

DPIV와 엔트로피 해석방법을 이용한 가시화 엔진내의 유동 특성 및 성층효과에 관한 실험적 연구

이 창 희¹⁾ · 이 기 형²⁾ · 이 창 식²⁾

한양대학교 대학원¹⁾ · 한양대학교 기계공학과²⁾

An Experimental Study on the Flow Characteristics and the Stratification Effects in Visualization Engine Using the DPIV and the Entropy Analysis

Changhee Lee¹⁾ · Kihyung Lee²⁾ · Changsik Lee²⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Gyeonggi 425-791, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 135-080, Korea

(Received 15 July 2004 / Accepted 20 October 2004)

Abstract : The objective of this study is to analyse the spray characteristics according to the injection duration under the ambient pressure condition, and the injection timing in the visualization engine. In order to investigate the spray behavior, we obtained the spray velocity using the PIV method that has been an useful optical diagnostics technology, and calculated the vorticity from spray velocity component. These results elucidated the relationship between vorticity and entropy which play an important role in the diffusion process for the early injection case and the stratification process for the late injection case. In addition, we quantified the homogeneous diffusion rate of spray using the entropy analysis based on the Boltzmann's statistical thermodynamics. Using these method, it was found that the concentration of spray droplets caused by the increase of injection duration is more effective than the increase of momentum dissipation. We also found that the homogeneous diffusion rate increased as the injection timing moved to the early intake stroke process and BTDC 50° was the most efficient injection timing for the stratified mixture formation during the compression stroke.

Key words : DISI engine(Direct Injection Spark Ignition engine : 직접분사식 엔진), DPIV(Digital Particle Image Velocimetry : 입자영상 추적법), Stratification effect(성층효과), Vorticity strength(와도강도), Frame straddle(이중화상 이중노출)

1. 서론

최근 전 세계적으로 에너지 절약과 환경오염에 대한 문제가 심각하게 대두됨에 따라 자동차 배기가스에 대한 규제가 강화되고 이에 상응하는 가솔린 자동차용 엔진의 고연비화와 고출력화가 절실히 요구되는 상황이다. GDI 엔진은 연비향상 측면과

배기가스 규제에 상응할 수 있는 차세대 엔진으로서 현재 전 세계적으로 활발한 연구가 진행되고 있다. 가솔린 실린더 내 분사방식은 고부하 영역에서는 균일 혼합에 의한 균질연소를 통해 고출력 특성을 사용하고 부분부하 영역에서는 혼합기의 층상화에 의한 희박연소를 통해 저연비 특성을 사용하여 고출력과 저연비를 양립시키고 있다. 그러나 연료를 실린더 내에 직접 분사하므로 이전의 흡기포트

*To whom correspondence should be addressed.
leemech@encod.hanyang.ac.kr

분사방식에 비해 연료와 공기가 원활히 혼합되지 않는 단점을 가지고 있어 출력의 저하와 그을음의 발생을 초래할 수 있다. 이에 대한 해결 방안으로 스월이나 스퀴시를 이용하는 흡기포트 형상과 인젝터의 기하학적 형상 등의 연구에 주력하고 있고 이러한 정교한 연소실의 설계시 혼합기 형성과정과 이에 수반되어 발생하는 엔진내의 연소과정에 대한 기본적인 지식을 필요로 한다.¹⁻¹⁰⁾

본 논문에서는 흡입행정시의 고압분사로 인한 벽류형성의 억제와 짧은 시간 내의 미립화 촉진을 위해 분사되는 연료의 분무특성 파악에 주목하였다. GDI용 인젝터의 분무 속도 산출은 속도 분해능과 공간 분해능이 뛰어난 상호 상관 입자영상 속도법을 이용하였고 속도 산출에 의한 와도강도를 계산할 수 있는 프로그램을 제작하였다. 또한 볼츠만의 통계 열역학적 엔트로피 개념을 이용한 엔트로피 해석을 통해 분무의 균일 혼합 상태와 확산정도를 파악하였다. 위의 방법들을 통해 분무액적의 속도 분포에 수반되어 나타나는 와도 특성과 가시화 엔진내의 성층효과를 최적화하기 위한 방법을 제시하였다. 균일혼합 상태 확산 정도의 상관관계를 파악하여 압축 행정 말기 및 흡입행정 분사시의 연료 거동 및 유동 특성을 파악하였다.¹¹⁻¹⁵⁾

2. 실험장치 및 연구방법

2.1 실험 장치 및 방법

Fig. 1은 흡입 유동 특성 변화에 따른 흡입 행정 분사시의 실린더 내 혼합기 분포 특성을 파악하기 위하여 구성한 가시화 시스템이다. 본 연구에서 사용된 광원으로는 Nd:YAG 레이저(Surlite I-10, Continuum)를 사용하였으며, 최대 출력과 파장은 각각 200mJ, 532nm이고, 유도된 레이저 쉬트빔(sheet beam) 두께는 1~2mm이다. 화상취득 장치(CCD : Kodak es 1.0)의 특성은 셀 크기가 11(H)× 13(V) μ m이며, 16bit의 1018(H)× 1008(V)인 유효화상을 취득할 수 있는 이미지 보드(Meteor II-digital, Matrox)를 사용하였다. 또한 레이저와 분사신호의 동기를 위하여 피코(pico) 단위의 시간 분해능을 가지는 4채널 디지털 펄스 발생기(DG535, SRS)를 사용하였으며, 인젝터 구동 드라이버는 자체 제작한 드라이버를

사용하였다. 또한 단기통 가시화 엔진의 제원 및 인젝터의 제원은 각각 Table 1과 Table 2에 나타내었다. 실린더 내의 혼합기 분포 특성을 파악하기 위하여 분사시기 변화에 따른 분무 거동 특성을 파악하였으며, 이때 인젝터의 분사시기를 BTDC 40°부터 80°까지 20°씩 증가시키면서 압축행정 분사시 점화 플러그 주변의 성층 정도를 파악하였다.

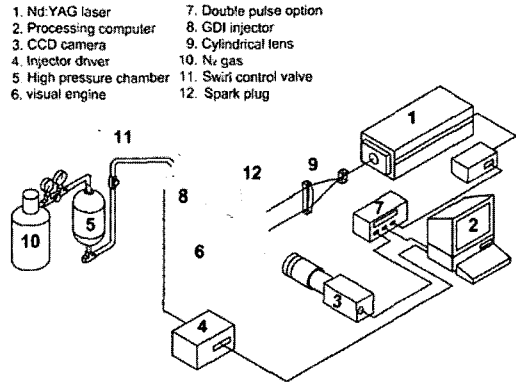


Fig. 1 Schematic diagram of optical visual engine system

Table 1 Specification of test engine

Item	Specification
Engine	4 valve DOHC single cylinder
Clearance volume	47.3 cc
Bore × Stroke	81 mm × 88 mm
Compression ratio	10.3
Operation speed (rpm)	600

Table 2 Specification of GDI injectors

Factor	Injection pressure	Spray pattern	Offset angle	Swirl
Injector	5MPa	Hollow cone	0°	0

Fig. 2는 인젝터의 부착각도 및 광학 창을 나타낸 개략도이다. 실린더 라이너는 석영(Quartz : Fused silica)으로 제작하여 수직방향의 흡입 유동장(flow filed)과 분무 속도 및 혼합기 분포를 측정할 수 있다. 또한 피스톤 형상의 변화에 따른 실린더내의 유동장을 측정하기 위하여 바닥 면에 광학창 설치하여 점화플러그 주변의 성층 특성을 파악할 수 있도록 하였다.

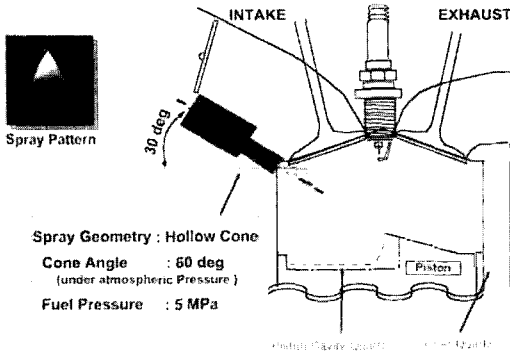


Fig. 2 Configuration of test engine

Fig. 3은 압축행정 말기에 점화 플러그 주변의 성능 효과를 분석하기 위한 실험 장치 개략도이다. 레이저 시트빔(sheet beam)이 조사될 수 있도록 연소실 주변을 광학 창으로 설치하였으며, 피스톤 광학 창을 투과한 영상은 45° 경사진 광학 미러(optical mirror)에 반사되어 촬영부로 영상이 입사된다. 또한 단기통 가시화 엔진의 엔코더의 신호를 기준으로 인젝터 신호, CCD 신호 및 레이저 신호를 제어할 수 있도록 구성하였다.

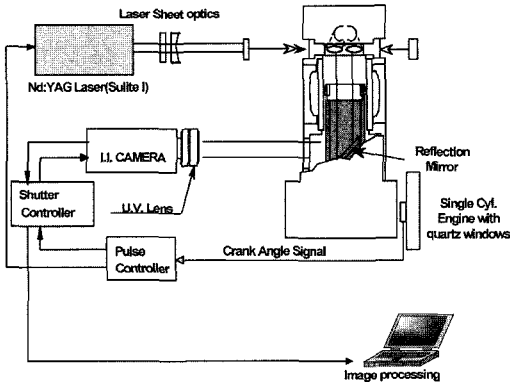


Fig. 3 Measurement system of mixture distribution for the late injection mode

Fig. 4에 나타난 개략도는 레이저의 시트빔이 실린더내로 입사되는 위치 및 실제적으로 연료 성층 특성을 파악할 수 있는 가시화 영역(visualization area)을 나타내었다. 이러한 시스템을 통하여 점화 시기 BTDC 20°일 때의 분사시기 변화에 따른 점화 플러그 주변의 연료 성층화 특성을 파악할 수 있었다.

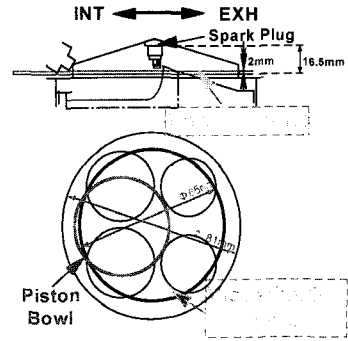


Fig. 4 Schematic diagram of visualization region at compression stroke

2.2 해석 방법

2.2.1 상호상관 입자 영상 속도법

PIV는 유동장에 부유된 입자를 일정한 시간 간격을 두고 단속적인 레이저등으로 조사하여 산란되는 빛을 영상에 담아 분석함으로써 유동장의 속도분포를 얻는 광계측 방법이다. 본 연구에서 수행된 상호상관법은 Fig. 5에 나타난 바와 같이 80μs 시간간격을 두고 취득된 2장의 이미지를 50% overlap을 적용하여 각각의 검색영역으로 분할하고 이미지강도의 평균값에 경험적인 상수값을 적용한 threshold level을 지정하여 이미지 처리를 한 후 Fourier 변환의 합성정리를 이용하여 상관계수를 구하는 방식이다.²⁰⁾ 구해진 상관계수에 따라 각각의 검색영역마다 한

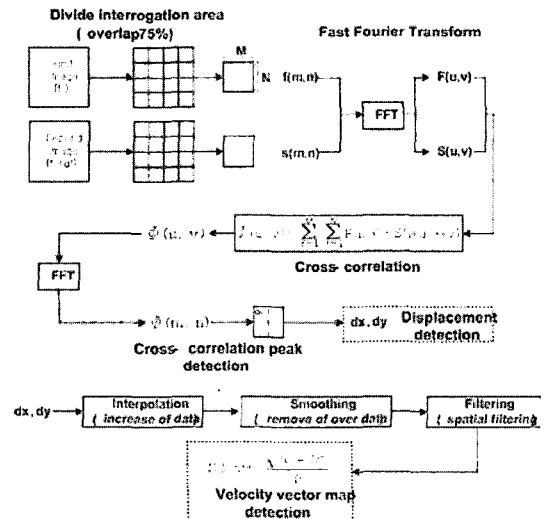


Fig. 5 PIV algorithm

개의 입자 이동거리가 계산되고 오류벡터의 최소화를 위해 전체 이미지에 대한 보간, 제거작업이 수행된다. 마지막으로 cut-off 주파수를 이용하여 필터링한 후 시간 항을 적용, 최종적으로 전체이미지에 대한 속도벡터를 얻게 된다.

2.2.2 와도 강도

일반적으로 와도의 계산은 수평방향으로의 수직방향 속도 변화와 수직방향으로의 수평방향 속도변화의 차에 의해 계산된다. 본 연구에서는 PIV에서 많이 사용되고 있는 Osseen vortex theory를 채택하여 적용하였다. Osseen vortex theory에서는 simple difference, 8-points circulation, second order central difference를 이용하여 와도강도를 계산하며 본 연구에서는 현재 와도강도의 계산시 보편적으로 사용되고 있는 8-point circulation과 second order central difference 이론에 따른 와도강도 계산 프로그램을 작성하여 비교, 분석하였다. Fig. 6의 (a)와 식 (1)에서 나타낸 바와 같이 8-point circulation을 이용한 와도강도의 계산은 한 개의 검색영역 내 와도강도의 계산시 주변 8개의 검색영역에서 얻어진 수평, 수직방향의 속도성분을 이용하고, Fig. 6의 (b)와 식 (2)에서 나타낸 바와 같이 second order central difference를 이용한 와도강도의 계산은 그 보다 한 차수 높은 범위 내 8개의 검색영역에서 얻어진 속도성분을 이용하여 보다 더 정확한 와도강도의 계산이 가능하다. 그러나 Fig. 6에 나타난 바와 같이 전체 이미지의 경계부분에 존재하는 검색영역에 대한 와도강도의 계산은 주변 검색영역의 속도성분의 부재로 인하여 와도강도의 산출이 불가능하다. 따라서 알고리즘 상에서 이를 보완할 수 있는 보간 작업을 필요로 한다.

$$\omega_5 = \frac{\Delta L}{(2\Delta L)^2} \begin{bmatrix} (u_2 - u_8) + (u_6 - u_4) \\ +0.5 \begin{bmatrix} (u_3 - u_9) \\ + (u_1 - u_7) \\ + (u_5 - u_7) \\ + (u_3 - u_1) \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\omega_{13} = \frac{1}{\Delta L} \begin{bmatrix} \frac{(v_{11} - v_{15}) + (u_3 - u_{23})}{12} \\ + \frac{8(v_{14} - v_{12}) + 8(u_{18} - u_8)}{12} \end{bmatrix} \quad (2)$$

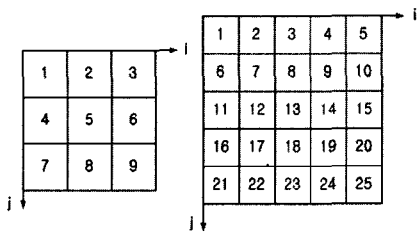
2.2.3 엔트로피 해석

계의 거시상태는 체적이나 온도, 압력 등과 같은 열역학적 변수에 의해서 규정된다. 그리고 하나의 거시상태는 일반적으로 많은 수의 미시상태가 대응된다. 통계열역학의 목적은 열역학 함수와 같은 거시상태를 나타내는 물리량을 미시상태의 변수로도 출하고자 하는 것이다. 볼츠만이 이러한 작업을 하는 과정에서 부딪힌 문제는 물리량에 대한 시간평균 문제 이었다. 즉, 물리량의 측정이 순간적으로 완료될 수 없기 때문에 모든 물리량의 측정치는 어떤 시간에 걸친 평균값이어야 한다는 이론이다. 이러한 시간평균을 적용하기 위해 계의 상태가 위상공간의 허용된 상태에 머무르는 시간이 같다는, 즉 확률의 개념을 이용한 에르고딕 가설을 도입하였다. 따라서 오랜 시간이 경과하면 각각의 미시상태가 실현될 빈도수는 같게 된다는 것을 의미한다. 이 가정을 바탕으로 어떤 거시상태가 실현 될 확률은 이 거시상태에 얼마나 많은 미시상태가 대응되는가에 따라서 결정된다. 또한 미시상태의 수는 구속조건이 허락하는 한 최대한으로 존재한다. 이러한 엔트로피와의 유사한 성격으로부터 볼츠만은 다음과 같은 미시적 양 Ω (미시상태 수)과 거시적 양 S (엔트로피)를 연결하는 관계식을 유도하였다.

$$S = k \ln n(\Omega) \quad (3)$$

여기서 k 는 볼츠만 상수이다.²⁰⁾ 이러한 이론들과 여러 가지 가정들을 도입하여 최대일 때가 1, 최소일 때가 0이 되는 정규화 된 엔트로피 S^* 를 정의하면 다음과 같다.

$$S^* = \frac{I_i \ln(I_{\max}) - \sum_i^M [I_i \ln(I_i)]}{I_i [\ln(M) - \ln(I_i) + \ln(I_{\max})]} \quad (4)$$



(a) 8-point circulation
(b) Second order central difference

Fig. 6 Data grid for vorticity algorithm

- M : 분할된 셀의 개수
- I_i : 영상전체의 이미지 강도 적분값
- I_{max} : 이미지 강도 최대값
- I_i : M 개로 분할된 셀 내의 입자의 각각에 대한 이미지 강도

3. 결과 및 고찰

3.1 연소실내 유동 특성 분석

본 연구에서는 직립 포트(straight port) 형상을 갖는 실린더 헤드를 사용하였으며, Fig. 7은 본 연구에서 사용된 크랭크 각의 변화에 따른 밸브리프트의 변화를 나타낸 결과이다.

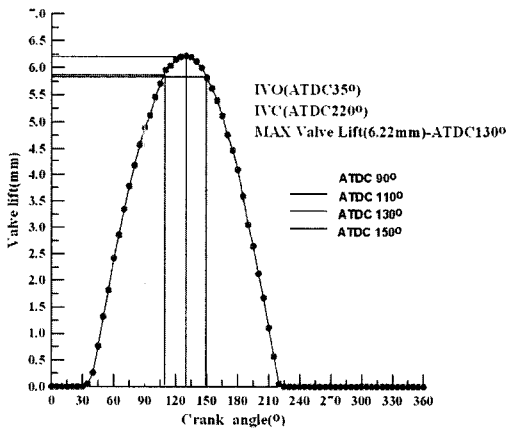


Fig. 7 The variation of the valve lift according to crank angle

3.1.1 연소실내의 속도 분포

Fig. 8은 Fig. 5에서 언급한 DPIV 알고리즘을 이용

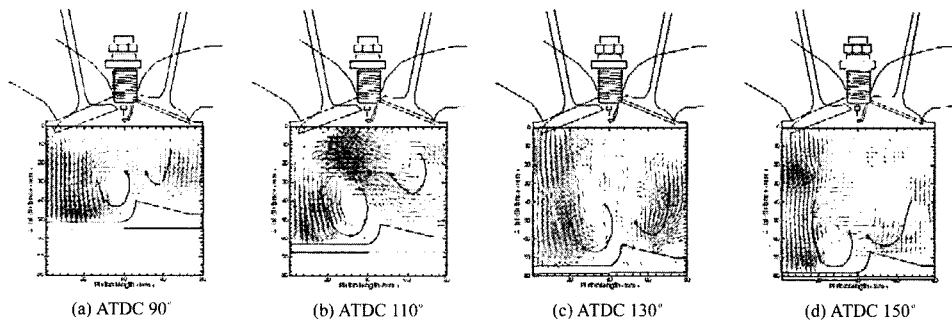


Fig. 8 Velocity distribution according to crank angle at intake stroke

하여 엔진 회전수 600rpm일 때 흡입 행정시의 밸브리프트 변화에 따른 실린더내의 유동 특성을 파악한 결과이다. ATDC 90°부터 흡입 유동에 의해 비교적 작은 형태의 텀블과 와(vortex)가 발생되고 있으며, 최고 흡입 유량을 갖는 ATDC 110°와 ATDC 130°의 경우 텀블(tumble)이 성장해가는 모습을 파악할 수 있었다. 또한 실린더 양쪽 측면에서 발생한 와가 서로 충돌에 의해 텀블의 형태가 부서지는 특징을 보이고 있으며 ATDC 150°의 경우가 충돌에 의해 텀블의 일부가 감소되고 있음을 알 수 있었다. 이러한 흡입유동에 의해 생성된 텀블은 흡입 행정 분사시 연료 액적이 실린더내의 유동에 수반되어 균일한 혼합기 분포를 이루는데 커다란 영향을 끼칠 것으로 생각되어 진다.

3.1.2 실린더내의 와도 분포

Fig. 9는 Fig. 6에서 언급한 알고리즘을 이용하여 흡입행정중의 크랭크 각도 변화에 따른 실린더 내부 유동에 대한 와도 특성을 보인 결과이다. 밸브리프트 길이가 증가함에 따라 유입되어 들어오는 유량의 증가로 인하여 ATDC 110°~130°사이에 와도가 증가하고 있음을 확인할 수 있었다. 유입 속도와 와도가 증가하는 흡입행정 시에 연료를 분사할 경우 균일한 혼합기를 형성하는데 효과적인 것으로 생각되어 진다.

3.2 연소실내의 혼합기 분포 특성

3.2.1 Mie 산란법을 이용한 혼합기 분포

Fig. 10은 Mie-산란법을 이용한 분사시기 변화에 따른 실린더내의 연료 분포도 결과이다. 가시화를

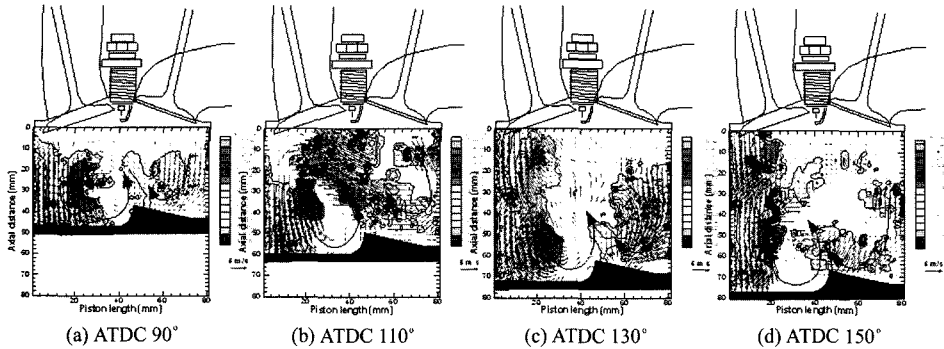


Fig. 9 Velocity and vorticity distribution according to crank angle at intake stroke

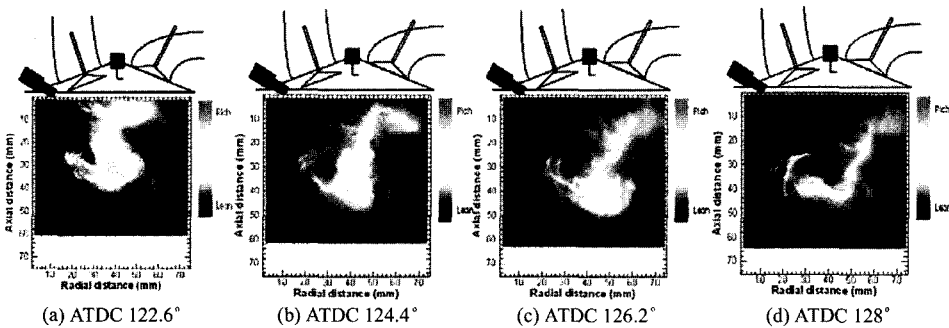


Fig. 10 Fuel mixture distribution according to crank angle at intake stroke

통하여 얻은 결과를 통하여, 분사시기가 ATDC 110° 인 경우, 실린더 내의 혼합기 분포를 측정하였다. 밸브가 열리기 시작하는 시점에 실린더 내로 연료를 분사할 때 연료 액적이 피스톤 상단면에 젖음(wall-wetting)현상이 발생되었으며, 흡입 유동이 최대가 되는 시점에 분사한 경우는 Fig. 10의 결과와 같이 실린더 내에 균일한 혼합기를 구성하고 있음을 보여주고 있다. 만일 분사시기를 이보다 늦출 경우 유입되는 흡입 공기와 수반될 수 있는 시간이 부족하여 균일한 혼합기를 이루는데 다소 불리하다고 생각되어 진다.

3.2.2 DPIV방법을 이용한 실린더 내의 연료 액적 속도 분포 특성

Fig. 11은 상호 상관 입자 영상 추적법의 알고리즘을 이용하여 분사가 끝난 후 시간 경과에 따라 실린더 내의 분무 액적의 속도 분포를 분사시기별로 나타낸 결과이다. Fig. 11(a)의 경우 밸브가 열리기 시작하는 위치에 분사된 연료 액적의 속도 분포는 대기 분무의 속도와 비슷한 경향을 보이고 있으며,

흡입 유동과 액적간의 상호 운동량 교환이 적게 나타나고 있다. 그러나 Fig. 11(b)의 경우는 흡입 유동의 관성 모멘텀과 연료 액적의 운동량 모멘텀의 상호 활발한 운동량 교환에 의해 Fig. 11(a)의 경우 보다는 전체적으로 빠른 속도 분포를 보이고 있으며, 흡입 유동장과 잘 부합되는 결과를 보이고 있다. 또한 너무 늦은 시기에 분사하는 경우는 밸브 리프트가 닫히는 과정이며, 흡입 유동이 둔화됨과 동시에 운동량이 감소되고 있기 때문에 전체적인 실린더내의 속도 분포는 느리게 나타난다.

3.2.3 통계 열역학적 방법을 이용한 실린더내의 혼합기 균질도 특성 분석

Fig. 12는 통계 열역학적 방법을 이용하여 가시화 엔진 내의 연료 액적의 확산 및 혼합 과정을 분석한 결과이다. 혼합기 분포의 확산과 균질화 정도(homogeneous degree)를 정량적으로 분석하기 위하여 통계 열역학적 엔트로피 해석방법을 도입하였다. Fig. 12(a)의 결과로부터 비균질화된 혼합기 분포가 피스톤 상단면에 분포함을 확인할 수 있었다. 연료 분

DPIV와 엔트로피 해석방법을 이용한 가시화 엔진내의 유동 특성 및 상층효과에 관한 실험적 연구

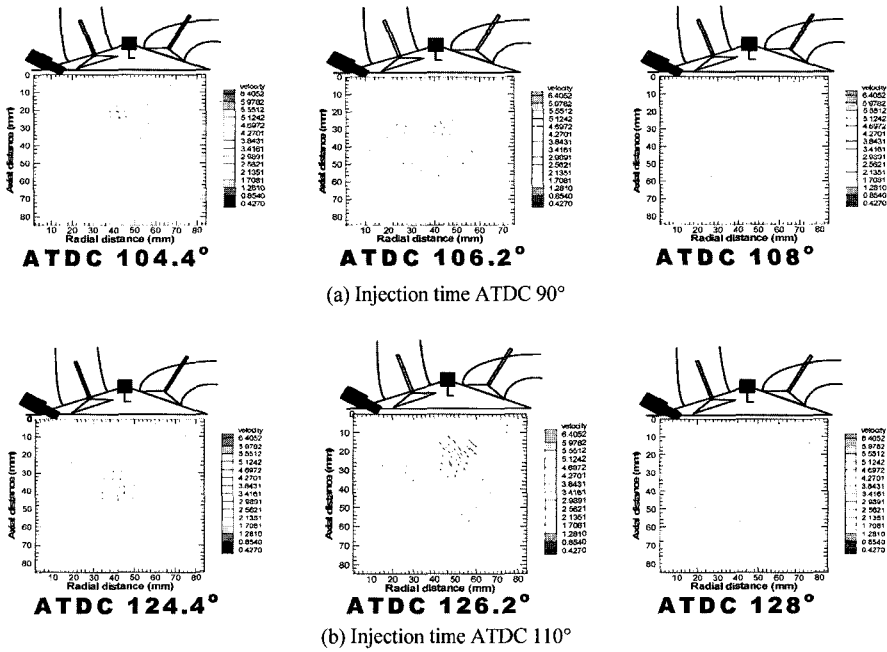


Fig. 11 Velocity distribution in cylinder according to injection time

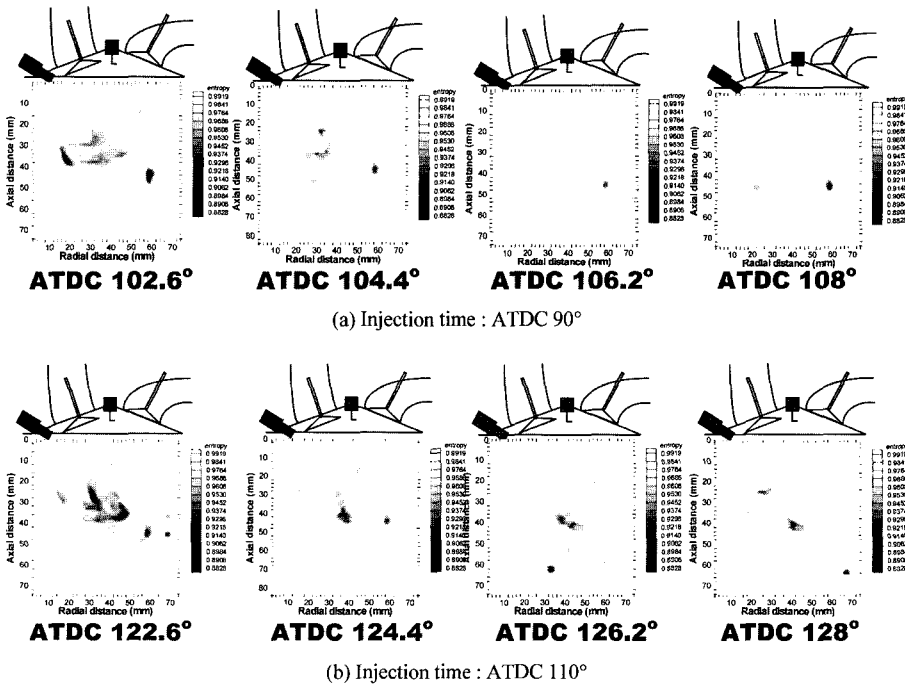


Fig. 12 Vorticity distribution in cylinder according to injection time

사 종료 후 시간이 경과함에 따라 비균질화된 혼합기가 피스톤 상단에 충돌하고 있으며, 이러한 원인

으로 인하여 HC(hydrocarbon)가 발생하게 될 것으로 생각되어 진다. 밸브 리프트가 최대가 되는 ATDC

110°~130°에 연료를 분사할 경우 흡입 유동으로 인한 연료액적의 확산 현상으로 인하여 균일한 혼합기 분포를 이루고 있음을 확인하였다.

3.2.4 엔트로피와 와도의 상관관계

Fig. 13은 분사시기에 따른 실린더 내의 전체적인 평균 엔트로피를 나타낸 결과이다. 이 결과를 통하여 ATDC 110°~130°에 분사하는 것이 흡입 유동장과 연료 액적의 운동량 모멘텀이 잘 부합되어 균질화된 혼합기 분포뿐만 아니라 연료 액적 확산이 극대화됨을 알 수 있었다.

Fig. 14는 분사후 시간 변화에 따른 와도 특성을 나타낸 결과이다. Fig. 11의 결과에서도 볼 수 있듯이 분사시기 ATDC90°와 ATDC110°일 때 16°CA후에 와도 강도가 가장 크게 나타나고 있다. 이러한 이유는 흡입 유동과 분사된 연료가 잘 부합되어 균일한 혼합기를 이루는데 가장 적합한 조건이라 생각된다.

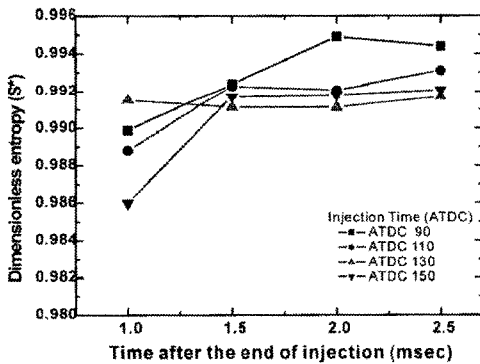
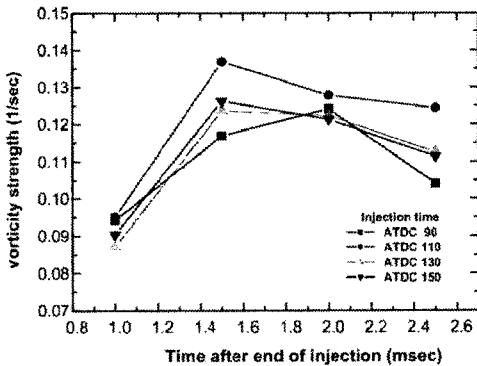


Fig. 13 Average entropy according to changing injection time



Average vorticity according to changing injection time

3.3 압축행정 분사시의 연료의 성층 효과 분석

Fig. 3과 4의 시스템을 이용하여 압축행정 분사시 점화 플러그 주변의 성층 특성을 분석하였다. 분사시기를 BTDC 40°에서 BTDC 80°까지 10°의 간격으로 분사하였을 때 점화시기에 해당하는 BTDC 20°에서의 플러그 주변의 혼합기 분포를 통하여 성층 특성을 분석한 결과를 Fig. 15에 나타내었다. 분사시기 변화에 따라 각기 다른 형태의 점화플러그 주변의 혼합기 분포를 측정할 수 있었다. 분사시기가 BTDC 40°와 BTDC 80°와 같이 너무 진각(advance angle)시키거나 지각(retard angle)시킬 경우, 점화 플러그 주변의 혼합기 분포는 다소 희박한 형태의 결과를 얻은 반면 분사시기가 BTDC 60° 영역에서는 점화 플러그 주변에 농후한 혼합기 분포를 이루고 있음을 확인할 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서는 직분식 가솔린 엔진 개발 시에 반드시 필요한 연소실내 유동제어를 이용하여 흡입·압축 행정시의 연소실내 속도장 측정과 압축 행정 분사시 성층효과 분석을 통하여 최적 분포에 적합한 조건 및 특성을 파악하였다. 본 연구는 단기통가시화 엔진에서 수행한 결과로서 이에 해당하는 운전조건은 아이들링 상태일 때 결과이다. 이에 대한 결과는 다음과 같다.

- 1) 가시화 엔진내의 흡입 유동에 대한 속도 분포 결과를 통하여 실린더 양쪽 측면에 발생한 와는 밸브 리프트가 감소됨에 따라 텀블이 감소되는 특성을 보이고 있으며 이러한 특성을 통하여 밸브 리프트가 최대일 때 텀블이 제일 강한 것을 볼 수 있었다.
- 2) Mie 산란법과 엔트로피 해석법 및 PIV 측정법을 통하여 흡입 행정 분사시의 피스톤 상단면의 분무 충돌로 인한 피스톤 상단면의 액적 젖음 현상을 파악함과 동시에 실린더내의 유동장의 영향에 따른 연료 분포도 및 혼합기의 균질도를 파악할 수 있었다. 이러한 결과를 통하여 ATDC 110°~ATDC 130°에 연료를 분사하는 것이 실린더 내에 균질한 혼합기 분포를 형성시킬 수 있음

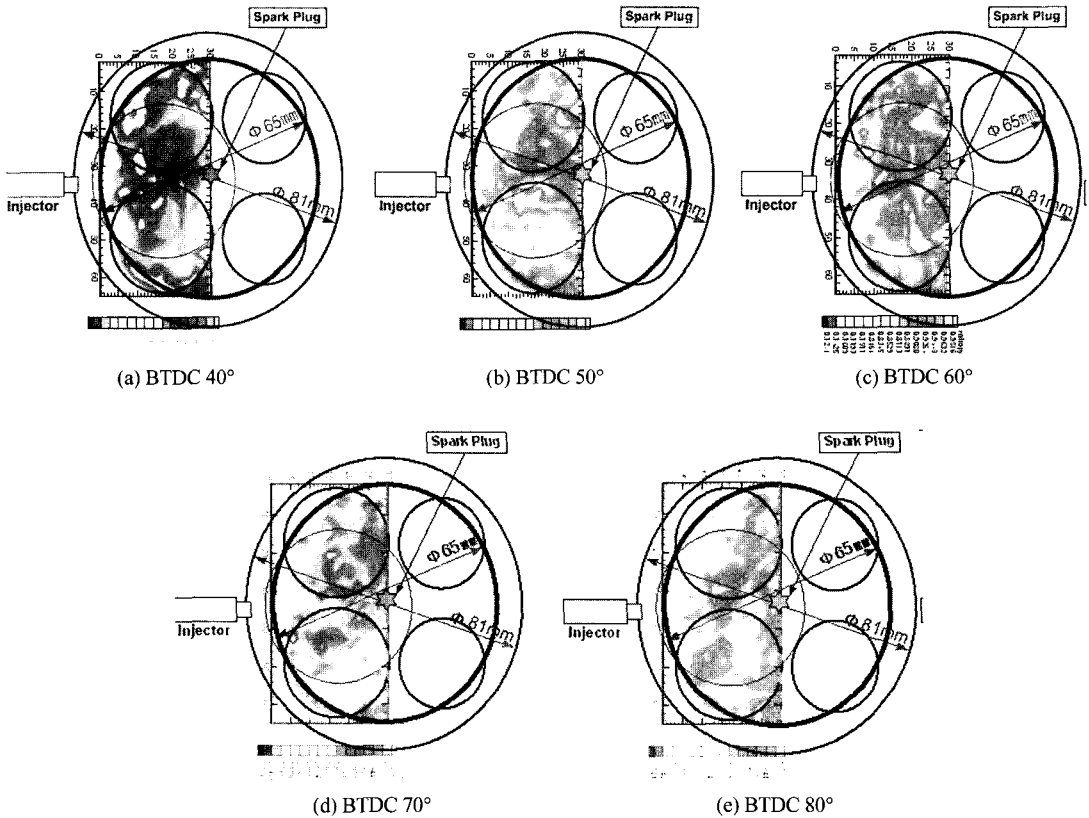


Fig. 15 Stratified characteristics according to injection time at compression stroke

을 알 수 있었다.

- 3) 압축행정 분사시의 성층 효과를 분석한 결과, 점화시기가 BTDC 20°일 때 점화플러그 주변에 최적의 성층 효과를 얻을 수 있는 연료 분사시기는 BTDC 60° 전후이며, 이 시기가 점화플러그 주변에 농후한 혼합기 분포가 형성되고 있음을 관찰하였다.

후 기

본 연구는 연소기술센터(CERC)의 후원을 받아 수행되었으며, 관계기관에 진심으로 감사의 뜻을 표합니다.

References

- 1) T. Kume, Y. Iwamoto, K. Iida, M. Murakami, K. Akishino and H. Ando, "Combustion Con-

trolled Technologies for Direct Injection SI Engine," SAE 960600, 1996.

- 2) Y. Takagi, T. Teruyuki, S. Muranaka, A. Iiyama, Y. Iwakiri, T. Urushihara and K. Naitoh, "Simultaneous Attainment of Low Fuel Consumption, High Output Power and Low Exhaust Emissions in Direct Injection SI Engine," SAE 980149, 1998.
- 3) F. Q. Zhao and M. C. Lai, "A Review of Mixture Preparation and Combustion Control Strategies for Spark-Ignited Direct-Injection Gasoline Engine," SAE 970627, 1997.
- 4) H. Michael, A. Brad and S. Hochgreb, "Early Spray Development in Gasoline Direct-Injected Spark Ignition Engine," SAE 980160, 1998.
- 5) C. Preussner, C. Döring, S. Fehler and S. Kampmann, "GDI : Interaction Between Mixture Preparation, Combustion System and Injector Performance," SAE 980498, 1998.

- 6) Y. Iwakiri and A. Kakuho, "Effectiveness and Issues of Various Measurement Techniques Used in Evaluating Spray Characteristics in a Direct-Injection Gasoline Engine," Proceeding of The 15th International Combustion Engine Symposium, 9935095, 1999.
- 7) N. S. Jackson and J. Stokes, "Research and Development of Advanced Direct Injection Gasoline Engines," 18th International Vienna Motor Symposium, 1997.
- 8) W. Ipp, V. Wangner, H. Krämer, M. Wensing, A. Leipertz, S. Arndt, A. K. Jain, "Spray Formation of High Pressure Swirl Gasoline Injectors Investigated by Two-Dimensional Mie and LIEF Techniques," SAE 1999-01-0498, 1999.
- 9) Y. Iwamoto, K. Noma, O. Nakayama, T. Yamauchi and H. Ando, "Development of Gasoline Direct Injection Engine," SAE 970541, 1997.
- 10) T. H. Lake, J. Stokes, P. A. Whitaker and J. V. Crump, "Comparison of Direct Injection Gasoline Combustion System," SAE 980154, 1998.
- 11) T. Nogi, T. Shiraishi, Y. Nakayama, M. Ohsuga and N. Kurihara, "Stability Improvement of Direct Fuel Injection Engine under Lean Combustion Operation," SAE 982703, 1998.
- 12) K. Hiraya, K. Hasegawa, T. Urushihara, A. Iiyama and T. Itoh, "A Study on Gasoline Fueled Compression Ignition Engine," SAE 2002-01-0416, 2002.
- 13) M. Sjoberg, Lars-O. Edling, T. Eliassen, L. Magnusson and H. E. Angstrom, "GDI HCCI: Effects of Injection Timing and Air Swirl on Fuel Stratification, Combustion and Emissions Formation," SAE 2002-01-0106, 2002.
- 14) S. Yamamoto, T. Satou and M. Ikuta, "Feasibility Study of Two-stage Hybrid Combustion in Gasoline Direct Injection Engines," SAE 2002-01-0113, 2002.
- 15) D. Marriott and D. Reitz, "Experimental Investigation of Direct Injection-Gasoline for Premixed Compression Ignited Combustion Phasing Control," SAE 2002-01-0418, 2002.
- 16) M. Shelby, S. Hochgreb, S. Hochgreb, "Early Spray Development in Gasoline Direct-Injected Spark Ignition Engines," SAE 980160, 1998.
- 17) F.-Q. Zhao, J.-H. Yoo, and M.-C. Lai, "Spray Dynamics of High Pressure Fuel Injectors for DI Gasoline Engines," SAE 961925, 1996.
- 18) G. M. Choi, D. S. Choi and D. J. Kim, "Spray Structures and Vaporizing Characteristics of a GDI Fuel Spray," KSME International Journal, Vol.16, No.7, 2002.
- 19) M. Yamakawa, S. Isshiki, T. Yoshizaki and K. Nishida, "Measurement of Ambient Air Motion of D.I. Gasoline Spray by LIF-PIV," COMODIA, pp.499-504, 2001.
- 20) J. H. Rhim, S. Y. No, "Breakup Length of Conical Emulsion Sheet Discharged by Pressure-swirl Atomizer," Int. J. Automotive Technology, Vol.2, No.3, pp.93-101, 2001.