

# 마찰조건에 따른 핀부싱 베어링의 접촉면압분포에 관한 연구

김청균<sup>†</sup> · 김도현

홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

## Contact Pressure Distribution of Pin Bushing Bearings Depending on the Friction Conditions

Chung Kyun Kim<sup>†</sup> and Do Hyun Kim

Tribology Research Center, Hongik University

**Abstracts** – This paper presents the contact pressure distribution of pin bushing bearings for various lubrication friction modes such as oil film and elasto-hydrodynamic lubrication contacts, a mixed lubrication contact, a boundary contact, and a dry contact. During a sliding contact of a plain bearing, the boundary and dry rubbing contacts are dominated between a piston pin and a pin bushing bearing. This may come from a micro-scale clearance, an explosive impact pressures from the piston head, and an oscillatory motion of a pin bearing. The computed results show that as the oil film parameter  $h/\sigma$  is increased from the dry rubbing contact to the oil film lubrication friction, the maximum oil film pressure is radically increased due to an increased viscous friction with a thin oil film thickness and the maximum asperity contact pressure is reduced due to a decreased asperity contact of the rubbing surfaces.

**Key words** – pin bushing bearing, piston pin, contact pressure distribution, friction mode, automotive engine

### 1. 서 론

평면베어링(plain bearing)은 회전마찰 접촉운동을 하면서 외부의 간헐적 하중을 유체윤활에 의해 형성된 유막압력으로 지지한다. 평면형상의 미끄럼마찰 접촉면은 회전과정에서 발생하는 모든 하중을 담당해야 하므로 속도증가에 따른 마찰열 발생은 많아진다. 베어링의 마찰접촉 표면에 윤활유 공급이 원활하지 못하면 형성된 유막은 파손되어 마찰력이 증가하고 마멸의 진행으로 베어링은 정상적인 하중을 지지하지 못하게 된다.

엔진의 연소실에서 발생한 폭발압력은 피스톤 헤드를 거쳐 커넥팅로드의 소단부에 압입된 핀부싱 베어링의 유막에 의해 지지되고, 핀부싱은 회전하중을 커넥팅로드에 원활하게 전달하여 크랭크축의 회전운동으로 전환될 수 있도록 대개체 역할을 한다. 핀부싱 마찰면의 윤활작용은 항상 불안정하기 때문에 핀부싱의 마찰접촉 운동표면은 Fig. 1에서 보여주는 것처럼 건조마찰, 경

계마찰, 혼합마찰, 탄성유체마찰, 완전유체마찰 등을 경험하게 된다. 모든 마찰접촉 운동표면은 최저마찰 작동 조건을 나타내는 A점 부근에서 작동되기를 기대하지만, 아무리 윤활조건이 우수해도 대부분의 평면베어링은 혼합윤활 구역인 A~B에서 작동한다. 그러나 핀부싱 베어링처럼 윤활상태가 원활하지 못한 마찰표면은 경계윤활 구역인 B~C에서 작동하지만, 최악의 경우는 건조마찰 구역인 D점 부근에서 작동하면서 마찰계수의 급격한 상승으로 운동표면에서는 스커핑이나 시저현상과 같은 열적손상에 의한 고장이 발생한다.

따라서 본 연구에서는 핀부싱 베어링의 상대접촉 윤활작용 운동과정에서 흔하게 발생하는 마찰접촉 작동조건 변동에 따른 평면베어링의 접촉면압 거동상태를 수치적으로 해석하고자 한다.

### 2. 핀부싱 베어링의 마찰손상

충동계열의 비철합금으로 제작된 핀부싱 베어링은 피스톤을 통해 전달되는 폭발압력을 유막에 의해 하중을

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : chungkyunkim@empal.com

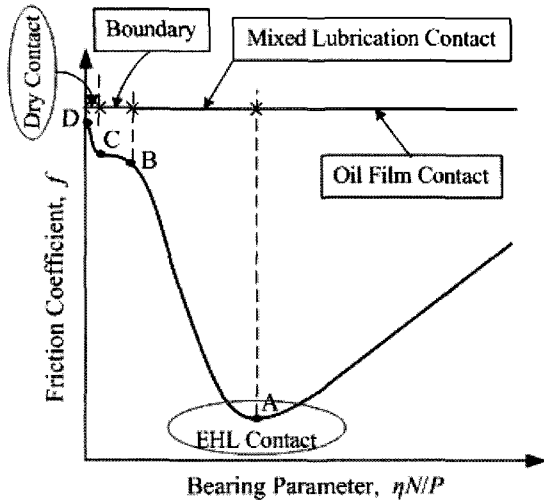
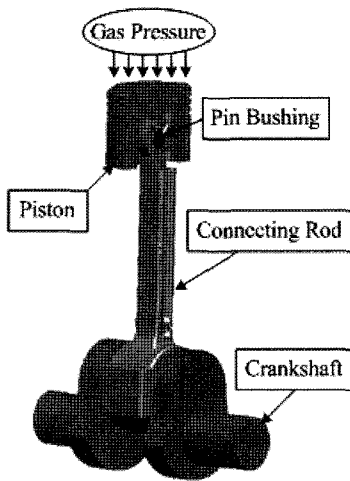
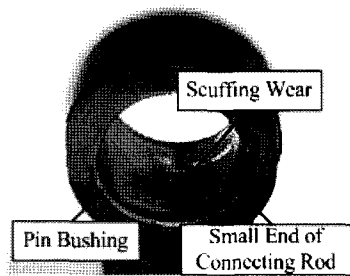


Fig. 1. Coefficient of friction as a function of  $\eta N/P$  (Stribeck curve) showing lubrication regimes observed in a pin bushing bearing.



(a) Assembled pin bushing



(b) Scuffing wear scars

Fig. 2. Piston assembly with a pin bushing bearing.

지지하도록 설계되어 있다. 그러나 핀부싱은 커넥팅로드의 진자운동과 원활하지 못한 윤활유 공급에 의해 유막형성이 어려워 경계윤활 상태에서 작동하는 경우가 많고, 부분적으로는 혼합윤활, 극단적으로는 건조마찰 접촉운동을 하기 때문에 Fig. 1에서 제시한 유체윤활을 유지하기는 대단히 어렵다. 결국은 Fig. 2(a)에서 보여준 것처럼 피스톤 헤드에 작용하는 연소가스 폭발압력은 연결된 핀부싱 마찰면에 순간적으로 전달되면서 윤활상태가 열악한 마찰표면에 열적손상을 유발하는 것으로 알려져 있다.

커넥팅로드의 우상단부에 오일홈이 있지만 유막형성은 상단부보다 하단부에서 비교적 잘 형성되는 것으로 알려져 있다. 그럼에도 불구하고 Fig. 2(b)에서 보여준 것처럼 마찰열에 의한 열적손상, 즉 스캐핑 손상이 핀부싱의 하단부 마찰접촉면에서 발생된 것으로 보아 핀부싱 베어링의 열적손상은 불가피한 것으로 생각된다. 따라서 본 연구에서는 접촉표면의 마찰형태를 탄성유체윤활, 혼합윤활, 경계윤활, 건조마찰의 4가지 미끄럼 마찰 윤활작동 접촉조건에 대한 접촉면압 분포도를 고찰하고자 한다.

### 3. 해석적 연구

#### 3-1. 해석모델 및 조건

본 연구에서 디젤엔진용 핀부싱 베어링을 해석하기 위해 사용한 작동모드는 4가지 윤활마찰 접촉조건이다. Fig. 2(a)처럼 피스톤 헤드에 연소가스 폭발압력이 가해지면서 피스톤핀과 핀부싱, 커넥팅로드와 핀부싱 베어링, 크랭크암과 엔진베어링에 감쇄된 충격하중을 순차적으로 전달하여 크랭크축을 회전한다. 디젤엔진의 회전속도가 5000 rpm일 때 압축행정이 끝나고 연소가 진행되는 15°~17° 부근에서 최고의 폭발압력 8.7 MPa이 발생하고, 배기행정과 흡입행정에서 계속된 압력이 급격히 떨어져 작동하는 압력분포를 Fig. 3에서 제시하고 있다.

본 해석에 사용된 엔진오일은 SAE 10W30으로 0°C에서 0.71 MPa·s, 100°C에서 0.02 MPa·s의 점도를 갖는 범용 디젤엔진 윤활유로 하중지지와 저마찰 윤활 특성이 우수하다. 또한 해석에 사용된 핀부싱 베어링의 너비는 16 mm, 베어링의 직경은 20 mm로 Fig. 4와 같고, 베어링의 반경간극(radial clearance)은 0.01 mm, 초기마찰계수는 0.05라 가정한다.

대부분의 핀부싱 베어링은 미끄럼마찰 접촉면에 윤

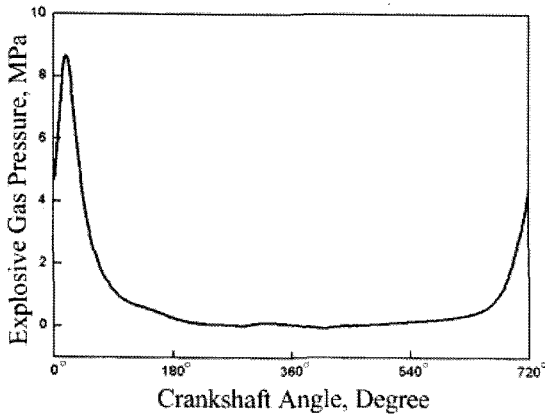
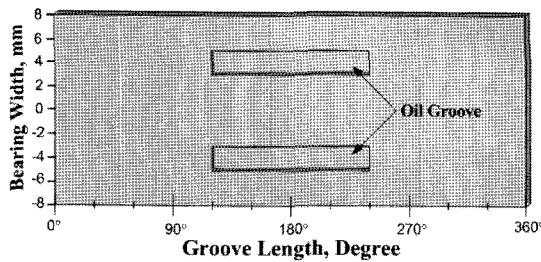
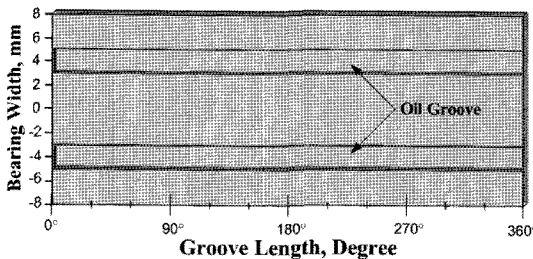


Fig. 3. Gas pressure of Diesel engines at 5000 rpm.



(a) Oil groove length of 120°



(b) Oil groove length of 360°

Fig. 4. Oil groove length and dimension of a pin bushing bearing.

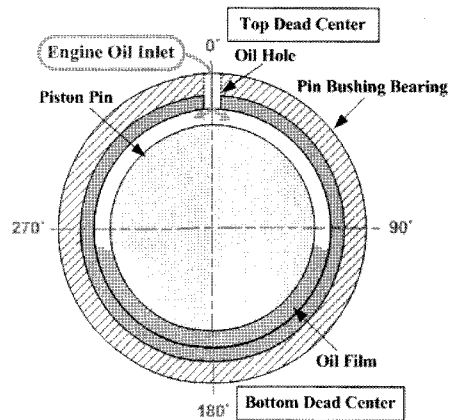
활유의 공급이 원활하지 못하고, 공급된 윤활유도 마찰면에 고르게 분포되지 않아 축방향으로 누유 현상이 많이 발생한다. 따라서 마찰표면에 윤활유의 원활한 공급과 균일한 유막형성을 위해 Fig. 4에서 보여준 것과 유사한 형상의 오일홈을 1개 또는 2개, 그리고 베어링 마찰면의 일부(120°), 또는 전체(360°)에 오일 안내홈을 가공한다.

Fig. 4는 핀부싱 베어링의 마찰접촉면에서 원주방향의 마찰접촉 운동면 대비 120° 길이만큼 가공한 오일

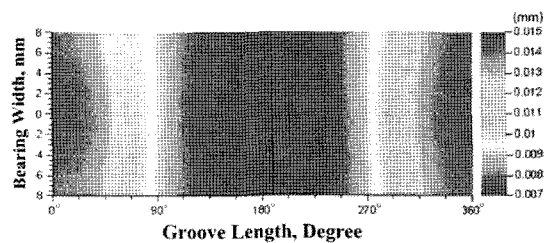
홈의 형상과 원주방향 전체를 따라서 모두 가공한 360°의 오일홈 길이 2가지 모델을 보여준다. 추가하여 핀부싱 베어링의 마찰접촉 운동면에 오일홈을 가공하지 않은 평면베어링 형상의 접촉모드 등 모두 3가지의 접촉모델에 대해 해석하였다. 또한 너비 2 mm의 오일홈을 원주방향으로 2개 가공하여 오일의 유동성을 확보하였다.

### 3-2. 윤활접촉모드와 유막상수

커빅팅로드의 소단부에 설치한 핀부싱 베어링의 마찰접촉 운동모드에 따라 달라지는 유막과 정점에 의한 접촉면압, 손실동력 분포를 해석하였다. 베어링의 유막 거동 특성해석에 널리 사용되는 레이놀즈 방정식을 가공표면의 거칠기를 포함하여 완전유체윤활, 탄성유체윤활, 혼합윤활, 경계윤활, 건조마찰을 함께 표현할 수 있도록 수정하여 사용한다[1,2]. 여기서 윤활마찰면의 유막두께  $h$ 와 표면거칠기  $\sigma$ 를 연계한 유막상수(oil film parameter)  $h/\sigma$ 를 주요변수로 핀부싱 베어링의 마찰접촉 거동특성을 수치적으로 해석하였다.



(a) Pin bushing bearing and piston pin



(b) Average oil film thickness

Fig. 5. Average oil film thickness along the circumferential direction of a pin bushing bearing.

Fig. 1에서 유막에 의한 유체윤활 지역의 마찰계수는 0.001, 혼합윤활은 0.01~0.1, 경계윤활은 0.1, 건조마찰은 0.1 이상을 나타내는 것으로 알려져 있다[3,4]. 상대접촉 마찰운동을 하는 접촉표면은 가공거칠기를 갖고 있으므로, 실제의 마찰접촉 표면을 유막상수  $h/\sigma$ 로 나타내면, 유체윤활 구역은  $h/\sigma > 5$ , 탄성유체윤활 구역은  $h/\sigma = 4 \sim 5$ , 혼합윤활은  $h/\sigma = 1 \sim 4$ , 경계윤활은  $h/\sigma < 1$ , 건조마찰은  $h/\sigma < 1$ 로 각각 분류할 수 있다[3,4]. 본 연구에서 사용한 핀부싱 베어링의 표면거칠기의 초기 평균값은  $\sigma = 2 \mu\text{m}$ 인 상태에서 건조마찰 접촉운동을 하는 경우와 윤활유가 공급되어 탄성유체윤활, 혼합윤활, 경계윤활 작용을 하는 경우에 대한 마찰접촉 거동특성을 해석하였다.

Fig. 5는 핀부싱 베어링의 평균유막두께를 상기의 작동조건에 대하여 해석한 결과로  $180^\circ$  부근의 평균유막 최저두께는  $8.2 \mu\text{m}$ 이고,  $360^\circ$  부근의 최대유막두께는  $15 \mu\text{m}$ 로 각각 계산되었다. 여기서 탄성유체윤활 또는 유체윤활 작동구간을 대표하는 접촉표면의 초기 유막상수  $h/\sigma = 4.1 \sim 7.5$ , 평균유막두께  $8.2 \mu\text{m}$ 와 표면거칠기  $11.71 \mu\text{m}$ 로 대표되는 초기 유막상수  $h/\sigma = 0.7$ 은 경계윤활 구역, 평균유막두께  $8.2 \mu\text{m}$ 와 표면거칠기  $3.28 \mu\text{m}$ 로 대표되는 초기 유막상수  $h/\sigma = 2.5$ 는 혼합윤활 구역으로 각각 분류하여 고찰하였다.

#### 4. 해석결과 및 고찰

핀부싱 베어링의 미끄럼 윤활마찰 접촉운동 상태는 Fig. 1에서 보여준 것처럼 스트라이백 선도로 간단하게 묘사될 수 있다. 즉, 유체윤활 접촉운동, 혼합윤활 접촉운동, 경계윤활 접촉운동, 건조마찰 접촉운동 상태에 대하여 해석하면, 미끄럼마찰 접촉조건에 따른 베어링의 유막압력, 정점접촉면압, 유막두께, 마찰동력손실 등을 유막상수  $h/\sigma$ 의 개념으로 고찰할 수 있다. 핀부싱 베어링에 윤활유 공급을 원활하게 하고, 오일의 유동성을 확보하기 위해 Fig. 4에서 제시한 것처럼  $120^\circ$ 와  $360^\circ$  원주방향 길이 오일홈을 포함한 여러 가지 형상의 오일홈을 마찰운동 접촉면에 대해 설계할 수 있다.

Fig. 6은 베어링의 최소유막두께  $h$ 와 표면거칠기  $\sigma$ 의 향으로 나타낸 유막상수  $h/\sigma$ 를 마찰접촉 운동표면에서 발생할 수 있는 4가지의 마찰접촉 윤활모드에 대하여 해석한 결과이다. 유막이 없는 건조마찰 구역에서는  $h/\sigma$ 값은 당연히 0이지만, 초박막을 갖는 경계윤활에서 혼합윤활이나 탄성유체윤활 구간으로 이동하면

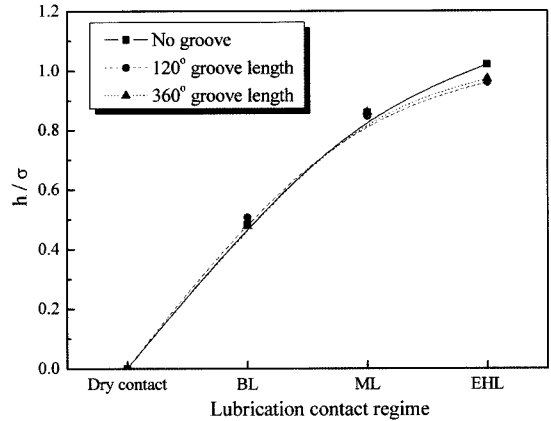


Fig. 6. Oil film parameter  $h/\sigma$  of a pin bushing bearing with and without oil grooves for various lubrication contact mode.

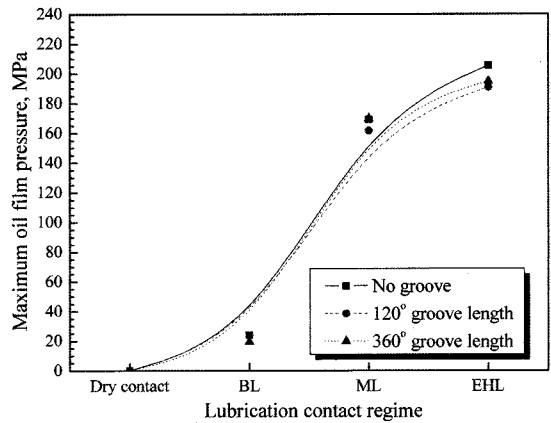


Fig. 7. Maximum oil film pressure of a pin bushing bearing with and without oil grooves for various lubrication contact mode.

서 최소유막두께의 증가는 유막상수  $h/\sigma$ 의 상승으로 이어져 유막압력에 의한 하중지지 용량은 증가할 것으로 예상된다. Fig. 6의 탄성유체윤활 구역에서 오일홈이 없는 핀부싱은  $360^\circ$  또는  $120^\circ$  오일홈을 갖는 핀부싱 베어링에 비해 약간 높은 유막상수를 갖는 것으로 나타났다. 이론적으로 보면, 오일홈이 없는 핀부싱의 최소유막두께가 오일홈을 갖는 핀부싱보다 유막형성이 잘 되기 때문이다.

여기서 최소유막두께는 핀부싱 베어링의 마찰접촉 운동모드가 경계윤활에서 혼합윤활 또는 탄성유체윤활로 넘어가면서 증가하는 경향으로 나타났다. 이러한 현상은 공급된 윤활유의 유막형성과 그 분포가 원활해지

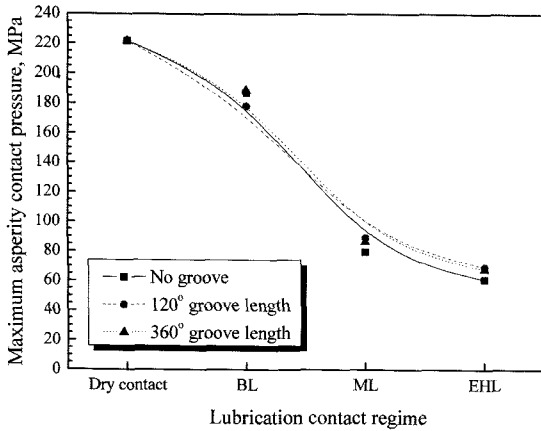


Fig. 8. Maximum asperity contact pressure of a pin bushing bearing with and without oil grooves for various lubrication contact mode.

면서 유막에 의한 유체마찰 접촉운동이 증가하기 때문이다.

Fig. 7의 해석결과에 의하면, 핀부싱의 탄성유체마찰 접촉운동면에서 발생한 최대유막압력은 유막상수  $h/\sigma$ 가 증가할수록, 즉 고체마찰→경계윤활마찰→혼합윤활마찰→탄성유체윤활 마찰상태로 이동하면서 유막에 의한 접촉면압은 급격하게 상승한다. 이것은 베어링에 작용하는 하중에서 유체박막에 의해 담당되는 하중지지율이 크게 높아지기 때문이다. 또한 윤활 마찰면의 오일유동이 원활하여 유막이 잘 형성된 핀부싱, 즉 오일홈이 없는 핀부싱 베어링의 경우는 360° 또는 180° 오일홈을 갖는 베어링보다 유막 지지율이 높기 때문에 유막압력은 더 증가한다.

Fig. 8은 핀부싱의 미끄럼마찰 접촉운동면에 형성된 수많은 정점(asperity)에 의해 담당되는 최대접촉면압을 해석한 결과이다. 정점들의 접촉면압은 유막상수  $h/\sigma$ 가 감소할수록, 즉 탄성유체윤활마찰→경계윤활마찰→혼합윤활마찰→건조마찰 접촉모드로 이동하면서 급격하게 상승한다. 이것은 미끄럼마찰 접촉운동을 하는 유막이 부분적으로 손상되거나 마멸에 의해 표면상태가 더욱 거칠어지면서 고체표면에 형성된 거칠기 정점들의 접촉 빈도수가 높아져 하중지지가 축적되기 때문에 발생한다. 일례로 건조마찰 접촉운동면에서는 225 MPa의 최대정점접촉면압을 나타내지만, 탄성유체윤활 접촉운동에서는 60~65 MPa으로 건조마찰 접촉조건 대비 3.2~3.7배나 낮아졌기 때문에 박막형성에 따른 윤활마찰 접촉상태는 양호해지는 경향을 나타낸다.

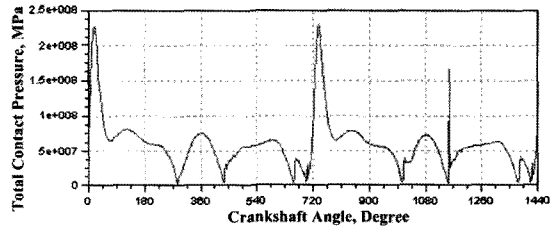


Fig. 9. Total contact pressure of a pin bushing bearing without a oil groove.

가공표면의 정점들에 의한 접촉면압의 증가, 즉 유막상수  $h/\sigma$ 의 감소는 마찰표면에 축적된 마찰열과 마멸손상이 급속하게 진행되어 마찰표면의 치수정밀도가 떨어지고, 마찰접촉 운동면의 작동불량과 내구수명 저하로 이어져 핀부싱 베어링의 성능에는 대단히 부정적인 영향을 미친다.

Fig. 9는 오일홈이 없는 핀부싱, 즉 평면베어링의 표면거칠기가  $2\mu\text{m}$ 이고, 오일의 작동온도가  $60^\circ\text{C}$ 인 경우에 미끄럼마찰 운동표면에 형성된 총접촉면압으로 유막에 의한 접촉면압과 정점에 의한 접촉면압 모두를 포함한 것이다. 이 결과에서 제시한 최대접촉면압 225 MPa은 폭발행정 과정에서 발생한 8.7 MPa의 폭발압력에 의해 핀부싱 베어링 표면에 작용하는 총하중으로 베어링 표면의 유막마찰 및 마멸손상에 증대한 영향을 미친다.

Fig. 10은 핀부싱 베어링의 윤활마찰 접촉운동면에서 발생한 유체마찰 동력손실 평균값으로 경계윤활마

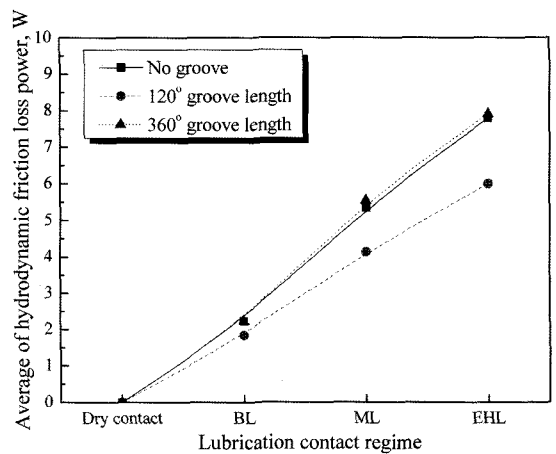


Fig. 10. Average hydrodynamic friction loss power of a pin bushing bearing with and without oil grooves for various lubrication contact mode.

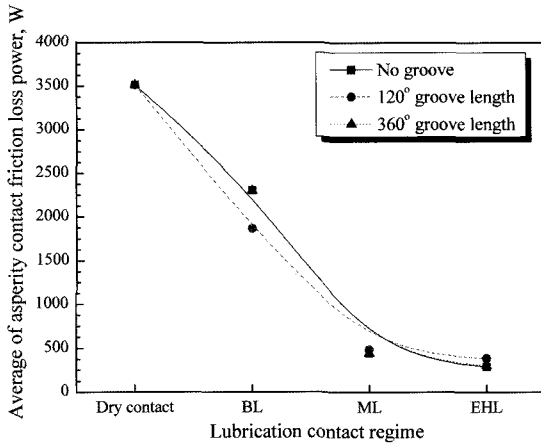


Fig. 11. Average asperity friction loss power of a pin bushing bearing with and without oil grooves for various lubrication contact mode.

찰 구역보다는 혼합윤활이나 탄성유체의 윤활 지역으로 옮겨가면서 유체윤활에 의한 마찰손실은 선형적으로 증가한다. 그러나, 건조마찰 구역에서 유체박막에 의한 마찰손실은 당연히 없다. 즉, 혼합윤활 구간으로 가정된 유막상수  $h/\sigma = 2.5$ 의 경우는 경계윤활 구역으로 분류한 유막상수  $h/\sigma = 0.7$ 보다 유체마찰에 의한 점성손실이 상대적으로 높고, 탄성유체윤활을 나타낸 유막상수  $h/\sigma = 4.1$ 에서는 점성마찰 손실이 더 많아져 가장 높게 나타났다. 또한 오일막이 잘 형성된 평면베어링이나 360°의 오일홈을 갖는 베어링의 경우는 120°의 오일홈을 갖는 베어링에 비해 점성마찰에 의한 동력손실이 크게 증가되었음을 알 수 있다.

Fig. 11은 핀부싱의 미끄럼마찰 접촉운동면에서 발생한 정점접촉 동력손실 평균값을 제시한 해석결과이다. 정점접촉 마찰손실 평균값은 유막상수  $h/\sigma$ 가 감소할수록, 즉 탄성유체윤활→경계윤활→혼합윤활→건조마찰 접촉조건으로 이동할수록 급격한 상승을 경험한다. 이것은 미끄럼마찰 접촉운동면에 형성된 유막두께가 얇아지면서 가공표면의 거친 정점들에 의한 마찰접촉 손실이 증가되기 때문에 발생하는 동력손실이다. 핀부싱 베어링에서 특히 정점접촉 동력손실의 증가는 마찰접촉면에서 마찰열이 많이 발생하고, 열적마멸 손상이 급속하게 진행되어 베어링 표면의 유막형성을 어렵게 하여 표면손상은 급속도로 진행된다.

## 5. 결 론

본 논문은 피스톤핀과 커넥팅로드를 제한된 진자운동으로 동력을 원활하게 전달하기 위해 사용하는 핀부싱 베어링에서 마찰접촉 윤활조건에 따라 달라지는 마찰접촉면의 압력분포, 정점접촉면압, 최소유막두께, 마찰동력손실 등을 수치적으로 해석하였다.

해석결과에 의하면, 탄성유체윤활 마찰운동 조건에서는 유체박막에 의한 하중지지가 상대적으로 높아지면서 마찰손실은 약간 줄어든다. 그러나 경계마찰 윤활접촉 조건에서 하중지지는 유막마찰보다 정점접촉에 의한 돌기들의 담당비율이 높아졌기 때문에 마찰손실은 급격하게 증가하는 현상을 관찰할 수 있다. 특히 유체막이 손상된 건조마찰 접촉운동의 경우는 유막압력 분포가 크게 줄어들고 마찰표면의 정점접촉에 의한 하중지지가 급격하게 상승하여 마찰손실은 크게 높아지지만 실제로는 공기막이나 산화막 등이 형성되어 있어 약간 다른 양상을 보여주기도 한다.

실제의 핀부싱에서 보여준 많은 열적손상과 스커핑 현상은 본 연구결과에서 고찰한 것처럼 유막손상에 의한 경계윤활마찰이나 부분적인 고체마찰에 의해 발생되지만, 마찰표면이 순간적으로 손상되지 않고 사용할 수 있는 것은 엔진을 작동하는 동안 윤활유를 강제로 공급하고 주기적인 마찰표면 윤활냉각이 유지되기 때문이다.

## 후 기

이 논문은 2007학년도 홍익대학교 학술연구진흥비에 의하여 지원되었음.

## 참고 문헌

1. Patir, N. and Cheng, H. S., "Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 101, pp. 220-230, 1979.
2. Prat, M., Plouraboue, F. and Letalleur, N., "Averaged Reynolds Equation for Flows Between Rough Surfaces in Sliding Motion", Transport in Porous Media, pp. 291-313, 2002.
3. 김청균, "트라이볼로지", 형설출판사, pp. 36-38, 2006.
4. Bhushan, B., "Introduction to Tribology", John Wiley & Sons, INC, pp. 423-428, 2003.