

## 단일영역 열발생량 계산법을 사용한 IDI, HSDI 디젤엔진과 SI엔진의 연소특성 비교에 관한 연구

이 석 영<sup>1)</sup> · 정 구 섭<sup>2)</sup> · 전 충 환<sup>3)</sup> · 장 영 준<sup>3)</sup>

부산대학교 기계공학과 대학원<sup>1)</sup> · 진주국제대학교 자동차공학부<sup>2)</sup> · 부산대학교 기계공학부 기계기술연구소<sup>3)</sup>

### A Study on the Comparison of the Combustion Characteristics among an IDI, a HSDI Diesel Engine and a SI Engine using One-zone Heat Release Analysis

Sukyong Lee<sup>1)</sup> · Kuseob Jeong<sup>2)</sup> · Chunghwan Jeon<sup>3)</sup> · Youngjune Chang<sup>3)</sup>

<sup>1,3)</sup>Department of Mechanical Engineering, RIMT, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

<sup>2)</sup>Department of Automotive Engineering, Jinju International University, Gyeongnam 660-845, Korea

(Received 20 December 2004 / Accepted 28 July 2005)

**Abstract** : Heat release analysis is a very important method in understanding the combustion phenomena inside an engine cylinder. In this study, one-zone heat release analysis was used with the measured cylinder pressures of an IDI(indirect injection), a HSDI(high speed direct injection) and a SI(spark ignition) engine. It has benefits of simple equation, fast speed, reliability. The object of the study is to compare the combustion characteristics among an IDI, a HSDI and SI engine. Result of analysis, the maximum heat release rate of a HSDI is higher than an IDI because of long ignition delay period. The heat release curve of a IDI is more linear than an HSDI, so the combustion characteristics of a IDI is similar to that of an SI engine. There is a suggestion here that the combustion efficiency of a HSDI is highest of that of all engines because of the smallest heat transfer loss of all engines.

**Key words** : One-zone heat release(단일영역 열발생량), Crevice loss(틈새손실), Specific heat ratio(비열비), Heat transfer loss(열전달 손실)

#### Nomenclature

##### Alphabets

A : area, m<sup>2</sup>

B : cylinder diameter, m

C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub> : heat transfer constant

h : enthalpy per mass, kJ/kg

h<sub>c</sub> : heat transfer coefficient

m : mass, kg

Ma : mach number

P : pressure, bar

P<sub>big</sub>, P<sub>small</sub> : pressure near piston ring, bar

Q : heating value, kJ

R : universal gas constant, kJ/kmol·K

S<sub>p</sub> : mean piston speed, m/s

T : temperature, K

U : internal energy, kJ

V : volume, m<sup>3</sup>

V<sub>d</sub> : displacement volume, m<sup>3</sup>

X<sub>b</sub> : mass burnt rate

\*To whom correspondence should be addressed.  
chjeon@pusan.ac.kr

**Greeks**

- $\gamma$  : specific heat ratio
- $\theta$  : crank angle, deg
- $\omega$  : mean gas velocity, rad/s
- $\phi$  : equivalent ratio of fuel and air

**Subscripts**

- blow : blowby
- c : cylinder
- cr : crevice volume
- f : fuel
- gap : gap of piston ring
- ht : heat transfer to cylinder wall
- inj : fuel injection
- ivc : intake valve closed timing
- m : motoring
- swirl : swirl in cylinder
- wall : cylinder wall
- 1 : main chamber
- 2 : swirl chamber

**1. 서론**

직접 분사식 디젤엔진은 간접 분사식 디젤엔진에 비해 열효율은 높으나 회전수가 낮아 주로 트럭 및 버스용의 엔진으로만 이용되어 왔다. 그러나 최근 고압 연료분사장치 등의 발전으로 직접 분사식 디젤엔진의 고속화가 가능하게 되어 이를 승용차용 엔진으로 적용하기 위한 고속 직접분사식(High speed direct injection)디젤엔진의 개발이 활발히 이루어지고 있다. 현대자동차에서는 이미 Common rail을 사용한 직분식 디젤엔진(2.0L)을 상용화시켜 수출까지 하고 있으며 앞으로도 많은 개발과 연구가 이루어 질 전망이다. 한편 간접 분사식 디젤엔진은 고속운전이 가능하고 비교적 낮은 소음으로 고속직분식 디젤엔진이 개발되기 전까지는 대부분의 소형자동차에 사용되어 왔다. 따라서 본 연구에서는 고속 직분식 디젤엔진 개발시 데이터 베이스로 활용 할 수 있는 간접 분사식 디젤엔진과 객관적인

분석을 위해 가솔린 엔진을 추가하여 연소특성을 단일영역 열발생량 계산법으로 비교하였다. 이 계산법은 실린더 내부 상태를 미연(Unburned), 기연(Burned)가스로 구분하지 않고 균일한 물성치로 간주하여 계산하는 방법으로 다영역(2영역, 3영역)모델에 비하여 간단하며 계산속도가 매우 빠르며 계산의 간단함에 비해서 신뢰성이 높은 장점이 있다. 열역학 제 1법칙에 기초를 두고 있는 이 방법으로 스파크 점화기관과 직접 분사식 디젤기관에서의 단일영역 열발생량 계산은 Gatowski,<sup>1)</sup> Chun,<sup>2)</sup> Cheung,<sup>3)</sup> Lee<sup>4)</sup> 등에 의해 연구되어졌다. 본 연구에서는 단일영역 열발생량 계산법을 위에서 언급한 3가지의 기관에 적용하였고 계산된 결과값으로 연소특성을 비교하였다.

**2. 단일영역 열발생량 계산법**

**2.1 연소실 모델**

**2.1.1 HSDI 디젤엔진**

Fig. 1로부터 연소시 발생하는 열량을 계산하는 식은 open system에서의 열역학 제 1법칙으로부터 다음과 같이 유도 된다.<sup>5)</sup>

$$\frac{dQ}{d\theta} - P_c \frac{dV}{d\theta} + h_f \frac{dm}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} + h_{cr} \cdot \frac{dm_{cr}}{d\theta} \quad (1)$$

여기서 작동유체가 이상기체라 가정하고 이상기체 방정식을 적용하면 다음 식 (2)와 같이 된다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_c \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP_c}{d\theta} - C_p T \frac{dm}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} + h_{cr} \cdot \frac{dm_{cr}}{d\theta} \quad (2)$$

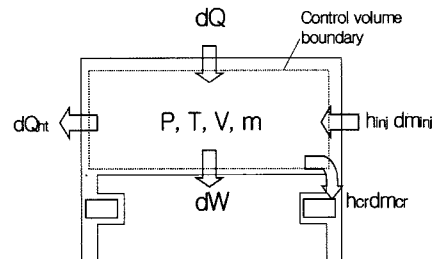


Fig. 1 Combustion chamber model of HSDI diesel and SI engine

연소시 방출되는 화학에너지  $dQ/d\theta$ 는 압력에 의한 항과 연료분사에 따른 에너지  $C_p T dm/d\theta$ , 열전달 손실  $dQ_{ht}/d\theta$ , 틱새부피에 의한 손실  $h_{cr} \cdot dm_{cr}/d\theta$ 로 나타낸다.

### 2.1.2 IDI 디젤엔진

열발생을 해석은 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 간접 분사식 연소실은 연락공에 의해 2개의 개방계로 나누어지는데 열역학 제1법칙을 주실과 부실에 적용시키면 다음과 같다.<sup>5)</sup>

$$\frac{dQ_1}{d\theta} - P_1 \frac{dV_1}{d\theta} + h_{2,1} \frac{dm}{d\theta} = \frac{dU_1}{d\theta} + \frac{dQ_{1\ ht}}{d\theta} + h_{1\ cr} \cdot \frac{dm_{1\ cr}}{d\theta} \quad (3)$$

$$\frac{dQ_2}{d\theta} - h_{2,1} \frac{dm}{d\theta} + h_f \frac{dm_f}{d\theta} = \frac{dU_2}{d\theta} + \frac{dQ_{2\ ht}}{d\theta} + h_{2\ cr} \cdot \frac{dm_{2\ cr}}{d\theta} \quad (4)$$

여기서

$$dm/d\theta > 0 \text{ 일 때 } h_{2,1} = h_2$$

$$dm/d\theta < 0 \text{ 일 때 } h_{2,1} = h_1$$

그리고 주·부실내 작동유체가 이상기체라 가정하고 이상기체 방정식을 적용하면 다음 식 (5), (6)과 같이 된다.

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 \frac{dV_1}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V_1 \frac{dP_1}{d\theta} - C_p T_{2,1} \frac{dm}{d\theta} + \frac{dQ_{1\ ht}}{d\theta} + h_{1\ cr} \cdot \frac{dm_{1\ cr}}{d\theta} \quad (5)$$

$$\frac{dQ_2}{d\theta} = \frac{1}{\gamma-1} V_2 \frac{dP_2}{d\theta} + C_p T_{2,1} \frac{dm}{d\theta} + \frac{dQ_{2\ ht}}{d\theta} + h_{2\ cr} \cdot \frac{dm_{2\ cr}}{d\theta} \quad (6)$$

따라서 연소시 발생되는 화학에너지  $dQ/d\theta$ 는 주실과 부실의 독립적인 압력에 의한 3개항과 주실과 부실 전체 연소실에서의 열전달량  $dQ_{ht}/d\theta$ 과 틱새손실  $h_{cr} \cdot dm_{cr}/d\theta$ 을 고려한 식 (7)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} &= \frac{dQ_1}{d\theta} + \frac{dQ_2}{d\theta} \\ &= \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 \frac{dV_1}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} (V_1 \frac{dP_1}{d\theta} + V_2 \frac{dP_2}{d\theta}) \\ &\quad + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} + h_{cr} \cdot \frac{dm_{cr}}{d\theta} \end{aligned} \quad (7)$$

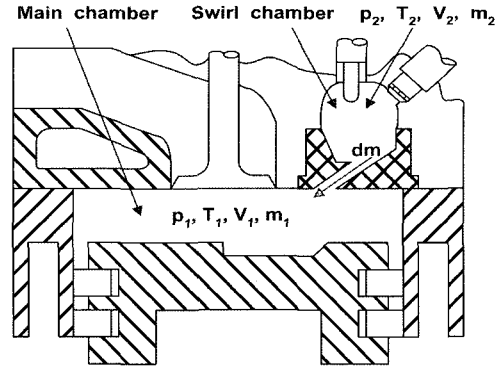


Fig. 2 Combustion chamber model of IDI diesel engine

### 2.1.3 SI 가솔린 엔진

Fig. 2로부터 개방계에서의 열역학 제1법칙으로부터 다음과 같이 유도된다.<sup>5)</sup>

$$\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} + h_{cr} \cdot \frac{dm_{cr}}{d\theta} \quad (8)$$

여기서 작동유체가 이상기체라 가정하고 이상기체 방정식을 적용하면 다음 (9)식과 같이 된다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} + h_{cr} \cdot \frac{dm_{cr}}{d\theta} \quad (9)$$

## 2.2 열전달 모델

실린더내의 평균가스온도는 이상기체 방정식을 사용하여 계산하였고, 실린더벽으로의 열전달은 아래식과 같은 Woschni가 제안한 식을 기본으로 하였다.<sup>6,7)</sup> 계산된 결과는 실린더내 가스압력과 비교하여 Fig. 11~13에 나타냈다.

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = C_1 \times h_c \times A_{wall} (T_c - T_{wall}) \quad (10)$$

$$h_c = 131 B^{-0.2} P_c^{0.8} T_c^{-0.35} \omega^{0.8} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \omega &= 2.28 [ S_p' + 3.4 \times 10^{-3} \times C_2 \frac{V_d}{P_{ivc}} \frac{T_{ivc}}{V_{ivc}} (P_c - P_m) ] \\ &\quad + 2.28 \frac{(\omega_{swirl} \times B)}{200} \end{aligned} \quad (12)$$

따라서 열전달 손실  $dQ_{ht}/d\theta$ 는 열전달 계수  $h_c$ , 열전달 면적  $A_{wall}$ , 실린더 벽면온도  $T_{wall}$ 의 곱으로 나타낼 수 있다.

### 2.3 틈새모델

틈새에 의한 손실은 틈새사이에 끼어 있는 손실과 피스톤링의 갭으로 빠져 나가는 블로우바이(blow-by)에 의한 손실이 있다. 여기서 틈새는 피스톤과 실린더벽 사이, 인젝션 노즐 및 예열 플러그 근처 그리고 실린더 블록과 헤드 가스켓 사이 등의 틈새의 영역을 고려하여 하나의 체적인  $V_{cr}$ 로 단순화시켰다. 틈새 사이에 혼합기가 끼어 있을 때 틈새 압력이 실린더내 압력과 같고 온도는 실린더 벽면의 온도와 같다는 가정으로 식 (13), (14)를 얻는다.<sup>5)</sup> 즉 틈새질량 변화  $dm_{cr}/d\theta$ 는 틈새부피  $V_{cr}$ , 가스상수  $R$ , 실린더 가스 압력변화를  $dP/d\theta$ 로 나타낼 수 있다. 또한 식 (15)와 같이 실린더 압력이 상승할 때는 실린더 온도를 가진 가스가 틈새에 들어감에 따라 실린더 온도를 가진 만큼의 엔탈피가 손실되고, 반대의 경우는 실린더 벽면의 온도를 가진 비교적 낮은 온도의 가스가 실린더내로 들어오므로 실린더 가스온도와 벽면과의 온도차만큼의 열손실 된다.

$$m_{cr} = \frac{P_c V_{cr}}{R T_{wall}} \quad (13)$$

$$\frac{dm_{cr}}{d\theta} = \frac{V_{cr}}{R T_{wall}} \frac{dP_c}{d\theta} \quad (14)$$

$$dP_c > 0 \text{ 일 때 } h_{cr} = C_p \times T_c$$

$$dP_c \leq 0 \text{ 일 때 } h_{cr} = C_p \times (T_c - T_{wall}) \quad (15)$$

여기서 블로우바이에 의한 손실은 피스톤링의 갭으로 실린더 가스가 빠져 나가는 것을 오리피스 유동으로 적용시킨 것이며, 식 (16)과 같이 블로우바이에 의한 질량변화는 피스톤링의 갭면적  $A_{gap}$ , 실린더 벽면온도  $T_{wall}$ , 마하수  $Ma$  등으로 나타낼 수 있다.<sup>1,8,9)</sup> 계산된 결과를 실린더 가스압력과 비교하여 Fig. 11~13에서 보여준다.

$$\frac{dm_{blow}}{d\theta} = A_{gap} P_{big} \left( \frac{1.35}{RT_{wall}} \right)^{\frac{1}{2}} (1 + 0.175 Ma^2)^{-3.357} Ma \quad (16)$$

여기서,

$$\frac{P_{small}}{P_{big}} < 0.5329 \text{ 일 때, } Ma = 1$$

$$\frac{P_{small}}{P_{big}} \geq 0.5329 \text{ 일 때,}$$

$$Ma = (5.7143 \left( \left( \frac{P_{small}}{P_{big}} \right)^{0.2596} - 1 \right))^{\frac{1}{2}}$$

### 2.4 비열비

디젤엔진은 연료가 분사되기 전까지는 공기와 잔류가스(Residual gas)가 압축되고 가솔린엔진은 연료와 공기의 혼합기가 잔류가스와 함께 압축된다. 잔류가스와 연료량은 상대적으로 작고 주로 열발생률은 연소시 발생되므로 공기이외의 가스에 대한 영향을 무시하고 공기의 온도에 따른 비열비에서 얻어지는 식 (17)을 적용한다.<sup>5)</sup> 잔류가스에 의한 연소내 온도상승의 효과도 있지만, 이는 측정된 압력 값에 의해 계산에 반영되므로 따로 고려할 필요가 없다. 연소와 팽창과정에서는 Table 1의 Heywood가 제시한 값을 사용하였다.<sup>2)</sup> Table 1의 비열비는 2영역에 의한 열발생량 계산과 단일영역 열발생량 계산이 일치하게 찾은 값이며<sup>2)</sup> 연소 과정시 비열비는 당량비와 질량연소율의 함수이며 여기서 질량연소율이란 연소가 시작할 때 잔류 가스량이다. 본 연구에서는 IDI, HSDI와 SI엔진을 대상으로 실험한 당량비가 0.9미만으로 잔류가스의 영향은 무시한다.

착화시기는 연료가 기화하여 점화가 이루어지면서 연소가 시작되고, 실린더 압력을 증가시키게 되므로 실린더 압력의 1차 미분율이 증가하는 시점을 선정하였고 연소가 끝나는 시점은 최대 열발생물의 10% 미만의 열발생물이 나타내는 최초의 지점<sup>5)</sup>을 선정하였다.

Table 1 Specific heat ratio at combustion & expansion<sup>2)</sup>

$\frac{X_b}{\phi}$	Combustion process			Expansion process
	3%	18%	33%	
0.4	1.312			1.343-3.653×10 <sup>-5</sup> T <sub>c</sub>
0.7	1.290			1.290-1.200×10 <sup>-5</sup> T <sub>c</sub>
0.9	1.282-1.280	1.280		1.289-1.523×10 <sup>-5</sup> T <sub>c</sub>
1.0	1.280	1.275	1.275	1.282-1.349×10 <sup>-5</sup> T <sub>c</sub>
1.1	1.283	1.283	1.283	1.302-2.213×10 <sup>-5</sup> T <sub>c</sub>
1.2	1.291	1.293	1.298	1.299-1.885×10 <sup>-5</sup> T <sub>c</sub>

$$\gamma = 1.3678 + 2.8089 \times 10^{-4} T_c - 7.2065 \times 10^{-7} T_c^2 + 5.2583 \times 10^{-10} T_c^3 - 9.4645 \times 10^{-14} T_c^4 - 2.2248 \times 10^{-17} T_c^5 \quad (17)$$

### 2.5 압력자료의 미분과 필터링

취득한 압력값은 식 (18)과 같은 three degree Lagrangian polynomal을 이용하여 미분하였고,<sup>10)</sup> 이때 나오는 값을 식 (19)와 같이 주위 5점을 평균하는 방법으로 필터링 했다. 이때 피크치가 많이 나타나는 연소기간에는 식 (20)과 같은 방법으로 고유값에 가중치를 두어 평균 하였다.

$$\frac{dP_{\theta}}{d\theta} = \frac{P_{\theta+1} - P_{\theta}}{(\theta+1) - \theta} - \frac{P_{\theta+1} - P_{\theta-1}}{(\theta+1) - (\theta-1)} + \frac{P_{\theta} - P_{\theta-1}}{\theta - (\theta-1)} \quad (18)$$

연소과정을 고려하지 않았을 때,

$$\frac{dP_{\theta}}{d\theta} = \frac{\frac{dP_{\theta-2}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta-1}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+1}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+2}}{d\theta}}{5} \quad (19)$$

연소과정을 고려하였을 때,

$$\frac{dP_{\theta}}{d\theta} = \frac{\frac{dP_{\theta-1}}{d\theta} + 4 \times \frac{dP_{\theta}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+1}}{d\theta}}{6} \quad (20)$$

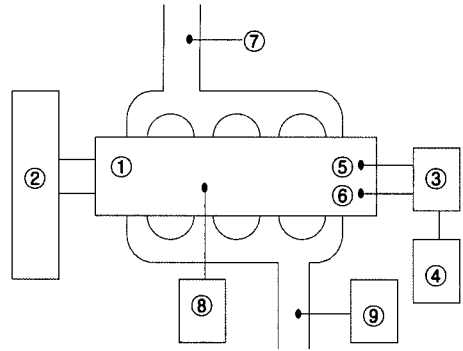
### 3. 실험방법

실험에 사용된 엔진은 1톤 트럭용 4기통 간접분사식(IDI) 디젤엔진, 승용형 고속 직접분사식(HSDI) 디젤엔진과 승용형 4기통 가솔린(SI)엔진으로 제원은 Table 2와 같다.

연소실내 압력 측정을 위해 주연소실과 부연소실(HSDI, SI는 제외)에 압력센서를 장착하였고 360° 엔코더를 사용하여 크랭크각도 1°간격으로 1MHz A/D Board로써 압력을 취득하였다.<sup>11,12)</sup> 취득된 압력

Table 2 Engine specification

Engine type	IDI diesel	HSDI diesel	SI gasoline
Displacement (cc)	2662	1991	1799
Swirl chamber (cc)	72	-	-
Air supply type	NA	TC/IC	NA
Bore×Stroke (mm)	93.0×98.0	83.0×92.0	81.6×86.0
Compression ratio	21.5	18.5	9.8
Max. power (PS/rpm)	80/4000	110/4000	105/7000
Max. torque (kgf · m/rpm)	17.5/2000	26.1/2000	14.5/4000



① Engine, ② Dynamometer, ③ Low pass filter Amplifier Rectifier, ④ Pressure Measurement(CAS), ⑤ Swirl chamber pressure sensor(except HSDI and SI engine), ⑥ Main chamber pressure sensor, ⑦ Piezo tube sensor, ⑧ Fuel mass measurement, ⑨ Exhaust analyzer & smoke meter

Fig. 3 Schematic diagram of experimental equipment

은 100사이클을 평균한 값을 사용하였다. 흡입공기량은 피토투브관으로, 공급되는 연료량은 엔진외부에서 질량저울로 측정하였다. 기관운전 조건으로 속도는 1000, 1500, 2000, 2500, 3000rpm, 부하는 HSDI와 SI엔진은 전부하의 조건으로, IDI엔진은 주연소실과 부연소실내의 압력을 비교하기 위하여 부하를 25%, 50%, 75%, full load의 조건하에 각각 운전하였다. 실험장치도는 Fig. 3과 같다.

### 4. 실험결과 및 고찰

#### 4.1 압력

IDI엔진은 부연소실에서 분사된 연료를 일부연소하고 이것이 주연소실의 압력을 형성시킨다. 따라서 부연소실의 압력은 주연소실보다도 높고 이러한 압력차는 부연소실내 연료와 화염 등을 주연소실로 흐르게 하는 역할을 한다. Fig. 4는 IDI엔진의 연소실내 압력곡선을 보여주며, 주연소실이 부연소실보다 다소 압력은 낮으나 거의 차이가 나지 않는 모습을 보인다. Fig. 5,6은 압력을 비교 한 것이다. 여기서 보이는 IDI엔진의 압력은 피스톤에 전달되어 엔진동력에 영향을 미치는 주연소실 압력으로 나타내었다. 그림에서 HSDI엔진의 곡선은 TDC부근까지 점화지연(ignition delay)이 되었다가 급격하게 예혼합 연소가 일어나는 전형적 DI엔진의 곡선형태이다 따라서 압력최대값을 향하는 압력상승률이 비교

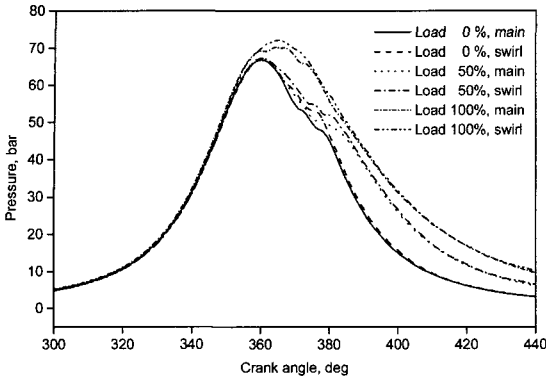


Fig. 4 Comparison of cylinder gas pressure versus crank angle at 2000 rpm, IDI diesel engine

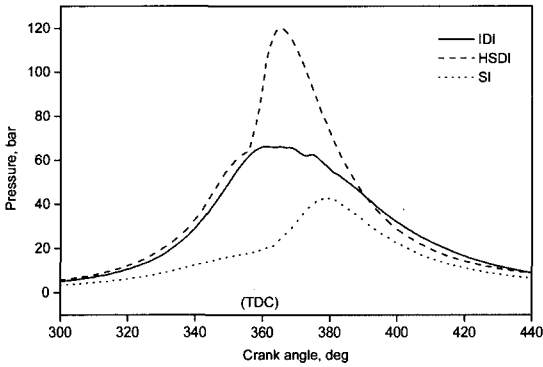


Fig. 5 Comparison of cylinder gas pressure versus crank angle at 1000 rpm, full load

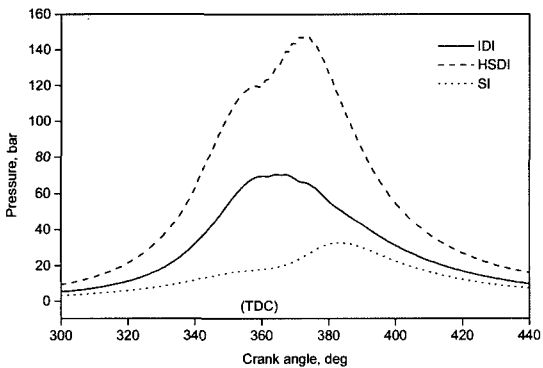


Fig. 6 Comparison of cylinder gas pressure versus crank angle at 2000 rpm, full load

적 크다. 반면에 IDI엔진은 부실에서 예비연소가 이루어지면서 연락공을 통해 화염이 주실로 전파되어 전체연소가 이루어지므로 최대압력값을 향하는 압력상승률이 비교적 완만하며 이는 HSDI엔진의 압

력선도와는 구분된다. 또한 SI엔진의 경우도 전기 점화에 의해 한 점으로부터 화염이 전파되므로 HSDI엔진과 같은 일시적인 연소에 의한 압력상승률이 커지는 경향이 없다. 전반적으로 디젤엔진이 압축비가 높기 때문에 압력이 높으며 IDI엔진이 고 압축비임에도 불구하고 HSDI엔진의 압력이 상대적으로 높은 것은 IDI엔진의 부연소실에서 생성된 화염이 연락공을 통해 주연소실로 이동하면서 전체연소가 이루어지므로 연소속도가 상대적으로 늦기 때문이다. 특히 HSDI엔진의 경우 2000rpm에서는 과급기(turbo charger)와 인터쿨러(inter cooler)에 의한 압력상승 효과가 크다.

#### 4.2 온도

이상적인 사이클이라면 디젤엔진은 정적 및 정압 연소이고 가솔린엔진은 정적연소에 가깝다. 따라서 연소시 단일화염온도를 비교하더라도 정적연소가 정압연소에 비해 400~500K 정도 높으므로 SI엔진의 연소실내 가스온도가 가장 높아야 한다. 그러나 서로 다른 연소방식과 출력을 가진 실제의 엔진 간에 연소온도를 비교하려면 공기과잉률, 압축비, 연소속도와 흡기의 열용량 등의 요소까지 함께 고려해야 한다. 실험조건은 전부하 조건으로 공기과잉률은 IDI, HSDI와 SI엔진 순서로 1000rpm에서 1.48, 1.229, 1.152이고, 2000rpm에서는 1.225, 1.386, 1.252이다. Fig. 7,8에서 공기과잉률과 가스온도가 전반적으로는 반비례하는 성향을 보이나 HSDI엔진이 1000rpm에서 과급기와 인터쿨러의 영향이 미소하게 작용한다고 볼 때, SI엔진에 비해 공기과잉률이 높음에도 불구하고 가스온도가 높은 것은 압축비의 영향이 크다고 할 수 있다. 또한 2000rpm에서는 HSDI엔진의 가스온도가 가장 높은 것은 압축비뿐만 아니라 과급기와 인터쿨러에 의한 흡기의 열용량이 커진 영향이 크다. 또한 IDI와 SI엔진의 가스온도를 비교시 공기과잉률과 압축비에 따른 영향에 있겠지만 연소속도에 의한 영향도 크다. 즉 IDI엔진은 부연소실에서 생성된 화염이 연락공을 통해 주연소실로 이동하면서 전체연소가 이루어지므로 화염속도가 상대적으로 늦다. 따라서 SI엔진은 연소실 상사점 부근에서 공기와 연료의 균질혼합기에

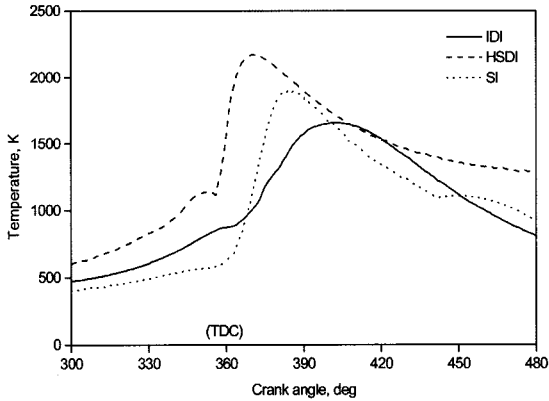


Fig. 7 Comparison of cylinder gas temperature versus crank angle at 1000 rpm, full load

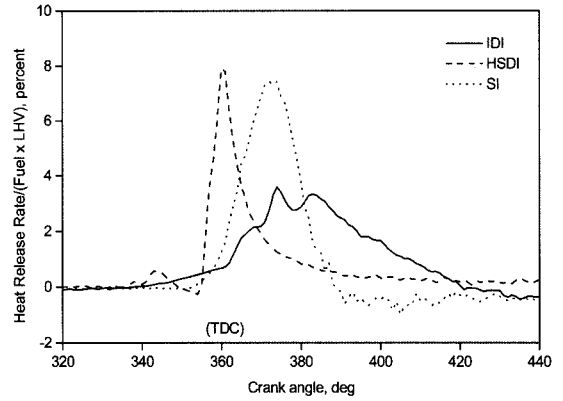


Fig. 9 Comparison of heat release rate versus crank angle at 1000 rpm, full load

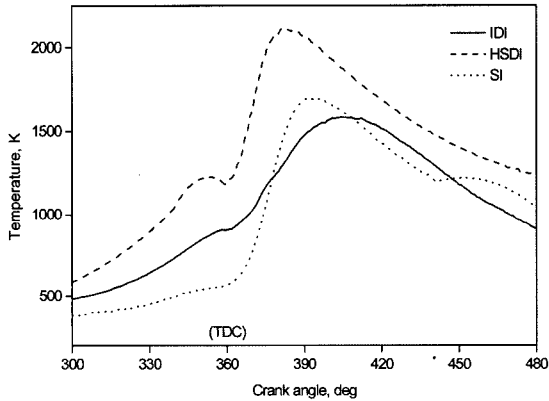


Fig. 8 Comparison of cylinder gas temperature versus crank angle at 2000 rpm, full load

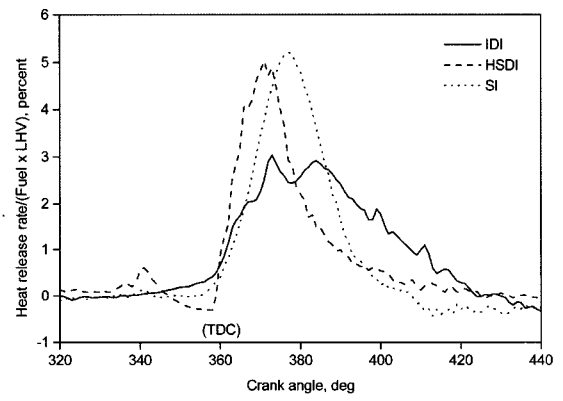


Fig. 10 Comparison of heat release rate versus crank angle at 2000 rpm, full load

전기점화로 인한 화염전파로 연소속도가 비교적 빠른 반면, IDI엔진은 낮은 연소속도뿐만 아니라 상사점 이후에도 계속적인 연소가 일어나 연소실의 부피 증가에 따라 연소에 의한 온도의 상승효과를 크게 보지 못하기 때문에 가스온도가 낮다. 또한 IDI엔진의 열전달 손실이 많아 가스온도가 더욱 낮아진다. 이는 주연소실과 부연소실의 2개의 연소실과 연락공 등에 해당되는 열전달 면적과 체적의 비가 다른 엔진에 비해 비교적 크기 때문이다. HSDI엔진이 상사점 부근에서 산모양의 곡선을 그리는 원인은 파이롯트 연료분사(pilot fuel injection)와 연료의 잠열에 기인한다.

### 4.3 열발생률

Fig. 9, 10은 열발생률을 연소된 연료량과 연료의

저위발열량(low heating value)을 곱한 값으로 나눈 값을 백분율하여 비교한 것으로서 이러한 계산된 값을 누적하면 100%가 되고 이를 곡선으로 나타내면 종류가 다른 엔진에 대해 연소특성을 상대적으로 더 정확히 비교할 수 있다. Fig. 9,10에서 IDI엔진은 압축착화기관이지만 부실에서 생성된 화염이 주실로 이동하면서 전체 연소가 이루어지므로 동일한 압축착화기관인 HSDI엔진보다 열발생률의 최대치가 비교적 낮고 곡선형상이 완만한 편이다. 열발생률의 최대치는 HSDI와 SI엔진이 비교적 큰데 HSDI엔진의 경우 분사된 연료가 긴 점화지연후 급격하게 연소되기 때문이고 SI엔진의 경우 디젤엔진과 같이 연소기간 중에 연료가 분사되지 않고 이미 흡입된 연료가 화염전파를 통해 한꺼번에 연소가 되기 때문이다. 반면에 IDI엔진은 압축비가 높아 점화

자연기간이 단축되고 부실에서 주실로 화염이 전파되면서 일시에 많은 양의 연료가 연소되지 않기 때문이다. 또한 열발생률의 상승률은 IDI와 SI엔진이 HSDI엔진에 비해 상대적으로 낮다. 따라서 압력상승률도 비교적 낮아지게 되어 엔진의 진동과 소음이 작아진다. 그리고 HSDI엔진은 상사점전에 산모양의 곡선이 있는데 이는 앞서 온도항에서 언급한 바와 같이 과일턴 연료분사와 분사된 연료의 기화 잠열에 기인한다.

#### 4.4 열발생량

Fig. 11~13은 열발생량을 압력과 열발생률 선도와 함께 나타낸 것이다. 이외에도 열전달 손실(heat transfer loss)과 틈새손실(crevice loss)도 나타내었다. 먼저 열발생률과 실린더내 가스압력의 최대치가 나타나는 시점을 살펴보면 HSDI와 SI엔진은 시점차

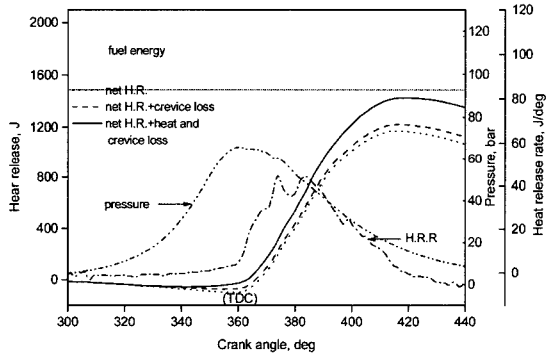


Fig. 11 Heat release versus crank angle at 2000 rpm, full load, IDI diesel engine

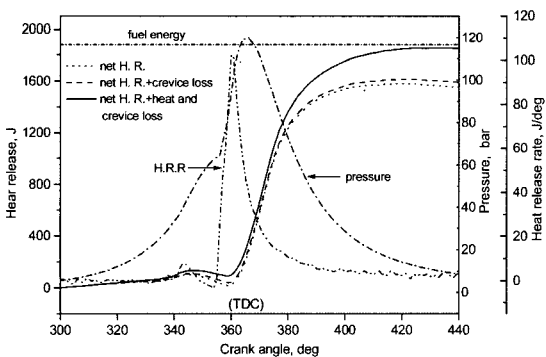


Fig. 12 Heat release versus crank angle at 2000 rpm, full load, HSDI diesel engine

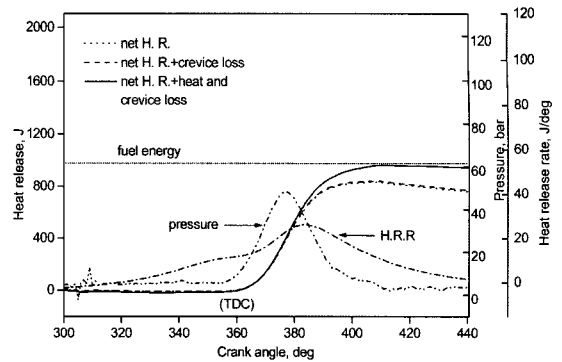


Fig. 13 Heat release versus crank angle at 2000 rpm, full load, SI engine

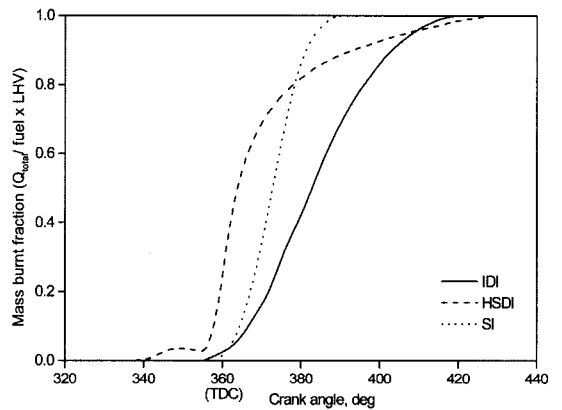


Fig. 14 Comparison of mass burnt rate versus crank angle at 1000 rpm, full load

이가 작으나 IDI는 열발생률이 상당히 느리게 나타난다. 이는 부실에서 생성된 화염이 주실로 이동하는 시간이 소요되며 많은 부분의 연료가 상사점을 지난 후에 연소되기 때문이다.

틈새손실은 상대적으로 실린더내 압력이 높은 디젤기관이 가솔린기관보다 많음을 알 수 있고, 특히 틈새영역이 많은 IDI엔진이 가장 큼을 알 수 있다. 이러한 열 발생률을 연료 에너지(fuel energy)로 나타낸 것이 질량 연소율이며 Fig. 14,15와 같다. 그림에서 연소기간은 예혼합 연소형태인 SI엔진이 가장 짧고 예혼합 및 확산연소인 IDI와 HSDI엔진이 서로 비슷하며 상대적으로 길다. 또한 HSDI엔진이 급격한 연소를 이루는 것을 보여 주는데 이는 앞에서 설명한 바와 같이 긴 착화지연후 많은 양의 연료가 한꺼번에 연소되기 때문이다. 이에 반해, IDI엔진은 완만한 연소를 하는데 이는 부연소실, 연락공과 주연



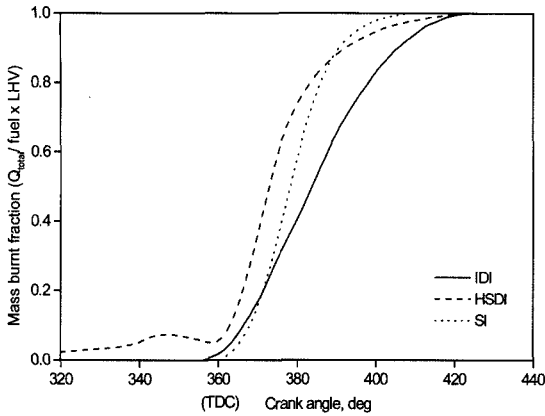


Fig. 15 Comparison of mass burnt rate versus crank angle at 2000 rpm, full load

소실의 연소가스를 포함한 공기가 거처가면서 시간 소모가 생기고, HSDI엔진에 비해 비교적 낮은 분사 압력으로 연료액적이 크기 때문이다. HSDI엔진의 상사점전 산모양의 곡선은 파일롯트 연료분사와 연료 기화잠열에 의한 영향이다.

#### 4.5 열전달

Fig. 16은 열발생량에 대한 열전달 손실량의 비율로서, IDI엔진이 비교적 열전달 손실이 많으며 이는 주실과 부실의 2개의 연소실과 연락공 등에 해당하는 열전달 면적과 체적의 비율이 다른 엔진에 비해 비교적 크기 때문이다. 그리고 엔진회전수 증가에 따라 열전달 손실이 감소하는 것은 엔진회전수의 증가에 따라 실린더내 가스의 유동속도증가와 더불어

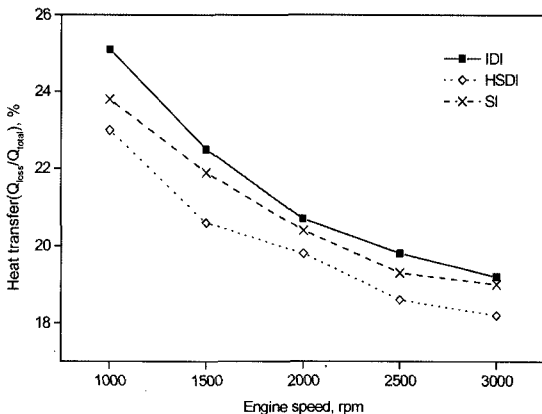


Fig. 16 Comparison of heat transfer loss ratio versus crank angle at full load

어 난류가 증가되어 열전달이 커지나 실린더 벽면에서의 열발산이 시간상 제한을 받는 것으로 추정할 수 있다.

#### 5. 결론

HSDI와 IDI 디젤엔진과 SI엔진의 실린더내 압력을 측정하여 단일영역 열발생량을 계산하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) IDI엔진의 연소속도가 다른 엔진에 비해 느림을 알 수 있다. 왜냐하면 부연소실, 연락공과 주연소실을 연소가스가 거치며 시간소모가 생기고 HSDI엔진에 비해 비교적 낮은 분사압력으로 연료액적이 크기 때문이다.
- 2) IDI엔진은 압축착화기관이지만 부실에서 주실로 화염이 전파되면서 일시에 많은 양의 연료가 연소되지 않기 때문에 최대 열발생률이 HSDI와 SI엔진에 비해 낮다.
- 3) 이상적인 사이클이라면 SI엔진이 정적연소로서 화염온도가 가장 높으나 공기과잉률, 압축비, 연소속도와 흡기의 열용량의 변수를 가진 실제 엔진에서는 본 연구의 엔진의 경우 과급기와 인터쿨러를 장착한 HSDI엔진이 실린더내 가스온도가 가장 높았으며 다음으로 SI, IDI엔진순서였다.
- 4) IDI엔진이 열전달 손실이 많으며 이는 주연소실과 부연소실의 2개의 연소실과 연락공 등에 해당하는 열전달 면적과 체적의 비가 다른 엔진에 비해 비교적 크기 때문이다.

#### 후 기

본 연구는 부산대학교 자유과제 학술연구비 지원으로 수행되었으며, 연구비 지원에 감사드립니다.

#### References

- 1) J. A. Gatowski, En. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Helson, J. A. Ekchian and J. B. Heywood, "Heat Release Analysis of Engine Pressure Data," SAE 841359, 1984.
- 2) M. C. Kwang and J. B. Heywood, "Estimating Heat-Release and Mass-of-Mixture Burned

- from Spark-Ignition Engine Pressure Data,” Combust. Sci. and Tech., Vol.54, pp.133-143, 1987.
- 3) H. M. Cheung and J. B. Heywood, “Evaluation of One-Zone Burn-Rate Analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure Data,” SAE 832749, 1983.
  - 4) S. Y. Lee, “One-zone Heat Release Analysis using the Measured Cylinder Pressure of a Four-stroke-cycle Compression Ignition Engine,” Yonsei University Ph.D. Dissertation, 1995.
  - 5) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, Mc-Graw-Hill, New York, pp.383-390, pp.413-415, 1988.
  - 6) J. I. Ramos, Internal Combustion Engine Modelling, Hemisphere Publishing Corporation, New York, pp.240-241, 1989.
  - 7) G. Woschni, “A Universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine,” SAE 670931, 1967.
  - 8) M. J. Zucraw and J. D. Hoffmann, Gas Dynamics, John Wiley and Sons, Vol.1, pp.53-63, 1976.
  - 9) W. Cheng and R. Gentry, “Effects on Charge Non-uniformity on Diesel Heat Release Analysis,” SAE 861568, 1986.
  - 10) Curtis F. Gerald and Patrick O. Wheatley, Applied Numerical Analysis, Addison-wesley Publishing Company, pp.184-186, 1989.
  - 11) David R. Lancaster, Roger B. Krieger and John H. Lienesch, “Measurement and Analysis of Engine Pressure Data,” SAE 750026, 1975.
  - 12) Y. J. Tak and J. Y. Ha, “A Study on the Computation Method of simple Heat Release Rate in Internal Combustion Engine,” Transactions of KSAE, Vol.3, No.1, pp.129-135, 1995.