

발전용 가스엔진의 개발 및 연소특성에 관한 연구

김현규* · 우석근* · 전충환** · 장영준**

A Study on the Development and the Combustion Characteristics of a Stationary Gas Engine

H-K Kim · S-K Woo · C-H Jeon · Y-J Chang

Key words : Stationary Gas Engine(발전용 가스엔진), Spark Advance(점화진각), Compression Ratio(압축비), Performance(성능), Emission(배기배출물)

Abstract

Environmental concerns and shortage of petroleum have promoted considerable interest in the use of alternate fuels in stationary diesel engine. In this study, a heavy-duty, intercooler-turbocharged 6-cylinder stationary diesel engine was converted into stationary gas engine fueled with propane or natural gas for the cogeneration plants. One of the most important factors in the combustion features of a stationary gas engine is the fuel composition and operating parameters in terms of compression ratio, spark advance, and engine loads.

Experiments with different fuel gas and load conditions were carried out with combustion pressure analysis and NO_x measurement. Combustion analysis based on P-θ diagrams was also investigated by means of combustion duration and cycle variation. Compression ratio is 10.0 and ignition timing is set by using the gasoline setting as a base line and advanced toward BTDC. The results show that fuel composition and spark advance have dominant effects on combustion and NO_x characteristics at operating conditions.

1. 서 론

최근 화석연료의 사용 증가에 따라 석유대체에
너지의 필요성 고조, 국가적 에너지 수급 조정, 에

너지 이용 효율 향상 및 대기 환경 보전 등을 이유
로 발전용 가스엔진⁽¹⁾⁽²⁾이 전세계적으로 새롭게 연
구 개발되어 활용되고 있다.

가스엔진은 연료 공급방식과 착화방식 등에 따

* 쌍용중공업(주)원고접수일 : 2000년 8월)

** 부산대학교 기계공학부

라 차이가 있다. 주요 엔진 제작사들의 가스엔진 특성을 살펴보면, MAN-B&W 등⁽⁴⁾은 압축행정 말기에 연소실내에 고압의 연료가스를 직접분사한 후 디젤연료를 소량 분사하여 착화시키는 디젤형 이중연료방식을 개발하였다. MAN 등⁽⁴⁾은 연료가스와 공기의 예혼합기를 연소실내에 흡입시켜 압축 후 디젤연료로 착화시키는 오토형 이중연료방식을 개발했고, Yanmar 등^{(5),(6)}은 예혼합기를 흡입, 압축후 전기 점화플러그에 의하여 불꽃 착화시키는 오토사이클 방식을 개발하였다. 그러나, 최근에는 열효율 향상, 연료소비율 저감 및 배기가스 규제 대응책으로서 주연소실 가까이에 예연소실을 마련하여 가스연료를 회박 연소시키는 방식^{(7),(8)}이 주로 연구되어 실용화되고 있다.

한편, 국내에서는 열병합 발전시스템에 의한 범국가적인 에너지 이용효율 향상과 공해문제 대처 방안으로 디젤엔진을 대체할 수 있는 가스엔진의 보급이 절실히 요구되어 왔다. 그러나 발전용 가스엔진에 대한 개발 연구가 거의 이루어지지 않아 이제까지 일부 수요처에서는 수입품이 단순 보급 설치되어왔다.

본 연구에서는 기존의 발전용 디젤엔진을 피스톤과 실린더헤드를 변경하고 가스혼합장치와 점화장치를 추가하여 불꽃점화식 가스엔진으로 시제 개발하였고 LPG(Liquified Petroleum Gas)와 CNG(Compressed Natural Gas) 연소시의 연소와 배기 특성을 조사하고 CNG 연소시 점화진각이 연소 및 배기 특성에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 가스엔진의 주요제원

본 연구에서 가스엔진 시제품 개발에 사용된 디젤엔진은 4행정, 공기냉각기 부착 과급 6기통으로, 상용 및 비상용 발전장치의 원동기로 사용되는 엔진이다. 디젤엔진을 가스엔진으로 개조함에 있어 다음과 같은 작업을 수행하였다. 디젤엔진에서 연료분사펌프와 노즐을 제거하고 가스연료혼합장치와 전기점화장치를 설치하였다. 피스톤은 크라운형상을 토로이드형에서 헤미형으로, 압축비를 14에서 10으로 개조하였다. 연료밸브가 설치된 자리에 점화플러그를 설치하기 위해 실린더헤드를

Table 1. Specification of Deisel and Gas Engine

Item	Diesel engine	Gas engine
Type of engine	4-valve Intercooler-Turbocharged	
Bore × Stroke	140 × 152 mm	
Total displacement	14 liter	
Compression ratio	14	10
Connecting rod length	304.5 mm	
Intake valve Open/Close	10° BTDC / 40° ABDC	
Exhaust valve Open/Close	29° BBDC / 44° ATDC	
Fuel supply system	Fuel pump / nozzle	Gas fuel mixer / regulator
Spark system	Auto ignition	Electric discharge
Charge air cooling	Engine coolant	Charge coolant

개조하였다. 과급에 의해 고온으로 된 혼합기의 온도를 내리기 위해 혼합기 냉각기용 열교환기를 추가로 설치하였다. Table 1은 본 연구에 사용된 디젤엔진과 시제품 가스엔진의 주요 사양을 비교한 것이다.

2.1 가스연료혼합장치

가스연료혼합장치는 공기와 가스연료의 흡입차압을 이용, 이론공연비로 공기와 가스연료를 혼합하는 IMPCO사의 200T 믹서와 2개의 정압기로 구성하였다. Fig. 1은 가스연료혼합장치의 개략도를 보인다.

공기와 가스연료의 혼합은 가스믹서에서 이루어진다. 기관의 시동에 의한 공기흡입으로 공기흡입관이 부압이 되고 이 관과 연결된 가스믹서의 다이어프램실도 부압으로 된다. 이 때, 스프링장력으로 가스연료관을 막고 있던 다이어프램 일체형 가스연료밸브가 가스연료관을 열어 공기흡입관에 가스연료를 공급한다.

공기와 가스연료의 혼합비는 공기와 가스연료의 차압, 믹서내 가스연료공급관, 가스연료밸브의 크기 및 스프링 장력의 상관관계로 이루어진다. 따

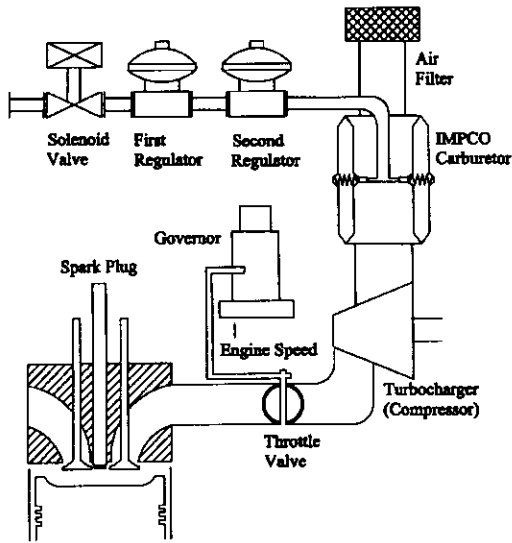


Fig. 1. Schematic diagram of fuel gas mixing system

라서, 프로판가스와 천연가스는 연료의 발열량 차이에 의해 이론혼합비가 다르므로 혼합비 사양에 맞는 믹서를 각각 사용하였다.

발전용 가스엔진의 연료공급은 주로 도시가스관을 통해 이루어지고, 도시가스의 공급압력은 1.0~1.5bar이며 지역과 성분에 따라 차이가 있다. 가스믹서로 공급되는 가스연료의 공급압력은 혼합비 결정에 큰 영향을 끼치므로 사용연료의 성분에 따라 사양과 용량이 다른 2개의 정압기에 의해 각각 제어된다.

출력조정은 엔진회전속도 조속기와 연결된 믹서 후단의 스톱밸브 개도 조정으로 혼합기량을 조정하여 이루어진다.

2.2 가스연료 저장장치와 사용연료

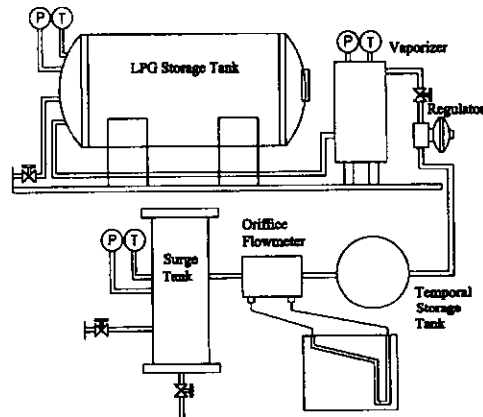
사용연료는 93.4%의 프로판가스(C_3H_8)와 89.7%의 메탄가스(CH_4)가 주성분인 천연가스를 사용하였다. 사용연료의 주요 사양은 Table 2에 나타내었다.

용량이 2.9ton인 압력용기에 약 10bar의 액체상태로 저장된 프로판가스는 엔진운전시에 기화기에 의해 기화된 후, 정압기를 지나면서 1.4bar로 감압, 서지탱크를 거쳐 엔진으로 공급되었다.

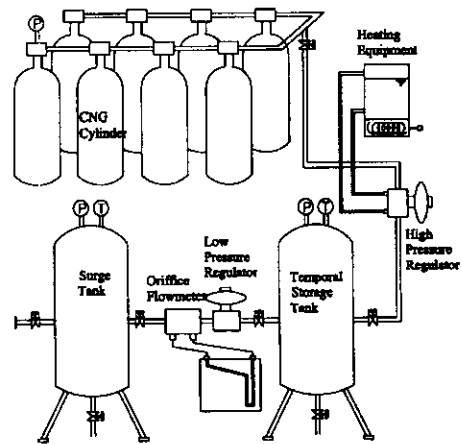
천연가스는 천연가스 차량에 주로 사용되는 100

Table 2. Specifications of Fuel Gas

	Propane gas	Natural gas
Methane(CH_4)	—	89.7 %
Ethan(C_2H_6)	1.6 %	7.6 %
Propane(C_3H_8)	93.4 %	2.0 %
i-Buthane($i-C_4H_{10}$)	4.5 %	0.3 %
n-Buthane($n-C_4H_{10}$)	0.5 %	—
Standard Gas	(C_3H_8)	(CH_4)
High Calorific Value (kcal/Nm ³)	24,230	9,537
Low Calorific Value (kcal/Nm ³)	22,270	8,574
Stoichiometric Air Amount (m ³ /m ³)	9.52	23.8
Ignition Temperature(°C)	470	595



(a) Propane gas



(b) Natural gas

Fig. 2. diagram of fuel gas storage tank

리터 실린더 8개에 각각 250bar까지 충전되어 하나의 Cart로 구성된 후, 병렬 사용되었다. 고압으로 저장된 천연가스는 엔진운전시 고압정압기에 의해 7bar까지 1차 감압된 후 감압탱크로 보내지고, 다시 정압기를 지나면서 1.4bar까지 2차 감압, 서지탱크를 거친 후 엔진으로 공급되었다. 고압정압기에서는 압축가스의 파광창에 의한 냉각으로 정압기주변에 성애가 발생하여 정압기의 기능을 정지시킬 수 있어 가열 용량이 10kW인 온수공급장치로 고압정압기 주변에 온수를 순환시켰다.

Fig. 2는 프로판가스 및 천연가스 공급장치의 개략도를 보인 것이다.

2.2 전기점화장치

전기점화장치는 점화제어장치, 점화코일, 점화플러그 및 3개의 크랭크축 회전감지센서로 이루어진다. Fig. 3은 전기점화장치의 개략도를 보인다.

점화제어장치는 Altronic사의 CPU90으로 점화시기제어가 외부에서도 가능하다. 점화플러그는 Stiff사의 S-R707로 실린더헤드와 헤드커버로 구성된 설치위치를 고려하여 길이가 300mm인 것을 사용하여 점화플러그의 설치 및 유지관리를 도모했다. 연소실이 차량용보다 훨씬 크므로 점화에너지를 45kV까지 낼 수 있는 점화코일을 실린더

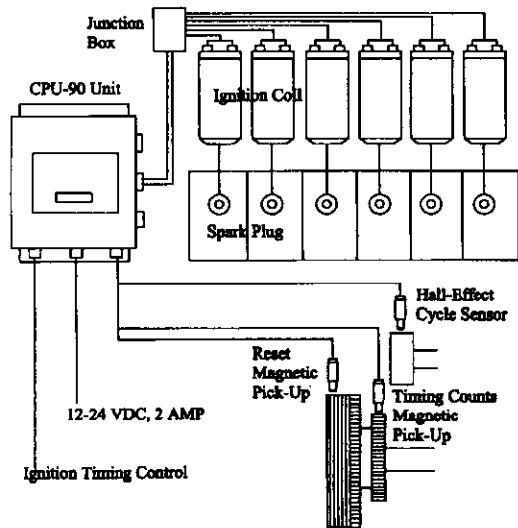
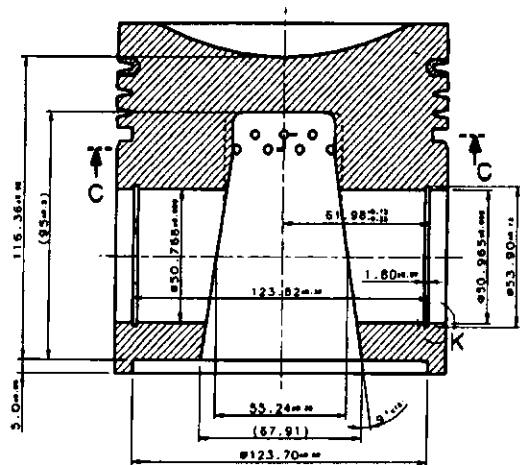


Fig. 3. Schematic diagram of spark ignition system

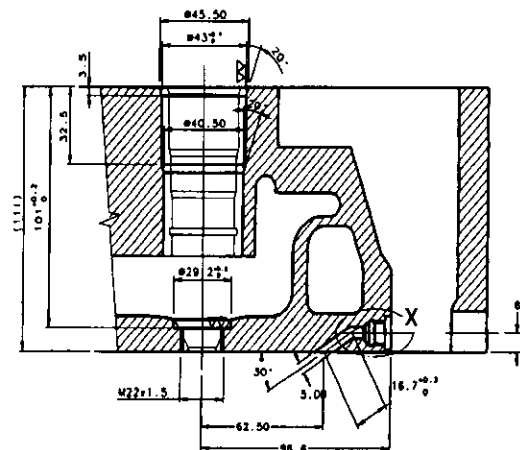
당 1개씩 사용하였다. 크랭크축 1회전을 알리는 Pick-up 센서, 크랭크축 1회전당 링기어의 펄스를 확인하는 Pick-up 센서 및 4행정 사이클을 확인하기 위한 크랭크축 2회전을 알리는 Hall Effect 센서 등 3개의 펄스신호는 점화제어장치에 입력되어 점화시기 결정에 이용된다.

2.3 실린더헤드와 피스톤

개조에 사용된 디젤엔진의 피스톤은 압축비 14의 토로이드형이다. 시제품 가스엔진은 사용연료를 프로판가스 또는 천연가스를 사용하므로 압축



(a) Postpm



(b) Cylinder head

Fig. 4. Schematic diagram of piston and cylinder head

비 14의 피스톤을 그대로 사용할 경우, 가스연료의 자기착화온도와 상관하여 조기착화 등 이상연소를 일으키므로 압축비를 내려야 한다. 기존 디젤엔진의 피스톤의 상면을 가공하여 압축비 10의 헤미형으로 변경하였다.

시제품 가스엔진은 전기 불꽃점화장치를 설치하여야 하므로, 기존 실린더헤드의 연료노즐홀더 설치위치에 점화플러그를 설치할 수 있도록 가공 변경하였고, 공기 과잉 연소인 디젤연소보다 이론 혼합비의 가스연소 쪽이 연소가스 온도가 높으므로 흡기밸브와 밸브시트의 재질을 배기밸브와 같은 재질로 변경하였다.

Fig. 4에 시제품 가스엔진에 사용된 피스톤과 실린더헤드의 형상을 나타낸 도면이다.

2.4 혼합기 냉각시스템

디젤엔진에서 흡기는 과급에 의해 그 온도가 약 120°C까지 증가하지만 약 80°C의 엔진냉각수로 냉각되어 연소실로 공급되어 연소에 이용된다. 그러나, 가스엔진 경우는 공기와 가스연료가 혼합된 후 과급되므로 혼합기의 온도가 충분히 낮지 않으면 흡기포트에서 착화, 연소실에서 조기착화 등 이상연소를 일으킬 수 있다. 따라서 혼합기 냉각기에 공급되는 냉각수는 Fig. 5처럼 엔진냉각계통과 별도로 구성하여 연소실로 들어가는 혼합기의 온도가 55°C를 넘지 않도록 하였다.

Fig. 5는 시제품 가스엔진 냉각시스템의 개략도이다.

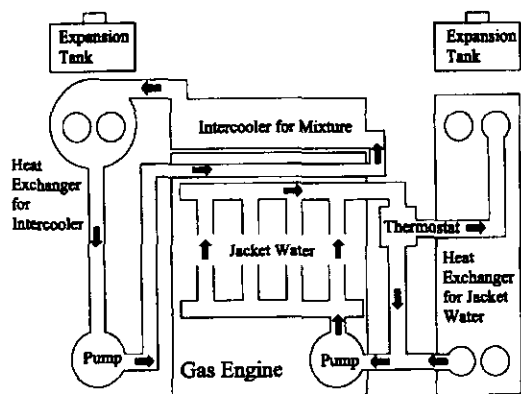


Fig. 5. Schematic diagram of engine cooling system

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

시제품 가스엔진의 시험을 위한 실험장치의 구성은 Fig. 6과 같으며, 주요 장치로는 동력계, 연소압력 자료취득장치, 배기분석기 및 기타 계측기기 등으로 되어있다.

시제품 가스엔진의 출력 제어와 측정은 Schenck사의 D1200-2e 수동력계로써 최대흡수용량은 1200kW이고 최고운전속도는 5500rpm이다. 연소실압력 측정은 Kistler사 Piezo-electric Transducer 6061과 Charge Amplifier 5011을 사용하였고, 크랭크축의 Angle Pulse와 Trigger Pulse 신호는 AVL사의 엔코더 Type 364를 사용하였다. 연소실압력을 크랭크축 Angle신호와 동기시켜 측정과 저장을 동시에 고속으로 하는 자료처리장치로는 Data Translation사의 A/D Board를 사용한 서울대학교의 SNUCAS를 사용하였다. 배기 중 질소산화물(NOx)과 산소(O₂) 농도는 Horiba사의 CLA-150과 FMA-125를 사용하였다. 가스연료의 소비량은 오리피스형 유량계를 프로판가스와 천연가스용으로 각각 준비하여 사용하였고, 공기소비량은 층류형 유량계를 사용하였다.

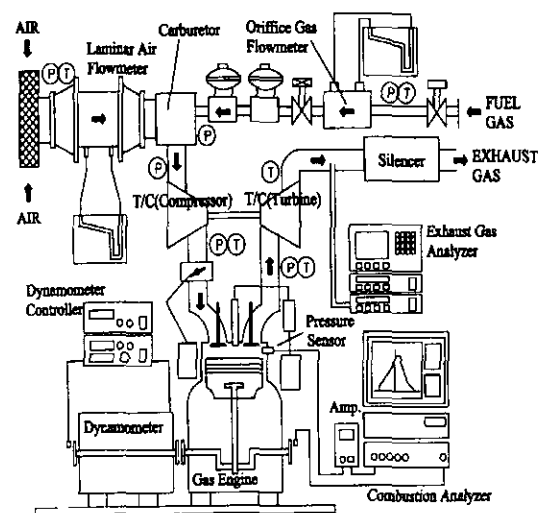


Fig. 6. Schematic diagram of experimental setup

3.2 실험방법

시제품 가스엔진은 발전용으로써 일정한 회전 속도로 운전되므로, 실험은 엔진회전속도를 정격 회전속도인 1800rpm으로 고정하고, 엔진부하율을 증가시키며, 각 부하율에서 엔진의 성능인자를 측정하였다. Table 3에 실험조건을 나타낸다.

Table 3. Experimental condition

	Test 1	Test 2	Test 3
Fuel gas	Propane gas	Natural gas	Natural gas
Ignition timing	22° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
BMEP	2.37, 3.56 4.75, 5.94, 7.12, 8.31	2.37, 3.56, 4.75, 5.94, 7.12, 8.31	2.37, 4.75, 7.12

4. 결과 및 고찰

4.1 가스엔진의 성능특성

4.1.1 가스엔진의 연소 사이클 변동 특성

먼저 시제품으로 개발된 가스엔진의 연소 안정성을 살펴보기 위해 연소 사이클 변동 특성을 확인하였다. Fig. 7은 Test 1조건에서 BMEP가 7.12 bar일 때, 취득된 100사이클의 연소실압력 P를 크랭크축 각도 θ 에 따라 100 사이클을 모두 나타낸 것으로, 점화이후 연소과정에서 실린더 내부압력이 사이클에 따라 일정하게 유지하지 않고 변동하고 있음을 보여준다. 이러한 사이클 변동현상은 같은 운전 조건이라 할지라도 점화 직후 연소초기에 각각의 사이클마다 실린더 내의 유동과 연료분포 등이 다르게 나타나는데 그 원인이 있다.

Fig. 8에는 Fig. 7의 압력데이터를 사이클에 따라 연소최고압력(Pmax), 도시평균압력(IMEP) 및 연소최고압력 발생 크랭크각도(θ Pmax)와 각 값의 사이클 변화계수(Coefficient Of Variation, COV)를 나타낸 것이다. IMEP는 사이클에 따라 비교적 적은 양이 변화하였으나 Pmax와 θ Pmax는 크게 변화하였다. 특히 Pmax와 θ Pmax는 대칭된 관계를 보여 Pmax가 증가하면 θ Pmax는 상사점으로 당겨지는 엔진연소의 일반적 경향을 보여주고 있다. COV(Pmax)는 5.458%, COV(IMEP)는

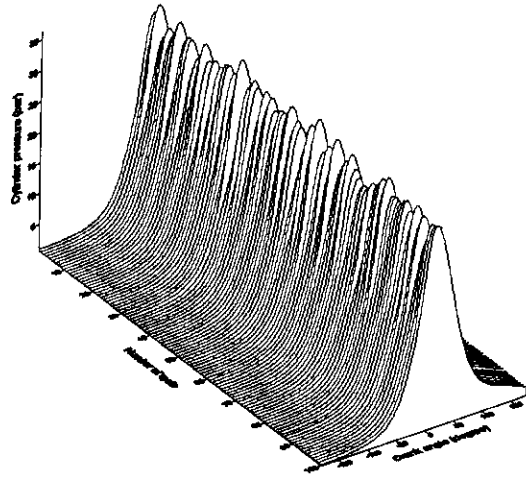


Fig. 7 Cycle variation of cylinder pressure

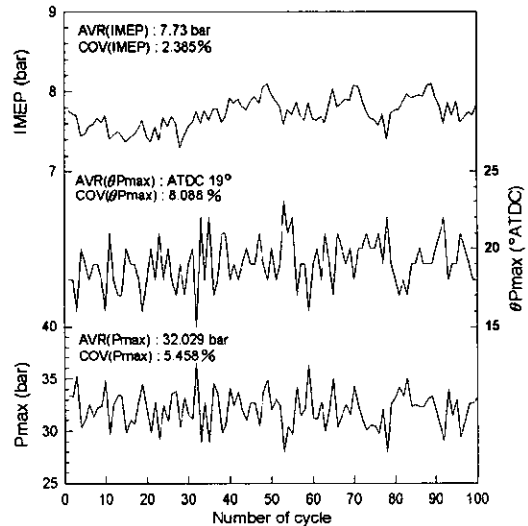


Fig. 8 Cycle variation of Pmax, IMEP and θ Pmax

2.358%, COV(θ Pmax)는 8.088%로 COV가 10%를 초과하지 않았으나, 연소가 약간 불안정한 상태임을 보여주며 이는 시제품 가스엔진이 기존의 디젤 엔진의 흡기포트, 밸브타이밍 등을 그대로 사용함에 기인하는 것으로 연소에 영향을 주는 유동 등 연소조건을 좀 더 최적화할 필요가 있음을 보여준다.

4.1.2 가스엔진의 부하율 변화에 따른 연소 및 NOx 배출특성

각 Test조건에서 부하율 증가에 따라, 연소실 압력(Cylinder pressure), 열방출율(Heat release)

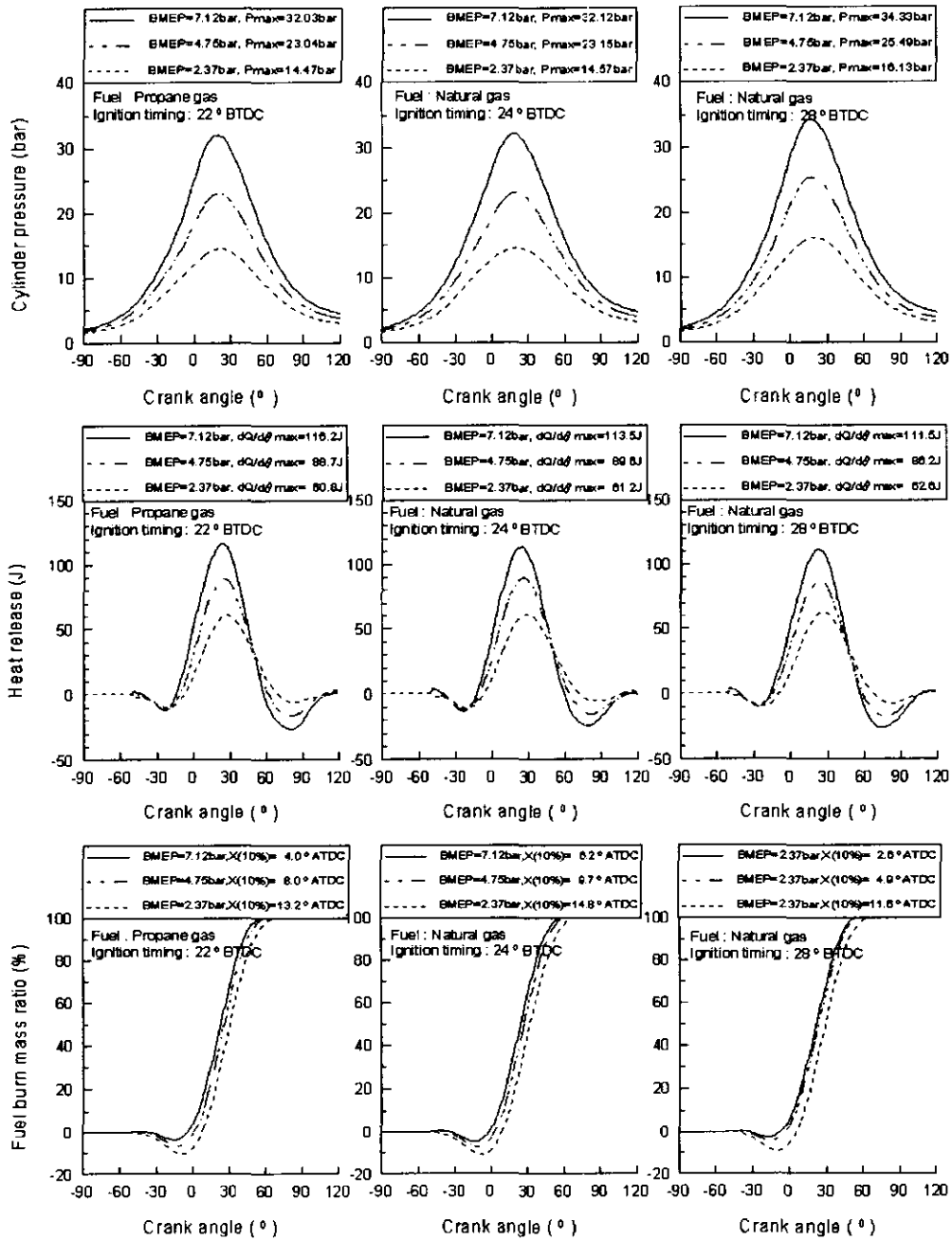


Fig. 9 The effect of fuel gas composition and spark timing on combustion

및 질량연소율(Fuel burn mass ratio)을 크랭크각도로 나타낸 것이 Fig. 9이고, Pmax, θ Pmax, 및 IMEP 변화를 연소사이클에 따라 나타낸 것이 Fig. 10이다.

각 Test조건에서 부하율이 증가함에 따라 Pmax와 IMEP는 지속적으로 증가하며 θ Pmax는 상사점으로 당겨지고 있다. COV(Pmax), COV(IMEP) 및 COV(θ Pmax)는 엔진부하가 증가함에 따라 감

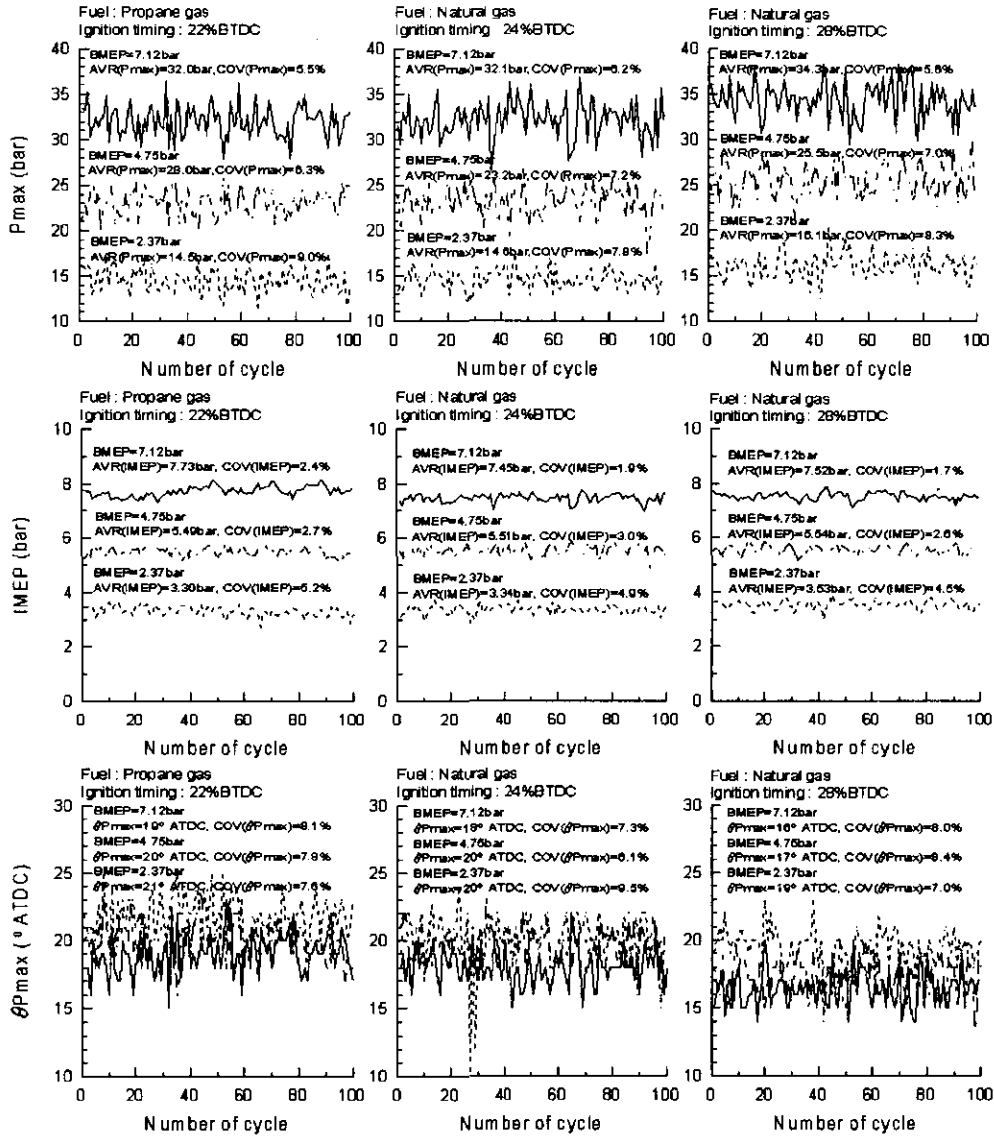


Fig. 10 The effect of fuel gas composition and spark timing on cycle variation

소하는데 이것은 부하율 증가에 따라 연소가 안정되어 가는 것을 나타낸다.

시제품 가스엔진을 각 Test조건에서 운전하였을 때, 공기소비량, 연료소비량, 공기소비량을 연료소비량으로 나눈 공연비(A/F ratio) 및 단위출력과 단위시간당 연료소비량을 열량으로 나타낸 연료소비율(SFOC)을 Fig. 11에, 공기, 가스 및 혼합기의 믹서 전후에서의 압력을 Fig. 12, Pmax, 과

급기(터빈)전의 배기온도 및 질소산화물(NOx, O₂ 13%) 및 산소(O₂) 농도 변화를 Fig. 13에 부하율 증가에 따라 나타내었다.

Fig. 11에서, 공기소비량과 연료소비량은 엔진 부하가 증가함에 따라 증가한다. 그러나, 공연비는 부하율 증가에 상관없이 일정하게 유지되고 있다. 이것은 공기와 연료를 혼합하는 믹서가 부하율에 상관없이 혼합비를 거의 일정하게 잘 유지하고 있

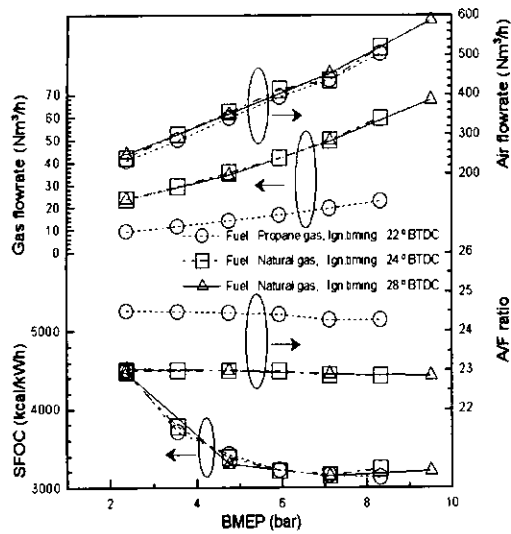


Fig. 11 The effect of fuel gas composition and spark timing on engine performance 1

음을 나타낸다. SFOC는 부하율 증가에 따라 감소 경향을 나타내며 이는 부하율이 증가할수록 엔진의 연소가 안정되어 열효율이 증가되어 감을 나타낸다.

Fig. 12에서, 가스믹서 전후의 공기와 연료 및 혼합기 압력이 부하율이 증가함에 따라 감소하는 경향을 나타내고 있는데, 이것은 부하율 증가에 따른 공기량의 증가로 인하여 더 많은 연료를 공급해야 하는 믹서와 정압기의 압력특성에 기인한다. 또, 가스믹서 전의 공기와 연료의 공급차압이 일정하게 유지되고 있는데, 이는 혼합기의 혼합비가 일정하게 유지되고 있음을 잘 나타내고 있다. 그러나 과급된 혼합기의 압력은 부하율 증가에 따라 과급율의 증가에 의해 증가하고 있다.

Fig. 13에서 Pmax은 부하율 증가에 따라 증가하며, 배기온도는 부하율이 증가함에 따라 어느 정도까지 증가한 후 그 이상은 부하율이 증가하여도 큰 변화가 없다. NOx, O₂ 13%는 부하율이 증가함에 따라 증가한 후 감소하며, O₂는 변화가 거의 없다.

4.2 사용연료 변경에 따른 엔진연소 및 NOx 배출특성

Fig. 9와 Fig. 10을 보면, 각 엔진부하율에서 사용연료의 차이에 따른 연소특성 변화는 거의 보이

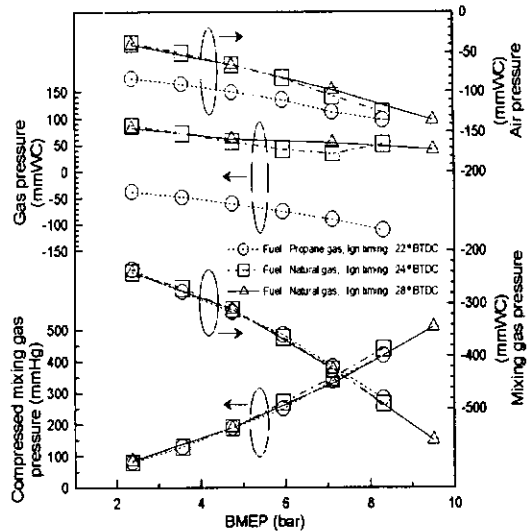


Fig. 12 The effect of fuel gas composition and spark timing on engine performance 2

지 않고 있다. 이것은 Fig. 11에서 알 수 있는 것처럼, 연소실내에의 연소는 사용연료의 특성보다 혼합기의 특성에 지배를 받기 때문이라고 생각된다.

Fig. 11에서, 공기소비량은 사용연료에 상관없이 각 부하율에서 거의 같은 양을 나타내며, 이것은 공기흡입이 같은 체적을 가진 연소실이 같은 엔진회전속도로 운전되기 때문이다. 연료소비량은 천연가스가 프로판가스보다 2배정도 많고 공연비는 1/2정도이다. 이것은 천연가스의 저위발열량이 프로판가스의 것과 비교해서 1/2정도이기 때문이며, 연소실내에서의 연소가 사용연료의 발열량보다는 혼합기의 발열량에 의해 이루어짐을 알 수 있다. SFOC도 사용연료에 상관없이 거의 같은 값을 나타내고 있다.

Fig. 12에서, 믹서 전의 공기압력과 연료의 압력 차이 경향은 Fig. 11에서 나타난 공기소비량과 연료소비량의 경향과 잘 일치하고 있다. 또, 과급기 전후의 혼합기 압력 차이 경향은 연료소비율 차이처럼 연료에 상관없이 거의 같다.

Fig. 13에서 배기온도는 사용연료에 따라 차이가 없다. 그러나, NOx, O₂ 130%는 천연가스로 운전할 때 감소하는데, 이것은 천연가스의 발열량이 프로판가스의 발열량보다 훨씬 낮아, 국소적으로 발생할 수 있는 고온연소의 빈도가 천연가스쪽이

낮기때문이라 생각된다.

4.3 점화진각 변경에 따른 엔진의 연소 및 NOx 배출특성

Fig. 9에서, 점화진각에 의해 Pmax, IMEP는 증가하고 θP_{max} 는 상사점으로 당겨지는 일반적인 연소특성을 잘 나타내고 있다. Fig. 10에서 점화진각에 의해 COV(Pmax), COV(IMEP) 및 COV(θP_{max})는 감소하여, 본 시제품 엔진에서는 점화진각으로 연소가 약간 안정되는 것을 알 수 있다.

Fig. 11과 Fig. 12에서 점화시기 진각에 의해 공기와 연료의 유량 및 압력에는 변화가 없는 것을 알 수 있다. Fig. 13에서 배기가스의 온도는 점화진각으로 약간 감소하는데, 이것은 Fig. 9와 Fig. 10에서 연소가 상사점쪽으로 당겨짐에 따라 팽창행정에서 압력값이 낮아진 것에 기인하는 일반적 경향과 잘 일치한다. 질소산화물의 농도는 점화진각에 의해 증가하는데, 이것도 Fig. 9와 Fig. 10에서 알 수 있는 것처럼 점화진각으로 폭발연소기간이 점화진각만큼 당겨져 TDC 가까이에서 발생하여 Pmax가 증가하고, 이것이 화염온도 상승에 기인한다는 일반적 경향과 잘 일치한다.

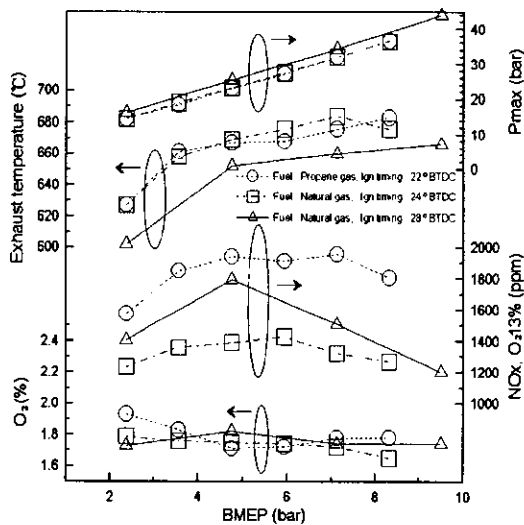


Fig. 13 The effect of fuel gas composition and spark timing on engine performance 3

5. 결 론

기존의 발전용 디젤엔진을 피스톤과 실린더헤드를 변경하고, 가스연료혼합장치와 전기점화장치를 추가하여 불꽃점화식 가스엔진을 시제품으로 개발하여, 프로판가스와 천연가스로 운전할 때의 연소 및 배기 특성을 조사하고 천연가스로 운전할 때 점화진각에 의한 연소 및 배기 특성을 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 부하율 증가에 따라 Pmax와 IMEP는 증가하고, θP_{max} 는 상사점으로 당겨진다. 사용연료의 차이는 없고, 점화진각에 의해 Pmax와 IMEP는 증가하며, θP_{max} 는 상사점으로 당겨진다.
2. 공기소모량은 부하율 증가에 따라 증가하고, 사용연료나 점화진각에 상관없이 일정하다.
3. 연료소모량은 부하율 증가에 따라 증가하고 천연가스의 소비량이 프로판가스의 소비량보다 많으며, 점화시기의 영향은 없다.
4. 공연비는 부하율 증가에 따라 변화없으며, 사용연료가 다를 경우 다르고 점화시기의 영향은 없다.
5. 공기와 연료의 믹서 전후 압력 및 과급기 후의 압력 경향은 공기와 연료의 소모량 경향과 동일하다.
6. 배기온도는 사용연료에 상관없고, 점화진각에 의해 감소한다.
7. 질소산화물의 농도는 천연가스로 운전할 때가 프로판가스 운전보다 적게 배출되고, 점화진각에 의해 증가한다.

참고문헌

1. S. Kurosawa, "R & D of cogeneration system in ACT 90", 日本冷凍, 68卷, 784號, pp.91, 1993. 2.
2. A. Miyahara, "도시가스연소 가스터빈, 가스엔진의 환경대책", 배관기술, 1992. 12.
3. T. Fukuda, M. Ohtsu, M. hanafusa, P. S. Perderson, O. Grone and O. Schnohr, "Development of the world's first large-bore gas injection engine", 21th CIMAC, D51, 1993.

4. A. Kawasaki, "Fuji Gas Diesel Engine", 日本內燃機關, 31卷, 283號, pp.29~37, 1983. 9.
5. N.C. Macari, R.D. Richardson, "Operation of a caterpillar 3516 Spark-Ignited Engine on Low-Btu Fuel", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 109, pp.443~447, 1987. 10.
6. T. Nishikawa, S. Utsuyama, K. Takahashi and K. Nakano, "Application of Fuel Gases with Low Calorific Value to Spark Ignited Gas Engine", Nippon Kokan Technical Report, Overseas No. 44, pp.79~86, 1985.
7. T. Nakazono, H. Nishizawa, D. Bokura, T. Miyakawa, K. Fujino and Y. Itoh, "Development of High Performance 300kW Lean Burn Gas Engine", 20th CIMAC, D69, 1993.
8. D. Bokura, T. Nakazono and T. Furuta, "Research and development of the Yanmar pre-chamber Lean Burn Gas Engine", 日本內燃機關, 31卷 387號, pp.87~93, 1992. 1.

저 자 소 개



김현규(金鉉珪)

1966년 3월생. 1990년 부산대학교 정밀기계공학과 졸업. 1992년 동대학원 정밀기계공학과 졸업(석사). 1992년~현재 쌍용중공업(주)



우석근(禹碩根)

1949년 7월생. 1972년 서울대학교 기계공학과 졸업. 1994년 창원대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1975년~1977년 국방과학연구소 연구원. 1977년~현재 쌍용중공업(주). 당학회 회원



전충환(全忠煥)

1962년 10월생. 1985년 부산대학교 기계공학과 졸업. 1988년 동대학원 기계공학과 졸업(석사). 1994년 동대학원 기계공학과 졸업(박사). 1995년~1996년 펜실베이니아 주 린대 추진공학연구센터 Post/Doc. 현재 부산대학교 기계공학부 교수. 당학회 정회원



장영준(張英俊)

1947년 5월생. 1975년 부산대학교 기계공학과 졸업. 1977년 동대학원 기계공학과 졸업(석사). 1986년 일본 동경공업대학 대학원 기계공학과 졸업(박사). 현재 부산대학교 기계공학부 교수. 당학회 정회원.