

## LPG 연료를 이용한 직접분사식 스파크점화 엔진의 특성에 관한 연구

이 민 호<sup>\*1)</sup> · 정 동 수<sup>2)</sup> · 차 경 옥<sup>3)</sup>

명지대학교 대학원 기계공학과<sup>1)</sup> · 한국기계연구원<sup>2)</sup> · 명지대학교 기계공학과<sup>3)</sup>

### A Study on the Characteristics of Direct Injection Spark Ignition Engine using a Liquefied Petroleum Gas Fuel

Minho Lee<sup>\*1)</sup> · Dongsoo Jeong<sup>2)</sup> · Kyungok Cha<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Myongji Graduate School, Gyeonggi 449-728, Korea

<sup>2)</sup>Kimm, P.O. Box 101, Yuseong, Daejeon 305-343, Korea

<sup>3)</sup>Department of Mechanical Engineering, Myongji University, Gyeonggi 449-728, Korea

(Received 5 July 2004 / Accepted 28 December 2004)

**Abstract** : According to the increasing concern on the global environment, the CO<sub>2</sub> regulation has been discussed including automobile emission regulation. In order to cope with this rapid changing circumstances, the development of an ultra low emission and super fuel economy automobile is essential.

Direct injection LPG engine is the one of the possible future engine to maximize the engine efficiency. This experimental study for the development of direct injection LPG engine technology is promoted with two parts; spray characteristics of high pressure swirl injector, and performance characteristics of direct injection LPG engine.

Engine characteristics according to the fuel was analyzed in order to establish stratified combustion technology for LPG engine by using the DISI engine. In the engine experiment, control system was manufactured for gasoline and LPG fuel. The engine was modified 2,000 cc GDI engine (fuel supply device, fuel injection device). Through this experiment, engine operating condition, engine speed and spark timing (MBT), fuel injection position, and fuel rate were investigated.

**Key words** : DISI (Direct injection spark ignition, 직접분사식 스파크점화), GDI (Gasoline direct injection 가솔린 직접분사), Lean combustion (희박연소), MBT timing (Minimum spark advance for best torque timing)

### 1. 서론

최근에 자동차의 공해 저감을 위한 대책으로는 2005년 EURO IV와 같은 배출가스 규제와 동시에 2008년 CO<sub>2</sub> 저감을 위한 연비규제가 계속적으로 강화될 예정이다. 이러한 배출가스 규제 및 연비 저감에 대응할 수 있는 엔진 기술로는 직접분사식 스파크점화(DISI, Direct Injection Spark Ignition) 엔진과

디젤고속 직접분사식(HSDI, High Speed Direct Injection) 엔진, 그리고 청정 대체연료엔진 등을 들 수 있다.

이 중 DISI 엔진은 원하는 위치에 정확히 연료를 분사시킬 수 있기 때문에 부분부하 영역에서는 총상급기에 따른 초회박 연소로서 고연비가 이루어지게 되고, 고부하 영역에서는 균일 혼합에 의한 포트 분사식 가솔린엔진처럼 높은 출력을 나타내는 장점을 가진다. 또한 공연비를 정확히 제어할 수 있어서

<sup>\*</sup>To whom correspondence should be addressed.  
lice92@kimm.re.kr

응답성이 양호하며, 연료 분사시기를 정밀하게 제어할 수 있기에 혼합기의 확산 제어를 하여 적은 연료로서 고효율의 연소를 이룰 수 있다. 또한 디젤엔진과 같이 흡입저항을 적게 함으로서 저 부하에서는 펌핑 손실을 줄일 수 있기에, 연비를 향상시킬 수 있다. 그러나 약간 높은 제조 단가로 약 30% 까지 연비를 향상시킬 수 있는 최신 직접분사식 디젤 엔진과 비교했을 때 현재 제조단가가 높은 DISI 기술은 약 10% 정도의 연비만을 향상시킬 수 있기 때문에 대부분의 소비자들은 연비와 제조단가 면에서 DISI는 더 많은 개선이 필요하다고 생각하고 있다.

연료자체의 청정성, 공급 가능량, 사용의 편의성, 대체비용 면에서도 현재 사용이 가능한 청정연료로는 천연가스, LPG, 알코올, DME 등을 들 수 있다. 이 중 LPG 연료를 이용한 기존의 방식은 기화기를 사용하여 연료를 공급하는 방식이다. 이러한 방식은 연비의 향상, 배기의 저감 및 고부하 영역에서의 출력저하에 따른 개선은 한계가 있기 마련이다. 따라서 이러한 한계를 개선하려고 하는 최근의 기술이 LPG - MPI 방식이다. 이 방식은 연료를 공급하는 시스템으로 LPG를 흡기 메니폴드에 액체로 분사시켜서 연비효과를 많이 개선하고 있다. 그러나 이런 액상 LPG - MPI 연료공급 시스템보다 DISI LPG 연료공급 시스템의 경우는 연비 향상 및 배기가스를 저감할 수 있는 기술로서 받아들여지고 있고, 지구온난화와 관련하여 특히 강조되고 있는 이산화탄소 배출의 감소를 위한 미래기술로서 제시되어 미국, 영국, 일본 등 일부 선진국에서 연구가 진행되고 있다.<sup>1-4)</sup> 그러나 아직은 실용화되고 있지 않는 분야이다.

GDI 엔진처럼 성층화를 위해서는 연소실내 공기 유동 못지않게 공급연료의 특성도 중요한데, LPG 연료는 상온에서 액체상태의 유지가 용이한 장점을 갖고 있으므로 상기 가솔린 GDI 기술을 접목시킬 경우 LPG 연료를 직접 분사시키는 것은 가능할 것으로 판단된다. 그러므로 본 연구에서는 이러한 직접분사식 엔진의 연료로서 LPG를 적용하기 위하여 가솔린과 LPG 연료의 분사 특성<sup>10,11)</sup>과 직접분사식 엔진에 적용했을 경우의 특성 등을 규명하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 LPG 연료의 분사특성 실험

Fig. 1은 가솔린과 LPG 연료의 분사특성을 파악하기 위한 고압스윙 인젝터 분사특성 실험장치를 나타낸 개략도이다.

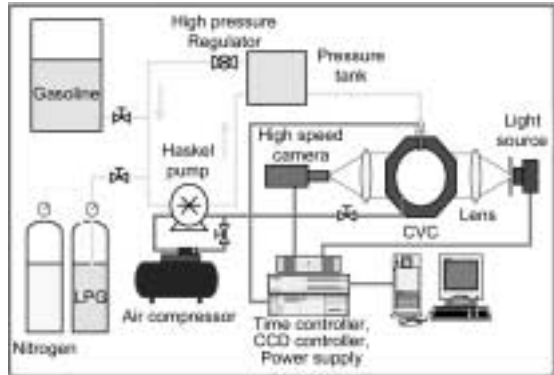


Fig. 1 The experimental setup for the fuel injection

가솔린은 대기상태일 때는 액체이지만 LPG는 기상이기 때문에 가압된 볼베를 사용하여야 하며, 각각의 연료로부터 압축펌프로 연결되는 라인에는 제어 및 차단밸브를 장착하여 조절할 수 있도록 하였다. 연료탱크로부터의 액상연료는 레귤레이터와 Mass flow-meter를 통하여 연료 가압펌프로 들어가게 된다. 이때 압축된 연료는 압력탱크에 저장된 후 인젝터 제어신호에 의하여 분사되게 된다.

인젝터의 분사시간은 Digital Delay Generator (DG 535, Stanford research)를 사용하여 조절하였고, 이 신호에 따라 광원과 카메라는 동조하게 된다. 광원은 Halogen lamp를 사용하였으며, 카메라는 고속카메라 (Pi-max, Roper scientific)를 사용하여 가시화 하였다.

본 실험의 조건은 Table 1과 같다. 특히, 주위온도

Table 1 Test condition of fuel injection experiment

Fuel type	Gasoline / LPG
Injector	High pressure swirl injector
Rail pressure (bar)	30, 50, 70, 90, 110
Surround pressure (bar)	0, 3, 7, 11
Injection period (ms)	1 ~ 7
Surround temp.(°C)	25, 80

의 영향에 따른 특성을 파악하기 위하여 정적연소기 내부 온도를 히터를 이용하여 적정한 측정온도로 가열·조절하게 된다.

### 2.2 직접분사식 엔진 적용 실험

본 실험에 사용된 엔진은 상용 2,000 cc SI 엔진을 1,975 cc DISI 엔진으로 개조하여 사용하였으며, 엔진의 구성은 Fig. 2, 엔진 사양은 Table 2와 같다. 엔진의 배기량은 1,975 cc이고 4행정 4실린더 DOHC 엔진으로서, 압축비는 11.0 : 1이며, 연소실 형상은 펜트루프 형태이다.

전체 실험장치는 DISI 엔진, 엔진 연료 공급장치 및 압력제어 레귤레이터, 엔진 구동장치 및 제어장치, 엔진 연료분사·점화 제어장치, 엔진 동력계 및

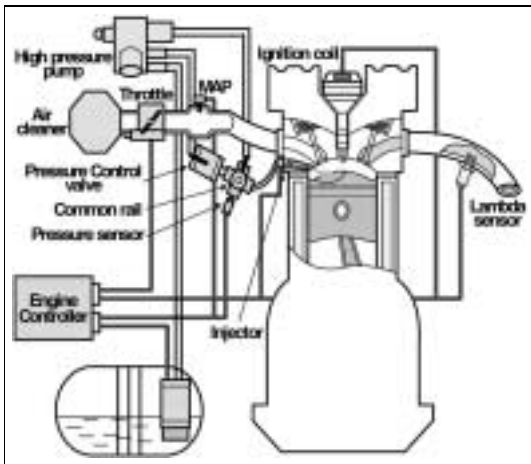


Fig. 2 Schematic diagram of direct injection engine

Table 2 Specification of test engine

Engine type	4 stroke, 4 cylinder	
Bore * Stroke	82.0 * 93.5 mm	
Displacement	1,975 cc	
Valve type	DOHC 4 Valve	
Compression ratio	11.0 : 1	
Combustion chamber	Pent-roof type	
Max. power	141 ps / 6000 rpm	
Max. torque	18.6 kg · m / 4500 rpm	
Intake	open	BTDC 18°
	close	ABDC 54°
Exhaust	open	BBDC 47°
	close	ATDC 17°

동력계 컨트롤러, 냉각수·엔진오일 제어장치, 측정 장치 (Lambda meter, Exhaust gas analyzer, Intake pressure analyzer, Combustion pressure, Rotary encoder, 근접센서) 및 제어 센서 (MAP, TPS, Fuel pressure, O<sub>2</sub> 센서) 등으로 구성하였다.

실험용 DISI 엔진의 크랭크축을 동력계에 직결하여 부하를 제어하고 토크를 측정하였으며, 반대편의 동력계 축에 제어 모터를 장착해서 초기에 엔진을 구동시켜 주게 된다. 스파크 플러그 타입의 압력 센서를 이용하여 연소실내 압력을 계측하였고, 취득한 데이터는 데이터보드를 통해 PC에 저장하였으며, 배기관에는 CO, HC, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> 등의 농도를 측정할 수 있는 배기가스 분석기를 사용하여 배기가스 농도를 계측하였다. Table 3은 엔진실험의 조건이다.

Table 3 Experimental condition for engine test

Engine speed	1000 rpm
Spark timing	MBT - Gasoline : 30° BTDC - LPG : 35° BTDC
Injection position	25° BTDC ~ 170° BTDC (10° BTDC 간격)
Lambda value (A/F ratio)	Variable (rich A / F (10.3 : 1) ~ lean limit A / F(40:1)
Load	1 / 4 Load

## 3. 실험 결과 및 고찰

### 3.1 연료분사 특성

Fig. 3은 가솔린과 LPG 연료의 분사량을 측정하여 비교한 것이다. 분위기 조건은 대기압 조건이다. 가솔린과 LPG 연료 모두 선형적으로 증가하고 있으나, 분사시간이 증가할수록 분사량 차이가 발생함을 알 수 있다. 가솔린과 LPG 연료의 분사량 차이는 5.7 % 정도로 가솔린의 분사량이 많이 나타나고 있음을 볼 수 있다.

#### 3.1.1 가솔린 연료의 분무 및 증발 특성

Fig. 4에서 (a), (b), (c)는 분사된 가솔린연료의 액적 및 증기를 촬영한 결과이다. Fig. 4(a)는 대기압, 상온 조건에서 가솔린연료를 50 bar로 분사하였을 때의 결과이다. 분사시간은 2.0 ms로 일정하며 분사 조건에 의해서 분사지연이 0.9 ms ~ 1.0 ms 정도에

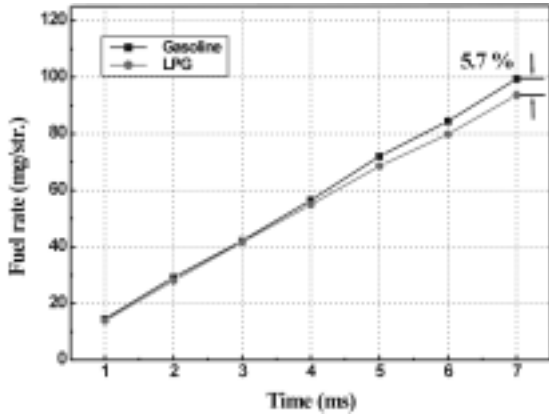


Fig. 3 Comparison of injection rate between gasoline and LPG fuel ( $P_{inj}=50\text{bar}$ ,  $P_{sur}=0\text{bar}$ ,  $T_{sur}=25^\circ\text{C}$ )

서 발생함을 관찰할 수 있었다.

대기압, 상온 조건에서 가솔린연료는 예비분사가 먼저 관찰되고 나서 본분사가 일어나기에, 확연히 두 분사가 구분되어짐을 알 수가 있다. 그리고 본분사는 삼각형의 형상을 가지며 여전히 분무의 하류 방향으로 예비분무가 계속 존재함을 볼 수 있다.

이는 분무의 형상에 영향을 주는 주위공기의 마찰이 적기 때문에 분무가 원래의 형상을 그대로 유지할 수 있으며, 분무전단의 가장 자리에서 발생하는 토로이달 와류의 발생이 거의 일어나지 않고 분사 말기에 희미하게 관찰되는 것을 확인할 수 있다.

액적의 분포는 분무의 형상과 크게 다르지 않고 증기의 형상도 본 분사에서는 액적의 가장 자리에 얇게 분포하고 있기 때문에 예비 분사에서는 전체적으로 넓게 분사를 나타내고 있다. 즉, 대기압, 상온 조건에서는 분사된 연료가 거의 증발하지 않음을 보여주는 결과이다.

Fig. 4(b)는 대기압의 조건에서 온도만  $80^\circ\text{C}$ 로 상승했을 때의 결과를 나타낸 것이다. 상온인 (a)와 비교해보면 분무가 원주방향으로 줄어들었으며, 예비분사와 본분사의 구분이 상대적으로 많이 희박해졌음을 알 수가 있다. 증기의 분포는 (a)와 크게 차이가 없으므로 비슷한 형상을 보여준다. 가솔린의 증발온도가  $108^\circ\text{C}$ 이고 보통 연소실 표면의 온도가  $200^\circ\text{C}$ 임을 감안할 때  $80^\circ\text{C}$ 의 온도는 짧은 시간에 분무

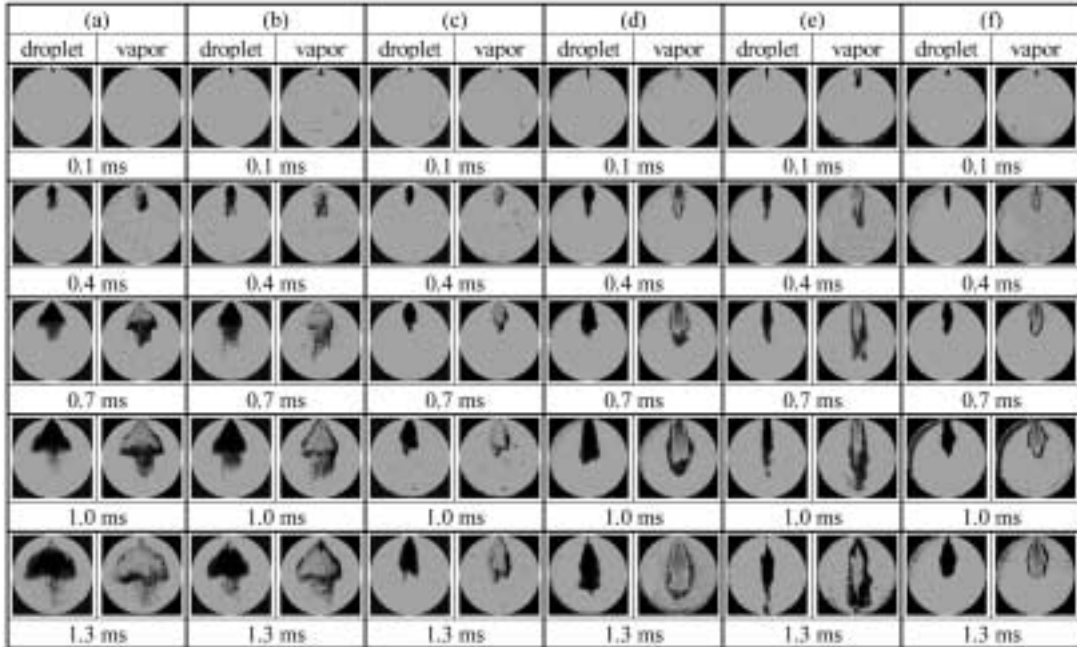


Fig. 4 The droplet and vapor distributions of gasoline (a, b, c) and LPG (d, e, f) spray

- (a)  $P_{inj}=50\text{bar}$ ,  $P_{sur}=0\text{bar}(\text{atm})$ ,  $T_{sur}=25^\circ\text{C}$ ,  $Dt=2\text{ms}$
- (b)  $P_{inj}=50\text{bar}$ ,  $P_{sur}=0\text{bar}(\text{atm})$ ,  $T_{sur}=80^\circ\text{C}$ ,  $Dt=2\text{ms}$
- (c)  $P_{inj}=50\text{bar}$ ,  $P_{sur}=7\text{bar}(\text{atm})$ ,  $T_{sur}=80^\circ\text{C}$ ,  $Dt=2\text{ms}$
- (d)  $P_{inj}=50\text{bar}$ ,  $P_{sur}=0\text{bar}(\text{atm})$ ,  $T_{sur}=25^\circ\text{C}$ ,  $Dt=2\text{ms}$
- (e)  $P_{inj}=50\text{bar}$ ,  $P_{sur}=0\text{bar}(\text{atm})$ ,  $T_{sur}=80^\circ\text{C}$ ,  $Dt=2\text{ms}$
- (f)  $P_{inj}=50\text{bar}$ ,  $P_{sur}=7\text{bar}(\text{atm})$ ,  $T_{sur}=80^\circ\text{C}$ ,  $Dt=2\text{ms}$

의 증발에 영향을 미치기에는 낮은 온도로 판단된다.

Fig. 4(c)는 엔진의 압축행정과 비슷한 조건인 7 bar의 주위 압력과 80°C의 온도 조건에서 분무의 액적 및 증기 분포를 촬영한 결과이다. 앞의 두 조건과 달리 예비분사와 본분사의 구분이 되지 않으며 분무의 형상도 상당히 축소가 되었음을 나타내고 있다. 특히 원주 방향으로서는 확실하게 수축하였는데 이는 주위압력의 증가에 의해 액적의 크기가 감소됨으로써 분사된 분무와 주위 공기와의 상호작용에 의해서 작은 액적들이 증공 상태의 분무 내부로 2차 유입됨으로서 분무가 수축되었기 때문이다. 그리고 예비분사가 관찰되지 않는 것도 주위압력의 영향에 의해 액적들이 갖는 운동 모멘텀을 쉽게 잃어버리기 때문으로 판단된다.

연료 증기의 분포는 액적들의 가장 자리에 얇게 분포할 뿐 거의 관찰되지 않으며 이는 앞에서 전술한 분무수축의 결과와 같다.

### 3.1.2 LPG 연료의 분무 및 증발 특성

Fig. 4 (d), (e), (f)는 LPG 연료의 분무 거동을 촬영한 결과이다. 먼저, Fig. 4(d)의 경우는 대기압 하에서, 상온 조건이다. 가솔린처럼 폭넓게 원주 방향으로 퍼지지 않고 전체적으로 길쭉한 형태를 유지하고 있다. 그리고 분무선단의 도달거리가 분무성장의 초기에는 아주 크게 나타나는데, 이는 가솔린에 비해 연료의 밀도가 작아 분무의 축방향 직선운동량이 원주방향의 각운동량 보다 크기 때문에 분무각이 작고 분무선단의 도달거리가 늘어난 것이다.

(d)의 증기상태를 조사해 보면 상온임에도 불구하고 연료의 증발이 가솔린과 대조적으로 상당히 많이 일어남을 볼 수 있는데, 이는 LPG 연료의 포화 증기압과 밀접한 관계가 있다.

Fig. 4(e)는 대기압, 80 °C에서 LPG 연료의 액적 및 증기의 분포를 촬영한 결과이다. 분무각이 줄어든 것은 가솔린과 마찬가지로 분무의 형상이 원뿔형보다는 가는 원통형에 근접함을 보여주고 있다. 또한, (d)와 비교했을 경우 월등하게 분무선단의 도달거리가 길며 증발특성도 아주 양호함을 볼 수 있다. 증기의 분포는 분무초기엔 주로 분무선단에 분포하나 후기엔 분무후단에도 많이 분포함을 관찰할 수 있으며 전체적으로 증기의 농도가 (d)보다 월

등히 농후하다.

Fig. 4(f)는 7 bar로 가압된 조건에서 80°C로 가열했을 때의 LPG 연료의 액적 및 증기의 분포를 촬영한 결과이다. 주위압력이 증가함으로써 초기에 곧게 뻗어 나가던 분무형상은 후반으로 갈수록 성장세가 둔화되어 선단형상이 뭉뚱하게 퍼짐을 관찰할 수 있다. 그리고 연료증기의 분포는 분무액적 주위로 얇으면서 진한 농도로 퍼져 있음을 관찰할 수 있다.

## 3.2 가솔린과 LPG 연료의 엔진성능 특성

Fig. 5는 연료를 변경하였을 경우 점화시기에 따른 DISI 엔진의 토크 및 배기 배출가스, 연소 안정성 등을 나타내고 있다. 여기서 연료 분사시기는 BTDC 120°이고, 공연비는 이론 공연비(=14.7)로 고정하여 실험을 하였다.

가솔린의 경우 MBT 값은 BTDC 30°이고, LPG의 경우 BTDC 35°이다.

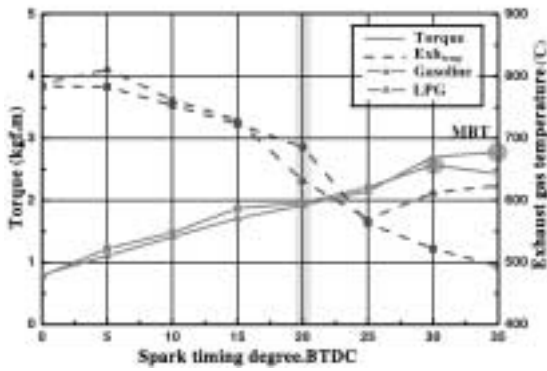
기관의 토크를 비교해 보면, LPG의 경우가 약간 증가하여 나타나는 부분도 있지만 거의 유사한 값들을 보이고 있다.

그러나 배출가스는 연료에 따라 값의 차이를 보이고 있다. 가솔린과 LPG 연료를 비교하여 보면 전체적인 부분에서 가솔린의 경우가 CO, CO<sub>2</sub>가 증가하고 있으나, HC는 감소로 나타나고 있음을 알 수 있다.

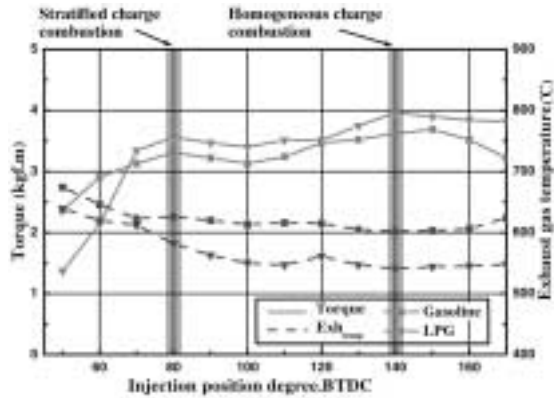
연소 안정성 면에서도 가솔린의 경우보다 LPG의 경우가 유리한 결과를 보이고 있다. 이러한 이유는 가솔린 보다 LPG의 경우가 분무를 하였을 경우에 기화하는데 있어서 유리하고, 분무의 특성이 좋은 데서 오는 결과이다.

위의 결과로부터 연소 안정성 면에서 가장 유리한 부분이며, 출력과 배출가스 면에서도 어느 정도 만족하는 점화시기는 가솔린과 LPG 모두 최적의 점화시기를 BTDC 20°로 설정하여 다음의 실험을 수행하였다.

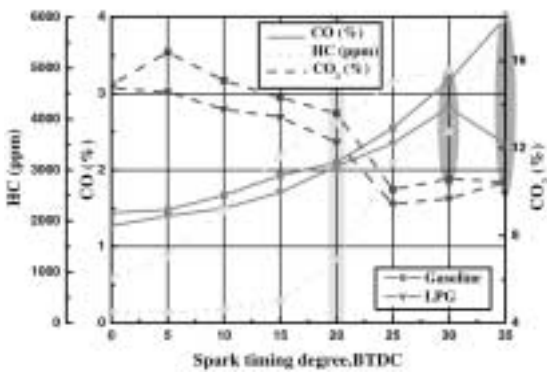
Fig. 6은 가솔린과 LPG 연료의 연료분사시기에 따른 엔진 토크, 배기 배출가스를 나타내고 있다. 실험조건은 점화시기가 BTDC 20°이고, 공연비는 이론 공연비이다.



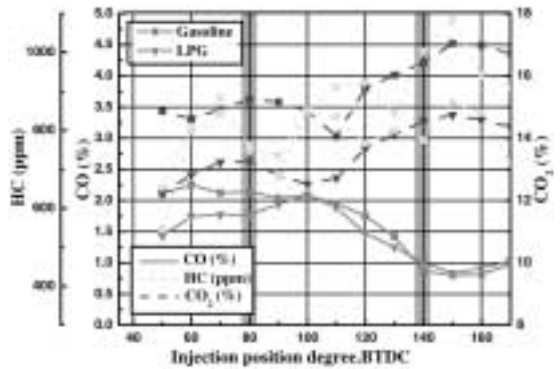
(a) Torque and exhaust gas temperature



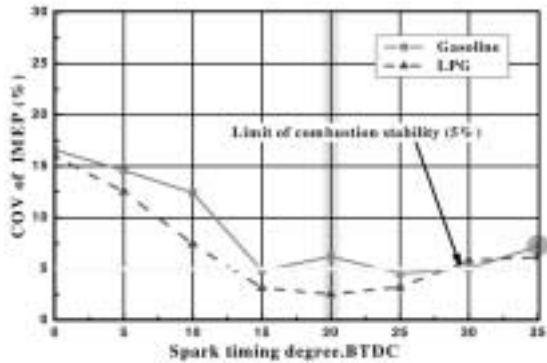
(a) Torque and exhaust gas temperature



(b) Exhaust emissions (CO, HC, CO<sub>2</sub>)



(b) Exhaust emissions (CO, HC, CO<sub>2</sub>)



(c) Combustion stability

Fig. 5 The effect of spark timing on combustion (Comparison of gasoline / LPG fuel)

최적의 연료분사 시기는 토크, 배기 배출가스, 연료의 안정성 등을 고려하여 검토할 경우 가솔린, LPG 모두 BTDC 80°, BTDC 140°이다. 여기서, BTDC 126° 이전의 값들은 흡기밸브가 닫히기 전에 연료를 분사하는 경우로서 조기연료분사에 의하여

Fig. 6 The effect of fuel injection position on combustion (Comparison of gasoline / LPG fuel)

균일한 혼합기를 생성하고 점화시기에는 연소실 전체에서 종전의 가솔린 기관과 같은 균질연소를 행하는 운전조건이며, 흡기밸브가 닫힌 후의 경우는 저속·저부하의 경우에 국부적인 성층화 연소를 행하는 후기연료분사 운전조건이다.

조기연료분사와 후기연료분사 두 운전조건을 비교해보면 조기연료분사에 의한 토크가 후기연료분사에 의한 토크보다 낮은 값을 가지고 있다. 이러한 이유는 앞의 가솔린 결과에서도 볼 수 있듯이 각 운전조건에서의 열발생율에 의한 것이다. 열발생율에 따라서 엔진 토크의 값이 변하고 있음을 볼 수 있으며, 이것은 엔진의 출력이 연소실의 연소압력과 열발생율로 변화한다고 할 수 있다.

전체적인 토크 값을 살펴보면 가솔린 보다 LPG의 경우가 약간 증가로 나타나고 있는데, 이러한 결과는 앞의 경우에서와 마찬가지로 LPG 연료 자체

의 분무특성에 의한 결과이다.

배기 배출가스 측면에서도 조기연료분사와 후기 연료분사의 경우를 나누어서 고찰해보면 HC, CO<sub>2</sub>의 경우는 후기분사로 갈수록 증가하고 있는데, CO의 경우는 감소하고 있는 것을 볼 수 있다. 또한, 앞에서와 마찬가지로 CO, CO<sub>2</sub>는 가솔린보다 LPG의 경우에 감소로 나타나고 있는데, HC의 경우는 오히려 증가하여 나타나고 있다. 따라서 비슷한 양의 배출가스를 배출하고 있으나, 특히 후기연료분사의 분사시기를 더욱 늦출수록 HC는 많이 배출되고 있다. 또한 CO도 급격히 많이 배출되고 있기에, 여기에서 LPG의 경우 HC가 가솔린 보다 많이 증가하여 나타난다.

Fig. 7은 가솔린과 LPG 연료의 엔진공연비 변화에 따른 엔진 토크와 배기 배출가스를 나타내고 있다. 실험조건은 점화시기가 BTDC 20°이고, 연료분

사 시기는 가솔린, LPG 모두 BTDC 80°이다. 엔진공연비는 농후공연비(10.32 : 1) ~ 희박한계공연비(40:1)에 걸쳐서 실험을 수행하였다. 그 결과는 가솔린의 경우 희박연소 한계공연비는 21.2 : 1이고, LPG의 경우는 30.8 : 1이다. LPG 연료를 적용함으로써 희박연소 한계공연비가 급격히 증가를 나타내고 있다. 이러한 결과로부터 LPG 연료를 사용함으로써 희박연소가 가능하고, 배기 배출물도 많이 감소시킬 수 있을 것이다.

엔진의 토크는 앞의 경우와 마찬가지로 12 : 1 ~ 14 : 1의 공연비에서 가장 큰 값을 가지나 희박한 영역으로 갈수록 급격히 줄어들고 있음을 나타내고 있다.

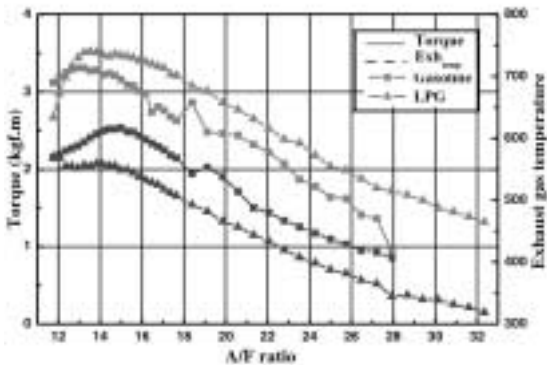
배기 배출가스는 CO, CO<sub>2</sub>의 경우 희박영역으로 갈수록 급격히 감소하고 있으나, 반대로 HC의 경우는 이론공연비까지는 감소하다가 희박해질수록 급격히 증가하고 있는 것을 알 수 있다.

가솔린과 LPG 연료의 연소특성은 거의 토크 및 배출가스 면에서 유사한 부분을 가지고 있으나, 희박연소 한계공연비에서 많은 차이를 보이고 있다.

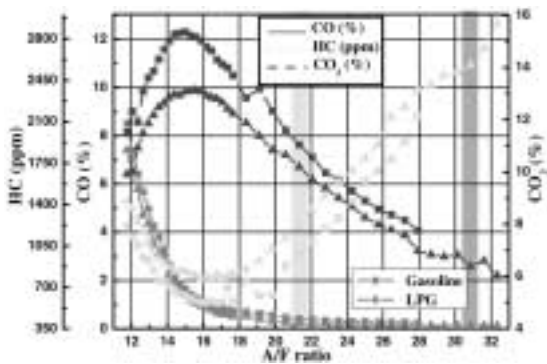
#### 4. 결론

직접분사식 엔진에 연료인 LPG를 적용하고자 가솔린과 LPG 연료의 분사특성 및 직접분사식 엔진 특성 등을 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 인젝터의 연료분사량은 분사기간에 따라 선형적으로 나타내지만, 분위기압력에 따라서 비례적으로 감소로 나타나고 있음을 알 수가 있었다. 또한, 분사압력에 의하면 비례적 증가로 연료량 제어에 이용하는데 효과적이다. 특히, 가솔린과 LPG 연료의 분사량 차이가 5.7% 이하이기 때문에 약간의 오차를 고려해줌으로써 가솔린 대신에 LPG 연료를 적용하는 것이 가능할 것으로 사료된다.
- 2) LPG 연료는 가솔린에 비해 주위조건에 영향을 많이 받고 있으며, 특히 온도에도 민감하게 반응하고 있다는 것을 나타내고 있다. 그러므로 가솔린은 분무도달 거리가 짧고 분무폭이 넓어서 연료가 넓게 분포함을 볼 수 있었다. 그러나 LPG



(a) Torque and exhaust gas temperature



(b) Exhaust emissions (CO, HC, CO<sub>2</sub>)

Fig. 7 The effect of A/F ratio timing on combustion (Comparison of gasoline / LPG fuel)

연료는 분무도달 거리가 월등히 길고 분무폭이 좁을 뿐만 아니라 분무각도 훨씬 작았다. 또한 LPG 연료의 경우 가솔린에 비해 분무의 성장 속도가 빠르고, 분무의 증발 속도가 빠르게 나타나고 있다.

- 3) 가솔린과 LPG 연료를 비교했을 경우, 토크 값에 있어서는 LPG의 경우가 약간 큰 값을 가지고 있으며, 배기 배출물에 있어서는 CO, CO<sub>2</sub>를 감소시킬 수 있을 것이다. 또한 LPG 연료의 경우 안정성 면에서 상당히 유리한 결과를 보이고 있고, 희박연소 한계공연비에 있어서는도 30.8:1까지 상승되고 있다는 것을 볼 수 있다.
- 4) GDI 엔진과 같은 성층화를 위하여 LPG 연료를 적용할 경우 여러 장점을 얻을 수 있음을 확인할 수 있으며, 또한 가솔린 GDI 기술을 접목시킬 경우 LPG 연료를 직접 분사시키는 것이 유리할 것으로 판단되고 있다.

### References

- 1) R. H. Stanglmaier, J. Li and R. D. Matthews, "The Effect of In-cylinder, Wall-wetting Location on the HC Emissions from SI Engines," SAE 1999-01-0502, 1999.
- 2) G. Hyun, M. Oguma and S. Goto, "CFD Study of an LPG DI SI Engine for Heavy-duty Vehicles," SAE 2002-01-1648, 2002.
- 3) M. Oguma, S. Goto, K. Sugiyama, M. Kajiwara and M. Mori, "Spray Characteristics of LPG Direct Injection Diesel Engine," SAE 2003-01-0764, 2003.
- 4) S.-W. Lee, J. Kusaka and Y. Daisho, "Mixture Formation and Combustion Characteristics of Directly Injected LPG Spray," SAE 2003-01-1917, 2003.
- 5) T. Kume, Y. Iwamoto, K. Iida, M. Muramaki, K. Asishino and H. Ando, "Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine," SAE 960600, 1996.
- 6) J. Harada, T. Tomita, H. Mizuno, Z. Mashiki and Y. Ito, "Development of a Direct Injection Gasoline Engine," SAE 970540, 1997.
- 7) C. Preussner, C. Doring, S. Fehler and S. Kampmann, "GDI : Interaction between Preparation, Combustion System and Injector Performance," SAE 980498, 1998.
- 8) S. E. Parrish and P. V. Farrell, "Transient Spray Characteristics of a Direct-Injection Spark-Ignition Fuel Injector," SAE 970629, 1997.
- 9) W. M. Ren, J. Shen and J. F. Nally Jr, "Geometrical Effects Flow Characteristics of a Gasoline High Pressure Swirl Injector," SAE 971641, 1997.
- 10) J. J. Choi, S. H. Lee, D. S. Choi, J. S. Kong, J. S. Kang and C. S. Bae, "Fuel-spray Characteristics of High Pressure Gasoline/Diesel and Liquid Injection in Low-temperature Atmosphere," 2002 KSAE Spring Conference Proceedings, pp.143-147, 2002.
- 11) S. You and C. S. Lee, "A Study on the Spray Characteristics of LPG Injector," 2003 KSAE Spring Conference Proceedings, pp.247-252, 2003.