

내연기관의 윤활계통 설계의 기초 (II)

Introduction to the Design of Lubrication System of Internal Combustion Engines (II)

장 낙 영
N. Chang

3. 미끄럼 베어링

3-1 베어링의 마찰력

미끄럼 베어링에서의 마찰계수 f 는 아래의 식에 의하여 정의된다.

$$f = \frac{T}{FR} \dots\dots\dots (5)$$

여기서 T 는 마찰 torque

F 는 베어링의 하중

R 은 저어널의 반경

미끄럼 베어링에서 어떠한 방법으로 마찰계수를 예측할 수 있다면, 윗식으로부터 마찰 torque의 계산이 가능하고, 이로부터 마찰 손실 동력 및 마찰 열발생율의 계산이 가능하게 된다.

베어링 안쪽의 원통면과 저어널이 동심원통면을 형성하여 상호 회전운동을 계속한다면 윤활유의 점성계수로부터 베어링의 마찰계수의 이론적인 계산이 가능하다. 그 이상화한 관계식을 Petroff의 법칙이라 하며, 다음식과 같다.

$$\left(\frac{R}{C}\right) f = 2\pi^2 \frac{\mu n}{p} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \dots\dots\dots (6)$$

여기서 n = journal speed (rev/sec)

c = radial clearance

이며, p 는 베어링 압력(N/m²)으로서, 베어링의 하중을 베어링의 투영면적으로 나눈 것

이다. 윗식에서 우변에 나타나는 아래의 식은 Sommerfeld 수라 부르며, 베어링의 운전조건을 나타내는 지표가 된다.

$$S = \frac{\mu n}{p} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \dots\dots\dots (7)$$

실제 베어링의 회전운동에서는 편심율, oil hole, oil groove 등의 영향으로 유막두께가 균일하지 않으므로, Petroff의 법칙에서 예측하여 주는 값보다 마찰계수값이 더 높아지게 된다. Mckee 등의 연구결과에 의하면, 잘 윤활된 미끄럼 베어링에서의 마찰계수는 아래의 식에 의하여 추산할 수 있다.

$$\left(\frac{R}{C}\right) f = \pi \theta \frac{\mu n}{p} \left(\frac{R}{C}\right)^2 + K \left(\frac{R}{C}\right) \dots\dots\dots (8)$$

윗식에서 θ 는 베어링의 원주각을 radian 단위로 표시한 것으로서 우변의 첫항은 Petroff의 법칙과 같은 뜻을 지닌다. 우변의 두째항은 oil hole 및 oil groove의 형상, 갯수, 위치 등의 영향 및 베어링 폭과 저어널 직경의 비같은 기하학적 영향을 보상하여 주는 것으로서, 베어링 폭과 저어널 직경의 비가 0.75-2.8의 범위내에 있을때는 K 값으로서 0.002를 취하여 주면 대체로 무난하다.

베어링이 고부하에서 저속으로 운전하고 윤활유의 점성계수가 온도의 영향 등으로 떨어지게 되면 유막두께가 너무 얇아져서 베어링

* 정회원, 대우중공업(주)상무, 엔진기술담당

내면과 저어널 사이에 금속간 접촉이 일어날 수가 있다. 이러한 현상을 boundary lubrication 또는 경계윤활이라 부르며, 그 일어나는 조건은 베어링의 종류, 용도 및 윤활유의 종류에 따라 다르나, 차량용 엔진의 베어링의 경우는 $\mu n/p$ 의 값이 대체로 5×10^{-9} 이하인 영역에서 경계윤활 현상이 일어난다.

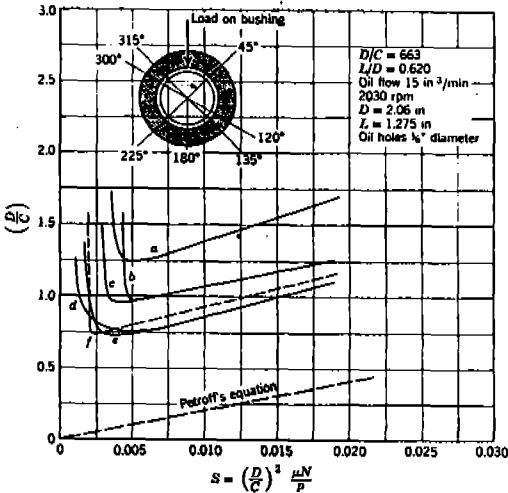


그림 3.1 베어링의 마찰계수의 변화

그림 3.1은 oil hole 및 oil groove의 형상이 상이한 몇 종류의 베어링에서 Sommerfeld 수의 변화에 따르는 마찰계수의 변화를 측정 한 것이다. 이 그림에서 보느냐와 같이, Sommerfeld 수가 0.005 이상일 때에는 베어링의 마찰계수는 대체로 (8)식에 나타낸 Mckee 등의 식을 만족시킨다. 그러나 Sommerfeld 수가 0.005 보다 작아지면 경계윤활의 영역이 되어 $\mu n/p$ 의 값이 감소함에 따라 마찰계수의 값이 오히려 증가한다. 이러한 영역에서는 어떠한 원인으로 하여 윤활유의 점성계수가 떨어지면 베어링의 마찰계수는 오히려 증가하므로 더욱 많은 마찰열이 발생하게 된다.

이 마찰열은 윤활유 온도를 상승시켜 다시 윤활유의 점성계수를 더욱 더 떨어뜨리며, 이에 따라 베어링의 온도와 마찰력은 계속하여 상승하는 악순환에 빠질 수 있다. 이것은 윤활유의 점성계수가 극히 낮은 영역에서 유막두께가 낮아짐으로 하여 금속간 접촉이 일어나

기 시작하기 때문이며, 극한적으로는 베어링과 저어널의 용착이 일어날 수도 있다. 이 영역에서 금속간 접촉을 방지하는데에는 윤활유의 점도는 더 이상의 역할을 하지 못하고, 윤활유의 유성 또는 oiliness, 다시 말하여 윤활유의 입자가 금속표면에 흡착하는 능력에 따라 금속간 접촉을 억제하는 정도가 달라진다. 또한 유막두께가 얇아질 경우의 금속간 접촉의 시작점은 금속표면의 표면조도에 따라서도 달라진다. 경계윤활의 영역에서는 이러한 불안정한 운전조건이 존재하기 때문에, 베어링을 설계할 때는 $\mu n/p$ 의 실제값이 경계윤활의 시작점에서의 값에 비하여 최소한 다섯배 이상 떨어져 있도록 하여야 한다. 다음은 차량용 엔진의 베어링 설계에서 준용하는 값이다.

베어링의 부위	$\mu n/p$ 의 최소값
main bearing	3.6×10^{-8}
crank pin	2.4×10^{-8}
piston pin	2.0×10^{-8}

3-2 베어링의 설계

베어링의 폭 L과 저어널 직경 D와의 비가 너무 크면 베어링과 저어널 사이에 축이 맞지 않거나 비틀림 등으로 인하여 베어링 내면에 무리한 힘이 가해질 수 있다. 크랭크 핀이나 크랭크 축의 베어링에는 L/D값이 1.0 이하로 하는 것이 바람직하며, 보통은 0.3~0.5 범위에 들게 한다. 다만 counterweight를 붙이지 않은 크랭크축에서는 L/D값이 1.0 까지 커져야 할 필요가 있는 경우도 있다. 아래는 차량용 엔진의 베어링에서 실제로 나타난 값들의 범위를 참고로 적었다.

베어링의 부위	L / D
main bearing	0.6 - 1.8
crank pin	0.6 - 1.4
piston pin	1.5 - 2.0

베어링의 단위 투영 면적당의 하중을 베어링 압력이라 하여 이를 p로 표기함은 앞에 말

하였다. 아래는 디젤엔진의 베어링 허용 최고 압력의 범위이다.

베어링의 부위	maximum p(N/m ²)
main bearing	6 - 12 × 10 ⁶
crank pin	8 - 15 × 10 ⁶
piston pin	14 - 15 × 10 ⁶

아래는 베어링 재질별 허용 최고 압력이다.

베어링 재질	허용최고압력(N/m ²)
thin Babbitt overlay	14 - 27 × 10 ⁶
copper-lead alloy	14 - 20 × 10 ⁶
aluminum alloy	10 - 17 × 10 ⁶

앞에서 저어널의 직경과 베어링의 radial clearance 와의 비, R/c 가 소개된바 있는데, 이 값은 보통 500-1000의 범위내에서 취한다. 일반적으로 clearance 를 너무 좁게 하는 것은 이물질의 혼입이나 축의 편심 또는 약간의 변형에 대한 여유가 없어서 위험하므로 R/c 값은 위에 말한 범위중에서 낮은 쪽으로 택하는 것이 바람직할 경우가 많다.

그뿐 아니라 베어링 및 저어널의 가공공차는 엔진의 크기와는 무관하므로, 아무리 작은 엔진이라도 20 micron 이하의 clearance 를 채택하여서는 안된다. 아래는 베어링의 재질별 권장되는 R/c 값의 범위이다.

베어링 재질	R/C 값의 범위
Babbitt material	600-1000
copper-lead alloy	500-1000
aluminum alloy	400- 500

베어링 내에서 저어널이 회전운동할 때에는 그림 3.2에 보는 바와 같이 베어링의 중심과 저어널의 중심 사이에 eccentricity 또는 편심 거리 e 가 존재하며, 최소 유막 두께 ho 는 radial clearance c 와 편심거리 e 와의 차이로서, 다시말하여 ho = c - e 로서 나타난다. 유막내에서의 윤활유의 압력도 뒤에서 설명하는 hydrodynamic lubrication 의 이론 또는 유막형성이 역학에 의하여 베어링의 원주를 따라

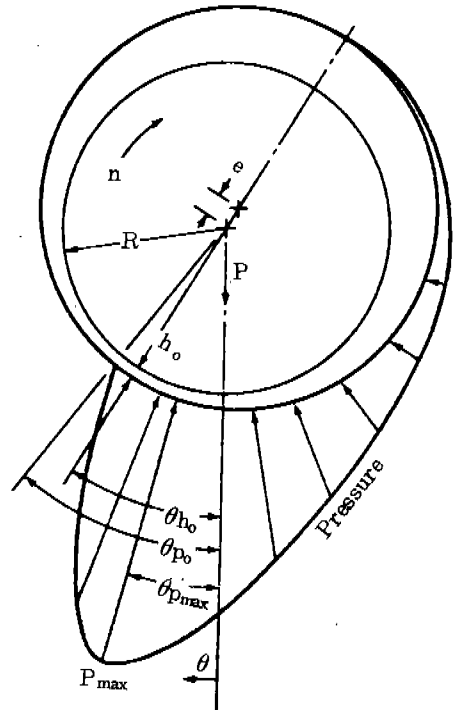


그림 3.2 베어링의 압력분포 곡선

어떠한 압력분포 곡선을 그리게 된다. Westinghouse Research Lab 의 Raimondi와 Boyd는 다음과 같은 전제하에 그림 3.2에 보인 유막형성의 역학문제를 풀어서 그 계산 결과를 발표하였다.

첫째, 베어링 내에서 윤활유의 점성계수는 일정하다.

둘째, 베어링에는 oil hole이나 oil groove 가 없다.

셋째, 베어링 내의 윤활유의 전체 질량은 정상 상태에서 베어링과 저어널 사이의 공간을 정확히 상압으로 채울 수 있는 양이다.

네째, 윤활유는 최소 유막두께의 발생 위치를 통과하면 유막이 파괴되면서 흐름이 발생한다.

이러한 전제하에 계산한 결과중에서 360 도 짜리 베어링에 대한 일부 선도들은 그림 3.3-그림 3.7 과 같다. 그중 그림 3.3에서 예측한 마찰계수는 Sommerfeld 수가 0.6 정도 이상의 영역에서는 앞의 (8)식에 표기한 McKee 등의 식과 대체로 같은 결과를 준다.

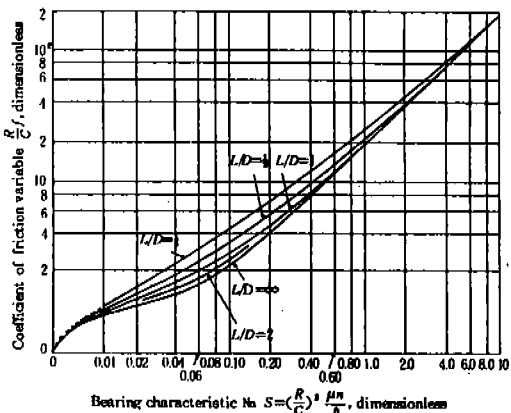


그림 3.3 베어링의 마찰계수의 계산

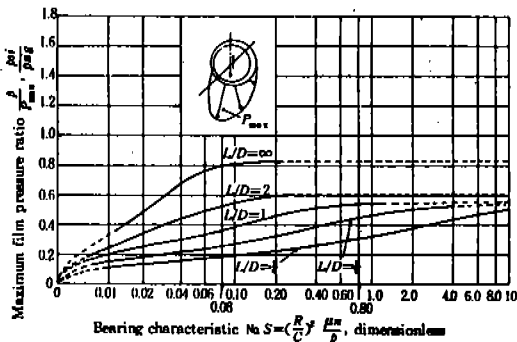


그림 3.6 윤활유 최고 압력

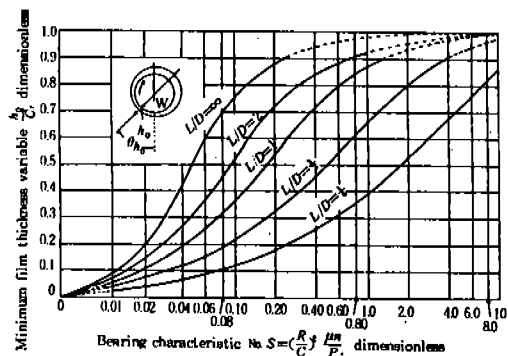


그림 3.4 최소 유막 두께

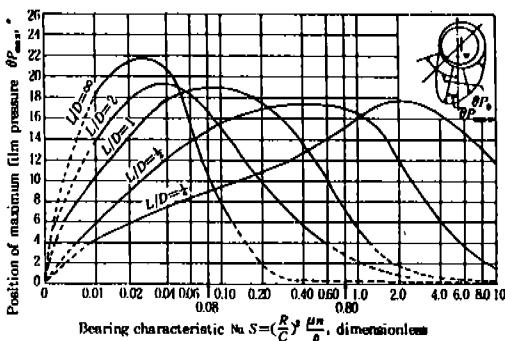


그림 3.7 윤활유 최고 압력의 발생 위치

지만 보통 쓰이는 Babbitt의 경우는 최소유막두께가 10-18 micron 이상이 되어야 한다는 보고도 있다.

베어링 내면이나 저어널에 oil hole 또는 oil groove를 설치하면 그 근방에서의 윤활유의 압력상승이 제한을 받으므로, 그림 3.6 및 그림 3.7에서 나타낸 윤활유 최고압력의 발생 위치 부근에 oil hole을 뚫으면 베어링의 하중 지지 능력이 저하된다.

따라서 급유공은 윤활유 압력이 낮은 곳에 설치하고, oil groove도 가급적이면 베어링의 양단에 위치하도록 하는 배려가 필요하다.

3-3 베어링의 재질

베어링의 재질은 아래의 여덟가지 특성을 만족시켜 주어야 한다.

첫째는 low friction의 성질로서, 이 성질은 특히 경계윤활의 영역에서 유효하다. 둘째는 내압강도로서, 윤활유의 최고 압력점에서

또한, 베어링의 안전한 운전을 위하여는 그림 3.4에 보인 최소 유막두께가 일반적으로 저어널 직경의 $5-20 \times 10^{-5}$ 배 보다 적어서는 안 된다는 것이 경험치이다.

잘 가공된 작은 bronze bushing의 경우는 최소유막두께로서 2.5 micron 까지 견딜수 있

의 베어링 재질의 항복현상을 막는데에 필요한 성질이다. 세제는 피로강도이다. 네째로 필요한 성질은 conformability라 하며, 베어링 재질의 소성유동, 마모, 국소용융 등의 경로를 거쳐서 가공오차 및 조립오차의 영향 등이 점차로 완화되는 성질이다. 다섯째는 embeddability라 하여 이물질이 유입할 경우에 이를 베어링 재질속에 파묻어 버리는 성질이다. 여섯째는 필요시에 steel이나 bronze에 쉽게 접촉할 수 있어야 하며, 일곱째로는 내식성이 필요하다. 마지막으로 윤착에 대한 저항성이 필요하다.

베어링 재질의 규격은 SAE J460e에 Bearing and Bushing Alloys라 하여 규정되어 있으며, 이를 요약하면 표 3.1과 같다.

각 베어링 재질의 특성 및 주요용도에 관한 자료는 SAE J459c에 기재되어 있다. Babbitt material은 베어링의 재질로서 만족스러운 모든 특성을 고루 잘 갖추고 있으나, 다만 강도가 부족하기 때문에 steel, bronze, brass 등의 bushing의 내면에 0.1-0.6 mm의 두께로 주조 접합시켜서 사용한다. Lead-tin 계열은 Babbitt와 유사하며, 강도가 더 높은 copper-lead, aluminum 등에 전해 도금하여 사용하며, 이로써 윤착에 대한 보호 및 이물질을 파묻어 버리는 역할을 한다.

copper-lead 합금은 윤착을 막는 성질이 Babbitt의 다음으로 좋으며, 강도는 충분하다. 다만 윤활유중의 산성입자에 의한 납성분의 부식이 문제인데, 이것은 윤활유에 corrosion inhibitor를 첨가하고 납성분과 함께 indium을 포함시킴으로써 대체로 극복할 수 있다. copper-lead 합금의 표면에 lead-tin Babbitt의 얇은 overlay를 입혀주면 윤착 및 부식에 대한 저항성이 더욱 향상된다.

aluminum 합금은 강도 및 윤착에 대한 저항성이 탁월하나, conformability와 embeddability의 특성이 떨어진다. 최근에 이르러 기계가공의 정밀도 및 조립기술이 향상하고 윤활유 필터의 기술이 좋아짐에 따라 aluminum 합금의 약점인 conformability와 embeddability

표 3.1 베어링의 재질 규격

합금의 종류	SAE No.	제 조 공 법
tin-bass babbitt	11, 12	cast on steel, bronze or brass back, or directely in the bearing housing
lead-base babbitt	13, 14, 15	SAE 15 is cast on steel; others on steel, bronze, brass or in hearing housing
lead-tin overlays	19, 190	electroplated as a thin layer on copper-lead or silver bearing faces
copper lead alloys	49, 48, 480	cast or sintered on steel back
	481	cast on steel back
	482, 484, 485	steel back, lined with sintered copper alloy matrix with lead alloy
aluminum alloys	770	cast in permanent molds; work-hardened
	780, 781, 782	in strip form, or bonded to steel back
other copper -base alloys	795, 791	wrought solid bronze
	793, 792, 794	cast on steel back
	798, 797, 799	sintered on steel back

의 문제점들이 상당히 보완된 셈이다. aluminum 합금은 1960년대 이후로 베어링 재질로서 지속적으로 확대 사용되어 왔으며, 아마도 크랭크축 베어링의 재질로서 가장 적합한 재질로 간주될 수 있겠다. 고부하에서의 적용을 위하여는 steel back 위에 aluminum 합금을 접착시키고 그 위에 lead-tin overlay를

입히기도 한다.

3-4 유막형성의 역학

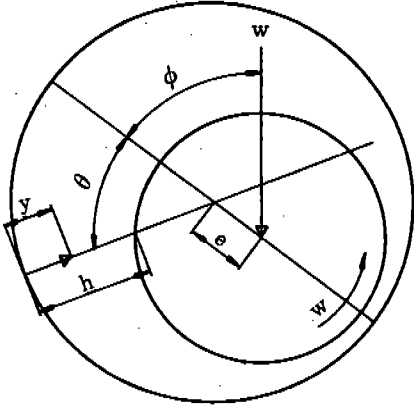


그림 3.8 미끄럼 베어링의 기하학

그림 3.8에 보인 미끄럼 베어링에서 베어링의 축 방향을 z 방향이라 표기하며, 각 θ 에서의 윤활유 통로의 높이 h 는 다음의 근사식으로 나타낼 수 있다.

$$h = c + e \cos \theta \quad \dots\dots\dots (9)$$

이 통로를 지나 흐르는 윤활유에는 식(2)와 같은 전단응력이 발생하며, 아울러 윤활유의 입력 p 는 원주각 θ 와 축 방향 좌표 z 와의 함수로서 어떠한 분포를 갖게 된다. 따라서 이러한 전단응력의 변화와 압력의 변화를 고려하여, 윤활유의 운동량 보존 법칙을 식으로 표시하면, 아래와 같다.

$$\frac{1}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} = \mu \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial y^2} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} \quad \dots\dots\dots (11)$$

여기서 u_θ 및 u_z 는 윤활유의 원주방향 및 축방향 유동 속도이며, y 는 그림 3.8에서 보논바와 같이 원주각 θ 인 단면에서의 윤활유 통로에서의 높이 방향 좌표이다.

식(10)을 y 에 대하여 두번 적분하고, 경계조건

$$u_\theta = 0 \quad \text{at } y = 0$$

$$u_\theta = V_\theta \quad \text{at } y = h$$

를 적용하면, u_θ 는 y 의 이차함수꼴로 얻어진다. 여기서 V_θ 는 원주각 θ 에서의 저어널 표면의 원주방향 운동 속도이다. 이것을 다시 아래의 유량 계산식

$$q_\theta = \int_0^h u_\theta dy, \quad q_z = \int_0^h u_z dy \quad \dots\dots\dots (12)$$

에 의하여 적분하면,

$$q_\theta = -\frac{h^3}{12\mu R} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{1}{2} V_\theta h \quad \dots\dots\dots (13)$$

이 얻어진다. 같은 방법으로 식(11)을 y 에 대하여 두번 적분하고 경계조건을 적용한 뒤에 식(12)에 의하여 유량을 계산하면,

$$q_z = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \quad \dots\dots\dots (14)$$

다음에 질량보존의 법칙

$$\frac{1}{R} \frac{\partial q_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial q_z}{\partial z} + \frac{\partial q_y}{\partial y} = 0 \quad \dots\dots\dots (15)$$

에 식(13) 및 (14)를 대입하고 식(15)의 좌변의 마지막항 대신에 원주각 θ 에서의 저어널의 y 방향 속도인 V_y 를 대입하면 아래와 같이 Reynolds의 방정식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{R} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \\ & = 6\mu \left[\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (V_\theta h) + 2V_y \right] \quad \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

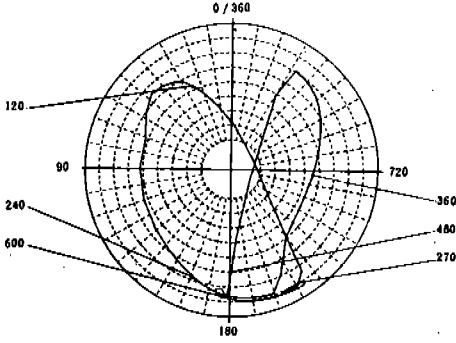
여기서 h 는 식(9)에 의하여 대치되어야 하며, 아랫식

$$\begin{aligned} V_\theta &= R\omega - e\dot{\phi} \cos \theta + \dot{e} \sin \theta \\ V_y &= \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + e\dot{\phi} \sin \theta + \dot{e} \cos \theta \quad \dots\dots\dots (17) \end{aligned}$$

또한 식(16)에 대입되어야 한다.

Reynolds의 방정식은 몇몇 특수한 경우에 대하여 이론해를 구한 예가 있고, 또 앞에서 소개한 Raimondi와 Boyd의 수치해도 특수한 경우에 대한 해로써 설계시에 참고가 가능하다. 실제 문제를 푸는데는 유한 차분법 등의 수치해석법을 써야 하며, 이에 대하여는 Shapiro 등 많은 사람의 연구가 있다. 크랭

SLEEVE DIAGRAM ONE GRID = 3.600 MUE (FILM THICKNESS)



JOURNAL DIAGRAM ONE GRID = 3.600 MUE (FILM THICKNESS)

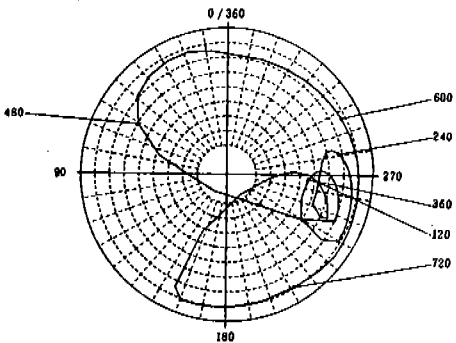


그림 3.9 베어링의 궤적

크축의 베어링과 같이 부하의 크기와 방향이 시간에 따라 변화하는 경우에 대하여는 Booker 가 연구 발표한 mobility method 가 널리 이용되고 있다. 이것은 엔진의 cylinder pressure diagram 으로부터 출발하여 connecting rod 와 crank pin 을 거쳐 크랭크축의 베어링에 전달되는 하중을 계산하여, 이로부터 그림 3.9 와 같이 베어링과 저어널의 상대운동의 궤적을 구하는 방법이다. 그밖에 최근에는 oil hole 및 oil groove 의 영향을 고려한 수치계산이 실제로 수행되곤 한다.

(다음호에 계속)