

5 베어링 치수의 선정

5.1 베어링의 수명

구름베어링에 요구되는 기능은 각각의 용도에 따라 다르기는 하지만, 정해진 기간 동안 지속되어야 한다는 점이다. 베어링을 어떤 용도에 바르게 사용하여도 시간이 경과됨에 따라 음향·진동의 증가, 마모에 의한 정도 저하·윤활 그리스의 열화, 구름면의 피로손상 등에 따라 사용할 수가 없게 된다.

이 베어링이 사용불능이 되기까지의 기간이 넓은 의미로 베어링수명이며, 각각 음향수명, 마모수명, 그리스 수명, 구름 피로수명 등이라 불리고 있다.

이상과 같은 수명 이외에 베어링을 사용하기 어려워지는 현상에는, 타붙음, 균열, 깨짐, 궤도론의 유해한 뜯김, 밀봉시일의 손상 등이 있다. 이것들은 베어링의 고장으로서 수명과 구별되어야 할 성질의 것이며 베어링 선정의 잘못, 축, 하우징과 주변의 설계불량, 설치 불량, 사용방법 혹은 보수의 잘못등에 기인하는 경우가 많다.

5.1.1 구름피로수명, 정격피로수명

구름베어링이 하중을 받아 회전하면, 내륜, 외륜의 궤도면 및 전동체의 전동면은 끊임없이 반복하여 하중을 받으므로 재료의 피로에 따라 플레이킹이라 불리는 비늘형태의 손상(그림 5.1)이 궤도면 혹은 전동면에 나타난다. 이 최초의 플레이킹이 생기기까지의 총회전수를 구름피로수명이라 하며, 좁은의미로 수명이라 불릴때가 많다.

베어링의 피로수명은 치수, 구조, 재료, 열처리, 가공방법 등을 동일하게 한 수많은 베어링을 동일조건으로 운전해도 상당히 큰 산포가 발생한다.(그림 5.2) 이것은 재료의 피로 그 자체에 산포가 있기 때문이다. 따라서 이 수명의 산포를 통계적 현상으로 취급하기 위해서 다음과 같이 정의된 정격피로수명을 사용한다.

정격피로수명이란 일군의 동일 호칭번호의 베어링을 동일운전조건으로 각각 회전시켰을때 그중 90%의 베어링이 구름피로에 의한 플레이킹을 일으키는 일 없이 회전할 수 있는 총회전수를 말한다. 일정한 회전속도로 운전될 경우에는 정격피로수명을 총회전시간으로 나타내는 경우도 많다.

베어링의 수명을 검토할 경우, 이 피로수명만을 생각하게 되는데 베어링에 요구되는 기능에 따라서는 어느 정도의 사용한도를 같이 생각해 볼 필요가 있다. 예를들면 그리스 봉입베어링의 그리스 수명(12장 윤

활 A107페이지 참조)은 대개 산정할 수가 있다. 음향수명이나 마모수명등은 베어링의 용도에 따라 사용한도의 기준이 달라지므로 미리 경험적인 한도를 정해 놓는 경우가 많다.

5.2 기본동정격하중과 피로수명

5.2.1 기본동정격하중

구름베어링의 부하능력을 나타내는 기본동정격하중이란, 내륜을 회전시키고 외륜을 정지시킨 조건으로 정격피로수명이 100만 회전($10^6 rev.$)에 달하게 되는 방향과 크기가 변동하지 않는 하중을 말한다. 레이디얼 베어링일 경우는 방향과 크기가 일정한 경방향하중을 취하며 스러스트 베어링에서는 중심축에 일치한 방향으로 크기가 일정한 축방향하중을 취한다. 기본동정격하중 C 는 각각의 베어링에 대하여 레이디얼 베어링에서는 C_r , 스러스트 베어링에서는 C_a 로서 베어링 치수표에 기재되어 있다.

5.2.2 사용기계와 설계수명

구름베어링의 선정에 있어서 피로수명을 필요이상으로 길게 설정하면 그만큼 큰 베어링을 선정해야 하므로 오히려 경제적이지 못하다. 또 축의 강도, 강성,

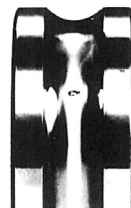


그림 5.1 궤도면의 플레이킹

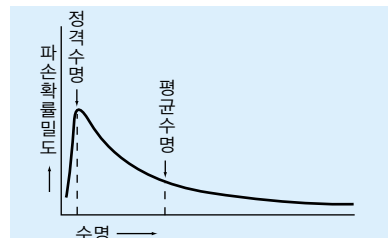


그림 5.2 베어링피로수명의 산포

표 5.1 피로수명계수 f_h 와 사용기계

조 건	f_h 의 값과 사용기계				
	~ 3	2 ~ 4	3 ~ 5	4 ~ 7	6 ~
때때로 또는 단기간 사용한다.	· 가정용청소기, 세탁기등의 소형 전동기 · 전동공구	· 농업기계			
상시 사용하지 않지만 확실한 운전이 요구된다.		· 가정용냉난방기의 전동기 · 건설기계	· 콘베어 · 엘리베이터		
불연속이지만 비교적 장시간 운전한다.	· 압연기 롤네크	· 소형전동기 · 데키크레인 · 일반하역크레인 · 피니온스텐더 · 승용차	· 공장전동기 · 공작기계 · 일반차차장치 · 진동부위 · 크래셔	· 크레인시브 · 콤팩트러 · 중요齒車장치	
1일 8시간이상의 상시 운전 혹은 연속의 장시간 운전한다.		· 에스컬레이터	· 원심분리기 · 공조설비 · 송풍기 · 수공기계 · 대형전동기 · 객차차축	· 광산호이스트 · 프레스 플라이휠 · 차량용주전동기 · 기관차차축	· 제지기계
24시간연속운전으로 사고에 의한 정지는 허용되지 않는다.					· 수도설비 · 발전소설비 · 광산배수펌프

설치치수등의 면에서 반드시 베어링의 피로수명만을 기준으로 할 수 없는 경우도 있다. 각종 기계에 사용되고 있는 구름베어링에는 사용조건에 따라 기준이 되는 설계수명이 있으며 경제적인 피로수명계수(표 5.2 참조)로 나타내면 표5.1과 같다.

로수명은 시간으로 나타내는 것이 편리하며, 자동차, 차량등은 일반적으로 주행거리(총회전수로 표시한다.

베어링의 정격피로수명을 $L_h(h)$ 로 하고, 회전속도를 $n(rpm)$, 피로수명계수를 f_h , 속도계수 f_n 으로 하면 표 5.2와 같은 관계가 성립됨을 알 수 있다.

5.2.3 기본정격하중에 의한 베어링 치수의 선정

구름베어링의 기본동정격하중, 베어링하중과 정격 피로수명에는 다음과 같은 관계가 있다.

볼 베어링은 $L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$ (5.1)

로울러베어링은 $L = \left(\frac{C}{P}\right)^{10}$ (5.2)

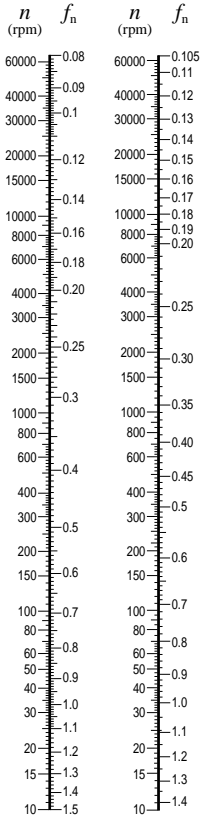
- 여기서 L : 정격피로수명(10^6 회전단위)
- P : 베어링하중(동등가하중) (N), {kgf} (A30페이지 참조)
- C : 기본동정격하중 (N), {kgf}
- 레이디얼 베어링에서는 C_r
- 스러스트 베어링에서는 C_a 로 나타낸다.

베어링이 일정회전속도로 사용될 경우, 베어링의 피

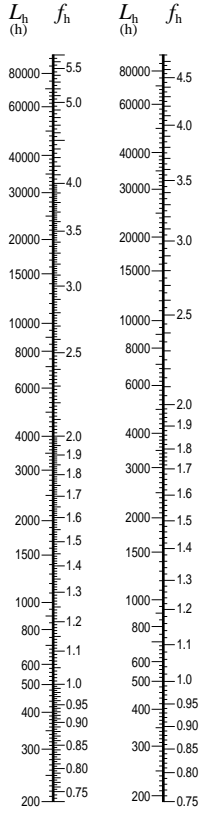
표 5.2 베어링의 정격피로수명, 피로수명계수 · 속도계수

구 분	볼 베어링	로울러 베어링
정 격 피로수명	$L_n = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500f_h^3$	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = 500f_h^{\frac{10}{3}}$
피로수명 계 수	$f_h = f_n \frac{C}{P}$	$f_h = f_n \frac{C}{P}$
속도계수	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n}\right)^{\frac{1}{3}} = (0.03n)^{-\frac{1}{3}}$	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n}\right)^{\frac{3}{10}} = (0.03n)^{\frac{3}{10}}$

비 고 n, f_n 그림 5.3(A26페이지), 부표 12(C24페이지) 참조
 L_h, f_h 그림 5.4(A26페이지), 부표 12(C25페이지) 참조



볼베어링 로울러베어링
 그림 5.3 회전속도와 속도계수



볼베어링 로울러베어링
 그림 5.4 피로수명계수와 피로수명

베어링의 사용조건으로서, 베어링 하중 P 및 회전 속도 n 을 주어, 기계에 사용되는 베어링의 설계수명으로 피로수명계수 f_h 를 정할 경우

베어링에 필요한 기본동정격하중 C 는 다음 식으로 구해진다.

$$C = \frac{f_h \cdot P}{f_n} \dots\dots\dots (5.3)$$

이 C 를 만족시키는 베어링을 베어링치수표안에서 선정한다.

5.2.4 온도에 의한 기본동정격하중의 보정

고온에서 구름베어링을 사용할 경우에는 베어링의 경도가 떨어지며 상온에서 사용할 경우 보다도 피로수명이 저하한다. 따라서 기본동정격하중도 그것만큼 작게 산정하여 둘 필요가 있으며 다음과 같이 보정한다.

$$C_t = f_t \cdot C \dots\dots\dots (5.4)$$

여기서 C_t : 사용온도에 의해 보정을 한 기본동정격하중 (N), {kgf}

f_t : 온도계수(표 5.3)

C : 기본동정격하중 (N), {kgf}

베어링을 120°C이상의 온도에서 사용할 경우, 대형 베어링은 치수 변화량이 크므로 치수안정화 처리가 필요하다. 그리고 치수 안정화 처리를 한 베어링의 기본동정격하중은 베어링 치수표에 기재된 기본동정격하중보다 낮게 되는 것도 있다.

표 5.3 온도계수 f_t 의 값

베어링溫度 °C	125	150	175	200	250
溫度係數 f_t	1.00	1.00	0.95	0.90	0.75

5.2.5 정격피로수명의 보장

정격피로수명의 기본식은 전술했듯이

$$\text{볼 베어링은 } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (5.5)$$

$$\text{로울러베어링은 } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10} \dots\dots\dots (5.6)$$

로 표시되며 L_{10} 은 신뢰도 90%의 정격피로수명으로 정의되고 있다. 그러나 사용하는 기계에 따라 90% 이상의 높은 신뢰도를 갖도록 피로수명의 추정을 필요로 할 때도 있다.

한편 베어링용 鋼材의 개선에 의한 피로수명도 연장, 또한 탄성유체윤활이론의 연구에 의한, 궤도와 전동체와의 접촉부의 윤활유막의 두께가 피로수명에 영향을 미친다는 사실도 밝혀졌다.

이러한 것들을 피로수명 계산에 반영시키기 위해, 하기의 보장 계수를 이용해 정격피로수명을 보장할 수가 있다.

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \dots\dots\dots (5.7)$$

여기서 L_{na} : 신뢰도, 재료의 개선 윤활조건 등을 고려한 피로수명

L_{10} : 신뢰도 90%의 정격피로수명

a_1 : 신뢰도 계수

a_2 : 베어링 특성계수

a_3 : 사용조건계수

신뢰도계수 a_1 은 90% 이상의 신뢰도에 대해 표 5.4의 값을 갖는다.

베어링 특성계수 a_2 는 재료개선에 의한 피로수명의 연장을 보장하기 위한 계수로 1이상의 값을 갖는다.

NSK에서는 엄선한 진공 脫가스 베어링 鋼材를 전면적으로 채용하고 있다. 이 재료를 사용한 표준베어링을 당 연구소에서 시험한 결과, 상당한 수명개선의 효과가 있었다. 그리고 베어링 치수표에 기재된

기본동정격하중 C_r , C_a 는 재료 및 제조기술의 개량에 의한 수명연장의 효과를 고려한 수치이다. 따라서 5.7식을 이용하여 수명을 추정할 경우에는 $a_2=1$ 로 하면 된다.

사용조건계수 a_3 는 베어링의 사용조건, 특히 윤활조건이 피로수명에 미치는 영향을 보정하는 계수이다.

베어링의 내륜과 외륜 사이에 기울어짐이 없고, 베어링의 운전중에 충분한 두께의 유막을 기대할 수 있는 경우에는 $a_3 \geq 1$ 로 할 수 있다. 그러나 다음과 같은 경우에는 $a_3 < 1$ 이 된다.

- 궤도륜과 전동체와의 접촉부에 있어서 윤활유의 점도가 낮은 경우
- 전동체의 원주속도가 매우 낮은 경우
- 베어링 온도가 높을 경우
- 윤활제수에 이물, 수분 등이 혼입되었을 경우
- 내륜과 외륜 사이의 경과가 클 경우

사용조건계수 a_3 는 현재 미지의 분야가 많으며, 개개의 사용조건에 따라 정량적으로 나타내기는 어렵다. 또 베어링특성계수 a_2 는, 사용조건에 영향이 있으면 a_2 및 a_3 를 각각 독립계수로 취급하지 않고 ($a_2 \times a_3$) 이 하나의 값으로 취급하는 방법도 있다. 이때 일반적인 윤활조건, 사용조건에서는 ($a_2 \times a_3$)의 값으로서 1을 취할수가 있지만 윤활유의 점도가 너무 낮은 경우에는 0.2정도의 작은 값까지도 될 수 있다.

베어링에 기울어짐등의 영향도 없고 고점도의 윤활유가 사용되 운전온도에서도 충분한 유체유막 두께가 확보될 경우에는 ($a_2 \times a_3$)의 값으로서 2정도를 취할 수가 있다.

기본동정격하중에 따른 베어링의 선정에 대해서는 각각의 용도에 적합한 신뢰도계수 a_1 을 필요에 따라 고려하고, 종래의 동종기계에서의 윤활조건·온도조건·설치상태 등을 기준으로 하여, 기종별로 경험적으로 정해진 $\frac{C}{P}$ 또는 f_0 의 값으로 하는 것이 바람직하다.

더구나 정격피로수명을 구하는 기본식 (5.1), (5.2), (5.3) 및 (5.6)은 상당히 큰 하중이 작용하는 경우에는 전동체와 궤도와의 접촉부에 유해한 소성변형을 일으킬 우려가 있고, 레이디얼 베어링에서는 P_r 가 C_{or} (기본정정격하중) 또는 $0.5C_r$ 의 어느것이든 작은쪽의 치수를 초과할 경우, 스러스트 베어링에서는 P_a 가 $0.5C_a$ 를 초과할 경우에는 적용할 수 없는 경우도 있습니다. 주의하여 주십시오.

표 5.4 신뢰도계수 a_1 의 값

신뢰도(%)	90	95	96	97	98	99
a_1	1.00	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

5.3 베어링하중의 선정

베어링에 작용하는 하중은 일반적으로 베어링이 지지하는 물체의 중량, 회전체의 자중, 齒車나 벨트의 전달력 및 기계의 운전에 의해서 생기는 하중 등이다. 이들의 하중은 논리적으로 수치로 계산할 수 있는것도 있지만 계산이 곤란한 것도 있다. 또 기계는 운전중에 진동이나 충격을 동반하는 것이 많으며 베어링에 작용하는 모든 하중을 정확하게 구하기는 어렵다.

따라서 베어링하중을 보다 정확하게 구하기 위해, 계산할 수 있는 하중에 경험에 의해 얻어진 여러 계수를 고려한다.

5.3.1 하중계수

경방향하중이나 축방향하중이 계산에 의해 구해져도 실제로 베어링에 걸리는 하중은, 기계의 진동이나 충격에 의해 계산치보다 커지는 일이 많다. 이러한 하중은 다음 식으로 구하여진다.

$$\left. \begin{matrix} F_r = f_w \cdot F_{rc} \\ F_a = f_w \cdot F_{ac} \end{matrix} \right\} \dots\dots\dots (5.8)$$

여기서 F_r, F_a : 베어링에 작용하는 하중 (N), {kgf}
 F_{rc}, F_{ac} : 이론적인 계산하중 (N), {kgf}
 f_w : 하중계수

하중계수 f_w 는 표 5.5에 표시한 값을 기준으로 한다.

표 5.5 하중계수 f_w 의 값

운 전 조 건	사 용 부 분 예	f_w
충격이 없는 원활한 운전일때	전동기, 공작기계 공조기계	1 ~1.2
보통운전일때	송풍기, 콤프레서 엘리베이터, 크레인 제지기계	1.2~1.5
충격·진동을 동반하는 운전일때	건설기계, 크래셔 진동스크린, 압연기	1.5~3

5.3.2 벨트 또는 체인전동일때의 하중

벨트 또는 체인에 의해서 동력을 전달할 때, 풀리(Pulley)나 스프로킷휠에 작용하는 힘은 다음 식으로 구한다.

$$\left. \begin{matrix} M = 9\,550\,000H/n \dots (N \cdot mm) \\ = 974\,000H/n \dots\dots (kgf \cdot mm) \end{matrix} \right\} \dots\dots (5.9)$$

$$P_k = M/r \dots\dots\dots (5.10)$$

여기서 M : 풀리 또는 스프로킷휠에 작용하는 토크 (N · mm), {kgf · mm}
 P_k : 벨트 또는 체인의 유효전동력 (N), {kgf}
 H : 전동동력 (kW)
 n : 회전속도 (rpm)
 r : 풀리 또는 스프로킷휠의 유효반경 (mm)

벨트전동의 경우 풀리축에 걸리는 하중 K_b 는, 유효전동력에 벨트의 인장력을 고려한 벨트계수 f_b 를 곱하여 구한다. 벨트계수 f_b 의 값은 벨트의 종류에 따라 표 5.6과 같은 값을 얻는다.

$$K_b = f_b \cdot P_k \dots\dots\dots (5.11)$$

체인전동일 경우는 f_b 에 상당하는 값을 1.25~1.5로 한다.

표 5.6 벨트계수 f_b 의 값

벨 트 의 종 류	f_b
齒車벨트	1.3~2
V 벨 트	2 ~2.5
평 벨 트 (텐션풀리付)	2.5~3
평 벨 트	4 ~5

5.3.3 齒車전동시의 하중

齒車 전동시, 치차에 걸리는 하중은 齒車의 종류에 따라 계산방법이 달라진다. 가장 간단한 평齒車의 예를 들어보면 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} M &= 9\,550\,000H/n \cdots (N \cdot mm) \\ &= 974\,000H/n \cdots \{kgf \cdot mm\} \end{aligned} \right\} \cdots (5.12)$$

$$P_k = M/r \cdots (5.13)$$

$$S_k = P_k \tan\theta \cdots (5.14)$$

$$K_c = \sqrt{P_k^2 + S_k^2} = P_k \sec\theta \cdots (5.15)$$

여기서 M : 齒車에 작용하는 토크 (N·mm), {kgf·mm}
 P_k : 齒車의 접선방향의 힘 (N), {kgf}
 S_k : 齒車의 반경방향의 힘 (N), {kgf}
 K_c : 齒車의 걸리는 합성력 (N), {kgf}
 H : 전동동력 (kW)
 n : 회전속도 (rpm)
 r : 구동齒車의 Pitch 원반경 (mm)
 θ : 압력각

이상과 같이 구해진 이론상의 하중 이외에 齒車의 정밀도에 의해서 생긴 진동, 충격이 가해지므로, 齒車 계수 f_g 를 고려하여 논리적으로 齒車 계수를 곱한 값을 실제걸리는 하중으로 한다.

f_g 의 값으로서는 보통 표 5.7의 값을 취한다. 더우기 진동을 동반할 때에는 하중계수를 이 齒車 계수에 곱하여 하중을 구한다.

표 5.7 齒車계수 f_g 의 값

齒車의 마무리 정도	f_g
정 밀 연 삭 齒車	1 ~ 1.1
보 통 절 삭 齒車	1.1 ~ 1.3

5.3.4 베어링에의 하중배분

간단한 예로서 그림 5.5 및 그림 5.6과 같은 경우 베어링 I 및 베어링 II에 걸리는 경방향하중은 어떠한 경우이든 다음에 의해 구해진다.

$$F_{cI} = \frac{b}{c} K \cdots (5.16)$$

$$F_{cII} = \frac{a}{c} K \cdots (5.17)$$

여기서 F_{cI} : 베어링 I에 걸리는 경방향하중 (N), {kgf}
 F_{cII} : 베어링 II에 걸리는 경방향하중 (N), {kgf}
 K : 축하중 (N), {kgf}

이들의 경우가 중복될 때에는 각각의 경우의 경방향하중을 구하고, 하중방향에 따라서 그 벡타의 합을 계산하면 된다.

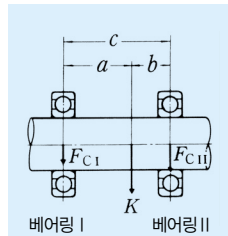


그림 5.5 레이디얼하중의 배분 (1)

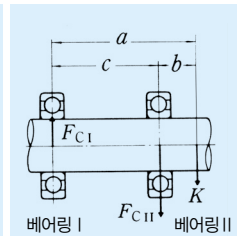


그림 5.6 레이디얼하중의 배분 (2)

5.3.5 변동하는 하중의 평균하중

베어링에 작용하는 하중이 여러가지로 변동할 경우, 그 변동하는 하중조건에서의 베어링의 피로수명과 같은 수명이 되도록 평균하중을 구하여, 피로수명을 계산한다.

- (1) 하중과 회전속도와의 관계가 단계적으로 구분되는 경우 (그림 5.7)
- 하중 F_1 을 받아, 회전속도 n_1 에서 작동시간 t_1
 - 하중 F_2 을 받아, 회전속도 n_2 에서 작동시간 t_2
 - ⋮
 - 하중 F_n 을 받아, 회전속도 n_n 에서 작동시간 t_n

평균하중 F_m 은 다음 식으로 구한다.

$$F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^p n_1 t_1 + F_2^p n_2 t_2 + \cdots + F_n^p n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \cdots + n_n t_n}} \cdots (5.18)$$

여기서 F_m : 변동하는 하중의 평균치 (N), {kgf}

$P=3$: 볼베어링의 경우

$P=10/3$: 로울러베어링의 경우

또한, 평균회전속도 n_m 은 다음 식에 의해 구한다.

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \dots\dots\dots (5.19)$$

(2) 하중이 거의 직선적으로 변동할 경우(그림 5.8) 평균하중 F_m 의 근사치는 다음 식에서 구할 수가 있다.

$$F_m \doteq \frac{1}{3} (F_{\min} + 2F_{\max}) \dots\dots\dots (5.20)$$

여기서 F_{\min} : 변동하중의 최소치 (N), {kgf}
 F_{\max} : 변동하중의 최대치 (N), {kgf}

(3) 하중이 정현곡선적으로 변화할 경우(그림 5.9) 평균하중 F_m 의 근사치는 다음 식을 이용할 수가 있다.

그림 5.9 (a)일때 $F_m \doteq 0.65F_{\max} \dots\dots\dots (5.21)$

(b)일때 $F_m \doteq 0.75F_{\max} \dots\dots\dots (5.22)$

(4) 회전하중과 정지하중이 있을 경우(그림 5.10)

F_R : 회전하중 (N), {kgf}
 F_S : 정지하중 (N), {kgf}

근사치의 평균하중 F_m 은 다음 식으로 구하여진다.

a) $F_R \geq F_S$ 인 경우

$$F_m \doteq F_R + 0.3F_S + 0.2 \frac{F_S^2}{F_R} \dots\dots\dots (5.23)$$

b) $F_R < F_S$ 인 경우

$$F_m \doteq F_S + 0.3F_R + 0.2 \frac{F_R^2}{F_S} \dots\dots\dots (5.24)$$

5.4 동등가하중

베어링에 작용하는 하중은 경방향하중과 축방향하중이 단독으로 가해질 경우도 있지만 실제로는 경방향하중과 축방향하중이 동시에 걸리는 합성하중일 때가 많고 그 크기와 방향이 변동할 때도 있다.

이와같은 경우, 베어링의 피로수명계산에 베어링에 걸리는 하중을 그대로 사용할 수가 없으므로 여러가지 회전조건이나 하중조건을 기초로 베어링이 실제로 받게 되는 피로수명과 같은 수명이 되도록, 크기가 일정하고 베어링중심을 통과하는 가상하중을 생각한다. 이 가상하중을 동등가하중이라 한다.

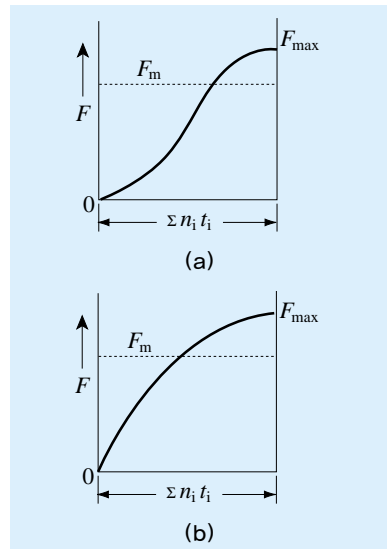


그림 5.9 정현곡선적으로 변동하는 하중

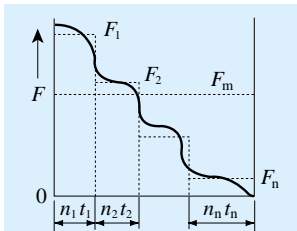


그림 5.7 단계적인 변동하중

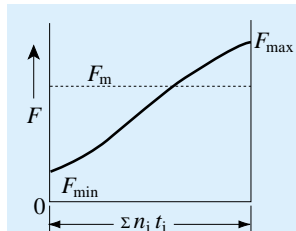


그림 5.8 단조로운 변동하중

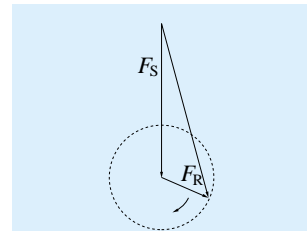


그림 5.8 회전하중과 정지하중

5.4.1 동등가하중의 산정

레이디얼 베어링의 동등가하중은 다음 식에 의해서 구하여진다.

$$P = XF_r + YF_a \dots\dots\dots (5.25)$$

여기서 P : 동등가하중 (N), {kgf}
 F_r : 경방향하중 (N), {kgf}
 F_a : 축방향하중 (N), {kgf}
 X : 경방향하중계수
 Y : 축방향하중계수

X 및 Y 의 값은 베어링이 치수표에 기재되어 있다 즉, $\alpha=0^\circ$ 의 레이디얼 로울러 베어링에서는 $P = F_r$ 로 한다.

일반적인 스러스트 볼 베어링은 경방향하중을 받을 수는 없지만 스러스트 자동조심 로울러 베어링은 다소의 경방향하중을 부하할 수가 있다. 이 경우의 동등가하중은 다음 식으로 구하여진다.

$$P = F_a + 1.2F_r \dots\dots\dots (5.26)$$

단, $\frac{F_r}{F_a} \leq 0.55$

5.4.2 앵글러 볼 베어링 및 테이퍼 로울러 베어링의 축방향분력

앵글러 볼 베어링 및 테이퍼 로울러 베어링 하중의 작용점은 그림 5.11에 표시한 바와 같이 접촉선의 연장 축중심선과의 교점이 된다. 작용점위치는 베어링 치수표에 기재되어 있다.

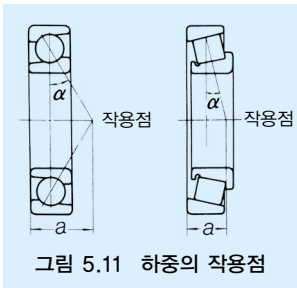


그림 5.11 하중의 작용점

이들 형식의 베어링에 경방향하중이 작용하면 축방향의 분력이 생기므로 똑같은 형식의 베어링을 짜지워 사용한다. 이 경우 축방향분력은 다음 식으로 구할 수가 있다.

$$F_{ai} = \frac{0.6}{Y} F_r \dots\dots\dots (5.27)$$

여기서 F_{ai} : 축방향분력 (N), {kgf}
 F_r : 경방향하중 (N), {kgf}
 Y : 축방향하중계수

그림 5.12에서 베어링 I, 베어링 II에 각각 경방향 하중 F_{r1} , F_{r11} 가 걸리고 외부에서 그림의 화살표방향으로 축방향하중 F_{ae} 가 작용한 경우를 생각한다. 축방향하중계수를 각각 Y_1 , Y_{11} 로 하고, 경방향하중계수를 X 로 하면, 동등가하중 P_1 , P_{11} 는 다음식으로 구하여진다.

$$\left. \begin{aligned} F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{11}}F_{r11} &\geq \frac{0.6}{Y_1}F_{r1} \text{ 일때는} \\ P_1 &= XF_{r1} + Y_1 \left(F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{11}}F_{r11} \right) \\ P_{11} &= F_{r11} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5.28)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{11}}F_{r11} &< \frac{0.6}{Y_1}F_{r1} \text{ 일때는} \\ P_1 &= F_{r1} \\ P_{11} &= XF_{r11} + Y_{11} \left(\frac{0.6}{Y_1}F_{r1} - F_{ae} \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5.29)$$

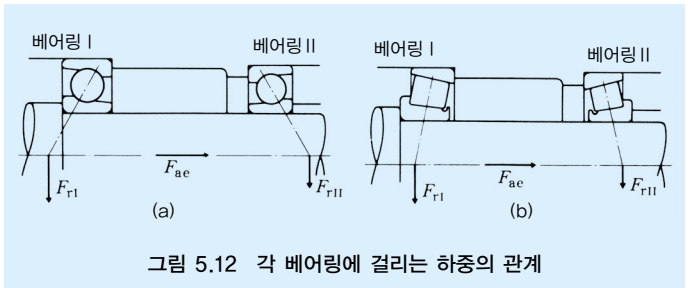


그림 5.12 각 베어링에 걸리는 하중의 관계

5.5 기본정정격하중과 동등가하중

5.5.1 기본정정격하중

구름베어링은 과도한 하중을 받거나 순간적으로 큰 충격하중을 받으면 전동체와 궤도면 사이에 국부적인 연구변형을 일으킨다. 그 변형량은 하중이 커짐에 따라 커지고, 어느 한도를 넘으면 베어링의 원활한 회전을 방해하게 된다.

기본정정격하중이란 최대응력을 받고 있는 전동체와 궤도의 접촉부 중앙에 있어서 다음 계산상의 접촉응력을 발생시키는 것 같은 정하중을 말한다.

- 자동조심 볼 베어링 : 4600 MPa(469kgf/mm²)
- 기타 볼 베어링 : 4200 MPa(428kgf/mm²)
- 로울러 베어링 : 4000 MPa(408kgf/mm²)

이 접촉응력을 받고 있는 접촉부에 있어서 전동체의 연구변형량과 궤도의 연구변형량과의 합은 전동체 직경의 약 0.0001배가 된다. 기본정정격하중 C_0 의 값은 각각의 베어링에 있어서 레이디얼베어링에서는 C_{or} , 스러스트 베어링에는 C_{oa} 로서 베어링치수표에 기재되어 있다.

더우기 ISO 규격의 기본정정격하중의 기준변경에 따라 볼 베어링에서는 새로운 C_0 치가 종전치의 대략 0.8~1.3배가 되고, 로울러베어링에서는 대략 1.5~1.9배가 되고 있다. 그렇기 때문에 5.5.3에 표시한 정허용하중계수 f_s 값도 개정되었으므로 주의하여 주십시오.

5.5.2 정등가하중

정등가하중이란 베어링이 정지하고 있는 경우(극저속회전, 저속요동을 포함) 실제의 하중조건하에서 생기는 최대의 접촉응력과 비슷한 접촉응력을, 최대하중을 받는 전동체와 궤도와의 접촉부에 일으키게 할만한 크기의 예상하중을 말한다. 레이디얼베어링은 베어링 중심을 통해 레이디얼하중을 취하고, 스러스트베어링은 중심축에 일치한 방향의 축방향하중을 취한다.

(a) 레이디얼베어링의 정등가하중

레이디얼베어링의 정등가하중은 다음 두가지 식에서 구한 값중 큰쪽의 값을 택한다.

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots\dots (5.30)$$

$$P_0 = F_r \dots\dots\dots (5.31)$$

- 여기서 P_0 : 정등가하중 (N), {kgf}
- F_r : 경방향하중 (N), {kgf}
- F_a : 축방향하중 (N), {kgf}
- X_0 : 정경방향하중계수
- Y_0 : 정축방향하중계수

(b) 스러스트베어링의 정등가하중

$$P_0 = X_0 F_r + F_a \quad \alpha \neq 90^\circ \dots\dots\dots (5.32)$$

- 여기서 P_0 : 정등가하중 (N), {kgf}
- α : 호칭접촉각

단, $F_a < X_0 F_r$ 일때는 이 식의 정확성은 저하된다. (5.30), (5.32)식의 X_0, Y_0 의 값은 베어링치수표에 기재되어 있다.

또한, $\alpha = 90^\circ$ 의 스러스트베어링에서는, $P_0 = F_a$ 로 한다.

5.5.3 정허용하중계수

베어링에 허용되는 정등가하중은 기본정정격하중과 베어링에 요구되는 조건이나, 베어링의 사용조건에 따라서 다르다. 기본정정격하중에 대한 안전도를 검토하기 위한 정허용하중계수 f_s 는 식(5.33)에 의해 구하며, 일반적으로 추천되는 f_s 의 값을 표 5.8에 나타낸다.

정정격하중의 변경에 따라서, 특히 C_0 값이 크게 되어있는 베어링에 대해서 f_s 의 값이 변경되어 있으므로 적용에 충분한 주의가 요구된다.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \dots\dots\dots (5.33)$$

- 여기서 C_0 : 기본정정격하중 (N), {kgf}
- P_0 : 정등가하중 (N), {kgf}

스러스트 자동조심 로울러 베어링에 있어서는 보통 $f_s \geq 4$ 로 한다.

표 5.8 정허용하중계수의 f_s 값

베어링의 사용조건	f_s 의 하한	
	볼베어링	로울러베어링
음이 조용한 운전을 특히 필요로 할 경우	2	3
진동, 충격이 있을 경우	1.5	2
보통운전조건인 경우	1	1.5

5.6 원통 로울러 베어링의 허용축방향하중

원통 로울러 베어링에서 내륜과 외륜에 턱이나 턱윤을 갖는 형식의 베어링은 경방향하중과 동시에 어느 정도의 축방향하중을 받을 수가 있다.

그 허용축방향하중은 로울러 단면과 턱면과의 미끄럼에 의한 발열, 타붙음 등에 의해 제약을 받는다.

직경계열 3인 베어링을 그리스윤활 또는 윤활유로, 연속적으로 부하시켰을 때의 허용축방향하중을 그림 5.13에 표시했다.

그리스윤활의 경우(실험식)

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n+1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \dots (N) \dots (5.34)$$

$$= f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n+1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \dots (kgf)$$

오일윤활의 경우(실험식)

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n+1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \dots (N) \dots (5.35)$$

$$= f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n+1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \dots (kgf)$$

여기서 C_A : 허용축방향하중 (N), {kgf}
 d : 호칭베어링 내경 (mm)
 n : 베어링의 회전속도 (rpm)

f : 부하계수		k : 치수계수	
구 분	f 의 값	구 분	k 의 값
연속부하일때	1	베어링의 직경계열 2일 경우	0.75
간헐부하일때	2	베어링의 직경계열 3일 경우	1
단시간부하일때	3	베어링의 직경계열 4일 경우	1.2

또한, 원통 로울러 베어링에 안정된 내역설 하중을 발휘시키기 위해서는 베어링 및 베어링 주위에 다음과 같은 배려가 필요하다.

- 액설하중을 부하시킬 때에는 반드시 레이디얼 하중이 부하되고 있을 것
- 로울러 단면과 턱면 사이에 윤활제가 충분히 도포되도록 할 것
- 급압성이 높은 윤활제를 사용할 것
- 길들이기 운전을 충분히 할 것
- 베어링의 설치정도를 좋게 할 것
- 필요이상으로 레이디얼 클리어런스를 크게 취하지 않을 것

또, 베어링의 회전속도가 극히 낮은 환경, 허용회전수의 50%를 초과하게 되는 경우, 또는 내경 200mm를 초과하는 대형 원통 로울러 베어링인 경우엔 윤활, 냉각 등에 대해 각각 충분한 검토가 필요하다. 이러한 경우에는 **NSK**로 문의해 주십시오.

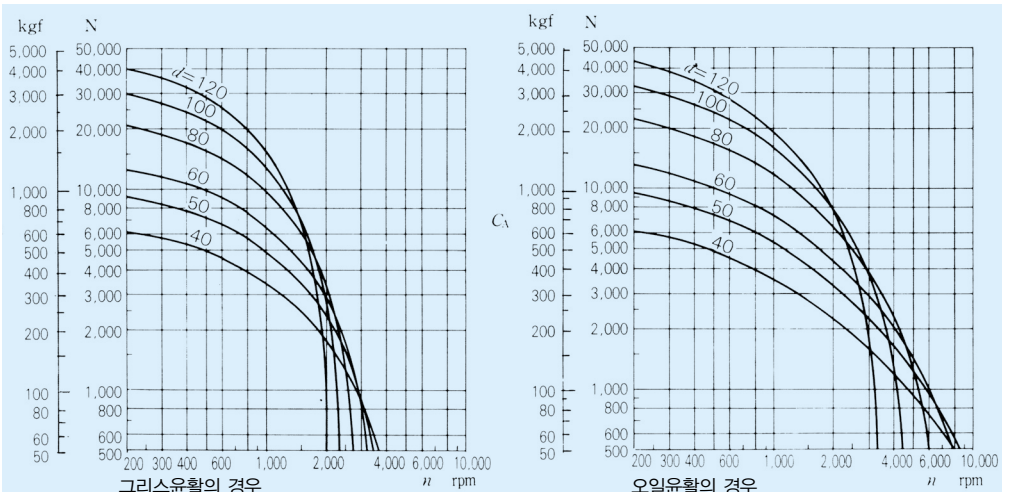


그림 5.13 원통로울러베어링의 허용축방향하중
 직경계열 3인 베어링 ($k=1.0$) 에 연속부하할 ($f=1$) 경우

5.7 응용계산예

[예 1]

단열 깊은홈 볼 베어링 6208을, 경방향하중 $F_r=2500\text{N}$, {255kgf}, 회전속도 $n=900\text{rpm}$ 으로 사용할 경우의 기본정격수명계수 f_h 를 구한다.

6208의 기본동정격하중 C_r 는 29100N , {2970kgf}, 이다(베어링치수표 B10페이지), 베어링에 걸리는 하중은 경방향하중뿐이므로 동등가하중 P 는 다음식으로부터 된다.

$$P = F_r = 2500\text{N}, \{255\text{kgf}\}$$

회전속도 $n=900\text{rpm}$ 일때 볼 베어링의 속도계수 f_n 은 표 5.2(A25페이지)의 식 혹은 그림 (A26페이지)에서 다음 값이 얻어진다.

$$f_n = 0.333$$

이때의 피로수명계수 f_h 는

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.333 \times \frac{29100}{2500} = 3.88$$

이 구해진다. 이 값은 보통 사용되고 있는 일반치 차장치, 공조설비등에 적합한 f_h 의 값이고, 표 5.2의 계산식 혹은 그림 5.4(A26페이지)에 의하면 대개 29000시간에 상당한다.

[예 2]

베어링내경 50mm, 외경 100mm이하로 다음 조건을 만족하는 단열 깊은홈 볼 베어링을 선정한다.

경 방 향 하 중 $F_r = 3000\text{N}$, {306kgf}

회 전 속 도 $n = 1900\text{rpm}$

정격피로수명 $L_h \geq 10000\text{h}$

$L_h \geq 10000\text{h}$ 가 되는 볼 베어링의 피로수명계수 f_h 는 $f_h \geq 2.72$ 이다.

$f_n = 0.26$, $P = F_r = 3000\text{N}$, {306kgf}이므로

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.26 \times \frac{C_r}{3000} \geq 2.72$$

따라서, $C_r \geq 2.72 \times \frac{3000}{0.26} = 31380\text{N}$,

{3200kgf}가 된다.

베어링치수표의 B12페이지에서 상기의 조건을 만족하는 베어링으로서, 6210을 선정한다.

[예 3]

(예1)의 조건에 축방향하중 $F_a=1000\text{N}$, {102kgf}, 가 가해질 경우의 $\frac{C_r}{P}$ 혹은 정격피로수명계수 f_h 를 구한다.

단열 깊은홈 볼 베어링 6208에 경방향하중 F_r 과 축방향하중 F_a 가 걸릴 경우 동등가하중 P 는, 다음 순으로 산정한다.

깊은홈 볼베어링 각 치수표상부의 대표에서 $f_o F_a / C_{or}$ 의 크기에 따라 결정된 경방향하중계수 X , 축방향하중계수 Y 및 정수 e 를 구한다.

볼 베어링 6208의 기본정격하중 C_{or} 는 17900N , {1820kgf} (B10페이지)이고

$$f_o F_a / C_{or} = 14.0 \times 1000 / 17900 = 0.782$$

$$e = 0.26$$

또, $F_a / F_r = 1000 / 2500 = 0.4 > e$ 이므로

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.67 \text{ (} Y \text{의 값은 비례보간법에 의한다)}$$

이 얻어진다.

따라서, 동등가하중 P 는,

$$\begin{aligned} P &= X F_r + Y F_a \\ &= 0.56 \times 2500 + 1.67 \times 1000 \\ &= 3070\text{N}, \{313\text{kgf}\} \text{이 되고} \end{aligned}$$

$$\frac{C_r}{P} = \frac{29100}{3070} = 9.48$$

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.333 \times \frac{29100}{3070} = 3.16$$

이 구해진다.

이 f_h 의 값은 볼 베어링에 대해서는 대개 15800시간에 상당한다.

[예 4]

231계열의 자동조심 로울러 베어링중에서 다음 조건을 만족하는 베어링을 선정한다.

경 방 향 하 중 $F_r = 45000\text{N}$, {4590kgf}

축 방 향 하 중 $F_a = 8000\text{N}$, {816kgf}

회 전 속 도 $n = 500\text{rpm}$

정격피로수명 $L_h \geq 30000\text{h}$

$L_h \geq 30000\text{h}$ 가 되는 로울러 베어링의 피로수명계수 f_h 의 값은 그림 5.4(A26페이지)에서 3.45이상이다.

자동조심 로울러베어링의 동등가하중 P 는

$F_a/F_r \leq e$ 일때

$$P = XF_r + YX_a = F_r + Y_3 F_a$$

$F_a/F_r > e$ 일때

$$P = XF_r + YF_a = 0.67F_r + Y_2 F_a$$

가 된다. (자동조심 로울러 베어링 각 치수표 상부의 부표참조)

$$F_a/F_r = 8\,000 / 45\,000 = 0.18$$

이고, 베어링치수표에서 알수 있듯이 e 의 값은 231계열의 베어링은 0.3정도이며, Y_3 의 값은 2.2정도이다.

$$\begin{aligned} P &= XF_r + YF_a = F_r + Y_3 F_a \\ &= 45\,000 + 2.2 \times 8\,000 \\ &= 62\,600\text{N}, \{6\,380\text{kgf}\} \end{aligned}$$

가 된다. 피로수명계수 f_h 에서 필요한 기본동정격하중은 다음과 같이 구한다.

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.444 \times \frac{C_r}{62\,600} \geq 3.45$$

$$\text{이므로, } C_r \geq 490\,000\text{N}, \{50\,000\text{kgf}\}$$

이 C_r 의 값을 만족하는 231계열의 자동조심 로울러베어링에서 가장 작은 베어링은 23126C($C_r=505\,000\text{N}$, $\{51\,500\text{kgf}\}$)이다.

베어링이 결정되면 다시 Y_3 의 값을 식에 대입하여 P 를 구한다.

$$\begin{aligned} P &= F_r + Y_3 F_a = 45\,000 + 2.4 \times 8\,000 \\ &= 64\,200, \{6\,550\text{kgf}\} \end{aligned}$$

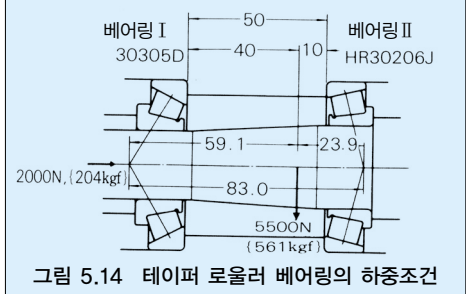
$$\begin{aligned} L_h &= 500 \left(f_n \frac{C_r}{P} \right)^{10/3} \\ &= 500 \left(0.444 \times \frac{505\,000}{64\,200} \right)^{10/3} \\ &= 500 \times 3.49^{10/3} \approx 32\,000\text{h} \end{aligned}$$

가 된다.

[예 5]

테이퍼 로울러 베어링 30305D와 HR30206J를 그림 5.14와 같이 배면설치로 사용하고 외륜배면 간의 거리를 50mm로 한다.

경방향하중 $F_r=5500\text{N}$, $\{561\text{kgf}\}$ 이외에 축방향하중 $F_{ac}=2000\text{N}$, $\{204\text{kgf}\}$ 가 그림 5.14처럼 30305D에 걸릴때 각각의 베어링 정격피로수명을 구한다. 외륜의 회전속도 n 은 600rpm으로 한다.



경방향하중 F_r 를 베어링 I, 베어링 II에 배분할 경우 테이퍼 로울러 베어링에서는 하중의 작용점위치를 고려하지 않으면 안된다. 베어링치수표에서 베어링 I, II의 작용점위치 a 를 구하고, 경방향하중 F_r 과 작용점의 위치관계를 구하면, 그림 5.14와 같이 된다.

따라서 베어링 I (30305D) 및 베어링 II (HR 30206J)에 걸리는 경방향하중은,

$$F_{rI} = 5500 \times \frac{23.9}{83.0} = 1584\text{N}, \{162\text{kgf}\}$$

$$F_{rII} = 5500 \times \frac{59.1}{83.0} = 3916\text{N}, \{399\text{kgf}\}$$

가 된다.

베어링치수표에서 다음 값이 구해진다.

베 어 링	기본정격하중 C_r N, {kgf}	축방향하중계수 Y_1	정 수 e
베어링 I (30305D)	31500 {3200}	$Y_1 = 0.74$	0.81
베어링 II (HR 30206J)	43000 {4400}	$Y_{II} = 1.6$	0.38

테이퍼 로울러 베어링에 경방향하중이 작용하면 축방향의 분력이 생기므로 동등가 경방향하중을 구할때 이 축방향분력을 고려해야 한다. (5.4.2항 A31페이지 참조)

$$F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII} = 2000 + \frac{0.6}{1.6} \times 3916 = 3468\text{N}, \{354\text{kgf}\}$$

$$\frac{0.6}{Y_I} F_{rI} = \frac{0.6}{0.74} \times 1584 = 1284\text{N}, \{131\text{kgf}\}$$

이므로, 이 베어링계로서는 축방향하중

$F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII}$ 는 베어링 I에 작용하고 베어링 II에 는 가해지지 않는다. 베어링 I에 있어서

$$F_{rI} = 1584\text{N}, \{162\text{kgf}\}$$

$$F_{aI} = 3468\text{N}, \{354\text{kgf}\}$$

$$F_{aI} / F_{rI} = 2.2 > e = 0.81 \text{ 이므로}$$

동등가하중 $P_I = XF_{rI} + Y_I F_{aI}$
 $= 0.4 \times 1584 + 0.74 \times 3468 = 3200\text{N}, \{326\text{kgf}\}$

피로수명계수 $f_h = f_n \frac{C_r}{P_I}$
 $= \frac{0.42 \times 31500}{3200} = 4.13$

정격피로수명 $L_h = 500 \times 4.13^{\frac{10}{3}} = 56500\text{h}$

베어링 II에 있어서는

$$F_{rII} = 3916\text{N}, \{399\text{kgf}\}, F_{aII} = 0 \text{ 이므로}$$

동등가하중 $P_{II} = F_{rII} = 3916\text{N}, \{399\text{kgf}\}$

피로수명계수 $f_h = f_n \frac{C_r}{P_{II}} = \frac{0.42 \times 43000}{3916} = 4.61$

정격피로수명 $L_h = 500 \times 4.61^{\frac{10}{3}} = 81500\text{h}$
 가 된다.

[예 6]
 다음 조건에서 감속기용 베어링을 선정한다.
 사용조건 :
 경방향하중 $F_r = 245000\text{N}, \{25000\text{kgf}\}$
 축방향하중 $F_a = 49000\text{N}, \{5000\text{kgf}\}$
 회전 속도 $n = 500\text{rpm}$
 치수조건 :
 축 경 300mm
 하우징내경 500mm이하

충격하중, 중하중이 가해짐과 축의 힘이 예상되므로 베어링 형식으로서 자동조심 로울러 베어링을 선정한다.

상기의 치수조건을 만족시키는 자동조심 로울러 베어링에는 다음 베어링이 있다. (B192페이지 참조)

d	D	B	호칭번호	기본정정격하중		정수 e	계수 Y ₃
				N	C _r {kgf}		
300	420	90	23960CA	1 230 000	125 000	0.19	3.5
	460	118	23060CA	1 920 000	196 000	0.24	2.8
	460	160	24060CA	2 310 000	235 000	0.32	2.1
	500	160	23160CA	2 670 000	273 000	0.31	2.2
	500	200	24160CA	3 100 000	315 000	0.38	1.8

$F_a/F_r = 0.20 < e$ 이므로, 동등가하중 P는,

$$P = F_r + Y_3 F_a$$

이다.

표5.1 피로수명계수 f_h 와 사용기계에(A25페이지 참조)에서 f_h 의 값은 3~5를 기준으로 한다.

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = \frac{0.444 C_r}{F_r + Y_3 F_a} = 3 \sim 5$$

가 된다.

이므로, $Y_3 = 2.1$ 로 가정하여 필요한 기본동정격하중 C_r 구하면

$$C_r = \frac{(F_r + Y_3 F_a) \times (3 \sim 5)}{0.444} = \frac{(245000 + 2.1 \times 49000) \times (3 \sim 5)}{0.444} = 2350000 \sim 3900000\text{N}, \{240000 \sim 400000\text{kgf}\}$$

가 되며, 이것을 만족하는 베어링은 23160CA, 24160CA이다.