

## 정적연소기에서의 메탄-공기 균질혼합기의 연소특성 분석

이석영\* · 김상진\*\* · 전충환\*\*\*

### Combustion Characteristics Analysis of Methane-Air Homogeneous Mixture in a Constant Volume Combustion Chamber

Suk-Young Lee, Sang-Jin Kim, and Chung-Hwan Jeon

#### ABSTRACT

In this study, a cylindrical constant volume combustion chamber is used to investigate the flow and combustion characteristics of methane-air homogeneous mixture under various initial charge pressure, excess air ratios and ignition times. The flame and burning speed, mean gas speed are calculated by numerical analysis to analyze the combustion characteristics. It is found that the mean gas velocity during combustion has the maximum value around 300 ms and then decreased gradually on the condition of 10000 ms, and that the combustion duration is shorten and flame speed and burning velocity have the highest value under the conditions of an excess air ratio 1.1, an initial charge pressure of 0.2 MPa and an ignition time of 300 ms in the present study. And, the initial pressure and burning speed are in inverse proportion, so that it is in agreement with Strehlow who presented that the initial pressure and burning speed are in inverse proportion when the burning speed is under 50cm/s.

**Key Words** : Constant volume combustion chamber, burning speed, excess air ratio, flame speed

#### 기 호 설 명

$A$	Area, $m^2$	$THC$	Total hydrocarbon, g
$D$	Chamber diameter, m	$U$	Gas velocity, m/s
$\Delta H$	Differential enthalpy, MJ/kmol	$u_1 \cdots u_m$	Component of velocity, m/s
$h$	Convective heat transfer coefficient, $W/m^2 \cdot K$	$y_1 \cdots y_m$	Spatial component, m
$\bar{h}$	Molar enthalpy, MJ/kmol	$\gamma$	Specific heat ratio
$LHV$	Low heating value, MJ/kg	$\eta$	Efficiency
$n$	Mole number, mol		<b>Subscripts</b>
$R$	Gas constant, $J/kg \cdot K$	$ad$	Adiabatic
$\bar{R}$	Universal gas constant, $J/kmol \cdot K$	$b$	Burnt

\* 동양공업전문대학 기계과  
 \*\* 대림대학 자동차학과  
 \*\*\* 부산대학교 기계공학부  
 † 연락저자, sylee@dongyang.ac.kr

#### 1. 서론

<i>c</i>	Chamber	<i>react</i>	Reaction
<i>disso</i>	Dissociation	<i>ref</i>	Reference condition
<i>front</i>	Flame front	<i>u</i>	Unburnt
<i>ht</i>	Heat transfer	<b>Superscripts</b>	
<i>i</i>	Species	'	Predicting
<i>init</i>	Initial condition	*	Perfect condition
<i>prod</i>	Production	.	Flux or mass rate

가솔린 기관의 연소과정은 공기과잉률, 공기유동, 연소실형상 등과 같은 여러 가지 요인에 강하게 지배받고 있다. 실제 엔진을 이용한 연구에서는 각종 계측이 난해할 뿐 아니라 이들 요인들이 복잡하게 상호 간섭하고 있으므로 각각의 요인이 연소과정에 어떻게 관여하는지를 파악하기는 쉽지 않다.

Hjima와 Takeno[1]는 정적연소기에서 메탄혼합기의 분위기 온도 및 압력변화에 따른 화염전파속도에 관한 연구를 수행하였다. Kim과 Kwon[2]은 정적연소기를 이용하여 유동이 정지된 상태에서 당량비, 수소 첨가율 및 초기 압력 변화에 따른 메탄-수소-공기 예혼합기의 연소특성을 조사하였다. Lee 등[3]은 메탄-공기 혼합기의 연소과정을 연소실내의 분위기, 혼합기의 온도와 압력, 점화에너지 등의 연소조건이 변할 경우에 대해 비교하였으며, 솔리덴 기법을 이용하여 화염가시화를 실시하였다. Arcoumanis와 Bae[4]는 정적연소기내의 유동속도를 측정하고 이를 바탕으로 유동에 의한 초기성장을 관찰하였으며, 초기압력, 온도, 공연비 등을 변화시키며 이에 따른 연소특성을 관찰하였다. Strauss와 Edse[5]는 대기압에서 10MPa까지의 다양한 분위기 압력 조건에 대해 연소속도를 취득하였으며, 대기압 조건에서 연소속도가 50cm/s 이하인 경우 혼합기 압력이 증가함에 따라 연소속도가 감소하였으며, 연소속도가 50cm/s 이상인 경우에는 혼합기 압력과 연소속도가 비례함을 보였다. 또한 Lefebvre[6]는 층류연소속도와 화염전파속도에 관한 정의와 함께, 혼합기의 초기온도, 압력 및 농도가 연소속도에 미치는 영향에 대해 조사하였으며 Choi 등[7]은 실험을 통해 정적연소기에서 메탄-공기 균질 혼합기의 유동과 점화시기에 따른 배기배출물의 특성을 연구하였다. 따라서 본 연구에서는 정적 연소기를 제작하고 균질 혼합기에 대한 실험을 수행하였다. 실험변수로서 점화시기, 공기과잉률, 연소기의 초기압력을 설정하여 압력을 취득하였고 실험에 의해 얻을 수 있는 분석값의 한계를 극복하기 위해 취득된 압력을 입력값으로 수치해석을 통해 화염 및 연소속

도, 평균가스속도 등을 계산하여 연소현상을 분석하였다.

## 2. 실험장치

### 2.1 정적연소기 및 측정장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 정적연소기의 개략도이다. 연소실 형상은 배기량 2.4L의 승용차용 가솔린 기관의 압축 상사점 부근을 모사하여 직경 86mm, 폭 25mm(체적 145cc)로 하였다. 자동차용 점화플러그를 개선한 직경 1mm의 피아노선을 개조한 전극을 연소실 상하벽면으로부터 대

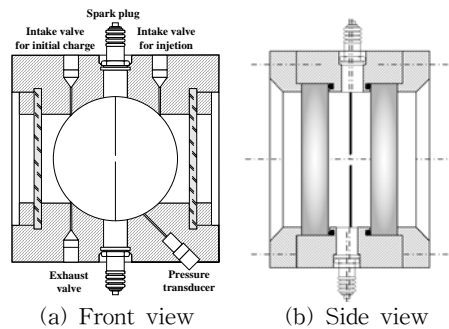


Fig. 1 Schematic diagram of CVCC

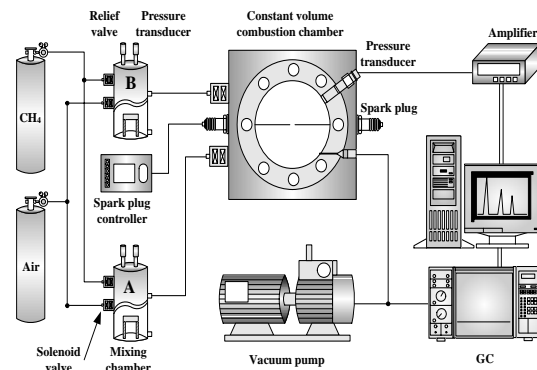


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Experimental combustion conditions

Overall pressure (MPa)	Excess air ratio	Ignition time (ms)
0.2, 0.3, 0.6	1.1, 1.4	300, 10000

향형으로 설치하여 두 전극의 간극이 2mm가 되도록 고정하고 연소실의 중심에서 점화가 되도록 하였으며, 연소실 내 초기온도를 실제엔진의 조건과 근접시키기 위해 연소실 외부에 열선을 장착하여 저항스위치를 사용하여 벽면온도를 450K 부근에서 조절이 되도록 하였다. 이 경우 2mm의 간극과 10m/s이내의 평균유속에서의 점화에너지는 수 mJ에 불과하므로[8,9], 본 연구에서는 점화 에너지에 대한 영향은 고려하지 않았으며 연소실의 압력측정을 위해 압전형 압력변환기(Kistler 6160B)를 이용하였다. Fig. 2는 실험장치의 구성도이다. 공기와 연료탱크를 통해 혼합탱크(A)에서 혼합기를 생성시킨다. 이때 혼합 탱크 내에서의 공기과잉율은 분압법을 이용하여 결정되며 혼합탱크로 공급되는 연료와 공기의 분압은 다이어프램 방식의 압력 변환기를 사용하여 측정하였다. 또한 컴퓨터 칩 냉각용 마이크로 팬을 장착하여 예혼합이 가능한 균일혼합기를 준비하였고 혼합탱크(B)는 본 연구에서는 사용하지 않는 향후 성층연소연구를 위하여 예비 준비한 것이다. 스파크 플러그에서의 유동특성을 조사하기 위하여 정온도형 열선 유속계(CCA : constant temperature hot wire anemometer, IFA-300)를 이용하였으며, 속도데이터는 각 조건에 대해 100 회씩 반복 측정된 값을 평균하여 사용하였다.

## 2.2 실험방법

연소실내의 압력은 0.20, 0.30, 0.60MPa이며, 공기과잉율은 희박조건인 1.1, 1.4이며, 균질 혼합기에 대한 점화시기는 혼합기의 유동이 준정적 상태로 되는 분사 개시 후 10000ms와 유동이 존재하는 300ms로 하였다.

## 3. 수치모델

### 3.1 열전달, 연소 및 화염속도

미연가스온도,  $T_u$ 를 계산하기 위해 Perlee[10] 등이 제시한 다음 식(1)을 사용하여 먼저 초기값을 입력하여 식(1)에서 (6)까지 시행착오로 하여 미연가스온도를 계산한다.

$$\bar{v}_u = 1.3645 + 2.454E-4 * T_u - 7.721E-7 * T_u^2 + 4.83E-10 * T_u^3 \quad (1)$$

$$C_{p,u} = f(n, T_u) \quad (2)$$

$$R_u = C_{p,u} \left(1 - \frac{1}{\bar{v}_u}\right) \quad (3)$$

$$\rho_u = \frac{P_c}{R_u T_u} \quad (4)$$

$$P'_c = \rho_u R_u T_u \quad (5)$$

$$|P_c - P'_c| < Error \quad (6)$$

단열미연가스온도,  $T_{u,ad}$ 를 계산하기 위해 다음 식(7)에서 (10)을 사용하여 계산한다.

$$m_b = X_b \times m_{total} \quad (7)$$

$$m_u = m_{total} - m_b \quad (8)$$

$$V_u = \frac{m_u}{\rho_u} \quad (9)$$

$$T_{u,ad} = \left(\frac{V_{u,ref}}{V_u}\right)^{\gamma_{u,ad}-1} T_{u,ref,ad} \quad (10)$$

$T_c$ 값을 계산하기 위해 먼저 초기  $T_c$ 값을 입력하여 식(11)에서 (14)까지 시행착오로 하여  $T_c$ 값을 계산한다.

$$\bar{C}_{p,c} = f(n, T_c) \quad (11)$$

$$\bar{v}_c = \bar{C}_{p,c} / (\bar{C}_{p,c} - 8.3143) \quad (12)$$

$$R_c = C_{p,c} \left(1 - \frac{1}{\bar{v}_c}\right) \quad (13)$$

$$T_c = \frac{P_c V_c}{m_{total} R_c} \quad (14)$$

단열기연가스온도,  $T_{b,ad}$ 를 계산하기 위해 다음 식(15)에서 (18)을 사용하여 계산한다.

$$H_{react} - H_{prod} - \bar{R}(n_{react} T_{init} - n_{prod} T_{front,ad}) = 0 \quad (15)$$

$$H_{react} = \sum_{react} n_i \bar{h}_i \quad (16)$$

$$H_{prod} = \sum_{prod} n_i \bar{h}_i \quad (17)$$

$$T_{b,ad,t} = \frac{C_{p,b,ad} T_{b,ad,t-1} m_b + T_{b,ad} C_{p,b,ad} \dot{m}_b}{C_{p,b,ad} m_b + C_{p,b,ad} \dot{m}_b} \quad (18)$$

단열평균가스온도,  $T_{c,ad}$ 를 계산하기 위해 다음 식(19)에서 (26)을 사용하여 계산한다.

$$T_{c,ad}^* = \frac{T_{u,ad} C_{p,u,ad} m_u + T_{b,ad} C_{p,b,ad} \dot{m}_b}{C_{p,u,ad} m_u + C_{p,b,ad} \dot{m}_b} \quad (19)$$

$$Q_c^* = m_c C_{v,c}^* (T_{c,ad}^* - T_{c,init}) \quad (20)$$

$$Q_c = \eta_{comb} \eta_{disso} Q_c^* \quad (21)$$

$$\eta_{comb} = (Q_c^* - (THC \times LHV)) / Q_c^* \quad (22)$$

$$CO_2 \leftrightarrow CO + \frac{1}{2} O_2 \quad \Delta H_{co} = 283.0 \text{ MJ/kmol} \quad (23)$$

$$H_2O \leftrightarrow H_2 + \frac{1}{2} O_2 \quad \Delta H_{H_2} = 241.8 \text{ MJ/kmol} \quad (24)$$

$$\eta_{diss} = (\eta_{comb} Q^* - (\Delta H_{co} + \Delta H_{H_2})) / \eta_{comb} Q^* \quad (25)$$

$$T_{c,ad} = \frac{Q_c}{m_{total} C_{v,c}} + T_{c,init} \quad (26)$$

$Q_c, Q_{ht}$  를 계산하기 위해 다음 식(27), (28)을 사용하여 계산한다.

$$Q_c = m_{total} C_{v,c} (T_{c,ad} - T_{c,init}) \quad (27)$$

$$Q_{ht} = m_{total} C_{v,ht} (T_{c,ad} - T_c) \quad (28)$$

여기서  $C_{v,c} = f(n, T_{c,ad}, T_{c,init}), C_{v,ht} = f(n, T_{c,ad}, T_c)$

화염은 연소실의 중앙으로부터 원형형상으로 최대화염 도달거리에 닿을 때까지 전파된다. 화염은 주류형상이나 전체적으로 원형형상이며 원둘레에 비하면 화염두께도 무시할 정도이므로 화염면의 두께도 무시했다. 따라서 짧은 원기둥에 반지름이 커지는 형상으로 가정할 수 있으며 다음 식(29)에서 (31)에 의해 계산된 기연가스체적으로부터 화염길이, 화염속도와 연소속도를 화염면적을 계산할 수 있다.

$$V_b = \pi r_f^2 B \quad (29)$$

$$A_f = 2\pi r_f B \quad (30)$$

$$S_t = \frac{\dot{m}_b}{\rho_u A_f} \quad (31)$$

### 3.2 평균가스속도

차원해석을 통해 열전달계수의 관계식을 이끌어내는 방법은 Annand가 사용하였으며 Heywood도 이 방법을 인용하였다. 먼저 차원해석을 수행하기 위해 열전달계수와 함께 관련된 모든 변수들을 포함시켜 함수로 표현하면 다음과 같다.

$$F(h, B, S, y_1, y_2, \dots, y_m, U, u_1, u_2, \dots, u_m, k, \mu, c_p, \rho, q, N, \Theta) = 0 \quad (32)$$

차원해석을 통해 식(32)을 무차원화하면 다음 식(33)와 같다.

$$F\left(\frac{h_c B}{k}, \frac{\rho U B}{\mu}, \frac{C_p \mu}{k}, \frac{C_p T}{U^2}, \frac{NB}{U}, \frac{\dot{q}}{\rho C_p N T}, \frac{S}{B}, y_1, \dots, y_m, u_1, \dots, u_m, \Theta\right) = 0 \quad (33)$$

기관형태의 관련인자들을 생략하고 연소실내의 속도성분도 생략한다. 최종적으로 식(33)에서 남는 것은 Nusselt, Reynolds, Prandtl수 만이며 이들을 다음과 같은 식(34)으로 표현된다[11].

$$Nu = a Re^m Pr^n \quad (34)$$

여기서 플란트 수, Pr은 동작용체가 가스인 경우엔 거의 일정하므로 상수항에 포함된다. 그러므로 식(34)은 다음과 같이 된다.

$$Nu = a Re^m \quad (35)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (36)$$

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu} \quad (37)$$

식(33)을 다시 쓰고 밀도  $\rho$ 를 상태방정식을 사용하여 대체하면 다음과 같다.

$$h = a \frac{k}{D} \left( \frac{\rho UD}{\mu} \right)^m = \left( \frac{a}{R^m} \right) \left( \frac{k}{\mu^m} \right) \left( \frac{P}{T} \right)^m U^m D^{m-1} \quad (38)$$

질소에 대하여 점성계수와 열전도계수는 다음과 같이 온도에 관한 비례식으로 나타낼 수 있다[12].

$$k \propto T^{0.75} \quad \text{and} \quad \mu \propto T^{0.62} \quad (39)$$

그러면 식(39)을 식(38)에 대입하여 정리하면 다음 식(40)가 얻어진다.

$$h = a P^m U^m D^{m-1} T^{(0.75-1.62m)} \quad (40)$$

식(40)을 정리하면 다음 식(41)과 같이 정리된다.

$$U = a \left( \frac{P^{-m} U^{-(m-1)} T^{(1.62m-0.75)} \dot{Q}_{ht}}{A(T-T_w)} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (41)$$

여기서 지수 m은 Taylor와 Toong의 19개 기판에서 실험한 결과에서 얻은 0.75를 취하였다[9].

## 4. 계산결과 및 고찰

### 4.1 유동

유동실험은 혼합기 초기 압력이 각각 0.2와 0.3MPa인 경우에 대하여 실험을 수행하였다. Fig. 3는 스파크 플러그 간극에서의 평균속도와 난류강도의 결과이다. 두 경우 모두 속도가 일정한 값까지 증가한 후 점점 감소하여 3초 이후부터는 평균속도와 난류강도가 거의 존재하지 않음을 알 수 있다. 혼합기를 0.2MPa로 공급한 경우, 평균속도와 난류강도의 최대값을 나타내는 시점은 분사 종료 후 200ms 근방이며, 3000ms에는 평균속도와 난류강도가 모두 0.2m/s 이하로 됨을 알 수 있다.

이에 비해 0.3MPa로 공급한 경우에는 약 300ms 근방에서 최대값을 보이며, 3000ms에서 0.3m/s 이하로 됨을 알 수 있다. 이러한 최대값이 나타

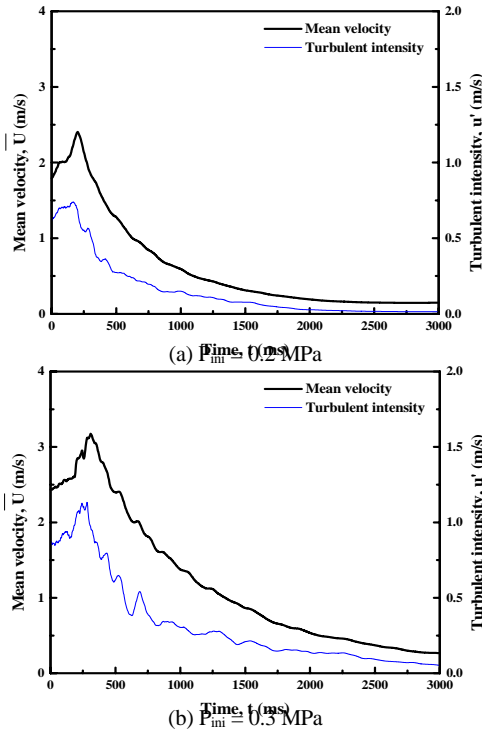


Fig. 3 Flow characteristics at spark electrode gap

나는 시기의 차이는 0.2MPa로 분사되는 경우 상대적으로 유동의 모멘트가 작기 때문에 나타나는 결과이다.

4.2 압력

Fig. 4 는 최고연소압력을 공기과잉률과 연소실 초기압력과 비교하여 보여준 결과이다. 전반적으로 준정적상태인 점화시기 10000ms 의 경우에 비해 유동이 존재하는 300ms 의 경우가 최고연소압력이 높게 나타남을 알 수 있으며, 그러한 차이는 연소실의 초기압력이 높을수록 더 크게 나타난다. 공기과잉을 1.1과 1.4 각각의 조건에 대하여 연소실 초기압력이 0.2MPa인 경우 점화시기 변경에 따른 최고연소압력 증가율은 각각 6.0, 6.7%, 0.3MPa의 경우는 6.9, 8.3%, 0.6MPa의 경우는 13.9, 14.3%의 결과 값을 비교해 볼 때 점화시기변경에 따른 최고연소압력 증가율은 공기과잉률의 증가에 대해 미소하게 증가함을 알 수 있다. 따라서 적절한 유동은 연소압력 향상에 좋은 요소임을 다시 한번 확인할 수 있다.

4.3 평균가스속도

Fig. 5 는 연소기간중 실린더내 평균가스속도를 나타낸 것이다. 점화시기 300ms가 10000ms의

경우에 비해 전반적으로 가스속도가 증가함을 알 수 있다. 이는 준정적상태인 10000ms의 경우에 비해 유동이 존재하는 300ms의 경우가 유동이 상대적으로 증가하는 요인이외에도 이러한 적절한 유동의 증가는 연소속도를 증가시키게 되어 연소과정중 밀도변화에 의한 가스의 유동이 더욱 증가시키기 때문으로 예측된다[13]. 이러한 유동속도의 증가율은 초기압력이 0.3MPa의 조건에서 점화시간변경에 대하여 가장 큰 영향을 받는다.

4.4 화염속도

Fig. 6과 7은 계산된 화염속도를 보여준다. 점화시기 300ms가 10000ms의 경우에 비해 화염의 성장이 빨라짐을 볼 수 있다. 300ms의 경우는 스파크 플러그 주변에서의 가스평균속도와 난류강도가 상대적으로 높은 경우로 연소기 내부에는 강한 스월이 형성된다. 따라서 준정적상태인 10000ms에 비해 빠른 화염속도의 증가하는 모습을 보인다. 또한 화염속도는 동일한 시간에 대해 초기압력과 공기과잉률에 반비례함을 알 수 있다. 이는 초기압력이 증가할수록 연소실내의 높은 밀도에 의해 화염전파속도가 저감되기 때문이다. 연소실내의 평균화염속도도 연소실의 초기압력과 공기과잉률에 따라 약 36~93m/s의 범위이며, 본 연구조건에서의 계산된 화염속도의 최대

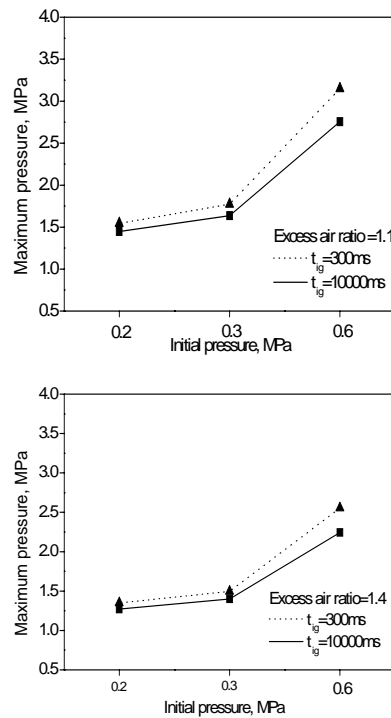


Fig. 4 Maximum pressure in chamber versus initial pressure

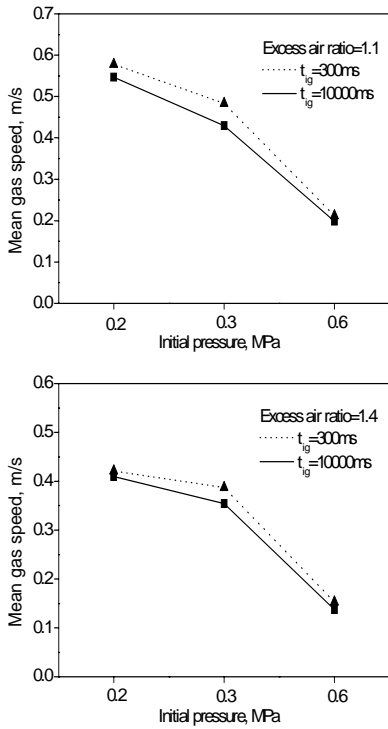


Fig. 5 Mean gas speed calculated versus initial pressure

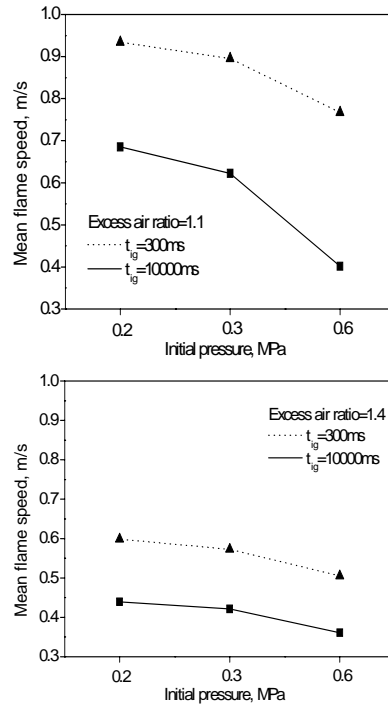


Fig. 7 Mean flame speed calculated versus initial pressure

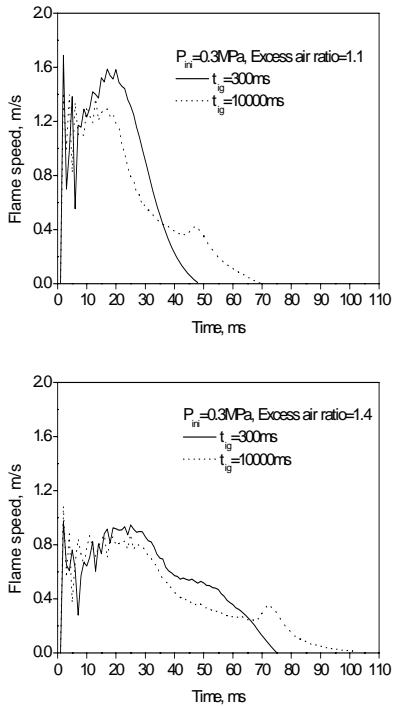


Fig. 6 Flame speed calculated versus time

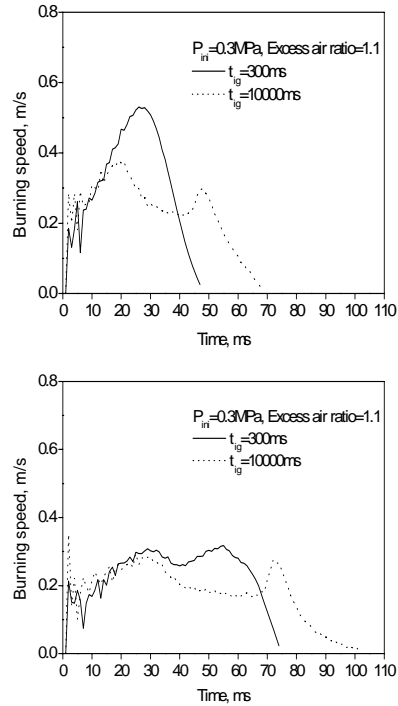


Fig. 8 Burning speed calculated versus time

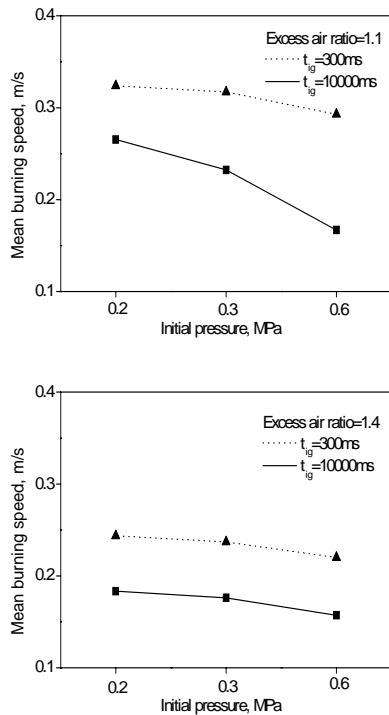


Fig. 9 Mean burning speed calculated versus initial pressure

값은 300ms의 점화시기에서 공기과잉률 1.1, 연소실 초기압력 0.2MPa의 조건에서 보여준다.

#### 4.5 연소속도

Fig. 8과 9는 계산된 연소속도의 결과를 보여준다. 연소속도에 미치는 압력의 영향은 Strehlow[14]에 의해 다음과 같이 해석된 바가 있다. 즉, 압력의 변화는 기연가스에서 해리와 3체충돌에 의한 자유 라디칼에 영향을 미친다. 50cm/s 이상의 연소속도를 갖는 혼합기는 압력의 증가에 따라 높은 화염온도를 갖는다. 따라서 압력이 증가함에 따라 기연가스의 온도는 상승하며, 반응율도 증가하며, 결론적으로 연소속도가 증가하게 된다. 이에 비해 50cm/s 이하의 연소속도를 갖는 혼합기는 해리의 영향을 적게 받는 낮은 화염온도를 갖는다. 따라서 압력의 증가는 반응영역에서 자유라디칼의 농도를 감소시키며, 이는 연소속도를 저감시키게 된다. 따라서 본 연구의 경우 50cm/s 이하의 연소속도를 가지므로 전반적인 경향이 연소초기압력과 연소속도는 서로 반비례함을 볼 수 있으며 특히 공기과잉률 1.1의 조건에서 연소초기압력이 증가할수록 점화시기에 따른 연소속도크기의 차이가 더 증가되는 경향을

보인다. Fig. 9에서 보면 점화시기 300ms가 10000ms의 경우에 비해 연소속도가 빨라짐을 볼 수 있다. 이는 앞서서도 언급한 바와 같이 300ms의 경우는 스파크플러그 주변에서 가스평균속도와 난류강도가 높아서 연소기 내부에는 상대적으로 강한 유동이 형성되어 준정적 상태인 10000ms에 비해 연소속도가 빠르게 나타나기 때문이다. 또한 연소속도는 동일한 점화시기에서 공기과잉률에 반비례함을 알 수 있다. 연소실내 연소속도는 초기압력과 공기과잉률에 따라 약 17~32cm/s의 범위이며, 본 연구조건에서 계산된 연소속도의 최대값은 300ms의 점화시기에서 공기과잉률 1.1, 초기압력 0.2MPa의 경우에 나타났다.

### 5. 결론

본 연구에서는 정적 연소기 실험을 통해 점화시기, 공기과잉률, 연소기의 초기압력을 설정하여 압력을 취득하였고 취득된 압력을 입력값으로 수치해석을 통해 화염 및 연소속도, 평균가스속도 등을 계산하여 연소현상을 분석하였다.

- 1) 최고연소압력의 경우, 준정적상태인 점화시기 10000ms에 비해 유동이 존재하는 300ms의 경우가 높게 나타남을 알 수 있으며, 그 차이는 연소실의 초기압력이 높고 공기과잉률이 작을수록 크게 나타났다.
- 2) 계산된 실린더내 연소기간중 유동속도를 비교 시 점화시기 300ms가 10000ms의 경우에 비해 증가함을 알 수 있다. 이는 준정적상태인 10000ms의 경우에 비해 유동이 존재하는 300ms의 경우가 유동이 상대적으로 증가하는 요인이외에도 이러한 적절한 유동의 증가는 연소속도를 증가시키게 되어 연소과정중 밀도변화에 의한 가스의 유동이 더욱 증가시키기 때문으로 예측된다. 이러한 유동속도의 증가율은 초기압력이 0.3MPa의 조건에서 점화시간변경에 대하여 가장 큰 영향을 받았다.
- 3) 화염속도는 초기압력과 공기과잉률에 따라 36~93m/s의 범위를 가지며, 계산된 최대값은 300ms의 점화시기에서 공기과잉률 1.1, 연소실 초기압력 0.2MPa의 경우에서 나타났다.
- 4) 연소속도는 초기압력과 공기과잉률에 따라 약 17~32cm/s의 범위를 가지며, 최대값은 300ms의 점화시기에서 공기과잉률 1.1, 연소실 초기압력 0.2MPa의 경우에 나타났다. 또한 초기압력과 연소속도가 반비례함을 보여 Strehlow가 제시한 대로 50cm/s 이하의 연소속도에서는 초기압력과 연소속도는 서로 반비례 하는 결과와 일치한다.

## 참고문헌

- [1] Hjima, T., Takeno, T., 1986, "Effects of Temperature and Pressure on Burning Velocity. Comb. and Flame," 65. pp. 35-43.
- [2] Kim, B. S., Kwon, C. H., 1995, "Combustion Characteristics of Methane-Hydrogen-Air Premixture (I)," Transactions of KSAE. 3. 3. pp. 129-139.
- [3] Lee, C. S., Kim, D. S. and Oh, K. S., 1996, "A Study on the Combustion Characteristics of Methane-Air Mixture in Constant Volume Combustion Chamber," Transactions of KSAE. 4. 4. pp. 201-209.
- [4] Arcoumanis, C., Bae, C. S., 1992, "Correlation between Spark Ignition Characteristics and Flame Development in a Constant-Volume Combustion Chamber," SAE Paper 920413.
- [5] Strauss, W. A. and Edse, R., 1959, "Burning Velocity Measurements by the Constant-Pressure Bomb Method," 7th Symposium on Combustion. pp. 377-385.
- [6] Lefebvre, A. H., 1999, "Gas Turbine Combustion. Taylor and Francis," pp. 38-39.
- [7] S. H. Choi, S. W. Cho, D. S. Jeong, C. H. Jeon and Y. J. Chang, 2005, "Combustion Characteristics of Homogeneous Charged Methane-Air Mixture in a Constant Volume Combustion Chamber, " Int. J. Automotive Technology Vol. 6, No. 4, pp. 323-332.
- [8] Lewis B., Von Elbe G., 1987, "Combustion, Flames and Explosions of Gases," Academic Press, pp. 333-413.
- [9] J. S. Park, H. S. Choi, M. J. Lee, T. W. Lee, J. Y. Ha, S. S. Chung, 2002, "A Fundamental Study to Improve the Ignitability of Lean Mixture by Radical Induced Injection in a Constant Volume Chamber, " FISITA/Helsinki.
- [10] Perlee, H. E., Fuller, F. N., Saul, C. H., 1974, "Constant-volume Flame Propagation," Natl. Bur. Stand, Spec. Publ. 387, fo. Meet. May 15-16 Vol 112, No. 7839.
- [11] Kalel, M. and Watson, N., 1979, "Heat transfer in the Indirect Injection Diesel Engine," SAE Paper 790826.
- [12] Raznjevic, K., 1975, "Hand Book of Thermodynamic Tables and Charts," Hemisphere Publishing Corporation.
- [13] Woschni, G, and Fieger, J., 1979, "Determination of Local Heat transfer Coefficients at the Piston of a High Speed Diesel Engine by Evaluation of Measured temperature Distribution," SAE Paper 790834.
- [14] Strehlow, R. A., 1984, "Combustion Fundamentals," McGraw-Hill, pp. 283.