

엔진 제어를 위한 수학적 모델의 컴퓨터 해석

Computer Analysis of Mathematical Model for Engine Control

金 裕 男* · 禹 廣 芳**
(You-Nam Kim · Kwang-Bang Woo)

요 약

본 논문에서는 엔진의 구조 및 장치와 이들의 동작기능 상호간의 동적 작용을 체계적으로 검토하고, 성능평가가 가능한 수학적 모델을 구성하고 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 엔진 시스템 특성을 검토하였다. 전체 시스템을 공기-연료 흡입 장치, 흡기 다기관, 연소 장치, 엔진 동력부 등으로 분류하고, 이들 구조내의 총체적인 제어기능을 평가하였다. 일반형 엔진기능의 모델구성과 컴퓨터 시뮬레이션이기 때문에 특정한 성능 분석을 위해서는 해당되는 엔진의 물리적 특성과 정상 상태에서의 데이터가 사용된다. 본 연구에 따라 가속시 실린더내로 흡입되는 혼합비의 예측이 가능하여, 다양한 동작조건에서 실시되는 운전상태의 등특성의 검토와 추적이 가능하다. 급속한 운행조건의 변화에 대한 모델 특성은 시뮬레이션 결과를 통해 실제 엔진의 동작을 비교검토하는데 효율적으로 평가할수 있었다.

Abstract- The structure of engine and its interaction are investigated and the construction of mathematical model for the performance evaluation is presented and then simulated. The total system is classified as air-fuel inlet element, intake manifold, combustion, and engine dynamics and their control function are schematically evaluated. Because of the model structure with general engine function and computer simulation of the chosen engine, physical characteristics of the corresponding engine and the engine data of normal operation state are used. According to the study, it is possible to predict the mixture rate by the difference in the mass of fuel and air into cylinder and to evaluate and trace dynamic characteristic of operation state under various operating condition. The model characteristic under the transient operating condition makes it possible to effectively evaluate the operation of actual engine through the result of simulation.

*正 會 員 : 인원개발 研究員 · 工博
 **正 會 員 : 延世大 工大 電氣工學科 教授 · 工博
 接受日字 : 1989年 4月 17日
 1次修正 : 1989年 8月 16日

1. 서 론

자동차 엔진의 성능 향상으로 인해 연료 소비의

절약뿐만 아니라 배기가스를 줄여 자동차에 의한 공해 문제를 축소하려는 연구가 활발히 진행되고 있다. 이에 따라 자동차 엔진제어 장치의 개발은 중요한 관심사가 되고 있다. 최근까지 대부분의 제어 장치들은 설계한 제어장치를 자동차에 직접 설치하고 테스트하는 방법으로 개발되었다. 그러나 이러한 방법은 제어 장치의 설계가 실제 엔진 데이터에 기초하여 개발될 수 있다는 장점이 있지만 많은 자금과 시간을 요하는 단점이 있다.

또 다른 방법은 엔진을 컴퓨터와 인터페이스를 하고 나머지 부분을 다이나모메터 맵핑을 통하여 얻은 엔진 데이터를 기초로하여 테이블 look-up 테크닉을 사용해서 프로그램하는 방법이 있다. Cassidy[1] 그리고 Tennant[2] 등이 엔진을 시뮬레이션하기 위해서 이러한 "black box" 접근 방법을 사용하였는데 이러한 방법이 엔진 조종 장치를 개발하기 위한 도로-테스트 접근 방법에 도움을 주고 있지만 이러한 방법은 단지 어떤 특정한 엔진 특성에만 제한적인 의미가 있는 결과만 만들어낸다. 다른 종류의 엔진을 사용했을 때에는 새로운 데이터를 가지고 다시 프로그램해야 한다.

어떤 대상을 설명할 수 있는 제어 시스템을 정확히 분석하는 데 있어서 물리적 현상에 대한 연구는 필수적이다. 엔진 제어 장치개발에 있어서 분석적인 엔진 모델 설정은 여러 엔진 장치와 맵 데이터가 없는 운전 조건을 설명하는데 도움을 준다 [3, 4, 5]. 그러나 이러한 연구로 인하여 "black box" 접근 방법은 발전을 가져오게 되었지만 대기관에 들어가는 공기양에 따라 변화하는 대기관의 온도변화, 그리고 연료 기화와 연료 입자의 크기에 영향을 미치는 온도변화의 효과에 대해서 정확히 묘사하지 못했다. 또한, 현재까지 나온 엔진 모델들은 연료 분사(injection)를 예측할 수가 없다. 그러나, 실제 엔진 장치에 있어서는 배기가스 방출의 법적 규제치를 만족하기 위하여 엔진은 제한된 분사량 범위내에서 작동되어야 한다. 따라서 연료 분사를 예측할 수 없는 엔진 모델들은 실제 엔진 모델링에는 적용될 수 없다.

본 연구에서 제시된 모델은 일반적인 모든 가솔린 엔진에서 일어나는 물리적인 현상을 설명하는 분석적인 관계와 경험적 상호작용에 근거하고 있다. 이 모델의 또 다른 특징은 엔진 분사를 예측할 수 있다.

이 논문의 목적은 체계적으로 수학적 엔진 모델을 구성하고 모델특성을 시뮬레이션을 통해 검토하여 이 엔진 모델이 엔진의 동작을 기능적으로

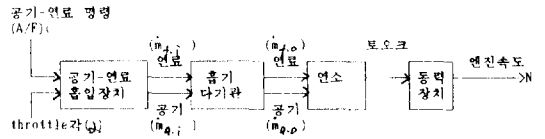


그림 1 엔진모델
Fig. 1 Engine Model

정확히 수량적으로 표현하도록 하고 그 응용과제를 평가하려 한다.

2. 모델의 구성

그림 1에 엔진의 중요한 구성요소를 개략도를 나타내었다.

주요 구성요소는 공기-연료 흡입장치, 흡기 대기관, 연소, 동력부 등이다. 엔진모델의 입력은 다음과 같다.

α 스톱틀 각

$(A/F)c$ 공기-연료 비 명령

중요한 출력들은 다음과 같다.

$\dot{m}_{a,i}$ 대기관으로 들어오는 공기의 질량 변화율

$\dot{m}_{f,i}$ 대기관으로 들어오는 연료의 질량 변화율

$\dot{m}_{a,o}$ 대기관에서 나가는 공기의 질량 변화율

$\dot{m}_{f,o}$ 대기관에서 나가는 연료의 질량 변화율

N 엔진 속도

m_a 와 m_f 는 모두 흡기 대기관내에서 위치의 함수이다.

아날로그 형태에비하여 이산(discrete)형태는 프로그래밍이 용이하다. 따라서 이 엔진 모델에서는 간단하고 효과적인 프로그램을 개발하기 위해서 각 변수들에 대하여 이산 형태를 사용하였다[3]. 그림 1과 같은 엔진모델을 제시하고 입력상태(트rottle 각, $(A/F)c$)에 따른 엔진 속도의 변화를 고찰한다. 빠른 가속시 $(A/F)c$ 와 실린더에 유입되는 $(A/F)o$ 와의 시간 지연을 최소화하기 위하여 A/F 및 연료공급 시간을 적절히 조절하여 최적의 A/F 와 연료공급 시간을 얻고자한다.

2.1 공기-연료 흡입 장치

그림 2에 공기-연료 흡입 장치를 나타냈다.

자동차 외부에서 자동차 내부의 대기관 안으로

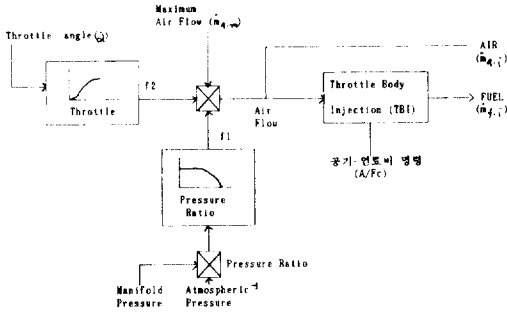


그림 2 공기-연료 흡입 장치
Fig. 2 Air-Fuel inlet element

공기를 흐르게하는 중요한 요인은 외부의 압력과 다기관 안의 압력과의 압력차이다. 그리고 쓰로틀 판의 위치도 공기가 흐를 수 있는 면적을 변화 시킴으로써 공기 흐름의 비에 영향을 준다. 이들 중 압력차에 의한 공기 흐름의 비는 참고문헌[9]에서 정의된 f_1 에 비례한다. f_1 은 다기관 내부의 압력과 대기압과의 압력차에 의하여 결정되는 공기 유입 인자(factor)로써 최대 공기 유입량에 대한 압력차에 의한 공기 유입량의 비로 나타난다.

$$f_1 = \begin{cases} 3.87 \left(\frac{P_m}{P_b} \right)^{0.71} \left[1 - \left(\frac{P_m}{P_b} \right)^{0.29} \right]^{\frac{1}{2}} \frac{P_m}{P_b} > 0.528 \\ 1.0 & \frac{P_m}{P_b} < 0.528 \end{cases} \quad (1)$$

(여기서, P_b : 대기압, P_m : 다기관 내의 압력)

쓰로틀에 대한 함수로써 공기가 흘러가는 면적의 효과는 다른 인자 f_2 에 거의 비례한다. f_2 는 최대 공기 유입 면적에 대한 임의의 쓰로틀 각 α 에서의 공기유입 면적의 비이다.

$$f_2 = 1 - \cos \alpha \quad (2)$$

여기서 α 는 쓰로틀 각이다.

흡기 다기관으로 들어가는 실제 공기 흐름의 비를 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{m}_{a,i} = \dot{m}_{a,m}(P_b, T_i) f_1 \cdot f_2$$

(여기서, T_i 는 다기관 내의 온도)

여기서 $\dot{m}_{a,m}(P_b, T_i)$ 는 채택한 엔진에 대한 P_b 와 T_i 의 함수로써 최대공기 흐름의 비를 나타낸다. 인젝터에서 나오는 연료 흐름의 비는 다음과 같이 가정하였다.

$$\dot{m}_{f,i} = \frac{D_{mf}}{D_t} \quad (4)$$

여기서

$$D_{mf} = \frac{V_a \eta \cdot P_m}{R \cdot T_m \cdot A F} \quad (4a)$$

$$D_t = \frac{120}{N N_c} \quad (4b)$$

D_{mf} 는 엔진이 한번 점화될 때 인젝터가 내뿜는 연료의 양이며 D_t 는 주어진 엔진 속도 N 에 대한 엔진 점화 사이의 시간 간격이다. 식 (4a에서 V_a 는 엔진의 배기량이고, η 는 체적 효율(volumetric efficiency)이며, R 은 기체 상수이다. 그리고 P_m 과 T_m 은 측정된 흡기 다기관의 압력과 온도이다. N_c 는 이 엔진의 실린더 수이다.

2.2 흡기 다기관

흡기다기관의 간단한 block도는 그림 3에 나타내었다.

흡기 다기관에서 발생하는 가장 중요한 물리적 현상은 연료의 전달 지연이다. 분사된 연료가 다기관 안에서 기체와 액체 방울 연료 그리고 액체 연료 필름형태로 될 때 실린더로 들어가는 연료의 양은 세가지 형태로 속도가 서로 다르기 때문에 분사된 연료의 양과 다르다. 흡기 다기관의 공기 온도와 압력은 연료의 분산과 유속을 결정하는 데 중요한 역할을 한다. 특히 흡기 다기관에서 공기와 기체 연료의 보존 법칙에 의해 다음식을 유도할 수 있다.

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_{a,i} - \dot{m}_{a,o} \quad (5)$$

$$\frac{dm_f}{dt} = \dot{m}_{f,i} - \dot{m}_{f,o} \quad (6)$$

흡기다기관에서 나가는 공기의 양과 연료의 빠

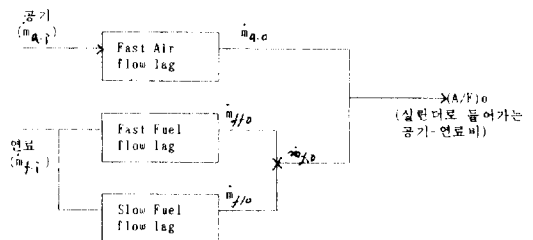


그림 3 흡기다기관의 블럭도
Fig. 3 Block diagram of intake manifold

큰 흐름량은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{m}_{a_i} = \frac{V_a \cdot P_m}{R \cdot T_m} X_a \cdot \eta \quad (7)$$

$$\dot{m}_{f_{vo}} = \frac{V_a \cdot P_m}{R \cdot T_m} (1 - X_a) \cdot \eta \quad (8)$$

여기서 η 는 체적 효율이고 X_a 는 혼합 기체에서의 공기 양이다. 체적 효율 η 의 값은 각 엔진과 운전 조건마다 다르다. 일반적으로, 체적 효율은 흡기 다기관 온도 T_m , 압력 P_m , 엔진 속도 N 그리고 엔진의 기하학적인 파라미터를 변수로 갖는 함수이다. η 는 다음과 같은 식으로 쓸 수 있다.

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_z \quad (9)$$

η_p 는 공기가 흐를 때 흡기 다기관과 배기 다기관의 압력차에 의한 영향을 나타낸다. 간단한 공기 사이클 분석에 의해서[7], η_p 는 식 (10)과 같이 쓸 수 있다.

$$\eta_p = \begin{cases} 0.285 + \frac{r - P_e/P_m}{1.4(r-1)} & P_e/P_m < (P_e/P_m)_{cirt} \\ 0 & P_e/P_m > (P_e/P_m)_{cirt} \end{cases} \quad (10)$$

여기서 r 은 엔진의 압축 비이며 $(P_e/P_m)_{cirt}$ 는 다음과 같다.

$$(P_e/P_m)_{cirt} = 1.4r - 0.4 \quad (11)$$

η_z 는 체적 효율이 엔진 속도와 흡기 다기관의 온도에 영향을 받는다는 것을 보여준다. 여기에 대해 대부분의 실험 데이터들은 이러한 두가지 영향이 파라미터 Z 에 의해 기술될 수 있다는 것을 보여준다[8]. 수학적으로 Z 는 다음과 같이 정의된다.

$$Z = \left(\frac{b}{D_c}\right)^2 \cdot \frac{s}{C_j \cdot a} \quad (12)$$

여기서 b 는 실린더의 구멍, D_c 는 흡기 밸브의 바깥 지름, C_j 는 평균 흡기 상수, s 는 평균 피스톤 속도, a 는 흡기 다기관 온도에서 음속(velocity of sound)이다. 다른 모든 엔진에 대해서 주어진 Z 의 일반적인 함수로 나타낼 수 있다.

$$\eta_z = \begin{cases} 0.8 & Z < 0.5 \\ 0.8[1 - 4/7(Z - 0.6)] & Z > 0.5 \end{cases} \quad (13)$$

대부분의 엔진의 운전에서 Z 는 0.5 근처의 값을 갖고 있다. Z 가 1.3보다 큰 경우 흡기 다기관 안에서의 혼합기체가 이상 기체와 같이 움직인다고 가정할 때 음속은 (14)식과 같이 쓸 수 있다.

$$a = g_o \cdot k \cdot p / \rho = (k-1) \cdot g \cdot J \cdot C_p \cdot T = g_o \cdot k \cdot R \cdot T / m = (Y \cdot RT)^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

여기서 Y 는 공기의 특정한 열의 비(the ratio of specific heat of air)이다. 실제로, 대부분의 자동차에 대해서 $(b/D_c)^2$ 은 약 3.5이고 C_j 는 약 a_3 이다 [8]. Z 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Z = 52.2 \text{ s} / (RT) \quad (15)$$

s 는 N 과 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$s = \frac{NL_s}{30} \quad (16)$$

여기서 L_s 는 엔진의 행정(stroke)을 나타낸다. 그림 4에 흡기 다기관에서의 정상상태의 연료 흐름 모델을 나타냈다.

흡기 다기관을 흐르는 연료는 흡기 다기관의 가운데로 흐르는 기체 연료와 흡기 다기관의 안쪽 표면에 붙어서 이동하는 액체 연료로 분류된다.

흡기 다기관안에서의 연료들의 관계를 살펴 보면 다음과 같다.

$$\dot{m}_{f \cdot i} = \dot{m}_{f_{vi}} + \dot{m}_{f_{li}} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{f_o} = \dot{m}_{f_{vo}} + \dot{m}_{f_{lo}} \quad (18)$$

정상상태일 때

$$\dot{m}_{f_i} = \dot{m}_{f_o} \quad (19)$$

이다.

그러나 과도상태일 때, 흡기 다기관으로 들어가는 연료 필름의 두께는 증가하고 $\dot{m}_{f \cdot i}$ 는 필름의 두께가 증가하는 즉, $\dot{m}_{f_{li}}$ 의 형태로 더 많이 변한다. 그래서

$$\dot{m}_{f_{vo}} = \dot{m}_{f_{vi}} + \dot{m}_{f_{vog}} \quad (20)$$

$$\dot{m}_{f_{lo}} = \dot{m}_{f_{li}} - \dot{m}_{f_{log}} \quad (21)$$

액체 필름이 원주 방향으로 일정한 두께 h 를 갖고 있고 연료 필름의 흐름이 흐르는 방향으로 압

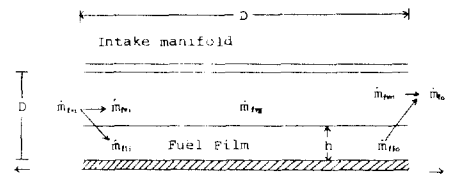


그림 4 흡기 다기관에서 정상상태의 연료 흐름 모델

Fig. 4 Steady-state fuel flow model in intake manifold

력 기울기 (gradient)를 갖고 있지 않는 Couette 흐름이며 이 연료의 흐름이 벽으로 부터의 거리에 선형적으로 비례하며 연료의 표면 속도는 $2V_f$ 라고 가정하다. 여기서 V_f 는 평균속도이다. 이러한 연료의 흐름은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$m_{f10} = \frac{D}{2} \cdot \pi h \cdot 2V_f \cdot \frac{1}{2} = \pi D \cdot h \cdot V_f \quad (22)$$

여기서 D 는 흡기 다기관 의 지름이다.,

쓰로틀을 빠르게 열 경우, 연료 필름의 평균속도 V_f 와 연료의 기화비율 \dot{m}_{f0g} 가 순간적으로 빨리 변하며, 연료 필름의 두께가 시간 간격 t 와 $t + \Delta t$ 사이에 h 에서 $h + \Delta h$ 로 증가한다고 가정한다. 흡기 다기관에서 연료의 질량보존의 법칙을 생각할 때 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_{f12} \cdot \Delta t = \pi \cdot D \cdot L \cdot \Delta h + \pi \cdot D \cdot h \cdot V \cdot \Delta t + m_{f0g} \Delta t \quad (23)$$

이 식을 정리하면 다음과 같다.

$$h_2 \cdot V_{f2} = L \cdot \Delta h / \Delta t + h \cdot V_{f2} \quad (24)$$

이 식을 정리하면 다음과 같은 미분 방정식을 얻는다.

$$\frac{L}{V_{f2}} \cdot \frac{dh}{dt} + h = h_2 \quad (25)$$

이 식은 시간의 함수로서 연료 필름의 두께를 결정할 수 있는 미분 방정식이다. 이 연료 필름의 두께는 m_{f10} 를 구하는 데 있어서 중요한 값이다.

다기관 출력부에서의 연료의 분포는 연료 방울 지름의 감소 비율을 시간의 함수를 나타냄에 따라 초기 연료 분사시와는 다르게 된다. 이때의 방정식은 실험을 기초로 얻은 것으로서 이를 그래픽적으로 해석하기 위하여 근사식인 (34)을 구하였다.

$$d(D^2)/dt = -F * (1 + 0.30 * Sc^{0.33} * Re^{0.55}) \quad (26)$$

$$F = 8 * M_L * D_G * \rho (\rho_L R * T_L)$$

기화하는 droplet의 drag계수를 다음과 같이 표시하였다.

$$C = 27 * R_e^{-0.84} \quad (27)$$

감소 시간을 다음과 같이 정의 하였다.

$$\theta = [9 * \eta_c / (\rho_L * D_o^2)] t \quad (23)$$

감소되는 상대속도 z 는

$$z = 1 - V/V_a \quad (29)$$

$$y = D/D_o \quad (30)$$

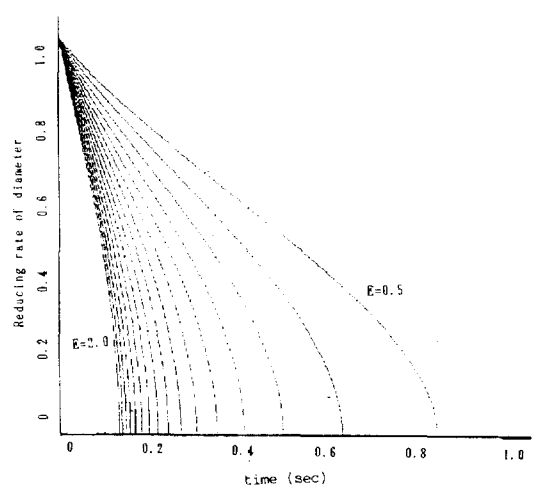


그림 5 기화 계수 E에 따른 연료방울 지름의 시간적 감소비율
Fig. 5 Reduced ratio of droplet diameter according to evaporation factor E.

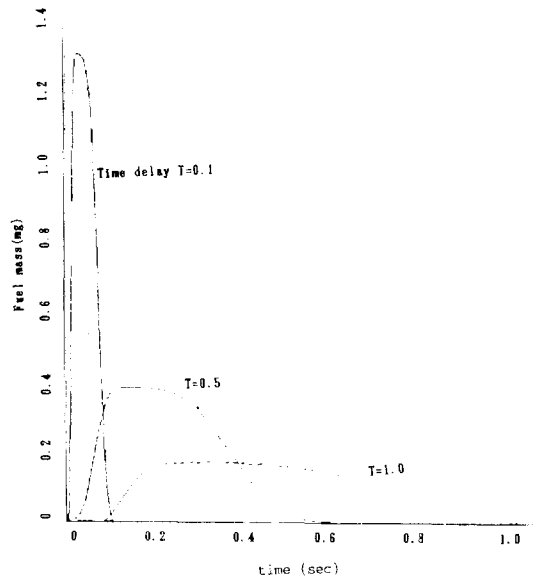


그림 6 지연시간에 따른 필름의 출력상태
Fig. 6 Film output state according to time delay

$$d(y^2)/dt = -E * [1 + A * (z * y)^{0.50}] \quad (31)$$

$$E = 8 * M_L * D_G * \rho (9 * Z_c R * T_L)$$

$$A_0 = 0.30 * Sc^{0.33} * Re^{0.50}$$

droplet의 drag계수는 다음과 같이 주어진다.

$$4/3\pi * (D/2)^2 \rho_L * dV/dt = C_\theta * 1/2 * \pi(D/2)^2 \rho_G * (V_a - v)^2 \quad (32)$$

$$dz/dt = -2.25 * (Re_0)^{0.16} * z^{0.16} * y^{-1.84} \quad (33)$$

시간 t 와 기화계수 E 에 관한 지름감소율 y 를 구하면 다음과 같다.

$$y(t) = 15/(s-12) * [C(E) - p(E) * E \{s - 0.374 * (R * \sqrt{2}/\pi * \exp(-\frac{s^2}{2}))^{0.544} * 1/(s-s^3)^{0.272}\}]^{0.5}$$

$$p(E) = 0.44 * (E + 0.26) - 0.004 * E + 0.0012/E$$

$$C(E) = 8.79 * (E + 0.59) + 11 * E - 0.16/E \quad (34)$$

$$s = 7.72 * t + 3$$

$C(E)$ 와 $p(E)$ 는 선택하는 E (vaporization factor)값에 따른 위 함수의 보정계수를 나타낸다. E 값의 변화에 따른 연료 방울의 지름의 감소율과 시뮬레이션 결과는 그림 5와 같다.

다기관 내의 필름은 분사된 연료가 온도, 압력, 다기관외의 길이와 내경의 영향을 받음으로 생기는 것으로 그것의 두께와 질량은 분사된 연료의 양과 초기상태의 액막의 두께 그리고 정상상태에 이른 후의 액막의 두께의 함수로 시간에 대하여 표시할 수 있다. 액막의 두께에 관한 식은 다음과 같다.

$$h_2^2 = h_2 * L / V_{f2} * dh/df + h^2(t) \quad (35)$$

$$h(t) = \frac{1 - c_1 * \exp(-2 * V_{f2} / L * t)}{1 + c_1 * \exp(-2 * V_{f2} / L * t)} \quad (36)$$

$$c_1 = (h_2 - h_1) / (h_2 + h_1) \quad (37)$$

필름의 질량 변화는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{f10}(t) = \pi/2 * D * L * h(t) * \rho_f \quad (38)$$

$$\rho_f = 0.689$$

이 방정식으로부터의 결과는 그림 6과 같다.

2.3 연 소

혼합기체의 공기-연료비와 함께 쓰로틀 각, 엔진속도 그리고 점화 시기등의 엔진 토오르크를 발생시키는 데 중요한 영향을 끼친다. 그림 7에 연소 모델을 나타냈다.

쓰로를 각과 공기-연료비가 엔진 토오르크의 발생에 영향을 미친다는 사실이 전형적인 S.I. 엔진에 대해 행한 일련의 실험을 통해서 얻은 데이터를 통해서 알려졌다. 각각 다른 엔진의 데이터로부터 구한 실제 토오르크가 서로 다르기 때문에, 이

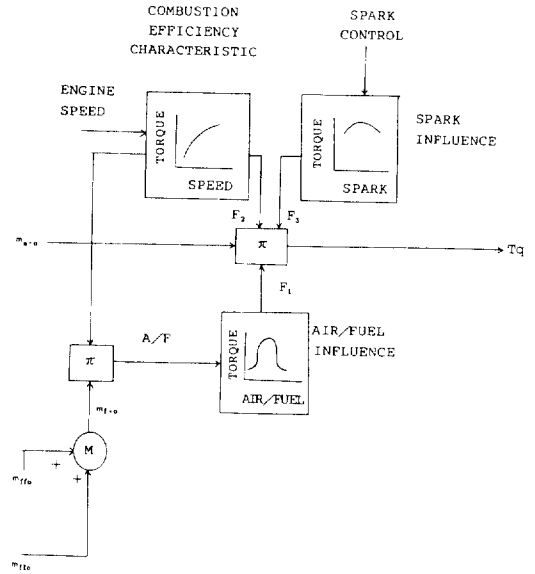


그림 7 연소 모델
Fig. 7 Combustion model

러한 데이터들은 여기서 사용한 모델에 대해서 factor $F_1(\alpha, AF)$ 을 유도하기 위해서 normalize되었다.

점화시기의 영향을 기술하기 위해서 두번째로 normalize된 factor F_2 를 정의했다.

세번째 토오르크 factor인 F_3 는 엔진의 토오르크 발생에 엔진 속도가 영향을 끼친다는 것을 말한다.

세개의 토오르크 factor에 근거하여, 특정한 엔진에 의해 발생한 토오르크에대하여여러가지 엔진 파라미터의 영향을 다음 식으로 시뮬레이션 할 수 있다.

$$T_q = (T_q)_{max} F_1(\alpha, AF) \cdot F_2(SPK) \cdot F_3(N) \quad (39)$$

여기서 $(T_q)_{max}$ 는 엔진에 의해 발생된 최대 토오르크를 나타낸다.

2.4 동력장치

이 모델의 대략도가 그림 8에 나타났다.

부하 토오르크와 엔진 관성 그리고 부하 관성등이 특정한 엔진의 특성이고 입력이다.

엔진의 감속은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{dN}{dt} = \frac{T_q - (T_q)_l - (T_q)_f}{I_e + I_l} \quad (40)$$

여기서 $(T_q)_l$ 은 부하 토오르크, $(T_q)_f$ 는 마찰 토오르크, I_e 는 엔진 관성, I_l 은 부하 관성을 의미한

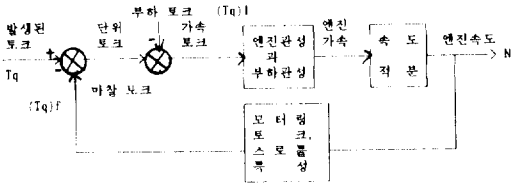


그림 8 동력장치 모델
Fig. 8 Dynamics model

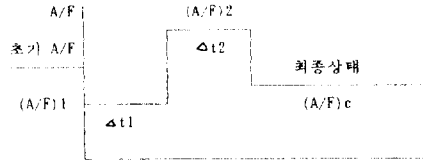


그림 9 공기-연료비 조절방법
Fig. 9 Air-Fuel ratio control strategy

다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션 및 결과

컴퓨터 시뮬레이션에 사용된 식은 아래와 같다. 공기-연료 흡입 장치에 사용된 식은 식 (41) - (43)이다.

$$\Delta Ma.i(s) = k_i \cdot \partial(s) \tag{41}$$

$$\dot{M}a.o(s) = \frac{k_2}{s+k_2} M_{a.i}(s) \tag{42}$$

$$\dot{M}f_i = \frac{1}{(A/F)_c} M_{a.i}(s) \tag{43}$$

흡기다기관에서 사용된 식은 식 (44) - (49)이다.

$$\dot{M}_{f_{fi}}(s) = \eta \cdot M_{f_i}(s) \tag{44}$$

$$\dot{M}_{f_{ti}}(s) = (1 - \eta) M_{f_i}(s) \tag{45}$$

$$\dot{M}_{f_{fo}}(s) = \frac{e^{-(1-0.7\varepsilon_f)\tau_{fs}}}{\varepsilon_f \tau_{fs} + 1} M_{f_{fi}}(s) \tag{46}$$

$$\dot{M}_{f_{lo}}(s) = \frac{e^{-(1-1-0.7\varepsilon_f)\tau_{fs}}}{\tau_{ps} + 1} M_{f_{si}}(s) \tag{47}$$

$$\dot{M}_{fo} = \dot{M}_{f_{fo}} + \dot{M}_{f_{lo}} \tag{48}$$

$$(A/F)_o = \dot{M}_{ao} / \dot{M}_{fo} \tag{49}$$

연소 모델에서 사용된 식은 식 (50) ~ (58)이다[6].

$$af_1 = (80 - 10 * (\dot{M}_{ao} / \dot{M}_a - 1)) * 0.5 / 80 \tag{50}$$

$$\text{if}(AF_o / 14.7 < 0.9) \\ F_1 = 0.05 / 0.1 * (AF_o / 14.7 - 0.9) + 0.95 - af_1 \tag{51}$$

$$\text{else if}(AF_o / 14.7 \geq 0.9, AF_o / 14.7 < 2) \\ F_1 = 0.7386 + 0.2685 * 100(2.42 * (AF_o / 14.7 - 0.9)) - af_1 \tag{52}$$

$$\text{else} \\ F_1 = 0.5 - af_1 \tag{53}$$

$$F_2 = 1659 * \sin(16.3) * 10 * (N - 2500) \tag{54}$$

$$F_3 = 0.9 \tag{55}$$

$$T_q = (T_q)_{\max} * F_1 * F_2 * F_3 \tag{56}$$

$$(T_q)_i = 61 + 37 * (N - 600) / 1400 \\ \text{if}(N \leq 400) \tag{57}$$

$$(T_q)_f = 10 * 4.023 \tag{58}$$

$$\text{else} \\ (T_q)_f = (0.0121418 * N + 5) * 4.023$$

동력장치에 사용된 식은 식 (59)과 (60)이다.

$$N = [T_q - (T_q)_i - (T_q)_f] / (I_i + I_e) \tag{59}$$

$$N = N + \Delta N \tag{60}$$

이 엔진의 기하학적인 파라미터는 다음과 같다.

- 실린더 수 (N_c) = 8
- 실린더 구멍의 지름 (b) = 10.16cm
- 실린더 행정 (L_s) = 8.84cm
- 최대 공기 흐름 (\dot{m}_{a-m}) = 150gm/sec
- 압축비 (γ) = 7
- 흡기 다기관 체적 (V_m) = 2850cm
- 엔진 관성 (I_e) = 1.36×10 dyne-cm-sec/RPM
- 부하관성 (I_i) = 5.42×10 dyne-cm-sec/RPM

부하 토오크는 다음과 같은 특징을 가진다고 가정하였다.

$$(T_q)_i = 61 + 37(N - 600) / 1400$$

다음 데이터는 idling engine에 대한 데이터이다.

- 흡기 다기관 온도 = 330°K
- 흡입 공기 온도 = 320°K
- 쓰로틀 각 = 10°
- 공기-연료 비 = 14.7
- 엔진 속도 = 600 RPM

3.1 쓰로틀의 급격한 변화에 대한 엔진 속도의 변화 고찰

이 엔진 모델을 사용해서 초기 아이들링 상태에

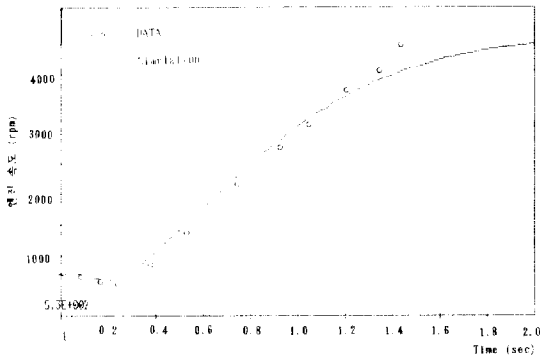


그림 10 과도 상태에서 엔진 속도
Fig. 10 Engine speed in rapid transient

서 엔진을 빠르게 가속한 상태를 시뮬레이션하였다. 이것은, 운전자가 가속 페달을 갑자기 밟아서 쓰로틀을 완전히 연 것과 같다. 이러한 행동은 마이크로 프로세서에 의해서 빠르게 감지되고 원하는 공기-연료 비는(초기 공기-연료비 14.7) 즉시 12.5로 변화해서 많은 연료가 가속을 위해 필요한 힘을 얻기 위해서 엔진 안으로 들어 온다.

여기서는 (A/F)c를 12.5로 일정하게 하고 α 를 시간에 따라 변화시켰을 때 실린더로 들어가는 (A/F)와 엔진속도의 변화를 검토한다.

$$(A/F)c = 12.5$$

$$\text{흡기 온도 } (T_i) = 300^\circ\text{K}$$

$$\alpha = \begin{cases} 10 + 6000t & t < 0.133 \text{ sec} \\ 90 & t > 0.133 \text{ sec} \end{cases}$$

흡기 온도는 초기 온도 320°K 에서 300°K 로 감소되었는데 이것은 쓰로틀 각이 변화함으로써 공기의 흐름이 급격히 증가하였기 때문이다.

이 시뮬레이션에서 얻은 결과는 그림 10에 나타냈다. 엔진 속도는 연료가 증가하는 데 대한 영향이 나타나기 전에 어느 정도 지연된다. Santa Barbara의 Delco Electronics에서 이 시뮬레이션과 비슷한 실험을 구한 엔진 속도에 대한 데이터 값과 일치한다는 것을 알 수 있었다.

3.2 공기-연료비의 변화에 대한 고찰

그림 9에 엔진의 연료를 질게 하거나 연료를 얇게 하는데 전형적으로 사용되는 일반적인 공기-연료 조절 profile을 나타냈다. 엔진의 효율에 대한 Δt_1 , $\Delta t_2(A/F)_1$, $(A/F)_2$ 의 영향을 이 엔진 모델 시뮬레이션에서 결정하였다.

시뮬레이션에서 사용된 세가지 공기-연료 조절 방법에 대응하는 엔진 속도의 변화를 그림 11와

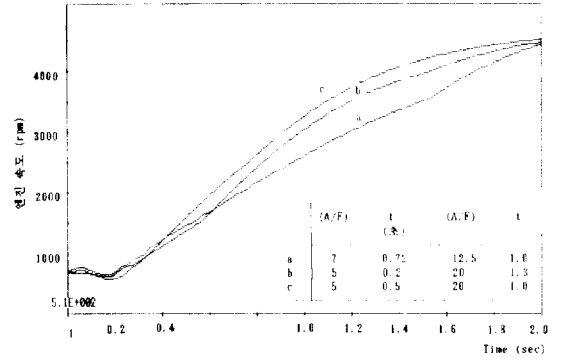


그림 11 세가지 공기-연료비 조절 방법에 의한 엔진 속도
Fig. 11 Engine speed for three Air-Fuel ratio control

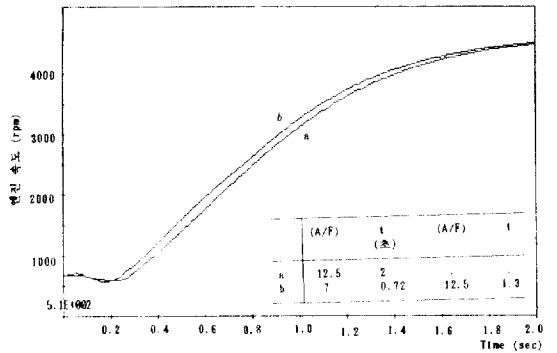


그림 12 공기-연료 비에 의한 엔진 속도
Fig. 12 Engine speed for Air-Fuel ratio

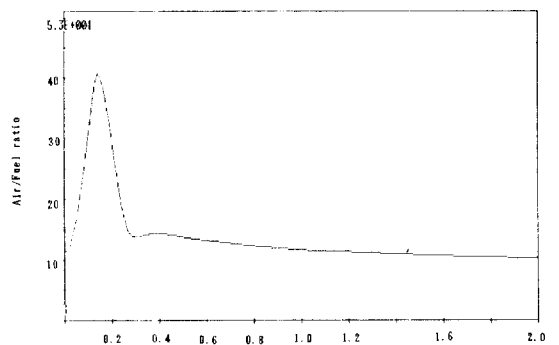


그림 13 과도 상태에서 실린더로 유입되는 공기-연료 비
Fig. 13 Transient Air-Fuel ratio into the cylinder

12에 나타냈다. 그림 11에서 알 수 있듯이 공기-연료 조절 방법 중 그림 c의 경우가 나머지 두 가지 방법과 비교해서 효과적이라는 것을 알 수 있다. 그림 곡선 b와 곡선 a로부터 over-enrichment는 엔진의 속도 지연을 제거하는데 효과적이지 못하다는 것을 알 수 있다. 이 세가지 공기-연료 조절 방법은 최후의 안정 상태까지 거의 같은 시간 지연을 갖는다. 그러나 방법 c는 곡선 a와 b보다 연료를 적게 소비한다. 이러한 결과로부터 효과적인 공기-연료 조절은 바람직한 구동성과 연료의 경제성을 향상시킨다는 것을 알 수 있다.

그림 12에는 공기-연료비 조절 방법에 의하여 과도 상태에서의 엔진 속도 지연을 줄일 수 있는 것을 보여준다. 그림 13에는 과도 상태에서 공기-연료비를 12.5로 하여도 연료의 지연에 의하여 실린더로 유입될때는 인젝터에서 분사된 양과는 틀리다는 것을 알 수 있다.

3. 결 론

본 논문에서는 엔진 제어 장치를 개발하는 데 있어서 실제 엔진과 유사한 동작을 얻을 수 있는 수학적인 엔진 모델을 시뮬레이션하여 이 모델이 자동차의 실제 동작과 유사한 지를 살펴보았다. 이 시뮬레이션을 통해서 얻은 결론은 다음과 같다.

첫째, 연료 흐름의 급격한 변화에 대한 엔진의 속도 변화

1. 연료의 양이 급격히 변함에도 불구하고 연료가 증가할 때 바로 속도가 증가하지 않고 어느 정도 속도 지연이 있었다.
2. 스로틀이 급격하게 변화하는 상태에서 초기에 공기-연료비가 희박하게 되고 속도 지연을 일으키는 요인은 흡기다기관 안에서의 연료의 기화율의 증대와 액체 연료필름의 증가에 따라 실제로 실린더로 유입되는 연료의 증가율은 공기의 증가율에 비해 떨어지기 때문에, 공기-연료비가 희박해지며 이 혼합비에 의해 가속에 필요한 토크가 충분히 발생되지 않기 때문인 것으로 알 수 있었다.

둘째, 빠른 가속시 발생하는 속도 지연을 제거하기 위한 공기-연료 조절.

액체 연료 필름의 지연으로 인한 초기의 얽은 공기-연료를 보상해 주기 위해 세가지 경우를 시뮬레이션 했는데 결과는 다음과 같다.

	$(A/F)_1$	Δt_1 (초)	$(A/F)_2$	Δt_2 (초)	지연시간 (초)
a	5	0.5	20	1.0	0.17
b	5	0.2	20	1.3	0.17
c	7	0.72	12.5	1.0	0.19

여기서 알 수 있는 바와 같이 공기-연료비를 많이 증가시킨다고 해서 속도가 바로 증가하지는 않는다는 것을 알 수 있다.

이러한 두가지 시뮬레이션을 통해서 이 모델의 시뮬레이션의 결과가 자동차의 실제 동작과 유사하다는 것을 알 수 있었다. 그러므로 이 엔진 모델을 엔진 조정 장치를 개발하는 데 유용하게 사용할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

- [1] Cassidy, J.F., "On the Design of Electronic Automotive Engine Controls Using Linear Quadratic Control Theory." GMR Report ET-181, December 5, 1981.
- [2] Tennant, J.A. et al., "Development and Validation of engine model via automatd dynamometer tests," SAE 790118.
- [3] D.J. Dohner, "A mathematical engine model for development of dynamic engine control," SAE 800054.
- [4] R.G. Delosh, K.j. Brewer, L.H. Bush and T.F. W. Ferguson, "Dynamic computer simulation of a vehicle with Electronic Engine Control," SAE 810447.
- [5] Dohner, D.J., "Engine characteristics for the dynamic engine model," GMR Report EG-177, May 30, 1980.
- [6] W.W. Yuen, and H. Servati, "A mathematical engine model including the effect of engine emissions," SAE 840036.
- [7] Obert, E.F., "Internal combustion engines and air pollution," Harper and Row publisher, Inc., New York, 3rd Edition, 1973.
- [8] C.F. Taylor, "The internal-combustion engine in theory and practice," 2nd edition, The M.I.T press, cambridge, Massachusetts.
- [9] Yosheharu Hori, Mizuho Fukuda, and Toichi Kobayashi, "Computer simulation of vehicle fuel economy and performance," SAE 860364.