

흡기포트 분사방식의 가솔린 엔진에서 급가속시 연료 거동에 관한 연구

황 승 환¹⁾ · 조 용 석²⁾ · 이 종 화³⁾

국민대학교 자동차공학전문대학원¹⁾ · 국민대학교 기계자동차공학부²⁾ · 이주대학교 기계 및 산업공학부³⁾

A Study on Fuel Transport Characteristics in a Port Fuel Injected SI Engine during Transient Condition

Seunghwan Hwang¹⁾ · Youngseok Cho^{*2)} · Jonghwa Lee³⁾

¹⁾Graduated School of Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

^{*2)}Department of Mechanical & Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

³⁾Department of Mechanical Engineering, Ajou University, Suwon 442-749, Korea

(Received 28 November 2002 / Accepted 28 February 2003)

Abstract : In this paper, the fuel transport characteristics during transient condition was studied by using a Fast Response Flame Ionization Detector(FRFID). The quantitative measurement method for the inducted fuel mass into cylinder is studied. The inducted fuel mass into the cylinder was estimated by using calculated air-fuel ratio by hydrocarbon concentration of cylinder and air flow model. In order to estimate the transportation of injected fuel from the intake port into cylinder, the wall wetting fuel model was used. The two coefficient(α , β) of the wall-wetting fuel model was determined from the measured fuel mass that was inducted into the cylinder at the first cycle after injection cut-off.

To reduce an air/fuel ratio fluctuation during rapid throttle opening, the appropriate fuel injection rate was obtain from the wall wetting model with empirical coefficients. Result of air/fuel ratio control, air/fuel excursion was reduced.

Key words : Fuel transport(연료거동), Transient condition(과도상태), Wall wetting fuel model(벽류연료모델), Air/fuel ratio control (공연비 제어)

Nomenclature

A : area, m²

C_D : discharge coefficient

[HC] : HC concentration, ppmC1

k : cycle number

m : mass, kg

n : number of moles

P : prssure, kPa

R : gas constant of air

T : temperature, K

V : volume, m³

y : H/C of fuel

Y : residual gas mole fraction

α : ratio of directly inducted fuel mass into cylinder from injected fuel mass

β : ratio of indirectly inducted fuel mass into cylinder from wall wetted fuel film on the wall

γ : specific heat ratio

γ_c : compression ratio

ψ : fuel/air equivalence ratio

*To whom correspondence should be addressed.

shhwang@kookmin.ac.kr

Subscripts

- a : air
- cyl : cylinder
- ex : exhaust gas
- f : fuel
- ind : inducted fuel into cylinder
- inj : injected fuel from injector
- m : manifold
- n : stroke index(1 stroke is 180 crank angle)
- r : residual gas
- s : steady state
- th : throttle
- W : fuel accumulated on the wall

1. 서론

가솔린 엔진의 개발에 있어서 정확한 공연비 제어는 엔진의 운전성 향상 및 배출물 저감을 위해서 대단히 중요하다. 흡기포트 분사 방식의 가솔린 엔진의 경우, 그 사이클에 분사된 연료는 모두 실린더로 유입되지 못하고 일부는 흡기포트에 연료액막을 형성하게 된다. 따라서 실린더로 유입되는 연료량은 그 사이클에 분사된 연료의 일부와 연료액막으로부터 증발한 연료를 합한 양이 된다.¹⁾ 분사한 연료중 실린더로 바로 유입되는 연료량과 연료액막량은 흡기압과 포트 및 밸브의 온도 등 여러 요인에 의해서 변하게 된다.²⁾ 정상상태의 경우 분사한 연료중 실린더로 바로 유입되는 연료량과 연료액막으로부터 증발되어 실린더로 유입되는 연료량이 일정하게 유지되기 때문에 분사한 연료량 만큼 실린더로 유입되어 공연비 제어가 비교적 간단하다. 하지만 과도상태인 경우 분사한 연료중 바로 유입되는 양과 연료액막량이 변화하게 되어 분사한 연료량과 실린더로 유입되는 양에 차이가 발생하게 된다.³⁾ 그 결과 공연비가 희박 또는 과농하게 되며, 심한 경우 부분연소 및 실화가 발생하여 미연탄화수소 배출량을 증가시키게 된다.⁴⁾ 따라서 정확한 공연비 제어를 위해서는 연료액막 거동과 정확한 공연비 측정을 통한 제어알고리즘 개발이 필요하다.

본 연구에서는 급가속시 연료이송현상을 분석하기 위해서 고속응답 미연탄화수소 측정장치(Fast Response Flame Ionization Detector)를 이용하여 사

이클별로 실린더내 미연탄화수소 농도를 측정하여 공연비를 구하고, 모델링으로 실린더로 유입되는 공기량을 예측하여 각 사이클별로 실린더로 유입되는 연료량을 추정하였으며, 실험적 방법으로 구한 벽류연료모델을 사용하여 급가속시 공연비 제어 실험을 수행하였다.

2. 실험장치

본 연구에 사용한 엔진은 4실린더, 1.5리터 DOHC 가솔린 엔진이며, 그 구성은 Fig. 1과 같다. 흡기 포트와 4번 실린더 연소실 압력을 측정하기 위해서 절대압 센서(Kistler,4045A)와 압력 센서(Kistler, 6051B)를 설치하였다. 공연비는 광역산소 센서(Horiba, Mexa-8120)를 사용하여 측정하였으며, 연료소비량을 측정하기 위해서 연료유량계(AVL,730)를 설치하였다.

4번 실린더의 배기가스와 실린더내의 미연탄화수소 농도를 실시간으로 측정하기 위해서 응답시간이 3~4ms로 빠른 FRFID⁵⁾(Combustion Ltd., HFR 400)를 사용하였다. 실린더용 프르부는 스파크플러그 내에 설치되며 중심전극에서 약 7mm정도 떨어진 곳에 위치한다. 배기가스용 프르부는 4번 배기 밸브로부터 50mm 떨어진 곳에 설치하였다.

연구 목적상 모터링이 가능한 동력계(AVL, APA-102)를 설치하였으며 엔진제어를 위해서 연료분사 조절장치(IC5160)와 PC-ECU를 설치하였다. 실험중 각 물리량은 A/D 컨버터에 의해 1° 간격으로 측정되어 PC에 저장된다.

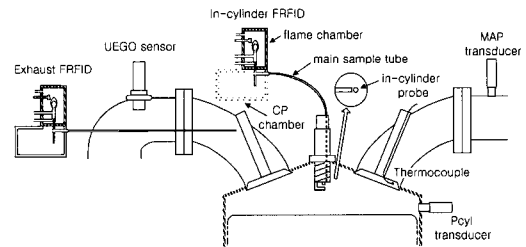


Fig. 1 Schematic diagram of experimental engine

3. 실린더로 유입되는 연료량 추정방법

급가속시 실린더로 유입되는 연료량은 그 사이클

에서의 공연비와 유입된 공기량을 알면 계산을 통해서 구할 수 있다.

급가속시 스로틀로 유입된 공기량과 실린더로 유입되는 공기량에 차이가 발생하므로 측정을 통하여 그 값을 구할 수 없다. 그러므로 공기유입모델을 사용하여 흡입공기량을 구하였으며, 공연비 측정에 널리 사용되고 있는 광역 산소 센서는 그 응답시간이 100ms로 급격한 공연비 변화와 부분연소가 발생한 사이클에서는 정확한 공연비를 측정할 수 없으므로 실린더내 미연탄화수소 농도로부터 공연비를 구하여 사용하였다.

3.1 공기 모델

매니폴드를 검사체적으로 설정하고 질량보존식을 적용하면 식(1)과 같이 된다.

$$\frac{dM_m}{dt} = \dot{m}_{th} - \dot{m}_{cyl} \quad (1)$$

식(1)에서 스로틀 통과 유량은 일차원 압축성 오리피스 유량관계식을 적용하여 구할 수 있다.

만일 매니폴드 챔버의 압력이 초크압력비보다 작으면 유량은 초크가 일어나서 식(2)와 같이 표현되며

$$\frac{P_m}{P_o} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{th} = C_D A_{th} P_o \left(\frac{\gamma}{RT_o}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

반면에 매니폴드 챔버의 압력이 초크압력비보다 크거나 같으면 유량은 초크 되지 않고 식(3)과 같이 된다.

$$\frac{P_m}{P_o} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3)$$

$$\dot{m}_{th} = C_D A_{th} P_o \left(\frac{2}{RT_o}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)^{\frac{1}{2}} * \left\{ \left(\frac{P_m}{P_o}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_m}{P_o}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

이상기체상태식을 사용하여 스로틀 통과 유량과 실린더 유입량과의 관계를 각 실린더의 흡입과정인

1/4사이클 단위로 나타내면 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{th, n+1} - m_{cyl, n+1} = \frac{V_m}{RT_m} (P_{m, n+1} - P_{m, n}) \quad (4)$$

시간스텝 n과 n+1에서 1/4사이클 동안 실린더로 유입하는 공기량(m_{cyl})은 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.⁶⁾

$$m_{cyl, n} = \frac{P_{cyl, n}}{RT_m} * \frac{r_c}{r_c - 1} * \left(1 - \frac{P_o}{r_c P_{m, n}}\right) \quad (5)$$

$$m_{cyl, n+1} = \frac{P_{cyl, n+1}}{RT_m} * \frac{r_c}{r_c - 1} * \left(1 - \frac{P_o}{r_c P_{m, n+1}}\right) \quad (6)$$

식(5)와 식(6)을 매니폴드 압력에 관한 식으로 정리한 후 식(4)에 대입하면 시간스텝 n+1일 때의 실린더 유입량은 식(7)과 같이 된다.

$$m_{cyl, n+1} = \frac{V_m m_{cyl, n} + V_d PR m_{th, n+1}}{V_m + V_d PR} \quad (7)$$

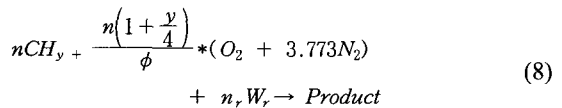
여기에서

$$PR = \frac{P_{cyl}}{P_m} \frac{r_c}{(r_c - 1)}$$

식(6)과 식(7)로부터 매니폴드 챔버의 압력(P_m)을 구하고 식(6)으로부터 흡입공기량을 구할 수 있다.

3.2 FRFID를 이용한 공연비 측정

실린더내에서 혼합가스와 잔류가스가 반응하는 화학방정식을 나타내면 식(8)과 같다.



미연탄화수소의 물분율 정의로부터

$$[HC]_{cyl} = \frac{n}{n + 4.773 * \frac{n(1+\frac{y}{4})}{\phi} + n_r} \quad (9)$$

잔류가스 물분율 정의로부터

$$Y_r = \frac{n_r}{n + 4.773 * \frac{n(1+\frac{y}{4})}{\phi} + n_r} \quad (10)$$

식 (9)와 (10)을 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\phi = \frac{4.773 * \left(1 + \frac{Y}{4}\right)}{\frac{(1 - Y_r)}{[HC]_{cyl}} - 1} \quad (11)$$

위의 식에서 H/C비는 1.87로, 실린더내 미연탄화수소 농도([HC])는 FRFID로 측정값을 사용하였다. 잔류가스량은 FRFID를 사용하여 엔진이 정상적으로 운전될 때 측정된 실린더내의 미연탄화수소 농도 최고 값과 점화신호만을 끊은 후 실린더내의 잔류가스가 모두 제거되고 혼합기만으로 채워졌을 때의 최고 농도 값의 차이로부터 측정하여⁷⁾ 사용하였다.

4. 벽류연료모델

연료 이송 현상을 설명하기 위한 모델로 많이 알려진 것은 벽류연료모델(Wall Wetting Model)이다.⁸⁾ 이 모델에서는 실린더로 유입되는 연료량은 분사된 연료가 그 사이클동안 실린더로 직접 유입되는 양과 연료액막으로부터 증발되어 유입되는 양의 합으로 나타낸다. 이것을 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$m_{ind}(k) = \alpha m_{inj}(k) + \beta m_w(k-1) \quad (12)$$

$$m_w(k) = (1 - \alpha) m_{inj}(k) + (1 - \beta) m_w(k-1)$$

윗 식에서 분사된 연료량은 연료유량계를 이용하여 측정할 수 있으며, 연료액막량은 엔진운전중 점화와 연료분사를 중단한 후 실린더로 유입되는 연료량을 적분하여 구할 수 있다.⁹⁾ 이때 유입된 연료량은 FRFID를 이용하여 실린더내의 미연탄화수소 농도를 측정하고 식 (13)을 사용하여 유입된 질량으로 환산하여 구한다. 윗식에서 모터링시 잔류가스 물분율은 잔류가스 모델⁷⁾로 구하였으며 배기가스의 미연탄화수소 농도는 FRFID를 사용하여 측정하였다.

$$m_{ind} = \frac{([HC]_k - [HC]_{k-1,ex} Y_{r,m}) m_{inj,s}}{1 - Y_r} * \left\{ 1 + 4.773 * \frac{\left(1 + \frac{Y}{4}\right)}{\phi} \right\} \quad (13)$$

벽류연료모델 계수(α, β)는 다음의 방법으로 구할 수 있다. 엔진운전중 연료분사를 정지한 후 첫 번째 사이클에서 연료분사량이 '0'이 되므로 식 (12)에서 α 항은 무시되고 β 항만 남게 된다. 정상상태에서 모델계수 α 와 β 가 상수라고 생각할 수 있으며, 연료분사를 중단한 후 첫 사이클에서 공기유량 및 흡기포트의 온도가 거의 같기 때문에 β 가 정상상태에서와 같다고 가정하면 실린더로 유입된 연료량으로부터 β 를 구할 수 있다.

$$\beta = \frac{m_{ind}}{m_w} \quad (14)$$

정상상태에서 이상적으로 분사한 연료량과 실린더로 유입된 연료량이 같다고 생각할 수 있다. 이를 식 (12)에 대입하고 정리하면 식 (15)와 같이 되며, 여기에 윗식으로부터 구한 β 를 대입하여 α 를 구할 수 있다.(Fig. 2)

$$\alpha = 1 - m_w \frac{\beta}{m_{inj}} \quad (15)$$

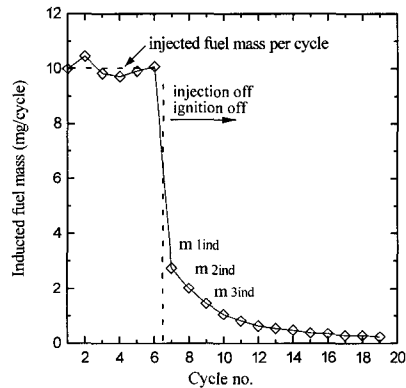


Fig. 2 Illustration of method to calculate wall wetted fuel mass, α and β after injection and ignition cut-off

5. 실험 결과 및 고찰

가솔린 연료는 다른 증기압을 가지는 여러 성분들의 혼합물질이다. 엔진 운전조건에 따라 흡기압과 포트 및 밸브주위의 온도 등이 변하면 연료액막량, α 그리고 β 값이 바뀌어 연료 이송 현상이 변하게 된다. 그러므로 과도상태에서의 연료 이송 현상을 예측하기 위해서 부하 변화에 따른 연료 거동 현상을 분석하였다. 실험은 1500rpm, 냉각수 온

도 80°C, 공연비 14.6에서 bmep를 1.5~6bar까지 1.5bar씩 증가시키며 수행하였으며, 각 시험조건에서 3회 측정된 연료액막량의 평균값을 Fig. 3에 나타내었다.

부하가 증가할수록 연료액막량이 선형적으로 증가하는 형태를 나타내고 있다. bmep 1.5bar인 경우에 비해서 6bar인 경우 연료액막량이 약 4배 증가한 것을 알 수 있다. 부하의 증가에 따라 흡기압은 0.31bar에서 0.7bar로 증가하였으며, 흡기포트의 온도는 약 2.5°C, 밸브의 온도는 약 30°C 정도 증가하였다. 온도의 변화가 그리 크지 않기 때문에 연료액막량은 온도상승에 의한 감소 효과보다 흡기압 증가에 의한 증가 효과가 더 크게 작용하여 증가하는 경향을 보이고 있다.

각 실험조건으로부터 구한 α 와 β 를 Fig. 4에 나타내었다. α 는 엔진부하가 증가할수록 서서히 감소하다 bmep 4.5bar 이후부터 상대적으로 급격히 감소하는 경향을 보이고 있다. β 도 부하 증가에 따라 감소하는 경향을 보이고 있으며 bmep 4.5bar 이후부터는 거의 일정한 값을 나타내고 있다. 두 값이 모두 감소하는 이유는 흡기압 증가에 따라 증발물이 감소하기 때문인 것으로 판단된다.

앞의 실험결과로부터 운전조건에 따라 연료 이송 현상이 변화되는 것을 알 수 있었다. 이와 같은 연료 이송 현상 변화가 급가속시 분사된 연료량과 실린더로 유입되는 연료량의 차이를 발생시키게 되는데 이와 같은 현상을 알아보기 위해 1500rpm에서 스로틀을 0.2ms만에 10.4~100%로 여는 급가속 실험을 하였으며, 이때 연료분사는 흡기압 비례방식으로

제어하였다.

급가속시 측정된 물리량들과 앞에서 서술한 방법으로 실린더로 유입된 공기량과 공연비를 구하고 이로부터 계산된 실린더로 유입되는 연료량을 Fig. 5에 나타내었다.

(a)와 (b)에 스로틀 각도와 흡기압을 나타내었다. 스로틀이 완전히 열릴 때 단면적은 최고 엔진회전속도에서의 유량을 고려하여 설정하게 되므로 1500rpm에서는 스로틀이 약 50% 열렸을 때 흡기압이 1bar가 되었으며, 급가속 후 흡기압이 1bar가 되는데 약 2사이클이 소요되었다. 공기모델을 사용하여 구한 실린더 공기유입량은 28번째 사이클에서 흡기압 증가에 따라 증가하기 시작하였으며, 29번째 사이클에서 흡기압이 1bar로 되어 더 증가하지 않고 그 사이클 이후부터는 일정한 값을 나타내고 있다.

연료분사량은 흡기압에 비례하여 제어되므로 흡기압 증가에 따라 증가하게 되나 약 1 사이클 정도 지연시간이 나타나고 있다(d). 이는 연료분사시점이 120 BTDC 이기 때문에 약 1 사이클 이전의 흡기압에 의해서 연료분사량이 결정되기 때문이다.

실린더내 미연탄화수소 농도로부터 구한 공연비 변화를 살펴보면(c) 급가속 시작 사이클인 28번째 사이클에서 공기유입량은 증가하였으나 연료분사량이 증가하지 않아 희박해지기 시작하며, 공기유입량과 분사된 연료량의 차가 가장 큰 29번째 사이클에서 가장 희박하게 나타났다. 흡기압 1bar에서 이론공연비가 되는 연료량을 분사한 31번째 사이클에서도 16.3으로 희박하며 그 후 약 10사이클 정도 희박한 상태가 지속된다. 응답지연시간을 고려하여

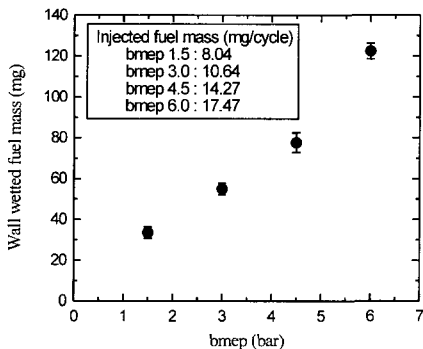


Fig. 3 Wall wetted fuel mass as function of load at 1500rpm, A/F 14.6

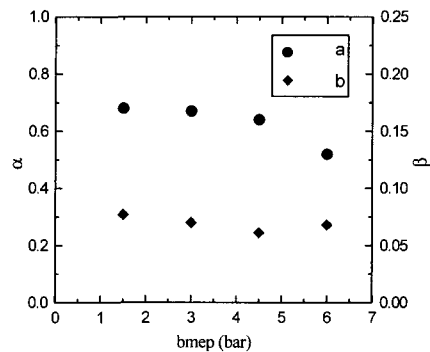


Fig. 4 α and β as a function of load at 1500rpm, A/F 14.6

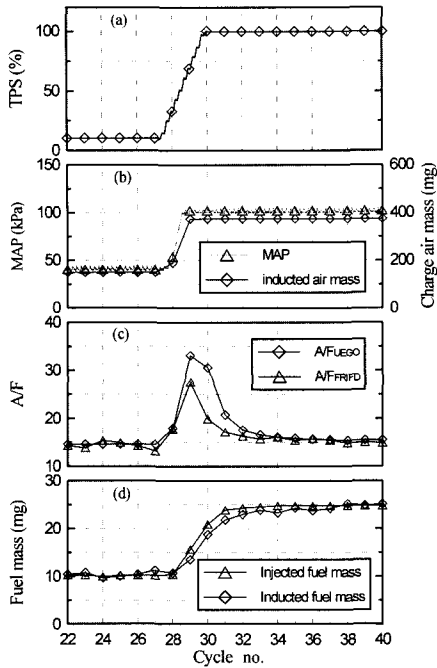


Fig. 5 Fueling behavior for a fast throttle opening at 1500rpm

나타낸 광역산소센서로 측정된 공연비 값과 위의 결과를 비교하면 정상적으로 연소가 일어난 28번째 사이클까지는 두 측정값이 거의 같다. 실린더내 미연탄화수소 농도로부터 계산된 29와 30번째 사이클의 공연비는 27과 20 정도이나 광역 산소 센서로 측정된 결과는 30 이상을 나타내고 있다. 압력신호를 분석한 결과 29번째 사이클에서는 실화가 31번째 사이클에선 부분연소가 발생하였다. 광역 산소 센서는 배기가스의 산소 농도로부터 공연비를 구하므로 실화나 부분연소가 발생하면 높은 산소 농도를 가지는 혼합가스가 그대로 배출되어 부정확한 공연비 값으로 측정되므로 이와 같이 차이가 발생하게 되는 것을 알 수 있다.

측정한 연료 분사량과 앞에서 설명한 방법으로 추정된 연료유입량을 살펴보면 정상상태인 27번째 사이클까지는 두 값에 차이가 나지 않는다(d). 급가속이 시작된 29번째 사이클에서부터 그 차이가 나기 시작하여 약 40번째 사이클까지 지속되며, 최대 약14%정도의 차이를 나타내고 있다. 급가속에 의해서 흡기압이 증가하면 연료액막으로부터의 증발률(β)과 분사한 연료중 그 사이클에 유입되는 비(α)

가 작아지므로 연료액막량이 증가하게 된다. 따라서 급가속 후 분사량보다 실린더 연료유입량이 감소하게 되며, 매 사이클마다 발생된 분사한 연료량과 실린더 연료유입량과의 차이만큼 흡기포트 주위에 연료액막량을 증가시키게 된다. 이와 같은 차이는 연료액막량이 증가하여 감소된 양을 보상할 때까지 지속되며, 본 실험조건에서는 급가속 후 12 사이클이 지난 40번째 사이클까지 연료유입량이 서서히 증가하는 경향을 나타내고 있다.

급가속시 공연비 변화를 줄이기 위해서 앞에서 구한 벽류연료모델을 사용하여 공연비 제어를 하였다. 이 때 운전조건에 따른 벽류연료모델의 α 와 β 는 부하 변동시 측정된 값을 2차 다항식으로 근사한 식을 사용하여 흡기압 변동에 따라 계산하였다.

급가속 공연비 제어 실험은 엔진 회전 속도를 1500rpm으로 고정하고 스로틀을 0.1ms만에 9.4~24.5% (0.3bar~0.8bar)로 여는 조건으로 하였다.

연료분사량은 다음과 같은 방법으로 구했다. 선행실험을 통하여 공기유입량을 구하고 공기유입량으로부터 공연비가 14.6이 될 수 있도록 실린더로 유입되어야 하는 연료량을 계산한다. 벽류연료모델 계수와 초기 연료액막량으로부터 연료분사량을 계산하고 변화된 연료액막량을 계산한다. 분사된 연료량과 실린더로 유입되는 연료량이 같아질 때까지 반복 계산한다.

각 계산값들과 실험결과를 Fig. 6에 나타내었다. 본 실험조건에서는 급가속 후 약 1 사이클 후에 스로틀이 일정한 값으로 되었다. 흡기포트의 체적이 유한하기 때문에 흡기압이 다소 늦게 수렴되어 그에 따라 공기 유입량이 스로틀보다 다소 늦은 시점까지 증가하는 경향을 나타내고 있다.(b)

각 사이클마다 이론공연비가 될 수 있도록 실린더로 유입되어야 할 연료량을 계산하여 (b)에 나타내었다. 공기량과 비례하여 변하는 것을 알 수 있다.

벽류연료모델로부터 구한 연료분사량과 연료액막량을 (c)에 나타내었다. 초기 몇 사이클동안 연료분사량이 정상조건에서 필요한 연료량보다 더 많은 것으로 나타나고 있다. 이는 연료액막량이 작기 때문에 연료액막으로부터 증발되지 못하는 양만큼 분사를 더하여 보상해주어야 하기 때문이다. 연료분

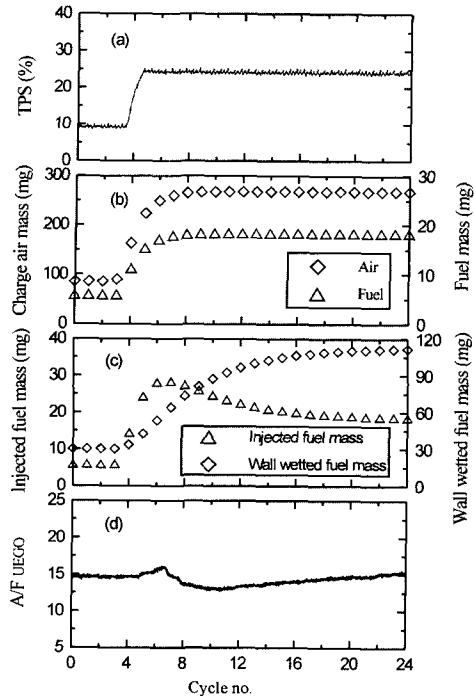


Fig. 6 Result of model based injection control for a fast throttle opening at 1500rpm

사량이 최대값에 도달한 후 천천히 감소하게 되는데 아직 연료액막량이 정상상태에 도달하지 않았기 때문에 이를 보상하기 위해서 연료를 더 분사하는 것이다. 연료액막량은 급가속 후 약 15 사이클 후 일정한 값으로 수렴되는 것으로 나타나고 있다.

이와 같은 연료량으로 제어했을 때 공연비 변화를 광역 산소 센서로 측정하였으며 응답지연시간을 고려하지 않고 (d)에 나타내었다. 초기 2 사이클에서 공연비가 희박하게 나타나는데, PC-ECU가 급가속으로 판단한 후 연료량을 변화시키게 되는데 급가속이라고 판단할 때는 이미 연료를 분사한 후이기 때문에 제어를 하지 못하므로 발생하는 현상이다. 급가속으로 판단한 후 연료량을 제어한 결과 공연비가 13.2 근처까지 변한 후 14.6으로 수렴하는 경향을 보이고 있다. 이는 급가속시 계산한 공기유입량의 부정확성과 그리고 급가속 구간에서는 흡기압이 계속변화하고 있지만 연료량 계산과정에서는 흡입행정동안의 평균 흡기압에 해당되는 연료 모델계수를 사용하기 때문이다. 또한 급가속시 정상상태에서 구한 값을 이용하여 급가속시에 적용하였기

때문이다. 즉 정상상태에서는 흡기포트와 밸브의 온도 그리고 연료액막량이 일정한 상태로 수렴되어 있는 상태이지만 급가속시는 흡기압이 증가하여도 흡기포트와 밸브의 온도가 흡기압 변화 만큼 빠르게 변화하지 않고 또한 연료액막량도 계속 증가하고 있는 상태이다. 따라서 급가속 동안 각 사이클의 흡기압에 대한 α 와 β 는 정상상태로부터 구한 값과 차이가 나므로 이와 같은 요인들에 의해 오차가 발생하는 것으로 판단된다. 하지만 이와 같이 간단한 모델링을 통하여 연료량을 제어한 결과 실화 없이 비교적 정확히 공연비를 제어할 수 있었으며, 급가속 판단 후 연료를 추가로 보상해주는 방법을 적용하여 실험을 수행할 경우 보다 정확한 공연비 제어가 가능할 것으로 판단된다.

6. 결론

흡기포트 분사방식의 가솔린 엔진에서 급가속시 연료거동에 관한 연구로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 일정한 엔진회전속도에서 흡기압 증가에 따라 연료액막으로부터의 증발률(α)과 분사한 연료 중 그 사이클에 유입되는 비(β)가 작아져 연료액막량이 증가하게 된다.
- 2) 실린더내 미연탄화수소 농도로부터 공연비를 계산하고 흡입 공기 모델로 공기량을 구하여 과도 상태에서 실린더로 유입된 연료량을 추정하는 방법을 제시하였으며, 급가속시 흡기압 변화에 의한 연료 이송 현상 변화에 의해서 분사한 연료량보다 실린더로 유입되는 연료량이 최대 14% 정도까지 작아지고 그로 인해서 공연비가 희박해지는 것을 알 수 있었다.
- 3) 벽류연료모델로부터 급가속시 공연비 제어를 수행한 결과 공연비 변화를 10% 내에서 제어할 수 있었으며, 연료액막량이 급가속 후 약 15사이클 후 일정한 값으로 수렴되기 때문에 급가속 후 약 15사이클까지 연료분사량을 보정해야 했다.

References

- 1) Y. Shin, K. Min, W. K. Cheng, "Visualization of Mixture Preparation in a Port Fuel Injection

- Engine during Engine Warm-up," SAE 952481, 1995.
- 2) G. Almkvist, I. Denbratt, G. Josefsson, I. Magnusson, "Measurements of Fuel Film Thickness in the Inlet Port of an SI Engine by Laser Induced Fluorescence," SAE 952483, 1995.
 - 3) J. S. Cowart, W. K. Cheng, "Throttle Movement Rate Effects on Transient Fuel Compensation in a Port-Fuel-Injected SI Engine," SAE 2001-01-1937, 2001.
 - 4) E. W. Curits, C. F. Aquino, D. K. Trumpy, G. C. Davis, "A New Port and Cylinder Wall Wetting Model to Predict Transient Air/Fuel Excursions in a Port Fuel Injected Engine," SAE 961186, 1996.
 - 5) T. Summers, N. Collings, "Modeling the Transit Time of Fast Response Flame Ionization Detector during In-Cylinder Sampling," SAE 950160, 1995.
 - 6) K. S. Park, "Real-time Measurement and Analysis of Airflow Rate for MPI Engine Control," PH. D. Thesis, pp.134-151, Seoul National Univ., 1995.
 - 7) H. S. Cho, J. H. Lee, J. S. Yoo, K. Y. Lee, "A Study on the Prediction Model of Residual Gas Fraction in SI Engines," Transactions of KSAE, Vol.7, No.3, 1999.
 - 8) K. Horie, H. Takahasi, S. Akazaki, "Emissions Reduction during Warm-Up Period by Incorporating a Wall-Wetting Fuel Model on the Fuel Injection Strategy during Engine Starting," SAE952478, 1995.
 - 9) S. H. Hwang, J. H. Lee, J. S. Yoo, "Estimation of Wall Wetting Fuel by FRFID in an SI Engine," Transactions of KSAE, Vol.6, No.3, 1998.