

# 가솔린엔진의 연소실내 유동개선에 의한 급속희박 연소효과에 관한 연구

A Study on the Effect of Improving In-cylinder Flow on  
Fast and Lean Burn in a Gasoline Engine

강 건 용,\* 엄 종 호,\* 우 세 종\*, 정 동 수\*  
K. Y. Kang, J. H. Uhm, S. J. Woo, D. S. Jeong

## ABSTRACT

An experimental study of in-cylinder flow and combustion characteristics in two gasoline engines of different intake ports which are denoted as original port and masked shroud head(MSH) ports is presented. The flows generated by the MSH and the original port are investigated by laser Doppler velocimeter(LDV) under steady flow and motoring (non-firing) conditions. Combustion characteristics with different swirl levels produced by two intake ports are analyzed by combustion pressure measurement and statistical calculation.

The swirl level inside the cylinder of the MSH port engine is found to be much higher than the original port, and the MSH has a large eddy motion of cylinder diameter size. Using ensemble average method to evaluate engine turbulence under motoring condition, the MSH port engine is shown to have higher turbulence intensity than the original port during intake and compression strokes. The peak combustion pressure of MSH port engine is higher and the time required to reach at the peak pressure is shorter than the original port, so that the effect of the MSH port on fast burn is shown. Also the cyclic variations of peak pressure and the reaching time in the MSH port are apparently reduced.

## 1. 서 론

최근 가솔린엔진에서는 성능 향상 및 저연비, 저배기 공해가스 배출을 위해 흡기 시스템 및 연소실 형상설계를 중요 연구과제로 삼고 있다.<sup>1,2,3)</sup> 배기가스 재순환(EGR) 방식과 희박연소방식은 그 방법 중 하나이나, 연소속

도가 느려서 출력저하 및 실화가 일어나는 단점이 있어 그 대책을 강구해 왔다. 엔진의 연소실내에서 연소하기전 혼합기의 거동을 제어함으로써 균질혼합연소 시스템을 개선할 수 있고, 배기가스 생성과 엔진성능 향상을 위한 중요인자를 제공할 수 있다. 급속연소는 희박 혼합기의 완전연소에 필수적이며, 희박연소시

\*정회원, 한국기계연구소 동력기계시스템실

발생할 수 있는 출력저하 및 실화를 감소시킬 수 있다.

가솔린엔진에서의 급속연소방식은 연소화면 면적을 크게 하기 위해 연소실 형상<sup>4,5)</sup>을 설계하는 방법, 점화플러그 위치<sup>6)</sup>의 최적화, 공회전 및 부분부하시 강한 와류생성 포트부착<sup>7,8,9)</sup>, 연소시 난류강도를 증가시켜 연소기간을 단축시키는 흡기포트 및 피스톤 형상의 최적설계법<sup>10,11)</sup> 등이 있다.

본 연구에서는 흡기포트 형상에 따른 급속연소유도방식의 세밀한 분석에 역점을 두고 연구를 수행하였다. 정상상태 실험과 모터링 실험을 통해 MSH(masked shroud head)부착 흡기포트가 여러 흡기포트 중 최적효율의 손실이 거의 없고 가장 큰 와류를 생성함을 알 수 있었다.<sup>12)</sup> 이에 MSH 포트의 최적설계에 역점을 두어 MSH 포트를 제작하여 정상 상태에서 pedal wheel 과 laser Doppler velocimeter (LDV)를 사용하여 와류크기를 분별하고, 연소실내 한 단면의 여러 위치에서 크랭크 각도에 따른 유동의 와류크기와 난류강도를 LDV로 측정하였다. 흡입과정시 생성된 와류 및 난류강도가 압축과정을 거치면서 변화되는 메카니즘을 분석하기 위해 엔진의 틱새 체적내에서 LDV를 사용해 모터링 운전시 유동속도를 측정하였다.<sup>13)</sup> 그리고 표준형 포트와 MSH 포트에 대해서 연소시 압력을 측정 및 분석하여 흡입과정과 압축과정시 연소실내에 생성되는 와류와 난류가 급속연소에 미치는 영향을 규명함으로써 희박연소실의 최적설계 기술을 확립하고자 한다.

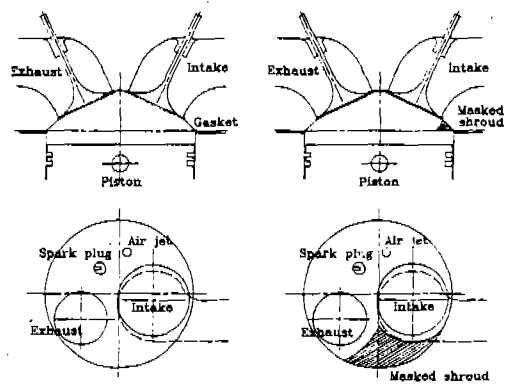
## 2. 엔진 연소실내 유체유동

### 2.1 표준형포트와 MSH 포트

Table 1 은 본 연구에서 사용한 국산 승용차용 4기동 1977 cc 가솔린 엔진의 주요 사양을 나타낸다. 실린더 내경이 86mm, 행정 길이가 88mm이며, 압축비가 8.6인 다중연료 분사방식(MPI)의 엔진이다. 이 엔진에 기존의 장착되어 있는 흡기포트가 표준형 포트이며, 표준형 포트에 흡입 선회류가 보다 많

Table 1 Principal characteristics of the engine

Type of engine	MPI engine, 1977 cc
Bore	85.0 mm
Stroke	88.0 mm
Compression ratio	8.6
Intake valve	
Number	1
Open	19 deg. BTDC
Close	57 deg. ABDC
Exhaust valve	
Number	1
Open	57 deg. BBDC
Close	19 deg. ATDC



(a) Original port (b) MSH port

Fig.1 Original port and MSH port geometries

이 생성되도록 변형한 것이 MSH 포트로서, 이 두 흡입포트의 기하학적 형상은 Fig.1에 나타나 있다. 표준형 연소실은 반구형으로서 흡기와 배기밸브를 각각 1개씩 가지며, 중심으로부터 20 mm, 25 mm 편심된 곳에 각각 점화플러그와 air jet 가 있는 연소실 형상을 갖는다. MSH 포트 연소실은 흡기밸브 측면에 위치한 실린더헤드에 shroud를 설치하여 흡기밸브가 열려 흡기공기가 유입할 때 실린더 벽면을 따라 점선 방향으로 흘러들어오도록 하여 강한 흡입선회류를 생성하도록 하였다. 이와 같이 MSH 포트는 shroud 밸브와 같은 기능을 하면서, 흡입저항을 증대시키지 않고 밸브회전 방지기가 필요치 않은 장점을 가진다.

## 2.2 유체유동 정상상태 실험

흡입과정을 모사하기 위한 유체유동 정상상태 실험은 pedal wheel의 swirl meter와 LDV를 사용해 흡입포트 형상에 따른 와류의 대소를 측정하였다. Swirl meter 실험은 직경 85mm의 원통 아크릴로 제작한 모형실린더에 pedal wheel을 실린더 헤드로부터 120mm 위치한 곳에 설치하여 wheel의 회전수를 광학 스트로브로 측정하여, pedal의 선속도를 실린더 축방향 속도로 나누어 무차원화 시킨 값을 와류비(swirl ratio)로 정의하였다. 와류비 측정은 엔진회전수 2000rpm에 해당하는 공기를 유입할 때 흡기밸브 양정이 4mm, 7mm, 10mm로 변할 때에 대해서 수행하였다.

정상상태에서의 LDV 실험은 흡입유동을 재현하기 위해 200rpm 조건에서 흡기밸브를 최대양정으로 연후 전부하(WOT) 상태에서 실린더 헤드로부터 88mm 떨어진 실린더 단면에서 중심선을 따라 5mm 간격으로 측정하였다. LDV 측정을 위한 관측창은 폭 20mm, 높이 30mm, 두께 5mm BK 7 광학유리를 아크릴 실린더에 부착하여 사용하였으며, 산란입자는 0.8~1.0  $\mu\text{m}$ 의 산화티타늄( $\text{TiO}_2$ )을 선택하여 측정체적내의 fringe 간격의 0.6~0.8로서 이론적 최적치인 0.58에 근사하도록 하였으며, 입자공급도 TSI 제품인 fluidized bed를 사용하였다. LDV의 광학장치는 TSI-9100-8 모델의 Argon-ion 레이저 장치를 사용하였고, 그 체원은 Table 2에 나타내었다. 정상상태 실험에서는 노이즈 제거와 유동의 방향성을 감지하기 위해 브래그셀(Bragg cell)을 이용하였고, 주파수변이는 5MHz로 고정시켰다. 또 실험시 레이저 동상 출력은 약 1.7W로 두었으며 신호처리기(signal processor)는 TSI의 1980B의 카운터를 사용하였다. 연소실내 여러 측정점에서 접선방향의 속도를 측정하였고, 빔은  $\lambda = 488\text{nm}$ 인 청색광을 사용하였다. 타당한 데이터를 취득하기 위해 100MHz의 오실로스코프를 통해 Doppler burst를 육안으로 확

Table 2 Principal characteristics of the laser Doppler velocimeter

Laser head	
Power	2 W, Argon ion
Wave length	514,488 nm
Focal length	120 mm
Measuring vol.	
Diameter	0.035 mm
Length	0.18 mm
Fringe spacing	1.32 $\mu\text{m}$
Fringe number	28

인한 다음 실험을 수행하였다. LDV장치는 실험을 하는 동안 광학정렬의 변화가 없도록 X-Y-Z로 1mm단위의 이송이 가능한 밀링머신 베드에 고정시켰으며, 측정위치로의 이송에 정확성을 기하였다. 실험은 한 측정점에서의 측정이 끝난후 관측창 표면을 아세톤으로 깨끗하게 세척한 후 다음 측정점에서 측정을 수행하였다. Data rate는 초당 20~50개였고 한 측정당 측정 데이터 갯수는 220개로 하여 속도의 평균값을 구하였다.

## 2.3 유체유동 모터링 실험

엔진모터링시 연소실내 유체유동특성을 파악하기 위하여 실린더 헤드 개스킷 상방향 5mm위치의 헤드면에서 4번 실린더 축 중심방향으로 0.3R, 0.45R, 0.6R 지점을 측정점으로 하였다. 0.45R점은 점화플러그의 전극과 가장 근접한 측정점이다. 측정점은 Fig. 2에 나타내었고, LDV 모터링 실험장치는 Fig. 3에 나타내었다. 엔진은 회전수 오차 0.5%내의 정도를 가진 20Hp의 모터를 이용하여 엔진구동을 조정하였다. 관측창은 엔진의 4번 실린더헤드 측면을 가공하여 석영을 부착하였으며, 그 크기는 16×8×5mm이다. LDV의 렌즈 초점 길이는 120mm를 사용하였고, 산란광외의 노이즈성분을 제거하기 위해 전송광의 통과와 산란광의 흡수를 위한 구멍의에는 초점 렌즈에 카바를 씌웠다. 데이터는 크랭크각도 5°를 윈도우(window)로 하여

엔진 전 사이클 구간에서 한 윈도우내에 80개의 데이터를 받았으며, data rate는 1초당 150~300개 정도였다. Data rate는 압축과정 TDC에 가까울 수록 산란입자 농도 증가로 인해 증가하였으며, 피스톤링은 실제 엔진과 동일한 조건으로 장착하였고, 윤활유로 인한 관측창 더러워짐은 냉각수 순환을 이

용하여 줄였다. 한 엔진회전수, 한 측정 점에서의 측정이 끝난후 점화플러그 구멍을 통해 석영을 아세톤으로 세척하고 다음 측정에 임했다. 와류속도의 ensemble average와 turbulence rms 값은 다음 식으로 구하였다.

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

$$\frac{u'(k) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left( \tilde{U} \left( k \pm \frac{\Delta\theta}{2}, i \right) - \bar{U}(k) \right)^2}}{\quad} \quad (2)$$

여기서  $k$ 는 측정 크랭크각도,  $\Delta\theta$ 는 크랭크각 윈도우,  $N$ 은 전체 데이터 수를 나타낸다.

### 2.4 실험결과 및 고찰

#### 1) 유체유동 정상상태 실험

Fig.4는 swirl meter로 측정한 결과로서 표준형 포트와 MSH 포트에서의 정상상태 유동실험시 흡기밸브 양정에 따른 와류비의 변

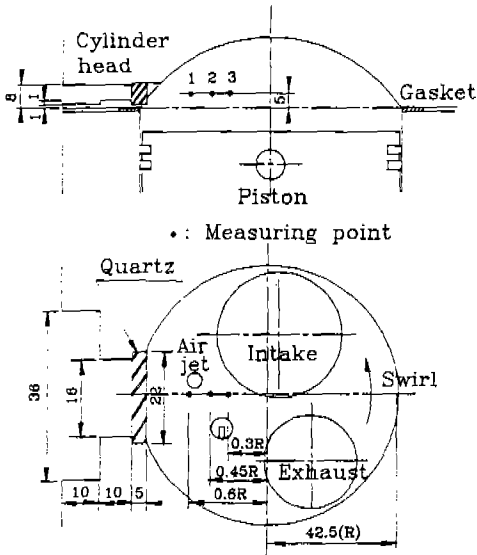


Fig.2 Schematic diagram of the engine optical window and measuring point

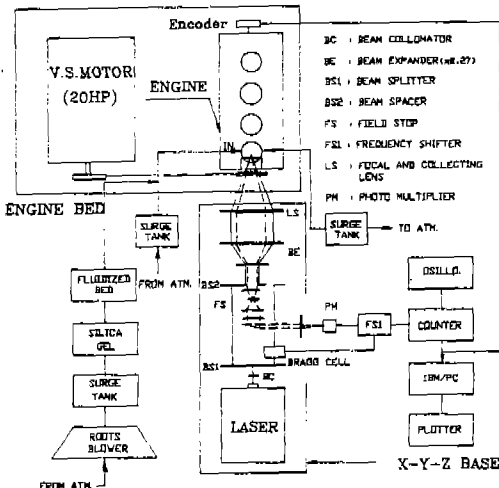


Fig.3 Schematic diagram of LDV and engine experimental setup

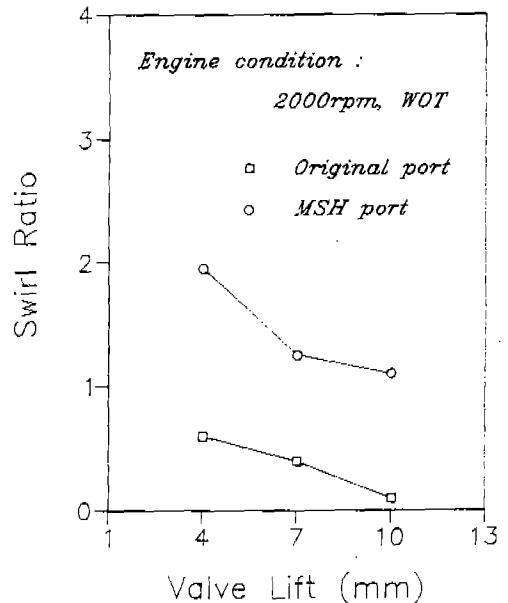


Fig.4 Swirl ratios of original and MSH port with intake valve lift variation

화를 보여준다. 그림에서 보면 흡기밸브 양정의 증가에 따른 두 포트에서의 와류의 감소 경향은 같게 나타나고 있지만, 양정 4mm 일때 MSH의 경우 와류비가 2.0로 표준형의 0.6보다 3배 이상 크게 나타나고 있고, 최대양정인 10mm에서는 MSH 포트는 1.1, 표준형은 0.1로 10 이상 MSH 포트내 와류가 표준형에 비해 높게 나타나고 있다. 이와 같은 MSH 포트내의 와류증가는 흡입시 실린더 단면에서의 접선속도 분포측정을 통해 그 생성원인을 규명할 수 있다. Fig.5는 엔진 회전수 2000rpm 조건에서 정상상태 흡입유동시 실린더 단면에서의 접선방향속도 분포를 LDV를 이용해 표준형과 MSH엔진에 대해서 측정된 결과이다. 그림에서 보면 MSH 엔진의 경우는 실린더 중심축에서 속도가 거의 없고 실린더 벽면으로 갈수록 2차 포물선 형태를 갖는 강한 와류가 존재하고 와류 중심 최고속도는 약 15m/s 이상 나타나고 있다. 반면 기존 엔진의 경우는 실린더 중심축에서 속도가 약 12m/s로 나타나, 실린더 단면에서 서로 상충되는 2개의 와류를 생성함으로써 실린더 지름을 특성길이로 하는 1개의 와류는 존재하지 않음을 보여준다. 따라서 MSF 포트내의 유동은 실린더 축을 중심으로 와류가 뚜렷하게 생성됨으로써 swirl meter 실험 결과에서 나타난 것 같이 높은 와류비가 발생됨을 알 수 있다.

2) 유체유동 모터링 실험

Fig.6은 기관회전수 1500rpm 측정점 I(0.6 R)에서 표준형, MSH 포트를 장착하여 모터링 실험을 통해서 얻은 크랭크각도에 따른 와류속도 변화를 나타낸 것이다. 흡입과정에서 흡기포트의 형상에 따라 결정되는 유동입사 각도와 흡기밸브의 개도, 피스톤의 하향속도에 의해 흡입공기 속도가 결정된다. 흡입과정에서의 속도상승은 측정위치가 흡기밸브에서 너무 가까워 표준형과 MSH 포트엔진이 거의 비슷한 와류 속도를 나타낸다. 압축과정에서 시작됨에 따라 감소하던 와류속도는 다시 증가하는데 이는 흡입과정시 피스톤에 걸쳐있던

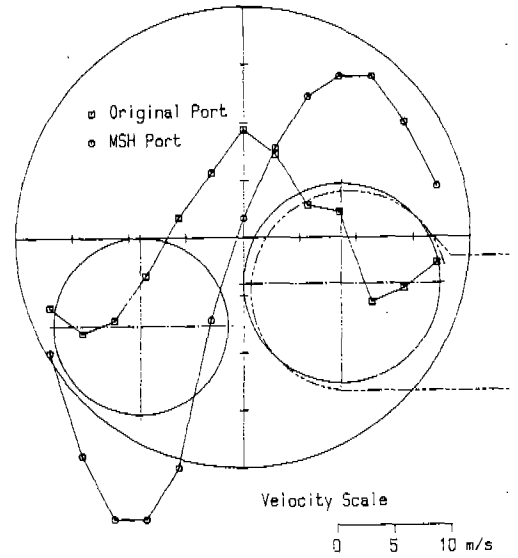


Fig. 5 Swirl velocity profile for original and MSH port

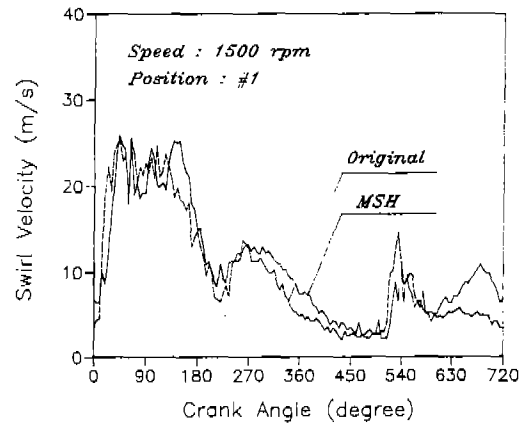


Fig. 6 Swirl velocities of original and MSH port engine

와류가 피스톤이 하사점으로 내려오에 따라 피스톤 크라운부로부터 떨어져 일정한 타원형상을 이루고 있다가, 압축과정시 피스톤의 상향운동으로 타원형상의 와류가 피스톤 크라운부와 접촉함에 따라 진원형상의 와류로 변화하여 와류속도의 크기가 증가하기 때문이다. 이러한 증가 요인과 더불어 벽면마찰로 인한 속도 감소영향으로 크랭크 각도가 330도 이후로 진행됨에 따라 감소한다. 압축과정에서

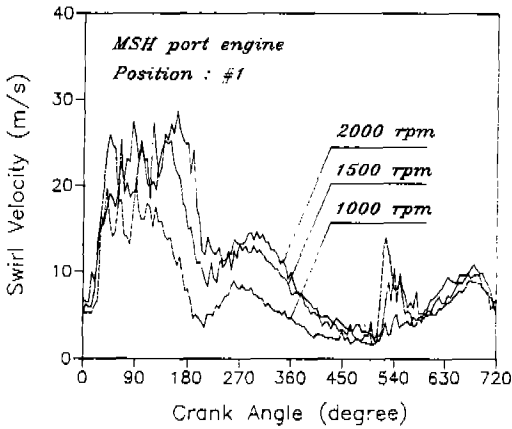


Fig. 7 Swirl velocities of MSH port engine with engine speed variation

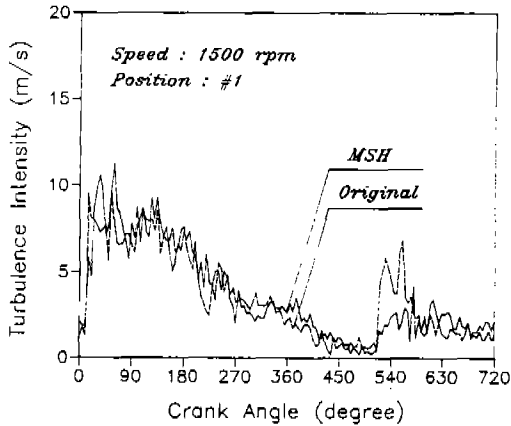


Fig. 8 Turbulence Intensities of original and MSH port engine

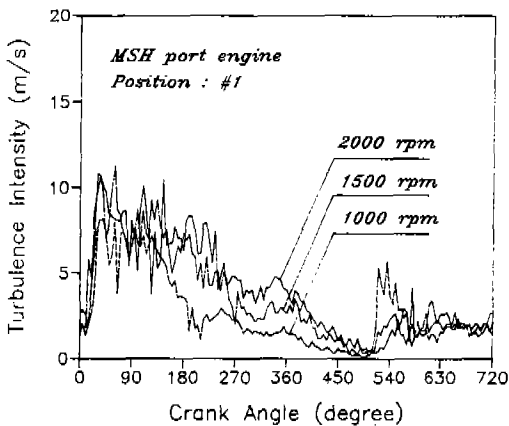


Fig. 9 Turbulence Intensities of MSH port engine with engine speed variation

와류속도는 표준형보다는 MSH 포트엔진이 더 큰것을 나타내는데 이는 흡입과정 중 형성된 와류가 압축과정에까지 지속됨을 나타낸다. 압축과정 말기에서 감소하기 시작한 와류속도는 배기 밸브가 열릴때까지 계속 감소한다. 이는 와류를 유지하기 위한 에너지 공급은 없고 에너지 소멸만 존재하기 때문이다.

Fig. 7은 MSH 포트엔진의 측정점 1에서 엔진회전수 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 소멸율보다 상대적으로 커지기 때문이다. 팽창 및 배기과정에서는 엔진회전수의 변화에 대해 커다란 유동 변화는 보이지 않고 있다. Fig. 8은 1500 rpm 측정점 1에서의 흡기포트형상에 따른 크랭크 각도에 대한 난류강도를 나타낸다. 난류강도는 그림에서처럼 와류속도의 영향을 크게 받으므로 와류속도의 경향과 비슷하다. 연소현상에서 관심부분인 300~360도 구간에서의 난류강도는 표준형보다는 MSH 포트엔진에서 약간 큰 것을 나타내며, 압축말기 TDC 점인 360도에서는 표준형은 1.8m/s, MSH는 2.3m/s로 나타내고 있다. 본 실험에서는 LDV의 측정 data rate의 한계 때문에 정확한 난류를 정의하지 못하였다. 식(2)에서 정의된 난류강도는 사이클 변동치를 포함한 값이므로, LDV의 data rate를 충분히 높여서 cycle resolved 속도해석을 수행하여야 사이클 변동을 배제한 난류강도를 정의할 수 있다.<sup>14)</sup> 연소실내 유체의 사이클 변동은 와류가 많은 유동일 수록 적게 나타나며, 와류가 거의 없는 유동의 경우는 사이클 변동량은 증가한다.<sup>15)</sup> 따라서 와류가 거의 없는 표준형 포트 엔진에서의 난류강도 값은 상당량의 사이클 변동을 포함한 것이므로, MSH 포트엔진에서의 실제의 난류강도는 Fig. 8에서 나타난 표준형에 대한 크기 증가보다 더욱 큰 값으

로 차이가 날 것으로 예상된다. Fig. 9는 MSH 포트엔진의 측정점 1에서 엔진회전수가 1000, 1500, 2000 rpm으로 변화할 때 크랭크 각도에 따른 난류강도의 변화를 보여준다. Fig. 7에서 엔진속도변화에 따른 와류속도변화와 마찬가지로 회전수 증가에 따라 전체적인 난류강도가 커지며, 흡입난류강도 감쇄기간이 지연됨을 보인다. 크랭크 각도 360도에서 난류강도 값은 1000 rpm일때 1.6 m/s, 1500 rpm일때, 2.3 m/s, 2000 rpm일때 3.6 m/s로 나타나고 있다.

### 3. 연소특성 해석

#### 3.1 실험장치

연소특성은 급속연소 정량화로서 연소실내 압력측정을 통한 간접적인 방법으로 수행하였다. 표준형과 MSH 포트엔진에서의 연소실내 압력을 측정하기 위해 실험엔진에 100 bar 용량의 압전식 압력센서를 장착하였고, 캡축에 360 pulse/rev의 엔코더를 설치하여 크랭크 각도에 따른 압력값을 얻을 수 있도록 하였다. 고속의 데이터 처리 장치를 통해서 받아들인 압력값은 크랭크각도 2도의 해상도를 가지며, 22개 사이클 동안 압력변화를 컴퓨터에 전송시킬 수 있도록 하였다. 실험엔진은 Table 1과 같이 다중연료분사방식(MPI) 엔진으로서 ECU에 의해서 산소센서의 신호를 피드백하여 연료량을 제어하며, 보정된 값을 이용해 점화시킴이 자동적으로 조절하게 되어 있다. 따라서 MSH 포트를 장착한 엔진에 대해서도 이와 같은 ECU내 조절기능에 따라 기존엔진과 같게 점화시기 및 연료분사량이 조절된다. MSH 포트엔진의 마스크 장착으로 인한 압축비 보정을 위해 실린더 헤드가스켓을 추가로 장착하였다. 사용된 동력계는 130kw 용량의 와전류 방식으로 엔진회전수와 부하상태를 정밀 조절하도록 되어 있다.

#### 3.2 실험방법

실험조건은 표준형과 MSH 포트엔진에서의

각 경우에 대해서 2000rpm, 3000 rpm의 회전수에서 부하가 40 N·m(1/3 부하), 80N·m(2/3 부하), 120N·m(전부하)일 경우에 대해서 압력측정을 수행하였다. 측정된 압력선도를 이용해 연소해석을 효율적으로 수행하기 위하여 다음 방법을 이용하였다. 우선 연소실내 유동의 향상으로 인해 연소에 영향을 줄 수 있는 요인을 생각해 보면, 난류강도의 증가로 인해 화염속도가 빨라지는 급속연소가 일어나고, 연소의 안정성으로 인해 연소특성의 사이클별 변동이 작아진다. 따라서 이와 같은 급속연소 정도와 연소의 사이클 변동량을 표준형과 MSH 포트엔진에서 비교하여야 한다. 두 엔진에서 같은 ECU를 사용하여 점화시기가 같으므로 급속연소의 경우 압력의 최고치에 도달하는 시간이 짧아지며, 그에 따라 최고압력 값도 커지게 된다. 그러므로 각 사이클에 있어서 최고압력 도달시간과 최고압력치를 구한 다음, 그 값들을 22개 사이클에 대해서 ensemble 평균을 수행함으로써 각각의 그 대표값을 구했다. 연소의 사이클간 안정성을 평가하기 위해서 최고압력 도달시간과 최고압력치의 각 사이클간의 표준편차값으로서 정의하여 그 값의 사이클 변동량을 계산하였다. 최고압력의 ensemble 평균값( $\bar{P}_m$ ) 및 사이클변동( $\bar{P}_m'$ )은 다음식과 같다.

$$\bar{P}_m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N P_{m,i} \quad (3)$$

$$P_m' = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\bar{P}_m - P_{m,i})^2}{N}} \quad (4)$$

여기서 점자  $i$ 는  $i$ 번째 사이클을 나타내며,  $N$ 은 계산에 사용된 전체 사이클을 나타낸다. 최고압력 도달시간에 대한 평균값 및 사이클변동량도 식(3), (4)와 같은 식을 적용하였으며, 최고압력 도달시간은 압축말기 TDC 점(360도)로부터 최고압력도달 크랭크 각도까지의 크랭크 각도로 정의하였다.

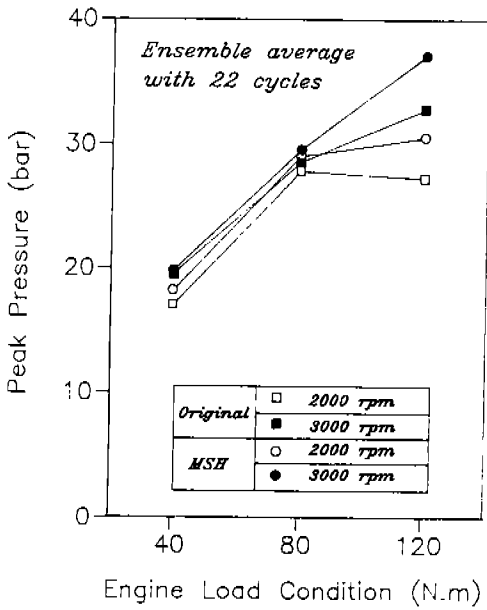


Fig.10 Ensemble averaged peak pressures of original and MSH port engine

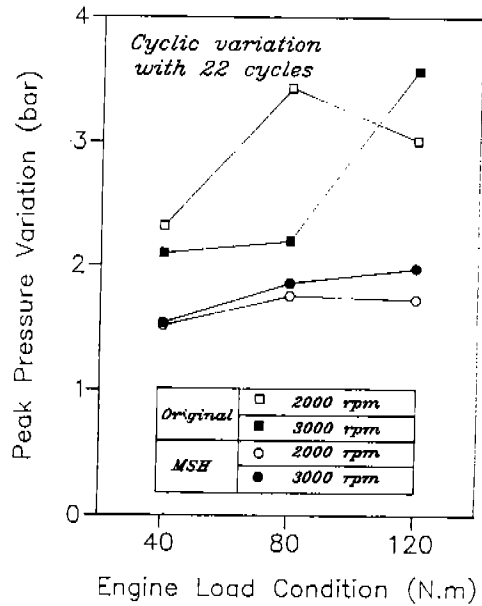


Fig.12 Peak pressure variations of original and MSH port engine

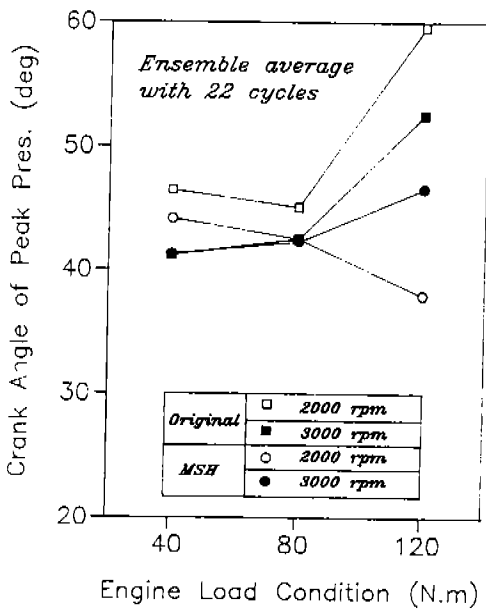


Fig.11 Ensemble averaged crank angles of peak pressure for original and MSH port engine

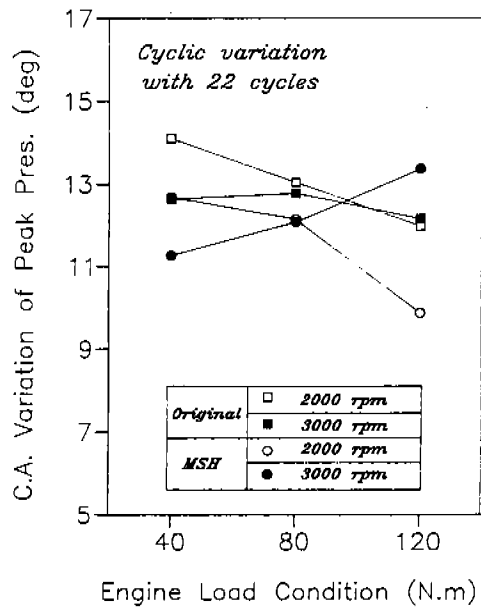


Fig.13 Crank angle variations of peak pressure for original and MSH port engine



### 3.3 실험결과 및 고찰

Fig.10 과 Fig.11은 2000 rpm 과 3000 rpm 상태에서 엔진부하를 40 N·m, 80 N·m, WOT 로 변화시켰을 때 표준형과 MSH 포트엔진과의 ensemble 평균치로서의 최고압력값과 최고압력 도달시간의 변화를 나타내고 있다. 2000 rpm 일때 최고 압력도달 기간은 MSH 포트엔진이 표준형에 비해 현저히 짧게 나타나고 있고, 특히 WOT 에서는 그 차이는 더욱 커지고 있다. 40 N·m, 80 N·m 에서는 크랭크각도로 2~3 도, WOT 의 경우는 약 20 도의 크랭크 각도 차이로 MSH 포트엔진내에서 연소가 급속하게 일어나고 있음을 알 수 있다. 이에 대한 사실은 최고 압력의 결과를 보면 더욱 확실해 진다. 최고압력값도 MSH 포트엔진의 경우가 높게 나타나고 있으며, 역시 WOT 에서는 더욱 심하게 차이를 보이고 있다. 40 N·m, 80 N·m 에서는 약 1 bar 정도, WOT 에서는 약 4 bar 정도 MSH 포트엔진에서 높게 나타난다. 이와 같은 연소시간의 짧아짐과 최고압력의 상승은 MSH 포트엔진의 연소가 표준형에 비해 급속하게 일어나고 있음을 말해준다. 3000 rpm 일때는 2000 rpm 일때와 마찬가지로 MSH 포트엔진의 경우가 40 N·m 조건에서는 표준형과 거의 비슷하게 나타나고, 80 N·m, WOT 에 대해서는 연소시간이 짧아지고, 최고압력값이 커지고 있다. WOT 상태에서는 연소시간이 6~7 도 짧아지고, 최고압력값에 있어서는 약 4 bar 정도 높게 나타나고 있어 역시 MSH 포트엔진내에서 표준형에 비해 급속연소가 행해지고 있음을 알 수 있다.

Fig.12 와 Fig.13 은 2000 rpm 과 3000 rpm 일때 엔진부하에 따른 최고압력의 사이클 변동치의 변화를 두 엔진의 경우에 대해서 보여주고 있다. 연소시간의 사이클 변동은 두 엔진 모두 부하가 증가함에 따라 감소하고 있으나, 두 엔진의 값의 차이는 현저히 나타나고 있다. 2000 rpm 일때 연소시간의 사이클 변동은 MSH 포트엔진이 표준형에 비해 약 2~3 도 작게 나타나고 있다. 최고 압력의 사

이클변동은 MSH 포트엔진이 현저히 작게 나타나, 전부하에 걸쳐 1~2.5 bar 정도 낮은 값을 갖는다. 이와 같은 최고압력 및 연소기간의 사이클 변동이 MSH 포트엔진에서 작게 나타나고 있음은 기존 엔진에 비해 매 사이클마다 균일하고 안정되게 연소가 진행됨을 알 수 있게 한다. 3000 rpm 조건에서 연소기간의 사이클 변동은 MSH 포트엔진인 40 N·m, 80 N·m 에서 1~2 도 작게 나타나고, WOT 에서는 약 1.5 bar 정도로 MSH 포트엔진이 표준형에 비해 작게 나타난다. 3000 rpm 의 결과도 2000 rpm 의 결과와 마찬가지로 MSH 포트엔진에서 연소가 각 사이클간의 변동이 작고 안정되게 일어나고 있음을 보여주고 있다. 따라서 2000 rpm 과 3000 rpm 의 최고압력과 연소기간을 비교해 보면, 부하가 낮은 경우 드로틀 닫힘으로 인해 MSH 포트엔진에서의 흡입시 와류발생량이 작아서 급속연소효과는 표준형에 비해 큰 차이를 보이지 않는다. 그러나 엔진부하가 증가함에 따라 MSH 포트엔진의 와류생성량의 증가로 표준형에 비해 급속연소효과가 상당량 증가하고 있다. 엔진회전수가 증가함에 따라 표준형포트엔진에서도 피스톤 운동에 의한 난류강도 증가로 MSH 포트엔진과의 급속연소효과 차이는 다소 줄어들고 있음을 볼 수 있다.

## 4. 결 론

가솔린엔진에서 배기가스저감을 위해 필요한 희박연소화의 경우, 희박연소로 인한 출력저하를 방지하기 위해서는 급속연소가 필수적이므로 본 연구에서는 급속연소효과를 증가시키기 위한 방법으로 연소실내의 와류속도를 증가시키는 방법을 택하였다. 여러가지 흡기포트형태 중 체적효율과 와류생성면에서 가장 우수한 MSH 포트를 선택하여 표준형포트와 함께 LDV 를 이용한 유체유동실험을 수행하였고, 연소압력측정후 연소해석을 수행한 결과, MSH 포트를 장착한 엔진에서 흡입시 강한 와류가 생성되고, 압축과정말기에 난류

강도가 증가하고 연소가 급속함을 발견하였다. 유체유동실험결과 연소특성실험의 중요결과는 다음과 같다.

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

2) 엔진모터링시 압축과정동안의 와류속도는 MSH 포트엔진에서 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.

3) MSH 포트엔진의 연소최고압력은 급속연소로 표준형에 비해 약 4~4bar 정도 높게 나타나고, 최고압력의 사이클 변동도 표준형에 비해 현저히 낮게 나타난다.

4) MSH 포트엔진에서는 연소최고압력의 발생각도가 기존엔진에 비해 크랭크 각도로 3~7 도 짧게 나타나며, 그에 대한 사이클 변동량도 적다.

이상에서와 같이 연소실내의 유동개선을 통해 확립된 급속연소효과로 인하여 희박연소시 연소불안정의 문제점을 해결할 수 있다는 간접적인 증거가 되었으며, 희박연소의 한계에 대해서는 계속 연구가 진행되고 있다.

### 참 고 문 헌

1. D.R. Lancaster, R.G. Doriger, S.C. Sorenson and W.L. Hull, "Effects of Turbulence on Spark-Ignition Engine Combustion", SAE Paper 760160.
2. C.M. Ho and D.A. Santavicca, "Tubulence Effects on Early Flame Growth", SAE Paper 872100.
3. James C. Keck and John B. Heywood, "Early Flame Development and Burning Rates in Spark Ignition Engines and Their Cyclic Variability", SAE Paper 870164.
4. Stephen G. Poulos and John B. Heywood,

- "The Effect of Chamber Geometry on Spark Ignition Engine Combustion", SAE Paper 830334.
5. Richard C. Belaide, George C. Davis, J.C. Kent, and Rociney J. Tabaczynski, "Combustion Chamber Effects on Bum Rates in a High Swirl Spark Ignition Engine", SAE Paper 830335.
6. P.O.Witze, "The Effect of Spark Location on Combustion in a Variable Swirl Engine," SAE Paper 820044.
7. N. Okanishi et al., "Jet Air Suction Port (JASP) Improves Fuel Consumption of 4-Stroke Cycle Gasoline Engines at Idle", SAE Paper 820155.
8. Y. Nakamura et al., "Developmet of A New Combustion System(MCAJET) in Gasoline Engine", SAE Paper 780007, Presented at the SAE Congress, Detroit, USA.
9. R. Yamashita and H. Matsumoto, "Application of YICS to Gasoline Engine", Nainen-KiKan (Internal Combustion Engine), vol.20(1981-3), No.247, p.7, 1981.
10. W. Brandstatter, R.J.R. Johns and G. Wigley, "The Effect of Inlet Port Geometry on In-Cylinder Flow Structure," SAE Paper 850499.
11. T. Uzkan, C. Borgnakke, "Characcterization of Flow Produced by a High-Swirl Inlet Port", SAE Paper 830226.
12. Nak Won Sung, Kern Yong Kang, "Air Motion Inside a Gasoline Engine Cylinder", International Pacific Conference, Peiking, 1989.
13. 정동수의 3인, "가솔린 기관의 연소실내 가스유동이 연소에 미치는 영향연구", 한국자동차공학회 춘계 학술대회 초록집, pp. 44-52, 1991. 6.
14. 강건용의 3인, "엔진연소실내 유체유동 해석기법 연구", 한국자동차공학회 추계 학술대회 초록집, pp. 151-157, 1991. 11.
15. R.B. Rask, "Laser Doppler Anemometer Measuremetns in an Internal Combustion Engine", SAE Paper 790097.