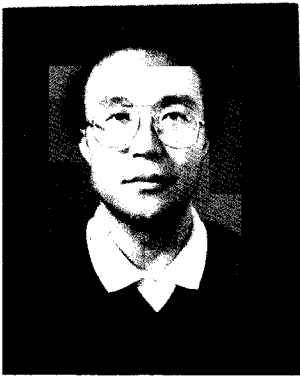


KIMM의 가솔린 엔진 급속연소 연구 및 관련 측정기술(I)



정 동 수 (동력기계시스템 실장)

- '70-'77 서울대학교 기계공학과 졸업(학사)
- '86-'88 한국과학기술원 기계공학과 졸업(석사)
- '78.2-'79.1 서독 OPEL 자동차 엔진공장(기술연수)
- '82.1-'82.6 미국 SWRI 내연기관 연구부(공동연구)
- '84.1-'84.6 영국 Ricardo 엔진연구소(공동연구)
- '77.1-현재 한국기계연구원 책임연구원

1. 서 론

자동차의 배기가스를 감소시키고 아울러 성능을 향상시키는 것은 세계 자동차 산업의 기술개발 추세이며 우리 자동차 산업이 직면하고 있는 선결과제이다.

가솔린 자동차의 배기가스 배출저감 및 성능향상은 엔진 및 엔진관련 부품의 개선이 주요관건인데 선진국으로 부더의 기술도입이 점차 어려워짐에 따라 자체 기술개발이 절실히 요구된다. 최근 "대기 정화법" 등에 의한 배기가스 규제 강화 움직임과 중동사태 및 섬유고갈에 따르는 유가압력으로 엔진의 저배기가스 배출, 저연비, 고출력에 관한 연구가 활발히 진행중이다.

저연비 및 저배기 가스 배출을 위해서는 배기가스 재순환(ECR) 방식과 희박연소 방식을 사용하고 있다. 희박연소에서는 압축일과 연소가스의 해리(dissociation) 양을 감소시킴으로써 저연비 및 저배기가스 배출은 만족시킬 수 있으나 연소속도가 느려 출력저하를 가져오는 단점이 있으므로 급속 연소방식을 사용하여 보완하고 있다. 급속 연소방식은 연소속도가 빨라 압축과정에서 혼합기의 온도, 압력이 높은 점에서 점화를 시킴으로써 연소 최고 압력과 온도가 높게 되어 엔진 출력을 향상시킬 수 있고, 또한 연소기간이 짧기 때문에 희박연소시 발생할 수 있는 실화를 줄일 수 있다.

가솔린 엔진에서의 급속 연소방식은 Spark Energy를 증가시키는 방법[1], 연소화염 면적을 크게 하기 위한 연소실 형상의 설계[2, 3], 점화플러그

위치의 최적화[4], 부분부하시 강한 와류 생성용 밸브 부착[5, 6], 그리고 연소시 혼합가스의 평균속도와 난류강도를 증가시켜 화염전파 기간을 단축시키는 흡기포트 및 피스톤 형상의 최적설계법[7, 8] 등이 있다.

가솔린 엔진의 배기가스 기준을 만족시키기 위한 또다른 방법으로 연소 후처리장치인 3원촉매기가 장착되고 있으며, 이는 배기가스 중의 NOx를 환원시키고 HC와 CO는 산화시킴으로써 유해 배기가스를 감소시킨다. 3원 촉매기는 세라믹 담체에 배기가스의 산화 및 환원작용을 돕는 귀금속을 도포한 것으로서 귀금속 재료의 효율적인 사용을 위하여 공기 연료 혼합비를 이상 공연비로 제어하는 것이 절대적으로 필요하며, 이를 위하여 전자식으로 연료 분사량을 제어하는 장치를 사용한다. 전자식 엔진은 연료 분사량을 제어하여 배기가스 감소 기능뿐 아니라, 점화시기 및 공전 속도등을 전자적으로 제어함으로써 엔진 출력성능을 크게 향상시키고 있다. 엔진제어기술은 센서 및 액츄에이터의 발전에 따라 보다 정확한 제어가 가능하게 되었고, 최근 회박 연소 센서등이 개발되므로써 급속 회박연소 제어를 위한 엔진 연소 기술 발전에 크게 기여하고 있다.

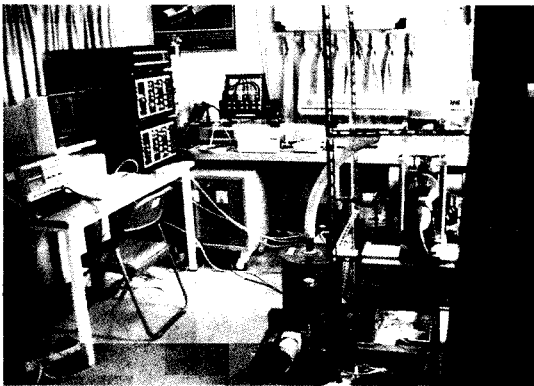


그림.1) KIMM의 LDV 실험 장치(Dantec사 제품)

당 연구소에서는 3차년도에 걸쳐 국내에서 필요하고 있는 종합적 배기가스 감소 및 성능향상 기술을 확립하기 위하여, 그림 1.1과 같은 Laser Doppler Velocimeter(LDV)를 이용한 연소실내 유체유동 측정용을 통하여 급속회박연소용 최적

연소실 및 흡기포트 설계기술을 확립하고, 실린더 주위의 열전달을 측정하여 유체유동과 열전달의 상관관계를 규명하고, 각종 센서와 액츄에이터를 연결하는 MPI엔진용 전자식 조절장치를 개발하였다. 연도별 세부연구 수행내용을 간단히 요약하면 다음과 같다.

1차년도 연구에서는 유체유동측정과 전자식 조절방식에 대한 기초적인 연구를 수행하기 위하여, LDV를 이용하여 엔진흡입 정상유동측정을 통해 2밸브 타입 Swirl형 엔진인 Masked Shroud Head (MSH)를 개발하였고, 연소실내의 유체유동변화를 모터링 실험을 통해 측정하였다. 유동특성은 점선와류분인 swirl 평균속도와 난류강도를 측정해 분석하였다. 전자식 조절장치 개발 분야에서는 Multi Point Injection(MPI) 엔진용 ECU의 하드웨어 및 소프트웨어를 완성하는 것을 목적으로, 하드웨어 구성은 CPU와 타이머, A/D 변환기를 이용하여 제작하여 엔진모사실험을 통해 그 기능을 확인했으며, 소프트웨어는 강인한 제어특성을 갖는 슬라이딩 모드 이론을 도입하여 엔진 시뮬레이션 계산을 수행하였다.

2차년도 연구에서는 1차년도 연구결과를 토대로 관련 기술을 계속 발전시키며, 급속회박 연소기술 확립에 필요한 연소실 부위의 벽면 열전달 해석에 대한 연구를 추가로 수행하였다. 유체유동분야는 전년도 LDV측정기술에 힘입어 모터링 회전수 2000 rpm에서 유동측정을 수행해냈고, 연소실내 유동을 그림 1.2에서 설명되어 있는 swirl 성분뿐 아니라 축방향 와류성분인 tumble 속도도 함께 측정하여, 연소실 형상에 따른 유동특성 변화를 정확히 해석할 수 있게 하였다[9]. 전자식 조절장치 분야에서는 1차년도에 완성한 ECU 하드웨어와 슬라이딩 모드 제어이론의 소프트웨어를 연결해 직접 엔진에 연결하여 엔진연소실 유동특성에 따라 회박연소센서와 더불어 원하는 공연비로 회박연소를 효율적으로 조절할 수 있는 도구로서 활용이 가능하였다. 연소실 벽면 열부하 해석 분야에서는 급속연소로 인한 벽면 열유속을 조사하기 위해, 실린더 헤드 부위에 열전대를 설치하여 고속데이터 처리장치를 이용하여 순간온도 측정을 수

행하였다.

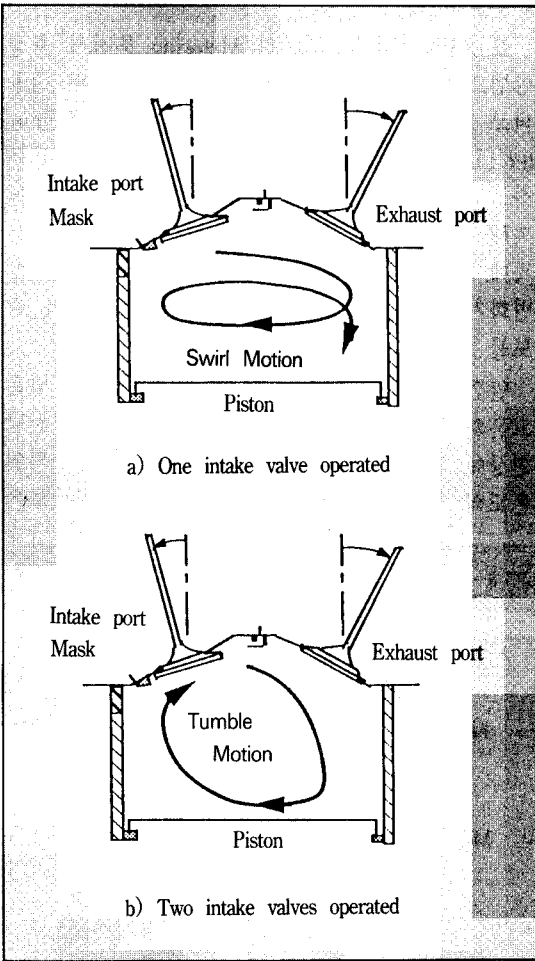


그림 1.2) 흡기밸브구동에 따른 유동 개념도

3차년도 연구에서는 1, 2차년도에서 수행한 세부기술들을 서로 연계 발전시켜 급속 희박 연소 엔진의 기본기술을 완성하였고, 시제품 엔진을 제작하여 성능평가를 하였다. 각 세부분야 기술의 연계로서 유체유동 특성과 연소특성의 상관관계를 찾고자, 연소실내 swirl 및 난류강도를 강하게 생성시키는 1차년도에서 개발한 MSH엔진과 기존 엔진과의 연소실험을 수행하고, MSH엔진에서의 연소가 급속하게 일어남을 확인하였다. 또한 MSH엔진에서는 연소압력의 사이클 변동이 크게 감소되어 연소가 안정되게 진행됨을 확인하였다.

정량적인 화염속도 증가는 이온전류법에 의한 화염속도 측정을 통해 알 수 있었다. 유체유동분야에서는 유동특성이 연소성능과 직접적으로 상관관계를 갖기 위해서는 LDV 측정데이터를 분석할 경우 Ensemble Average 해석보다 Cycle Resolved 속도해석이 정확함을 인식하고 그 알고리즘 및 측정방법을 개선하였다. 새로운 광섬유 레이저와 주파수 분석방식의 신호처리, 그리고 단기통가시화 엔진 제작등의 측정시스템을 개선하고, 디지털 필터링 기술을 이용한 난류강도와 평균속도의 처리 알고리즘을 개발함으로써, Cycle Resolved 속도해석을 수행할 수 있었다[10]. 또한 흡입과정시 거시적인 실린더내 유동메카니즘을 이해하기 위하여 3차원 수치해석을 통해 유체유동을 계산함으로써, Swirl 및 Tumble의 움직임을 추적할 수 있었고, 이로 인한 난류 생성 및 소멸 메카니즘도 보다 쉽게 이해할 수 있게 하였다. 열부하 해석분야에서는 MSH엔진과 기존엔진과의 연소실 순간표면온도를 측정해 비교함으로써 급속연소로 인해 열유속의 변화를 규명하였다.

이와 같이 3차년도에 걸쳐서 수행한 고성능 가솔린 엔진용 배기가스 감소기술은 엔진설계 및 성능향상에 필수적인 세부기술을 완성시켰고, 또한 각 세부기술에서 얻어진 측정, 처리, 분석기술은 그동안 선진국에 비해 낙후되었던 국내기술을 선진국 수준으로 크게 발전시키게 되었다.

본 연구로 얻어진 기술들은 2단계로 계속되는 「가솔린 엔진 초회박 연소기술의 연구」와 「천연가스 엔진 개발」 등에 효율적으로 활용될 것이라 믿어진다.

따라서 이러한 연구를 수행함에 있어서 필요한 기본적인 연구 및 관련 측정기술과 KIMM의 관련 연구 내용을 단계적으로 소개하고자 한다.

2. 실린더내 가스유동 측정

2.1. 개요

엔진의 실린더내 가스유동은 연소에 큰 영향을 주고 있으므로 실린더 내 가스의 유동 상태를 안다는 것은 연소의 연구, 엔진의 설계에 매우

중요하지만 온도나 압력이 급격히 변하고 방향이 일정하지 않으므로 연소시 수반되는 비정상류의 유동상태를 명확히 안다는 것은 쉽지 않은 일이다. 보통 실린더내 가스유동은 2 밸브형 가솔린 엔진에서는 swirl 유동이 주가되며 4 밸브형에서는 tumble 유동이 주가 된다. 또한 swirl 유동의 경우에서도 시기에 따라 구분하여 흡기 swirl, 압축 swirl, 연소 swirl 등으로 구분되며 연소에 영향을 미치는 정도도 다르게 된다.

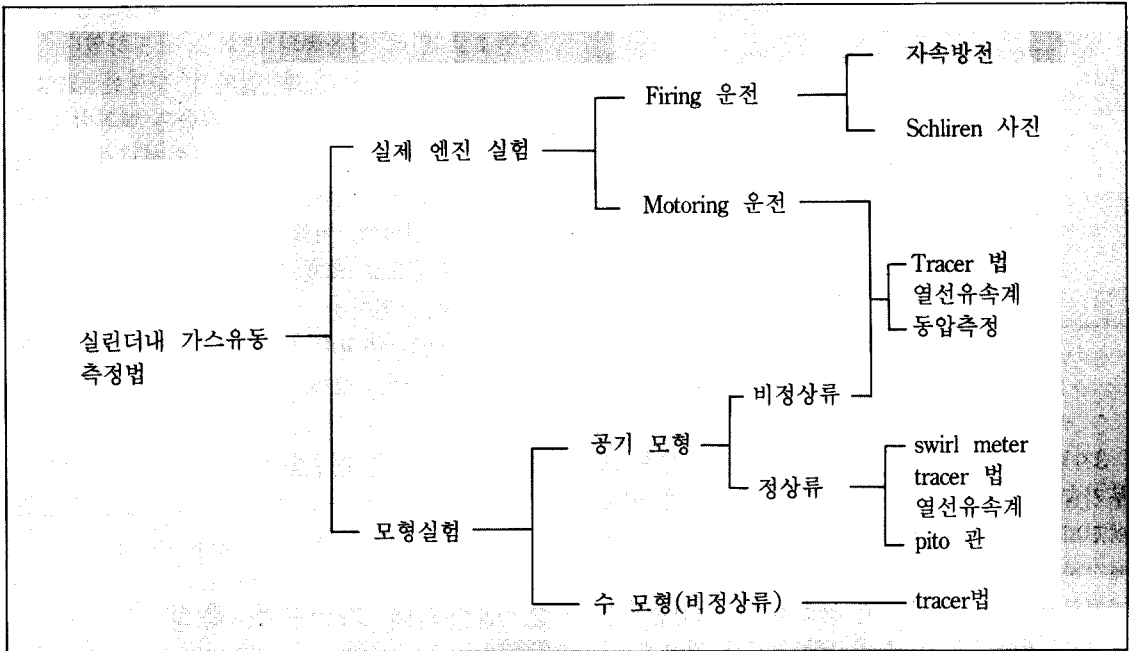
엔진의 실린더내 연소에 미치는 가스 유동의 영향을 정확히 알기 위해서는 실제 엔진의 발화 운전 상태에서 실린더내 유동상태를 알아내는 것이 바람직 하지마는 엔진의 구조상이나 측정 기술상 대단히 어려운 일이다. 또한 발화운전 상태나 구동운전 상태에서 실험해본 결과 압축 행

용이한 정상 공기류에서 측정된 결과를 주로 이용하고 있다.

표 2.1에서 설명 되어진 Motoring 운전시 측정 방법으로 Tracer법과 열선유속계 법이 주로 사용되고 있는데, Tracer 법은 Laser Doppler Velocimeter(LDV)로써 측정하는 방법으로 유체중에 부유하고 있는 미립자가 Dual Laser beam의 교차에 의해 생성된 Fringe를 통과하게 되면 Doppler 효과에 의해 입자의 이동속도에 대응하는 주파수 변화가 생기는데, 이를 검출하므로써 유체의 속도를 측정하는 방법이다.

열선 유속계(Hot-Wire Anemometry : HWA) 법은 고온의 Wire가 저온의 주위유체와의 대류열전달 현상에 의하여 냉각되면, Wire의 온도가 감소되어 온도의 함수인 Wire의 전기저항이 감소함으로써

표 2.1) 실린더내 가스유동에 관한 실험 방법



정과정에서의 측정치가 서로 유사하다고 알려져 있으므로 일반적으로 압축 Swirl 유동에 관해서는 구동 운전상태에서 측정된 결과를 주고 이용하고 있고, 흡입 swirl 유동에 관해서는 비교적 실험이

이를 이용 유체의 속도, 온도 및 밀도를 Calibration을 통해 측정하는 방법으로써, Wire의 직경은 2-30 μ m 정도이고 재료는 온도의 변화에 따라 저항값의 변화가 크고 고온에서 산화작용이 적은

Tungsten, platinum & platinum 합금등이 사용된다. 열선 유속계 법에는 Wire에 일정한 전류를 흘려보내 주위유체의 흐름조건에 따라 Wire의 온도가 변하면 Wire양단에서 변하는 전압으로 부터 유체의 속도를 측정하는 Constant Current Anemometer(CCA) 법과 CCA 법의 dynamic response 특성을 향상시킨 매우 안정된 Circuit Control resistor와 Sensor의 전압차를 D.C. Differential Amplifier가 전류의 양으로 항상 같도록 조절하여, 속도변화에 따른 조절량이 Bridge Output Voltage로 전달되어 속도를 측정하는 Constant Temperature Anemometer(CTA) 법이 있다.

LDV 법과 HWA 법의 특징을 비교해 보면, LDV법은 유동방향 측정이 가능하고, 유동에 간섭을 주지 않고 측정치에 대한 Calibration이 불필요하며 연소시 측정이 가능한점 등의 장점이 있으나, 부수적인 광학장치가 필요한 고가 장비이고 noise 처리가 난이하며, 인위적인 입자의 공급 및 입자 존재시에만 신호가 발생하는 불연속성

등의 단점이 있다.

이와 반대로 HWA 법은 저가이면서 신호처리의 연속성, 적은 noise 등의 장점을 갖고 있는 대신에 LDV법의 장점에 반대되는 단점들을 갖고 있으므로 일반적으로 LDV법이 널리 사용되고 있는 실정이다.

2.2. KIMM의 엔진 연소실내 유체유동 실험

2.2.1. 유체유동 정상상태 실험

유체유동의 정상상태 실험은 원통 아크릴로 제작한 모형실린더에 pedal wheel을 부착하여 엔진회전수에 따른 흡입 공기량 조건에서 pedal wheel의 회전수로 swirl의 대소를 판단하였고, 정상상태 조건에서 흡기포트 형상에 따라 swirl 및 난류강도 측정을 pedal wheel 및 LDV를 사용하여 그림 2.1의 장치에 의해 실험엔진에 여러 형의 포트를 설치하여 측정하였다.

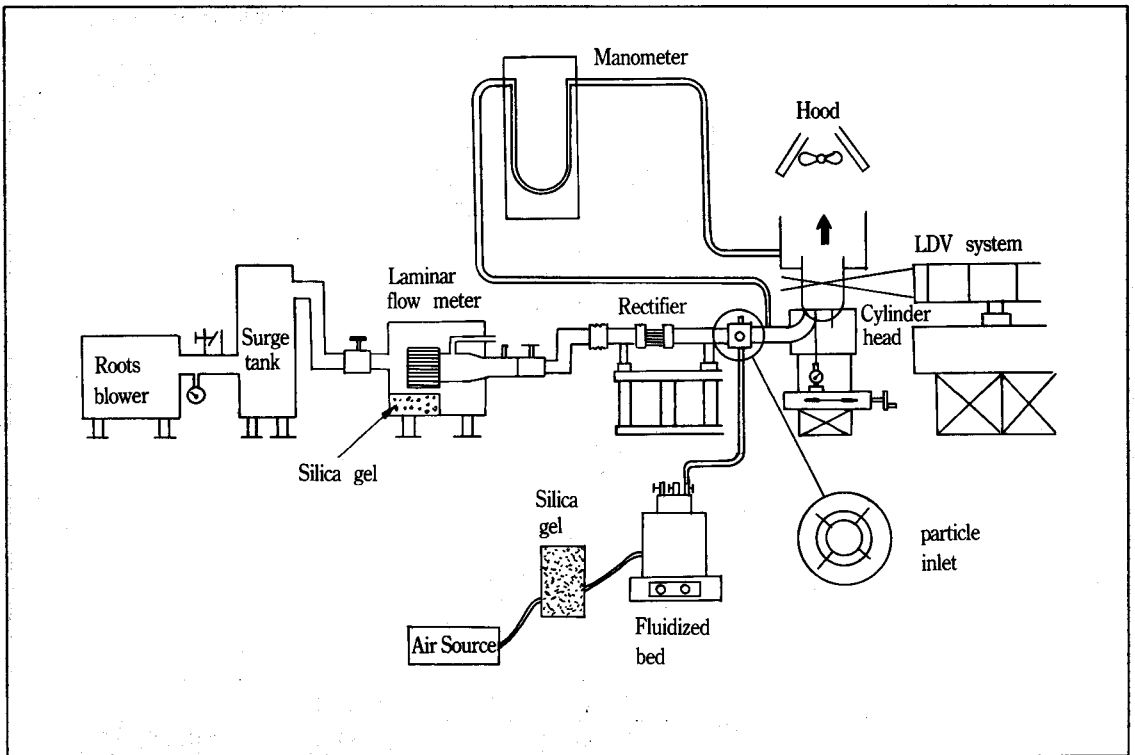


그림 2.1) 정상 유동 실험 장치도

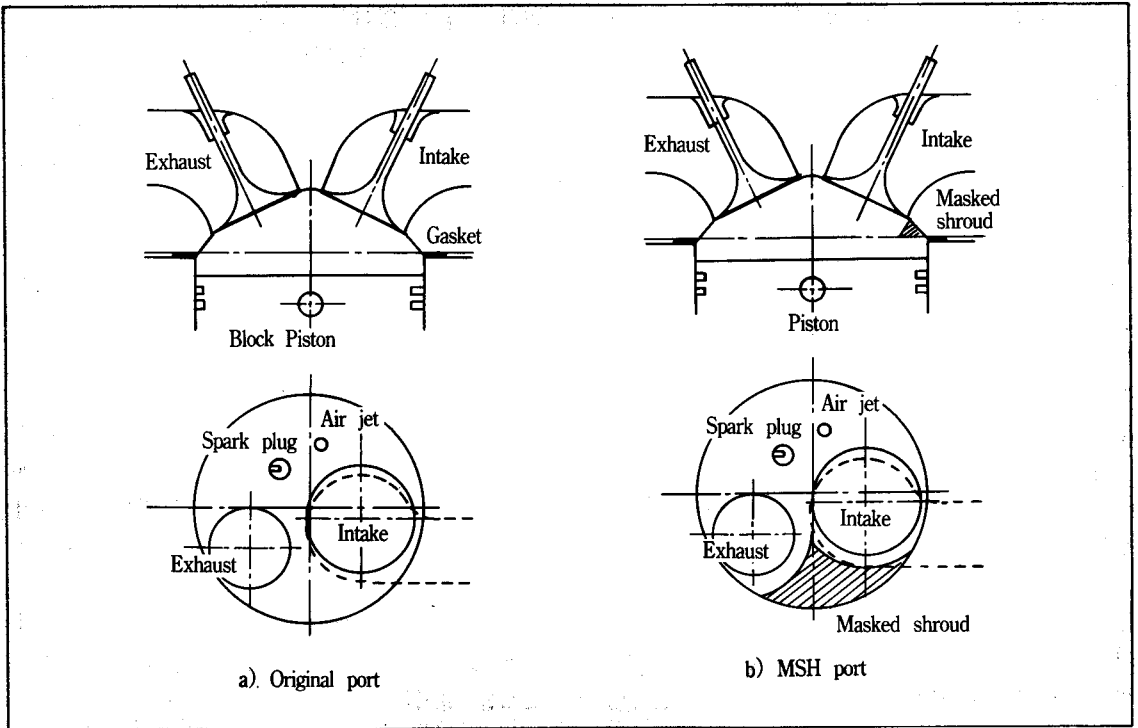


그림 2.2) Original port와 MSH port 형상

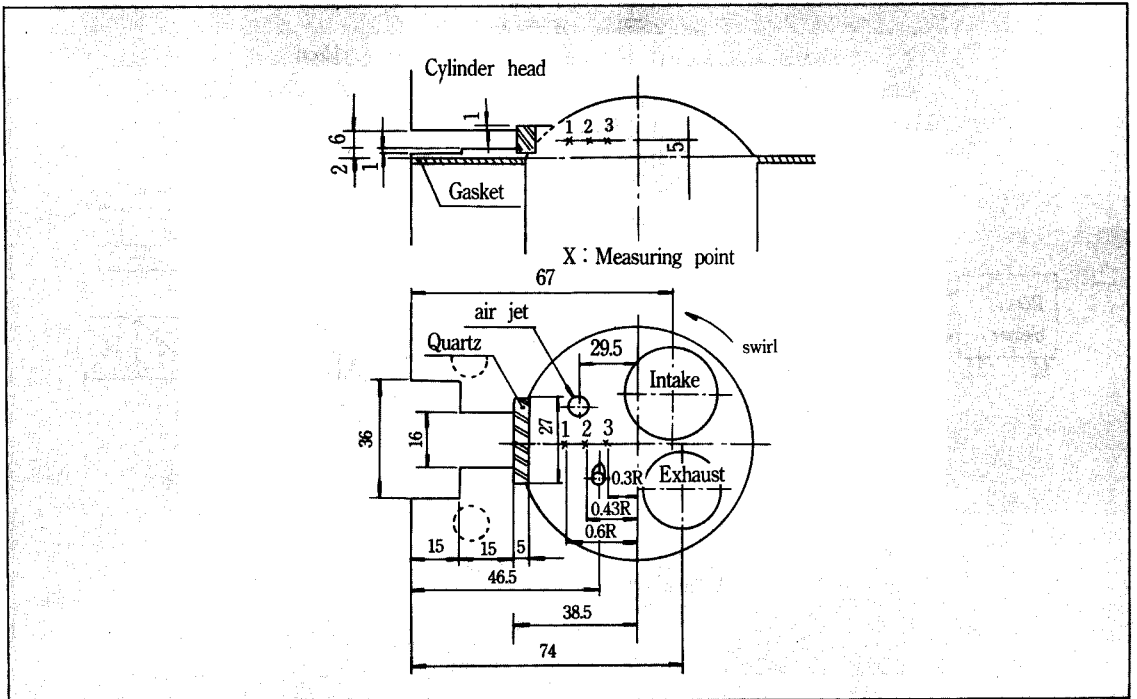


그림 2.3) LDV측정을 위한 실험엔진의 window 장착도 및 측정 위치(2000 cc)

Steady state flow rig와 engine motoring test에 사용한 LDV의 광학장치는 TSI 9100-8 model의 3 beam, 2 color, backward scatter mode의 Argon-Ion laser system을 사용하였다. 연소실내 접선 방향속도를 측정하기 위해 1-D 상태에서 실험을 수행했으며 beam은 $\lambda=488\text{nm}$ 인 blue beam을 사용하였다. Steady test에서는 noise 제거와 유동의 방향성을 위해 single bragg cell을 이용하여 beam effective shift는 5MHz로 고정시켰다. 또 실험시 laser power는 약 2W로 두었으며 signal processor는 TSI의 1980B의 counter를 사용하였다.

LDV data는 counter의 data interface porter IBM AT computer를 interface하여 computer memory에 저장하였으며, data transfer condition은 counter의 handshake mode를 이용하여 valid data 획득에 신경을 썼고, burst의 N cycle은 3으로 두고 comparison은 7%에 두었다. 또 100 MHz의 analog oscilloscope를 통해 burst를 육안으로 확인하였다. Steady 실험시 LDV data는 측정점당 220개의 data를 저장하여 유동속도의 평균속도를 구했으며 motoring 실험시 CA-velocity data의 충분한 data 확보를 위해 약 15000-20000개를 저장하여 data 처리를 하였다.

LDV system은 X-Y-Z로 1mm 단위의 이송이 가능한 milling machine bed에 고정시켜 실험을 하는 동안 optic align의 변화가 없도록 하였으며 측정위치로의 이송에 정확성을 기하였다.

Fluidized bed aerosol generator를 seeder로 사용하였으며 particle은 scattered intensity와 visibility factor를 큰 값으로 얻기 위해 0.8-1.0 μm 의 TiO_2 를 선택하여 focal length가 120 mm인 경우 산란입자 직경에 대한 fringe space 비가 0.6-0.8로서 이론적 최적비인 0.58에 근사하도록 하였다.

실험은 한 측정점에서의 측정이 끝난후 quartz 표면을 아세톤으로 깨끗하게 세척한 후 다음 측정점에서 측정을 수행하였다. Data rate는 초당 20-50개였고 한 측정당 측정 data 갯수는 220개로 하여 속도의 평균값을 구하였다.

2.2.2. 유체유동 모터링 실험

여러가지 흡기포트형태중 체적효율과 와류생성 면에서 가장 우수한 그림 2.2와 같은 MSH 포트를

선택하여 표준형포트와 LDV를 이용한 유체유동 실험을 수행하였다.

Spark plug 주위의 유동특성을 파악하기 위하여 engine block head면에서 cylinder head 방향으로 5 mm인 평면위의 cylinder축 중심에서 반경방향으로 0.3R, 0.45R, 0.6R 지점과, 0.45R 점에서 cylinder 축방향으로 +1mm 지점의 5점을 측정점으로 하였다. 0.4R 점은 spark plug의 electrode와 가장 근접한 측정점이다. 측정점은 그림 2.3에서 보여 주고 있으며 LDV-Engine System은 그림 2.4에 나타나 있다.

엔진은 회전수 오차 0.5%내의 정도를 가진 20Hp-VS motor를 이용하여 엔진회전수를 조정하였다. 관측창은 엔진의 4번 실린더헤드 측면을 가공하여 quartz를 부착하였으며 그 크기는 16×8×5mm이다. LDV의 focus lens의 초점 길이는 120mm를 사용하였고, 산란광 외의 noise 성분의 light를 제거하기 위해 transmitting beam의 통과와 산란광의 흡수를 위한 구멍외에는 focus and collecting lens에 cover를 씌웠다.

Data는 crank angle 50CA를 window로 하여 엔진 전 싸이클 구간에서 한 crank window내에 80개의 CA-velocity data를 받았으며, data rate는 1초당 150-300개 정도였다. Data rate는 compression TDC에 가까울수록 particle concentration 증가로 인해 증가하였으며, piston ring assembly를 실제엔진과 동일한 조건으로 장착하였고, 윤활유로 인한 window fouling은 냉각수 순환을 이용하여 줄였다. 한 엔진회전수, 한 측정점에서의 측정이 끝난후 spark plug hole을 통해 quartz window를 아세톤으로 세척하고 다음 측정에 임했다. Swirl velocity의 ensemble average와 turbulance rms값은 다음식으로 구하였다.

$$\bar{U}(k) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N U(k + \frac{\Delta\theta}{2}, i) \quad (1)$$

$$u'(k) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [U(k + \frac{\Delta\theta}{2}, i) - \bar{U}(k)]^2} \quad (2)$$

k : crank angle of measurement

$\Delta\theta$: crank angle window

N : total number of data

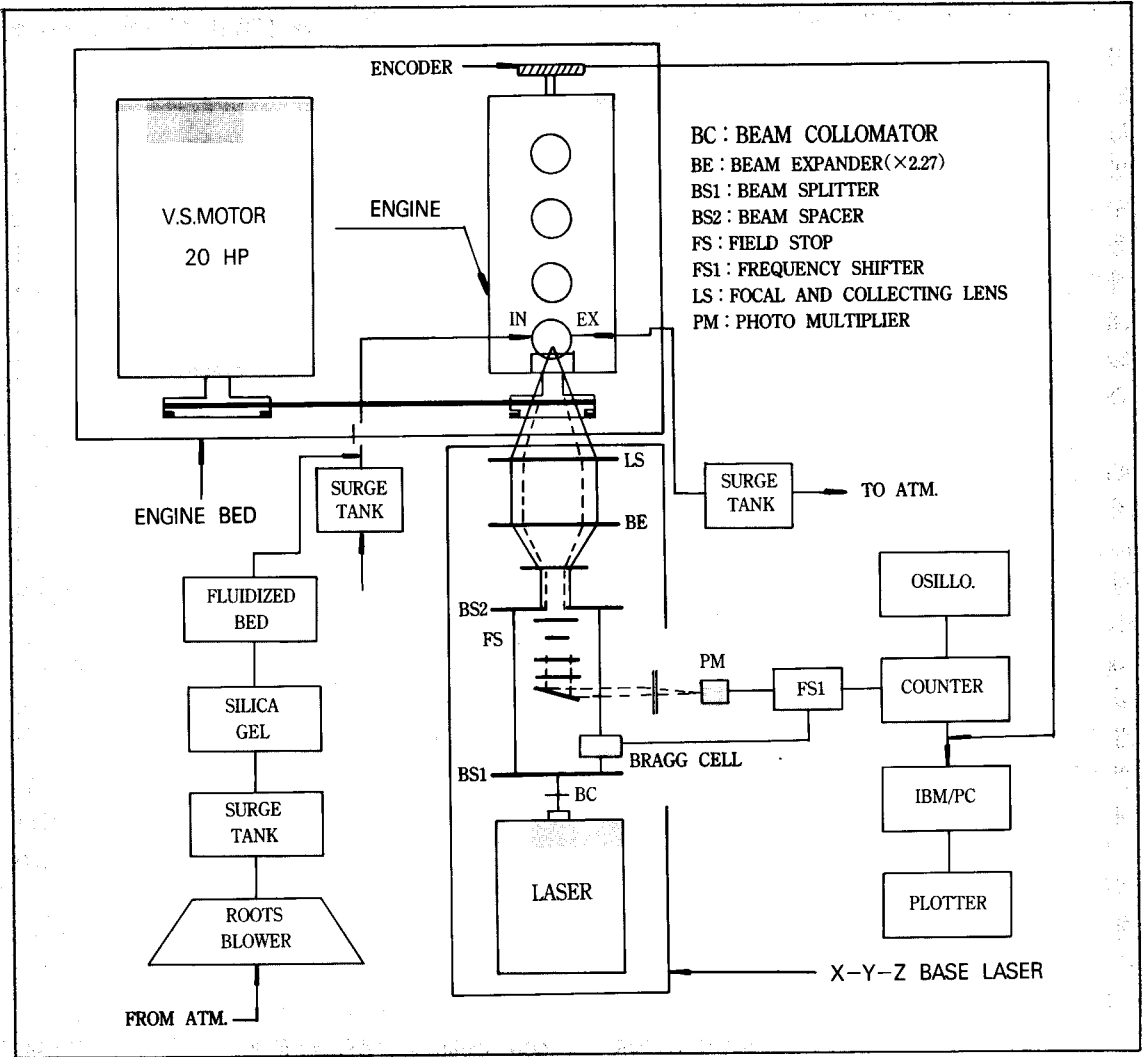


그림 2.4) LDV-Engine system의 장치도

2.2.3. 실험결과 및 고찰

Fig. 2.5는 엔진회전수 2000rpm 조건에서 정상 상태 흡입유동시 실린더 단면에서의 접선방향속도 분포를 LDV를 이용해 표준형과 MSH엔진에 대해서 측정된 결과이다. 그림에서 보면 MSH엔진의 경우는 실린더 중심축에서 속도가 거의 없고 실린더 벽면으로 감에 따라 2차 포물선 형태를 갖는 강한 와류가 존재하고 와류 중심 최고속도는 약 15m/s이상 나타나고 있다. 반면 기존 엔진의 경우는 실린더 중심축에서 속도가 약 12m/s로 나

타나, 실린더 단면에서 서로 상충되는 2개의 와류를 생성하므로써 실린더 지름을 특성길이라고 하는 1개의 와류는 존재하지 않음을 보여준다. 따라서 MSH 포트내의 유동은 실린더 축을 중심으로 와류가 뚜렷하게 생성되므로써 swirl meter 실험결과에서 나타난 것 같이 높은 와류비가 발생됨을 알 수 있다.

Fig. 2.6은 기관회전수 1500rpm 측정점 1(0.6R)에서 표준형, MSH포트를 장착하여 모터링 실험을 통해서 얻은 크랭크 각도에 따른 와류속도 변화를

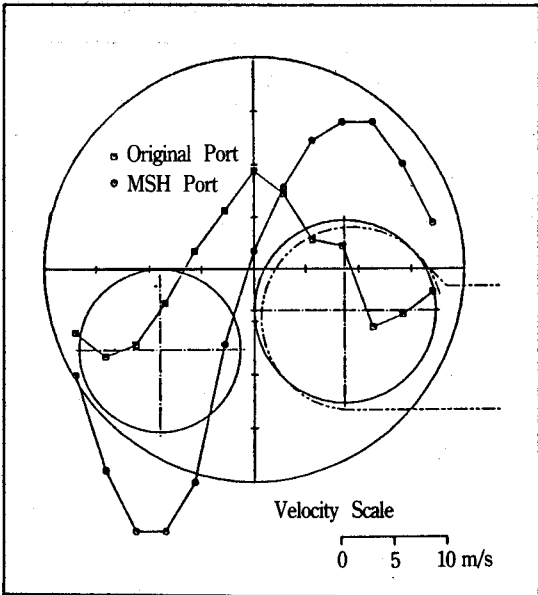


그림 2.5) Swirl velocity profile 비교

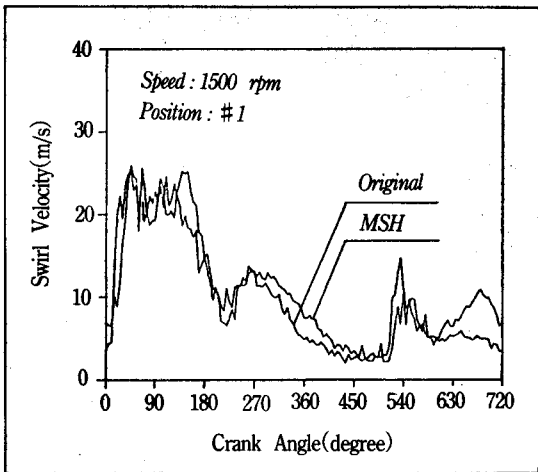


그림 2.6) Swirl velocity 비교

나타낸 것이다. 흡입과정에서 흡입공기의 실린더내 와류는 흡기포트의 형상에 따라 결정되는 유동 입사 각도와 흡기밸브의 개도, 피스톤의 하향속도에 의해 흡입공기 속도가 결정된다. 흡입과정에서의 속도상승은 측정위치가 흡기밸브에서 너무 가까워 표준형과 MSH포트엔진이 거의 비슷한 와류 속도를 나타낸다. 압축과정에서 와류속도는 표준형보다는 MSH포트엔진이 더 큰것을 나타내

는데 이는 흡입과정중 형성된 와류가 압축과정에까지 지속됨을 나타낸다. 압축과정 말기에서 감소하기 시작한 와류속도는 배기 밸브가 열릴 때까지 계속 감소한다. 이는 와류를 유지하기 위한 에너지 공급은 없고 에너지 소멸만 존재하기 때문이다.

Fig. 2.7는 MSH포트엔진의 측정점 1에서 엔진 회전수 증가에 따른 와류속도의 변화를 크랭크 각도에 대해서 보여준다. 엔진회전수 증가에 따라 전체적으로 와류속도가 커지는 현상을 보이고, 흡입과정시 생성된 와류의 소멸기간도 지연되는 것을 보이고 있다. 흡입생성 와류의 소멸지연은 엔진회전수가 증가함에 따라 흡입유동 속도가 증가하게 되고, 따라서 와류관성력이 점성에 의한 소멸을 보다 상대적으로 커지기 때문이다. 팽창 및 배기과정에서는 엔진회전수의 변화에 대해 커다란 유동 변화는 보이지 않고 있다.

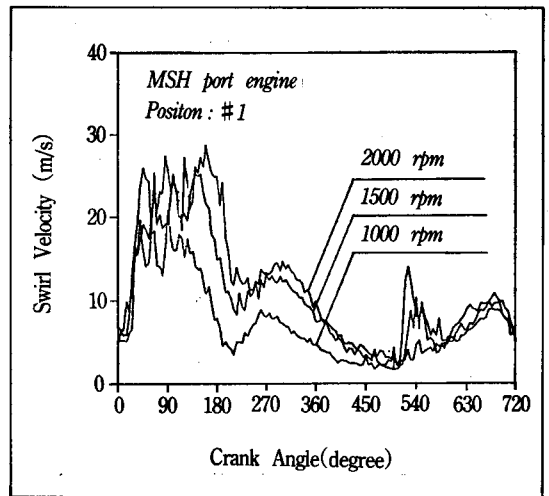


그림 2.7) Engine speed 변화에 따른 Swirl velocity 비교

Fig. 2.8은 1500rpm 측정점 1에서의 흡기포트형상에 따른 크랭크각도에 대한 난류강도를 나타낸다. 난류강도는 그림에서 처럼 와류속도의 영향을 크게 받으므로 와류속도의 경향과 비슷하다. 연소현상에서 관심부분인 300-360도 구간에서의 난류강도는 표준형보다는 MSH포트엔진에서 약간 큰 것을 나타내며, 압축말기 TDC점은 360도에서는 표준형은 1.8m/s, MSH는 2.3m/s로 나타내고 있다.

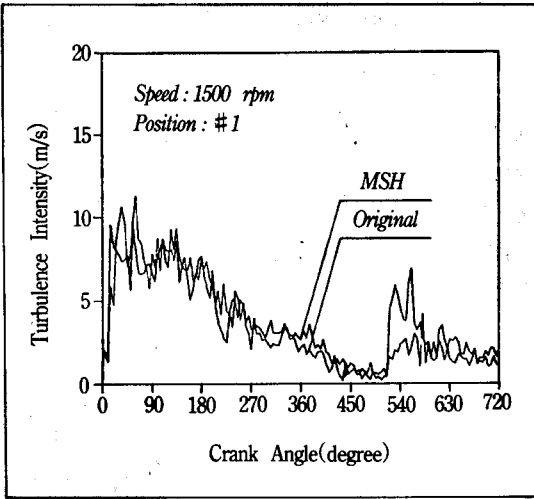


그림 2.8) Turbulence intensity 비교

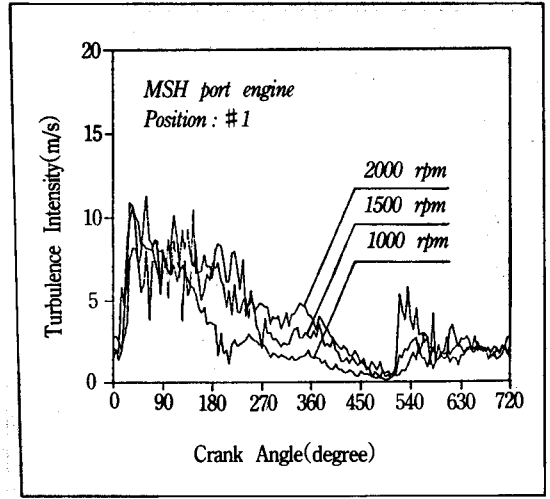


그림 2.9) Engine speed 변화에 따른 Turbulence intensity 비교

Fig. 2.9는 MSH포트엔진의 측정점 1에서 엔진 회전수가 1000, 1500, 2000rpm으로 변화할 때 크랭크 각도에 따른 난류강도의 변화를 보여준다. Fig. 2.7에서 엔진속도변화에 따른 와류속도변화와 마찬가지로 회전수 증가에 따라 전체적인 난류강도가 커지며, 흡입난류강도 감쇄기간이 지연됨을 보인다. 크랭크 각도 360도에서 난류강도 값은 1000 rpm일 때 1.6m/s, 1500rpm일때, 2.3m/s, 2000rpm일때 3.6m/s로 나타나고 있다. 이렇게 실험한 유체유동의 중요결과는 다음과 같다.

(1) 흡입과정시 MSH 포트에서는 실린더축을 중심으로 하는 강한 선회류가 생성되어, 표준형 포트엔진에서보다 와류비가 3배 이상 크게 나타난다.

(2) 엔진모터링시 압축과정 동안의 와류속도는 MSH포트엔진에서 표준형에 비해 뚜렷이 크게 나타나며, 난류강도는 압축말기 TDC에서 MSH는 2.3m/s, 표준형은 1.8m/s로 나타나고 있다. 보다 정확한 난류강도 비교를 위해서는 cycle resolved 속도해석이 요구된다.

따라서 현재는 새로 개발한 cycle resolved 속도 해석기법과 가시화된 4 밸브형단기통 엔진(그림 2.10)을 사용하여 실린더내 여러 부위의 유체유동을 측정하고 있으며 보다 정확한 turbulence intensity 해석을 수행하고 있다.

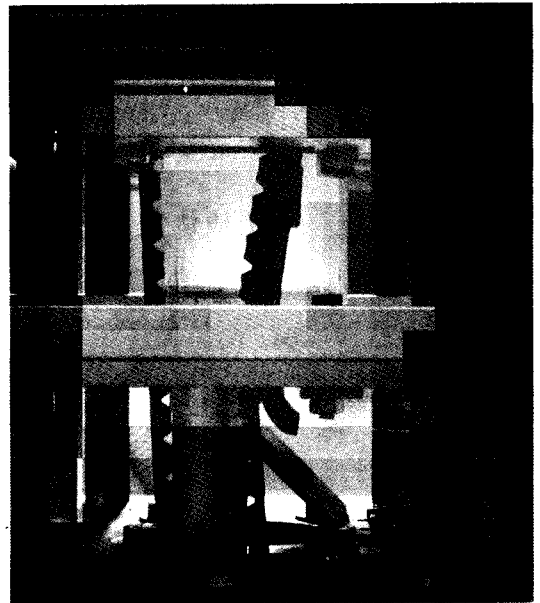


그림 2.10) 4밸브형 단기통 가시화 엔진

참고 문헌

- [1] C. M. Ho and D. A. Santavicca, 1987. "Turbulence Effects on Early Flame Growth," SAE Paper 872100.

- [2] Stephen G. Poulos and John B. Heywood, 1983. "The Effect of Chamber Geometry on Spark Ignition Engine Combustion," SAE Paper 830334.
- [3] Richard C. Belaire, George C. Davis, J. C. Kent, and Rociney J. Tabaczynski, "Combustion Chamber Effects on Burn Rates in a High Swirl Spark Ignition Engine," SAE Paper 830335.
- [4] P. O. Witze, "The Effect of Spark Location on Combustion in a Variable Swirl Engine," SAE Paper 820044.
- [5] N. Okanishi et al., 1982. "Jet Air Suction Port (JASP) Improves Fuel Consumption of 4-Stroke Cycle Gasoline Engines at Idle," SAE Paper 820155.
- [6] Y. Nakamura et al., 1978. "Development of A New Combustion System(MCAJET) in Gasoline Engine," SAE Paper 780007.
- [7] W. Brandstatter, R. J. R. Johns and G. Wigley, "The Effect of Inlet Port Geometry on In-Cylinder Flow Structure," SAE Paper 850499.
- [8] T. Uzman, C. Borgnakke, 1983. "Characterization of Flow Produced by a High-Swirl Inlet Port", SAE Paper 830226.
- [9] 정동수, 고용서, 엄종호, 우세종, "가솔린 기관의 연소실내 가스유동이 연소에 미치는 영향연구," 한국자동차공학회 춘계학술대회 초록집, pp.44-52, 1991. 6.
- [10] 강건용, 엄종호, 정동수, 전충환, "엔진연소실내 유체유동 해석기법 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회 초록집, pp.151-157, 1991. 11.