

대형천연가스차량의 공연비제어기 설계를 위한 엔진모델

심한섭*, 이태연⁺

(논문접수일 2003. 3. 13, 심사완료일 2003. 7. 25)

An Engine Model of a Heavy-Duty Compressed Natural Gas Engine for Design of an Air-Fuel Ratio Controller

Hansub Sim*, Teayeon Lee⁺

Abstract

Air partial pressure ratio and inlet air mass flow are influenced by water vapor and gaseous fuel in mixture on Compressed Natural Gas (CNG) engines. In this paper, the effects of the water vapor and the gaseous fuel that change the air mass flow and the air-fuel ratio are studied. Effective air mass ratio is defined as the air mass flow divided by mixture mass flow, and also it is applied to the estimation of the inlet air mass flow and the air-fuel ratio. The presence of the gaseous fuel and the water vapor in the mixture reduces the air partial pressure and the effective air mass ratio of the CNG engines. The experimental results for the CNG engine show that estimation of the air-fuel ratio based upon the effective air mass ratio is more accurate than that of a normal mode.

Key Words : 압축천연가스(Compressed Natural Gas: CNG), 공연비 제어기(Air-Fuel Ratio Controller), 유효공기질량비(Effective Air Mass Ratio), 공연비 추정(Estimation of the Air-Fuel Ratio)

1. 서론

대형 디젤차량에 의한 대기오염 저감을 위해, 오염물질 배출량이 적은 저공해 CNG 차량이 대도시를 중심으로 활발히 보급되고 있다⁽¹⁾. 다음 Fig. 1은 대형 CNG-Bus의 배

기가스 배출량을 디젤엔진과 비교하여 나타낸 것이다. CNG-엔진에서의 배출량은 HC-90.0%, CO-30.0%, NOx-20.0%으로 감소되었고, 특히 대형디젤버스에서 많이 배출되는 매연 등을 포함한 입자상물질(particulate materials: PM)은 10% 이내로 현저히 감소되고 있음을 보여주고 있다.⁽²⁾

* 주저자, 서울산업대학교 자동차공학과 (hansub@snut.ac.kr)

주소: 139-743 서울시 노원구 공릉2동 172

+ 원주대학 동력기계과

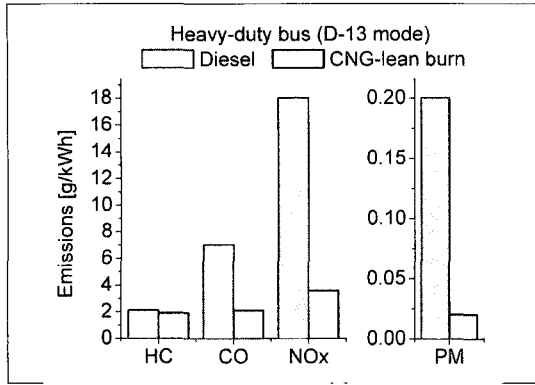


Fig. 1 Exhaust emissions of heavy-duty vehicles

이러한 장점에도 불구하고 CNG-엔진의 공연비제어시스템에 대한 연구는 가솔린엔진에 비하여 상대적으로 미흡하였다^(3,4). 특히, CNG는 연료가 기체상태로 공급되므로, 연료 분사, 혼합기 형성 및 유입에 있어서 많은 차이를 갖고 있다. CNG 연료의 분사 시에는 가솔린 엔진에서 발생하는 벽류거동 현상이 발생하지 않으며, 혼합기를 구성하는 공기, 수분 및 연료들이 기체상태로 존재하므로 한가지 성분의 증감은 다른 기체들의 유입량에 영향을 미치게 된다⁽⁵⁻⁷⁾.

따라서 이 연구에서는 대형 CNG-엔진의 정밀한 공연비 제어를 위하여 혼합기 형성과정에서부터 각각의 성분이 흡입공기량 및 공연비에 미치는 영향을 고려한 엔진모델을 제시하였으며, 실제 엔진을 대상으로 검증시험을 수행하였다.

2. 혼합기 형성 및 유입

2.1 혼합기 형성 및 성분의 영향

스로틀 전면에 믹서가 설치된 대형 CNG-엔진에서는 Fig. 2와 같이 공기와 분사된 기체연료가 믹서에서 혼합기

를 형성하면서 스토틀을 통과하여 흡기매니폴드로 유입되므로, 매니폴드로 흡입되는 혼합기량은 식 (1)과 같이 공기, 수분, 그리고 연료의 합으로 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_{mix,i} = \dot{m}_{ai} + \dot{m}_{wi} + \dot{m}_{fi} \quad (1)$$

전체 혼합기량 중에서 순수한 공기만의 질량비율을 유효 공기질량비로 정의하면, 위 식 (1)으로 부터 다음 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다. 각 성분들은 연속유동이므로 질량비는 질량유량율비로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{mix}} = \left(1 + \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right)^{-1} \quad (2)$$

위 식 (2)에서 \dot{m}_w/\dot{m}_a 는 습도비(humidity ratio)이며, \dot{m}_f/\dot{m}_a 는 연료와 공기의 질량비이다. 유효공기질량비는 혼합기를 구성하는 각 성분들이 질량으로 계산될 수 있으므로, 엔진모델에서는 압력비보다 훨씬 더 효과적으로 사용될 수 있다^(8,9). 또한 혼합기 중에 연료와 수분이 증가할수록 유효공기질량비가 감소됨을 알 수 있으며, 혼합기 중에 포함된 수분과 연료에 의해 감소되는 흡입공기량을 증대시키기 위하여 CNG-엔진에서는 과급기(turbo-charger)가 사용되고 있다.

2.2 흡입공기량

믹서에서 형성된 혼합기 중에서, 매니폴드로 유입되는 순수 공기량은 이상기체에 대한 정상유동 에너지방정과 등엔트로피 유동(isentropic flow) 조건으로부터, 유효공기질량비를 고려하여 다음 식 (3)과 같이 나타내었다⁽⁵⁾.

$$\dot{m}_{ai} = C_D \frac{A_T(a) p_{amb}}{\sqrt{R_a T_{cal}}} \cdot \Phi \cdot F_{wf} \quad (3)$$

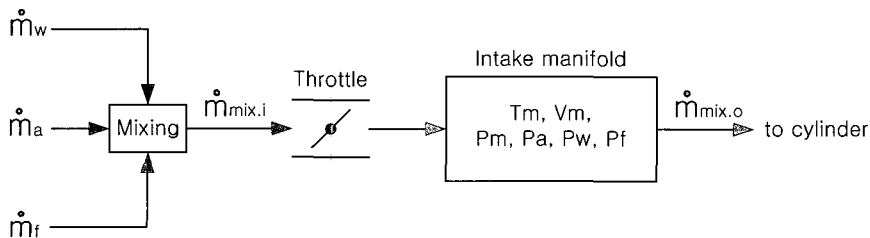


Fig. 2 Mixture formation in intake system for a CNG-engine

식 (3)에서 스로틀 유량계수(CD)는 스로틀 각도(α)와 압력비(pressure ratio)에 대한 함수이며, A_T 는 임의의 스로틀 각도(α)에서 공기가 통과하는 유효단면적이다. 압력비 보정계수(Φ)는 최대유량에 대한 압력비의 영향을 나타내는 계수로서 스로틀 전후의 압력조건에 따라 다음 식 (4)과 같은 값을 갖는다^(10,11).

$$\Phi = \left[\left(\frac{2k}{k-1} \right) \left(\left(\frac{p_m}{p_{amb}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_m}{p_{amb}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (p_m/p_{amb} > 0.528) \quad (4-1)$$

$$\Phi^* = \left[k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (p_m/p_{amb} \leq 0.528) \quad (4-2)$$

F_{wf} 는 매니폴드로 유입되는 혼합기 중에 포함된 수분과 연료량에 의해 실제 흡입공기량이 감소하는 현상을 고려하기 위한 보정계수이며, 다음 식 (5)와 같이 유효공기질량비를 사용하였다.

$$F_{wf} = \frac{m_{ai}}{m_{mix}} = \left(1 + \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right)^{-1} \quad (5)$$

3. 흡기 매니폴드 입력 동특성

매니폴드 내부의 혼합기량은 질량보존법칙으로부터 다음 식 (6)과 같이 유입량과 유출량의 차이로 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{mix,m} = \dot{m}_{mix,i} - \dot{m}_{mix,o} \quad (6)$$

흡기매니폴드에서의 혼합기량은 공기, 수분 및 연료의 합이므로, 유효공기질량비를 이용하여 표기하면 식 (7)과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{m}_{mix,m} = \dot{m}_{am} \left(\frac{m_a}{m_{mix}} \right)^{-1} \quad (7)$$

흡기매니폴드 내부의 혼합기량 변화율은 혼합기 질량에 대한 이상기체방정식을 미분함으로써 식 (8)과 같이 구할 수 있다. 흡기매니폴드 내부의 공기온도 순간변화율은 매우 작으므로 무시할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{mix,m} &= \frac{d}{dt} \left(\frac{p_m V_m}{R_{mix} T_m} \right) \\ &= \frac{V_m}{R_{mix} T_m} \dot{p}_m, \quad \left(\frac{\dot{T}_m}{T_m} \cong 0 \right) \end{aligned} \quad (8)$$

그러므로 식 (7)을 식 (8)에 대입하여 정리하면 매니폴드 압력의 상태방정식은 다음 식 (9)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{p}_m = \frac{R_{mix} T_m}{V_m} \left(\frac{m_a}{m_{mix}} \right)^{-1} (\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao}) \quad (9)$$

매니폴드에서 실린더로 유입되는 공기량은 식 (10)과 같이 속도-밀도(speed-density)방법으로 구할 수 있다.

$$\dot{m}_{ao} = \eta_v \frac{V_d}{2} \frac{N}{60} \frac{p_m}{R_a T_m} \quad (10)$$

식 (10)를 식 (9)에 대입하여 정리하면, 매니폴드압력의 상태방정식은 다음 식 (11)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{p}_m &= \frac{R_{mix} T_m}{V_m} \dot{m}_{ai} \left(\frac{m_a}{m_{mix}} \right)^{-1} \\ &\quad - \eta_v \frac{N}{120} \frac{V_d}{V_m} p_m \left(\frac{R_{mix}}{R_a} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

4. 공연비 추정

4.1 연료 분사량

상용 CNG-엔진의 경우에 인젝터의 연료 분사압력은 0.5~1.0MPa 정도이며, 분사량 제어가 쉬운 초음속(sonic-flow) 조건이 되도록 설정된다. 인젝터의 연료분사량은 다음 식 (12-1)과 같이 나타낼 수 있다⁽¹²⁾.

$$\dot{m}_{fi} = \frac{C_D A_{mj} p_{fi}}{\sqrt{R_f T_{fi}}} \Phi^* \quad (12-1)$$

$$\Phi^* = \left[k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad \text{sonic-flow} \quad (12-2)$$

위 식 (12-1)은 초음속 조건에서의 정상상태 연료분사량이며, 실제 인젝터는 고속으로 ON/OFF 동작을 반복하면서 연료를 분사하는 비정상유동이므로 인젝터의 연료분사량은 시험결과를 이용하는 것이 매우 효과적이다. 연료온도가 일정한 경우, 초음속 조건에서 연료의 동적분사량은 다음 식 (13)과 같이 분사압력과 구동시간비율(Duty, %)의 함수로

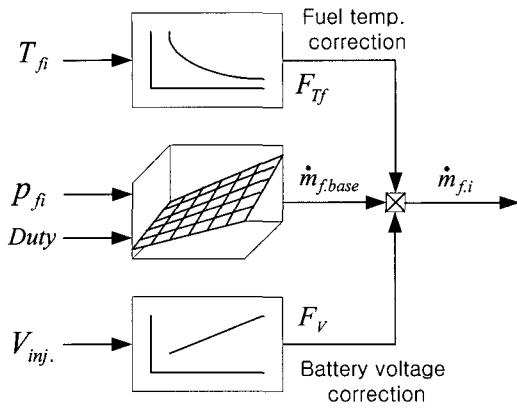


Fig. 3 Estimation of fuel injection rate

표현될 수 있다.

$$\dot{m}_{f,base} = f(p_{f,i}, Duty) \quad (13)$$

식 (13)의 연료 분사량은 온도와 구동전압이 일정한 분사조건에서 구한 실험값이므로 실제 작동 조건에 대한 보정값이 필요하다.

분사온도 및 구동전압을 고려한 인젝터의 연료 분사량은 식 (14)과 같이 간략하게 나타낼 수 있고, 그림으로 나타내면 Fig. 3과 같다.

$$\dot{m}_{\bar{f}} = \dot{m}_{f,base} \cdot F_{T,inj} \cdot F_V \quad (14)$$

연료분사량은 온도에 따라 밀도가 변화되므로, 온도 변동에 대한 연료분사량 보정계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{T,inj} = \sqrt{\frac{T_{f,base}}{T_{f,inj}}} \quad (15)$$

축전지 전압 보정계수(FV)는 구동전압을 변화시키면서 분사되는 연료량을 측정하여 다음 식 (16)과 같이 계산할 수 있다.

$$F_V = \frac{[\dot{m}_{f,inj}]_{real, V}}{[\dot{m}_{f,inj}]_{base, V}} \quad (16)$$

4.2 공연비 추정

흡입공기와 분사된 연료가 스로틀 전면의 믹서에서 균일한 혼합기를 형성하므로, 정상상태에서는 다음 식 (17)과

같이 혼합기 형성에서 연소후 배출시 까지 공연비는 일정하다고 할 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{m}_{ai}}{\dot{m}_{\bar{f}}} = \frac{\dot{m}_{a,cyl}}{\dot{m}_{f,cyl}} = \frac{\dot{m}_{a,exh}}{\dot{m}_{f,exh}} \quad (17)$$

또한, 대형 CNG-엔진에서 공연비는 혼합기가 형성되는 믹서에서 결정되므로, 스로틀 흡입공기량 식 (3)을 인젝터 연료분사량 식 (14)으로 나눈 값으로부터 식 (18)과 같이 추정되어야 한다.

$$\left[\frac{A}{F} \right]_{SPI} = \frac{\dot{m}_{ai}}{\dot{m}_{\bar{f}}} \quad (18)$$

5. 토크 생성 및 엔진의 동특성

5.1 토크생성 및 엔진의 회전

엔진의 토크(회전력)에 영향을 주는 주요 인자들은 여러 가지가 있으나, 이 논문에서는 점화시기와 공연비의 영향을 고려한 다음 식 (19)을 사용하였다^(3,4). 식 (19)은 엔진에서 발생하는 토크가 흡입공기량에 비례하며, 공연비와 점화시기의 변화에 따라 변동되고, 혼합기 형성부터 점화에 의한 토크생성까지의 지연시간에 영향을 받음을 알 수 있다.

$$T_i = C_T \frac{\dot{m}_{ao}(t - \Delta t_{IT})}{N(t - \Delta t_{IT})} \cdot C_{A/F}(t - \Delta t_{IT}) \cdot C_{SA}(t - \Delta t_{ST}) \quad (19)$$

엔진 회전속도에 대한 상태방정식은 Newton의 운동방정식으로부터 다음 식 (20)과 같이 나타낼 수 있다⁽⁴⁾. 도시토크(T_i)에서 마찰과 펌핑손실($T_{f,a,p}$), 그리고 부하손실(T_L)을 제외한 토크만이 엔진 회전에 영향을 미친다.

$$I_e \cdot \dot{\omega}_e = T_B - T_L = [T_i - T_f - T_a - T_p] - T_L \quad (20)$$

5.2 엔진 동특성과 시간관계

엔진에서 특정 사건(event)을 기준으로 발생하는 여러 가지 상태들은 크랭크 각도와 밀접한 관계가 있으며, 크랭크 각도 변화를 시간으로 환산하기 위해서는 식 (21)과 같은 과정이 필요하다.

$$\Delta t = \frac{\Delta\theta}{360} \frac{60}{N_e} = \frac{\Delta\theta}{6 N_e} \quad (21)$$

인젝터에서 분사된 연료는 믹서에서 혼합기를 형성하면서 공연비를 변화시키고, 흡입과정에서 실린더 내부로 유입되며, 압축-연소과정에서 토크에 영향을 미친다. 연소과정에서 생성된 고온-고압 연소가스의 팽창력에 의한 토크발생까지의 시간지연은 다음 식 (22)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta t_{IT} = & \frac{\rho_f l_{f,hose} A_{f,hose}}{\dot{m}_{f_i}} \\ & + \frac{120(V_{mixer} + V_{man})}{\eta_{v,a} V_d N_e} \left(\frac{m_a}{m_{mix}} \right) \\ & + \{ (TDC - IC) + 45 \} \frac{1}{6 N_e} \end{aligned} \quad (22)$$

점화시점(spark advance: SA)으로부터 토크발생(ATDC 45°)까지의 시간지연은 다음 식 (23)과 같다. 연소속도 변동에 의한 점화지연의 영향은 식 (23)의 시간지연에 비하여 매우 작다고 가정하여 고려하지 않았다.

$$\Delta t_{ST} = (SA + 45^\circ) \frac{1}{6 N_e} \quad (23)$$

인젝터에서 분사된 연료가 믹서에서 혼합기를 형성하고, 엔진으로 유입되어 연소과정을 거친 후에 배기매니폴드에 설치된 산소센서에서 공연비를 검출하기까지의 시간지연은

다음 식과 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta t_{f \rightarrow \lambda} = & \frac{\rho_f V_{f_i,hose}}{\dot{m}_{f_i}} \\ & + \frac{120(V_{mixer} + V_{man})}{\eta_v V_d N_e} \left(\frac{m_a}{m_{mix}} \right) \\ & + \frac{120}{N_e} + \frac{\rho_{exh} V_{exh,man}}{m_{exh}} + \tau_{sensor} \end{aligned} \quad (24)$$

6. 시험 및 결과

6.1 시험장치 및 조건

이 논문에서 고찰한 CNG-엔진 모델에 대한 검증시험은 Fig. 4와 같은 대형상용차량에 적용되는 12,000cc CNG-엔진에서 수행하였으며, 이 엔진에 대한 기본사양은 Table. 1에 표기하였다. 시험용 CNG-엔진은 직렬 6-기통 엔진으로 압축비는 9.5이며, 이론공연비 영역에서 시험하였다. CNG-인젝터는 구동주파수가 엔진회전속도와 비례관계에 있으며, Duty는 흡입공기량에 따라 제어된다. 흡기장치는 과급기가 없는 자연흡입방식이다.

6.2 시험결과

CNG-엔진모델에 대한 검증시험을 위하여, 엔진운전에 필요한 기본연료량 및 점화시기를 결정하기 위한 기본시험

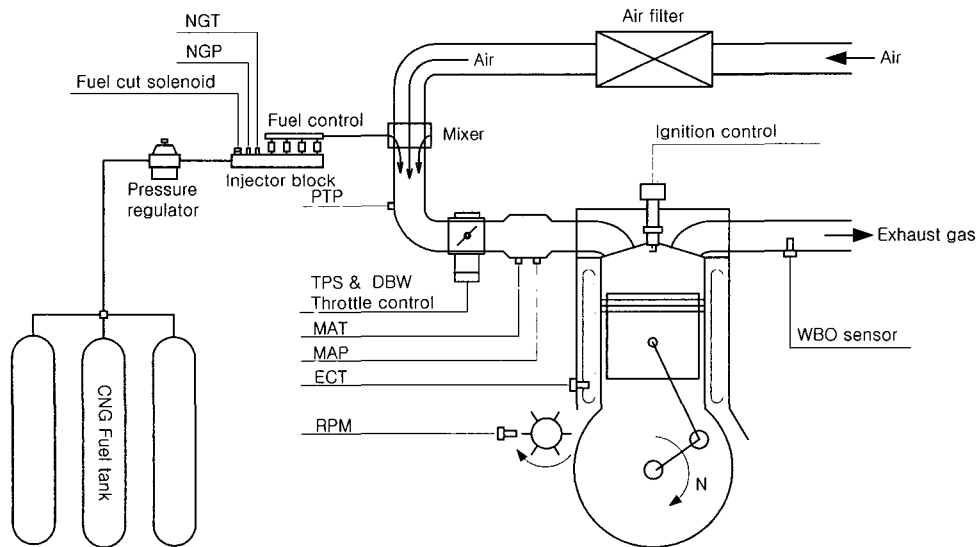


Fig. 4 A schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Basic specifications of a CNG-engine

Item		Specifications
Type		In-line, 6-cylinder
Displacement [cc]		12,000
Compression ratio		9.5
Firing order		1-5-3-6-2-4
Valve timing	Intake	-5° ~ +35°
	Exhaust	-43° ~ +5°
Fuel control valve		SPI014, 12V
Throttle		Ψ60, PWM control
Intake system		Natural aspired system

을 수행하였다.

Fig. 5는 정상상태 운전조건($\lambda=1.0$)에서 CNG-엔진의 연료 분사량을 보여주고 있다. 연료량은 다양한 엔진조건에 따라 1.05 ~ 11.17g/sec까지 변화되었다.

Fig. 6은 CNG-엔진의 최적점화시기를 나타내고 있으며, 점화시기는 BTDC 10 ~ 27°까지 변화되었으며, 다른 SI-엔진의 경우와 유사하게 엔진부하와 회전속도가 감소할수록 진각(advance)되는 경향을 보여주고 있다.

Fig. 7은 정상상태 운전조건(MBT, $\lambda=1.0$)에서의 유효공기질량비를 표시한 것이며, 유효공기질량비 측정값은 시험조건에 따라 약간의 차이가 있으나 추정값($F_{wf}=0.922$)과 유사하게 나타났다.

이 시험결과로부터 CNG-엔진 흡기장치와 같이 일정한 공간에서 혼합기 중의 연료와 수분에 따라 엔진으로 유입되는 흡입공기량이 증감되는 것을 확인할 수 있었으며, 이 논문에서 제시한 유효공기질량비를 이용한 흡입공기량 예측 방법이 상당히 타당성이 있음을 확인하였다.

Fig. 8은 CNG-엔진모델에 대한 검증시험을 위한 과도상태 등속엔진조건(1500rpm) 중에서 스로틀 제어와 이에 따른 엔진의 매니폴드압력(MAP)을 표시한 것이다. 스로틀은 직류모터를 이용하였으며, 펄스폭변조(PWM: pulse-width-modulation)법으로 제어하였다. 스로틀 각도는 12 ~ 27°까지 제어하였으며, 이에 따라 CNG-엔진의 매니폴드압력은 25 ~ 85kPa까지 변동되었다.

Fig. 9는 시험조건 Fig. 8에서 배기매니폴드에서의 상대공연비(λ)를 측정된 것이며, 예측값과 비교하여 나타내었다. 상대공연비의 측정값은 스로틀 급변동(tip-in, tip-out) 시에는 0.97 ~ 1.08이며, 스로틀 급변동 후 정상상태에서는

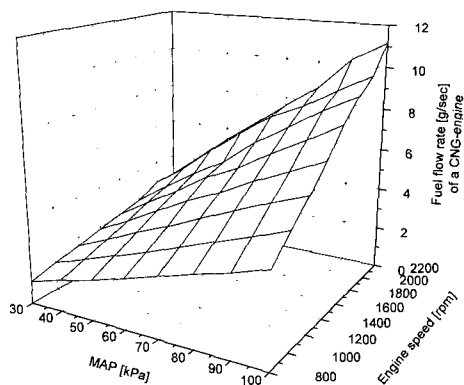


Fig. 5 Fuel flow rate in a CNG-engine ($\lambda=1.0$)

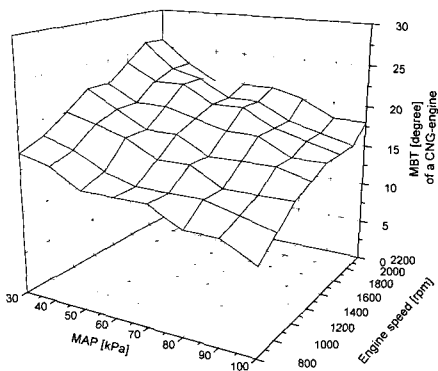


Fig. 6 Spark time for various engine conditions (MBT, $\lambda=1.0$)

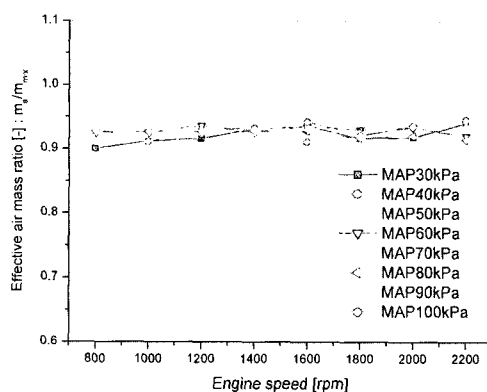


Fig. 7 Effective air mass ratio for various engine conditions ($m_a/m_f=17.23$, $m_w/m_a=0.027$)

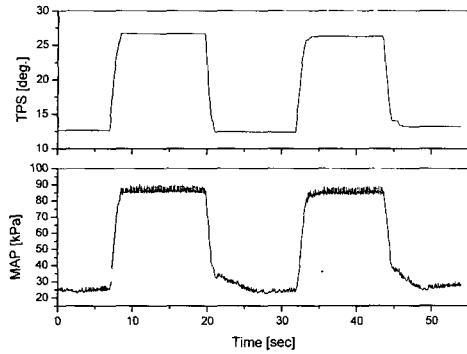


Fig. 8 TPS and MAP at constant engine speed (1500rpm)

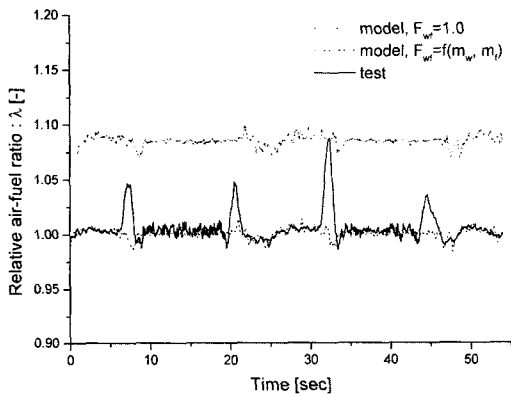


Fig. 9 Relative air-fuel ratio at constant engine speed (1500rpm)

1.0±0.02로 나타났다. 유효공기질량비를 고려한 상대공연비 예측값(model($F_{wf}=f(m_w, m_f)$))은 1.0±0.02로서 수분과 연료의 영향을 고려하지 않은 상대공연비 예측값(model($F_{wf}=1.0$)) 1.06~1.10에 비하여 실험값과의 오차가 감소되었다. 이와 같이 수분과 연료의 영향을 고려하지 않은 모델의 검증시험에서 상대공연비 오차가 증가한 것은 혼합기 중에 수분과 연료가 존재하므로 이에 해당하는 양만큼 흡입 공기량이 감소되는 것을 반영하지 않았기 때문으로 판단된다.

7. 결론

대형 수분 및 연료 등 혼합기 성분의 영향을 고려한 CNG 엔진에 대한 엔진모델링 및 시험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 수분과 연료의 증감에 의한 흡입공기량의 변화를 규명하기 위하여 전체 혼합기량 중에서 순수 공기량 만의 비율인 유효공기질량비를 제시하였다.
- (2) 유효공기질량비를 CNG-엔진 모델에 적용하여 흡입공기량, 흡기매니폴드압력, 토크, 공연비 등의 엔진성능에 관한 예측 정밀도를 향상시킬 수 있었다.
- (3) 혼합기 중의 흡입공기량은 수분 및 연료의 영향으로 변화되는 것을 다양한 조건의 정상상태 엔진시험을 통하여 확인하였으며, 측정값과 예측값이 유사하였다.
- (4) 과도상태 엔진시험에서는 혼합기 성분을 고려한 이 논문의 모델이 기존의 모델에 비하여 공연비 예측성능이 향상됨을 확인하였으며, 이 연구에서 제안한 CNG-엔진 모델이 기존의 모델에 비하여 정확한 엔진성능의 예측이 가능하며, 공연비 제어성능을 향상시킬 수 있을 것이다.

Nomenclature

- A : 면적(area), m^2
- k : 비열비(specific heat ratio)
- m : 질량(mass), kg
- M : 분자량(molecular weight)
- p : 압력(pressure), Pa
- R : 기체상수(gas constant), $kJ/kg \cdot K$
- T : 온도(temperature), K
- V : 체적(volume), m^3
- λ : 상대공연비(relative air-fuel ratio)

Subscripts

- a : 공기(air)
- f : 연료(fuel)
- w : 수분(water vapor)
- i : 유입(input)
- o : 유출(output)
- man : 매니폴드(manifold)
- mix : 혼합기(mixture)

참고 문헌

- (1) Koraen Association for Natural Gas Vehicles, <http://>

- www.kangv.org/
- (2) Kyuhoon, 2000, "Development of a CNG Engine for a Heavy-duty Commercial Vehicles", *Proceeding of 8th Next Generation Vehicle Workshop, KATI*.
 - (3) Cho, D. I. and Hedrick, J. K., 1989, "Automotive Powertrain Modeling for Control", *SAE paper*, Vol. 111, pp. 568~576.
 - (4) Yoon, P. J. and Sunwoo, M. H., 2001, "A Nonlinear Dynamic Modeling of SI Engines for Controller Design", *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 26, No. 2/3, pp. 277~297.
 - (5) Sim, H. S. and Sunwoo, M. H., 1999, "An Inlet Air-Mass Flow Modeling for an Effective Air-Mass Ratio on a Gaseous-Fuel Engine", *Autumn conference proceeding, Korea automotive technology institute*, Vol. 1, pp. 126~131.
 - (6) Sim, H. S. and Sunwoo, M. H., 1999, "Development of an Engine Modeling and an Engine Control Module for an LPG engine", *Trans. of KSAE*, Vol. 7, No. 9, pp.1~9.
 - (7) Lee, T. Y. and Sim, H. S., 1999, "Air-Fuel Ratio Control Characteristics of an LPG Engine at Idle", *Trans. of KSMTE*, Vol. 8, No. 5, pp. 30~35.
 - (8) Gangopadhyay, A. and Meckl, P., 1997, "Modeling, Validation and System Identification of a Natural Gas Engine", *Proceedings of ACC*, Albuquerque, New Mexico, Vol. 1, pp. 456~466.
 - (9) Weeks, R. W. and Moskwa, J. J., 1994, "Transient Air Fuel Rate Estimation in a Natural Gas Engine Using a Nonlinear Observer", *SAE940759*.
 - (10) Cho, J. H., 1994, *New Thermodynamics*, Dongmoungsa.
 - (11) Heywood, J. B., 1998, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill.