

< 논 문 >

## 엔진속도 변화에 따른 연소실내 Spark Plug 주위의 유동특성 고찰

성백규\* · 전광민\*\*

(1995년 8월 16일 접수)

### Characteristics of In-Cylinder Flow Near the Spark-Plug for Different Engine Speeds

B. K. Seong and K. M. Chun

**Key Words :** LDV(레이저 도플러 유속계), Cycle by Cycle Variation(사이클 변동), Ensemble Averaged Analysis(앙상블 평균해석), Cycle Resolved Analysis(사이클 리졸브드 해석), Turbulent Intensity(난류 강도)

#### Abstract

Flows in the combustion chamber near the spark plug are measured using LDV. A single cylinder DOHC S. I. engine of compression ratio 9.5:1 with a transparent quartz window piston is used. Combustion chamber shape is semi-wedge type. Measured data are analysed using the ensemble averaged analysis and the cycle resolved analysis which uses FFT Filtering. Turbulent intensity and mean velocity are studied in the main flow direction and the normal to main flow direction as a function of engine speeds. The results shows that the turbulent intensity obtained by the ensemble averaged analysis is greater than that calculated by the cycle resolved analysis. Especially, the ensemble averaged analysis shows increase in turbulence at the end of compression stroke although the cycle resolved analysis shows increase only in the cycle-by-cycle variation with no noticeable increase in turbulence. The mean velocity in the main flow direction increase as engine speed increase. But the mean velocity normal to the main flow does not show such increase. Turnulent intensity in both direction increase in proproction to engine speeds. The magnitude of turbulent intensity is about 0.3~0.4 times the mean piston speeds at the end of the compression stroke.

#### 1. 서 론

오늘날 자동차 엔진의 개발에 있어서, 석유자원의 고갈과 환경문제로 인한 배기유해가스의 규제가 강화됨에 따라, 연료 소모율을 낮추고 배기 유해가

스를 감소시키는 것이 중요한 과제로 대두되고 있으며, 또한 보다 높은 성능의 엔진개발이 요구되어지고 있다. 따라서 이러한 문제점들을 해결하기 위하여는 엔진의 연소성능과 배기가스에 많은 영향을 미치는 엔진 실린더 내의 유동장에 대한 많은 연구가 필요하다. 그러나 실린더 내의 유동장은 3차원, 압축성, 비정상상태의 난류유동으로 매우 복잡하여 정확히 이해하기가 어렵다. 많은 연구가들이 엔진 실린더 내의 유동을 측정하기 위하여, 실제의 엔진과 거의 같이 작동하면서, 측정하고자 하는 유동장

\*현대자동차(주) 중앙연구소

\*\*회원, 연세대학교 기계공학과

에 광학적 접근이 가능하도록 한 실험용 가시화 엔진을 제작하여 유동해석을 시도하여 왔다. 1872년 Nicolaus Otto<sup>(1)</sup>는 유리 실린더를 사용한 hand cranked model 엔진을 제작하여, 유동에 관한 가시화 실험을 하였으며, 흡기가 상층화되는 것을 알아내었다. Lee<sup>(2)</sup>는 투명한 실린더를 갖춘 실험용 엔진에서 흡입과정시 발생하는 순환유동의 존재와 Shrouded Valve에 의한 Swirl의 발생, Swirl의 세기와 엔진속도 사이의 관련성 등을 발견하였다. Bowditch<sup>(3)</sup>는 quartz piston을 장착한 단기통 엔진을 제작하여, Quartz Window를 통한 실린더내 유동의 현상들을 관찰하고 High-speed movie camera에 기록하였다. 그 후 많은 연구자들이 가시화 단기통엔진에 LDV, PTV, PIV 등의 Laser를 이용한 측정기술을 도입하여 실린더 내의 유속 및 난류강도 측정을 시도하고 있다.<sup>(4~11)</sup> 이러한 실린더 내의 유속 및 난류강도는 혼합기의 형성과 화염의 전파속도에 결정적인 영향을 미치고 있다. 특히 희박 연소엔진의 개발에 따라 초기 화염의 안정적 성장이 중요한 관심의 대상이 되고 있고 초기 화염의 성장에 결정적인 역할을 하는 스파크 플러그 주위의 유속과 난류강도의 정확한 측정은 매우 중요한 과제가 되고 있다.

본 실험은 가시화 단기통 엔진에 LDV 측정기술을 적용하여, 연소실내 spark plug 주위에서 엔진의 회전속도 변화에 따른 유동장의 변화를 고찰하고, 측정 데이터의 처리 방법에 따른 실제 난류강도의 변화를 고찰하고자 한다.

## 2. 실험장치 구성 및 방법

### 2.1 가시화 단기통 엔진

실험에 사용된 엔진은 가시화용 단기통 엔진으로 (Fig. 1), 광학적 접근이 가능하도록 Quartz

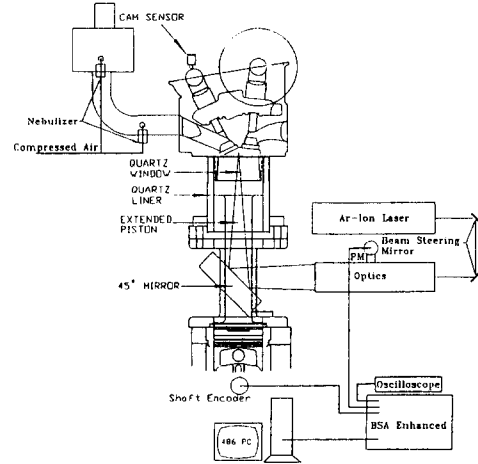


Fig. 1 Single cylinder research Eng. & LDV system layout

Cylinder Liner 및 Piston Window를 장착하였다. Piston Ring은 Quartz Liner 표면에 손상이 가지 않고, 무윤활 작동이 가능한 Rulon-LD 소재를 사용하였다. 엔진의 주요 제원을 Table 1에 나타내었으며, 엔진은 400, 800, 1500 RPM의 WOT 상태에서 작동하면서 실험을 하였다. Fig. 2에 흡기 포트 및 연소실 형상, Fig. 3에 측정점의 위치를 나타내었으며, 피스톤 TDC에서 8mm 위, 실린더 중심축을 기준으로 5mm 간격으로 5 지점에서 측정하였다.

### 2.2 LDV system의 구성

일반적으로 광원과 관측기가 상대운동을 하는 경우에 도플러효과에 의한 파장 및 주파수의 변화가 발생한다. LDV System은 이러한 원리를 이용한 것으로서, 유체 중에 존재하는 산란 입자에 레이저 빛을 입사시키고, 그 산란광의 도플러 주파수 변화를 측정하여 유체의 속도를 구하는 방법이다. 즉,

Table 1 Engine Specifications

No. of Valves	4 Valve (intake 2/exhaust 2)
Bore×Stroke	75.5×83.5
Compression Ratio	9.5 : 1
Valve timing	In-BTDC 5°/ABDC 35° Ex-BBDC 43°/ATDC 5°
Combustion chamber type	Semi-Wedge

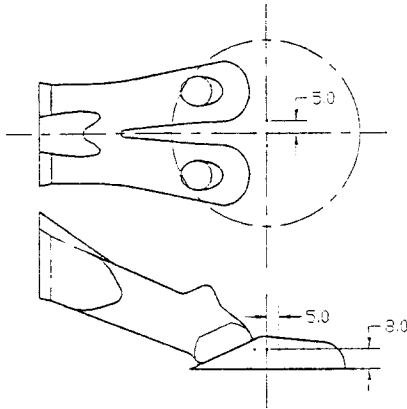


Fig. 2 Intake port configuration & combustion chamber type

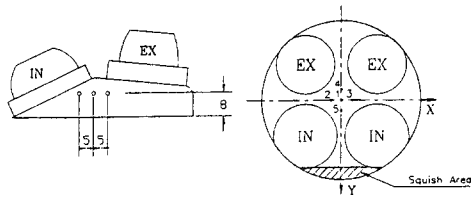


Fig. 3 Measuring points

평행성, 단색성, 직진성이 뛰어난 레이저 빔을 측정하고자 하는 위치에 교차시키면, 주축에 평행한 격자(Fringe)를 갖는 타원형 체적의 측정점(Measuring Volume)이 형성되며, 유체를 따라 움직이는 산란 입자가 이 격자를 통과하면서 발생하는 도플러 주파수 변화를 측정하여 다음의 관계식에 의하여 유속을 얻을 수 있다.

$$U_x = f_D \cdot \frac{\lambda/2}{\sin(\theta/2)}$$

$U_x$  = 산란 입자의 속도 성분

$f_D$  = 도플러 주파수

$\lambda$  = 레이저 빛의 파장

$\theta$  = 레이저 빛의 교차각

LDV System의 구성은 일반적으로 Light Source, Transmitting Optics, Receiving Optics, Photo Multiplier, Signal Processor 등으로 구성되며, Fig. 1에 가시화용 단기통 엔진과 함께 LDV System의 구성도를 나타내었다. 각각의 특성 및 규격은 다음과 같다.

#### 1) Light Source

미소한 주파수 편이량의 측정 및 작은 측정체적(Measuring Volume)을 얻기 위하여는 가간섭성, 단색성, 평행성이 우수한 레이저 빔이 많이 사용되며, 다양한 속도 성분 및 후방 산란광에 의한 속도 측정시는 충분한 빛의 세기를 낼 수 있는 Ar-Ion Laser(Wave length : 476.5, 488, 514.5 nm)가 사용된다. 레이저 빔의 특성은 빔 단면의 세기 분포를 나타내는 Transverse Mode와 레이저 발생기의 Optical cavity를 구성하는 두 개의 미러(Transmitter, High Reflector) 사이의 간격에 관계되는 Longitudinal Mode가 있으며, LDV 측정시에는 공간 분해능 및 Data Rate를 증가시키기 위하여 TEM<sub>00</sub> Mode(Gaussian Mode)가 필요하다. 본 실험에서는 Lexel 사의 model 95-2(max. 2W) Ar-Ion laser를 사용하였다.

#### 2) Optical Component

광학부품은 Transmitting Optics와 Receiving

Table 2 LDV system specifications

Laser wavelength	514.5 nm
Sampling method	Backward scattering sampling
Focal length	350 mm
Beam spacing	50 mm
Beam expander Ratio	2.27
Beam intersection angle	3.97°
Measuring volume dimension	1.329mm × 0.095mm
Seeding particle	TiO <sub>2</sub> (0.22 μm), MSF(2.27 μm)
Signal processor	BSA enhanced 57N20

Optics로 구성되며, Light Source에서 나오는 Laser Beam을 Collimating, Splitting, Focusing 및 측정점에서의 산란된 신호를 받아들이는 역할을 한다. 모든 광학 부품은 무반사 코팅처리되어 있다. 본 실험에서는 TSI사의 광학부품을 사용하였고, LDV의 주요 광학적 특성은 Table 2에 나타내었다.

3) Signal Processor

측정점에서 산란된 빛의 Doppler 신호를 Photo-Multiplier에 의하여 Signal Processor로 받아들여 속도를 Sampling하는 것으로 Dantec 사의 BSA Enhanced (Model 57N20)를 사용하였다.

4) Seeding Particle

Seeding particle은 알콜에 TiO<sub>2</sub>와 MSF(micro spherical feather)를 부유시켜, Nebulizer를 이용하여 흡기 시스템에 분무하였으며, Nebulizer로부터 분무되는 평균입자의 크기는 4μm 이하이다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 속도 측정 및 데이터 처리

Fig. 3은 측정 위치를 표시한 것이다. 측정시 평균 Data rate와 Data Valid는 각각 7 KHz, 70~80%였다. 데이터의 처리는 Ensemble Averaged Analysis와 FFT Filtering 기술을 이용한 Cycle Resolved Analysis를 적용하여 이를 비교하였다.

Ensemble Averaged Analysis에서 순간 속도 U는 Ensemble Averaged Velocity  $U_{EA}$ 와 Fluctuation velocity  $u_F$ 로 구별된다. 즉

$$U(\theta, \Delta\theta, i) = U_{EA}(\theta, \Delta\theta) + u_F(\theta, \Delta\theta, i)$$

- $\theta$ =Crank Angle
- $\Delta\theta$ =Crank Angle Window about  $\theta$
- $i$ =ith Cycle

여기서 Ensemble Averaged Velocity  $U_{EA}$ 와 Ensemble Averaged Fluctuation Intensity  $u'_{F,EA}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$U_{EA}(\theta, \Delta\theta) = \frac{1}{N_v(\theta)} \sum_{i=1}^N U(\theta, \Delta\theta, i)$$

$$u'_{F,EA}(\theta, \Delta\theta) = \left[ \frac{1}{N_v(\theta)} \sum_{i=1}^N u_F(\theta, \Delta\theta, i)^2 \right]^{1/2}$$

$N_v(\theta)$  = Total number of valid samples at crank angle  $\theta$

$N$  = Number of Cycles

FFT Filtering 기술을 이용한 Cycle resolved analysis는 Fig. 4에 그 개념도를 나타내었다.<sup>(12)</sup> 샘플링된 순간 속도를 FFT Filtering에 의하여 저주파 성분과 고주파 성분으로 분리하고, 고주파 성분으로부터 난류강도 값을 얻는다. 또한 저주파 성분의 변동성분으로부터 사이클 변동값을 얻고, 정규성분으로부터는 평균속도 값을 얻는다.

여기서 각 사이클의 평균은 FFT Analysis에 의하여 구하며, 이때 Cut-off Frequency( $F_{\infty}$ )의 선정은 난류강도 및 사이클 변동값에 많은 영향을 미치므로 매우 중요한 과정이나, 현재  $F_{\infty}$ 의 선정에 대한 뚜렷한 이론이 정립되지 못한 상태이며 연구자마다 약간의 차이점을 갖고 있다. 본 실험에서는 피스톤 평균속도의 30배에 해당하는 주파수를  $F_{\infty}$ 로 선정하였다.<sup>(13)</sup> 즉 400RPM의 경우 200Hz, 800RPM의 경우 400Hz, 1500RPM의 경우는 750Hz로 하였다. 이것은 Data rate가 충분히 높은 경우에, Ensemble averaged analysis와 Cycle resolved analysis의 평균속도가 거의 일치하는 것으로 보이는 정도 타당한 값으로 판단된다.

3.2 Ensemble averaged analysis와 Cycle resolved analysis의 결과 비교

Fig. 5는 제4측정점에서의 Y-Dir.의 Ensemble

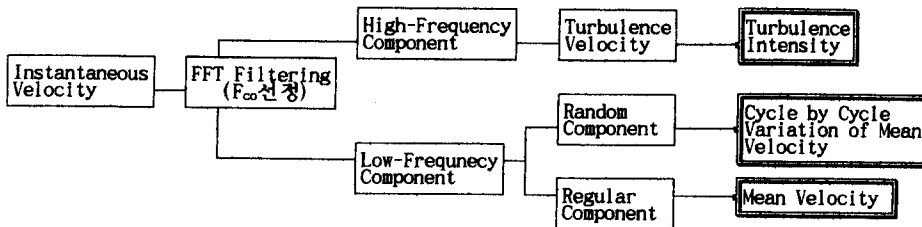


Fig. 4 Cycle resolved analysis procedure by FFT filtering algorithm

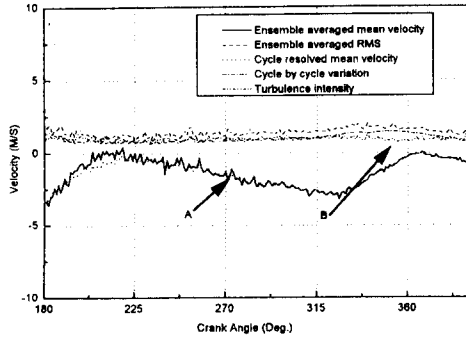


Fig. 5 Ensemble averaged analysis and cycle resolved analysis results vs. crank angle at 4th point, 800RPM, Y-Dir.

averaged analysis와 Cycle resolved analysis의 결과를 나타낸 것이다. Ensemble Averaged analysis의 평균속도와 Cycle resolved analysis의 평균속도가 잘 일치하고 있다(Fig. 5의 A 부분). 전반적으로 Ensemble averaged analysis의 RMS값(Ensemble averaged analysis에서의 난류강도)이 Cycle resolved analysis의 난류강도 값보다 크게 나타나고 있으며, 특히 압축말기에 RMS 값이 증가하고 있는 것으로 나타난다. 그러나 Cycle resolved analysis의 결과에 의하면, 이 값의 증가는 사이클 변동 값의 증가에 의한 것으로 실제 난류강도의 값은 크게 변하지 않고 있음을 알 수 있다(Fig. 5의 B 부분). 즉 지금까지 많은 연구자들이 제시한 것처럼, 엔진의 실린더내 난류강도 측정시에 Ensemble averaged analysis의 경우 사이클 변동 값의 영향으로 RMS 값이 크게 계산된다는 것이 확인되었으며, 연소해석과 관련된 난류강도의 계산은 Cycle resolved analysis에 의한 난류강도의 값을 이용하는 것이 바람직한 것으로 판단된다.

3.3 크랭크각 및 엔진회전속도 변화에 따른 평균속도의 변화

Fig. 6은 제4축정점에서 주유동방향인 Y방향의 크랭크 각도에 따른 평균속도의 변화를 각 측정 엔진 회전수에 따라 나타낸 것이며, Fig. 7은 평균 피스톤 속도로 무차원화한 것이다. Y방향의 경우 엔진속도가 증가함에 따라 평균속도도 비례하여 증가하고, 유동형태도 비슷한 것으로 나타나고 있다. 특히 흡입과정에서 비례관계가 잘 나타나고 있다. 속도의 크기는 흡입과정 중간정도에서 최대값을 가

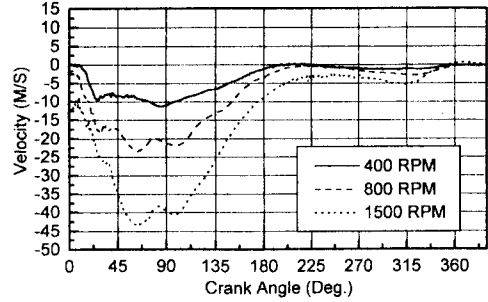


Fig. 6 Mean velocity with different engine speeds at 4th point, Y-Dir.

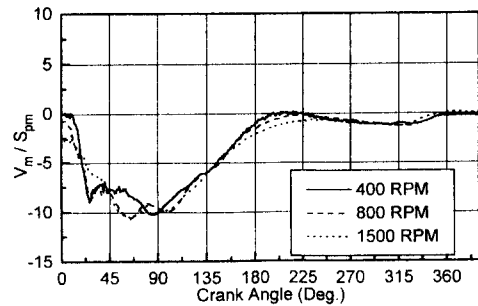


Fig. 7 Mean velocity normalized by mean piston speed at 4th point, Y-Dir. (Vm: Mean velocity, Spm: Mean piston speed)

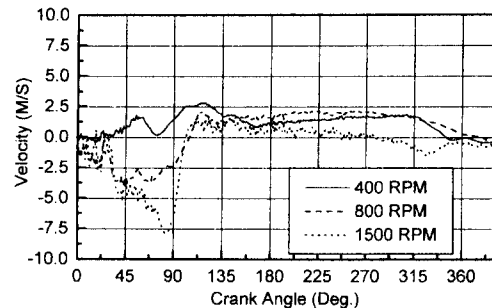


Fig. 8 Mean velocity with different engine speeds at 4th point, X-Dir

지며, 평균피스톤 속도의 약 10배 정도이다. Fig. 8은 제4축정점의 X방향의 크랭크 각도에 따른 평균속도의 변화를 엔진속도에 따라 나타낸 것이며, Fig. 9는 평균 피스톤속도로 무차원화한 것이다. X방향에서는 Y방향과 같은 비례관계가 나타나지 않으며, 유동형태도 다르게 나타나고 있다. Fig. 10은 400RPM, Fig. 11은 800RPM, Fig. 12는 1500 RPM에서의 평균속도 분포를 스파크 플러그 주위

의 측정단면에서 각 크랭크 각도에 따라 나타낸 것이다. 흡입 과정에서는 각 측정 엔진속도에서, 두 개의 흡입 밸브를 통하여 들어온 공기는 Y축을 중심으로 대칭을 이루며 1, 4, 5에서는 주로 Y방향의 속도성분을 갖고, 2, 3에서는 흡입밸브의 중심에서 밖으로 향하는 반경방향 성분을 갖는다. 그러나 압축과정에서는 400RPM 및 800RPM의 경우 오른쪽에서 왼쪽으로 향하는 X방향 속도 성분을 갖으나, 1500RPM의 경우는 압축과정에서도 Y방향으로 주

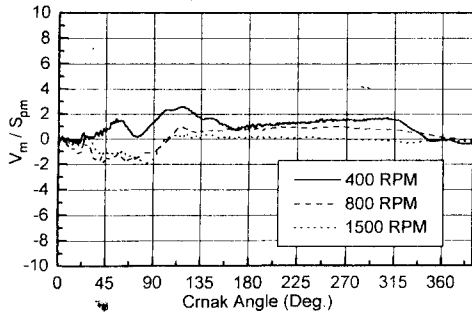


Fig. 9 Mean velocity normalized by mean piston speed at 4th point, X-Dir (Vm: Mean velocity, Spm: Mean piston speed)

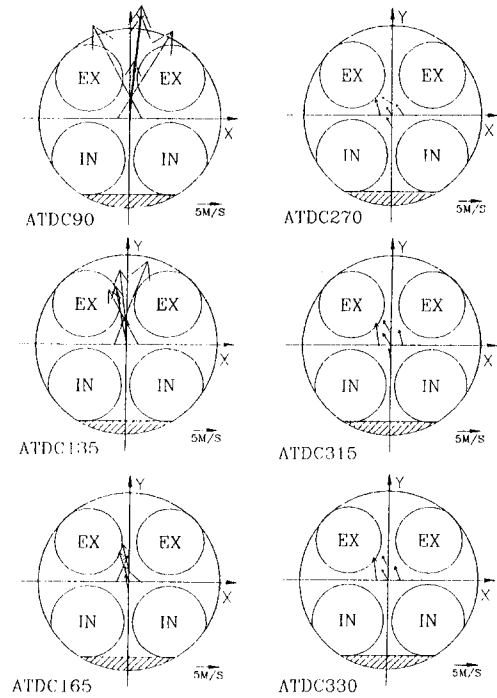


Fig. 11 Velocity distribution at 800 RPM

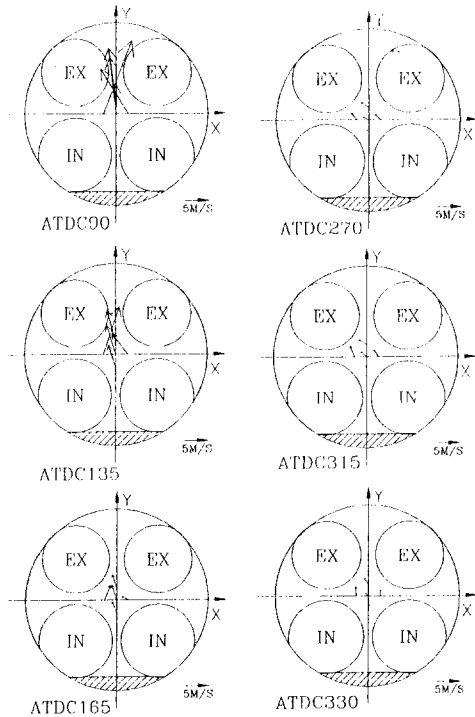


Fig. 10 Velocity distribution at 400RPM

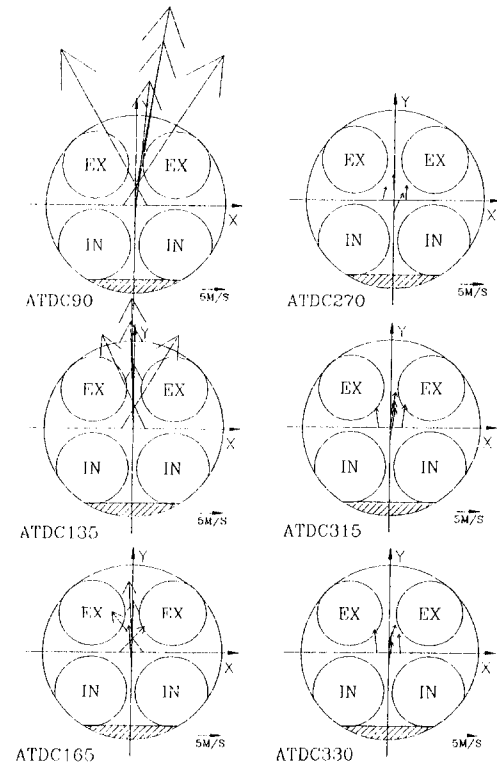


Fig. 12 Velocity distribution at 1500 RPM

유동장이 형성되고 있음을 알 수 있다. 즉 흡입과 정에서는 엔진속도에 따라 비슷한 유동장의 형태를 나타내고 있으나, 압축과정에서는 1500RPM의 경우 400RPM 및 800RPM과 다른 유동장의 형태를 나타내고 있다. 따라서 엔진 회전속도에 따른 평균 속도의 변화는 주 유동방향의 경우 엔진회전 속도가 증가함에 따라 평균속도도 증가하고 유동의 방향이 비슷한 형태를 나타내고 있으나, 그 수직인 방향(X 방향)에서는 엔진회전속도에 따른 변화는 크게 상관관계가 없는 것으로 판단된다.

3.4 엔진회전속도 변화에 따른 난류강도의 변화

Fig. 13은 제4축정점에서 압축과정시 Cycle resolved analysis에 의해 계산된 X 방향 난류강도의 변화를 크랭크각도에 대해 나타내고 있으며, Fig. 14는 평균 피스톤속도로 무차원화한 결과이다. 엔진회전속도가 클수록 난류강도의 값이 크며, 압축 중 거의 일정한 값(평균 피스톤속도의 약 0.3~0.5)을 유지하고 있음을 알 수 있다. Fig. 15는 제4축정점에서 Y 방향의 엔진회전 속도에 따른

난류강도의 변화를 나타내고 있으며, Fig. 16은 평균 피스톤속도로 무차원화 한 결과이다. X방향과 마찬가지로 엔진회전속도가 클수록 난류강도의 값도 크게 나타나고 있으며, 난류강도의 값도 비슷한 값을 나타내고 있다. Fig. 17은 압축 BTDC 45°에서 엔진회전속도에 따른 난류강도의 값을 나타낸 것으로 엔진회전속도의 증가에 대한 난류강도의 증가를 나타내고 있다. 또한 전 영역에서 주유동 방향인 Y방향의 성분이 X방향의 값보다 큼을 알 수

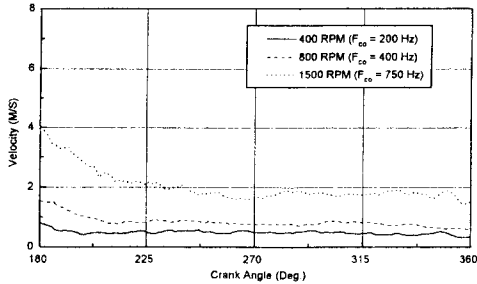


Fig. 13 Turbulence intensity with different engine speeds at 4th point, X-Dir.

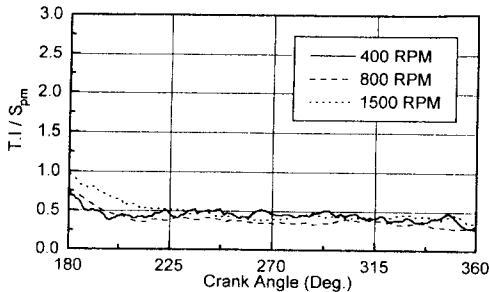


Fig. 14 Turbulence intensity normalized by mean piston speed at 4th point, X-Dir. (T. I : Turbulence intensity,  $S_{pm}$  : Mean piston speed)

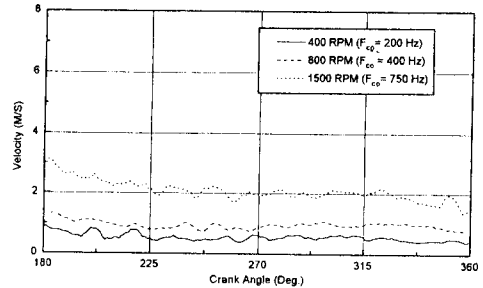


Fig. 15 Turbulence intensity with different engine speeds at 4th point, Y-Dir.

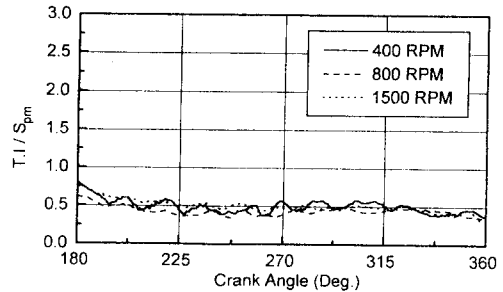


Fig. 16 Turbulence intensity normalized by mean piston speed at 4th point, Y-Dir. (T. I : Turbulence intensity,  $S_{pm}$  : Mean piston speed)

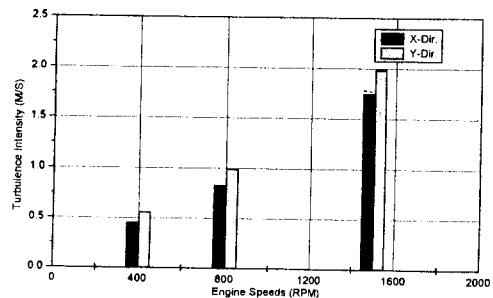


Fig. 17 Turbulence intensity vs. engine speed at 4th point, BTDC 45°

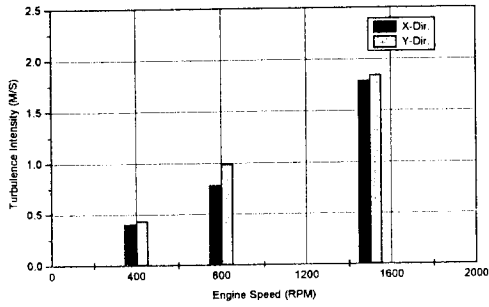


Fig. 18 Turbulence intensity vs. engine speed at 4th point, BTDC 25°

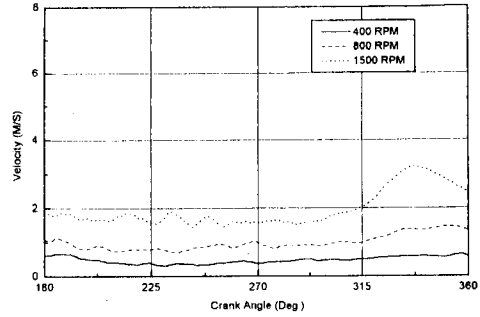


Fig. 20 Cycle by cycle variation of mean velocity with different engine speeds at 4th point, X-dir.

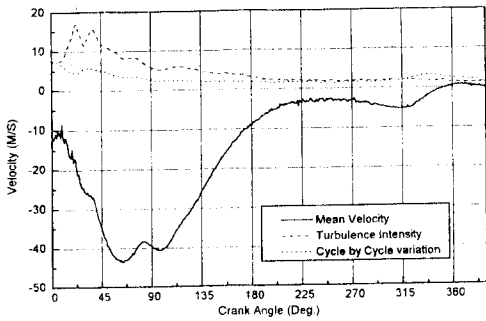


Fig. 19 Mean velocity, turbulence intensity, cycle by cycle variation of mean velocity at 1500RPM, 4th point, Y-Dir.

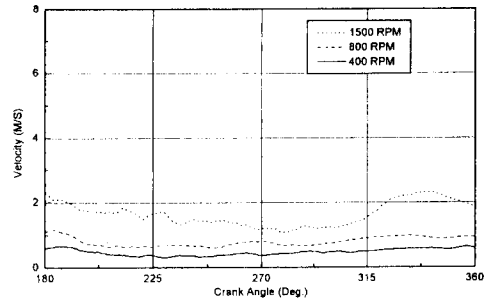


Fig. 21 Cycle by cycle variation of mean velocity with different engine speeds at 4th point, Y-Dir.

있다. Fig. 18은 압축 BTDC 25°에서의 난류강도의 값을 나타낸 것으로, 압축 BTDC 45°의 결과와 비슷한 현상을 보이고 있다. 따라서 엔진회전 속도에 따른 난류강도의 변화는, 엔진회전 속도가 클수록 난류강도의 값도 증가하며, X와 Y의 방향에 따른 값의 차이는 크지 않은 것으로 판단된다.

### 3.5 엔진속도 변화에 따른 사이클 변동(Cycle by cycle variation)값의 변화

Fig. 19는 제4축정점의 1500RPM에서, Y방향의 크랭크각 변화에 따른 평균속도, 난류강도, 평균속도의 사이클 변동값을 나타낸 것이다. 난류강도의 경우 흡입초기의 큰 값이 크랭크 각이 진행하면서 작아지고 압축과정 말기까지 어느 정도 일정한 값을 유지하고 있음을 알 수 있다. 그러나 사이클 변동값은 난류강도와 비슷한 경향을 보이다가, 압축말기에 증가하는 현상을 나타내고 있다. 이러한 원인은 흡입포트 쪽에 형성된 Squish의 영향으로 생각되어진다. 즉 Squish의 영향이 난류강도의 증

가보다는 사이클 변동값의 증가 쪽으로 영향을 미치고 있는 것으로 판단된다. Fig. 20과 21은 제4축 정점의 압축과정에서 X 및 Y방향의 사이클 변동값을 엔진 회전속도에 따른 변화를 나타내고 있다. 엔진속도가 클수록 사이클 변동값도 크게 나타나고 있다. 압축말기에 사이클 변동값이 증가하는 현상은 400RPM 및 800RPM보다 1500RPM에서 더욱 심하게 나타나고 있음을 알 수 있다.

## 4. 결 론

엔진 연소실내의 Spark plug 주위의 유동장 해석을 위하여 LDV 측정법을 적용하였다. 4 밸브의 Semi-wedge Type의 연소실을 갖는 엔진에서, 회전속도 변화에 따른 평균속도 및 난류강도, 사이클 변동값의 변화를 Ensemble Averaged Analysis 및 Cycle Resolved Analysis로 분석을 하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 엔진의 전체 행정 중에 Ensemble averaged



analysis에 의한 난류강도의 값은 사이클 변동값의 영향으로 Cycle resolved analysis에 의한 값 보다 크게 나타나고 있다. 따라서 난류강도의 값을 얻기 위해서는 Cycle resolved analysis를 적용하는 것이 바람직하다.

(2) 엔진 회전속도에 따른 평균속도의 변화는 주 유동방향의 경우에는 엔진회전속도가 증가함에 따라 평균속도의 크기도 증가하고 방향도 거의 유사하나, 그 수직인 방향에서는 주 유동방향에서와 같은 비례관계가 나타나지 않는다.

(3) 엔진 회전속도에 따른 난류강도의 변화는 양 방향 모두 엔진회전 속도가 클수록 난류강도의 값도 증가한다. 또한 압축과정 말기에는 주유동방향과 그에 수직인 방향에서의 값의 차이는 크지 않은 것으로 판단된다. 즉 Isotropic turbulence에 가까운 것으로 보인다.

### 참고문헌

- (1) Richman, R. M., 1982, "The Flow Diagnostics Engine: A New System for Piston Engine Research," Stanford Univ., Ph. D. Thesis.
- (2) Horlock, J. H. and Winterbone, D. E., 1986, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine*, Clarendon press Oxford.
- (3) Bowditch, F. W., "A New Tool for Combustion Research -A Quartz Piston Engine," *SAE Transaction* 69, 17~23.
- (4) Keunchul Lee, etc., 1993, "An Experimental Study of In-cylinder Air Flow in a 3.5L Four-Valve SI Engine by High Speed Flow Visualization and Two-Component LDV Measurement," *SAE Paper No.* 930478.
- (5) Felice E. Corcione, Gerardo Valentino, 1984, "Analysis of In-Cylinder Turbulent Air Motion Dependence on Engine Speed," *SAE Paper No.* 940284.
- (6) Liou, T.-M. and Santavicca, D. A., 1985, "Cycle Resolved LDV Measurements in a Motored IC Engine," *Transactions of the ASME*, Vol. 107.
- (7) Le Coz, J. F., etc., 1990, "An Experimental and Computational Analysis of the Flow Field in a Four-Valve Spark Ignition Engine-Focus on Cycle-Resolved Turbulence," *SAE Paper No.* 900056.
- (8) Le Coz, J. F., 1992, "Cycle-to Cycle Correlations Between Flow Field and Combustion Initiation in an S. I. Engine," *SAE Paper No.* 920517.
- (9) Rönnbäck, M., Le, W. X. and Linna, J. R., 1991, "Study of Induction Tumble by Particle Tracking Velocimetry in a 4-Valve Engine," *SAE Paper No.* 912376.
- (10) Shack, D. H. and Reynolds, W. C., 1991, "Application of Particle Tracking Velocimetry to the Cyclic Variability of the Pre-Combustion Flow Field in a Motored Axisymmetric Engine," *SAE Paper No.* 910475.
- (11) Guibert, P., etc., 1993, "Particle Image Velocimetry Measurements: Application to In-Cylinder Flow for a Two Stroke Engine," *SAE Paper No.* 932647.
- (12) Urushihara, T., etc., 1995, "Turbulence and Cycle-by-Cycle Variation of Mean Velocity Generated by Swirl and Tumble Flow and Their Effects on Combustion," *SAE Paper No.* 950813.
- (13) Hall, M. J., 1987, "A Study of Velocities and Turbulence Intensities Measured in Firing and Motored Engines," Princeton Univ. Ph. D. Thesis.