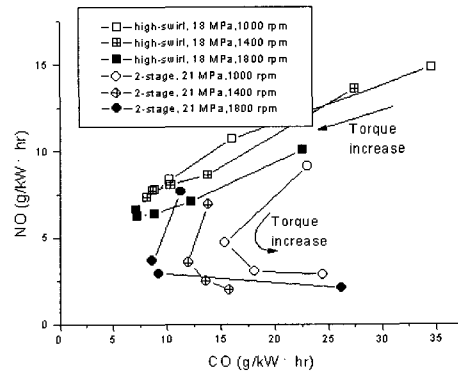


Fig. 18 Trade-off of NO and CO of high-swirl type and 2-stage combustion type piston

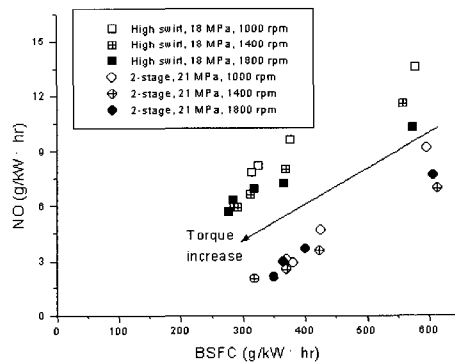


Fig. 19 Trade-off of NO emission and BSFC of high-swirl type and 2-stage combustion type piston

Fig. 20, Fig. 21 및 Fig 22는 고와류형의 NO, CO 배출을 및 BSFC를 기준으로 한 2단연소형의 NO, CO 배출을 및 BSFC의 상대값을 나타낸다.

2단연소형, 분사압력 21 MPa로 한 것의 NO 배출율은 고와류형, 분사압력 18 MPa로 한 것에 비해서 모든 부하와 rpm 조건에서 큰 폭으로 저감되었으며, 특히 5 N·m와 10 N·m의 중, 저부하 조건에서는 NO와 CO가 동시에 저감되는 것으로 나타난다. 이는 전술한 바와 같이 2단연소형의 피스톤 크라운 공동부 형상의 개선을 통하여 NO와 CO의 동시적 저감의 가능성에 대한 단초가 된다.

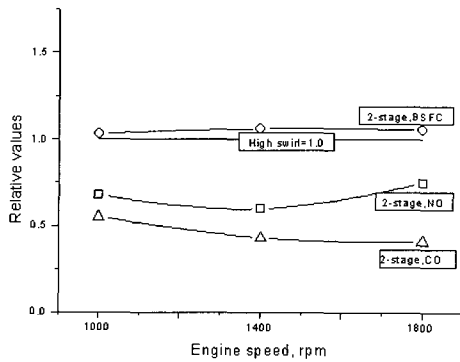


Fig. 20 Relative values from 2-stage combustion piston compared with that from high-swirl at 5 N·m

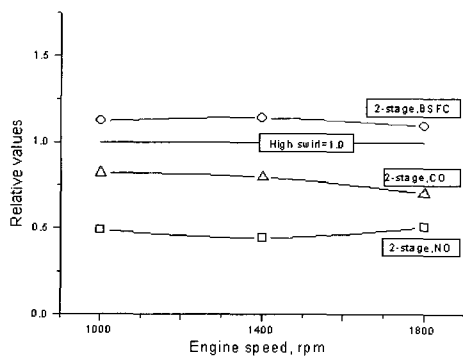


Fig. 21 Relative values from 2-stage combustion piston compared with that from high-swirl at 10 N·m

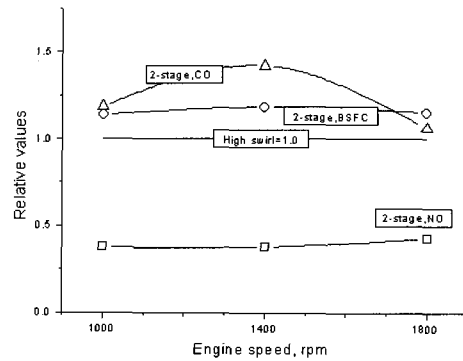


Fig. 22 Relative values from 2-stage combustion piston compared with that from high-swirl at 15 N·m

3.4 연소실 압력곡선 및 열발생률

Fig. 23은 기존 고와류형과 2단연소형을 동일한 속력과 토크 조건에서 운전했을 때의 연소실 압력곡선을 비교하여 나타낸다.

2단연소형에서의 연소최고압력이 고와류형에 비하여 현저히 낮게 나타난다. 이는 본 연구에서 선정된 Fig. 2-i 상의 과농영역, (1)위치의 공기과잉률이 지나치게 낮아서 폭발적 연소기의 열발생률이 과도히 낮아졌기 때문으로 판단되며 (1)위치의 통로 단면적을 조절하여 국소 공기과잉률을 적절히 하는 등 개선 방법을 강구할 것이 요구된다.

Fig. 24는 동일 속력과 부하에서의 열발생률을 비교하여 나타낸다. 여기서의 열발생율은 단순 비교를 위하여 냉각열량을 고려하지 않은 겉보기 열발생률이며, 식 2)를⁸⁾ 이용하고, 비열비는 압축시에는 1.35, 팽창시에는 1.3으로서 일정으로 하여 근사 계산 한 것이다.

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \quad (2)$$

단, $\frac{dQ}{dt}$ 는 열발생률, γ 는 비열비, p , V 는 각각 실린더내 압력 및 체적을 나타낸다.

고와류형에서는 대부분의 열이 폭발적 연소기간에 발생되고 있다. 그러나 2단연소형에서는

4. 결 론

디젤기관의 연소실 내에서 2단연소를 실현하기 위하여 피스톤 크라운 부분의 형상을 개조하고, 다양한 운전조건에서 시험운전 하여 매연 특성과 운전 성능을 고와류형 디젤기관과 비교 분석한 결과 다음의 결론을 얻었다.

1. 최대토크는 고와류형에 비교하여, 전반적으로 감소하였으며 특히 고속 영역에서 심하였다. 저속 운전으로 갈수록 최대토크 저하는 완화되었으며 1000 rpm의 속도에서는 큰 차이가 나지 않았다.

2. NO 배출율은 고와류형에 비교하여, 전반적으로 30~65%의 큰 저감효과를 보였으며 저속 운전시 및 각 rpm에서 중·고부하 부근에서 그 감소폭은 크게 나타났다.

3. CO 배출율은 고와류형 피스톤에 비교하여, 각 rpm에서 저부하로 갈수록 감소하며, 5~10 N·m 이하의 조건에서는 더욱 낮은 값을 나타냈으며, 15 N·m 이상의 고부하에서는 배출률이 급격히 증가하였다.

4. 매연 배출량은 고와류형 피스톤에 비교하여, 전반적으로 현저히 높게 나타났으며 저속 운전 시에는 그 정도가 낮아졌다.

5. 연료소비율은 고와류형 피스톤에 비교하여, 전반적으로 높고 고부하 영역에서 심해진다. 연료소비율은 운전조건에 따라 비슷한 값에서부터 약 30%의 증가까지 나타내었다.

참 고 문 헌

1. T. Chikahisa and T. Arai, "In-Cylinder Control of Smoke and NOx by High Turbulent Two-Stage Combustion in Diesel Engines", SAE paper 962113, 1996.
2. H. Heitland and G. Rinne, M. William and R. Vanhaelst, K. Wislocki., "IC Engines for 100 Miles/Gallon Cars", SAE paper 2001-01-0258, 2001.
3. S. Goto, "Reduction of NO in reheat combustor of compound engine". COMODIA 90,

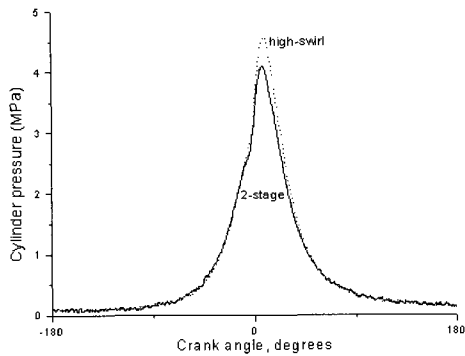


Fig. 23 Cylinder pressure curves of high-swirl and 2-stage combustion piston, 1000 rpm, 12 N·m

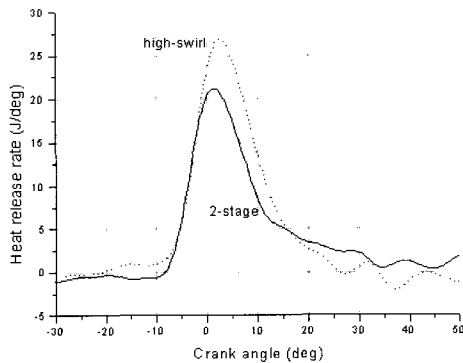


Fig. 24 Heat release rate of high-swirl and 2-stage combustion piston, 1000 rpm, 12 N·m

상사점 부근에서의 폭발적연소에 의한 열발생률이 고와류형 피스톤 기관보다 현저히 낮고 상사점 후 약 15도 부근을 통과하면 열발생률이 고와류형 피스톤 기관보다 더욱 크게 나타난다.

이는 2단연소형에서는 연소에 소요되는 시간이 길어지므로 초기의 과농연소 기간동안 연소하지 못한 잔여 혼합기가 팽창행정 시 피스톤의 하강에 의한 역스퀴시와 함께 연소되는 것으로 판단되며, 이러한 점이 2단연소형 피스톤의 연료소비율이 높게 되는 주된 이유라 분석된다. 따라서 향후의 연구 방향은 NO의 배출율과 CO의 배출율의 저감효과를 유지하면서, 제1단의 연소시에 더욱 많은 비율의 연료가 연소하도록 연소실의 형상을 개선하는 일이라 하는 점을 제시한다.

- September 3-5, pp. 645~649, 1990.
4. I. Glassman, Combustion, Academic press, pp. 362~373, 1996.
 5. G. Sybon and W. Leuckel, "Experimental studies on formation and reduction of Nitric and Nitrous oxide in Advanced Combustion Systems", Clean combustion technology, pp. 49~65, 1999.
 6. J. U. Bae, "Behavior of Diesel Sprays Passing Through a Cylindrical tube in high pressure Air Circumstance", contributions of the research institute of maritime industry, Korea maritime University, pp. 103~114, 1994.
 7. 채재우 외 2인, 연소공학, 원창출판사, pp. 32~36, 1994.
 8. J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, pp. 509~514, 1988.

저 자 소 개



진선호(陳善昊)

1969년 11월생. 1993 해군사관학교졸업.
2002 한국해양대학교 대학원 석사과정 졸업, 현재 대한민국 해군 대위 현역 복무중



배종욱(裴鍾旭)

1948년 2월생. 1970년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1985년 부산수산대학교 기관학과 대학원 졸업(석사). 1990년 동 대학원 졸업(박사). 1976년~현재 한국해양대학교 해사대학 교수.