

동하중을 받는 박용엔진 크로스헤드 베어링의 윤활해석

김정훈 · 김창희 · 이성우 · 이득우*

삼성중공업(주) 기전연구소

*부산대학교 정밀정형 및 금형가공연구소

Lubrication Analysis of Dynamically-Loaded Crosshead Bearing for Marine Engine

Jung-Hoon Kim, Chang-Hee Kim, Sung-Woo Lee and Deug-Woo Lee*

Research Institute of Machinery & Electrotechnology, SHI

*Engineering Research Center for Net Shape & Die Manufacturing, Pusan National University

Abstract—Crosshead bearings in two-stroke marine diesel engines are operated under severe conditions of lubrication because the load on the bearing is unidirectional and the sliding speed is very low and oscillatory. In this paper, the motion of journal in a bearing is investigated using the lubrication theory. Several locus paths are presented to show the effects of oil groove size, bearing clearance and oil inlet pressure. It is found that the minimum film thickness is affected by the oil groove and bearing clearance, and the oil groove is an important design factor.

Key words—crosshead bearing, oil groove, bearing clearance.

1. 서 론

박용엔진의 저어널 베어링은 연소압력과 크랭크 기구의 동하중을 받으면서 마찰열이나 윤활유에 혼입된 이물질이 존재하더라도 적절한 유막을 형성하여 회전축과 베어링이 접촉하지 않은 상태에서 축의 하중을 지지하고 저어널과 베어링의 손상을 방지할 수 있어야 한다.

특히 크로스헤드 베어링부는 피스톤의 상하운동을 크랭크축의 회전운동으로 변환시키는 커넥팅로드와의 연결부위로서 실린더 내의 연소압력과 피스톤의 관성력을 받으면서 크로스헤드 편과 베어링이 완전한 회전운동을 하지 않고 일정한 각도범위내에서 좌우 스윙운동을 하기 때문에 유막형성이 어렵고, 윤활유를 피스톤, 크랭크 편 베어링 및 가이드 슈 베어링에 공급하는 역할을 하므로 설계 및 제작시 고도의 기술이 요구되는 부분이다. 2행정 엔진에 사용되는 크로스헤드 베어링은 그 부위에 작용하는 하중이 단일방향 하중이고,

스윙속도가 작고, 진동에 의한 가혹한 윤활조건하에서 작동되므로, 전체 하중 주기에 걸쳐서 매우 얇은 윤활막을 형성하게 된다. 이러한 현상은 특히 조립품 치수에 기인한 변형량이 크고 정렬이 어려운 대형 박용 디젤엔진에 있어서 심각한 것으로 인식되고 있다[1-3].

동하중을 받는 저어널 베어링의 해석은 저어널 중심의 궤적을 계산하는 것으로, Booker[4]는 동하중을 받는 베어링에 대해 모빌리티법의 적용예를 제시하였으며, Napel 등[5]은 커넥팅로드의 소단부 베어링의 해석에 모빌리티법을 적용하였다. Shelly 등[6]과 Goenka[7]는 동하중을 받는 엔진 베어링에 대해 유한요소법을 적용하였다. Bates 등[8]은 커넥팅로드 베어링의 최소유막두께에 대한 실험적 측정결과를 이론해석결과와 비교하였다. 동하중을 받는 저어널 베어링에 대한 윤활해석을 통하여 저어널 중심이 베어링 틈새 내에서 그리는 궤적, 시간적으로 변동하는 최소유막두께, 틈새 내에 분포되고 변동하는 압력과 그것이 베어링 재료의 피로파괴에 미치는 영향 등을 규명할 수 있게 된다.

본 연구에서는 베어링 쉘의 오일 그루브 크기, 베어링 간극 및 윤활유 급유압력이 크로스헤드 베어링의 윤활거동에 미치는 영향을 이론적 해석을 통해 고찰하여, 베어링 설계 및 제작을 위한 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 이론해석

동적 하중이 작용하는 크로스헤드 베어링의 성능특성을 해석하기 위해 기본적인 지배방정식을 유도하였으며, 윤활유막 내의 온도변화를 무시한 등점도 해석을 수행하였다.

2-1. 지배방정식

Fig. 1은 베어링의 단면도이며, 베어링에서 윤활유막의 성능특성을 예측하기 위해서 연속방정식 및 운동량 방정식으로부터 유도되는 레이놀즈 방정식을 이용하였으며, 이를 서술하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12 \mu \left(\bar{\omega} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (1)$$

여기서 $\bar{\omega} = U_j / 2R$ 이고, 유막두께 h 와 그 시간변화율은 베어링의 틈새와 핀 중심의 편심량으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h = c - e_x \cos \theta - e_y \sin \theta \quad (2)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \dot{h} = -\dot{e}_x \cos \theta - \dot{e}_y \sin \theta \quad (3)$$

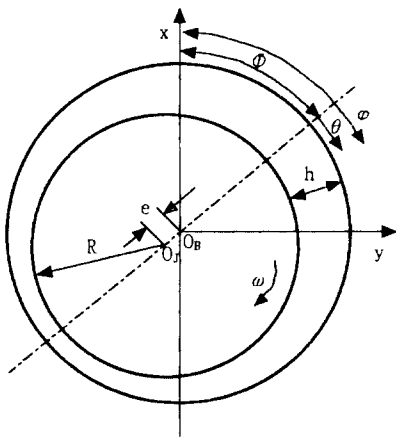


Fig. 1. Journal bearing geometry.

2-2. 지배방정식의 이상화

해석에 필요한 지배방정식을 무차원화하여 유한차분법으로 수치해석을 수행하였다. 레이놀즈 방정식을 무차원화 시키기 위해서 무차원화 변수를 다음과 같이 설정할 수 있다.

$$\bar{h} = \frac{h}{c}, \quad \bar{z} = \frac{z}{L}, \quad \bar{U} = \frac{U_j}{U_m}, \quad U_m = R \omega_m,$$

$$t = \frac{\tau}{\omega_m}, \quad \bar{p} = \frac{c^2 p}{12 \mu \omega_m R^2}$$

위에 추가하여 다음의 변환을 적용하면,

$$G = \bar{h}^3, \quad F = \frac{\bar{h}}{2}, \quad \frac{L}{R} = \frac{L}{D/2} = 2\alpha$$

레이놀즈 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(G \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{1}{2\alpha} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(G \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) = \bar{U} \frac{\partial F}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} \quad (4)$$

중앙차분법으로 식 (4)의 각 항을 이산화시켜 $p_{i,k}$ 에 대해 정리하면 아래와 같다.

$$p_{i,k} = \frac{B}{A} p_{i+1,k} + \frac{C}{A} p_{i-1,k} + \frac{D}{A} p_{i,k+1} + \frac{E}{A} p_{i,k-1} - \frac{F}{A} \bar{U} + \frac{\cos \theta}{A} \frac{\dot{e}_x}{c} + \frac{\sin \theta}{A} \frac{\dot{e}_y}{c} \quad (5)$$

여기서

$$A = \frac{1}{2(\Delta\theta)^2} (G_{i+1,k} + 2G_{i,k} + G_{i-1,k}) + \frac{1}{2(\Delta\alpha)^2} \frac{1}{2(\Delta z)^2} (G_{i,k+1} + 2G_{i,k} + G_{i,k-1})$$

$$B = \frac{1}{2(\Delta\theta)^2} (G_{i+1,k} + G_{i,k})$$

$$C = \frac{1}{2(\Delta\theta)^2} (G_{i,k} + G_{i-1,k})$$

$$D = \frac{1}{2(\Delta\alpha)^2} \frac{1}{2(\Delta z)^2} (G_{i,k+1} + G_{i,k})$$

$$E = \frac{1}{2(\Delta\alpha)^2} \frac{1}{2(\Delta z)^2} (G_{i,k} + G_{i,k-1})$$

$$F = \frac{F_{i+1,k} - F_{i-1,k}}{2\Delta\theta}$$

이다.

2-3. 경계조건

유막두께가 시간과 공간상에서 커지면 윤의 압력발

생과 더불어 유막파단이 일어나게 된다. 음의 압력은 윤활제가 지지하지 못하므로 유막에서 음의 압력이 나타나는 곳, 즉 $\bar{p} \leq 0$ 에서 $\bar{p} = 0$ 로 둔다. 또한 크로스헤드 베어링부로의 급유는 그 하부 하우징 내의 베어링 셀에 부분적으로 형성되어 있는 사각형 코켓 형상의 오일 그루브를 통해 이루어지며, 크로스헤드 핀의 상부는 피스톤 로드와 체결되어 있어 크로스헤드 핀과 베어링은 일정한 각도 범위내에서 좌우 스윙운동을 하므로, 크로스헤드 베어링의 상부 하우징에서의 압력발생을 무시하여

$$0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2} \leq \theta < 2\pi \text{ 에서 } \bar{p} = 0 \quad (6)$$

으로 둔다. 축방향의 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{z} = 0 \text{ 에서 } \bar{p} &= 0, \\ \bar{z} = L/2 \text{ 에서 } \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

2-4. 힘의 평형식 및 핀 중심의 속도계산

식 (1)을 풀면 베어링 내의 압력분포를 구할 수 있다. 이렇게 얻어진 압력분포는 베어링이 받는 하중과 힘의 평형을 이루어야 한다. 즉,

$$\begin{aligned} F_x &= \int p \cos \theta dA \\ F_y &= \int p \sin \theta dA \end{aligned} \quad (8)$$

따라서 베어링이 받는 하중과 핀 중심의 편심위치가 주어지면, 식 (1)의 레이놀즈방정식에서 구한 압력분포가 식 (8)의 힘의 평형식을 만족하도록 하는 핀 중심의 속도를 구한다. 핀 중심의 위치와 속도를 알면 이로부터 핀 중심의 다음 위치를 예측할 수 있다. 이 과정을 하중변화의 한 주기동안 반복하면 핀 중심의 궤적을 얻을 수 있다. 이때 핀 중심의 초기위치는 임의의 값으로 가정하고 위치와 속도를 알고나면, 유막두께분포로부터 그 때의 최소유막두께를 구할 수 있다. 그리고 식 (1)의 레이놀즈방정식으로부터 구해지는 압력분포로 그 때의 최대유막압력을 계산할 수 있다.

크로스헤드 베어링의 가장 큰 특징은 동적하중을 받는다는 것이다. 이와 같이 동적 하중을 받는 베어링의 해석을 위해서는 시간에 따라 변화하는 하중을 미리 알고 있어야 하는데, 시간에 따라 변화하는 하중을 받는 윤활문제는 시간을 작게 분할하여 해석하는 것이 일반적이다. 각 시간스텝에 대해 베어링이 받는 하

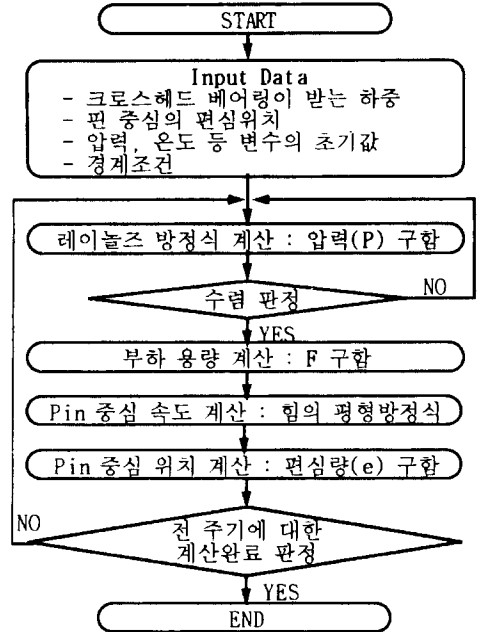


Fig. 2. Flow chart.

중과 핀 중심의 위치가 주어져 있으면 방정식을 이용하여 그 때의 핀 중심 속도를 구할 수 있다.

크로스헤드 베어링의 경우에는 수직방향의 하중만 작용한다.

$$\begin{aligned} W_x &= \iint p \cos \theta R d \theta dz = -W \\ W_y &= \iint p \sin \theta R d \theta dz = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

식 (9)로부터 편심의 변화율을 구한 후, 다음의 관계를 이용하여 새로운 편심의 위치를 구하게 된다.

$$\begin{aligned} \dot{e}_x &= \frac{\partial e_x}{\partial \tau}, \dot{e}_y = \frac{\partial e_y}{\partial \tau} \\ \Delta e_x &= \dot{e}_x \Delta \tau, \Delta e_y = \dot{e}_y \Delta \tau (\Delta \tau = \Delta t \times \omega_m) \end{aligned} \quad (10)$$

수치해석은 Fig. 2와 같은 순서로 수행한다.

3. 해석 결과

본 연구에서는 NSD(New Sulzer Diesel)社 RTA 84C 엔진의 크로스헤드 베어링에 대해 윤활해석을 수행하였으며, Table 1은 대상엔진의 주요 제원이고, Fig. 3은 엔진의 단면도이다. 윤활유의 점도 및 급유 압력은 기준온도와 평균압력을 기준으로 설정하여 해

Table 1. Design data of NSD RTA84C

항 목	NSD RTA84C
기통당 출력	4,050 kw/cyl
회전수	102 rpm
실린더 내경/행정	840/2,400 mm
평균 유효 압력	17.91 bar
평균 피스톤 속도	8.16 m/s
크로스헤드 베어링 셀	
-내경/외경	790/826 mm
-길이	735 mm
크로스헤드 핀	
-스윙각	20.35°
공급윤활유	
-동점도	106.6 cst (40°C) /11.64 cst (100°C)
-비중	0.8928 (15°C)
-주입 압력	10.0~12.0 bar
-주입 온도	40~50°C

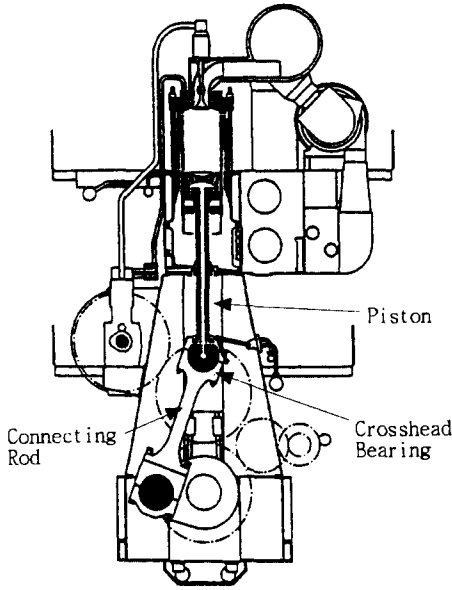


Fig. 3. Cross-section of RTA84C engine.

석을 수행하였다.

Fig. 4는 오일 그루브 크기변화에 따른 핀 중심궤적을 보여주고 있으며, Table 2는 그 때의 최대편심율을 기준으로 최소유막두께 및 핀 중심위치를 나타내고 있다. 윤활유가 유입되는 오일 그루브의 크기를 증가시킬수록 최소유막두께는 감소하고 최대편심율은 증가한다는 것을 알 수 있다. 이는 오일 그루브의 크기가 증가하면 핀과 셀의 상대 지지면이 줄어들고 동일

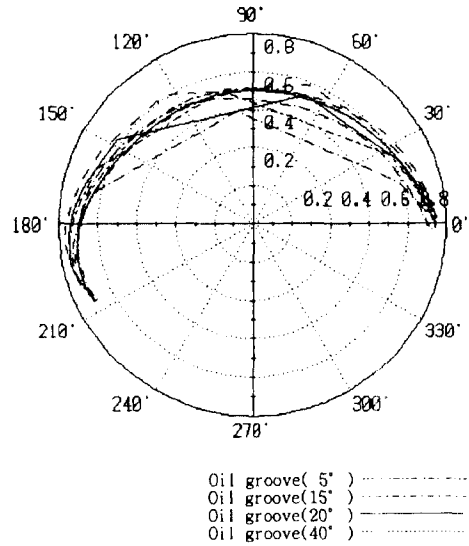


Fig. 4. Pin center loci of crosshead bearing for various oil groove size.

Table 2. Computation results for various oil groove size

	Oil groove size (°)			
	5	15	20	40
ϵ_{max}	0.953	0.956	0.958	0.971
h_{min}	0.0117	0.011	0.0105	0.0072
θ_p	200	198	200	198

유량에 대해 윤활유 공급부가 넓어져서 오히려 동압 효과 및 스퀴즈 효과의 영향을 감소시키기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 오일 그루브의 형상을 과도하게 증가시키면 편마멸을 일으킬 수가 있다.

Fig. 5는 베어링 간극 변화에 따른 해석결과를 보여 주고 있고, Table 3은 최대편심율을 기준으로 최소유막두께 및 그 때의 핀 중심위치를 나타내고 있다. 결과에서 볼 수 있듯이 베어링의 간극이 증가하면 하중 지지력이 감소하여 편심율이 증가하고 있다는 것을 알 수 있다. 베어링 간극이 $c=0.15$ mm인 경우에는 베어링 내에서의 동압발생량이 매우 커 운전상태가 $c=0.25$ mm, 0.35 mm에 비해 핀 중심궤적이 반대방향으로 이루어지고 있는 것으로 나타났다. 최소유막두께는 베어링 간극이 작을수록 큰 값을 가지는 것으로 볼 때, 가공에서의 어려움을 감안하여 공차범위내에서 셀과 핀의 표면조도 이상으로 베어링 간극을 최대한 작도록 제작하면 최소유막두께가 증가하여

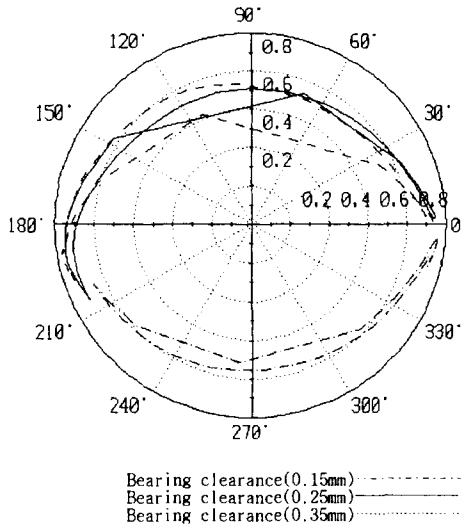


Fig. 5. Pin center loci of crosshead bearing for various bearing clearance.

Table 4. Computation results for various bearing clearance

	Oil inlet pressure (bar)		
	5	11	20
ϵ_{\max}	0.958	0.958	0.958
h_{\min}	0.010	0.0105	0.0105
θ_F	200	200	200

유막을 유지하기가 용이하고, 베어링의 편마멸에 유리할 것으로 판단된다.

Fig. 6은 윤활유 공급압력에 따른 결과를 보여주고 있으며, Table 4는 그 때의 핀 중심 위치를 나타내었다. 공급압력 변화에 대해 최대편심율 및 최소유막두께의 변화는 거의 나타나지 않고 있다. 이는 윤활유 공급압력에 의해 지지할 수 있는 힘에 비해 실린더 내에서의 최대압력 작용시에 베어링 상부에서 작용하는 하중이 10배 이상이므로 윤활유 공급압력에 의해서는 영향을 받지 않는 것으로 판단된다. 따라서 Fig. 6에 나타난 바와 같이 실린더 내의 압력이 최대가 되기 이전인 상승행정 중에 윤활작용이 떨어지는 일정범위 내에서 윤활유가 원활히 공급되어 윤활이 이루어지도록 하는 것으로 추정된다.

Table 5는 엔진회전각에 따른 엔진부하의 변화와 최대편심율의 변화를 보여주고 있다. 최대 엔진부하가 작용하는 엔진회전각 194°는 압축행정이 끝나고

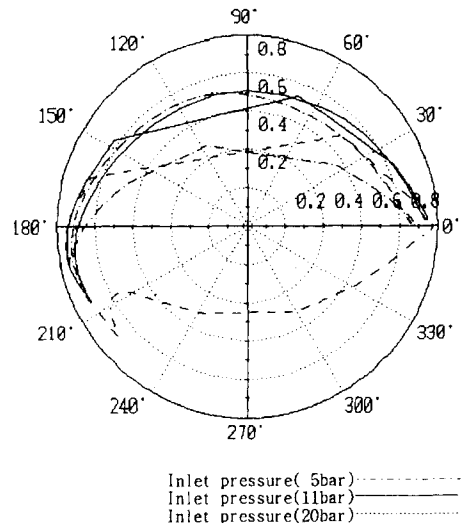


Fig. 6. Pin center loci of crosshead bearing for various oil inlet pressure.

Table 5. Minimum film thickness variation for engine load

θ	load	ϵ	h_{\min}
190	2.5099	0.9564	0.0110
192	2.5897	0.9572	0.0108
194	2.6220	0.9578	0.0106
196	2.6144	0.9582	0.0105
198	2.5745	0.9582	0.0105
200	2.4852	0.9578	0.0106
202	2.3484	0.9571	0.0107

폭발에 의해 피스톤에 작용하는 가스압력이 최대인 순간을 의미하며, 최대엔진부하가 작용하는 회전각 194°를 지난 196°에서 최소유막두께가 존재하고 있다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 박용엔진 크로스헤드 베어링부에 대한 등점도 윤활해석을 수행한 것으로, 핀 중심의 운동궤적을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 오일 그루브 크기를 증가시킬수록 최소유막두께는 감소하고 최대편심율은 증가하는 것으로 볼 때, 오일 그루브 크기를 과도하게 증가시키면 편마멸을 일으킬 수 있으며, 그 형상이 베어링 설계의 중요한자임이 확인되었다.

2. 베어링 간극이 증가하면 최소유막두께는 감소하고 최대편심율은 증가하는 것으로 볼 때, 공차범위내에서 쉘과 핀의 표면조도 이상으로 베어링 간극을 최대한 작도록 제작하면 윤활작용 유지에 유리하다.

3. 윤활유 급유압력의 변화에 따른 최대편심율 및 최소유막두께의 변화는 거의 없는 것으로 나타나고 있어 윤활유의 원활한 공급은 상승행정 중에 이루어짐을 알 수 있다.

4. 엔진회전각에 따른 엔진부하 및 최대편심율의 변화를 통해 최대엔진부하가 작용하는 회전각을 지난 이후에 최소유막두께가 존재하고 있다는 것을 알 수 있다.

기 호

- c : radial clearance
- D : bearing diameter
- e : eccentricity
- h : film thickness
- h_{min} : minimum film thickness
- L : bearing axial length
- p : pressure
- R : journal bearing radius
- t : time
- U_j : journal velocity
- z : coordinate of axial direction
- ϵ_{max} : maximum eccentricity ratio
- θ : circumferential coordinate
- θ_p : pin center position
- μ : lubricant viscosity
- ω : angular velocity

참 고 문 헌

1. Scobel, H., "Crosshead of the New MAN KSZ engines," *Marine Engr. and Naval Arch.*, pp.410-412, 1971.
2. Butler, J. F. and Ørbeck, F., "Design Aspects of Large Marine Engines," *Proc. Inst. Mech. Engrs.* 1966-67, Conf. on Mech. Design of Diesel Engines, Vol. 181, Part 3, pp.10-19, 1967.
3. Takasaki, M. and Ettles, C. M. McC., "The Effect of Added Rotation on Crosshead Bearing Performance," *J. of Tribology Trans. ASME*, Vol. 107, No. 1, pp. 104-109, 1985.
4. Booker, J. F., "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution," *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 87, No. 3, pp.537-547, 1965.
5. Ten Napel, W. E., Akker, M. and Bosma, R., "Lubrication of Small End Bearings in Supercharged Two-Stroke Diesel Engines," *Proc. Leeds-Lyon Symposium(Elsevier) Paper II(iii)*, pp.37-46, 1982.
6. Shelly, P. D. and Ettles, C. M. McC., "A Finite Element Method for the Calculation of Locus Paths in Dynamically Loaded Bearings," *Proc. Int. Mech. Engrs., Automobile Division*, Vol. 187, 5/73, pp.79-86, 1973.
7. Goenka, P. K., "Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis," *ASLE/ASME Joint Lubn. Conf. Paper 83-Lub-32*, 1983.
8. Bates, T. W., Fantino, B., Launay, L. and Fren, J., "Oil Film Thickness in an Elastic Connecting-Rod Bearing Comparison between Theory and Experiment," *STLE Tribology Transactions*, Vol. 33, 1990.