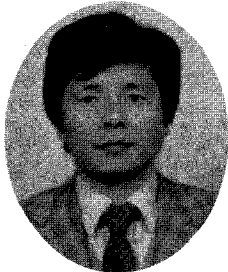


윤 활 해 설

마찰, 윤활과 미끄럼베어링



서울대학교 工科大学  
 機械設計學科  
 工學博士 韓 東 哲 교수

1. 序 論

기원전 3000년에 이미 사용된 마차 바퀴의 축 받침을 비롯하여 현대의 고속, 고정밀 회전기계에 이르기까지, 윤활은 우리와 항상 밀접한 관계를 가져왔다. 마찰에 대하여는 중세기에 이미 Leonardo da Vinci(1452~1519)가 미끄럼 베어링의 설계지침으로서 마찰력이 마찰면의 크기에 관계없이 수직력의 1/4이 된다는 것을 실험적 결과를 토대로 제시하였다. 이것은 오늘날 금속간의 乾마찰계수  $\mu = 0.2 \sim 0.3$ 과 비교할 때 놀랄만큼 정확한 값이다. 이러한 주장은 잊혀진 채 1699년에야 불란서의 공학자 G. Amonton(1633~1705)이 실험을 통하여 마찰력과 수직력은 직접 비례하고 마찰계수  $\mu = 0.33$ 이며 마찰면의 크기와는 관계가 없고 하중과 상대 미끄럼 속도와 관계를 갖는다는 것을 주장하였다. 그러나 이 지식도 일반적으로 통용되지 못하고 100년이 지난 후에야 파리의 학살원이 “기계에 있어서의 마찰”이란 제목으로 학술경연을 개최하였을 때에 불란서 물리학자 Ch. A. Coulomb(1736~1806)이 마찰법칙으로  $R = \mu N$ 을 주장하였고 이때부터 통용된 것이다. 즉 마찰력 R은 수직력 N에 직접 비례하고 비례상수는 마찰계수  $\mu$ 라는 것이다. 이러한 것들은 모두 乾摩擦 또는 境界摩擦에 관계되는 것으로서 마찰을 수반하며 기술상 대단히 중요하고 지난 20여년 동안 학문적으로 많이 연구되고 있는 것이다.

실제에 있어서 이보다 더 중요한 것은 두개의 물체가 마멸없이 미끄러지게 하는 유체 마찰로서 경계면 사이의 윤활상태는 주로 액체상태

로서 동수압적(hydrodynamic) 또는 정수압적(hydrostatic) 윤활이라 한다. 유체윤활의 기본은 Isac Newton(1643~1727)이 점성을 ‘윤활제의 물리적 특성’이라고 정의한 것으로 비롯하여 불란서의사 J. L. Poiseuille(1799~1869)와 독일 수리학 공학자 G. H. Hagen(1797~1884)의 관류에서의 압력강하에 관한 법칙 그리고 영국의 물리학자 Sir Gabriel Stokes(1819~1903)와 불란서 공학자 Louis Navier(1785~1836)의 점성 유체역학의 기본이론이 근본을 이루고 있다.

동수압적 유체윤활은 1880년대에 철도차량 바퀴축받침의 윤활과 크기를 결정하는데 대한 연구를 수행한 영국인 B. Tower를 비롯하여 영국인 자연과학자 Osborne Reynolds가 윤활틈새내의 윤활유동에 동수압적 이론을 적용하여 베어링 윤활유막의 압력분포를 계산하기 위한 편미분방정식의 발견이 그 기본을 이루고 있고 미끄럼 베어링에 대한 기본적인 연구는 독일인 Stribeck, Falz, Gumbel, Vogelpohl, Buske 등이 1900~1940년대에 수행하였다.

오늘날 미끄럼베어링의 계산과 크기 결정은 가능하나 계산상의 어려움 때문에 최근에까지도 낡은 공식  $\bar{p} \cdot v = \text{constant}$ 이 사용되었다. 여기서  $\bar{p}$ 는 베어링의 평균면압이고 v는 미끄럼면의 상대속도이다. 그러나 이 공식으로서는 간단하거나 기하학적으로 상사이며 동일한 형상의 베어링에 있어서는 성공적으로 설계가 가능하였으나, 새로운 또는 특수설계에 있어서는 경험치들이 거의 들어맞지 않음을 알게 되었다. 따라서 기계의 효율 및 출력을 높이기 위하여

베어링을 설계함에 있어서는 정수압, 동수압적 역학과 열역학 그리고 재료공학, 윤활제에 대한 물리적, 화학적 지식이 겸비되어야 올바르게 또 실용성 있게 되는 것이다.

설계에 있어서, 어떠한 형태의 미끄럼베어링을 또 어떠한 종류의 윤활방식을 택하여야 기술적인 요구에 부응하며 경제적으로 가장 알맞는지에 대한 여부는 실제운전에 있어서의 베어링에 대한 요구조건에 대하여 정확한 지식이 있어야 결정할 수 있는 것이다. 설계의 많은 경우에 있어 설계자는 우선, 미끄럼베어링과 구름베어링 중에서 어느 것을 선택하여야 할지 결정하여야 하는데, 이에 앞서 베어링의 사용조건과 그의 특성 그리고 장점과 단점 등에 대한 지식을 가져야 한다.

2. 摩擦과 潤滑의 物理的 基礎

원동기, 동력기계등의 베어링기술에 있어서 마찰문제는 중요하며 여러 전문분야의 전문가들이 협력해서 해결하여야 한다. 오늘날 실험에 의하여 얻어진 마찰계수를 제시하는 것만으로는 충분하지 않으며 미래의 문제에 적용할 수 있게 하기 위해서는 모든 물리적, 화학적인 영향을 고려하면서 의미를 찾으려고 노력하여야 한다. 실제에 있어 여러가지 마찰상태가 나타나고 이것은 마찰계수, 에너지 평형 그리고 마멸상태에 영향을 미치기 때문에 Table 1에 중요한 주안점에 따라 여러가지 마찰상태의 종류와 특징을 표기하였다.

이와 같은 마찰상태는 Stribeck 에 따라 마찰계수  $\mu$ 가 일정한 面壓  $\bar{p}$ 를 받는 저어닐의 베어링내에서의 회전수  $n$ 에 따라 변하는 것을 고려 표현한 그림에서 쉽게 알아볼 수 있다.

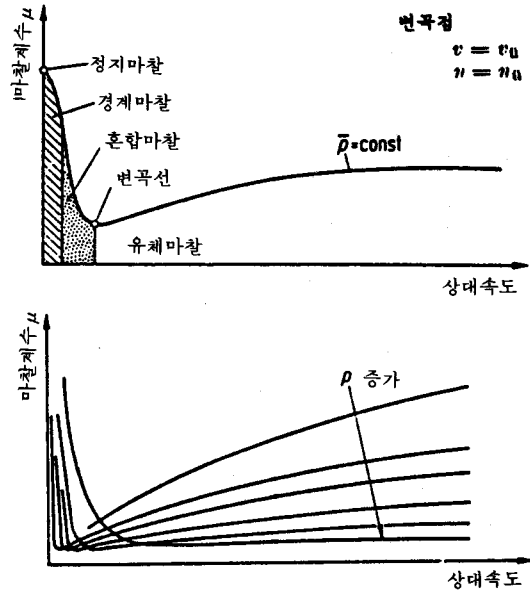


그림 1. stribeck곡선

2. 1 乾摩擦 (dry friction, Trockenreibung)

두개의 마찰면은 미세한 표면조직을 갖고, 단지 몇개의 작은 면 또는 점에서 표면돌출 부분들이 그림 2a에서와 같이 마주치고 있다. 높은 面壓과 마찰면의 청결로 인하여 접촉점은 용접되어 있는 상태이며 마찰면의 상대적 운동에

Table. 1. 여러가지 마찰상태와 Philippovich 에 따른 특징

마찰상태	윤활	점성의 영향	과정의 특징	마찰계수
乾摩擦	없음, 완전히 건조한 표면	없음	두개의 마찰면의 돌출부의 용접	$\mu > 0.3$
境界摩擦	두개의 마찰면에 응집력으로 부착된 얇은 기체 및 액체막	없음	적은 분자층에서의 분자역학적	$0.1 < \mu < 0.3$
混合摩擦	부분 윤활	부분적 영향	부분적으로 분자역학적 부분적으로 동수압적 또는 정수압적	$0.005 < \mu < 0.1$
流體摩擦	완전 윤활	결정적 영향	동수압적 또는 정수압적	$\mu < 0.005 \sim 0.01$

있어서는 이 부분이 옆으로 잘려지게 되고 필요한 접선방향의 힘  $R_1$ 은 전체마찰력  $R$ 의 일부를 이룬다. 합성수지간의 마찰은 금속간의 마찰처럼 용접상태가 존재할 수 있으나 합성수지와 금속사이의 마찰(例: Teflon과 금속)에 있어서서는 그림 2b 에서와 같이 形狀結合이 있을 뿐이다.

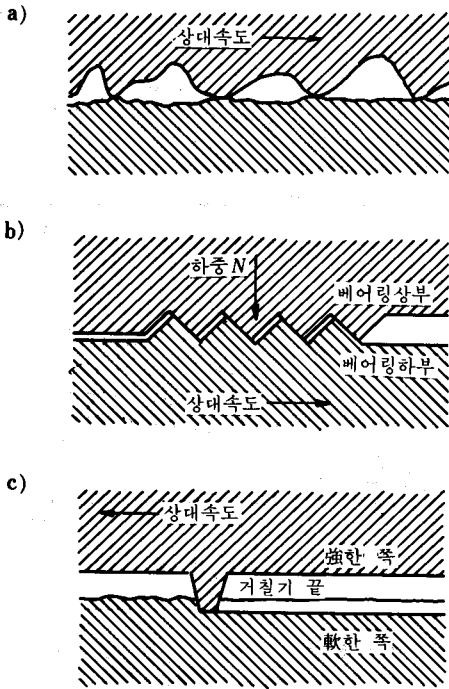


그림 2. 乾는 마찰 상태의 미끄럼 표면

여기에서는 수직력  $N$ 이 작용 할때 수평방향으로 움직이게 하는 힘  $R_2 = N \cdot \tan \alpha$ 이 마찰력으로 간주된다. 그림 2c 에서와 같이 강한 재질의 표면돌출부가 연한 재질의 표면을 갈아 나아 갈 때에도 마찰력  $R_3$ 가 소요된다. 두개의 마찰면에서 연한 재질의 것이 더 거친 것이 유리한데, 이것은 연한 돌출부분이 빨리 닳아 없어지기 때문이다. 마찰면이 연삭가공 안되었을 경우 기계의 길드림운전은 유리한 것이다.

전체마찰력은

$$R = R_1 + R_2 + R_3 \quad (1)$$

이며, 이것은 표면상태, 재료의 종류, 재질의 상태와 마찰하게 하는 수직력에 따라 조금씩 다르다. 경험에 의하면 마찰면이 양호할 경우 힘의 결합에 의한 마찰력  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$ 보다 훨씬 크음을 알 수 있다.

## 2. 2 境界摩擦 (boundary friction, Grenzreibung)

마찰면이 절대적으로 청결하거나 건조하지 않고 산화물, 불순물 또는 부분적으로 기체, 액체상태의 윤활제가 포함되어 있는 한편 윤활제에 형성된 정체압력이 너무 작을 경우이다. 윤활제는 표면 돌출부의 용접현상 빈도를 줄여주고 따라서 마찰계수도 작게 한다. 이를 위해 실제에 있어서도 소위 “흐르지 않는 윤활제”를 마찰면에 발라준다.

## 2. 3 混合摩擦 (mixed friction, Mischreibung)

혼합마찰상태에서는 그림3과 같이 부분적으로 돌출부가 접촉마찰을 하고, 부분적으로 윤활제가 들어 있어 동수압적 (hydrodynamic) 정체압력을 형성하고 있다.

## 2. 4 流體摩擦 (fluid friction, Flüssigkeitsreibung)

유체윤활의 상태는 그림 4 에서와 같이 두개의 미끄럼면 사이에 유체상태의 윤활막이 연속적으로 존재하여 두 면은 직접 접촉을 하지 않는다. 따라서 유체윤활이 존재하여야 할 최소윤활층높이  $h_0$ 는 零보다 커야 하고 그림 5 에서 보는 바와 같이 축과 베어링의 평균 거칠기  $R_z$ 와 표면파형의 높이  $W_t$ 의 합보다 커야 한다.  $h_0 \geq \sum (R_z - W_t) = R_{z,w} + R_{z,s} + W_{t,w} + W_{t,s}$  (2)

축과 베어링이 경사된 경우 또는 축이 베어링 내에서 휘어지는 경우에는 이것을 최소층높이 계산에 고려하여야 한다. 유체윤활의 경우 두개의 미끄럼면의 재질은 마찰계수에 영향을 미치지 않으나 일반적으로 축은 강철이고 베어링은 청동, 백철등의 연한 재료를 사용하여 제작



그림 3. 혼합마찰상태의 미끄럼표면



그림 4. 유체마찰상태의 미끄럼표면

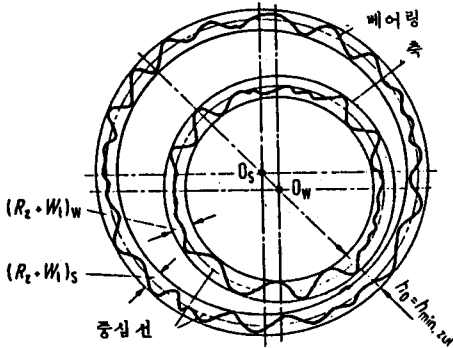


그림 5. 축과 베어링간의 최소윤활층새 높이

하는데 이는 베어링재료의 탄성 계수와 열팽창 계수가 커서 축이 경사지거나, 휘거나 또는 하중을 크게 받아 유막의 두께가 얇아지고 윤활유의 온도가 상승하더라도 이에 맞게 변형함으로써 축과 베어링이 접촉하며 갠아먹는 일이 일어나지 않는 좋은 점을 고려한 것이다.

동수압력 윤활이 되는 베어링에 있어 유체마찰상태는 베어링하중, 축의 회전속도, 윤활층새 높이, 윤활유의 점성에 따라 좌우된다. 근본적으로 유체마찰은 하중이 가볍고 틈새가 좁고 상대속도와 점성이 크면 실현하기 쉬운 것이다. 설계자는 긴 시간동안 경계 및 혼합마찰이 되는 것을 피하도록 베어링을 설계하고 알맞은 윤활유의 선택과 윤활방식을 고려하여 마멸이 없는 완전유체마찰상태로 이끌어야 한다.

이미 1883년에 Petroff는 하중을 받지 않는 반경방향 미끄럼베어링에 대하여 마찰계수를 결정하는 식을 내어 놓았는데 이것은 오늘날 일반적으로 통용되는 기호로서 표현하면 다음과 같다.

$$\mu/\psi = \pi/So \quad \text{진원형의 베어링} \quad (3)$$

$$\mu/\psi = \pi/(2 \cdot So) \quad \text{반원형의 베어링} \quad (4)$$

이 식에서  $\psi = \Delta R / R$ 는 상대적인 윤활층

새높이비 그리고  $So$ 는 Sommerfeld number 를 나타내는데

$$So = \bar{p} \psi^2 / (\eta \omega) \quad (5)$$

로서 정의되며  $\bar{p}$ 는 베어링 면압,  $\eta$ 는 윤활유의 점도,  $\omega$ 는 축의 상대회전속도 (radian / sec) 를 나타낸다.

마찰계수에 관하여는 그 후에도 Falz, Vogel-pohl, Leloup에 의하여 여러가지 근사식들이 나왔고 그림 6에 종합적으로 나타나 있다. 이에 따르면

$$So < 1 \text{ 일때 } \mu/\psi = 3 / So \quad (6)$$

$$So > 1 \text{ 일때 } \mu/\psi = 3 / \sqrt{So} \quad (7)$$

가 적당한 근사식으로 알 수 있으나 엄밀히 말하자면 마찰계수는 베어링의 幅比  $B/D$  (폭  $B$  / 직경  $D$ )와 베어링의 口徑形狀 등의 함수이며 오늘날 컴퓨터의 개발로 정확한 계산이 가능하다.

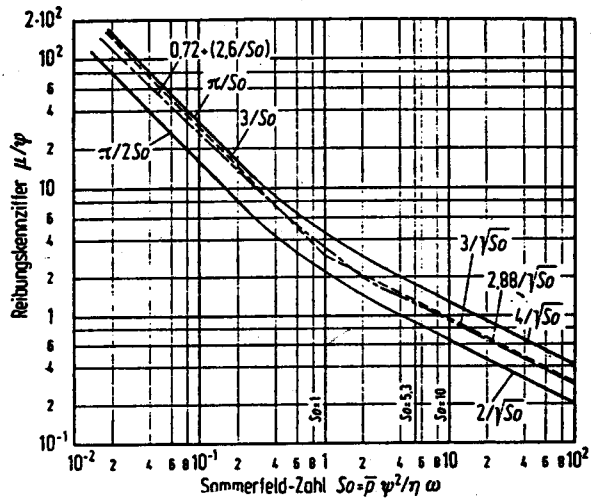


그림 6. Sommerfeld number에 따른 마찰계수  $\mu/\psi$

### 3. 潤滑劑

미끄럼베어링의 윤활제는 구름베어링의 로울러 및 보울과 같이 힘을 전달하면서 제각기 다른 속도로 운동하는 부분들이 기구학적으로 들어맞도록 하는 역할을 담당한다. 윤활제는 하중 지지력, 마찰손실, 기계적 효율, 마멸, 그리고 베어링부위의 냉각을 결정한다. 윤활부족 상태가 되면 심한 마멸상태가 오게 되며 베어링에

발열이 심하고 윤활면이 침식되어 전체적인 고장을 일으키게 된다.

윤활제로서는 액체, 가스, 증기, 즉 유체와 소성체 그리고 분말형태의 고체가 사용된다. 액체에 있어서는 礦油뿐만 아니라 動·植物油, 예를 들어 돼지기름, 고래뇌기름, 평지기름, 올리브유, 피마자유, 그리고 땅콩기름 등도 쓰인다. 물도 윤활제로 사용되기도 한다. 가스와 증기, 주로 공기는 기름이 없이 베어링을 설치해야 할 경우에 윤활제로 쓰이며 베어링하중이 작고 축의 회전 속도가 높아야 한다. 소성체 윤활제로서는 그리이스가 사용되며 고체윤활제로서는 주로 흑연, 이황화몰리브덴(MoS<sub>2</sub>), 滑石 등이 사용된다. 근본적으로 점성, 즉 분자의 전위에 대하여 내적인 마찰저항을 갖는 모든 재료는 윤활제로 사용될 수 있다.

### 3. 1 粘 度

유체층의 전위로 인하여 마찰면에 작용하는 마찰력은 면에 작용하는 전단응력의 적분으로 구하는데, 이 전단응력에 대하여는 Newton의 식

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} \dots\dots\dots (8)$$

이 사용된다. 여기서  $\eta$ 는 점도,  $du/dy$ 는 유체의 흐르는 방향에 수직인 방향으로의 속도구배이다. 많은 윤활제에 있어서는 점도가 온도와 압력에 따라서는 변하나 속도구배와는 관계가 없는데 이를 Newton流體라고 부르고 그리이스처럼 속도구배의 함수일 때 非Newton流體라고 부른다.

粘度の次元은

$$[\eta] = \frac{\text{힘} \cdot \text{시간}}{\text{길이}^2} \dots\dots\dots (9)$$

인데 단위로서는 국제단위로서 1Ns/m<sup>2</sup> = 1Pas (Pascal second) 그리고 물리단위로서는 1dynS/cm<sup>2</sup>를 사용하는데 Poiseuille를 기념하여 이를 1포아즈(Poise)라고 부른다. 영국과 미국에서는 1lbs/in<sup>2</sup>을 사용하고 Reynolds를 기념하여 1Reyn이라고 부른다. 물이 대기압 하에서 온도 20.2°C일때 1센티포아즈(cP) =

10<sup>-3</sup>Pas의 점도를 갖는다.

점도의 측정은 회전식, 모세관식 또는 보울하강식 점도계로 측정할 수 있다. 모세관식 점도계는 일정량의 점성을 갖는 유체를 정해진 모세관을 통해 수직으로 떨어지게 하고 그 시간을 재는 것이므로 유체의 중력 또는 밀도가 점도에 영향을 준다. 이를 위해 動粘度를 정의하며 차원은

$$[\nu] = \text{길이}^2 / \text{시간} \dots\dots\dots (10)$$

이 되고 단위는 1Stokes = 1St = 1cm<sup>2</sup>/S 및 1센티스토포크(cSt) = 10<sup>-2</sup>cm<sup>2</sup>/s = 10<sup>-6</sup>m<sup>2</sup>/s

을 사용한다. 이 외에도 독일의 앵글러度(E), 영국의 레이우드秒(R<sup>o</sup>), 그리고 미국의 Saybolt-Universal-Second(SUS)가 있다.

윤활제의 선택을 위하여는 독일의 표준수등급에 의한 표준오일(NO)이 있는데, 이것은 50°C에서의 점도를 표준수열 R5(DIN 323)에 따라 등급되어 있다. 또한 DIN 등급(DIN 51501, 51509)에 의한 보통 윤활유 N4부터 N324가 있는데 노화현상이나 저온에서의 상태에 대하여 특별한 요구조건이 없는 순수한 윤활유에 대한 등급이다.

미국에서는 Society of Automotive Engineer에 의한 SAE 등급이 있는데 이것은 절대적인 점도에 의한 분류가 아니고 허용된 점도의 범위에 따라 분류되어 있으며 W가 없는 경우에는 보통 사용에서 (210°F (98.9°C)), W가 있는 경우에는 겨울철 사용에서 (0°F (-17.8°C))의 점도 범위에 따른 분류이다.

### 3. 2 粘度에 미치는 影響

유체의 점도는 온도와 압력에 따라 변한다. 액체의 점도는 온도가 상승함에 따라 낮아지고 압력이 증가함에 따라 높아진다. 윤활유에 있어서도 예외는 없다. 실리콘오일에 있어서는 온도에 의한 점도의 변화가 광유에 비하여 아주 작다. 기체상태의 윤활제, 예를 들어 공기에 있어서는 온도나 압력이 증가할수록 점도가 높아진다.

윤활제의 점도와 온도의 관계(V-T관계)는 실험적으로 구하고 실험식으로 나타낼 수 있다.

Vogelpohl 式 (1912)  $\eta = a \cdot \exp\left(\frac{b}{\vartheta + c}\right)$  (11)

여기서  $\eta$ 는 점도 a, b, c, 는 실측점에서 구해야 할 상수들이다. 그리고  $\vartheta$ 는 윤활제의 온도이다. 온도의 단위가 0℃일때 실험식으로 구한 점도의 단위는  $\text{kgf} \cdot \text{s} / \text{cm}^2$ 이며  $9.80665 \cdot 10^4$ 을 곱하면 국제단위  $\text{Pas} = \text{Ns} / \text{m}^2 = 1000\text{cP}$ 를 얻게 된다.

그림 7에는 SAE 오일의 점도를 Vogelpohl의 점도식에 의하여 구하고 로그도표 위에 온도에 따라 나타내었다.

이밖에 점도에 대한 압력의 영향, 또 윤활제의 구성, 특성, 사용 그리고 첨가제에 대한 것은 여기서 생략하기로 한다.

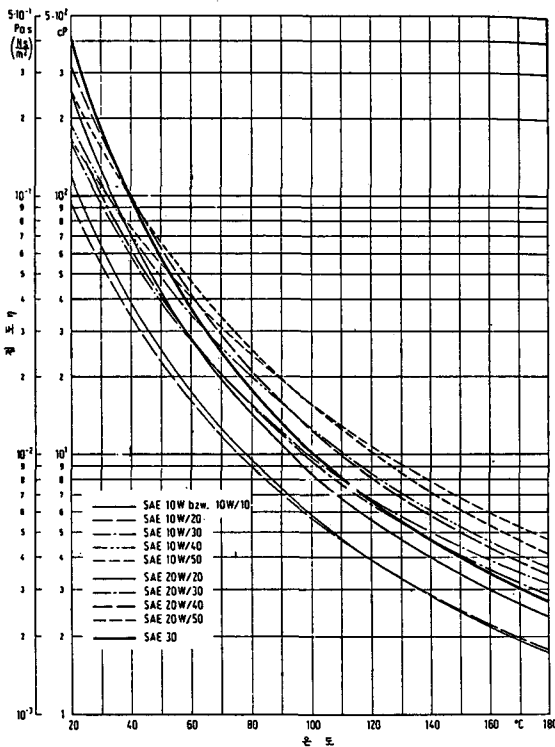


그림 7. SAE오일의 점도-온도관계

#### 4. 미끄럼베어링

베어링의 설계에 있어서는 베어링의 크기 화형상뿐만 아니라 운전조건하에서 미끄럼면의 유

막에 의한 완전한 분리를 위하여 윤활유를 알맞게 선택하여야 한다. 여기에서 베어링재료에 대한 요구는 윤활유막의 압력을 받아내는 강성, 특수한 윤활유막의 유동으로 인한 침식과 Cavitation 또 윤활유의 화학적 작용으로 인한 부식성에 대한 충분한 내구성을 가져야 한다는 것에 한정되어 있다. 그러나 실제에 있어서는 많은 운전상태에서 완전한 윤활상태에 도달 못할 수가 있다. 예를 들어 운전의 시작과 끝 상태에서는 짧은 동안이나마 혼합마찰상태에 있게 된다. 최적으로 설계된 베어링일지라도 윤활유의 불순물, 잠시동안의 기계의 과부하 또는 윤활유 공급의 일시적 차단등은 완전히 배제할 수 없는 현상이다. 이에 따라 미끄럼베어링의 재질에 대해서는 미끄럼특성에 대한 특별한 요구조건이 뒤따르게 되는 것이다.

#### 4. 1 미끄럼베어링 재질의 일반적 및 물리적-기계적 특성

미끄럼베어링은 근본적으로 두개의 미끄럼적으로 이루어져 있으며, 특성에 관하여 언급할 경우는 두개를 하나의 단위로 일컫게 된다. 베어링재질의 일반적인 특성은 定性的으로 운전상태를 설명하는 것이 된다. 이에 대한 지식은, 여러가지 베어링재질이 베어링의 일반적 특성에 따라 선택되는 것이므로 아주 중요하다.

##### 일반적 특성:

- 1) 유연성: 축의 경사등으로 국부적인 하중을 받을 때 이에 맞도록 베어링의 형상이 변형되어야 전체적 고장을 피할 수 있다.
- 2) 윤활제의 흡착성: 윤활제가 베어링 표면에 고루 흡착할 수 있어야 한다.
- 3) 티끌매몰성: 단단한 티끌이 윤활유에 섞여들어왔을 경우에 표면에 쉽게 묻혀야 그 이상 표면을 손상시키지 않는다.
- 4) 마멸저항성: 표면의 미끄럼으로 기계적 하중을 받을 경우에 작은 부분으로 서서히 마멸되도록 한다.
- 5) 용접저항: 금속재료로 된 미끄럼 표면이 높은 하중과 속도로 인한 가열 때문에 접합되지 않도록 하는 성질
- 6) 흡의 국한성: 단단한 티끌로 인하여 미끄럼 표면에 흡이 생겼을 경우에도 미끄럼 기

능에 큰 영향을 받지 않아야 함.

이러한 일반적인 특성을 갖는 재료로 만들어진 베어링은 미끄럼에 있어 마찰저항과 마멸이 적은 것이다.

두개의 미끄럼面이 유막에 의하여 완전히 떨어져 있을 경우에는 기계적인 하중 지지력이 중요하며 未備하나마 최대 허용하중 또는 面壓으로서 나타낼 수 있다. 그것은 材料가 받는 하중 상태가 유막內에 형성된 압력으로 인한 것이기 때문이다.

動荷重을 받는 경우에는 시간적으로, 장소적으로 변하는 하중상태에 의한 피로강도가 척도가 된다. 또한 熱荷重을 받는 관계로 材料의 熱強度도 중요한 것이 된다.

하나의 재료로서 앞서 언급한 요구 조건들을 완전히 만족시킬 수 없으므로 과거 수십년 동안 베어링材料 전반에 대하여 많은 연구개발이 이루어졌으며 종종 몇가지 한정된 특성에만 맞는 재료에 관한 연구도 계속되어 왔다.

납의 함유량이 높은 白鐵(white metal, *weißmetalle*)은 소성이 좋고 윤활성능이 좋으며 거친 운전상태에서 하중이 작을 경우에 예전부터 사용되었다. 주석을 많이 함유하는 白鐵은 부식

에 강하다. 그러나 強度가 낮으므로 강철로 된 베어링에 白鐵을 주물형태로 입혀야 한다. 주물 입힘 두께가 얇을수록 하중 지지력이 높아진다.

널리 쓰이는 베어링 材料는 구리를 50% 이상 함유하고 있는데 구리의 좋은 열전도성과 기계적 성질을 이용하고 있는 것이다. 또한 알루미늄 합금도 높은 強度때문에 많이 쓰이고 있다. 최근 특히 자동차 미끄럼 베어링에는 3가지 材料가 결합된 베어링이 사용되는데 강철基板에 납 주석 청동이나 알루미늄층을 깔고 유연성 및 티끌 매몰성을 높이기 위해 10~30 $\mu$ m의 얇은 테어베르층(Pb Sn10Cu)을 전기도금한 것이다.

고온에서는 보통의 윤활유가 사용될 수 없으므로 공기를 윤활제로 하고 합성탄소가 베어링 재료로 쓰이나 硬性이므로 부서지기 쉽다. 저온에서 윤활유의 계속적인 공급없이 쓰이는 베어링으로서의 합성수지에 그리이스를 칠한 것 또는 多氣孔 야금재료에 오일을 침투시킨 것이 있다.

#### 4. 2. 미끄럼베어링의 製作

가장 간단한 형태의 베어링 제작방법은 육중한 베어링의 제작이다. 하나의 材料가 이루어

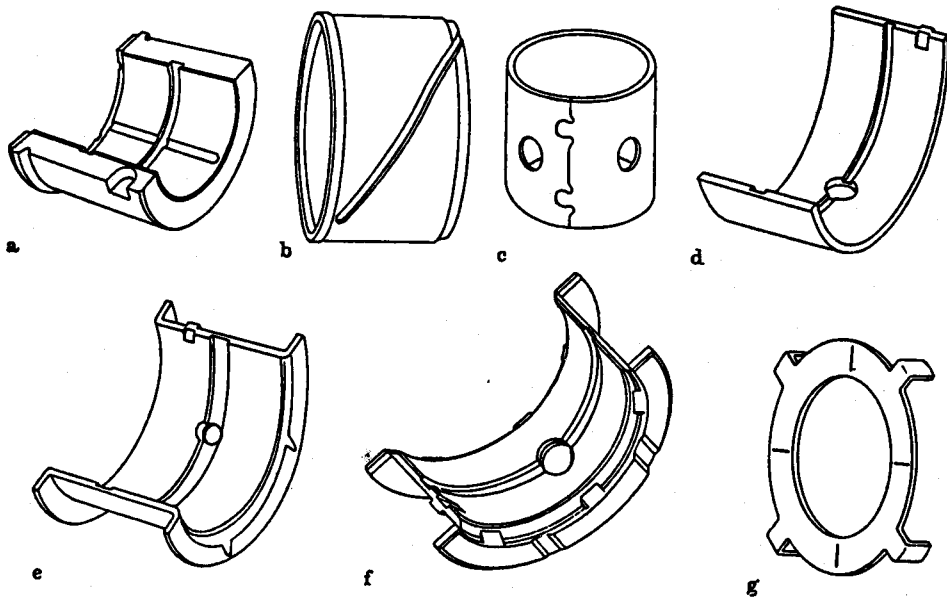


그림 8. 미끄럼베어링 형상

- a) 두꺼운 벽 베어링 b) 이음새 없는 부쉬 c) 부쉬 d) 얇은 벽 베어링 e), f) radial + axial 베어링 g) axial 베어링

진 원통형 또는 棒形으로 가공하는 방법인데 가공시의 변형을 피하기 위하여 強度가 높은 청동, 놋쇠, 특수황동을 사용한다.

베어링材料가 有利한 미끄럼특성을 보유하도록 하며 간단한 方法으로 사용되도록 結合 베어링이 많이 利用된다. 결합베어링의 제조는 鋼板에 베어링 재료를 주물상태, 분말상태 또는 박판상태로서 결합시킴으로써 이루어진다.

베어링의 形狀은 일반적으로 內徑이 眞圓形이며 반으로 쪼개진 것과 그렇지 않은 것들이 있는데 그림 8에 몇가지 나타나 있다. 벽두께가 두꺼운 강철에 베어링材料를 입힐 경우에는 원심 주조방법이 적용된다. 진동으로 위험을 받는 터어보 기계류나 윤활틈새가 좁은 베어링을 사용하는 공작기계에는 진원형이 아닌 多滑面 베어링이 사용된다.

### 4. 3. 베어링 損傷

최적으로 설계된 미끄럼베어링, 그리고 운전 상태에서 요구되는 조건에 부합하는 材料를 선택하였다 하더라도 베어링의 손상은 완전히 배제할 수는 없다. 가공시에 발생하는 형상오차와 조립오차에서부터 유지보수상태 및 특수한 운전조건에 이르기까지의 실제적인 운전조건들을 처음부터 모두 통찰하여 설계구상을 할 수 없기 때문이다. 그러므로 이에 종사하는 엔지니어들은 시험기간과 실제적인 사용기간에도 항상 마멸 및 손상상태를 파악하고 그 원인을 찾아내는데 노력하고 문제점을 근본적으로 해결해 나아가야 한다. 점진적 또는 전체적인 손상은 그 始初원인을 캐어 내기가 어려우므로 의도적인 실험, 빈번한 보수 및 정비경험을 통하여 알 수 있는 것이다. 손상되는 주원인은 티끌, 礫滅, 부식, Cavitation과 침식, 피로, 과열, 結合및 조립결합 등으로 열거할 수 있지만 대부분의 경우는 그중 여러개가 함께 원인이 되어 손상이 일어나는 것이다.

## 知性人을 위한 名言·名句

- \* 윗자리에 있으면서 부하를 업신여기지 말고  
아랫자리에 있으면서 상사에게 기어오르지 말라 - 〈中庸〉
- \* 누구든지 자기를 높이면 낮아질 것이요  
자기를 낮추면 높아질 것이다 - 〈신약성서〉
- \* 오늘의 하나는 내일의 돌보다 낮다 - 〈프랭클린(미국의 정치가)〉
- \* 평범한 사람들은 단지 어떻게 시간을 소비할까 생각하지만  
지성인은 그 시간을 어떻게 사용할까 노력한다 - 〈쇼펜하우어(독일철학자)〉