1358 大韓機械學會論文集 第12卷 第6號, pp. 1358~1371, 1988.

〈論 文〉

LDV를 이용한 급속연소형 흡기포트 설계에 관한 연구

성 낙 원*·강 건 용*

(1988년 8월 25일 접수)

A Study on Intake Ports Design for a Fast Burn Engine Using a LDV

Nak W. Sung and Kern Y. Kang

Key Words : Fast Burn(급속연소), Intake Port(흡기포트), Swirl Velocity(와류속도), Turbulence Intensity(난류강도), Volumetric Efficiency(체적효율), LDV(LDV장치), Swirl Ratio(와류비)

Abstract

The combustion process is the most important process in the S.I. engine since it determines performance and emissions. As the flame propagates slowly due to EGR or lean mixture, the fast burn system is widely used in the modern engines in order to improve engine performance. As the basic research for the fast burn system of the S.I engine, this study is aimed to identify the effects of the intake port design on the air motion inside a cylinder. In this study various intake ports were designed and tested. Swirl levels for the different intake ports were measured by a swirl meter and LDV. Also transient air motion inside a cylinder is further investigated following the motion of the piston. Out of the various intake ports tested in this study the masked shroud head (MSH) generates the highest swirl while keeping satisfactory volumetric efficiency. The MSH port also produces high level of turbulence by shearing action between cylinder wall and swirl.

기 호 설 명

f : 주파수
k : 단위벡타
N : 엔진회전수, 사이클수
U : 평균 속도(ensemble average)
u' : 난류 강도(turbulent intensity)
V : 속도
λ : 파장
θ : 교차반각
ϕ : 크랭크 각도

* 정회원, 한국기계연구소 내연기관연구실

1. 서 론

최근의 자동차 산업계에서는 70년대의 에너지 파동이후 저연비엔진 개발요구와 배기 공해가스 규제가 강화됨에 따라 이들을 해결하기 위한 방안을 다각적으로 연구하고 있다. 엔진에서의 연소과정은 엔진성능과 배기가스를 결정하는 중요한 과정으로서, 연소현상을 규명하고 연소시의 화염진행을 필요에 따라 최적화하려는 연구가 활발히 진행되고 있다[1,2]. 현재 선진국에서 가솔린엔진에 많이 활용하고 있는 연소기술은 급속식 연소방식으로, 연소속도가 빨라지면 공기연료의 혼합기를 최대로 압축시킬수 있는 상태까지 연소시작점을 늦출수 있으므

로 연소최고온도와 압력을 더욱 높일수 있고, 따라서 엔진성능을 향상시킬수 있다. 그러나 급속연소시 연소압력이 너무 급격하게 상승하면 연소소음이 증가하게 되고 엔진부품의 내충격성과 내구성등의 문제가 심각해지기 때문에 제한적으로 사용되어 왔으며, 최근들어 배기감소와 연비향상을 위하여 배기가스 재순환(EGR) 방식과 희박연소방식등이 사용되면서 늦어지는 연소속도를 빠르게 하기위하여 급속연소방식이 본격적으로 사용되기 시작하였다[3].

가솔린엔진에서 연소를 급속하게 하는 방법은, 화염면의 도달거리가 최소로 되는 연소실의 기하학적 형상과 점화플러그의 최적위치 설계 등의 연소실 형상설계 방법과[4,5] 흡기포트와 피스톤 형상을 최적으로 설계하여 연소실 속에서 혼합기의 와류(swirl)와 난류강도를 증가시키므로서 화염전파속도를 빠르게 하는 흡기포트 최적 설계방법이 사용되고 있다[6,7]. 흡기포트 최적설계에는 와류 생성형 포트를 사용하여 흡입과정시 흡기포트를 통해 실린더로 흡입된 혼합기가 접선속도성분인 와류을 생성하며, 이 와류가 압축과정을 거치면서 벽면과의 전단작용 등으로 혼합기의 난류강도를 증가시켜 화염전파속도를 증가시키는 방법을 사용한다. 그러나 너무 과도한 와류는 연소실 밖으로의 열손실을 증가시켜 오히려 엔진성능을 저하시키며, 와류를 많이 생성시키기 위해 흡입공기 유로는 복잡하게 함으로서 고부하에서 체적효율 저하를 초래하는 결과를 보이고 있다[8]. 와류와 난류강도가 화염전파속도에 미치는 영향을 규명하여, 엔진성능을 최대로 하는 최적 흡기포트를 설계하는 연구는 선진국에서 많이 수행하고 있고 주로 연소실내 유체유동을 3차원으로 모델링하여 계산하는 수치해석적 방법과[9,10] LDV (laser Doppler velocimetry)나[11,12] 열선유속계를 이용하여 연소실내 유체유동을 측정하는 실험적 방법이 많이 쓰이고 있다.

본 연구에서는 가솔린엔진의 급속연소시스템을 개발하기 위한 연구의 일단계로 엔진의 흡기포트 설계에 따른 연소실내 와류와 난류강도의 변화를 규명하고자 한다.

2. 급속 연소형 흡기포트

가솔린 엔진 연소실에서의 화염전파는 연소실내 혼합기의 유체유동에 의해 결정되고 유체유동중 특히 난류가 연소속도를 증가시키는 것으로 알려져 있다[13,14]. 연소과정시 난류가 연소속도를 증가시키는 방법은 두가지로써 하나는 화염면의 두께보다 작은 크기의 난류의 기능으로 이는 화염내에서의 열전달 및 질량전달율을 증가시켜 연소속도를 증대시키고[15], 둘째는 화염면의 두께보다 큰 크기의 난류의 기능으로서 이는 화염면의 형상을 주름지게 하여 연소속도를 증가시킨다[16]. 연소실내 난류 생성은 흡입과정시 혼합기 속도, 피스톤의 상하운동, 압축과정의 squish에 의한 생성으로 구분할 수 있다. 흡입과정시 생성된 난류는 압축과정을 거치는 동안 많이 소멸되지만 남아있는 와류는 압축과정시 계속 난류를 생성시켜 연소시작점까지 난류강도를 높게 유지시켜준다. 흡기포트의 최근의 설계 경향은 와류를 증가시키는 방향으로 나아가고 있다.

Fig. 1에서는 본 연구에서 사용한 가솔린 엔진의 흡기포트들을 보여주고 있다. Helical 포트는 표준형 흡기포트를 포트의 형태가 나선형태가 되도록 실린더 헤드를 변경하였고 helical 포트에 분리벽을 설치하고 이 분리벽 한쪽에 밸브를 설치해서 흡입공기유량이 작은 상태에서는 밸브를 닫아서 와류를 생성케하고, 흡입공기유량을 많이 필요로 하는 상태에서는 밸브를 열어서 체적효율을 증가시키기 위한 SCV (swirl control valve) 포트를 제작하였다.

Fig. 1의 MSH (masked shroud head)는 흡기포트로 부터 실린더로 유입되는 흡입공기를 실린더내 벽의 접선방향으로 흐르게 함으로서 실린더내 와류를 생성시키는 포트로서 MSH는 1차적으로 찰흙을 이용해 모울드를 제작한 다음, 알루미늄 소재를 정밀가공하여 기존 흡기포트에 특수용접으로 접합시켜 제작하였다.

흡기밸브에 shroud를 부착하므로서 실린더내에 와류를 증가 시킬수 있다. Fig. 2에서는 와류 생성형 shroud 밸브와 와류링(swirl ring)을 보여주고 있다. Shroud밸브는 흡기밸브위에 부착된 shroud의 범위 각도를 120도로, 두께 1mm의 강철판을 흡기밸브위에 용접하여 가공하였고, shroud의 중심과 흡기포트중심축의 교차각도가 135도가 되도록 shroud 밸브를 흡기포트에 장착하였다. 이러한 shroud 밸브는 실제 엔진장착 시험에 있어서는 밸브회전방지기구를 갖추어야 하나 본 연구에서는 밸브 위치를 고정하여 수행하였다.

와류 생성 블래이드를 다수 가진 링을 흡기포트 통로에 장착하여 실린더내 와류를 점진적으로 생성

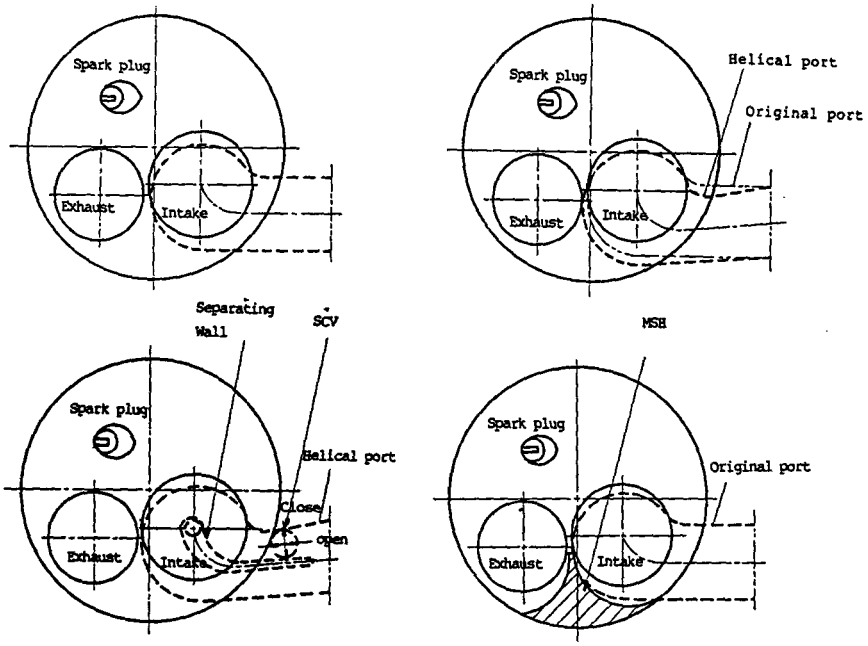

Fig. 1 The original, helical, SCV, MSH intake ports

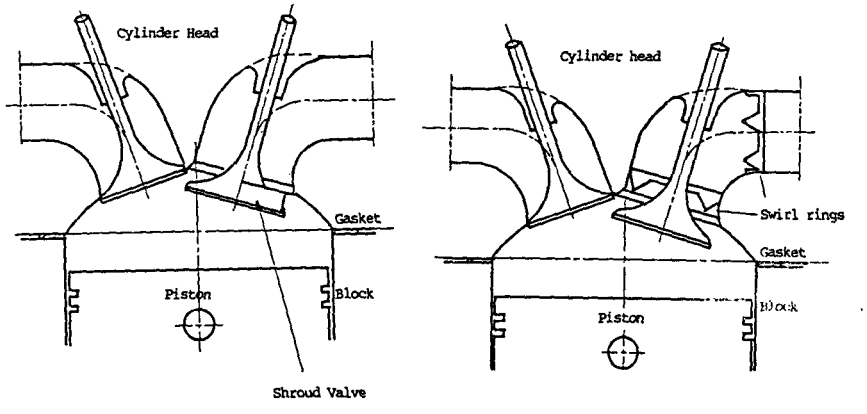

Fig. 2 Intake ports with shroud valve, swirl ring

시키기 위해 흡기포트 유로에 와류링을 3단으로 설치하였고 와류 링은 와류 블래이드 3개를 가지며, 블래이드의 각도는 45도, 폭 6mm, 길이 10mm의 형상으로서 두께 0.3mm의 동판을 사용하여 가공하였다. 와류 링의 장착위치는 흡기포트입구, 흡기포트 중간부분, 흡기포트 출구 부분에 각각 설치하였다.

3. 정상유동 시험

3.1 LDV 시스템

LDV(laser Doppler velocimetry)는 유체와 같은 운동을 하는 산란입자에 레이저광선을 주사시켜 입자의 도플러효과에 의한 주파수변화를 측정하여 입자의 속도를 측정하는 장치이다. LDV 장치로 검출되는 도플러 주파수 f_D로부터 유속 V를 구할 수 있다[17].

$$f_D=|f_{S1}-f_{S2}|=\frac{1}{\lambda_i}\cdot|\mathbf{V}\cdot(k_1-k_2)|$$
$$=(2/\lambda_i)|\mathbf{V}|\sin\theta \quad (1)$$

이때 θ는 k_1, k_2 두 벡타가 교차하는 반각이며, 유속 $|\mathbf{V}|$ 는 두 벡터가 이루는 각의 2등분선에 수직한 방향의 속도성분으로서 두 벡타가 이루는 평면내에 존재한다.

LDV의 광학계의 구성 요소를 보면 레이저 광원, 그리고 레이저 광을 측정부에 유도시켜 산란광을 간섭시키기 위한 집광용 광학계 및 산란광의 검출부로 구성되어 있다. 산란광의 검출에는 광전관(photomultiplier)를 사용해서 빛의 신호를 전기적인 신호로 변환시킨다. LDV는 산란입자의 산란광 방향에 따라 전방 산란 방식과 후방산란방식으로 나누는데, 후방산란 방식은 측정장치에 레이저 광이 통과하는 window를 한곳에만 만들어 장치제작이 용이하고 엔진 실린더내 유체유동에 유리하여 본 실험에 사용하였다.

실험에 사용된 LDV는 미국 TSI사 제품 9100-8 모델로서, 3 beam, 2 color의 Argon 레이저의 2W 출력을 갖는 후방 산란방식으로서 주요제원은 Table 1에 정리하였다.

본 실험에서는 엔진실린더내의 유체유동의 와류성분인 접선방향 속도성분을 측정하기 위하여 두 color 중 blue beam을 사용하였다. 측정부의 속도방향은 frequency shifter로서 Bragg cell을 사용하였고, 소음을 감소하기 위해 ×2.24의 beam expander를 장착하였다. 레이저광산란입자 공급은 fluidized bed를 이용하여 0.5~0.84μm의 TiO_2 입자를 압축공기에 부유시켜 흡입공기에 공급하였다.

Table 1 LDV specification

Items	Specifications
· Laser wavelength	514, 488 nm
· Laser power	2W, Argon laser
· Focal distance	250 mm
· Half angle	4.06 deg
· Measuring vol. diameter	0.913 mm
· Measuring vol. length	0.064mm
· Frequency shift	40MHz

3.2 실험 장치

정상 유동상태에서 실린더내의 유체유동 측정을 위해 Fig. 3과 같이 실험장치를 구성하였다. 공기유량을 공급, 조절하기 위해 연소실과 흡입포트의 압력차이가 500mmHg, 엔진 회전수가 최대 6000 rpm 일때의 흡입공기량을 공급하기 위하여, 최대 0.7 기압에서 4L/min 용량의 변속모터를 이용한 roots blower를 사용하였으며, 20L 용량의 서지탱

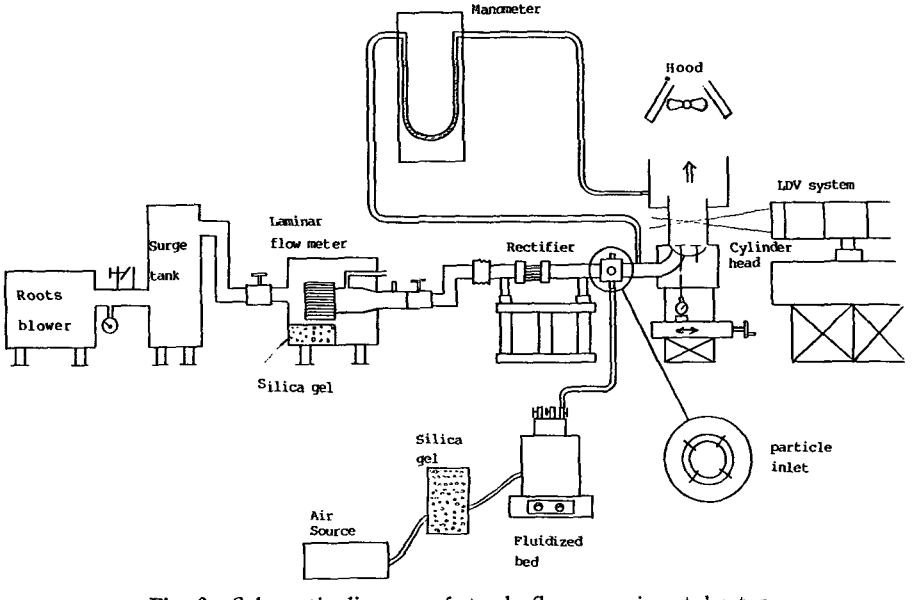

Fig. 3 Schematic diagram of steady flow experimental setup

크를 장착하여 발생압력파를 최소화 시켰고, 바이패스 밸브를 이용하여 공기유량을 조절하였다. 400 CFM 용량의 laminar flow meter를 사용하여 흡입공기유량을 측정하였고, 흡기포트 입구와 실린더내의 압력차를 U자 마노메타를 이용하여 측정하였고 플랙시블 관을 통과한 공기흐름을 안정시키기 위해서 rectifier를 장착하였다.

흡기포트에 따른 엔진 실린더내의 전체 와류강도를 측정하기 위하여 회전날개형의 와류미터를 제작하여 사용하였다[18]. 와류미터의 날개는 회전관성을 줄이기 위하여 알루미늄 소재를 사용하였고, 회전마찰을 줄이기 위하여 볼베어링과 피봇 베어링을 억지 끼워 맞춰 사용하였다. 회전날개는 56.3mm의 길이에 날개크기는 가로 세로 12.5×12.5mm로 하였다. 와류 미터는 상하로 움직일 수 있도록 나사를 이용하여 고정했으며, 회전날개부분에 은박지를 부착하여 스트로보로 회전수를 측정하였다.

실린더내 유체유동을 LDV로 측정하기 위하여 흡기포트 입구전 30cm위치에 레이저광 산란입자를 4개 노즐을 통해 공급하였고, 산란입자를 압축공기와 함께 건조제를 통과시켜 수분제거후 particle seeder에서 산란입자를 부유시키고, 이때 흐르는 공기유량을 계측하였다. 실린더는 두께 2mm, 직경 75mm, 길이 120mm의 아크릴 재료를 사용하였다. 레이저 광선이 원통형 아크릴실린더를 통과할때 굴절을 하여 두입사광의 교차각이 변형되어 광학계의 조정이 어렵게 되므로, 레이저광이 통과하는 곳에 폭 10mm, 높이 50mm, 두께 2mm의 평면 유리를 장착하여 사용하였다. 엔진 실린더를 통과한 공기는 산란입자가 섞여 있으므로 hood를 이용하여 대기로 방출하였다. 흡기밸브 양정은 나사를 이용해 다이알 게이지를 흡기밸브끝에 부착시켜 조절하였다. 엔진 실린더헤드는 전후로 이동시킬 수 있도록 이송장치를 제작하여 그위에 장착하였고, 상하 높이 조절은 5cm 높이의 판을 겹쳐놓음으로서 조절하였다.

3.3 실험 방법

정상상태하에서 유체유동 측정을 위해 각 엔진 운전조건에 따른 흡입공기유량과 실린더와 흡기포트의 압력구배를 실제엔진조건으로 맞추어 주어야 한다. 본 실험에서는 엔진 기본 실험을 통해 전부하 상태에서 흡입공기유량을 공급하면서 실린더와 흡기포트의 압력구배를 측정하고, 흡기밸브를 3.0, 6.0, 8.6mm로 변화시키면서 흡입공기량과 와류강도를 측정하였다. 흡기포트 형상의 변화에 따른 실험조건은 엔진회전수 2000rpm 조건에서 표준형 흡기포트의 실린더와 흡기포트 사이에서 측정한 압력차를 이용하여 흡기밸브양정 3.0mm 에서는 26 mbar, 6.0mm 에서는 10mbar, 8.6mm 에서는 9 mbar로 압력구배를 같게하면서 흡입공기유량과 swirl속도를 측정하였다.

전체 와류 측정시 와류미터는 실린더헤드로부터 11cm 높이에 고정시키고, 광 스트로보로 부터 측정된 와류미터의 회전수로 부터 SR(swirl ratio)을 계산 하였다.

$$SR=\frac{\text{실린더내 접선속도}(Vt)}{\text{실린더 축방향 평균속도}(Va)} \qquad (2)$$

실린더내의 와류속도 측정에는 LDV 장치로 실린더 축 중심으로 0.5cm 간격으로 전후방향으로 이동시키면서 13점에서 접선방향의 속도를 측정하였다. 각점에서의 평균속도는 200개 이상의 도플러 신호의 산술 평균값으로 계산하여 결정하였다. 속도의 방향을 알기 위해서 Bragg cell을 이용하여 주파수를 5MHz편이시켰다. LDV측정시 pedestral noise를 없애기 위하여 카운터의 low limit filter를 1MHz로 하였으며, 고주파수의 소음을 제거하기 위하여 high limit filter는 30 MHz로 조절하였다.

레이저 광이 아크릴 실린더의 평면유리를 통과할때 유리에서 반사되는 산란광이 광전관에 검출되지 않도록 하기 위하여, 레이저 출구에 장착되어 있는 핀홀을 관찰하면서 반사광이 핀홀 중심부에 집광되지 않도록 아크릴 실린더를 좌우로 조절하였다. 각 측정점에서 산란입자를 압축공기에 부유시켜 산란입자로 부터 광전관에 의해 검출된 전기적 신호가 low limit filter 와 high limit filter 를 통과하여 Schmitt trigger에 들어가기 직전 상태의 신호를 오실로스코프를 통하여 관찰했을때 육안으로 충분히 도플러 신호(Doppler burst)를 확인한후 컴퓨터에서 데이터를 받아 들이도록 하였다. 오실로스코프의 관찰로서 도플러신호와 소음을 구별하는 방법으로 LDV로 부터 나오는 2개의 광선중 1개의 광선을 차단했을때, 도플러 신호는 나타나지 않고 소음 성분만이 나타나게 되어, 쉽게 도플러 신호를 구별할 수 있었다. 실험중에는 실험실 창문은 모두 흑색 커텐으로 빛을 차단했으며, LDV 측정시에는 실험실내 모든 실내등은 소등하였고 레이저 발생장치 부터, beam collimater, beam splitter, rotat-

ing mount, Bragg cell, beam spacer, field stop unit, beam expander, lens를 차례로 조정하여 가면서 스크린에 투사되는 레이저 광선을 관찰하므로서 optics align의 정확성을 기했고, 완전히 조정한후 두빔이 교차하는 측정점에 microscope objective를 두었을때 스크린에 fringe 무늬가 선명하게 나타남을 확인할때까지 optics align을 계속하여 광학적인 소음을 최소화하도록 노력하였다.

레이저광 산란입자의 공급은 LDV의 도플러 신호 검출빈도에 크게 영향을 주는데 본 실험에서는 카운터에서 정확한 도플러 신호수가 초당 100개 이하가 되도록 산란입자의 양을 조절하였다. 산란입자가 실험도중 실린더의 평면유리상에 부착되는 현상을 방지하기 위하여 압축공기를 건조제에 통과시켜서 수분을 제거시켰으며, 실험 중간에 자주 깨끗한 천으로 닦아주어 항시 투명한 상태를 유지하도록 하였다.

3.4 실험 결과

Fig. 4는 SCV를 장착한 helical포트에서 SCV를 열었을때와 닫았을때의 SR과 흡입공기량의 변화를 엔진회전수 2000rpm의 공기 흐름 조건에서 흡기밸브 양정변화에 대해서 나타내고 있다. SCV를 닫았을때가 SCV를 열었을때 보다 와류가 증가하고 있고, 특히 흡기밸브양정 3.0mm에서는 SR이 1.2까지 증가하고 있다. 그러나 흡입공기량은 SCV를 닫았을 경우 바이패스 통로의 폐쇄로 인한 흡입통로 면적이 작아져서 감소하고 있다. SCV를 닫았을 경우 실린더내 와류는 뚜렷이 증가하지만, 흡입공기량이 현저히 감소하였다.

Fig. 5는 MSH 포트, helical포트, shroud 밸브, 와류링을 장착한 흡기포트에서 SR과 흡입공기량의 변화를 엔진회전수 2000rpm의 공기흐름 조건에서 흡기밸브 양정변화에 대해서 나타내고 있다. MSH 흡기포트의 경우 와류 강도가 다른 흡기포트에 비해서 월등히 높게 나타나고 있고, 흡입공기량도 표준형 흡기포트와 거의 같은 정도로 높게 나타남을 보여준다. 그 이유는 MSH는 흡입공기가 흡기포트를 빠져나와 실린더로 유입시 공기유입경로를 실린더 접선방향으로 바꾸어져서 강한 선회류를 형성하기 때문이다. Shroud 밸브의 경우 흡기밸브가 완전히 열리지 못한 상태에서는 흡입공기량이 떨어지고 있으며, 완전히 열린 상태에서는 흡입공기량이 증가하고 있다. 와류링의 경우 흡기밸브양정이 커질수록 흡입공기량이 감소하며, 강도는 shroud 밸브 보다 약한 것을 보여주고 있다. 와류링은 3단으로 장착하였으나 흡기관내의 와류가 실린더까지 지속되지 못함으로 와류가 강도는 높지 않으면서 실제 흡입공기흐름에 저항으로 작용하여 엔진내의 공

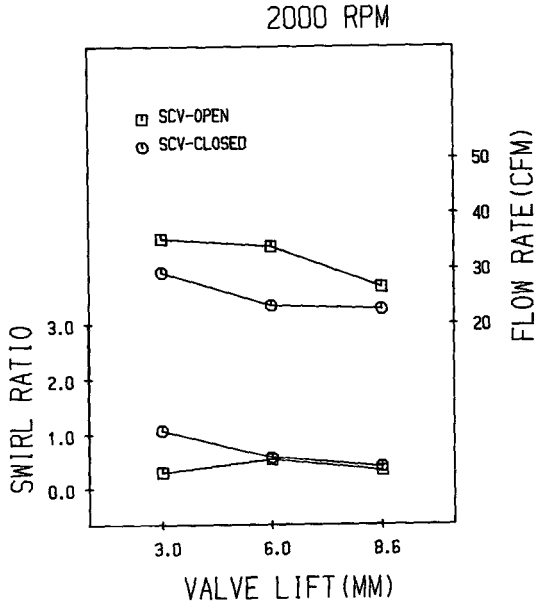

Fig. 4 Swirl ratio and air flow rate for valve lift in the SCV intake port

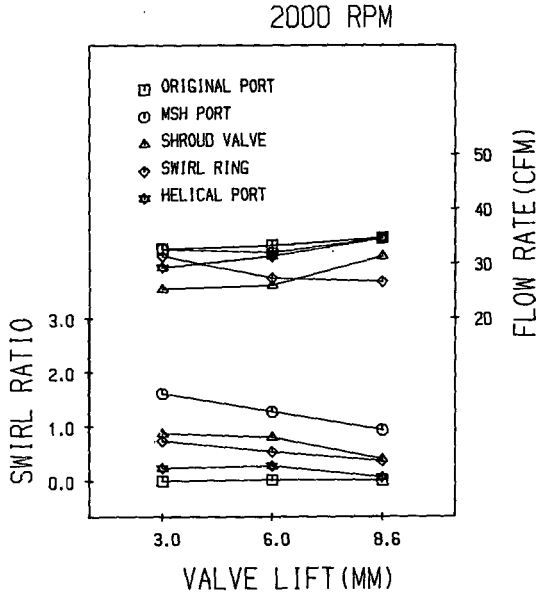

Fig. 5 Swirl ratio and air flow rate for the different intake ports

기유입량이 다른 포트에 비하여 가장 작은 값을 보여주고 있다. Helical포트는 표준형흡기포트에 비해 흡기유량과 와류 강도에서 같은 수준인 것으로 나타났다. 이는 helical포트 가공시 실린더 헤드의 냉각수 통로와 그라인딩 가공의 난이성때문에 표준형 흡기포트형태에서 크게 변형시킬수가 없었기 때문에 완전한 나선형 포트형태가 되지 못했음에 그 원인이 있는것으로 판단된다. 이상을 종합하여 볼때 shroud 밸브와 와류링은 표준형 흡기포트보다 실린더내 와류 생성은 크게 증가시키지만, 흡입공기유로를 차단하므로 흡입공기유량을 감소시키는 단점을 보여주고 있다. 그러나 MSH 흡기포트의 경우 흡입공기량을 저하시키지 않고 실린더내 와류를 증가시킬 수 있으므로 흡기포트가 실린더축으로부터 편심된 표준형 흡기포트를 크게 변형시키지 않고 최대의 와류를 얻을 수 있는 흡기포트라 생각할 수 있다.

Fig. 6은 표준형 흡기포트를 포함한 4종류의 흡기포트의 2000 rpm 조건에서의 와류 분포를 측정한 결과이다. 표준형 흡기포트는 실린더 축중심으로 부터 흡기포트 출구 중심이 17mm($r/R=0.5$) 편심되어 있는 형상으로서, 흡입공기가 실린더내로 유입되면서 각 운동량을 거의 갖지 못한 상태에서

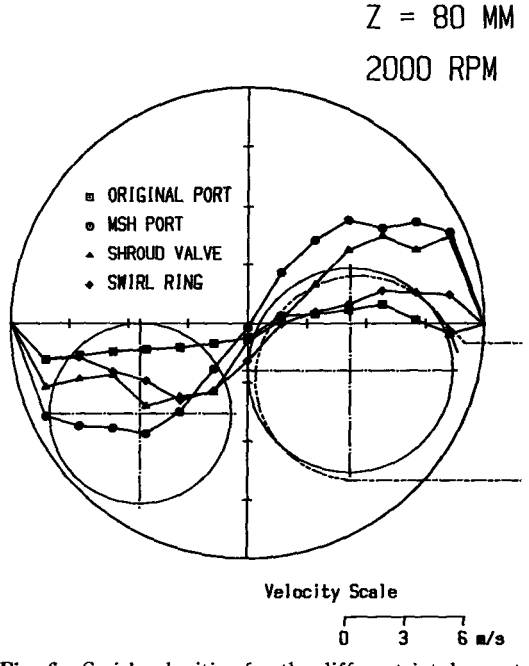

Fig. 6 Swirl velocities for the different intake prots

흡기밸브로 부터 방사형으로 분출되면서 벽쪽인 r/R이 0.8 근처에서 작은 와류를 형성하게 되고 강한 실린더 축방향 유속과 약한 각 운동량으로 실린더 선회류를 거의 생성하지 못한 것으로 판단된다. 흡기포트에서의 대칭류 형성으로 인하여 실린더 벽면 가까운 $r/R=0.8$ 위치에 작은 와류를 형성하고, 약한 와류 이지만 와류 중심축을 실린더 중심축으로 부터 흡기밸브 쪽으로 $r/R=0.1$위치로 이동시켰다. 표준형 흡기포트 엔진에서의 흡입과정 중 실린더내의 유동형태는 실린더 중심축으로 부터 편심된 작은 와류 와 약한 크기의 선회류를 형성하므로서 실린더 전체적으로는 뚜렷한 와류를 생성하지 못하는 것을 보여주고 있다. MSH 흡기포트는 실린더 중심축을 중심으로하여 r/R이 0.5 되는 점까지는 속도분포가 선형적으로 증가하는 강체운동을 하고, r/R이 0.75되는 점까지는 거의 일정한 속도분포를 갖다가 실린더 벽으로 가까워 질수록 실린더벽면의 마찰로 인해 속도가 감소되는 현상을 보여준다.

와류링은 흡입공기가 실린더내로 유입시 강한 각운동량을 갖게 하기 때문에 실린더내 와류는 중심이 실린더 중심축으로 부터 흡기 포트 쪽으로 편심되어 나타나게 되고, 흡입공기량이 증가함에 따라 흡입공기의 증가로 인한 흡입공기의 각운동량의 증가로 선회류의 강도가 커지게 되어 와류의 중심이 실린더중심축 방향으로 신속히 이동하는 현상을 보인다. 와류링과 같이 흡기포트를 통과하면서 흡기포트 중심을 축으로 해서 각 운동량을 생성하는 흡기포트의 경우는 흡기포트 중심과 실린더 중심축과의 편심이 작을수록 실린더내에서 생성되는 와류는 커지며, 와류 중심도 실린더 중심축과 일치하여 와류의 효과가 클것으로 예상된다.

Shroud 밸브를 흡기포트에서는 와류의 중심이 실린더축 중심으로 부터 약간 편심되어 있고, r/R이 0.5까지 강체운동을 하다가 실린더 벽면에 가까이 갈수록 속도가 감소하는 경향을 보이고 있다.

4. 엔진 모터링 시험

4.1 실험 장치

엔진 모터링시 LDV를 이용한 실린더내의 유체유동 측정을 위하여 Fig. 7과 같이 실험장치를 구성하였다. 실험 엔진은 10 마력의 변속모터를 사용하여 V 벨트 전동으로 구동하였으며, 변속모터와

실험엔진은 한 몸체로 된 견고한 베드에 고정시킴으로서, LDV 시스템은 별도의 지지대로 분리시켜 엔진 구동으로 발생한 진동이 LDV 시스템에 전달됨을 막았다. 변속모터는 속도 범위가 300~2000 rpm이며, 고정된 속도에서 0.5%의 범위내에서 일정속도로 유지된다. 레이저광 산란입자 공급은 roots blower에서 공급되는 압축공기를 건조제에 통과시켜 습기를 제거한후 산란 입자 공급장치인 fluidized bed에서 연속적으로 산란입자를 압축공기에 부유시켜 별도로 장치한 흡기관에 공급하여 흡입과정동안 산란입자가 엔진 실린더내로 공급되도록 하였다. 실제 엔진에서 흡입과정이 주기적으로 반복되므로 산란입자 공급장치에서 발생되는 산란입자가 엔진의 흡입과정이외에는 흡기관 끝단에 장착한 흡기 탱크에 저장하게 함으로서 다음 흡입과정때 흡입되도록 하였다. 엔진 실린더로 부터 배기과정 동안 방출된 산란입자를 후드를 통해 실험실 밖으로 배출하였다. 엔진 크랭크축에 1회전당 2000개의 펄스가 발생하는 encoder를 장착하여 인터페이스카드를 통해 컴퓨터에서 크랭크 각도로 변환시켰다.

실험에 사용된 엔진은 압축비 9.8의 4기통 1.3L 엔진으로 4번 실린더의 연소실에 레이저 광선이 통과 할수 있도록 가로 16mm, 세로 4mm, 두께 5 mm의 석영 유리를 부착하였다. Fig. 8은 4번 실린더의 연소실에 석영유리를 장착하기 위하여 실린더 헤드를 가공한 모양을 보여주고 있다. 석영유리는 전기로에서 섭씨 150도로 1시간 동안 열경화 시킨 후 실린더에 부착시켰다. 엔진모터링 실험시 LDV 계측은 정상유동 실험에 비해 검출신호에 noise 성분이 현저히 증가하므로 가능한한 LDV의 optic을 엔진에 가까이 위치시켜야 하며 본 실험에서는 촛점거리 120mm의 렌즈를 사용하였다.

엔진의 모터링 시험에서는 실린더내 유체유동이 피스톤의 운동에 따라 변하기 때문에 유속측정을 각 크랭크 각도에 대해서 하여야 하며, 크랭크축이 2회전당 실린더내 유체운동에서는 같은 조건이 반복됨으로 크랭크 각도에 따른 평균속도와 난류강도를 계산하여야 한다. 이처럼 크랭크 각도 720도에서 각 크랭크 각도에 대한 평균속도 및 난류강도 계산을 위한 통계학적 처리를 위해서는 많은 양의 데이타를 필요로 하며, 속도 검출과 동시에 크랭크 각도를 encoder로 부터 읽어 속도 데이타와 크랭크 각도를 한쌍으로 저장 하기 위해서 16비트 IBM PC/AT 컴퓨터를 사용하여 데이터 처리 장치를 구성하였다.

4.2 데이터 처리 장치

LDV의 두 빔이 교차하는 측정점에서 산란입자

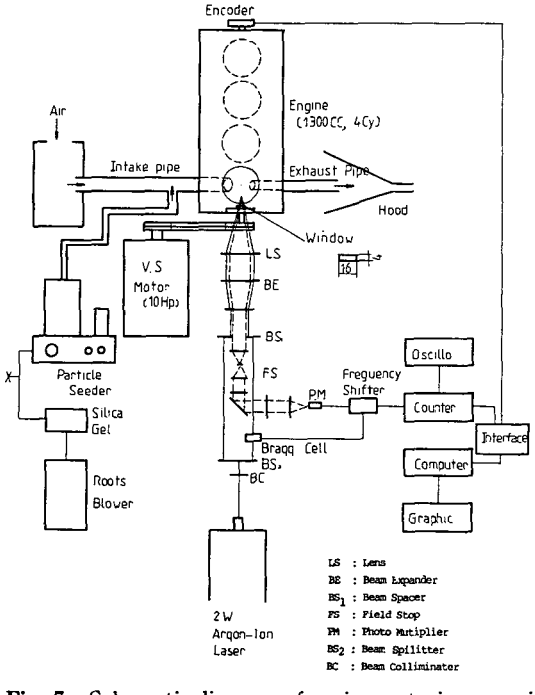

Fig. 7 Schematic diagram of engine motoring experimental setup

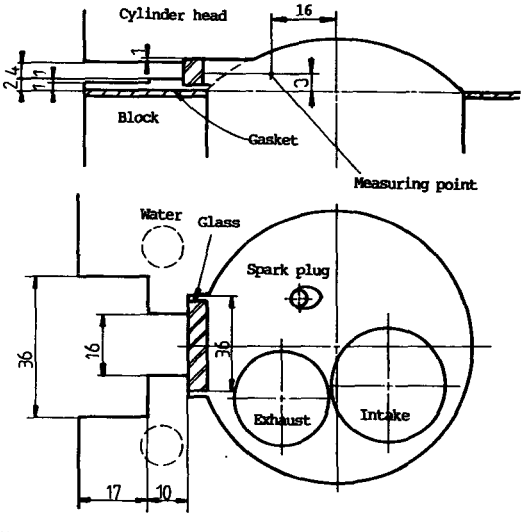

Fig. 8 Schematic diagram of the engine optical window

에 의해 fringe를 통과하는 신호는 후방산란방식으로 photo-multiplier에 의해 전기신호로 바뀌어져 down-mix회로를 통해 신호처리 장치인 카운터로 입력된다. 카운터에서는 high-limit filter와 low-limit filter를 거쳐 filtering된 신호를 증폭시켜 Schmitt triger를 이용해서 펄스 신호를 만들며, 이 펄스 신호는 사이클 카운터에 의해서 펄스수를 세고, 내장된 clock에 의해서 펄스수가 들어온 시간을 측정한다. 양질의 Doppler burst의 판정 정확성을 기하기 위해 카운터에서는 N개의 펄스가 지나간 시간 과 $N/2$개의 펄스가 지나간 시간을 2배로 하여 계산한 시간의 상대오차 범위를 지정하여, 상대오차 범위내에 들어오는 burst가 나올때 양질의 Doppler burst라는 data ready 신호를 발생하고, 그외의 burst에 대해서는 신호가 나오지 않는다. 본실험에서는 $N=8$로 하고, 상대오차 범위는 7%로 지정하였다. N개의 fringe를 통과한 시간은 output buffer register를 통해 카운터로 부터 디지틀 신호와 애널로그 신호로 출력된다[19].

본 연구에서는 카운터에서 나오는 신호를 16 bit IBM P/C 컴퓨터와 인터페이스 하여, 양질의 Doppler burst가 발생한 data ready 상태에서 신호를 받아 들여 속도로 환산하고, 그때의 엔진의 크랭크 각도를 엔진 크랭크축에 장착되어 있는 encoder로 부터 읽어서 속도와 크랭크 각도를 한쌍으로 하는 데이터를 저장한 후, 각 크랭크 각도에 대한 평균속도 및 난류강도를 계산하였다.

4.3 실험 방법

실험엔진으로는 흡입과정시 와류를 발생하는 MSH 흡기포트와 와류가 거의 생성되지 않는 표준형 흡기포트를 가진 실린더헤드를 선택하여 엔진회전수 600rpm, 800 rpm, 1000rpm인 조건에서 실린더내 유체유동을 LDV를 이용하여 측정하였다. 표준형 흡기포트의 경우 엔진의 마운팅 문제로 엔진과 변속 모터가 설치된 실험 베드가 엔진회전수 900 rpm범위에서 공진현상을 보여 1000rpm 조건은 실험하지 못했다.

측정점의 위치는 Fig. 8에서 보이는 데로 실린더 중심으로 부터 window쪽으로 16mm 위치한 점에서 접선방향의 속도를 측정하였다. 흡기관을 통해 공급된 산란입자는 실린더내에 있는 window에 부착하여 LDV 측정을 어렵게 하므로, 측정을 시작하기 전에 점화플러그 구멍을 통해 window에 부착된 산란입자를 닦아내어 최대한 window는 깨끗한 상태로 유지하였다. 실린더내로 흡입된 산란입자는 실린더 벽면의 엔진 윤활유에 부착되어 피스톤 링을 타고 흘러내려 크랭크축 메탈베어링을 마모시킴으로서 엔진이 고착되는 현상이 발생하였다. 엔진이 고착될때까지 가동할 수 있는 시간은 약 5시간 정도로서 측정할때만 압축공기 밸브를 열어 산란입자 공급을 하였고 측정이 끝난후는 즉시 산란입자공급을 중단하였다.

레이저광 산란입자의 실린더의 유리 벽면 부착현상은 피스톤이 하사점에 내려와 흡입과정을 끝낸후, 압축과정을 진행 할때 피스톤의 상사점 가까이 갈 수록 두드러지게 나타나 압축말기에 상사점 근처에서 도플러 신호의 발생빈도는 흡입과정 동안보다 현저히 감소했다. 압축과정을 끝낸후 팽창, 배기과정동안 실린더내 유체유동은 활발하지만 압축말기때 실린더 벽면에 부착된 산란입자 때문에 도플러 신호 발생율은 흡입과정 동안 발생한 도플러 신호 발생율보다 역시 낮아졌다. LDV 조작은 정상유동 실험때와 같은 방법으로 하였고 window를 통과 할때 반사되는 소음과 실린더 벽면에서 난반사되어 나오는 소음이 광전관에 검출됨을 막기 위해 LDV 렌즈에 직경 30mm의 구멍의 검은 마스크를 씌웠다. 실험엔진과 LDV의 중심축이 서로 일직선상에 있을때 깨끗한 도플러신호가 검출되므로 실험엔진과 LDV의 alignment에 신중을 기하였다. 검출되는 도플러 신호를 오실로스코프를 통해 확인한 다음 데이타를 컴퓨터에 전송했으며, 도플러 신호의 데이터 발생율은 초당 50~200 개 정도 되었다. LDV 카운터로 부터 출력되는 속도 신호와 encoder로 부터 발생되는 크랭크 각도를 한쌍으로 하는 데이터를 컴퓨터에 받아들여 평균 속도 및 난류강도를 계산하게 된다.

엔진 실린더내에서의 유체 유동은 피스톤의 상하운동에 의해 시간에 따라 변동하는 유동 특성을 갖으므로, 평균속도는 시간의 함수로서 존재하게 된다. 다행히 엔진이 720도(4π radian) 마다 사이클을 반복하므로, ϕ를 엔진의 임의의 사이클 i에서의 크랭크 각도라고 할때 크랭크 각도 θ는 아래와 같이 표시할 수 있다.

$$\theta=\phi+4\pi(i-1) \tag{3}$$

여기서 i는 1부터 측정하고자 하는 사이클 수 N 까지이다. 따라서 엔진 실린더 내에서의 평균속도(ensemble average)는 크랭크각도의 함수로서

아래와 같이 쓸 수 있다.

$$\bar{U}(\phi)=(1/N)\sum_{i=1}^{N}U(\phi,\ i) \tag{4}$$

여기서 $U(\phi,\ i)=U[\phi+4\pi(i-1)$이고, 이 값은 i번째 측정 사이클의 크랭크각도 ϕ에서 순간속도이다. 난류강도(turbulent intensity)는 평균속도 $\bar{U}(\phi)$를 이용하여 아래의 식으로 정의된다.

$$\dot{u}(\phi)=\sqrt{\frac{\sum_{i}^{N}[U(\phi,i)-\bar{U}(\phi)]^2}{N}} \tag{5}$$

본 연구에서는 식 (4)와 식(5)를 이용하여 크랭크 각도에 대한 평균속도 및 난류강도를 계산하였다. LDV는 크랭크 각도에 대해서 균일하게 도플러 신호가 발생되지 않기 때문에 어떤 크랭크 각도에서는 도플러 신호가 하나도 나타나지 않을수 있다. 즉 도플러 신호가 검출된 후 그 다음 사이클의 같은 크랭크 각도에서 정확히 도플러 신호가 검출될 확률은 거의 작기 때문에, 크랭크 각도의 계산폭을 정해두고 그 범위내에서 발생되는 도플러 검출 신호를 그 크랭크 각도의 값으로 간주하고 통계학적 처리를 하는 방법이 사용된다. 크랭크 각도의 계산폭이 작으면 작을수록 계산오차는 작아지겠지만, 이렇게 할 경우 컴퓨터 용량및 측정시간의 제한으로 각 크랭크 각도에서의 데이타가 적어 짐으로서 통계학적 오차는 증가하게 된다. 실험엔진으 실린더에 장착되어 있는 window에 산란입자가 부착되어 LDV의 입사광선의 표면 반사가 심해지는 시간을 고려하고, 도플러 신호의 크랭크 각도당 검출신호를 고려하여 본 연구에서는 크랭크 각도 계산폭을 크랭크 각도 5도로 하고, 각 크랭크 각도당 데이타수는 50개로 하여 평균속도 및 난류강도를 계산하였다.

4.4 실험 결과

Fig. 9는 흡입과정중 와류가 거의 생성되지 않는 표준형 흡기포트를 장착한 엔진 실린더 내에서의 와류 평균속도를 엔진회전수 600rpm, 800rpm 조건에서 LDV를 이용하여 측정한 결과이다. 크랭크 각도 720도에 걸쳐 측정한 데이타는 흡입과정, 압축과정, 팽창과정, 배기과정으로 표시하여 나타냈는데, 흡입과정을 끝낸후 피스톤이 압축과정 말기의 TDC 근처로 접근할때 부터 배기과정 끝까지는 흡입과정 및 압축과정에 비해 LDV 도플러 신호 검출 빈도가 낮아 계산에 사용한 표본수는 흡입과정때의 70% 정도를 사용하였다. 표준형 흡기포트 엔진에서는 흡입과정에서 주로 피스톤의 운동에 의하여 와류가 생성되며, 크랭크 각도 110도 근처에서 그 최대값을 갖다가 흡입과정이 끝나감에 따라 점점 감소한다. 압축과정이 시작되면서 실린더내의 유체의 밀도 증가및 벽으로부터의 마찰에 의해 와류는 선형적으로 감소하여 최대 압축점인 피스톤 상사점에서 최소가 된다. 팽창과정에서는 흡·배기 밸브가 모두 닫혀 있는 상태로 피스톤의 하향운동

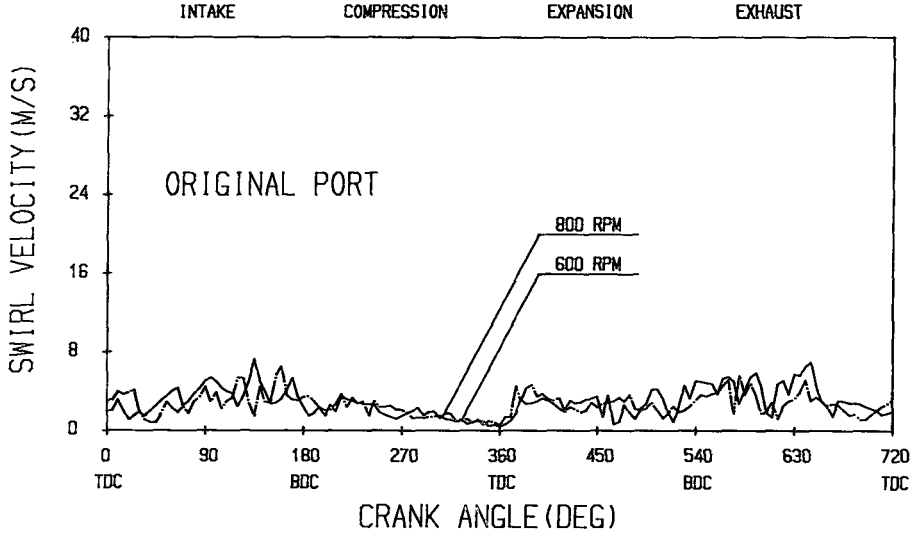

Fig. 9 Swirl velocity of the original intake port

에 의해 유체 밀도가 감소하므로 와류가 증가하여 흡기과정과 같은 정도의 와류가 생성된다. 배기가 시작되면서 배기밸브를 통해 빠져나가는 유체운동에 따라 다소 와류가 증가되다가 배기유동이 감소하면서 와류는 감소한다. 엔진회전수가 증가하면서 피스톤의 속도 증가에 따라 와류 평균속도는 전반적으로 증가한다. 표준형 흡기포트엔진에서는 와류속도는 흡기행정 후반에 최대 6m/s이며 전과정을 거쳐 대부분 4m/s 이하의 낮은 속도를 보여주고 있다.

Fig. 10은 표준형 흡기포트 엔진의 난류강도를 엔진회전수 600rpm, 800rpm 조건에서 측정한 결과로서 난류는 와류에 의해서 생성되며 따라서 난류강도는 와류 크기에 비례하는 경향을 보여주고 있다. 흡입과정에서는 증가되는 와류에 의하여 크랭크각도 90도 정도까지 난류강도가 증가하다가 점차 감소하며, 압축과정에서는 와류의 감소에 의하여 난류강도도 감소하며 크랭크 각도 270도 이후에는 거의 선형적으로 감소하여 피스톤이 상사점에 도달했을때 최소값을 갖는다. 팽창과정동안 피스톤의 하향운동으로 와류가 증가되면서 난류강도가 증가하며, 배기과정 중반부터 다소 감소하는 현상을 보여주고 있다. 난류강도의 크기는 와류 크기의 약 1/2에 해당하는 수준으로 최대 3m/s를 보여주고 있다.

Fig. 11은 와류가 가장 많이 생성되는 MSH 엔진 실린더 내에서의 와류 속도를 엔진회전수 600 rpm, 800 rpm, 1000rpm 조건에서 LDV를 이용하여 측정한 결과이다. 흡입과정중 와류 속도는 흡기의 방향을 바꾸는 MSH에 의하여 주로 생성된다. 흡기밸브가 열려서 흡기가 시작되면 와류는 유량의 증가에 비례하여 증가하며 크랭크 각도 110도 근처에서 최대로 되며 흡입과정이 끝나갈수록 흡기에 의한 와류는 급격히 감소하여 흡기행정이 끝나는 시점에는 흡기에 의한 와류는 최소로 된다. 압축과정에는 피스톤의 운동에 의해서 와류가 생성되며 피스톤의 속도가 최대로 되는 시점에 흡기과정의 최대치보다 작은 크기이기는 하지만 와류가 최대값을 갖는다. 압축과정 초기의 와류 증가는 밀도증가에 의한 와류 감소보다 실린더내의 축방향 와류가 압축과정중 반경방향의 와류로 바뀌는 증가량이 큰 것으로 판단되고 압축과정 후반기의 와류 감소는 유체밀도가 증가하고 벽으로부터의 마찰에 의하여 유체의 운동이 감소되는 것으로 판단된다. Fig. 9와 Fig. 11의 결과는 속도가 비교적 저속인 영역에서의 측정결과이긴 하지만 엔진 회전수의 증가에 따라 피스톤의 속도가 빨라져 공기유속이 증가하고 따라서 와류 속도도 증가하는 것을 보여주고있다. 흡입과정중 와류 최대속도는 표준형 흡기포트의 결과보다 상당히 증가한 수준으로 엔진회전수 1000 rpm일때 32m/s, 800rpm 일때 27m/s, 600rpm 일때 23m/s의 선형적 관계를 갖는다. 압축과정에서

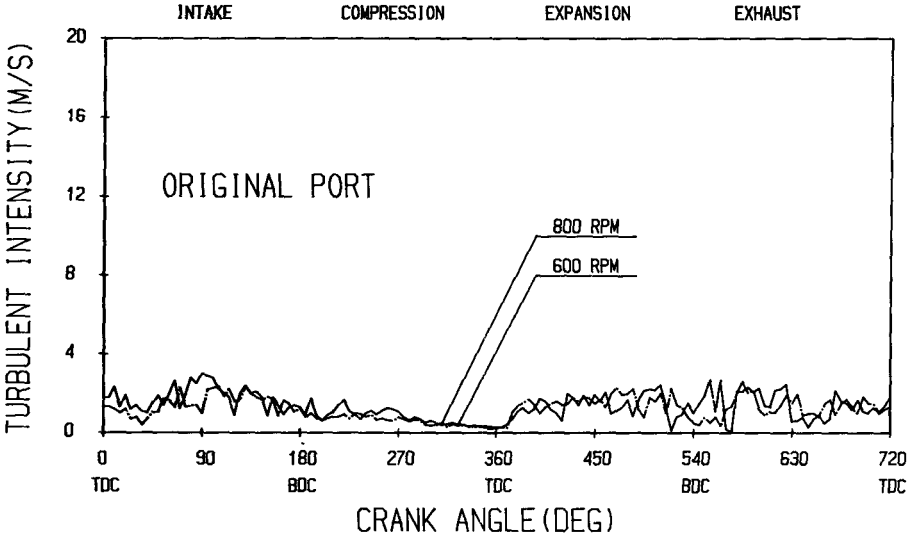

Fig. 10 Turbulent intensity of the original intake port

는 감소된 수준이지만 엔진회전수에 비례하는 와류를 보여주고 있다. 팽창과정 초기에는 공기밀도의 감소로 와류 속도의 증가를 가져오나 피스톤 속도가 감소하면서 와류도 감소하여 배기과정을 거치면서 감소하여 최소값을 갖는다.

Fig. 12는 MSH 엔진의 실린더내에서의 난류강도를 엔진회전수에 따라 측정한 결과로서 난류강도는 와류 속도의 크기와 거의 비례해서 변화하고 있는 것을 보여주고 있다. 흡기과정 초기에는 강한 흡기속도가 밸브와 MSH에서의 전단운동에 의해 발생하는 비교적 강한 난류강도가 존재하다가 흡기밸브가 더열려 유속이 감소하게 되면 난류강도가 감소하게 된다. 그후 흡기밸브가 더열려 흡기유량이 증가하면서 와류가 증가될때에 난류강도도 증가하여 와류와 마찬가지로 크랭크 각도 110도 근처에서 최대로 된다. 흡기행정이 끝나고 압축이 시작되어 피스톤이 상향운동을 하기 시작하면 초기에 압축에 의한 유체의 마찰에 의해 난류강도가 조금 증

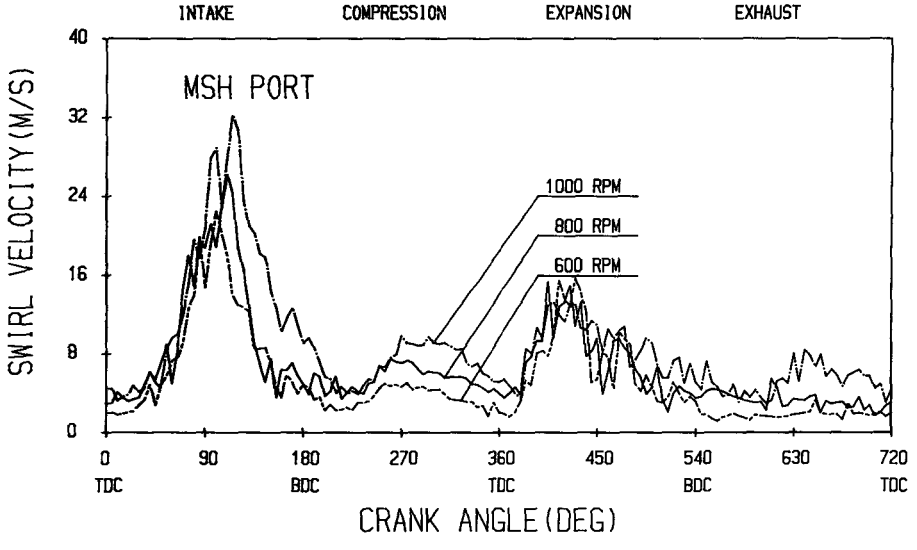

Fig. 11 Swirl velocity of the MSH intake port

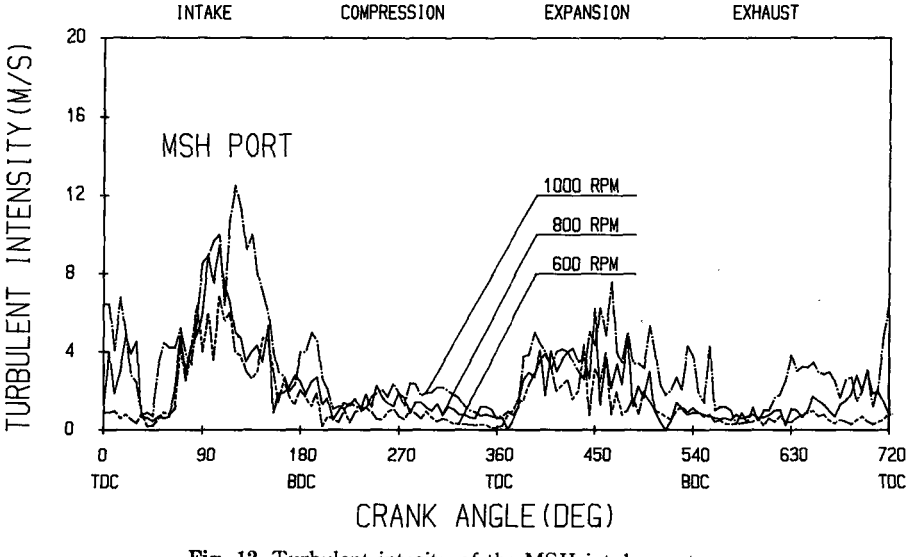

Fig. 12 Turbulent intesity of the MSH intake port

가하고 압축이 끝날때에는 난류강도가 최소로 됐다가 팽창에 의한 유동장의 변화로 와류가 증가하는 것과 비례하여 난류강도가 증가한다. 배기과정에서는 난류강도가 증가한다. 난류강도도 엔진회전수 변화에 따라 비례하는 경향이며, 압축이 끝나 점화시작 시기에는 엔진회전수 1000rpm에서 약 2.2m/s를 보이고 있다.

흡입행정에서 흡기의 실린더내 와류는 흡기포트의 형상에 따라 변하는 흡기 방향과, 흡기밸브 열림과 피스톤의 하향속도에 의해 결정되는 흡기 속도에 의해서 결정된다. 표준형 흡기포트에서의 와류는 흡기방향에 의한 와류 증가 보다는 피스톤 속도에 따른 흡기속도의 와류로서 그 크기가 6m/s 미만인데 반하여, MSH 엔진에서는 흡기 방향 변화에 의한 와류로서 최대 24m/s를 넘는 것으로 나타나고 흡기행정 중반의 와류는 흡기방향에 의한 효과가 지대함을 알수 있다. 계속하여 피스톤이 하향운동을 하면서 밸브의 닫힘에 따라 흡기의 속도가 감소하게 되고 따라서 와류가 급속히 감소하고 있다. 압축이 시작되면서 MSH 흡기포트에서 와류가 다소 감소하다가 크랭크 각도 220도에서부터 270도까지 증가하는 현상을 보이고, 압축과정이 끝날때까지 다시 감소하는 현상을 보이는 것은, 흡입과정시 피스톤에 걸쳐 있던 와류가 피스톤이 BDC 근처로 내려옴에 따라 와류가 피스톤으로 부터 떨어져 일정한 타원형상으로 남아 있다가, 압축과정시 피스톤이 상향운동으로 타원의 와류 위치까지 올때까지는 와류가 계속 감소하다가, 피스톤이 와류에 접촉하기 시작하면서 타원으로 걸쳐 있던 swirl이 점차 진원으로 되면서 와류의 크기가 증가하며, 이후 부터는 벽면 마찰의 증대로 인하여 감소되는 것으로 판단된다. 표준형 흡기포트에서는 압축과정이 와류가 감소하여 점화시에 해당하는 BTDC 15도에서는 와류가 거의 소멸한데 비하여, MSH 흡기포트에서는 약 5m/s의 와류가 존재하는 것을 보여주고 있다. 팽창과정에서는 피스톤 운동에 의한 와류 생성을 보여 주고 있는데 MSH 흡기포트에서는 팽창과정이 시작할때 남아있던 와류가 급격한 증가를 하는 반면 표준형 흡기포트에서는 잔류 와류가 비교적 크지 않으므로 배기과정까지 큰 변화가 없는 것을 보여주고 있다.

난류강도는 와류 속도에 비례해서 변하며, 흡기과정 동안 MSH 흡기포트에서 최대값 10m/s까지 증가하는 반면 표준형 흡기포트에서는 4m/s 미만으로 생성됨을 보여준다. 흡입과정동안 난류강도가 최대값을 갖는 크랭크 각도는 와류 속도가 최대로 되는 순간보다 앞서 있으며 이는 유량보다 유속에 의한 난류생성이 더 큰 것을 말해주고 있다. 압축과정동안 MSH 흡기포트내의 난류강도는 표준형 흡기포트의 경우보다 계속 높게 유지되어 점화시작 시간인 BTDC 15도 근처에서는 작은 값이지만 차이를 보여주고 있다. 팽창과정동안에는 밀도감소에 의한 와류의 증가를 보여주는데 잔류 와류 정도에 따라 생성되는 와류가 결정되며 MSH 흡기포트에서는 표준형 흡기포트에서 보다 2배이상의 크기를 갖다가 배기과정 동안 비교적 같은 수준으로 소멸한다.

5. 결 론

가솔린 엔진의 급속연소시스템을 개발하기 위한 기초연구로 표준형의 흡기포트를 기본으로 5가지의 와류형 흡기포트를 설계, 제작하였고, 각 흡기포트 형상에 따른 흡입과정시 와류 생성량을 알아보기 위해 정상유동상태에서 LDV와 와류미터를 이용하여 접선방향 평균속도와 SR을 측정하였다. 흡입과정시 생성된 와류가 압축과정을 거쳐 팽창 및 배기과정에서의 변화를 규명하기 위해 와류가 많이 생성되는 MSH 흡기포트와 와류가 거의 생성되지 않는 표준형 흡기포트 엔진을 LDV를 이용한 엔진 모터링 실험으로 와류 속도와 난류강도를 측정하였다. 본 연구를 통해서 얻어진 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 표준형 흡기포트나 helical 형 흡기포트는 와류를 거의 생성하지 못한다.

(2) 흡기포트를 통과하면서 흡입공기에 각운동량을 줌으로서 와류를 생성시키는 와류링과 shroud 밸브는 SR 0.7과 0.9로 와류가 비교적 적은데 반하여, 접선형인 MSH 포트는 SR가 1.8로 와류를 많이 발생한다. MSH 포트는 표준형 포트와 같은 수준의 흡입공기량을 공급한다.

(3) 흡입과정동안 실린더내 와류 속도는 흡기방향에 의해 지배되며 흡입과정 후반에는 급격한 와류의 감소현상이 나타난다.

(4) 압축과정 동안 표준형 흡기포트에서는 와류가 계속적으로 감소하는 반면 MSH 엔진에서는 와류가 증가하다가 감소하여 압축말기에서의 와류 속도에서는 차이를 보인다. 압축기간중의 MSH 엔진

의 와류 증가는 피스톤 운동에 의한 축방향의 와류가 반경방향으로의 변화에 의한 것으로 판단된다.

(5) 엔진에서의 난류변화는 실린더내 와류 크기에 비례하며 본 실험엔진에서는 난류강도는 전반적으로 와류 속도의 1/3에 해당된다.

본 연구를 통해 급속연소의 관건이 되는 엔진 흡기포트 설계에 의한 실린더 내의 와류와 난류강도의 변화를 실험적으로 연구하였다. 본 연구로서 엔진의 흡기포트를 개발하는데 필요한 기본기술을 확립하였고, 계속하여 실제 연소실험을 통하여 와류와 연소속도와의 관계를 규명하여 고성능 엔진용 급속연소실 설계기술을 완성하고자 한다.

후 기

본 논문은 1987년도 과학기술처 특정연구로 수행된 연구보고서 내용의 일부이다.

참 고 문 헌

(1) D. R. Lancaster, R. G. Krieger, S. C. Sorenson and W. L. Hull, 1976, "Effects of Turbulence on Spark-Ignition Engine Combustion", SAE Paper 760160.

(2) N. C. Blizard and J. C. Keck, 1974, "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines", SAE Paper 740191.

(3) J. N. Mattavi, 1980, "The Attributes of Fast Burning Rates in Engines", SAE Paper 800920.

(4) J. N. Mattavi, 1982, "Effects of Combustion Chamber Design an Combustion in Spark Ignition Engines", SAE Paper 821578.

(5) P. O. Witze, 1982, "The Effect of Spark Location on Combustion in a Variable Swirl Engine", SAE Paper 820244.

(6) J. C. Kent, M. Haghgooie, A. Mikulec, G. C. Davis, and R. J. Tabaczynski, 1987, "Effects of Intake Port Design and Valve Lift on In-Cylinder Flow and Burnrate", SAE Paper 872153.

(7) T. Uzkan, C. Borgnakke, 1983, "Characterization of Flow Produced by a High-Swirl Inlet Port", SAE Paper 830266.

(8) S. Matsushita, T. Inoue, K. Nakanishi, T. Okusmura and K. Isogai, 1985, "Effects of Helical Port with Swirl Control Valve on the Combustion and Performance of S.I. Engine", SAE Paper 850046.

(9) A. D. Gosman, Y. Y. Tsui, A. P. Watkins, 1984, "Calculation of Three Dimensional Air Motion in Model Engines", SAE Paper 840229.

(10) J. I. Ramos, W. A. Sirignano, 1980, "Axisymmetric Flow Model with and without Swirl in a Piston-Cylinder Arrangement with Idealized Valve Operation", SAE Paper 800284.

(11) R. B. Rask, 1979, "Laser Doppler Anemometer Measuremnts in an Internal Combustion Engine", SAE Paper 790094.

(12) N. W. Sung, D. J. Patterson, 1982, "Air Motion in a Two Stroke Diesel Engine Cylinder-The Effect of Exhaust Geometry", SAE Paper 820751.

(13) R. J. Tabaczynski, C. R. Ferguson, and K. Radhakrishnan, 1977, "A Turbulent Entrainment Model for Spark-Ignition Engines Combustion", SAE Paper 770647.

(14) K. Y. Kang and N. W. Sung, 1987, "Cycle Simulation for a Spark Ignition Engine Using a Turbulent Combustion Model", SAE Paper 872154.

(15) G. Damköhler, 1947, "The Effect of Turbulence on the Flame Velocities in Gas Mixture", NACA TM 1112, Washington.

(16) K. I. Shelkin, 1947, "On Combustion in a Turbulent Flow", NACA TM 1110.

(17) F. Durst, A. Melling, and J. H. Whitelaw, 1976, "Principles and Practice of Laser-Doppler Anemometry", Academic Press.

(18) S. Tanabe, 1984, "Swirl Production and its Damping," 일본내연기관지, 6월호, pp. 57~66.

(19) "Model 1998K Interface Module Instruction Manual", TSI P/N 1990213.