

IDI 디젤기관의 개선된 단일영역 열발생량 계산

이석영† · 김규보* · 전충환** · 장영준**

(원고접수일 : 2004년 6월 8일, 심사완료일 : 2004년 8월 31일)

Advanced One-zone Heat Release Analysis for IDI Diesel Engine

Suk-Young Lee† · Gyu-Bo Kim* · Choung-Hwan Jeon** · Young-Jun Chang**

Abstract : An one-zone heat release analysis was applied to a 4 cylinder indirect injection diesel engine. The objective of the study is to calculate heat release accurately considering the effect of specific heat ratio, heat transfer and crevice model, and to find out combustion characteristics of an indirect diesel engine considering the effect of the pressures in main and swirl chambers. Especially, specific heat ratio indicating combustion characteristics is adapted, instead of that indicating matter properties, which has been used in former studies. Moreover, by adaption of blowby model, cylinder gas mass became accurately calculated. Therefore, with ideal gas equation, calculating cylinder gas temperature, it was found to affect heat transfer loss and heat release. Determining heat transfer constants C_1 , C_2 as 0.6 respectively, the integrated gross heat release values were predicted well for the measured value at various engine speed, full load operating conditions. The curve of heat release rate was similar to SI engine rather than DI engine. That is originated from that swirl chamber reduce an instant combustion which occurs in DI engine due to ignition delay on early stage of combustion.

Key words : One-zone heat release(단일영역 열발생량), Indirect injection diesel engine(간접분사식 디젤엔진), Specific heat ratio(비열비), Crevice model(틈새모델)

Nomenclature

Alphabets

A : 면적
B : 실린더 직경
 C_1, C_2 : 열전달 상수

h : 엔탈피
 h_c : 열전달 계수
m : 질량
Ma : 마하수
P : 압력
 P_{big}, P_{small} : 피스톤링 갭 근처의 압력

† 책임저자(부산대학교 대학원 기계공학과), E-mail : young6065@korea.com, T : 017-680-8585

* 부산대학교 대학원 기계공학과

** 부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소

Q	: 열량
R	: 가스상수
S_p	: 평균피스톤 속도
T	: 온도
U	: 내부에너지
V	: 부피
V_d	: 행정체적

Greeks

γ	: 비열비
θ	: 크랭크각
ω	: 평균가스속도
ϕ	: 연료와 공기의 당량비

Subscripts

blow	: 블로우 바이
c	: 실린더
cr	: 틸새영역
f	: 연료
gap	: 피스톤링의 갭
ht	: 실린더벽으로의 열전달
ivc	: 흡기밸브 닫힘
m	: 모터링
swirl	: 스월
wall	: 실린더 벽면
1	: 주실
2	: 부실

1. 서 론

열발생량 계산법^{1)~6)}에는 실린더 내부 상태를 미연(unburned), 기연(burned)가스로 구분하지 않고 균일한 물성치로 간주하여 계산하는 단일영역 모델(one-zone model), 실린더 안의 가스를 미연과 기연가스로 구분하여 각각의 물성치로 계산한 2영역 모델, 여기에 경계층을 고려한 3영역 모델 열발생량 계산법이 있다. 단일영역 열발생량 계산법은 다영역(2영역, 3영역)모델에 비하여 간단하며 계산속도가 매우 빠르고 계산이 간단할 뿐만 아니라 신뢰성이 높아 유용하게 사용된다.

다. 1930년도에 Rassweiler와 Withrow⁵⁾는 스파크 점화기관에서 실린더내에 압력과 부피로부터 질량연소비(mass burned fraction)를 계산하는 간단한 방법을 개발하였으며, 이 방법은 오늘날에도 사용되고 있다. 그들은 주어진 크랭크각 사이에서 실제 압력차이를 연소에 의한 압력 증가분과 실린더내 부피 변화에 따른 압력변화의 합으로 가정하고 단위 크랭크각에서의 연소된 연료량을 연소에 의한 압력 증가분에 비례한다고 생각하였다. 그러나 이 방법은 너무 간단하여 열전달, 미연가스 영향 등을 따로 고려할 수 없다. 열역학 제 1법칙에 기초를 두고 있는 열발생량 계산법은 단일영역과 2영역으로 나누어 계산하는 방법이 있는데, 압력의 변화로부터 직접 에너지의 변화량을 계산할 수 있는 장점이 있다. Borman과 Krieger⁶⁾는 2영역 열발생량 계산법을 이용하여 스파크 점화기관과 디젤기관에 대하여 각각 열발생량 계산을 실시하였다. 이들은 실린더내 물질의 열역학적 특성을 정밀하게 계산하여 열발생량 계산에 이용하였다. 이 방법은 상대적으로 정확하나 열전달 계산시 열역학적 물성치, 열전달 면적, 틸새영역 등을 미연, 기연 상태에 따라 각각 계산함으로써 시간이 오래 걸리고 걸리는 시간에 비례한 정밀도를 확신할 수 없었다. 단일영역 열발생량 계산법은 수식이 단순하고 계산시간이 절감될 뿐만 아니고 신뢰도 또한 높다. 스파크 점화기관과 직접분사식 디젤기관의 단일영역 열발생량 계산은 Gatowski,¹⁾ Chun,²⁾ Zahdeh,³⁾ Alkidas⁴⁾ 등에 의해 연구되어졌다. 본 연구에서는 단일영역 열발생량 계산법을 부연소실에서 생성된 화염이 주연소실에 전파되어 많은 양의 연료의 일시적인 연소를 감소시킴으로서 상대적으로 연소특성이 다른 간접분사식 디젤기관에 적용하여 정확성을 검토하고 회전수와 부하에 따른 연소특성을 검토하였다.

2. 이론 및 엔진 실험

2.1 열발생률 계산

열발생률 해석은 Fig.1에 나타난 바와 같이 간접분사식 연소실은 연락공에 의해 2개의 개방계로

나누어 지는데, 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

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

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

주실과 부실내 가스에 이상기체 방정식을 적용하면 다음 (3), (4)식과 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 항과 주실과 부실 전체 연소실에서 열전달량과 틈새손실을 고려한 식(5), (6)로 나타낼 수 있다.

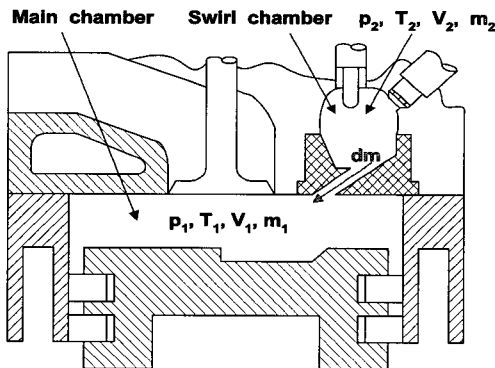


Fig. 1 Combustion chamber model of IDI diesel engine

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

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

2.2 열전달 손실

실린더벽으로의 열전달은 아래식과 같은 Woschni가 제안한 식을 기본으로 하였다.^{8),9)}

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

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

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

2.3 틈새 및 블로바이 손실

틈새에 의한 손실은 틈새사이에 끼어 있는 손실과 피스톤링의 겹으로 빠져 나가는 블로우 바이 (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 단순화 시켰다. 틈새 사이에 혼합기가 끼어 있을 때 틈새 압력이 실린더내 압력과 같고 온도는 실린더 벽면의 온도와 같다는 가정으로 다음 식(10), (11)을 얻는다.⁶⁾ 또한 식(12)와 같이 실린더 압력이 상승시에는 실린더 온도를 가진 가스가 틈새에 들어감에 따라 실린더 온도를 가진만큼의 엔탈피가 손실되고, 반대의 경우는 실린더 벽면의 온도를 가진 비교적 낮은 온도의 가스가 실린더내로 들어오므로 실린더 온도와 벽면과의 온도차 만큼의 열손실이 된다.

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

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

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

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

또한 블로우바이에 의한 손실은 피스톤링의 갭으로 실린더 가스가 빠져 나가는 것을 오리피스 유동으로 적용시킨 것이며, 다음 (13)식과 같이 계산된다.^{1),10),11)} 또한 계산된 블로우바이에 의한 실린더 가스의 손실량은 실린더내 가스질량을 감소시키고 실린더내 가스온도를 계산하기 위해 적용한 이상기체 방정식의 변수인 가스질량이 감소됨에 따라 가스온도를 상승시킨다. 이러한 가스온도는 열전달 손실계산에 입력값이 되어, 결국 열발생량 계산에 영향을 미치게 된다.

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

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

디젤기관은 연료가 분사되기 전까지는 공기와 잔류가스(residual gas)가 압축되고 연료 분사 후, 자기착화가 일어나고 연소과정을 거쳐 팽창배기한다. 따라서 압축과정시 상대적으로 작은 양의 잔류가스는 비열비와 열발생률에 미치는 영향이 미소하므로 무시하고, 공기의 온도에 따른 비열비에서 얻어지는 식(14)를 적용했다.⁷⁾ 비열비는 기존 연구에 의하면 연소실 가스성분의 물분율과 가스온도의 함수로 계산하였거나 연료의 성분 대부분이 탄소와 수소임을 고려하여 비열비를 1.35로 가정한 경우가 대부분 이었다. 이러한 연소실내 가스의 물성치를 나타내는 기존의 비열비에 비해 전광민과 Heywood²⁾가 제시한 비열비는 연소과정에서 연료와 공기의 당량비의 함수로서

계산되며 연소기간 동안 가스온도의 변화에도 불구하고 일정한 값을 가짐으로써 연소의 특이한 현상을 강조하였고 본 연구에서는 이 값을 사용했다.²⁾

Table 1 Specific heat ratio at combustion & expansion²⁾

ϕ	combustion process			expansion process
	3%	18%	33%	
0.4	1.312			1.343-3.653×10 ⁻⁵ T
0.7	1.290			1.290-1.200×10 ⁻⁵ T
0.9	1.282	1.280	1.280	1.289-1.523×10 ⁻⁵ T
1.0	1.280	1.275	1.275	1.282-1.349×10 ⁻⁵ T
1.1	1.283	1.283	1.283	1.302-2.213×10 ⁻⁵ T
1.2	1.291	1.293	1.298	1.299-1.885×10 ⁻⁵ T

따라서 연소와 팽창과정에서는 Table 1의 전광민과 Heywood²⁾가 제시한 값을 보간한 식(15), (16)을 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.

$$\gamma = 1.36779 + 2.80888 \times 10^{-4} T_c - 7.20647 \times 10^{-7} T_c^2 + 5.25826 \times 10^{-10} T_c^3 - 9.46447 \times 10^{-14} T_c^4 - 2.22475 \times 10^{-17} T_c^5$$

for compression process (14)

$$\gamma = 1.32237 + 0.0368097\phi - 0.20936\phi^2 - 0.130612\phi^3$$

for combustion process (15)

$$\gamma = 1.2935 - (4.99964 \times 10^{-3}\phi) - (0.0695 + 1.615\phi) \times 10^{-5} T_c$$

for expansion process (16)

2.5 압력자료의 미분과 필터링

취득한 압력값은 식(17)과 같은 three degree Lagrangian polominal을 이용하여 미분하였

고,²⁾ 이때 나오는 값을 식(18)과 같이 주위 5점을 평균하는 방법으로 필터링 했다. 이때 피크치가 많이 나타나는 연소기간에는 식(19)와 같은 방법으로 고유값에 가중치를 두어 평균 하였다.

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

$$\frac{dP_{\theta}}{d\theta} = \frac{\frac{dP_{\theta-2}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta-1}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+1}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+2}}{d\theta}}{5}$$

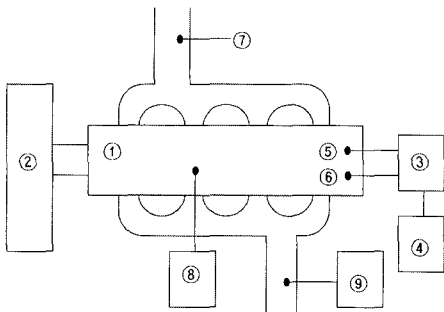
for except combustion process (18)

$$\frac{dP_{\theta}}{d\theta} = \frac{\frac{dP_{\theta-1}}{d\theta} + 4 \times \frac{dP_{\theta}}{d\theta} + \frac{dP_{\theta+1}}{d\theta}}{6}$$

for except combustion process (19)

Table 2 Engine specifications

Engine type	IDI diesel engine
Combustion chamber	Swirl chamber
Displacement cc	2662
Swirl chamber cc	72
Bore×Stroke mm	93.0×98.0
Compression ratio	21.5
Max. power PS/rpm	80/4000
Max. torque kgf·m/rpm	17.5/2000



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

Fig. 2 Schematic diagram of experimental equipment

2.6 엔진 실험

실험에 사용된 엔진은 1톤 트럭용 4기통 간접분사식 디젤기관으로 제원은 Table 2와 같다. 연소실내 압력 측정을 위해 주연소실과 부연소실에 각각 압력센서를 장착하였고, 360°엔코더를 사용하여 크랭크각도 1°간격으로 1MHz A/D Board로써 압력을 취득하였다.¹³⁾ 취득된 압력은 100사이클을 평균한 값을 사용하였다. 공기량은 피토투브관으로, 연료량은 질량저울로 측정하였다. 기관운전 조건으로 속도는 1000, 1500, 2000 rpm, 부하는 0%, 25%, 50%, 75%, full load의 조건하에 운전하였다. 실험장치는 Fig. 2와 같다.

3. 계산결과 및 고찰

간접분사식 디젤엔진의 연소과정은 먼저 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. 3은 엔진능력의 평균적인 회전수인 2000 rpm에서 부하에 따른 주실과 부실의 압력변화를 나타낸 것으로 압축과정에서는 주실과 부실의 압력이 거의 동일하게 상승함을 알 수 있다. 이는 시험엔진의 연락공이 비교적 크므로 복손실이 거의 없기 때문이다. 주실과 부실의 압력차이는 최고 2.3bar까지로 거의 차이가 나지 않으며 이는 연락공의 단면적이 실린더의 단면적의 3% 정도로 비교적 크므로 연락공에서의 유체흐름의 손실이 작기 때문이라고 판단된다. 또한 최고 압력 발생 크랭크 각도도 주실과 부실의 차이는 1° 정도로 거의 차이가 없다. 따라서 와류실식 IDI엔진에서는 주실과 부실의 압력 측정이 어려운 경우 상대적으로 접근하기 쉬운 부실의 압력만으로도 연소해석이 가능하다. 또한 열발생량 계산에서 가장 큰 인자는 연소실내 가스의 비열비로써 Table 1에서 제시한 비열비값을 Fig. 3과 비교하기 위해 2000rpm 조건에서 Fig. 4에 나타내었다. 즉, 압축과정에서 연소 후 배출되지 못한 잔류 가스 이외에는 거의 공기가 대부분이므로, 압축에

의해 상승되는 온도의 함수로 비열비가 정해진다. 연소시 비열비는 Table 1에서 언급한 연료와 공기의 당량비로 정해지며 따라서 부하가 증가 할수록 당량비가 커지므로 비열비가 낮아진다. Fig. 4에서 비열비가 일정하게 지속되는 구간이 연소기간이며 이는 부하에 비례하여 증가한다. 또한 연소 후 팽창과정에서의 비열비는 당량비와 온도의

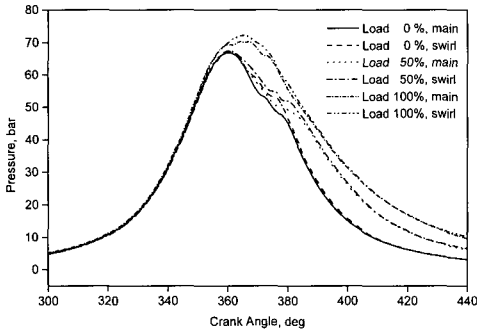


Fig. 3 Pressure comparison between main and swirl cylinder at 2000rpm

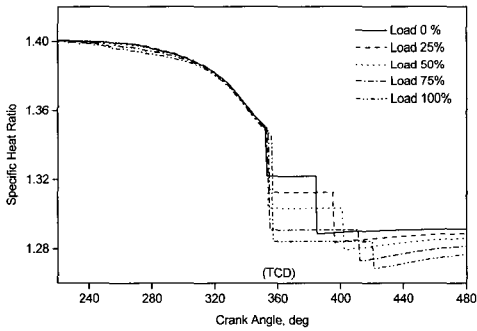


Fig. 4 Specific heat ratio at 2000 rpm

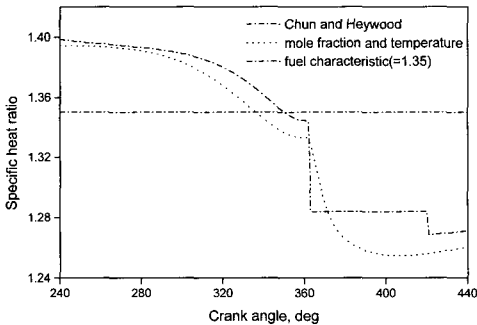


Fig. 5 Specific heat ratio at 2000 rpm, full load

함수이며, 팽창과정에서 부피의 증가 등으로 인한 온도의 저하에 따라 비열비가 점차 상승한다. Fig. 5는 2000rpm, 전부하 조건에서 비열비를 비교한 것으로서, 기존 연구에서 사용했던 실린더 내 가스성분의 물분율과 가스온도의 함수로 계산한 값, 연료의 성분 대부분이 탄소와 수소임을 고려하여 비열비를 1.35로 가정된 값 그리고 본 연구에서는 적용한 전광민과 Heywood 가 제시한 2영역에 의한 열발생량 계산과 단일영역 열발생량이 일치토록 하여 찾은 값을 나타낸 것이다. 이러한 비열비를 사용하여 열발생량을 계산한 결과를 Fig. 6에서 보여준다. Fig. 6은 각 회전수별로 전부하 조건에서 분사된 연료량에 연료의 저위발열량(LHV)을 곱한 연료에너지(fuel energy)와 열발생량을 비교한 것이다. 여기서 연료에너지와 열발생량의 차이는 연소의 비효율을 나타내는 것으로 미연소 에너지량이라고 볼수 있으며, 비열비 이외에는 열전달 상수를 비롯하여 모두 동일한 조건으로 하여 계산한 결과이다. 그 결과 전광민과 Heywood가 제시한 값을 적용한 열발생량은 연료 에너지에 거의 수렴하는 반면, 연소실 가스성분의 물분율과 가스온도의 함수로 계산한 비열비를 적용한 열발생량은 1000, 1500 rpm에서는 연료에너지를 초과하나 2000 rpm에서는 연료에너지보다 낮은 값으로 수렴한다. 즉, 기관회전수에 따라 열발생량의 변동이 커져 데이터의 신빙성이 떨어진다고 판단된다. 또한 비열비를 1.35로 가정하여 열발생량을 계산한 경우도 마찬가지로 열발생량의 변동이 클 뿐 아니라 상기 2가지 비열비에 의해 계산한 열발생량보다 상대적으로 작은 값을 나타낸다. 따라서 연료에너지에 수렴하고 여러 조건에 대해 연료에너지에 대비 열발생량의 변동이 적은 전광민과 Heywood가 제시한 비열비가 가장 적합하다고 연구되었다. Fig. 7는 이러한 비열비, 압력, 부피 및 연소실의 기하학적 형태 등을 변수로 하여 계산된 열발생률이다. 조건은 Fig. 3과 4와 비교하기 위해 엔진회전수를 2000rpm으로 나타냈다. 이러한 열발생률은 부하와 비교시 열발생률의 최고치 보다는 열발생 기간이 부하와 비례하는 모습을 보이며 부하의 증가에 따라 제어연소 구간이 잘 구별되고 기간도 길어짐을 알 수 있다. 또한

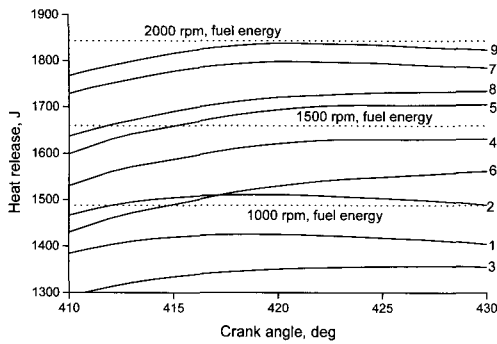


Fig. 6 Heat release versus crank angle at full load. Where 1, 4, 7 denote the heat release using the specific heat ratio studying by Chun and Heywood, and 2, 5, 8 denote the heat release using the specific heat ratio by the function of cylinder gas mole fraction and temperature, and 3, 6, 9 denote the heat release using the specific heat ratio adapting 1.35 at full load, and 1000, 1500, 2000 rpm, respectively.

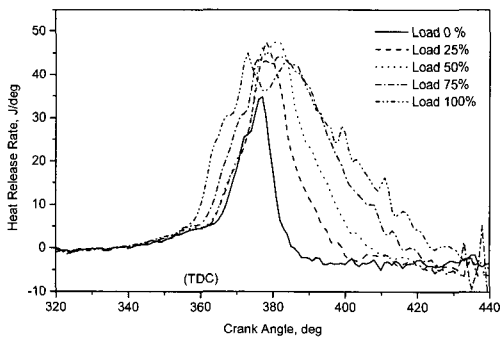


Fig. 7 Heat release rate at 2000 rpm

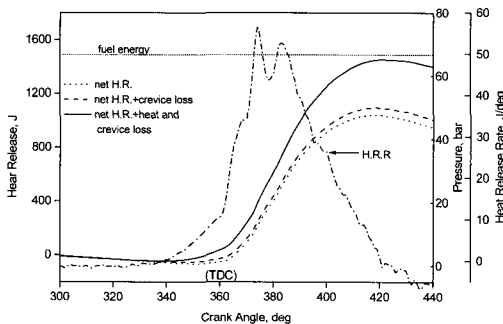


Fig. 8 Heat release at 1000 rpm, full load

열발생률의 형상이 DI보다는 SI에 더 비슷한데 이는 DI에서 연소초기에 연료의 착화 지연으로 인해 많은 양의 연료가 일시적으로 연소하는 것을 IDI에서는 부연소실에서 감소시켜 주기 때문이다. Fig. 7에서 연소종료후에도 열발생률이 음이 되는 이유는 열전달 손실이 연소종료 후에도 열발생률을 0으로 수렴시킬 만큼 증가하지 않기 때문이다. 즉, 순열발생률(net heat release rate)은 압력과 부피에 의한 값으로 연소종료 후에 음수가 된다. 여기에 열전달 손실을 더하면 열발생률은 0에 수렴되며, 이러한 현상은 열전달 손실의 경우 연소종료 후에도 실린더 벽면이나 피스톤으로 계속 진행되기 때문이다. 따라서 본 연구에서 실험한 IDI엔진에는 채택된 열전달 모델이 잘 맞지 않는다고 볼 수 있다. 따라서 본 연구에서는 과거 연구자들이 제시한 여러 가지 열전달 모델을 적용해 보았으나, 연소압력과 모터링 압력을 따로 입력값으로 취한 Woschni의 열전달 모델이 가장 적합하다고 판단하였다. 그러나 열전달 면적이 SI와 DI엔진 등에 비해 상대적으로 크고 열전달 면적변화율이 다른 IDI엔진에는 개선된 열전달 모델이 요구된다 열발생률을 적분하여 연료에너지에 수렴시키면 열발생량이 되고 여러 조건에서 계산된 열발생량과 연료에너지의 차이로 연소효율을 알 수 있고 열발생량의 일부분인 열전달량도 알 수 있다. 따라서 열발생률을 적분할 필요가 있으며 계산 결과는 Fig.8~10과 같다. 여기서 순열발생량(Net heat release)은 피스톤으로 전달되는 일과 내부에너지로 보존되는 양으로 식(6)의 우변의 1, 2항을 적분한 값이며, 여기에 3, 4항의 연소실 내에서 실린더 벽면으로의 열전달 손실(heat transfer loss)과 틈새손실(crevice loss)을 적분하여 더하면 전체 열발생량이 된다. 틈새손실은 틈새영역에 연소가스가 끼어 있는 손실로써 IDI엔진 실린더 가스의 고압에 따른 영향을 최대한 반영하고자 하였다. 이러한 틈새손실을 열발생량 계산에 고려하는 것이 타당한 이유는 다음과 같다. 본 논문에서도 언급한 바와 같이 총열발생량은 순열발생량, 열전달 손실과 틈새손실을 더한 값이다. 그런데 열전달은 기관회전수에 따라 실린더 또는 피스톤 벽면으로 열발산이 시간상 제한을 받는다.

이에 반해 틱새손실은 시간상 제한이 거의 없다. 따라서 기관회전수에 따라 열전달 손실과 틱새손실이 열발생량에서 차지하는 비율을 달리하며 정확하게 계산되어야 하나, 틱새손실을 고려하지 않을 경우 기관회전수에 따라 열전달 손실이 과도하게 열발생량 계산에 영향을 줄 수 있다. 따라서 정확한 열발생량 계산을 하기 위해선 틱새손실까지 고려해야 한다. 본 연구에서 계산된 블로바이에 의한 실린더 가스의 손실량은 실린더내 가스질량을 감소시키고 따라서 본 연구에서 실린더내 가스온도를 계산하기 위해 적용한 이상기체 방정식의 변수인 가스질량이 감소됨에 따라 가스온도값을 상승시킨다. 물론 이상기체 방정식의 변수 중 실린더내 압력과 부피는 실험에 의한 측정치이며, 일반기체 상수를 사용하므로 가스질량이 직접 영향을 주는 변수는 가스온도이다. 따라서 블로바이에 의한 실린더 가스의 손실을 고려함으로써 정확한 실린더내 가스온도를 계산할 수 있고 이러한 가스온도는 열전달 손실의 계산에 입력값이 되어, 결국 열발생량 계산에 영향을 미치게 된다. Woschni의 제안식으로 열전달을 구하려면 각각의 엔진에 따라 달라지는 열전달 상수를 결정해야 한다. 본 계산에서 사용된 상수는 1000rpm에서 열발생량이 연료에너지(fuel energy)에 수렴하는 값으로 C_1 , C_2 를 각각 0.6으로 결정하고 다른 조건에서도 똑같이 적용한 결과, 다른 조건에서도 열발생량이 연료에너지에 수렴함을 확인하였다. 그림에서 짧은 점선은 순열발생량(net heat release)이고, 긴 점선은 순열발생량에 틱새손실량을 더한 부분이고, 실선은 여기에 실린더 벽면으로의 열전달 손실까지 더한 전체 열발생량이다. 연료에너지로 표시한 선은 실린더내 분사된 연료량에 연료의 저위발열량(low heating value)을 곱한 것으로, 연소에 의해 최대 발생시킬 수 있는 화학에너지를 나타낸다. 전체 열발생량과 연료에너지의 차이는 연소되지 않은 연료의 발열량으로 연소효율을 알 수 있다. Fig. 11는 계산된 연소기간으로 대체로 부하와 기관회전수에 비례하고 고회전수로 갈수록 부하증가에 따라 연소기간이 완만해지는 경향을 보인다.

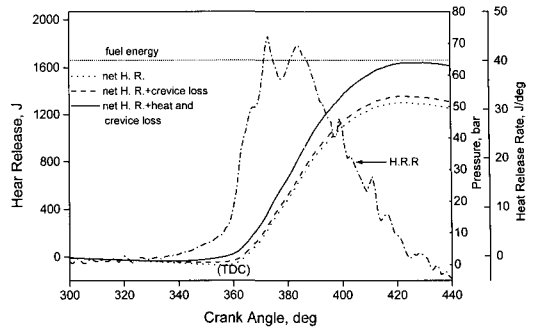


Fig. 9 Heat release at 1500 rpm, full load

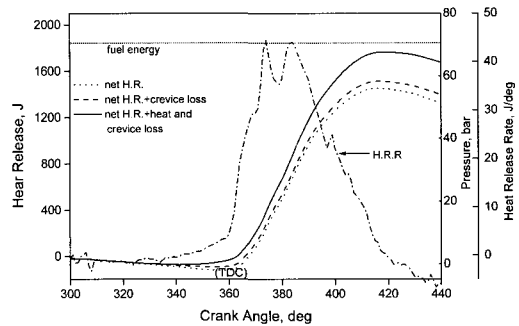


Fig. 10 Heat release at 2000 rpm, full load

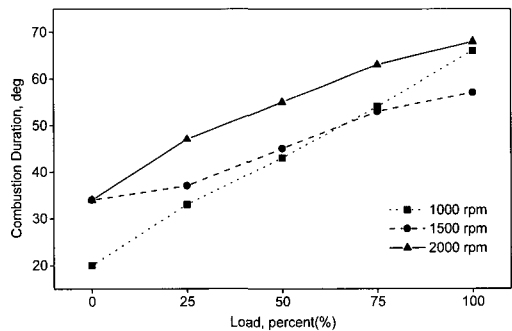


Fig. 11 Combustion duration at variation of rpm and load

4. 결 론

가솔린과 직접분사식 디젤기관에 사용했던 단일 영역 열발생 계산법을 간접분사식 디젤기관에 적용하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 열전달 상수를 1000rpm에서 열발생량이 연료

에너지에 수렴하도록 결정하였다. 이 열전달 상수를 사용하여 다른 운전조건에서 계산한 결과 열발생량이 연료에너지에 수렴함을 확인하였다.

- 2) 실린더내 가스의 비열비를 기존연구에서는 가스의 물분율, 온도와 연료성분 등의 물성치에 의해 결정하였으나, 본 연구에서는 연소과정에서는 연료와 공기의 당량비의 함수로서 연소기간 동안 가스온도의 변화에도 불구하고 일정한 값을 가짐으로써 연소현상을 나타내는 값을 적용하여 타당성을 확인 하였다.
- 3) 열전달은 기관회전수에 따라 실린더 또는 피스톤 벽면으로 열발산이 시간상 제한을 받는다. 이에 반해 상대적으로 틱새손실은 시간상 제한이 적으므로, 기관회전수에 따라 열전달 손실과 틱새손실이 열발생량에서 차지하는 비율을 달리하며 정확하게 계산되도록 하였다.

참고문헌

- [1] J. A. Gatowski, En. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Helson, J. A. Ekchian and John B. Heywood, "Heat Release Analysis of Engine Pressure Data," SAE paper 841359, 1984.
- [2] Kwang Min Chun and John 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, 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] G. M. Rassweiler, and L. Withrow, "Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards," *SAE Trans. Vol. 38*, pp. 185~204, 1938
- [6] R. B. Krieger and G. L. Borman, "The Computation of apparent Heat Release for Internal Combustion Engine," *ASME paper 66-WA/DGP-4*, 1966
- [7] John 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 int the Internal Combustion Engine," *SAE paper 670931*, 1967.
- [10] M. J. Zucraw, and Hoffmann J. D., "Gas Dynamics," Vol.1, pp. 53~63, John Wiley, 1976.
- [11] Wai Cheng, Richard Gentry, "Effects on Charge Non-uniformity on Diesel Heat Release Analysis," *SAE paper 861568*, 1986.
- [12] Curtis F. Gerald, Patrick O. Wheatley, "Applied Numerical Analysis," Addisonwesley Publishing company, pp. 184~186, 1989.
- [13] David r. Lancaster, Roger B. Krieger, and John H. Lienesch, "Measurement and Analysis of Engine Pressure Data," *SAE paper 750026*, 1975.

저 자 소 개



이석영 (李錫英)

1965년 2월생, 1988년 해군사관학교 졸업, 1992년 연세대학교 기계공학과 졸업, 1995년 동대학원 기계공학과 졸업(석사), 2003년 부산대학교 기계공학과 박사과정 수료, 1988년~현재 대한민국 해군, 당학회 학생회원



김규보 (金圭保)

1973년 9월생, 2000년 부경대학교 기계공학과 졸업(학사), 2000년~현재 부산대학교 기계공학과 대학원 재학 중, 당학회 학생회원



전충환 (全忠煥)

1962년 10월생, 1985년 부산대학교 기계공학과 졸업, 1987년 동대학원 기계공학과 졸업(석사), 1994년 동대학원 기계공학과 졸업(박사), 1995년~1996년 펜실베니아 주립대 추진공학연구센터 Post/Doc, 1996년~2002년 부산대학교 기계공학부 전임연구교수, 현재 부산대학교 기계공학부 기계기술연구소 교수, 당학회 종신회원



장영준 (張英俊)

1947년 5월생, 1975년 부산대학교 기계공학과 졸업, 1977년 동대학원 기계공학과 졸업(석사), 1986년 일본 동경공업대학 기계공학과 졸업(박사), 현재 부산대학교 기계공학부 교수, 당회 정회원