

〈논 문〉 SAE NO. 953705

고속 단발 가시화 스파크 점화 엔진에서의 연소 특성에 대한 선회효과 연구

Effects of Swirl on Flame Development and Late Combustion
Characteristic in a High Speed Single-Shot Visualized SI Engine

김 성 수,* 김 승 수**
S. S. Kim, S. S. Kim

ABSTRACT

The effects of swirl on early flame development and late combustion characteristic were investigated using a high speed single-shot visualized SI engine. LDV measurements were performed to get better understanding of the flow field in this combustion chamber. Spark plugs were located at half radius (R/2) and central location of bore. High speed schlieren photographs at 20,000 frames/sec were taken to visualize the detailed formation and development of the flame kernel with cylinder pressure measurements.

This study showed that high swirl gave favorable effects on combustion-related performances in terms of the maximum cylinder pressure and flame growth rate regardless of spark position. However, at R/2 ignition the low swirl shown desirable effects at low engine speed gave worse performances as engine speed increased than without swirl. There were distinct signs of slow-down in flame growth during the period when the flame front expanded from 2.5mm in radius until it reached 5.0mm apparently due to the presence of ground electrode. There seemed to be heat transfer effect on the flame expansion speed which was evidenced in high swirl case by the slowdown of the late flame front presumably caused by relatively large heat loss from burned gas to wall compared with low- or no-swirl cases.

주요기술용어 : Swirl(선회), Combustion Characteristic(연소 특성), Flame Kernel(화염 핵), Flame Growth(화염 성장), Flame Expansion Speed(화염 팽창속도)

1. 서 론

일반적으로 SI Engine에서는 흡기 과정에서 생성된 선회유동이 중, 저속 운전 조건에서 Emission에 나쁜 영향을 미치지 않으면서도 열효율과

출력의 증가를 가져오며, 사이클 변동의 감소와 연소속도의 증가를 가져와 연소 성능을 좋게 한다. 최근의 엔진 연구결과에서는, 흡기 선회 강도를 증가시키면 TDC 부근의 난류강도가 증가하여 연소속도가 증가하고 연소기간이 짧아지며,

* 정회원, 고등기술연구원 자동차기술연구실

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

사이클 변동이 감소한다는 것이 알려져 있다.¹⁻⁶⁾ 또 흡기 선회유동이 TDC 부근의 난류강도를 증가시키는 것은 선회유동의 Velocity Profile에 의한 전단효과 때문이며, 유동의 일정한 방향성 때문에 연소 최고압력 및 화염전파의 변동과 관계 있는 평균속도의 변동을 감소시킨다는 사실이 밝혀져 있다.⁷⁻⁸⁾ 점화시기 때의 난류강도는 초기화염 생성 뿐 아니라 전반적인 연소성능에 영향을 준다는 것은⁹⁻¹³⁾ 많이 알려져 있으나 이에 관한 많은 연구들이 저속조건에서 행해졌으며, 고속조건에서의 선회유동에 관한 연구는 거의 없는 실정이다.

따라서 고속조건에서의 선회유동의 효과를 알아보기 위하여 고속운전 조건 및 강선회 유동조건에서 선회유동이 초기 화염 생성과 연소성능에 미치는 영향을 분석할 필요가 있었으며 동일한 실험 엔진에서 엔진 회전수와 스파크 플러그의 위치에 따른 영향도 선회유동과 함께 조사하였다.

2. 실험장치와 실험방법

2.1 실험용 가시화 엔진

본 연구에 사용된 실험용 가시화 엔진의 개략도는 Fig.1과 같다. 급속 압축팽창 장치(RCEM : rapid compression and expansion machine)의 충격관은 실험 엔진의 구동장치로 사용되는데 이 관의 구동 부에 균일하게 분포된 고압공기는 구동용 피스톤을 움직이게 하여 크랭크샤프트와 컨넥팅 로드 연결 시스템으로 조합된 연장 피스톤을 움직이게 한다. 이 장치는 10~20ms 이내에 정지 상태에 있는 연장 피스톤을 고속으로 가속시킬 수 있다.

Fig.2는 점화시기(~30°BTC)로부터 연소완료시기(~30°ATC)까지의 크랭크샤프트의 회전속도를 나타낸 것인데 그 변화가 그다지 크지 않아 연소기간 동안의 평균 회전 속도를 실제 엔진 회전 속도와 상사하는 것으로 보았다. 연소실은 Disc형으로서 실린더 보어와 행정은 75.5×82 mm이고 압축비는 8.8이다. LDV(laser doppler velocimetry) 계측을 위해서 실린더 헤드에 두께 25 mm, 피스톤 크라운 부에 두께 12mm의 Borosili-

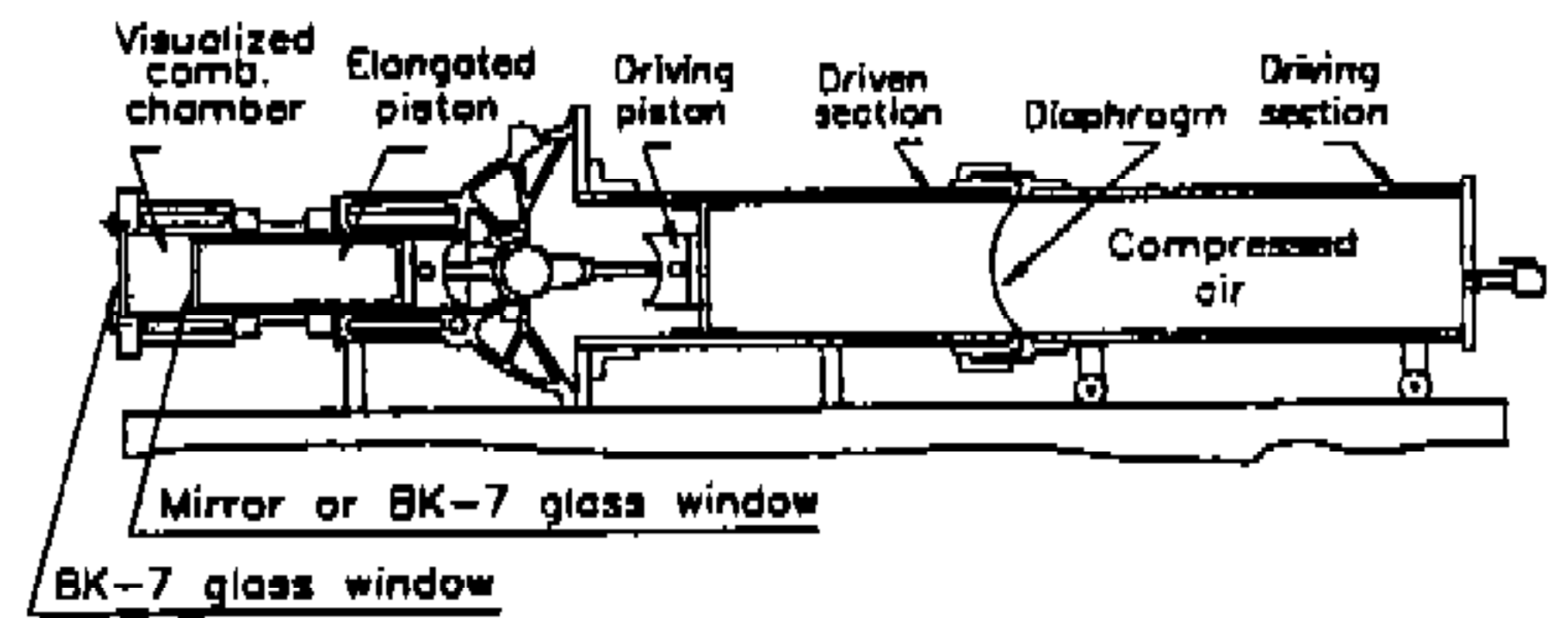


Fig.1 Configuration of single-shot visualized SI engine operated by rapid compression and expansion machine(RCEM).

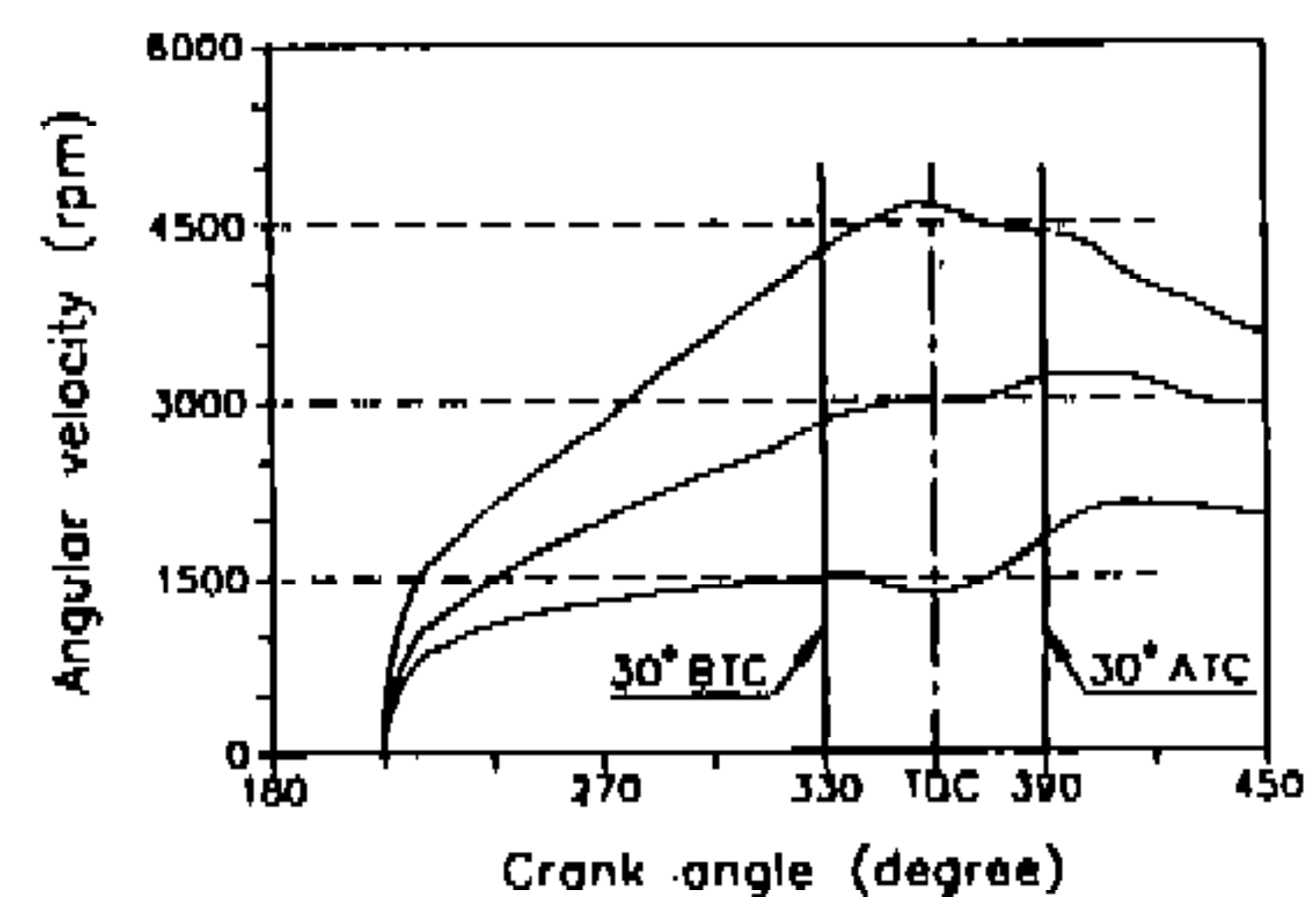


Fig.2 Angular velocity variation against crank angle attained by RCEM operations. These plots illustrate 10 tested engine speeds nominated as 1500, 3000 and 4500rpm under firing condition

cate 크라운 유리(BK-7)를 설치하였다. 또, Double Pass Schlieren 방법을 적용한 화염의 가시화를 위해서는 실린더 헤드에 19mm의 광학용 청유리를, 피스톤 크라운 부에 직경 71.5mm, 두께 5mm의 판 거울을 설치하였다. 화염의 가시화 영역은 실린더 보어 면적의 약 90%이다.

2.2 실험조건과 측정방법

액화석유가스(liquified petroleum gas, 92.3% molefraction propane from gas chromatograph analysis)인 연료는 연료 통에서 연료공급라인을 통해 균일한 연료혼합과 혼합기의 온도를 조절할 수 있는 혼합탱크로 유입되며 공기 공급라인을 통해 공급되는 공기와 혼합탱크 내에서 이론 공연비 조건(+/-2% 변동 이내)으로 혼합되어 피스톤이 하사점 부근에 위치한 상태에서 실린더 내로 유입된다. 실린더 내의 잔류가스 영향을 완전히 없애기 위해서 이 혼합기는 상사점 부근에 설치된

흡기 노즐을 통해 하사점 부근에 설치된 배기 포트에 충분한 시간동안 빠져나가도록 하여, 거의 일정한 흡기 조건으로 모든 실험을 수행하였다. 이때 배기 포트의 면적이 흡기 포트의 면적보다 약 3배 정도 크기 때문에 최대 흡입유량 조건인 4500rpm에서도 실험 초기조건에서의 실린더 내부는 거의 대기압 상태를 유지할 수 있었다. 유량조건은 실제 동급 엔진의 Maximum Pseudo Velocity의 운동에너지를 상사하여 4500rpm일 때, 6.50g/s, 3000rpm일 때 4.30g/s, 1500rpm일 때 2.17g/s로 정하였다.

흡기 밸브는 충격관의 분리막 파열 침의 작동을 기준으로 전기적 신호에 의해 닫혀지도록 되어 있으며, 선회유동의 효과를 극대화하기 위하여 흡기 노즐은 그 방향이 실린더 축에 대해 수직을 유지한 상태에서 반경 방향의 각도를 변화(0°, 10°, 20°)시킴으로써 흡기 선회강도를 조정하였다. 피스톤이 하사점 부근에 있는 실험 초기 상태에서 Paddle Wheel로 측정된 선회강도와 LDV로 측정된 선회강도를 Fig.3에 나타내었다. 선회강도의 크기는 엔진속도에 관계없이 노즐각도의 크기에 거의 선형적으로 비례하였다. 따라서 일정 엔진회전수 조건에서의 흡기 선회강도는 노즐각도의 크기로 구분할 수 있었는데 20° 노즐의 경우를 강선회 유동조건, 10° 노즐일 경우는 소선회 유동조건, 0° 노즐의 경우에는 무선회 유동조건으로 표시하기로 하였다.

실험용 엔진의 연소실 형상을 Fig.4에 표시하였다. 전극의 재질은 Stainless Steel로서 양전극은 직경이 1.4mm이며, 접지전극은 폭 3.2mm, 두께 1.0mm의 Strip을 스파크 플러그 몸체에 용접하여 스파크 갭이 1mm가 되도록 만들었다. 스파크 플러그는 실린더 헤드의 Window 아래 6mm 지점에 설치하였고 TCI(transistorized coiled ignitor) 시스템으로 30mJ의 Total Discharge Energy를 스파크 플러그에 공급하였다. 각 조건에서의 점화 시기는 R/2 점화 위치, 20° 노즐의 경우에 연소실의 연소 최고압력이 15°ATC에 나타날 때의 것으로 정하였다. 이 시기는 실제 엔진의 MBT 조건과 유사한데 1500rpm일 때 BTC 15°, 3000rpm일 때 BTC 22°, 4500rpm일 때는 BTC 29°였으며 Spark Duration은 엔진속도에 관계없이 1.2

ms로 유지하였다. 연소실의 압력은 Charge Amplifier(kistler 5008)에 수냉식 압전계(ALV, 12QP 505clk)을 연결하여 측정하였다. DMA 방식의 IBM-AT의 Data Acquisition System을 이용하여 1°CA 간격으로 압력 Data와 1MHz Clock으로 계산되는 기준 점으로부터의 경과시간을 채집하였다. 실험 조건은 Table 1에 요약하여 나타내었다.

2.3 유동장 측정 및 화염 가시화

총 출력이 4W인 Argon Ion Laser(coherent, innova 70-4)가 장착된 후방 산란 방식의 LDV를 이용하여 실험 조건에 따른 실린더 내부의 유동속도를 측정하였으며 그 장치를 Fig.5에 나타내

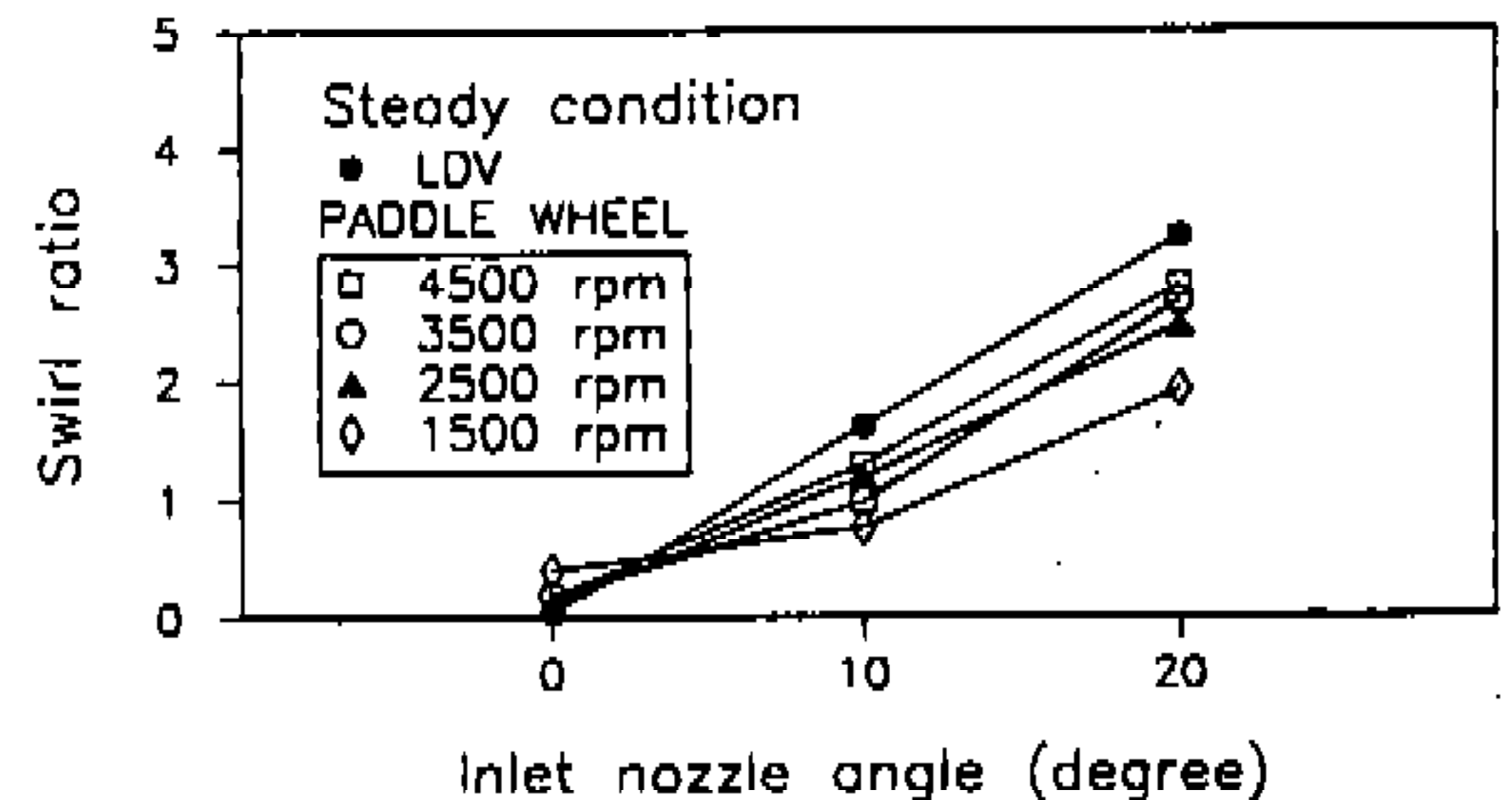


Fig.3 Induced swirl ratios by 0°, 10° and 20° inlet nozzles are measured by paddle wheel and LDV under initial steady state conditions, where SR data from LDV are mean values at 1000, 1600 and 2200 rpm conditions

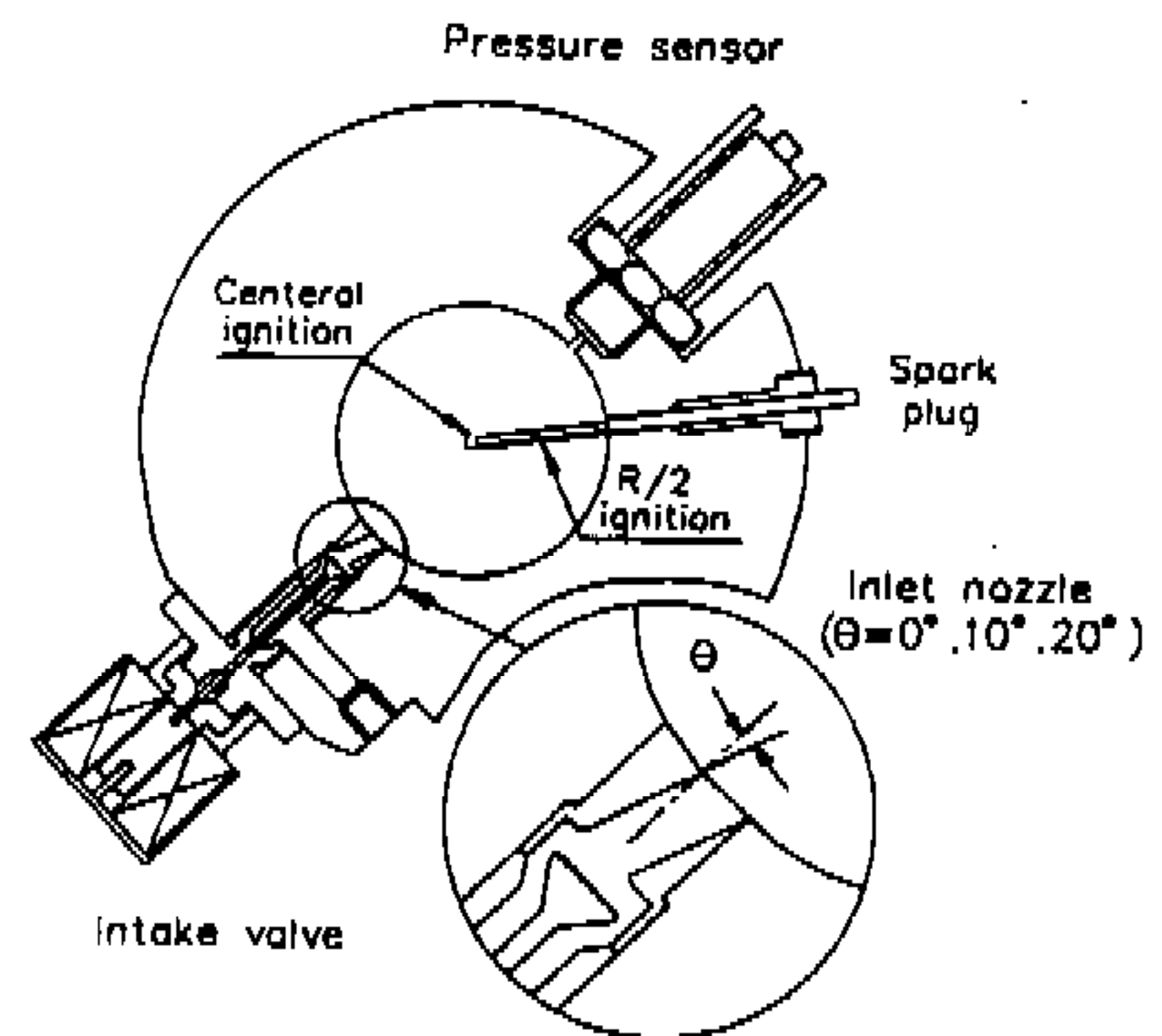


Fig.4 Arrangement of pressure sensor, valve intake and spark ignition systems in disc-shaped combustion chamber

Table 1 Test conditions

Equivalent engine speed(rpm)	1500, 3000, 4500
Air-fuel ratio	stoichiometric(+/-2% accuracy)
Mixture inlet temperature(K)	298+/-1
Gap distance(mm)	1.0
Fuel	LPG(propane 92.3%)
Ignition position	center or half-radius of cylinder bore
Ignition system	TCI(transistorized coiled ignition)
Swirl ratio at inlet condition	0.2, 1.1, 2.5

었다. 속도 측정을 위하여 파장이 514.5nm인 녹색 빛을 사용하였고, 이 빛의 출력은 거의 2W 정도였다. 부유입자는 직경이 약 1~2 μ m 정도인 알루미나(Al_2O_3)를 사용하였으며 Beam Spacing이 50mm이고 초점 거리가 250mm인 렌즈를 사용하였고 도플러 신호를 검출하기 위해서 카운터형의 신호 처리기(TSI, 1980B)를 이용하였다. 브랙 셀을 이용하여 유동의 방향성을 확인하였고 포토 멀티플라이어의 출력은 전기적으로 10MHz Downmix 되도록 하였다.

Double Pass Schlieren 방법으로¹³⁾ 화염을 가시화 하였고 그 장치는 Fig.6에 나타내었다. Xenon Pulsed Light(cordin model 359, flash lamp system)로 연소기간 동안 연소실을 밝혀주고 ASA 400, 35mm Film이 장착되는 드럼형 고속 카메라(cordin model 350)로 초당 2만장(+/-32장 변동이내)의 속도로 화염 상을 얻었다. 이 때 Frame 간격은 50 μ s이고 노출시간이 5.25 μ s이다. 연소 시작 시간은 스파크 갭에서 Spark Discharge가 보이기 시작한 Frame으로 정하였으며 실제 점화시기와는 50 μ s의 Uncertainty를 가진다. 이는 4500rpm일 때 1.4 $^{\circ}$ CA에 해당된다. 이미지 처리 시스템은 필름에 맺힌 화염 상을 채집하는 CCD 카메라(SEN TECH co. STC-10J)와 MVP-AT 이미지 처리용 보드가 부착된 IBM-AT로 구성되어 있다. 이 시스템에서 IMAGE-PRO 프로그램을 이용하여 화염의 Contour, 면적 및 중첩 상을 구하였다.

3. 실험결과 및 검토

3.1 실린더 내의 유동측정

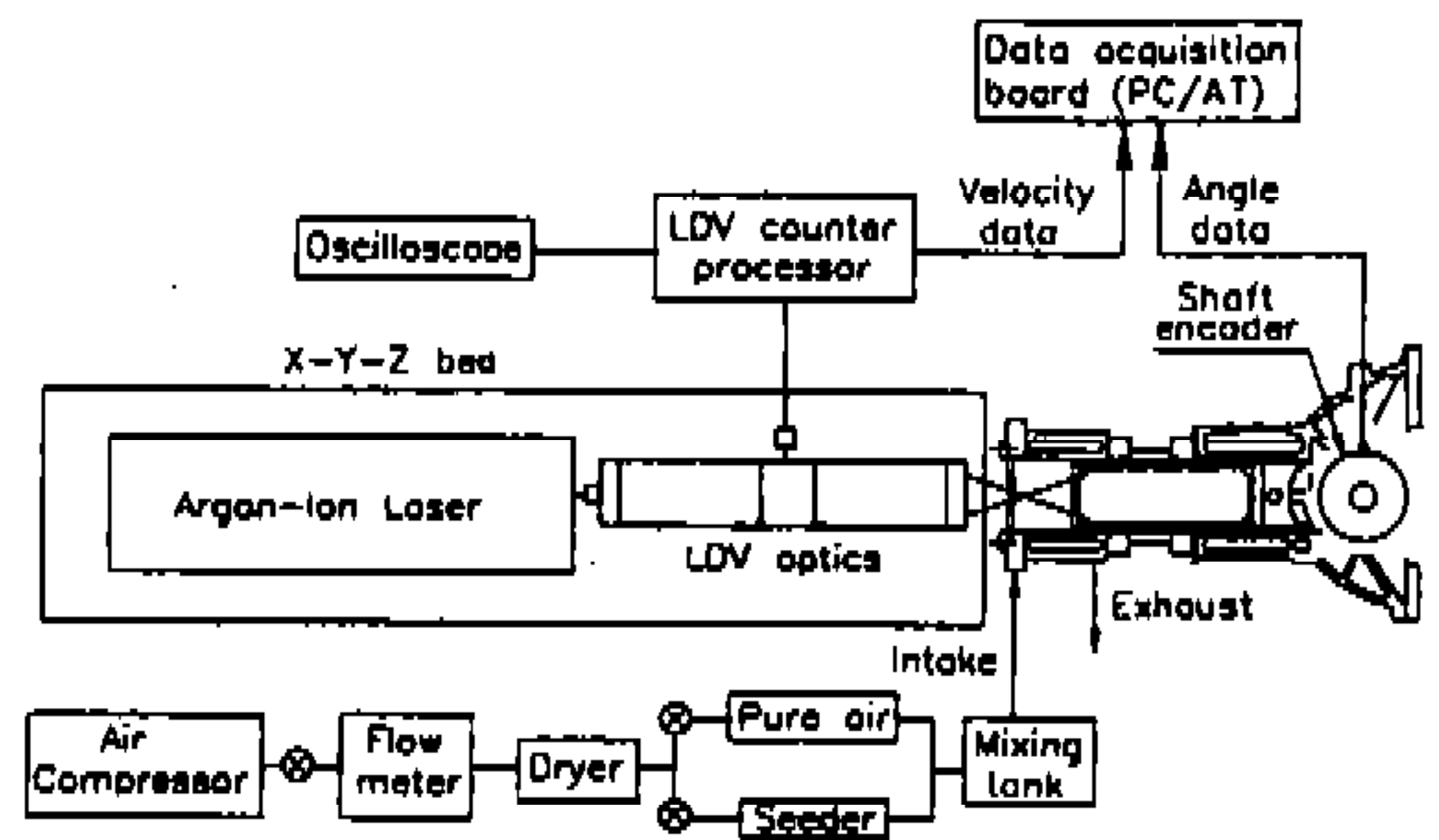


Fig.5 Schematic diagram of laser Doppler velocimetry and RCEM

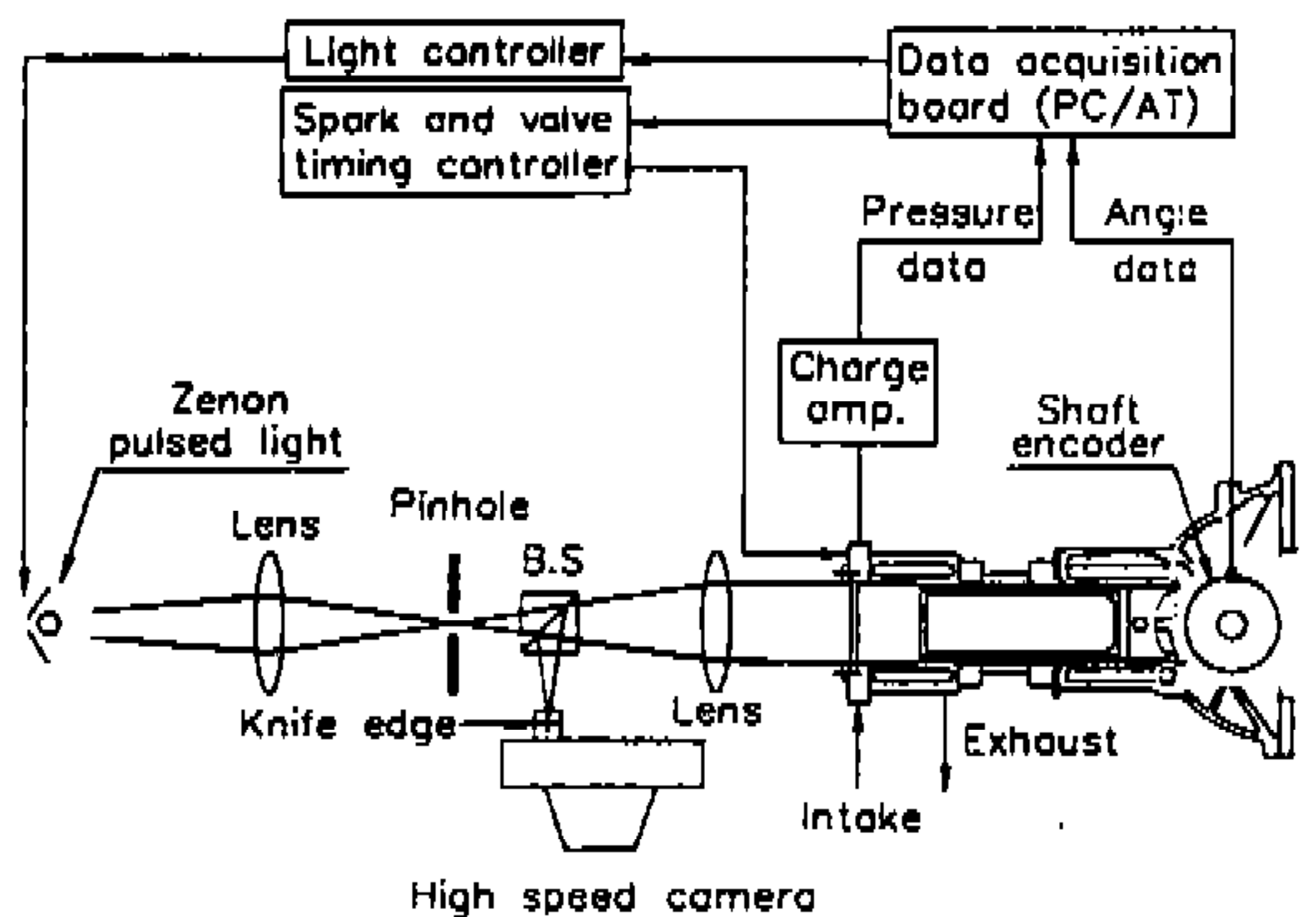


Fig.6 Schematic diagram of double pass Schlieren system

Fig.7(a)는 1000rpm 유동조건에서의 초기 정상 상태일 때 실린더 내부의 평균 유동속도를 나타낸다. 측정 면은 피스톤이 하사점 부근에 있을 때 실린더의 중간 단면이며 각 측정 점에서의 취득 데이터 개수는 220개였다. 이 실험 결과로부터 실린더 내의 선회 유동은 Solid Body Rotation에 가깝고, 접선속도가 흡기 노즐의 각도에 비례하여

증가함을 알 수 있다. 또 난류강도의 분포를 Fig.7 (b)에 나타내었는데, 그 분포 특성은 실린더 중심에서 난류강도의 x와 y성분의 크기가 비슷하여 Isotropy에 가깝고 또 전체적으로 $\pm 30\%$ 내에서 Homogeneous한 것을 알 수 있었다. 또, Witzke가 제시한 특성 면적 평균 난류수준을¹⁴⁾ 엔진 회전수 조건에 따라 Fig.7(c)에 나타내었다. 여기서 기대와는 달리 0° 노즐의 경우가 가장 큰 난류수준을 형성하였다. 이는 노즐로부터 분사된 흡입공기가 맞은편 실린더 벽면에 수직으로 부딪힌 후 원주방향으로의 두 지류를 형성하여 서로 충돌하면서 하사점 부근으로 이동하기 때문인 것 같다. 20° 노즐의 경우에는 분사각도로 인해 0° 노즐의 경우보다 충돌량이 적어 난류수준이 작게 형성된 것 같다.

점화 시기 및 상사점 부근의 유체유동을 분석하기 위하여 모터링 조건에서 연소실 내 유체속도를 측정하였다. 측정 위치는 점화 플러그 축 연장선 상의 7점이며 각 점에서의 접선속도를 측정하여 점화 플러그 위치 및 주위의 유동 특성을 분석하였다. Fig.8은 2000rpm, 20° 노즐의 경우 R/2위치에서 측정한 순간속도와 Cycle Resolved Analysis를⁷⁻⁸⁾ 적용하여 구한 Bulk속도와 난류 속도를 나타낸다. 이 때 적용한 Cutoff Frequency는 $30 \times \text{Engine Speed (rpm)} \text{ Hz}^{15)}$ 로서 1000 rpm일 때 500Hz, 1500rpm일 때 750Hz, 2000rpm일 때 1000Hz였다. 상사점에서의 10 사이클 앙상블 평균 난류강도를 측정위치 별로 구하여 Fig.9(a)에 나타내었다. Fig.9(b)는 330°CA에서 370°CA까지의 10° Window 난류수준을 나타내고 있으며 1000rpm과 2000rpm의 경우 20° 노즐일 때 가장 큰 난류 수준을 나타내고 있다. 그러나 1500rpm에서의 결과는 다른 경우와 다르게 0° 노즐의 경우가 크게 나타나고 있는데 이것은 난류의 Random 특성을 고려한다고 하더라도 전형적인 특성을 나타내지는 못하고 있는 것 같다. 전반적으로 초기조건을 나타내고 있는 Fig.7의 경우와 비교해 볼 때 0° 노즐의 경우가 상대적으로 다른 노즐의 경우보다 난류가 빨리 감쇄됨을 알 수 있고 이것은 다른 연구 결과들과 유사성을 가진다.⁷⁻⁸⁾

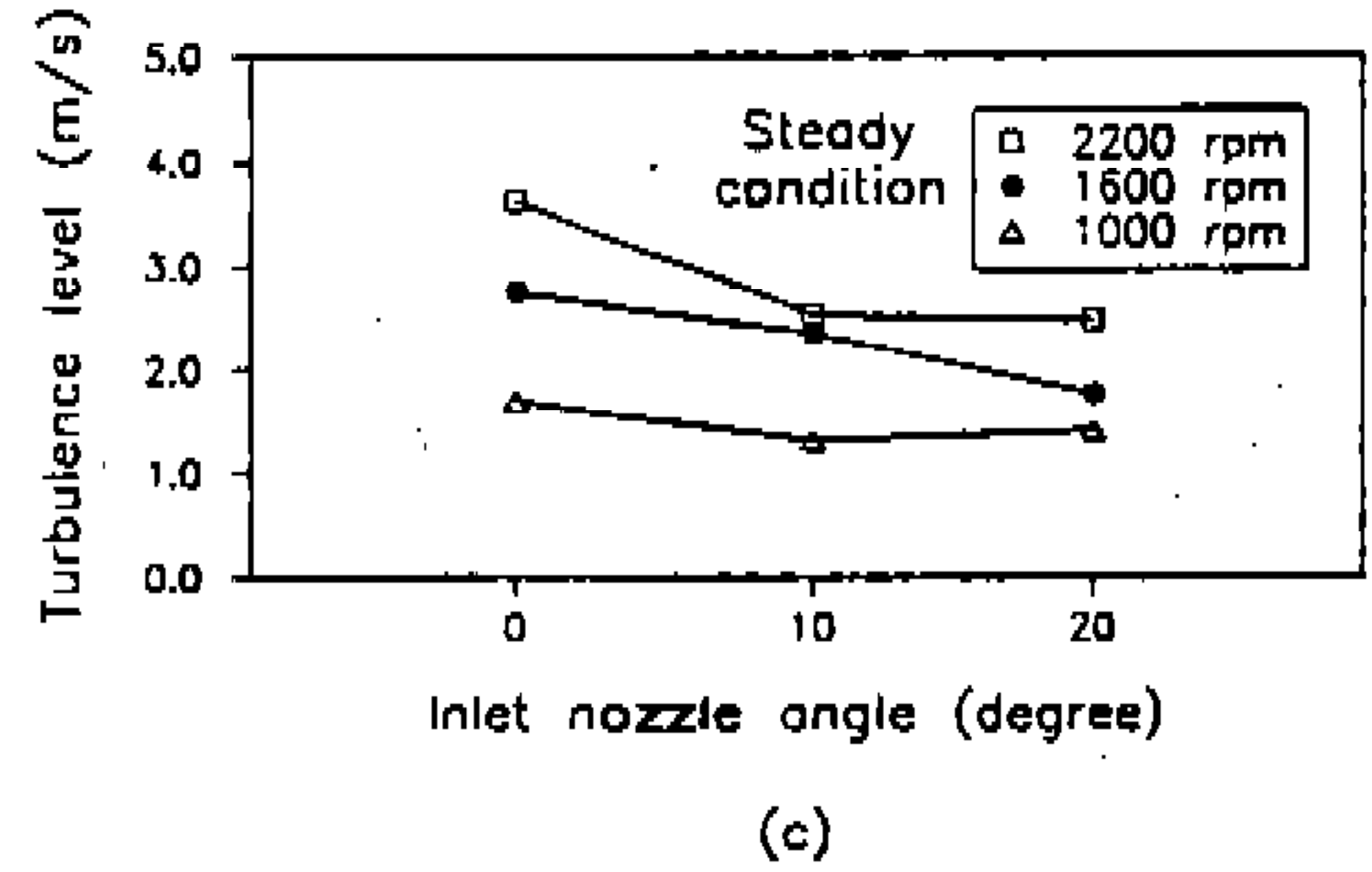
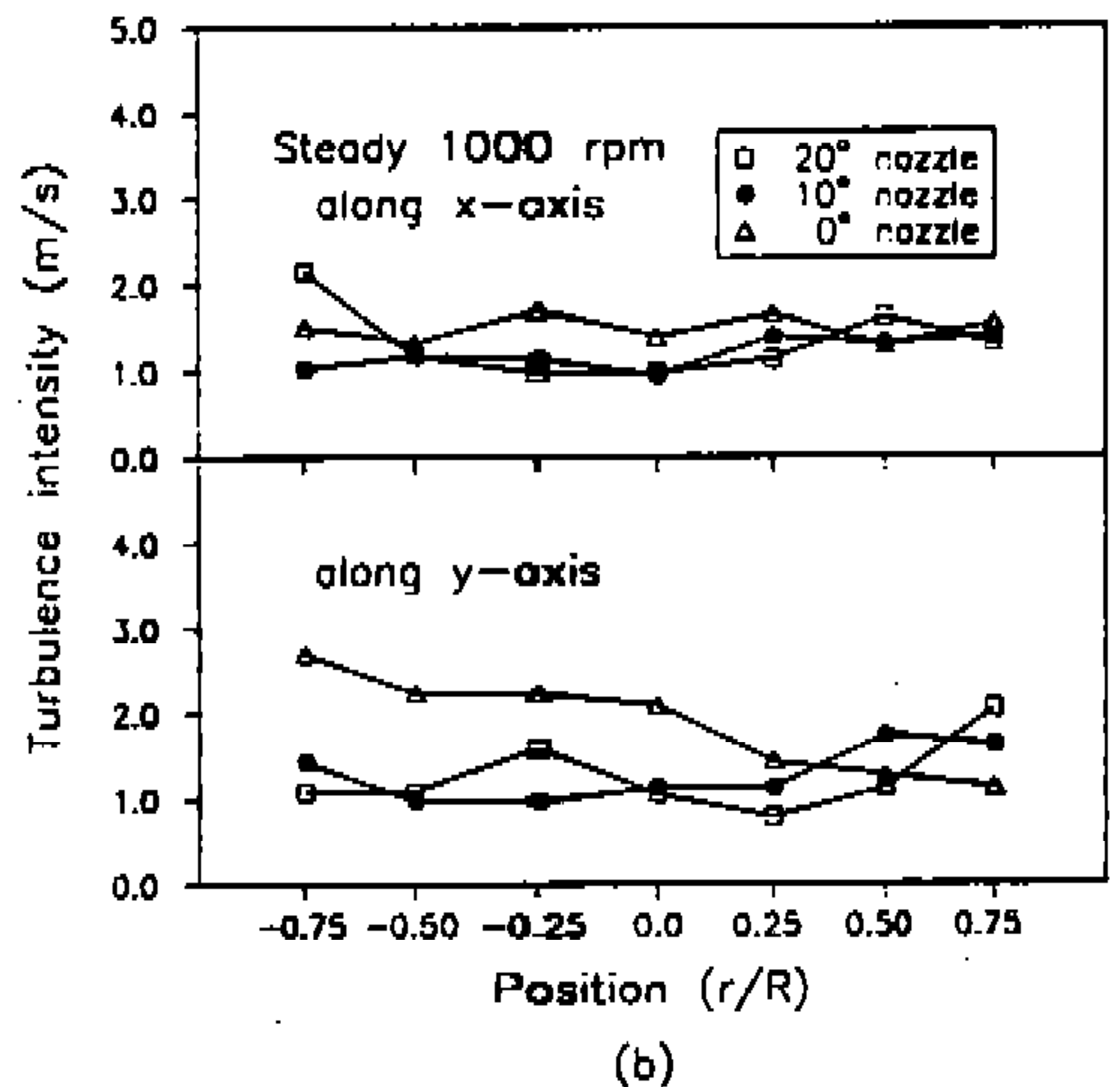
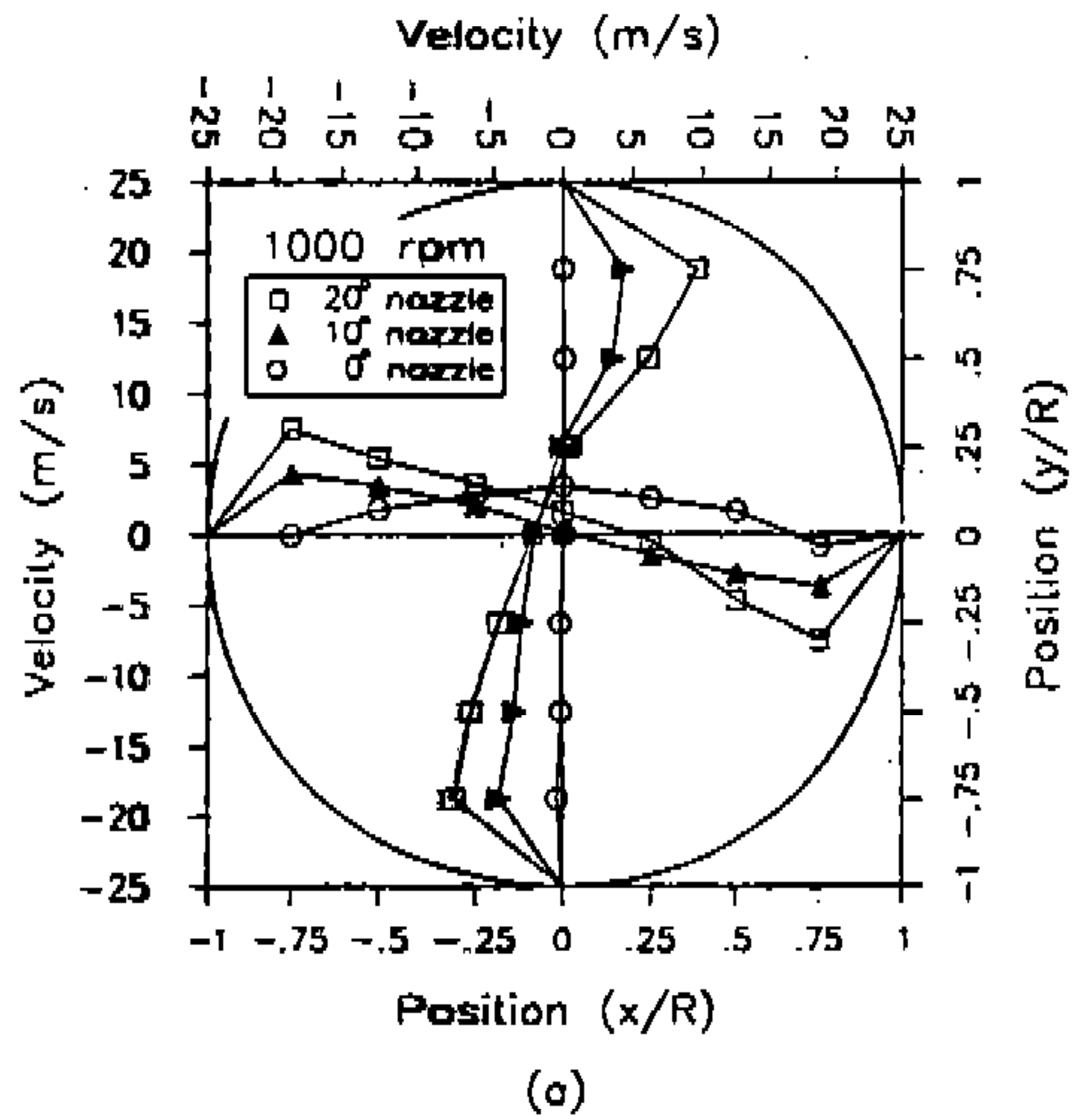


Fig.7 Plots show steady state, tangential, (a) mean velocities and (b) turbulence intensities measured at mid-stroke plane, where the piston is positioned near BDC and the inlet flowrate is equivalent to the 1000rpm condition (c) turbulence intensity levels at each specified test condition. Swirl flow is in the clockwise direction

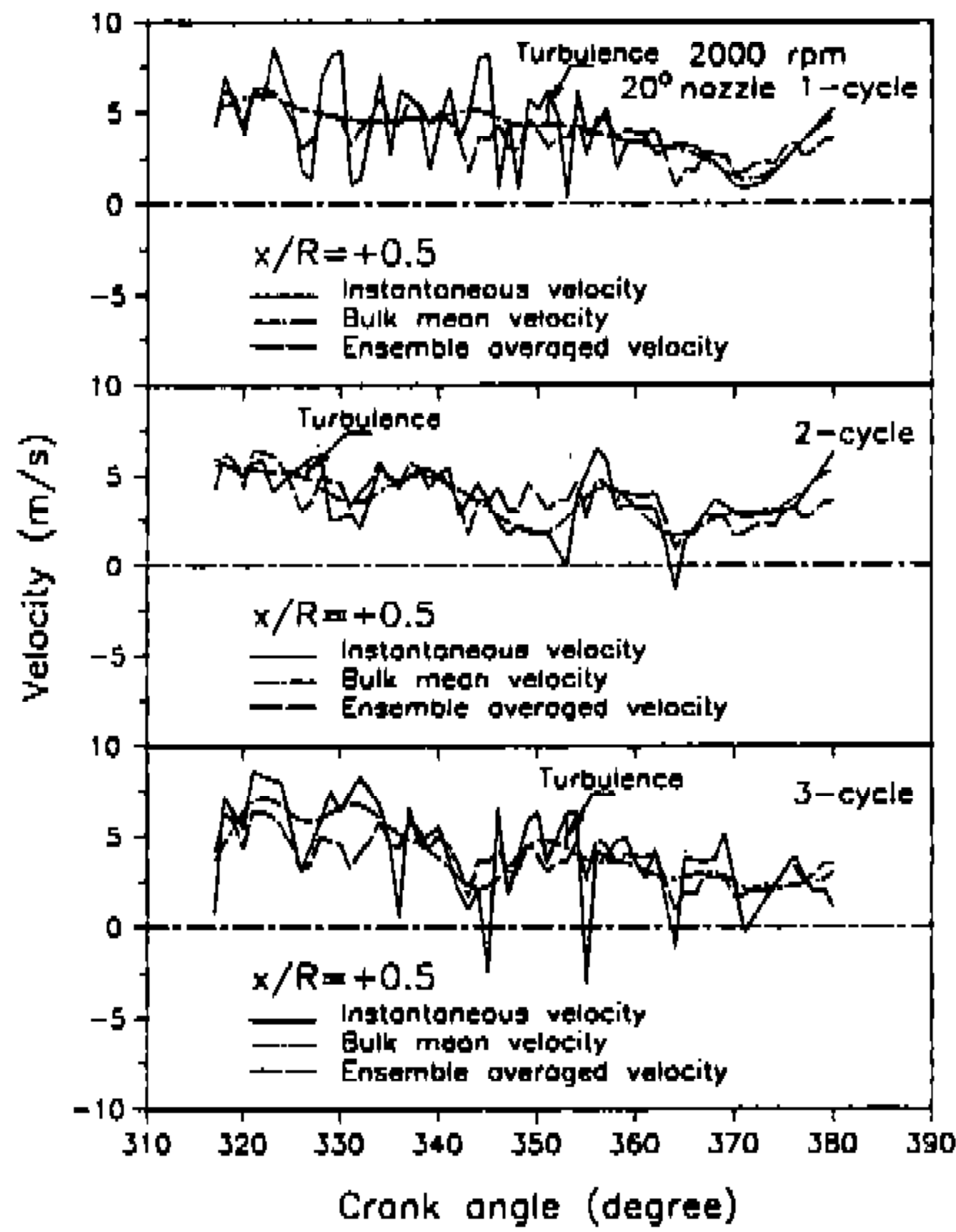


Fig.8 The typical flow pattern of three cycles with high swirl

3.2 연소실 압력 해석

실험의 까다로움과 시간적인 제한으로 인해 각 실험조건에서 6~21회의 연소실험을 수행하였다. 일정 엔진회전수 조건에서 노즐의 종류와 점화 위치에 관계없이 점화시기를 1500rpm일 때 BTC 15°, 3000rpm일 때 BTC 22°, 4500rpm일 때 BTC 29°로 고정시켰다. 이로써 점화시의 연소실 온도와 압력을 일정하게 하여 스파크 플러그 주위의 유동장이 연소에 미치는 영향을 조사하였다.

Fig.10은 엔진 회전수 및 흡기 노즐각도에 따른 평균 연소실 최고압력을 나타낸 것인데 1500 rpm의 경우 선회강도(노즐각도)가 증가하면 연소압력이 증가한다는 일반적인 결과를 보여준다. 3000rpm에서는 점화 위치에 관계없이 강선회 유동(20° 노즐)의 경우가 가장 큰 연소압력을 나타내지만 소선회(10° 노즐)의 경우에는 오히려 무선회(0° 노즐)의 경우보다 낮은 연소압력을 나타내고 4500rpm에서는 소선회의 불리한 영향이 점화 위치에 따라 달라짐을 알 수 있다. 이러한 결과는 저 rpm 영역에서 나타나지 않았던 것으로서 선회의 증가가 항상 연소성능의 향상을 가져오지는 않는다는 것을 알려준다. 또 실험의 신뢰성을 높이기 위하여 3000rpm, R/2 점화조건

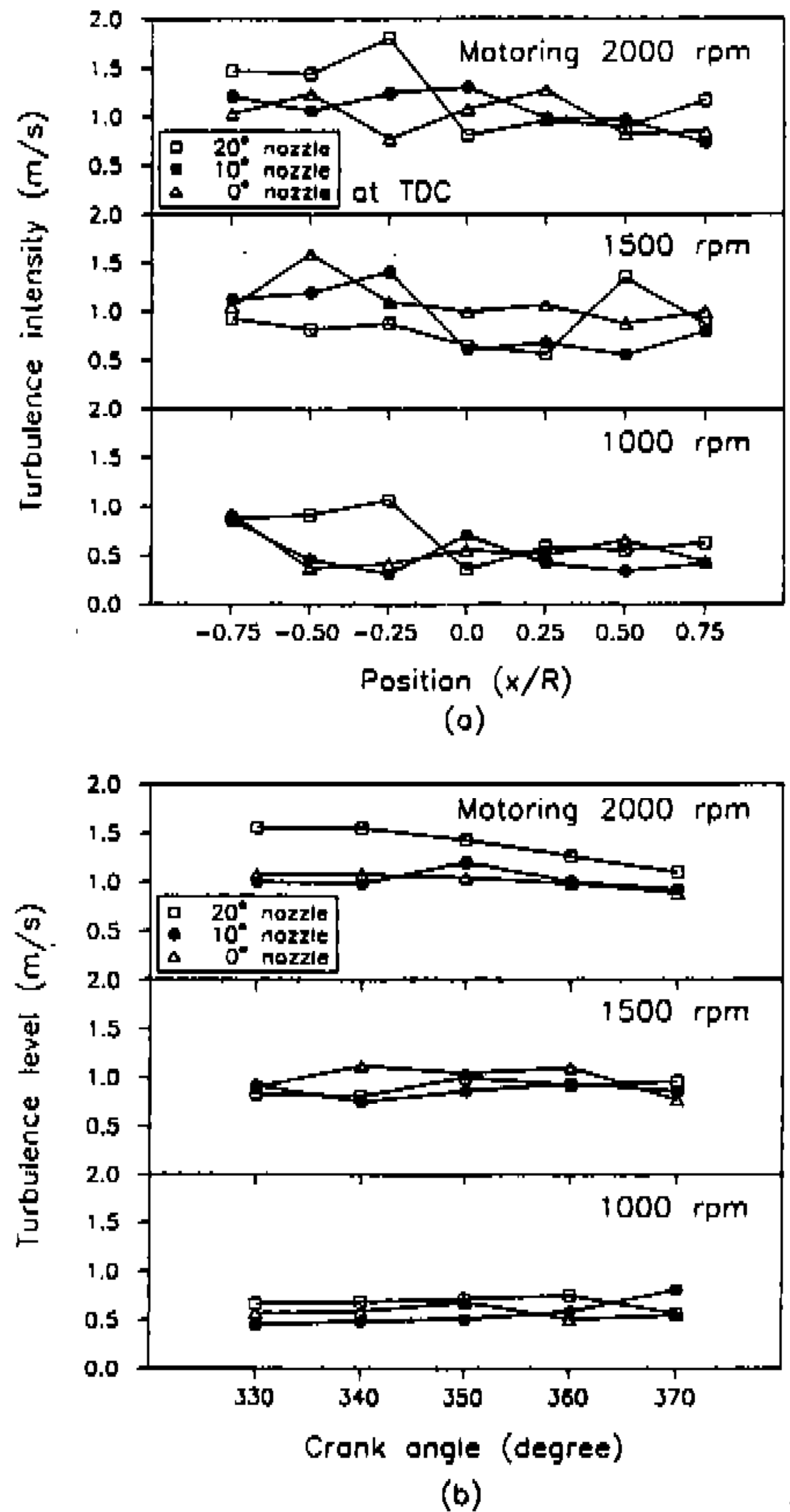


Fig.9 (a) Ten-cycle-ensemble average turbulence intensities of tangential component along a bore line(x) by cycle-resolved analysis in mid-plane of clearance gap at TDC under motoring condition
(b) Turbulence levels are shown to be as function of crank angle near TDC

에서 추가로 2종류의 스파크 플러그를 이용하여 노즐각도에 따른 연소실 최고압력을 측정하였다. 그 결과를 Fig.11에 나타내었는데 스파크 플러그의 종류에 관계없이 연소성능에 대한 소선회의 불리한 영향이 확인되었다. 여기서 사용된 스파크 플러그의 접지전극은 표준형(폭=3.2mm)과 Narrow형(폭=1/6mm), 스파크 갭이 유동에 대해 개방되어 있는 Wire형(직경=1.4mm)이다.

3.3 화염 반경 및 화염 팽창 속도

각 실험 조건에서 촬영한 여러 개의 화염 형상들 중에서 연소실 최고 압력이 그 조건에서의

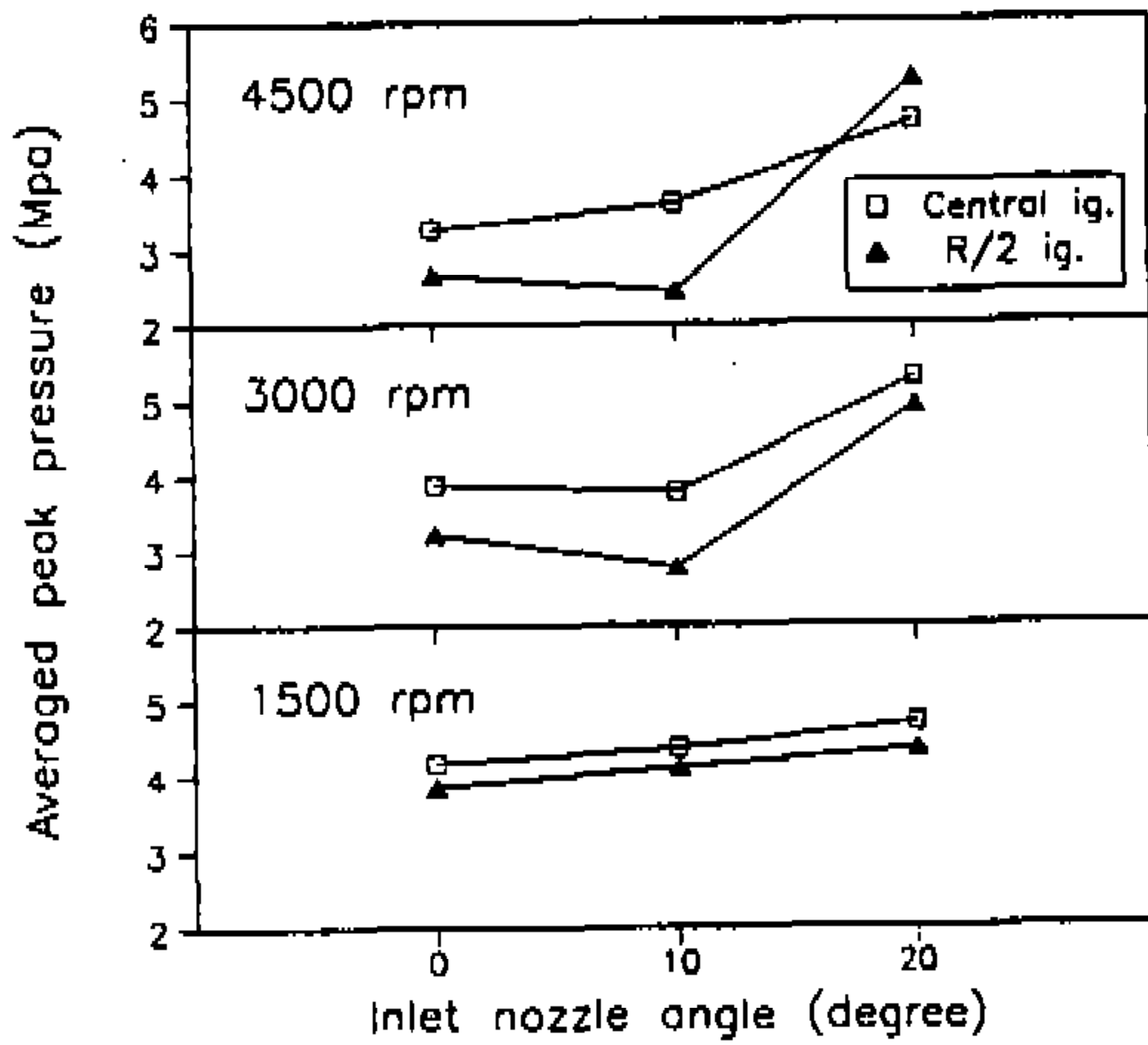


Fig.10 Average peak cylinder pressure against inlet nozzles at different engine speeds

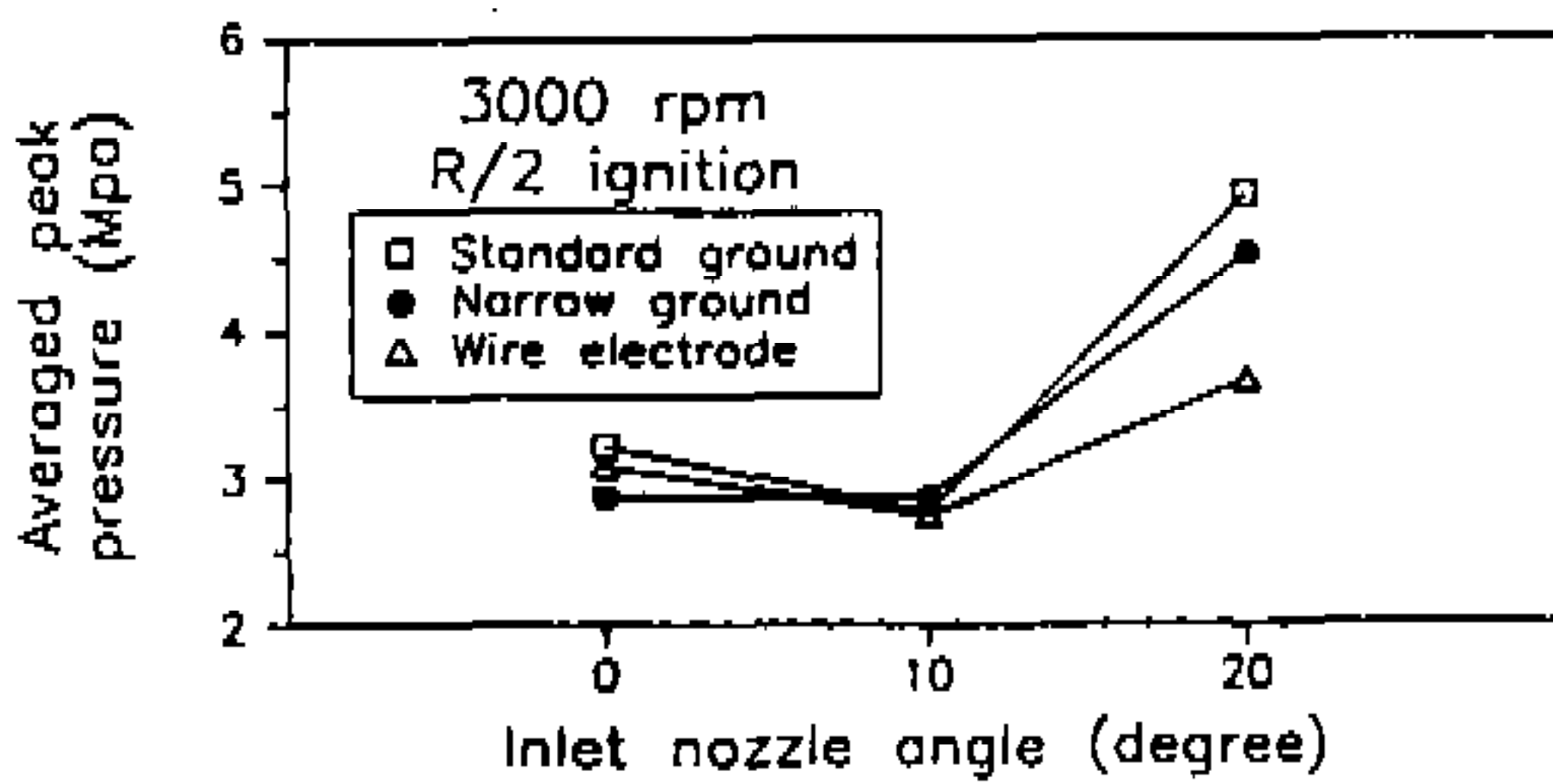


Fig.11 Average peak cylinder pressure against inlet nozzles for three electrode types at 3000rpm, R/2 ignition condition.

평균 연소실 최고 압력에 가장 가까운 Set를 이미지 처리용 데이터로 취하였다. Fig.12는 엔진 회전수가 1500rpm, 중심점화 조건에서 노즐각도에 따라 촬영한 쉘리엔 화염 상인데 스파크가 보이기 시작한 필름을 시작점으로 하여 0.5ms 간격으로 배열하였다.¹⁶⁾ 이러한 쉘리엔 화염 상을 이미지 처리하여 각 화염 상의 평균 화염반경을 구하였고 이를 이용하여 시간에 대한 화염반경 및 화염 팽창속도 등을 구하였다. 상당 화염반경 (equivalent flame radius)은 쉘리엔 화염상의 면적과 동일한 면적을 가지는 진원의 반경으로 정하였고, 화염 전면이 실린더 벽에 닿지 않은 온전한 화염상에만 적용하였다. 화염 상으로부터 상당 화염 반경을 구할 때 평균에 대한 반복오차는 약 6% (=2σ) 정도였다. 시간함수의 화염 팽창속도는 상당 화염반경을 미분하여 구하였다. Fig.13과 14는 촬영한 화염 상을 이미지 처리하여 구한 중첩 화염 Contour를 나타낸 것이며 Blank 데이터를 이용하여 화염반경과 화염 팽창속도를 시간에 대해 구하였고 그 결과를 Fig.15와 16에 나타내었다.

중심점화 조건에서의 결과를 나타낸 Fig.15의 경우 초기화염의 전파속도가 3000rpm의 경우를 제외하고는 선회각도(노즐각도)가 증가함에 따라 그 크기가 증가함을 알 수 있으며 Fig.10의

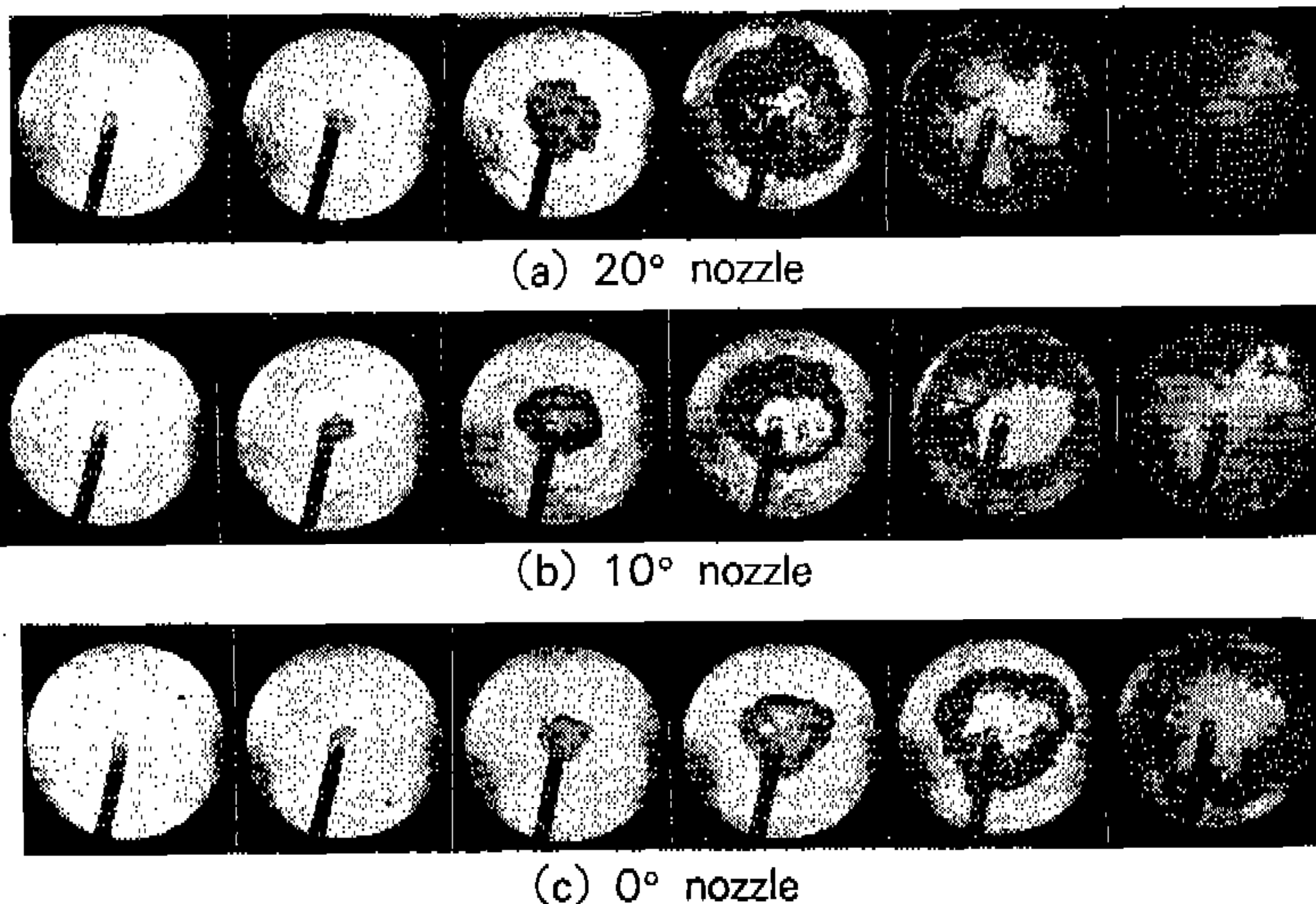


Fig.12 Schlieren flame images at central ignition, 1500rpm with three nozzles.

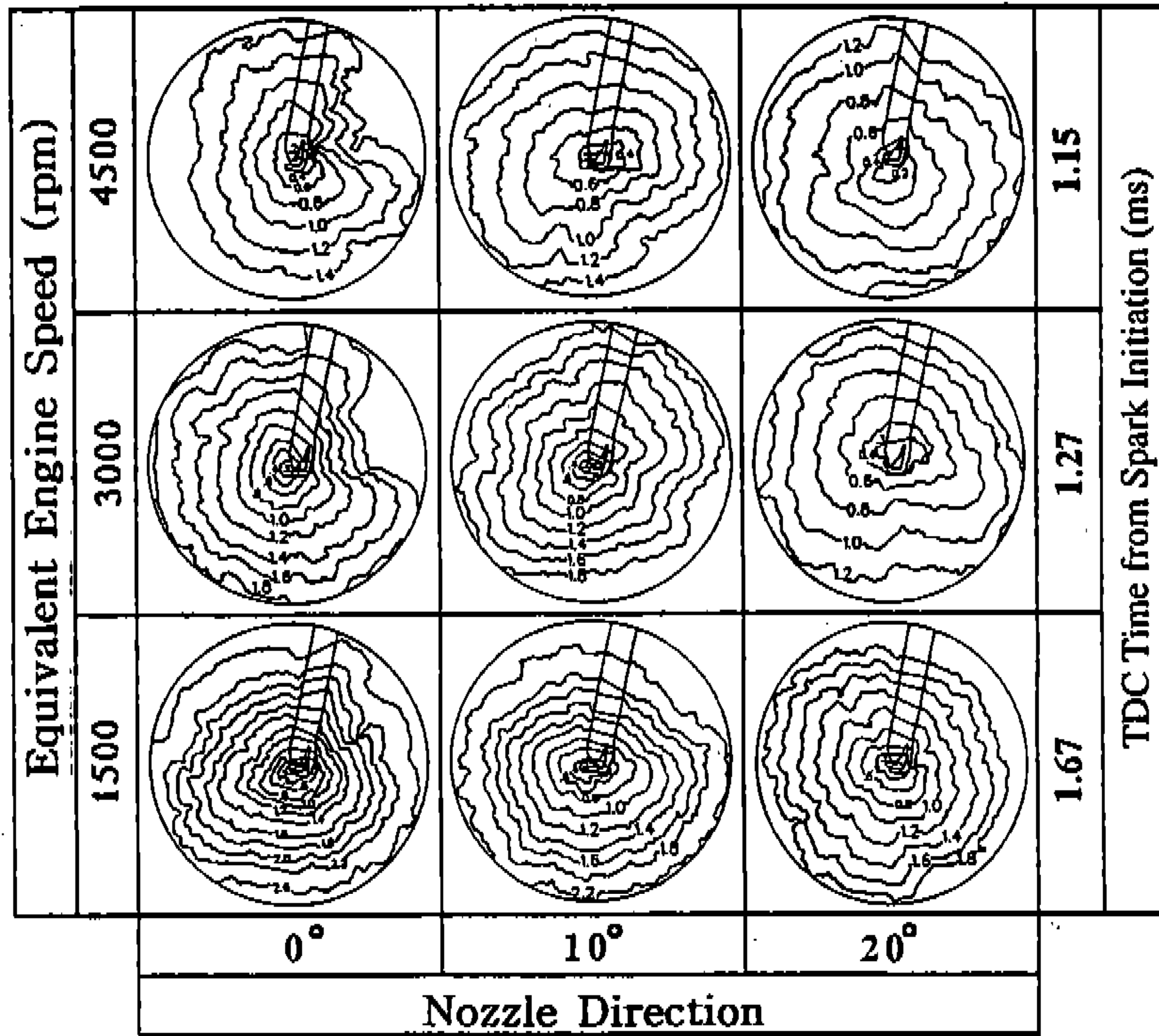


Fig.13 Developing flame front images sequentially overlapped in time(ms) at three engine speeds, central ignition. Numbers in flame front are time after spark initiation. Swirl flow is in the counterclock-wise direction

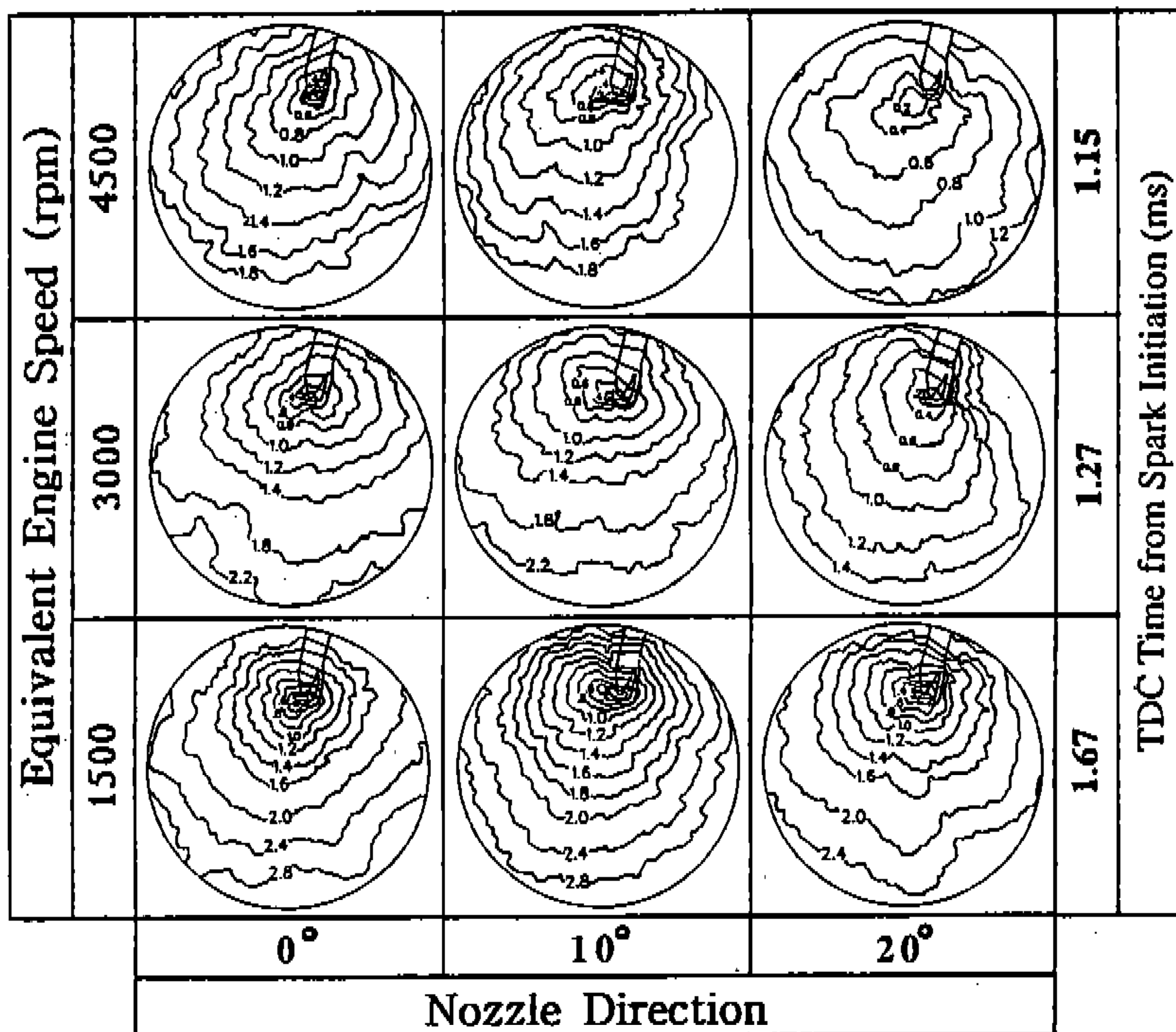


Fig.14 Similar figures as those in Fig.13 for R/2 ignition instead of central ignition

연소실 압력의 경향과 밀접한 상관관계를 가지는 것을 알 수 있다. Fig.16의 반경점화 조건의 경우에는 강선회 유동의 경우가 다른 유동의 경우에 비해 뚜렷하게 화염 팽창속도가 크게 나타나고 있으나 소선회와 무선회 유동 조건의 화염 팽창속도는 서로 구분할 수 없을 정도로 비슷하게 나타나고 있다.

화염반경에 따른 화염 팽창속도를 엔진 회전수와 점화 위치 조건에 따라 Fig.17과 Fig.18에 표시하였다. 이 결과에서는 초기화염의 성장 경향을 파악할 수 있는데 초기에는 화염이 급격히 팽창하다 화염 반경이 2.5~5mm 정도가 되는 구간에서는 화염의 성장속도가 거의 일정하게

되는 정체현상을 가지게 된다. 이것은 화염 면이 스파크 플러그의 접지전극과 접촉하여 화염의 팽창이 억제되고 또 접촉으로 인한 열 손실로 연소 반응대가 냉각되기 때문이라 판단된다. 이후에는 주위 유동장의 활발한 영향으로 다시 화염의 팽창 속도가 증가하게 된다. 이때 중심점화 조건에서 강선회 유동의 경우는 화염 팽창속도가 증가하여 최고 치에 도달한 이후에 화염전면이 실린더 벽에 접근해 감에 따라 소선회와 무선회 유동조건과 달리 화염 팽창속도가 다시 감소하는 경향을 보이는데 이것은 열 전달 측면에서 설명이 가능할 것 같다. 상사점 부근에서의 연소실은 10.5×75.5mm의 Disc형으로서 화염 면이

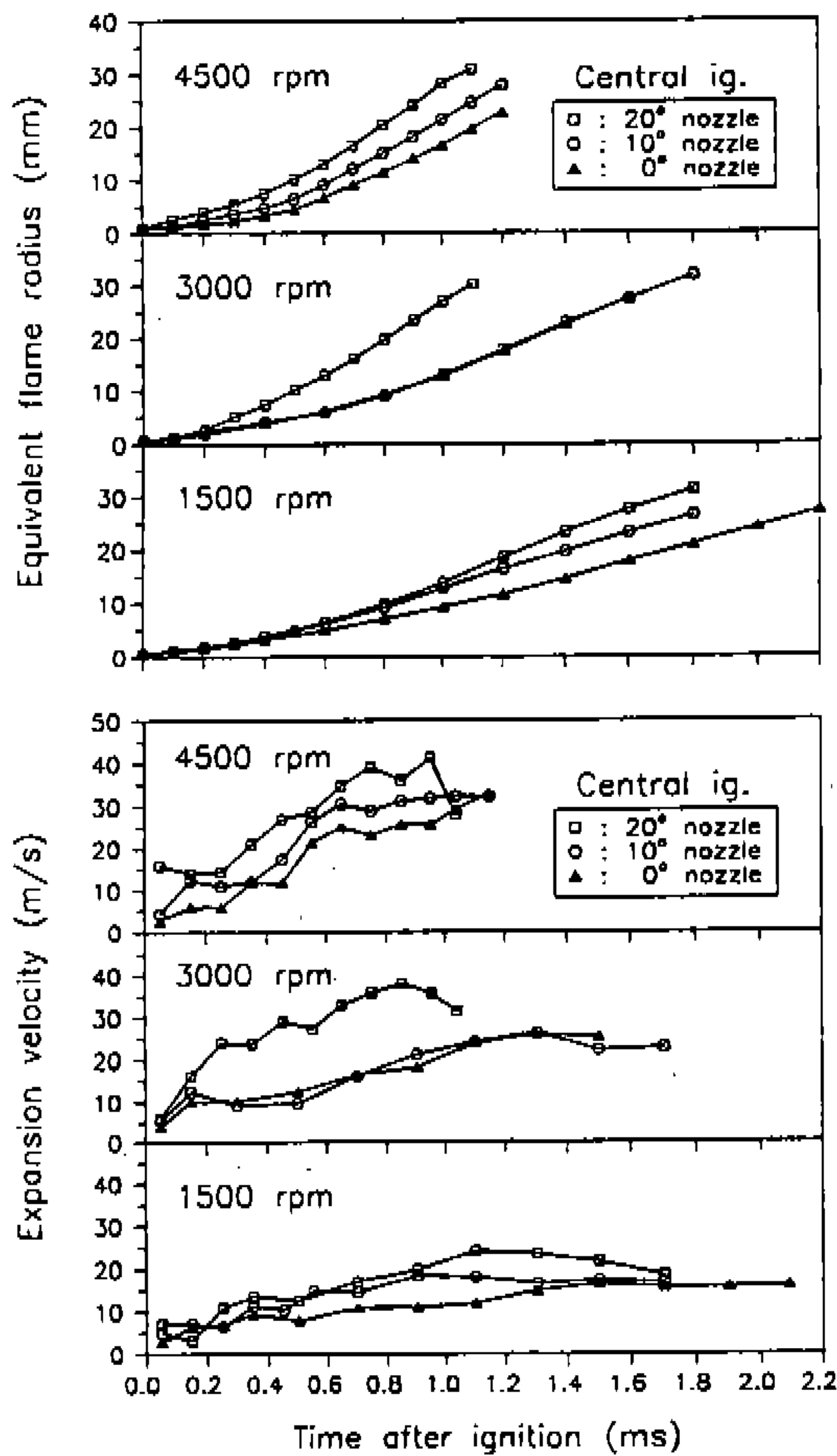


Fig.15 Equivalent flame radius and expansion speed against time after ignition at different engine speeds. Central ignition. Standard spark plug

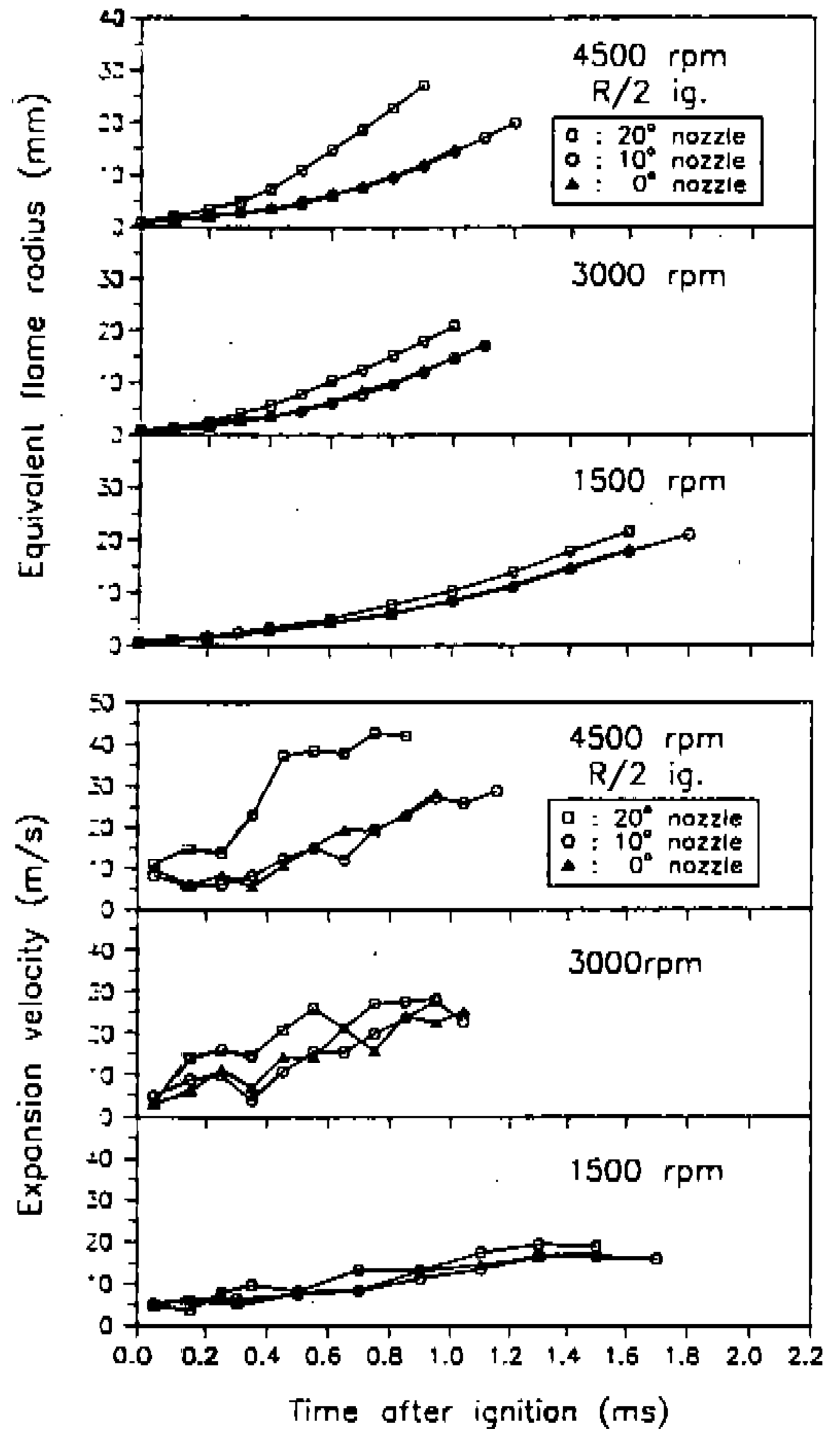


Fig.16 Similar figures as those shown in Fig.15 for R/2 ignition instead of central ignition

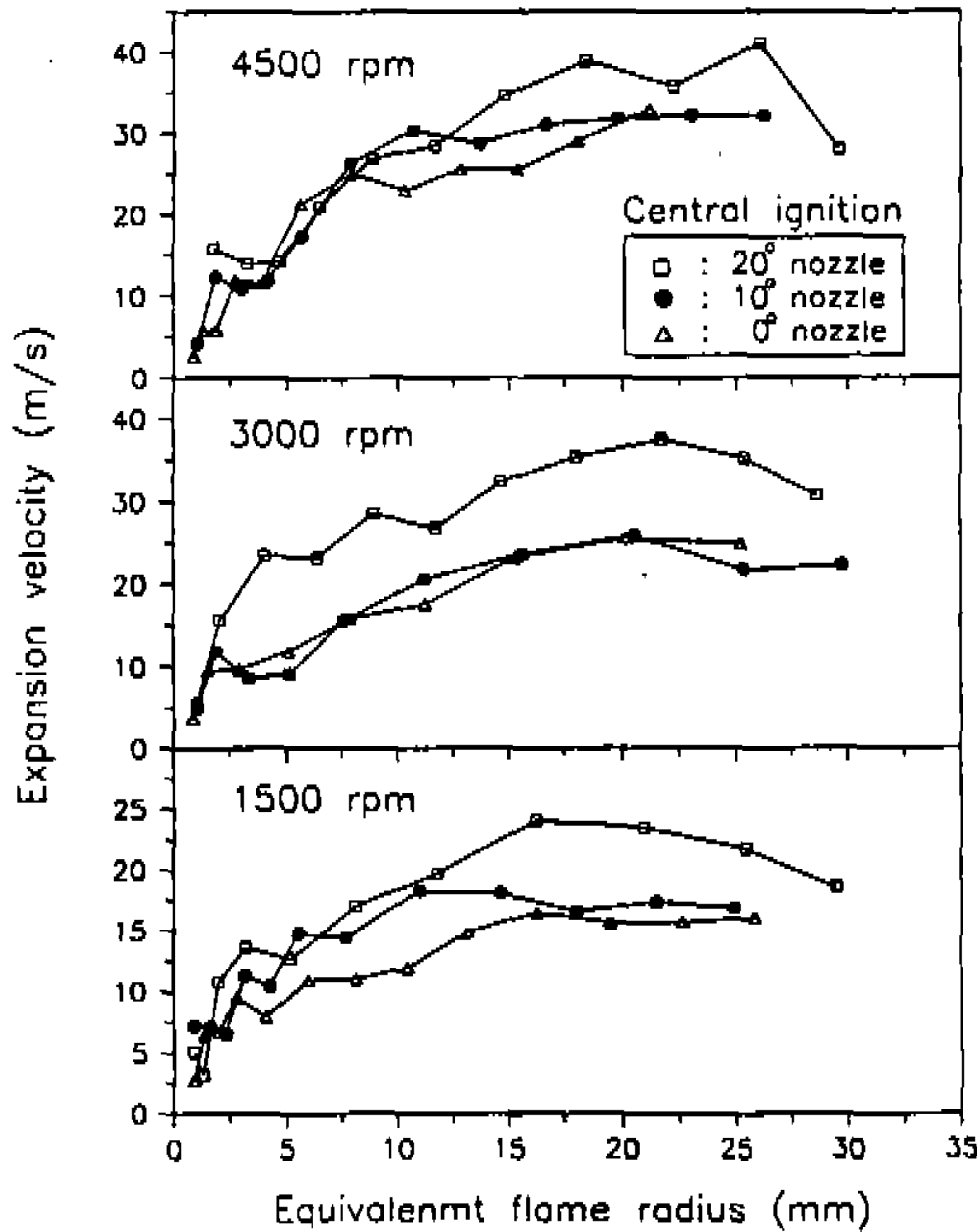


Fig.17 Flame expansion speed against equivalent flame radius at different engine speeds. Central ignition. Standard spark plug

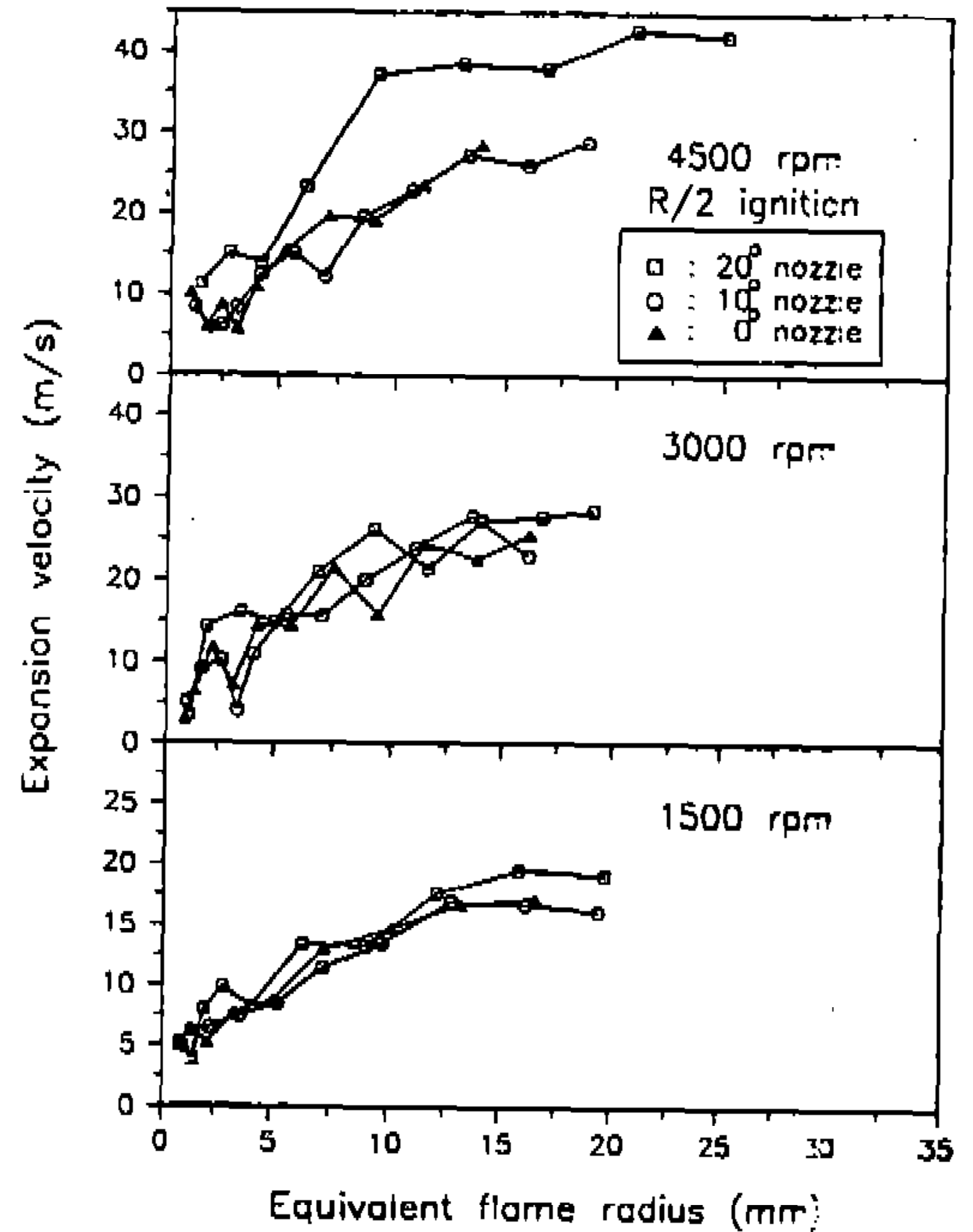


Fig.18 Similar figures as those shown in Fig.17 for R/2 ignition instead of central ignition

실린더 보어의 반 이상을 전파한 경우에는 이미 화염의 많은 부분이 피스톤의 크라운 부와 실린더 헤드와 접촉하고 있는 상태가 된다. 이 때 고온의 기연가스로부터 접촉 면으로의 열 손실이 발생하게 되는데 그 양이 난류강도와도 관계가 있어 강선회 유동의 경우에는 화염 팽창속도의 감소를 유발하게 되는 것이라 생각된다. Fig.18의 반경 점화의 경우에는 화염 면이 중심점화의 경우보다 빨리 실린더 벽면에 도달하므로 취득한 화염상의 해석 결과에서는 피스톤 크라운 부와 실린더 헤드와의 접촉으로 인한 열 손실 효과는 나타나지 않고 있다.

4. 결 론

RCEM으로 구동되는 단기통 단발 가시화 SI 엔진에서 엔진 회전수, 점화 위치에 따라 선회 유동이 초기 화염 생성과 후 연소 특성에 미치는 영향을 조사하였으며 이 연구로부터 다음의 결과를 얻었다.

- 1) LDV로 실린더 내 유동을 측정하였는데 초기 흡기 조건에서는 무선회의 경우가 난류강도가 가장 크게 나타났으며 모터링 조건에서는 TDC 부근의 난류 수준이 흡기 선회강도에 거의 비례하게 나타났다. 이로써 무선회 유동의 경우에는 다른 유동조건에 비해 난류강도가 압축과정 동안 비교적 빨리 감쇄하는 것을 알 수 있다.
- 2) 연소실 최고압력과 쉐리렌 화염 상의 동시 측정으로 흡기 선회강도에 따른 초기 화염 전파와 실린더 최고압력 간에 유사한 경향이 있음을 알았다. 그러므로 초기 화염성장은 전반적인 SI 엔진 연소성능과 밀접한 관계가 있음을 알 수 있었다.
- 3) 전 실험조건에서 강선회 유동은 점화 위치와 엔진 회전수에 관계없이 가장 좋은 연소성능을 나타내었으나 저속에서 좋은 효과를 보이던 무선회 유동은 엔진 회전수가 증가함에 따라 무선회 유동보다 연소성능이 비슷하거나 오히려 나빠지는 것을 알 수

있었다.

- 4) 초기화염은 화염반경이 2.5~5mm일 때 화염의 성장이 정체되는 특이영역이 존재한다. 이는 화염이 접지전극과 접촉함으로써 화염이 냉각되거나 화염 전면이 감소되기 때문으로 판단된다.
- 5) 중심점화 조건에서 강선회 유동은 소선회 및 무선회 유동의 경우와는 달리 화염 팽창속도가 증가하여 최고 치에 도달한 후 고온의 기연가스로부터 접촉 면으로의 열손실이 발생하여 다시 감소하는 특성을 나타내었다.

참 고 문 헌

1. Witze, P.O., Hall, M.J., "Cycle Resolved Measurements of Flame Kernel Growth and Motion Correlated with Combustion Duration", SAE paper 900023, 1990.
2. Hall, M.J., "The Influence of Fluid Motion on Flame Kernel Development and Cyclic Variation in a Spark Ignition Engine", SAE paper 890991, 1989.
3. Swords, M.D., Kalghatgi, G.T. And Watts, A.J., "An Experimental Study of Ignition and Flame Development in a Spark Ignition Engine", SAE Trans., Vol.91, 821220, 1982, pp.3826.
4. Herweg, R., Begleris, Ph., Zettlitz, A. and Ziegler, G.F.W., "Flow Field Effects on Flame Kernel Formation in a Spark-Ignition Engine", SAE paper 881639, 1988.
5. Ho, C.M. and Santavicca, D.A., "Turbulence Effects on Early Flame Kernel Growth". SAE paper 872100, 1987.
6. Herweg, R. and Ziegler, G.F.W., "Flame Kernel Formation in a Spark-Ignition Engine", International symposium COMODIA 90, 1990, pp.173
7. Liou, T.M., Hall, M., Santavicca, D.A. and Bracco, F.V., "Laser Doppler Velocimetry Measurements in Valved and Ported Engines", SAE paper 840375, 1984.
8. Liou, T.M., Hall, M., Santavicca, D.A., "Cycle Resolved Turbulence Measurements in a Ported Engine with and without Swirl", SAE paper 830419, 1983.
9. Kent, J.C., Mikulec, A., Rimai, L., Adamczyk, A.A., Mueller, S.R., Stein, R.A. and Warren, C. C., "Observation on the Effects of Intake Generated Swirl and Tumble on Combustion Duration", SAE paper 892096, 1989.
10. Davis, G.C., Mikulec, A., Kent, J.C. and Tabaczynski, R.J., "Modeling the Effect of Swirl on Turbulence Intensity and Burn rate in SI Engines and Comparison with Experiment", SAE Trans., Vol.95, 860325, 1986, pp.427.
11. Kumar, S., Ahary, M., Lambe, S.M. and Watson, H.C., "Flame Propagation in a High-Speed Variable Swirl Spark Ignition Engine", IMech E, C61/88, (1988), pp.43.
12. Hamamoto, Y., Tomita, E., Tanaka, Y., Katayama, T. and Tamura, Y., "The Effect of Swirl on Spark-Ignition Engine Combustion", JSME Int. J., Vol.30, No.270, (1987), pp.1995.
13. Witze, P.O. and Vilchis, F.R., "Stroboscopic Laser Shadowgraph Study of the Effect of Swirl on Homogeneous Combustion in a Spark-Ignition Engine", SAE paper 810226, 1981.
14. Witze, P.O., "The Effect of Spark Location on Combustion in a Variable-Swirl Engine", SAE paper 820044, 1982.
15. Bracco, F.V., "Structure of Flames in Premixed-Charge IC Engines", Combustion. Sci. and Tech., Vol.58, 1988, pp.209.
16. 김성수, 김승수, "급속 압축 팽창 장치(RCEM)를 이용한 단발 SI엔진에서 선회유동이 스파크 점화 연소에 미치는 영향에 대한 가시화 연구", 한국자동차공학회 춘계학술대회, pp.65-83, 1992.