

연소실 저압변화와 압력-점도지수가 디젤엔진 고압피스톤의 핀-보스 베어링 윤활에 미치는 영향 연구

전상명[†]

호서대학교 자동차공학과

A Study on Effects of the Changes in Lower Combustion Pressures and Pressure-Viscosity Index on Pin-Boss Bearing Lubrication of a Diesel Engine Piston Receiving High Combustion Pressure

Sang Myung Chun[†]

Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University

Abstract – In recently designed diesel engines, the running conditions for piston pin bearings have become very severe due to combustion pressure and temperature increase. In this paper, it will be investigated the tendency of piston pin rotating motion by calculating the friction coefficient at piston pin bearings, the oil film thickness and the frictional torques induced by hydrodynamic shear stress. Finally, the pressure distributions on the oil film of piston pin bearings will be found by two-dimensional lubrication analysis in order to help the optimum design of the bearings of piston pin. Specially, it is investigated how the changes in combustion pressure at exhaust and intake stroke and the pressure-viscosity index effect on the film pressure distribution.

Key words – piston pin of full floating type, rotating motion, friction coefficient, friction torque, piston pin boss, connecting rod small end

1. 서 론

근래 엔진 내 증가된 연소 압력과 증가한 관성력은 피스톤 핀과 핀 베어링 사이 접촉면에 주기적인 하중을 증가시킨다. 따라서 피스톤 초기 설계 시 피스톤 핀 보스 베어링의 압력 분포를 미리 예측하여 최적의 핀 보스 형상을 설계하는 것이 매우 중요하다.

한편, 미끄럼 표면 내 유막 압력을 측정하기 위한 압전저항형 박막압력센서가 개발되었으며, 이를 이용하여 여러 가지 형상의 피스톤 핀 보스 베어링 유막 압력을 측정하였다. 최대 연소실압력이 120 bar인 경우, 피스톤 핀 보스의 안쪽 날카로운 모서리를 가공하여 제거한 상태에 따라, 최대 유막 압력이 130~155 MPa정도 범위에 있었다. 또한 피스톤 핀 보스 중심을 기준으로 안쪽

부근에서 압력이 높게 나타났으며 바깥쪽으로 갈수록 낮게 나타났다. 또한 피스톤 핀 보스의 원주방향 압력도 측정하였으며 위쪽을 중심으로 좌우 40°내에서 높은 압력이 나타났으며, 최고압력은 우측에서 나타나고 있다. 이 부분에서 대부분의 하중이 걸리는 것을 알 수 있었다[1-3].

최근에 비고정식 피스톤 핀에 대해 이제까지 경계윤활이나 혼합윤활 상태로 운전된다고 알려진 바와는 달리 피스톤 핀 베어링은 본질적으로 유체윤활 상태에서 운전되나 아주 가끔 혼합윤활 모드로 운전되는 특성이 있다는 것을 보였다. 간단한 일차원 유체윤활 이론을 적용한 프로그램에 정교한 접촉모델을 추가하여 피스톤 핀의 거동을 기술하였다. 또한 피스톤 핀의 회전은 연결봉의 회전과는 다름을 이론적으로 보였다. 또한 압력-점도지수가 피스톤 핀 속도와 관계된 주요 매개변수라는 것을 밝혔다[4].

[†]주저자 · 책임저자 : smchun@hoseo.edu

이와 같이 비고정식 피스톤 핀 베어링은 대부분의 운전 사이클 동안 유체유희상태에서 운전이 되고 아주 짧은 기간 동안 만 혼합유희상태에서 운동되므로 피스톤 핀 보스 베어링의 이차원 유체유희해석의 적용이 가능하며, 이로부터 핀 보스 베어링의 유막 압력분포를 알아낼 수 있다고 본다.

본 연구에서는 Euro IV 배기가스 규제를 만족하는 최대 연소실압력 160 bar 하에서 배기 및 흡기 행정에서의 연소실압력에 적은 변화가 피스톤 핀 회전속도의 변화에 미치는 영향과 압력-점도지수가 피스톤 핀 회전속도 및 유막 압력분포에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 이 론

2-1. 일반 거동

피스톤 핀의 거동을 조사하기 위한 피스톤-연결봉 시스템은 Fig. 1과 같다.

Fig. 1에서 점 A는 피스톤 핀 축을 나타내며, 점 M은 크랭크 핀 중심에 해당한다. 점 B는 피스톤 핀에 위치한 점이고 점 O는 메인 저어널의 중심이다. 각 α , β 와 ψ 는 삼각법 방위에서 양의 방향으로 움직인다고 본다. 따라서 연결봉의 각 가속도는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\ddot{\beta} = \frac{\sin\alpha(\lambda^2-1)}{(\lambda^2-(\sin\alpha)^2)^{3/2}} \dot{\alpha}^2 - \frac{\cos\alpha}{\sqrt{\lambda^2-(\sin\alpha)^2}} \ddot{\alpha} \quad (1)$$

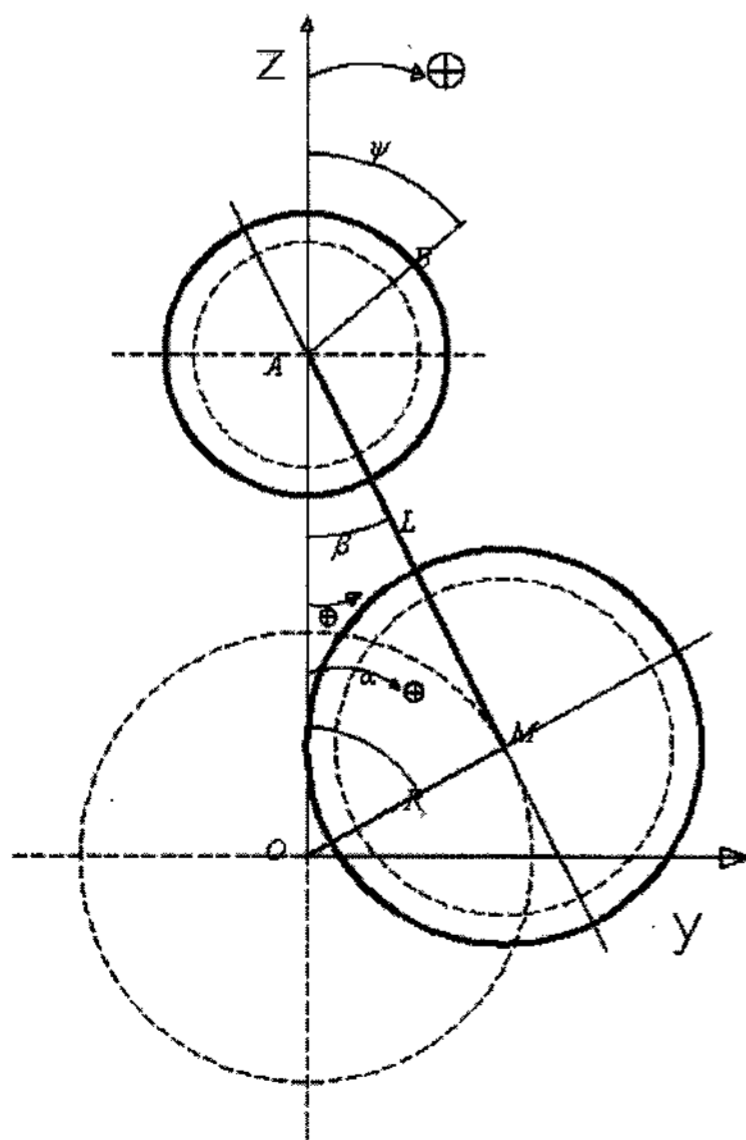


Fig. 1. Diagram of a piston-connecting rod system.

여기서 α 는 크랭크 각도이고, $\lambda=L/R$ 이고 $L=\overline{AM}$ 이다.

2-2. 연결봉 소단부의 마찰계수

마찰 토크 T_{fse} 를 갖는 소단부의 마찰력은 피스톤 핀과 연결봉 소단부사이에 적용되어 미끄럼 없이 피스톤 핀을 회전하게 한다. 이러한 가정은 다음과 같은 관계를 허락한다.

$$T_{fse} - T_{fpb} \geq |I_p \ddot{\beta}| \quad (2)$$

여기서 T_{fpb} 는 두 곳의 피스톤 핀 보스에서의 마찰토크이고, I_p 는 피스톤 핀의 극관성 모멘트이다.

부가적으로 순간 마찰 토크는 다음의 표현식으로 간략화되어 질 수 있다.

$$\begin{aligned} T_{fse} &= |F_{pc}(t)| \times f(t) \times D_p \\ T_{fpb} &= |F_{pc}(t)| \times 0.01 \times D_p \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 $F_{pc}(t)$ 는 연결봉 위에 작용하는 피스톤 핀 하중이며, D_p 는 핀의 외경, $f(t)$ 는 핀과 소단부 사이의 마찰계수이다.

핀 보스에서의 마찰계수는 임의로 혼합유희의 중간 값 정도인 0.01이라고 가정하자. 이러한 가정은 앞으로의 결론에 영향을 미치지 않는다[4,5]. 방정식 (3)은 다음과 같이 다른 방법으로 표현할 수 있다.

$$f(t) \geq \frac{|I_p \ddot{\beta}|}{F_{pc}(t)} + 0.01 \quad (4)$$

한편 피스톤 핀에 작용하는 하중 $F_{pc}(t)$ 는 연소실압력으로부터 계산하였다.

2-3. 피스톤 핀 마찰토크 및 회전

피스톤 핀의 각 위치는 Fig. 1의 좌표 시스템 내의 각도 ψ 에 의해 표시된다. 핀의 동력학적 평형은 다음과 같이 된다.

$$I_p \ddot{\psi} = t_{fse}(\alpha)(\beta - \dot{\psi}) - t_{fpb}(\alpha) \dot{\psi} \quad (5)$$

여기서 $t_{fse}(\alpha)$ 는 유체역학적(hydrodynamic) 전단응력(shear stress)으로부터 평가된 단위 각속도당 순간 마찰토크(instantaneous friction torques)이다.

즉 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$t_{fse}(\alpha) = \int_0^\pi \frac{\mu D_p^3 L_{se}}{4h(\alpha, \psi, x)} d\psi \quad (6a)$$

$$t_{fbb}(\alpha) = \int_0^\pi \frac{\mu D_p^3 (2L_{pb})}{4h(\alpha, \psi, x)} d\psi \quad (6b)$$

여기서 μ 는 엔진오일 점도이고, L_{se} 는 연결봉 소단부 폭이며, L_{pb} 는 핀 보스의 한쪽 폭이다. $h(\alpha, \psi, x)$ 는 매 크랭크 각도에서의 유막두께를 적용하였다. 따라서 핀 보스와 연결봉 소단부에서의 토크는 각각 $t_{fse}(\beta - \psi)$ 와 $t_{fbb}\psi$ 와 같이 나타낼 수 있다.

유막두께 h 는 피스톤 핀의 경사를 고려하면 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h = c(1 + \varepsilon \cos(\psi - \phi)) \quad (7)$$

여기서 $\varepsilon(x) = \sqrt{\{\varepsilon_0^2 + 2\eta\varepsilon_0\cos(\phi - \phi_0) + \eta^2\}}$ 이며 $\phi(x) = \phi_0 + \arctan\left(\frac{(\eta\sin(\phi - \phi_0))/\varepsilon_0}{1 + \eta\cos(\phi - \phi_0)/\varepsilon_0}\right)$ 이고, $\eta = \beta x/c$ 이다.

ε_0 와 η_0 는 ε 와 η 의 $x=0$ 즉, x 방향 축 중심에서의 값이다. 여기서 ϕ 는 경사방향각(misaligned directional angle)으로 경사평면과 하중 벡터 방향의 축방향 평면과 이루는 각도이고, ϕ_0 는 자세각(attitude angle)이고, c 는 반경름새이며, x 는 축방향 좌표를 나타낸다.

일반적으로 축의 경사 정도는 경사도(degree of misalignment) D_m [6]은 다음과 같이 정의된다.

$$D_m = \eta_e/\eta_m \quad (8)$$

여기서 η_e is 베어링 양 단에서의 경사비(misalignment ratio), 즉 $\pm \delta L/2c$ 이고, δ 는 수직경사각(vertical misalignment angle)이다. η_m 은 η_e 의 최대 가능한 값이다. 여기서 매 크랭크 각도에서 핀 중심의 이동량 즉 편심율은 변동계수(mobility)법[8]을 이용하여 구하였고, 이로부터 유막 두께를 구하였다. 유한 베어링에 대한 이차원 유막 압력분포는 문헌[7,8]의 Warner-Sommerfeld 해를 적용하여 구하였다.

2-4. 압력-점도지수

압력에 따른 오일 점도의 변화를 계산하기 위하여 다음의 Roelands [9,10]식을 사용하였다. 점도는 절대 점도이다.

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_0}\right)^{1 - (1 + p/C_p)^{5.1}} \quad (9)$$

여기서 $\mu_\infty = 6.31 \times 10^{-5}$ ($N \cdot s/m^2$)이고, $C_p = 1.69 \times 10^8$ (N/m^2)이다. 그리고 $Z_1 = \frac{\xi}{5.1 \times 10^{-9}(\ln \mu_0 + 9.67)}$ 이고, ξ

는 무차원 압력-점도지수(pressure-viscosity index)이다. 또한 μ_0 는 일정 온도에서 압력 $p=0$ 일 때의 절대 점도(cP)이다. p 는 게이지압력으로 단위는 kg/cm^2 이다.

3. 결 과

3-1. 엔진 제원

본 연구에 관련된 엔진의 제원은 Table 1과 같다. 엔진 최고 연소실압력은 EURO V 배기가스규제를 만족하는 160 bar이다.

문헌[3]의 박막압력센서를 사용하여 피스톤 핀 보스의 유막 압력을 측정된 결과에 의하면 피스톤 핀 보스의 최대 유막 압력은 축방향으로는 핀 보스 중심보다 안쪽으로 편심되어 있었으며 및 원주방향으로는 수직 축을 기준으로 시계방향으로 이동한 위치에 나타났다.

또한 피스톤 생산업체의 구조해석 결과로부터, 연소실압력 및 열 변형으로 인해 피스톤 핀 보스 및 핀에 변형이 있었으며, 이로부터 피스톤 핀 보스 내에서 피스톤 핀이 상대적으로 경사져 있었다. 그러나 이 경우는 구조 변형으로 인해 핀의 보스에 대한 상대경사가 설계틈새 내에서의 핀 최대경사보다도 크게 나타났으며, 또한 비선형적인 변형으로 인해 정확한 경사도를 알아 내기가 어려웠다.

따라서 본 연구에서는 핀 중심에서의 편심율과 유막

Table 1. Diesel engine specification

Engine type	Diesel DI engine
Engine volume	1991 cc
Max. power rpm	4000 rpm
Bore diameter	83.0 mm
Half stroke	46.0 mm
Con-rod length	145.8 mm
Engine oil	SAE 5W40
Pin outer diameter	28 mm
Pin inner diameter	14.58 mm
Pin length	67 mm
Pin boss length	22.7 mm ($\times 2$)
Pin boss radial clearance	0.00575 mm
Small end length	16.5 mm
Small end radial clearance	0.01625 mm
Pin material specific gravity	7.8
Engine oil inlet temperature	135°C @4000 rpm

두께를 구한 후 가정한 경사도를 갖고 경사진 핀의 전체 유막분포를 구했으며 이로부터 베어링 반력을 구하여 연소실압력으로부터 생성되는 적용하중과 같게 될 때까지 경사도를 조정해 가며 하중이 일치하는 경사도를 구하였다.

예를 들어 저연소실압 부분이 수정된 연소실압력을 사용한 경우, 그 값은 경사도 D_m (degree of misalignment)으로 약 0.19정도였다. 이는 수직경사각 δ 로는 약 0.002도이다. 여기서 경사방향각 ϕ 는 0으로 보았다.

한편, 엔진 회전수는 최고동력 회전수 4000 rpm이고, 엔진 오일의 온도는 4000 rpm에서 135°C로 일정하다고 보았다. 이는 핀의 속도가 아주 적기 때문에, 회전으로 인한 베어링 내의 유막 온도의 증가가 거의 없기 때문이다. 사용된 엔진오일의 압력-점도지수, ξ 는 135°C에서 1.43×10^{-8} (m^2/N)이다.

3-2. 핀 하중 및 유막 두께와 마찰계수

본 논문에서는 최대 연소실압력이 160 bar인 경우 피스톤 핀 보스의 유막압력해석을 수행하였다. 이러한 연소실압력 조건하에서의 피스톤 핀에 작용하는 베어링 하중은 Fig. 2와 같다.

여기서 피스톤 업체로부터 입수한 측정 연소실압력을 그대로 적용한 경우와 저압부를 수정한 연소실압력을 적용한 경우에 대해 계산된 하중을 각각 도시하였다. 측정된 연소실압력 분포 중 저압부의 압력이 일반적으로 나타나는 압력보다 높게 나타나 이를 낮추어 이 부분을 Fig. 3와 같이 수정하였다. 이러한 연소실압

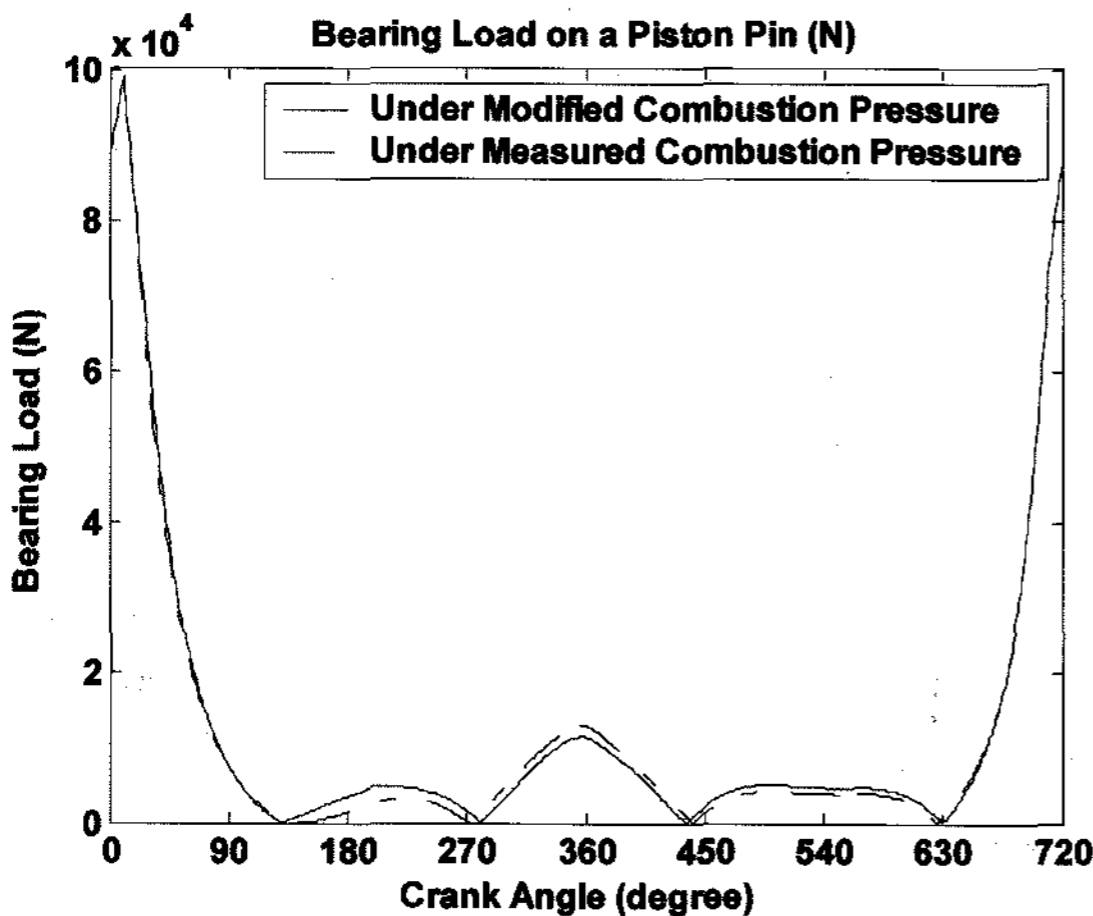


Fig. 2. Load applied on a piston pin.

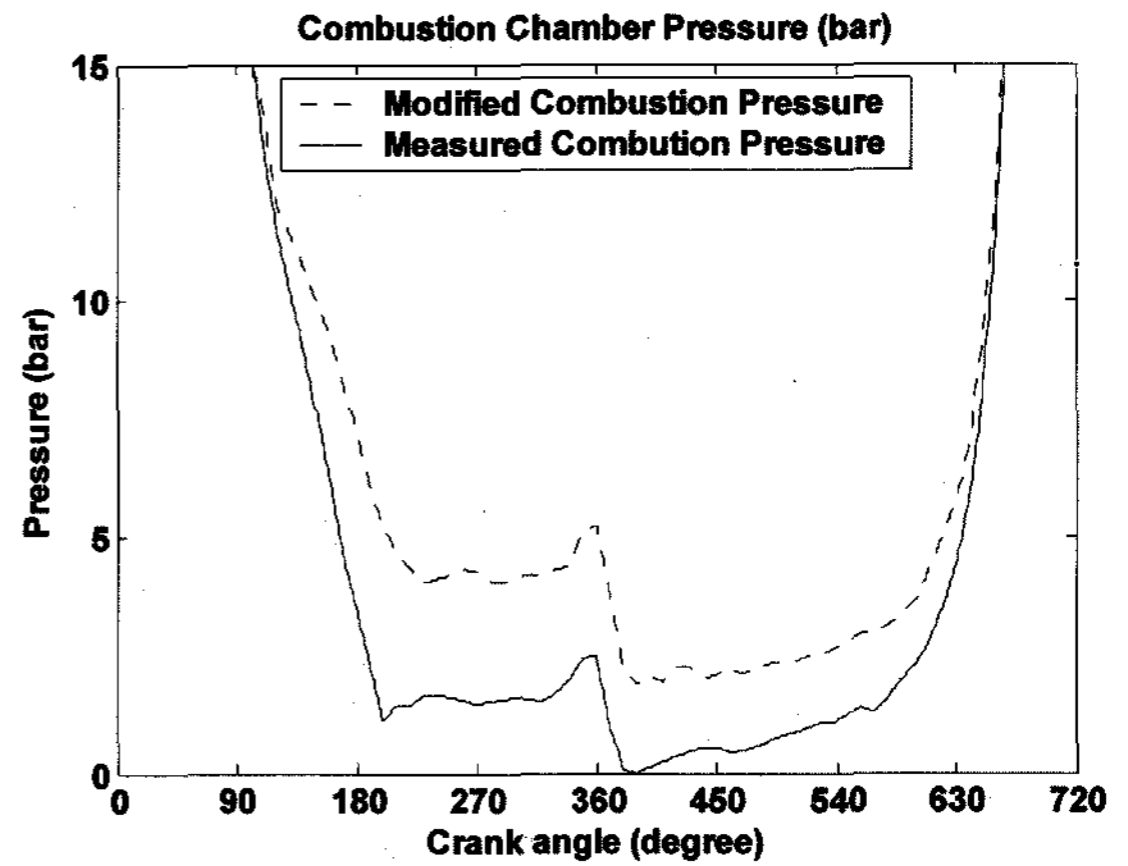


Fig. 3. Combustion chamber pressure distribution at lower pressure region.

력 중 저압부의 변화는 피스톤 핀에 작용하는 하중의 변화를 가져왔고, 결과적으로 Fig. 8과 Fig. 9에서와 같이 피스톤 핀 회전에 영향을 미치는 것으로 나타났다.

한편 압력-점도지수를 고려하지 않은 경우와 고려한 경우에 피스톤 핀의 회전 및 핀 보스 베어링 내의 유막압력에 대해 미치는 영향을 조사하였다. 압력-점도지수를 고려하지 않은 경우와 고려한 경우에 대해서 의 적용하중과 최소유막두께를 두가지 연소실압력에 대하여 Fig. 4와 Fig. 5에 도시하였고, 크랭크 각도별 최고 유막 압력은 Fig. 6에 도시하였다. 최대 유막압력은 크랭크 각도 10도에서 나타났다. 여기서 주어진 하중

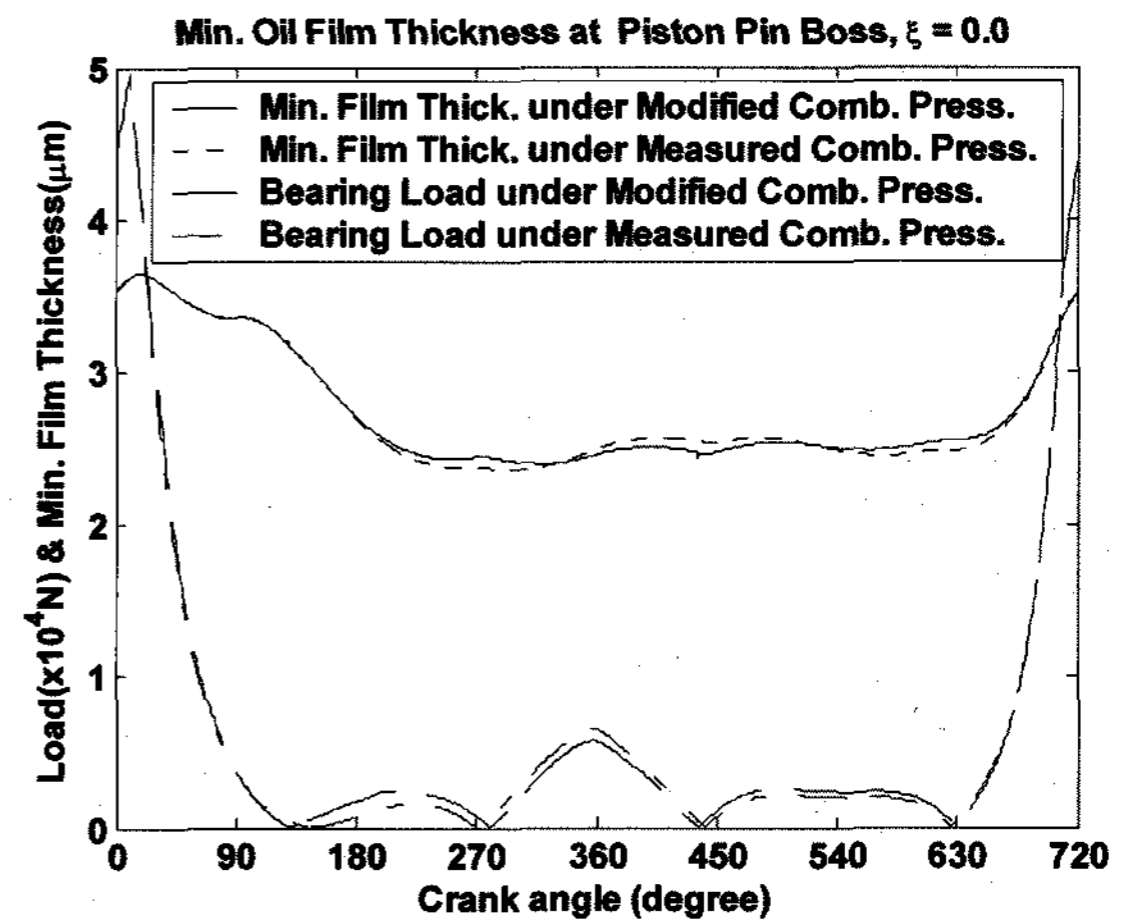


Fig. 4. Minimum film thickness at piston pin boss, $\xi=0.0 m^2/N$.

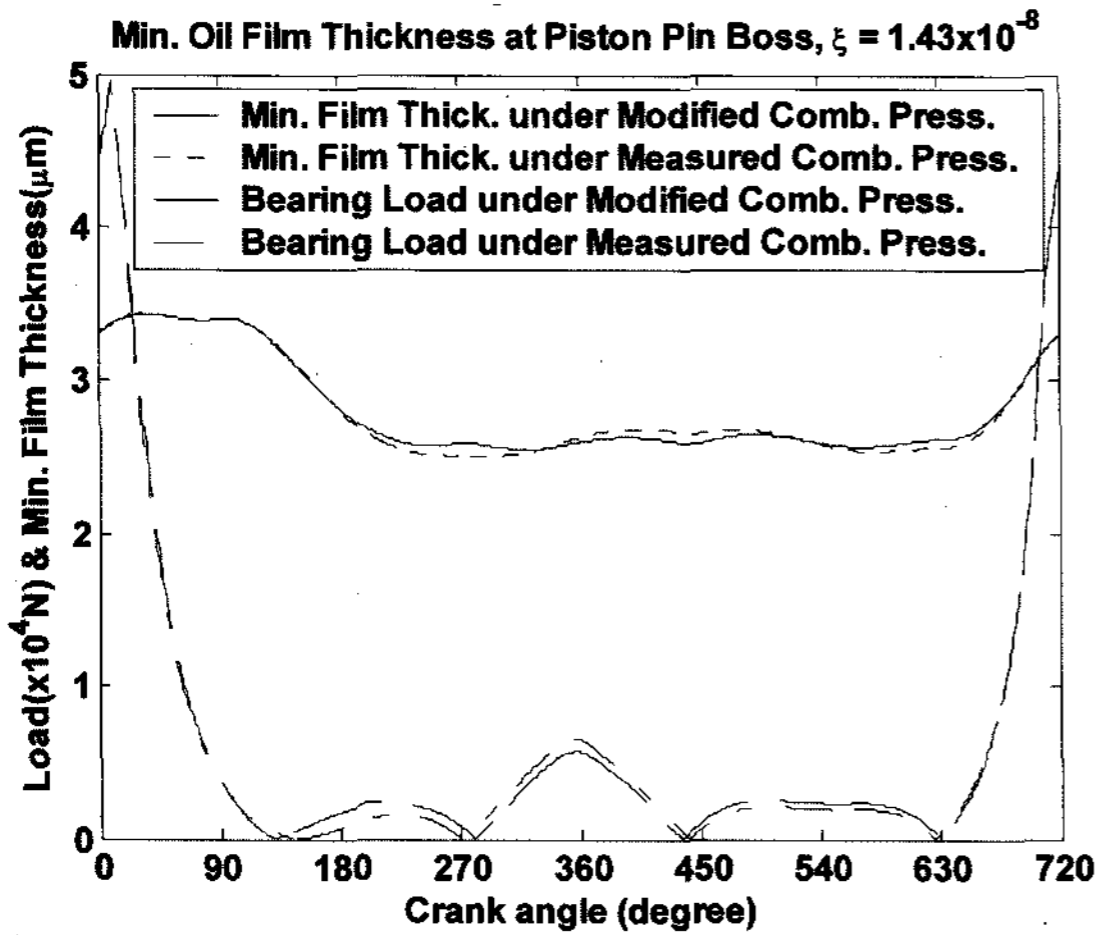


Fig. 5. Minimum film thickness at piston pin boss, $\xi = 1.43 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$.

하에서 압력-점도지수를 고려한 경우는 유막두께가 약간 씩 더 낮게 나타났다. 이는 Fig. 6에 보인바와 같이 압력-점도지수를 고려한 경우가 유막압력이 낮게 나타났다기 때문이다. 한편, 적용하중이 피크치를 나타내는 크랭크 각 위치보다 낮은 하중이 적용된 위치에서 유막두께가 더 작게 나타났으며, 이는 Fig. 6에서와 같이 최대 하중 위치에서 유막압력이 높아서 하중을 견디는 능력이 더 좋아 상대적으로 유막두께가 더 크게 나타났다. 참고로 편심율은 수정된 연소실압력 및 측정연소실압력 하에서, 각각 최대 하중 위치에서 0.665과 0.750이고 낮은 하중 위치에서 최대 편심율은 각각 0.760과 0.837이었다. 이러한 편심율은 큰값이 아니며,

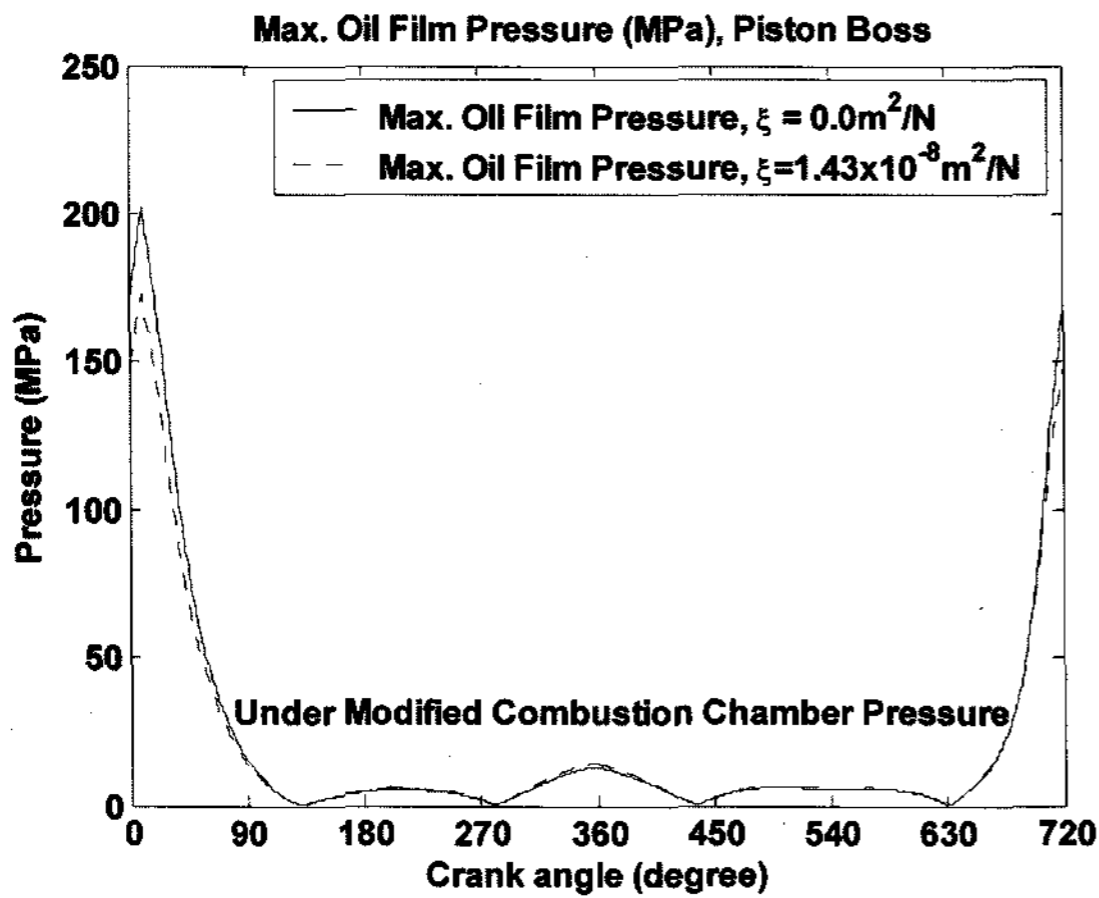


Fig. 6. Maximum oil film pressure distribution on a piston pin boss at every crank angle.

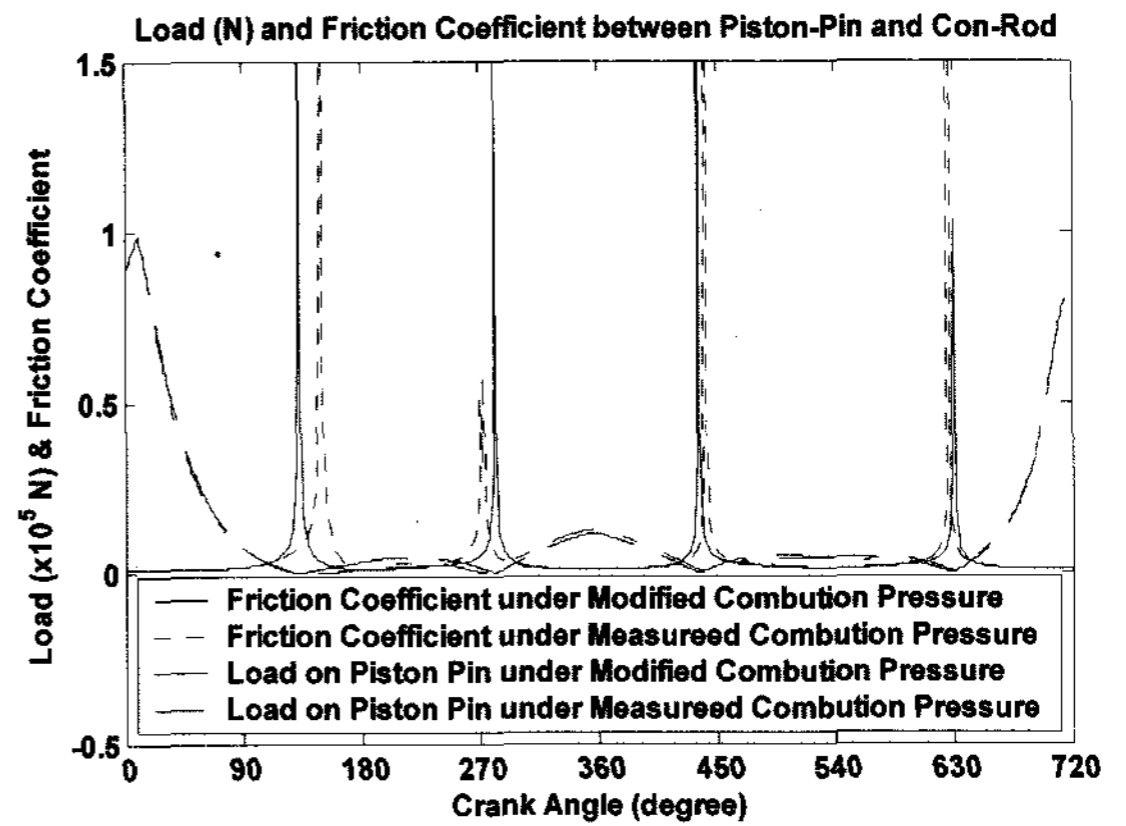


Fig. 7. Load and friction coefficient between piston pin and con-rod small end.

베어링 설계 기준을 만족하는 값이다.

3-3. 핀 토크와 회전속도

앞 절의 하중 조건과 유막 두께와 관련된 연결봉 소단부와 피스톤 핀과의 마찰계수는 Fig. 7에 도시되었고, 피스톤 핀과 핀 보스 및 연결봉 소단부 사이의 마찰토크는 Fig. 8과 Fig. 10과 Fig. 12에 도시되었다. 한편 이들 토크로 인해 발생하는 피스톤 핀의 속도는 Fig. 9와 Fig. 11과 Fig. 13에 도시되었다.

Fig. 7에서 도시된 연결봉 소단부에서의 마찰계수는

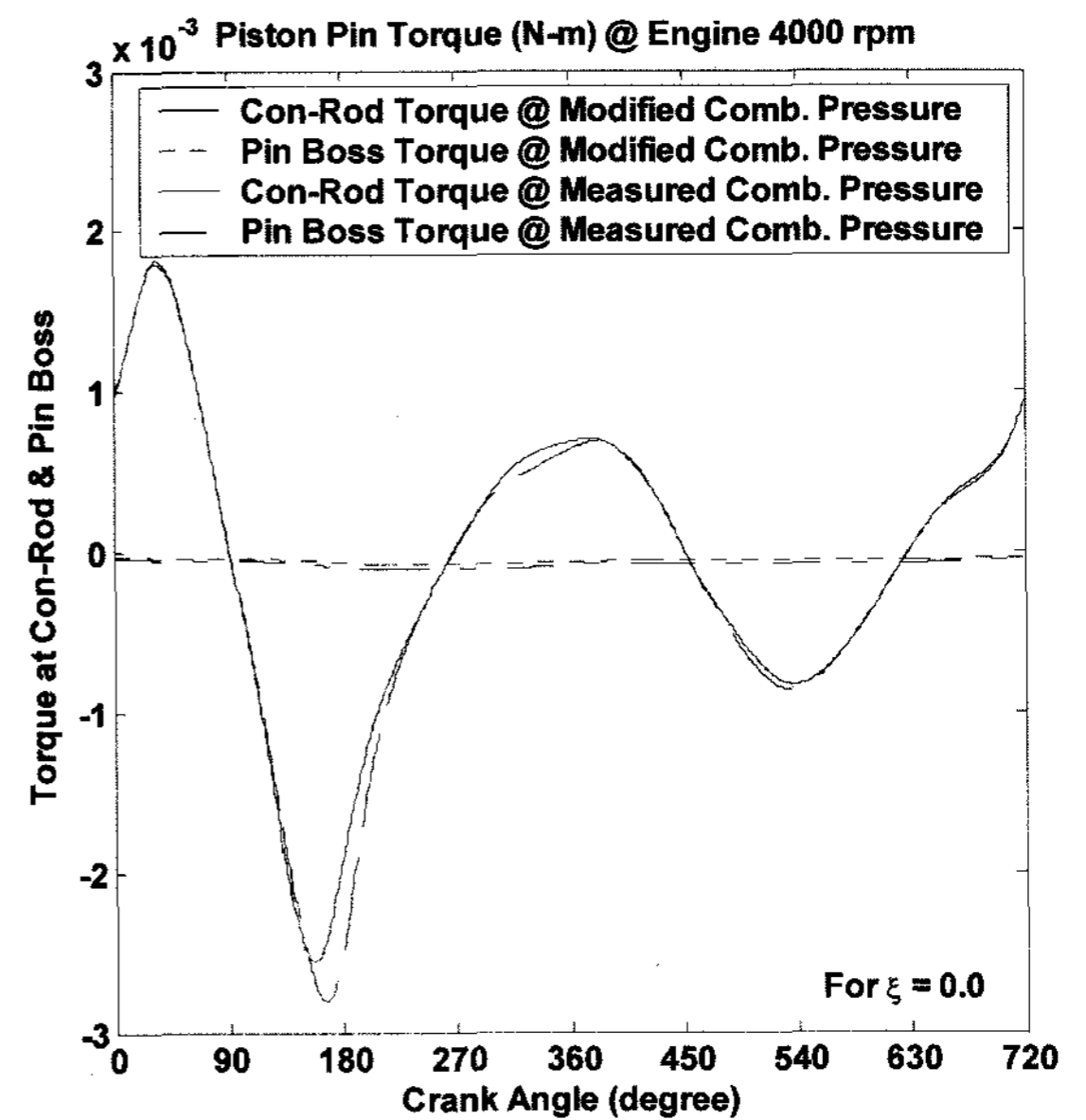


Fig. 8. Piston pin torque at engine 4000 rpm, $\xi = 0.0 \text{ m}^2/\text{N}$.

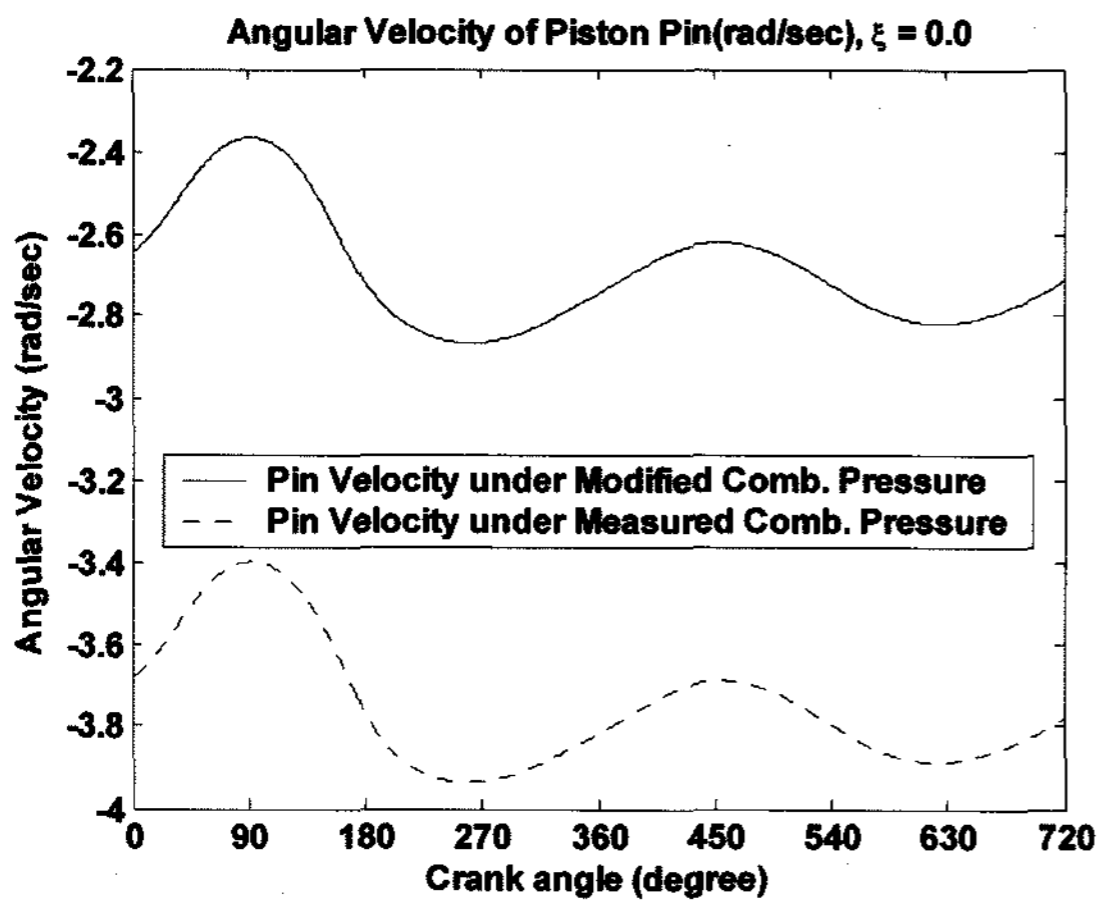


Fig. 9. Angular velocity of piston pin, $\xi=0.0 \text{ m}^2/\text{N}$.

수정된 연소실압력과 측정연소실압력에 대하여 얻은 값을 도시하였으며, 저연소실압력 특성에 의하여 마찰 계수의 피크치가 4군데에서 나타났으며, 연소과정 끝 부분과 배기행정 중간 지점에서 피크 값의 위치에 차이를 나타냈다. 이는 두 가지 연소실 압력의 저압부 압력특성의 차이로 발생된 적용하중의 특성 때문이다.

아래의 Fig. 8과 Fig. 9에는 압력-점도지수를 고려하지 않을 경우 수정된 연소실압력과 측정연소실압력 하에서의 피스톤 핀 마찰토크와 핀 속도를 도시하였는데, 수정된 연소실압력 하에서는 저연소실압력 영역이 낮

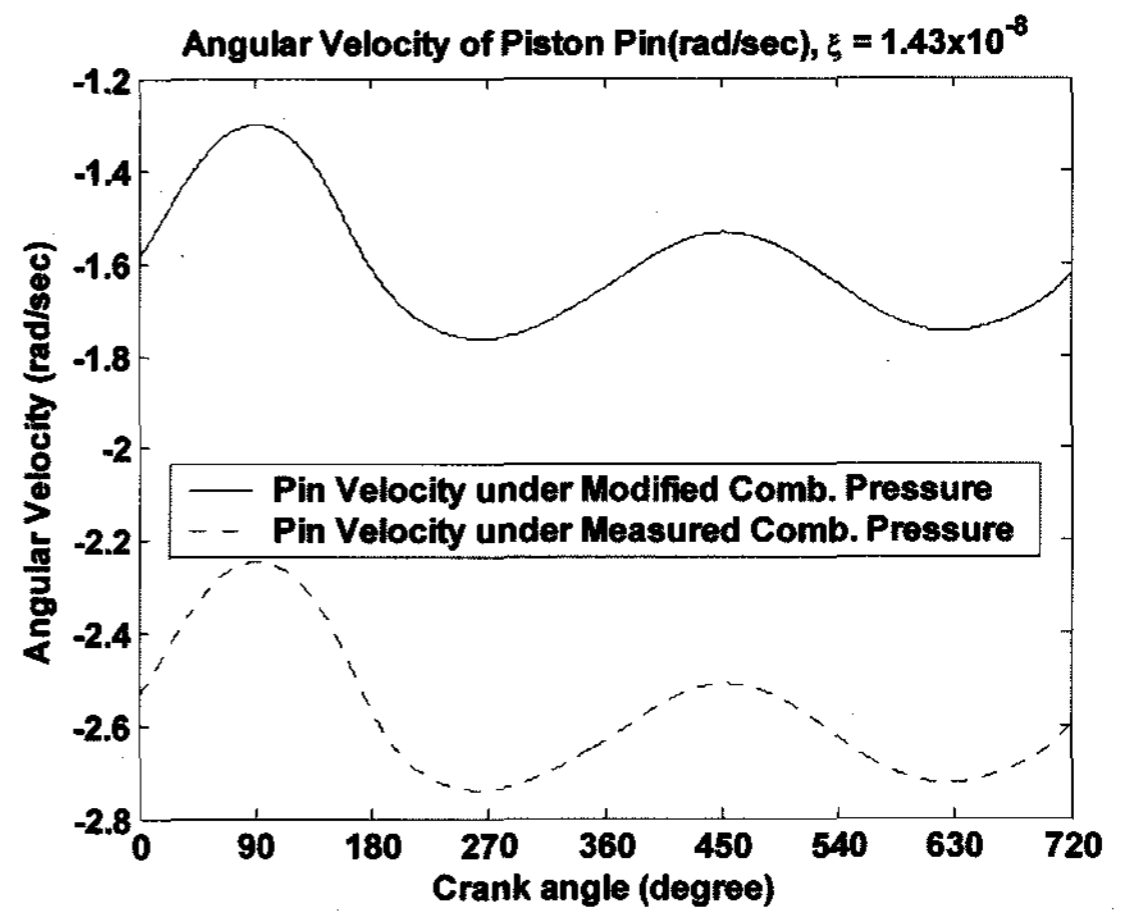


Fig. 11. Angular velocity of piston pin, $\xi=1.43 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$.

아져 연소행정 끝에서 마찰토크의 크기가 작아져 핀의 속도가 작게 나타났다.

한편 Fig. 10과 Fig. 11에는 압력-점도지수를 고려했을 경우인데 압력-점도지수의 고려로 연소행정 끝에서 마찰토크의 크기가 작아져 핀 속도가 전체적으로 작게 나타났다.

수정된 연소실압력 하에서 피스톤 핀 마찰토크 변화와 핀 속도는 Fig. 12와 Fig. 13에 도시되었으며, 저연소실압력이 낮을수록 연소행정 끝부분에서 마찰토크

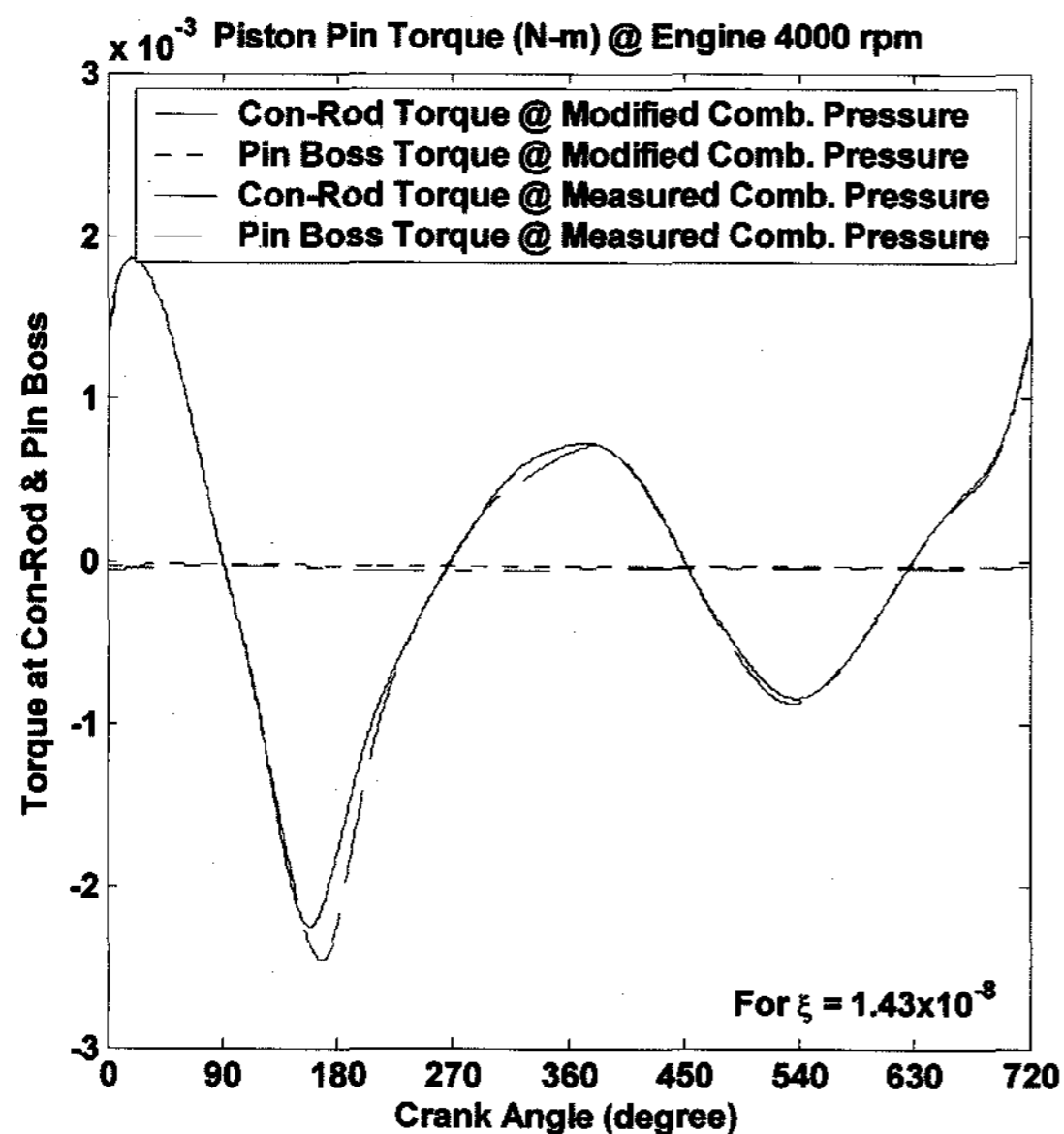


Fig. 10. Piston pin torque at engine 4000 rpm, $\xi=1.43 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$.

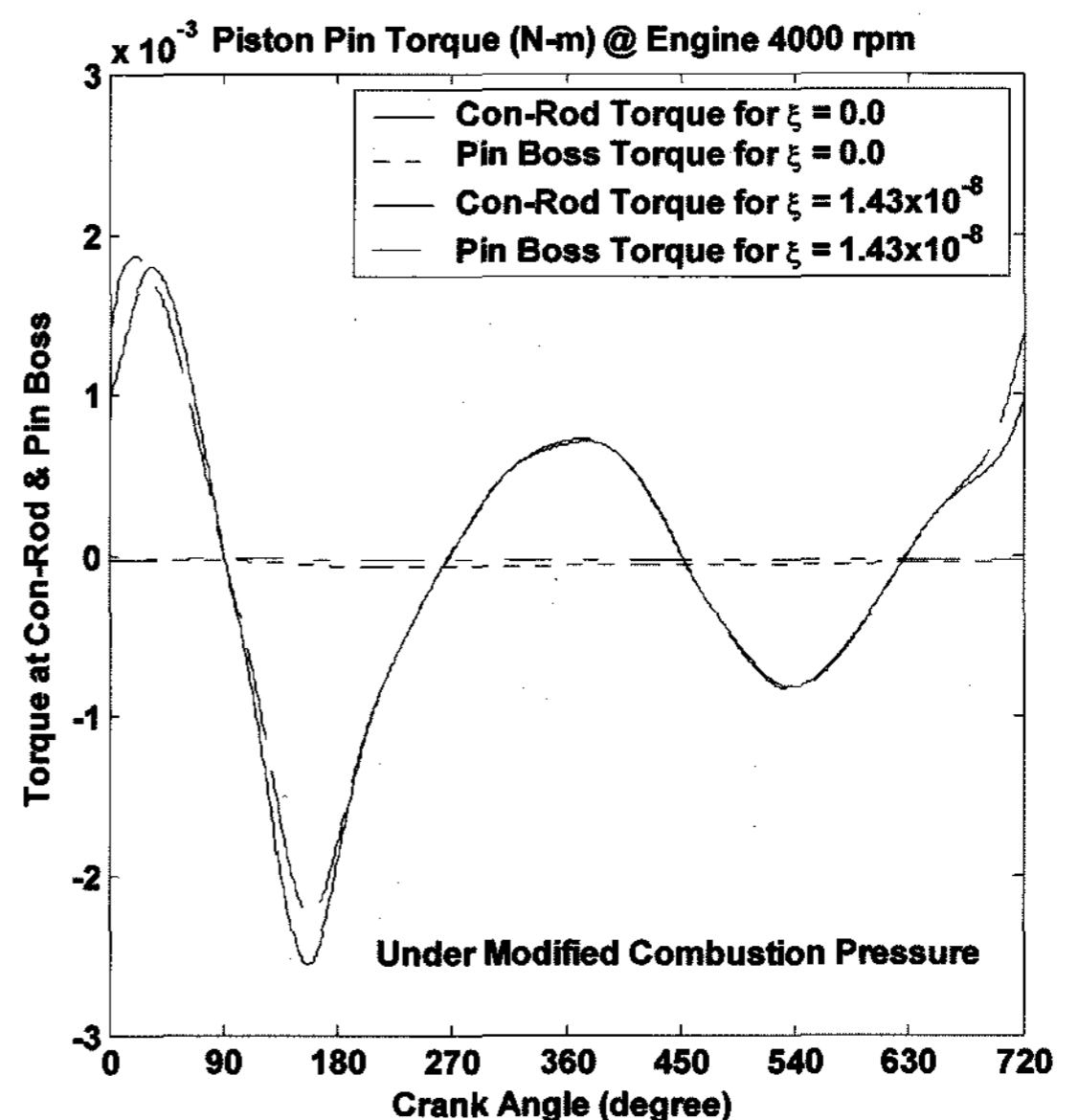


Fig. 12. Piston pin torque at engine 4000 rpm under modified combustion pressure.

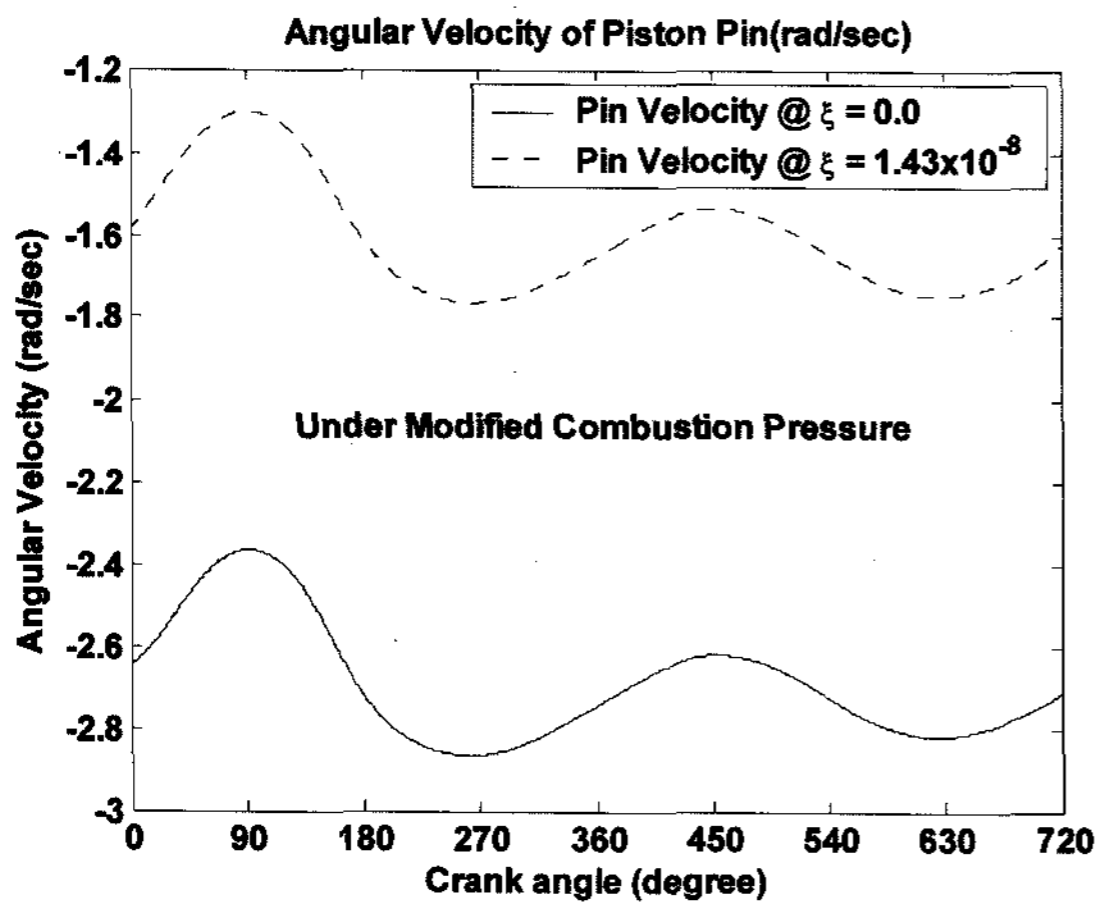


Fig. 13. Angular velocity of piston pin under modified combustion pressure.

값이 작아져 핀의 회전 속도는 작아졌다. 압력-점도지수를 고려한 경우 점도의 감소가 발생함으로 인해 연소행정 끝부분에서 마찰토크의 크기가 압력-점도지수를 고려치 못한 경우보다 작아졌으며, 이로부터 핀의 속도가 보다 작게 나타났다. 한편 핀의 속도는 모든 경우 음의 값을 나타냈으며, Fig. 1에 나타난 양의 방향에 반대방향으로 회전한다.

3-4. 핀 보스 유막 압력

작용하중과 핀 경사도를 고려한 계산된 베어링 유막 반력이 같게 되는 유막 압력분포는 Fig. 14와 Fig. 15에 도시되었다. 이는 최대 유막 압력이 발생하는 크랭크각도 10도에서의 유막압력 분포이다. 한편, 저연소압

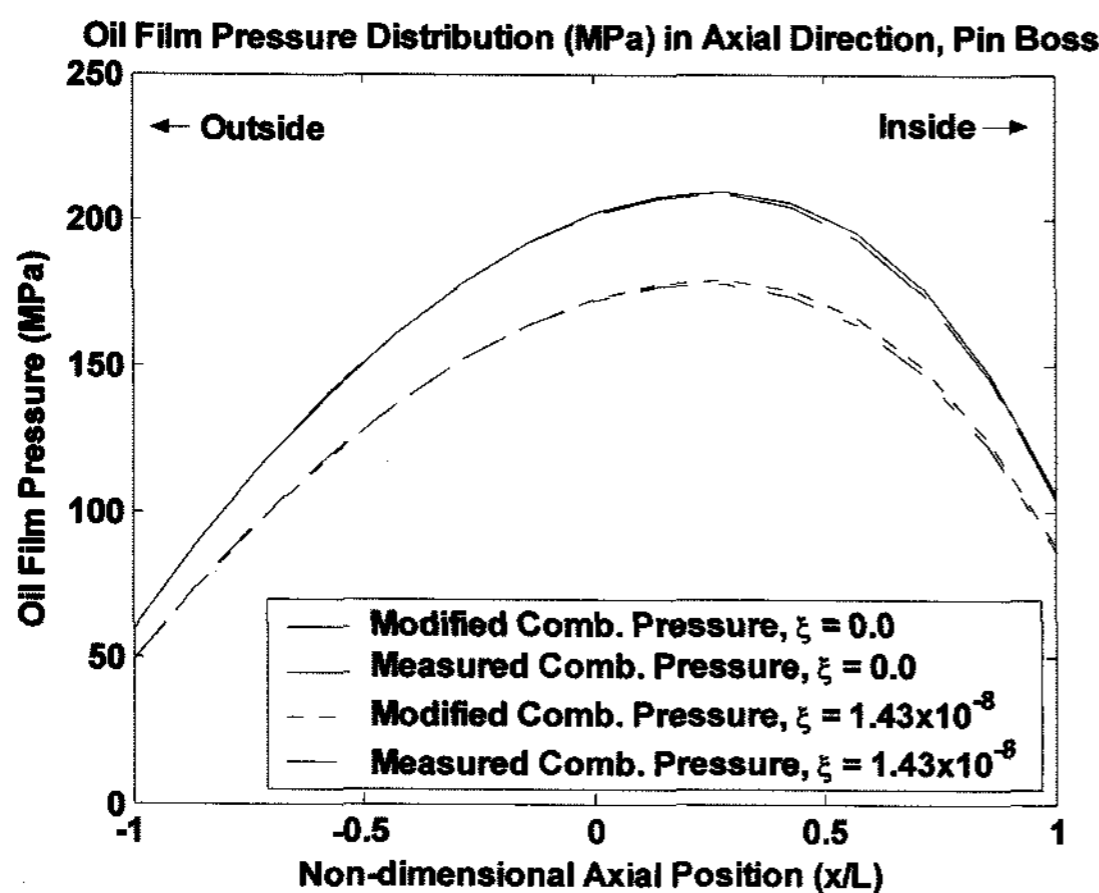


Fig. 14. Maximum oil film pressure distribution of pin boss bearing in axial direction.

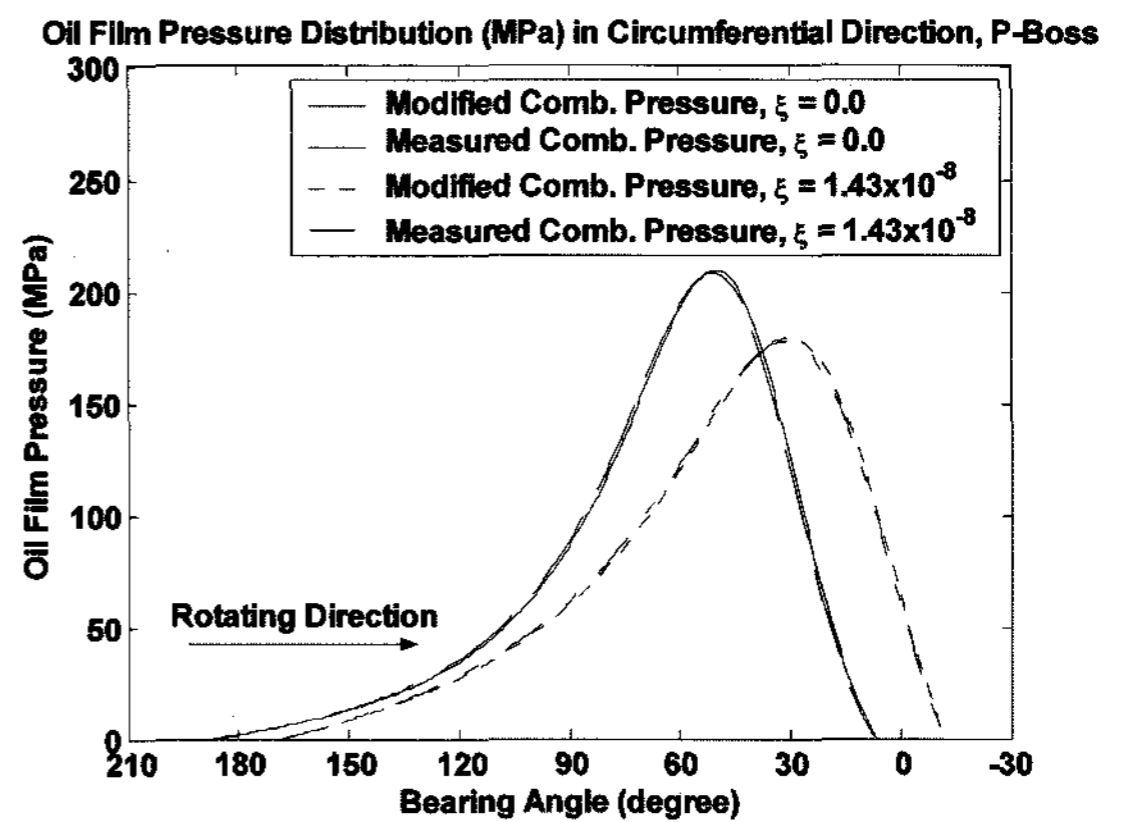


Fig. 15. Maximum oil film pressure distribution of pin boss bearing in circumferential direction.

부분을 수정한 연소실압력을 사용한 경우, 압력-점도지수를 적용할 때가 경사도(degree of misalignment) 0.190정도였고, 압력-점도지수를 적용할 때는 0.171정도였다. 측정연소실압력을 적용하였을 경우는 각각 0.179과 0.164이었다. 따라서 구조해석결과에 근접하는 결과는 압력-점도지수를 고려한 경우이다.

이렇게 얻은 유막압력의 최대값은 저연소압 영역의 변화와 관계없이 원주방향으로는 압력-점도지수를 고려한 경우는 약37도에서 약179 MPa이었고, 압력-점도지수를 고려치 못한 경우는 약55도에서 약209MPa를 나타냈으며, 축방향으로는 압력-점도지수의 고려 유무에 관계없이 x/L 값이 +2/7 위치에서 나타났다.

4. 결 론

- 본 연구 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.
1. 핀의 회전속도는 전반적으로 음의 방향으로 나타났으며, 연소실압력의 저압부가 낮을수록 작게 나타났고 압력-점도지수를 고려한 경우가 그렇지 않은 경우보다 더 적게 나타났다.
 2. 유막압력의 크기는 압력-점도지수의 영향이 크며, 압력-점도지수를 고려하면 점도가 하락되어 압력이 떨어졌다.
 3. 유막압력의 분포는 피스톤 핀의 기울음으로 인해 축방향에서는 핀 중심에서 핀 보스의 안쪽으로 이동하였으며 원주방향으로는 수직축에서 오른쪽 방향으로 이동하였다.

후 기

“논문은 2007년도 대한민국 지식경제부(구 산업자원부)의 자동차기반기술개발사업의 재원으로 위탁기술개발비 지원을 받아 수행된 연구임.” (과제번호 10029840)

참고 문헌

1. Y. Mihara and T. Someya, “A Study on the Measurement of Oil-film Pressure in Engine Connecting Rod Bearing and Piston Pin-Boss by Thin-film Sensor”, ASIATRIB 2002 International Conference, Jeju Island, Korea, Oct. 21-24, pp. 409-410, 2002.
2. Y. Mihara, K. Sekine and T. Someya, “Study on the Development of a Thin-film Sensor for Measuring Oil-film Pressure in Engine Bearing and Piston Pin-boss”, Tribology Series(Leeds), Amsterdam; Boston; Elsevier, pp. 391-402, 2003.
3. T. Someya and Y. Mihara, “Engine Tribology by Means of New Thin-Film Sensors”, KSTLE 2005 Automotive Tribology International Symposium and 40th Spring Conference, Kwangju, Chosun Univ., June 16-17, Vol. 1, pp. 3-23, 2005.
4. J. L. Ligier and P. Ragot, “Piston Pin: Wear and Rotating Motion”, SAE International, SAE 2005-01-1651 (SP-1964), pp. 760-768, 2005.
5. S. M. Chun, “Study on the Rotating Motion of a Piston Pin of Full Floating Type”, *J. of the KSTLE*, Vol. 23, No. 3, pp. 95-102, 2007.
6. Smalley AJ, McCallion H. The effect of Journal Misalignment on Performance of a Journal Bearing under Steady Running Conditions. Proc Inst Mech Engrs(Part 3B) 1966-1967 ;181:45-54.
7. P. C. Warner, “Static and Dynamic Properties of Partial Journal Bearings”, *J. of Basic Engineering*, Trans. ASME, Series D, Vol. 85, 1963, p. 247, 1963.
8. J. F. Booker, “Dynamically Loaded Journal Bearing; Mobility Method of Solution”, *J. of Basic Engineering*, Trans. ASME, Series D, Vol. 87, pp. 537-546, 1965.
9. B. J. Hamrock, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, Inc., pp. 57-61, 1994.
10. C. J. A. Roelands, “Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils”, V. R. B. Druk, Groingen, Netherlands, 1966.