〈논 문〉 SAE NO. 96370007

압력 센서 개발 및 내연기관의 피스톤 링 사이 가스압력 측정

Development of Pressure Transducer and Measurement of Inter-Ring Gas Pressure in Internal Combustion Engine

윤 정 의,* 이 귀 영*
J. E. Yun, K. Y. Lee

ABSTRACT

The gas pressure acting on the rings in internal combustion engine influences the friction, wear and HC emission. In order to understand their characteristics, it is necessary to measure the inter-ring gas pressure during engine operations.

In this study, miniature type pressure transducer was developed to measure inter-ring gas pressure. And measurements of cylinder and inter-ring gas pressure were made on a gasoline engine running at full and part load conditions. Finally the characteristics of inter-ring gas pressure variation during engine operations were obtained from analysis of measured data.

주요기술용어 : Strain Gage(스트레인 게이지), Pressure Transducer(압력 센서), Engine(엔진), Inter-Ring Pressure(링사이 압력), Piston/Ring(피스톤/링).

1. 서 론

내연기관에 사용하는 피스톤/링 팩의 가장 주된 기능은 고온 고압의 연소실 가스를 효과적으로 밀봉하는 것이다. 그러나 운전중 연소실 가스의 완전한 밀봉은 불가능하며, 실제로는 피스톤과 실린더 사이의 틈새를 따라 흐르는 가스유동(Blow-By)이 존재하게 된다. 이러한 가스 흐름은 링들 사이에 작용하는 압력의 변화를 일으켜 운전중 링의 윤활특성을 크게 변화시키며, 엔진 효율의 저하와 함께 운전의 불안정을 유발할 뿐만 아니라, HC Emission, 윤활유점도 감소 및 유막 파괴에 의한 엔진의 내구성 감소 등 여러 문제를 일으키게 된다[1)~4)].

링 사이 압력(Inter-Ring Pressure), 특히 첫번째 링과 두번째 링 사이의 압력은 실린더 압력과 함께 링 팩의 운동 및 윤활적 거동에 가장 중요한 경계 값으로 작용한다. 운전중 첫번째 링과 두번째 링 사이 압력은 실린더 압력과는 달리 고속으로 상하 운동을 하는 피스톤에 직접 압력 센

* 정회원, 고등기술연구원

서를 부착하여 측정해야하는 어려움이 따른다. 특히 고속 고압의 조건에서 운동하는 피스톤에 센서를 부착하여 압력을 측정할 때 나타나는 측정상의 오차 제거 문제와, 압력 센서를 부착할 피스톤의 여유 공간 제약은 측정을 불가능하게 만들기도 한다. 이러한 문제로 지금까지는 피스톤이 상대적으로 큰 디젤 엔진의 낮은 엔진회전수 범위에서 매우 제한적으로 측정이 이루어졌다[5)~7)].

압력을 측정하는 센서는 여러 형태의 것이 있다. 현재 가장 많이 사용되고 있는 형태는 작용력에 비례하여 전하(Charge)를 발생하는 압전물질(Piezo Material)을 사용하는 것과, 압력이 작용하는 원판(Diaphragrm)에 스트레인 게이지를 부착하여 작용압력에 비례하여 변형되는 원판의 변형량(Strain)을 측정하는 것이 있다. 압전형 압력 센서의 경우 동적 응답 특성이 좋을 뿐만 아니라 소형으로 만들수 있다는 장점으로 최근 폭 넓은 영역에서 사용되어지고 있다. 그러나 미세한 전하를 증폭기까지 전달하는 과정(링 크기구를 사용)에서 주변 노이즈에 노출되기 쉽다는 점과, 피스톤이 높은 연소압력으로 변형함에 따라 피스톤에 부착된 압력 센서에서 발생하는 이차적 오차의 제거가 어렵다는 점 때문에 링 사이 압력 측정에는 적당하지 못하다. 이에 반해 스트레인 게이지를 사용한 압력 센서의 경우 동적 응답특성이 압전 센서에 비해 좋지 못하다는 것과 소형으로 만들기 어렵다는 단점을 가지고 있지만, 절대 압력을 측정할 수 있다는 것과 노이즈에 강하다는 잇점이 있다.

본 연구에서는 가솔린 기관의 운전중 링 사이의 압력 측정을 위해 피스톤에 부착 가능한 최소형태의 스트레인 게이지를 이용한 압력 센서를 직접 제작하였다. 이와함께 피스톤에 압력 센서를 부착하여 압력을 측정할시 나타나는 이차적 오차를 실험을 통해 규명하여 제거함으로 측정결과의 정확성을 향상시켰다. 최종적으로 개발한 압력 센서를 사용하여 가솔린 기관의 자력 운전(Firing Operation)중 링 사이의 압력을 측정하였으며, 측정 결과의 분석을 통해 운전중 링 사이 압력 변화의 특성을 규명하였다.

2. 링 사이 압력측정을 위한 센서 설계

Fig.1은 링 사이 압력을 측정하기 위해 개발한 압력 센서와 센서가 설치된 피스톤의 모습이다. 이때 압력 센서의 특성, 즉, 선형성(Linerty), 감도(Sensitivity), 주파수 응답특성(Frequency Response) 등은 스트레인 게이지가 부착될 원판의 두께, 직경, 재질 등에 직접적으로 영향을 받는다. 그러므로 압력 센서 개발시 가장 중요한 부분은 측정할려는 압력 범위 및 사용 스트레인 게이지의 특성을 고려하여 원판(Diaphragm)을 정확하게 설계하는 것이다. 센서의 특성과 원판의 두께, 직경, 재질들 사이의 관계식들은 다음의 가정하에서 유도될 수 있다[7)~8)].

- 원판의 두께는 일정하다.
- 측정압력에 의한 원판의 처짐(Deflection)은 미소하다.
- 원판은 완전한 탄성거동을 한다.
- 원판에 부착할 스트레인 게이지의 강성과 질량 효과는 무시할 수 있다.

2.1 감도(Sensitivity)

스트레인 게이지가 부착될 원판의 중심에서 발생하는 반경(ε_{Rc}) 및 접선 방향 변형(ε_{Tc})과 원

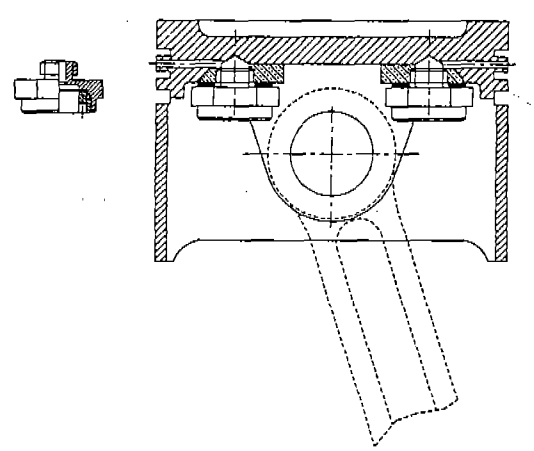


Fig.1 Strain gage type pressure transducer installed in piston to measure inter-ring pressure

판의 바깥 둘레에서 발생하는 반경(ε_{Ro}) 및 접선 방향 변형(ε_{To})은 아래의 (1), (2), (3)식과 같다.

$$\varepsilon_{Rc}=\varepsilon_{Tc}=\frac{3P\,R_o^2(1-\nu^2)}{8t^2E} \quad (1)$$

$$\varepsilon_{Ro}=-\frac{3P\,R_o^2(1-\nu^2)}{4t^2E} \quad (2)$$

$$\varepsilon_{To}=0 \quad (3)$$

여기서,

ε_{Rc} : Radial strain at the center of the diaphragm

ε_{Tc} : Tangential strain at the center of the diaphragm

ε_{Ro} : Radial strain around the periphery of the diaphragm

ε_{To} : Tangential strain around the periphery of the diaphragm

ν : Poisson's ratio

P : Pressure[Pa]

R_0 : Diaphragm radius[㎜]

t : Diaphragm thickness[㎜]

E : Modulus of elasticity[Pa]

원판의 중심에서는 반경 방향과 접선 방향 변형이 같은 값을 가지나, 위의 식에서 알수 있듯이 원판의 중심에서는 반경 방향과 접선 방향 변형이 같은 값을 가지나, 원판의 바깥 둘레에서는 접선 방향 보다는 반경 방향 변형이 큰값을 가짐을 알수 있다.

Fig.2는 압력 센서 제작을 위한 채택한 스트레인 게이지의 모습으로, 그림에서 알수 있듯이 채택한 스트레인 게이지는 원판의 중심 부근에서는 접선 방향 변형을, 바깥 부근에서는 반경 방향변형을 감지하도록 구성되어져 있어 압력에 의한 원판의 변형을 최대한 활용하고 있는 형태의 스트레인 게이지임을 알수 있다.

2.2 선형성(Linearty)

스트레인 게이지가 부착될 원판 변형의 선형성

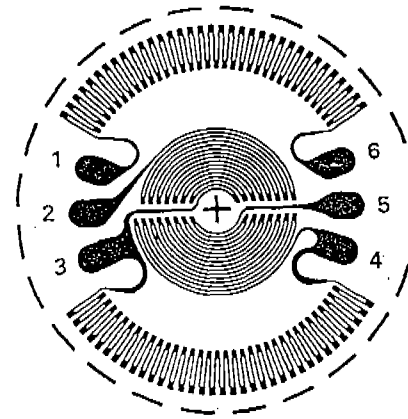


Fig.2 Strain gage for diaphragm pressure transducer

은 작용 압력에 의한 원판 처짐(Deflection)이 충분히 작을 때만 보장이 된다. 보통 선형성을 확보하기 위해서는 압력에 의한 원판 중심에서 처짐이 원판 두께보다 커지지않도록 유지하면 되나, 측정 범위내에서 최대 0.3% 이하의 선형성 보장을 위해서는 이러한 처짐의 원판 두께의 1/4보다 작은값을 가지도록 해야만 한다. 처짐이 미소할 경우, 원판 중심에서 처짐(Y_c)은 아래의 식으로 부터 구할수 있다.

$$Y_c=\frac{3P\,R_o^4(1-\nu^2)}{16t^3E} \quad [\text{㎜}]$$

Y_c : Center deflection [㎜] (4)

2.3 주파수 응답특성(Frequency response)

동적압력(Dynamic Pressure)을 제대로 측정하기 위해서는 원판의 공진 주파수가 측정 압력의 최대 주파수 보다 커야만 한다. 아울러 스트레인 게이지와 접촉하는 유체의 감쇠효과(Damping Effect)를 고려한다면 원판의 공진 주파수는 측정 압력의 최대 주파수에 비해 3-5배는 되어야 공진에 의한 측정압력의 왜곡을 피할수 있다. 감쇄효과를 무시할 경우, 원판의 공진주파수는 아래의 식 (5)로 부터 구할 수 있다.

$$f_n = \frac{0.469t}{R_o^2}\sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu)^2}}\ [\mathrm{Hz}] \qquad (5)$$

g : Acceleration of gravity[m/sec^2]
f_n : Resonant frequency[Hz]
ρ : $=\gamma/g$[kg/cm^3]
γ : Specific weight of diaphragm material [kg/(cm.sec)^2]

2.4 원판의 설계

본 연구에서 제작할려는 압력 센서는 운전중 피스톤 링 사이의 압력을 측정하는데 사용하려는 것이므로, 먼저 설계를 위해 작용압력(P)은 실린더 최대 압력을 고려하여 2,000,000(Pa)로 설정하였다. 그리고 공진 주파수는 20(KHz) 이상의 값을 가지며, 원판 위에 부착되는 스트레인 게이지의 부착 수명과 감도를 고려하여 원판의 최대 변형이 1,800(μm/m)이하 범위에서 최대가 되도록 설계하였다[7)~9)]. 그리고 원판의 반경은 스트레인 게이지의 크기로 부터 4.25(mm)로 결정되는 상수이다.

P $=2\times10^6$(Pa)
R_o $=4.25$(mm)
E $=207\times10^9$(Pa)
ν $=0.285$
ρ $=7.38\times10^{-3}$(kg/cm^3)
f_n >20(KHz)
ε_{Ro} $<1{,}800(\mu m/m)$

(2)식으로 부터 $\varepsilon_{Ro}=1{,}800(\mu m/m)$, $t=0.2584$(mm)를 구할수 있다. 안정성을 고려하여 $t=0.3$(mm)로 결정한후 선형성, 동특성을 검토해 보면 아래의 값으로 타당함을 알 수 있다.

$Y_c=0.02(\mathrm{mm})=0.067t$ (0.3% 이하의 선형성 유지)

$f_n=41.8$(KHz)

3. 압력 센서의 제작 및 캘리브레이션

스트레인 게이지를 이용하여 압력 센서를 제작할 때 유의 할 점은 스트레인 게이지 및 본드의 선택, 부착과정(Curing Process), 밀봉 및 절연작업 등 전체적인 과정에서 어느 하나도 주의를 하지 않으면 원하는 압력 센서를 얻을 수 없다는 점이다. 그러므로 모든 과정에서 특별한 주의를 요한다. 본 연구를 위해 초 소형, 고온, 고 정도, 장시간 사용 가능을 고려하여 전체적인 선택을 하였으며 아래 주요 제작과정을 간단히 기술하였다.

3.1 스트레인 게이지 선택 및 부착 원판 표면처리

스트레인 게이지의 선택은 초 소형의 압력 센서를 제작할 수 있도록 하기 위해 가능한 한 작은 형태의 것을 택해야 하며, 특히 정밀도와 사용 온도에 따른 오차를 제거하기 위해서는 Full Bridge용(4 Active Gage Type)을 택하여야 한다. 그리고 스트레인 게이지가 부착될 원판의 표면처리는 센서의 부착성 및 수명과 직결하므로 스트레인 게이지의 특성 및 판의 재질 등을 고려하여 신중히 사용 용제등을 택해야만 한다. 아래는 사용한 스트레인 게이지 및 표면처리 용제이다.

STRAIN GAGE
- TYPE : HBM, MY 21-6/120
- GRID DIA. : 6mm
- CARRIER DIA. : 7.3mm
- RESISTANCE : 120 Ohm
- FULL BRIDGE TYPE(SELF TEMPERATURE CONTROL)

SURFACE CLEANER
- SOLVENT CLEANER
  : MM, DEGREASER(CSM-1)
- WATER-BASED CLEANER
  : MM, CONDITONER A (MCA-2)
  MM, NEUTRALIZER 5A (MN5A-2)

– ROSIN SOLVENT FLUX CLEANER
: MM, M-LINE ROSIN SOLVENT (RSK-1)

3.2 스트레인 게이지 및 터미날 부착

고온용 접착제를 사용하여 스트레인 게이지를 원판의 정확한 위치에 부착한 후, 테프론 테이프, 실리콘 고무판, 크램프 등을 이용하여 80 (N) 정도의 힘으로 균일하게 누르면서 2시간 정도 230℃로 오븐에서 고착과정을 거쳤다. 이때 온도 증가는 5℃/MIN 이하로 유지하였다. 스트레인 게이지 인출선 고정을 위한 터미날(Terminal) 또한 동일한 고착과정을 통해 센서 어댑터(Sensor Adaptor)쪽에 부착하였다. 아래는 사용한 접착제 및 스트레인 게이지 터미날의 사양이다.

ADHESIVE
– TYPE : MM, M-BOND 610
– TWO COMPONENT, SOLVENT-THINNED, EPOXY-PHENOLIC ADHESIVE FOR HIGE PERFORMANCE APPLICATION
– OPERATING TEMPERATURE : 260-370℃

BONDABLE TERMINAL
– TYPE : MM, CPF-25C
– GRID SIZE : 1.65×0.64
– CARRIER SIZE : 2.7×1.28

3.3 스트레인 게이지 표면처리 및 인출선 납땜

오븐에서 구워진 스트레인 게이지는 표면을 다시 깨끗이한 후 사용시 노이즈 및 파손의 방지를 위해 코팅(Coating)을 하였으며, 센서 어댑터 또한 표면을 청결히 한후 절연 및 밀봉 측면에서 코팅 작업을 하였다. 최종적으로 인출선의 납땜 작업을 마친후 다시 땜납 부위의 절연을 위한 표면 코팅 작업을 하였다. 아래는 본 과정에서 사용한 인출선 및 주요 표면 코팅제의 사양이다.

LEAD WIRE
– TYPE : AE, G1 TAPED
– SIZE : 07/0.08㎜

PROTECTIVE COATING
– TYPE : MM, 3140RTV
– OPERATING TEMPERATURE : 260~315℃
– CURE REQUIREMENT : 24hr AT 24℃

SOLDER
– TYPE : MM, 361A-20R
– OPERATING TEMPERATURE : 183℃

SURFACE CLEANER
– SOLVENT CLEANER
: MM, DEGREASER(CSM-1)
– WATER-BASED CLEANER
: MM, CONDITIONER A (MCA-2)
MM, NEUTRALIZER 5A (MN5A-2)
– ROSIN SOLVENT FLUX CLEARNER
: MM, M-LINE ROSIN SOLVENT(RSK-1)

위의 과정을 통해 제작된 센서의 보정상수는 상용 센서보정기(Dead Weight)를 사용하여 구하였다. Fig.3은 보정시험 결과로 제작된 압력센서는 20(bar)의 압력이 작용할 경우 3.8 (Volt)의 출력을 보이며, 측정 범위에서 좋은 선형성을 가지고 있음을 알 수 있다.

운전중 높은 실린더 압력은 피스톤의 변형을 유발하며, 이로 인해 피스톤에 부착된 센서 또한 그 영향을 받게 된다. 그러므로 정확한 링 사이 압력을 측정하기 위해서는 이러한 측정시 발생오

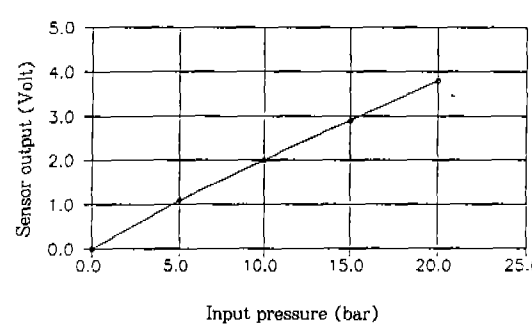


Fig.3 Calibration curve between applied pressure and resultant output voltage

차를 사전에 규명하여 제거해줄 필요가 있다. Fig.4는 실린더 압력에 의한 피스톤의 변형으로 인해 발생하는 센서의 측정 오차를 규명하기 위해 구성한 실험장치를 나타낸 그림이다. 실험과정은 Fig.4 그림에서 처럼 압력 센서가 부착된 피스톤을 하사점에 위치 시킨 후 피스톤과 실린더 사이의 틈새를 실리콘 고무로 밀봉한다. 이때 피스톤의 2번 및 3번 링은 제거하여 압력 센서 쪽 공기는 항상 대기압을 유지하도록 해준다. 그런 다음 그림에서 처럼 실린더 내부의 압력을 용이하게 조절할 수 있도록 제작한 뚜껑을 사용하여 실린더를 밀봉한 후, 고압의 공기를 공급하면서 피스톤의 변형에 의한 압력 센서의 영향을 찾아 낸다.

Fig.5는 이상의 실험의 결과로 부터 구한 피스톤의 변형에 의한 센서의 오차를 구한 그림이다. 그림을 살펴보면 밀봉된 실린더내 압력이 증가함에 따라 피스톤의 변형이 커서, 피스톤에 부착된 압력 센서 또한 그 영향을 받는다는 것을 알수 있다. 실험 결과로 부터 실린더 압력에 의한 피스톤 변형으로 인해 센서가 받게 되는 영향(오차)은 선형적으로 증가하게 되며, 그 크기는 실린더 압력의 약 2.5%라는 것을 알수 있다. 그러므로 운전중 피스톤 링 사이의 압력을 측정할 때 발생하는 이러한 오차는 실린더 압력의 2.5% 값을 측정 결과로 부터 빼줌으로 제거할 수 있다.

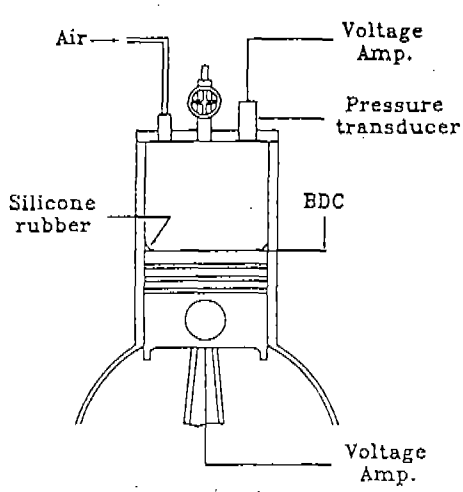


Fig.4 Rig test equipment to find distortion effect of inter-ring pressure transducer signal due to cylinder pressure

4. 측정장치

Fig.6은 제작한 압력 센서를 부착한 피스톤의 모습이다. 그림을 자세히 보면 1번 링과 1번 링 사이의 압력을 감지하기 위해 랜드부위에 뚫여진 구멍을 볼 수 있다. 피스톤에 부착된 압력 센서의 신호선은 피스톤 핀을 통해 커넥팅 로드의 소단부 쪽으로 이끌어 낸다. 이때 피스톤과 피스톤 핀의 상대적인 운동에 의해 전달선의 절단을 막기 위해 직경 3.5㎜의 스프링으로 선을 안내하

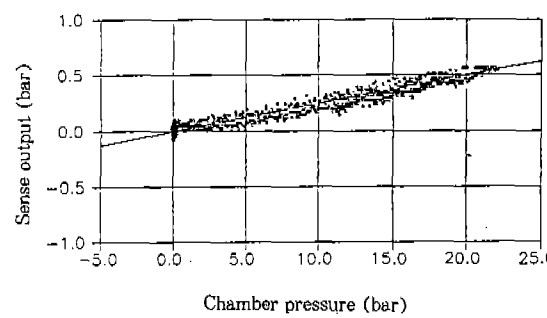


Fig.5 Calibration curve of distorsion effect of inter-ringfor inter-ring pressure transducer signal due to cylinder pressure

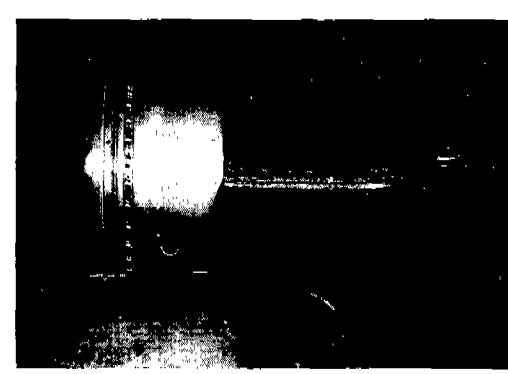


Fig.6 Test piston/ring pack

였다. 커넥팅 로드 소단부에서 대단부 쪽으로 이끌어지는 신호선은 일차적으로 나사를 사용하여 케넥팅 로드에 고정한 후, 다시 실리콘 고무를 사용하여 표면을 피복처리 하였다.

운전중 피스톤은 상하방향으로 심하게 운동을 하므로 피스톤 링 사이의 압력을 측정하기 위해서는 특별한 측정신호 전달 장치가 필요하다. 이러한 신호 전달 장치로 많이 사용하는 것이 링크기구이다. 링크기구는 Fig.7에서 처럼 커넥팅 로드 대단부에 부착되어 운전중 피스톤에서 부터 전해지는 측정 신호선을 엔진 밖으로 이끌어 내는 역활을 한다. 링크기구를 사용한 신호전달은 엔진이 고속으로 운전하게 되면 전달 신호선이 관성력, 마찰력, 피로 등에 의해 쉽게 끊어져 버린다는 것이다. 그러므로 링크기구 설계시 이러한 현상을 피할수 있도록 최대한 노력을 해야 하며, 아래에 기술한 내용을 바탕으로 링크기구를 직접 제작 이용하였다.

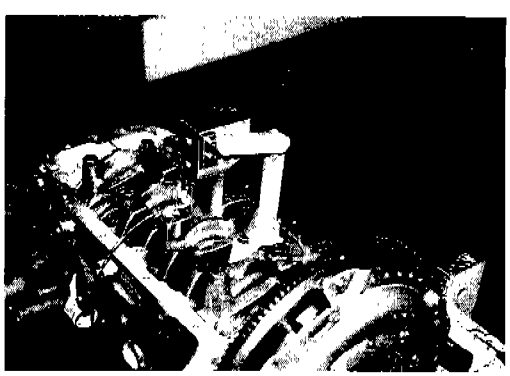


Fig.7 Test engine installed linkage system

1) 운동시 링크간의 각도 변화가 최소가 되도록 할 것

2) 링크가 받는 힘을 최소화하며, 또한 충분한 강도를 갖도록 할 것

3) 링크 기구의 운동에 의한 영향이 피스톤의 운동에 최소가 되도록 할 것

5. 엔진 시험

운전중 링 사이 압력의 측정을 위한 실험은 대우자동차 엔진 시험실에서 수행하였다. Fig.8은 전체적인 실험장치의 구성도이다. 실린더 입력은 Kistler사의 스파크 플러그형 압전 압력 센서(모델 6051)을 사용하였으며, 측정 실린더 압력과 측정 링 사이 압력 데이타의 상관성을 확보하기 위해 두 데이타를 동시에 획득하였다. 엔진 시험은 1,000rpm부터 4,000rpm까지 1,000rpm간격

Table 1 Engine Specifications

Displacement Volume(Liter)	1.5
Bore(㎜)×Stroke(㎜)	76.5×81
Connecting Rod Length(㎜)	130
Pin Offset(㎜)	0.5
Piston Crown-Head Clearance at TDC(㎜)	1.2

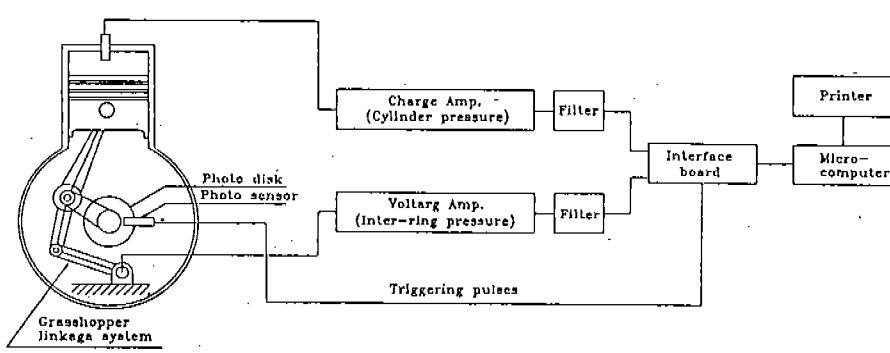
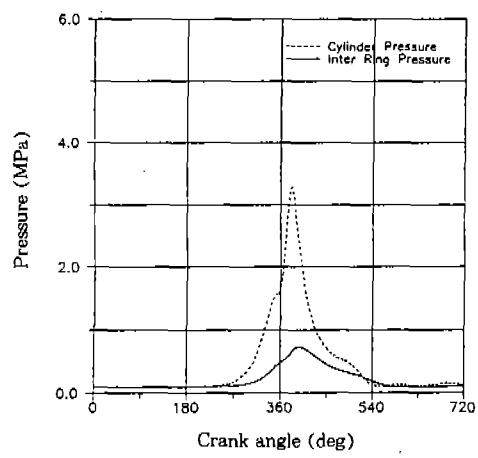


Fig.8 Overall data acquisition system including test engine and measuring equipment

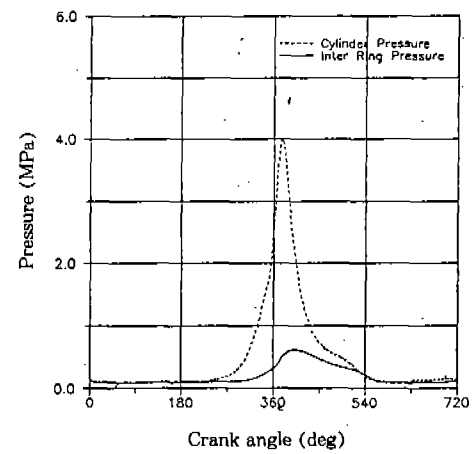
으로 전부하 조건에서 수행하였으며, 부하변화에 의한 링 사이 압력변화를 보기 위해 3,000rpm의 운전조건에서는 무부하, 1/2 부하 조건을 추가적으로 실험하였다. 모든 시험조건에서 압력 데이타는 크랭크 각도 1°간격으로 측정하였으며, 사이클 변동의 효과를 없애기 위해 10사이클의 데이타를 획득하여 이를 조화 평균(Ensemble Average)한 값을 최종적인 대표 압력으로 데이타 처리하였다. 실험 엔진의 제원은 아래 Table 1과 같다.

6. 결과 및 고찰

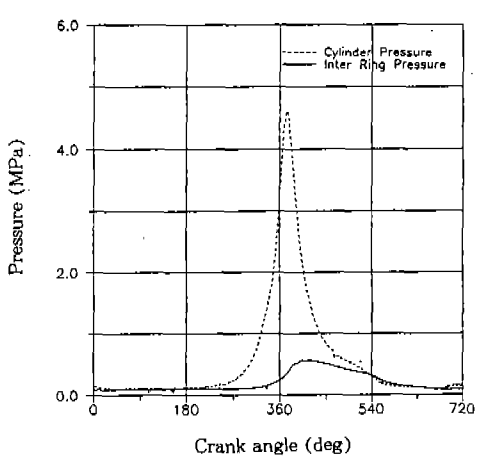
Fig.9는 각 rpm의 전부하 조건에서 측정한 실린더 압력 및 링 사이 압력값을 나타낸 그림이며, Fig.10은 Fig.9의 실린더 압력 및 링 사이 압력의 최대값을 나타낸 그림이다. 시험결과를 살펴보면 실린더 압력의 최대값은 시험엔진의 최고 토크를 보이는 3,000rpm까지는 증가를 하지만 4,000rpm에서는 감소하는 경향을 갖는다. 그러나 링사이 최대 압력값은 실린더 압력과는 달



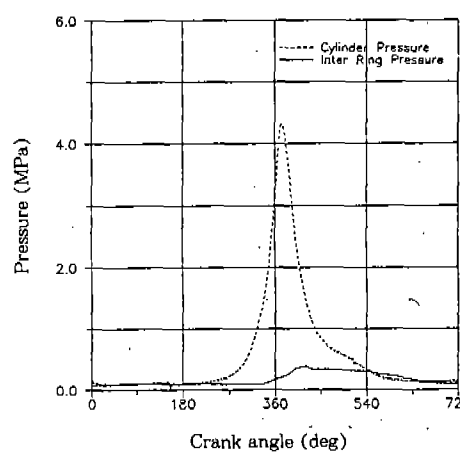
(a) 1000rpm, Full Load



(b) 2000rpm, Full Load



(c) 3000rpm, Full Load



(d) 4000rpm, Full Load

Fig.9 Measured cylinder and inter-ring pressure

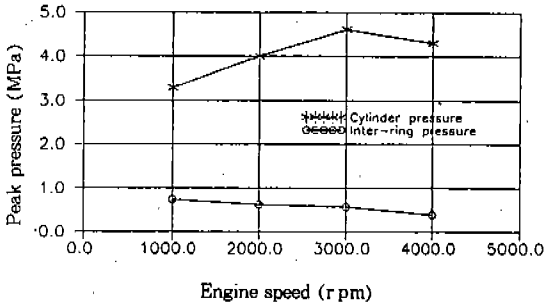


Fig.10 Engine speed versus peak pressure at full load

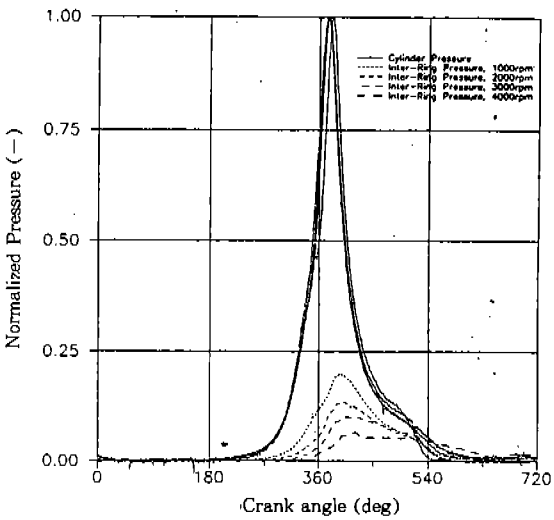
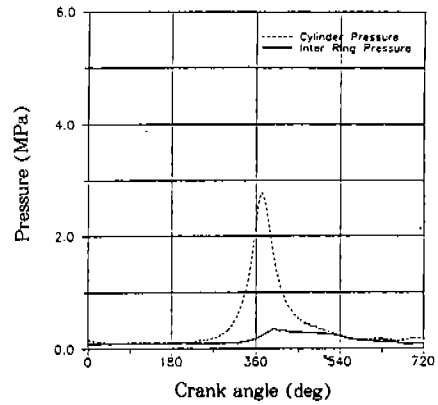
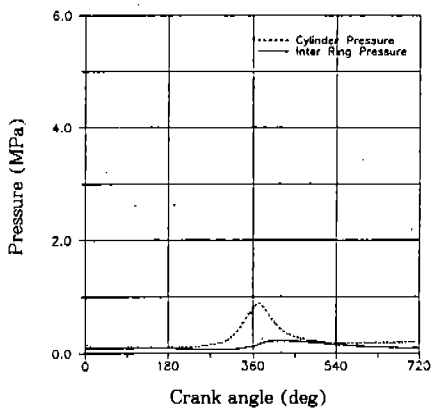


Fig.11 Variation of normalized inter-ring pressure against engine speed. Full load cond.



(a) 3000rpm, Half Load



(b) 3000rpm, No Load

Fig.13 Measured cylinder and inter-ring pressure. 3,000rpm, half and no load cond.

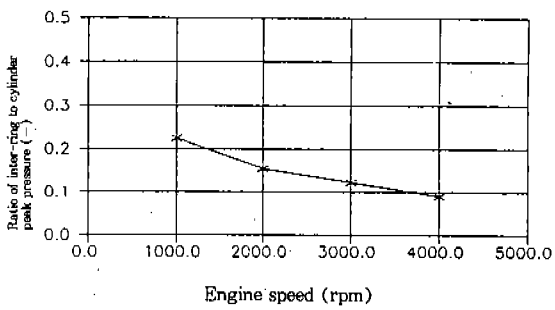


Fig.12 Engine speed versus ratio of inter-ring to cylinder peak pressure at full load condition.

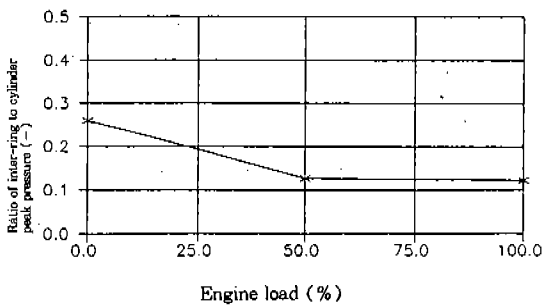


Fig.14 Engine load versus ratio of inter-ring to cylinder peak pressure at 3,000rpm condition.

리 엔진 회전수가 증가하면 오히려 감소하며 최대 압력값이 나타나는 점 또한 뒤쪽으로 천이하는 특성을 갖게 됨을 알수 있다. 이는 엔진의 회전수 증가와 함께 링 사이의 공간으로 실린더 가스가 충진되는 시간이 감소하기 때문에 나타나는 현상으로 이해된다. 이와 함께 관찰할 수 있는 또하나의 현상은 높은 엔진 회전수에서는 링사이 압력이 서서히 증가하며 감소하는 정도 또한 완만해진다는 것이다. 이는 첫번째 링과 두번째 링 사이에 충진된 가스가 두번째 링 갭과 그루브 틈새를 통해 오일 링을 거쳐 크랭크 케이스로 빠져나가는 시간이 엔진 회전수 증가에 따라 감소하기 때문이다. 배기 밸브가 열린 후 540°~630° 영역에서는 실린더 압력 보다 링 사이 압력값이 더 큰값을 가지게 되는 현상을 보여주는데, 이러한 현상은 링 사이에 잔존하는 미연 탄화수소가스(Unburned HC Gas)가 압력차로 배기 행정중 연소실을 통해 대기중으로 빠져나가 공해 문제를 일으키는 주요한 원인이 된다[1),10)].

Fig.11은 Fig.9의 실린더 압력 및 링 사이 압력을 각 rpm의 최대 실린더 압력값으로 표준화(Normallization)한 그림이며, Fig.12는 최대 실린더 압력에 대한 최대 링 사이 압력값의 상대적인 비(Ratio)의 변화를 보여주는 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 링 사이 압력값은 실린더 압력의 9~23% 정도의 값을 가지며 엔진 회전수에 따라 감소하는 경향을 가짐을 알 수 있다.

Fig.13은 3,000rpm에서 전부하, 1/2부하, 무부하 상태에서 측정한 결과를 나타낸 그림이다. 그림을 살펴 보면 부하감소에 의한 실린더 압력 및 링 사이 압력값이 감소하는 현상을 볼 수 있다. Fig.14는 부하변화에 따른 최대 실린더 압력에 대한 최대 링 사이 압력값의 상대적인 비(Ratio)의 변화를 보여주는 그림으로, 이들 비는 부하가 감소할 경우 오히려 증가하는 특성을 보여 준다.

7. 결 론

가솔린 기관의 운전중 링 사이 압력을 측정하기 위해 소형 압력센서를 개발하였다. 이와 함께 압력 센서가 부착된 피스톤이 높은 연소압력으로 변형함에 따라 나타나는 압력 센서의 이차적 오차를 실험적으로 규명하여 제거해 줌으로 측정결과의 신뢰성을 향상시켰다. 최종적으로 개발한 압력센서를 사용하여 링 사이 압력값을 측정한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 시험 엔진의 링 사이 압력은 엔진회전수 증가와 함께 감소하는 경향을 가지며 그값은 실린더 압력의 9~23% 정도의 값을 가진다.
2) 링 사이 최대 압력값이 나타나는 점은 엔진회전수 증가와 함께 최대 실린더 압력값이 나타나는 점 보다 뒤쪽으로 천이하는 특성을 갖는다.
3) 배기 밸브가 열린 후 540°~630° 영역에서는 실린더 압력 보다 링 사이 압력값이 더 큰값을 가지게 되는 현상을 보여준다.
4) 최대 실린더 압력에 대한 최대 링 사이 압력값의 상대적인 비(Ratio)는 부하가 감소할수록 증가하는 특성을 보여 준다.

참 고 문 헌

1. L. L. Ting and J. E. Mayer, "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis, Part I -Theory", Journal of Lubrication Technology, pp.305-314, 1974.
2. L. L. Ting and J. E. Mayer, "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analysis, Part II -Theory Verification", Journal of Lubrication Technology, pp. 258-266, 1974.
3. M. Miyachika, T. Hirota and K. Kashiyama, "A Consideration on Piston Second Land Pressure and Oil Consumption of Internal Combustion Engine", SAE Paper 840099, pp.1-12, 1984.
4. L. L. Ting, "A Review of Present Information on Piston Ring Tribology", SAE Trans., Vol.94, pp.1135-1146, 1985.
5. S. Furuhama, M. Hiruma and M. Tsuzita,

"Piston Ring Motion and Its Influence on Engine Tribology", SAE Trans., Vol.88, pp.2929-2941, 1979.

6. R. Truscott, T. Reid and B. Ruddy, "Ring Dynamics in a Diesel Engine and Its Effect on Oil Consumption and Blowby", SAE Trans., Vol.92, pp.768-780, 1993.
7. 김창기, "간접 분사식 디젤기관의 Inter-Ring 압력 측정에 관한 실험적 연구", 한국과학기술원 석사학위 논문, 1992.
8. Measurement Group, "Design Considerations For Diaphragme Pressure Transducers", TECH NOTE, TN-510, 1982.
9. E. O. Doebelin, "Measurement Systems-Application and Design", 4th Edition, McGRAW-HILL INTERNATIONAL EDITIONS, 1990
10. M. Namazian and J. B. Heywood, "Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine : Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power", SAE Trans., Vol.91, pp.261-288, 1982.