

슬루잉 링 베어링의 접촉응력분포에 관한 연구

김청균 · 이승렬

홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

Analysis of Contact Stress in Slewing Ring Bearings

Chung-Kyun Kim and Seung-Ryul Lee

Tribology Research Center, Hongik University

Abstract—This paper presents the contact stress distributions between the multi-contact bodies and the total reaction forces for various types of contact geometry for multi-load slewing ring bearings. The FEM results indicate that the slope of the roller type of slewing ring bearing has slightly steeper than that of the ball type. This is because the roller type wire race bearings is stiffer than the ball type bearing. The total reaction force of ball type slewing bearing shows much higher than that of wire race slewing bearings.

1. 서 론

운반기계, 건설기계, 하역장치 등에서 널리 사용되고 있는 슬루잉 링 베어링(slewing ring bearing)은 회전하는 상부 구조물과 고정지지되어 있는 하부 구조물 사이에서 하중을 담당하는 핵심 기계요소부품이다. 부분적으로 기계장치의 구조물로 사용되고는 있으나 베어링 구조물이 기계장치 구조물의 강도를 강화시켜주는 역할을 한다는 것은 아니고 베어링 구조물이 하중을 받게되면 이것을 기계장치의 하중 지지용 구조물에 전달하는 정도의 강성도를 갖는다는 의미이다.

슬루잉 링 베어링은 대표적인 대형 베어링으로 고 하중 상태에서 회전력을 지지해야하므로 베어링 자체가 외부 하중조건에 따른 다하중 조건(multi-load conditions), 즉 반경방향 하중, 축방향 하중과 굽힘 모우멘트를 동시에 받아야 하는 가혹한 조건에서 사용되고 있다. 슬루잉 링 베어링의 제 1세대는 두개의 케도륜 레이스 사이에 전동체(rolling elements)인 볼을 넣어서 하중을 담당하게 하였고, 제 2세대는 볼이나 사각 로울러를 사용하여 수직과 수평방향의 하중을 분리시켜 전동체와 케도륜이 직접 접촉한 상태에서 각각 하중을 담당하도록 하였다. 제 3세대는 전동체를 와이어 레이스(wire race) 사이에 삽입시켜 와이어 레이스와 전동체간의 마찰접촉에 의하여 하

중을 담당하도록 함으로써 전동체와 베어링 내륜과 외륜의 구조물이 간접적으로 접촉하도록 설계되어 있다. 이와 같은 와이어 레이스 타입은 베어링의 마찰손실을 크게 감소시키고, 고출력 토오크를 안정적으로 낼 수 있다.

와이어 레이스식 슬루잉 링 베어링의 구조는 정지된 하부 구조물과 체결되는 내륜(inner ring), 회전하는 상부 구조물과 체결되어 하중을 담당하는 외륜(outer ring), 하중을 담당하고 회전력을 발생시키는 볼과 로울러, 구조물의 손상을 막고 교환이 가능하도록 설계되어 하중담당장치의 역할을 하는 와이어 레이스, 균일한 하중전달을 위해 볼이나 로울러의 간격을 유지하는 리테이너, 그리이스의 누설을 방지해주는 립 시일 등으로 구성되어 있다.

또한 와이어 레이스식 슬루잉 링 베어링은 사용중에 접촉 운동면이 손상을 받을 경우 베어링내의 와이어 레이스만 교체할 수 있도록 설계되어 있으므로 유지·보수측면에서 기존의 일체형(1, 2세대) 슬루잉 링 베어링에 비하여 대단히 유리하고, 슬루잉 링 베어링의 사용조건이 가혹해지는 경향을 고려할 때 안정적인 마찰 토오크를 발생시킬 수 있는 와이어 레이스식 슬루잉 링 베어링의 필요성이 크게 증대되고 있다. 슬루잉 링 베어링의 안정성에 가장 큰 영향을 주고 있는 베어링의 구성요소는 내륜과 외륜 사이에서 하중을 담당하고 회전력을 전달하는 일체형의 전동체-

궤도 레이스와 와이어 레이스식의 전동체-와이어 레이스 마찰 접촉면이다.

그동안 구름 베어링에 관한 연구는 대단히 많이 진행하였으나[1-3] 슬루잉 베어링과 같은 대형 베어링에 대한 연구는 주로 개념적인 이해와 구조물 응력해석의 보조적인 연구[4-6]로 진행된 것이 대부분이므로 대단히 부진한편이다[7,8]. 슬루잉 링 베어링의 접촉응력 문제[9,10]는 다물체 접촉(multi-body contact)의 비선형성 때문에 이론적으로는 해석하기가 매우 복잡하므로 이에 대한 연구가 극히 부진하다.

대형 베어링의 하중전달 방식을 전동체와 레이스면의 접촉 마찰형태에 따라서 분류하면 일체형의 볼 접촉식, 와이어 레이스형의 볼 접촉식과 로울러 접촉식의 세가지가 있는데, 본 연구에서는 이들의 세가지 마찰접촉 형태 상호간의 접촉력 특성을 유한요소법으로 해석하여 비교하고자 한다. 그래서 본 연구에서는 비선형 접촉문제를 해석할 수 있는 유한요소해석 프로그램인 MARC[11]를 사용하여 슬루잉 링 베어링의 접촉응력 분포도와 마찰력 특성을 해석한다.

2. 해석적 연구

2-1. 접촉이론

베어링의 마찰 접촉형태에 따른 접촉응력과 마찰력 특성을 해석하기 위해서는 접촉역학에서 가장 기본적인 마찰접촉 형태인 점접촉과 선접촉에 대한 해석이 선행되어야 한다.

2-1-1. 점접촉

서로 다른 곡률반경을 갖는 두개의 물체가 Fig. 1과 같이 상대접촉운동을 하면서 하나의 점에서 만난다고 한다. 이 때 두개의 회전체에 외부하중 Q가 작용하지 않는다고 가정하면 점접촉(point contact)이 가능하나 외부하중이 작용하게 되면 접촉지점은 곡률반경을 갖는 타원형의 탄성접촉면으로 변하게 된다. Fig. 1에서 평면 1(plane 1)에 있는 상부물체를 I, 평면 2에 있는 하부물체를 II라 하고, 곡률 $\rho = 1/r$ 이라고 정의하면 Fig. 1과 같은 접촉모델의 접촉지점에 대한 곡률은 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$\bullet \text{ 곡률합계: } \sum \rho = \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{II1}} + \frac{1}{r_{II2}} \quad (1)$$

$$\bullet \text{ 곡물차이: } F(\rho) = \frac{(\rho_{11} - \rho_{12}) + (\rho_{II1} - \rho_{II2})}{\sum \rho} \quad (2)$$

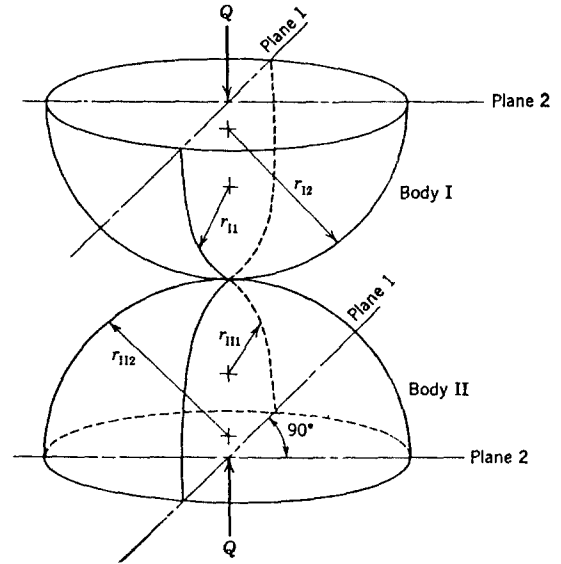


Fig. 1. Geometry of contact bodies.

여기서 r_{11} 와 ρ_{11} 은 평면 1에서 접촉물체 I의 곡률반경과 곡률을 각각 나타낸다.

식 (2)의 $F(\rho)$ 는 접촉면 형태가 타원일 경우 접촉길이 변수인 장축길이 a와 단축길이 b의 함수로 표시되고, 타원의 변수비 $\kappa = a/b$ 라고 하면 곡물차이는 다음의 식으로 주어진다.

$$F(\rho) = \frac{(\kappa^2 + 1)E - 2F}{(\kappa^2 - 1)E} \quad (3)$$

여기서 F와 E는 상대적인 타원 접촉면에서의 적분값을 각각 나타낸다. 즉,

$$F = \int_0^{\pi/2} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2 \theta \right]^{-1/2} d\theta$$

$$E = \int_0^{\pi/2} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin^2 \theta \right]^{1/2} d\theta$$

타원 변수비 κ 의 값을 가정하면 이에 상응하는 $F(\rho)$ 의 값을 계산하면 된다. Fig. 1과 같은 두개의 물체가 탄성접촉에 의하여 타원형의 접촉이 일어날 경우 장축길이 a와 단축길이 b와 상대 접근량 δ 는 다음의 식으로 주어진다.

$$a = \left(\frac{2\kappa^2 E}{\pi} \right)^{1/3} \left[\frac{3Q}{2\sum \rho} \left(\frac{1 - \zeta_{II}^2}{E_I} + \frac{1 - \zeta_{II}^2}{E_{II}} \right) \right]^{1/3} \quad (4)$$

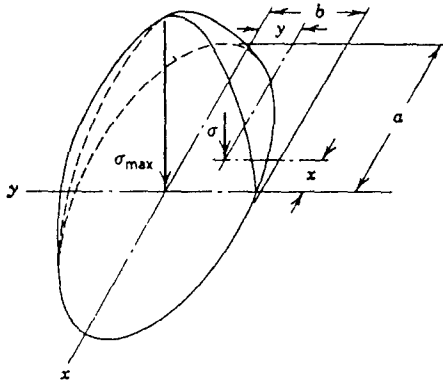


Fig. 2. Ellipsoidal surface compressive stress distribution of point contact.

$$b = \left(\frac{2E}{\pi\kappa} \right)^{1/3} \left[\frac{3Q}{2\Sigma\rho} \left(\frac{1-\zeta_I^2}{E_I} + \frac{1-\zeta_{II}^2}{E_{II}} \right) \right]^{1/3} \quad (5)$$

$$\delta = \frac{2F}{\pi} \left(\frac{\pi}{2\kappa^2 E} \right)^{1/3}$$

$$\left\{ \frac{3Q}{2\Sigma\rho} \left[\frac{1-\zeta_I^2}{E_I} + \frac{1-\zeta_{II}^2}{E_{II}} \right] \right\}^{2/3} \cdot \frac{\Sigma\rho}{2} \quad (6)$$

Fig. 2와 같은 타원형의 접촉면적에 대한 최대압축응력은 접촉면의 기하학적 중심에서 일어나며, 그 크기는 $\sigma_{max} = 3Q/2\pi ab$ 으로 표현된다. 그러나 접촉영역 내 임의의 다른 지점에서 발생하는 응력은 다음과 같은 일반식으로 표현된다.

$$\sigma = \frac{3Q}{2\pi ab} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

2-1-2. 선접촉

로울러에 의한 이상적인 선접촉(line contact)이 존재하기 위해서는 물체 I의 접촉면 길이가 II의 접촉면 길이와 같아야 한다. 그러면 κ 는 무한대가 되고, 접촉영역에서의 응력분포는 Fig. 3에서와 같이 된다. 최대접촉응력 σ_{max} , 소재내의 접촉응력 σ , 접촉폭의 크기 b 는 다음의 식으로 각각 표현된다. 즉,

$$\sigma_{max} = \frac{2Q}{\pi lb} \quad (8)$$

$$\sigma = \frac{2Q}{\pi lb} \left[1 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (9)$$

$$b = \left\{ \frac{4Q}{\pi l \Sigma\rho} \left[\frac{1-\zeta_I^2}{E_I} + \frac{1-\zeta_{II}^2}{E_{II}} \right] \right\}^{1/2} \quad (10)$$

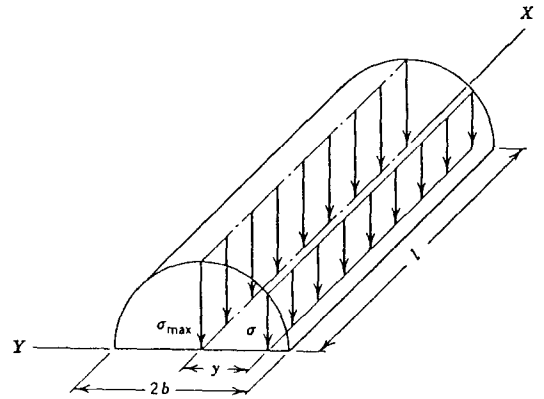


Fig. 3. Semicylindrical surface compressive stress distribution of ideal line contact.

여기서 l 은 선접촉에서 접촉길이를 나타낸다.

2-2. 유한요소해석

2-2-1. 기본이론

본 연구에서는 슬루잉 링 베어링의 설계측면에서 현재 널리 사용되고 있는 일체형의 볼 타입 슬루잉 링 베어링과 와이어 레이스식 볼 타입과 로울러 타입의 슬루잉 링 베어링을 해석모델로 설정하였다. 이들은 서로 다른 마찰 접촉방식을 채택하고 있으므로 이들 상호간의 성능비교를 통하여 유용한 설계 데이터를 유한요소기법으로 얻고자 한다. 일반적으로 유한요소법에서 선형정적문제를 해석하기 위한 힘·변위 관계식은 다음의 식으로 간략하게 주어진다.

$$Ku = f \quad (11)$$

여기서 K 는 계의 강성행렬, u 는 절점 변위, f 는 힘 벡터를 각각 나타낸다.

비선형 문제에서 계의 방정식은 반드시 단계적 증분량(increments)이 주어지고 해석되어야 하므로 지배방정식에서 증분량의 형태로 표현되어야 한다. 즉

$$Kdu = df \quad (12)$$

여기서 du 와 df 는 각각 변위와 힘벡터의 증분량을 각각 나타낸다.

해석대상이 되는 구조(structure)가 이미 알려진 힘과 변위의 경계조건을 갖는다고 가정할 때, 매 증분마다 지배방정식 (11)은 다음과 같은 행렬식으로 표현될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} \quad (13)$$

여기서 u_1 은 미지의 변위벡터, f_1 은 알려진 힘벡터, u_2 는 알려진 변위벡터, f_2 는 반력을 각각 나타낸다.

지배방정식 (13)을 변위벡터 u 에 대하여 해석하면 각각의 요소에 대한 변형률은 요소절점 변위의 향으로 표현된 변형률-변위-응력의 관계식으로부터 구해질 수 있다. 즉,

$$\epsilon_{el} = \beta u_{el} \quad (14)$$

또한 요소내 응력은 응력-변형률 관계로부터

$$\sigma_{el} = L \epsilon_{el} \quad (15)$$

로 구해진다. 여기서 σ_{el} 과 ϵ_{el} 은 요소의 응력과 변형률, u_{el} 은 요소절점과 관련된 변위벡터, β 와 L 은 변형률-변위와 응력-변형률 관계를 각각 나타낸다.

계의 강성행렬(system stiffness matrix) K 는 요소 강성행렬 K_i^{el} 에 의하여

$$K = \sum_{i=1}^N K_i^{el} \quad (16)$$

와 같이 표현되는데, 여기서 N 은 계의 요소갯수를 나타낸다. 요소 강성행렬은

$$K^{el} = \int_{Vol} \beta^t L \beta dv^{el} \quad (17)$$

과 같이 표현되고, 여기서 v^{el} 은 요소의 체적을 나타낸다.

또한, 질량행렬은

$$M^{el} = \int_{Vol} N^t \rho N dv \quad (18)$$

로 표현된다. 방정식 (18)은 프로그램내에서 수치적으로 적분되고, 가우스 적분점(gauss integration points)의 선택에 따라서 그 값이 달라진다.

식 (11)의 절점 힘벡터(nodal force vector) f 는 여러가지 종류의 하중 형태를 포함하고 있다. 즉,

$$f = f_{point} + f_{surface} + f_{body} + f^* \quad (19)$$

여기서 f_{point} 는 점하중 벡터, $f_{surface}$ 는 표면력 벡터, f_{body} 는 체적력 벡터, f^* 는 그밖의 다른 종류의 모든 하중벡터를 각각 나타낸다.

본 연구에서는 이와같은 비선형 문제의 해를 구하기 위하여 뉴턴-라프슨(Full Newton-Raphson)법을 사용하였다. 이 방법은 2차 수렴성을 갖고 있는데, 이것은

반복할 때 마다 다음번 반복에서의 오차가 2차적으로 감소한다는 것을 의미한다. 뉴턴-라프슨법은 계산시간이 많이드는 반면에 대부분의 비선형 해석에 대하여 매우 정확한 해를 제공하고, 수렴성이 우수하다는 장점을 가지고 있다.

뉴턴-라프슨법은 평형조건을 만족하여야 하는 기본요구조건을 가지고 있는데, 다음과 같은 연립방정식으로 표현된다.

$$I(u) = f \quad (20)$$

$$K(u)du = f - I(u) \quad (21)$$

여기서 u 는 절점 변위벡터, f 는 외부절점 하중벡터, I 는 내부응력으로부터 발생하는 내부절점 하중벡터, K 는 접선강성행렬을 각각 나타낸다. 내부절점 하중벡터는 내부응력으로부터 다음과 같이 구해질 수 있다. 즉,

$$I = \int_V \beta^t \sigma dv \quad (22)$$

이 방정식에서 I 와 K 는 u 의 함수이고, 많은 경우 f 도 또한 u 의 함수로 주어진다. 여기에 뉴턴-리프슨법을 적용하고, 마지막으로 구해진 근사해를 $\delta u^{(i)}$ 라고 하면, 식 (21)과 (22)는 다음과 같이 정리된다.

$$K(u^{(i)})\delta u = f - \dot{I}(u^{(i)}) \quad (23)$$

이 방정식은 δu 에 관해서 해석되고, 다음 반복의 적합해는

$$u^{(i+1)} = u^{(i)} + \delta u \quad (24)$$

으로 주어지고, 이와같은 절차를 거쳐서 방정식은 하나의 반복과정을 완성하게 되며, 계속하여 이와같은 절차가 반복하게 된다. 뉴턴-라프슨법은 매 반복마다 강성행렬 $K(u)$ 의 재계산과 재분해를 요구한다. 하중이 증분항으로 주어진다면 프로그램은 매 증분에 대하여 강성행렬을 반복하여 계산한다.

본 해석에서 사용된 수렴성에 관한 기준은 기본적으로 최대 잔류하중과 최대 반발력비를 그 기준으로 삼고 있다. 이 방법은 평형을 벗어나는 잔류요소를 최소화한다는 점에서 매우 적합한 방법이다.

2-2-2. 하중조건

슬루잉 링 베어링의 마찰접촉면에서 접촉응력과 마찰특성의 유한요소해석에 필요한 기초 설계자료로 제시하기 위한 하중조건은 현재 널리 사용되고 있는 전설 중장비인 굴삭기를 기준으로 하였다.

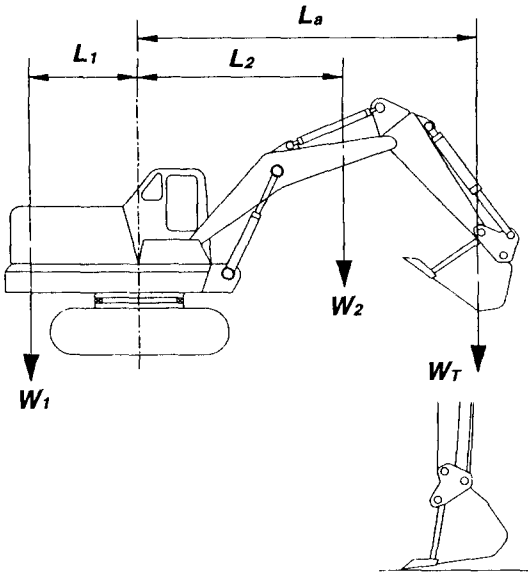


Fig. 4. Load distribution of the excavator.

Fig. 4는 슬루잉 링 베어링에 작용하는 하중조건을 계산하기 위하여 굴삭기에 작용하는 최대 모우멘트 하중, 축방향의 최대하중, 반경방향의 최대하중의 복합하중이 굴삭기에 작용하는 형태를 보여주고 있다.

Fig. 4와 같은 굴삭기용 슬루잉 링 베어링에 유한요소해석을 적용하기 위하여 계산된 복합하중 조건은 다음과 같이 요약될 수 있다.

- 최대 모우멘트
 $M = W_T \times L_a - W_1 \times L_1 + W_2 \times L_2 = 59378.04 \text{ kg} \cdot \text{m}$
- 최대 축방향 하중
 $F_a = W_T + W_1 + W_2 = 22027.71 \text{ kg}$
- 최대 반경방향 하중
 $F_r = \frac{2 \times T}{d_m} \times 100 = 13206.7 \text{ kg}$
- 회전 토크
 $T = 9,264.5 \text{ kg}$

여기서 W는 하중, d_m 은 슬루잉 베어링의 평균반경을 각각 나타낸다. 계산된 하중은 슬루잉 링 베어링의 접촉응력 해석을 위한 하중조건으로 사용되었다.

2-2-3. 유한요소해석 데이터 및 유한요소망

슬루잉 링 베어링에서 전동체와 레이스간의 상대 접촉면이 하중을 받게 되면 접촉표면은 변형을 하게 되고, 변형의 정도는 가해진 하중의 크기, 접촉조건, 레이스면의 강성도 등에 의존하게 된다. 특히 구름 베어링, 기어, 캠, 시일 등은 원주외부간에 접촉하므로

Table 1. Material properties for slewing ring bearings

	Inner and outer races	Wire race	Ball and roller
E	$2.058 \times 10^{12} \text{ dyne/cm}^2$	$2.06 \times 10^{12} \text{ dyne/cm}^2$	$2.07 \times 10^{12} \text{ dyne/cm}^2$
v	0.3	0.3	0.3
σ_y	$3.43 \times 10^9 \text{ dyne/cm}^2$	$1.078 \times 10^{10} \text{ dyne/cm}^2$	$1.0 \times 10^{10} \text{ dyne/cm}^2$
ρ	6.8 g/cm^3	8 g/cm^3	7.8 g/cm^3

*All materials are defined as deformable bodies in FE analysis

Table 2. Simulation data for the finite element analysis of slewing ring bearings

Contact mode	Ball-race	Ball-wire race	Roller-wire race
No. of element	896	1036	928
No. of node	1000	1177	1077
No. of contact body	3(Inner Race-Outer Race-Ball)	7(Inner Race-Outer Race-Ball-4 Races)	7(Inner Race-Outer Race-2 Rollers-3 Races)
Materials	<ul style="list-style-type: none"> • Ball-bearing steel • Race-spring steel 	<ul style="list-style-type: none"> • Ball-bearing steel • Race-spring steel 	<ul style="list-style-type: none"> • Roller-bearing steel • Race-spring steel
Analysis type	Plain strain	Plain strain	Plain strain
Element type	5-node isoparametric quadrilateral plane strain with extra pressure node & Hermann formulation	5-node isoparametric quadrilateral plane strain with extra pressure node & Hermann formulation	5-node isoparametric quadrilateral plane strain with extra pressure node & Hermann formulation

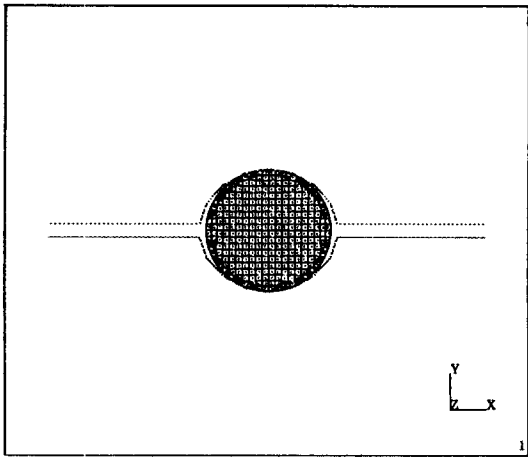


Fig. 5. Mesh generation for solid slewing ring bearings.

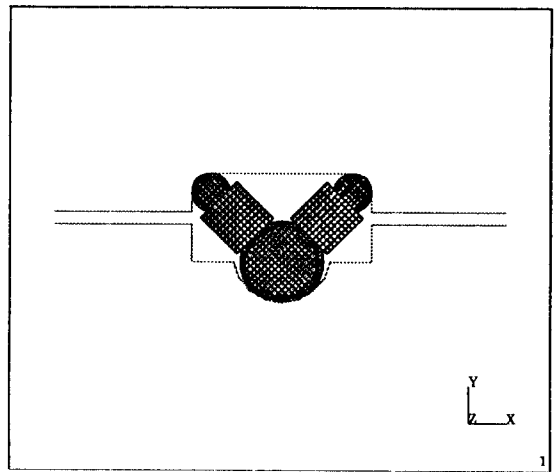


Fig. 7. Mesh generation for two rollers-triple wire race type of slewing ring bearings.

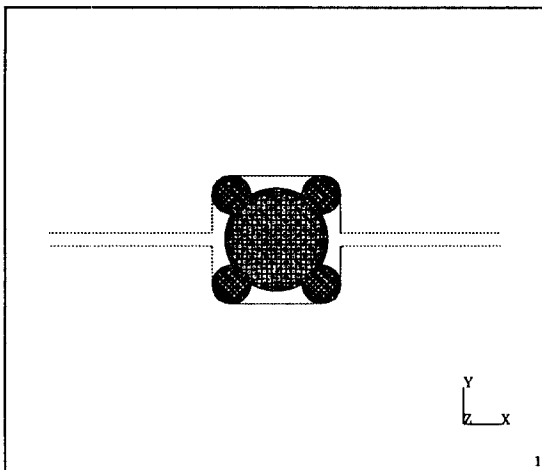


Fig. 6. Mesh generation for a ball-four wire race type of slewing ring bearings.

인하여 하중을 담당해야될 접촉면적이 작게 되어 접촉응력이 극부적으로 대단히 크게 된다. 이러한 측면에서 볼 때 접촉응력분포와 각 구조물 상호간의 응력분포 관계를 해석하는 것은 매우 중요한 문제이다.

본 연구에서 사용된 접촉응력해석 모델은 현재 굴삭기 등에서 널리 사용되고 있는 일체형의 볼타입 슬루잉 링 베어링과 특수목적으로 개발된 와이어 레이스형의 슬루잉 링 베어링이다. 이와 같은 다물체 접촉의 해석에서 한 물체가 받는 하중은 이와 접촉하는 다른 물체에 모두 전달되고, 이러한 과정은 접

촉물체 수 만큼 반복된다고 가정한다. 다물체 접촉 문제에 대한 유한요소해석에서 작용하중은 접촉조건을 달리하는 매 전달단계마다 수렴성을 체크하면서 작용하중을 증가시켜야 발산하지 않는다. Table 1은 세가지 베어링에 대한 레이스의 접촉형태에 대한 유한요소해석을 위한 물성치이고, Table 2는 슬루잉 링 베어링의 여러가지 접촉마찰 형태에 관하여 유한요소해석을 수행하기 위한 기본적인 해석 데이터이다.

본 연구에서는 내륜과 외륜사이에서 하중을 담당하는 접촉부를 해석모델 구간으로 설정하여 일체형에서는 볼-레이스간의 접촉, 와이어 레이스식에서는 1개 볼-4개의 레이스 또는 2개 로울러-3개 레이스간의 접촉상태에 대한 마찰력 특성을 해석하였다. 즉, 각기의 경우에 대하여 접촉응력을 해석하고, 접촉응력의 접선방향 성분에 마찰계수를 곱하여 마찰력을 계산하였다. 접촉응력 해석에서 사용한 경계조건을 사용하여 각 하중 증분마다의 접촉응력으로부터 마찰력을 구하고, 이들을 그래프화하여 복합하중 증가에 따른 마찰력 특성의 안정성을 고찰할 수 있었다.

Figs. 5~7은 슬루잉 링 베어링에서 대표적인 세가지의 마찰접촉 형태에 따라서 분류한 유한요소망을 보여주고 있다. Fig.5는 대형 베어링에서 가장 많이 사용되는 일체형의 볼 베어링이고, Fig.6은 볼타입 와이어 레이스식 베어링으로 접촉물체가 7개이며, Fig.7은 로울러 타입의 와이어 레이스식 베어링으로 접촉물체가 7개인 다물체 접촉모델을 각각 나타낸다.

3. 해석결과 및 고찰

3-1. 접촉응력

Figs. 8과 9는 일체형의 슬루잉 링 베어링에 작용하는 하중을 여러단계에 걸쳐서 증가시켰을 때 볼에 걸리는 접촉응력 분포를 보여주고 있다. 이 때 레이스면에서는 건조마찰상태에서 수직력과 수평력을 받는 경우에 대한 유한요소해석 결과로 von Mises 접촉응력의 단위는 dyne/cm^2 이다.

3-1-1. 외륜-볼 접촉면의 응력분포

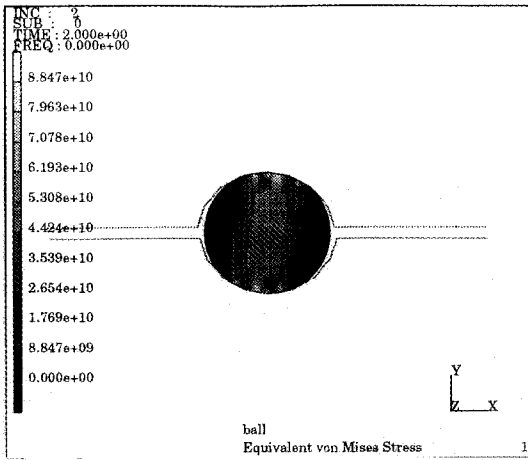
Fig. 5와 같은 일체형의 볼타입 슬루잉 링 베어링 모델에서 외륜과 볼사이의 접촉문제를 해석하기 위하여 외륜을 강체라 한다. 건조마찰 접촉이 외륜과 볼사이에서 존재한다고 가정하면 외륜이 받는 하중은 그대로 볼에게 전달하게 된다.

Fig. 8(a)에서 마찰면의 접촉초기에 박막이나 미세한 간극에 의하여 부분적으로 급속간의 접촉이 일어난다고 할지라도 외륜에 하중이 가해짐에 따라서 간극은 없어지게 되고, 외륜이 담당하던 하중은 모두 볼에 전달되기 시작한다. Fig. 8(b)에서는 하중이 수직방향 뿐만 아니라 수평방향에서도 동시에 전달됨에 따라서 점차 대각선 방향으로 응력분포가 이동하고 있으며 볼과 레이스 사이의 형상이 점차적으로 변화하기 시작한다. Fig. 8(c)에서는 내·외륜과 볼의 접촉지점에서 응력이 증가하며 점차로 응력분포는 볼의 중심을 향하여 이동한다. 볼의 중심부위와 볼의 접촉부위의 응력이 계속 증가하고 있으며 볼의 접촉형상은 타원형으로 변화한다.

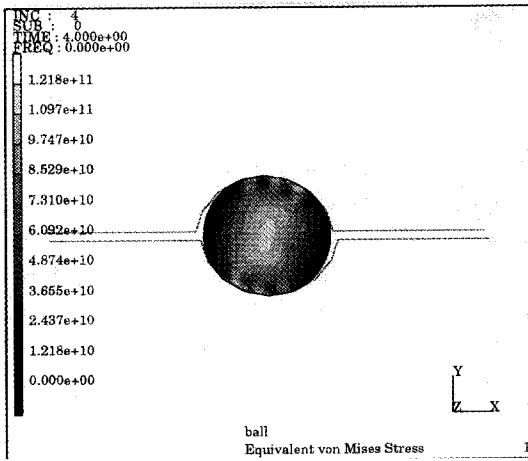
이들의 해석결과에 따르면 수직하중만이 작용하는 경우는 볼에 작용하는 von Mises 등가응력(equivalent von Mises stress)이 좌우 대칭적으로 나타났으나 수평방향의 하중, 즉 마찰 접촉력이 증가함에 따라서 볼이 받는 응력은 오른쪽으로 대칭되게 크게 발생하였다. 최대 von Mises 등가응력은 볼과 외륜의 접촉점으로 부터 볼내부로 이동하고 있으며, 동시에 볼의 타원형으로 변형되면서 상부륜의 오른쪽 부분과 하부륜의 왼쪽 부분에 접촉면적이 크게 증가하고 있음을 알 수 있다.

3-1-2. 내륜-볼사이의 응력분포

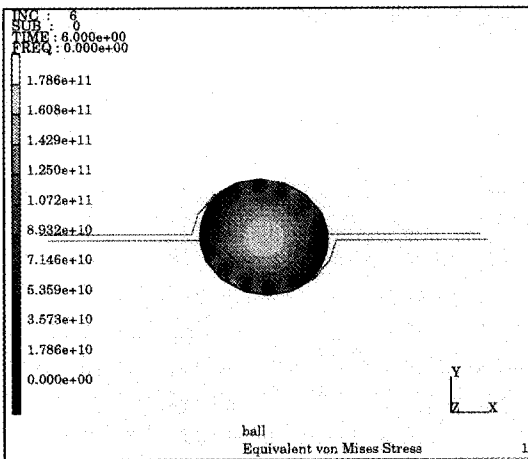
Fig. 9(a)에서는 하중이 가해지지 않은 상태에서 내륜과 볼사이의 접촉형태를 보여주고, Figs. 9(b)~9(d)는 볼이 외부로부터 받았던 수평방향과 수직방향의 복합하중을 내륜에 전달함으로써 대각선 방향으로 발생하는 응력분포를 보여주고 있다. 이와 같은 모델을 해석하기 위하여 볼을 강체라하고, 건조마찰



(a) Increments 2



(b) Increments 4



(c) Increments 6

Fig. 8. Equivalent von Mises stress distribution for a ball-outer raceway contact model.

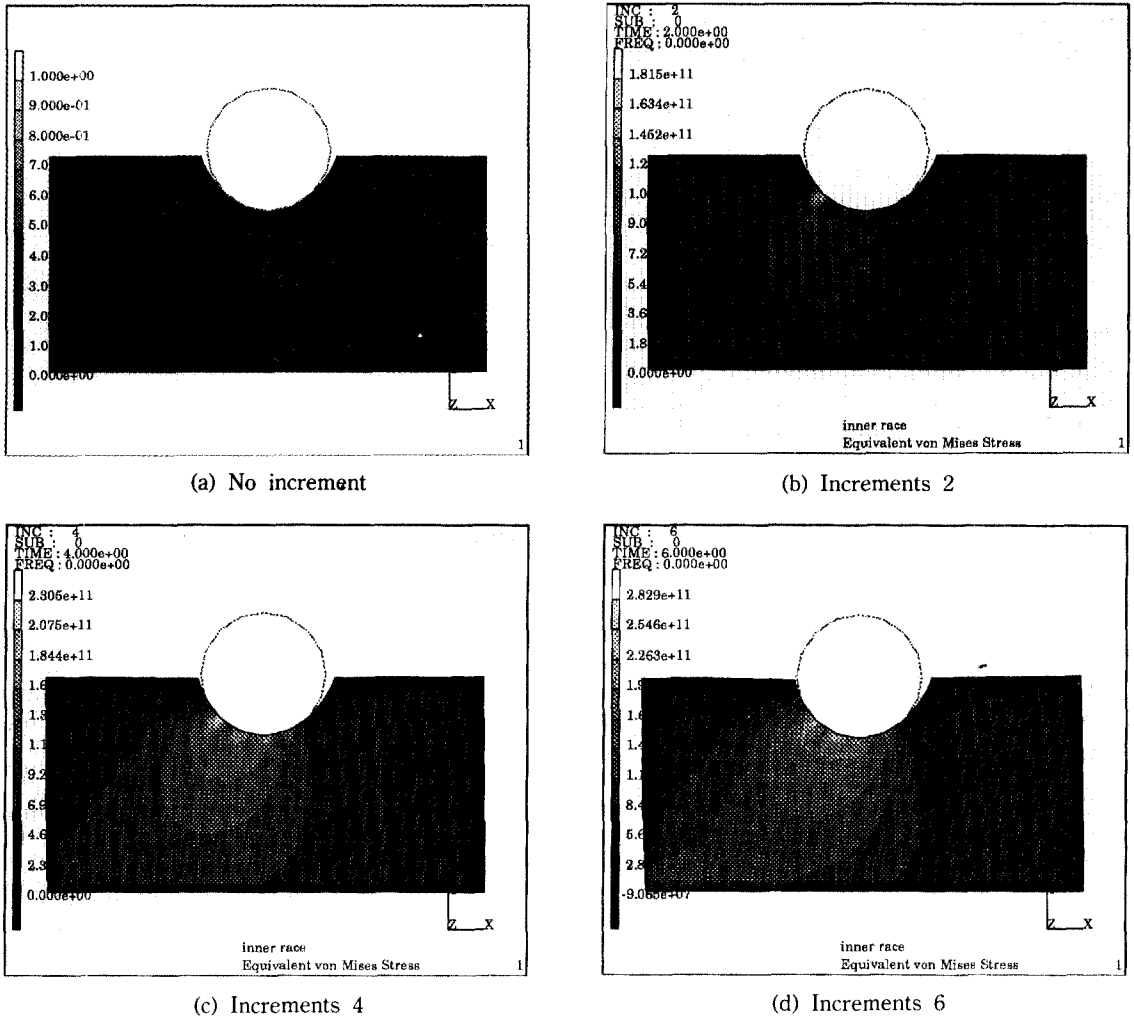


Fig. 9. Equivalent von Mises stress distribution for a ball-outer raceway contact model.

접촉이 내륜과 볼사이에서만 일어난다고 가정하면 볼이 받는 하중은 그대로 내륜에 전달하게 된다. 볼과 접촉하는 내륜에서 최대 von Mises 등가응력이 발생되고, 내륜의 내부로 전달되는 하중의 영향을 알 수가 있다.

Fig. 9의 해석결과에 따르면 수평방향의 마찰력이 증가하게 되면 볼로부터 전달되는 하중이 소재의 끝까지 영향을 주고 있는데, 이것은 대형 베어링의 상하 구조물을 체결하기 위한 볼트구멍 설계시 고려해야될 중요한 설계 데이터가 된다. 외륜과 볼사이의 접촉 문제와 유사하게 수평방향 하중, 즉 마찰력의 증가는 접촉점에서의 변형을 크게 증가시키고 있다.

3-2. 마찰특성 해석

Figs. 10~12는 일체형 볼타입, 와이어 레이스형 볼타입과 로울러 타입의 다물체 접촉문제(multi-body contact problems)를 해석한 von Mises 등가응력에 관한 결과이다. 비선형 유한요소해석 결과들로부터 각 변위의 변화에 대한 마찰력의 분포를 구할 수 있다.

이들의 마찰력 분포는 Fig. 13에서 보여주고 있으며, 일체형의 볼타입 슬루잉 링 베어링에 복합하중이 증가하게 되면 반력비, 즉 마찰력의 기울기가 상대적으로 높게 나타나므로 와이어 레이스 타입의 슬루잉 링 베어링보다는 마찰력 특성면에서 보다 불안정하다. 이것은 와이어 레이스식 슬루잉 링 베어링이 마찰

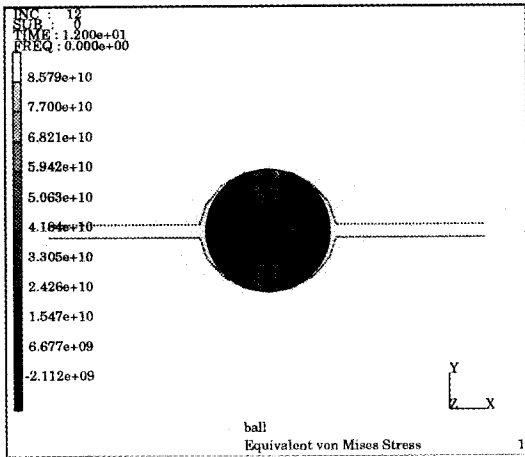


Fig. 10. Equivalent von Mises stress distribution of the multi-body contact mode in ball type slewing ring bearings.

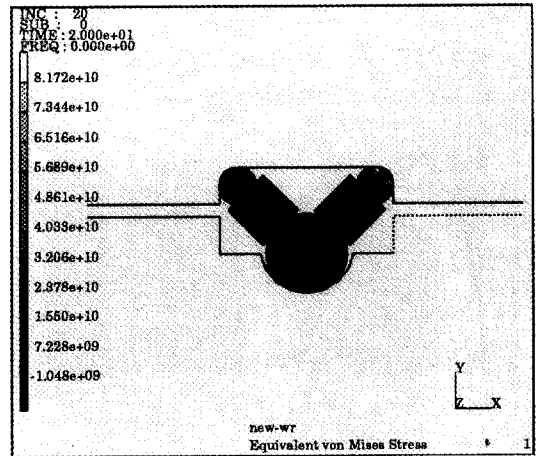


Fig. 12. Equivalent von Mises stress distribution of the multi-body contact mode in roller type wire race slewing ring bearings.

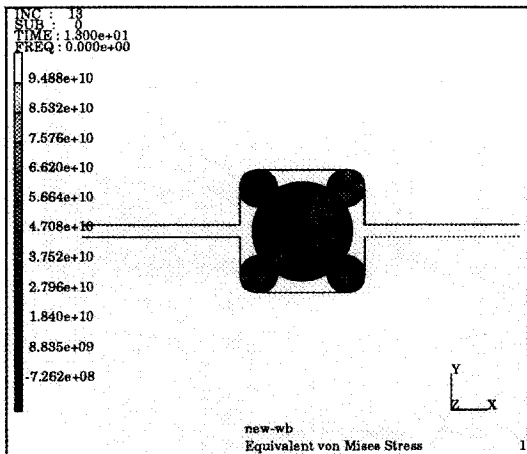


Fig. 11. Equivalent von Mises stress distribution of the multi-body contact mode in ball type wire race slewing ring bearings.

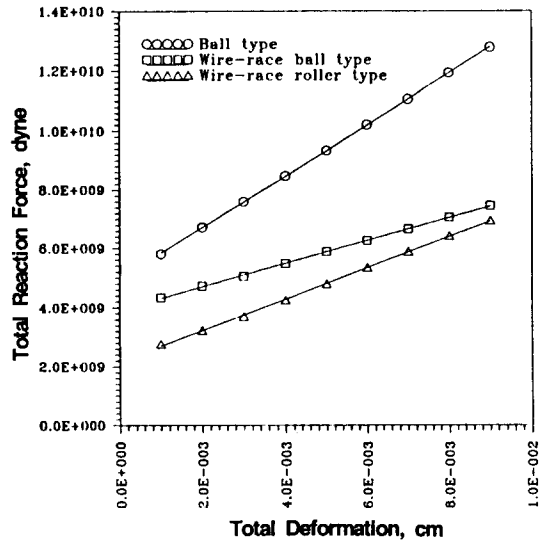


Fig. 13. Total reaction forces as a function of the deformation in the multi-contact models.

토오크를 균일하게 유지할 수 있다는 측면에서 보다 안정적이라는 것을 의미한다.

또한 와이어 레이스 베어링에서 로울러 타입의 접촉형태가 불타입보다 마찰력은 작으나 기울기가 약간 가파르는데, 이것은 로울러 베어링의 접촉면적이 불타입에 비하여 강성도가 크기 때문이다. 이 결과는 Pallini와 Rumberger[12]이 일체형의 슬루잉 링 베어링에서 불타입과 로울러 타입에 대하여 피로수명을 해석한 결과와 대단히 유사하다.

4. 결 론

일체형 슬루잉 링 볼 베어링과 와이어 레이스형 볼 또는 로울러 타입의 슬루잉 링 베어링에 대한 마찰 특성을 비선형 유한요소 프로그램인 MARC를 사용하여 상호간의 마찰형상에 대한 접촉응력과 마찰력 특성을 비교·해석하였다.

접촉면의 변형에 따른 일체형의 볼 베어링은 마찰력과 기울기면에서 와이어 레이스식 베어링에 비하여 크고, 같은 와이어 레이스식 베어링에서는 마찰력의 경우 볼 타입이 로울러 타입에 비하여 약간 크게 나타났다. 이들의 계산결과를 종합하면 와이어 레이스식 베어링이 일체형 베어링에 비하여 마찰특성이 우수하고, 특히 와이어 레이스 베어링중에서 로울러 타입은 마찰 토오크면에서 균일하기 때문에 베어링을 사용한 제어기능 설계에서 특히 우수한 결과를 제공할 수 있다.

유한요소 해석결과는 기존의 실험결과와 잘 일치하고 있어서 슬루잉 링 베어링의 최적설계에 유한요소해석의 유용함을 확인하였다. 또한 상부 구조물과 하부 구조물을 연결하기 위한 체결볼트의 구멍은 하중조건에 따라서 구조적 불안정성을 야기할 수 있음도 확인하였다.

참 고 문 헌

1. V. Bhargava, G.T. Hahn and C.A. Rubin, "An Elastic-Plastic Finite Element Model of Rolling Contact. Part I: Single Contacts, Part II: Repeated Contacts," *J. of Applied Mechanics*, Vol. 52, pp.66-82, 1983.
2. E.V. Zaretsky, F.T. Schuller and H.H. Coe, "Lubrication and Performance of High-Speed Rolling-Element Bearings," *Lubrication Engineering*, Vol. 41, No. 12, pp.725-732, 1985.
3. Y. Jiang and H. Sehitoglu, "An Analytical Approach to Elastic-Plastic Stress Analysis of Rolling Contact," *J. of Tribology*, Vol. 116, pp.577-587, 1994.
4. B.A. Pritts and L.L. Myers, "New Guidelines for Evaluating Large-Diameter Bearings," *Machine Design*, Vol. 48, No. 24, pp.129-135, 1976.
5. H. Takahashi and T. Omory, "Measurement of the Rolling Element Load Distribution in Turntable Bearings," *SAE 850762*, 1985.
6. A. Marciniac and B. Torstenfelt, "Load Distribution in Flexibly Supported Three-Row Roller Slew Bearings," *Trans. of the STLE*, Vol. 37, No. 4, pp.757-762, 1994.
7. J. Auinger and G. Rudloff, "Large-Size Radial and Thrust Bearings Support Ladle Turrets in Continuous Casting Plants," *Ball and Roller Bearing Engineering*, pp.25-26, 1981.
8. I. Jones, "Solid vs Inserted Raceways for Big Bearings," *Machine Design*, pp.121-123, 1984.
9. B.J. Hamrock and D. Dowson, "Ball Bearing Lubrication and Elasto-Hydrodynamics of Elliptical Contacts," *John Wiley & Sons*, 1981.
10. K.L. Johnson, "Contact Mechanics," *Cambridge University Press*, 1985.
11. MARC Analysis Research Corporation, Ver. K5.0, 1993.
12. R.A. Pallini and J.H. Rumbarger, "Failure Analysis and Redesign of Large-Diameter Stacker/Reclaimer Slew Bearings," *Lubrication Engineering*, Vol. 35, No. 12, pp.692-697, 1979.