

다중 길이척도 난류운동에너지 생성율 모형을 이용한 가솔린 기관의 성능 시뮬레이션

Performance Simulation of a Gasoline Engine Using Multi-Length-Scale Production Rate Model

이 홍 국*, 최 영 돈**
Hong Guk Lee, Young Don Choi

Abstract

In the present study, the flame factor which primarily influence the simulation accuracy of the combustion process in a gasoline engine was modeled as a nonlinear function of turbulent intensity to laminar flame speed ratio. Multi-length-scale production rate model for turbulent kinetic energy equation was introduced to consider the different length scales of the swirling and tumbling motions in cylinder on the production rate of turbulent kinetic energy. By introducing the multi-length-scale production rate model for the turbulent kinetic energy equation, the predictions of turbulent burning velocity, cylinder pressure, mass burning rate and engine performance of a gasoline engine can much be improved.

주요기술용어 : Multi-Length Scale Production Rate Model(다중 길이척도 생성율모형), Engine Performance Simulation(기관성능시뮬레이션), Diagnostic Performance Simulation(성능진단 시뮬레이션), Swirling Flow(선회유동), Tumbling Flow(텀블유동)

기 호 설 명

A : 연소실 내벽면 면적 (m^2)
 A_f : 화염전면적 (m^2)
 A_m : 미연가수가 실린더 벽에 접촉하는
면적 (m^2)

A_t : 흡기관 단면적 (m^2)
 A_p : 기연가수가 실린더 벽에 접촉하는
면적 (m^2)
 a_c : 음속 (m/s)
 B : 연소실 지름 (m)
 C_{Pf} : 냉각수의 정압비열 (m^2/s^2K)
 C_m : 실린더 내로 유입되는 신기의
정압비열 (m^2/s^2K)

* 삼성항공

** 정회원, 고려대학교 기계공학과

C_{pm} : 미연가스의 정압비열 (m^2/s^2K)
 C_{vm} : 미연가스의 정적비열 (m^2/s^2K)
 C_{vp} : 연소가스의 정적비열 (m^2/s^2K)
 C_{pp} : 연소가스의 정압비열 (m^2/s^2K)
 $C_1, C_2, C_3, C_\mu, C_\beta$: 난류모형상수
 c : 복사 열전달계수 ($J/s^2 K^4$)
 D_c : 실린더 직경 (m)
 e_m : 미연가스의 비내부에너지 ($J/kg mol$)
 e_p : 연소가스의 비내부에너지 ($J/kg mol$)
 ff : 화염계수
 G_t : 각운동량 ($kg m^2/s^2$)
 h_{fo} : 대류열전달계수 ($W/m^2 K$)
 H : 연소실의 길이척도
 K : 평균운동에너지 (m^2/s^2)
 k : 난류운동에너지 (m^2/s^2)
 k_m : 미연가스의 열전도계수 ($W/m K$)
 k_p : 기연가스의 열전도계수 ($W/m K$)
 L_{valve} : 밸브 양정 (m)
 m : 실린더 내의 가스 질량 (kg)
 m_e : 실린더에서 유출되는 질량 (kg)
 m_i : 실린더 내로 유입되는 질량 (kg)
 m_m : 미연가스 질량 (kg)
 m_p : 기연가스 질량 (kg)
 N : 기관회전속도 (rpm)
 P : 난류운동에너지생성율 (m^2/s^3)
 p : 연소실 내부압력 (pa)
 Q : 실린더내 가스에서 실린더 벽이나 헤드로의 전열량 ($J/kg s$)
 R : 기체상수 ($J/kg K$)
 R_c : 연소실 반경 (m)
 Re : 레이놀즈수
 R_m : 미연가스의 기체상수 ($J/kg K$)
 S : 행정 (m)

S_R : 스윙계수
 T : 온도 (K)
 T_{in} : 실린더내로 유입되는 신기의 온도 (K)
 T_g : 실린더 내 가스온도 (K)
 T_m : 미연가스의 온도 (K)
 T_p : 연소가스의 온도 (K)
 T_R : 텀블계수
 u_l : 층류화염속도 (m/s)
 u_s : 화염전파속도 (m/s)
 u_t : 연소속도 (m/s)
 u' : 난류강도 (m/s)
 V : 실린더 행정체적 (m^3)
 V_d : 최대 행정체적 (m^3)
 V_m : 미연가스 체적 (m^3)
 V_{inp} : 흡입속도 (m/s)
 V_p : 기연가스 체적 (m^3)
 V_{piston} : 피스톤의 평균 이동속도 (m/s)
 V_t : 축방향 속도 (m/s)
 V_T : 점선속도 (m/s)
 W_f : 냉각수의 질량유량 (kg/s)

그리스문자

α : 크랭크 각도 ($^\circ$)
 α_g : 내벽면 열전달 계수 ($W/m^2 K$)
 ϵ : 난류운동에너지소멸률 (m^2/s^3)
 ρ : 밀도 (kg/m^3)
 ρ_p : 기연가스 밀도 (kg/m^3)

하첨자

c : 실린더
 ex : 유출
 I : 유입
 in : 매니폴드의 유입

inp : 유입 성분
 m : 미연가스
 o : 정체 상태
 p : 기연가스
 ref : 기준 상태
 s : 스웰 성분
 t : 텀블 성분
 us : 비구조 성분
 w : 실린더 벽

1. 서 론

지금까지 내연기관의 성능 개선은 주로 실험적 방법에 의존해왔다. 그것은 실험적 방법은 정확한 결과 값의 도출이 가능하며 내연기관의 문제점들을 직접 체험할 수 있게 하기 때문이다. 그러나 실험적 방법은 통계적인 자료로 결과를 알 수 있기 때문에 많은 시간이 소요되고, 고가의 측정장치의 구입과 인력의 배치를 필요로 한다. 따라서 실험의 한계성을 극복하고 보다 효율적으로 기관성능을 파악하기 위하여 사이클 시뮬레이션을 사용한다면, 실험으로 측정하기 어려운 부분의 연구에 많은 도움을 줄 수 있다. 사이클 시뮬레이션의 방법은 두 가지로 나누어진다. 그 하나는 기관성능 진단 해석법[1]이며 다른 하나는 기관 성능 시뮬레이션이다. 기관성능 시뮬레이션에서는 열전달 계수와 화염계수에 대한 모형을 이용하여 기관의 연소특성을 예측하는 방법으로 일반적으로 측정하기 어려운 난류강도와 길이척도를 계산으로 구하여 화염계수 모형에 이용한다. 난류운동에너지를 계산하는 방법으로 Mansouri[2]와 Heywood, Arici 등[3]은 난류운동에너지 방정식을 풀고 ϵ 을 대수적으로 계산하는 대수 ϵ 모형을 제안하였고 Tabaczynski[4]는 레이놀즈가 제안한 등방성 난류의 압축성 효과를

난류운동에너지 생성율로 모형화하였다. 그리고 Daneshyar와 Hill[5]은 연소 과정을 기연가스와 미연가스의 2영역으로 나누어서 계산하였다. 이러한 계산에서는 일반적으로 다음과 같이 예상한다.

$$ff = \frac{u_t}{u_L} = 1 + C \frac{u'}{u_L} \quad (1)$$

위의 화염계수식(1)은 난류강도만 정확하게 계산이 된다면 비교적 정확한 연소상태를 설명할 수가 있다. 일반적으로 난류강도 u' 는 $k-\epsilon$ 모형을 사용해서 구한다. 그러나 모형식(1)은 난류길이 척도 및 선회 난류, 텀블 난류, 비구조 난류 등이 화염계수에 미치는 영향을 고려하고 있지 않아서 기관 성능 시뮬레이션의 정확도를 높이기 위해서는 좀 더 일반적인 화염계수 모형의 개발이 요구되고 있다.

2. 기관 성능 시뮬레이션

본 연구에서는 김[6]이 제안한 $k-\epsilon$ 모형을 개선하여 난류의 선회 성분, 텀블 성분, 비구조 성분 등이 화염계수에 미치는 영향을 분석할 수 있는 다중 난류운동에너지 생성을 모형을 사용하여 기관 성능 시뮬레이션에 적용하였다.

2.1 실린더 내 열역학적 과정의 시뮬레이션

실린더 내에서 일어나는 과정에 대한 시뮬레이션 과정은 다음과 같다.

2.1.1 단일영역 모형

신기와 잔류가스의 혼합물이 압축되는 과정으로, 연소가 끝난 후 기연가스만의 팽창과정 및 흡·배기과정 중의 실린더 내 가스의 열역

학적 상태량은 전 실린더 내 가스가 균일하게 혼합된 것으로 가정하는 단일영역 모형을 사용하여 계산한다. 이 때 기연가스만의 단일영역 팽창 과정 중에는 온도, 압력 변화에 따른 연소가스의 조성의 변화를 고려하며, 흡·배기 과정 동안의 실린더 내의 연소생성물 또는 잔류가스의 조성은 배기가 시작되는 당시의 값으로 동결되는 것으로 간주한다. 크랭크 각에 따른 실린더 내 압력변화는 열역학 제 1법칙으로부터 다음과 같이 유도된다.[7]

$$\frac{dp}{da} = \frac{k-1}{V} \left(-\frac{k}{k-1} p \frac{dV}{da} + \frac{a_{ia}^2}{k_i-1} \frac{dm_i}{da} - \frac{a_{ea}^2}{k-1} \frac{dm_e}{da} + \frac{dQ}{da} \right) \quad (2)$$

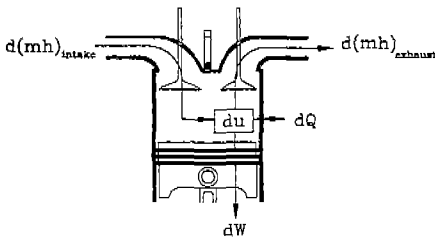


Fig.1 Thermodynamic model for the gas in a cylinder

여기서 실린더 내로 출입하는 질량유량 $\frac{dm_i}{da}$, $\frac{dm_e}{da}$ 는 흡·배기관 유동의 계산을 통하여 구해지며, 열전달항 $\frac{dQ}{da}$ 는 Annand[8]의 열전달계수 모형으로 구한다.

2.1.2 2영역 모형

연소가 시작되면 [9]이 제안한 방법과 같이 전체 영역을 기연영역과 미연영역으로 나누어 해석한다. 화염이 생겼을 때 그 초기의 크기는 실린더 내 가스의 체적의 1/1000이라고 가정하

였으며, Benson과 Annand[10]가 제시한 압축 과정의 계속 단계, 화염핵의 출현 단계, 압력의 평형 단계의 3단계 연소 개시모형을 사용하여 화염 출현시의 온도 및 압력을 계산한다. 이때 아력 변화는 다음식으로 계산한다.

이 질량 연소율과 열역학 방정식들을 사용하여 압력 변화율식을 만들면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dp}{da} = & \left[\left(1 + \frac{C_{vp}}{R_p} \right) p \frac{dV}{da} + \left\{ (e_p - e_m) \right. \right. \\ & \left. \left. - C_{vp} \left(T_p - \frac{R_m}{R_p} T_m \right) \right\} \cdot \frac{dm_p}{da} \right. \\ & \left. + \left(\frac{C_{vp}}{C_{pm}} - \frac{C_{vp}}{R_p} \frac{R_p}{C_{pm}} \right) \frac{dQ_m}{da} - \frac{dQ}{da} \right] \\ & / \left\{ \frac{C_{vp}}{R_p} \frac{R_m}{C_{pm}} V_m - \frac{C_{vm}}{C_{pm}} V_m \right. \\ & \left. - \frac{C_{vp}}{R_p} V \right\} \quad (3) \end{aligned}$$

따라서, 위 식에 의해서 크랭크각에 따른 압력변화를 예측해 낼 수가 있고, 열전달과정은 Annand[8]의 열전달 방정식을 사용하였다. 내벽면 온도를 일정하게 가정하고 미연가스가 기연가스의 실린더로부터 냉각수로의 열평형식을 세우면 다음과 같다.

$$\frac{dQ_m}{da} = \frac{A_p}{6N} \frac{a Re^b k_m}{D_c} (T_m - T_{wg}) + c(T_m^4 - T_{wg}^4) \quad (4)$$

$$\frac{dQ_p}{da} = \frac{A_p}{6N} \frac{a Re^b k_p}{D_c} (T_p - T_{wg}) + c(T_p^4 - T_{wg}^4) \quad (5)$$

여기서,

$$a = 0.26, \quad b = 0.79 \sim 0.82,$$

$$Re = \frac{\rho D_c V_{\pi ston}}{\mu}, \quad k = \frac{C_b \mu}{0.7}$$

2.2 난류모형

2.2.1 흡입속도의 분리

흡입유동의 속도 성분 (V_{inp})을 스윙 성분 ($V_{inp,s}$), 텀블 성분 ($V_{inp,t}$), 비구조 성분 ($V_{inp,us}$)으로 분리하는데 스윙계수 (S_R)와 텀블계수 (T_R)의 측정값이 사용된다. 식 (6)은 유동의 각운동량을 나타낸다.

$$G_t = V_t \int_0^{2\pi} \int_0^{R_c} \rho r^2 V_T dr d\theta = \frac{2}{3} \pi \rho V_t V_T R_c^3 \quad (6)$$

여기서 V_t 는 축방향 속도이고 R_c 는 실린더 반경이다. 접선속도 V_T 는

$$V_T = \frac{3 G_t}{2 \rho \pi V_t R_c^3} \quad (7)$$

이 된다. 스윙계수와 각운동량의 관계로부터 다음 식이 얻어진다.

$$G_t = \frac{\dot{m} R_c V_t S_R}{4} \quad (8)$$

식 (8)을 식 (7)에 대입하고 벨브입구 속도와 축방향 속도의 비를 곱하면 흡입 유동의 스윙 성분과 스윙계수의 관계식이 얻어진다.

$$V_{inp,s} = V_T = \frac{3}{8} V_t S_R \frac{V_{inp}}{V_t} = \frac{3}{8} V_{inp} S_R \quad (9)$$

같은 방법으로 측정된 텀블계수를 이용하면

텀블속도는 다음과 같다.

$$V_{inp,t} = \frac{3}{8} V_t T_R \frac{V_{inp}}{V_t} = \frac{3}{8} V_{inp} T_R \quad (10)$$

식 (9), 식 (10)을 식 (11)에 대입하면 비구조 성분 $V_{inp,us}$ 가 얻어진다.

$$V_{inp,us} = \sqrt{V_{inp}^2 - V_{inp,s}^2 - V_{inp,t}^2} = V_{inp} \sqrt{1 - \left(\frac{3}{8} S_R\right)^2 - \left(\frac{3}{8} T_R\right)^2} \quad (11)$$

2.2.2 다중 길이척도 난류운동에너지 생성을 모형의 개발

내연기관 성능 시뮬레이션을 위한 난류유동 해석에 사용되는 난류모형은 일반적으로 $k-\epsilon$ 모형이 사용된다. 그러나 이 모형에서는 스윙, 텀블 성분 등 각각 길이 척도가 다른 유동이 난류운동에너지 생성에 미치는 영향을 고려할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 k 방정식의 난류운동에너지 생성을 스윙 성분, 텀블 성분, 비구조 성분에 의한 생성으로 분해해서 계산하므로써 각 성분이 난류 생성에 미치는 영향을 고려한 다중 생성을 모형을 개발하였다.

(1) 다중 난류운동에너지 생성을 모형

난류운동에너지는 평균 유동의 전단 구배에 의해 생성되고 연소실 내의 유동 특성을 나타내는 길이척도에 의해서 국부 난류운동에너지 생성율은 다음의 형태로 모형화할 수 있다.[2]

$$P = C C_\beta \left(\frac{K}{l}\right) \left(\sum_i k_i\right) \quad (12)$$

여기서 i 는 실린더 내 평균유동 성분을 나

타낸다. 이러한 난류운동에너지 생성항의 모형화를 완성하기 위해서는 길이척도(L)에 대한 가정이 필요하고 유동의 스윙 성분이 많이 생성되는 SOHC기관에서는 대표적인 길이척도 계산에 연소실 지름이 많이 사용된다. 그러나 스윙 성분과 텀블 성분이 같이 존재하는 DOHC기관에서는 각 성분 특성에 적합한 길이척도를 사용하면 난류운동에너지의 성분 별로 난류운동에너지 생성율을 계산할 수 있다. 연소실의 유동은 스윙 성분과 텀블 성분 이외에 밸브 포트를 통과하는 흡기분류와 같이 길이 척도가 작아서 빨리 소멸되는 비구조(unstructured) 성분도 존재한다. 비구조 성분이란 일정한 축방향이 없는 불규칙한 평균 운동에 의해 생긴 난류 성분을 나타낸다. 본 연구에서는 이와 같은 이론에 바탕하여 3가지 성분에 대한 난류운동에너지 방정식과 난류운동에너지 소멸을 방정식을 만들어 사용하였다.

(2) 연소과정에서 화염에 의해 유도되는 난류 성분

연소과정에서 연소실 내의 혼합기의 연소는 스파크에 의한 고에너지로 점화 플러그 주위의 연료·공기 혼합물(미연가스)이 최초로 발화되면서 일어난다. 이 과정에서 발생한 높은 온도는 부근의 미연가스의 화학반응을 빠르게 일으킨다. 이 때 발생한 화염은 복잡한 형상을 가지며 화염면의 법선 방향으로 전파해 간다. 정지 관찰자로부터 본 겉보기의 전파속도를 화염전파속도(flame propagation velocity)라고 하고 이에 대하여 화염면 안의 미연혼합기에 의한 상대적인 화염전파속도의 화염면 법선 방향의 속도를 화염속도(flame velocity) 혹은 연소속도(burning velocity)라 한다.

화염전파속도는 화염속도에 화염구역의 팽창에 의한 속도를 더한 속도에 해당한다.

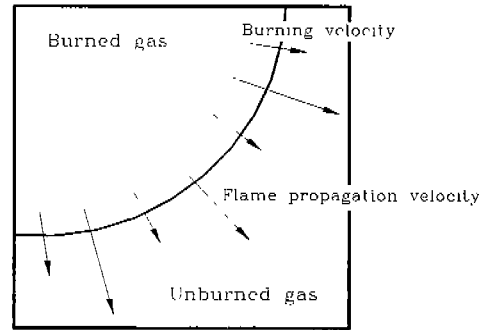


Fig.2 Schematic showing the propagation of turbulent flame

본 연구에서는 이 점에 착안하여 화염의 팽창에 의한 운동에너지는 다음과 같이 나타내었다.

$$K_{flame} = \frac{1}{2} \left(\frac{u_s - u_t}{2} \right)^2 \quad (13)$$

(3) 난류 운동에너지 방정식의 개선

본 연구에서의 $k-\epsilon$ 모형은 김[2]의 $k-\epsilon$ 모형을 수정하여 사용한 것이다. 김은 난류 성분을 스윙, 텀블, 비구조 성분으로 나누었고, 서로 상호작용하지 않는다고 가정하였다. 하지만 김의 방법은 연소기간 중 난류강도의 상승이 거의 없다는 단점과 ϵ 방정식을 계산할 때 음의 부호 값을 예측한다는 단점이 있었다. 따라서 본 연구에서는 첫 번째 단점을 개선하기 위해 k 방정식에 밀도항과 점성항을 넣었다. 그리고 화염면에 의해서 난류가 생성된다는 가정을 도입하였다. 두 번째 단점을 개선하기 위해서 방정식을 푸는 대신 Mansouri와 Heywood[3]의 대수 모형을 사용하였다. 본 연구에서 제안한 난류 모형은 다음과 같다.

(4) 단일영역에서의 $k-\epsilon$ 모형

1) 평균유동 운동에너지 방정식

평균유동 운동에너지 방정식을 스윙 성분, 텀블 성분 및 비구조 성분의 식으로 각각 분리하면 다음과 같다.

$$\frac{dK_s}{dt} = \frac{\dot{m}_{inp,s}}{m} \frac{V_{inp,s}^2}{2} - P_s - K_s \frac{\dot{m}_{ex}}{m} \quad (14)$$

$$\frac{dK_t}{dt} = \frac{\dot{m}_{inp,t}}{m} \frac{V_{inp,t}^2}{2} - P_t - K_t \frac{\dot{m}_{ex}}{m} \quad (15)$$

$$\frac{dK_{us}}{dt} = \frac{\dot{m}_{inp,us}}{m} \frac{V_{inp,us}^2}{2} - P_{us} - K_{us} \frac{\dot{m}_{ex}}{m} \quad (16)$$

2) 난류 운동에너지 방정식

난류 운동에너지방정식을 스윙 성분, 텀블 성분 및 비구조 성분의 식으로 각각 분리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dk_s}{dt} &= P_s - \varepsilon_s + k_{inp,s} \frac{\dot{m}_{inp}}{m} \\ &- k_{ex,s} \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + \frac{2}{3} \frac{k_s}{\rho} \frac{d\rho}{dt} - \frac{2}{3} \frac{k_s}{\nu} \frac{d\nu}{dt} \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \frac{dk_t}{dt} &= P_t - \varepsilon_t + k_{inp,t} \frac{\dot{m}_{inp}}{m} \\ &- k_{ex,t} \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + \frac{2}{3} \frac{k_t}{\rho} \frac{d\rho}{dt} - \frac{2}{3} \frac{k_t}{\nu} \frac{d\nu}{dt} \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \frac{dk_{us}}{dt} &= P_{us} - \varepsilon_{us} + k_{inp,us} \frac{\dot{m}_{inp}}{m} - \\ &k_{ex,us} \frac{\dot{m}_{ex}}{m} + \frac{2}{3} \frac{k_{us}}{\rho} \frac{d\rho}{dt} - \frac{2}{3} \frac{k_{us}}{\nu} \frac{d\nu}{dt} \end{aligned} \quad (19)$$

3) 난류 운동에너지 소멸을 방정식

$$\varepsilon_s = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_s^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_s} \quad (20)$$

$$\varepsilon_t = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_t^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_t} \quad (21)$$

$$\varepsilon_{us} = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_{us}^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_{us}} \quad (22)$$

4) 난류 운동에너지 생성을 방정식

$$P_s = 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_s}{l_s} \right) (k_s + k_t + k_{us})^{1/2} \quad (23)$$

$$P_t = 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_t}{l_t} \right) (k_s + k_t + k_{us})^{1/2} \quad (24)$$

$$P_{us} = 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_{us}}{l_{us}} \right) (k_s + k_t + k_{us})^{1/2} \quad (25)$$

(5) 연소 행정의 미연가스 영역 $k - \varepsilon$ 모형
연소과정에는 미연가스 영역과 기연가스 영역이 구분되어 있고 이 과정에서의 난류 모형은 다음과 같다.

1) 평균유동 운동에너지 방정식

$$\frac{dK_{m,s}}{dt} = -P_{m,s} \quad (26)$$

$$\frac{dK_{m,t}}{dt} = -P_{m,t} \quad (27)$$

$$\frac{dK_{m,us}}{dt} = -P_{m,us} \quad (28)$$

2) 난류 운동에너지 방정식

$$\begin{aligned} \frac{dk_{m s}}{dt} &= P_{m s} - \varepsilon_{m s} + \frac{2}{3} \frac{k_{m s}}{\rho_m} \frac{d\rho_m}{dt} \\ &\quad - \frac{2}{3} \frac{k_{m s}}{\nu_m} \frac{d\nu_m}{dt} \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \frac{dk_{m t}}{dt} &= P_{m t} - \varepsilon_{m t} + \frac{2}{3} \frac{k_{m t}}{\rho_m} \frac{d\rho_m}{dt} \\ &\quad - \frac{2}{3} \frac{k_{m t}}{\nu_m} \frac{d\nu_m}{dt} \end{aligned} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \frac{dk_{m us}}{dt} &= P_{m us} - \varepsilon_{m us} + \frac{2}{3} \frac{k_{m us}}{\rho_m} \frac{d\rho_m}{dt} \\ &\quad - \frac{2}{3} \frac{k_{m us}}{\nu_m} \frac{d\nu_m}{dt} \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \frac{dk_{m flame}}{dt} &= P_{m flame} - \varepsilon_{m s} \\ &\quad + \frac{2}{3} \frac{k_{m flame}}{\rho_m} \frac{d\rho_m}{dt} - \frac{2}{3} \frac{k_{m flame}}{\nu_m} \frac{d\nu_m}{dt} \end{aligned} \quad (32)$$

3) 난류 운동에너지 소멸을 방정식

$$\varepsilon_{m s} = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_{m s}^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_s} \quad (33)$$

$$\varepsilon_{m t} = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_{m t}^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_t} \quad (34)$$

$$\varepsilon_{m us} = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_{m us}^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_{us}} \quad (35)$$

$$\varepsilon_{m flame} = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_{m flame}^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_{flame}} \quad (36)$$

4) 난류 운동에너지 생성을 방정식

$$\begin{aligned} P_{m s} &= 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_{m s}}{l_s} \right) (k_{m s} + k_{m t} \\ &\quad + k_{m us} + k_{m flame})^{1/2} \end{aligned} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} P_{m t} &= 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_{m t}}{l_t} \right) (k_{m s} + k_{m t} \\ &\quad + k_{m us} + k_{m flame})^{1/2} \end{aligned} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} P_{m us} &= 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_{m us}}{l_{us}} \right) (k_{m s} + k_{m t} \\ &\quad + k_{m us} + k_{m flame})^{1/2} \end{aligned} \quad (39)$$

$$\begin{aligned} P_{m flame} &= 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_{m flame}}{l_{flame}} \right) (k_{m s} \\ &\quad + k_{m t} + k_{m us} + k_{m flame})^{1/2} \end{aligned} \quad (40)$$

(6) 연소 행정의 기연가스 영역 $k-\varepsilon$ 모델 연소과정 중의 기연가스 영역에서의 난류 모형은 다음과 같다.

1) 평균유동 운동에너지 방정식

$$\frac{dK_{p s}}{dt} = -P_{p s} \quad (41)$$

$$\frac{dK_{p t}}{dt} = -P_{p t} \quad (42)$$

$$\frac{dK_{p us}}{dt} = -P_{p us} \quad (43)$$

$$K_{flame} = \frac{1}{2} \left(\frac{u_s - u_t}{2} \right)^2 \quad (44)$$

2) 난류 운동에너지 방정식

$$\begin{aligned} \frac{dk_{p s}}{dt} &= P_{p s} - \varepsilon_{p s} + \frac{2}{3} \frac{k_{p s}}{\rho_p} \frac{d\rho_p}{dt} \\ &\quad - \frac{2}{3} \frac{k_{p s}}{\nu_p} \frac{d\nu_p}{dt} + \frac{1}{m_p} \frac{dm_p}{dt} \left\{ \left(\frac{\rho_p}{\rho_m} \right)^{\frac{3}{2}} k_{m s} \right. \\ &\quad \left. - k_{p s} \right\} \end{aligned} \quad (45)$$

$$\frac{dk_{p t}}{dt} = P_{p t} - \varepsilon_{p t} + \frac{2}{3} \frac{k_{p t}}{\rho_p} \frac{d\rho_p}{dt}$$

$$- \frac{2}{3} \frac{k_{p t}}{\nu_p} \frac{d\nu_p}{dt} + \frac{1}{m_p} \frac{dm_p}{dt} \left\{ \left(\frac{\rho_p}{\rho_m} \right)^{\frac{3}{2}} k_{m t} - k_{p t} \right\} \quad (46)$$

$$\frac{dk_{p us}}{dt} = P_{p us} - \varepsilon_{p us} + \frac{2}{3} \frac{k_{p us}}{\rho_p} \frac{d\rho_p}{dt} - \frac{2}{3} \frac{k_{p us}}{\nu_p} \frac{d\nu_p}{dt} + \frac{1}{m_p} \frac{dm_p}{dt} \left\{ \left(\frac{\rho_p}{\rho_m} \right)^{\frac{3}{2}} k_{m us} - k_{p us} \right\} \quad (47)$$

$$\begin{aligned} \frac{dk_{p flame}}{dt} &= P_{p flame} - \varepsilon_{p flame} \\ &+ \frac{2}{3} \frac{k_{p flame}}{\rho_p} \frac{d\rho_p}{dt} - \frac{2}{3} \frac{k_{p flame}}{\nu_p} \frac{d\nu_p}{dt} \\ &+ \frac{1}{m_p} \frac{dm_p}{dt} \left\{ \left(\frac{\rho_p}{\rho_m} \right)^{\frac{3}{2}} k_{m flame} - k_{p flame} \right\} \end{aligned} \quad (48)$$

3) 난류 운동에너지 소멸을 방정식

$$\varepsilon_{p s} = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_{p s}^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_s} \quad (49)$$

$$\varepsilon_{p t} = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_{p t}^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_t} \quad (50)$$

$$\varepsilon_{p us} = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_{p us}^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_{us}} \quad (51)$$

$$\varepsilon_{p flame} = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k_{p flame}^{\frac{3}{2}}}{0.085 l_{flame}} \quad (52)$$

4) 난류 운동에너지 생성을 방정식

$$P_{p s} = 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_{p s}}{l_s} \right) (k_{p s} + k_{p t} + k_{p us} + k_{p flame})^{1/2} \quad (53)$$

$$P_{p t} = 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_{p t}}{l_t} \right) (k_{m s} + k_{p t} + k_{p us} + k_{p flame})^{1/2} \quad (54)$$

$$P_{p us} = 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_{p us}}{l_{us}} \right) (k_{p s} + k_{p t} + k_{p us} + k_{p flame})^{1/2} \quad (55)$$

$$P_{p flame} = 0.3307 C_\beta \left(\frac{K_{p flame}}{l_{flame}} \right) (k_{p s} + k_{p t} + k_{p us} + k_{p flame})^{1/2} \quad (56)$$

(7) 길이척도 및 초기 조건

1) 길이척도

사용된 난류 운동에너지 소멸률식과 난류 운동에너지 생성률식의 길이척도의 모형식은 다음과 같다.

$$l_s = \frac{B}{2} \quad (57)$$

$$l_t = \frac{H}{2} \quad (58)$$

$$l_{us} = \frac{L_{valve}}{2} \quad (59)$$

$$l_{flame} = \frac{H}{16} \quad (60)$$

l_{flame} 은 화염의 난류 길이척도와 같게 잡아서 $0.125 \left(\frac{H}{2} \right)$ 로 하였다. 여기서 B 는 연소실 지름, H 는 $V^{\frac{1}{3}}$, L_{valve} 는 평균 밸브 양정이다.

2.3 화염계수 모형

난류연소 속도는 층류속도에 난류에 의해 증가되는 유입속도의 증가로 표시되며 난류 유입속도는 난류강도에 비례한다는 가정을 쓸

수 있으며 이 가정을 화염계수식으로 나타내면 식 (1)과 같다. 식 (1)은 화염계수 식은 난류강도만 정확하게 계산이 된다면 비교적 정확한 연소 상태를 설명할 수가 있다. 그러나 이 식은 난류확산 효과, 난류 길이척도가 화염계수에 미치는 영향이 포함되어 있지 않고 이를 포함할 경우 실험상수 c 가 변수가 된다. 본 연구의 화염계수 모형은 기존에 가장 일반적으로 쓰이는 화염계수 모형을 수정하여 사용하였다.

$$ff = 1 + C \left(\frac{u}{u_L} \right)^a \quad (61)$$

윗식에서 C 와 a 는 실험적으로 결정하였다.

본 연구에서 사용된 엔진은 K사의 1800cc 4기통 DOHC 엔진이며 상세 현상은 참고문헌 [14]에 주어져 있다.

3. 결과 및 고찰

3.1 화염계수 모형식 결정

지금껏 많이 알려진 연소 모형으로는 BK 연소 모형[13], Annand의 화염계수 모형, 일반적인 화염계수 모형이 있다. 그리고 이 모형들을 계산하기 위해서는 연소실 내의 난류강도 계산이 필수적인데 이 과정에서는 $k-\epsilon$ 모형을 사용하였다. 본 연구에서는 광범위한 연소 조건에서 연소상태를 정확히 기술할 수 있는 새로운 화염계수 모형을 개발하기 위해서, 이 화염계수식(61)을 택하였으며 본 연구의 시험대상이 되는 기관에 대해 성능진단해석[14]하여 얻어진 화염계수와 식(61)을 비교하여 계수 a 와 c 를 결정하였다. Fig.3 는 상수 C 와 a 를 결정하는 과정을 설명해준다.

Fig.3에 의하면 기관회전수에 관계 없이 일정한 C 값을 주지는 않지만 $C=3.0$, $a=0.9$ 는 최적의 값을 알 수 있다. 이 C 와 a 값을 사용한 화염계수식으로 해석한 기관성능 시뮬레이션의 결과로는 다음과 같다.

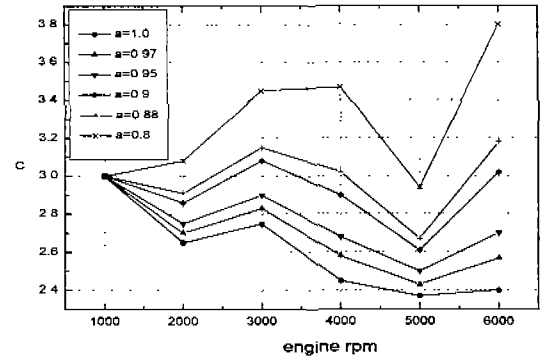


Fig.3 Variation of constant C with respect of engine speed and constant a

3.2 기관성능 진단해석과 시뮬레이션의 결과 값의 비교

3.2.1 P-V선도의 비교

Fig.4은 성능진단해석에서 얻은 압력값과 기관성능 시뮬레이션으로 예측한 압력값을 P-V 선도에 나타내어 비교한 것이다. 본 해석결과와 성능진단해석 결과를 비교할 때 평균압력값은 저기관 회전수에서는 비교적 정확한 값을 예측해주나, 고기관 회전수가 되면 흡배기관 내에 심한 임계류(chocking flow)가 발생되어서 해석이 부정확하게 나온다. 따라서 예측된 압력은 배기과정에서의 압축일(pumping work)보다 큰 압축일을 가지게 됨을 의미하므로 비록 연소과정 중에 압력값을 제대로 예측한다 하더라도 효율은 압축일이 커진 만큼 감소하게 된다.

3.2.2 기관회전수에 따른 압력, 전열량, 가스 온도 및 흡입 질량의 비교

Fig.5~Fig.6에서는 기관회전수에 따른 예측된 압력, 전열량, 가스 온도, 흡입 질량을 성능 진단 해석의 값과 비교한 그림이다. 압력을 살펴보면, 시뮬레이션에서 예측한 값은 실험에서 측정된 값과 비슷한 유형을 가지고 있다. 최고 압력을 비교하면 1000, 3000에서 4% 이하의 오차를 보이고 있다.

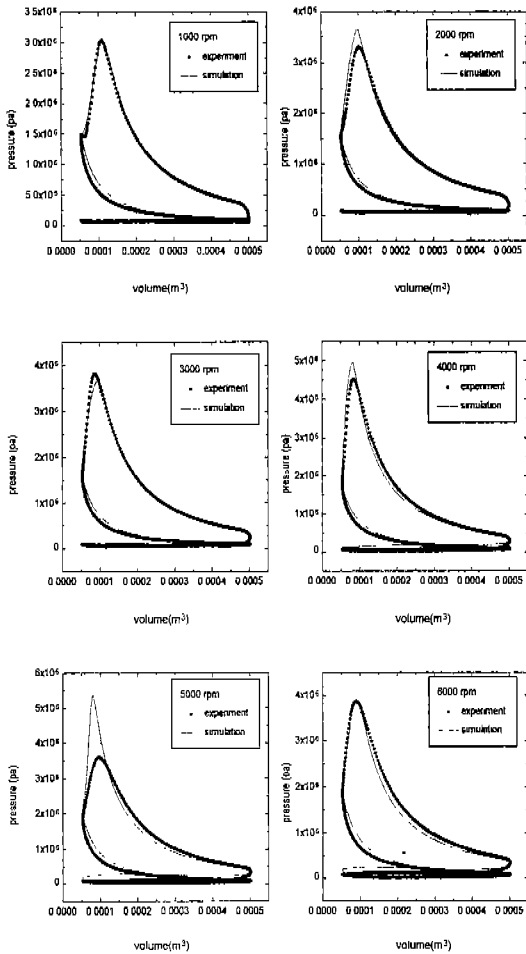


Fig.4 Comparison of P-V diagram with respect to engine speed

온도의 경우를 보면, 전 기관회전수에 걸쳐서 압축과정에서 진단해석의 결과 보다 높게 나타나고 있으며, 이는 시뮬레이션에서 사용한 열전달 방정식의 오류에 기인한 것이다. 그러나 최고온도 값은 비슷하게 나타났다.

그리고 배기 부분에서 배기밸브를 통해서 다른 실린더의 압력과의 전파가 있다는 것을 보여주는 굴곡이 있다. 흡기 질량의 경우를 설명하면 높은 기관회전수를 가질수록 배기과정에서 오차가 심해짐을 알 수 있다. 이 과정에서 압력과 온도도 역시 진단 해석의 결과보다 높은 값을 가지게 된다. 이는 압력특성곡선의 해석에서 배기관의 압력을 실제보다 높게 예측하기 때문에 연소실에서 바깥으로 배기가

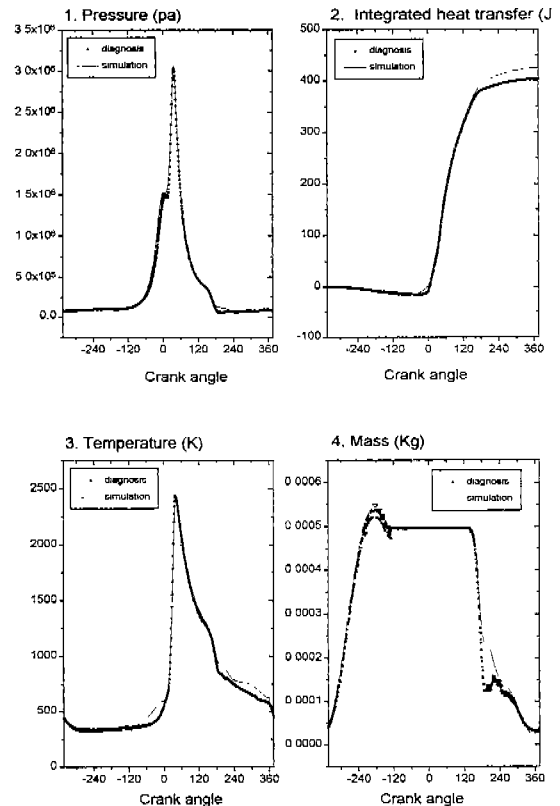


Fig.5 Variation of properties in combustion chamber for 1000rpm

잘 안되게 된다. 따라서 연소실은 성능진단해석보다 높은 압력, 온도를 가지게 되며 이 때 전열량의 오차가 발생한다.

3.2.3 기관회전수에 따른 연소과정의 물성치 비교

Fig.7은 기관회전수 3000rpm에서 연소과정 중의 물성치 예측에 대한 비교를 나타낸다. 화염계수를 보면 진단해석에서 예측한 값은 모드 연소초기에 불안정한 구간이 있지만 시뮬레이션에서 예측한 값은 초기의 불안정한 구간을 나타내지 않는다. 연소 말기에서 미연 가스의 급격한 연소 현상 역시 시뮬레이션은

잘 나타내지 못한다. 질량연소율은 본 연구에서 압력을 구하는 방정식에 직접 쓰이게 되므로 질량 연소율의 값이 압력의 변화에 가장 큰 영향을 미친다. 따라서 압력의 예측이 정확하기 위해서는 질량연소율의 값이 진단해석에서의 값에 근접해야 된다. 시뮬레이션에서 예측한 값의 특징은 최고치 이후에 갑자기 떨어지는 경향을 나타내는데, 이것은 난류모형 및 화염계수 모형이 연소 말기에 실제와 맞지 않기 때문이다. 총류 연소속도는 진단 해석과 시뮬레이션이 상당한 차이를 보이고 있는데 이는 본 연구에서 사용하는 총류 연소속도식부 정확성을 나타내어서 이에 대한 연구가 요구된다. 연소속도와 화염전파속도는 연소초기에 진단해석값 보다 높게 나왔으며, 중반 이후에는 거의 일치하는 경향을 보였다. 연소초기의 시뮬레이션 오차는 본 연구에서 화염지연(ignition delay)의 계산이 부정확에서 발생한 것으로 생각된다. 앞으로 이에 대한 연구가 요구되어진다.

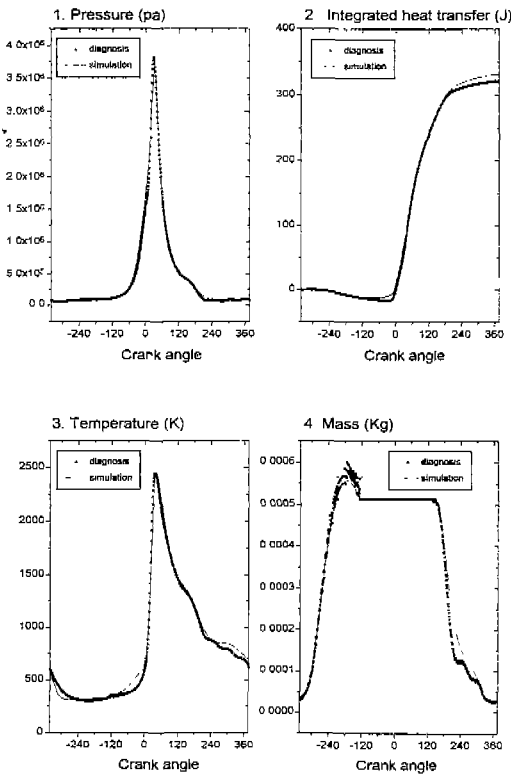


Fig.6 Variation of properties in combustion chamber for 3000rpm

3.2.4 기관성능의 비교

Fig.8에서는 진단해석에서 계산한 기관의 각 성능값과 시뮬레이션에서 예측한 성능값을 비교하였다. 최고 압력의 경우 실험에서는 4000rpm이 가장 높았지만, 시뮬레이션에서는 5000rpm이 가장 높았다. 하지만 최고 온도의 경우는 모두 비슷하게 나왔다. 출력의 경우 1000, 2000, 3000rpm에서는 거의 비슷하게 나왔지만 4000, 5000, 6000rpm에서는 시뮬레이션이 너무 큰 압축일을 예측하여 차이가 난다. 이에 따라서 효율, 토크 및 MEP가 높은 기관회전수에서 진단 해석값과 시뮬레이션의 값이 큰 차이가 나게 된다.

화염계수에 관계되는 값은 5000rpm을 제외하고 비교적 진단 해석값에 일치하고 있다.

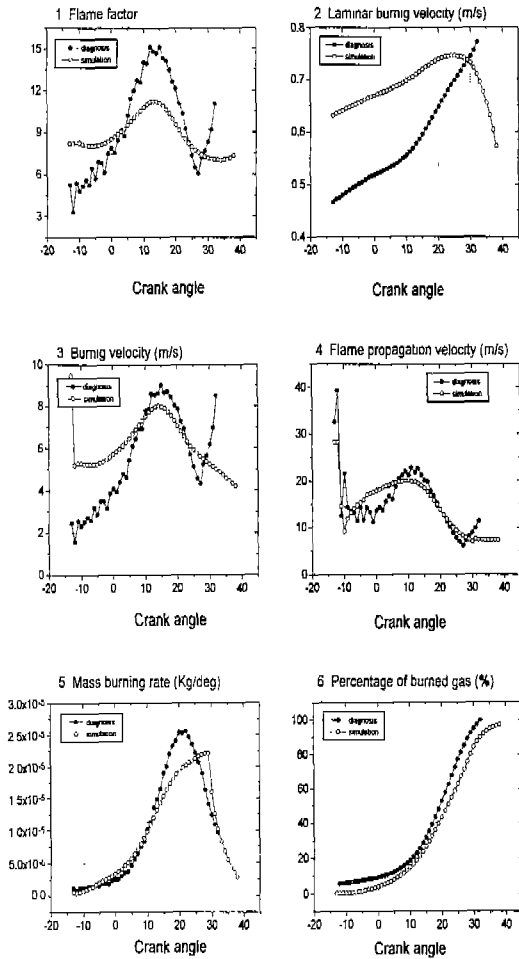


Fig.7 Comparison of combustion characteristics for 3000rpm

4. 결론

본 연구에서는 기존의 가솔린 기관성능 시뮬레이션을 개선하기 위해서 난류운동에너지 계산 방법을 수정하였으며 기관성능 시뮬레이션을 좀 더 정확히 할 수 있는 화염계수 모형을 제시하였다. 기관성능 진단해석과 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 가솔린 기관성능 시뮬레이션에서 사용한 난류모형은 기존의 난류모형보다 연소과정

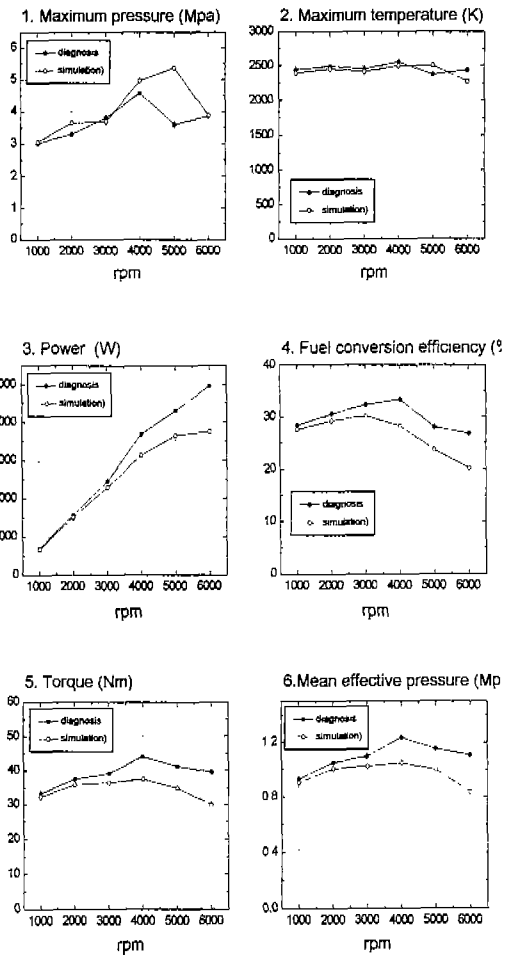


Fig.8 Comparison of engine performances between diagnostic and performance simulations

에서 큰 난류강도를 발생시켰으며, 증가된 난류강도는 화염계수 값을 기관성능 진단해석에서 구해진 화염계수에 더 잘 일치시켰다.

(2) 본 가솔린 기관성능 시뮬레이션의 화염계수 모형은 기존의 BK 연소 모형, Annand의 화염계수 모형보다 기관성능, 실린더 압력 예측 등 모든 면에서 기관성능 진단해석 결과에 잘 일치하는 결과를 예측해 주었다.

(3) 본 기관성능 시뮬레이션에서 연소과정 중의 물성치는 연소초기에 오차가 심하게 발생

했다. 이는 화염지연(ignition delay)현상을 정확하게 해석하지 못한데 기인한 것으로 생각되기 때문에 이에 대한 연구가 요구된다.

참 고 문 헌

1. 홍진관, "터보과급 가솔린 기관의 열전달에 관한 연구", 고려대학교 박사학위 논문, 1988.
2. Masouri, S.H and Heywood, J. B., "Devided-Chamber Diesel Dengin, Part1: A Cycle-simulation which Predics Performance and Emission", SAE paper No.820273, 1982.
3. Arici, O., Tabaczynski, R.J and Arpaci, V.S., "A Model for the Lean Misfire Limit in Spark-Ignition Engine", Combustion Science & Technology, Vol. 30, pp. 31~45, 1993.
4. Tabaczynski, R. J., "Turbulence Measurements and Modeling in Reciprocation Engines - An Overview", International Conference in Combustion Engineering, Vol.1, pp. 51~64, I. Mech. E. Conference Publications 1983-3, London, 1983.
5. Daneshyar, H. and Hill, P.G., "The Structure of Small-Scale Turbulence and Its Effect on Combustion in Spark Ignition Engines", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 13, pp. 47~73, 1987.
6. 김철수, "DOHC 가솔린 기관의 연소실 난류특성이 기관성능에 미치는 영향에 관한 연구", 고려대학교 박사학위 논문, 1993.
7. 조양수, 유병철, "단기통 4 사이클 스파크 점화 기관의 동력 사이클 시뮬레이션", 자동차 공학회지, 5(4), pp. 47~63, 1983.
8. Annand, W. J. D., "Heat Transper in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc Instn., Mech Engrs, Vol. 177, No. 36, 1963.
9. Horlock, J.H., Winterbone, D. E., "The Thermodyamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine", Vol.2, pp. 823~865, 1126, Clarendon Press, Oxford, 1986.
10. Benso, R.S., Annand, W.J.D., Baruah,P. C., "A Simulation Model Including Intake and Exhaust System for a Single Cylinders 4-cylinders 4-stroke cycle S.I. engine", J. Mech. Sc. Vol. 17(2), pp. 97, 1975.
11. Rhodes, D. B., and Keck, J.C., "Laminar Burning Speed Measurements of Indolence-Air-Diluent Mixture at High Pressures and Temperatures", SAE paper 850047, 1985.
12. 윤건식, "4기통 4사이클 터보과급 가솔린 기관의 배기조성 예측에 관한 연구", 고려대학교 박사학위 논문, 1988.
13. Blizard, N. C., and Keck, J.C., "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engine", SAE Paper, No. 740191.
14. 이홍국, DOHC가솔린 기관의 성능 해석 개선에 관한 연구, 고려대학교 석사학위논문, 1996.