〈論 文〉

스파크 점화기관의 난류 화염전파모델에 관한 연구

유욱재* · 최인용** · 전광민***

(1994년 6월 10일 접수)

A Study on Turbulent Flame Propagation Model of S. I. Engines

W. J. You, I. Y. Choi and K. M. Chun

Key Words: Engine Simulation Program(엔진시뮬레이션 프로그램), Combustion Model(연소모델), Turbulent Flame Propagation(난류 화염전파)

Abstract

The modeling of combustion process is an important part in an engine simulation program. In this study, calculated results using a conventional B-K model and the other model which is called GESIM were compared with experimentally measured data of a three-cylinder spark-ignition engine under wide range of operating conditions. The burn rates calculated from the combustion models were compared with the burn rate calculated from the one-zone heat release analysis that uses measured pressure data as an input data. As a result of the two models' comparison, the GESIM combustion model conformed to be closer to the data acquired from the experiment in wide operating ranges. The GESIM model has been improved by introducing a variable that considers the flame size, the area of flame contacting the piston surface into the model, based on the comparison between the experimental result and the calculated results. The improved combustion model predicts experimental results more precisely than that of GESIM combustion model.

1. 서 론

최근 환경문제와 자원보존에 관한 관심이 고조됨에 따라 내연기관에 관한 연구는 배기공해 물질저감과 연비향상이라는 에너지절약 측면에 초점이 맞추어져 있다. 스파크 점화기관 연소실 내에서의 화염전파는 연비향상과 배기공해 물질생성과 밀접한 관계가 있다. 화염전파 속도를 증가 시킴으로써 출력을 향상시킬 수 있으며 안정된 운전을 할 수 있는 운전조건의 범위를 확장시켜 희박연소를 가능케 함으로써 간접적으로 내연기관의 연료소비를 개선시키고 배기공해를 줄일 수 있다.

난류 화염전파 과정의 모델링은 엔진시뮬레이션 코드에서 매우 중요한 부분을 차지한다. 난류 화염전파 과정의 모델링은 크랭크각도의 함수로 화염전파를 예측하여 연소 연료량, 압력, 공해 물질생성 등을 예측하는 것을 목적으로 한다.

난류 화염전파를 계산하는 방법 중 널리 쓰이고 있는 모델은 Blizard와 Keck에 의해 제안된 방법이며, 난류 화염속도와 화염면적으로부터 연소율을 계산하는 것이다.[1] 이런 계산방법은 실험으로 확인된 물리적 근거에 바탕을 두므로 실린더의 유동, 연소실 형상, 스파크 플러그의 위치 등이 연소율의 변화에 어떠한 영향을 미치는지 연구할 수 있다는

*정회원, 현대자동차
**정회원, 연세대학교 대학원
***정회원, 연세대학교 기계공학과

데 장점을 지니고 있다.

Blizard와 Keck이 제안한 이 접근방법은 Hires, Tabaczynski and Novak,[2] Tabaczynski, Trinker and Shannon[3]에 의해 개선되었으며 그 후로도 많은 사람들이 이에 대해 연구를 계속해 왔다.

본 연구는 Poulos의 스파크 점화기관 사이클시뮬레이션 프로그램[4]을 바탕으로 이제까지 여러 연구자에 의해 제안된 연소모델 중 두 가지 모델을 선정하여 이 모델들을 3기통 4행정 스파크 점화기관에 적용하여 연소과정을 계산하고 실험에서 취득된 압력자료와 비교하여 실제의 연소현상을 가장 근접하게 표현하는 연소모델을 찾고 그 모델을 바탕으로 좀 더 개선된 연소모델을 구하는 것을 목적으로 한다.

2. 엔진시뮬레이션 모델

엔진시뮬레이션은 실린더내 가스의 열역학적 상태계산, 난류모델, 연소모델, 열전달모델 등으로 이루어지며 여기에서는 각 부분의 모델링에 대해 설명한다.

2.1 난류모델

열전달 모델과 연소모델은 특성속도(characteristic velocity)와 길이척도(length scale)를 필요로 한다. 이 특성속도와 길이척도를 추정하기 위해서는 물리적 기구를 반영시킨 난류모델을 사용한다.

여기에서 사용되는 난류모델은 Arici의 대수 ε모델을[5] 사용한다. 대수 ε모델은 길이척도를 실린더헤드와 피스톤 사이의 평균거리 또는 밸브 리프트의 정해진 길이를 사용하고 평균 유동에너지와 난류 운동에너지에 대한 보존방정식을 사용한다.

이 모델에서는 평균 유동의 운동에너지가 밸브를 통하여 실린더에 공급되면 평균 유동에너지는 난류 소멸 과정을 통하여 난류 운동에너지로 전환된다. 그리고 난류 운동에너지는 소멸과정을 통하여 열에너지로 전환된다. 배기밸브를 나가는 가스는 평균 유동에너지와 난류 운동에너지를 동시에 가지고 있다. Fig. 1은 이 과정을 도식적으로 표현한 그림이다.

사이클이 수행되고 있는 어떤 시점에서의 평균 유동속도 U, 난류강도 u'과 평균 운동에너지 K와 난류 운동에너지 k와의 관계식은 다음과 같이 주어진다.

$$K=\frac{1}{2}mU^2 \tag{1}$$

$$k=\frac{2}{3}mu'^2 \tag{2}$$

식(2)에서의 계수 3은 작은 길이척도의 난류가 등방성이라는 가정으로부터 세 직교 방향으로의 난류운동을 고려한 것이다.

평균 유동의 운동에너지와 난류 운동에너지의 시간 변화율은

$$\frac{dK}{dt}=\frac{1}{2}\dot{m}_{in}V_{in}^2-P-K\frac{\dot{m}_{ex}}{m} \tag{3}$$

$$\frac{dk}{dt}=P-m\varepsilon-K\frac{\dot{m}_{ex}}{m} \tag{4}$$

로 주어진다.

또, 난류 유동에너지의 소멸률은

$$\varepsilon\approx\frac{u'^3}{l}=\frac{(2k/3m)^{\frac{3}{2}}}{l} \tag{5}$$

이다.

여기서, m : 실린더내 질량
$\dot{m}_{in}$: 실린더내로 유입되는 질량
$\dot{m}_{ex}$: 실린더에서 방출되는 질량
V_{in} : 실린더로 유입되는 속도
P : 난류 운동에너지 생성항
l : large-scale eddy의 특성길이

난류 운동에너지 생성항 P는 국부적인 유동의 상태에 따른 함수이나, 여기에는 실린더 내의 상태를 실린더내 모든 공간에서 일정하다고 가정하므로 P는 평균 유동에서 계산되어진다.

실린더 내에서의 난류 생성과정이 평판에서의 난류 경계층에서 난류 생성과정과 유사하다고 가정하면 생성항 P는 다음과 같이 모델링된다.

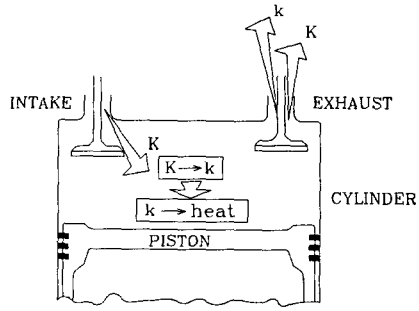

Fig. 1 Turbulent energy cascade model (K : Mean kinetic energy, k : Turbulent kinetic energy)

$$P=\mu_t\left(\frac{\partial U}{\partial y}\right)^2 \tag{6}$$

여기서, $\mu_t=\frac{C_\mu k^2}{m\varepsilon}$: 난류점도

C_μ : 상수

식(22)의 속도 구배항은

$$\left(\frac{\partial U}{\partial y}\right)^2=C_\beta\left(\frac{U}{L}\right)^2 \tag{7}$$

로 모델링하며 C_β는 조정상수, L은 평판의 기하학적 길이척도이다.

식(5), (6), (7)을 결합하여 P에 대한식으로 정리하면

$$P=2(3/2)^{\frac{3}{2}}C_\mu C_\beta(Kl/L^2)(k/m)^{\frac{1}{2}} \tag{8}$$

와 같다.

위의 식을 계산하려면 길이척도 l과 L에 대한 가정이 필요한데, 이에 대한 관계식은 다음과 같이 가정한다.

$$l=L=V/(\pi B^2/4) \tag{9}$$

여기서, V : 연소실의 순간 체적

B : 실린더의 직경

제한조건 : $L\leq B/2$

P를 최종적으로 표현하면

$$P=0.3307C_\beta\left(\frac{K}{L}\right)\left(\frac{k}{m}\right)^{\frac{1}{2}} \tag{10}$$

와 같다.

이러한 난류모델은 연소과정의 계산을 시작할 때 난류강도, 길이척도 등의 초기 조건을 정해준다.

2.2 연소모델

2.2.1 연소실의 유동장에 대한 가정

실제의 난류유동은 난류성분 와류(eddy)들의 길이와 속도의 스펙트럼으로 특성 지워진다. 이 모델에서는 모든 난류의 특성을 세 가지의 길이척도와 하나의 특성 속도로 표현한다.

2.2.2 급격 왜곡이론

급격왜곡이론(rapid distortion theory)은 Semenev에 의해 제시된 것으로 연소실 내에서 연소가 시작되면 미연가스영역은 화염이 전파됨에 따라 매우 빠른 속도로 압축되며 이 때문에 미연가스영역의 난류성분 와류에서의 난류 운동에너지의 소산과정은 무시할 수 있으며 이 때문에 미연가스영역의 난류성분 와류들의 각운동량이 보존된다는 것이다. 이 이론에 의해 연소과정 중의 길이척도와 난류강도는 난류성분 와류에서의 질량보존법칙과 각 운동량보존의 법칙에 의해 계산될 수 있다.

연소가 시작되어 화염이 전파되어 가며 난류성분 와류들을 화염면 안으로 흡수해 가기 때문에 미연가스영역의 난류성분 와류의 수는 줄어들어도 난류성분 와류들이 각각 독립적으로 연소된다고 가정하면 각각의 난류성분 와류들의 질량은 보존된다.

질량보존법칙에 의해 하나의 난류성분의 부피를 V_L이라 하면,

$$\rho_u V_L=\rho_{u,ig}V_{L,ig} \tag{11}$$

여기서, ρ_u : 미연가스의 밀도

ig : 점화시기의 값

이 성립한다.

난류성분 와류의 부피 V_L을

$$V_L\approx L^3 \tag{12}$$

여기서, L : 적분 길이척도

라고 근사화하면 식(11)은

$$\rho_a L^3=\rho_{u,ig}L_{ig}^3$$

$$L=L_{ig}\left(\frac{\rho_{u,ig}}{\rho_u}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{13}$$

으로 정리된다.

난류성분 와류의 각 운동량이 보존되므로

$$u_\omega L=u_{\omega,ig}L_{ig} \tag{14}$$

여기서, u_ω : 와류에 의한 특성속도

이 성립되며 식(13)과 (14)를 $u_\omega\approx u'$이라는 가정과 함께 결합하면 연소과정에서의 난류강도는

$$u'=u'_{ig}\left(\frac{\rho_u}{\rho_{u,ig}}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{15}$$

이 된다.

2.2.3 층류화염속도

층류화염속도는 Rhodes와 Keck[12]이 제시한 다음과 같은 멱승형태의 상호 관계식을 사용한다. 이 식은 거의 대부분의 사이클시뮬레이션에서 사용하고 있다.

$$S_L=S_{L,o}\left(\frac{T_U}{T_o}\right)^\alpha\left(\frac{P}{P_o}\right)^\beta(\mathrm{m/sec}) \tag{16}$$

여기서, $T_o=298\,K$

$P_o=1\,bar$

여기에서 하첨자 o는 기준조건을 나타내며 $S_{L,o}$는 기준조건에서의 층류화염속도이다. 여기에서 지수의 값은 연료에 따라 다르며 가솔린의 경우는 다음과 같다.

$$\alpha=2.4-0.271\phi^{3.51}$$
$$\beta=-0.357+0.14\phi^{2.27}$$
$$S_{L,o}=0.035-0.549(\phi-1.21)^2 \quad (17)$$

여기서, ϕ는 연료-공기 당량비(fuel-air equivalence ratio)이다.

2.2.4 난류 화염전파모델

난류 화염전파모델은 내연기관에서의 화염전파는 유동의 난류성분에 의해 지배된다는 개념에 의해 실험에서 관찰된 결과를 바탕으로 연소에 대한 지배방정식을 유도하는 현상학적 모델이다. 이 모델을 사용하는 대부분의 연구들은 화염이 구형으로 스파크 플러그로부터 연소실을 향해 전파되며 연소과정 중 화염의 중심은 스파크 플러그에 고정되어 있다는 가정을 사용하고 있다.

본 연구에서도 위의 가정을 사용하며 다음의 두 가지 모델에 대하여 고찰해 본다.

① B-K 모델(Blizard & Keck Model)

Blizard와 Keck은 난류 화염전파에 대한 다음의 방정식들을 처음으로 제안하였다.[1] 이 식들에 의해 연소해석은 획기적인 발전을 하게 되었으며 그 후 이 모델은 많은 연소모델에서 채택되었고 보완이 되는 연구가 계속되고 있다. 이 모델은 연소율의 계산에 화염면에서의 연속방정식의 형태를 가지며 유입되는 속도를 식(19)와 같이 난류강도와 층류화염속도의 합으로 표현하였다.

$$\frac{dm_e}{dt}=\rho_u A_f S_e \quad (18)$$
$$S_e=(u'+S_L) \quad (19)$$
$$\tau=\frac{\lambda}{S_L} \quad (20)$$
$$\frac{dm_b}{dt}=\frac{m_e-m_b}{\tau} \quad (21)$$

여기에서 각 값의 정의는 다음과 같다.

m_e : 화염전단면 속으로 들어오는 혼합물의 질량

A_f : 화염전단면적

τ : 특성 연소시간

λ : 특성 길이척도

S_L : 층류화염속도

S_e : 화염전단면 속으로 미연가스가 유입되는 속도

식(18)은 미연가스의 질량이 화염전단면 속으로 유입되는 율을 나타내고 식(21)은 화염전단면 내의 가스가 연소되는 율이 화염전단면을 경계로 하여 화염내의 미연가스의 질량에는 비례하고 특성 연소시간에는 반비례함을 나타내는 식이다. 식(20)의 특성 연소시간은 층류화염이 특성 길이척도에 따라 타 들어가는 시간을 나타내며 Blizard와 Keck은 이 특성길이는 적분 길이척도와 같다고 하였고 Tabaczynski는 Taylor 길이척도와 같다고 보고하고 있다.[6] 이들은 난류모델을 Tennekes에 의해 제안된 난류구조를 이용하여 모델화하였는데[7] Tennekes는 와류는 Kolmogorov 길이척도에 의해 특성 지워지는 와류 튜브에 의해 그 현상이 일어나고 이러한 튜브의 특성 간격을 나타내는 길이척도가 Taylor 길이척도라고 하였다.

이러한 난류구조를 기초로 하여 Chomiak은 난류화염의 전파현상에 대한 이론을 제안하였는데[8] 이 이론에 따르면 화염은 연소에 의한 와류의 붕괴로 야기되는 밀도의 변화때문에 와류 튜브를 따라 급격히 전파되고 연소시의 급격한 물리적인 현상에 의한 영향으로 화염은 층류화염속도보다 훨씬 빠른 난류화염속도의 크기로 와류 튜브를 따라 움직인다. 반면에 화염의 전파는 층류화염속도의 크기로 와류 튜브 사이의 간격을 타 들어가면서 이루어진다고 생각한다.

여기에서 와류 튜브 사이의 거리를 나타내는 특성 길이 λ는 등방성 난류유동에 기초한 Tennekes와 Lumley가 제안한[7] 다음의 식이 사용된다.

$$\lambda=L\left(\frac{15}{C}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\frac{u'L}{\nu}\right)^{-\frac{1}{2}} \quad (22)$$

② GESIM

GESIM(general engine simulation)은 Blizard와 Keck, Tabaczynski 등이 개선해 온 연소모델에 연소과정의 cycle-by-cycle variation을 발생시키는 여러 가지 원인을 고려한 연소모델을 사용하는 사이클 시뮬레이션 프로그램이다. 여기에서 사용되는 연소모델은 다음과 같다.[9]

$$\dot{m}_e=\rho_u A_f V_f \quad (23)$$
$$V_f=\alpha\sqrt{\frac{\rho_u}{\rho_b}}u'\left\{1-\exp\left(-\frac{r_f}{r_c}\right)\right\}+S_L \quad (24)$$

$$\dot{m}_b = \frac{m_e - m_b}{\tau_c} + \rho_u A_f S_L \tag{25}$$

$$\tau_c = C\frac{\lambda}{S_L} \tag{26}$$

여기에서 각 값의 정의는 다음과 같다.

m_e : 화염전단면으로 들어오는 혼합물의 질량
m_b : 기연가스의 질량
ρ_u, ρ_b : 미연가스 및 기연가스의 밀도
A_f : 화염전단면의 면적
r_f : 구형화염의 반경
r_c : 적분 길이척도의 차원을 가지는 특성길이
λ : Taylor 길이척도
V_f : 총 화염전파속도
u' : 난류강도
S_L : 층류화염속도
r_c : 와류가 연소되는데 걸리는 시간
α, C : 상수

위에서 연소율을 계산하는 식(25)의 우측항의 두 번째 항은 연소가 화염전단면에서도 일어나는 현상을 고려해준 것이며 화염전단면으로 미연가스가 유입되는 속도를 나타내는 식(24)에서의 지수항은 초기화염이 성장할 때 화염이 난류성분 와류 정도의 크기에 이르기 전에는 난류유동이 미치는 영향이 크지 않음을 고려한 Jungbluth와 Noske의 연구결과를 수정해준 것이다. α는 난류 화염속도를, C는 적분 길이척도와 Taylor 길이척도와의 관계를 조정해 주는 상수이며 이 상수들의 범위는 단위 차수(order of unity)의 크기이다. 이 이외의 다른 부분은 Blizard와 Keck의 모델과 동일하다.

3. 결과 및 고찰

3.1 실험결과와 기존 연소모델의 비교

본 연구에서는 2000~3000 rpm에 걸쳐 500 rpm 간격으로 취득된 압력값과 시뮬레이션 결과를 비교했으며 상수 조정은 중간값인 2500 rpm에서 행하였다.

3.1.1 압력값의 비교

Fig. 2는 2000 rpm 부터 3000 rpm 까지 500 rpm 간격으로 측정한 압력값과 시뮬레이션에서 예측한 압력값이 비교되어 있다. 상수들이 조정된 2500 rpm에서는 두개의 시뮬레이션 압력값들이 측정 압력값과 거의 일치되고 있음을 볼 수 있다. 연소 과정중의 측정값과 계산값의 차이는 압축 과정에서부터 생겨나고 있으므로 이는 연소모델 뿐 아니라 열전달 모델에도 원인이 있다고 생각된다.

2500 rpm 이외의 다른 엔진회전수에서 측정값과 계산값을 비교해 보면 두 개의 모델들에서 계산된 압력값들이 낮은 엔진회전수에서는 측정값보다 낮게, 높은 엔진회전수에서는 측정값 보다 높게 예측하고 있음을 볼 수 있다. 이는 연소모델 뿐만 아니라 연소모델 계산에 필요한 길이 척도와 난류 강도를 계산하는 난류모델의 영향도 있기 때문이라고 생각된다. 두 가지 연소모델을 비교해 보면 GESIM 에서 사용하는 연소모델이 비교적 측정값을 근접하게 예측하고 있음을 볼 수 있다.

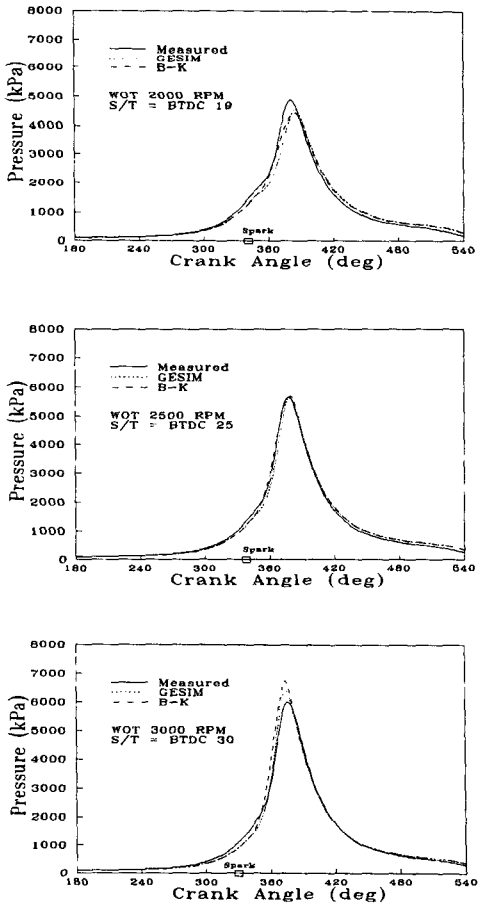

Fig. 2 Comparison between measured and calculated cylinder pressures as function of cranck angle at WOT

3.1.2 질량 연소량의 비교

Fig. 3은 연소된 질량을 실린더내의 전체 질량으로 나눈값(mass fraction burned)을 크랭크각도에 따라 나타낸 그림이다. 측정된 실린더내 압력으로 단일 영역 열방출량 해석을 하고 여기에서 구한 열방출량 곡선과 비교했을 때 실린더내 압력의 측정값과 계산값이 거의 유사했던 2500 rpm에서도 초기화염 성장단계인 0~10% burn duration 영역과 화염이 어느 정도 충분히 발달한 0~50% burn duration 영역에서 두 개의 연소모델 사이에 차이를 보이고 있다. GESIM의 연소모델은 절대값에서는 차이를 보이나 전체적인 연소 곡선의 궤적은 열방출량 곡선을 유사하게 따라가고 있다. 열방출량 곡선이 연소 말기에 아래로 떨어지고 있는 이유는 열전달 계산이 다소 부정확하기 때문이라고 생각되나 연소과정은 팽창과정에 비해 짧은 시간 내에 일어나므로 열전달량이 적기 때문에 연소 기간 중의 열방출량에는 큰 영향을 미치지 않는다.

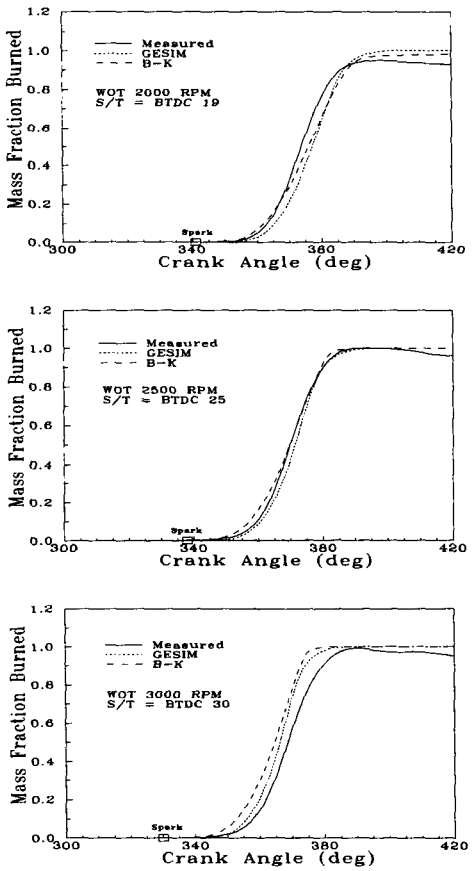

Fig. 3 Comparison between measured and calculated burned mass fraction as a function of cranck angle at WOT

2500 rpm 이외의 엔진회전수에서 비교해 보면 B-K 모델은 낮은 엔진회전수와 높은 엔진회전수에서의 연소말기 과정이 크게 차이를 보이고 있다. 이에 비해 GESIM의 연소모델은 열방출량 곡선과 비교할 때 낮은 엔진회전수에서는 느리게, 높은 엔진회전수에서는 빠르게 연소과정을 예측하나 전체 엔진회전수에 걸쳐 두 개의 모델 중측정값에 더 가깝게 예측하고 있다.

열방출량 곡선에서 구한 burn duration은 엔진회전수가 증가함에 따라 0~10% burn duration은 길어지고 10~90% burn duration은 짧아지는 경향을 보이고 있다. 3000 rpm에서는 10~90% burn duration이 이러한 경향을 벗어나고 있는데 이는 실험할 때의 운전조건 및 실험오차에 기인한 것으로 생각된다. 0~10% burn duration과 10~90% burn duration을 비교했을 때에도 GESIM의 연소모델이 측정값에 더 근접함을 알 수 있다.

3.1.3 질량 연소율의 비교

연소 특성을 비교할 때 압력곡선이나 연소된 질량보다는 질량 연소율의 비교가 가장 뚜렷한 차이를 보여주는 방법이다. Fig. 4는 질량 연소율을 크랭크 각도에 따라 비교한 그림이다. 2000 rpm으로부터 3000 rpm까지의 전체 엔진회전수에서 비교해 볼 때 B-K모델은 연소초기와 연소말기에서 질량 연소율이 열방출량에서 구한 질량 연소율보다 높으며 연소중기에는 낮은 값을 갖고 있다.

이에 비해 GESIM 연소모델은 실제 질량 연소율과 가장 유사한 형태의 변화를 보이고 있다. 이는 GESIM의 연소모델이 B-K 모델보다 실제 연소 현상에 가깝게 모델링 되었음을 나타내는 것이다.

3.2 연소모델의 개선

3.2.1 개선방향

위에서 검토한 실험값과 각 연소모델에서 예측된 값들과 비교하여 얻어진 결과를 토대로 연소모델을 개선하였다. 연소모델의 개선은 실제 연소 현상을 가장 가깝게 예측하는 GESIM의 연소모델을 기본으로 하였다. GESIM의 연소모델을 고찰해 보면 조정상수들을 결정한 2500 rpm 보다 저속의 엔진회전수에서는 실험치로부터 단일영역 열방출량 해

석법을 이용하여 구한 연소율보다 낮게, 고속의 엔진회전수에서는 높게 연소되는 경향을 보이고 있으며 이는 난류강도에 의해 지배되는 난류화염속도의 계산에 많은 오차가 있기 때문이라고 생각된다.

화염의 성장과 난류 화염전파속도에 관한 연구 중 Shelkin[10]의 연구, Lancaster et al.[11]의 연구와 최근의 Ting et al[13]의 연구 등에 의하면 난류 화염전파속도는 난류 강도에 비례하는데 이 비례상수는 화염반경이 커질수록 점점 증가한다. 또, 이들의 연구에 의하면 화염의 전파속도는 초기 화염성장 구간을 지난 후 빠르게 증가하다가 화염면이 피스톤면에 접하면서 그 증가속도가 둔화되며 화염중심에서 멀리 떨어진 실린더 벽면에 접하면서 감소하는 경향을 보여 주고 있다. 이러한 연구를 기초로 GESIM의 연소모델에서 화염의 전파 속도를 계산하는 식에 화염의 크기 피스톤면에 접촉하는 화염의 면적을 고려한 요소를 첨가하여 연소모델을 개선하였다. 또, 개선된 모델에서는 GESIM 모델의 $\rho_u A_f S_L$항을 생략하였는데 이는 이 항의 영향이 다른 항보다 매우 미약하기 때문이다.

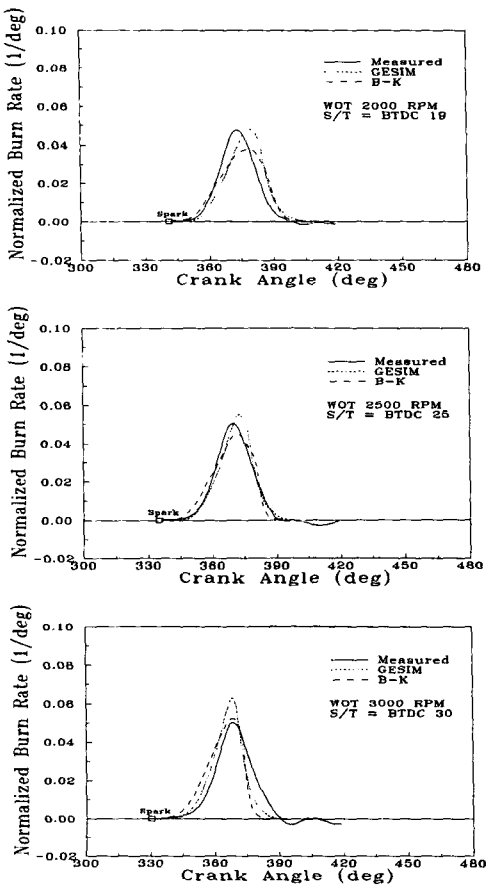

Fig. 4 Comparison between measured and calculated burn rate as a function of cranck angle at WOT

3.2.2 지배방정식

화염의 크기와 피스톤면에 접하는 화염의 면적을 고려하여 개선한 연소모델의 지배방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_e = \rho_u A_f V_f \tag{27}$$

$$V_f = C_k \sqrt{\frac{\rho_u}{\rho_b}} u' \left(1 - \exp\left(-\frac{r_f}{r_c}\right)\right) + S_L \tag{28}$$

$$\dot{m}_b = \frac{m_e - m_b}{\tau_c} \tag{29}$$

$$\tau_c = \frac{\lambda}{S_L} \tag{30}$$

$$C_k = \frac{C_k' \left\{1 + C_r \left(\frac{r_f}{r_c}\right)\right\}}{1 + \left(\frac{A_{f,pis}}{A_{pis}}\right)} \tag{31}$$

여기에서 각 값의 정의는 다음과 같다.

m_e : 화염전단면으로 들어오는 혼합물의 질량
m_b : 기연가스의 질량
ρ_u, ρ_b : 미연가스 및 기연가스의 밀도
A_f : 화염전단면의 면적
r_f : 구형화염의 반경
r_e : 적분 길이척도의 차원을 가지는 특성길이
λ : Taylor 길이척도
V_f : 총 화염전파속도
u' : 난류강도
S_L : 층류 화염 속도
τ_c : 와류가 연소되는데 걸리는 시간
$A_{f,pis}$: piston면에 화염이 접하는 면적
A_{pis} : piston면의 총 면적
C_k' : 상수
C_r : 조정상수

GESIM의 연소모델과 비교하여 달라진 부분은 V_f의 계산식에 원래는 상수이던 C_k에 화염반경 r_f와 피스톤면에 접하는 화염의 면적 $A_{f,pis}$를 도입한 것이며 각각 특성길이 r_f와 피스톤면의 총 면적 A_{pis}로 무차원화하였다. C_k를 이와 같이 수정하여 화염전파속도가 화염반경이 커질수록 증가하다가 화염이 피스톤면에 접하면서 감소하도록 하였다. 또한 τ_c를 조정해 주는 상수 C를 소거해 조정 상수의 수가 많아지지 않도록 하였다.

특성길이 r_c는 Fraser and Bracco, Hadded et al.와 Ando et al. 등의 실험으로 측정한 구 연구 결과들을 참고하여 2.1 mm로 가정하였다.

3.2.3 실험결과와 개선된 모델과의 비교

Figs. 5~7은 실린더 압력과 질량 연소량, 질량 연소율에 대하여 실험에서 취득한 결과와 GESIM의 연소모델과 개선된 연소모델에서 구한 결과들을 함께 그려 비교한 그림이다.

Fig. 5는 실린더 압력에 대하여 비교한 그림이다. 2500 rpm에서는 개선된 연소모델과 GESIM의 연소모델에서 각각 계산된 압력값들 간의 차이가 많이 보이지는 않으나 GESIM의 연소모델보다 2000 rpm에서는 높게, 3000 rpm에서는 낮게 실린더 압력을 계산하여 좀 더 실험값에 가깝게 예측하였다. Fig. 6은 질량 연소량에 대하여 비교한 그림이며 실린더 압력의 비교 결과와 같은 양상으로 개선된 연소모델에서 예측된 질량 연소량이 실험결과와 비슷함을 볼 수 있다. Fig. 7은 질량 연소율에 대하여 비교한 그림이며 두 연소 모델간의 차이를 가장 잘 보여주고 있다. 2000 rpm부터 3000 rpm까지의 모든 운전조건에서 개선된 모델이 초기 연소구간을 제외하고는 GESIM의 연소모델보다 실제 연소율에 좀 더 근접해 있음을 볼 수 있다. 초기연소 기간은 Cycle-by-cycle variation에 중요한 영향을 미치기는 하나 엔진의 성능을 예측하는 시뮬레이션 프로그램에서는 초기연소 기간보다는 연소가 활발히 일어나는 연소중기의 영향이 더 크므로 개선된 연소모델의 엔진성능 예측 능력이 GESIM보다 향상되었다고 할 수 있다.

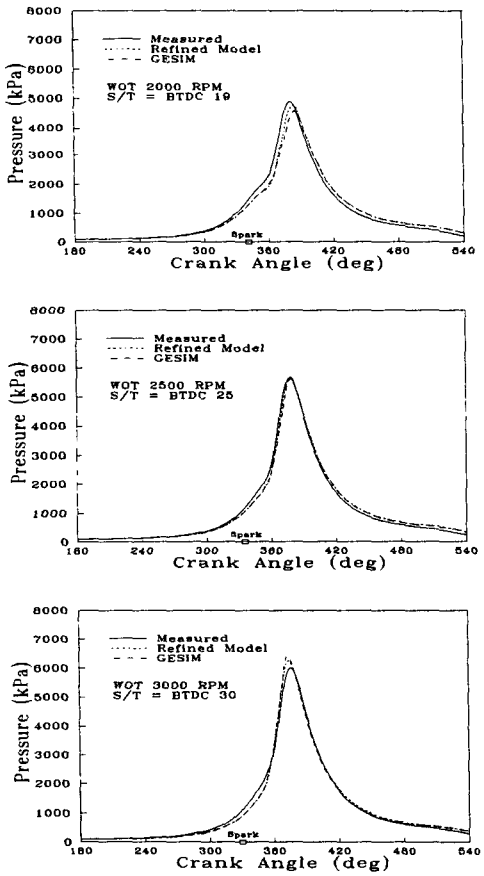

Fig. 5 Comparison between measured and calculated cylinder pressures by refined combustion model as a function of cranck angle at WOT

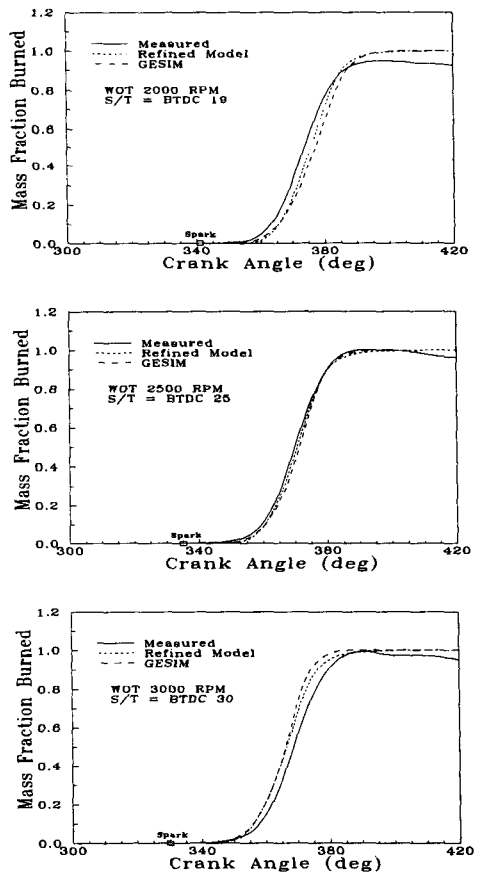

Fig. 6 Comparison between measured and calculated burned mass fractions by refined combustion model as a function of cranck angle at WOT

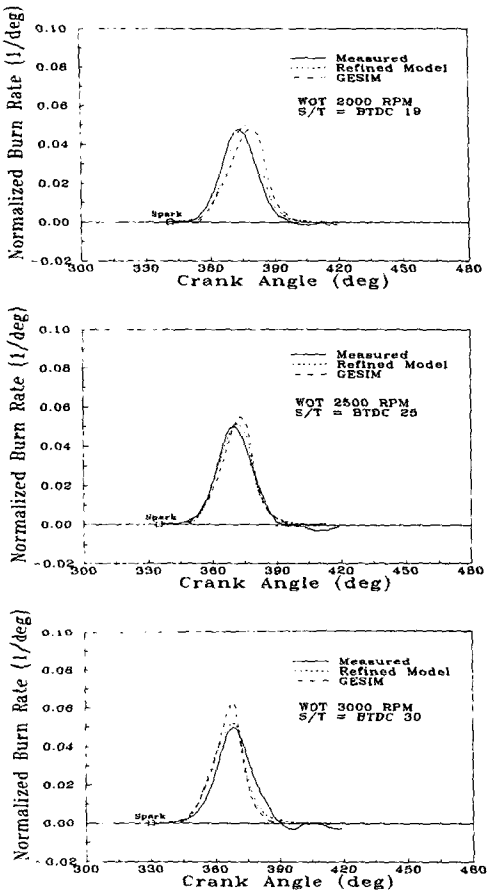

Fig. 7 Comparison between measured and calculated burn rates by refined combustion model as a function of cranck angle at WOT

4. 결 론

본 연구에서는 스파크 점화기관을 대상으로 하는 시뮬레이션 프로그램의 예측 능력을 향상시키기 위하여 기존의 연소모델 중 널리 쓰이는 두가지 연소모델을 선정하여 시뮬레이션에서 계산된 압력, 연소량 및 연소율을 실험에서 측정한 압력 및 단일영역 열방출량 해석을 통해 얻은 결과와 비교하고, 기존의 연소 모델을 개선하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) B-K 모델과 GESIM 모델의 질량 연소율은 실험에서 측정한 실린더 압력을 단일영역 열방출량 법으로 해석하여 얻은 질량 연소율보다 상수를 조정한 2500 rpm보다 저속인 엔진회전수에서는 낮게, 고속인 엔진회전수에 서는 높게 예측되었다.

(2) 기존의 두가지 연소모델로 계산한 결과를 실험값과 비교한 결과 GESIM의 연소모델이 실험값을 더 근접하게 예측하였다.

(3) GESIM의 연소모델을 화염의 크기와 화염면이 피스턴에 접하는 면적을 고려한 연소모델로 개선한 결과 개선한 새로운 연소모델이 기존의 연소모델보다 실험값에 가까운 결과를 보였다.

참고문헌

(1) Blizard, N. C. and Keck, J. C., 1974, "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines," *SAE 740191.*

(2) Hires, S. D., Tabaczynski, R. J. and Novak, J. M., 1978, "The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine," *SAE 780132.*

(3) Tabaczynski, R. J., Trinker, F. H. and Shannon, B. A. S., 1980, "Further Refinement and Validation of a Turbulent Flame Propagation Model for a Spark-Ignition Engines," *Combustion and Flame*, Vol. 39, pp. 111~121.

(4) Poulos, S. G., 1982, "The Effect of Combustion Chamber Geometry on S. I. Engine Combustion Rates-A Modeling Study," M. I. T. Department of Mechanical Engineering, S. M. These.

(5) Arici, O., Tabaczynski, R. J. and Arpaci, V. S., 1983, "A Model for the Lean Misfire Limit in Spark-Ignition Engine," *Combustion Science and Technology, Vol. 30, pp. 31~45.*

(6) *Tabaczynski, R. J., Ferguson, C. R. and Radhakrishnan, K., 1977, "A Turbulent Entrainment Model for Spark-Ignition Engine Combustion," SAE 770647.*

(7) Tennekes, H. and Lumley, J. L., 1972, "A First Course in Turbulence," The MIT Press.

(8) Chomiak, J., 1970, "A Possible Propagation Mechanism of Turbulent Flames at High Reynolds Number," Combustion and Flame, Vol. 15, pp. 319~521.

(9) Brehob, D. D. and Newman C. E., 1992, "Monte Carlo Simulation of Cycle by Cycle Variability,"

SAE 922165.

(10) Shelkin, K. I., 1947, "On Combustion in a Turbulent Flow," *NACA TM 1110*.

(11) Lancaster, D. R. and Krieger R. B., 1976, "Effects of Turbulence on Spark-Ignition Engine Combustion," *SAE 760160*.

(12) Rhodes D. B. and Keck J. C., 1985, "Laminar Burnning Speed Mesurements of Indolene-Air-Diluent Mixture at High Pressure and Temperatures," *SAE 850047*.

(13) Ting, D. S-K., Checkel, M. D., Haley, R. and Smy, P. R., 1994, "Early Flame Acceleration Measurements in a Turbulent Spark-Ignited Mixture," *SAE 940687*.

(14) Bielert, U., Klug, M. and Adomeit, G., 1994, "Numerical Simulation of the Turbulent Combustion Process in a Rapid Compression Device," *SAE 940211*.

(15) Hiroyuki Kido and Shuwei Huang, 1993, "Comparison of Premixed Turbulent Burning Velocity Models Taking Account of Turbulence and Flame Spatial Scales," *SAE 930218*.

(16) Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Mc-Graw Hill.