

GDI 엔진의 밸브리프트 변화에 따른 연소실내 흡기유동 및 연료분포에 대한 수치 해석적 연구

김경배[†] · 송미지* · 김구성* · 강석호* · 이영훈* · 이성욱**

A Numerical Study on the In-cylinder Flow and Fuel Distribution with the Change of Intake Valve Lift in a GDI Engine

K. B. Kim, M. J. Song, K. S. Kim, S. H. Kang, Y. H. Lee and S. W. Lee

Key Words: Computational fluid dynamics(전산유체역학), Fuel vapor distribution(연료 증기 분포), Intake flow(흡기 유동), Valve lift(밸브리프트)

Abstract

While variable valve actuation or variable valve lift (VVL) is used increasingly in spark ignition (SI) engines to improve the volumetric efficiency or to reduce the pumping losses, it is necessary to understand the impact of variable valve lift and timing on the in-cylinder gas motions and mixing processes. In this paper, characteristics of the in-cylinder flow and fuel distribution for various valve lifts (4, 6, 8, 10 mm) were simulated in a GDI engine. It is expected that the investigation will be helpful in understanding and improving GDI combustion when a VVL system is used. The CFD results showed that a increased valve lift could significantly enhance the mixture and in-cylinder tumble motion because of the accelerated air flow. Also, it can be found that the fuel distribution is more affected by earlier injection (during intake process) than that of later injection (end of compression). These may contribute to an improvement in the air-fuel mixing but also to an optimization of intake and exhaust system.

기호설명

C_f : 유량계수
 $C_{f,mean}$: 평균유량계수
 η_v : 체적효율
 R_t : 텀블비
 L_d : 형상계수
 L_τ : 텀블계수

1. 서 론

자동차용 엔진으로부터 배출되는 각종 오염물질 및 온실가스는 최근 자동차의 수요가 증가함에 따라 더욱 심각한 사회문제로 되고 있으며 이러한 문제를 해결하기 위해 연소기술, 후처리장치, 가변밸브기술 등의 다양한 연구가 진행되고 있다. 이러한 엔진기술 중 특히 밸브제어기술은 흡기유속과 그에 따른 체적효율 및 연료입자 분포에 지대한 영향을 미치기 때문에 모든 운전범위 내에서 높은 연소효율을 내기 위해 가변밸브기술은 필수적인 기술로 인식되어 현재 많이 채용되고 있다⁽¹⁾.

자연흡기기관에서의 출력은 흡입공기량에 따라 결정되므로 체적효율 증가를 위해서는 흡배기계의 면적을 넓히고 가능한 단순 형상으로 만드는 것이 유리하지만 이러한 구조에서는 흡기의 유속이 느려지고 그로 인해

(2013년 5월 30일 접수 ~ 2013년 6월 19일 심사완료, 2013년 6월 24일 게재확정)

[†]국민대학교 자동차공학 전문대학원

^{**}국민대학교 자동차공학과

^{*}책임저자, 회원, 인천대학교 기계시스템공학부

E-mail : kimkb@incheon.ac.kr

TEL : (032)835-8672 FAX : (032)835-0715

혼합기의 균일도가 떨어져 연소효율이 저하될 수 있다.

최근 CO₂ 저감을 위한 필수적인 기술로 인식되고 있는 직접분사식 SI기관에서는 연료의 증발 및 공기와 충분히 혼합할 수 있는 시간적 여유가 부족하여 불균일한 혼합기로 인한 PM의 발생이 새로운 문제가 되고 있다. 따라서 이에 대한 대책으로는 가변 밸브 타이밍 기술과 가변 밸브 리프트 기술을 들 수 있다. 가변 밸브 타이밍 기술(Various Valve Timing)은 오염물질 저감과 연비향상을 위한 필수적 기술로 이미 많은 연구를 통해 검증되었다. 이를 한 단계 발전시킨 기술이 연속적으로 밸브 리프트를 가변시켜서 단계적 변화에 따른 충격을 최소화하면서 엔진의 성능과 연비를 동시에 향상시킬 수 있는 가변 밸브 리프트 기술(Various Valve Lift)을 통해 흡배기계의 최적화를 완성할 수 있을 것으로 판단된다.

본 연구에서는 이러한 개발 추세에 따라 밸브 리프트 변화에 따른 흡기 유동의 변화와 그에 따른 연소실 내 연료의 분포를 CFD를 통해 알아봄으로써, 직접분사식 가솔린 기관에 무단가변밸브 기술 적용을 통해 연소효율 및 체적효율을 개선하고자 한다. 이를 위해 GDI 기관을 대상으로 밸브 및 피스톤의 움직임을 고려한 비정상 상태에서의 유동해석을 진행하였다.

2. 수치해석 모델 및 조건

2.1 수치해석 모델

Figure 1은 본 연구의 해석 대상인 GDI 엔진 모델을 나타낸다. CATIA V5.19을 이용하여 연소실, 밸브 및 포트, 피스톤의 3차원 모델링을 생성한 후 IC Engine을 이용하여 Fig. 2와 같은 형태로 격자를 생성하였다. 인젝

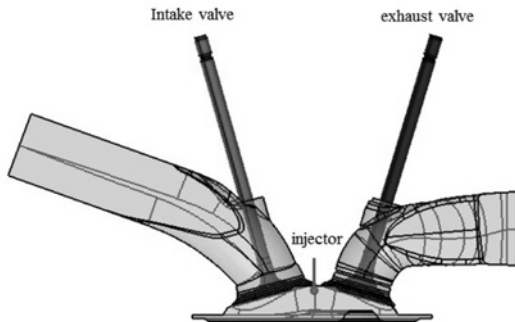


Fig. 1 The geometry for in-cylinder flow simulation

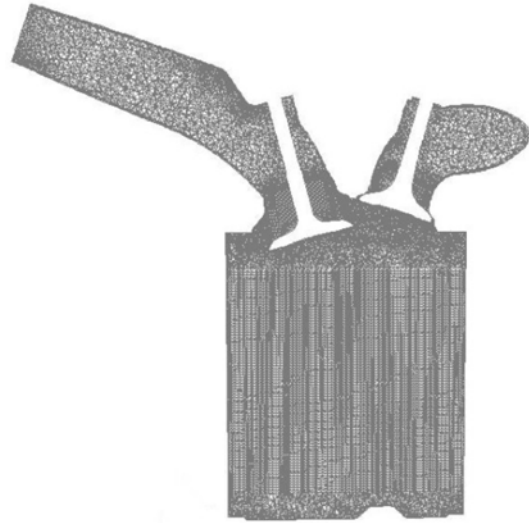


Fig. 2 Mesh generation for numerical analysis

터는 양쪽 흡기포트 사이에 위치하며 흡기포트가 열리면서 텀플 유동을 발생시킨다. 피스톤에는 연료 충돌시 혼합기 형성을 유도할 수 있도록 해주는 보울팁부(bowl tip)가 있다.

흡·배기 포트 연소실 형상은 해석시간 단축을 위해 1/2 부분만 해석영역으로 고려하였다.

2.2 수치해석 기법

본 연구에서는 피스톤 및 밸브의 움직임을 고려하는 비정상유동해석 및 dynamic mesh 기법을 적용하였으며, 에너지 보존법칙에 의한 열확산, 질량 보존에 의한 물질전달 특성을 고려하여 흡기유동에 따른 흡입행정과 압축행정 말기 연료분포에 대한 과정을 분석하고자 하였다. 수치해석은 ANSYS社의 IC engine을 이용하였으며 사용된 지배방정식 및 난류모델은 다음과 같다⁽²⁾.

1) 연속방정식(equation of continuity)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

2) Navier-Stokes 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + U_j \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho u_i u_j \right) \quad (2)$$

3) Standard $k-\epsilon$ 모델의 수송방정식

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \rho P - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right]$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \epsilon)}{\partial x_i} = C_{\epsilon_1} \frac{\rho P}{k} - C_{\epsilon_2} \frac{\rho \epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right]$$

$$P = \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_m}{\partial x_m} \delta_{ij} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} k \frac{\partial U_m}{\partial x_m} \quad (3)$$

4) Standard $k-\epsilon$ 방정식의 경계조건

$$k = 1.5(I \times U)^2$$

$$\epsilon = \frac{C_{\mu}^{0.75} k^{1.5}}{L} \quad (4)$$

여기서, I 는 입구의 난류강도를 의미하며 L 은 유동의 특성길이, $C_{\mu} = 0.09$, $C_{\epsilon_1} = 1.44$, $C_{\epsilon_2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$ 로 나타낸다.

2.2.1 유량계수(flow coefficient)

유량계수는 주어진 조건하에 유입될 수 있는 이론상 최대 유량과 실제 질량유량의 비로써 다음 식으로 계산한다⁽³⁾.

1) 유량계수(Flow Coefficient)

$$C_f = \frac{4\dot{m}}{\rho v_0 \pi D^2}$$

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \Delta p = 3733 \text{ pa} \quad (5)$$

여기서, \dot{m} 은 이론상 질량유량, D 는 흡입 밸브 시트 지름, v_0 는 밸브의 입구속도, ρ 는 밀도를 의미한다.

2) 평균유량계수(Mean flow coefficient)

$$C_{f,mean} = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} C_f d\theta}{\theta_2 - \theta_1} \quad (6)$$

여기서, θ_1 는 흡기밸브가 열리는 크랭크각, θ_2 는 흡기밸브가 닫히는 크랭크각을 의미한다.

2.2.2 체적효율(volumetric efficiency)

체적효율은 신기의 체적유동률(volume flow rate)을 행정체적의 비로 나눈 것으로 정의되며 질량유동률의 비로 측정된다⁽³⁾.

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{ai} V_d} \quad (7)$$

여기서, ρ_{ai} 는 흡입공기의 밀도를 의미하며, m_a 은 실린더 안으로 도입된 공기의 양을 나타낸다.

2.2.3 텀블비(Tumble ratio)

엔진 1회전에 대한 텀블비는 실린더 내부 유동이 강체회전운동(Solid Body Rotation)을 한다는 가정에 따라 엔진과 유동의 각속도 비로 정의된다. 이를 무차원 텀블계수를 이용하여 텀블비로 나타낼 수 있다⁽⁴⁾.

$$R_t = \frac{L_d \int_{\theta_1}^{\theta_2} C_f N_r d\theta}{\left(\int_{\theta_1}^{\theta_2} C_f d\theta \right)^2}, L_d = \frac{BS}{nu D v^2} \quad (8)$$

여기서, m 는 흡기밸브 개수, D_v 는 흡기밸브 지름, θ_1 은 흡기밸브 열리는 크랭크각, θ_2 는 흡기밸브가 닫히는 크랭크각을 의미한다.

2.3 경계조건

본 연구에서는 연소실과 흡기포트 영역의 유체를 각각 지정하여 난류확산 방정식으로 신기에 따른 연료분포를 계산하였다. 주요 경계조건 및 초기 조건은 Table 1에 나타내었다.

밸브 리프트 변화에 따른 흡기 유동의 변화와 그에 따른 연소실 내의 연료분포의 경향을 파악하는 것을 목적으로 Fig. 3과 같이 수치해석에 이용할 각 밸브 리프트에 대한 프로파일을 적용하였으며 현재 양산되고 있는 엔진의 가변밸브리프트(VVL) 시스템에 맞춰 최대 밸브 리프트 시점이 변하지 않도록 프로파일을 설정하였다⁽⁵⁾.

Table 1 Initial and boundary conditions and engine specifications

Item	Specification
Cylinder (BS)	86 mm × 93 mm
Connection rod length	144 mm
Crank radius	46.5 mm
Engine speed	2000 rpm
Injection pressure	10 MPa
Injection duration	2 ms
Valve lift	4, 6, 8, 10 mm

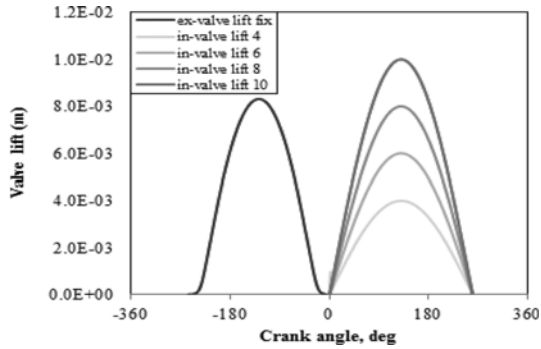


Fig. 3 Measured valve lift profiles with changes in intake valve lifts

3. 수치해석 결과

3.1 밸브리프트에 따른 흡기유동의 변화

흡기포트에서 유입되는 유동은 질량보존법칙에 의해 계산되며 흡입밸브가 열리면서 시작된다. 밸브 리프트에 따른 밸브 주위의 유동장은 연소실 내 유동장에 미치는 효과가 매우 크기 때문에 밸브 리프트에 따른 유동장의 변화를 파악하는 것으로 실제 엔진의 유동양상을 예측할 수 있다⁶⁾.

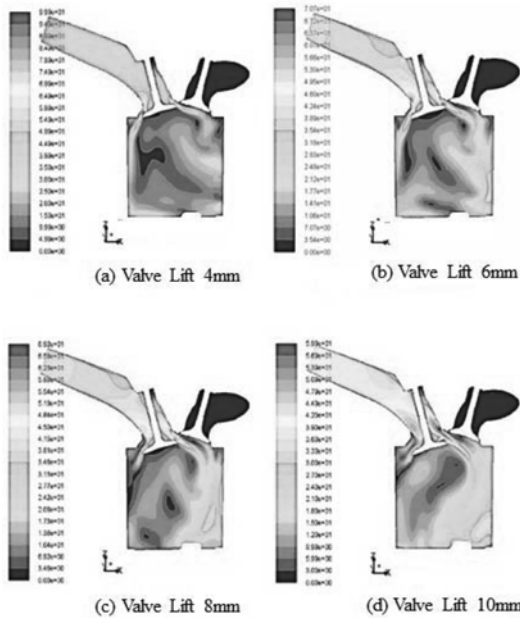


Fig. 4 Cross sectional distribution of air velocity (at ATDC 130°)

Figure 4는 흡·배기 밸브중심단면에서의 밸브리프트에 따른 속도 분포를 나타내고 있다. 밸브 리프트가 4 mm인 경우, 흡기유동이 실린더 벽을 따라 움직이면서 텀블의 중심이 다른 밸브리프트에 비해 연소실 벽면 쪽으로 치우치는 경향을 보이며, 밸브리프트가 증가할수록 텀블 중심이 실린더 중심으로 이동하는 경향을 보이는 것을 확인할 수 있다. 이는 밸브리프트가 증가할수록 실린더 내로 유입되는 공기의 유량이 증가하기 때문에 유속이 점차 가속화되면서 텀블의 형태가 뚜렷해지는 것으로 판단된다.

Figure 5는 밸브리프트가 최대로 열리는 시기인 ATDC 130°에서의 각 밸브리프트에 따른 평균유량계수를 나타내며 이를 통해 밸브리프트가 증가할수록 실린더 내로 유입되는 공기의 유량이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Figure 6은 밸브리프트에 따른 텀블비를 나타낸다. 텀블 유동은 피스톤의 움직임에 따라 그 강도와 운동 중심이 변하는 특징이 있기 때문에 스웰 유동에 비해 빨

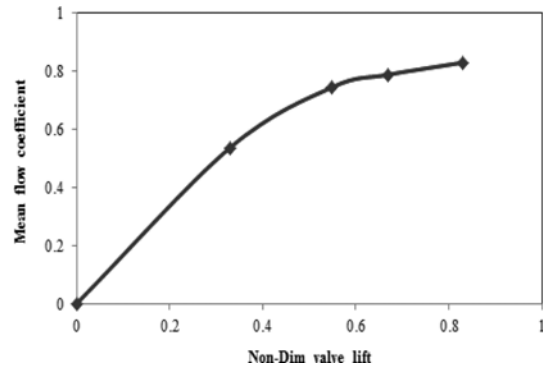


Fig. 5 Flow coefficient with various valve lift at ATDC 130°

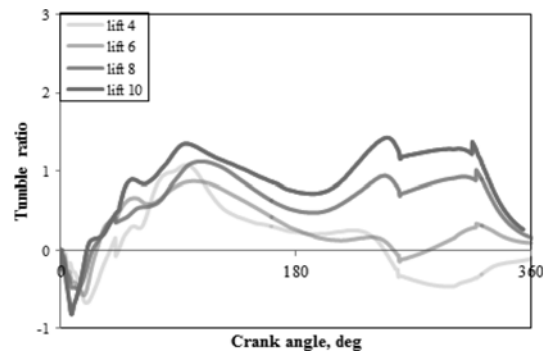


Fig. 6 Tumble ratio with various valve lift

리 붕괴되므로 압축말기까지 지속되지 못한다. 그러나 텀블로 인해 생성된 난류성분은 초기 연소반응을 촉진시켜 초기 연소 속도를 증가시킬 수 있다.

텀블 유동은 흡기유동의 영향을 많이 받기 때문에 유량계수가 가장 큰 밸브리프트 10mm의 경우 텀블비가 가장 크게 나타난 것으로 판단된다.

3.2 밸브리프트에 따른 연료분포의 변화

GDI 엔진은 저·중부하 조건에서는 디젤기관과 동일하게 압축행정 말기에 연료를 분사하여 연소실 내에 강한 공기과류가 형성함으로써 와류의 중심부위와 바깥부분의 압력차로 인해 와류의 중심부위인 점화 플러그 주위로 대부분의 연료가 집중되어 농후한 혼합기를 형성한다. 고부하에서는 흡입행정 시 연료가 분사되고 분사된 연료는 실린더 내 공기를 냉각시키므로 충전효율이 높아지고 노킹발생이 억제되어 12:1 정도의 높은 압축비가 가능해진다. 저부하시에는 압축행정 분사에 의한 층상혼합, 고부하시에는 흡입행정 분사에 의한 균일혼합으로 부하에 따라 혼합기 형상패턴을 달리하여 최적화가 가능하다⁽⁷⁾.

따라서 본 연구에서는 흡기행정과 압축행정 말기에

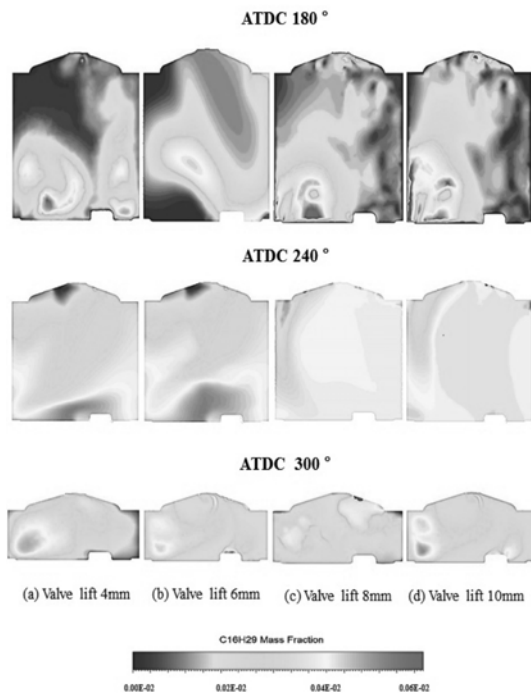


Fig. 7 Cross sectional distribution of mixture (at intake stroke injection)

연료를 분사할 경우 연소실 내에 연료증기 분포의 차이를 알아보고자하였다.

3.2.1 흡기행정 분사

GDI 엔진은 고부하 영역에서 흡입행정 시 연료를 분사함으로써 실린더 내 공기를 냉각시켜 충전효율을 높여줄 수 있다.

Figure 7은 밸브중심단면에서의 흡기행정 시 연료를 분사했을 때 압축행정 말기까지 연료 증기상의 분포를 나타내며 이를 통해 각각 유동에 대한 연료 증기상의 거동을 알아보고자 하였다.

연료 증기상은 압축이 진행되면서 실린더 전체로 퍼져나가게 되고, 압축말기에는 연료가 연소실 전체에 균일하게 분포하는 것을 확인하였다.

흡기행정 시 연료를 분사할 경우, 분사 후 점화시기까지 연료의 증발시간이 충분하기 때문에 혼합기가 연소실 전체에 균일하게 분포하게 되고 압축이 진행되는 동안 텀블 유동이 더 빨리 붕괴되면서 난류로 변화되어 연료와 공기의 혼합을 촉진시키는 것으로 판단된다.

3.2.2 압축행정말기 분사

압축행정 말기에 강력한 와류가 형성되어 있는 실린더 내로 고압의 연료를 분사할 경우, 연소실 내에서 강력한 공기과류가 형성된다. 이때 와류의 중앙부위는 바깥부분보다 속도가 빠르기 때문에 상대적으로 중앙부위의 압력이 떨어지게 된다. 이때의 압력차로 인해 와류의 중심부위인 점화 플러그 주위로 대부분의 연료가 집중되어 농후한 혼합기가 형성된다.

ATDC 300°에서 연료는 피스톤에 충돌하였으며 충돌

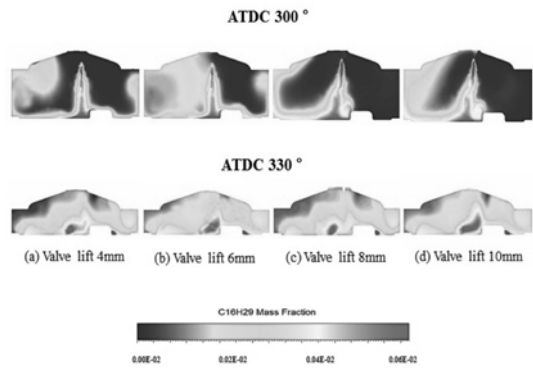


Fig. 8 Cross sectional distribution of mixture (at compression stroke injection)

후에도 연료는 상부로 이동하지 않고 피스톤 면을 따라 실린더 벽면으로 이동하며 넓고 불균일하게 분포하였다. 이는 압축말기에 이르러서는 흡기 유동의 영향이 약해져 연료 증기상의 거동에 영향을 미치지 못한 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 밸브 리프트 변화에 따른 흡기 유동의 변화와 그에 따른 연소실 내 연료의 분포를 알아보고자 CFD해석 프로그램을 이용하여 직접분사식 가솔린 기관에 무단가변 밸브 기술을 적용하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 밸브리프트가 증가할수록 실린더 내로 유입되는 공기의 유량이 증가하기 때문에 유속이 점차 가속화되면서 텀블이 강화되는 것을 확인하였다.

2) 흡기행정 분사의 경우(고부하), 분사에서 점화까지 연료가 기화할 수 있는 시간이 충분하기 때문에 혼합기가 연소실 전체에 균일하게 분포하였다. 또한 압축이 진행되는 동안 텀블 유동에 의해 난류가 강화되어 연료와 공기의 혼합을 촉진되는 것을 확인하였으며 밸브리프트가 클수록 연료가 좀 더 균일하게 분포되는 경향을 나타내었다.

3) 압축말기 분사(저부하)의 경우, 흡기 유동의 영향이 약해져 연료 증기상의 거동에 영향을 미치지 못하므로 밸브리프트에 큰 영향을 받지 않았으며 연료가 피스톤 면을 따라 실린더 벽면으로 이동하며 넓고 불균일하게 분포하는 경향을 보이는 것을 확인하였다.

후 기

이 논문은 인천대학교 2012년도 자체연구비 지원에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) J. H. Seo, H. Y. Kim, J. W. Bae and J. T. Chung, "Numerical Studies on the Combustion and Liquid Fuel Films Characteristics with the Dependence on Injection and Spark Timing of GDI Engine", SAE technical paper, 2011, No. 2011-28-0060.
- (2) Fluent User Manual, Ver.14.0.0.
- (3) John b. Heywood, Internal combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, NewYork, 1988, pp. 55-54.
- (4) Ricardo, Steady State Flow Bench Port Performance Measurement and Analysis, Report DP93/0704, 1993.
- (5) S. Takemura, S. Aoyama, T. Sugiyama, T. Nohara, K. Moteki, M. Nakamura and S. Hara, "A Study of a Continuous Variable Valve Event and Lift (VEL) System", SAE technical paper, 2001, No. 2001-01-0243.
- (6) S. M. Lee, Y. S. Jeong, J. O. Chae, "A Study on Stratified Charge GDI Engine Development -Combustion Analysis According to the Variations of Injection Pressure and Load-", Trans. of the KSME(B), Vol. 22, No. 9, 1997, pp. 1317-1324.
- (7) R. Flierl, and M. Kluting, "The Third Generation of Valve Trains-New Fully Variable Valve Trains for Throttle-free Load Control", SAE technical paper, 2000, No. 2000-01-1227.