

프로판 연료의 공급조건에 따른 정적연소실내 연소 특성에 관한 연구

박 경 석*

(2004년 2월 13일 접수, 2004년 7월 30일 심사완료)

The Combustion Characteristics with Supply Conditions of Propane Fuel at the Constant Volume Combustion Chamber

Kyoungsuk Park

Key Words: Constant Volume Combustion Chamber(정적연소기), Heat Flux(열유속), Burning Velocity(연소속도), LPG(액화석유가스), Propane Fuel(프로판 연료)

Abstract

The emission control of automobile has been intensified as a part of the countermeasure to decrease air pollution in the world. As the cars with an alternative fuel starts to get into the spotlight, the cars with low emission has been introduced and exhaust gas regulation forced in this country. These days, LPG vehicles, which infrastructure of fuel was already built up, and CNG vehicles are recognized for alternative fuel cars in this country. In this study, the constant volume combustion chamber was manufactured and used for experiments to obtain the combustion characteristics of propane mixture. The combustion characteristics was analyzed, with the change of supply conditions of propane fuel. Inside the combustion chamber, the maximum temperature increase with the initial pressure is going up. The burning velocity also seems to have the same characteristic as the temperature. However, the heat flux do not change much according to the theoretical correct mixture but it changes with the various initial temperature of the combustion chamber.

1. 서 론

최근 자동차용 엔진에 관한 연구의 주요한 과제 중 하나는 배출가스의 오염 물질 저감과 이에 대응하는 신 에너지 대체 엔진의 개발에 관한 것이다.

국내에서도 대도시의 대기 환경개선을 위한 저공해 자동차의 도입과 자동차 배출가스 규제 강화 등의 조치가 시행되고 있다.

이에 대한 대응책의 일환으로 현재 국내에서는 LPG, CNG 등의 가스연료 자동차에 대한 새로운 기술의 실용화를 추진하고 있다.⁽¹⁾

다른 대체 연료와는 달리 LPG는 이미 소형 승용차의 연료로서 오래전부터 사용되어 왔으며, 충전설비 등의 인프라 구축에 있어 상당히 유리하고 단기간의 연구개발로도 실용화가 가능한 장점을 갖고 있다. 또한 LPG 자동차는 CNG 자동차와 동등의 저배기성의 장점을 갖고 있고, 연료 적재성 및 항속거리, 연료 공급 인프라 면에서 다른 저공해 자동차와 비교하여 우월하다. 따라서 국내에서도 LPG 버스의 운행 실용화의 타당성 여부 및 문제점 검토를 위해 장기적인 시범운행을 실시한 바도 있다.⁽²⁾

종래 국내 LPG 기관의 연소기술은 2세대 믹싱 방식을 사용함으로써 냉간시동 불량, 역화, 공회전 불량 등의 문제점을 가지고 있다. 따라서, 개선된 연료 공급 방식인 3세대, 4세대 엔진연소기술 개발에 관한 연구⁽³⁾가 활발히 진행되고 있다. 본 연구는 새로운 LPG 연료 공급 방식의 연소

* 회원, 경희대학교 테크노공학대학

E-mail : ks2507@khu.ac.kr

TEL : (031)201-2507 FAX : (031)202-8106

기술 개발을 개선하기 위한 연소 기초 실험으로 LPG 연료의 당량비 변화와 초기압력 변화의 연료공급조건에 따른 연소특성을 고찰하고 이에 따른 점화 해석을 위한 기초자료 제공을 목적으로 하고 있다.

2. 열유속 및 연소속도 해석

2.1 벽면 열유속 해석

연소실내에서의 열유속 해석은 실린더내 연소실 벽면에서 열의 출입을 나타낸다. 열이 흐르는 두 지점 사이에서의 열 유속은 두 지점의 온도차 및 물질의 고유한 열전도율에 의해 결정된다. 본 연구에서는 연소실 벽면을 2차원 평면으로 가정하고, 내 벽면으로부터 외부방향으로 수직방향의 좌표를 잡았다. 이때 연소실 벽면의 수평방향의 온도분포는 국부적으로 차이가 있지만, 수직방향의 온도구배에 비하면 무시할 수 있을 만큼 작다. 따라서 열이 연소실 벽면 한 지점으로부터 벽면의 수직 방향으로만 흐른다고 가정하면 다음과 같이 1차원 열전도 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (1)$$

여기서 a : 벽 재질 열확산 계수(m^2/s), x : 벽 표면으로부터 두께방향으로 거리(m), T : 온도(K), t : 시간(sec)이다.

검출기에서 측정된 벽면온도는 벽 내면 또는 벽 외면의 시간평균온도를 도입하여 식 (1)을 풀면 다음 식 (2)와 같다.⁽⁴⁻⁶⁾

$$T(x,t) = T_0 + \sum_{n=1}^{\infty} e^{-x a \sqrt{n\omega/2a}} \cdot [A_n \cos(n\omega t - x \sqrt{n\omega/2a}) + B_n \sin(n\omega t - x \sqrt{n\omega/2a})] \quad (2)$$

$$T(0,t) = T_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cos(n\omega t) + B_n \sin(n\omega t)] \quad (3)$$

연소실내 벽면($x=0$)에서의 온도 $T(0, t)$ 좌변의 $T(0, t)$ 는 실험으로 측정된 값으로 우변에서의 T_0, A_n, B_n 은 이를 Fourier급수로 전개할 때의 계수, n 은 조화수, ω 는 각속도로 실험시간 간격이 2τ 일 때 아래와 같다.

$$T_0 = \frac{1}{2\tau} \int_0^{2\tau} T(0, t) dt$$

$$A_n = \frac{1}{\tau} \int_0^{2\tau} T(0, t) \cos(n\omega t) dt$$

$$B_n = \frac{1}{\tau} \int_0^{2\tau} T(0, t) \sin(n\omega t) dt$$

따라서 내벽 면에서 열유속 $q_w(t)$ 는

$$q_w(t) = -k \left[\frac{\partial T(x, t)}{\partial x} \right]_{x=0} = \frac{k}{L} (T_0 - T_m) + k \sum_{n=1}^{\infty} \sqrt{n\omega/2a} \cdot [C_n \cos(n\omega t) + D_n \sin(n\omega t)] \quad (4)$$

이며, 여기서 $C_n = A_n + B_n, D_n = B_n - A_n, T_m$ 은 냉 점점 온도, L 은 벽면 두께 그리고 k 는 열전도율이다.

2.2 연소속도

정적연소기 내의 정체 혼합기의 화염대는 연소실 내부에서 미연가스 쪽으로 상대적으로 진행된다. 이 과정에서 화염 전파 속도는 미연가스로 화염이 진행되는 층류 연소속도와 기연가스가 팽창하면서 유기되는 미연가스의 속도의 합으로 표현될 수 있다.

정적연소기 내 연소속도를 구하는 것은 많은 실험을 통해 일반화된 식으로 사용되고 있는 아래와 같은 탄화수소계 연료의 공기 혼합기에 대한 Metghalchi와 Keck의 실험식을 사용하였다.⁽⁷⁻⁹⁾

$$S_u = S_{u,0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^a \left(\frac{P}{P_0} \right)^b$$

여기서 T_0 : 298K, P_0 : 1atm으로 하고 각 계수값은 $a = 2.18 - 0.8(\varphi - 1), b = -0.16 + 0.22(\varphi - 1)$

$$\varphi_m = 1.08 S_{u,0} = B_m + B_\varphi (\varphi - \varphi_m)^2$$

$B_m = 34.2(cm/s), B_\varphi = -138.7(cm/s)$ 로 문헌의 실험식에 사용된 값들을 사용하였다.

3. 실험방법

3.1 실험장치

본 연구를 위한 실험장치는 Fig. 1과 같이 구성하였다. 또한 사용된 정적연소기는 Fig. 2와 같이 자동차 엔진의 실린더 체적을 모사하여 원통형이며, 직경은 80mm, 길이는 110mm, 원통 부분만의 체적은 552.9 cm^3 이다. 연소실 본체의 재질은 열과 부식에 강한 스테인리스를 사용하였다.

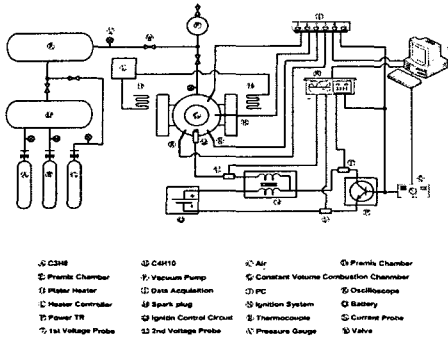


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

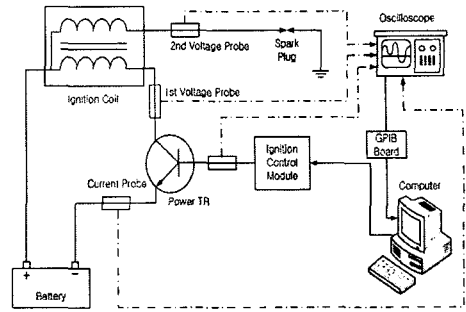


Fig. 4 Schematic diagram of ignition energy measurement apparatus

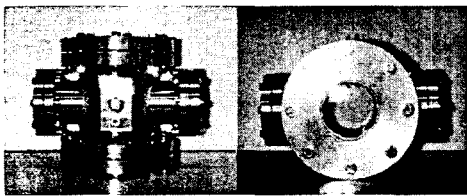


Fig. 2 Picture of the constant volume combustion chamber

Table 1 Specifications of ignition system

Item	Specifications	
Ignition coil type	Mold type	
ignition coil	Primary coil	$0.5 \pm 0.05\Omega$
	Secondary coil	$12.1 \pm 1.8k\Omega$
Spark pug number	N9YC4	
Electrode gap	1mm	
Electrode material	Tungsten	
Electrode diameter	2.5mm	
Electrode shape	Flat	
Dwell Time	10ms	

화신호를 컴퓨터로 전송하였다. 이때 실시간 전송을 위해 GP-IB보드와 GP-IB케이블을 사용하였다.

3.2 실험방법

실험연료는 프로판(C_3H_8)을 사용하였으며 연료의 당량비는 LPG연료의 가연 연소범위를 고려하여 $\phi=1.0, 1.2$ 로 비교 하였다. 연소실 초기온도는 $T_i=353K$ 로 일정히 하고, 연소실 초기압력은 $P_i=0.5, P_i=1.0, P_i=1.5bar$ 로 변화 하였다.

실험연료의 당량비는 돌턴의 법칙을 이용하여 조절하였으며, 정확한 조성을 위해서 진공펌프를 이용하여 예혼합실과 정적연소기를 실험 전에 진공상태로 유지시켰다. 예혼합실의 압력은 3bar를 유지시켰으며 디지털 압력 게이지와 마이크로 니들밸브로 압력을 제어하였다. 우선 정적연소기로 연료가 공급된 후 연료 공급 상태가 충분히 안정된 20초 뒤 점화제어장치를 통해 점화가 이루어 지도록 하였다. 각 계측기로부터 계측된 연소장의 온도, 압력신호와 점화장치의 점화 1, 2차 점화 전압과 점화 전류 신호는 데이터 취득 장치와 오실로스코프를 통해 컴퓨터에 입력한 후 이를 분석하였다.

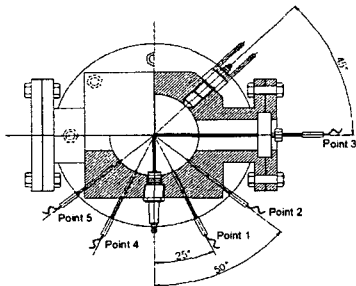


Fig. 3 Experimental setup of temperature measurement in the constant volume combustion chamber

실험에서 LPG 연료의 연소특성을 규명하기 위하여 연소실 벽면 온도를 계측하였다. 온도 계측에 사용된 열전대는 노출형 R-type을 사용하였으며 정적연소기 내에 Fig. 3과 같이 설치하였다.

Table 1은 실험장치 중 점화장치의 사양이며 Fig. 4는 일정한 점화에너지 공급을 위한 장치의 구성도이다. 점화에너지 분석을 위해서는 고전압 프로브와 소전류 프로브를 사용하였으며, 점화시기를정확히 검출하기 위해 오실로스코프에서 점

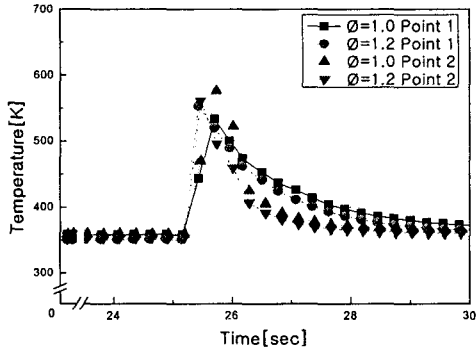


Fig. 5 Surface temperature of combustion chamber wall with equivalent ratio at $P_i=0.5\text{bar}$

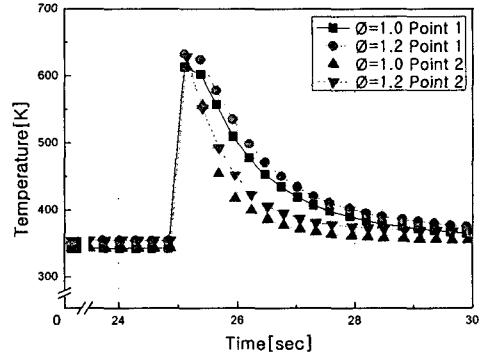


Fig. 7 Surface temperature of combustion chamber wall with equivalent ratio at $P_i=1.5\text{bar}$

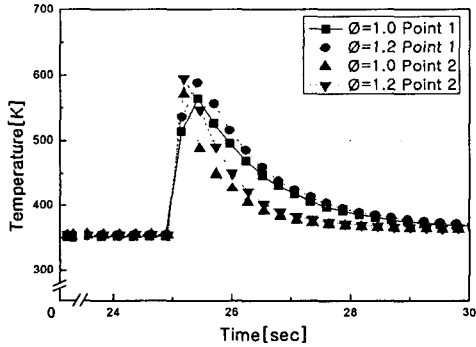


Fig. 6 Surface temperature of combustion chamber wall with equivalent ratio at $P_i=1.0\text{bar}$

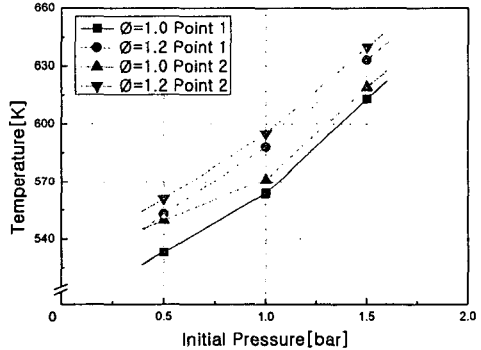


Fig. 8 Surface maximum temperature of combustion chamber wall with initial pressure & equivalent ratio

4. 결과 및 해석

4.1 연소실 벽면 온도 분포

현재의 고효율을 요구하는 자동차용 엔진 연소실에서는 과도한 열 발생으로 실린더 헤드, 피스톤, 실린더 라이너와 같은 연소실 구성요소에 열부하의 증가를 초래할 수 있다. 또한, 연소실 벽면 온도의 증가는 국부적인 열점의 발생의 원인이 되어 이상연소를 발생시키고, 이로 인한 심각한 열 장해를 가져올 수 있다.⁽¹⁰⁾ 이런 현상을 방지하기 위해 연소시 발생하는 연소실 벽면의 온도분포와 벽면 열유속에 대한 해석은 중요하다. 정적연소기 내의 형상은 완전 구형으로, 정지 분위기에서 실험이 행해짐으로 점화플러그가 점화되어 발달되는 화염은 구형형태로 전파된다고 가

정하여 온도 측정 위치를 설정하였다.

Fig. 5~7은 실험연료 프로판을 공급연료의 연소실 초기온도 $T_i=353\text{K}$ 의 실험 조건에서 연소실 초기압력을 $P_i=0.5, P_i=1.0, P_i=1.5\text{bar}$ 로 변화시킬 때 공급연료 당량비 $\phi=1.0, \phi=1.2$ 의 조건에서 각 측정 지점의 연소실 벽면 최고온도를 나타낸 것이다. Fig. 8은 같은 초기온도조건에서 실험연료를 당량비와 연소실 초기압력을 변화시키면서 각 측정 지점별 최고 온도를 나타낸 그래프이다. 실험결과 동일 지점에서는 연소실의 초기압력이 높으면 연소실 벽면의 온도는 증가하는 것으로 나타났으며 측정 지점은 Point 1보다 Point 2에서 높은 온도를 나타내고 있다. 이는 Point 2의 측정계측기가 연소실 벽면에 설치되어 있지 않음으로 벽면에 의한 열손실이 적어 다른 Point 1에

비하여 비교적 높은 온도를 나타낸 것으로 사료된다.

4.2 연소실 벽면 열유속

Fig. 9~11은 실험연료 프로판을 측정지점별 당량비에 따른 연소실 초기온도 $T_i=353K$ 실험 조건에서 연소실 초기압력을 $P_i=0.5, P_i=1.0, P_i=1.5bar$ 로 변화시킬 때 공급연료 당량비 $\phi=1.0, \phi=1.2$ 의 조건에서 각 측정 지점의 연소실 벽면 열유속을 나타낸 것이다. 연소실 내에서 연소가 발생하게 되면 연소온도는 급격히 상승하게 되고 동시에 연소실 벽면 열유속도 급격히 증가함을 알 수 있다. 이는 순간온도 분포와 유사한 경향을 나타냈다. 이것으로 연소실 벽면을 통해 급격한 열전달이 이루어지고 있음을 알 수 있다. 그리고 혼

합기가 농후할수록 벽면의 열유속은 증가 한다. Fig. 12는 실험연료를 당량비와 연소실 초기압력을 변화시키면서 각 측정 지점별 벽면 최고 열유속을 나타낸 그래프이다. 연소실 초기압력이 높을수록 그리고 당량비가 클수록 벽면의 열유속은 증가함을 알 수 있다.

4.3 연소속도

Fig. 13은 실험연료 프로판의 연소시 각 측정 지점별 초기 연소실 압력과 당량비 변화에 따른 연소속도를 나타낸 것이다. 그림에서 당량비 $\phi=1.2$ 일 때가 당량비 $\phi=1.0$ 에 비하여 연소속도가 빠르게 나타났다. 또한 연소속도는 초기압력이 높을수록 크게 증가하는 경향으로 나타났다. 계산식에서 나타낸바와 같이 이는 정적연소실내에서의 층류 연소속도는 연소실 초기 온도와 압력

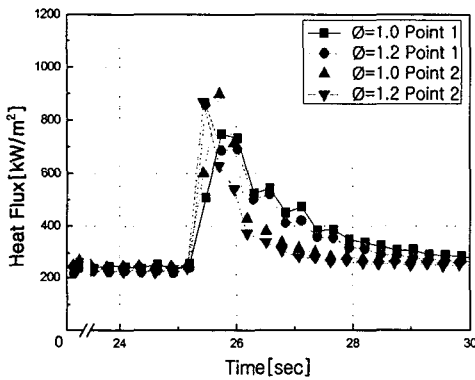


Fig. 9 Wall heat flux with equivalent ratio at $P_i=0.5bar$

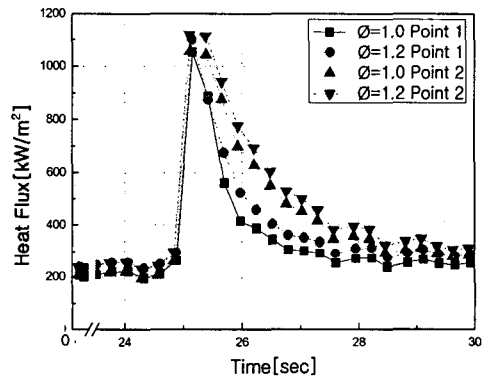


Fig. 11 Wall heat flux with equivalent ratio at $P_i=1.5bar$

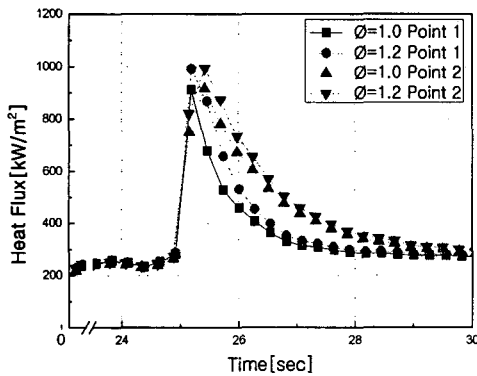


Fig. 10 Wall heat flux with equivalent ratio at $P_i=1.0bar$

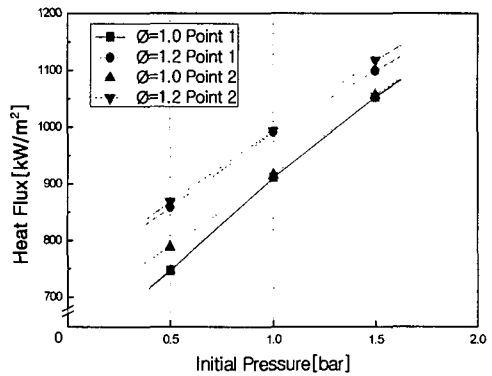


Fig. 12 Wall heat flux with initial pressure and equivalence ratio

참고문헌

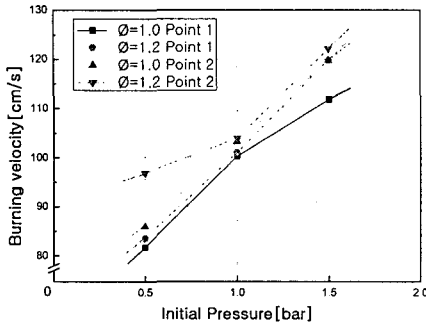


Fig. 13 Burning velocity with initial pressure and equivalence ratio

에 비례하기 때문인 것으로 생각된다.

5. 결론

본 연구를 통해 SI 정적연소실 내에서 프로판 연료의 연료 공급 조건의 변화에 따른 연소장의 벽면 온도, 벽면 열유속, 연소속도에 대해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 프로판 연료의 연소시 최고 벽면 온도와 벽면 열유속은 연소실 초기압력이 높을수록 빠르게 나타났다. 연소속도가 증가하면 벽면 열유속이 증가하는 경향이 확인되었다.
- (2) 연소속도는 정해진 연소실 초기온도, 연소실 초기압력 하에서 결정되는 고유의 값이므로 정적 연소실내 측정위치에 따라 큰 차이가 없고 연소실 초기 압력의 증가가 연소속도의 상승을 나타냄을 알 수 있었다.
- (3) 따라서 LPG 연료의 정적 연소의 연소속도는 당량비, 연소실 초기온도, 연소실 초기압력에 따라 큰 영향을 받음을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국산학협동재단 및 에너지관리공단의 일부 지원에 의해 수행되었으며 또한 경희대학교 국제교류센터의 해외파견 지원을 받았다. 본 연구실험에 협조하여준 열공학연구실의 대학원생 한성철, 최석렬군에게 감사사를 드린다.

- (1) Sunwoo, M. H. and Sim, H. S., 1999, "Development of an Engine Modeling and an Engine Control Module for an LPG Engine," *Transactions of the KSAE*, Vol. 7, No. 9, pp. 1~9.
- (2) Park, K. S., Han, S. C. and Son, S. M., 2002, "A Study on the Demonstration and Evaluation of LPG Bus," *Kyunghee Univ.*
- (3) Kang, K. Y., Kim, S. K., Kim, C. U., Bae, C. S. and Oh, S. M., 2002, "Flame Propagation Characteristics in a Heavy Duty Liquid Phase LPG Injection SI Engine by Flame Visualization," *Transactions of the KSAE*, Vol. 10, No. 1, pp. 23~32.
- (4) Cho, J. W., Ryu, Y. and Lee, J. T., 1999, "Measurement and Analysis of Instantaneous Surface Temperature and Unsteady Heat Flux at Combustion Chamber of DOHC Gasoline Engine : Cylinder Head," *Transactions of the KSAE*, Vol. 7, No. 1, PP. 10~19.
- (5) Yoshiteru, E., 1987, "A Study on the Heat Loss Temperature Measurement of Automobile Engine," *Musashi Institute of Technology*, Graduate School of Engineering.
- (6) Nishiwaki, K., 1984, "Measurements of Unsteady Wall Temperature and Heat Flux," *JSME Kansai*, No. 122, Institute teaching material, pp. 23~32.
- (7) Metghalchi, M. and Keck, J. C., 1980, "Laminar Burning Velocity of Propane-Air Mixture at High Temperature and Pressure," *Combustion and Flame*, Vol. 38, pp. 143~154.
- (8) Metghalchi, M. and Keck, J. C., 1982, "Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane and Indolene at High Pressure and Temperature," *Combustion and Flame*, Vol. 48, pp. 191~210.
- (9) Min, K. D. and Pae, S. S., 2001, "Modeling of Laminar Burning Velocities for Hydrocarbon and Methanol Fuels by Using Detailed Chemical Reaction Mechanisms," *Transactions of the KSME B*, Vol. 25, No. 10, pp. 1303~1310.
- (10) Park, K. S. and Jang, S. H., 2001, "A Study on the Pressure Resonance with Combustion Chamber Geometry for a Spark Ignition Engine," *Transactions of the KSME B*, Vol. 25, No. 12, pp. 1905~1910.