〈논 문〉 SAE NO. 943734

피스톤-링 결합체 마찰력 측정시스템의 개발

Development of Piston-Ring Assembly Friction Force Measuring System

윤 정 의,* 김 승 수**
J. E. Yun, S. S. Kim

ABSTRACT

In order to improve engine performance and its reliablity it is very important to find the fricition force between piston-ring assembly and cylinder wall in engine operating coditions. A new system was developed for the piston-ring assembly friction force measurement. This system had a relatively high fundamental frequency at 884 Hz and a fine resolution of 0.5N in friction force measerement. Comparing with existing floating liner systems this system required small installation space and at the same time alleviated the system noise problem induced by the thrust and slap impulse forces.

주요기술용어 : Piston-Ring Assembly(피스톤-링 결합체), Friction Force(마찰력), Strain gage(스트레인 게이지), Hydrodynamic Lubrication(유체윤활), Mixed Lubrication(혼합윤활)

1. 서 론

엔진의 피스톤-링 결합체 마찰특성 규명을 위한 마찰력 측정시도는 1936년 Hawkes와 Hardy가 피스톤을 스프링 위에 장착한 다음 실린더를 왕복운동 시켜 피스톤 링과 실린더 사이의 마찰력을 피스톤의 변위로 부터 구한 이후, 좀더 실제적인 측정을 위해 오랫동안 여러사람에 의해 다양한 측정장치가 고안되어 왔다.[1-12] 1980년 이후 발표된 측정 시스템중 가장 대표적으로 꼽을수 있는 것은 Patterson이 발표한 순간도시마력법(Instanteneous IMEP Method)과 Furuhama가 발표한 부동 라이너법(Floating Liner Method)이다.[2-7]

순간 도시마력법은 피스톤에 작용하는 힘중 실린더 축방향으로 작용하는 힘, 즉, 실린더압력, 커넥팅 로더에 작용하는 힘, 피스톤-링 결합체 관성력 등을 동시에 측정하여 이들의 차로 부터 간접적으로 피스톤-링 결합체의 마찰력을 추론하는 것으로, 측정시 엔진의 수정이 거의 필요없다는 잇점이 있다. 그러나 결과력인 마찰력은 상대적으로 큰값을 가지는 여러측정값들의 차로 부터 구하므로 측정시 발생하는 각 측정 값들의 오차 누적으로 결과의 정확성과 신뢰성이 한계를 가진다.[9]

* 고등기술연구원 자동차기술연구실
** 한국과학기술원 기계공학과

이에 반해 부동 라이너법은 피스톤-링 결합체의 마찰력에만 대응하여 움직이도록 고안된 라이너를 실린더 블록에 설치하여 라이너에 작용하는 마찰력을 압전형 센서로 부터 직접적으로 구하는 방법이다. 이경우 비록 측정을 위해서 엔진의 많은 수정이 필요하지만, 마찰력을 직접 측정하므로 간접적으로 추정하는 순간 도시마력법에 비해 정확한 결과를 얻을수 있다는 잇점이 있다. 이러한 부동 라이너법에 있어서 측정 결과의 정확성은 라이너에 작용하는 마찰력 이외의 힘들, 즉, 라이너 위에 작용하는 가스 압력, 피스톤 슬랩 및 충격에 의한 측력, 라이너가 지지된 실린더 블록의 진동에 의해 관성력을 어떻게 제거하느냐에 달려 있다.[2, 3, 11, 12]

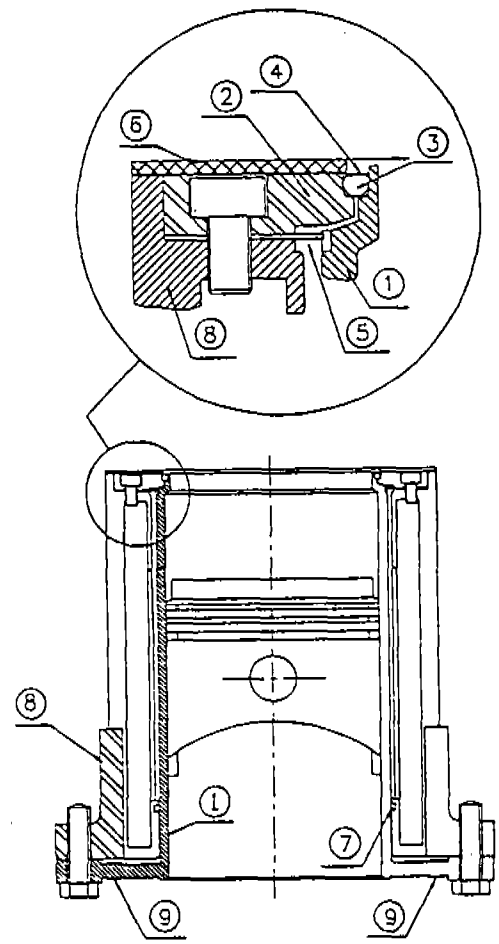
본 연구에서는 운전중 피스톤-링 결합체의 정확한 마찰력을 측정하기 위해 새로운 날개 형태의 양 팔을 가진 부동 라이너를 개발하였다. 개발된 라이너는 기존의 부동 라이너에 비해 단순구조로 이루어져 있어 설치공간의 제약이 적을 뿐만 아니라 라이너와 측정 센스부위를 일체형으로 하여 측정시 진동에 의한 체결부위노이즈를 없애준다. 특히 날개형태의 양팔 상하면에 스트레인 게이지 브릿지를 설치하여 마찰력을 감지하는 방법은 기존의 방법에 비해 피스톤의 측력 및 슬랩 충격력에 의한 시스템 노이즈를 극소화 시켜 주는 잇점을 갖고 있다. 이와함께 실린더 블록 진동 및 가스 압력에 의한 측정 결과의 왜곡은 마찰력과 동시에 측정된 실린더 압력 및 실린더 블록 가속도 신호를 사용하여 데이타 처리 과정에서 제거된다.

2. 마찰력 측정시스템의 개발

2.1 측정시스템의 구조

여러가지 형태의 장치를 구성하여 시스템의 정적, 동적 특성(stress, strain, sensitivity, linearity, natural frequency)을 전산 시뮬레이션 하여본 끝에 설치를 위한 공간상의 제약과 측정 결과의 해상도 문제를 동시에 해결할 수 있는 것으로 Fig.1과 같은 시스템을 고안하였다.

기존 시스템은 부동 라이너 지지 및 마찰력



1	Moveable bore
2	O-ring holder
3	O-ring (gas sealing)
4	Annular copper plate
5	Lateral stopper
6	Cylinder head gasket
7	O-ring (water sealing)
8	Engine block
9	Strain gages

Fig.1 Piston and ring assembly friction force measurement system

측정용 로드 셀(load cell)부착을 위한 원통형 슬리브(sleeve)로 구성 되어져 있다. 이경우 측정을 단기통 실험 엔진이 아니라 다기통 상용 엔진에서 수행할 때는 엔진 블록의 실린더와 실린더 사이의 얇은 벽 두께로 측정장치의 설치가 불가능해진다. 본 시스템에서는 이러한 엔진 블

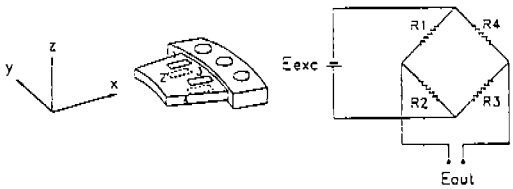


Fig.2 Installation of strain gages and Wheatstone bridge circuit by 4 gages

록의 설치공간 제약을 줄이기 위해 부동 라이너 지지용 원통 슬리브를 제거하고 라이너 아래쪽에 날개를 만들어 부동 라이너를 지지하도록 하였다(Fig.1). 특히, 날개가 라이너 지지와 함께 라이너에 작용하는 마찰력을 감지하는 기능을 동시에 수행하도록 함으로 기존의 측정 시스템의 방식처럼 로드 셀을 따로 부착할 필요가 없어 엔진 블록내 공간 확보가 용이해지며 아울러 장치의 구조가 매우 단순해 진다.

Fig.2는 라이너에 작용하는 마찰력을 감지하기 위해 날개위에 스트레인 게이지를 붙힌 모습이다. 날개 상하면에 각각 2개씩 스트레인 게이지를 이용하여 휘트스톤 브리지(wheatstone bridge)를 구성하면 최종적으로 변형에 의한 출력 신호는 아래와 같은(1) 식으로 주어진다.

$$E_{out}=\frac{KE_{exc}}{4}\quad(\varepsilon_1+\varepsilon_3-\varepsilon_2-\varepsilon_4)\qquad(1)$$

여기서 K : gage factor

ε_1, ε_2, ε_3, ε_4 : strain

E_{exc} : excitation voltage

E_{out} : output voltage

(1)식으로부터, 부착된 스트레인 게이지의 특성이 동일하며 부착 위치가 상하 좌우에 대해 대칭일 경우 온도보상을 위한 더미 게이지(dummy gage)없이 자체 온도 보상이 되며 아울러 x, y방향으로 작용하는 힘 또는 자체 보상이 되어지므로 단지 수직 방향으로 작용하는 힘(마찰력)만을 감지를 하게 된다. 그리고 피스톤의 측력(piston side thrust force)에 의한 라이너의 비틀림으로 발생하는 x, y, z 방향의 힘과 모우멘트는 양쪽 날개에 부착된 스트레인 게이지 브리지들(strain gage bridges)이 서로 반대되는 값으로 감지 하므로, 양쪽 날개에 부착된 스트레인 게이지 브릿지들로부터 구한 출력 신호를 서로 더한 최종적인 출력 신호에는 이러한 힘과 모우멘트로 인해 나타나는 힘은 서로 상쇄 되어진다. 이와 같이 라이너에 날개를 부착하여 상하방향으로 작용하는 마찰력을 감지하도록 할 경우, 가공의 어려움은 있겠지만 날개의 양 끝단을 볼트로 단단히 체결하므로 전체적으로 장치가 상당히 견고해지며, 반경방향으로 움직임을 잡아주는 측방향 지지대가 라이너의 아래쪽에는 필요하지 않으므로 기존의 측정 시스템에 비해 시스템 노이즈(system noise)가 줄어들게 된다는 잇점이 있다.

비록 라이너가 아래쪽 양끝단에서 단단히 고정되며, 운전중 수평방향으로의 변형과 비틀림으로 인한 측정값의 오차가 자체로 보상된다고 할지라도 자력 운전 상태에서 피스톤의 측력(piston side thrust force)은 3kN 이상으로,[13-14] 이는 마찰력에 비해 10배 이상의 큰값이다. 그러므로 장치의 견고성 등을 고려하여 라이너의 윗쪽에 환형 양단 고정 형 지지대를 설치하여 피스톤의 측력으로 인해 라이너가 비틀려지는 것을 막아주도록 하였다(Fig.1 참고).

라이너는 실린더 블록과 헤드로 부터 독립적으로 설치되어 있으므로 운전중 고온 고압의 연소가스를 밀봉하는 장치가 필요하다. 이를 위해 FIg.1의 상세도에 그려진 것과 같은 가스밀봉장치를 설치하였다. 이는 가스밀봉 기능과 함께 라이너에 대해 축방향으로 작용하는 실린더 압력을 제거해 주는 기능을 함께 갖는다. 즉 라이너 상면 돌출부위에 아래쪽 면과 위쪽면에 작용하는 축방향 압력이 서로 상쇄되므로 압력으로 인한 라이너의 축방향 변형은 없게 된다.[4] 부가적으로 라이너의 위쪽부분에 대한 냉각문제를 위해 O-링 지지대쪽으로 냉각수 통로를 설치하였다. 또한 연소 화염에 의해 O-링이 타는것을 방지하기 위해 라이너의 끝부분을 O-링 지지대 보다 0.5mm 높게하여 화염의 전파를 차단하도록 설계하였으며, 이에 더하여 얇은 환형 구리판으로 다시 O-링으로 덮어주도록 하였다.

2.2 측정시스템의 설계

측정 시스템에 있어서 측정 결과의 해상도 및 신뢰성에 가장 큰 영향을 미치는 설계 변수는 라이너 아래쪽에 위치한 양쪽날개의 치수이다. 날개 부분은 라이너에 작용하는 마찰력(최대 300 N 정도)을 상하방향에 각각 2개씩 부착한 스트레인 게이지로 감지하는 곳으로, 순간적으로 변하는 미세한 힘의 변화에도 양날개의 부착된 스트레인 게이지들은 아주 민감하게 반응해야 하며 또한 충분히 빠른 응답 특성을 가져야한다. 이러한 특성을 만족하는 날개를 설계하기 위해서는 먼저 날개의 치수(두께, 폭 길이)변화에 따른 측정 시스템의 정적, 동적 특성을 알아야 하며, 또한 이것을 만족하는 최종적인 날개의 치수가 실험 엔진에 설치 가능해야 한다. 날개의 길이, 폭, 두께는 측정시스템의 정적, 동적 특성에 직결된다. 폭과 두께를 커게 하면 강성(stiffness)이 커져 시스템의 동 특성(응답특성)이 좋아진다는 잇점이 있지만 정 특성(해상도) 측면에서는 오히려 불리해지는 상반된 결과를 줄으로, 이들 두가지 조건이 우리가 원하는 범위에 있도록 적절히 타협하여 날개의 두께와 폭을 결정하여야만 한다. 엔진에 설치할 때 나타나는 공간상의 제약을 피하는 치수 범위내에서 적절한 정적 및 동적 특성을 갖는 날개치수를 결정하기 위해 상용 전산 유한요소해석프로그램을 사용하였다.

Fig.3은 날개의 폭이 라이너의 중심에서 20°의 각을 가질때, 날개 두께의 변화에 따른 정적 및 동적 특성을 유한 요소 해석을 통해 구한 결과이다. 여기서 변형량(strain)은 100N의 힘이 마찰력으로 작용할 때 날개쪽에 붙일 스트레인 게이지의 위치에서 변형량이며, 고유진동수는 주어진 시스템이 상하방향으로 움직인다고 제한했을때 가지게 되는 기초 주파수(fundamental frequency)이다. 그림을 살펴보면 정적 특성을 대표하는 변형량과 동적 특성을 나타내는 고유진동수가 두께의 변화에 따라 서로 상반된 경향을 가진다는 것을 알수 있다. 일반적으로 마찰력 측정 시스템의 고유 진동수는 700~1100Hz 정도면 적당한 것으로 알려져있다.[2, 10] 이러한 범위에 포함되는 것으로 4~6mm의 치수가 있지만

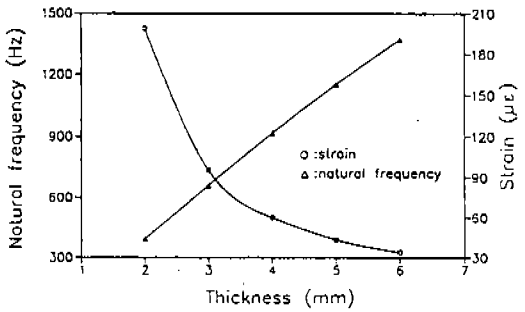


Fig.3 Relationship among strain, natural frequency and thickness of wing in moveable bore

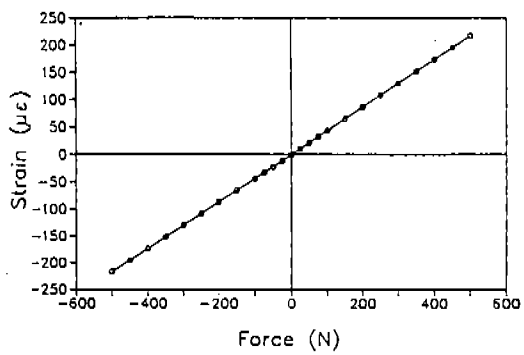


Fig.4 Relationship between strain of wing in moveable bore and force acting on moveable bore

설치공간의 간섭문제를 고려하여 5mm로 결정하였다. 이 경우 변형량은 43.4με으로, 스트레인 증폭기의 게인(gain)을 3000으로하고 휘트스톤 브리지(wheatston bridge)의 기전력(excitation voltage)을 7볼트(volt), 게이지 팩트(gage factor)를 2로 가정했을 때 최종적인 출력 전압은 식(1)로부터 456mV/100N이다.[15] 이러한 정도의 민감도는 12bit AD convert를 사용하여 디지탈로 데이타를 받을 경우 0.5N의 해상도를 갖게 되므로 충분한 값으로 받아 들여진다.

Fig.4는 날개의 폭이 원통의 중심에서 20°의 각도를 가지며 두께가 5mm인 측정시스템의 위쪽에서 압축과 인장력을 가할때 스트레인 게이지 부착 위치의 변형량을 유한 요소 해석으로 구한 결과로, 고안된 시스템은 상하방향으로 작용하는 힘에 대해 완전히 선형적으로 거동한다는 것을

보여주고 있다.

이러한 해석 결과들을 바탕으로 측정 장치를 설계 제작하였으며, 이와 함께 엔진 블록의 4번 실린더를 가공하여 제작된 장치를 설치하였다.

2.3 측정시스템의 캘리브레이션

마찰력 측정에 앞서 측정에 사용할 모든 장비를 실제 실험 조건과 동일한 상태로 구성한 다음, 제작된 시스템의 입력(마찰력)에 대한 출력(voltage)의 정, 동적특성을 실험에 의해 구하였다.

Fig.5는 정적 특성, 즉 라이너에 이미 알고 있는 특정의 힘을 작용시켰을때 날개에 부착된 스트레인 게이지의 출력 전압을 측정한 값이다. 이때 스트레인 게이지 브릿지의 기전력(excitation voltage)은 7볼트로 주며 스트레인 증폭기(M-M, 2100 Signal Conditioning Amplifier)의 게인은 3000으로 하였다.[15] 결과를 보면 10Kg의 힘이 작용할때 측정 시스템은 약 0.5볼트의 출력 전압을 주며 이는 설계값과 유사한 값으로 제작된 측정 시스템은 충분히 좋은 해상력을 가졌다는 것을 확인시켜 준다. 그리고 제작된 시스템은 좋은 선형성을 가지고 있다는 것을 보여준다.

Fig.6은 제작된 측정 시스템의 동적 특성을 파악하기 위한 충격 실험의 결과이다. Fig.6 V, H는 각각 라이너에 대해 수직과 수평 방향으로 충격력을 가하였을 경우 한쪽날개에 부착된 스트레인 게이지 브리지의 출력 동특성을 보여주는 것으로(a), (b)는 측정 시스템의 주파수 응답 함수의 크기, 위상을, (c)는 각각 5번 반복실험한 결과의 기여도(coherence)를 보여주는 그림이다. 이로 부터 제작된 측정 시스템의 경우 수직방향 모드에 대해서는 884Hz의 공진주파수를 갖는다는 것을 알수 있다. 이러한 결과는 설계과정에서 유한 요소 해석을 통해 구한 고유 진동수(1152 Hz)보다 다소 작은 값을 가지지만, 일반적으로 받아들여지고 있는 마찰력 측정 시스템의 공진 주파수 700~1100Hz와 비교했을 때 충분히 타당하다고 생각된다. 그리고 수평방향 모드에 대한 534Hz의 공진 주파수는 실제 측정에서 결과를 왜곡시키는 역할을 하지는 못한다. 왜냐하면 수평방향의 변형에 의한 출력은 양쪽날개에 달린

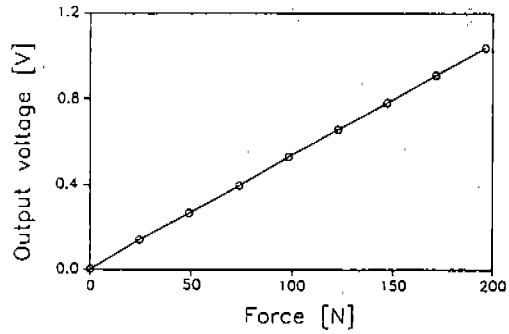


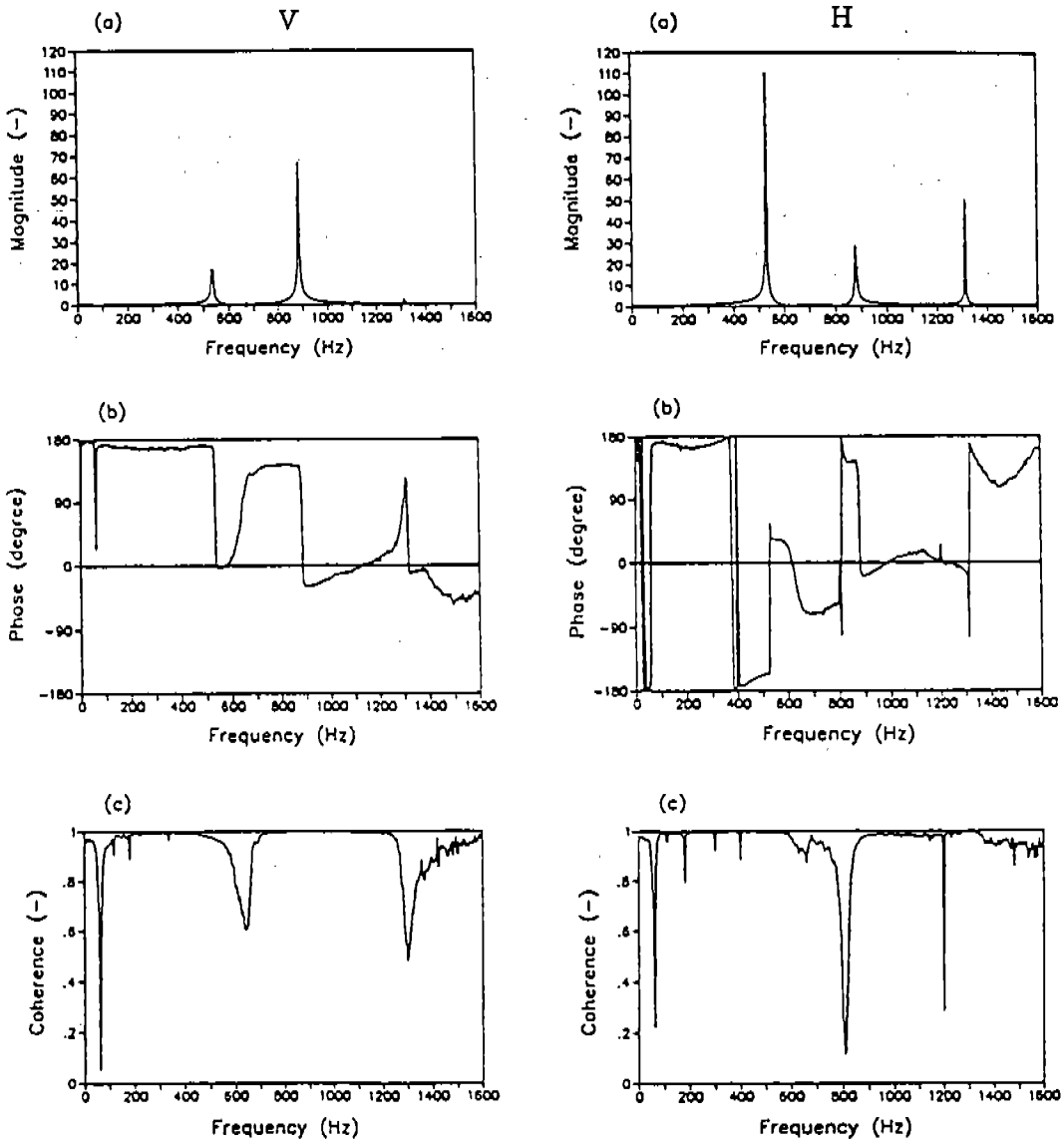
Fig.5 Calibration curve between normal force applied to moveable bore and output voltage of strain gage bridges

스트레인 게이지 브리지가 서로 상쇄 시켜주는 역할을 하므로 최종적인 결과에 아무런 영향을 미치지 못하며, 더욱이 라이너의 경우 이러한 수평방향으로의 운동은 측방향 지지대에 의해 구속되어지기 때문이다.

이상이 실험 결과를 토대로 실제 엔진 실험에서는 측정 시스템의 동 특성에 의한 측정 신호의 왜곡을 피하기 위해 실험시 저역 통과 필터(low-pass filter)를 사용하여 측정 데이타의 700Hz 이상의 성분은 걸러 주었다.

3. 데이타 획득 및 처리

Fig.7은 데이타 획득을 위한 장치들의 전체적인 개략도이다. 실험 데이타의 획득과정은 아래와 같다. 운전중 피스톤-링이 갖는 마찰력은 부동 라이너의 양쪽 날개에 부착된 스트레인 게이지 브릿지로 부터 측정되어진다. 이때 측정 되어지는 신호는 아주 미세한 값으로 스트레인 증폭기(M-M, SCA 2210)에 의해 3000배 증폭된 후 저역통과 필터(low-pass filter), (WAVETEK, model 852)를 통해 최종적으로 IBM-PC에 내장된 데이타 획득 보드에 의해 실시간(real time)으로 컴퓨터에 저장 되어진다. 이와 동시에 측정 데이타의 실험 조건을 알려주는 실린더내의 압력은 엔진 헤드에 직접 구멍을 뚫어 설치한 수냉식 압전형 압력 센서(Kistler, model 6061)를 사용하여 받았으며, 엔진 콘트롤을 위한 냉각수 온도와 기름받이통



V : vertical impacting test
H : horizontal impacting test
(a) Magnitude of frequency response function
(b) Phase of frequency response function
(c) Coherence

Fig.6 Dynamic characteristics of moveable bore

속의 윤활유 온도 및 실험 조건을 규정하기 위한 라이너 벽면의 온도는 각각 냉각수 출구측과 기름받이통(oil sump)및 라이너 표면에 설치한 열전대를 사용하여 측정하였다. 운전시 엔진은 불균형 관성력(non-balanced inertia force)때문에 수직 방향으로 가속 운동을 하게 된다. 이러한 수직 방향 진동은 엔진 블록에 부착된 측정 시스템에 노이즈(noise)를 주게 된다.[11] 이 노이즈로 인해 발생하게 되는 측정 오차를 제거해 주기 위해 압전형 가속도계(Brüel & Kjær, model 4393)를 기름받이통쪽의 4번 실린더 중심과 일치하는 위치에 부착하여 엔진 블록의 가속도를 측정하

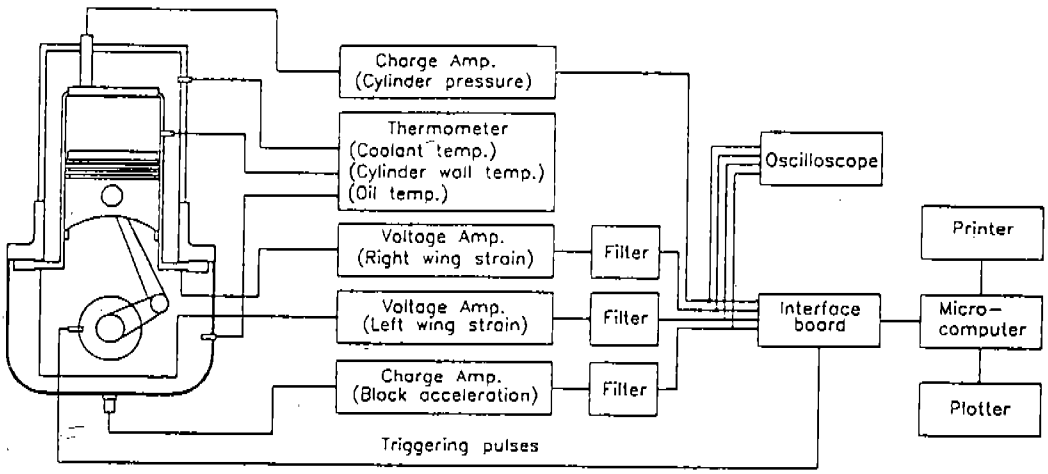


Fig.7 Overall data acquisition system including modified test angine and measuring equipment

였다.

마찰력 측정 시스템으로 부터 획득한 마찰력 측정값에는, 실제로 피스톤-링 결합체의 마찰력 성분 이외에 측정 과정에서 발생하게 되는 여러 가지 노이즈에 의한 오차의 성분이 포함되어져 있다. 그러므로 측정 값의 신뢰성 향상을 위해서는 이러한 측정 노이즈(noise)의 영향들을 제거해야 한다. 이러한 노이즈중 측정 결과에 두드러지게 영향을 주면서 명백하게 제거가 가능한 것으로 엔진의 진동에 기인하는 노이즈와, 측정 시스템의 가공 및 조립의 한계로 인해 가스 밀봉 장치의 실린더 압력 보상기능이 불완전하여 발생하게 되는 노이즈를 들수 있다.

먼저, 운전중 엔진의 진동으로 인해 발생하게 되는 측정 오차의 경우, 만약 엔진 블록의 완전하게 고정되어서 전혀 운동을 하지않는다면 이곳에 측정 시스템은 단지 피스톤-링 결합체의 마찰에만 대응하여 날개에 변형(strain)신호를 주게 될것이므로 측정시 이러한 오차는 발생하지 않을 것이다. 그러나 실제 운전중 엔진 블록은 불균형 관성력 때문에 진동을 하게 된다. 이때 이러한 진동현상은 엔진 블록에 부착된 부동 라이너에 관성력을 발생시키므로, 날개 부분에 부착된 스트레인 게이지는 마찰력과 함께 이 관성력에도 반응을 하게 된다.[11] 이와같이 엔진 진동에 의해 발생하게 되는 측정값의 오차는 엔진 블록의 가속도를 측정하여 부동 라이너가 받는 관성력을 구한후 이값을 측정된 마찰력 값에서 단지 빼주므로 제거가 가능하다.

운전중 실린더의 압력은 마찰력에 비해 매우 큰값을 가지므로 가스 밀봉 장치의 실린더 압력 보상기능의 조그만한 불완전은 측정 결과에 큰 오차를 유발 시킨다. 이러한 압력 보상 기능을 불완전함에 의해 발생하는 측정 오차를 제거 하기 위해 본 연구에서는 실험을 마친 직후 피스톤을 하사점에 위치시킨 다음 실린더내에 고압의 공기를 작용시키면서 작용 압력과 그때 측정 센서가 주는 출력 신호로 이를 평가하였다.

Fig.8은 실제 실린더 압력 증가에 따른 출력 신호의 값을 보여 주고 있다. 그림을 살펴 보면 출력 신호는 실린더 압력에 비례하여 미소하게 증가하는 경향을 갖는데, 이는 가스 밀봉 장치의 압력이 작용하는 위쪽면의 폭이 아래쪽면의 폭보다 0.055mm(면적으로는 15.7mm²)작을 경우 나타나게 되는 현상이다. 그러므로 가스 밀봉 장치 부분의 실린더 압력 보상기능 불완전 때문에 발생하는 오차는 실험시 측정한 실린더 압력 값을 사용하여 제거 할수 있다.

Fig.9는 실제 측정된 마찰력 데이타에서 위에서 언급한 측정 오차를 제거하여 최종적인 마찰력을 구하는 과정을 보여주는 그림이다. 압전형 센서를 사용한 측정값은 절대값을 알수 없기 때문에, 식

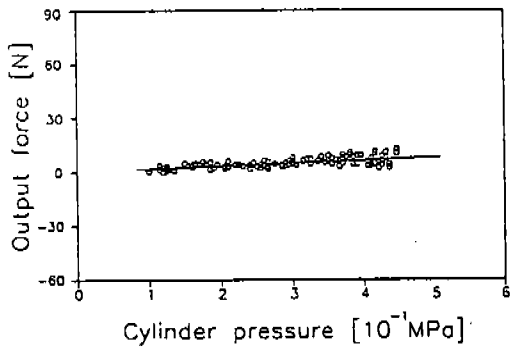


Fig.8 Calibration curve between cylinder pressure and output force of measured device

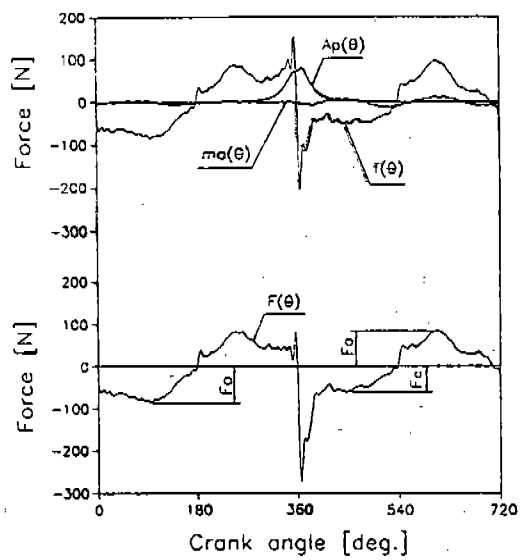


Fig.9 Measured friction force(f(θ)), cylinder pressure noise (Ap(θ)), inertia force noise (ma(θ)), and corrected friction force (F(θ)) Firing under no load, 1242 rpm, SAE 30 oil, surface temperature of cylinder wall(Tc)=70≈, estimated kinematic viscosity(υ)=30.3(cSt)

(2)로부터 구한 마찰력의 영점 설정은 흡입과 배기 중반 과정에서 최대 마찰력의 값(Fo)이 같아지는 것으로 하였다.[2-6, 10-12]

$$F(\theta)=f(\theta)-m\ a(\theta)-A\ p(\theta) \qquad (2)$$

여기서

θ : crank angle

F(θ) : corrected friction force

f(θ) : measured friction force with strain gage bridges

m : weight of moveable bore(1.68kg)

a(θ) : vertical acceleration of engine block

A : pressure correction area(15.7mm², determined by experiment)

p(θ) : cylinder gas pressure

4. 측정 결과 및 고찰

실험은 가능한 한 넓은 범위의 점도 변화를 얻고자 실험 윤활유를 SAE 10W, SAE 30, SAE 50 3종류로 하여 이를 바꾸어 가면서 수행하였다. 그리고 실험중 사용 윤활유 점도는 라이너의 중간위치에 설치한 열전대로 부터 측정한 실린더 라이나 표면의 평균 온도(Tc)를 사용하여 사용 윤활유의 점도·온도관계로부터 구하였다. 그리고 모든 데이타는 크랭크각 1°간격으로 받았으며 마찰력은 5 사이클을 평균한 결과이다. 본 실험에서 사용한 엔진의 제원은 아래와 같다.

Table 1 Test engine specifications

Engine type	4 cyl.IDI diesel engine
Maximum power	80kW/4200rpm
Displacement volum	2476cc
Bore and stroke	91.1mm×95mm
Compression ratio	21
Connecting rod length	158mm

Fig.10은 전부하 자력 운전(full load, firing operation) 상태로 실험 할때 엔진 블록이 축방향으로 진동함에 따라 엔진 블록에 부착된 라이너 받게 되는 관성력(ma(θ))을 나타낸 그림이다. 이러한 블록진동에 의해 발생하게되는 라이너의 관성력은 엔진 회전수가 변함에 따라 그 크기와 형태가 달라진다는 것을 알수 있다. 그러므로 측정시 이러한 영향을 고려하지 않을 경우, 전부하 자력 운전 실험시 발생하는 측정 오차는 매우 큰값이 될 것이다.

Fig.11은 전부하조건(firing, full load)에서 엔진 회전수와 윤활유 점도를 변화시켜 가면서 측정한 피스톤-링 결합체의 마찰력을 나타낸 그림이다. 그림을 살펴보면 행정의 중반에서는 마찰력이 피스톤 선속도와 윤활유 점도에 비례하여 증가하는 경향을 갖게 되는데, 이는 행정의 중반 경우 피스톤의 선속도가 큰값을 가지므로 링과 실린더 사이에 존재하는 윤활유에 충분한 압력이 발생하여 마찰력이 유체윤활 형태(hydrodynamic lubrication type)로 되기 때문이다. 그러므로 행정 중반 과정에서 피스톤-링 결합체의 마찰력은 유체윤활에 의해 지배된다는 것을 알수 있다.

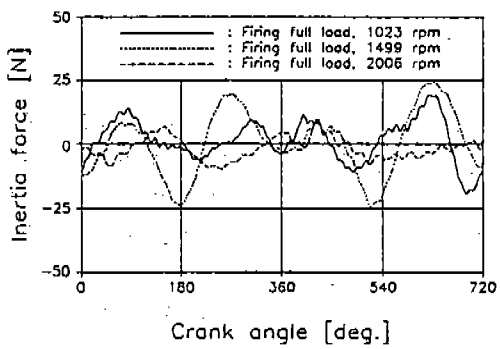


Fig.10 Crank angle versus inertia force of moveable bore caused by axial vibration of engine block. Zero level is determined by taking a mean between minimum and maximum value in a cycle

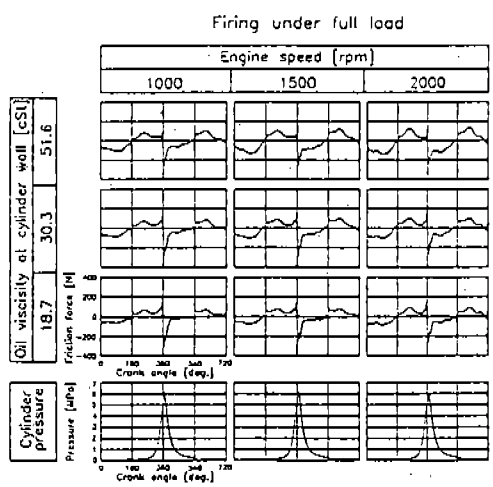


Fig.11 Effect of engine speed and oil viscosity on piston-ring assembly friction force under firing operations

그러나 피스톤의 운동방향이 바뀌는 상 · 하사점 근방에서는 피스톤의 선속도가 작은 값을 가짐에도 불구하고 오히려 마찰력이 갑작스럽게 상승하는 현상이 발생한다. 이러한 현상은 엔진 회전수와 윤활유의 점도가 감소하면 할수록 행정의 더 넓은 영역에서 나타나게 된다. 이는 피스톤이 상 · 하사점 근방으로 운동 함에 따라 피스톤의 선속도가 감소하여 링과 실린더 사이에 존재하는 윤활유가 충분히 압력을 발생시키지 못하므로 링과 실린더벽이 국부적으로 접촉하기 때문에 나타나는 현상이다. 그러므로 상 · 하사점 근방에서는 마찰력이 혼합 윤활(mixed lubrication)특성을 갖는다는 것을 알수 있다. 이와같은 혼합 윤활특성은 실린더 압력이 최대가 되는 360 °근방에서 더욱 두드러지는데, 이는 높은 실린더 압력이 피스톤링을 실린더벽쪽으로 강하게 밀기 때문이다. 그러나 엔진 회전수와 윤활유의 점도가 증가하면 이러한 현상이 감소하는 경향을 보여준다. 이러한 현상은 엔진 회전수와 윤활유의 점도가 증가 함에 따라 피스톤 링의 스퀴즈 작용(squeeze action)이 증가하기 때문이다.[4, 16] 전체적인 마찰력의 크기는 엔진의 회전수와 윤활유의 점도가 커짐에 따라 증가하는 경향을 가지며 특히 윤활유의 점도에 매우 민감하게 반응한다. 그러므로 사용 윤활유의 측면에서 보았을 때 가능한한 작은 점도를 가지는 윤활유를 사용하는 것이 에너지 손실 감소를 위해 유리하다는 것을 알수 있다. 그러나 지나치게 낮은 점도의 윤활유를 사용하면 혼합 윤활 영역이 넓어져 마모의 증대와 함께 오히려 마찰손실도 증가하게 된다.

5. 결 론

본 연구에서는 기존의 부동 라이너 시스템에 비해 단순하여 설치 공간의 제약이 적을 뿐만 아니라 피스톤 측력(piston thrust force)및 슬랩 충격력(slap impulse force)에 의한 시스템 노이즈(system noise)문제를 극소화 시켜 주는 새로운

마찰력 측정 시스템을 개발하였다. 그리고 개발된 마찰력 측정시스템을 사용하여 엔진 속도, 윤활유 점도 변화에 따른 피스톤-링 결합체의 마찰력을 측정하였다. 이러한 일련의 연구 결과를 정리하면 아래와 같다.

1) 884Hz의 기초공진 주파수를 가지며 약 0.5 N의 해상도를 갖고서 운전중 피스톤-링결합체의 마찰력을 측정할수 있는 새로운 마찰력 측정 시스템을 개발하였다.
2) 개발된 마찰력 측정 시스템은 기존의 부동 라이너장치에 비해 단순구조로 설계되어 설치 공간의 제약이 적으므로 실제 생산되는 상용 엔진에 쉽게 적용이 가능하다. 특히, 날개 형태로 설계된 마찰력 감지 부분은 라이너가 피스톤 측력 및 슬랩 충격력에 의해 비틀리는 것을 잡아주는 기능을 동시에 수행하므로 따로 복잡한 측방향 지지대를 필요로 하지 않는다. 그러므로 설치공간의 제약이 줄어들 뿐만 아니라 측정시 측방향 지지대에 의해 발생하는 시스템 노이즈 문제를 극소화 시킬수 있다.
3) 측정 결과의 나은 신뢰성향상을 위해, 실린더 압력과 엔진 블록의 진동에 의한 시스템 노이즈를 실험을 통해 규명하여 이를 데이타 처리과정에서 제거해 주었다.
4) 엔진 실험을 통해 측정한 피스톤-링 결합체의 마찰력 데이타로 부터 아래와 같은 결과를 얻었다.
   (i) 상·하사점 근방에서의 마찰형태는 혼합윤활이며 윤활유의 점도와 엔진 회전수가 감소 할수록 혼합윤활 형태는 넓은 영역에 까지 나타난다.
   (ii) 행정의 중반에서는 엔진의 회전수와 윤활유의 점도에 상관 없이 유체윤활이 지배한다.

참 고 문 헌

1. Lawrence, J.B., "Effect of Cylinder Distortions and Piston Ring Design on Oil Consumption and Friction Losses in Automobile Engines.", U.S Department of Energy Report No. De89-006110, 1988
2. Furuhama, S. and Takiguchi, M., "Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine.", SAE Trans., Vol. 88, 790855, pp.2896-2914, 1979
3. Furuhama, S. and Sasaki, S., "New Device for the Measurement of Piston Frictional Forces in Small Engines.", SAE Trans., Vol.92, 831284, pp.781-792, 1983
4. Takiguchi, M., Machida, K. and Furuhama, S., "Piston Friction Force of a Small High Speed Gasoline Engine.", ASME Trans., Vol. 110, pp. 112-118, JAN 1988
5. Takiguchi, M., Kikuchi, H. and Furuhama, S., "Influence of Clearance Between Piston and Cylinder on Piston Friction.", SAE Trans., Vol. 97, 881621, pp.737-745, 1988
6. Hoshi, M., Baba, Y., and Furuhama, S., "A Study of Piston Friction Force in an Internal Combustion Engine." STLE Vol.32, pp.453-460, 1989
7. Uras, H.M. and Patterson, D.J., "Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method.", SAE Paper 830416, 1983
8. Ku, Y.G. and Patterson, D.J., "Piston and Ring Friction by the Fixed Sleeve Method.", SAE Paper 880571, 1988
9. Yun, J.E. and Kim, S.S., "An Improved Approach to the Instanteneous IMEP Method for Piston-Ring Assembly Friction Force Measurement.", JSME International Journal, Vol.35, No. 2, pp.310-318, MAY 1992
10. Gauthier, A., Constans, B., Perrin, H., and Roux, F., "Lubricants Effects on Piston/Rings/Liner friction in an Instrumented Single Cylinder Diesel Engine.", SAE Trans., Vol.96, 872034, pp.240-256, 1987
11. Fuega, L., and Bury, C., "Piston and Ring Mechanical Losses, VECON'84.", pp.173-179, 1984

12. Wakuri, Y., Soejima, M., Kitahara, T., Nunotani, M., and Ootsubo, M., "Studies on the Characteristics of Piston Ring Friction.", JSAE Review, Vol. 13, No.2, pp.48-53, APR 1992
13. Ting, L.L., "Piston Ring Lubrication and Clinder Bore Wear Analyses, Part I -Theory.", J. Lub. Tech., pp.305-314, JUL 1974
14. Ting, L.L., "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analyses, Part II-Theory Verification.", J.Lub. Tech., pp.258-266, APR 1974
15. Measurements Group Tech Note, "Optimizing Strain gage Excitation Levels.", TN-502
16. Dow, T.A., Schiele, C.A., and Stockwell, R.D., "Technique for Experiment al Evaluation of Piston Ring-Cylinder Film Thickness.", Journal of Lubrication Technology, Vol.105, pp.353-360, JUL 1983