

## 비고정식 피스톤 핀의 회전운동에 관한 연구

전 상 명<sup>†</sup>

호서대학교 자동차공학과

### Study on the Rotating Motion of a Piston Pin of Full Floating Type

Sang Myung Chun<sup>†</sup>

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. Moreover, the lead removal from the bush material has strongly reduced the capability of the antifriction material to accept asperity contacts. In this paper, before trying to find the pressure distributions on the oil film of piston pin bearings by the unsteady two dimensional thermohydrodynamic lubrication analysis in order to do the optimum design of the bearings of piston pin, 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.

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

#### 1. 서 론

지금까지 피스톤 핀과 핀-보스 및 연결봉 소단부와 관련한 윤활연구는 크랭크 축 베어링에 비하여 상대적으로 미약했다. 그 이유는 피스톤 핀 베어링의 운전조건이 그렇게 까다롭지 않았기 때문이다. 그러나 최근 수년 동안 유럽의 배기가스 규제로 인한 디젤엔진 연소 개선으로 자동차 터보 디젤 엔진의 연소 압력이 매우 가혹한 운전조건을 낳았으며, 따라서 연결봉 소단부에서 피스톤 핀에 가해지는 압력이 증가하였다. 이는 대부분의 디젤엔진의 연료시스템이 예연소실을 갖는 간접분사 대신 커먼레일을 부착한 직접분사 시스템으로 전환된 덕분이며, 더 나아가 이러한 압력 증가는 가변 터보차저 적용에 의해 낮은 엔진회전속도에서도 일어난게 되었다. 앞으로도 더욱 증가할 것이다.

현 유럽 배기가스 규제 EURO IV 상태에서는 연소 압력이 165 bar 정도까지면 배기가스 규제를 만족할 수

있지만, 2008년 중반부터 적용 예상인 EURO V 배기가스 규제를 만족하는 피스톤을 개발하려면 200 bar까지 견디는 피스톤이 요구되는 실정이다.

이와 같이 연결봉 소단부 및 핀-보스에서 피스톤 핀에 가해지는 압력이 증가함에 따라 최근에 연구자들의 관심을 갖게 되었다.

한편, 지금까지 피스톤 핀 및 핀 베어링 윤활에 관련한 연구를 살펴보면 다음과 같다.

논문 [1-2]에서는 피스톤 핀 보스의 강도를 증가시키려면, 핀-보스 접촉 압력을 감소시켜서 윤활과 스커핑 저항 면에서 베어링 조건을 개선할 수 있어야 하는데, 이러한 개선은 피스톤 핀 홀의 경사진 형상이 효과적이라는 것을 보였으며, 또한 이러한 핀 홀 형상 설계와 병행하여 가벼운 핀의 적용으로 피스톤-핀 조합의 무게를 줄일 수 있었다.

논문 [3]에서는 고정식(강제 끼워 맞춤형: press-fit type) 피스톤 핀에 대한 비 고정식(full floating type) 피스톤 핀의 트라이볼로지 측면의 이점을 알아내는 데 초점을 맞추었다. 핀의 회전 운동과 피스톤 핀의 편심

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : smchun@hoseo.edu

과 커넥팅 로드 의 경사 등이 새로이 개발된 방법에 의해 측정되었다. 핀 보스 주위의 피스톤 온도도 측정되었다. 측정 결과, 비고정식 핀의 회전 운동은 유막형성에 큰 효과는 없었으나, 커넥팅 로드 운동에 의해 생기는 고정식 핀의 경사는 비고정식 핀의 윤활에 불리하게 하는 원인이 라는 것을 알아냈다. 고정식 핀의 보스 주위의 온도는 비 고정식 핀 주위의 온도보다 높게 나타났다.

논문 [4]에서는 비고정식 피스톤 핀의 회전운동은 피스톤 핀 보스와 연결봉 소단부의 윤활 조건의 개선이 예측되므로, 이러한 피스톤 핀의 회전운동에 대한 특성 연구가 실험에 의해 이루어졌다. 엔진속도가 증가함에 따라, 핀 회전운동은 저 하중 조건에서는 나타나지 않았지만, 고 하중 조건에서는 빠른 회전이 관찰되었다. 그리고 이러한 핀 회전운동은 연소행정에서의 소단부 마찰의 증가에 의해 초래되었다는 것을 알아냈다.

자동차 기술된 엔진의 강제 끼워 맞춤형 피스톤 핀에 사용된 피스톤 핀 보스 베어링의 윤활 조건에 대한 분석이 실험에 의해 수행되었다. 여기서 피스톤 핀 보스 베어링 마찰력은 엔진 고 하중에서 한 사이클 동안 두 번의 정점을 나타냈으며, 이 때 윤활 특성은 무 유체윤활이었다. 이 두 번의 무 유체윤활조건의 주요원인은 오일 윤활을 위한 불충분한 공급이라는 것을 알아냈다. 일반적으로 피스톤 조립체의 무게를 줄이기 위해 피스톤 핀 길이 및 두께를 줄인다든지, 소음을 줄이기 위해 핀 보스 베어링 틈새를 줄일 경우 마찰 특성이 악화되었고 비정상적인 베어링 마찰이 일어날 가능성이 증가하여 결국 소착이 일어난다. 따라서 마찰력과 마찰 특성을 개선하기 위해서는 피스톤 핀의 표면 거칠기를 줄이는 효과와 핀 보스 베어링에 오일 공급 홈의 사용과 베어링 재질의 변경 등을 통하여 마찰이 눈에 띄게 줄어드는 것이 관찰 되었다[5-7].

핀 보스 주위의 오일을 잘 활용하여 핀 보스 베어링 마찰을 줄이는 방법[8]도 소개되었으며, 고 성능엔진에 적용되는 피스톤 핀 부싱 재질도 개발[9]되었다. 특히 부싱의 마모와 부식저항이 개선된 재질을 개발하였다. 한편 핀 보스 베어링 내에서 윤활 특성이 피스톤 핀의 변형에 미치는 영향도 연구[10]되었다.

미끄럼 표면 내 유막 압력을 측정하기 위한 압전저항형 박막압력센서가 개발되었으며, 이를 이용하여 여러 가지 형상의 피스톤 핀 보스 베어링 유막압력을 측정하였다. 피스톤 핀 보스 안쪽 시작점에서 압력이 높게 나타났으며 바깥쪽으로 갈수록 낮게 나타났다. 또

한 피스톤 핀 보스의 원주방향 압력도 측정하였으며 위쪽을 중심으로 좌우 40° 내에서 높은 압력이 나타났으며, 따라서 이 부분에서 대부분의 하중이 걸리는 것을 알 수 있었다[11-13].

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-점도 계수가 피스톤 핀 속도와 관계된 주요 매개변수라는 것을 밝혔다[14].

근래 엔진 내 증가된 연소 압력과 증가한 관성력은 피스톤 핀과 핀 베어링사이 접촉면에 주기적인 하중을 증가시킨다. 따라서 엔진개발 초기단계에서 고압을 받는 피스톤 핀과 보스 및 소단부 접촉면에 소착이 일어나는 것을 종종 경험할 수 있다. 따라서 피스톤 초기 설계 시 피스톤 핀 보스 베어링의 압력 분포를 미리 예측하여 최적의 핀 보스 형상을 설계하는 것이 매우 중요하다.

또한 비고정식 피스톤 핀 베어링은 대부분의 운전 사이클 동안 유체윤활상태에서 운전이 되고 아주 짧은 기간동안 만 혼합윤활상태에서 운동되므로 피스톤 핀 보스 베어링의 이차원 비정상 열유체윤활해석의 적용이 가능하며, 이로부터 핀 보스 베어링의 정확한 유막 압력분포를 알아낼 수 있다.

본 논문에서는 이러한 이차원 비정상 열유체윤활해석을 통한 유막압력분포를 구하기 위한 전단계로, 디젤엔진 피스톤-연결봉 거동을 이론적으로 파악한 후 피스톤 핀에 걸리는 하중을 계산하고, 이로부터 일차원 유한베어링 유체윤활이론과 마찰손실동력을 고려한 유효도 및 점도-온도 관계식을 함께 적용하여 핀과 보스 및 핀과 연결봉 소단부의 순간마찰계수 및 순간마찰토크를 계산한 후 비고정식 피스톤 핀의 불규칙한 회전속도의 경향을 파악하고자 한다.

## 2. 이 론

### 2.1. 일반 거동

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

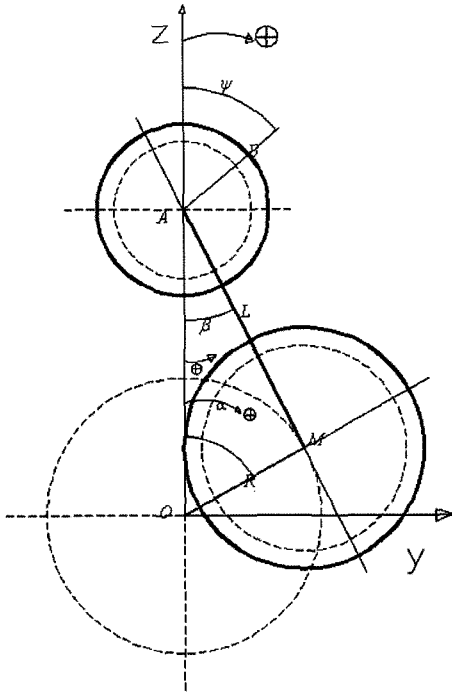


Fig. 1. Diagram of a piston-rod system.

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 커넥팅 로드와 각 가속도는 다음과 같이 표현될 수 있다.

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

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

2-2. 연결봉 소단부의 마찰계수

마찰 토크  $T_{fsc}$ 를 갖는 소단부의 마찰력은 피스톤 핀과 커넥팅 로드 사이에 적용되어 미끄럼 없이 피스톤 핀을 회전하게 한다. 이러한 가정은 다음과 같은 관계를 허락한다.

$$T_{fsc} - T_{fpb} \geq |I_p \ddot{\beta}| \quad (3)$$

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

부가적으로 순간 마찰 토크는 다음의 표현식으로 간

략화되어 질 수 있다.

$$\begin{aligned} T_{fsc} &= |F_{pc}(t)| \times f(t) \times D_p \\ T_{fpb} &= |F_{pc}(t)| \times 0.01 \times D_p \end{aligned} \quad (4)$$

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

핀 보스에서의 마찰계수는 임의로 혼합유허활의 중간 값 정도인 0.01이라고 가정하자. 이러한 가정은 앞으로의 결론에 영향을 미치지 않는다고 본 논문의 결과로 증명될 수 있다. 방정식 (3)은 다음과 같이 다른 방법으로 표현할 수 있다.

$$f(t) \geq \frac{|I_p \ddot{\beta}|}{F_{pc}(t)} + 0.01 \quad (5)$$

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  $\psi$ 에 의해 표시된다. 핀의 동력학적 평형은 다음과 같이 된다.

$$I_p \ddot{\psi} = t_{fsc}(\alpha)(\dot{\beta} - \dot{\psi}) - t_{fpb}(\alpha)\dot{\psi} \quad (7)$$

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.

$$t_{fsc}(\alpha) = \int_0^r \frac{\mu D_p^3 L_{se}}{8h(\alpha, \theta)} d\theta \quad (8a)$$

$$t_{fpb}(\alpha) = \int_0^r \frac{\mu D_p^3 (2L_{pb})}{8h(\alpha, \theta)} d\theta \quad (8b)$$

여기서  $\mu$ 는 엔진오일 점도이고,  $L_{se}$ 는 연결봉 소단부 폭이며,  $L_{pb}$ 는 핀 보스의 한쪽 폭이다.  $h(\alpha, \theta)$ 는 매 그랭크 각도에서의 유막두께를 적용하였다. 따라서 핀 보스와 커넥팅로드 소단부에서의 토크는 각각  $t_{fsc}(\dot{\beta} - \dot{\psi})$ 와  $t_{fpb}(\dot{\psi})$ 와 같이 나타낼 수 있다.

유막 온도는 아래와 같이 마찰손실동력  $P_{loss}$ 를 고려한 유효온도  $T_{eff}(^{\circ}C)$  [15]를 사용하였다.

$$T_{eff} = T_m + 0.9\Delta T \quad (11)$$

여기서  $\Delta T = P_{loss} / (Q_{leak} \rho C_p)$ .

또한 온도에 따른 밀도와 점도는 다음의 식들을 사용하였다.

$$\rho_o = 99.248(A - 0.000354T_f) \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad (12)$$

$$\mu_o = 10^{10(B - C \log T_f)} - 0.6(cS) \quad (13)$$

여기서  $T_R$ 는 유효온도의 랭킨온도이고,  $T_f$ 는 유효온도의 화씨온도이다. 그리고 A, B, C는 오일의 종류에 따른 상수값이다.

### 2-4. 유막압력계산

유한 베어링에 대한 원주방향 일차원 유막 압력분포는 문헌[16,18]의 Warner-Sommerfeld 해를 적용하여 구하였으며, 최대 유막 압력은 문헌[17]의 Goenka 해를 사용하여 구하였다. 유막계산은 변동계수(mobility) 법[18]을 이용하여 핀 중심의 이동량 즉 편심율을 구한 후 이로부터 구하였다.

## 3. 결 과

### 3-1. 엔진 및 크랭크트레인 제원

고려되는 엔진 및 크랭크 트레인 제원치수 자료는

Table 1. 엔진 및 크랭크 트레인 제원

Engine	Diesel DI Engine
Engine Volume	1796 cc
Max. Power rpm	3500 rpm
Max. Torque rpm	1900 rpm
Bore Diameter	82.5 mm
Half Stroke	42 mm
Con-rod Length	130 mm
Engine Oil	SAE 5W40
Pin Outer Diameter	28 mm
Pin Inner Diameter	14.58 mm
Pin Length	66 mm
Pin Boss Length	22.75 mm (×2)
Pin Boss Radial Clearance	0.005 mm
Small End Length	21 mm
Small End Radial Clearance	0.011 mm
Pin Material's Specific Gravity	7.8
Engine Oil Inlet Temperature	110°C @1900 rpm 120°C @3500 rpm

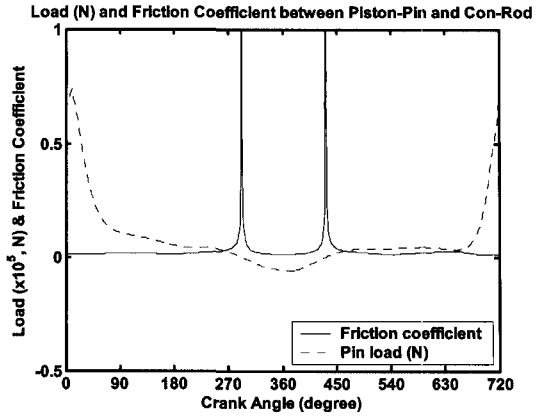


Fig. 2. Pin load and friction coefficient @ 3500 rpm.

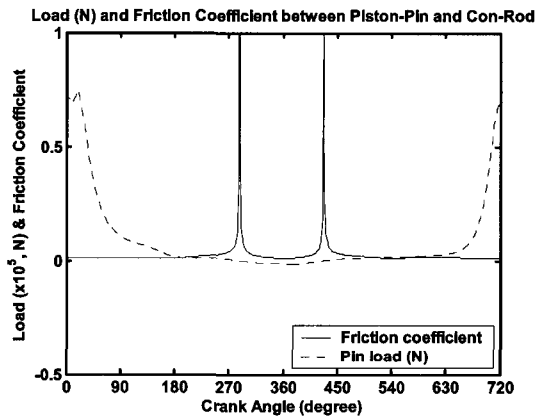


Fig. 3. Pin load and friction coefficient @ 1900 rpm.

Table 1과 같다.

즉, 행정길이는 84 mm, 크랭크 암의 길이  $R$ 은 42 mm, 연결봉 길이  $L$ 은 130 mm,  $\dot{\alpha}$ 는 1900과 3500 rev/min(rpm)을 고려하였고, 피스톤 핀 질량  $M_p$ 와 극관성모멘트  $I_p$ 는 핀 치수와 비중으로부터 계산하였으며, 오일 종류는 5W40이다. 엔진은 디젤 엔진이며, 연소실 가스 압력은 최대 압력이 1900 rpm에서는 144 bars, 3500 rpm에서는 150 bars인 측정압력을 사용하였으며, 이로부터 계산된 피스톤 핀에 작용하는 하중은 각각 Fig. 2와 Fig. 3에 나타나 있다.

### 3-2. 핀 하중 및 연결봉 소단부의 마찰계수

관계식 (5)의 소단부 마찰계수는 위에서 언급한 두 가지 엔진 회전수에 대해 각각 Fig. 2와 Fig. 3에 나타난 값보다 크거나 같아야만 한다는 것을 보여준다. 여기서 주목 할 것은 소단부에 작용하는 힘이 매우 클

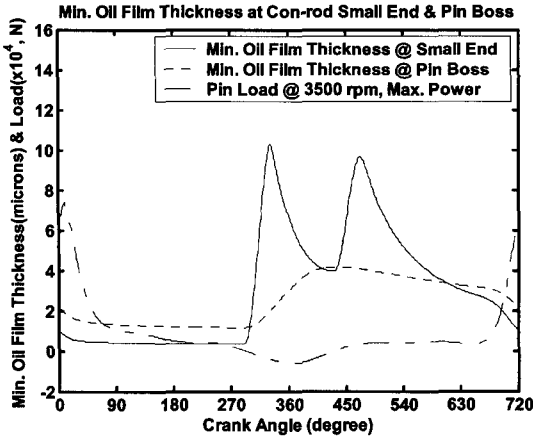


Fig. 4. Minimum oil film thicknesses @ 3500 rpm.

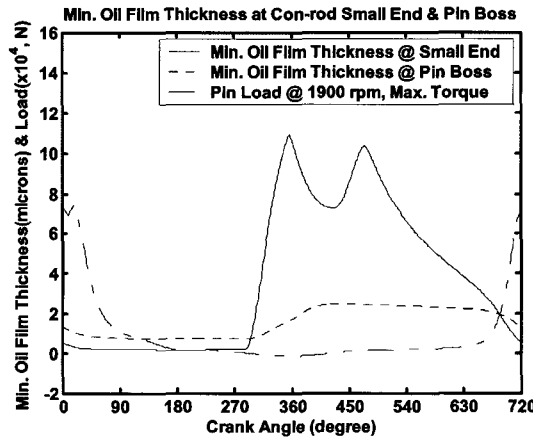


Fig. 5. Minimum oil film thicknesses @ 1900 rpm.

때 이 마찰계수는 작다는 것이다. 이러한 특정 영역 이외에서 소단부 마찰계수  $f(t)$ 가 매우 큰 값을 나타내고 있다. 즉, 핀 보스에서의 마찰계수 0.01 보다 2차수 이상 크다. 결과적으로 핀 보스 마찰계수를 0.01과 같다고 본 가정은 핀 회전 계산에 거의 영향을 미치지 않는다. 더 나아가, 전 연소 사이클동안 피스톤 핀은 연결봉 소단부와 피스톤 핀 보스의 마찰계수가 다르기 때문에 커넥팅 로드 의 이동운동을 따라 움직일 수 있다는 결론을 직감적으로 내릴 수 있다.

### 3-3. 피스톤 핀 베어링의 최소유막두께, 핀 중심의 편심률 및 최대유막압력

연결봉 소단부와 핀 보스에서의 최소 유막 두께의 변화는 전체 연소 사이클 동안 두 가지 엔진 회전수에 대해 각각 Fig. 4와 Fig. 5에 그려져 있으며 피스톤

핀에 작용하는 하중도 함께 그려져 있다. 크랭크 각 변화에 따른 소단부의 최소 유막 두께의 변화는 일반적으로 갑자기 감소가 멈춘다는 것에 주의해야 한다. 이것은 압착 하중 하에서의 뚜렷하게 나타나는 비선형 거동 때문이다. 만약 유막 두께가 매우 작다면 하중 수용능력은 매우 큰 값으로 비선형적인 경향을 띠게 되기 때문이다. 최소유막두께가 작아 마모가 일어날 수 있는 동안의 일부 사이클에서 소단부 부시에 가해지는 가스 압력 하중은 매우 낮다. 그러므로 피스톤 핀 베어링과 핀은 거의 변형이 일어나지 않았다고 가정할 수 있다. 결과적으로 초기 대략적인 평가로서 피스톤 핀은 변형이 없는 물체이고 핀보스와 소단부 부시는 원래 형상과 일치하는 원형인 형상을 갖는다고 볼 수 있다.

한편 피스톤 보스에서는 최소유막두께가 소단부에서의 값보다 작게 나타났는데, 이는 반경 방향 틈새가 연결봉 소단부에서의 값 보다 반 정도 작기 때문이다. 또한 작용하중도 반 정도 작기 때문에 최소유막두께의 변화폭은 상대적으로 크지 않았다.

일반적으로 가장 가혹한 최소유막조건에 있는 크랭크 각 180~270도 사이에서 소단부에 작용하는 하중은 본 연구 대상인 디젤엔진에서 두 엔진 회전수에 대해 각각 1600 N과 5140 N정도 인 데, 대부분의 현대 디젤엔진에서는 7000 N 이하의 값을 가지며, 대부분의 가솔린 엔진에서는 5500 N 이하의 값을 가진다[14]. 이러한 상황은 위 영역이 유체역학적 압력이 매우 크게 작용되는 영역이기 때문에 유막은 매우 작으나 실제로는 유체역학적 압력을 형성한다. 피스톤 보스에 대하여, 작용 하중은 반 정도 낮으며 따라서 최대유막압력도 Fig. 8과 Fig. 9와 같이 반 이하로 낮게 나타났다. 이로인해 피스톤 핀 베어링에 대한 하우징 변형이 무시될 수 있다고 본다. 더 나아가 압착의 마지막 단계에서도 유막의 거동은 레이놀즈 방정식에 의해 충분히 바르게 평가되어 진다. 그러므로 낮은 하중에 대해 전체 마모와 마찰을 예측하기 위해 하우징과 축 굽힘을 무시할 수 있다고 볼 수 있다.

피스톤 핀 보스와 소단부 베어링의 거동 및 이 부위들에 대한 최소 유막 두께의 변화를 이해하려면 이 부위들에 대한 핀 중심의 편심률 변화와 최대 유막 압력의 변화를 알아야 한다. 따라서 앞 절의 유막압력계산 관련한 이론 관계식을 이용하여 피스톤 핀 보스와 소단부 베어링 내에서의 핀 중심의 편심률 변화와 최대 유막 압력의 변화를 도시하여 보았다. 핀 중심의 편심

Eccentricity Ratio of Piston Pin Bearing at Boss & Small End @ 3400rpm

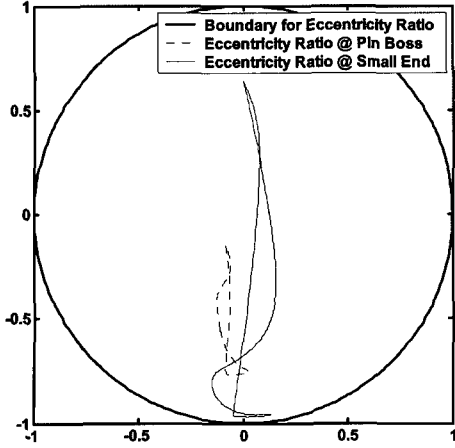


Fig. 6. Eccentricity ratio at pin boss and small end, 3500 rpm.

Eccentricity Ratio of Piston Pin Bearing at Boss & Small End @ 1900rpm

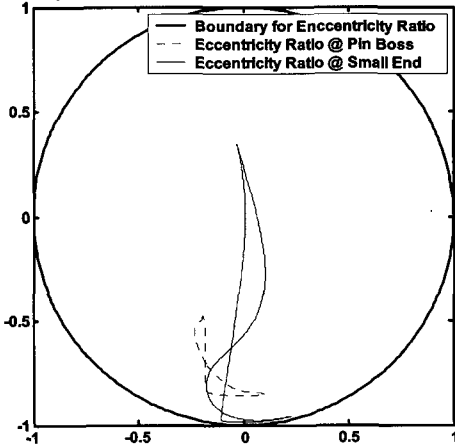


Fig. 7. Eccentricity ratio at pin boss and small end, 1900 rpm.

을 변화는 Fig. 6과 Fig. 7에 나타나 있으며, 최대 유막 압력의 변화는 Fig. 8과 Fig. 9에 도시되었다. 평균 유막 온도는 식 (11)의 유효온도를 사용하였는데 주입오일의 온도를 Table 1과 같이 보았을 때, 소단부에서는 최대 토크 시(1900 rpm)는 120.6°C였고, 최대 동력 시(3500 rpm)는 126.7°C였다. 피스톤 보스에서는 최대 토크시(1900 rpm)는 137.2°C였고, 최대 동력시(3500 rpm)는 147.5°C였다. 이와 같이 최대 동력시에 수 도씩 높게 나타났다. 이는 높은 엔진 회전수 때문이다. 또한 피스톤 핀 보스에서 온도가 낮게 나타났는데, 이는 하중은 반으로 줄어들었으나 반경 틈새도 반 정도 작게 줄어들어 유출유량의 감소로 온도가 상승

하였기 때문이다.

피스톤 핀의 편심율은 270~630 크랭크 각도 사이에서 소단부의 최소유막두께가 낙타 모양을 나타냈는데, 이로 인해 피스톤 핀의 편심율의 변화도 좌우로 변화가 여러 번 나타났다. 이는 이부분에서의 낮지만 변동하는 하중에 의해서 나타나는 현상으로 본다. 한편 핀 보스에서는 작은 반경 틈새와 반으로 줄어든 하중 때문에 유막압력 증가로 이러한 낙타 모양의 최소유막 두께 변화는 나타나지 않았다.

유막의 최대 압력 변화는 Fig. 8과 Fig. 9의 도시되어 있는데, 최대 동력 회전수(3500 rpm)에서 보다 최대 토크 회전수(1900 rpm)에서 최대유막압력이 크게 나타났는데 이는 베어링 평균온도가 낮아서 점도가 커졌기 때문이다. 또한 270 크랭크 각도 이전에는 소단

Max. Oil Film Pressure at Pin Boss & Small End @ 3500rpm

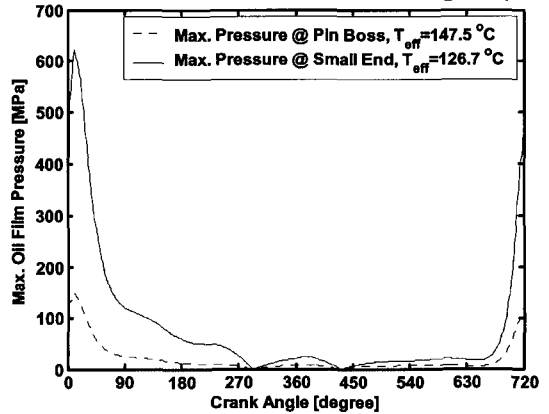


Fig. 8. Maximum Oil Film Pressure at Pin Boss & Small End, 3500 rpm.

Max. Oil Film Pressure at Pin Boss & Small End @ 1900rpm

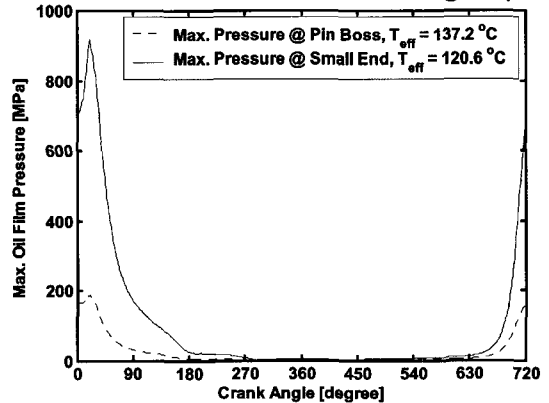


Fig. 9. Maximum Oil Film Pressure at Pin Boss & Small End, 1900 rpm.

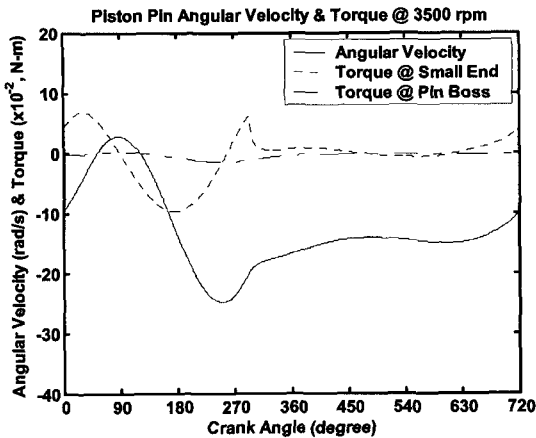


Fig. 10. Instantaneous piston pin speed and Torque @ 3500 rpm.

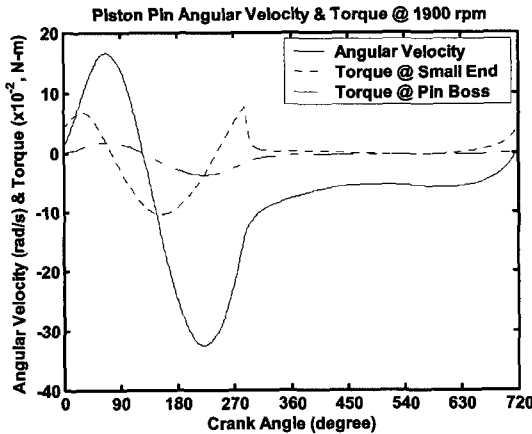


Fig. 11. Instantaneous piston pin speed and Torque @ 1900 rpm.

부의 최소유막두께가 핀 보스에서 보다 작았고 그 후에는 높게 나타난 것은 이 영역에서 소단부의 최대유막압력이 핀 보스에서 보다 최대4배 이상 크게 나타나고 있음을 보고 알 수 있다.

3-4. 연결봉 소단부 및 핀 보스의 토크변화와 핀 회전 속도

최대동력 시와 최대 토크 시의 핀의 순간 각 속도는 Fig. 10와 Fig. 11에 나타나 있다.

Fig. 10과 Fig. 11을 보면 알 수 있듯이, 폭발 직후 팽창행정을 제외하고는 핀은 대부분 한 방향으로 회전한다는 것을 볼 수 있다. 즉 그 평균 회전 속도는 음수값 (약 -8~-12 rad/s)을 가짐을 알 수 있다. 이것은 핀 관성 효과가 현저하다는 것을 의미한다. 참고로

문헌[14]에서는 핀 회전이 전 영역에서 한 방향으로 일어났는데, 이는 폭발직 후 핀 최대 하중이 30 kN 이하였고, 이런 낮은 핀 하중으로 인해 핀 보스에서의 토크변화가 거의 일어나지 않았었다. 그러나 본 연구에서는 폭발 직 후 핀 최대 하중이 두 엔진회전수에서 모두 거의 80 kN에 도달하였고, 이로부터 핀 보스의 마찰토크의 변화가 나타났으며, 이것이 핀의 회전에 영향을 미쳤다고 판단할 수 있다. 이러한 성질을 설명하기 위해서 연결봉 소단부와 피스톤 핀 보스에서의 토크인  $t_{sc}(\beta - \psi)$  와  $t_{pb}\psi$ 를 크랭크 각도에 대해서 Fig. 10과 Fig. 11에 함께 도시하였다.

Fig. 10과 Fig. 11에서 보는 바와 같이, 피스톤 핀 보스 내에서는 폭발 직 후부터 배기행정 말미까지 토크변화가 완만하게 있었고 그 후로는 거의 없다는 것을 볼 수 있다. 그러나 소단부 내에서는 토크가 엔진회전수 변동에 따라 변화 형태는 다르나, 두 경우 모두 큰 폭을 갖고 요동 친다는 것을 보여준다. 이러한 결과로부터 도시된 핀 속도의 경향이 나타났다고 볼 수 있다. 본 논문에서 고려한 디젤엔진의 연소실 최대압력이 150 bar 정도였는데, 향후 200 bar를 실현할 EURO V엔진에서는 폭발 직 후 양의 방향 피스톤 핀 회전 속도가 더 커질 것으로 예측된다.

또한 두 엔진 회전수가 거의 2배 정도 차이가 있지만, 핀의 평균속도는 두 경우 다 약 -10 rad/s 근처로 변화가 심하지 않다는 것을 볼 수 있었다.

4. 결 론

본 연구 결과 핀은 팽창행정을 제외하고는 대부분 한 방향으로 회전한다는 것을 볼 수 있었고, 향후 200 bar를 실현할 EURO V엔진에서는 폭발 직 후 반대방향 피스톤 핀 회전 속도가 더 커질 것으로 예측된다.

참고 문헌

1. D. Fletcher-Jones, D. R. Adams, E. M. Barraclough and J. C. Avezou (1986), "Optimization of Piston Pin Hole Shape," AE Technical Symposium 1986, Paper No. 31.
2. D. C. Bates, P. Maurat and L. Bruni (1990), "Gasoline Piston and Pin Design for the 1990s," AE Technical Symposium 1990, Paper No. 14.
3. M. Takiguchi, M. Oguri and T. Someya (1993), "A Study of Rotating Motion of Piston Pin in Gasoline

- Engine,” JSAE Proceedings, May 1993, JSAE Paper 9303005, pp. 141-144.
4. K. Tomita, K. Nagasawa, M. Takiguchi, T. Someya and Y. Tazaki (1994), “A Study of Rotating Motion of Piston Pin in Gasoline Engine,” JSAE Proceedings, Apr. 1994, JSAE Paper 9433704, pp. 25-28 (Abstract: JSAE Review, Vol. 15, No. 3, pp. 276.).
  5. T. Suhara, T. Takei and M. Takiguti (1996), “Characteristics of Friction Force on Piston Pin Boss Bearings,” JSAE Proceedings, Apr. 1996, JSAE Paper 9633892, pp. 65-68.
  6. T. Suhara, T. Takei, S. Ato, M. Takiguchi and S. Furuhashi (1997), “Characteristics of Friction Force on Piston Pin Boss Bearings,” SAE 968195.
  7. T. Suhara, S. Ato and M. Takiguchi (1997), “Friction and Lubrication Characteristics of Piston Pin Boss Bearings of an Automotive Engine,” SAE 970840 (SP-1245), pp. 83-90.
  8. M. Takiguchi, T. Suhara, T. Someya and S. Furuhashi (1998), “Reduction of Friction for Piston Pin Boss Bearing of Automotive Gasoline Engine by Utilizing Oil Around the Boss,” ASME-Publication-ICE, Vol. 30, No. 2, pp. 99-105.
  9. T. Kira, H. Yokota, S. Kamiya and Y. Kitagawa (1999), “Development of Piston Pin Bushing Material for High Performance Engine,” SAE 1999-01-0826, SAE 1999 International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, USA, March 1-4.
  10. M. Takiguchi, Y. Aoki and K. Fujii (2000), “Effects of Piston Pin Deformation Lubrication Characteristics at Pin Boss Bearing,” ASME-Publication-ICE, Vol. 34, No. 1, pp. 139-146.
  11. Y. Mihara and T. Someya (2002), “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.
  12. Y. Mihara, K. Sekine and T. Someya (2003), “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.
  13. T. Someya and Y. Mihara (2005), “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.
  14. J. L. Ligier and P. Ragot (2005), “Piston Pin: Wear and Rotating Motion,” SAE International, SAE 2005-01-1651 (SP-1964), pp. 760-768.
  15. A. Cameron (1981), Basic Lubrication Theory, 3rd Edition, Chapter. 8, pp. 126-136.
  16. P. C. Warner (1963), “Static and Dynamic Properties of Partial Journal Bearings,” J. of Basic Engineering, Trans. ASME, Series D, Vol. 85, 1963, p. 247.
  17. P. K. Goenka (1984), “Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings,” J of Reibology, Trans. ASME, Vol. 106, pp. 421-428.
  18. J. F. Booker (1965), “Dynamically Loaded Journal Bearing; Mobility Method of Solution,” J. of Basic Engineering, Trans. ASME, Series D, Vol. 87, pp. 537-546.