

엔진 크랭크샤프트 베어링의 마찰 및 온도 특성에 대한 실험적 연구

조명래 · 문호지 · 장인배 · 한동철*

서울대학교 대학원 기계설계학과

*서울대학교 기계설계학과

An Experimental Study of the Friction and Temperature Characteristics of Engine Crankshaft Bearings

Myung-Rae Cho, Ho-Jee Moon, In-Bae Jang and Dong-Chul Han*

Graduate Student, Department of Mechanical Design and Production Engineering, Seoul National University

*Department of Mechanical Design and Production Engineering, Seoul National University

Abstract—Friction characteristic of an engine crankshaft bearing is affected by revolution speed, applied loads, and viscosity of lubrication. So, experimental investigation is required to observe the friction characteristics using these factors. Hydraulic cylinder, servo controller system which can be modified the applied load, and test rig for the observation of the characteristics of engine crankshaft bearings were designed and fabricated, and some experiments were performed. Friction torque, journal locus and circumferential temperature variation of crankshaft bearing were measured according to applied load, revolution speed, and oil inlet temperature.

1. 서 론

최근 고출력 엔진의 개발에 있어서 연료 소비의 절감은 중요한 문제로 대두되고 있으며 이에 대한 연구가 다각적으로 이루어지고 있다[1]. 연료 소비의 절감을 위한 한 방편으로 마찰 손실의 감소는 그 중요성이 점차 증가되고 있다. 엔진 각부에서 발생하는 손실은 큰 문제점으로 이는 동력의 손실 문제 뿐만 아니라 열 발생과 이로 인한 기계 내의 각 요소의 변형 등의 여러 문제점을 일으켜 정밀도의 변화 문제까지 일으킨다. 마찰 해석의 기초로서 모든 엔진의 구성 요소에 대한 기계적 손실을 측정하는데 기초를 두고 있으며 이를 이용해 엔진 각부의 설계 개선에 이용된다[2].

마찰 손실을 일으키는 각 부품중 크랭크 샤프트계의 주 베어링과 크랭크 베어링은 주기적으로 변하는 하중을 받는 고기능 부품의 대표적 예로서 엔진의 고출력 경량화의 설계 경향으로 인하여 점점 더 가혹한 운전 조건에서 사용되고 있으며 이러한 운전 조건의 변화는 베어링 내의 유막 파괴 등을 초래하고 신뢰

성을 저하시킨다[3]. 엔진 베어링 내에서 발생하는 마찰 손실은 윤활유의 특성과 회전수, 외부 하중 등에 영향을 받는 인자로서 피스톤의 마찰 손실과 더불어 마찰 손실 중 특히 중요시된다.

마찰 손실은 실제 엔진을 모터로 구동시킴으로서 얻어낼 수 있으나[4] 이 방법은 엔진 폭발시의 베어링에 걸리는 하중을 구현할 수 없는 관계로 본 논문에서는 동하중을 구현하는 장치를 개발하고 이를 이용해 엔진의 한 주기 동안 변동하는 하중을 근사적으로 재현하여 하중, 회전 속도 등을 변화시켜 가며 마찰 손실을 측정하였고 이와 아울러 운전 조건의 변화에 따른 엔진 베어링 내의 온도 분포 변화를 측정하여 엔진 베어링에 대한 이해를 돕고자 한다.

2. 실험 장치의 구성

본 논문에서는 엔진 베어링에 걸리는 마찰 토크, 온도 및 주축의 회전 궤적을 측정하기 위하여 Fig.1과 같은 실험 장치를 구성하였다. 본 실험 장치는 크게 주축 장치, 하중 발생 장치, 신호 저장 장치로 구성

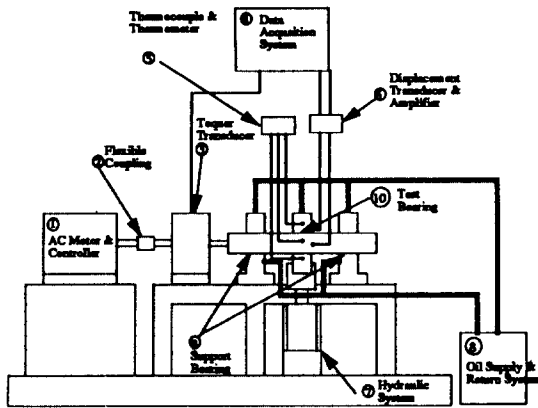


Fig. 1. Schematic diagram of experimental system.

된다.

①은 속도 가변이 가능한 교류 모터와 컨트롤러, ②는 모터의 회전력을 주축에 전달해 주는 플렉시블 커플링, ③은 토크 측정 장치, ④는 신호 저장 장치, ⑤는 온도 측정 장치로 베어링의 원주 방향으로 9곳의 온도를 측정할 수 있도록 열전대를 장착하였다. ⑥은 회전 궤적 측정을 위한 비접촉 변위 측정기와 증폭기, ⑦은 하중 발생을 위한 유압 실린더계, ⑧은 오일 공급, 회수 장치이다. ⑨는 지지 베어링, ⑩는 실험 베어링으로 ⑨, ⑩의 베어링은 같은 형상을 갖는다.

2-1. 하중 발생 장치

실제 엔진과 유사한 조건하에서 마찰 손실을 측정하기 위하여 피스톤 실린더 내의 압력이 연결봉 베어링에 미치는 하중을 재현하는 것은 중요하다. 하중을 구현하는 방법에는 편심추를 이용하거나 유압 실린더를 사용하는 방법, 마그네틱 가진기를 이용하는 방법 등이 있으나 편심추를 이용하는 경우는 정확한 동하중의 구현이 어렵고, 전자식 가진기의 경우는 실제 엔진의 작동 회전 주파수와 유사한 하중을 구현할 수 있으나 정확한 하중의 계산 및 실제 가해진 하중을 피드백시켜 원하는 하중으로 보상을 주는 제어 회로를 구성하는데 어려움이 따른다. 본 논문에서는 정확한 정하중과 실제 엔진의 작동 하중을 근사화시킨 동하중의 재현뿐 아니라 다양한 주파수, 다양한 크기의 하중을 발생시켜야 하므로 유압 실린더를 사용하여 하중 발생 장치를 구성하였다. Fig. 2에는 하중 발생 장치의 개략도를 나타내었다. 시험 베어링은 반경 방향으로 직각인 두 방향으로부터 하중을 받는다. 실린더 양단에 공급되는 유량의 차이에 의해 실

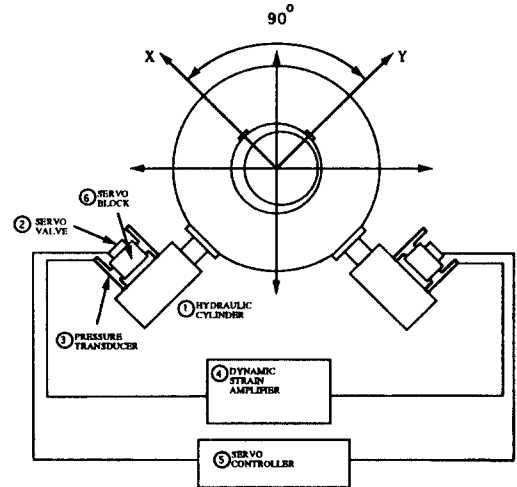


Fig. 2. Schematic diagram of loading system.

린더 내의 압력 차가 발생하고 이 압력 차가 하중 발생의 근원이 된다. 실린더 내의 압력은 압력 측정기에 의해 측정되어서 동적 변형률 증폭기를 통해 증폭된 후 서어보 컨트롤러로 보내져 유량 제어의 자료를 제공한다.

본 논문에서는 실제 엔진의 연결봉 대단부 베어링에 미치는 하중을 근사하기 위해서 동하중의 경우 저어널의 2회전당 1번씩 하중을 가해 주도록 제어하며 이는 지령 정전압을 이용하여 실린더 양단 압력 차이에 의한 전압을 원하는 값으로 조정된 후 수행한다.

2-2. 주축 장치

실험용 주축은 얼라인먼트 조정의 편이와 동적 하중에 의한 휨 변동을 줄이기 위하여 베어링 사이의 간격을 되도록 작게 설계하였다[5].

주축에 설치되는 시험 베어링과 보조 베어링은 동일한 특성을 가지도록 같은 형상을 갖도록 하였다. 축의 회전 궤적은 하우징에 와전류형 비접촉 변위 측정기를 90°의 각도로 장착하여 저어널과 베어링간의 상대 운동을 측정하도록 하였다. 베어링 내의 마찰 토크 측정은 스트레인 게이지형 토크미터를 사용하였으며 베어링 내의 오일의 온도 분포 측정을 위해 열전대를 베어링부에 원주 방향으로 설치하였다.

3. 실험 조건

Fig. 3에는 실험에 사용한 엔진 베어링의 형상을

나타내었으며 Table 1에서는 본 논문에서 사용된 실험 조건을 나타내었다.

4. 실험 결과

4-1. 실험 장치의 특성 측정

하중 발생을 위한 서어보 제어기의 되먹임 특성을 알아보기 위한 하중의 입력 전압 및 되먹임 전압(feedback voltage)을 Fig. 4에 나타내었다.

입력 전압은 신호 발생기를 이용하여 실제 하중을 근사화시킨 정현파의 형태로 90°의 위상을 가지도록 입력되며, 동하중의 경우 제어기에 의해 저어널의 2회전당 1번씩 가진 되도록 제어된다. 되먹임 전압은 입력 전압에 비해 진폭과 위상에서 약간의 차이를 보이고 있는데 이는 피스톤 작동시 마찰, 작동유의 누수 등의 원인으로 인해 서어보 밸브에 의한 피스톤의 추종 시간이 지연되기 때문이다. Fig. 4에서의 하중의 크기는 490N으로 지령 전압은 0.25V이다.

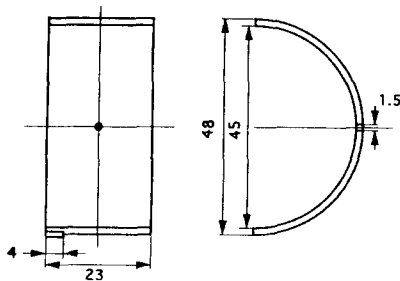


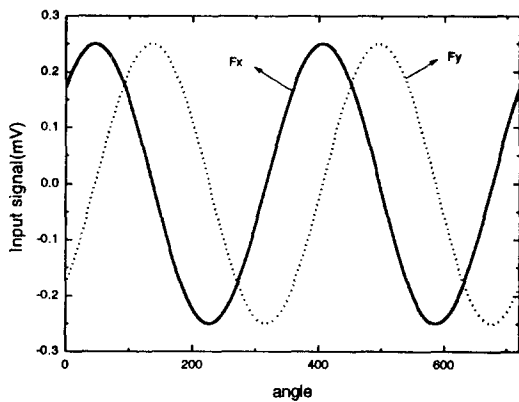
Fig. 3. Configuration of CON-ROD bearing.

4-2. 축의 궤적 측정 결과

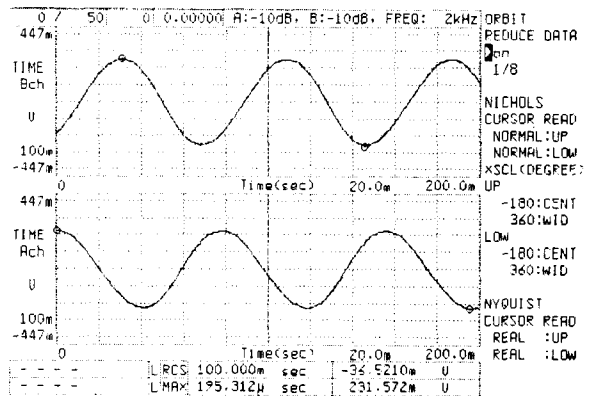
축의 궤적 측정은 와전류형의 비접촉 변위 측정기를 사용하였는데 출력 전압 1mv당 1μm가 되도록 교정해서 사용하며 사용 온도는 -55℃ ~ 150℃ 이다. Fig. 5에는 정하중이 가하여질 때의 각 방향의 변위와 축의 회전 궤적을 나타내었고 Fig. 6은 저어널의 2회전당 1번의 동하중이 작용할 때의 궤적을 나타내었다. 결과에 나타난 회전 궤적은 10주기 동안의 회전 궤적을 A/D 변환기를 통해 받은 신호를 평균한 것이다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 반경 방향으로 약 5μm의 떨림을 가지고 회전하고 있으며 하중의 변화량에 따라서 회전 궤적의 최대 크기 변화는 거의 나타나지 않으나 회전 궤적의 장축이 이루는 각이 변화됨을 볼

Table 1. Test condition for static and dynamic loads

Factor	Unit	Test condition	
		Static	Dynamic
Shaft Diameter	mm	45	
Bearing Width	mm	23	
Speed	RPM	500,1000,1500	
Load	N	490	490
		981	981
		1472	1472
		1963	1963
Lubrication	-	SAE 10W/40	
		-	
		-	
		-	
Oil inlet temperature	℃	27,33	27



(a) input signal



(b) feedback signal

Fig. 4. Input signal and feedback signal of servo-controller.

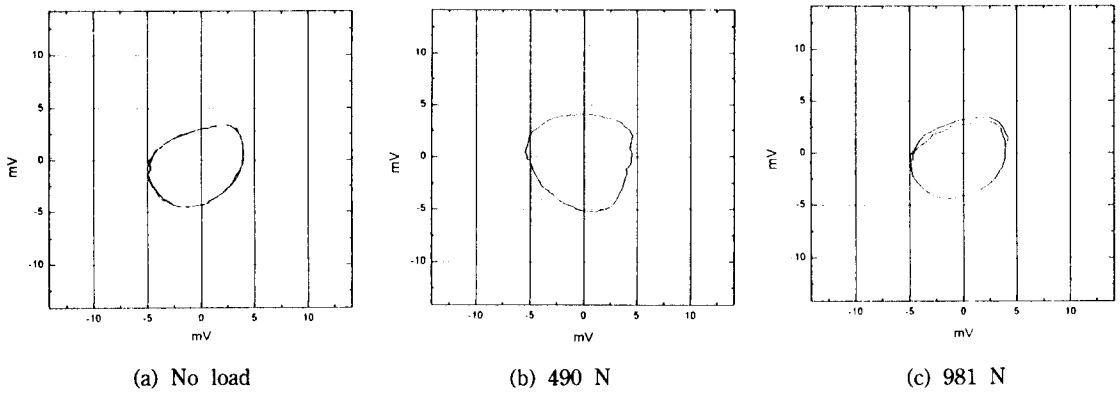


Fig. 5. Measurement of journal locus (static load, 1500 rpm).

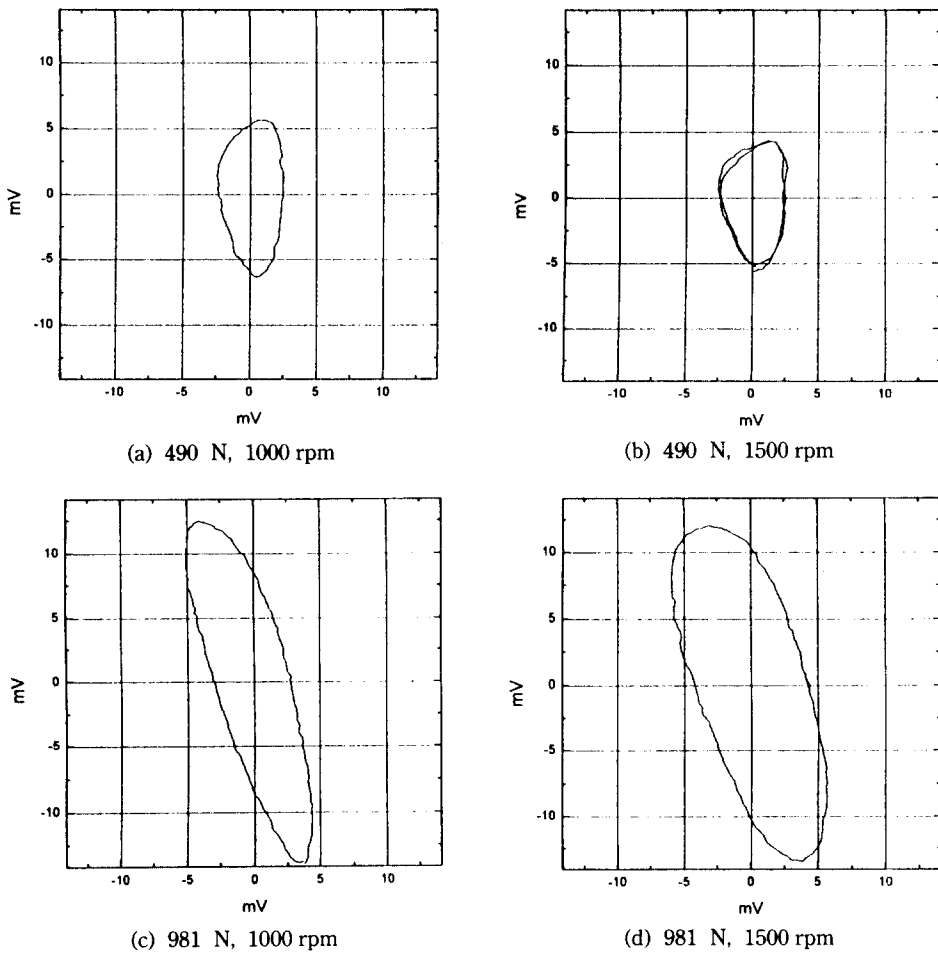
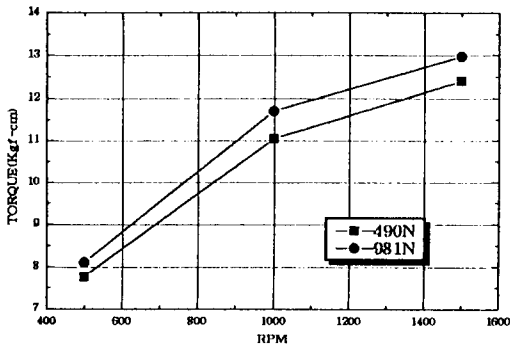


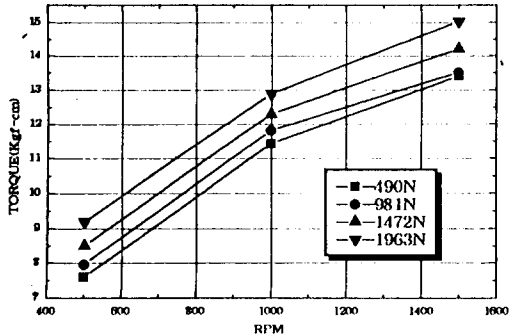
Fig. 6. Measurement of journal locus (dynamic load).

수 있다. 또한 Fig.6에서 동하중 작용시에는 작용 하중의 변화에 대해 회전 궤적의 크기 및 형상이 크게

변화되나, 동일한 하중이 작용할 경우 회전 속도의 변화에 대해서는 회전 궤적의 변화가 적게 나타남을



(a) static load



(b) dynamic load

Fig. 7. The relation between speed and friction torque.

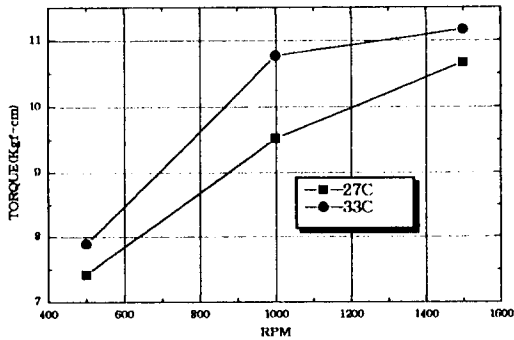


Fig. 8. Measurement of friction torque by inlet oil temperature.

볼 수 있다. 한편, 정하중 작용시보다 동하중 작용시 회전 계적이 크게 나타남을 볼 수 있는데, 이는 정하중 작용시에는 작용 하중에 대해 축이 하중 작용 방향으로 일정량 편심된 위치에서 회전하게 되나 동하중 작용시는 축의 편심 방향이 하중 작용 방향에 따라

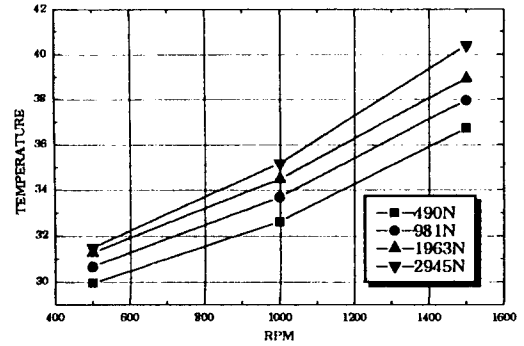


Fig. 9. The relation between speed and temperature (dynamic load).

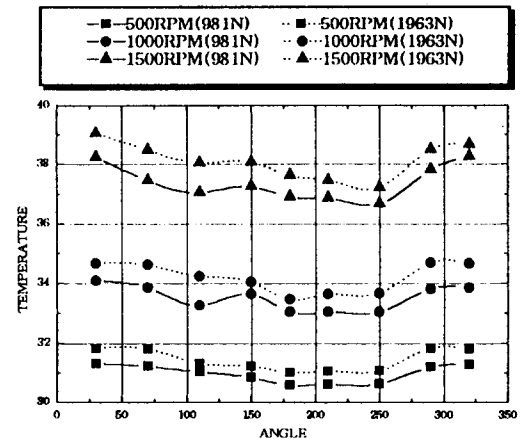


Fig. 10. Measurement of temperature distribution (dynamic load).

변함으로서 상대적인 축 계적이 크게 나타남을 알 수 있다.

4-3. 마찰 토크 측정 결과

Fig. 7에는 정하중과 동하중 작용시 마찰 토크 측정 결과를 나타내었다. 전체적으로 속도와 하중의 증가에 따라 마찰 토크가 증가하고 있음을 볼 수 있으며, 동하중 작용시 마찰 토크가 조금 크게 측정되었다.

Fig. 8에는 공급 온도에 따른 마찰 토크의 측정 결과를 나타내었다. 마찰 토크는 오일의 점성에 비례하며 점성은 온도와는 반비례 관계에 있다[6]. 결과에서 보듯 공급 온도가 높을수록 마찰 토크가 작음을 알 수 있다. 이는 온도가 올라 갈수록 점성이 저하되고 이것이 마찰력의 감소로 나타난다는 것을

보여준다.

4-4. 온도 측정 결과

동하중 작용시 속도와 하중에 따른 베어링 내의 평균 온도 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 오일 공급 온도는 27°C이며 각 속도에서 정상 상태에 도달했을 때의 온도이다. 속도가 증가하고 하중이 증가함에 따라 온도가 증가하는 경향을 보였다. Fig. 10에는 동하중 작용시 베어링의 원주 방향의 온도 분포 측정 결과를 나타낸 것이다. 결과에서 보듯 오일 공급구 부근에서 온도가 높게 나타남을 알 수 있다. 이는 하중의 작용 방향이 하우징을 끌어당기는 방향으로 작용하여, 베어링 상부에서 최소 유막부를 형성함과 동시에 공급부에서는 가열된 오일이 계속적으로 공급되는 반면 하부에서는 오일이 방출되면서 베어링 내의 열을 발산시키기 때문으로 생각된다.

5. 결 론

저어널에 정하중이 작용할 때와 저어널의 회전 속도가 변화할 때 저어널의 회전 궤적 변화는 거의 없으나 동하중이 작용할 때는 저어널의 회전 궤적 변화가 크게 나타났으며 회전 궤적의 크기는 정하중시보다 동하중이 작용할 때 크게 나타났다.

마찰 토오크는 저어널의 하중이 크게 작용할수록 그리고, 회전 속도가 클수록 크게 나타났으며 저어널과 베어링 사이의 윤활유의 온도가 높을수록 작게 나타났다.

베어링의 원주 방향의 온도는 작용 하중과 회전 속도가 증가할수록 크게 나타났다.

이상으로부터 작동 하중과 회전 속도를 줄이고 공급 오일의 온도를 높이는 것이 마찰 토오크를 줄이는데는 좋으나 이는 실제 작동 상황에서의 제약 때문에 적절한 최적의 운전 조건을 찾는 것이 중요함을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 G7 과제인 차세대 자동차기술개발과 한국과학기술연구원 지정 터보동력기계연구센터의 베어링 설계 연구의 일환으로 이루어진 것입니다.

참 고 문 헌

1. E. Fiala, "Mechanical aspects design for economy", IMechE, pp.1, 1978.
2. Yukio Ogita, Kosaburo Niwa, Tadash Tanaka, "Measurement of bearing friction loss under dynamic load", SAE 880547, pp.1, 1988.
3. 최재권 "엔진 크랭크샤프트 베어링의 최소유막 두께에 관한 연구", 공학박사학위논문, 서울대학교, pp.1, 1992.
4. J. T. Kovach, E. A. Tsakiris and L. T. Wong, "Friction reduction improved fuel economy", SAE 8200 85, pp.2, 1982.
5. 이승호, "엔진베어링내의 저어널 동적 거동의 실험연구", 공학석사학위논문, 서울대학교, pp.9, 1992.
6. O. Pinkus, B. Sternlicht, "Theory of hydrodynamic lubrication", McGraw-Hill, New York, 1961.