

〈논 문〉 SAE NO. 96370074

## 스파크 점화기관의 탄화수소 배출 모델링

### Modeling of Hydrocarbon Emissions from Spark Ignition Engines

고 용 서\*  
Y. S. Ko

#### ABSTRACT

A model which calculates the hydrocarbon emissions from spark ignition engines is presented. The model contains the formation of HC emissions due to both crevices around piston ring top land and oil films on the cylinder wall. The model also considers in-cylinder oxidation and exhaust port oxidation of desorbed HC from crevices and oil films after combustion process. The HC emissions model utilizes the results of SI engine cycle simulation. The model predicts well the trends of HC emissions from the engines when varying engine parameters.

주요기술용어 : Hydrocarbon emissions(탄화수소 배출), Crevices(틈새), Oil films(오일막), In-cylinder oxidation(실린더 내 산화), Exhaust port oxidation(배기포트 산화), SI engine cycle simulation(스파크 점화기관 사이클 시뮬레이션).

#### 1. 서 론

스파크 점화엔진에서의 탄화수소(hydrocarbon, HC) 배출가스 형성에 대해 초기에는 차가운 연소실 벽에서의 소염(quenching)에 의해 벽 표면에 불연 탄화수소의 얇은 층이 생기고 이것이 배기 중 불연 탄화수소 배출의 주요인이 되는 것으로 생각하였다. 그러나, 후에 이 층 안의 불연 탄화수소는 고온의 연소가스 내로 빠르게 확산

되면서 산화되어 거의 모두 제거되는 것으로 알려지고 있다<sup>1,2)</sup>.

스파크 점화엔진에서의 압축과정 중 틈새(crevices, 특히 피스톤링 톱랜드)로 밀려 들어간 혼합기는 상대적으로 찬 벽에 의해 타지 않고 있다. 가 팽창과정 중 실린더 내로 분출되면서 일부는 연소가스와 반응하나 나머지는 배기과정 중 연소가스에 섞여 배출된다. 이는 스파크 점화엔진의 HC 배출의 일부를 차지한다. 배기포트의 HC의 농도가 시간에 따라 변하는 것을 측정해 보면 이를 알 수 있다<sup>3)</sup>. 피스톤 톱랜드와 링의 체적을 크게 하면 HC 배출이 늘어나는 것은 HC 배출

\* 정회원, 수원대학교 기계공학과

에 있어 피스톤 틈랜드 틈새의 중요성을 보여준다<sup>4)</sup>.

또 다른 HC 배출기구는 흡기 및 압축과정 중 실린더 벽의 오일막에 연료가 흡수되었다가 팽창과정 중 배출되는 것에 기인한다. 팽창과정 중 오일막으로부터 배출된 연료는 일부 연소가스와 반응하나 나머지는 배기 중 연소가스에 섞여 배출된다. HC 배출 모델링시 오일막에 기인하는 HC 배출을 포함할 경우 측정치를 잘 예측한다<sup>5,6)</sup>. 연소실 벽의 침적물(deposits)에 위의 오일막에서와 마찬가지로 연료가 흡입되었다가 후에 배출되는 것도 HC 배출기구의 하나이다. 혼합기의 상태가 화염전과한계(flammability limit) 근처로 되면 불완전 연소에 기인하는 HC이 배출한다.

스파크 점화기관에서의 HC 배출가스 형성은 매우 복잡하여 아직 완전히 이해되고 있지는 않지만 현재로서는 위에 나열한 기구를 널리 받아들이고 있다. 위의 HC 배출기구에 따라 HC 배출 예측모델을 개발하고 그 예측을 측정결과와 비교하면 HC 배출기구에 대한 이해를 높이는 데 기여한다. HC 배출을 모델링할 때, 엔진이 침적물이 없는 깨끗한 엔진이고, 너무 회박하거나 진한 혼합기로 작동하지않는다면, HC 배출을 오일막과 틈새에 기인하는 것으로 모델링할 수 있다.

본 연구는 오일막과 틈새에 기인하는 HC 배출모델을 개발하고, 이 모델을 사이클 시뮬레이션 프로그램에 접합하여, 엔진 당량비와 점화시기에 따라 HC 배출이 어떻게 변하는지를 예측한다. 예측결과는 엔진 측정데이터와 비교한다.

## 2. 모델링

### 2.1 오일막에 의한 HC 형성

흡입 및 압축과정 중 연료가 오일막으로 흡수되었다가 연소 후 팽창과정 중 배출되는 현상은 혼합기 중의 연료와 오일막 사이의 확산방정식(diffusion equation)을 풀어서 구한다. 오일막의 온도는 실린더 벽 온도와 같고 일정하다고 가정한다<sup>6)</sup>. 실린더 벽의 오일막은 실린더 가스에 접하는 부분과 크랭크 케이스 가스와 접하는 부

분으로 나뉘지고 이는 피스톤 운동에 따라 달라지므로 상사점(top dead center, TDC)과 하사점(bottom dead center, BDC) 사이에 Fig.1에 보여주듯 요소(element)를 잡아 각 요소에 대하여 아래의 확산방정식을 푼다.

$$\frac{\partial C}{\partial t} - D \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} = 0 \quad (1)$$

경계조건 및 초기조건 :

$$\frac{\partial C}{\partial x}(0, t) = 0, C(l, t) = F(t), C(x, 0) = 0 \quad (2)$$

여기서,  $C(x, t)$  : 오일막 내 연료의 질량농도(mass concentration),  $x$  : 실린더 벽에 수직인 방향으로의 공간변수,  $t$  : 시간변수,  $D$  : 오일에 대한 연료의 확산계수(diffusion coefficient),  $l$  : 오일막 두께이다.

오일막 표면( $x=l$ )에서의 연료의 흡수는 헨리의 법칙(Henry's law)을 따른다.

$$H \cdot x_2 = P_2 \quad (3)$$

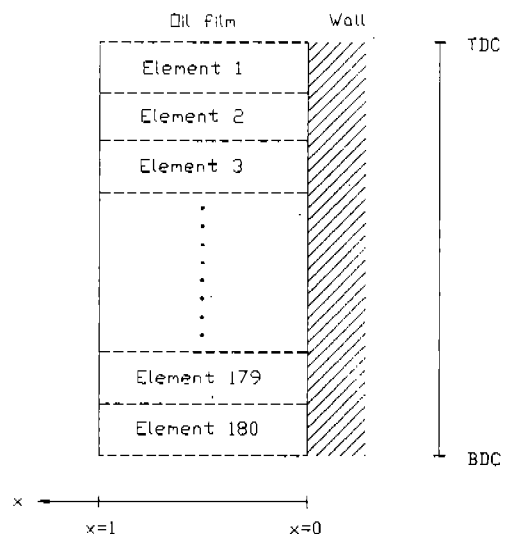


Fig.1 Oil film elements

여기서,  $H$ : 오일에 대한 연료의 헨리상수(Henry's constant),  $x_2$ : 오일막 표면( $x=l$ )에서 연료의 몰 분율(mole fraction),  $P_2$ : 실린더 가스 중 연료의 분압(partial pressure)이다.

식(3)을 정리하면,

$$C(l, t) = \frac{m_2}{m_1} P(t) \cdot Y_m(t) \cdot K = F(t) \quad (4)$$

가 된다. 여기서,  $m_1$ : 오일막 표면( $x=l$ )에서 오일의 질량,  $m_2$ : 오일막 표면( $x=l$ )에서 연료의 질량,  $P(t)$ : 실린더 가스압력,  $Y_m(t)$ : 실린더 가스 중 연료의 질량분율(mass fraction),  $K = M_3 / (H \times M_2)$ ,  $H' = (H M_1) / M_2$ ,  $M_1$ : 오일의 분자량,  $M_2$ : 연료의 분자량,  $M_3$ : 실린더 가스 중 연료 이외의 가스의 분자량이다.

무차원화시키기 위해 아래 변수를 도입한다.

$$t^* = \frac{D \cdot t}{l^2}, \quad x^* = \frac{x}{l}, \quad C_A = \frac{C}{K \cdot Y_{UB}} \quad (5)$$

$Y_{UB}$ 는 미연가스 중의 연료의 질량분율이다. 식(5)의 변수로 식(1), 식(2) 그리고 식(4)를 무차원화하면,

$$\frac{\partial C_A}{\partial t^*} - \frac{\partial^2 C_A}{\partial x^{*2}} = 0, \quad (6)$$

경계조건 및 초기조건 :

$$\frac{\partial C_A}{\partial x^*}(t^*, 0) = 0,$$

$$C_A(t^*, 1) = P(t^*) \frac{Y_m(t^*)}{Y_{UB}} = F^*(t^*), \quad (7)$$

$$C_A(0, x^*) = 0$$

을 얻는다.

하나의 요소에 대한  $F^*(t^*)$ 는 식(7)에 보여주듯 실린더 가스 중 연료의 질량분율과 실린더 가스압력에 영향을 받고, 요소가 크랭크 케이스 가

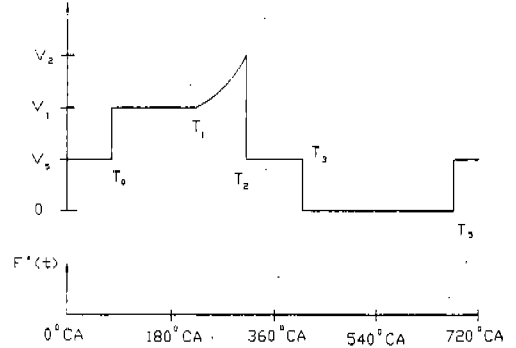


Fig.2 Typical variation of  $F^*(t)$

스와 접하고 있을 때는 크랭크 케이스 가스 중 연료의 질량분율과 크랭크 케이스 압력에 지배된다. 일반적으로  $F^*(t)$ 는 Fig.2와 같이 변하며,  $V_5$ 는 요소가 크랭크 케이스 가스와 접할 때의  $F^*(t)$  값이다.

Fig.2에서 흡입초기  $T_0$ 까지 요소는 피스톤 헤드 밑에 위치하여 크랭크 케이스 가스와 접하고 이 때  $F^*(t)$ 는  $V_5$ 이다. 피스톤이 계속 하강하여  $T_0$ 에서 요소가 피스톤 헤드 위에 위치하면 요소는 흡입가스와 접하고 이 때  $F^*(t)$ 는  $V_1$ 이 된다.  $T_1$ 부터의 압축과정 중 압력이 높아지면  $F^*(t)$ 는 증가한다. 피스톤이 계속 상승하여  $T_2$ 에서 요소가 피스톤 헤드 밑에 들어가면  $F^*(t)$ 는 크랭크 케이스 상황인  $V_5$ 로 바뀐다. 연소 및 팽창 과정이 진행되며 피스톤이 다시 하강하여  $T_3$ 에서 요소가 피스톤 헤드 위에 오면 이제는 연소된 가스와 접하고 연료의 질량분율이 0이므로  $F^*(t)$ 는 0이 된다. 배기과정 중  $T_4$ 에서 피스톤이 다시 요소 위로 올라가면  $F^*(t)$ 는  $V_5$ 가 된다. 요소의 위치에 따라  $F^*(t)$ 의 변화형태는 차이가 있다.

식(6)과 (7)을 풀려면 실린더 가스압력  $P(t^*)$ 와 가스 중 연료의 질량분율  $Y_m(t^*)$ 에 대한 정보가 필요하며, 이는 사이클 시뮬레이션 프로그램<sup>7)</sup>의 예측을 이용한다.

각각의 요소에 대하여, 식(7)의 조건을 갖는 식(6)의 해는<sup>8)</sup>,

$$C_A = 2 \sum_{n=0}^{\infty} e^{-\frac{(2n+1)^2 \pi^2 t^*}{4}} \cdot \cos\left(\frac{(2n+1)\pi x^*}{2}\right) \cdot \left\{ \frac{(2n+1)\pi(-1)^n}{2} \int_0^{t^*} e^{-\frac{(2n+1)^2 \pi^2 \lambda}{4}} \cdot F^*(\lambda) d\lambda \right\} \quad (8)$$

가 된다. 여기서,  $\lambda$ 는 dummy variable 이다. 또한, 각각의 요소 중 연료의 양  $m_{fuel}$ 은 식(8)을 이용하여

$$\begin{aligned} \frac{m_{fuel}}{m_{oil}} &= \frac{1}{l} \int_0^l C(t, x) dx \\ &= K \cdot Y_{UB} \cdot \int_0^1 C_A(t^*, x^*) dx^* \\ &= K \cdot Y_{UB} \cdot 2 \sum_{n=0}^{\infty} \left[ e^{-\frac{(2n+1)^2 \pi^2 t^*}{4}} \cdot (-1)^n \cdot \sin\left(\frac{(2n+1)\pi}{2}\right) \cdot \left\{ \int_0^{t^*} e^{-\frac{(2n+1)^2 \pi^2 \lambda}{4}} \cdot F^*(\lambda) d\lambda \right\} \right] \quad (9) \end{aligned}$$

가 된다.

사이클 시뮬레이션 해석으로부터  $F^*(t^*)$ 가 주어지면 식(9)로부터 각 요소에 흡수되어 있는 연료의 질량의 변화를 구할 수 있으며, 이로부터 연소 후 각 요소로부터 실린더 가스로 시간에 따라 배출되는 연료의 질량을 구할 수 있다. 모든 요소에 대한 결과를 합치면, 전체 오일막으로부터 실린더 가스로 시간에 따라 배출되는 연료의

질량을 구한다. 요소가 크랭크 케이스 가스와 접하고 있을 때 배출되는 연료는 제외한다.

사이클 시뮬레이션 프로그램으로부터 얻어지는 연속함수  $F^*(t^*)$ 는 Fig.3에서와 같이 step 함수로 나타낼 수 있고, 그러면 식(9)가 쉽게 계산된다. Fig.3의 step 함수  $F^*(t^*)$ 에 대해 아래와 같은 결과를 얻는다.

$$\int_0^1 C_A(t^*, x^*) dx^* = 2 \sum_{n=0}^{\infty} \left[ \left\{ \sum_{k=0}^{m-1} F_k \cdot e^{-\frac{(2n+1)^2 \pi^2}{4} (t_{k+1}^* + t_k^* + \dots + t_m^*)} \right\} + F_m \right] \quad (10)$$

여기서,

$$F_m = \frac{V_{m-1} \cdot 4 \cdot (-1)^n \cdot \sin\left(\frac{(2n+1)\pi}{2}\right)}{(2n+1)^2 \pi^2} \times \left( 1 - e^{-\frac{(2n+1)^2 \pi^2}{4} t_m^*} \right) \quad (11)$$

이다.

$F^*(t^*)$ 를 크랭크 각도 1도 마다의 step 함수로 나타낸 후 식(10)과 (11)을 계산하고, 그 결과를 식(9)에 적용하면 각 요소에 흡수되어 있는 연료량의 시간에 따른 변화와 더불어 각 요소로부터 배출되는 연료량의 시간에 따른 변화를 알 수 있다. 요소의 숫자는 크랭크 각도 1도에 해당하는 것을 1개로 잡아 180개이다.

## 2.2 틸새에 의한 HC 형성

스파크 점화 엔진에 있어서 피스톤-연소실-링 틸새의 혼합기 흐름에 대한 연구<sup>9,11)</sup>는 압축과정 중 틸새로 흘러 들어간 미연혼합기는 거의 대부분 상부링 윗부분 틸새에 축적되며 상부링을 지나 그 밑의 틸새로 흘러가는 것은 아주 적음을 보여주고 있다. 또한, 상부링 윗부분에 축적되어 있던 미연혼합기는 팽창과정 중 대부분 연소실로 다시 배출됨을 보여주고 있다. 상부링 윗부분 틸새의 미연혼합기 압력이 연소실 압력과 거의 동일함도 잘 보여주고 있다.

연소실로부터 피스톤-연소실-링 틸새로 가스가 흘러 들어가는 때는 연소실 압력이 상승하는

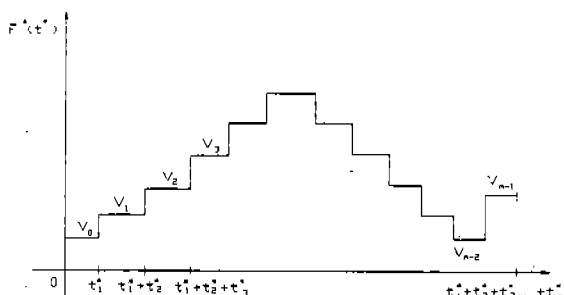


Fig.3 Step function representation of arbitrary  $F^*(t^*)$

동안으로 압축과정과 연소과정이 이에 해당된다. 연소가 끝날 때쯤은 이미 피스톤이 하강하고 있어 연소실 압력이 떨어지고 그에따라 틈새에 축적되어 있던 혼합기가 연소실로 배출된다. 연소실의 피스톤-연소실-링 틈새 근처의 혼합기는 일반적으로 마지막에 연소되기 때문에 연소가스가 틈새로 흘러들어가는 일은 거의 없으리라 생각된다. 따라서, 틈새에 의한 HC 형성 모델링에 있어서, 미연가스가 상부링 윗부분의 틈새에 축적되었다가 배출되는 것으로 생각하는 것은 타당성이 있다.

위의 설명에 맞춰 틈새의 혼합기는 압축과정중의 연소실 미연혼합기 조성을 갖고 있으며, 압력은 연소실 가스압력과 동일하고, 온도는 피스톤 온도와 같다고 가정한다. 틈새 내 미연 혼합기의 질량  $m_c$ 는 이상기체를 가정하여

$$m_c = \frac{P \cdot V_c \cdot M}{R T_p} \quad (12)$$

가 되고, 틈새 내 미연 혼합기 질량의 시간에 따른 변화는

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{V_c \cdot M}{RT_p} \frac{dP}{dt} \quad (13)$$

로 된다. 여기서,  $V_c$ 는 틈새 체적이고,  $T_p$ 는 피스톤 온도이다.  $R$ 은 일반가스상수이고,  $M$ 은 미연 혼합기의 분자량이다. 사이클 시뮬레이션 해석으로부터 압력이 시간에 따라 어떻게 변하는지가 주어지면 연소 후 틈새로부터 미연가스가 분출되는 율을 알 수 있다.

### 2.3 연소과정 후의 산화

연소 후 틈새나 오일막으로부터 배출되는 HC는 연소실 벽 근처의 경계층 내에 머물며 일부 산화된다(실린더 내 산화). 산화되지 않은 HC는 배기과정 중 배기밸브, 배기포트 및 파이프로 나가며 배기포트와 파이프를 통과하는 중에도 산화된다(배기포트 및 파이프 산화).

#### 2.2.1 실린더 내 산화

실린더 내 산화에 대한 반응식은

$$\frac{d[HC]}{dt} = -C_R \cdot A \cdot e^{-\frac{E}{RT}} \cdot [HC]^a \cdot [O_2]^b \quad (14)$$

를 사용한다. 여기서,  $[ ]$ 는 mol/cm<sup>3</sup>로 나타낸 농도이고,  $A$ 는 (cm<sup>3</sup>/mol)<sup>a+b-1</sup>/s 단위를 갖고,  $E$ 는 활성화에너지로 [cal/mol] 단위를 갖는다.  $A$ ,  $E$ ,  $a$  그리고  $b$ 는 연료에 따라 정해지는 상수이고,  $C_R$ 은 calibration 상수이다.

오일막과 틈새로부터 배출되는 HC는 연소실 벽 근처의 경계층 내에 머물러 실린더 벽과 실린더 가스의 평균온도에서 산화가 일어난다고 가정한다<sup>5)</sup>. 식(14)의 우변의 HC 농도는 미연 연료가 실린더 가스에 완전히 섞였을 때의 농도를 사용하며<sup>6)</sup>, O<sub>2</sub> 농도도 연소실 평균 농도를 사용한다. 이경우 식(14)의 우변의 HC 농도 값은 경계층내의 실제 HC 농도 보다 낮은 값이 사용된다. 그러나, 경계층내의 O<sub>2</sub> 농도가 연소실의 평균 O<sub>2</sub> 농도 보다 낮아, 식(14)의 우변에 연소실 평균 O<sub>2</sub> 농도를 대입하면 경계층내의 실제 O<sub>2</sub> 농도 보다 높은 값이 사용되고, 이것이 낮은 HC 농도값을 보상한다. 이는 근사 해석이나 lumped 모델에 사용되고 있다<sup>6)</sup>.

가솔린에 대해서는<sup>6)</sup>,  $A=7.7 \times 10^{15}$ (cm<sup>3</sup>/mol·s),  $E=37,230$ (cal/mol),  $a=1.0$ ,  $b=1.0$ 을 널리 사용한다.

#### 2.3.2 배기포트에서의 산화

배기포트 및 파이프에서의 HC의 산화도 식(14)를 따른다. 실린더 내의 HC는 배기시 실린

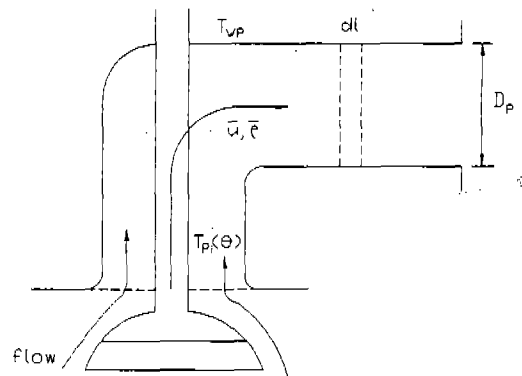


Fig.4 Plug flow at exhaust port

더 가스에 섞여 배출되며, 이때 실린더내의 HC 중 배기밸브를 통해 나가는 HC의 비율은 실린더 가스의 배기 비율과 같다고 가정한다. 밸브에서의 흐름은 isenthalpic하게 생각하여(손실무시) 배기밸브를 바로 통과한 가스온도  $T_P(\theta)$ 는 그 순간의 실린더 내 가스온도와 동일하게 생각한다. 배기포트에서의 흐름은 Fig.4에서처럼 plug flow를 가정한다<sup>6)</sup>. Plug flow에서 각각 요소의 질량은 크랭크 각도 1도당 배기밸브를 통과한 질량으로 잡는다. 배기가스가 포트를 지나는 동안 배기포트 벽으로의 열손실에 의해 온도가 떨어지며 그 온도변화는

$$T_P(\theta, t) = e^{-Gt}(T_P(\theta) - T_{wp}) + T_{wp} \quad (15)$$

으로 나타내진다. 여기서,  $t$ : 각 요소의 가스가 배기 후 배기포트에 머무른 시간,  $G = 4Nu \cdot k / \rho C_p D_p^2$ ,  $Nu = h_p D_p / k$  (=Nusselt number),  $k$ : thermal conductivity,  $\rho$ : 밀도,  $C_p$ : 정적비열,  $D_p$ : 포트직경,  $h_p$ : 가스와 포트벽 사이의 열전달계수,  $T_{wp}$ : 포트벽 온도이다.

## 2.4 엔진 사이클 시뮬레이션 해석

본 연구에서는 가솔린 엔진 사이클 시뮬레이션 프로그램에 HC 배출 부모델을 추가하여 HC 배출을 예측한다. 앞에 설명된 HC 배출모델링은 사이클 시뮬레이션 해석결과인 실린더 가스압력 및 온도의 변화와 미연가스 중 연료의 질량분율의 변화를 이용한다. HC 배출예측에 사용된 사이클 시뮬레이션 프로그램은 Poulos<sup>7)</sup>의 프로그램이며 그 주요 특징은 아래와 같다.

### 2.4.1 유사차원 Phenomenological Modeling(PM)

영차원(Zero-dimensional) 모델로서 연소실 내 혼합기를 연소가스와 미연가스로 나누고 연소율은 turbulent entrainment model<sup>9,10)</sup>을 사용한다.

### 2.4.2 연소실 내 물질의 열역학적 해석

연소실 내 혼합기는 새롭기(공기+기화연료)와 잔류연소가스로 이루어져 있으며, 연소실을 검사체적으로 잡아 에너지 보존 방정식과 이상기

체 상태방정식을 결합하여 풀다가 된다.

### 2.4.3 열역학적 물성치

열역학적 물성치는 탄화수소-공기 혼합기에 대한 approximate polynomial expression을 사용한다<sup>11)</sup>.

### 2.4.4 가스교환

엔진 연소실과 흡·배기 매니폴드 사이의 물질교환은 one-dimensional quasi-steady compressible flow model을 사용하여 구한다. 매니폴드는 일정한 압력을 가지는 infinite plenum으로 취급한다. 흡기과정 중 실린더로부터 흡기 매니폴드로 역류가 일어날 때 역류가스는 그 때의 연소실 내 가스의 온도 및 성분을 갖고 있으며 역류가스는 흡기 매니폴드 가스와 혼합되지 않는다. 따라서 새 흡기가 실린더로 들어가기 전에 우선 역류된 가스가 실린더로 들어간다. 밸브의 유동면적과 discharge coefficients는 table 형태로 입력된다.

### 2.4.5 난류유동

평균유동속도가  $U$ 이고, 난류강도가  $u'$  일 때, mean kinetic energy  $K = U^2/2$ 이고, turbulent kinetic energy  $k = 3mu'^2/2$ 로 정의한다. 연소실을 검사체적으로 한 mean kinetic energy와 turbulent kinetic energy 보존은

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} \dot{m}_i V_i^2 - P - K \frac{\dot{m}_e}{m'} \quad (16)$$

$$\frac{dk}{dt} = P - m\epsilon - k \frac{\dot{m}_e}{m'} \quad (17)$$

$$\epsilon \approx u'^3/l = (2k/3m)^{3/2}/l \quad (18)$$

이다. 여기서,  $\dot{m}_i$ 는 실린더로 들어오는 물질의 질량 유동률,  $\dot{m}_e$ 는 실린더를 나가는 물질의 질량 유동률,  $V_i$ 는 연소실로 흡입되는 jet의 평균속도,  $P$ 는 turbulent kinetic energy production rate,  $\epsilon$ 는 단위 질량당 turbulent kinetic energy dissipation rate, 그리고  $l$ 은 large-scale eddies의 characteristic size이다.

Turbulent kinetic energy production rate는

엔진 연소실 내의 난류생성이 평판 위의 난류유동 경계층에서의 난류생성과 유사하다고 생각하며, turbulence macroscale  $l$ 과 기하학적 length scale  $L$ 은 같다고 가정하면

$$P=0.3307C_B(K/L)(k/m)^{1/2} \quad (19)$$

가 된다.

식(16)과 (17)의 난류모델은 흡입 및 압축과정 중의 난류강도변화를 계산하여 연소과정의 초기조건을 제공한다. 연소가 시작되면, 난류강도 및 turbulence macroscale의 변화는 large scale eddies에 대한 angular momentum 보존을 이용하여 구한다. 따라서 연소과정 중에는 식(16)만 계산하고, 식(17)은 고려치 않는다. 연소가 끝나면, 연소과정 끝에서의 turbulence macroscale 및 난류강도를 초기조건으로 정상적인 난류모델(식(16)과 (17))로 돌아간다.

#### 2.4.6 열전달

연소실 gas와 벽 사이의 대류 열전달 계수는 파이프에서의 정상난류유동에 대한 표현<sup>12)</sup>으로부터

$$Nu = \alpha Re^e Pr^c \quad (20)$$

를 사용한다. 여기서,  $Nu$ 는 Nusselt number,  $Re$ 는 Reynolds number, 그리고  $Pr$ 는 Prandtl number이다.  $Pr \approx 1.0$ ,  $\alpha \approx 0.8$ , 그리고  $e \approx 0.33$ 을 사용하고, 열전달의 characteristic velocity  $V$ 는 mean kinetic energy, turbulent kinetic energy 그리고 피스톤 운동의 영향을 고려하여

$$V = \left\{ U^2 + u'^2 + \left( \frac{1}{2} V_p \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (21)$$

를 사용한다.  $V_p$ 는 피스톤 순간속도이다.

#### 2.4.8 연 소

Turbulent entrainment combustion model<sup>9,10)</sup>을 사용하며, 연소는 entrainment와 burnup 두 개의 과정으로 이루어진다. 미연가스의 entrainment rate,  $\dot{m}_e$ ,는

$$\dot{m}_e = \rho_u A (u' + S_L) \quad (22)$$

을 가정한다. 여기서,  $\rho_u$ 는 미연가스 밀도,  $A_e$ 는 gross entrainment area, 그리고  $S_L$ 은 층류 화염속도이다.

질량 연소율,  $\dot{m}_b$ ,는

$$\dot{m}_e = \frac{m_e - m_b}{\tau} \quad (23)$$

로 나타낸다. 여기서,  $m_e$ 는 total entrained mass,  $m_b$ 는 total burned mass 그리고  $\tau$ 는 characteristic burning time이다. Taylor microscale을  $\lambda$ 라 하고 층류화염속도를  $S_L$ 이라 할때  $\tau = \lambda/S_L$ 이 된다.

연소과정중 large eddies에 대한 angular momentum conservation을 사용하면

$$\frac{L}{L_0} = \left( \frac{\rho_u}{\rho_{u_0}} \right)^{1/3}, \quad (24)$$

$$\frac{u'}{u'_0} = \left( \frac{\rho_u}{\rho_{u_0}} \right)^{1/3} \quad (25)$$

을 얻는다. 여기서,  $L$ 은 turbulence macroscale 이고 아래첨자 0는 점화시를 의미한다. 연소기간 중  $\lambda$ 는

$$\frac{\lambda}{L} = C \left( \frac{u' L}{\nu} \right)^{-1/2} \quad (26)$$

로 구한다.  $C =$ 상수 ( $=\sqrt{15}/A$ ,  $A \approx 1$ )이다.

#### 2.4.9 화염과 연소실 사이의 기하학적 상호 작용

연소실 형상은 연소실 표면을 flat triangular facets로 나타내어 근사적으로 나타낸다. 피스톤 운동은 크랭크 각도가 달라짐에 따라 피스톤 위에 있는 facet들을 stretching함으로써 나타낸다.

화염은 스파크 플러그 전극에 중심을 두고 구형으로 전파한다. 연소과정 중 크랭크 각도와 화염반경이 주어질 경우 그때의 화염전면 면적 그

리고 화염과 접하는 연소실 벽 면적은 주어진 연소실 형상에 대해 부모모델을 사용하여 계산한다.

#### 2.4.10 해 법

위에서 설명한 개별 부모모델을 합하여 만든 사이클 시뮬레이션 모델은 여러개의 ordinary differential equations로 되어 있다. 이 식들은 1개의 완전한 사이클에 대하여 동시에 적분된다. 적분은 shampine과 Gordon<sup>17)</sup>에 의해 개발된 코드를 사용하여 수치적으로 수행한다. 계산효율을 높이기 위하여, 최적 적분 time step을 계산하여 적분을 한다.

### 3. 결과 및 고찰

가솔린 엔진 사이클 시뮬레이션 프로그램<sup>18)</sup>에 2장에 기술한 HC 배출모델을 접합한 후 HC 배출 예측성능을 엔진 측정데이터와 비교한다.

#### 3.1 엔진제원 및 실험조건

HC 배출 예측 성능을 2.4L 가솔린 엔진 실험 데이터와 비교하여 검증할 때 시뮬레이션의 입력 데이터로 사용한 엔진제원을 Table 1에 제시한다. 또한, 프로그램의 입력데이터로 사용된 실험 조건을 Table 2와 Table 3에 제시한다. 입력데이터 중 연소실에 들어가는 미연 혼합기 온도는 300K, EGR율은 0%를 사용한다. HC 배출 부모모델에 추가로 사용된 입력데이터를 Table 4에 제시한다. 그림에 명시되지 않은 경우 연소실 벽 온도, 피스톤 온도 및 배기포트 벽온도에 대한

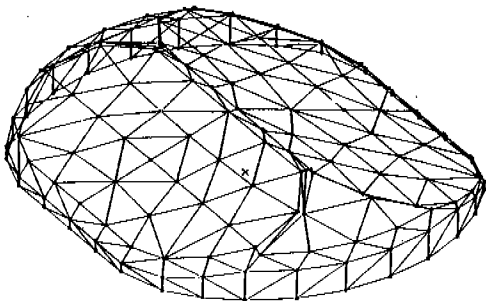


Fig.5 Combustion chamber shape of 2.4L gasoline engine.

모델 입력값은 400K로 한다.

엔진 연소실 형상을 CAD 데이터를 이용하여 flat triangular facets으로 나타낸 것은 Fig.5에 있다.

#### 3.2 HC 배출모델의 예측결과

HC 배출모델의 예측결과를 측정데이터와 비교하기에 앞서 HC 배출기구에 대한 이해를 높이기 위해 당량비가 1.0인 대표적인 경우의 예측을 분석한다.

Fig.6은 크랭크 각도에 따라 틈새와 오일막에 흡수된 연료량의 변화를 보여주고 있다. 피스톤이 흡입과정 중 상사점에 있을 때 오일막에 연료가 흡수되어있는 것은 앞사이클의 배기과정 중 피스톤 상부링 아래의 크랭크 케이스 가스에 당

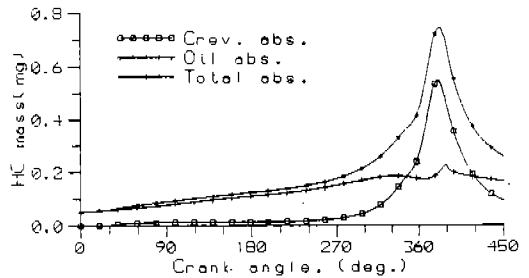


Fig.6 HC absorption into crevices and oil films.  
(1,500rpm,  $\phi=1.0$ ,  $T_{ign}=16\text{BTC}$ ,  $P_{int}=0.5\text{atm}$ ,  $P_{exh}=1.0\text{atm}$ )

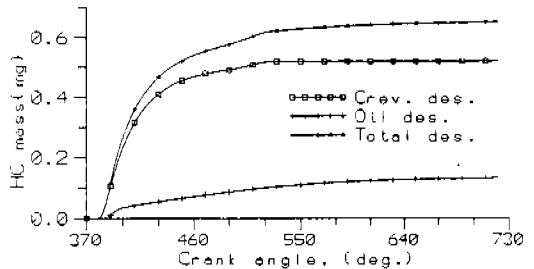


Fig.7 HC desorption from crevices and oil films.  
(1,500rpm,  $\phi=1.0$ ,  $T_{ign}=16\text{BTC}$ ,  $P_{int}=0.5\text{atm}$ ,  $P_{exh}=1.0\text{atm}$ )



Table 1 Engine specifications

Compression ratio	9.3	IVO	3 BTC
Bore(mm)	87	IVC	40 ATC
Stroke(mm)	99	EVO	54 BBC
Connecting rod length(mm)	155	EVC	3 ATC
Int. valve head dia.(mm)	38	Int. Valve lift(mm)	7.2
Exh. valve head dia.(mm)	33	Exh. valve lift(mm)	7.2
Int. valve seat angle	45°		

Table 2 Experimental conditions(Int. man. vac. 300 mmHg)

RPM	$P_{exh\ man}$	$T_{exh\ man}$ (°C)	Ign. timing (BTC)	A/F	$P_{atm}$ (atm)	$T_{atm}$ (°C)
1,500	10	490	21	14.7	1	28
2,000	20	560	23	14.6	1	28
2,500	20	640	25	15.2	1	28
3,000	30	660	30	15.0	1	28
3,500	50	710	28	15.0	1	28

Table 3 Experimental conditions(rpm 2,500)

Int. man. vac. (mmHg)	$P_{exh\ man}$ (mmHg)	$T_{exh\ man}$ (°C)	Ign. timing (BTC)	A/F	$P_{atm}$ (atm)	$T_{atm}$ (°C)
100	60	770	16	15.3	1	28
300	20	640	25	15.2	1	28
500	0	450	39	14.6	1	26

Table 4 Input data of HC emissions sub-model

Cyl. wall temp.(K)	400~500	Oil molecular weight	≈550
Exh port length(mm)	75	Oil density( $kg/m^3$ )	961
Exh port dia.(mm)	25	Henry constant(fuel-oil) (atm/mole fraction)	0.7
Oxidation correction, $C_r$	0.6	Diffusion coefficient (fuel-oil, $cm^2/s$ )	$1.5 \times 10^{-6}$
Crevice volume( $m^3$ ) (estimated)	400	Exh. port wall temp.(K)	400~500
Oil film thickness( $\mu m$ )	5		
Piston temp.(K)	400~500		

은 오일요소에 연료가 흡수된 것을 합한 것이다. 틈새에는 주로 압축과정 중에 연료가 축적되나, 오일 막에는 흡기과정부터 긴 기간에 걸쳐 연료가 흡수되는 것을 알 수 있다.

Fig.7은 연료가 틈새와 오일막에 흡수되었다가 연소 후에 다시 배출되는 양을 크랭크 각도에 따라 나타낸 것이다. 상부링 밑의 오일 막에서 크랭크 케이스로 배출되어 연소실로 돌아오지 않

는 연료량은 제외하였다. 틱새에 흡입된 연료는 팽창과정 중 비교적 짧은시간 동안에 거의 배출되나, 오일막에 흡수된 연료는 상대적으로 긴 시간 동안 배출된다. 팽창과정 초기에 틱새나 오일막으로부터 연소실로 배출되는 연료는 고온의 연소가스로 배출되기 때문에 연소실 내에서 다시 산화되는 비율이 높을 것이다. 그러나, 팽창과정 후반 및 배기과정 중에 틱새나 오일 막으로부터 연소실로 배출되는 연료는 이미 연소가스 온도가 상당히 낮아져 다시 산화되는 비율이 적을 것으로 예상된다.

Fig.8은 틱새와 오일막에서 배출된 연료가 실린더 내 산화과정과 배기포트에서의 산화과정을 거치면서 미연 HC으로 남는 양을 보여준다. 실린더 내 미연 HC이 줄어드는 것은 미연 HC이 열려있는 배기밸브를 통해 실린더를 빠져나가기 때문이다. Unb. HC after Port Oxid.은 포트밖으로 배출되는 미연 HC을 합한 것이다. Fig.8의 경우는 당량비가 1인 경우의 결과이고 희박혼합기에서는 실린더 및 포트의 연소가스 중 산소농도가 높아 연소후 미연 HC 산화가 더 많이 일어날 것이 예상된다.

Fig.9는 한 조건에서 당량비를 변화시킬 때 흡입연료 1kg당 HC 배출을 보여주고 있다. 혼합기가 묽어지면 HC 배출은 줄어든다. 이는 혼합기가 묽어질 때 미연가스 중 연료의 농도가 낮아지고 연소압력도 낮아지기 때문이다. Henry의 법칙에 의하면, 오일막의 연료흡수는 이와 접하

고 있는 가스의 연료분압에 비례하기 때문에, 연소실 내 미연가스의 연료농도와 연소실압력에 비례한다. 또한, 연소실 압력이 낮으면 틱새로 들어갔다 나오는 미연가스 양도 줄어든다. 따라서 혼합기가 묽어지면 HC 배출이 줄어든다.

당량비가 1보다 작아지면서 HC 배출이 급격히 줄어든다. 이는 연소가스의 산소농도가 높아져 연소후에 틱새나 오일막으로부터 배출되는 미연 HC의 산화가 빠르게 일어나기 때문이다. Fig.7에서 틱새로 들어간 연료는 팽창과정중 비교적 짧은 시간 동안에 거의 배출되나, 오일막에 흡수된 연료는 상대적으로 긴 시간 동안에 배출된다. 따라서 틱새로부터 나온 미연 HC는 고온의 연소가스를 만나 더 빨리 산화된다. 연료가 묽어져 연소가스의 산소농도가 높아지면 이는 더 가속된다. 더구나 연료가 묽어지면 연소압력이 낮아져 틱새로 들어가는 연료량도 줄어든다. 이러한 이유로 당량비가 1보다 클 때는 틱새에 기인하는 HC 배출비율이 크고, 오일에 기인하는 HC 배출비율이 작으나, 1보다 작아지면 오일에 기인하는 HC 배출비율이 늘어난다(Fig.11 참조).

Fig.10과 Fig11은 HC 배출에 대한 점화시기의 영향을 보여주고 있다. Fig.10에서 점화시기를 늦추면 연료 1kg 당 HC 배출량이 감소하고, 이는 엔진실험<sup>6)</sup>에서 측정된 경향과 일치한다. Fig.11에서 점화시기를 늦출 경우 오일에 기인하는 HC 배출비율이 커짐을 알 수 있다. 점화시기

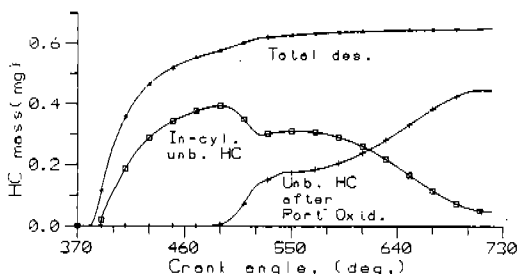


Fig.8 Oxidation of desorbed HC after combustion.  
(1,500rpm,  $\phi=1.0$ ,  $T_{ign}=16\text{BTC}$ ,  $P_{int}=0.5\text{atm}$ ,  $P_{exh}=1.0\text{atm}$ )

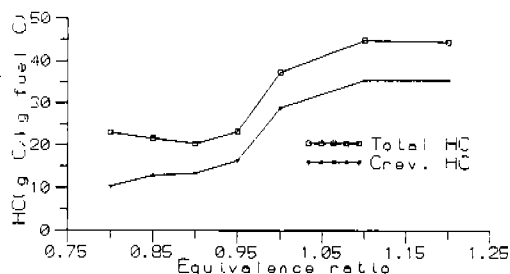


Fig.9 The effect of equivalence ratio on HC emission.  
(1,500rpm,  $T_{ign}=16\text{BTC}$ ,  $P_{int}=0.5\text{atm}$ ,  $P_{exh}=1.0\text{atm}$ )

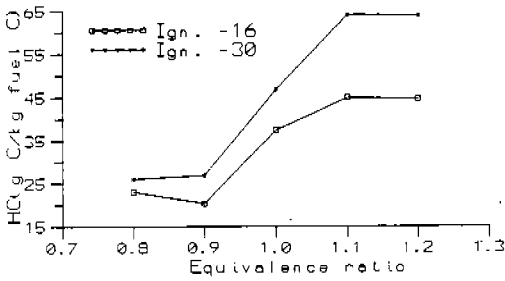


Fig.10 The effect of ignition timing on HC emission.  
(1,500rpm,  $\phi=1.0$ ,  $P_{int}=0.5atm$ ,  $P_{exh}=1.0atm$ )

를 낮출 경우, 실린더 연소압력이 낮아져 오일막이나 틈새에 들어가는 미연연료량이 줄고, 미연 HC 이 틈새와 오일막으로부터 배출될 때 연소가스 온도가 더 높아져 연소후 틈새나 오일막으로부터 배출되는 미연 HC의 산화가 증가함으로써, 전체 HC 배출이 줄어든다. 틈새로 들어간 연료는 오일막에 흡수된 연료보다 일찍 배출되기 때문에(Fig.7) 더 고온의 연소가스와 접하여 산화가 빠르게 일어나게 된다. 이 현상은 점화시기가 늦어져 틈새로 들어간 연료가 배출될 때 연소실내 연소가스 온도가 높아지면 더 심화될 것이다. 이에따라 점화시기가 늦어질 때 HC 배출 중 틈새에 기인한 것의 비율이 줄어든다(오일에 기인하는 HC 배출비율이 증가한다.). 점화시기가 늦어질때 연소실 압력이 낮아져 틈새로 들어갔다 나오는 연료량이 줄어드는 것도 HC 배출 중 틈새에 기인하는 것의 비율이 낮아지는 요인이된다.

### 3.3 HC 배출모델 예측과 측정치 비교

HC 배출모델을 흡기부압 300mmHg, 회전수 2,500rpm에서 calibration 한 후 HC 배출모델에 의한 예측값과 엔진의 HC측정데이터를 비교한다. HC 측정데이터가 HC 배출모델 검증은 목적으로 측정된 것이 아니고 엔진성능을 알아보기 위한 기본실험시 측정된 것이기에 HC 배출 모델 검증에 사용하기에는 어려움이 있다. 그래

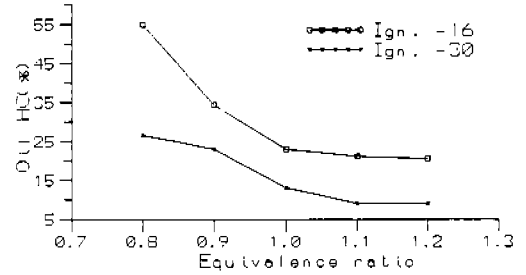


Fig.11 The effect of ignition timing on the percentage of oil-related HC emission among the total HC emission.  
(1,500rpm,  $\phi=1.0$ ,  $P_{int}=0.5atm$ ,  $P_{exh}=1.0atm$ )

서 HC 배출모델이 HC 배출에 영향을 끼치는 각 엔진변수의 영향을 제대로 모델링하고 있는가를 검증하기 보다는, Table 2와 Table 3의 실험 조건에서 HC 배출모델의 예측과 측정치를 단순 비교하고, 틈새와 오일막 기구로 HC 배출을 모델링하는 것의 타당성을 보여주는데 초점을 맞추고 있다.

Fig.12는 흡기부압이 300mmHg일 때 각 rpm의 실험조건(Table 2)에서 HC 배출예측값과 측정결과를 비교하고 있다. 또한, HC 배출예측 중 틈새에 기인하는 것의 비율도 보여주고 있다. Table 2의 실험조건을 보면 HC 배출 측정결과를 예견할 수 있다. Table 2에서 보면, 2,500rpm에서 공연비가 가장 커 HC 배출이 가장 낮을 것이 예상된다. 2,500rpm 보다 회전수가 낮을 경우, 낮은 공연비 때문에 HC 배출량이 증가하지만, 점화시기가 약간 늦어지고 배기온도가 낮아진 영향도 작지만 복합되어 있다. 2,500rpm 보다 회전수가 높은 경우도, 2,500rpm일 때 보다 공연비가 약간 낮아 HC 배출이 약간 늘어나며, 점화시기가 약간 빨라지고 배기온도가 높아진 영향도 작지만 복합되어 있다. Fig.12에서 틈새와 오일막에 의한 HC 배출모델은 공연비, 점화시기, rpm 및 그에따른 연소상태 변화를 복합하여 HC 배출을 비교적 잘 예측하고 있다. 그러나 rpm마다 공연비와 점화시기등이 달라져 HC 배출에 대한 rpm만의 영향을 끌어내기는 힘들다.

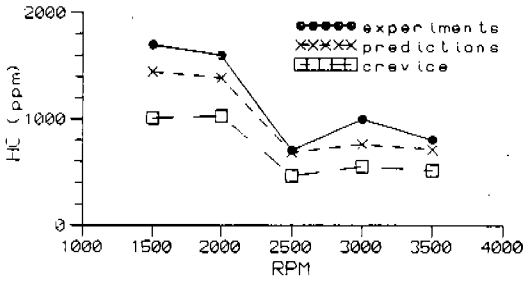


Fig.12 Comparison of model predictions and measurements for various engine rpm.(Int. man. vac. : 300 mmHg, Model inputs for Cyl. wall temp, Piston temp, Exh. port wall temp : 400K for 1,500rpm, 425K for 2,000rpm, 450K for 2,500rpm, 475K for 3,000rpm, 500K for 3,500rpm)

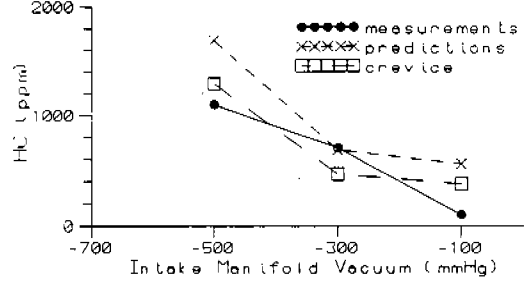


Fig.13 Comparison of model predictions and measurements for various intake manifold vacuums.(Engine rpm 2,500, Model inputs for Cyl. wall temp, Piston temp, Exh. port wall temp : 500K for 100mmHg, 450K for 300mmHg, 400K for 500mmHg)

Fig.13은 회전수가 2,500rpm 일 때 각 흡기 부압의 실험조건(Table 3)에서 HC 배출예측값과 측정치를 비교하고 있다. Table 3에 보여주듯 공연비가 흡기부압 100mmHg에서 가장 크고 500mmHg에서 제일 작아 HC 배출은 100mmHg에서 제일 작고 500mmHg에서 가장 크다. 100 mmHg에서 점화시기가 가장 늦은 것은 HC 배출을 더욱 작게한다(Fig.10). 사이클 시뮬레이션에 의한 연소실 최고압력은 100mmHg, 300 mmHg, 그리고 500mmHg에서 각각 51atm, 38atm 그리고 22atm이다. 연소실 압력이 높으면 틈새 및 오일막에 흡수되었다가 배출되는 미연 HC의 양이 증가한다. 그러나 HC 측정 데이터를 보면 연소실 압력은 HC 배출에 공연비나 점화시지만큼 크게 영향을 끼치지 않는 것을 알 수 있다. HC 배출모델은 측정된 HC 배출 경향을 비교적 잘 예측하나 흡기부압이 달라질 경우 절대치는 상당한 오차를 보인다.

#### 4. 결 론

스파크 점화기관의 HC 배출을 계산하는 모델을 제한한다. 모델은 상부링 틈랜드 주위의 틈새와 실린더 벽위의 오일막에 흡입 및 압축과정 중

연료가 흡입되었다가 연소과정 후 실린더 벽 주위의 경계층으로 배출되어 타지 않고 배출되는 것으로 HC 배출을 설명할 수 있다. 모델은 또한 틈새나 오일막으로부터 연소과정 후 배출되어 실린더 벽 주위의 경계층에 머무는 HC이 실린더 내에 머무는 동안 연소가스에 의해 산화되거나 배기포트를 지나는 동안 산화되는 것을 고려한다. HC 배출모델은 스파크 점화기관의 사이클 시뮬레이션 해석 프로그램에 접합되어 사이클 시뮬레이션 해석결과를 이용한다. 모델은 엔진 기본실험시 측정된 HC 배출경향을 잘 예측하고 있다.

HC 배출 모델예측값과 엔진 측정데이터를 비교할 때 스파크 점화 엔진의 HC 배출을 틈새와 오일막에 기인하는 것으로 모델링하는 것이 타당성이 있음을 알 수 있다. 특히, 당량비가 1보다 작은 희박연소의 경우 오일막이 HC 배출에 끼치는 비중이 커짐을 알 수 있다.

본 연구에서와 같은 모델링을 통해 HC 배출 기구에 대한 이해를 높이는 데는 HC 배출에 대한 공연비, 부하, 점화시기 그리고 엔진회전수 각각의 변수를 체계적으로 변화시키면서 측정된 HC 배출데이터가 요구된다.

## 참 고 문 헌

1. C. K. Westbrook, A. A. Adamczyk and G. A. Lavoie, "A numerical study of laminar flame quenching," *Combustion and Flame* 40, pp. 81~99, 1981.
2. R. J. Blint and J. H. Bechtel, "Hydrocarbon combustion near a cooled wall," General Motors Research Publication No. GMR-3925.
3. R. J. Tabaczynski, J. B. Heywood and J. C. Keck, "Time-resolved measurements of hydrocarbon mass flow rate in the exhaust of a SI engine," M.I.T. Fluid Mechanics Laboratory Publication No. 71-10., 1971.
4. M. Yoshida, "Einfluss der Spaltgeometrie am Feuersteg des Kolbens auf die Kohlenwasserstoff emission bei einem Ottomotor," *Motortechnische Zeitschrift* 41, pp. 93~95; 163~171, 1980.
5. J. C. Dent and P. A. Lakshminarayanan, "A model for adsorption and desorption of fuel vapor by cylinder lubrication oil films and its contribution to hydrocarbon emissions," SAE Paper No. 830652, 1983.
6. J. Schramm and S. C. Sorenson, "A Model for Hydrocarbon Emissions from SI Engines," SAE Paper No. 902169, 1990.
7. S. G. Poulous, "The Effect of Combustion Chamber Geometry on S. I. Engine Combustion Rates-A Modeling Study," MS Thesis, MIT., 1980.
8. H. S. Carslaw and J. C. Jaeger, "Conduction of Heat in Solids," Oxford Univ. Press., 1959.
9. M. Namazian and J. B. Heywood, "Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine : Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power," SAE Paper No. 820088, 1982.
10. T-W. Kuo, M. C. Sellnau, M. A. Theobald and J. D. Jones, "Calculation of Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Homogeneous-Charge Engine and Comparison with Experiment," SAE Paper No. 890838, 1989.
11. R. D. Reitz and T-W. Kuo, "Modeling of HC emissions Due to Crevice Flows in Premixed-Charge Engines," SAE Paper No. 892085.
12. N. C. Blizard and J. C. Keck, "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines," SAE Paper 740191, 1974.
13. R. J. Tabaczynski, F. H. Trinker, and B. A. S. Shannon, "Further Refinement and Validation of a Turbulent Entrainment Model for Spark-Ignition Engines," *Combustion and Flame* 39, pp. 111~121, 1980.
14. M. K. Martin and J. B. Heywood, "Approximate Relationships for the Thermodynamic Properties of Hydrocarbon-Air Combustion Products," *Combustion Science and Technology*, Vol. 15., pp. 1~10, 1977.
15. G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE Paper 670931, 1967.
16. J. Hilsenrath, H. J. Hoge, C. W. Beckett, J. F. Masi, W. S. Benedict, R. L. Nuttall, L. Fano, Y. S. Touloukian, and H. W. Wooley, "Tables of Thermodynamic and Transport Properties," Pergamon Press, New York, 1960.
17. S. H. Mansouri and J. B. Heywood, "Correlations for the Viscosity and Prandtl Number of Hydrocarbon-Air Combustion

- Products," *Combustion Science and Technology*, Vol. 23, pp. 251~258, 1980.
18. M. Metghalchi, and J. C. Keck, "Laminar Burning Velocity of Propane-Air Mixtures at High Temperature and Pressure," *Combustion and Flame* 38 : 143-154, 1980.
  19. D. B. Rhodes, "Laminar Burning Speed Measurements of Indolene-Air-Diluent Mixtures at High Pressures and Temperatures," MIT Dept. of Mechanical Engineering, SM Thesis, 1981.
  20. L. F. Shampine and M. K. Gordon, "Computer Solution of Ordinary Differential Equations: The Initial Value Problem," Freeman, 1974.