

<논문> SAE NO. 2000-03-0109

## 흡기포트 분사식 LPG 엔진의 연료량 제어 및 연소 특성에 관한 연구

### A Study on the Combustion Characteristics and the Control on the Fuel Flow Rate of LPG Intake Port Injection Engine

김우석\*, 이종화\*\*, 장창현\*\*\*  
Wooseok Kim, Jonghwa Lee, Changhyun Jang

#### ABSTRACT

In this paper, characteristics of a port injection type LPG fuel system were investigated to adopt the system to a spark ignition engine through rig test. Engine combustion characteristics for limited conditions and the precise control method of LPG fuel supply were also studied. As a basic experiment, the effects and the relationships of parameters such as orifice area, fuel delivery pressure, fuel temperature and flow coefficient were established. From this, one dimensional compressible flow equation can be applied to control gaseous fuel flow rate by setting pressure difference between vaporizer and manifold to a certain range, for example about 1.2 bar in a naturally aspirated engine. The combustion analysis results of LPG engine were also compared with those of gasoline engine according to spark timing and load change. At part load and stoichiometric condition, the MBT spark timing of LPG fueled engine is retarded by 2° - 4° CA compared to that of gasoline engine. On the contrary, the spark timing of LPG fueled engine can be advanced by 5° - 10° CA at WOT, which results from higher Octane Number and burned fraction of LPG fuel compared to gasoline.

주요기술용어 : LPG fueled engine, LPG fuel injection system, vaporizer, LPG fuel control

#### Nomenclature

$\varphi$  : equivalent ratio  
 $\theta$  : crank angle

\* 회원, 아주대학교 대학원

\*\* 회원, 아주대학교 기계 및 산업 공학부

\*\*\* 경문대학 자동차과

$A/F$  : air fuel ratio

$\gamma$  : specific heat ratio

$R$  : gas constant

$P_m$  : manifold pressure

$P_o$  : supplied gas pressure

$T_o$  : supplied gas temperature

$C_d$  : Discharge coefficient

- A : area
- $\Delta P$  : pressure different
- LPG : Liquefied petroleum gas( $C_4H_{10}$ )
- MPI : Multi point injection
- MBT : Maximum brake torque
- PCM : Pulse code modulation
- PWM : Pulse width modulation
- ECU : Engine control unit
- WOT : Wide open throttle
- DBL : Detonation border line

## 1. 서론

국내에서 사용되는 자동차용 LPG(Liquefied Petroleum Gas)는 주성분이 부탄 ( $C_4H_{10}$ )이므로 가솔린에 비해 높은 수소와 탄소비를 가지고 있어 적은 공해물질 배출과 저렴한 연료가격 때문에 대체연료로서의 사용이 점차 늘어나고 있다.<sup>1)</sup>

그러나 대체연료로서 LPG의 사용이 증가됨에도 불구하고, 기존내연기관에 사용되고 있는 믹서를 이용한 LPG 공급 시스템은 실린더별 공기와 연료의 혼합 불균일로 인한 유해 배출가스증가, 다량의 혼합기가 흡기관 내에 잔존하여 빈번히 발생하는 역화(Back firing), 믹서 구조상의 체적효율 감소로 인한 출력저하 등 문제점들이 많이 있지만 현재에도 별다른 구조적 개선 없이 계속 사용되고 있다.<sup>2, 3)</sup>

한편 흡기포트 분사식 LPG 공급시스템은 가솔린 엔진에서 사용되고 있는 MPI(Multi Point Injection)방식과 유사하다고 할 수 있으나, MPI 연료공급 시스템의 장점이 흡기포트 분사식 LPG 연료공급장치에서도 적용 가능한지의 여부에 관한 연구와 엔진 적용 기술, 그리고 성능 향상에 관한 연구는 아직 미비하다 할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 흡기포트 분사식 LPG 공급시스템을 이용한 RIG실험과 엔진실험을 통해 연료량 제어특성과 LPG 엔진의 성능 개선 방법을 제시하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

흡기포트 분사식 LPG 연료 공급장치로서 BRC사 플라이 인젝션 시스템을 적용하여 연료량 제어를 위한 RIG 실험장치와 엔진 적용 실험을 위한 엔진 실험 장치를 구성하였다. Fig.1 과 Fig.5는 각각 실험장치 구성에 대한 개략도를 나타낸 것이다.

#### 2.1.1 리그 실험장치

실험에 사용된 LPG 공급 시스템은 연료공급량 조절을 위한 인젝터, 인젝터 드라이버, 액상 LPG 증발을 위한 증발기 등으로 구성된다.

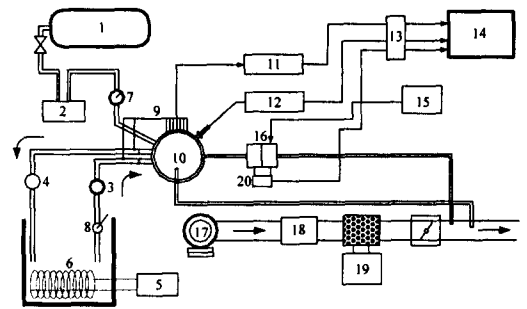


Fig. 1 Schematic diagram of LPG port injection system test rig

- 1.LPG tank 2.flow meter 3.water pump 4.flow meter
- 5.heating controller 6.heating core 7.pressure gauge 8. valve
- 9.thermocouple 10.vaporizer 11.converter 12.pressure transducer 13.terminal 14.data aquisition PC 15.LPG injector driver 16.injector 17.blower 18.air cleaner 19.laminar flow meter 20.pressure sensor

Fig.2는 LPG 인젝터의 내부구조를 나타낸 것으로서 인젝터 내부는 9개의 솔레노이드 밸브(Solenoid valve)가 원형으로 둘러싸인 유량제어 부분에 의해 9개의 오리피스(Orifice)를 개폐하여 유량을 조절하게 된다. 인젝터 구동은 상용 PC를 이용하여 임의제어가 가능하도록 하였으며 인젝터 제어로직으로부터 운전조건에 적합한 연료량을 위해 열어 주어야 할 밸브를 구동시킨다.

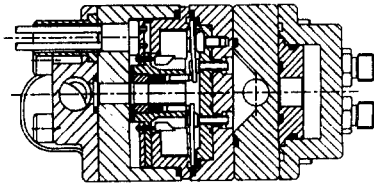


Fig. 2 Schematic diagram of LPG gas injector

증발기는 LPG 탱크로부터 나온 액상의 LPG를 기상으로 엔진에 공급하기 위한 증발 기능과 증발된 LPG의 압력과 흡기 매니폴드 사이의 차압( $\Delta P$ )을 일정하게 하는 압력조절(Regulating) 기능을 동시에 가진다. Fig.3은 증발기 내부의 연료공급 압력조절 원리를 도시하였다.

힘의 균형은  $\sum F = 0$ 를 적용하여 간단히 설명할 수 있다.

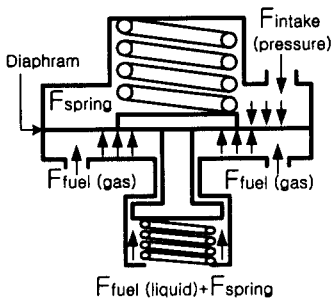


Fig. 3 Forces acting on a balanced Regulator

증발기는 실제 차량에서와 동일한 운전조건에서 운전될 수 있도록 냉각수 controller를 이용하여 증발기로 공급되는 냉각수의 온도를  $85 \pm 5^\circ\text{C}$ 로 유지해 주었다. 또한 내부로 유입된 LPG의 진행 경로를 따라 10개의 T 타입 열전대를 설치하여 증발기 벽면의 온도와 LPG 온도 변화를 측정할 수 있도록 하였다.

### 2.1.2 엔진 실험장치

실험에 사용한 엔진은 직렬4기통, DOHC, 행정체적 1975cc, 압축비 10.3, MPI(Multi Point Injection)가솔린엔진으로서, EC(Eddy Current) type의 엔진 동력계를 사용하여 회전속도를 제어하였고, 점화시기와 가솔린의 공기연료비 변화를

위해 별도의 제어장치(PC-ECU)를 사용하였다. 또한 LPG 연료조절을 위한 controller를 Fig.4와 같이 제작하여 사용하였다.

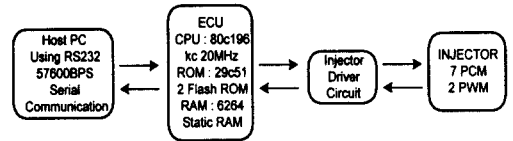


Fig. 4 Block diagram of LPG(gaseous) injector driver

흡기관내 압력측정과 연소압력 측정에는 KISTLER사의 4045A, 6051B를 각각 사용하였다. 또한 흡기포트 분사식 LPG 연료공급 장치를 가솔린 인젝터 아래 부분에 설치하여 각각의 실린더에 공급하였다. 공기연료비 측정에는 광역산소센서(MEXA-110  $\lambda$ )를 사용하였다.

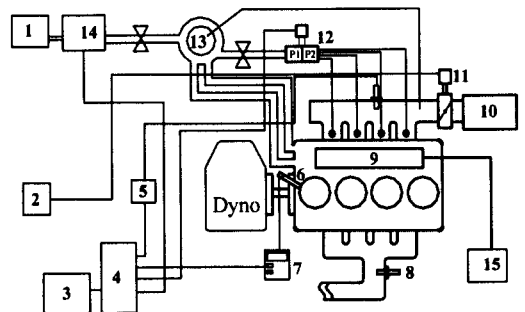


Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus for LPG fueled engine

- 1.LPG tank 2.throttle controller 3.PC 4.A/D converter
- 5.UEGO sensor amplifier 6.pressure sensor 7.amplifier
- 8.UEGO sensor 9.gasoline fuel rail 10.air cleaner 11.step motor
- 12.gas injector 13.vaporizer 14.fuel flow meter 15.gasoline tank

## 2.2 실험방법

### 2.2.1 LPG 연료공급 시스템 분석

흡기 포트 분사식 LPG 공급장치를 엔진에 적용하기에 앞서 정확한 연료량 제어를 위해서는 공급압력과 연료의 온도에 대한 상관관계, 인젝

터 내부의 오리피스 면적 변화에 대한 유량계수를 실험적으로 구해야 한다.

흡기관 내부 압력은 1.0(bar)로 엔진에서의 전개상태(WOT)와 동일한 조건을 만들어 주었다. 따라서 LPG 인젝터의 특성상 인젝터로 공급되는 연료와 흡기관 사이의 차압( $\Delta P$ )이 1.2(bar)가 되도록 설정되어 있으므로 실험 중 오리피스 면적 변화와 관계없이 연료공급 압력은 2.2(bar)로 유지된다.

또한 인젝터로 공급되는 연료의 온도변화는 연료의 밀도 변화를 일으키는 인자이므로, 인젝터 공급압력의 조압기능이 있는 증발기 성능을 분석하기 위해 오리피스 면적을 증가시키면서 증발기 내부 벽면온도 변화와 LPG가스 온도변화를 열전대를 이용하여 획득하였다.

### 2.2.2 LPG 엔진 특성 분석

연료특성 분석을 위한 엔진 실험에서는 엔진회전 속도와 부하조건에 대한 점화시기를 변화시키면서 실험을 수행하였다.

연료 변경에 따른 적절한 점화시기의 결정은 완전연소를 유도하여 안정된 연소, 기관의 출력 상승, 배기 배출물 감소에 효과적이다.<sup>4, 5)</sup>

따라서 엔진실험은 엔진 회전수 1500, 2000, 2500, 3000rpm에서 부하조건 흡기압 0.5bar, 점화시기 MBT  $\pm 10^\circ$ ,  $\phi = 1.0$ 과 흡기압 1.0bar, 노킹한계 점화시기로부터 TDC 까지,  $\phi = 1.1$ 에 대해 가솔린과 LPG 각각의 연료를 사용하여 MBT점화시기, 질량 연소율 및 출력 특성을 중점적으로 살펴보았다.

## 3. 인젝터 공급 연료량 조절을 위한 이론적 해석

증발기로부터 인젝터로 공급되는 LPG는 가스 상태의 압축성 유체이므로 인젝터 내부의 밸브 또는 오리피스를 통과하여 엔진으로 공급되는 연료유량은 일차원 압축성 유량관계식을 적용하여 구할 수 있다.<sup>6)</sup>

만약 흡기관내 압력( $P_m$ )과 연료공급압력( $P_0$ )의 비가 식(1)과 같이 초크압력비 보다 크다면 유량관계식은 식(2)가 되고, 압력비가 식(3)을 만족하면 유량은 식(4)와 같은 관계식을 갖는다.

$$\frac{P_m}{P_0} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{fuel} = C_d A_T P_0 \left(\frac{2}{RT_0}\right)^{1/2} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)^{1/2} \left\{ \left(\frac{P_m}{P_0}\right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_m}{P_0}\right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right\}^{1/2} \quad (2)$$

$$\frac{P_m}{P_0} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{fuel} = C_d A_T P_0 \left(\frac{\gamma}{RT_0}\right)^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (4)$$

실험에 사용된 LPG 공급시스템에서 연료의 공급 압력은 흡기관내 압력( $P_m$ )과의 차압( $\Delta P$ )이 일정하도록 되어 있으므로 식(5)와 같다.

$$P_0 = P_m + 1.2(\text{bar}) \quad (5)$$

그러므로 압축성 유량관계식을 면적에 대하여 정리하면 다음과 같다.

초크 되지 않은 경우,

$$A_T^{-1} = \frac{C_d(P_m + 1.2)}{\dot{m}_{fuel}} \left(\frac{2}{RT_0}\right)^{1/2} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)^{1/2} \left\{ \left(\frac{P_m}{P_0}\right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_m}{P_0}\right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right\}^{1/2} \quad (6)$$

초크된 경우,

$$A_T^{-1} = \frac{C_d(P_m + 1.2)}{\dot{m}_{fuel}} \left(\frac{\gamma}{RT_0}\right)^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (7)$$

식(6) 또는 (7)로부터 구해진 유효면적( $A_T$ )은 다음 식을 만족하게 된다.

$$A_T = a \cdot A + b \quad (8)$$

$$\beta = \frac{b}{A} \times 255 \quad (9)$$

여기서 A는 오리피스 하나의 면적,  $\alpha$ 는 PCM 솔레노이드 밸브 열림수, 정수로 떨어지지 않는 나머지부분을 b 그리고  $\beta$ 는 PWM 솔레노이드 밸브 열림폭을 나타낸다. 그러므로 식(8)과(9)를 이용하여 연료량을 조절하게 된다. Fig.6에 PWM 솔레노이드밸브 구동 원리를 나타내었다.

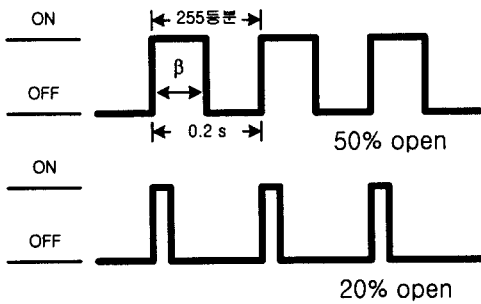


Fig. 6 PWM solenoid valve control logic

#### 4. 실험 결과와 고찰

##### 4.1 연료 공급시스템 특성

###### 4.1.1 온도 특성

액상의 LPG가 증발기로 유입되고 증발잠열을 얻어 가스상태의 LPG가 인젝터로 공급된다. 따라서 증발기 내부에서의 벽면 온도와 LPG의 온도는 엔진으로 공급되는 연료의 밀도에 영향을 주게 된다.

Fig.7과 Fig.8에 증발기 내부에서 LPG의 진행경로를 따라 벽면과 LPG의 온도측정을 위해 각각 5점에 설치해둔 열전대로 부터 측정한 온도를 유량 증가에 따라 나타내었다.

유량이 증가됨에 따라 연료를 기화시키기 위해 요구되는 잠열의 증가로 벽면의 온도는 계속 감소하게되어 최대유량에서 약 60℃까지 떨어지고, 엔진으로 공급되는 LPG 가스의 온도는 약 23℃까지 떨어졌다.

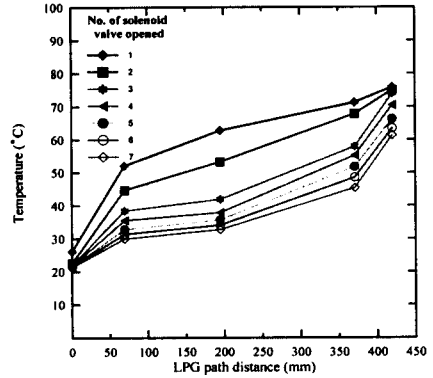


Fig. 7 Wall temperature along the path from entrance in evaporator with number of solenoid valve opened

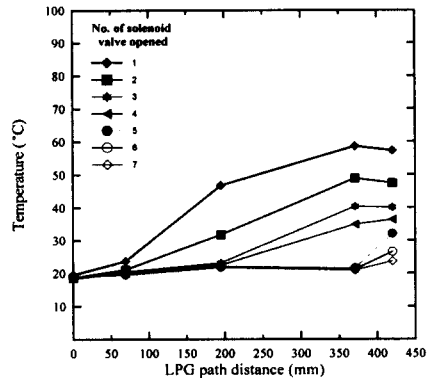


Fig. 8 LPG temperature along the path from entrance in evaporator with number of solenoid valve opened

###### 4.1.2 연료량 제어

리그실험을 통해 구한 실제의 유량과 계산을 통한 유량 값을 비교하여 Fig.9에 비교하여 나타내었다. PCM 밸브 열림수 증가에 대한 실험값과 유량계수( $C_d$ ) 0.6과 0.7 일 때의 값을 비교해 본 결과 PCM 밸브 1~5개까지는 0.7일 때 6~7일 때는 0.6일 때가 실험 결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

엔진에서 공기량 센서를 이용하여 흡입되는 공기량이 결정되면 이론 공기연료비로부터 엔진에

서 요구되는 연료량을 알 수 있고, 이때 연료량을 공급하기 위해 식(8)과 (9)의 결과로부터 인젝터에서는 PCM 또는 PWM 밸브의 열림수를 조절하여 연료량을 제어하게된다.

계산을 통해 밸브 열림수 결정 후, 1500rpm 흡기압 0.5bar와 1.0bar 조건에서 배기과정 동안에 측정된 100 사이클의 공기연료비를 비교해 본 결과를 Fig.10에 나타내었다.

공기연료비가 각 사이클에 대해 설정된 당량비 ( $\phi$ ) 1.0과 1.1에 최고 3%내에서 수렴한다는 것을 확인 할 수 있었다.

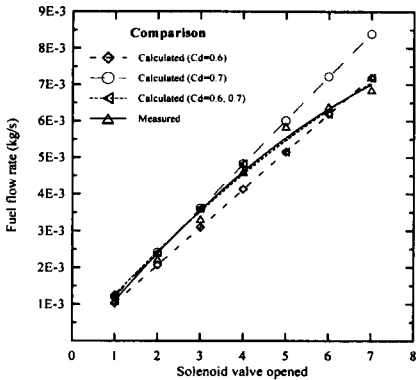


Fig. 9 Comparison of calculated fuel flow rate and measured one as a function of PCM valve opened

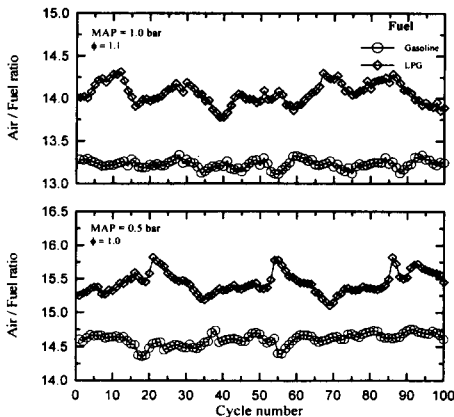


Fig. 10 Comparison of air/fuel ratio fluctuation with gasoline & LPG at 1500 rpm

## 4.2 엔진운전 조건에 따른 연료변경특성

### 4.2.1 부분부하 상태 (흡기압 0.5bar, $\phi=1.0$ )

점화시기의 변화는 엔진의 성능을 결정 짓는 가장 민감한 인자이므로 엔진에서 연료를 변경하게 되면 연료특성을 고려하여 적절한 점화시기로 맞추어 주어야 한다.<sup>6)</sup> 기존의 가솔린엔진을 LPG 엔진으로 개조하여 사용할 경우 가솔린의 특성에 따른 점화시기를 LPG에서도 그대로 사용하게되므로, LPG 엔진의 최적 설계인자로서 점화시기 변화에 따른 영향을 살펴보았다.

Fig.11은 부분부하에서 엔진회전수에 따른 MBT 점화시기를 가솔린과 LPG에 대해 비교하였다.

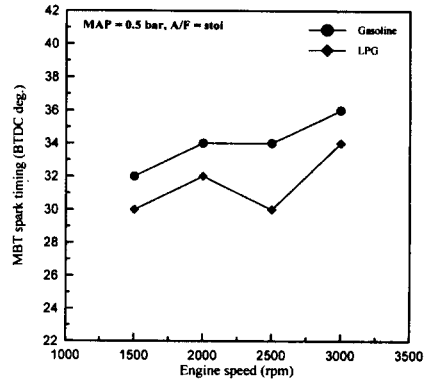


Fig. 11 Comparison of MBT spark timing at part load with Gasoline & LPG

LPG의 경우 MBT 점화시기가 가솔린에 비해 회전수 증가에 대하여 다소 지각(2~4°) 됨을 알 수 있었다. 이는 가솔린 보다 LPG의 연소속도가 빠르다는 것을 의미한다.

Fig.12의 동일 점화시기와 Fig.13의 MBT 점화시기에서의 질량연소율 비교로부터 LPG가 가솔린에 비해 후기 연소가 급격하게 나타났고, 이로 인해 연소기간이 짧아짐을 확인 할 수 있었다.

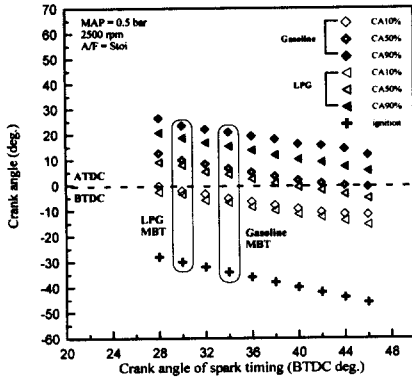


Fig. 12 Mass burned fraction from ignition on crank angle at 2500 rpm

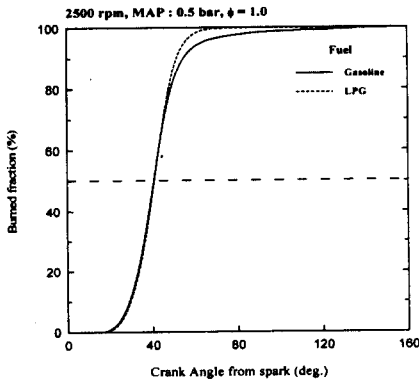


Fig. 13 Comparison of mass burned fraction between Gasoline & LPG at MBT,  $\phi = 1.0$ ,  $P_{intake} = 0.5 \text{ bar}$ , 2500rpm

또한 Fig.14에서의와 같이 연소안정성을 대변하는  $COV_{imep}$ 가 가솔린과 비교하여 다소 낮게 나타나게 되는데, LPG는 기체상태로 흡기포트 입구에서 공기와 혼합되어 엔진에 공급되므로 가솔린에 비해 혼합기의 균질성 변화가 작게되어 연소기간이 단축되고, 화염속도는 빠르게 나타나는 것으로 판단된다.

그러므로 LPG의 경우 연소변동요인의 개입 시간이 감소되어 운전성이 향상됨을 알 수 있다. 또한 연소변동요인 개입의 기간 단축과 운전성향상은 내노킹성을 증가 시킬 수 있어 고압축비에 서의 운전이 가능하게 된다. LPG엔진의 압축비 증가는 오토사이클의 이론 열효율을 높여 줄 수

있어 연비 개선효과가 기대된다.

흡기압이 일정 할 때 MBT 조건에서 각 연료에 대한 출력 비교를 Fig.15에 나타내었다.

흡기포트 분사식 공급장치를 이용한 LPG 엔진에서 동일 흡기압, 당량비( $\phi$ ) 1.0 조건으로 운전되었을 때 엔진속도 변화에 대한 BMEP는 가솔린에 비해 최대 6%까지 저하되었다. 이는 혼합기중 가스상태로 공급되는 LPG의 연료 분압이 가솔린에 비해 3배 이상 크고, LPG의 단위체적당 발열량 또한 가솔린보다 작기 때문이다.

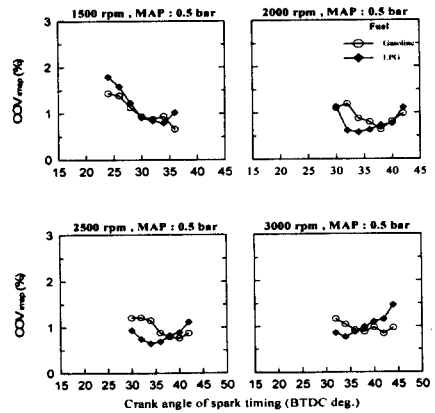


Fig. 14 Comparison of  $COV_{imep}$  with Gasoline & LPG at part load

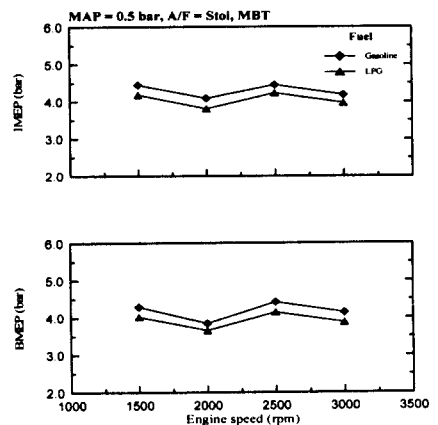


Fig. 15 Comparison of IMEP and BMEP with Gasoline & LPG at part load

### 4.2.2 전부하 상태 (흡기압 1.0bar, $\phi = 1.1$ )

전개(WOT)상태에서는 노킹한계 점화시기와 실린더 최고압력, 그리고 도시평균유효압력(IMEP)에 대해 살펴보았다. 노킹현상이 일어나면 연소실 내부의 최고압력이 정상연소일 때 보다 급격히 높아지게 되고 연소실과 실린더 벽면 사이에 형성되어 있는 열경계층이 파괴됨으로써 실린더 벽으로 열전달이 급격히 증가하여 실린더 헤드와 가열되고 아울러 엔진의 성능과 효율이 저하하게 된다.<sup>6)</sup>

그러므로 연료변화에 대한 노킹한계를 알아볼 필요가 있다. 가솔린연료에 맞게 설정된 노킹 한계 점화시기를 진각 시킴으로써 전부하 최고출력의 손실을 감소시키기 위해, 전개상태 당량비( $\phi$ ) 1.1에서 점화시기를 진각시켜 보았다.

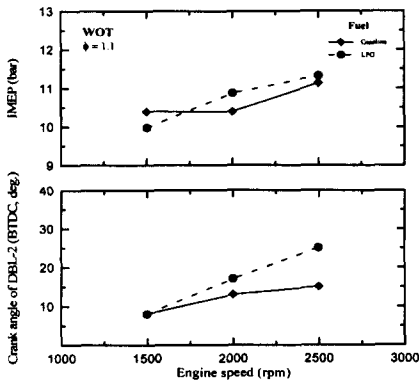


Fig. 16 Knock limit spark timing and IMEP on engine speed at WOT for Gasoline & LPG

Fig.16에는 전개상태에서 가솔린과 LPG의 노킹한계(Knock limit)  $-2^\circ$ 의 크랭크 각도 즉, DBL과 도시평균유효압력을 나타내었고, 그 때 실린더압력을 Fig.17와 Fig.18에 나타내었다.

노킹한계는 노킹이 일어나기 시작하는 점화시기를 말하며, 일반적으로 옥탄가와 압축비, 화염 속도, 혼합기의 농도에 의해 결정되는데, 동일한 엔진과 운전조건에서 LPG의 노킹한계 점화시기가 엔진회전수 증가에 대하여 가솔린에 비해  $5 \sim 10^\circ$  이상 진각 될 수 있었다.

LPG가 가솔린에 비해 옥탄가가 높다는 점과 앞에서 언급한 화염속도 또한 빠르다는 것을 고려 할 때 본 연구에서 노킹한계가 진각 될 수 있는 요인으로는 이 두 가지의 영향이라는 것을 알 수 있었다.

LPG엔진의 경우 노킹한계 점화시기를 가솔린보다 더 진각 시킬 수 있으므로 IMEP와 BMEP의 증가를 기대할 수 있다. 이것은 고부하 영역에서의 출력 상승을 의미한다. 따라서 LPG의 노킹한계 점화시기 진각은 전부하 고속영역에서의 LPG엔진 출력저하를 보상해 줄 수 있다.

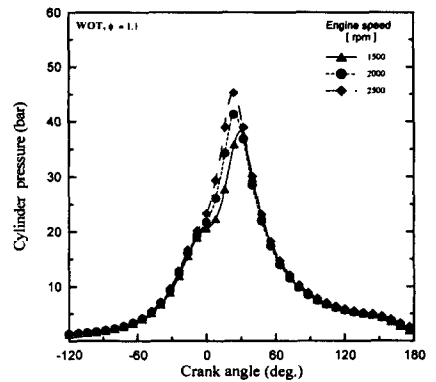


Fig. 17 Comparison of cylinder pressure on engine speed at WOT with Gasoline

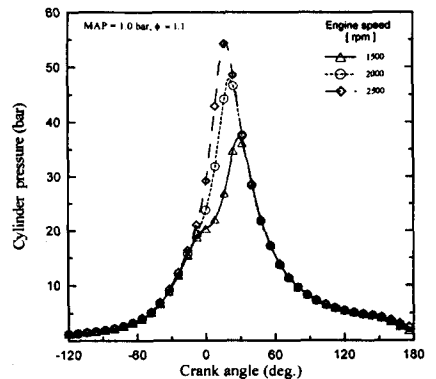


Fig. 18 Comparison of cylinder pressure on engine speed at WOT with LPG



## 5. 결론

흡기포트 분사식 LPG공급 시스템의 연료량 제어방법을 리그 테스트를 통해 알아 보았고, SI엔진에서 연료변경이 연소특성에 주는 영향을 점화시기를 변화시키면서 실험적으로 연구한 결론은 다음과 같다.

1) LPG 연료 공급량에 영향을 주는 인자들을 분석하고, 압축성 유량 관계식을 통해 오리피스에서 유효 단면적을 알아냄으로 인젝터로부터 공급되는 유량을 정량적으로 조절할 수 있었다.

2) 인젝터 공급 연료량 결정을 통한 연료량 제어 방법이 엔진에서의 공기 연료비의 변동을 3% 이내로 줄일 수 있어, 흡기포트 분사시스템의 공기연료비 제어에 대한 신뢰성을 확인하였다.

3) LPG는 부분부하 실험에서 가솔린에 비해 MBT 점화시기가 약 2~4° 지각되어 나타났고, 연소기간이 기관회전속도 증가에 따라 가솔린보다 10% 이상 단축되어, 노킹 발생 시간을 단축시킬 수 있으므로, 고압축비화가 가능하고 이에 따라 이론열효율의 상승효과를 기대 할 수 있다.

4) 전부하상태에서 LPG 연료를 사용할 경우 노킹한계 점화시기가 기관 회전속도와 비례하여 가솔린의 경우 보다 5~10° 이상 진각 될 수 있으므로 가스연료 사용에 대한 고부하 영역에서의 출력 감소를 보상 할 수 있다.

## 참 고 문 헌

- 1) D. Dardalls, R.D. Matthews, D. Lewis, and K. Davis, "the Texas Project, Part 5 - Economic Analysis: CNG and LPG Conversions of Light-Duty Vehicle Fleets", SAE 982447, 1998.
- 2) 윤재건, 이창수, 한태식, "LPG 자동차 연료공급장치의 위험요인 분석", 한국 산업안전학회 '96 기계학술연구 발표, pp.49~59, 1996.
- 3) 신광수, "F/B 제어 시스템을 이용한 LPG 엔진의 연소 특성과 LPG 연료의 화염 전파 특성에 관한 연구", 한양대학교 기계공학과대학원 석사학위논문, 1997.
- 4) Dong Soo Jeong, Jin Do Chung, Sung Woo Seo, and Kyo Nam Choi, "A Study on Performance Improvement of Natural Gas Engine", SAE 912559, 1991.
- 5) Xiaobo Sun, Ajit Aia, and Syed Hussain, "A Dual-Fuel System for Motor Vehicles", SAE 981356, 1998.
- 6) John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamental", Mc-Graw Hill, 1988.