

액상 LPG 분사 엔진의 인젝터 제어 로직

조성우* · 민경덕

서울대학교 기계항공공학부

Injector Control Logic for a Liquid Phase LPG Injection Engine

Sungwoo Cho* · Kyoungdoug Min

School of Mechanical & Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received 30 April 2003 / Accepted 2 July 2003)

Abstract : The liquid phase LPG injection engine is a new technology to make good use of LPG as a clean energy. However, it is difficult to precisely control air/fuel ratio in the system because of variation of fuel composition, change of temperature and flash boiling injection mechanism. This study newly suggests an injector control logic for liquid phase LPG injection systems. This logic compensates a number of effects such as variations of density, stoichiometric air/fuel ratio, injection delay time, injection pressure, release pressure which is formed by flash boiling of fuel at nozzle exit. This logic can precisely control air/fuel ratio with only two parameters of intake air flow rate and injection pressure without considering fuel composition, fuel temperature.

Key words : Liquid phase LPG injection engine(액상 LPG 분사 엔진), Flash boiling(감압 비등), Injector control logic(인젝터 제어 로직), ECU(전자제어장치)

Nomenclature

A_o : orifice area, m^2
 a : area constant
(A/F): air/fuel ratio
 C_d : discharge coefficient
 m : mass, kg
 p : pressure, Pa
 t : time, s
 V : voltage, V
 δp : boosting pressure, Pa
 λ : air excess ratio
 ρ : density, kg/m^3

Subscripts

a : air
 bat : battery
 d : delay
 dc : closing delay
 do : opening delay
 f : fuel
 i : injection
 m : manifold
 o : injector outlet
 s : saturation, stoichiometric
 t : tank

1. 서론

믹서(mixer) 시스템이 장착된 기존의 LPG 차량에

*To whom correspondence should be addressed.
swcho@snu.ac.kr

서는 연료량이 흡입공기량에 대하여 기계적으로 결정되고 피드백(feedback) 제어를 통하여 소량의 연료를 가감한다. 연료의 공급위치는 스로틀(throttle)의 전단이다. 그러므로 급변하는 운전조건에서는 공연비 제어가 정밀하게 이루어지기 힘들다. 이러한 이유에서 LPG는 자동차 연료로서는 청정성이 부각되지 못하였다. 그러나 최근에는 가솔린 MPI 시스템과 같이 각 실린더의 포트에 액상의 LPG를 분사하는 시스템의 개발이 활발히 진행되고 있다. 따라서 LPG는 대기 오염물질을 저감할 수 있는 자동차의 대체연료로서 가능성이 높아졌다.^{1,2)} 액상 LPG를 각 흡기포트에 분사하면 정밀하게 공연비를 제어할 수 있을 뿐만 아니라 최고 출력도 향상된다. 그러나 LPG는 상온에서 포화 증기압이 높고 관내 유동 중 기포가 쉽게 발생하는 등 취급이 어렵다. 그러므로 액상LPG분사 엔진의 개발에는 연료펌프, 인젝터, 연료탱크, 압력 레귤레이터 등의 부품 개발이 수반되어야 한다. 유해 배기 가스를 저감하기 위해서는 시스템 뿐만 아니라 운용법 또한 중요하다. 3원 촉매(three-way catalytic converter) 후처리 방식의 엔진에서 공연비는 유해 배기가스 배출에 가장 큰 영향을 미친다. 그러나 LPG는 공급체계에 따라 조성이 수시로 변할 뿐만 아니라 온도에 따라서 포화 증기압과 밀도가 변하고 인젝터 출구에서 감압 비등(flash boiling)이 발생하므로 분사량 계량이 어렵다. 그러므로 정밀한 공연비 제어가 까다롭다.

본 연구에서는 액상 LPG 분사 엔진에서 공연비를 정밀하게 제어할 수 있는 인젝터 제어로직(control logic)을 개발하였다. 이 제어로직을 ECU에 적용하고 엔진 시험으로 공연비 추종성을 확인하였다.

2. 액상 LPG 분사 엔진의 개요

LPG의 주성분은 프로판(propane, C_3H_8), 노말부탄(normal-butane, C_4H_{10}), 이소부탄(iso-butane, C_4H_{10})으로 세 종류이다. Fig. 1은 액상분사시스템에서 가장 중요한 물성인 포화압력(saturation pressure)과 밀도의 온도에 따른 변화를 나타낸다. 프로판은 부탄에 비해 포화증기압은 높고 밀도는 낮다. 일반적으로 프로판과 부탄의 비율은 사용 목적에 따른 혼합

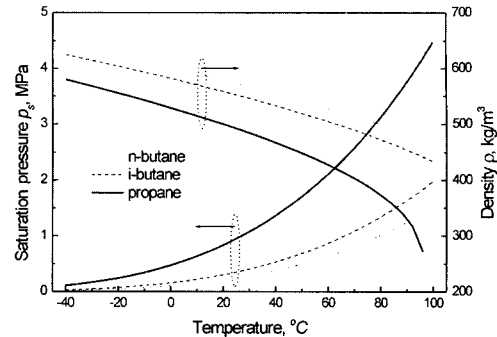


Fig. 1 Saturation pressure and liquid phase density of LPG component

(blending)으로 결정되고 노말부탄과 이소부탄의 비율은 원산지에 의해 결정된다. 우리나라의 자동차용 LPG 공급체계는 하절기에 부탄이 100%이고 동절기에는 기존 믹서시스템을 위하여 프로판을 30% 정도 섞는다.

Fig. 2는 액상 LPG 분사 엔진을 동력계(dynamometer)에 설치한 모습을 보여주는 배치도이다. 본 실험에 사용한 엔진은 V형 6기통으로 총배기량은 2,700cc이다. 기본적으로 연료공급 시스템은 가솔린 MPI방식과 같다. 연료는 펌프에 의해 연료레일을 거쳐 인젝터에 공급되어 일부는 흡기포트에 분사되고 나머지는 압력 레귤레이터를 거쳐 다시 연료탱크로 순환된다. 연료탱크의 연료는 거시적으로 액상과 기상의 연료가 공존하는 포화상태(saturation state)이다. 그러므로 연료탱크에서 나온 액상연료는 온도가 약간 상승하거나 압력이 약간만 낮아져도 바로 기화된다. 인젝터에서 베이퍼록(vapor lock)을 방지하기 위해서는 분사압력 p_f 를 연료탱크의 압력 p_t 보다 충분히 높게 설정하여야 한다. Fig. 1에서 알 수 있듯이 연료의 포화증기압은 연료의 조성비와 온도에 따라 크게 변한다. 온도범위 40~60°C에서 탱크압력은 약 0~2 MPa의 범위까지 변동할 수 있다. 그러므로 60°C에서 연료의 조성비와 관계없이 베이퍼록을 방지하기 위해서는 분사압력을 2 MPa이상으로 설정하여야 한다. 저온의 부탄연료를 2 MPa까지 승압하려면 펌프의 승압용량이 매우 커야한다. 그러나 분사압력을 탱크압력에 연동하여 승압한다면 작은 승압용량의 펌프를 사용하면서도 베이퍼록을 피할 수 있다. 분사압력을 탱크압력에 연동시키

액상 LPG 분사 엔진의 인젝터 제어 로직

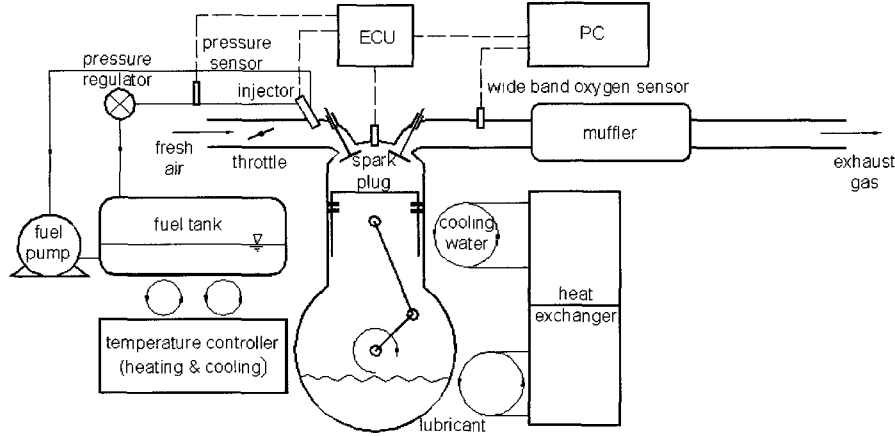


Fig. 2 Layout of liquid-phase LPG injection system installed on engine dynamometer bench

는 방법은 분사압력이 변동하므로 분사량 제어가 복잡해지는 단점이 있지만 원가와 펌프의 소요 동력을 절감할 수 있는 장점이 있다. 세계 최초로 액상 LPG 분사 시스템을 출시한 Vialle社도 이러한 방식을 채택하였다. 탱크 압력에 대하여 일정압력 승압되는 분사압력은 다음 식과 같이 표현된다.

$$p_i = p_t + \delta p \quad (1)$$

승압력(boosting pressure) δp 는 탱크에서부터 인젝터까지의 온도상승에 의해 결정된다. 온도상승 특성은 펌프의 유량과 절연성에 밀접한 관계가 있어 시스템에 따라 달라질 수 있다.³⁾

본 연구에서 사용된 인젝터는 본래 가솔린 MPI 인젝터로서 오리피스(orifice)는 4개이고 직경이 0.25 mm이다. 슬레노이드의 저항(resistance)은 12 Ω 이다.

3. 분사기간 제어 로직

공연비(air/fuel ratio)는 연료량 m_f 에 대한 공기량 m_a 의 비율로서 다음과 같이 정의 된다.

$$(A/F) = \frac{m_a}{m_f} \quad (2)$$

연료의 분사량 m_f 는 분사압력 p_b , 방출압력 p_o , 분사신호의 폭 t_b , 분사지연시간 t_d 의 함수로써 다음과 같이 표현된다.⁴⁾

$$m_f = C_d A_o \sqrt{2\rho(p_i - p_o)} \cdot (t_i - t_d) \quad (3)$$

식 (3)을 식 (2)에 대입하면 다음과 같다.

$$(A/F) = \frac{m_a}{C_d A_o \sqrt{2\rho(p_i - p_o)} \cdot (t_i - t_d)} \quad (4)$$

공기과잉률(air excess ratio) λ 는 이론공연비(stoichiometric air/fuel ratio)에 대한 공연비의 비율로서 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_s} \quad (5)$$

식 (5)를 식 (4)에 대입하고 분사기간 t_i 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} t_i &= m_a \cdot \frac{1}{\sqrt{2}C_d A_o} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{1}{(A/F)_s \sqrt{\rho}} \cdot \frac{1}{\sqrt{p_i - p_o}} + t_d \\ &= a \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot G_1 \cdot G_2 \cdot m_a + t_d \end{aligned} \quad (6)$$

여기서,

$$a = \frac{1}{\sqrt{2}C_d A_o}$$

$$G_1 = \frac{1}{(A/F)_s \sqrt{\rho}}$$

$$G_2 = \frac{1}{\sqrt{p_i - p_o}}$$

식 (6)에서 공기량 m_a 은 입력값으로서 일반적인 측정법으로 MAP(Manifold Absolute Pressure) 센서 방식과 MAF(Mass-Air Flow) 센서 방식이 있다. 측정값에는 오차가 있으므로 엔진속도와 부하에 따른

맵핑 작업으로 보정된다. 일반적으로 면적상수 a 는 유량실험에 의하여 결정되지만 본 논문의 후반부에서는 유량실험을 통하지 않고 결정하는 방법을 제시한다.

3.1 이론공연비와 밀도에 의한 항 G_1

식 (6)에서 G_1 항은 이론공연비와 밀도의 함수이다. 이론공연비는 연료조성의 함수인데 프로판과 부탄의 차이가 약 1%정도 밖에 되지 않아 무시할만하다. 그러나 밀도는 Fig.1에 보여지는 바와 같이 연료의 조성과 온도에 따라 큰 차이가 있다. 정확하게 밀도를 예측하기 위해서는 연료의 조성과 온도를 알아야 한다. 온도는 비교적 수월하게 측정할 수 있지만 3가지 성분으로 구성된 연료의 조성을 알아내는 것이 쉽지는 않다. 그러나 G_1 항을 포화압력에 대하여 표현하면 Fig. 3과 같이 조성에 거의 무관한 결과를 보인다. 이는 우연한 결과이지만 중간값과 극값의 차이가 0.5%이하로 조성에 무관하게 G_1 값을 매우 정밀하게 예측할 수 있는 방법이다. 연료탱크로부터 인젝터까지의 연료온도의 변화는 연료관의 절연상태와 유량에 따라 달라질 수 있다. 본 연구에서 사용한 연료관은 고무로 코팅되어 비교적 절연상태가 좋고 펌프의 유량은 가솔린엔진의 연료펌프 수준이다. 이러한 조건에서 연료탱크에서 인젝터까지의 연료온도 상승은 3°C 이하로써 온도상승폭은 매우 좁다. 따라서, 인젝터에서의 포화압력 p_s 는 평형상태에 있는 연료탱크의 압력 p_r 와 같은 것으로 간주할 수 있다. 그러므로 연료탱크의 압력 p_r 는 식 (1)에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$p_s \approx p_r = p_i - \delta p \quad (7)$$

분사압력 p_r 은 연료레일(fuel rail)에 설치된 압력 센서(sensor)에 의해 측정된다. 그러므로 분사압력으로부터 이론공연비와 밀도에 의한 상수항 G_1 을 결정할 수 있다. 그러나 온도상승의 폭이 커서 연료탱크의 압력으로부터 인젝터에서의 포화압력을 구할 수 없을 때에는 온도와 압력을 동시에 측정하여 인젝터에서의 포화압력을 계산하여야 한다. 그렇지만 앞서 설명한 바와 같이 탱크에서부터 인젝터까지 온도상승이 크다면 펌프의 승압 δp 도 높아야 하므로 펌프의 부하가 커진다. 그러므로 탱크

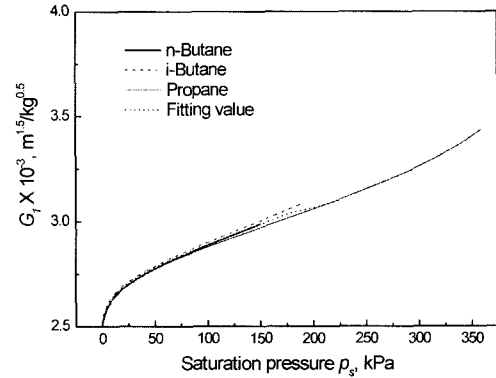


Fig. 3 Relationship between density-air/fuel ratio term (G_1) and saturation pressure

에서 인젝터 까지의 온도상승은 최대한 억제해야 한다.

3.2 인젝터 상하류 압력에 의한 항 G_2

식 (6)에서 G_2 항은 분사압력 p_r 와 방출압력 p_o 의 함수이다.⁴⁾ 분사압력 p_r 는 압력센서로 측정되지만 방출압력 p_o 는 연료나 운전조건에 따라 달라질 수 있다. 가솔린과 같이 상온에서 포화압력이 낮은 연료는 분사된 직후에 상변화가 거의 없어 방출압력 p_o 는 흡기매니폴드의 압력으로 간주할 수 있다. 그러나 LPG와 같이 상온에서 포화압력이 높은 연료가 저압의 환경에 액상으로 방출되면 감압비등(flash boiling)이 발생하고 인젝터 출구에는 포화압력과 주변압력 사이의 방출압력이 형성된다. 그러므로 방출압력은 흡기매니폴드압력과 크게 다를 수 있다. 이론적으로 방출압력은 인젝터온도에서의 포화압력으로 고려되지만⁵⁾ 실험에 의하면 포화압력 보다는 상당히 낮고 포화압력에 비례하는 관계로 다음과 같다.⁴⁾

$$p_o = 0.48 p_s \quad (8)$$

그러므로 포화압력 p_s 를 알면 방출압력 p_o 를 계산할 수 있다. 포화압력은 앞서 설명한 바와 같이 식 (7)에 의해 구해진다.

3.3 분사지연시간 t_d

ECU(Electronic Control Unit)의 분사신호는 인젝터 드라이버를 통하여 인젝터를 구동한다. 솔레노

이드 코일에 전류가 흐르면 자기력(magnetic force)이 발생하고 니들이 들어 올려진다. 드라이버의 전류공급 능력, 솔레노이드 코일의 저항, 스프링의 강성, 니들에 작용하는 압력에 따라 니들의 운동이 결정된다. Fig. 4는 가솔린 엔진에 흔히 사용되는 saturation driver가 적용될 때의 분사신호와 니들의 열림과 닫힘을 간략히 나타낸 순서도이다. ECU 신호에 대한 드라이버 신호는 전기적 응답이므로 지연시간은 무시할 만큼 짧다. Saturation driver는 인젝터의 열림 구간의 전압이 배터리 전압(약 12V)으로 유지된다. 인젝터의 동적 특성에 따라 니들의 열리고 닫힐 때 분사신호에 대하여 지연시간이 존재한다. 순분사지연시간은 열림지연시간 t_{db} 에서 닫힘지연시간 t_{dc} 를 뺀 시간이 된다. 일반적으로 니들이 열릴 때에는 스프링의 힘과 분사압력을 극복하여야 하기 때문에 닫힐 때 보다 지연시간이 길다. 그러므로 일반적인 순분사지연시간은 양의 값을 갖는다. 순분사지연시간 t_d 는 분사신호폭에 대한 1회 분사량도표에서 분사신호폭 축의 절편으로부터 구할 수 있다.⁴⁾ 주어진 인젝터에 대하여 지연시간은 배터리 전압과 분사압력의 함수가 된다. 그러나 정상적으로 작동되는 가솔린 MPI 엔진 차량의 경우 분사압력과 배터리 전압의 변화는 크지 않으므로 지연시간의 변화는 무시될 수 있다. 그러나 LPG액상분사 시스템의 경우에는 분사압력의 변화가 매우 크기 때문에 지연시간의 변화 또한 크다. 뿐만 아니라 분사압력이 극단적으로 높을 경우 인젝터가 열리지 않을 수도 있다. Fig. 5는 순분사지연시간을 측정한다. 분사압력과 배터리 전압에 대하여 지연시간은 크게 변할 뿐만 아니라 길이가 분사신호의 폭에 상당한다. 그러므로 분사압력과 배터리 전압에 대하여 보정을 하더라도 상당한 오차가 포함될 소지가 있다. 그러므로 전자제어식 고압분사 시스템에서는 peak-and-hold 드라이버를 적용한다. Peak-and-hold 드라이버의 대략적인 원리는 초기에는 자기력을 증폭하여 니들을 수월하게 열고, 일단 열리고 나면 니들이 닫히지 않을 정도의 자기력만을 발생시키는 것이다. Peak-and-hold driver는 전압제어 방식과 전류제어방식으로 분류된다. Fig. 6은 본 연구에서 사용한 전압제어 방식의 peak-and-hold 드라이버를 적용하였을 때의 분사신호와 니들의 여닫힘을 도식적으로 간략히 나타낸 것이다. 분사 초기에는 50 V의 고전압을 인가하여 고자기력을 발생시키

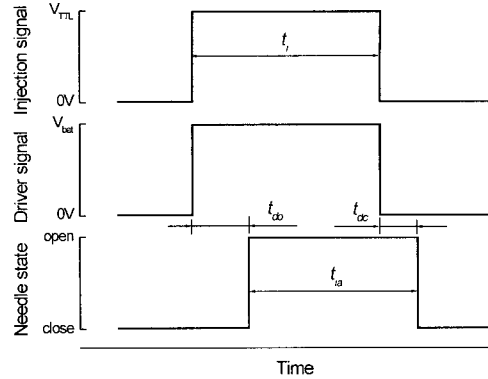


Fig. 4 Injector operation sequence in case of saturation driver in conventional gasoline engine

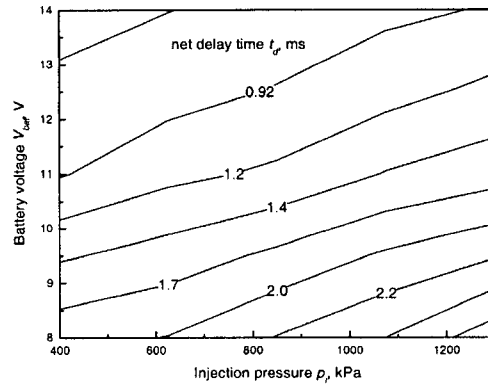


Fig. 5 An example of net delay time map in case of saturation driver

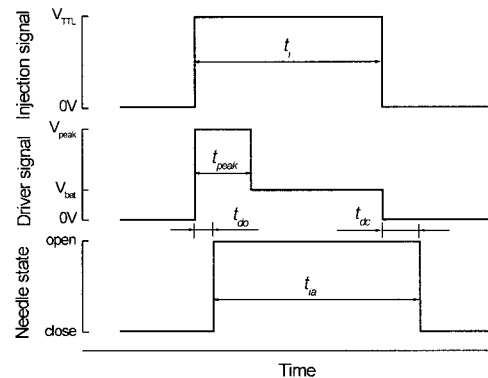


Fig. 6 Injector operation sequence in case of peak-and-hold driver

이버를 적용하였을 때의 분사신호와 니들의 여닫힘을 도식적으로 간략히 나타낸 것이다. 분사 초기에는 50 V의 고전압을 인가하여 고자기력을 발생시키

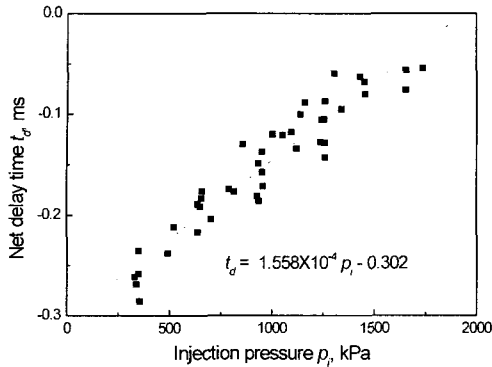


Fig. 7 Relationship between net delay time and injection pressure

고 1 ms 후에는 배터리 전압 V_{bat} 으로 낮추어 전력소비와 열발생을 저감할 수 있도록 한다. Saturation driver와 비교하면 단침 지연시간 t_{dc} 는 변함이 없지만 열림지연시간 t_{db} 는 단축된다. 분사압력 2 MPa이내에서 전압형 peak-and-hold 드라이버를 사용하여 순분사지연시간 t_d 를 구한결과 Fig. 7과 같다. 열림지연시간이 단침지연시간보다 짧기 때문에 순분사지연시간은 음의 값이다. 순분사지연시간은 분사압력 p_i 에 대하여 대략적으로 선형적인 관계임을 알 수 있다. 순분사지연시간 변화의 폭이 총 분사시간에 비해서는 매우 짧지만 보다 정확한 계량을 위해서는 보정하여야 한다. 본 실험결과에서의 관계는 다음과 같다.

$$t_d \text{ (ms)} = 1.558 \times 10^{-4} p_i \text{ (kPa)} - 0.302 \quad (9)$$

4. 로직 적용 및 확인 실험

일반적인 ECU에서는 부동소수(floating point variable)연산이 어려우므로 식 (6)은 ECU 프로그램에 바로 적용될 수 없다. 그러므로 식 (6)은 적당한 변환을 통하여 프로그래밍되어야 한다. G_1, G_2 는 참조표(look-up table)를 만들어 보간법(interpolation)으로 간단하게 계산할 수 있다. 일단 ECU에 프로그램의 입력이 끝나면 식 (6)의 면적 상수 a 는 처음에는 적당한 추정값으로 입력하고 정상적인 연소운전을 하면서 구할 수 있다. 특정 정상상태의 운전조건에서 원하는 공기과잉률 λ 가 되도록 면적 상수 a 를 변화시키면 된다. 공기과잉률은 광역산소센서(wide

band oxygen sensor)를 사용하면 실시간으로 쉽게 측정할 수 있다. 면적 상수 a 는 식 (6)에서 알 수 있듯이 인젝터의 기하학적 형태에 의해 결정되는 것이므로 인젝터간의 편차가 있고, 노화에 의해 변할 수 있는 값이다. 따라서 상수로 고정시키는 것보다는 학습항으로 두어 장기간에 걸쳐 학습하도록 하는 편이 바람직하다. 식 (6)을 ECU에 적용하고 여러 운전조건에서 연료의 조성과 온도를 변화시키면서 확인실험을 하였다. 확인실험에는 프로판의 비율이 10~50% 사이로 혼합된 네 가지 연료를 사용하였다. 이는 유량모델을 개발한 실험에서 사용하였던 것들이다.⁴⁾ 먼저 25℃의 Fuel I에 대하여 공기과잉률 λ 가 1.00이 되도록 공기량을 정확히 보정하고 나서 연료의 종류와 온도를 바꾸어 가며 광역산소센서를 통하여 공기과잉률 λ 를 측정하였다. 피드백(feedback) 제어를 하지 않고 순전히 식 (6)에 의한 개루프(open loop) 제어를 할 경우 Table 1에서 보여지는 바와 같이 3%이하의 오차를 보였다. 이는 피드백 제어를 할 경우 쉽게 보정할 수 있는 수치이다. 식 (8)의 방출압력은 WOT (wide open throttle) 조건에서의 실험결과이므로 그 때의 주변압력 (흡기 매니폴드 압력)은 거의 대기압에 근접한다. 만약에 주변압력이 방출압력에 영향을 미친다면 방출압력은 엔진의 부하에 따라 계산되어야 할 것이다. 그러나 본 로직은 저부하 조건에서도 상당히 정확히 공연비를 제어하는

Table 1 Air excess ratios under open loop control

Engine speed, rpm		1,500		3,000		
Fuel	Torque, Nm	Temperature, °C	50	200	50	200
			I 90/10#	5	0.98	0.99
	25	1.00	1.00	1.00	1.00	
	55	1.02	1.00	1.01	1.01	
II 78/22#	5	1.00	1.01	0.99	1.00	
	25	0.99	1.00	0.99	1.00	
	55	0.99	1.01	1.00	0.99	
III 63/37#	5	1.00	0.99	1.01	1.00	
	25	1.02	1.02	1.03	1.02	
	55	1.03	1.00	1.01	1.00	
IV 50/50#	5	0.98	0.99	1.00	0.98	
	25	0.99	0.98	0.97	0.99	
	55	1.00	1.01	0.99	0.99	

⁴⁾Butane/Propane ratio

것으로 미루어 방출압력은 주변압력의 영향을 받지 않는 것으로 추론된다.

위의 분사로직은 기존의 가솔린 차량을 가솔린/LPG bi-fuel 차량으로 개조하는 경우에도 적용될 수 있다. 일반적인 bi-fuel 차량은 LPG 시스템을 위한 보조 ECU가 장착된다. 따라서 보조 ECU는 가솔린 시스템을 위한 주 ECU로부터 분사신호를 받아 공기량을 역산을 하여 식 (6)에 적용하면 LPG 시스템을 위한 맵핑을 하지 않고서도 가솔린 시스템과 동등한 수준으로 공연비를 제어할 수 있다.

5. 결론

액상 LPG 분사 엔진에서 공연비를 정밀하게 제어하기 위해 인젝터 제어 로직을 개발하였다. 이 로직은 조성과 온도에 따른 연료의 밀도, 이론 공연비, 분사압력, 방출압력, 분사 지연 시간 변화를 보정한다. 이 로직은 연료의 밀도와 이론 공연비에 의한 항, 분사압력과 방출압력에 의한 항, 분사 지연 시간 항, 면적상수 항으로 구분된다. 밀도와 이론 공연비에 의한 항은 3개 (프로판, 노말 부탄, 이소 부탄의 비율과 온도) 변수의 함수이지만 분사압력만으로 매우 정밀하게 계산할 수 있다. 감압비에 의해 형성되는 방출압력을 분사압력의 압력의 함수로 표현함으로써 분사압력과 방출압력에 의한 항 역시 분사압력만으로 계산이 가능하다. Peak-and-hold driver를 사용하여 순분사 지연 시간은 매우 짧기 때문에 오차의 여지는 적지만 정밀한 제어를 위하여 실험식도

출하고 적용하였다. 분사 지연 시간 항 역시 분사압력만의 함수이다. 면적상수 항은 인젝터 노즐부의 기하학적 형상에 결정되는 상수이지만 ECU 적용 단계에서 공기과잉률 측정 실험으로 간단하게 구할 수 있다. 이렇게 개발된 제어 로직을 ECU 프로그램에 적용하고 엔진을 운전하면서 공연비를 측정할 결과 연료의 조성 과 온도 변화에 의한 오차는 3% 이하이다.

References

- 1) R. Sierens, "An Experimental and Theoretical Study of Liquid LPG Injection," SAE 922363, 1992.
- 2) K. Kang, D. Lee, S. Oh, C. Kim, "Performance of an Liquid Phase LPG Injection Engine for Heavy Duty Vehicle," SAE 2001-01-1958, 2001.
- 3) B. R. Lutz, R. H. Stanglmaier, R. D. Matthews, J.T. Cohen, R. Wicker, "The Effects of Fuel Composition, System Design, and Operating Conditions on In-System Vaporization and Hot Start of a Liquid-Phase LPG Injection System," SAE 981388, 1998.
- 4) S. Cho, K. Min, "Development of Flow Rate Model of a Liquid Phase LPG Injector," Transactions of KSAE, Submitted.
- 5) H. M. Witlox, P. J. Bowen, "Flashing Liquid Jets and Two-Phase Dispersion: a Review" HSE Books, p.37, 2002.