大韓機械學會論文集 第 18 卷 第 9 號, pp. 2423~2430, 1994

〈論 文〉

가솔린기관의 점화플러그 위치에서 난류유동 특성에 관한 연구

정연종* · 조규상* · 김원배*

(1993년 12월 31일 접수)

A Study on Turbulence Flow Characteristics at the Spark Plug Location in S.I. Engine

Y. J. Chung, G. S. Cho and W. B. Kim

Key Words: Spark Igintion Engine(가솔린기관), In Cylinder Turbulence Flow(실린더내 난류유동), Ignition Period(점화구간), Ensemble Averaged Mean Velocity(앙상블 평균속도), Turbulence Intensity(난류강도), Integral Length Scale(적분길이 스케일)

Abstract

Several factors of the efficient combustion process are shape of combustion chamber, position of spark plug, turbulence flow and so on. the shape of combustion chamber and position of spark plug are constrained to geometrically, and then it coule not make a change the shape easily. But the turlence flow in combustion chamber have a great influence on combustion phenomena, and which is much easier to control relatively. And since charscteristics of turbulence flow would be very important to the stability of combustion and performances, This study is also essential to future engine-low enission and lean burn engine. This paper shows that the visualization of the turbulence flow of single cylinder engine by using 2way, 45° inclined and 2 channel hot wire probe through the spark plug hole. We also study the chracteristics of turbulence flow by means of ensemble averaged mean velocity, turvulence intensity and integral length scale.

1. 서 론

가솔린기관의 연소실내에 일어나는 연소현상에 영향을 미치는 주요한 인자로는 연소실 형상, 점화플러그위치 및 난류유동 등이 있다. 이중에서 연소실형상이나 점화플러그 위치의 변경이 연소성능의 개선효과는 있지만, 기관의 기하학적인 측면에서 제약을 많이 받으므로 용이하게 변경시키지 못하는 단점이 있다.[1,2] 그러나 연소실내의 난류유동은 혼합기의 연소형상에 큰 영향을 미치고 있으며, 비교적 용이하게 유동현상을 제어할 수 있으므로 여러 연구자들이 난류유동 및 난류유동의 특성파악에 관심을 가지고 있다.[3~6] 특히 저공해, 초희박 기관을 실현하기 위한 수단으로 점화성 및 초기연소의 안정성을 증가시키기 위한 연구가 있으며,[7~9] 이들의 연구결과에서보면 저공해 및 초희박 연소 기관의 실현은 점화성 향상, 초기 연소의 안정성 및 희박연소 한계의 확장 등에 의하여 결정되어지며, 그 방법으로는 점화에너지의 증가 초기 화염발달과정 해석 및 난류유동 특성의 해석에 있음을 제시하지만 점화플러그에서 화염핵이 난류화염으로 성장 및 전파되어 나가는 연소과정을 설명하기 위한 난류유동 특성파악은 구체적으로 제시하지 못하고 있다.

그러므로 본 연구에서는 일반적으로 사용되는 단

*정회원, 경북실업전문대학 자동차과

기통 농공용 기관의 점화플러그 위치에서 형성되는 난류유동 특성을 파악하여 앞으로의 연구과제인 점화성, 연소안정성 및 희박한계 등을 연구할 기초자료를 얻고자 단기통 가솔린기관을 모터링 운전하고, 2방향, 45° 경사진 2 ch 열선프로브를 점화플러그 위치에 삽입하여 난류유동을 측정하였다. 점화플러그 위치에서 앙상블 평균속도, 난류강도 및 적분길이 스케일을 이용하여 난류유동특성을 파악하고자 하였고, 압축행정 상사점 전 45°에서 상사점인 TDC까지 45° 구간동안 점화 및 초기연소가 시작될것으로 판단하여 이구간을 점화구간으로 정의하고 난류유동특성을 파악하였다.

2. 실험

2.1 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 실험장치의 구성은 Fig. 1과 같다.

난류유동 측정에 사용한 실험기관은 4사이클, 단기통, 공랭식 가솔린기관으로, 스퀴시 면적이 약 30%인 리카도형 연소실이며 기관의 제원은 Table 1과 같다.

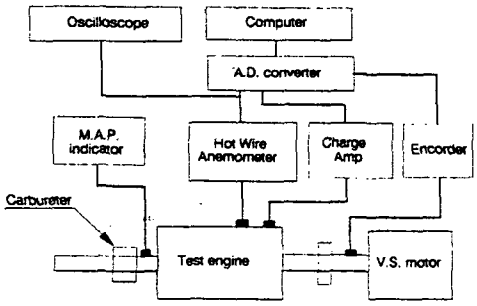

Fig. 1 Schematic diagram of air flow measurements system

Table 1 Specification of experimental engine

Engine type	Four stroke air cooling type
Bore × Stroke	74 × 62 mm
Stroke volume	267 cc
Compression ratio	6.3 : 1
Number of cylinder	1
Length of connecting rod	110 mm

기관을 모터링 운전하기 위하여 5 kW의 가변속 모터를 직결하여 기관의 회전수를 무단으로 변속시킬 수 있도록 하였다. 모터링 운전상태에서 연소실내의 난류유동이 실제 발화운전의 상태와 같도록 하기 위하여 모터링기관에도 기화기를 부착하였다. 또한 리카도형 연소실은 사이드 밸브형이므로 기화기를 통한 공기는 선회류없이 90° 회전하면서 연소실에 유입된다.

연소실내의 난류유동을 측정하는 장치로는 2채널, 정온도형 열선유속계(Kanomax, 7272)를 사용하였으며, 혼합기의 점화 및 초기 연소구간에 미치는 난류유동 특성을 파악하기 위하여 점화플러그를 제거하고 그 위치에 어댑터를 제작해서 열선 프로브를 삽입하였다.

열선프러브와 난류유동의 주류방향에 대한 방향오차를 줄이기 위하여 2방향, 45° 경사진 X형식의 열선프로브(0252R)를 사용하였다. 또한 열선유속계의 출력 및 압력센서의 출력을 기관의 크랭크각과 동기시키기 위하여 회전식 엔코더(600 pulse/rev.)를 기관의 크랭크축과 타이밍 벨트로 연결하여 동기시켰다.

열선유속계의 출력 및 압력센서의 출력을 엔코더의 출력과 같이 250 kHz의 AD변환기(DT2831G)에 입력시켜서 컴퓨터를 이용하여 데이터를 처리하였다.

스로틀밸브의 개도에 따른 흡기관압력은 절대압력계(DRUK, DPI-260)를 사용하여 측정하였으며, 측정된 흡기관 압력은 35 kPa에서 100 kPa의 범위를 타나내었다.

기관 운전변수로는 기관회전수를 1000 rpm에서 3400 rpm까지 6단계로 변화시키므로서 기관회전수 변화가 점화플러그 위치에서의 난류유동에 어느정도 영향을 미치는지를 파악하고자 하였고, 스로틀밸브의 계폐에 따른 난류유동특성을 파악하기 위하여 스로틀밸브의 개도를 6단계로 나누어서 실험을 수행하였다.

2.2 난류유동 평가방법

가솔린기관의 점화플러그 위치에서 난류유동 특성을 파악하기 위하여 우선 점화플러그 위치에서 4사이클동안에 나타나는 전체적인 난류유동 특성을 파악하고, 점화플러그 위치에서의 난류유동 특성은 실제로 점화 및 초기 연소기간에 크게 영향을 미치

게 될것이므로 압축행정 상사점 전 45°에서 상사점까지 45°구간을 점화구간(ignition period)이라고 설정하고 이 구간에서 구간평균법에 의한 난류유동 특성을 해석하였다.

또한 연소실내에 형성되는 난류유동은 정상상태에서도 사이클마다의 변동폭이 매우 크므로 다수 사이클을 평균처리하여 대표값을 나타내게 된다. 본연구에서는 측정된 난류유동의 표준편차를 10% 이내로 유지하기 위하여, 각 실험조건에 대하여 50 사이클의 데이터를 채취해서 앙상블 평균처리 하였고,[10] 앙상블 평균속도는 식(1)과 같이 처리하였다. 순간난류강도는 순간 유동속도와 앙상블 평균속도와의 차이를 최소자승법으로 사용하여 구하였으며 각각의 순간난류강도를 50사이클 평균처리하여 평균 난류강도를 식(2)와 같이 구하였다. 적분길이 스케일[11]은 식(3)과 같이 두지점에서 측정한 난류강도를 기초로한 자기상관계수를 구하고, 다시 식(4)와 같이 자기 상관계수를 거리에 대하여 적분을 해서 구하였다.

$$\bar{U}=\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}u(\theta+in\pi) \tag{1}$$

$$u'(\theta)=\sqrt{\frac{1}{N}\left[\sum_{i=1}^{N}\{u^2(\theta+in\pi)-\bar{U}^2(\theta)\}\right]} \tag{2}$$

$$R(\theta, x_1, x_2)=\frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N}\frac{u'_i(\theta, x_1)\,u'_i(\theta, x_2)}{u'(\theta, x_1)\,u'(\theta, x_2)} \tag{3}$$

$$Lg=\int_0^x R(\theta, x_1, x_2)\,dx \tag{4}$$

여기서,

$\bar{U}$: 앙상블 평균속도
u' : 난류강도
u : 순간속도
R : 자동상관계수
Lg : 적분길이 스케일
N : 사이클수
i : 임의 사이클
θ : 크랭크각
x_1, x_2 : 측정점

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열선유속계의 보상

열선유속계를 이용하여 연소실내의 난류유동을 측정하는 데에는 열선프로브의 형식에 따른 방향오차 및 피스턴의 운동에 따른 연소실내의 압력, 온도의 변화가 열선유속계의 출력에 오차를 발생한다.

우선 열선유속계의 측정원리에 의하여 열선의 방향과 유동방향이 서로 수직이 되어야 정확한 유동속도의 측정이 가능한데, 연소실내에 형성되는 난류유동의 방향은 크랭크각에 따라 수시로 변화하므로 방향오차가 발생하게 된다. 그러므로 열선프로브의 방향오차를 규명하고 방향오차가 작은 열선프로브를 선택하기 위하여 1방향, I형식의 열선프로브(0251R), 2방향, X형식의 열선프로브(0250R), 2방향, 45° 경사진 X형식의 열선프로브(0252R)를 선택하여 방향오차를 측정하였다. 방향오차의 측정은 각각의 열선프로브에 대하여 열선프로브 검정장치를 이용하여 유동방향에 대하여 어느정도 방향오차를 나타내는지를 평가하였고 그 결과는 Fig. 2에서 보는 바와 같다. 그림에서 보는 바와 같이 각각의 프로브는 0° 를 기준으로 하여 좌우가 약 2%이내의 오차범위로 거의 대칭을 이루고 있으며, 이것은 열선프로브가 정확하게 좌우대칭을 이루고 있음을 알 수가 있다. 1방향, I형식의 열선프로브(0251R)는 유동방향에 대한 방향오차가 평균 33%이며, 열선프로브와 유동방향과의 각도에 따라 최대 72%까지 발생하고 있으며, 이것은 실제로 100 m/s의 유속이 열선프로브의 방향에 따라 28 m/s의 크기로 측정될 수 있다는 것을 나타낸다. 이것으로 보아 1방향 I형식의 열선프로브는 유동방향이 예측가능한 경우에는 별문제가 없지만 유동방향이 계속 바뀌는 경우에는 큰 방향오차를 발생시킬 가능성이 있다.

2방향, X형식 열선프로브(0250R)의 방향오차는

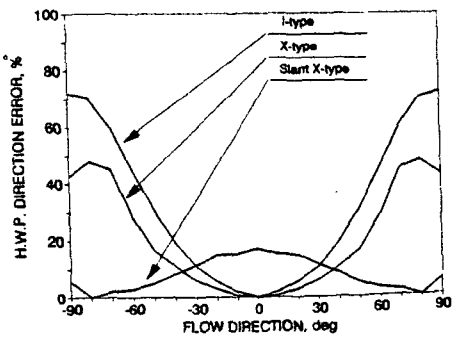

Fig. 2 Relation between the H. W. P. direction error and flow directon at each hot wire probe

평균 22%가 발생하고, 최대 48%까지 오차가 발생하는 것을 알 수 있고, 이것은 1방향 I형식의 열선프로브보다 평균 11%정도 방향오차가 감소한다.

2방향, 45° 경사진 X형식의 열선브로브(0252R)는 평균 7%의 방향오차가 발생하고 최대 17%까지의 방향오차가 나타난다. 이것으로 보아 열선프로브는 유동방향이 일정하고 예측가능할 경우에는 열선프로브의 형식과는 관계없이 정확하게 순간유동속도의 측정이 가능하지만, 연소실내에서 형성되는 난류유동과 같이 유동방향의 예측이 불가능할 경우에는 열선프로브의 선택이 매우 중요함을 알 수 있다. 그러므로 본 실험에서는 2방향, 45° 경사진 X형의 열선프로브가 1방향 I형식의 열선프로브보다 평균 3.7배나 방향오차가 감소함을 알 수 있고, 이와 같은 결과로부터 본 실험에서는 2방향, 45° 경사진 X형식의 열선프로브를 사용하였다.

정온도형 열선유속계의 출력은 측정유체의 유속뿐만 아니라 측정위치 주위의 온도 압력·변화에 대하여 유속이 변화하는데, 연소실내의 난류유동장은 피스톤 운동에 의하여 난류유동 뿐만 아니라 온도 및 압력의 변화가 생기므로, 실린더내의 난류유동속도를 정확하게 측정하기 위해서는 온도 및 압력의 변화에 대한 보상이 필요하다.

기관을 모터링 운전함에 따라 연소실내의 가스온도 변화에 대한 온도보상은 열선유속계에 내장된 온도보상기(Kanomax, 1016)를 사용하였으며, 온도보상기에 대한 가스온도의 측정은 열선의 굵기가 5 μm인 1방향, I형식의 열선프로브(0251R)를 사용하였다. 연소실내의 모터링 압력에 대한 보상은 열선의 열평형식을 기초로한 압력보상식[12]을 사용하였다.

열선유속계의 출력에 대하여 온도보상과 온도 및 압력보상을 동시에 실시한 결과를 비교하여 나타낸 것이 Fig. 3이다. 이 그림은 대표적으로 스로틀밸브를 전개시키고, 기관회전수를 1500 rpm의 조건에서 난류유동을 측정하여 앙상블 평균속도를 구한 것이다. 이 그림을 보면 열선유속계의 출력에 대한 온도 및 압력의 영향은 대체적으로 압축, 팽창 및 배기과정에서 크게 나타나고 있다. 압축 및 팽창구간에서는 실린더내 가스의 압력, 온도가 증가하게 되어, 온도보상을 하게 되면 열선유속계의 출력이 증가하게 되고, 압력보상을 하게되면 출력이 감소하게 되며, 결과적으로는 압축 및 팽창구간에서 앙상블 평균속도는 온도 및 압력보상전보다 약간 증가하게 된다. 그러나 배기구간에서는 온도보상을 하게 되면 앙상블 평균속도가 증가하게 되지만, 압력보상을 해도 압축구간과는 달리 별로 감소하지 않는다. 이는 피스톤이 상승하는 배기과정에서 배기 밸브가 열려있는 상태이므로 피스톤이 상승하더라도 실린더내의 가스압력의 변화가 작다. 그러므로 배기과정에서 압력의 영향에 대한 압력보상효과는 매우 작은것으로 판단된다.

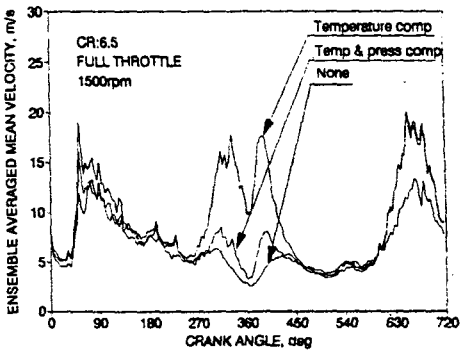

Fig. 3 Relation between the ehsemble averaged mean velocity and crank angle

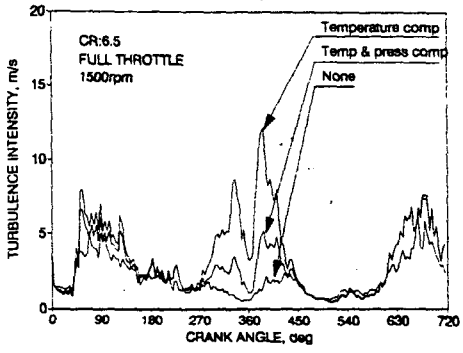

Fig. 4 Relation between the turbulence intensity and crank angle

난류강도에 대한 온도 및 압력보상의 결과를 Fig. 4에 나타냈다. 그림에서 보는 바와 같이 전체적인 경향은 Fig. 3의 온도 및 압력보상이 앙상블 평균속도에 대하여 나타내는 경향과 비슷하지만, 보상효과는 압축 및 팽창부근에서는 난류강도가 약 2배정도 증가하고 배기구간에서는 약 30%정도 증가한다. 이와 같은 결과로 보아 온도 및 압력의 변화를 고려한 온도·압력보상은 앙상블 평균속도 뿐만 아니라 난류강도에 대하여 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 따라서 본 실험에서 열선유속계

로 연소실내의 난류유동을 측정할때 연소실내의 온도 및 압력변화에 대한 온도·압력보상을 실시하였다.

3.2 전 사이클에서 난류유동 특성

위와 같은 실험장치 및 실험방법에 의하여 점화플러그 위치에서 난류유동을 측정할 결과를 대표적으로 흡기관압력의 변화에 대한 앙상블 평균속도를 Fig. 5에, 난류강도를 Fig. 6에, 적분길이 스케일을 Fig. 7에 나타냈다. 그림에서 횡축의 크랭크각 0°~720°는 흡입, 압축, 팽창, 배기구간을 나타내고 360°가 압축끝 상사점이다.

Fig. 5는 스로틀밸브개도의 영향에 따라 연소실내에 형성되는 앙상블 평균속도를 평가하기 위하여 나타낸 그림인데, 대표적으로 기관회전수 3000 rpm에서 6단계의 스로틀밸브개도에 따라 나타나는 흡기관 압력의 변화에 대하여 앙상블 평균속도를 나타낸 것이다. 그중에서 흡기관압력 37 kPa은 스로틀밸브를 거의 닫은 경우이며, 흡기관압력 98 kPa은 스로틀밸브를 완전히 개방시킨 경우이고 그 사이는 각각 50 kPa, 86 kPa, 93 kPa, 95 kPa을 나타낸다. 그림에서 나타나는 바와 같이 기간회전수가 같음에도 불구하고 앙상블 평균속도는 스로틀밸브의 개도변화, 즉 흡기관압력이 37 kPa에서 98 kPa까지 증가함에 따라 사이클 전체 평균으로 보면 9.58 m/s에서 18.27 m/s까지 1.9배 증가하고 있다. 그리고 각각의 흡입, 압축, 팽창, 배기과정에서 흡기관압력의 변화에 대한 정성적인 경향은 거의 비슷하게 나타나고 있으며 특징적으로 앙상블 평균속도는 배기과정이 흡기과정보다 약 2배정도 크게 나타나는 것을 알 수가 있다. 또한 초기연소구간에 해당하는 상사점 부근에서의 앙상블 평균속도는 피스톤의 압축행정으로 인하여 현저하게 감소되고 있음을 알 수 있다. 흡입과정에서는 스로틀밸브가 닫혀있다가 완전히 열리게 되면 스로틀밸브가 닫혀있을 때를 기준으로하여 앙상블 평균속도는 약 3.48배 정도 증가하고, 압축구간에서는 약 3.45배, 팽창구간에서는 1.4배, 배기구간에서는 1.19배 정도 증가하고, 이와 같은 결과로 보아 스로틀밸브의 개도변화에 대한 영향은 흡기과정에 가장 큰 영향을 미치면서 행정이 진행되어감에 따라 점차 감소하는 것으로 나타나고, 점화플러그 위치에서는 스로틀밸브의 개도에 대한 영향이 큰것을 알 수 있다.

Fig. 6은 스로틀밸브개도 변화에 따른 난류강도의 영향을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 난류강도는 흡기관 압력이 37 kPa에서 98 kPa까지 증가함에 따라 큰 영향을 받고 있으며 전체 평균으로는 2.75 m/s에서 6.70 m/s까지 약 2.44배 증가하고 있고, 이것으로 보아 흡기관압력이 증가함에 따른 앙상블 평균속도의 증가율보다 난류강도의 증가율이 더욱 큰 것을 알 수 있다. 흡기관 압력의 증가에 대한 구간별 난류강도의 증가율은 흡입과정이 4.69배, 압축과정 4.13배, 팽창과정 2.21배, 그리고 배기과정에서는 1.48배로 그 경향은 앙상블 평균속도와 비슷하지만 난류강도 증가율이 약 33%정도 더 큰것을 알 수가 있다. 그러나 압축끝 상사점부근에서는 난류강도의 증가율이 다른구간에서의 증가율보다는 작다.

Fig. 7은 각각의 기관회전수에서 흡기관 압력의 변화에 대한 적분길이 스케일을 나타내고 있다. 이 그림은 크랭크각에 대한 적분길이 스케일의 최대값

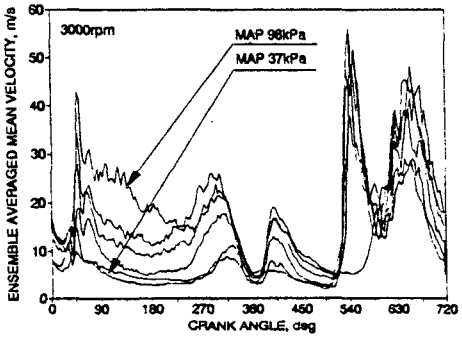

Fig. 5 Relation between the ensemble averaged mean velocity and crank angle

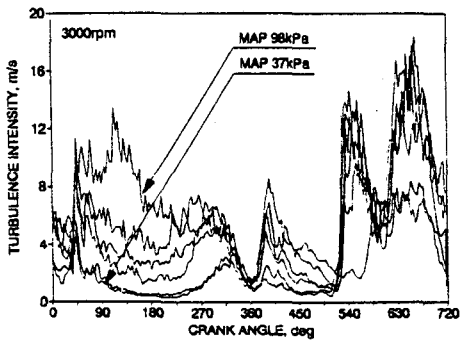

Fig. 6 Relation between the turbulence intensity and crank angle

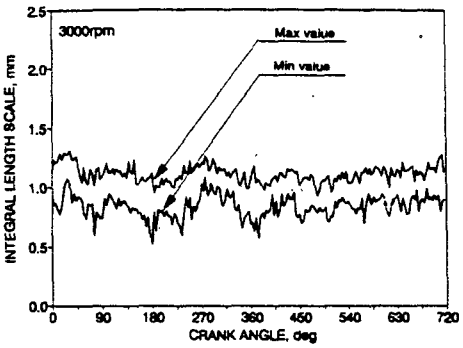

Fig. 7 Relation between the integral length scale and crank angle

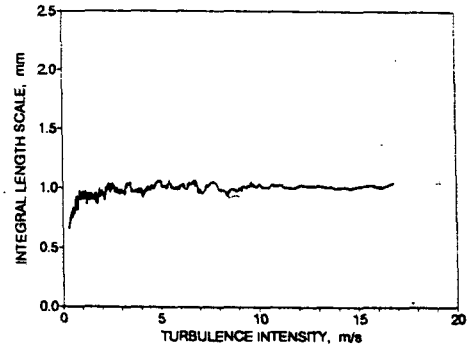

Fig. 8 Relation between the integral length scale and turbulence intensity

과 최소값을 나타내고 있는데 이것으로 점화플러그 위치에서 측정된 적분길이 스케일의 분포를 알 수 있다. 그림에서 보는 바와 같이 실험에 사용한 기관에서의 적분길이 스케일은 전체적으로는 약 0.7 mm에서 1.3 mm사이에 분포하며 평균 0.97 mm정도의 크기를 나타내고 있으며, 이는 R. A. Fraser 등[11]의 실험과 잘 일치하고 있다. 또한 전체 사이클에 있어서 최대값과 최소값의 차이는 거의 일정한 경향을 나타내고 있으므로 이상과 같은 결과로 보아 적분길이 스케일은 흡입과 압축과정에서 약간 변화가 있지만 그 변화폭은 작으며 전체 사이클에 있어서 적분길이 스케일은 거의 일정한 크기를 나타냄을 알 수가 있다.

적분길이 스케일은 난류강도의 자기 상관계수를 기초로 하여 결정된 값이므로 적분길이 스케일과 난류강도와의 관계를 파악하기 위하여 Fig. 8을 나타내었다. 그림의 데이터는 일반성을 갖게하기 위하여 1000 rpm에서 스로틀밸브를 닫았을 때인 흡기관 압력이 64 kPa과 스로틀밸브를 완전히 열었을 경우인 100 kPa의 조건과 3000 rpm에서 스로틀밸브를 완전히 닫았을 경우인 37 kPa과 완전히 열었을 경우인 98 kPa의 4가지의 한계 실험조건에서 채취한 난류강도와 적분길이 스케일과의 관계를 평균처리하여 나타낸 것이다. 이 그림에서 보면 전체적인 난류강도의 변화에 대한 적분길이 스케일은 약 0.97 mm의 크기로서 거의 일정한 값을 나타내고 있으며, 비교적 낮은 난류강도인 약 1 m/s이하의 범위에서는 난류강도의 증가에 대하여 적분길이 스케일이 거의 1 : 1로 증가하는 경향을 보이지만 난류강도가 1 m/s 이상의 범위에서 적분길이 스케일은 완전히 발달하여 난류강도의 크기와는 관계없이 거의 일정한 값을 나타낸다.

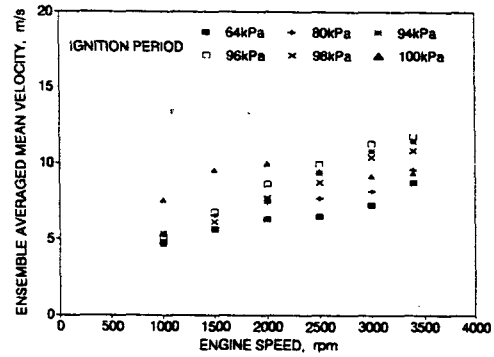

Fig. 9 Relation between the ensemble averaged mean velocity and engine speed

3.3 점화구간에서의 난류유동 특성

점화플러그 위치에서 난류유동이 연소에 영향을 미치는 부분은 점화 및 초기연소기간으로 예상된다. 그러므로 이 기간에 대한 난류유동의 특성을 파악하기 위하여 압축끝 상사점전 45°에서 압축끝 상사점까지의 45° 구간을 점화구간으로 정의하고 이 구간을 구간평균하여 난류유동 특성을 파악하고자 하였다. 이와 같이 점화구간을 구간평균하여 앙상블 평균속도, 난류강도, 적분길이 스케일을 나타낸 것이 Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11이다.

Fig. 9는 점화구간에서 기관회전수 변화에 대한 앙상블 평균속도를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 기관회전수가 1000 rpm에서 3400 rpm까지 증가함에 따라 앙상블 평균속도는 약 4.8 m/s에서 11.8 m/s로 증가하는 경향을 보이며 이것은 기관회전수가 3.4배 증가함에 대하여 앙상블 평균

속도는 2.46배 증가하는 것을 알 수 있고, 점화플러그 위치에서 기관회전수의 증가율에 대한 앙상블 평균속도의 증가율은 약 72%정도이다. 이와 같은 결과로 보아 기관회전수가 증가함에 따라 평균 피스톤 속도의 증가와 흡, 배기밸브를 통한 가스유출입속도의 증가에 의해 앙상블 평균속도가 증가하고 있음을 알 수 있고, 흡배기구간과 비교하면 점화구간에서 앙상블 평균속도는 피스톤의 압축 및 피스톤속도의 감소로 인하여 크게 감쇄되었음을 알 수 있다.

Fig. 10은 점화구간에서 각각의 기관회전수에 대한 난류강도를 나타낸 것이다. 이 그림에서 보면 난류강도는 기관회전수가 증가함에 따라 1.15 m/s에서 3.36 m/s까지 증가하고 있으며, 이것은 기관회전수의 증가율에 대한 난류강도의 증가율은 86%로서 앙상블 평균속도의 증가율보다 14%가 크다. 이것은 스로틀밸브의 개도에 의한 영향이 앙상블평균속도의 증가보다는 난류강도의 증가에 더 큰 영향을 미치고 있음을 알수가 있고, 약 2000 rpm이상에서는 난류강도가 완만하게 증가하고 있다. 난류강도는 흡기관압력이 증가함에 따라 증가하고 있는데, 이것은 흡기관압력이 증가함에 따라 흡입유동속도가 증가하여 앙상블 평균속도가 증가하고, 난류강도도 증가하는 것으로 생각된다.

Fig. 11은 기관회전수 변화에 대한 적분길이 스케일의 변화를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 점화플러그 위치에서 측정한 점화구간의 적분길이 스케일은 기관회전수와는 관계없이 약 0.9 mm에서 1.0 mm의 비교적 일정한 크기를 나타내고 있으며, Fig. 7의 전 사이클에 대한 적분길이 스케일과 비교하면 점화구간에서 적분길이 스케일의 변동폭이 적다. 또한 스로틀개도의 변화로 인한 흡기관압력의 변화와도 관계없이 적분길이 스케일은 거의 일정하게 나타나므로 적분길이 스케일은 난류유동과 관계있는 기관 운전변수인 기관회전수 및 흡기관압력의 변화에는 큰 영향을 받지않는 것으로 생각된다.

Fig. 12는 점화구간에서 난류강도의 변화에 대한 적분길이 스케일을 Fig. 8과 같은 방법으로 나타낸 것이다. 이 그림에서 보는바와 같이 기관회전수가 1000 rpm에서 3400 rpm까지 변화함에 따라 점화플러그위치에서 점화구간의 난류강도는 약 1 m/s~4 m/s가 발생하며, 이때의 적분길이 스케일은 약 0.9 mm에서 1.05 mm까지 미소하게 증가하는 경향을 나타내고 있지만 거의 일정한 것으로 볼 수 있다. 이것으로 보아 점화구간에서 적분길이 스케일은 난류강도의 변화에 대하여도 거의 관계가 없음을 알 수 있다.

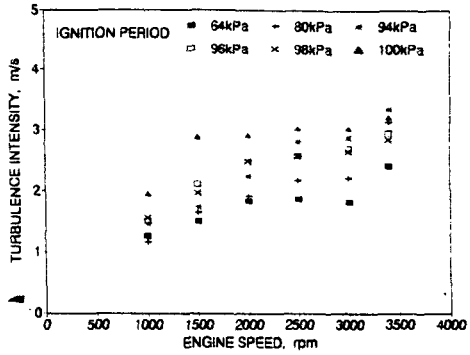

Fig. 10 Relation between the turbulence intencity and engine speed

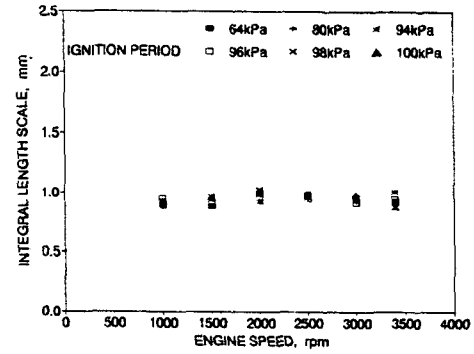

Fig. 11 Relation between the integrall length scale and engine speed

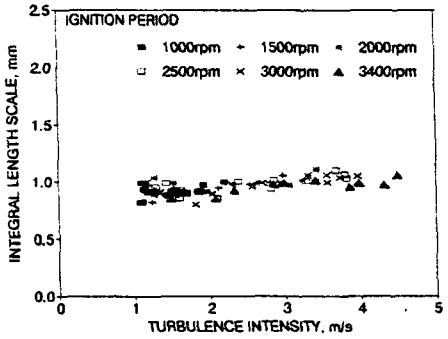

Fig. 12 Relation between the integrall length scale and turbulence intensity

4. 결 론

본 실험에서 열선유속계로 점화플러그 위치에서 난류유동 특성을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 열선유속계로 연소실내의 난류유동을 측정하는 경우 2방향, 45° 경사진 열선프로브를 사용하면 방향오차를 평균 약 7%이내로 줄일 수 있으며, 온도 및 압력보상은 앙상블 평균속도뿐만 아니라 난류강도에 대하여 더 큰 영향을 미치고 있다.

(2) 전 사이클중 흡입 및 압축행정중의 앙상블 평균속도와 난류강도는 흡기관압력의 크기에 따라 크게 영향을 받으며, 스로틀밸브를 완전히 열면 닫혔을때보다 앙상블 평균속도는 전사이클 평균값으로 1.9배, 난류강도는 2.44배 증가한다.

(3) 점화구간에서 기관회전수가 1000 rpm에서 3400 rpm까지 증가함에 따라 구간평균 앙상블 평균속도는 5.46 m/s에서 9.98 m/s까지 변화하며, 구간평균 난류강도는 1.48 m/s에서 2.80 m/s까지 증가한다.

(4) 본 실험기관의 경우 적분길이 스케일은 0.6 mm에서 1.3 mm의 범위에 있으며, 평균적으로는 약 0.97 mm의 크기이다. 특히 점화구간에서 적분길이 스케일은 기관회전수, 흡기관압력에 대하여 거의 영향을 받지 않는다.

참고문헌

(1) Richard, C. et al., 1993, "Combustion Chamber Effects on Burn Rates in a High Swirl Speak Ignition Engine," *S.A.E. Paper* 830335, pp. 1.1130~1.1138.

(2) Stephen G. Poulos et al., 1983, "The Effect on chamber Geometry on Spark Ingition Engine Combustion," *S.A.E. Paper* 830334, pp. 1.1106~1.1129.

(3) David R. Lancaster, 1976, "Effect of Engine Variables on Turbulence in a Spark Ignition Engine," *S.A.E. Paper* 760159, pp. 671~688.

(4) Boff S. et al., 1986, "The Effect of Engine Speed on the TDC Flow Field in a Motored Reciprocating Engine," *S.A.E. Paper* 860023, pp. 1.187~1.196.

(5) Richard E. Winser et al., 1973, "Mixture Turbulence — A key to Cyclic Combustion Variation," *S.A.E. Paper* 730086, pp. 368~383.

(6) Davis G. C. et al., 1982, "The Effecto of In-Cylinder Flow Process(Swirl, Squish and Turbulence Intensity) on Engine Efficiency," *S.A.E. Paper* 820045, pp. 176~188.

(7) Tatsuo KOBAYASHI et al., 1978, "Analysis of Mechanism of Misfire and Effecto of Ignition System Modification in Lean Misfire Limit," 自動車技術會論文集, No. 17, pp. 3~10.

(8) Ziegler G. F. W. et al., 1983, "Effect of Ignition System Design on Flammability Requirements in Ultra-Lean Turbulent Mixtures," *IMechE* C47/83, pp. 81~92.

(9) Ather A. Quader, 1976, "What-Limits Lean Operation in Spark Ignition Engines-Frame Initiation or Propagation," *S.A.E. Paper* 760760, pp. 2374~2387.

(10) 정연종 외 4인, 1994, "연소실내의 난류강도에 미치는 각종인자의 영향," 대한기계학회논문집, 제18권, 제3호, pp. 793~804.

(11) Fraser, R. A. and Bracco, F. V., 1986, "Preliminary Turbulence length Scale Measurements in a Motored IC Engine," *S.A.E. Paper* 860021, pp. 1174~1186.

(12) Tomoyuki Wakisaka, 1984, "エンシンのガス流動," 內燃機關, Vol. 23, pp. 21~28.