

개선된 단일영역 열발생량 계산법을 사용한 소형 HSDI와 IDI엔진의 연소특성 비교에 관한 연구

이 석 영¹⁾ · 정 구 섭²⁾ · 전 충 환³⁾ · 장 영 준³⁾

부산대학교 기계공학과 대학원¹⁾ · 진주국제대학교 자동차공학부²⁾ · 부산대학교 기계공학부 기계기술연구소³⁾

A Study on the Comparison of the Combustion Characteristics between a Small HSDI and an IDI Diesel Engine by Advanced One-zone Heat Release Analysis

Sukyong Lee^{*1)} · Kuseob Jeong²⁾ · Chunghwan Jeon³⁾ · Youngjune Chang³⁾

^{1,3)}Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

²⁾Department of Automotive Engineering, Jinju International University, Gyeongnam 660-845, Korea

(Received 21 June 2004 / Accepted 22 September 2004)

Abstract : Heat release analysis is a very important method for understanding the combustion phenomena inside an engine cylinder. In this study, one-zone heat release analysis was used with the measured cylinder pressures of a HSDI(high speed direct injection) and IDI(indirect injection) diesel engines. Those have benefits of simple equation, fast speed, reliability. The objective of the study is to compare the combustion characteristics between a HSDI and an IDI. The result shoes that the maximum heat release rate of a HSDI is higher than that of an IDI because of long ignition delay period. The heat release curve of an IDI is more linear than that of a HSDI, thus is similiar to that of a SI engine. The combustion efficiency of a HSDI is higher than that of an IDI because of the smaller heat transfer loss of a HSDI. There is a suggestion here that an IDI engine has broad heat transfer area which include two combustion chambers, the connection passage of combustion chambers, etc.

Key words : One-zone heat release(단일영역 열발생량), HSDI diesel engine(고속 직접분사식 디젤엔진), IDI diesel engine(간접분사식 디젤엔진), Crevice volume(틈새 체적), Specific heat ratio(비열비)

Nomenclature

A : area, m²

B : cylinder diameter, m

C₁, C₂ : heat transfer constant

h : enthalpy per mass, kJ/kg

h_c : heat transfer coefficient

m : mass, kg

Ma : mach number

P : pressure, bar

P_{big}, P_{small} : pressure near piston ring, bar

Q : heating value, kJ

R : universal gas constant, kJ/kmol·K

S_p : mean piston speed, m/s

T : temperature, K

U : internal energy, kJ

V : volume, m³

V_d : displacement volume, m³

*To whom correspondence should be addressed.
young6065@korea.com

X_b : mass burnt rate

Greeks

- γ : specific heat ratio
- θ : crank angle, deg
- ω : mean gas velocity, rad/s
- ϕ : 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 트랙 및 버스용의 엔진으로만 이용되어 왔다. 그러나 최근 고압 연료분사장치 등의 기술개발로 직접 분사식 디젤엔진의 고속화가 가능하게 되어 이를 승용차용 엔진으로 적용하기 위한 고속 직접분사식(high speed direct injection)디젤엔진의 개발이 활발히 이루어지고 있다. 현대자동차에서는 이미 커먼레일(common rail)을 사용한 직분식 디젤엔진(2.0L)을 상용화시켜 수출까지 하고 있으며 앞으로도 많은 개발과 연구가 이루어질 전망이다. 한편 간접 분사식 디젤엔진은 고속운전이 가능하고 비교적 낮은 소음으로 고속 직분식 디젤엔진이 개발되기 전까지는 대부분의 소형자동차에 사용되어 왔다. 따라서 본 연구에서는 고속 직분식 디젤엔진 개발시 데이터베

이스로 활용 할 수 있는 간접 분사식 디젤엔진과의 연소특성을 단일영역 열발생량 계산법으로 비교하였다. 이 계산법은 실린더 내부 상태를 2영역 모델과 같이 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 Gatowski¹⁾, Chun²⁾, Zahdeh³⁾, Alkidas⁴⁾, Cheung⁵⁾, Lee⁶⁾ 등에 의해 연구되어졌다. 본 연구에서는 단일영역 열발생량 계산법을 고속 직접분사식 디젤엔진과 연소특성이 다른 간접분사식 디젤기관에 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.⁷⁾

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

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

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

연소시 방출되는 화학에너지 $dQ/d\theta$ 는 압력에 의

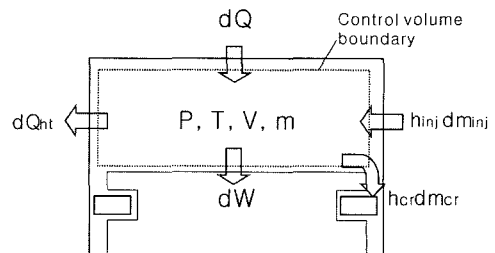


Fig. 1 Combustion chamber model of HSDI diesel engine

한 2개항과 연료분사에 따른 에너지 $C_p T \frac{dm}{d\theta}$, 열전달손실 $dQ_{ht}/d\theta$, 틈새부피에 의한 손실 $h_{cr} \cdot dm_{cr}/d\theta$ 로 나타낸다.

2.1.2 IDI 디젤엔진

열발생을 해석은 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 간접분사식 연소실은 연락공에 의해 2개의 개방계로 나누어지는데 열역학 제1법칙을 주실과 부실에 적용시키면 다음과 같다.⁷⁾

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

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

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 주실과 부실내 작동유체가 이상기체가 가정하고 이상기체 방정식을 적용하면 다음 식 (3), (4)와 같이 된다.

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 \frac{dV_1}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V_1 \frac{dP_1}{d\theta} - C_p T_{2,1} \frac{dm}{d\theta} + \frac{dQ_{1,ht}}{d\theta} + h_{1,cr} \cdot \frac{dm_{1,cr}}{d\theta} \quad (3)$$

$$\frac{dQ_2}{d\theta} = \frac{1}{\gamma-1} V_2 \frac{dP_2}{d\theta} + C_p T_{2,1} \frac{dm}{d\theta} + \frac{dQ_{2,ht}}{d\theta} + h_{2,cr} \cdot \frac{dm_{2,cr}}{d\theta} \quad (4)$$

따라서 연소시 발생하는 화학에너지 $dQ/d\theta$ 는 주실과 부실의 독립적인 압력에 의한 3개항과 주실과 부실 전체 연소실에서의 열전달량 $dQ_{ht}/d\theta$ 과 틈새손실 $h_{cr} \cdot dm_{cr}/d\theta$ 을 고려한 식 (5), (6)로 나타낼수 있다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_1}{d\theta} + \frac{dQ_2}{d\theta} \quad (5)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 \frac{dV_1}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} (V_1 \frac{dP_1}{d\theta} + V_2 \frac{dP_2}{d\theta}) + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} + h_{cr} \cdot \frac{dm_{cr}}{d\theta} \quad (6)$$

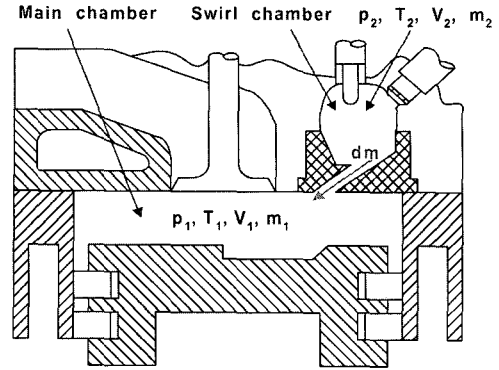


Fig. 2 Combustion chamber model of IDI diesel engine

2.2 열전달 모델

실린더벽으로의 열전달은 아래식과 같은 Woschni가 제안한 식을 기본으로 하였다.^{8,9)} 계산된 결과는 실린더내 가스압력과 비교하여 Fig. 3과 4에 나타냈다.

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = C_1 \times h_c \times A_{wall} (T_c - T_{wall}) \quad (7)$$

$$h_c = 131 B^{-0.2} P_c^{0.8} T_c^{-0.35} \omega^{0.8} \quad (8)$$

$$\omega = 2.28 [S_p + 3.4 \times 10^{-3} \times C_2 \frac{V_d}{P_{ivc}} \frac{T_{ivc}}{V_{ivc}} (P_c - P_m)] + 2.28 \frac{(\omega_{swirl} \times B)}{200} \quad (9)$$

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 겹으로 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 다음 식 (10), (11)을 얻는다.⁶⁾ 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 (12)와 같이 실린더 압력이 상승시에는 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 열손실된다.

$$m_{cr} = \frac{P_c V_{cr}}{R T_{wall}} \quad (10)$$

$$\frac{dm_{cr}}{d\theta} = \frac{V_{cr}}{R T_{wall}} \frac{dP_c}{d\theta} \quad (11)$$

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

$$dP_c \leq 0 \text{ 일 때 } h_{cr} = C_p \times (T_c - T_{wall}) \quad (12)$$

여기서 블로우바이에 의한 손실은 피스톤링의 겹으로 실린더 가스가 빠져 나가는 것을 오리피스 유동으로 적용시킨 것이며 다음 식 (13)과 같이 블로우바이에 의한 질량변화는 피스톤링의 겹면적 A_{gap} , 실린더 벽면온도 T_{wall} , 마하수 Ma 등으로 나타낼 수 있다.^{1,10,11)} 또한 계산된 결과를 실린더 가스압력과 비교하여 Figs. 3과 4에서 보여준다.

$$\frac{dm_{blow}}{d\theta} = A_{gap} P_{bix} \left(\frac{1.35}{RT_{wall}} \right)^{\frac{1}{2}} (1 + 0.175 Ma^2)^{3.357} Ma \quad (13)$$

여기서,

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

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

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

2.4 비열비

디젤기관은 연료가 분사되기 전까지는 공기와 잔류가스(residual gas)가 압축되고 연료 분사후 자기 착화가 일어나고 연소과정을 거쳐 팽창후 배기한다. 따라서 압축과정시 상대적으로 작은 양의 잔류가스는 비열비와 열발생률에 미치는 영향이 미소하므로 무시하고 공기의 온도에 따른 비열비에서 얻어지는 식 (14)을 적용했다.⁷⁾ 연소과정에서 비열비

는 물성치보다 연소현상을 나타내는 값을 사용하였다. 따라서 연소와 팽창과정에서는 Table 1의 전광민과 Heywood²⁾가 제시한 값을 보간한 식 (15), (16)를 사용하였다. Table 1의 비열비는 2영역에 의한 발생량 계산과 단일영역 열발생량 계산이 일치하게 찾은 값이다.²⁾ 또한 착화지점은 연료가 기화하여 연소를 시작하는 압력의 1차 미분률이 증가하는 지점을 잡았고 팽창과정 시작은 제어 연소시 최대 열발생률의 10% 미만의 열발생율이 나타내는 최초의 지점을 잡았다.

압축과정에 대하여,

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

연소과정에 대하여,

$$\gamma = 1.3224 + 0.0368\phi - 0.2094\phi^2 - 0.1306\phi^3 \quad (15)$$

팽창과정에 대하여,

$$\gamma = 1.294 - (4.999 \times 10^{-3} \phi) - (0.071 + 1.615\phi) \times 10^{-5} T_c \quad (16)$$

Table 1 Specific heat ratio at combustion & expansion²⁾

ϕ	Combustion process			Expansion process
	3%	18%	33%	
0.4	1.312			$1.343-3.653 \times 10^{-5} T_c$
0.7	1.290			$1.290-1.200 \times 10^{-5} T_c$
0.9	1.282	1.280	1.280	$1.289-1.523 \times 10^{-5} T_c$
1.0	1.280	1.275	1.275	$1.282-1.349 \times 10^{-5} T_c$
1.1	1.283	1.283	1.283	$1.302-2.213 \times 10^{-5} T_c$
1.2	1.291	1.293	1.298	$1.299-1.885 \times 10^{-5} T_c$

2.5 압력자료의 미분과 필터링

취득한 압력값은 식 (17)과 같은 three degree Lagrangian polynomial을 이용하여 미분하였고¹²⁾ 이때 나오는 값을 식 (18)과 같이 주위 5점을 평균하는 방법으로 필터링 했다. 이때 피크치가 많이 나타나는 연소기간에는 식 (19)과 같은 방법으로 고유값에 가중치를 두어 평균 하였다.

$$\frac{dP_\theta}{d\theta} = \frac{P_{\theta+1} - P_\theta}{(\theta+1) - \theta} - \frac{P_{\theta+1} - P_{\theta-1}}{(\theta+1) - (\theta-1)} + \frac{P_\theta - P_{\theta-1}}{\theta - (\theta-1)} \quad (17)$$

연소과정을 고려하지 않았을 때,

$$\frac{dP_{\theta}}{d\theta} = \frac{\frac{dP_{\theta-2}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta-1}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+1}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+2}}{d\theta}}{5} \quad (18)$$

연소과정을 고려하였을 때,

$$\frac{dP_{\theta}}{d\theta} = \frac{\frac{dP_{\theta-1}}{d\theta} + 4 \times \frac{dP_{\theta}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+1}}{d\theta}}{6} \quad (19)$$

3. 실험

실험에 사용된 엔진은 승용형 고속 직접분사식 (HSDI) 디젤엔진과 1톤 트럭용 4기통 간접분사식 (IDI) 디젤기관으로 제원은 Table 2와 같다. 연소실 내 압력 측정을 위해 주연소실과 부연소실(HSDI는 제외)에 압력센서를 장착하였고 360°엔코더를 사용하여 크랭크각도 1°간격으로 1MHz A/D Board로써 압력을 취득하였다.^{13,14)} 취득된 압력은 100사이클을 평균한 값을 사용하였다. 공기량은 피토투브관으로, 연료량은 질량저울로 측정하였다. 기관운전

Table 2 Engine specification

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

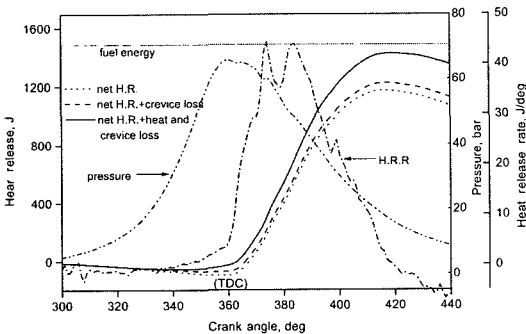


Fig. 3 Heat release versus crank angle at 2000 rpm, full load, IDI diesel engine

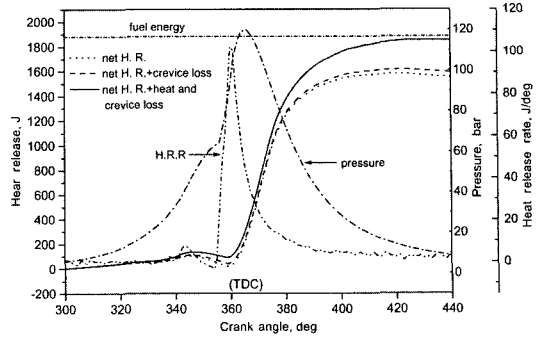
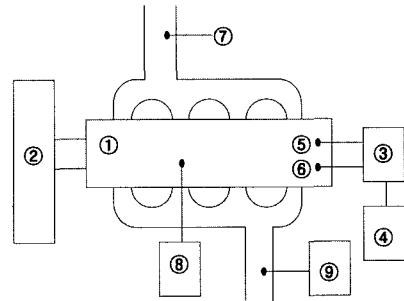


Fig. 4 Heat release versus crank angle at 2000 rpm, full load, HSDI diesel engine



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

Fig. 5 Schematic diagram of experimental equipment

조건으로 속도는 1000, 1500, 2000, 2500, 3000rpm, 부하는 HSDI엔진은 전부하의 조건으로, IDI엔진은 주연소실과 부연소실내 압력을 비교하기 위하여 부하를 25%, 50%, 75%, full load의 조건하에 각각 운전하였다. 실험장치도는 Fig. 3과 같다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 압력

부연소실에서 분사된 연료를 연소하고 이것은 주연소실의 압력을 상승시킨다. 따라서 부연소실의 압력은 주연소실보다 높고 이러한 압력차이는 부연소실내의 연료와 화염 등을 주연소실로 흐르게 하는 역할을 한다. Fig. 6은 2000rpm에서 부하변동에 따른 IDI엔진의 주연소실과 부연소실의 압력곡선을 보여 주며, 여기서 주실(main chamber)이 부실

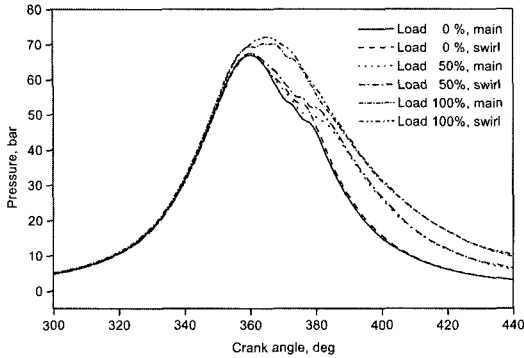


Fig. 6 Comparison of cylinder gas pressure versus crank angle at 2000 rpm, IDI diesel engine

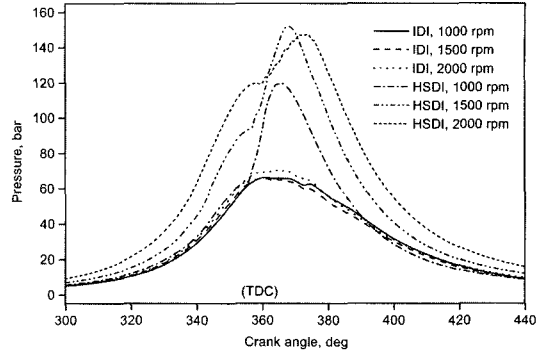


Fig. 8 Comparison of cylinder gas pressure versus crank angle at full load

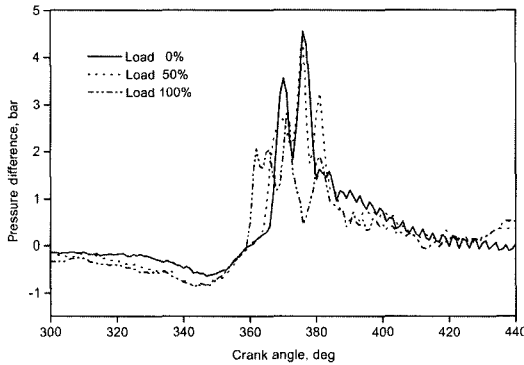


Fig. 7 Comparison of cylinder gas pressure difference between swirl and main combustion chamber

(swirl chamber)보다 약간 압력이 낮음을 보인다. 이러한 압력차이는 IDI엔진에서 일반적으로 연소실 형상이나 실형조건 등에 따라 부연소실이 주연소실에 비해 약 0.5~5 bar 정도 높다.⁷⁾ 이러한 압력차이는 연료, 공기, 연소된 가스와 연소중인 가스가 연락공을 통해 주연소실로 이동하면서 이루어진다.⁷⁾ Fig. 7은 실험을 통해 측정된 부연소실과 주연소실과의 압력차이를 보여준다. 여기서 연소전에는 피스톤 운동으로 연소실내의 공기의 압축에 의해 공기가 주연소실에서 부연소실로 이동함으로써 주연소실의 압력이 상대적으로 높다가, 부연소실에서 먼저 연소가 이루어지면서 부연소실의 압력이 상대적으로 0.5~4.5bar정도 높음을 알 수 있고 따라서 주연소실로 화염이 이동되며 이러한 압력차이가 연소실에 비례함을 알 수 있다. Fig. 8은 실험을 전부하 조건에서 엔진회전수를 변화시키며 HSDI와 IDI엔

진의 실린더내 압력을 비교한 것이다. 여기서 IDI엔진의 압력은 피스톤에 전달되어 엔진동력에 영향을 미치는 주연소실 압력으로 나타내었다. Fig. 8에서 HSDI 엔진의 곡선은 TDC 부근까지 점화지연(Ignition delay)이 되었다가 급격하게 예혼합 연소가 일어나는 전형적인 DI 엔진의 곡선형태이고 IDI엔진의 곡선모양은 SI의 곡선과 비슷한데, 이는 부실에서 예비연소가 이루어지면서 연락공을 통해 화염이 주실로 전파되어 전체연소가 이루어지기 때문이다. IDI엔진이 고압축비임에도 불구하고 HSDI엔진의 압력이 높은 것은 HSDI엔진의 과급기(turbocharger)와 인터쿨러(intercooler)의 영향이 크다.

4.2 온도

Fig. 9는 전부하 조건에서 엔진회전수를 변화시키며 HSDI와 IDI엔진의 실린더내 가스온도를 비교한 것이다. Fig. 9에서 HSDI엔진의 온도상승률이 IDI엔진에 비해 큰 것은 과급기(turbocharger)에 의해 많은 공기가 흡입되어 압력상승률이 커지기 때문이다. 이에 반해 IDI엔진의 가스온도 최대치가 낮은 것은 느린 연소속도와 상사점 이후에도 많은 연소가 지속적으로 일어나 연소에 의한 온도의 상승효과가 연소실 부피증가에 따라 크게 효과를 보지 못하기 때문이다. 또한 HSDI엔진이 잠열에 의한 온도 하강전 온도의 상승곡선을 그리는 이유는 파이롯트 분사(pilot fuel injection)에 기인한다. 온도의 최대치가 나타나는 시점의 차이는 연소방식의 차이이다. 즉 HSDI엔진은 연소전반부에 예혼합연소가 순

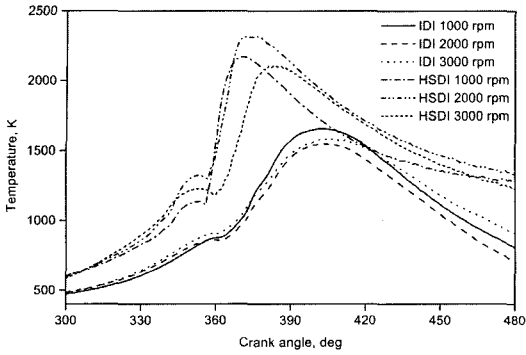


Fig. 9 Comparison of cylinder gas temperature versus crank angle at full load

간적으로 이루어지나 IDI엔진은 부실에서 생성된 화염이 주실로 이동하는 시간이 소요됨에 따라 온도 최대치가 비교적 느리게 나타난다.

4.3 열발생률

Fig. 10은 HSDI와 IDI엔진의 열발생률을 비교한 것으로 실험조건은 전부하조건에서 엔진회전수를 변화시킨 것이며 열발생률의 최대값은 HSDI엔진이 비교적 크다. 이는 IDI엔진과 비교시 압축비가 낮아 점화지연기간이 길며 IDI엔진과 같이 부실에서 주실로 화염이 전파되면서 전체연소가 이루어지는 방식과는 달리 분사된 연료가 긴 점화지연후 급격하게 연소되기 때문이다. 따라서 IDI엔진은 상대적으로 열발생률의 최대값이 낮고 압력상승률 또한 비교적 낮아 진동 및 소음이 작다. 또한 HSDI엔진은 TDC전에 올라간 부분과 내려간 부분이 있는데, 이는 앞의 온도향에서 설명된 바와 같이 각각 파일럿

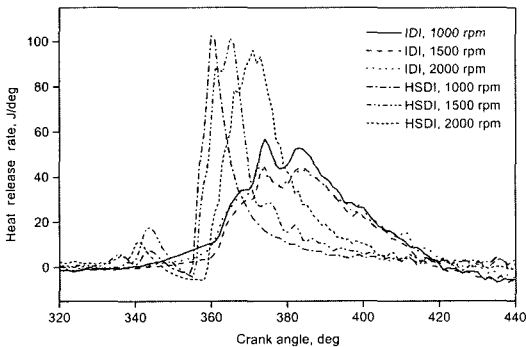


Fig. 10 Comparison of heat release rate versus crank angle at full load

연료분사와 연료의 기화잠열에 기인한다.

4.4 열발생량

Fig. 11은 전부하 조건에서 엔진회전수를 변화시키며 열발생량을 비교 한 것으로 각 엔진은 연소기간은 비슷하나 HSDI엔진이 급격한 연소를 이루는 것을 보여주며 이는 앞에서도 설명한 바와 같이 비교적 긴 점화지연기간에 분사된 많은 양의 연료가 한꺼번에 연소되기 때문이다. IDI엔진의 선형적인 곡선은 연소특성을 보여주는 것으로 이는 부실에서 생성된 화염이 연락공을 통해 주실에서 많은 연료가 연소함으로써 SI(spark ignition)엔진의 열발생량 곡선과 유사하게 나타난다. HSDI엔진의 TDC전의 산모양의 곡선은 파일럿 연료분사와 연료기화 잠열에 의한 영향이다

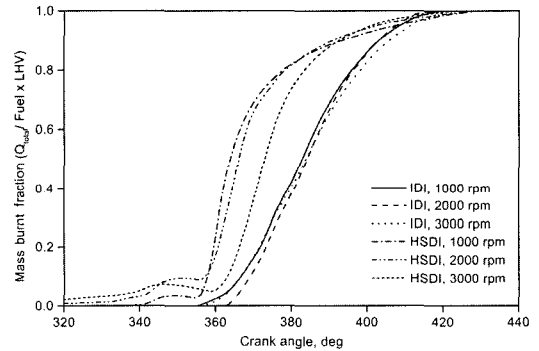


Fig. 11 Comparison of mass burnt fraction versus crank angle at full load

4.5 열전달

Fig. 12는 전부하 조건에서 엔진회전수를 변화시키며 열전달을 비교 한 것으로 IDI엔진이 비교적 열전달 손실이 많으며 이는 주실과 부실의 2개의 연소실과 연락공 등 열전달 면적이 많기 때문이다. 따라서 IDI엔진에 비해 HSDI엔진이 순열발생량(net heat release)이 많아지게 되어 엔진 효율의 상승에 기여된다. 또한 엔진회전수 증가에 따라 전체 열발생량에 비해 열전달 비율이 감소함을 볼수 있다. 이는 유동속도 및 난류의 증가에 따라 실린더 가스의 열전달률은 높이나 실린더벽면에서의 열발산이 시간상 제한을 받는 것으로 추정 할수 있다.

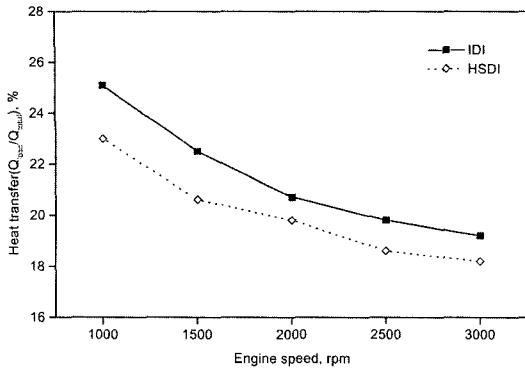


Fig. 12 Comparison of heat transfer ratio versus crank angle at full load

5. 결론

HSDI와 IDI 디젤엔진의 실린더내 압력을 측정하여 단일영역 열발생량을 계산하여 다음과 같은 결과를 얻었다. 실험은 HSDI엔진은 전부하, IDI엔진은 부분부하 및 전부하조건으로 1000rpm에서 3000rpm까지 500rpm간격으로 실시하였다.

- 1) IDI엔진의 열발생량의 최대치가 HSDI엔진에 비해 낮다. 왜냐하면 부연소실, 연락공과 주연소실을 거치며 시간소요가 생기고 HSDI엔진에 비해 비교적 낮은 분사압력으로 연료액적이 크기 때문이다.
- 2) IDI 엔진의 열발생량 곡선이 SI엔진과 같이 선형적으로 서로 유사함을 확인하였다.
- 3) HSDI엔진의 연료기화시의 잠열이 IDI에 비해 열발생량에 미치는 영향이 크다.
- 4) IDI엔진이 HSDI엔진에 비해 열전달 손실이 많으며, 이는 2개의 연소실과 연락공 등 열전달면적이 체적에 비해 비교적 크기 때문이다.

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) K. M. Chun 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) A. R. Zahdeh, N. A. Henein and W. Bryzik,

"Diesel Engine Cold Starting; P-C Based Comprehensive Heat Release Model; PART 1-Single Cycle Analysis," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.113, pp.464-473, 1991.

- 4) A. C. Alkidas, "Combustion characteristics of a Single-cylinder Open-chamber Diesel Engine," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.109, pp.419-425, 1987.
- 5) H. M. Cheung and J. B. Heywood, "Evaluation of One-Zone Burna-Rate Analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure Data," SAE 832749, 1993.
- 6) S. Y. Lee, "One-zone Heat Release Analysis using the Measured Cylinder Pressure of a Four-stroke-cycle Compression Ignition Engine," Yonsei University Thesis, 1995.
- 7) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, pp.383-390, 413-415, Mc-Graw-Hill, New York, 1988.
- 8) J. I. Ramos, Internal Combustion Engine Modelling, pp.240-241, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1989.
- 9) G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE 670931, 1967.
- 10) M. J. Zucraw and J. D. Hoffmann, Gas Dynamics, Vol.1, pp.53-63, John Wiley and Sons, New York, 1976.
- 11) W. Cheng and R. Gentry, "Effects on Charge Non-uniformity on Diesel Heat Release Analysis," SAE 861568, 1986.
- 12) C. F. Gerald and P. O. Wheatley, Applied Numerical Analysis, pp.184-186, Addison-wesley Publishing Company, New York, 1989.
- 13) D. R. Lancaster, R. B. Krieger and J. H. Lienesch, "Measurement and Analysis of Engine Pressure Data," SAE 750026, 1975.
- 14) W. I. Chung and C. G. Park, "A Study on the Combustion and Smoke Emission Characteristics of the natural Aspiration Type Diesel Engine," Transactions of KSAE, Vol.5, No.4, pp.70-83, 1997.