

고 연소압을 받는 디젤엔진 피스톤의 핀-보스 베어링 윤활해석

하대홍* · 전상명†

호서대학교 자동차공학과, *한서대학교 항공기계학과

Pin-Boss Bearing Lubrication Analysis of a Diesel Engine Piston Receiving High Combustion Pressure

Dae-Hong Ha* and Sang Myung Chun†

Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University

*Dept. of Aero-Mechanical Engineering, Hanseo 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 the effects on the film pressure distribution due to the change in maximum combustion pressure.

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

1. 서 론

현재 내연기관의 유해물질 감소를 요구하는 환경규제가 점차 엄격해 지고 있으며, 이에 대응하는 자동차용 엔진개발이 필요조건이 아닌 충분조건이 되어 있다.

내연기관의 배기가스 중 CO₂는 완전연소를 통해 일정부분 제거될 수 있다. 그러나 NO_x, Soot Particles, HC, CO 등과 같은 다른 배기가스들은 환경적 문제를 야기 시킴으로 인해 유럽연합, 미국, 일본 등에서 그 규제가 날로 심화되고 있다. 따라서 자동차 제조업체들은 배기가스 규제 목표치를 달성하기 위한 시스템적 접근을 시도하고 있다. 요구되는 낮은 수준의 이산화탄소 배기가스 규제를 만족시키기 위해서는 연료소모를 낮출 수 있는 디젤엔진의 사용 증대와 함께 엔진의 소형화가 필수적으로 요구된다. 그러나 불행히도, 엔진의 소

형화는 토크와 출력으로 대별되는 자동차 성능 향상에 대한 소비자의 요구와 상반되는 방향이다. 이러한 상반된 요구조건을 해결할 수 있는 유일한 방법은 엔진의 비출력을 증대시키는 것이며, 더불어 엔진의 구동부품의 핵심인 피스톤은 차세대 엔진 부품들 중에서도 가장 높은 온도와 압력에 노출될 수밖에 없는 실정이다. 따라서 차세대 내연기관 개발의 성패는 피스톤의 성능에 달려 있다고 해도 과언이 아니다.

즉, 승용디젤엔진의 경우 배기가스규제 만족을 위해 연소개선이 필요하며 이를 위해 후처리 시스템 개발 및 연소실 내 연소를 개선하는 방법이 있다. 그러나 후처리 시스템에 의한 배기가스정화보다는 연소실 내 연소 압력을 높여 연소를 개선하는 방법이 가격 면에서 유리하고, 커먼레일의 적용으로 연소 압력을 높일 수 있게 되었다. 이에 따라 내구 면에서 엔진부품의 강성을 고려한 형상 설계 변경이 필요하다. 특히 연소 압력을

†주저자 · 책임저자 : smchun@hoseo.edu

직접 받는 피스톤은 피스톤 핀에 의해 연결봉에 연결 되는데, 이때 힘을 받는 피스톤 핀 보스 베어링의 유막 압력이 올라가게 된다. 현재 EURO IV 배기가스규 제 하에서도 최고연소압력이 160 bar 하에서 핀 보스 베어링의 유막 압력은 180 MPa 이상 까지도 올라가고 있으며, 2009년 9월에 적용이 요구되는 EURO V 배기가스규제 하에서는 최고연소압력이 180 bar 하에서 핀 보스 베어링의 유막 압력은 200 MPa 이상까지도 도달이 예상된다. 향후 2014년 9월 적용 예정인 EURO VI 배기가스규제 하에서는 그 이상의 유막 압력을 견디는 피스톤 핀 보스 개발이 요구된다.

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 경계윤회나 혼합윤회 상태로 운전된다고 알려진 바와는 달리 피스톤 핀 베어링은 본질적으로 유체윤회 상태에서 운전되나 아주 가끔 혼합윤회 모드로 운전되는 특성이 있다는 것을 보였다. 간단한 일차원 유체윤회 이론을 적용한 프로그램에 정교한 접촉모델을 추가하여 피스톤 핀의 거동을 기술하였다. 또한 피스톤 핀의 회전은 연결봉의 회전과는 다름을 이론적으로 보였다. 또한 압력-점도 계수가 피스톤 핀 속도와 관계된 주요 매개변수라는 것을 밝혔다[4].

이와 같이 비고정식 피스톤 핀 베어링은 대부분의 운전 사이클 동안 유체윤회상태에서 운전이 되고 아주 짧은 기간 동안만 혼합윤회상태에서 운동되므로 피스톤 핀 보스 베어링의 이차원 유체윤회해석의 적용이 가능하며, 이로부터 핀 보스 베어링의 유막 압력분포를 알아낼 수 있다고 본다.

한편 고부하의 폭발압력에 견딜 수 있는 피스톤 핀 홀 부의 형상설계기술의 개발이 요구되므로, 핀 보스 베어링의 이차원 유막 압력 해석 프로그램을 개발하여,

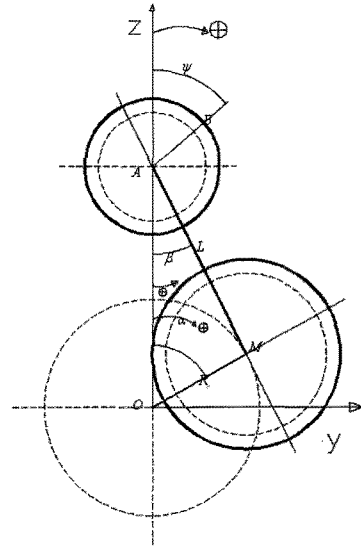


Fig. 1. Diagram of a piston-connecting rod system.

앞으로 계속 고압화 되어 가는 디젤엔진의 피스톤 핀 보스형상을 결정하기 위한 핀 보스 베어링 유막 압력 분포를 예측하고자 한다.

특히 본 연구에서는 압력-점도지수를 고려치 않은 경우, 최고 연소압력의 증대 시 피스톤 핀 마찰토크 변화에 따른 피스톤 핀 속도 및 유막 압력변화를 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 \$\alpha\$, \$\beta\$와 \$\psi\$는 삼각법 방위에서 양의 방향으로 움직인다고 본다. 따라서 연결봉의 각 가속도는 다음과 같이 표현될 수 있다.

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

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

2-2. 연결봉 소단부의 마찰계수

마찰 토크 \$T_{fc}\$를 갖는 소단부의 마찰력은 피스톤 핀

과 연결봉 소단부 사이에 적용되어 미끄럼 없이 피스톤 핀을 회전하게 한다. 이러한 가정은 다음과 같은 관계를 허락한다.

$$T_{fsc} - T_{fpc} \geq |I_p \ddot{\beta}| \quad (2)$$

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

부가적으로 순간 마찰 토크는 다음의 표현식으로 간략화되어 질 수 있다.

$$T_{fsc} = |F_{pc}(t)| \times f(t) \times D_p$$

$$T_{fpc} = |F_{pc}(t)| \times 0.01 \times D_p \quad (3)$$

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 혼합윤활의 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 연소압력으로부터 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.

$$I_p \ddot{\psi} = t_{fsc}(\alpha)(\beta - \psi) - t_{fpc}(\alpha)\psi \quad (5)$$

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

즉 다음과 같이 표시할 수 있다.

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

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

여기서 μ 는 엔진오일 점도이고, L_{sc} 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 $t_{fsc}(\beta - \psi)$ 와 $t_{fpc}\psi$ 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, x방향 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.

3. 결 과

3-1. 엔진 제원

본 연구에 관련된 엔진의 제원은 Table 1과 같다. 엔진 최고 연소압력은 EURO III 배기가스규제를 만족하는 150 bar와 EURO V 배기가스규제를 만족할 것으로 예상되는 180 bar를 고려하였다.

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, 연소 실압력 및 열 변형으로 인해 피스톤 핀 보스 및 핀에

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 (×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

변형이 있었으며, 이로부터 피스톤 핀 보스 내에서 피스톤 핀이 상대적으로 경사져 있었다. 그러나 이 경우는 구조 변형으로 인해 핀의 보스에 대한 상대경사가 설계특성 내에서의 핀 최대경사보다도 크게 나타났으며, 또한 비선형적인 변형으로 인해 정확한 경사도를 알아 내기가 어려웠다.

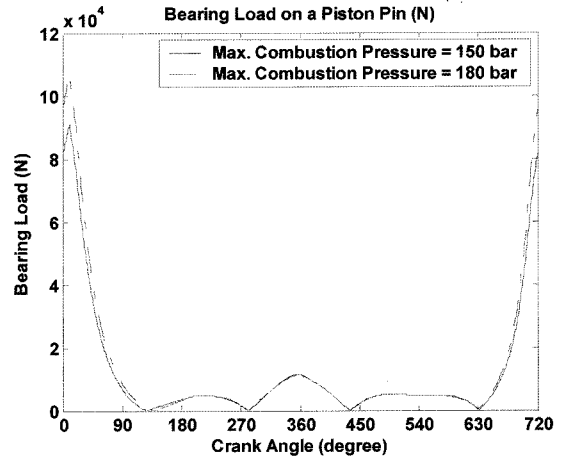
따라서 본 연구에서는 핀 중심에서의 편심율과 유막 두께를 구한 후 가정한 경사도를 갖고 경사진 핀의 전체 유막 분포를 구했으며 이로부터 베어링 반력을 구하여 연소실압력으로부터 생성되는 적용하중과 같게 될 때까지 경사도를 조정해 가며 하중이 일치하는 경사도를 구하였다.

예를 들어 최고연소압력이 180 bar인 경우, 그 값이 경사도 D_m (degree of misalignment)으로 약 0.171정도였다. 이는 수직경사각 δ 로는 약 0.00125도이다. 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.

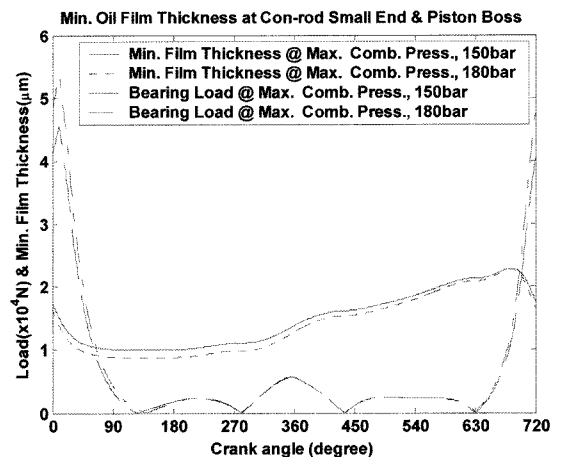
3-2. 핀 하중 및 핀 토크

본 연구에서는 최대 연소압력이 150 bar와 180 bar인

**Fig. 2. Bearing load on piston pin.**

경우에 대해서 피스톤 핀 보스의 유막압력해석을 수행하였다. 각각의 주어진 연소실압력 하에서 계산된 적용하중은 Fig. 2에 도시되었다. 최고연소실압력이 180 bar인 경우가 적용하중이 최고 16 kN정도 더 높았다.

핀 보스에서의 적용하중과 최소 유막 두께에 대해서는 Fig. 3에 도시되었다. 폭발행정 끝 부분에서 최소유막이 제일 작았으며, 배기행정에서부터 서서히 증가하여 흡입행정에서도 최소유막이 계속 증가하였다. 두 가지 연소실압력 하에서 최소 유막 두께의 차이는 0.1206 μm 이다. 한편, 적용하중이 피크치를 나타내는 크랭크 각 위치보다 낮은 하중이 적용된 위치에서 유막두께가 더 작게 나타났으며, 이는 Fig. 3에서와 같이 최대 하중 위치에서 유막압력이 높아서 하중을 견디는 능력이 더 향상되어 상대적으로 유막두께가 더 크게

**Fig. 3. Minimum film thickness at pin boss.**

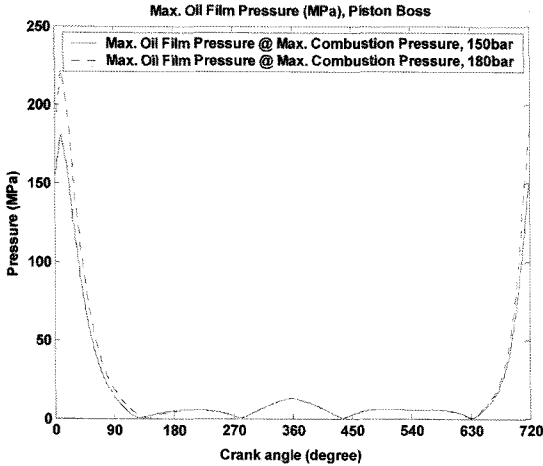


Fig. 4. Maximum oil film pressure distribution on a piston pin boss at every crank angle.

나타났다. 참고로 편심율은 최대 연소실압력이 150 bar 및 180 bar 하에서, 각각 최대 하중 위치에서 0.736과 0.759이고 낮은 하중 위치에서 최대 편심율은 각각 0.826과 0.847이었다. 이러한 편심율은 큰값이 아니며, 베어링 설계 기준을 만족하는 값이다.

피스톤 핀 보스에서의 최대 유막 압력은 Fig. 4에 도시되어 있다. 두 연소실압력에 대한 최대 유막압력의 차이는 크랭크 각도 10도에서 41 MPa이었다.

연결봉 소단부에서의 크랭크 각 변화에 따른 마찰계수 변화는 Fig. 5에 도시되었다. 두 가지 연소실압에 대한 연결봉 소단부에서 마찰계수의 피크치 위치에 대한

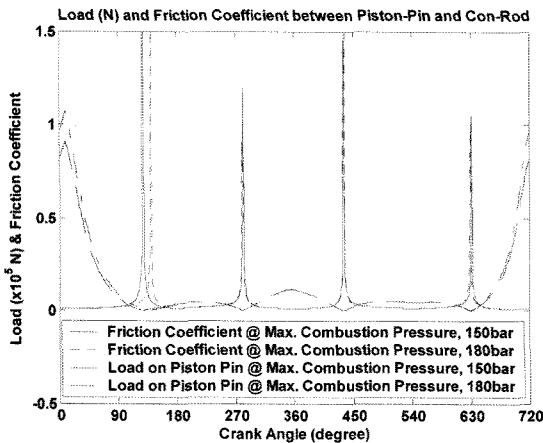


Fig. 5. Load and friction coefficient between piston pin and con-rod small end.

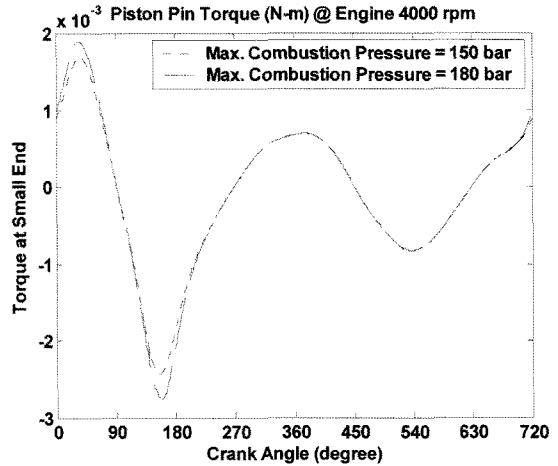


Fig. 6. Piston pin torque on con-rod small end at engine 4000 rpm.

차이는 연소행정 끝 부분에서만 뚜렷이 나타났으며, 이는 최대 연소실압력이 180 bar일 때가 폭발행정 끝 부분에서의 연소실압력이 조금 더 큰 값을 갖고 연장되었기 때문이다.

이러한 적용하중 하에서 피스톤 핀과 연결봉 소단부 및 핀 보스 사이에서 일어나는 마찰토크는 Fig. 6과 Fig. 7에 각각 도시하였다.

최고연소실압력이 180 bar일 때 연결봉 소단부에서의 마찰토크는 최대폭발압 부근과 연소행정 말미에서의 150 bar일 때보다 현저히 더 크게 나타났다. 한편 피스톤 핀 보스에서의 마찰토크는 180 bar일 때가 전 크랭

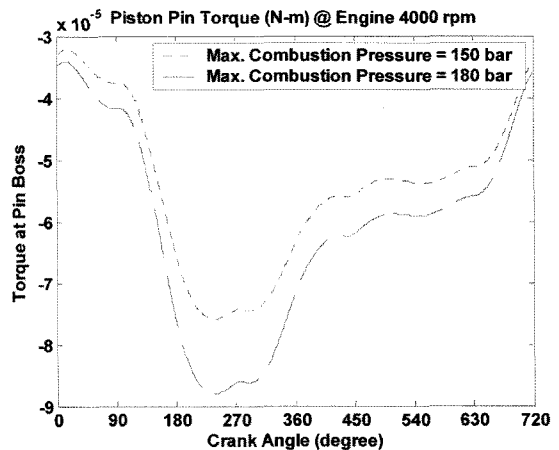


Fig. 7. Piston pin torque on pin boss at engine 4000 rpm.

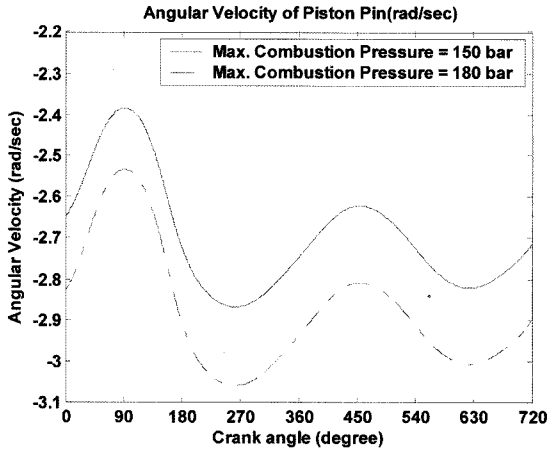


Fig. 8. Angular velocity of piston pin.

크 각 영역에서 크게 나타났다.

3-3. 핀 회전속도

위의 마찰토크의 차이로 인하여 나타나는 피스톤 핀의 속도는 Fig. 8에 도시되었다. 핀 속도는 음의 방향으로 회전하였으며, 연소압력이 클수록 크게 나타났다. 최대연소실압력이 180 bar인 경우에 핀의 평균 속도는 음의 방향으로 약 2.9 rad/sec이었고, 150 bar일 때는 같은 방향으로 약 2.7 rad/sec이었다.

3-4. 핀 보스의 유막압력

작용하중과 핀 경사도를 고려하여 계산된 베어링 유막 반력이 갈게 되는 유막 압력분포는 Fig. 9과 Fig. 10에 도시되었다. 이는 최대 유막 압력이 발생하는 크

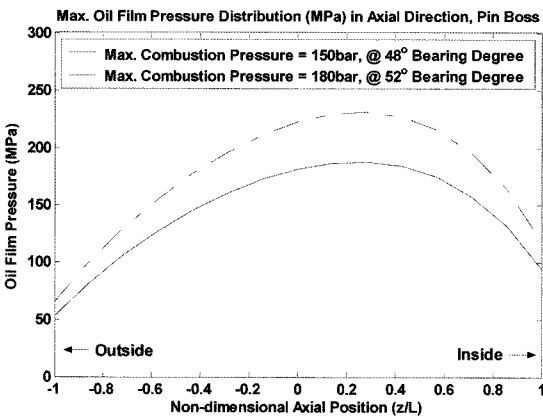


Fig. 9. Maximum oil film pressure distribution in axial direction.

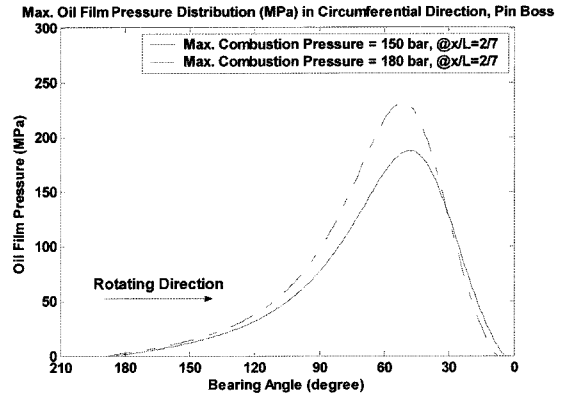


Fig. 10. Maximum oil film pressure distribution in circumferential direction.

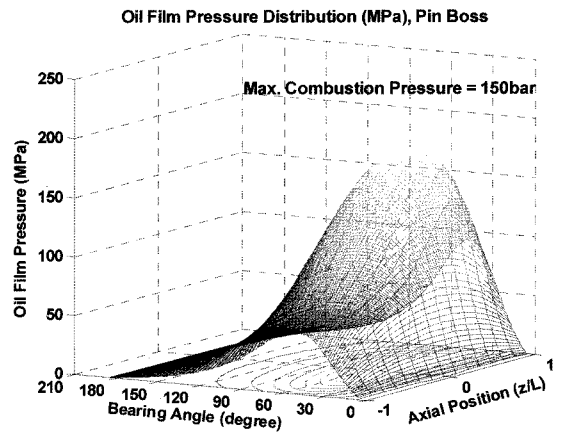


Fig. 11. Oil film pressure distribution on pin boss bearing, 150 bar.

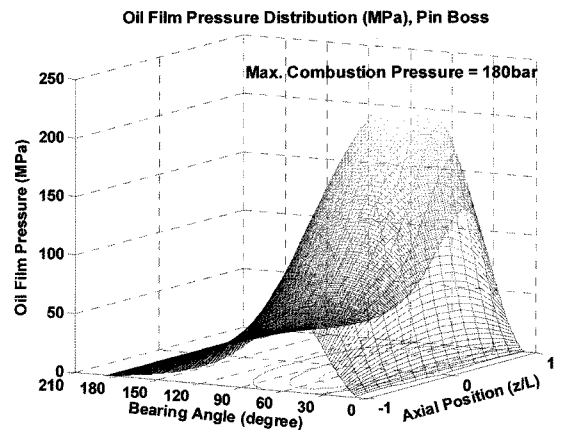


Fig. 12. Oil film pressure distribution on pin boss bearing, 180 bar.

랭크각도 10도에서의 유막압력 분포이다. 한편 최고연소압력이 180 bar인 경우에 경사도(degree of misalignment)가 0.171정도였다. 최고연소압력이 150 bar인 경우는 0.168이었다

이렇게 얻은 유막압력의 최대값은 최고연소압력이 180 bar인 경우에 원주방향으로는 약52도에서 약 231 MPa이었고, 최고연소압력이 150 bar인 경우에 약 48도에서 약188 MPa를 나타냈으며, 축방향으로는 두 가지 경우 다 x/L 값이 +2/7 위치에서 나타났다.

Fig. 11과 Fig. 12에서는 최대연소실압력이 각각 150 bar와 180 bar일 때 2차원 압력분포를 도시하였다. 두 가지 경우의 최대 압력의 차이는 41 MPa정도였다.

4. 결 론

본 연구 결과 최대연소압력이 150 bar에서 180 bar로 30 bar증가하였을 때, 피스톤 핀의 회전 속도가 음의 회전 방향으로 평균적으로 약 0.2 rad/sec더 크게 나타났다. 최대유막압력도 41 MPa 정도 더 증가하였다. 핀 보스의 압력분포는 피스톤 핀의 휨 현상을 고려할 때 축방향 최대 압력은 핀 안쪽으로 이동한 것으로 나타났다. 핀 회전과 연결봉의 요동운동 및 비정상변동 하중으로 인하여 원주방향으로의 최대 압력은 수직축 기준선보다 오른쪽으로 이동하였다.

후 기

“이 논문은 2007년도 호서대학교의 재원으로 학술연구비 지원을 받아 수행된 연구임” (기초학문연구비

20070161)

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.