

潤滑技術

윤활과 베어링의 기술적 이야기 (1)



서울대학교 工科大學 명예교수  
工學博士 鄭善模

1. 마찰의 要因

구름마찰(rolling friction)은 그 發生機械가 다음과 같이 생각된다.

- (1) 순수한 구름마찰
- (2) 미끄럼 접촉부의 미끄럼마찰(Sliding friction)
- (3) 윤활제의 점성저항(粘性 抵抗)
- (4) 밀봉장치에 의한 마찰
- (5) 구름접촉부의 미끄럼에 의한 마찰이 하 이들에 대하여 순차적으로 설명한다.

1. 순수한 구름마찰

베어링 내부에 전연히 미끄럼에 발생하지 않는 순수한 구름상태에 있더라도 구름접촉부의 彈性히스테리시스 損失이라는 내부마찰이 있다는 것이 1956年 영국사람이 발견하였다.

탄성체에 있는 상태를 만들때의 過程과 그 상태에서 그전상태 즉 原의 상태로 되돌아 갈때의 과정이 다를때 이것을 탄성(彈性)히스테리시스라고 부른다.

2. 미끄럼 접촉부의 미끄럼마찰

원추(円錐)로울링베어링은 荷重이 가해지면 반드시 그 일부는 案内플랜지(guide flange)로서 받고 로울러(roller)의 끝면과 안내플랜지의 사이에서는 完全한 슬라이딩접촉(Sliding Contact)로 되고 마찰의 大部分은 이것이 점령하게 된

다. 非對稱로울러를 사용한 自動調心 로울링베어링도 똑같다. Cage(保持器 리테이너)는 轉動體를 保持하고 되도록이면 올바른 자세를 유지하게 하는 역할을 담당하고 있으나 리테이너의 포켓과 轉動體와는 미끄럼접촉(Sliding Contact)을 하게 된다.

여기서 리테이너가 있는 경우와 없는 경우에 대하여 비교해보면 그림 1에서 보는것처럼 內輪(inner race)가 회轉方向으로 회전하면 A에서 보는 바와 같이 서로 접촉하고 그 접촉점의 미끄럼속도가 볼(ball)의 속도의 2배로 된다.

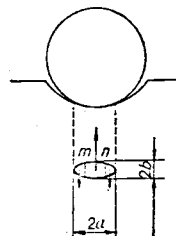


그림 1. 保持器가 있는 경우와 없는 경우의 비교

리테이너가 달려있을 때에는 B와같이 리테이너와의 미끄럼 속도는 볼의 속도와 같게되고 그 때문에 리테이너부착베어링은 리테이너가 없는 베어링보다 마찰이 적고 高速回轉에 적당하다. 리테이너(retainer)를 軌道輪으로 안내해서 設

計하는 베어링도 있으며 이 경우에는 案内面에 마찰이 생긴다.

### 3. 윤활제의 粘性抵抗

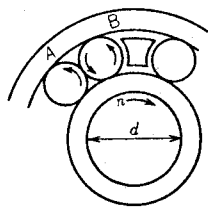
로울링베어링의 마찰에는 윤활제 자신에 의한 마찰도 있다. 로울링마찰면에는 油膜이 形成되고 最近에는 彈性流体潤滑이 發展되어 그 理論에 의한 마찰이 究明되고 있다. 軌道體와 리테이너가 윤활제층을 헤치면서 進行하는 抵抗과 윤활제 그 자체를 攪拌하는 粘性抵抗도 있고 윤활제의 量이 필요이상으로 많으면 그 攪拌 저항에 의한 溫度上昇도 크게 된다.

### 4. 밀봉장치에 의한 마찰

접촉형밀봉장치를 사용한 베어링에서는 그 마찰도 무시 못할 정도로 크게 된다. 여기에는 베어링자신에 그 밀봉장치를 가지고 있는 시일베어링과 베어링주변의 베어링박스에 밀봉장치를 가지고 있는 것이 있다

### 5. 로울링접촉부의 미끄럼에 의한 마찰

로울링접촉부에서 미끄럼으로서 轉動體의 自轉미끄럼과 公轉미끄럼이 있는데 이 때문에 差動미끄럼과 스핀 (spin)과 슈큐우 (skew) 미끄럼이 생긴다. 볼베어링에서는 볼과 軌道輪과의 접촉면은 베어링의 中心을 포함하는 단면에서는 直線이 아니고 회전축에서의 거리가 똑같지 않다. 즉, 그림 2에서 보는 것처럼 접촉면내에서 2a의 길이의 各 位置는 베어링 中心軸에서의 거리가 다르기 때문에 로울링 운동을 할 경우 반드시 어느 곳에서는 미끄럼에 수반되고 이것을 差動미끄럼이라 부른다. 또 轉動體의 스핀과 슈큐우의 敝소미끄럼때문에 마찰이 생긴다.



## 2. 轉動體의 운동

### 1. 自轉과 公轉運動

로울링베어링을 회전시키면 轉動體는 각각 自轉하면서 公轉하게 된다. 例를 들면 內輪回轉의 경우에는 그림 3에서 보는 것처럼 되고 外輪과 접촉하고 있는 전동체상의 点A는 轉動體의 구름운동에 따라 그림의 点線에서 보는 것 같은 軌跡을 통하여 点B까지 회전한다. 이와 같이 전동체는 그 중심의 주위에 自轉하면서 베어링 中心의 주위에 轉動體中心 또는 cage (保持器)가 公轉한다. 통상적으로 內輪이 회전하고 外輪이 정지하고 있을 경우에는 轉動體中心 또는 保持器의 公轉數는 計算式에서 구할수가 있으나 內輪回轉數의 약 절반 (1/2)의 회전수로 된다.

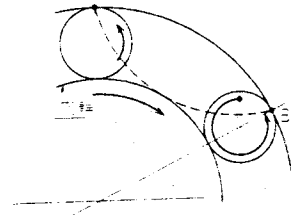


그림 3. 轉動體의 운동狀況

### 2. 自轉미끄럼과 公轉미끄럼

베어링을 실제로 운전시키면, 전동체는 반드시 上記의 계산 그대로의 自轉운동과 公轉 (公轉)운동을 하고 있지 않을 때가 많다. 레이디얼 베어링이 레이디얼하중 (Radial load)을 받을 때 荷重을 받지 않는 無負荷圈 (그림 4)중에서 轉動體는 自轉운동에 미끄럼이 생기기 쉬운 것이다. 또 회전속도가 빨라져서 轉動體와 軌道輪과의 접촉면에 潤膜이 생기면, 負荷圈중에서도 自動운동에 미끄럼이 발생하기 쉽게 된다. 이와 같이 해서, 모든 轉動體에 미끄럼 (slip)가 생기게 쉽게 된다.

이와 같이 해서 모든 전동체 미끄럼 (slip)가 발생하게 되면 轉動體의 公轉速度가 理論値보

表1. 量記号

量記号	意 味	量記号	意 味
$b_r$	円筒로라를 플랜지에 꼭 밀어 붙을때의 접촉폭	$Q_c$	外輪에 있어서 전동체 하중
$D_n$	전동체의 직경	$Q_i$	内輪에 있어서 전동체 하중
$d_m$	베어링의 pitch 円径	$v_c$	전동체의 공전속도
$F_a$	스ラスト 하중	$v_a$	전동체의 자전속도
$F_c$	전동체의 원심력	$Z$	전동체의 수
$I$	볼의 관성 모멘트	$\alpha$	접촉각
$l$	원통로라의 길이	$a_c$	外輪과 볼의 접촉각
$l_r$	針狀로라의 유효길이	$a_i$	内輪과 볼의 접촉각
$\Delta l$	구름베어링의 궤도면幅과 롤라길이와의 차이	$\beta$	구슬의 自轉角속도의 벡터가 축 중심선과 이루는 각
$M_f$	볼과 内外輪과의 접촉점의 마찰 모멘트	$\Delta_c$	針狀로라 베어링의 円周方向的 틈
$M_g$	볼에 작용하는 자이로 (gyro) 모멘트	$\Delta_r$	針狀로라 베어링의 레이디얼 틈
$m$	전동체의 질량	$\mu_b$	구슬과 内外輪과의 접촉점에 있어서 마찰계수
$n$	축의 회전수	$\mu$	로라와 外輪과의 접촉점에 있어서 마찰계수
$n_c$	外輪의 회전수	$\theta$	로라와 外輪과의 접촉점이 하중의 방향과 이루는각
$n_i$	内輪의 회전수	$\omega$	각의 속도
$n_c$	전동체의 公轉 회전수 (保持器의 회전수)	$\omega_c$	전동체의 공전각속도
$n_{ic}$	전동체의 자동회전수	$\omega_{ic}$	전동체의 自轉角 속도
$P$	베어링 하중	$\omega_c$	볼의 스핀각의 속도
$P'$	로라와 外輪과의 접촉점에 있어서 荷重	$\lambda$	skew 각
$Q$	전동체 하중		

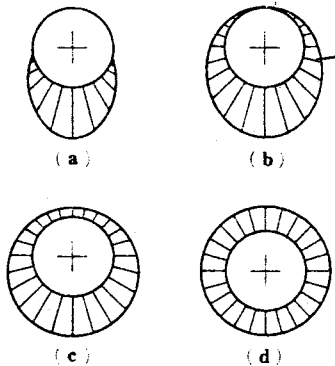


그림 4. 轉動體荷重의 分布와 負荷圖

다 작게 되고, 自轉미끄럼뿐만이 아니라 公轉미끄럼이 생긴다. 즉 保持器 (cage 또는 retainer)의 回轉미끄럼이다. 이와 같이 전동체의 自轉미끄럼도 公轉미끄럼도 負荷가 작을 수록

回轉速度가 빠를수록 생기기 쉬운것이다. 轉動體의 운동에 미끄럼이 생기면, 溫度上昇과 늘어붙음의 原因으로 된다. 이것을 방지하려면 内部 틈새를 없애고 豫壓을 加하는 것이 有效할 것이다.

### 3. 스핀 (spin) 과 스큐우 (scREW)

접촉角  $\alpha$ 의 볼베어링에서는 볼 (ball)의 自轉軸과 公轉軸이 平行하지 않기 때문에 기하학적으로 순수한 구름운동은 不可能하고, 스핀이 발생한다. 그림 5에서 보는 바와 같이 볼의 自轉軸이 D를 통과할때에는 볼과 内輪 (inner race)와는 구름접촉을 하게 된다. 그러나, 볼과 外輪 (outer race)와의 접촉점에서는 구름운동의 조건이 만족되지 않기 때문에 구름 (rolling)과 AB를 軸으로 하는 볼의 回轉運動과가 생기게 된다.

表 2. 轉動體의 自轉 및 公轉에 관한 計算式

軌道輪 同轉條件	(參考圖)	自轉			公轉			轉	
		自轉數 $n_s$ (rpm)	自轉速度 $n_s$ (m/sec)	公轉數 $n_r$ (rpm)	公轉速度 $v_r$ (m/sec)	內轉數 (rpm)	外轉數 (rpm)		
內輪同轉 (外輪靜止) $n_r = 0$		$-\frac{1}{2} n_s \left(1 - \left(\frac{d_s}{d_m}\right)^2\right)$	$-\frac{\pi}{12 \times 10^3} n_s d_m \left(1 - \left(\frac{d_s}{d_m}\right)^2\right)$	$\frac{1}{2} n_s \left(1 - \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$	$\frac{\pi}{12 \times 10^3} n_s d_m \left(1 - \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$	$-\frac{1}{2} n_s \left(1 + \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$	$\frac{1}{2} n_s \left(1 - \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$		
外輪同轉 (內輪靜止) $n_s = 0$		$\frac{1}{2} n_s \left(1 - \left(\frac{d_s}{d_m}\right)^2\right)$	$\frac{\pi}{12 \times 10^3} n_s d_m \left(1 - \left(\frac{d_s}{d_m}\right)^2\right)$	$\frac{1}{2} n_s \left(1 + \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$	$\frac{\pi}{10 \times 10^3} n_s d_m \left(1 + \frac{d_r}{d_m} \cos \alpha\right)$	$\frac{1}{2} n_s \left(1 + \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$	$-\frac{1}{2} n_s \left(1 - \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$		
同向 $n_s = n_r$		0	0	$n_s = n_r$	$\frac{\pi}{6 \times 10^3} n_s d_m$	0	0		
反對方向 $\frac{n_s}{n_r} = \frac{1 + \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha}{-(1 - \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha)}$		$-n_s \left(1 - \left(\frac{d_s}{d_m}\right)^2\right)$	$-\frac{\pi}{6 \times 10^3} n_s d_m \left(1 - \left(\frac{d_s}{d_m}\right)^2\right)$	0	0	$-n_s$	$-n_r$		
(傳) 軌		$\frac{1}{2} (n_s - n_r) \left(\frac{d_s}{D_o} \left(1 - \left(\frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)^2\right)\right)$	$\frac{\pi}{12 \times 10^3} (n_s - n_r) d_m \times \left(1 - \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)^2$	$\frac{1}{2} n_s \left(1 - \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right) + \frac{1}{2} n_r \left(1 + \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$	$\frac{\pi}{12 \times 10^3} n_s d_m \left(1 - \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right) + \frac{\pi}{12 \times 10^3} n_r d_m \left(1 + \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$	$-\frac{1}{2} (n_s - n_r) \left(1 + \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$	$\frac{1}{2} (n_s - n_r) \left(1 - \frac{D_o}{d_m} \cos \alpha\right)$		

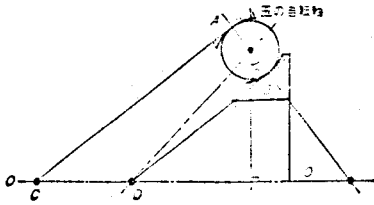


그림 5. 볼 (ball) 의 스펀

이 볼의 회전운동을 볼의 스펀운동이라 부른다. 스펀운동은, 볼과 內輪, 外輪과의 접촉점에 있어서 마찰이 적은 편의 軌道輪에 있어서 생기므로, 上例에서는 볼과 外輪과의 스펀의 마찰의 편이 內輪과의 스펀의 마찰이 작을 경우이다. 드러스트 볼 베어링(thrust ball bearing), 드러스트 円筒롤라베어링에도 똑같은 스펀운동이 생긴다.

#### 4. 베어링의 力學(慣性力)

전동체의 慣性에 遠心力과 자이로모멘트가 있다. 전동체(轉動體)가 베어링중심의 주위에 公轉하기 때문에 전동체에 遠心力이 생긴다. 통상적인 레이디얼 베어링의 사용조건에서는, 轉動體의 원심력은 실제로는 그다지 큰 영향이 갖지 않는다. 그리고 高速回轉할때 레이디얼 베어링의 전동체와 外輪과의 접촉압력이 遠心力의 분만큼 增加하여 베어링의 수명이 낮아지는 경우가 있고 드러스트 볼 베어링에서는 볼의 위치는 軌道홈의 바깥쪽으로 옮겨 간다. 일반적으로 회전체의 회전축의 方向이 변화할때 자이로모멘트가 作用한다. 접촉 각을 가진 베어링에서는 전동체가 그 회전축의 方向을 바꾸므로, 轉動體에 자이로모멘트가 作用한다. 이 자이로력은 접촉각과 더불어 增加하여 볼의 미끄럼을 생기게 함으로 接觸角이 큰 베어링에서는 豫壓을 加하여 볼(球)의 미끄럼을 防止할 필요가 있는 것이다.

### 3. 마찰, 運轉과 溫度上昇

#### 3-1. 마찰토크와 마찰계수

베어링의 마찰토크(마찰모멘트)에는, 動마

찰 토크와 靜마찰토크가 있다. 마찰토크 M는 통상적으로는 動마찰토크를 의미하는 경우가 많고, 베어링하중과 더불어 增加하는 荷重項  $M_L$ 과 荷重에 관계가 없는 非荷重項(또는 速度項)  $M_s$ 으로 되고 次式으로 표시된다.

$$M = M_L + M_s$$

荷重項  $M_L$ 는 앞에서 언급한 마찰의 要시중에서 ①순수의 구름마찰 ②구름 접촉부의 미끄럼 미끄럼에 의한 마찰 ③미끄럼 접촉부의 미끄럼 마찰의 3가지 要시에 관계가 있고 靜마찰과 低速回轉의 마찰을 支配하고 非荷重項  $M_s$ 는 要시중 運轉체의 粘性抵抗에 관계가 있으며, 高速回轉에서 支配적으로 된다. 구름베어링(rolling bearing)의 마찰 모멘트M는 미끄럼베어링과 比較하기 쉽게, 베어링 內徑d의 절반(1/2) 즉 軸表面의 위치에서 베어링荷重P에 의한 마찰  $\mu P$ 를 표시하기 때문에 次式에 의한 마찰계수  $\mu$  로서 표시된다.

$$M = \mu P \frac{d}{2}$$

마찰계수  $\mu$ 는, 베어링의 形式, 베어링荷重, 回轉速度, 運轉方法등의 영향을 받아 복잡하나, 대략적으로 0.003~0.005가 보통이다. 靜마찰은, 미끄럼베어링이 動마찰보다 2~3배 정도 크는데 對하여 롤라베어링에서는 動마찰과 同程度의 값이고, 롤라베어링(roller bearing)의 하나의 큰 특징으로 된다.

#### 3-2. 溫度上昇

마찰토크M의 베어링을 回轉角속도W로서 運轉하기 위해서는, 단위시간마다 M.W의 動力이 필요하다. 이 動力에 의한 일량은, 베어링중에서 熱로 變化한다. 이 마찰에 의한 發生熱과 放散熱과의 관계가 均衡상태로 되었을 때 正常狀態의 베어링의 溫度로 된다. 溫度上昇은 일반적으로 100℃以下, 높더라도 120[℃]가 바람직하다.

### 4. 彈性流體潤滑

#### 4-1. 탄성윤활의 發展

옛날의 理論을 線接觸 또는 點接觸의 구름베어링과 기어등에 適用하면 接觸하는 2개의 面 사이에 있는 油膜두께는 아주 얇은 것으로 되고 境界潤滑과 같은 상태로서 하중을 지탱하는 것으로 생각되었다. 그러나 구름베어링과 기어의 接觸면의 表面이, 回轉後에도 운전前 가공눈금이 殘存하고 있는 것들의 경험에서 본다면, 상당히 두꺼운 流體윤활膜이 存在하고 있는 것으로 推定되고, 計算値와의 차이가 의문시되고 있었다.

구름접촉하고 있는 接觸面의 유막두께를 최초로 解析的으로 풀은 것은 1949년이었으나 그後 1960年代에 이르러 電子計算機의 발전과 더불어, 彈性流體潤滑 (Elasto-hydrodynamic Lubrication EHL)의 理論이 발달하였다.

이 理論은 옛날의 理論이 接觸하는 2개의 面이 變形하지 않는 剛體라고 생각한 것을 彈性變形하는 것으로 하여 윤활유의 粘度가 壓力에 의하여 바뀌어지지 않는 것으로 하였으나 壓力과 더불어 增大하는 것으로 하였다. 이 彈性流體潤滑에 의하면 종래의 이론에 比하여 10~100배의 油膜두께가 計算되고, 구름베어링과 기어의 接觸面이 운전중에 油膜으로 분리되어 있다는 것이 證明되는 셈이다. 이 EHL의 油膜形狀과 壓力分布를, 한편을 平面으로 하고 그림 6에 모형으로 도시하고 있다. 그림 6에서 유막두께  $h_0$ 는 接觸域(接觸域)의 大部分에서는 一定하고 接觸부 出口부근에서 썩기모양으로 되어 最小油膜두께  $h_{min}$ 으로 된다. 壓力分布는 헬쯔接觸域의 바깥쪽에서 上昇하고, 中央部에서 헬쯔壓力과 닮은꼴로 흡사한 分布를 표시하고 出口側의 썩기에 對應하여 급격한 壓力上昇(壓力스파이크라 부른다)을 발생시킨다. 油膜두께의 計算式은 여러 學者에 의하여 수없이 發表되고 있는 것은 잘 아는 바이다. 이들 計算式에 의하면, 유막두께는 荷重에 의하여 거의 變化가 없고, 윤활유의 粘度와 回轉數의 相乘積(product)에 거의 比例하여 두껍게 된다.

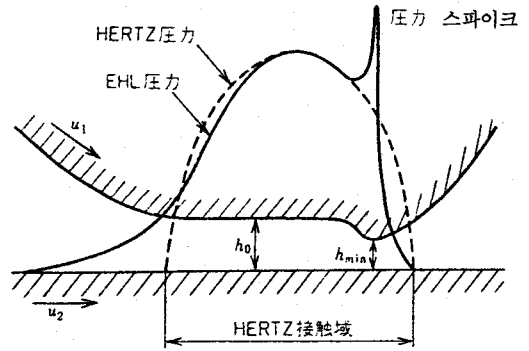


그림 6. EHL油膜形狀과 壓力分布

이와 같이 1960年代에 발전한 彈性流體윤활(EHL)의 理論은, 구름 베어링과 기어등과 같은 구름접촉을 理解하는데에는 不可欠의 理論이 된 것이다.

#### 4-2. 彈性流體潤滑의 구름베어링에의 應用

그림 7에서 보는 것처럼 유막두께는 베어링의 구름면의 表面거칠기와 同程度의 크기이므로, 그림 7의 (a)에서 보는 바와 같이 表面 거칠기가 미끈한 경우에는 2面이 完全히 분리되나, (b)와 같이 거칠기가 클 때에는 2面의 表面의 돌기사이에서 금속접촉한다.

彈性流體윤활(EHL)는, 구름베어링内部의 轉動體등의 운동과 구름접촉部의 마찰력의 理論的 解明등에 應用되고 있으나, 최근 수명과 關係로서 重要하게 된 油膜과라미터에 대하여

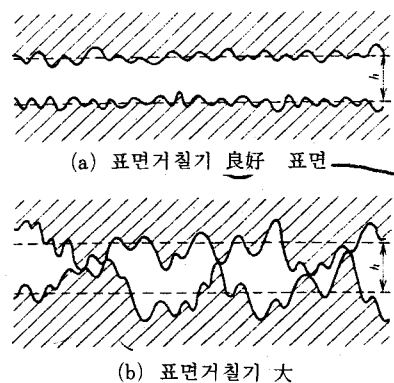


그림 7. 油膜과 表面거칠기

고찰해 본다. 1965年 미국에서 다음과 같은 유막두께와 표면거칠기와의 比가 油膜파라미터로서 發表되었다.

$$A = \frac{h}{\sigma} \quad (\Delta : \text{유막파라미터, } h : \text{유막두께} \\ \sigma : \text{2面의 表面거칠기의 2乘平均値})$$

이 유막파라미터 A에 對해서는 구름피로 수명과의 관계에서 많은 實驗이 行하여 졌고 表面起點의 피로 수명도 이 Δ와의 관계로서 설명되는 것이다. 그림 8에서 油膜파라미터 Δ이 크게 되면 油膜形成 時間比가 100%가 짧게 되고, Δ=3 이상에서 항상 油膜이 形成되고, Δ가 1.5 정도 以下에서는 油膜의 形成이 충분하지 못하고 구름面에서는 境界潤滑膜을 중개로하여, 금속접촉을 발생한다. 또, Δ에 의하여 구름피로 수명이 增減하는 것이 실증되고, Δ이 1~2의 범위에서 급격한 수명의 감소가 있다.

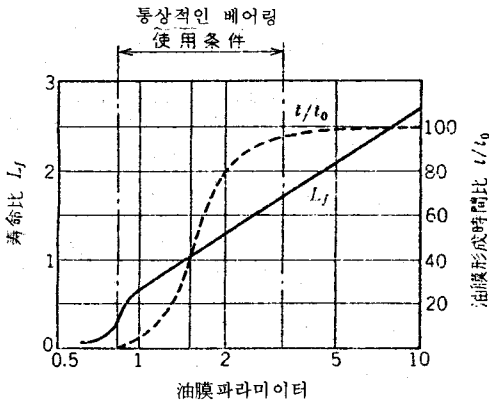


그림 8 油膜파라미터와 油膜形成 時間比 壽命比

### 5. 許容回轉數

베어링의 회전속도를 차차로 올려 나가면 軌道輪單體 또는 保持器(cage, 또는 retainer) 單體의 회전에 의한 円周應力이 크게 되어 어 느 순간인가는 파괴하게 될 것이다. 그러나 그 이전에 베어링內의 마찰부분의 發熱 때문에 베어링의 온도가 차차로 높게 되어 潤滑油의 性能이 劣化하여 베어링은 늘어 붙게 된다. 그 때문에 베어링에는 長期間 安全하게 운전할 수 있는 許容最高回轉數가 있으며, 그 회전수는 潤滑제에 대한 許容溫度로 부터 결정되는 것이다. 미끄럼 베어링의 許容使用條件으로서 Pν值 (p는 베어링 平均壓力[kgf/cm<sup>2</sup>, ν는 円周速度[m/s])

의 경험치가 사용되고 있으나, 구름베어링의 溫度上昇은 壓力 P는 무시하고 円周속도 ν에 거의 比例하고 있다. 원주속도로서는 d<sub>m</sub>n值 (d<sub>m</sub>: 베어링 內徑과 베어링 外徑과의 平均 n: 每分回轉數 rpm) 또는 dn值 (d: 베어링 內徑mm)를 취하여, 許容回轉數는 이 값의 限界値에 의하여 결정된다. 레이디얼 베어링의 d<sub>m</sub>n의 限界値는 다음과 같이 주어진다.

$$d_m n = f_1 f_2 A$$

드러스트베어링에 대해서는, √DH n: 베어링 外徑mm, H: 드러스트 베어링의 높이(mm)의 限界値는 다음과 같이 주어진다.

$$\sqrt{DH} n = f_1 A$$

여기서 n: 許容回轉數

A: 베어링形式과 潤滑법에 의한 常數表 1을 보라.

f<sub>1</sub>: 치수보정계수(寸數補正係數) d<sub>m</sub> 또는 √DH가 약 100mm을 넘어 크게 되면 f<sub>1</sub>는 1보다 작은 값을 취한다.

f<sub>2</sub>: 荷重補正係數,  $\frac{C}{P}$ 가 약 10보다 작게 되면 f<sub>2</sub>는 1보다 작은 數로 된다.

A의 값은 潤滑법에 의하여 다르게 되고, 油浴潤滑法의 경우를 表 1에 표시한다.

表 3. 구름베어링의 許容速度의 限界値

레이디얼 베어링	A=d <sub>m</sub> n/f <sub>1</sub> f <sub>2</sub>
깊은 홈 볼 베어링 (deep groove ball bearing)	500,000
α=15°	500,000
앵글러 볼 베어링 α=30°	400,000
α=45°	350,000
自動調心볼베어링 (Self-aligning ball bearing)	350,000
複列앵글러 볼 베어링	300,000
円筒롤라베어링 (cylindrical roller bearing)	450,000
円錐롤라베어링 (Conical roller bearing)	350,000
自動調心롤라베어링	250,000
드러스트 베어링	A=√DH n/f <sub>1</sub>
드레스트 볼 베어링	100,000
드러스트 自動調心롤라베어링	150,000

그리스 윤활의 경우에는 그리스의 交換 時間을 1000時間으로 하여 表 1의 A의 값의 1/2-2/3 정도이다.

베어링의 精度, 틸새, 保持器의 구조, 材質 윤활제와 윤활법 등에 대하여, 베어링 메이커와

상의하여 특별히 선택한다면, 表 1에서 구해지는 許容回轉數  $n$ 보다 이상으로 운전할수가 있다. 일반적으로 앵글러컨택트 볼베어링, 円筒롤라베어링 등은 高速回轉에 적합하고, 특별히 선택한다면, 表 1의 許容回轉數의 2~3배의 高速回轉을 할수가 있다.