

< 기술논문 >

포트분사식 이륜차 엔진의 연료 분사시기에 따른 연료 증발 특성

이기형[†] · 강인보* · 김형민* · 백승국**
(2005년 4월 22일 접수, 2005년 11월 15일 심사완료)

Fuel Evaporation Characteristics of a Port Injection Type Motorcycle Engine with Changing Fuel Spray Timing

Kihyung Lee, Inbo Kang, Hyungmin Kim and Seungkook Baik

Key Words: Motorcycle(이륜자동차), Fuel Evaporation(연료증발), Equivalence Ratio(당량비), Port Fuel Injection (흡기관연료분사)

Abstract

This study investigates the characteristics of spray, such as evaporation rate and spray trajectory, for a 4-hole injector which is applied to a 4-valve motorcycle gasoline engine. Three dimensional, unsteady, compressible flow and spray within the intake-port and cylinder have been simulated using the VECTIS code. Spray characteristics were investigated at 6000 rpm engine speed. Furthermore, we visualized fuel behavior in the intake-port using a CCD camera synchronized with a stroboscope in order to compare with the analytical results. Boundary and initial conditions were employed by complete 1-D simulation of the engine using the WAVE code. Fuel was injected into the intake-port at two time intervals relative to the position of the intake valves so that the spray arrived when the valves were closed and fully open. The results showed that the trajectory of the spray was directed towards the lower wall of the port with injection against the closed valves. With open valve injection, a large portion of the fuel was lifted by the co-flowing air towards the upper half of the port and this was confirmed by simulation and visualization.

기호설명

ω : species mass rate
 r_d : drop radius
 T : Taylor number
 Z : Ohnesorge number
 We : Weber number
 Re : Reynolds number
 T_B : droplet boiling point
 We_{im} : Weber number of the impinging droplet
 α : incidence angle
 $We_{cr,w}$: critical Weber number in wet wall(= $1320La^{-0.18}$)
 $We_{cr,d}$: critical Weber number in dry wall(= $5624La^{-0.18}$)

ρ : local density
 La : drop Laplace number(= $\rho_a \sigma D_d / \mu_d^2$)
 t : time
 U : local mass-averaged velocity
 μ_L : molecular dynamic viscosity
 μ_t : molecular turbulent viscosity
 p : pressure
 F_i : body force
 k : turbulent kinetic energy
 H : enthalpy
 q : heat flux
 Pr : Prandtl number
 σ_H : turbulent Schmidt number

[†] 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학과
 E-mail : hylee@hanyang.ac.kr
 TEL : (031)418-9293 FAX : (031)406-5550

* 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 케피코(주) 기술연구소

1. 서론

최근 가격이 저렴하고 사용이 편리하다는 장점

으로 인하여 사용이 증가되고 있는 이륜차에 대하여 국제적으로 배기규제가 강화되고 있다. 이에 따라 전 세계적으로 4행정 이륜차용 엔진에 대한 연구에 박차를 가하고 있으며, 일본에서는 승용차에 사용되는 포트분사 방식이 이륜차용 엔진에 그대로 적용되고 있는 실정이다.⁽¹⁾ 국내에서도 기존엔진 대비 5% 이상의 연비향상과 Euro2 배기규제를 만족시키기 위한 전자제어엔진 시스템 개발에 대한 관심이 고조되고 있다.

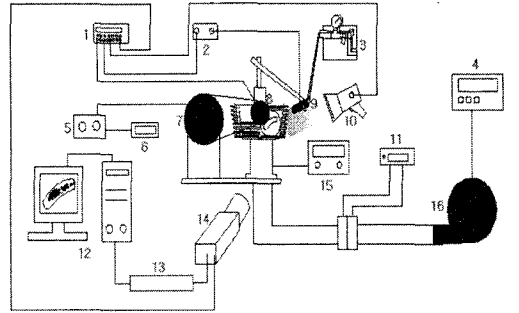
흡기포트분사 방식 가솔린 엔진의 경우, 분사된 연료는 그 사이클에 모두 실린더로 유입되지 못하고 일부는 흡기포트에 연료 액막을 형성하게 된다. 그 결과 공연비가 희박 또는 과농하게 되며, 심한 경우 부분 연소 및 실화가 발생하여 미연탄화수소 (UHC) 배출량을 증가시키게 된다. 즉, 밸브 리프트나 유동장의 변화와 같은 주위 분사 조건들은 흡기포트 내에 분사된 연료의 분무형상과 거동을 변화시킴으로서 공기와의 혼합기 형성 과정이나 분사각, 분무 관통도와 같은 분무 특성에 영향을 주게 된다. 따라서 최적의 연소상태를 만족시키기 위해 인젝터의 부착위치 및 분사시기의 설계 인자를 설정하는 연구가 필요하다.⁽²⁾

본 연구에서는 실제 흡기포트내에서의 분사시기에 대한 연료거동을 측정하기 위해 CCD 카메라를 이용하여 인젝터와 광원을 동기시켜 연료 거동을 촬영하였으며, 3차원 CFD code인 VECTIS를 이용하여 각 조건에 따라 연료거동과 연료증발률, 벽면부착률, 당량비 등과 같은 분무 특성을 연구함으로써 전자제어식 이륜차용 엔진에 최적한 인젝터 부착위치와 분사시기를 연구하고자 하였다.

2. 실험장치 구성 및 실험방법

2.1 흡기포트 내의 연료 거동 측정 장치

본 연구에서 구성한 연료거동 측정장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 주요 구성품으로는 흡기포트 내를 촬영하기 위한 CCD 카메라, 인젝터 분사시기와 동기되는 스트로보스코프, CCD에서 나오는 출력을 증폭시켜주는 제어기, 동기를 위하여 만든 C++프로그램으로 구동되는 카운터보드 그리고 화상을 디지털화하는 이미지보드로 구성되어있다. 한편, 엔진의 회전수를 조절하기 위해 DC 모터, 인버터 그리고 벨트와 기



- 1. DG 535
- 2. Injector Driver
- 3. Fuel pump
- 4. Inverter(fan)
- 5. Inverter(DC motor)
- 6. Tachometer
- 7. DCMotor
- 8. Encoder
- 9. Injector
- 10. Stroboscope
- 11. Diff. Pressure Meter
- 12. Computer
- 13. Image Board
- 14. CCD Camera
- 15. Vacuum Meter
- 16. Vacuum Fan

Fig. 1 Schematic diagram of fuel behavior measurement device

Table 1 Spray and valve timing (CAD=Crank Angle Degree, 0 CAD=compression TDC)

	start of injection
CVI	62 CAD
OVI	296 CAD
I/O/IVC	296 CAD/640 CAD
EVO/EVC	76 CAD/424 CAD

어를 이용하여 가시화 실험장치를 구성하였으며, 최적의 분사각도를 설정하기 위해 인젝터를 여러 위치로 조절할 수 있는 인젝터바디를 제작하였다.

2.2 실험방법

엔진회전속도를 6000 rpm으로 일정하게 유지한 후 인젝터 부착각도를 37°로 고정하였고, 연료 분사시기를 조절하여 연료의 거동을 촬영하였다. 연료 분사시간은 모두 4ms로 고정하였으며, 연료는 흡기밸브의 위치와 상관적으로 2가지 조건에서 분사하였다. 흡기밸브가 모두 닫혔을 때 (CVI : Closed Valve Injection), 흡기밸브가 완전히 열릴 때 (OVI : Open Valve Injection) 연료가 밸브에 도착하는 시기를 기준으로 연료분사시간을 설정하였다. 각 조건에 대한 분사시기와 밸브타이밍은 Table 1에 나타내었다.

3. 수치해석

수치해석은 Ricardo 사의 상용 프로그램인 VECTIS 3.7을 사용하여 유동과 분무계산을 동시

에 수행하였다. 수렴조건은 감시점에서 residual 값이 1×10^{-6} 이하일 때이며, 계산의 정확성을 위해 timestep을 0.1°로 설정하였고 각 단계마다 수렴회수는 5회로 설정하였다.

3.1 유동수치해석

비정상, 압축성 유동을 계산하기 위해 PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators) 알고리즘을 사용하였으며, 난류 유동 문제해결을 위해 식 (1)~(3)과 같은 지배 방정식이 사용되었다.

연속방정식 (1)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = S_d^m$$

where, S_d^m : mass contribution due to evaporation from the liquid phase

운동량방정식 (2)

$$\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i U_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} [(\mu_L + \mu_t) (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij})] - \frac{\partial(p + \rho k)}{\partial x_i} + F_i + S_d^U$$

where, S_d^U : momentum contribution from the liquid phase

$$F_i = -\rho g_i$$

에너지방정식 (3)

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} [(\frac{\mu_L}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_H}) \frac{\partial H}{\partial x_i}] + \frac{\partial p}{\partial t} + S_d^H + q_w + \omega_{ext} H_{ext} + q_{rad}$$

where, S_d^H : energy contribution from the liquid phase

표준 k-ε 난류 모델⁽³⁾이 적용되었으며, PISO 알고리즘⁽⁴⁾은 운동량 방정식에서의 압력값을 교정하기 위해서 사용되었다. 압력과 속도와 상관된 유동을 계산하기 위해 운동량 방정식은 현존하는 압력으로 예측되는 속도를 산출하는 방식으로 계산되어지는데 이러한 방식은 연속성을 만족시키지 못하고, 각각의 격자 내에서 초과된 유량은 압력보정을 위해 사용되어진다. 하지만 PISO 알고리즘에서는 두 번째 압력과 속도 보정은 다

음 단계의 운동량이 예상되어지기 전에 얻어진 다. 이러한 이유로 다음 단계의 계산을 시작하기 전에 더욱 더 정확한 결과를 제공할 수 있다.

3.2 분무수치해석

수치해석에서 사용한 연료의 분사 속도는 동일 분사 기간에서 1000회 동안 분사되는 연료량을 메스실린더에 담아 체적으로 측정 한 후 질량으로 환산 된 결과를 사용하여 계산하였다. 초기 SMD (Sauter Mean Diameter)는 nozzle hole 지름으로 가정하였으며 액적 분포는 χ^2 distribution⁽⁵⁾을 적용하여 계산하였다.

3.2.1 분열모델

분사된 연료의 분열 모델은 Kelvin-Helmholtz 이론을 사용하였고 파동분열의 wave length와 frequency는 식 (4), (5)에 나타내었다.

$$A_{KH} = \frac{9.02 r_d (1 + 0.45 \sqrt{Z}) (1 + 0.4 (T)^{0.7})}{(1 + 0.865 We^{1.67})^{0.6}} \quad (4)$$

$$\Omega_{KH} = \frac{0.34 + 0.385 We^{1.5}}{(1 + Z)(1 + 1.4 T^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_d r_d^3}} \quad (5)$$

여기서,

$$T = Z \sqrt{We}$$

$$Z = \sqrt{We} / Re$$

안정화 된 액적의 크기는 Kelvin-Helmholtz의 wave length에 비례하는 것으로 가정되었으며, 새로 생성된 액적의 사이즈는 식 (6)에 나타내었다.

$$r_{d,stable} = \begin{cases} B_O A_{KH} & (A_{KH} \leq r_d) \\ \min((\frac{3\pi r_d^2 U_r}{2\Omega_{KH}})^{1/3}, (\frac{3r_d^2 A_{KH}}{4})^{1/3}) & (A_{KH} \geq r_d, once) \end{cases} \quad (6)$$

여기서, 식 (6)의 첫 번째 식은 작은 액적이 가장 빠르게 성장하고 가장 불안정한 표면과의 파장에 비례하여 형성된다고 가정 한 것이고, 두 번째 식은 큰 액적에 적용되는 것으로 교란은 일정한 주파수를 가지고 액적 크기는 표면파에 포함되는 액체의 체적에 의해서 결정된다고 가정 한 것이다.

한편, 액적의 life time은 식 (7)에 나타내었다.

$$\tau_b = \frac{3.788B_1T_d}{\Omega_{KH}\Lambda_{KH}} \quad (7)$$

3.2.2 벽면충돌모델

벽면충돌모델은 Gosman에 의해 제안된 모델을 사용하였다.⁽⁶⁾ 벽에 충돌된 액적은 Weber 수에 따라 stick, rebound, spread, splash, secondary breakup 과정을 거치는데 일반영역과 Leidenfrost 영역으로 나누어 계산되어지고, 그 과정은 Table 2와 Table 3과 같다. 액적이 벽면과 수직으로 충돌이 일어날 때 Leidenfrost 온도 T_L 은 식 (8)과 같다.

$$T_L = T_B + 135.6 We_{im}^{0.09} \quad (8)$$

한편, 액적이 벽면과 일정한 각도를 가지도 충돌이 발생할 때 Leidenfrost 온도 $T_{LM}^{(7)}$ 은 식 (9)와 같다.

$$T_{LM} = T_B + (T_L - T_B) \left(0.28 \frac{180\alpha}{\pi} - 0.0019 \left(\frac{180\alpha}{\pi} \right)^2 \right) \quad (9)$$

Table 2 Breakup process in the normal regime

mode	normal regime	
	wet wall	dry wall
stick	$We_{im} < 5$	$We_{im} < We_{cr.d}$
rebound	$5 \leq We_{im} \leq 10$	
spread	$10 \leq We_{im} \leq We_{cr.w}$	
splash	$We_{im} \geq We_{cr.w}$	$We_{im} \geq We_{cr.d}$

Table 3 Breakup process in the Leidenfrost regime

mode	Leidenfrost regime
rebound	$We_{im} < 50$
secondary breakup (vertical direction)	$50 \leq We_{im} \leq 80$
secondary breakup (horizontal direction)	$We_{im} \geq 80$

3.2.3 계산격자 생성 및 해석과정

본 계산에 사용한 엔진 및 인젝터의 제원은 Table 4와 같다. 본 해석에서 사용한 모델의 격자를 구성하기 위해 CATIA V5를 이용하여 3차원 표면 모델링을 한 후 STL 형식으로 변환하여 격자를 생성하였으며, 계산 시간의 단축을 위해 Fig. 2와 같이 형상이 다른 3종류의 격자를 생성하여 수행하였다.

메쉬(mesh) ①은 압축행정 말기(TDC) 부터 밸브오버랩기간 말기(424 CAD)까지 메쉬 ②는 밸브오버랩기간 말기(424 CAD)부터 흡기밸브가 닫히는 시기(640 CAD)까지 메쉬 ③은 흡기밸브가 닫히는 시기(640 CAD)부터 압축행정 말기(TDC)까지 계산하는데 사용되었으며, 초기온도, 압력조건은 1D simulation code인 WAVE로부터 획득한 결과를 이용하였다.

Table 4 Engine & injector specifications

Type	4 cycle SOHC 4 valve
Number of cylinder	1
Compression ratio	11.5:1
Displacement	124.1 cm ³
Nozzle hole diameter	0.208 mm
Spray type	4 hole-2 spray
Injection pressure	3 bar

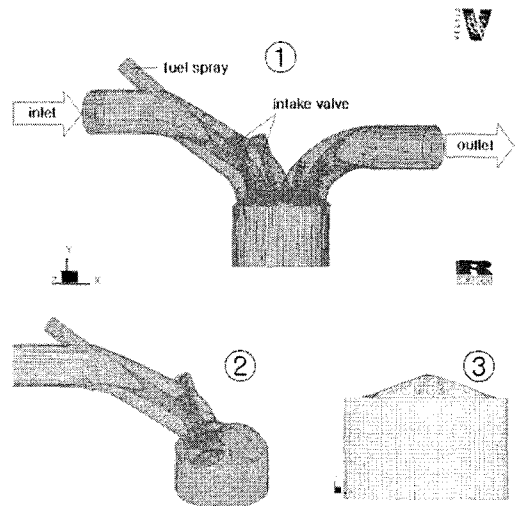


Fig. 2 Mesh generation

4. 결과 및 고찰

4.1 분무 특성 비교

Fig. 3과 같은 측정 장치를 이용하여 분사 후 시간에 따른 분무 형상과 분무각 등의 특징을 촬영하였으며, 시뮬레이션 결과와 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 연료는 4ms 동안 분사하였고 분

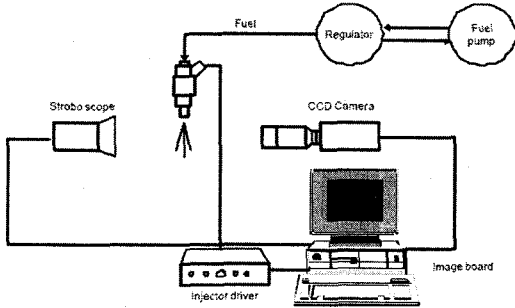


Fig. 3 Schematic diagram of the spray characteristics measurement device

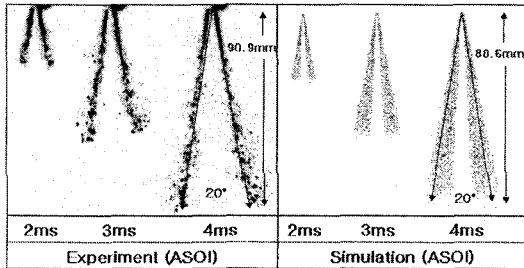


Fig. 4 Comparison of spray pattern between experiment and simulation (ASOI = After Start Of Injection)

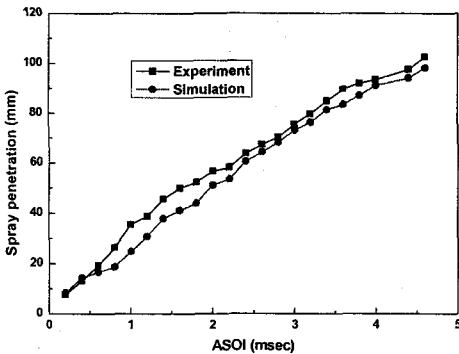


Fig. 5 Comparison of spray penetration between experimental and simulated result

사된 직후 공기와의 마찰에 의해 진동을 일으키면서 분열되는 것을 볼 수 있었으며, 4 hole-2 spray 구조에 의해 더욱 더 미립화가 촉진되어 하류로 가면서 계속 분열이 촉진 되는 것을 볼 수 있었다. 실험과 시뮬레이션에 의한 분무도달거리는 Fig. 5에 나타내었다. ASOI 1ms ~ 1.5ms 부분에서 그래프의 기울기가 약간 증가하는 것을 볼 수 있는데, 이는 분사 후 액적의 충돌이 발생하는 것에 기인하는 것으로 예상되며, 두 방법에 의한 결과가 비교적 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다.

4.2 CVI의 경우

Fig. 6은 흡기밸브가 닫혀 있는 동안 연료를 분사하였을 때의 연료 거동 모습을 가시화 실험을 통하여 취득한 영상과 시뮬레이션 결과를 비교한 그림이다. 분사된 연료가 공기의 유동에 의한 영향 없이 처음에 설정된 타겟팅 영역인 밸브와 포트 하단 부위로 분사되는 것을 확인할 수 있었으며, 분사 후 3.5ms인 190 CAD 지점부터 많은 액적들이 가시화창을 통하여 관찰되었다. 시뮬레이션 결과, 130 CAD 지점부터 SMD가 큰 액적이 초기의 분무 속도를 유지하면서 밸브와 포트 하단부에 먼저 충돌되는 것을 확인할 수 있었다. 분사된 연료의 충분한 증발을 위해서는 밸브 필렛(fillet) 부분에 많은 연료가 충돌 되도록 하는

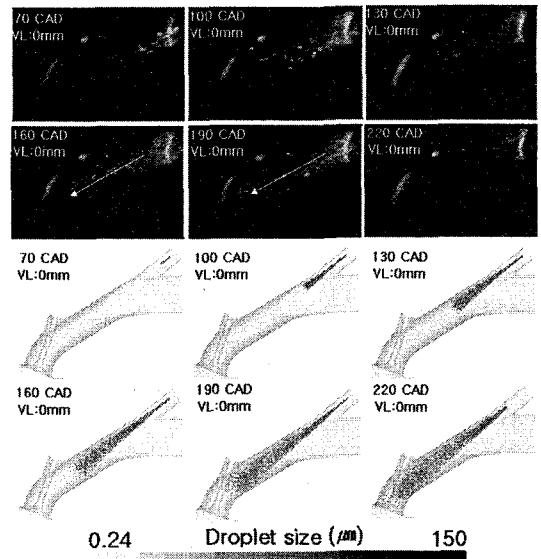


Fig. 6 Spray images for CVI (VL = Valve Lift)

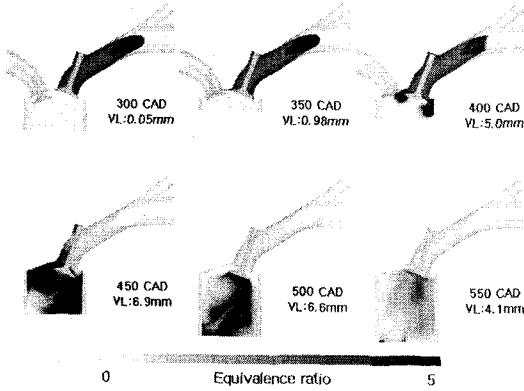


Fig. 7 Distribution of equivalence ratio for CVI

것이 유리하나, 현 인젝터 부착위치 (37°, 100 mm) 의 경우 흡기 포트 하단부의 급격한 경사로 인하여 많은 연료가 포트 상단에 부착현상이 발생함을 가시화 결과 및 시뮬레이션 결과를 통해 확인할 수 있었다. 따라서 밸브플랫 부분에 많은 연료를 충돌시키기 위해 인젝터바디의 위치를 흡기 밸브 쪽으로 조절해야 할 것으로 사료된다.

Fig. 7은 흡기밸브 중심을 축으로 하여 평면으로 잘라 당량비 분포를 나타낸 그림이다. 연료가 분사되면 일차적으로 포트 내에서 연료가 기화되고, 흡기밸브가 열리면서 흡입공기의 유속 증가로 인하여 실린더 내로 공기와 연료가 함께 흡입되면서 연료가 기화됨을 알 수 있다. 350 CAD, 400 CAD 그림을 보면 밸브오버랩 구간 중에 흡기포트 내 공기의 역류현상과 부분적으로 역화되는 뜨거운 연소 가스에 의해 기화가 촉진됨을 볼 수 있으나, 오버랩 구간 중에 혼합기가 배기포트로 배출되어 UHC의 증가가 예상된다. CVI 경우 연료의 증발률은 흡기포트 내 연료의 거주시간과 직접적인 연관이 있다. 그러므로 엔진회전속도가 높으면 연료 증발을 위한 거주시간이 줄어들게 되고 실린더 속으로 증발 되지 않는 연료가 들어가는 양의 증가로 나타난다. 이는 피스톤 상부와 틈새에 증발 되지 않은 연료 액적이 부착되는 원인이 되며, 연료의 증발을 느리게 진행하게 한다. 이러한 이유로 500 CAD, 550 CAD의 그림과 같이 실린더 하부에서 당량비가 높게 나타난다. 그러므로 연료의 충분한 기화를 위하여 현 분사시기 (62 CAD) 보다 빨리 연료를 분사해야 할 것으로 사료된다.

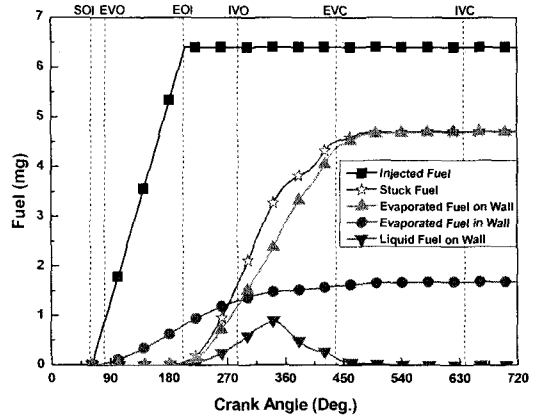


Fig. 8 Phases of fuel for CVI

Fig. 8은 엔진의 한 사이클 동안 분사된 연료의 총량, 증발량, 벽면부착량 그리고 벽면에 부착되어 기화되지 않은 양을 시뮬레이션 결과로 나타낸 그림이다. 분사된 연료 중에서 벽면과 충돌을 일으키지 않고 흡기포트나 실린더 속에서 기화되는 연료를 Evaporated Fuel in Wall로 나타내었으며, 벽면과 충돌 후 부착되어진 연료 중에서 기화되는 연료를 Evaporated Fuel on Wall로 나타내었다. 분사된 연료는 흡기밸브가 열리기 전 연료가 포트 내에서 일차적으로 증발되고 있으며, 흡기밸브가 열리면서 증발 되지 않은 대부분의 연료들은 벽면과 충돌을 일으키면서 부착됨을 알 수 있다. 또한, 벽면과 충돌 된 연료의 대부분은 이차적으로 증발됨을 알 수 있는데, 이는 벽면의 높은 온도, 높은 엔진회전속도에 의한 강한 공기의 유동장 그리고 긴 밸브오버랩 구간으로 인한 배기가스의 실린더 내 유입 등의 원인에 기인한다. 그림에서와 같이 흡기포트 내에서 증발되는 연료의 양보다 흡기밸브가 열리면서 실린더 내에서 증발되는 연료의 양이 현저하게 높은 것을 알 수 있다. 하지만 냉간 시동시 실린더 내의 온도가 낮기 때문에 연료가 충분히 증발되지 않을 뿐 아니라 다량의 UHC 배출로 이어지리라 예상된다. 연료분사시기를 진각시킴으로서 흡기포트 내에서의 증발량을 증가시키면 UHC 배출을 감소시킬 수 있으나 대부분의 모터사이클이 4000 rpm 이상의 높은 엔진회전수에서 운전되므로 연료 분사시기의 진각에는 한계가 있다. 그러므로 고속 운전이 요구되는 엔진에 대한 OVI의 연구가 활발히 진행 중이다.⁽⁸⁾

4.3 OVI의 경우

Fig. 9는 흡기밸브가 열려 있는 동안 연료를 분사하였을 경우의 연료 거동 모습을 CCD 카메라로 취득한 영상과 시뮬레이션 결과를 비교한 그림이다. 분사 후 370 CAD까지는 흡입공기의 유동에 거의 영향을 받지 않아 CVI 경우와 같이 액적이 밸브필렛 부분을 향하여 비행하나 400 CAD 지점부터 공기의 유동에 의한 영향으로 흡기포트 상부 쪽으로 치우쳐 비행하는 모습이 관찰되며, 사이클이 진행 될수록 더욱 많은 액적이 흡기포트의 상부 쪽으로 치우쳐 비행하면서 기화되는 모습을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 Stokes 수에 의해 기인되는데,⁽⁹⁾ 분사된 연료의 액적 크기가 25 μ m 보다 크게 되면 액적은 공기의 유동을 따라 흐르지 않기 때문이다.

Fig. 10은 엔진회전속도 6000 rpm 일 때 460 CAD에서의 분사된 연료의 상태와 흡입공기의 유속을 나타낸다. 그림에서와 같이 크기가 큰 대부분의 액적들은 상대적으로 속도가 낮은 포트 윗부분으로 비행하여 배기밸브 쪽으로 유입되며, 크기가 작은 액적들은 속도가 큰 포트 아래 부분으로 비행하면서 벽면과 충돌을 일으키고 실린더로 유입되는 것을 확인할 수 있다. 이와 같은 현상은 Heywood, J. B에 의해 실험적으로 증명되기도 하였다.⁽¹⁰⁾

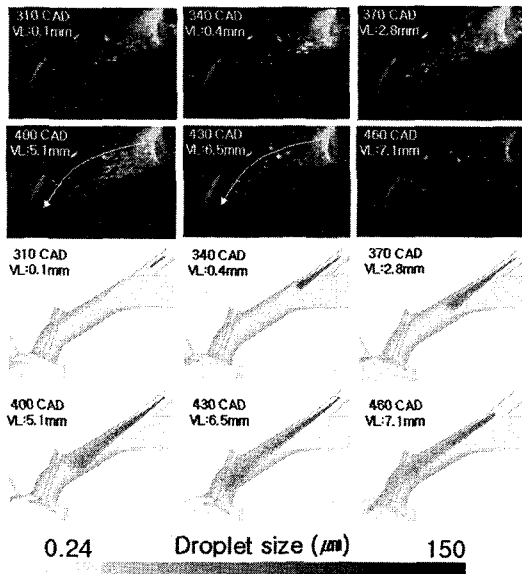


Fig. 9 Spray images for CVI

Fig. 11은 Fig. 7과 마찬가지로 흡기밸브 중심을 축으로 하여 평면으로 당량비 분포를 나타낸 그림이다. 연료가 흡기밸브가 열릴 때 분사되면 높은 속도의 공기가 통과되고 이와 함께 얼마간의 액적들은 포트벽과 흡기밸브에 충돌되어지고 500 CAD와 같이 대부분의 액적들이 배기밸브와 가까운 쪽으로 유입 되면서 기화되고 있음을 알 수 있는데, 이는 Fig. 10에서 설명한 내용과 일치한다. 550 CAD 그림에서 밸브스텝 상부 쪽에서 당량비 값이 크게 나타나는데, 이는 부착되어진 연료 중에서 아직 기화되지 못한 액막들이 흡입, 압축행정 중 기화되고 있음을 의미하며, 압축행정 중 흡기포트 내에 거주하게 되는 연료로 인해

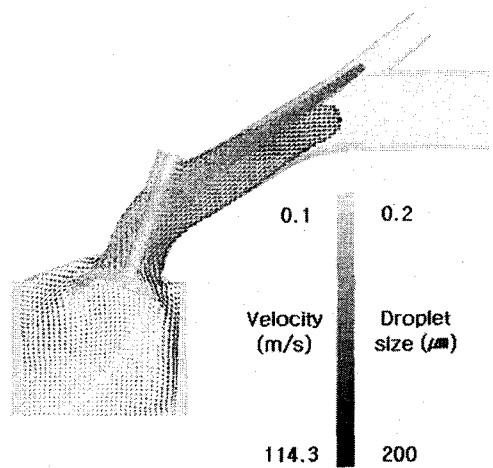


Fig. 10 Spray and velocity images for CVI (460 CAD)

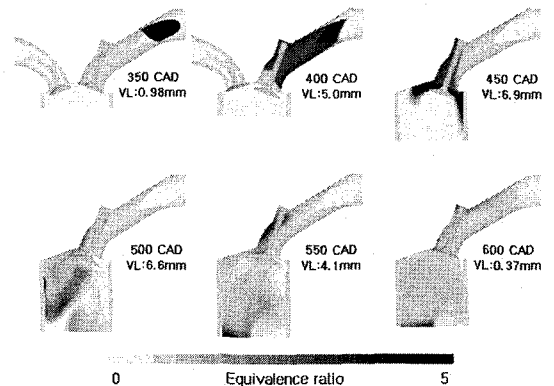


Fig. 11 Distributions of equivalence ratio for OVI

공연비 제어가 불리하리라 예상된다. Fig. 7과 비교하면 OVI 경우 CVI보다 전체적으로 혼합기 분포가 일정하게 나타났으며, 상대적으로 높은 엔진회전속도일수록 강해지는 공기 유동장에 의해 벽면에서 액막들이 축적되지 않으므로 냉간 시동 시 또는 높은 회전속도 운전 조건에서 OVI가 CVI보다 유리한 것으로 나타났다.

Fig. 12는 흡기밸브가 열림과 동시에 연료를 분사했을 때의 분사된 연료의 총량, 기화량, 벽면 부착량 그리고 벽면에 부착되어 기화되지 않고 액막을 형성하는 양을 수치해석 결과로 나타낸 그림이다. 분사된 연료가 일정한 속도를 가지고 비행하면서 흡기 포트 내에서 증발되고 있으며, Fig. 9와 같이 액적이 밸브필렛 부분에 도착하기 시작하는 430 CAD 지점부터 급격하게 증발이 이뤄지는 것을 확인할 수 있었다. 또한, 강한 공기 유동과 높은 실린더내의 온도로 인하여 흡입행정 이 끝나는 540 CAD 지점까지 흡기포트와 실린더 내에서 많은 증발이 이루어지고 있는 것을 확인할 수 있었다. 포트와 실린더내에서 증발된 연료의 총량을 벽면부착에 의해 증발된 연료의 총량과 비교하면 0.5mg 정도 적은 양임을 확인할 수 있는데, 이 값의 격차는 엔진회전속도가 증가할수록 공기 유동장의 강화로 인하여 줄어들게 된다. 이러한 결과는 연료의 증발시간 단축으로 이어져 고속주행시나 급가속시 응답성을 우수하게 만들어 CVI보다 유리하게 작용될 것으로 사료된다.

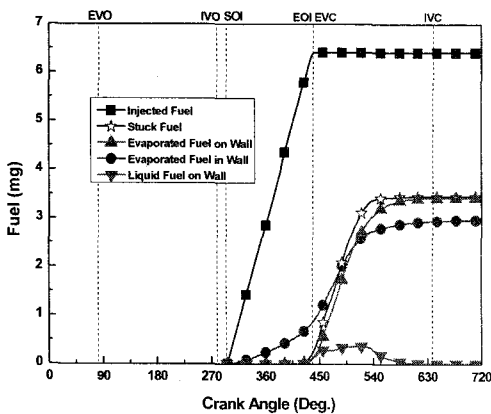


Fig. 12 The phase of fuel for OVI

4. 결 론

본 연구는 전자제어식 이륜자동차 엔진의 연료 분사 조건을 최적화하기 위하여 수행 되었으며, 분무 가지화 및 수치 해석을 통하여 얻어진 결과를 다음과 같이 정리할 수 있다.

- CVI 경우

(1) 분사된 연료가 공기의 유동에 의한 영향 없이 밸브와 포트 하단 부위로 분무되는 것을 확인할 수 있었으며, 흡기포트 내에서의 액막 생성을 줄이기 위해 인젝터 바디의 위치를 흡기밸브 쪽으로 조절해야 할 것으로 사료된다.

(2) 긴 오버랩 구간으로 인하여 혼합기가 배기 포트에 배출되어 UHC의 증가가 예상된다.

(3) 흡기포트 내에서 증발되는 연료의 양보다 흡기밸브가 열리면서 실린더 내에서 증발되는 연료의 양이 현저하게 높기 때문에 냉간 시동 시나 높은 회전속도 운전시 다량의 UHC의 배출이 예상된다.

(4) 연료의 증발물은 흡기포트 내 연료의 거주 시간과 직접적인 연관이 있는 것을 확인하였으나, 엔진회전속도가 높아질수록 연료 분사시기의 전각에는 한계가 있는 것으로 나타났다.

- OVI 경우

(1) 연료 분사 시 공기의 유동에 영향을 받아 흡기포트 상부 쪽으로 많은 액적들이 치우쳐 비행하는 모습이 관찰되었으며, 사이클이 진행될수록 더욱 많은 액적이 흡기포트의 상부 쪽으로 치우쳐 비행하면서 기화되는 모습을 확인할 수 있었다.

(2) 흡입행정 말기, 압축행정 초기에 밸브시스템 상부 쪽에서 당량비 값이 높게 나타나는데 이는 부착되어진 연료 중에서 아직 기화되지 못한 액막들이 증발되고 있음을 의미하며, 압축행정 중 흡기포트 내에 일부의 연료가 거주하게 되어 공연비 제어가 불리할 것으로 판단된다.

(3) CVI보다 전체적으로 혼합기가 일정하게 분포 되는 것을 확인할 수 있었다.

(4) 엔진회전속도가 증가될수록 연료의 증발 시간 단축으로 이어져 고속주행시나 급가속시 응답성을 우수하게 만들어 CVI보다 유리하게 작용될 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 '청정생산기술 개발 보급사업'의 지원으로 수행되었으며 관계기관에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Kunihiko Hayakawa, Shigeru Yamazaki and Dave Worth, 2004, "125CC Small Engine Fuel Injection System with Low Emissions Solutions," SAE Technical Paper, No. 2004-32-0094.
- (2) Fu-Quan Zhao, Ming-Chia Lai and David L. Harrington, 1995, "The Spray Characteristics of Automotive Port Fuel Injection-A Critical Review," SAE Technical Paper, No. 950506.
- (3) VECTIS: Theory manual(Computational Fluid Dynamic Software), Release 3.7, Ricardo Co., March 2003.
- (4) Issa, 1986, "Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator Splitting," *J. Comp. Phys.*, pp. 45~65.
- (5) Zhiyu Han, Scott Parrish, Patrick V. Farrell and D. Reitz, 1997, "Modeling Atomization Processes of Pressure-Swirl Hollow-Cone Fuel Sprays," *Atomization and Sprays*, Vol. 7, pp. 663~684.
- (6) Bai, C. and Gosman, A.D, 1995, "Development of Methodology for Spray Impingement Simulation," SAE Technical Paper, 950283.
- (7) Yao, S.C. and Cai, K.Y., 1985, "Dynamics and Heat Transfer of Drop Impacting on a Hot Surface at Small Angles," ICLASS.
- (8) Wontae Kim, Shinjae Kang and Byungjoon Rho, 1999, "A Study on the Flow Characteristics of Gasoline Spray Across the Suction Air Stream," SAE Technical Paper, No. 99370282.
- (9) Brehm, C., Whitelaw, J. H., Sassi, L. and Vafidis, C., 1999, "Air and Fuel Characteristics in the Intake Port of a SI Engine," SAE Technical Paper, No. 1999-01-1491.
- (10) Heywood, J. B., 1988, "Internal Combustion Fundamentals," *McGraw-Hill*, pp. 314~321.