

〈論 文〉

운전조건변화에 따른 피스톤-링 결합체 마찰특성

윤정의* · 김승수**

(1993년 12월 20일 접수)

Friction Characteristics of the Piston-Ring Assembly Varying Engine Operation Conditions

J. E. Yun and S. S. Kim

Key Words : Piston-Ring Assembly(피스톤-링 결합체), Friction Force(마찰력), Friction Mean Effective Pressure(마찰평균 유효압력), Hydrodynamic Lubrication(유체윤활), Mixed Lubrication(혼합윤활)

Abstract

It is important to understand the friction characteristics between piston-ring assembly and cylinder wall for the friction loss reduction as well as the solution of problem such as scuffing wear and oil consumption. A new system was developed for the piston-ring assembly friction force measurement. This system was applied to the friction force measurement to find its functional relationship with variables such as engine speed, oil viscosity, and engine load. The friction mean effective pressure(fmep) was found to have a linear relationship with $(\nu U)^{0.42}$ under motoring and with $(\nu U)^{0.45}$ under firing operations, where ν is the kinematic oil viscosity and U is mean piston speed.

1. 서 론

내연기관의 피스톤-링 결합체 마찰력특성 이해는 마찰력 감소측면 뿐만 아니라 마멸, 오일소모 등 엔진의 내구성 향상측면에서 매우 중요하다. 오래 전 부터 많은 연구자들이 실제 운전중 피스톤-링 팩의 마찰력을 측정할 수 있는 측정장치 개발을 위해 노력해 왔으며, 개발된 측정장치를 사용하여 피스톤-링 팩의 마찰특성 중 상당 부분을 밝혀 내었다. 그러나 운전중 높은 실린더 압력, 엔진의 심한 진동, 피스톤의 축력 및 슬랩운동에 의한 충격력 등으로 인해 발생하는 측정노이즈는 측정결과와 정

량적 분석을 매우 어렵게 한다.^(1,11)

지금까지 발표된 마찰력 측정장치중 가장 폭넓게 응용되고 있는 것은 Furuhamaga 발표한 부동라이너법(floating linear method)이다. 이 방법은 피스톤-링 결합체의 마찰력에 대응하여 움직이도록 고안된 라이너를 실린더블록에 설치하여 라이너에 작용하는 마찰력을 압전형 센서로부터 측정하는 방법이다. 이러한 부동라이너법에 있어서 측정결과와 정확성은 라이너에 작용하는 마찰력 이외의 힘들 즉, 라이너위에 작용하는 가스압력, 피스톤슬랩 및 충격에 의한 축력, 라이너가 지지된 실린더블록의 진동에 의한 관성력을 어떻게 제거하느냐에 달려 있다.^(1,2,10,11)

본 연구에서는 운전중 피스톤-링 결합체의 정확한 마찰력특성 규명을 위해 새로운 날개형태의 양

*정회원, 한국과학기술원

**정회원, 한국과학기술원 기계공학과

팔을 가진 부동라이너를 개발하였다. 기존 시스템은 부동라이너 지지 및 마찰력 측정용 로드셀(load cell) 부착을 위한 원통형 슬리브(sleeve)로 구성되어 있다.^(1,2,10,11) 이 경우 측정을 단기통 실험엔진이 아니라 다기통 상용엔진에서 수행할 때는 엔진블록의 실린더와 실린더 사이의 얇은 벽 두께로 측정장치의 설치가 불가능해진다. 본 시스템에서는 이러한 엔진블록의 설치공간 제약을 줄이기 위해 부동라이너 지지용 원통 슬리브를 제거하고 라이너 아래쪽에 날개를 만들어 부동라이너를 지지하도록 하였다. 특히, 날개가 라이너 지지와 함께 라이너에 작용하는 마찰력을 감지하는 기능을 동시에 수행하도록 함으로 기존 측정시스템의 방식처럼 로드셀을 따로 부착할 필요가 없어 엔진블록내 공간확보가 용이해지며 아울러 장치의 구조가 매우 단순해진다. 특히 날개형태의 양팔 상하면에 스트레인게이지 브릿지를 설치하여 마찰력을 감지하는 방법은 기존의 방법에 비해 피스톤의 축력 및 슬랩 충격력에 의한 시스템노이즈를 극소화시켜 주는 잇점을 갖고 있다. 이와 함께 실린더블록 진동 및 가스압력에 의한 측정결과의 왜곡은 마찰력과 동시에 측정된 실린더압력 및 실린더블록 가속도신호를 사용하여 데이터처리 과정에서 제거된다.

최종적으로 개발된 마찰력 측정시스템을 직접 상용엔진에 적용하여 부하, 회전수, 사용 윤활유의 점도 등 운전조건변화에 따른 피스톤-링 패의 마찰력특성을 정량적으로 규명하였다.

2. 마찰력 측정장치의 구조

Fig. 1은 개발된 마찰력 측정장치의 전체적인 구조를 나타낸다. 이 장치는 Fig. 2와 같이 라이너 아래쪽에 붙어있는 두개의 날개 상하면에 각각 2개씩 부착된 스트레인게이지를 이용하여 마찰력을 측정하도록 고안되어져 있다. 날개에 부착된 스트레인게이지로 휘트스톤브리지(wheatstone bridge)를 구성하면 최종적으로 변형에 의한 출력신호는 아래와 같은 식(1)로 주어진다.

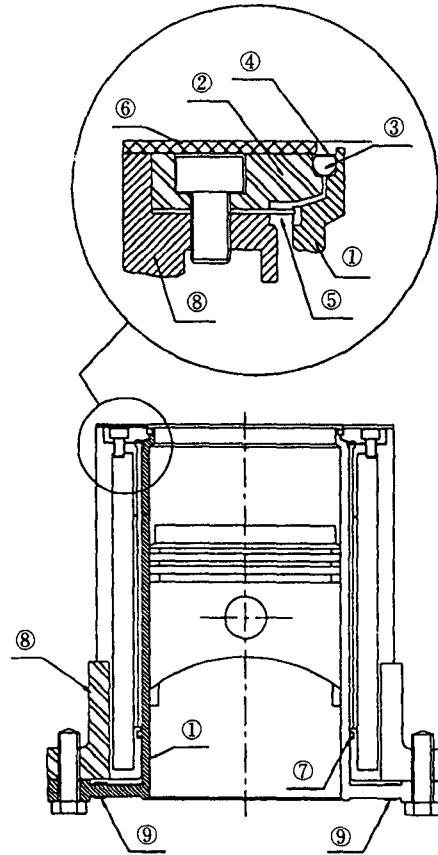
$$E_{out} = \frac{KE_{exc}}{4} (\epsilon_1 + \epsilon_3 - \epsilon_2 - \epsilon_4) \quad (1)$$

여기서, K : 게이지팩터

$\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3, \epsilon_4$: 스트레인

E_{exc} : 입력전압

E_{out} : 출력전압



- 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 Measurement device of piston-ring assembly friction force

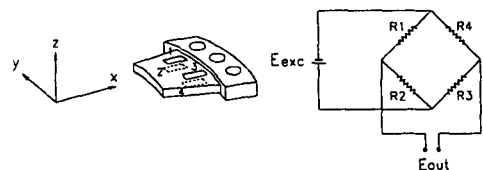


Fig. 2 Installation of strain gages and Wheatstone bridge circuit by 4 gages

식(1)으로부터, 온도보상 및 x, y 방향으로 작용하는 힘은 자체보상이 되므로 단지 수직방향으로 작용하는 힘(마찰력)만을 감지를 하게 된다. 그리고 피스톤의 축력(piston side thrust force)에 의한 x, y, z 방향의 힘과 모멘트는 양쪽 날개에 부

착된 스트레인게이지 브리지들(strain gage bridge)이 서로 반대되는 값으로 감지하므로, 양쪽 날개에 부착된 스트레인게이지 브릿지들로부터 구한 출력신호를 서로 더한 최종 출력신호에는 이들 힘과 모멘트는 서로 상쇄되어진다. 특히 라이너에 날개를 부착하여 상하방향으로 작용하는 마찰력을 감지하도록 할 경우, 가공의 어려움은 있겠지만 날개의 양끝단을 볼트로 단단히 체결하므로 전체적으로 장치가 상당히 견고해지며, 반경방향으로 움직임을 잡아주는 축방향 지지대가 라이너의 아래쪽에는 필요하지 않으므로 기존의 측정시스템에 비해 시스템노이즈(system noise)가 줄어들게 된다는 인점이 있다.

Fig. 1의 상세도에 그려진 것은 가스밀봉 장치로 이는 가스밀봉 기능과 함께 라이너에 대해 축방향으로 작용하는 실린더압력을 제거해 주는 기능을 함께 갖는다. 즉, 라이너 상면 돌출부위의 아래쪽면과 위쪽면에 작용하는 축방향 압력이 서로 상쇄되므로 압력으로 인한 라이너의 축방향 변형은 없게 된다.⁽³⁾

측정시스템의 상세치수는 장치의 정, 동특성을 상용 전산해석프로그램(SAP)을 사용하여 분석한 후 이를 바탕으로 결정하였으며, 마찰력측정에 앞서 측정에서 사용할 모든 장비를 실제 실험조건과 동일한 상태로 구성한 다음, 제작된 시스템의 입력(마찰력)에 대한 출력(voltage)의 정, 동적특성을 실험에 의해 구하였다.

Fig. 3은 정적특성, 즉 라이너에 이미 알고 있는 특성의 힘을 작용시켰을 때 날개에 부착된 스트레인게이지의 출력전압을 측정된 값으로 제작된 시스템은 좋은 선형성을 가지고 있다는 것을 보여준다.

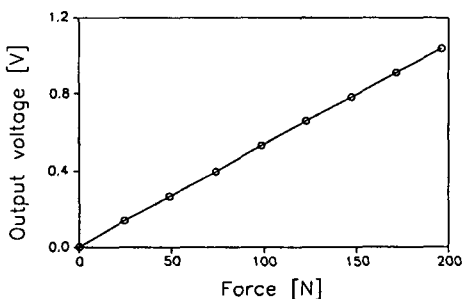


Fig. 3 Calibration curve between normal force applied to moveable bore and output voltage of strain gage bridges

제작된 측정시스템의 동특성은 충격시험(Hewlett Packard, SDA 5324 A)결과 884 Hz의 기초 공진주파수를 가졌으며 실험결과를 토대로 실제 엔진실험에서는 측정시스템의 동특성에 의한 측정신호의 왜곡을 피하기 위해 실험시 저역 통과필터(loss-pass filter)를 사용하여 측정데이터의 700 Hz이상의 성분은 걸러주었다.

3. 데이터 획득 및 처리

마찰력 측정시스템으로부터 획득한 마찰력 측정값에는, 실제로 피스톤-링 결합체의 마찰력 성분 이외에 측정과정에서 발생하게 되는 여러가지 노이즈에 의한 오차의 성분이 포함되어져 있다. 그러므로 측정값의 신뢰성 향상을 위해서는 이러한 측정노이즈(noise)의 영향들을 제거해야 한다.

실제 운전중 엔진블록은 불균형 관성력(non-balanced inertia force)때문에 진동을 하게 된다. 이때 이러한 진동현상은 엔진 블록에 부착된 부동라이너에 관성력을 발생시키므로, 날개부분에 부착된 스트레인게이지는 마찰력과 함께 이 관성력에도 반응을 하게 된다.⁽¹⁰⁾ 이와 같이 엔진진동에 의해 발생하게 되는 측정값의 오차는 엔진블록의 가속도를 측정하여 부동라이너가 받는 관성력을 구한 후 이 값을 측정된 마찰력 값에서 단지 빼주므로 제거가 가능하다.

운전중 실린더의 압력은 마찰력에 비해 매우 큰 값을 가지므로 가스밀봉 장치의 실린더 압력보상기능의 조그만한 불완전은 측정결과에 큰 오차를 유발시킨다. 이러한 압력 보상기능의 불완전함에 의해 발생하는 측정오차를 제거하기 위해 본 연구에서는 실험을 마친 직후 피스톤을 하사점에 위치시킨 다음 실린더내에 고압의 공기를 작용시키면서 작용압력과 그때 측정센서가 주는 출력신호로 이를 평가하였다.

Fig. 4는 실제 실린더압력 증가에 따른 출력신호의 값을 보여주고 있다. 그림을 살펴보면 출력신호는 실린더압력에 비례하여 미소하게 증가하는 경향을 갖는데, 이는 가스밀봉 장치의 압력이 작용하는 위쪽면의 폭이 아래쪽면의 폭보다 0.055 mm(면적으로는 15.7 mm²) 작을 경우 나타나게 되는 현상이다. 그러므로 가스밀봉 장치부분의 실린더압력 보상기능 불완전때문에 발생하는 오차는 실험시 측정된 실린더압력 값을 사용하여 제거할 수 있다.

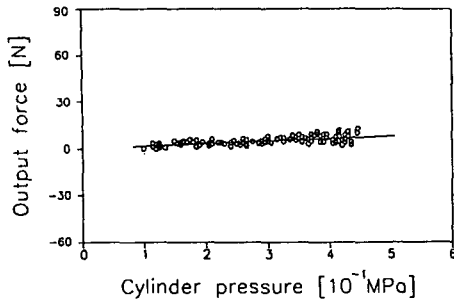


Fig. 4 Calibration curve between cylinder pressure and output force of measured device

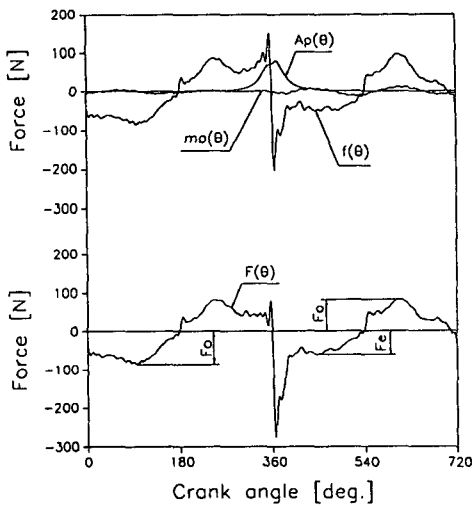


Fig. 5 Measured friction force $[f(\theta)]$, cylinder pressure noise $[Ap(\theta)]$, inertia force noise $[ma(\theta)]$, and corrected friction force $[F(\theta)]$. Firing under no load, 1242 rpm, SAE 30 oil, surface temperature of cylinder wall $(T_c)=70^\circ\text{C}$, and estimated kinematic viscosity $(\nu)=30.3[\text{cSt}]$

Fig. 5는 실제 측정된 마찰력 데이터에서 위에서 언급한 측정오차를 제거하여 최종적인 마찰력을 구하는 과정을 보여주는 그림이다. 압전형 센서를 사용한 측정값은 절대값을 알 수 없기 때문에, 식(2)로부터 구한 마찰력의 영점 설정은 흡입과 배기중반 과정에서 최대 마찰력의 값(F_0)이 같아지는 것으로 하였다.^(1-5,9-11) 그림에서 F_e 는 폭발 행정중반 영역에서 최대 마찰력을 나타낸다.

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

여기서, θ : 크랭크 각

$F(\theta)$: 수정된 마찰력

$f(\theta)$: 측정된 마찰력

m : 측정실린더 무게(1.68 kg)

$a(\theta)$: 엔진블럭 수직방향 가속도

A : 압력보상 면적(15.7 mm², 실험을 통한 결정)

$p(\theta)$: 실린더 가스 압력

4. 측정결과 및 고찰

실제로 운전중 엔진의 피스톤-링 결합체가 가지는 마찰력의 특성에 직접적으로 영향을 주는 실험 변수는 엔진의 부하(실린더압력), 사용 윤활유의 종류 및 사용온도(윤활유의 점도), 그리고 엔진의 운전속도(피스톤속도)이다. 따라서 본 연구에서는 이들 3개의 변수를 실험변수로 하여, 엔진의 실제 운전중 이들이 피스톤-링 결합체의 마찰력특성에 미치는 영향을 규명하고자 하였다.

먼저 실험변수중 실린더압력의 영향파악을 위해 타력 운전상태(motoring operation)와 자력 운전상태(firing operation)에서 실험을 수행하였다. 타력 운전상태의 경우, 실린더내의 압력을 단지 피스톤의 압축운동에 의해 얻게되는 경우와, 실린더 헤드를 제거하여 실린더내 압력을 대기압으로 유지한 경우로 나누어 실험을 하였다. 그리고 자력 운전상태의 경우는 전부하(full load)와 무부하(no load)로 나누어 실험을 하였다.

사용 윤활유의 점도가 마찰력특성에 미치는 영향을 규명하기 위한 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 라이너표면에 설치한 열전대로부터 측정된 평균 온

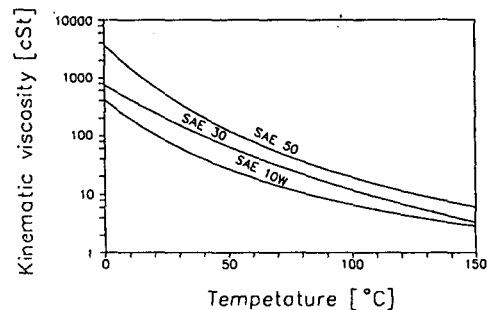


Fig. 6 Kinematic viscosity of engine oils as function of temperature

도(T_c)를 사용하여 사용 윤활유의 점도-온도 관계식에 의해 구하였다. 본 실험에 사용한 윤활유의 점도-온도 관계는 사용 윤활유(APICE/SG)의 제작회사인 호남정유주식회사로부터 제공받은 측정데이터

이터와 실험실에서 모세관 형태의 점도계를 사용하여 직접 측정한 데이터를 사용하여 아래 (3)의 Vogel 식으로부터 구하였다. Fig. 6은 이상의 방법으로 구한 윤활유의 점도-온도 상관관계를 그린 그림이다.

$$\nu = ae^{\frac{b}{Tc+c}} \tag{3}$$

여기서, a, b, c : 상수

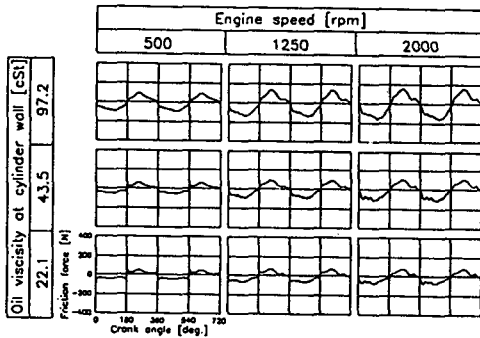
ν : 동점도

Tc : 온도

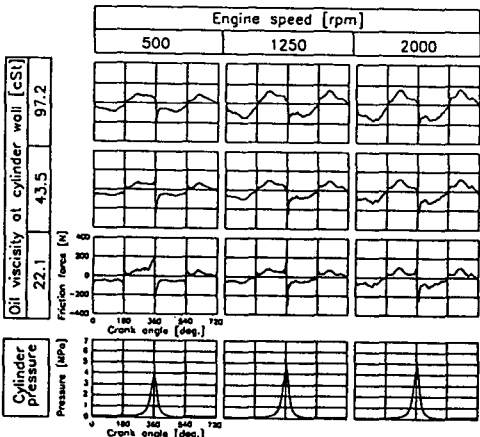
모든 데이터는 크랭크각 1°간격으로 받았으며 마찰력은 5사이클을 평균한 결과이다. 본 실험에서

Table 1 Test engine specifications

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

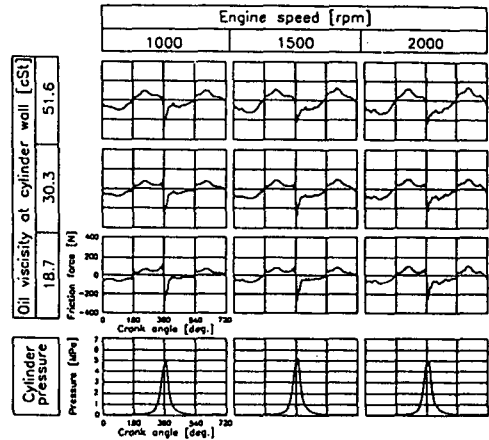


(a) Motoring without compression

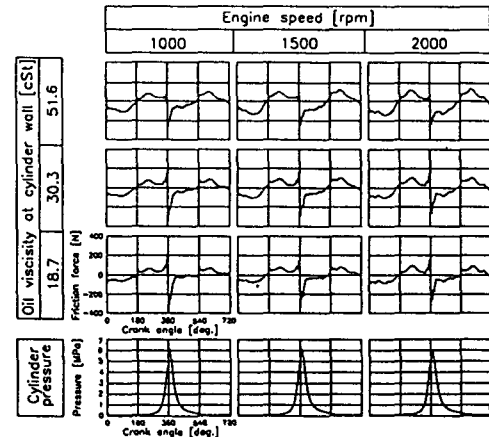


(b) Motoring with compression

Fig. 7 Effect of engine speed and oil viscosity on piston-ring assembly friction force under motoring operations



(a) Firing under no load



(b) Firing under full load

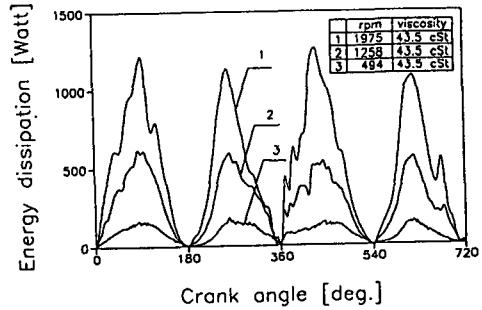
Fig. 8 Effect of engine speed and oil viscosity on piston-ring assembly friction force under firing operations

사용한 엔진의 제원은 아래 Table 1과 같다.

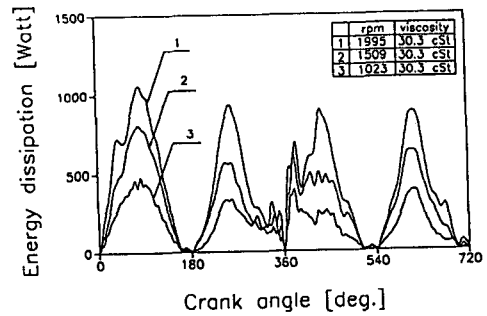
Fig. 7과 Fig. 8은 각각 타력 및 자력운전조건에서 엔진회전수와 윤활유 점도를 변화시켜 가면서 측정된 피스톤-링 결합체의 마찰력을 나타낸 그림이다. 그림을 살펴보면 운전조건에 상관없이 행정의 중반에서는 마찰력이 피스톤 선속도와 윤활유 점도에 비례하여 증가하는 경향을 갖게 되는데, 이는 행정의 중반 경우 피스톤의 선속도가 큰 값을 가지므로 링과 실린더 사이에 존재하는 윤활유에 충분한 압력이 발생하여 마찰력이 유체윤활형태(hydrodynamic lubrication type)로 되기 때문이다. 그러므로 행정중반 과정에서 피스톤-링 결합체의 마찰력은 유체윤활에 의해 지배된다는 것을 알 수 있다.

그러나 피스톤의 운동방향이 바뀌는 상, 하사점 근방에서는 피스톤의 선속도가 작은 값을 가짐에도 불구하고 오히려 마찰력이 갑작스럽게 상승하는 현상이 발생한다. 이러한 현상은 엔진회전수와 윤활유의 점도가 감소하면 할수록 행정의 더 넓은 영역에서 나타나게 된다. 이는 피스톤이 상, 하사점 근방으로 운동함에 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 혼합윤활(mixed lubrication) 특성을 갖는다는 것을 알 수 있다. 이와같은 혼합윤활특성은 실린더압력이 최대가 되는 360°근방에서 더욱 두드러지는데, 이는 높은 실린더압력이 피스톤-링을 실린더벽쪽으로 강하게 밀어 링과 실린더벽 사이의 국부 접촉면적이 더 넓어지기 때문이다. 그러나 엔진회전수와 윤활유의 점도가 증가하면 이러한 현상이 감소하는 경향을 보여 준다. 이러한 현상은 엔진회전수와 윤활유의 점도가 증가함에 따라 피스톤-링의 스퀴즈작용(squeeze action)이 증가하기 때문이다.^(3,12)

타력실험에서 실린더헤드를 제거하여 실린더압력을 대기압 상태로 유지한채 측정한 결과[Fig. 7(a)]와 실린더헤드를 부착하여 가압상태에서 측정한 결과[Fig. 7(b)]를 비교해 보면 실린더 압력이 마찰력 특성에 미치는 영향을 명백하게 알 수 있다. 높은 실린더압력은 링을 실린더벽면으로 압착시켜 피스톤-링과 실린더벽 사이의 국부적 접촉면적이 넓어지게 만들므로, 이로 인해 마찰특성은 강한 혼합윤활특성이 된다. Fig. 8의 자력운전 경우를 보면 타

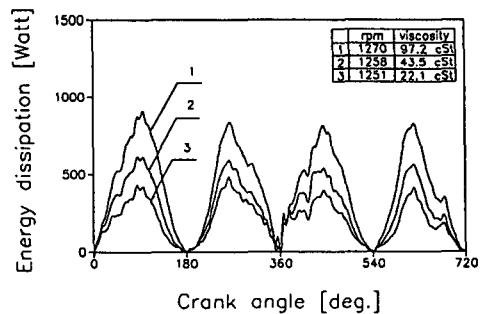


(a) Motoring with compression

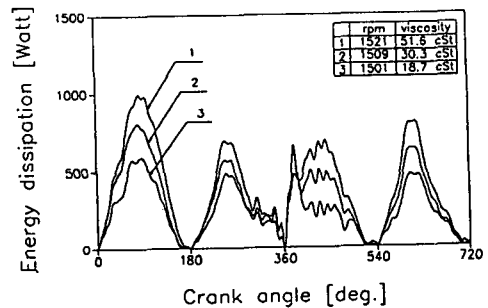


(b) Firing under full load

Fig. 9 Piston-ring assembly friction energy dissipation varying against engine speed



(a) Motoring with compression



(b) Firing under full load

Fig. 10 Piston-ring assembly friction energy dissipation varying against oil viscosity

력운전에 비해 상대적으로 더 높아진 압력으로 이러한 현상이 더욱 두드러지게 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 엔진의 속도변화에 따른 피스톤-링 결합체의 마찰 손실에너지를 나타내는 그림이다. 그림을 살펴보면 마찰력과 피스톤 선속도를 곱한값으로 정의되는 마찰 손실에너지는 엔진의 회전수에 비례하여 증가하는 형태가 된다. 이러한 현상은 엔진의 회전수가 증가함에 따라 피스톤 선속도와 마찰력 둘 다가 커지기 때문이다. [Fig. 7, Fig. 8 참고]

위에서 언급한 피스톤-링 결합체의 마찰 손실에너지는, 실제로 엔진의 효율과 직접적으로 관계를 갖는다. 그러므로 엔진의 효율향상을 위해서는 마찰 손실이 가장 크게 되는 행정의 중반 과정에서 마찰 손실을 최대한 줄이는 것이 필요하며, 이를 위해 낮은 점도의 윤활유를 사용 윤활유로 채택하는 것이 유리하다. 그러나 지나치게 낮은 점도의 윤활유 선택은 행정의 상하사점 근방에서 피스톤-링과 실린더벽이 서로 접촉하는 면적을 넓게 만들어 링과 실린더가 심한 마멸을 일으키므로 엔진의 내구성에 나쁜 영향을 미치게 된다.

Fig. 11은 폭발 행정중반(expansion midstroke)에서 최대 마찰력(F_e)과 흡입 행정중반(intake midstroke)에서 최대 마찰력(F_o)의 비(F_e/F_o)를 나타낸 그림이다. [Fig. 5 참고] 그림을 살펴보면 엔진회전수가 감소할수록 F_e/F_o 의 값이 작아지는 경향을 가지며, 자력 운전경우는 타력운전에 비해 이러한 경향이 더욱 두드러진다. 이러한 현상은 F_e 를 F_o 와 상대적으로 비교했을 때, 폭발 행정중 실린더압력 작용에 의한 F_e 의 상대적인 증가효과 보다는 피스톤-링과 실린더벽의 틈새사이로 흐르는 뜨거운 가스(blow-by)때문에 피스톤과 실린더 사이의 윤활유 점도가 떨어져 나타나는 F_e 의 상대적 감소효과가 크기 때문이라 생각된다.

Fig. 12는 피스톤-링 결합체의 마찰평균 유효압력(Friction Mean effective Pressure: f_{mep})과 흡·배기 행정중반의 최대 마찰력(F_o)의 관계를 나타낸 그림이다. 그림을 살펴보면 F_o 와 마찰평균 유효압력은 타력, 자력 운전조건 모두에서 좋은 선형관계를 갖는다. 그러므로 F_o 는 피스톤-링 결합체의 전체적 마찰력 손실을 표현하는 좋은 대표치가 될 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 13은 엔진회전수와 윤활유 점도변화에 따른

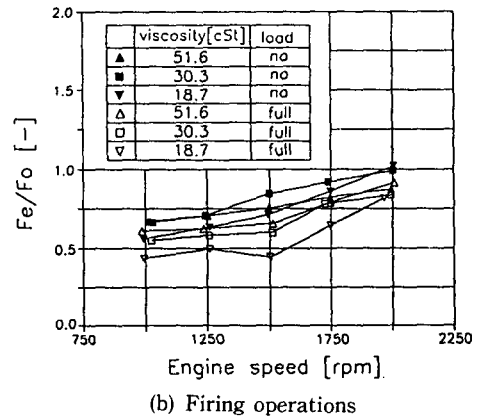
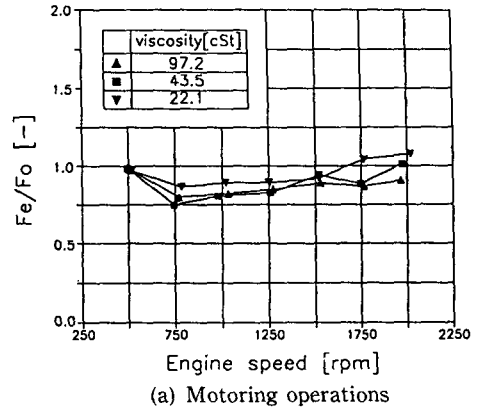
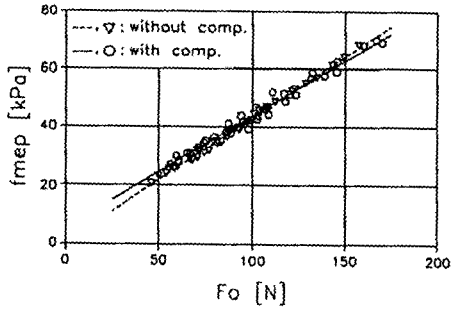
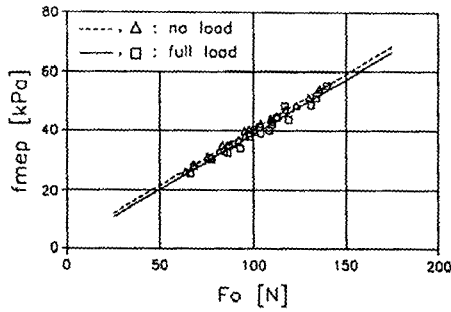


Fig. 11 Variation of F_o/F_e against engine speed, load and oil viscosity(See Fig. 5 to identify F_o and F_e)

피스톤-링 결합체의 마찰평균 유효압력을 나타낸 그림이다. Fig. 13(a)의 타력 운전조건경우를 살펴보면 실린더헤드를 부착하여 가압을 한 상태에서 실험한 마찰평균 유효압력은 실린더헤드를 제거하여 실린더에 작용하는 압력을 대기압으로 한 상태에서 실험한 것에 비해 큰 값을 가지는데, 이는 실린더압력의 영향으로 마찰력이 커지기 때문에 나타나는 현상이다. [Fig. 7 참고] 그리고 마찰평균 유효압력은 두 조건 모두에서 전반적으로 엔진속도와 윤활유의 점도에 비례하여 증가하는 유체윤활(hydrodynamic lubrication)의 경향을 갖는다. 그러나 윤활유의 점도를 22.1 cSt로 하여 가압 상태에서 실험하였을 경우, 500 rpm일 때가 750 rpm에 비해 마찰평균 유효압력이 오히려 증가하는 경향을 보여주는데, 이는 엔진회전수가 낮아짐에 따라 약화된 스퀴즈작용과 낮은 윤활유 점도인해 혼합윤활



(a) Motoring operations



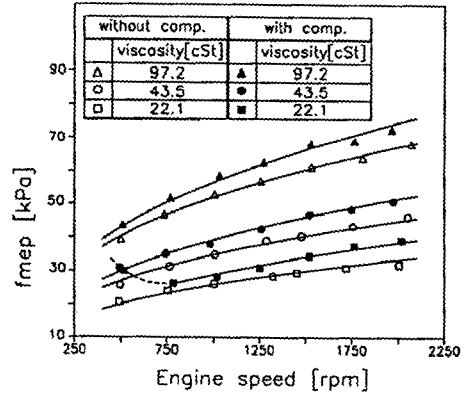
(b) Firing operations

Fig. 12 Relation between friction mean effective pressure(f_{mep}) and maximum friction force near intake and exhaust midstrokes(F_o)

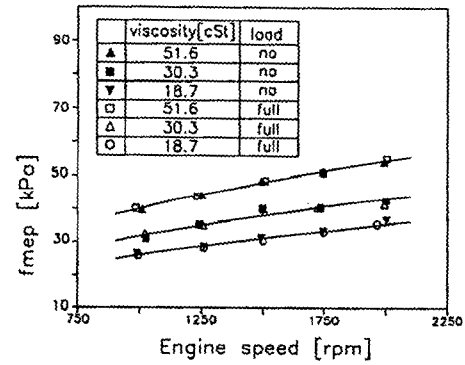
이 행정의 넓은 범위에서 발생하기 때문이다. [Fig. 7 참고]

Fig. 13(b)의 자력 운전상태 경우도 Fig. 13(a)의 타력 운전에서처럼 마찰평균 유효압력은 부하에 상관없이 엔진속도와 윤활유의 점도에 비례하여 증가하는 유체윤활의 경향을 갖는다. 그리고 마찰평균 유효압력은 운전 부하가 증가해도 차이가 거의 없는데, 이는 전부하의 경우 무부하에 비해 상대적으로 높아진 실린더의 압력으로 인한 마찰평균 유효압력 증가효과와 뜨거워진 가스의 틈새흐름(blow-by) 영향때문에 발생하는 윤활유 점도의 감소에 기인한 마찰평균 유효압력 감소효과가 서로 상쇄작용을 하기 때문이라 생각된다. (1,2)

Fig. 14는 피스톤-링 결합체의 마찰평균 유효압력과 윤활유 동점도(kinematic oil viscosity: ν)와 평균 피스톤속도(mean piston speed: U)를 곱한 값(νU)을 log-log 그래프에 그려 놓은 것이다. 그림을 살펴보면 f_{mep} 와 νU 는 운전조건에 상관없이 log-log 그래프 위에서 좋은 선형관계를 가진다. Stribeck parameter인 νU 와 f_{mep} 의 관계를 아래



(a) Motoring operations



(b) Firing operations

Fig. 13 Influence of oil viscosity and engine operating conditions on friction mean effective pressure(f_{mep})

의 식(4)로 표현하여 최소자승법으로 지수를 구해보면, 타력 운전경우는 $n=0.42$, 자력 운전경우는 $n=0.45$ 의 값을 가짐을 알 수 있다. 이 값은 발표된 여러 실험 논문들의 결과인 0.4~0.6의 값과 비슷하다. (2,3,9,11,13)

$$f_{mep} = c(\nu U)^n \quad (4)$$

여기서, f_{mep} : 마찰평균 유효압력

c : 상수

ν : 윤활유 동점도

U : 평균 피스톤속도

n : 지수

타력 운전상태의 실험데이터에서 구한 지수(n)는 자력 운전상태의 실험데이터에서 구한 지수보다 조금 작은 값을 가진다. 이는 물리적인 현상이라고

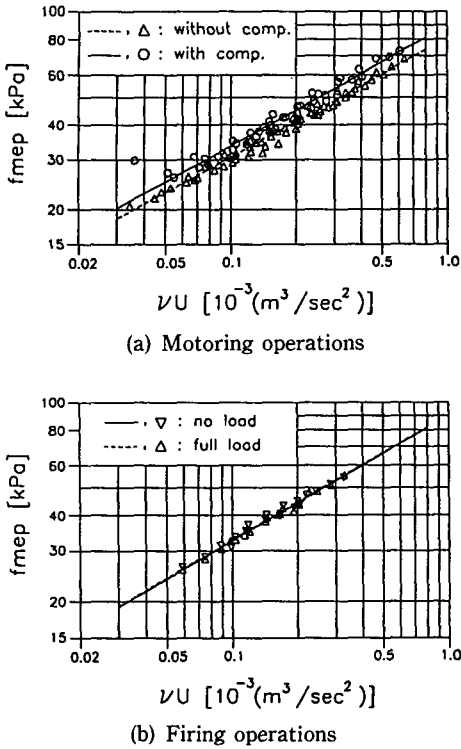


Fig. 14 Correlation between friction mean effective pressure(fmep) and product of kinematic oil viscosity and mean piston speed(νU)

보다는 타력 운전상태의 실험을 자력 운전상태 실험을 하기전에 하였으므로, 타력 실험시 실린더 라이너의 표면이 자력 운전조건에 비해 상대적으로 거칠었기 때문에 나타나는 현상이라 생각된다. 실린더 라이너의 표면이 거친경우 (νU)가 작아짐에 따라 혼합윤활특성을 띄는 마찰력 영역이 증가하여 fmep가 증가하게 된다.⁽¹⁴⁾

5. 결 론

본 연구에서는 기존의 마찰력 측정시스템에 비해 단순하여 설치공간의 제약이 적을 뿐만 아니라 피스톤추력(piston thrust force) 및 슬랩충격력(slap impulse force)에 의한 시스템노이즈(system noise) 문제를 극소화시켜 주는 새로운 마찰력 측정시스템을 사용하여 엔진속도, 윤활유 점도, 운전부하 변화에 따른 피스톤-링 결합체의 마찰력을 측정하였으며, 측정결과와 분석을 통해 그들의 운전중 마찰특성을 규명하였다. 규명한 피스톤-링 결합체의 마

찰특성은 다음과 같다.

(1) 마찰력은 행정중반에서는 운전조건(엔진 회전수, 윤활유 점도, 운전부하)에 상관없이 유체 윤활특성(hydrodynamic lubrication)에 의해 지배를 받으며, 그 값은 50~170[N]정도이다.

(2) 마찰력은 피스톤의 운동방향이 바뀌는 상, 하사점 근방에서는 주로 혼합윤활특성(characteristics of mixed lubrication)에 의해 지배를 받으며, 그 값은 행정중반에 비해 최대 2배 이상의 값을 가진다. 그러나 윤활유의 점도와 엔진의 회전수가 증가하면 링의 스퀴즈작용이 증가하여 차츰 유체윤활의 상태로 천이하면서 그 값 또한 줄어들게 된다.

(3) 마찰력으로 인한 에너지손실은 피스톤의 선속도가 커지는 행정의 중반에서 발생하며, 이러한 손실은 엔진회전수와 사용 윤활유의 점도에 비례하여 증가한다.

(4) 폭발 행정중반에서의 최대 마찰력(F_e)은 흡, 배기 행정중반에서 최대의 마찰력(F_o)에 비해 상대적으로 작은 값을 가진다. 이는 흡입행정에 비해 폭발행정에서는 높은 실린더가스 온도 때문에 윤활유 점도가 상대적으로 낮아지기 때문이다.

(5) 흡, 배기 행정중반의 최대 마찰력(F_o)과 마찰평균 유효압력(fmep)은 운전조건에 상관없이 좋은 선형관계를 가진다.

(6) 마찰평균 유효압력(fmep)은 타력운전의 경우 윤활유 동점도(ν)와 평균 피스톤속도(U)의 곱의 0.42승, (νU)^{0.42} 자력 운전의 경우(νU)^{0.45}에 선형적으로 비례하는 관계를 가진다.

참고문헌

- (1) Furuham, S. and Takiguchi, M., 1979, "Measurement of Piston Frictional Force in Actual Operating Diesel Engine.," *SAE Trans.*, Vol. 88, 790855, pp. 2896~2914.
- (2) Furuham, S. and Sasaki, S., 1983, "New Device for the Measurement of Piston Frictional Forces in Small Engines.," *SAE Trans.*, Vol. 92, pp. 781~792.
- (3) Takiguchi, M., Machida, K. and Furuham, S., 1988, "Piston Friction Force of a Small High Speed Gasoline Engine.," *ASME Trans.*, Vol. 110, pp. 112~118.

- (4) Takiguchi, M., Kikuchi, H. and Furuhashi, S., 1988, "Influence of Clearance Between Piston and Cylinder on Piston Friction.," *SAE Trans.*, Vol. 97, 881621, pp. 737~745.
- (5) Hoshi, M., Baba, Y. and Furuhashi, S., 1989, "A Study of Piston Friction Force in an Internal Combustion Engine," *STLE*, Vol. 32, pp. 453~460.
- (6) Uras, H. M. and Patterson, D. J., 1983, "Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method.," *SAE Paper* 830416.
- (7) Ku, Y. G. and Patterson, D. J., 1988, "Piston and Ring Friction by the Fixed Sleeve Method.," *SAE Paper* 880571.
- (8) Yun, J. E. and Kim, S. S., 1992, "An Improved Approach to the Instantaneous IMEP Method for Piston-Ring Assembly Friction Force Measurement.," *JSME International Journal*, Vol. 35, No. 2, pp. 310~318.
- (9) Gauthier, A., Constants, B., Perrin, H. and Roux, F., 1987, "Lubricants Effects on Piston/Rings/Liner friction in an Instrumented Single Cylinder Diesel Engine.," *SAE Trans.*, Vol. 96, 872034, pp. 240~256.
- (10) Fuega, L. and Bury, C., 1984, *Piston Ring Mechanical Losses, VECON'84.*, pp. 173~179.
- (11) Wakuri, Y., Soejima, M., Kitahara, T., Nunotani, M. and Ootsubo, M., 1992, "Studies on the Characteristics Piston Ring Friction.," *JSAE Review*, Vol. 13, No. 2, pp. 48~53.
- (12) Dow, T. A., Schiele, C. A. and Stockwell, R. D., 1983, "Technique for Experimental Evaluation of Piston Ring-Cylinder Film Thickness.," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 105, pp. 353~360.
- (13) McGeehan, J. A., 1978, "A Literature Review of the Effects of Piston and Ring Friction and Lubricating Oil Viscosity on Fuel Economy.," *SAE Trans.*, Vol. 87, 780673, pp. 2619~2638.
- (14) Richez, M. F., Constants, B. and Winqvist, K., 1982, "Theoretical and Experimental Study of Ring-Liner Friction.," *Proceedings of the 9th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, pp. 122~131.