1. 구름베어링의 수명평가방법

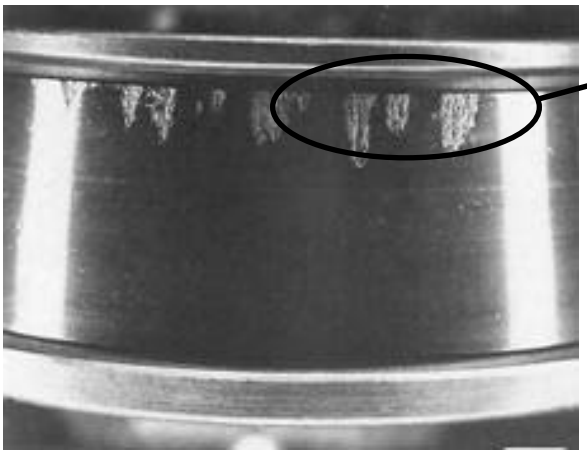
현재 사용되는 기계는 대부분 미끄럼 혹은 구름베어링을사용하고 있는 반면 기계기술자들의베어링에 관한 지식과 경험은 매우 제한적이다. 그에따라 본지에서는 현장에서 기계설계 및제작에실질적인도움이될 수 있도록구름베어링의설계와응용기술, 베어링의발전방향과평가할 수있는 S/W 에 대해소개하고자한다.

이 상 훈
두원공과대학컴퓨터응용설계과, 조교수

1. 서 론

구름 베어링은 국제적으로 표준화 및 규격화 되어 국제적으로 호환할 수 있는 기계요소이고, 신뢰성을 기본으로 정격수명을 계산할 수 있는 유일한 기계요소이다. 그러나 베어링의 피로수명을 계산하는 정격수명은 일반적인 용도로 사용하는 베어링의 경우에만 일반에게 소개되고 있어, 특수한 용도 및 다양한 사용환경에서 베어링의 수명을 적용하는 문제에 대해서는 현장의 엔지니어들이 수명의 평가에 어려움을 느끼고 있다. 그 이유는 베어링의 파손 원인이 기존의 구름피로에 의한 베어링의 파손 외에 다른 원인이 존재하고, 또한 해석방법의 발달에 따른 베어링의 파에 대한 정확한 원인이 규명되고 있다. 최근에 ISO(International Organization for Standardization)는 다양한 베어링의 형태와 사용조건에 적용할 수 있는 새로운 수명계산방법을 제시하였다. 간단한 이론계산을 통해 수명을 예측할 수 있다는 사실은 구름베어링이 사용되는 기계의 수명을 예측할 수 있기 때문에 기계의 최적설계에 중요한 기준을 제공한다. 본 내용에서는 기존의 베어링의 수명 계산방법의 발전과 최신의 계산 방법을 소개한다.

(1) 베어링 수명(Bearing life)의 특징



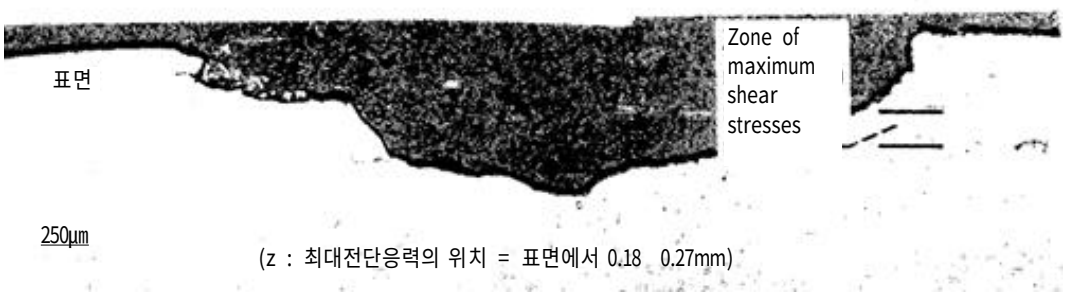
(작용응력 : 214kgf/mm², dmN=50×10³mm · rpm)
<그림 1> 테이퍼 로울러 베어링에서 내륜의 스폴링

전형적인 구름베어링의 파손형태(failure mode)는 베어링 궤도 혹은 전동체에서 구름피로에 의해 발생하는 스폴링(spalling 혹은 flaking)이다. 스폴링의 발생은 정상적인 사용조건에서 사용시간 혹은 반복회전수(cycle)에 의해 결정된다<그림 1>.

일반적으로 구름피로에 의한 스폴링은 베어링의 접촉 궤도 밑에 있는 최대 전단응력의 영역에서 발생하여, 궤도쪽으로 균열(crack)이 전파하는 거동을 나타낸다. 그러나 현장에서 사용하는 대부분의 베어링은 순수 구름피로에 의한 스폴링이 아니라, 다른 이유로 파손된다. 즉 베어링 파손은 부적절한 베어링과 주변 부품의 설계, 취급 부주의, 부적절한 베어링의 설치오차, 부적당한 윤활방법 및 윤활제과 허용범위를 초과한 과대한 하중 등에 의해 발생한다<그림 2>.

실제의 예로서 바퀴 부위의 이음(異音)으로 나타나는 자동차 허브용 베어링의 파손 원인은 스폴링, 덜꺽거림, 마모현상으로 크게 구분할 수 있으며, 그중 스폴링의 원인은 <표 1>과 같이 조사되었다<표 1>.

즉 베어링의 대표적인 손상인 스폴링의 경우에도 발생요인은 매우 다양하고, 또한 복잡하



(z : 최대전단응력의 위치 = 표면에서 0.18 0.27mm)

<그림 2> 스폴링 현상이 발생한 보울의 단면

<표 1> 자동차 허브용 베어링의 스폴링 요인

베어링의 파손 형태	파손 발생 인자	손 상 원 인		
스폴링 (spalling)	궤도 변형	① 허브 넉클의 진원도 불량 ② 끼워맞춤 과대 ③ 넉클의 강성 부족		
	재료 결함	① 재료의 청정도 불량 ② 경도 불량		
	내부응력 과대	① 베어링 용량부족 ② 모멘트 하중에 의한 작용부하 과대 ③ 과대 부하 틈새		
	윤활 불량	① 그리이스 부적합 ② 그리이스 열화	수분 침입 더스트 침입 그리이스 부족	
	압흔	① 이물 침입 ② fretting, false brinelling		
	어깨 올라탐	① 모멘트 하중에 의한 작용부하 과대 ② 축방향 하중에 의한 접촉위치 변화		

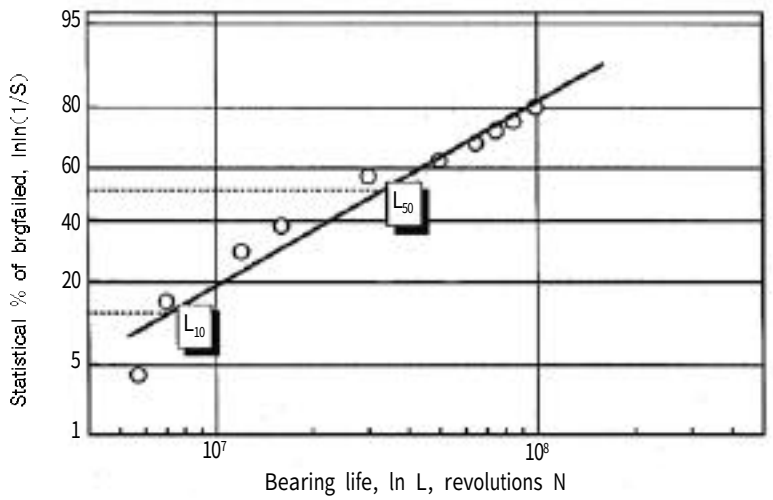
기 때문에 손상 원인은 베어링 뿐만 아니라 그 주변 부품에 대한 자세한 조사를 통해야만 알 수 있다. 따라서 베어링의 수명에 영향을 주는 인자와 요인들은 매우 많기 때문에 베어링 수명은 같은 로트의 제품이라도 수명의 산포가 매우 큰 것이 특징이다. 현실적으로 베어링의 수명을 예측하기 위해서는 통계적인 기법을 이용해 베어링의 수명을 평가하는 것이 일반적이다. 베어링의 카탈로그에서 사용하는 " 기본정격수명(basic rating life)"은 베어링의 90%가 피로수명을 초과하거나 혹은 10%가 파손할 확률을 의미한다. 이것은 L10수명으로 나타낸다. L10수명은 평균수명(L50 mean life) 혹은 파손 사이의 평균시간의 1/7이다. 베어링의 파손에 대해 통계적인 평가의 개념은 Weibull (1939)에 의해 도입되어 현재까지도 베어링의 수명 평가에 주요하게 적용되고 있다. 이 이론에 의하면 구름베어링에서 동일한 집단에 대한 피로수명의 분산은 다음과 같은 관계를 갖는다고 하였다.

$$\ln \ln \frac{1}{S} = e \ln \frac{L}{L_B} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

여기서, S는 생존 확률(probability of surviva)이고, L은 수명이다. <그림 3>은 Weibull 선도를 이용해 구름베어링의 피로수명의 관계를 나타낸 것이다. 이 후 구름베어링의 수명 평가식은 여러 학자와 많은 실험결과에 의해 개발 · 수정되어 현재는 ISO 등에 의해 규격화되어 전세계적으로 사용되고 있다.

2. 구름 베어링의 피로수명과 계산방법의 발전

(1) 구름베어링의 피로수명



<그림 3> 구름베어링 피로수명 데이터의 Weibull 선도

기계요소로서 구름베어링에 요구되는 기능은 높은 정밀도, 큰 부하능력과 강성, 작은 마찰손실, 정숙한 회전과 같은 성능의 측면과 정해진 기간 동안에서 성능의 지속성 측면이 있다. 기능의 지속성은 구름 베어링의 내구성 즉 넓은 의미의 수명이다. 그러나 정상적으로 사용되는 구름 베어링도 언젠가는 회전면의 구름피로에 의해 베어링의 궤도와 전동체의 접촉 부위에서 스폴링이 발생하여 수명을 다하게 된다. 이 이유 때문에 좁은 의미로 구름베어링의 수명은 궤도륜 혹은 전동체 중에서 구름피로에 의한 재료의 손상이 일어날 때까지 회전한 총 회전수로서 정의된다.

(2) 수명계산 방법의 발전

구름베어링의 피로수명은 여러 인자의 영향을 받고, 또한 산포가 매우 크기 때문에 개개의 베어링에 대한 수명의 평가는 매우 어렵다. 그러나 갑작스런 베어링의 파손은 기계장치에 미치는 영향이 크기 때문에 베어링의 수명의 추정을 위해 많은 노력이 기울여져 왔다.

1) Stribeck의 수명계산법

1881년 Hertz에 의해 제안된 탄성접촉이론을 베어링에 응용해서 Stribeck은 1901년에 다음과 같은 이론을 제안하였다. 즉, 구름베어링의 부하용량은 전동체와 궤도 사이에 최대 접촉응력이 재료의 허용응력과 같게될 때의 베어링 하중에서 결정되고, 다음과 같은 관계식으로 표시된다.

$$F_r = \frac{1}{5} K \cdot Z \cdot D_a^2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

여기서 F_r은 레이디얼 허용하중, Z는 보올의 수, D_a는 보올의 지름이고, K는 베어링의 형식과 치수에 의해 결정되는 비하중이다. 이 방법은 베어링의 수명보다는 허용 최대하중에 대한 이론이고, 이 하중보다 작으면 베어링의 수영은 무한하다고 고려하였다.

이후 1913년에 영국의 Goodman은 베어리의 회전속도를 고려한 부하용량의 식을 제안하였고, 이 식은 회전속도의 증대에 따라 베어링의 부하용량이 감소하는 것을 고려하였다.

$$F_r = k_1 \cdot Z \cdot D_a^3 / (D_i \cdot n + k_2 D_a) \cdots\cdots (3)$$

여기서 K_1은 정수, D_i는 내륜궤도경이고, n은 내륜의 회전속도이다.

위에 제안된 식(3)도 베어링의 허용하중을 고려한 것이며, 수명과의 관계는 포함되지 않았다.

1924년 Palmgren은 Stribeck의 부하용량의 계산식을 기초로 레이디얼 하중을 받는 보올 베어링에서 부하용량의 실험식을 제안하였다. 이 식은 베어링의 수명에 이를 때까지 총 회전수를 포함하고, 수명은 재료의 피로에 의해 결정된다는 사항을 처음으로 포함하였다. 이때부터 구름베어링의 수명이 허용하중과 연결되어 평가할 수 있는 개념이 설정되었다.

$$F_r = \frac{1}{5} K \cdot Z \cdot D_a^2 \cdots\cdots (4)$$

$$k = \left\{ \frac{k_1}{(k_2 U + k_3)^{1/3}} + k_4 \right\} (1 + k_5 n) \cdot (1 + k_6 D_a)^2 \cdots\cdots (5)$$

여기서 kn은 정수, U는 106 회전단위로서 베어링 수명까지의 총 회전수이다.

2) Stellrecht의 수명계산법

1928년에 Stellrecht는 구름베어링의 피로수명은 재료의 피로파괴에 의한 파손(spalling)에 기인한다고 가정하였다. 그리고 그는 이 때의 피로수명은 하중의 3제곱에 반비례한다는 실험사실을 이용해서 이론적인 계산식을 제안하였다.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdots\cdots (6)$$

$$C = k \cdot Z^{2/3} \cdot D_a^2 \cdots\cdots (7)$$

여기서 C는 L=1일 때 베어링의 허용하중이며, 베어링의 형식과 치수에 따라 결정된다.

그리고 L은 베어링의 총 회전수(10^6 단위)이다. k는 실험에 의해 결정되는 계수이고, Z는 보올의 수, D_a는 보올의 지름이다.

3) Palmgren의 수명계산식

구름베어링에 대한 수명의 실험적 연구에서 재료의 구름피로가 파손의 원인으로 밝혀지자 베어링의 피로수명은 확정된 값이 아니고, 확률적인 값임을 알게 되었다. 이에 대해 1945년에 Palmgren은 동일한 조건에서 사용되는 베어링의 수명은 그중 10%가 스폴링을 일으킬 때까지의 총 회전수로 나타낸 개념의 정격수명식을 제안하였다.

$$C = \frac{f \cdot i \cdot Z^{2/3} \cdot D_a^2 \cos\alpha}{(1 + 0.02 D_a)} \cdots\cdots (8)$$

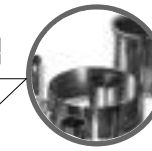
여기서 f는 실험계수, i는 베어링의 열수이고, α는 접촉각이다. 이 식은 이후에 Lundberg-Palmgren의 수명 이론의 기초가 된다.

3. Lundberg-Palmgren의 구름 베어링에 대한 수명이론

1947년 및 1952년에 Lundberg와 Palmgren은 구름베어링의 수명이론을 발표하였다. 이 발표에서 베어링의 수명평가를 위해 제안된 식은 거의 완벽하지만, 이후 부분적으로 수정되어 현재에 이르고 있다. 이 이론은 다음과 같은 가정에 근거하고 있다.

① Weibull의 재료 파괴이론을 적용 (응력을 받는 체적의 증가는 내구성의 감소와 관련이 있고, N회의 반복응력에 대해서 이것을 받는 체적 V의 재료가 파괴에 견디는 확률을 고려)

② Hertz의 탄성접촉 이론에서 구름피로에 의한 스폴링은 정적 전단응력이 아니라



구름운동에 의해 발생하는 구름방향에 평행한 평면내의 반복 전단응력의 최대치에 의해 발생하는 동적 전단응력의 고려

③ 베어링 설계치수의 도입, 전동체의 궤도면에 가해지는 하중의 균일화에 의해 등가하중으로 변환

④ 이상의 조합에 의한 부하능력에 관한 이론식의 유도

⑤ 수명시험에 의한 식에서 계수, 지수 값의 결정

⑥ 기본 부하용량(기본 정격하중)에 대한 계산식의 유도

⑦ 외륜회전, 합성하중 등의 경우에서 등가하중에 변환

기본 부하용량은 베어링 동일 그룹에서 90%가 100만 회전에 견디는 하중이지만, 임의의 하중의 경우에서 수명치 L도 90%의 수명을 보증한다. 깊은 홈 보올 베어링의 기본 부하용량 C는 ISO 281에서 결정할 수 있다. 현재까지도 베어링의 수명에 대한 하중의 영향은 다음과 같다.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^e \quad \cdots\cdots (9)$$

P는 동등가 베어링 하중이고, 지수 e는 하중-수명 지수이다. 볼베어링의 내구수명에서 지수 e는 3이다. ANSI(the American National Standards Institute), ISO와 AFBMA(Anti-Friction Bearing Manufacturers Association)은 이 값을 선택하여 사용하고, 로울러 베어링의 경우는 10/3이다. L-P의 이론은 방대한 내용을 포함하여 베어링의 수명계산식을 거의 완성하였다.

(1) 베어링 등 정격하중 (Bearing Dynamic Ratings), C

Lundberg와 Palmgren에 의해 유도된 기본 동정격하중에 대한 식은 베어링의 크기와 종류에 따라 다음과 같이 제시된다.

d ≤ 25mm인 레이디얼 보올 베어링의 경우

$$C_r = f_{cm}(i\cos\alpha)^{0.7} Z^{2/3} d^{1.8}$$

d > 25mm인 레이디얼 보올 베어링의 경우

$$C_r = f_{cm}(i\cos\alpha)^{0.7} Z^{2/3} d^{1.4}$$

레이디얼 로울러 베어링의 경우

$$C_r = f_{cm}(i\cos\alpha)^{7/9} Z^{3/4} d^{29/27}$$

이 때 베어링의 기본 동 정격하중을 결정하는 베어링 내부 설계의 인자는 다음과 같이 제시된다.

① 구름요소(전동체)의 크기, d or l (로울러의 길이)

② 열당 전동체의 수, Z

③ 전동체의 열 수, i

④ 접촉각, α

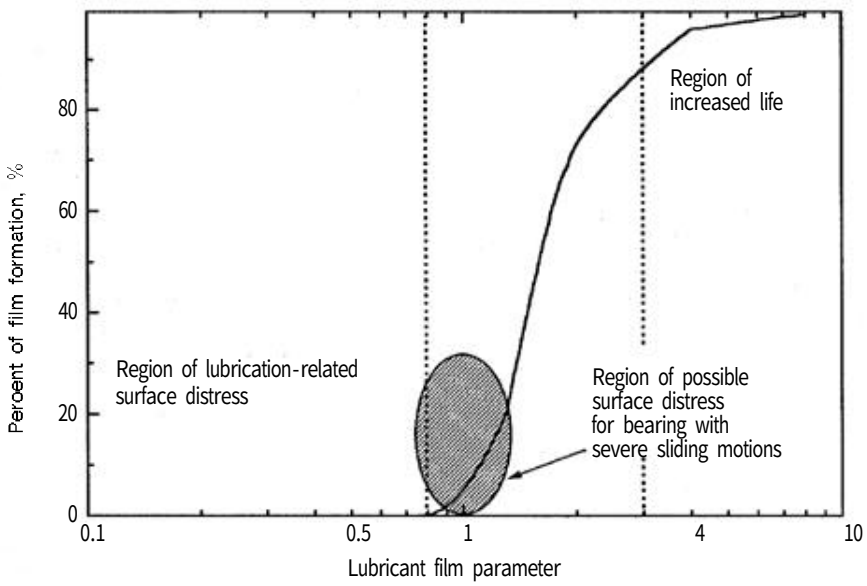
⑤ 계수, f_{cm}

계수 fcm는 베어링의 형식, 재료, 제조공정, 전동체와 궤도의 적합(conformity)에 따라 결정된다.

위의 관계에서 베어링의 치수와 내부설계 치수를 설계하면 베어링의 이론수명에 대한 예측이 가능하다는 사실을 나타내고 있다.

(2) L-P (Lundberg-Palmgren)이론의 한계

Anderson(1987)은 L-P 이론에 의한 베어링의 수명계산 모델(1947, 1952)의 단점을 지적하였다. 즉 L-P이론에 의한 예측결과와 실제의 거동에서 불일치는 모델의 한계를 나타내고, 베어링 기술의 진보에 따라 그의 지적은 더욱 명확해지고 있다.

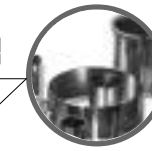


<그림 4> 유막계수와 유막형성률의 관계

1) 동 정격하중에서 계수식은 1930, 1940년대의 재료, 윤활 그리고 베어링 제조방법에 근거하고 있다. 그러나 현재까지 베어링 제조법의 진전, 베어링 강의 진공용해법은 베어링 수명의 향상에 중요한 변화를 가져왔다.
2) 윤활되고, 비적합(nonconformal), 집중된 접촉의 기구(mechanism)들이 그 당시에는 잘 알려지지 않았다. 탄성유체 윤활이론(elasto-hydrodynamic lubrication theory)의 발전으로 접촉시 윤활막이 베어링의 수명에 미치는 영향이 Hamrock과 Dowson (1981)에 의해 확인되어 L-P이론에서 고려되지 못한 사실이 제시되었다. 즉 베어링의 수명에서 윤활막에 접촉하는 궤도 혹은 전동체 표면에서 거칠기형상, topography 등을 고려할 수 있게 되었다.
3) L-P모델은 하나의 파손 모델(subsurface origin)만을 포함했지만, 대부분의 베어링은 윤활유 혹은 윤활막에 고체 입자의 이물질(contaminants) 환경하에서 작동한다. 이러한 사용조건은 베어링 궤도에서 응력집중을 야기하고 구름접촉피로와는 무관하게 표면에서 균열이 발생해 spalling에 이른다.
4) 표면 접선력 효과가 L-P 모델에는 고려되지 않았다. 집중된 접촉에서 표면전단응력을 발생하는 접선력은 피로균열이 발생하는 표면하 응력의 크기와 위치에 영향을 미친다.
5) L-P모델은 매우 낮거나 높은 영역에 있는 베어링의 파손확률에서 발생하는 Weibull 분포에서 베어링 수명 거동의 변화를 고려하지 않았다. 즉 이 모델은 구름피로와 구조피로를 연관하지 않았다. L-P모델은 파손의 0확률(피로한도)에서 nonzero 수명을 인식하지 않았다.

4. L-P 이후의 수명연구

(1) EHL(Elasto-HydroDynamic lubrication)의 영향



1) Harris의 제안(1965)

EHL이론의 발전에 있어 구름베어링의 피로에 대해 윤활이 미치는 영향에 대한 증명에서 이론계산의 결과는 매우 복잡한 형태를 나타내기 때문에 구름베어링 수명에 적용하는 것은 곤란하였다.

그러나 Harris는 구름베어링을 대상으로 하여 다음과 같은 유막 계수(Parameter) A를 구하여 간단한 식과 유막 형성률과의 관계에 기여하는 식으로 나타내었다.

$$A = H(\mu_0 \alpha N)^{0.7} P_0^{-0.09} \quad \cdots\cdots (10)$$

여기서 H는 베어링 내경을 대표하는 수, μ_0는 통상압력에서의 점도, α는 압력에 의한 점도 변화의 지수, N은 회전속도이다.

<그림 4>는 윤활 계수 A와 유막 형성률과의 관계로서 유막 계수가 3 이상이 되면 베어링의 수명은 기존의 L-P이론에 의한 계산수명 보다 높게되는 결과를 나타내고 있다. 식 (10)과 <그림 4>에 기초한 실험 결과들은 공개되어, 간단히 제시된 식에서 구름베어링의 수명을 평가하는데 이용되고 있다.

2) ASME(American Society of Mechanical Engineers)에서의 제안(1971)

ASEM은 그 당시까지의 구름베어링의 수명에 대한 보고를 정리해서 다음과 같은 보정수명 LA에 대한 수명계산의 새로운 식을 제시하였다.

$$L_A = (DEFGH) \cdot L_{10} \quad \cdots\cdots (11)$$

여기서 L10은 L-P이론에서 구한 수명 L에 의한 것이고, D H는 보정 계수이다. D는 재료, E는 야금, F는 윤활, G는 속도, H는 취급오차에 관한 보정 계수이다.

(2) 재료의 개선

1955년부터 베어링 강의 개선의 연구가 진행되어, 강에서 미량원소(베어링강 내부의 비금속 개재물이 구름피로크랙의 기점이 됨)가 베어링의 파손에 미치는 영향을 조사하였다. 그 결과 수명에 유해한 것은 산화물임이 밝혀져서, 베어링 강의 제조에 탈산소의 처리가 이루어졌다. 이것은 베어링 강의 제조시 진공탈산소 방법이 이상적이지만, 공업적인 문제가 있어 진공탈가스법(용강을 진공에 넣어 산소를 제거)이 사용되고 있다. 이 때 베어링강의 내부에 함유되는 산소량은 30 50ppm에서 8 15ppm으로 감소시킨 베어링 강이 베어링 소재로 사용되고 있다. 진공탈가스법에 의해 제작된 베어링 강은 대기용해강으로 제작된 베어링의 수명에 비해 3배 이상의 수명증가를 나타내고 있다.

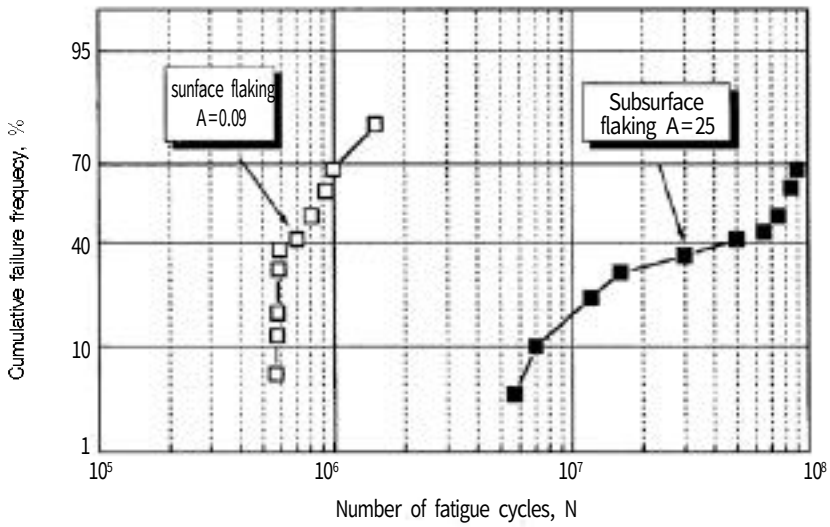
(3) 구름베어링의 피로현상의 해석

1) 최소수명

L-P 이론에서 베어링의 수명은 베어링 그룹에서 전체 수의 90%가 견디는 수명치를 대상으로 한다. 이것은 경제성을 고려한 것이지만, 베어링의 파손이 중대한 손해를 초래하는 경우에는 100%까지 전체 수명의 보증이 요구된다. 이것에서 베어링의 최소 수명을 알아야 할 필요가 있지만, 이것은 이론에서 구할 수는 없고 실험에서 구해야 한다. 이것에 대해 Tallian이 2500개의 베어링의 수명치에 대해 잔존확율 99.96%까지의 계수를 구하였다. 이 후에도 이에 대한 실험연구가 이루어졌지만, 이론에서는 99.9%의 계수를 구하는 데 약 700개의 수명실험 그룹을 요구하고, 그 이후에도 1행의 증가에 10배에 해당하는 데이터가 요구된다. 따라서 이 연구에는 비상식적인 많은 시간이 필요하다.

나) 표면기점파손

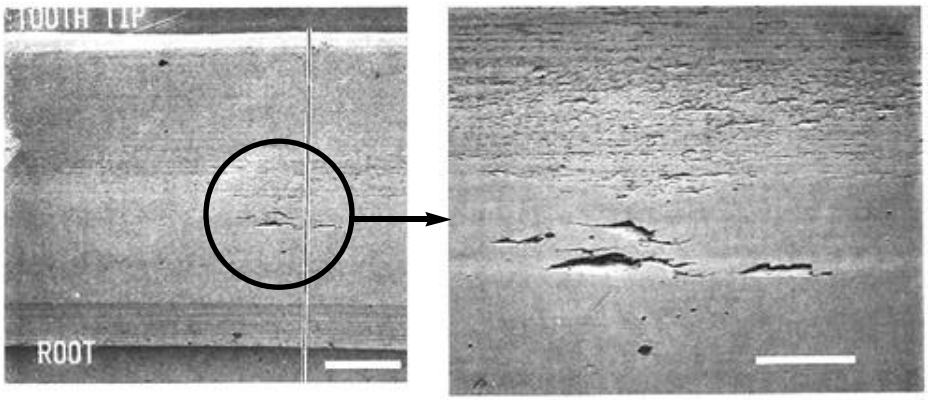
L-P는 구름 피로 그룹의 기점은 재료 내부에 있고, 응력상태의 해석에서 그것을 표시하였다.



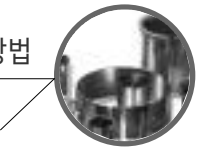
<그림 5> 내부기점과 표면기점에 의한 베어링의 수명

그러나 재료의 미소결함은 표면에도 존재하므로 응력이 작은 표면 부위에서도 피로가 발생할 가능성이 있다. 아직 EHL 유막두께가 표면거칠기에 비해 작은 것은 표면을 기점으로 한 파손이 발생한다. 古村 등은 유막두께에 대해 표면거칠기의 비를 변화시켜 구름피로시험을 하여, 표면거칠기가 큰 표면을 기점으로 한 피로그룹이 발생하고 <그림 5>에서와 같이 수명이 저하한다고 보고하였다.

<그림 6>은 표면기점 파손의 형태를 나타낸 것이다. 최근에 와서 베어링이 윤활유에 포함된 이물질(금속마모분 등)에 의해 표면의 궤도와 전동체의 접촉 부위에서 오염물에 의한 응력집중으로 파손이 발생한다는 사실이 밝혀졌다. 이것은 표면기점 파손에 의한 손상은 초기에 쉽게 알 수 없고, 이것이 어느 정도 진행된



<그림 6> SEM을 이용해 관찰한 보올 베어링 궤도에서 표면기점 파손



<표 2> 베어링의 수명계산에 사용되는 신뢰도 계수

적용정격수명 Adjusted rating life	신뢰도 Reliability %	수명계수 Life factor a_1	비 고
L10	90	1.00	
L5	95	0.62	Anon(1990)
L4	96	0.53	
L1	99	0.21	
L0.5	99.5	0.15	
L0.2	99.8	0.08	Tallian(1962)
L0.1	99.9	0.053	

후에 발견되므로 이 때는 스폴링과 구분하기가 매우 어렵기 때문이다.

(4) ANSI/AFBMA/ISO의 피로수명 평가

ANSI/AFBMA/(1990), ISO(1990)는 재료의 개선, 윤활 등을 고려하여 다음과 같이 보정된 베어링의 수명 계산식을 제시하였다.

$$L_{na} = (a_1 a_2 a_3) \cdot L_{10} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (12.a)$$

$$L_{na} = (a_1 a_2 a_3) \cdot \left(\frac{C}{P}\right)e \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (12.b)$$

여기서 L_{10}은 계산에 의한 기본정격 수명이고, a_1은 파손확률을 n% (신뢰도{100-n} %)에

서의 계수이고, a_2는 재료 계수이고 a_3는 사용조건에 관한 계수이다.

1) 신뢰도 수명 계수 a_1
<표 2>에 의해 계산한다.

2) 재료계수 a_2
좋은 품질, 적당한 경도에서 잘 가공되고, 좋은 등급의 강과 볼을 사용한 볼 베어링의 경우 추천되는 재료계수의 값 a_2는 3이다.

3) 사용조건 계수 a_3
매우 윤활이 잘되는 조건의 경우 $a_3 > 1$ 이지만 대부분의 일반적인 경우 a_3는 1이다.

5. 결 론

베어링의 수명 계산에 대한 방법을 정리하여 설명하였다. 베어링의 수명을 평가하는 주요한 인자는 초기 이론이 발달할 때부터 베어링에 작용하는 하중과 회전수임을 나타내고 있다. 최근에 개선된 수명 계산방법은 전통적인 하중과 회전수 이외에 제작 혹은 설계기술의 발달을 고려해서 신뢰도, 재료, 사용조건에 관한 계수를 포함하여 평가하는 것이다. 아직까지 국내 산업현장에서 베어링의 수명평가는 기존의 Lundberg와 Palmgren에 의해 제시된 수명평가식을 적용하고 있지만, 국내 베어링 제조업체의 기술향상과 베어링 적용부위의 윤활 개선으로 향후 수정된 베어링의 수명평가식이 적용될 것으로 판단된다.

문의 (0334)670-7208
이메일 leesh@doown.ac.kr