

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2016.40.5.489>

ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

볼 베어링의 강성과 스퍼기어 계의 모드 특성

박 찬 일^{*†}

* 강릉원주대학교 정밀기계공학전공

Mode Characteristics of Spur Gears and Ball-Bearing Stiffness

Chan IL Park^{*†}

* Dept. of Precision Mechanical Engineering, Gangneung-Wonju Nat'l Univ.

(Received January 15, 2016 ; Revised February 26, 2016 ; Accepted March 21, 2016)

Key Words: Spur Gear(스퍼기어), Ball Bearing(볼 베어링), Radial Clearance(반경방향틈새), Mode Shape(모드형상)

초록: 기어 맞물림 동적 힘은 축과 베어링을 통해 하우징에 전달되어 소음으로 발생하므로, 베어링 강성은 하우징의 최종 전달자로서 기어 소음을 제어하는데 중요한 역할을 한다. 이 논문은 스퍼기어를 위한 볼 베어링의 강성을 유도하고, 베어링 하중과 반경 방향 틈새를 고려하여 강성을 계산하였다. 그 강성을 이용하여 3 자유도 모델의 스퍼기어계의 운동방정식에 적용하여 모드 특성을 해석하였고, 유한요소법으로 검증하였다. 그 결과 베어링 하중이 클 때보다 작을 때는 틈새에 따라 베어링 강성의 변화가 많았다. 베어링 강성은 저주파 고유 진동수에 영향을 주었고 기어 맞물림 주파수는 고주파 고유진동수에 영향을 주었다.

Abstract: This study focuses on a detailed ball-bearing model for spur gears. The nonlinear ball-bearing stiffness with radial clearance is derived and calculated. The bearing stiffness is used to the 3-degree-of-freedom (DOF) spur gear system model. The mode characteristics of the gear system model are analyzed and verified by performing finite-element analysis (FEA). From the results, the bearing stiffness on the radial clearance was more sensitive under low-load conditions compared to high-load conditions. The bearing stiffness significantly affected the gear dynamics in the low-frequency region, while the mesh stiffness affected the high natural frequency.

- 기호설명 -

b_b : 베어링 반경방향 틈새
 c_g : 기어 감쇠
 c_y : 축과 베어링의 조합 감쇠
 d_b : 볼지름
 d_i : 내륜지름
 d_o : 외륜지름
 d_m : 베어링 피치 지름
 e : 정적 전달오차
 E : 탄성계수

EI : 굽힘정수
 F_b : 베어링에 작용하는 외력
 H : 하중을 받는 베어링 구름요소수
 k_b : 베어링강성
 k_i : 내륜 접촉강성
 k_o : 외륜 접촉강성
 k_n : 내륜-전동체-외륜 접촉 유효 강성
 k_g : 기어 치강성
 k_y : 축과 베어링의 조합 강성
 n : 베어링 하중변위관계 지수
 l : 축길이
 T : 토크
 y : 축 및 베어링의 변위

† Corresponding Author, pci@gwnu.ac.kr

- δ_r : 베어링 반경방향 변위
- δ_m : 베어링 최대 변형
- ϵ : 하중분포계수
- ψ_j : 접촉하고 있는 구름요소 j의 각위치
- ψ_l : 하중을 받는 베어링의 각 범위

아래 첨자

- 1 : 구동기어
- 2 : 피동기어

1. 서 론

기어 상자 소음은 기어의 맞물림 소음으로부터 시작된다. 이 기어 소음은 축과 베어링을 통해 기어상자 하우징으로 전달되어 공기로 전달된다. 따라서 베어링이 이 전달 소음을 줄일 수 있으므로, 모든 종류의 기어를 포함하는 기어상자에서 사용되는 구름베어링은 기어에서 오는 진동을 하우징에 전달하고 기어상자의 구조기인 소음을 제어하는 중요한 요소이다. 초기 베어링 비선형 강성을 위한 식은 Harris,⁽¹⁾ Gargiulo⁽²⁾ 등에 의해 주어졌다. 이것은 정밀한 구름 베어링 설계자들에게 의해 보통 사용되는 반경방향 혹은 축방향 평균 하중-변위 식으로부터 유도된다. 이러한 식은 하중 분포에 대한 반경 방향 틈새와 평균 하중 벡터의 효과를 무시하였다. White⁽³⁾는 반경방향 비선형 베어링 강성을 선형화하여 계산하고 축으로부터 하우징까지의 진동 전달 특성을 조사하기 위해 2 자유도계의 운동 방정식을 사용하였다. 그는 예압의 증가는 반경방향 강성과 시스템 고유진동수를 증가시키고 베어링 비선형의 효과는 예압이 클 때 무시할 수 있다고 결론지었다. 베어링 강성을 더 일반화하여 Lim과 Singh⁽⁴⁻⁶⁾는 3방향 회전과 3방향 병진 운동을 포함하는 차원 6의 베어링 강성 행렬을 제안하였다. 이 제안된 베어링 강성을 사용하여 축-베어링-플레이트-마운트 시스템을 위한 진동 전달 해석을 하였다. 그들이 사용한 롤러 베어링 식은 구름요소가 회전함에 따라 베어링 강성이 변화하므로 Liew와 Lim⁽⁷⁾은 시변(time variant) 형태의 행렬로 구름베어링의 강성을 수정하여 제안하였다. Kraus 등⁽⁸⁾은 매우 유연한 마운트를 가진 로터-베어링-지지 시스템의 일자유도계로 모델링하여 측정 장치를 설계하고, 운전 상태에서 모드 시험으로 반경방

향 베어링 강성과 감쇠를 추출하였다. 그들은 반경방향과 축방향 강성은 선형이고 회전속도의 효과는 높은 예압이 가해 졌을 때, 무시할 수 있음을 보고하였다. Fleming⁽⁹⁾은 적당한 베어링을 선정하여 전달오차를 10 dB 줄일 수 있다고 보고하였다. 최근에 Guo 등⁽¹⁰⁾은 유한요소/접촉 모델을 사용하여 유한차분법으로 교차연성을 포함한 구름 베어링 강성행렬을 계산하였다.

기존 연구는 강체 베어링 내외륜으로 가정하여 볼의 수와 지름, 하중만으로 베어링 강성을 계산하거나,⁽²⁾ 정확한 비선형 강성식을 사용하지 않거나,⁽³⁾ 유효강성상수 계산식을 제시하지 않아 각각의 베어링강성을 계산하기 어렵다.⁽⁴⁾ 또한 유한요소법으로 교차 연성베어링 강성까지 계산하나⁽¹⁰⁾ 여러 경우의 반경방향 틈새를 고려하여 반경방향 강성만을 필요로 하는 경우에 모델링과 강성계산에 너무 많은 시간이 필요하여 이 논문에서 적용하기에는 적합하지 않다. 그러므로 이 연구에서는 3자유도계 스피어 기어계의 모드를 해석하기 위해 반경방향 틈새와 연결된 적합한 단열 깊은 홈 볼 베어링의 강성을 구한다. 이를 위해 기존의 연구자들의 비선형 강성식을 개선하여 베어링강성 특성을 해석하며, 베어링을 고려한 스피어기어계의 3자유도 모델을 사용하여 기어계의 모드 특성을 해석한다.

2. 볼 베어링의 강성해석

볼베어링의 강성해석을 위해 구름베어링의 전동체와 내외륜 접촉에 의한 비선형 하중 변위 관계식은 다음으로 주어진다.

$$F_b = k_n \delta^n. \quad (1)$$

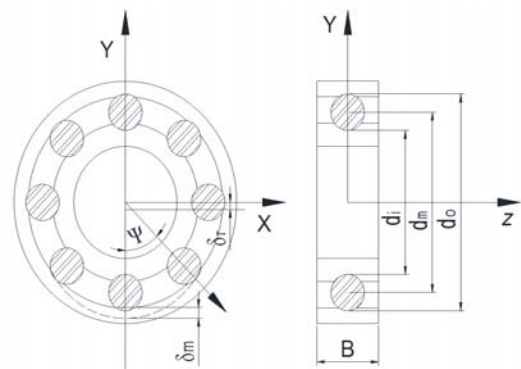


Fig. 1 Modeling of a ball bearing

여기서 볼베어링의 경우 $n=3/2$ 이고, k_n 은 내륜-전동체-외륜 접촉을 위한 유효 강성이며, 전동체와 내륜과 외륜과의 변위의 합에 의해 다음 식으로 주어진다.^(1,3)

$$k_n = \left[\frac{1}{(1/k_i)^{1/n} + (1/k_o)^{1/n}} \right]^n. \quad (2)$$

반경방향 하중을 받고 있는 강체 지지된 볼 베어링의 Fig. 1의 각도 ψ 에 위치한 볼에서의 변형은 반경방향 변위 δ_r 과 반경방향 틈새 b_b 가 있을 때 다음 식으로 주어진다.⁽¹⁾

$$\delta = \delta_r \cos \psi - b_b. \quad (3)$$

여기서 베어링의 반경방향틈새는 내륜, 외륜, 전동체의 관계에 의해 다음 식으로 계산된다.⁽¹⁾

$$b_b = (d_o - d_i - 2d_b)/2. \quad (4)$$

이 식은 볼베어링, 앵글러 볼베어링, 원통롤러 베어링에 적용된다. 일반적으로 테이퍼 롤러 베어링은 틈새 없이 선접촉이 무부하에서 이루어지도록 한다.

식 (3)은 임의의 구름요소의 반경방향 변형은 최대 변형 δ_m 과 하중분포계수 ϵ 를 사용하여 다음 식으로 변형된다.^(1,3)

$$\delta = \delta_m \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \psi) \right]. \quad (5)$$

$$\epsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{b_b}{\delta_r} \right). \quad (6)$$

하중을 받는 부분의 각 범위는 다음 식으로 결정된다.^(1,3)

$$\psi_l = \cos^{-1} \left(\frac{b_b}{\delta_r} \right). \quad (7)$$

이 하중을 받는 범위 안에 있는 전동체들을 힘의 합은 베어링 외력과 같게 되어 다음식으로 주어진다.

$$F_b = \sum_{j=1}^H F_{b_j} \cos \psi_j. \quad (8)$$

전동체의 하중분포는 틈새가 없을 때는 Fig. 1에서 -90° 에서 90° 까지 하중이 받고 있다고 가정할 수 있고, 틈새가 있으면 접촉하는 전동체의

수가 줄어들어 하중분포 구역이 줄어들고, 예압이 있으면 접촉하는 전동체의 수가 늘어나서 하중분포 구역이 틈새가 없을 때보다 확장된다.

이러한 틈새를 가진 구름 베어링에 대해, 정적 하중 조건에서 반경방향 변위 δ_r 에 대한 반경방향 하중 $F_b(\delta_r)$ 은 다음과 같이 정의된다.

$$F_b(\delta_r) = k_n \sum_{j=1}^H (\delta_r \cos \psi_j - b_b)^n \cos \psi_j. \quad (9)$$

내륜과 볼, 외륜과 볼의 접촉변형은 구면 접촉으로 가정하여 다음 Hertz 식으로 나타낼 수 있다.⁽¹¹⁾

$$\delta_i = 1.55 \left(\frac{F^2}{E^2} \frac{d_i + d_b}{d_i d_b} \right)^{1/3}, \quad (10a)$$

$$\delta_o = 1.55 \left(\frac{F^2}{E^2} \frac{d_o - d_b}{d_o d_b} \right)^{1/3}. \quad (10b)$$

그러면 내륜과 외륜의 강성은 식 (1)을 이용하여 다음 식으로 유도되고, 식 (2)로 k_n 이 구해진다.

$$k_i = \frac{E}{1.55^{3/2}} \left(\frac{d_i d_b}{d_i + d_b} \right)^{1/2}, \quad (11a)$$

$$k_o = \frac{E}{1.55^{3/2}} \left(\frac{d_o d_b}{d_o - d_b} \right)^{1/2}. \quad (11b)$$

베어링의 강성은 식 (9)를 미분하여 다음 식으로 주어진다.

$$k_b = \frac{dF_b}{d\delta_r} = nk_n \sum_{j=1}^H (\delta_r \cos \psi_j - b_b)^{n-1} \cos^2 \psi_j. \quad (12)$$

베어링의 강성 계산은 Newton-Raphson 등의 수치해석 기법이 사용되며, 그 절차는 초기 반경방향 변위 δ_r 을 가정하여 하중을 받는 전동체 수가 결정되고, 베어링에 작용하는 외력 F_b 와 수렴여부를 통하여 최종 변위 δ_r 를 구한다. 이 최종 변위에 의해 베어링의 강성이 계산된다.

3. 스퍼기어의 강성해석

스퍼기어의 치의 강성은 맞물리는 한주기 동안에 이론적으로 접촉하는 점에 대하여 각각 계산되고 치형에 수직인 방향에서 계산된다. 이 계산에서 전달된 전체 하중의 크기와 방향이 일정하고 치변형의 모든 변수는 치의 탄성효과만으로

제한하며 치면사이의 윤활막의 효과는 무시한다. 맞물리는 한쌍의 전체 강성은 3가지 요소 (1)굽힘과 전단에 의한 외팔보 변형 (2)지지되는 부분의 유연성으로 인한 치의 강체 회전 (3)접촉으로 인한 변형에 의해 얻어진다고 가정하여, 하중변형 관계식에 의해 스퍼기어의 맞물림 강성이 계산된다.⁽¹²⁾

4. 기어계의 운동방정식

스퍼 기어는 강체실린더에 치의 강성과 감쇠가 작용면에서 기초원에 연결되고, 각 기어는 축과 베어링의 조합강성과 감쇠로 지지되어 있다고 Fig. 2와 같이 모델링한다. 이 모델을 사용하여 입력 토크 T_1 , 부하 토크 T_2 , 베어링 반경방향 예압을 고려한 운동 방정식을 유도한다. 이 그림에서 F_{b1} , F_{b2} 는 구름베어링에 가해진 반경방향의 예압이고 C_{y1} , C_{y2} , k_{y1} , k_{y2} 는 축을 포함한 베어링의 감쇠와 강성이다.

기어에 작용하는 변위는 축 및 베어링 부분의 변위 y_1, y_2 와 한 쌍의 기어 변위 x , 전달오차 e 를 포함하여 다음 식으로 주어진다.

$$\delta = y_1 - y_2 + x - e, \quad x = r_{b1}\theta_1 + r_{b2}\theta_2. \quad (13)$$

기어의 맞물림 강성과 감쇠가 각각 k_g, c_g 이면, 기어에 작용하는 하중은 다음 식으로 된다.

$$F_g(t) = k_g\delta + c_g\dot{\delta}. \quad (14)$$

이 하중으로 표현된 운동 방정식은 다음과 같이 된다.

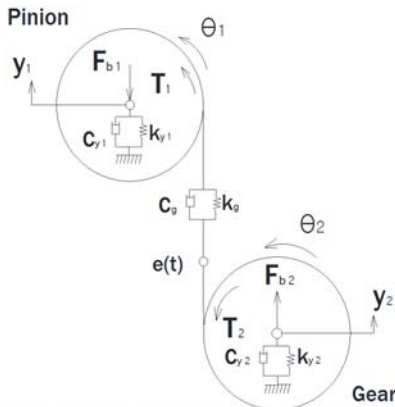


Fig. 2 Gear system modeling

$$J_1\ddot{\theta} = T_1 - F_g(t)r_{b1}. \quad (15)$$

$$J_2\ddot{\theta} = T_2 - F_g(t)r_{b2}. \quad (16)$$

$$m_1\ddot{y}_1 + F_g(t) + k_{y1}y_1 + c_{y1}\dot{y}_1 = -F_{b1}. \quad (17)$$

$$m_2\ddot{y}_2 - F_g(t) + k_{y2}y_2 + c_{y2}\dot{y}_2 = F_{b2}. \quad (18)$$

식 (15), (16)의 기어에 대한 두 개의 운동 방정식은 다음과 같이 하나의 운동 방정식으로 된다. 이 식은 기어계를 1자유도계로 모델링하였을 때의 운동 방정식이다.

$$m_e\ddot{x} + F_g(t) = m_e(r_{b1}T_1/J_1 + r_{b2}T_2/J_2), \quad (19)$$

여기서 $m_e = \frac{J_1J_2}{J_1r_{b2}^2 + J_2r_{b1}^2}$.

$T_2 = r_{b2}T_1/r_{b1}$ 이라면 운동 방정식은 다음 식으로 된다.

$$m_e\ddot{x} + F_g(t) = T_1/r_{b1}. \quad (20)$$

운동방정식 (17), (18), (20)을 행렬 형태로 바꾸면 다음 식으로 된다.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{x} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{y1} + c_g & -c_g & c_g \\ -c_g & c_{y2} + c_g & -c_g \\ c_g & -c_g & c_g \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{x} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{y1} + k_g & -k_g & k_g \\ -k_g & k_{y2} + k_g & -k_g \\ k_g & -k_g & k_g \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ x \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_{b1} + k_g e \\ F_{b2} - k_g e \\ T_1/r_{b1} + k_g e \end{Bmatrix}. \quad (21)$$

여기서 기어가 축의 중앙에 위치하고 있다면, 축과 베어링의 조합 강성 k_y 는 다음 식으로 주어진다.

$$k_y = \frac{48EI k_{b1} k_{b2}}{12EI(k_{b1} + k_{b2}) + l^3 k_{b1} k_{b2}}. \quad (22)$$

5. 해석 결과 및 토의

이 연구에서 스퍼 기어와 축은 Table 1의 데이터에 사용하고 베어링은 단일 깊은 홈 볼 베어링 SKF 6302를 사용한다.

5.1 볼 베어링의 강성 해석 결과

유도한 베어링강성 식을 적용하기 위해 SKF 6302 (전체 볼수=7, $d_b=7.938$ mm, $d_i=20.1$ mm,

Table 1 Spur gear-shaft data

	driving gear	driven gear
Number of teeth	30	26
Face width(mm)	13	13
Pitch diameter(mm)	60	52
Base diameter(mm)	56.38	48.86
Coef. of add. mod.	0.57	0.55
Module	2.0	
Whole depth(mm)	4.46	
Pressure angle(deg)	20°	
Center distance(mm)	58	
Shaft length(mm)	169	
Shaft diameter(mm)	29	

Table 2 Bearing stiffness by torque and clearance

Torque (N·m)	b_b (μm)	$\delta_r \times 10^{-5}$ (m)	ψ_l (deg)	$k_b \times 10^7$ (N/m)
20	-5	1.0563	±118.3°	3.3069
20	0	1.6549	±90°	3.2152
20	5	2.2665	±77.3°	3.2088
20	10	2.8713	±69.6°	3.1888
20	20	4.0587	±60.5	3.0990
200	-5	7.0658	±94.1°	6.9264
200	0	7.6814	±90°	6.9270
200	5	8.2955	±86.5°	6.9264
200	10	8.9083	±83.6°	6.9244
200	20	10.130	±78.6°	6.9167

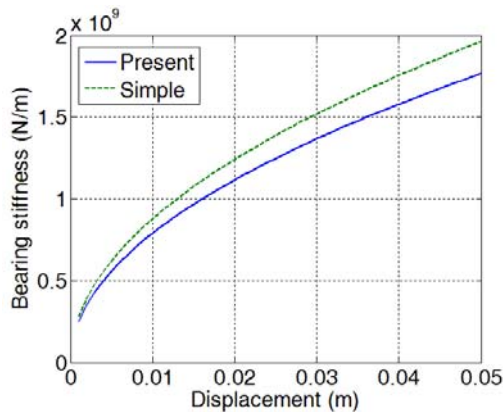


Fig. 3 Bearing stiffness

$d_o=36.9$ mm, $d_m=28.7$ mm, 기본 동 정격하중=11.9 kN, 기본 정 정격하중=5.4 kN)의 치수를 사용한다. 외륜과 내륜 및 볼 전동체는 강 재질이며, 탄성계수 $E=206$ GPa와 푸아송비 0.29로 가정한다. 이 데이터를 사용하여 내륜-전동체-외륜 접촉을 위한 유효 강성 k_n 을 구하면 $3.2648 \times 10^9 N/m^{3/2}$ 이 된다. 반경방향 틈새가 없다고 가정하면, 하중을 받는 위치는 -90° 부터 90° 까지 이다. 전동 요소의 각 위치는 $360/7 = 51.4^\circ$ 간격이므로 $H=3$ 개의 전동요소가 접촉한다고 하여 강성을 계산한다. 이 계산의 결과를 Gargiulo⁽²⁾의 기존 단순 반경방향 베어링 강성식과 비교하여 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3에서 반경방향 변위 50 mm까지 베어링 강성을 비교하면 계산된 베어링강성은 기존의 단순 베어링 강성이 다소 크나, 기존의 강성과 같은 경향을 나타낸다. Gargiulo식은 베어링의 반경험적 강성 계산이므로 일반적 베어링 강성 경향을 나타낸다. 이 식은 내외륜을 강체로 가정

하여 볼의 수와 지름, 하중만을 고려하여 베어링 강성을 계산하므로 강성이 크게 나온다. 본 연구에서 제시된 강성은 기존 강성식의 전체 경향과 일치하고, 볼의 수, 지름 외에 피치원 지름, 내외륜 곡률지름 등 많은 베어링 정보를 포함하며 베어링 내외륜 Hertz 강성을 고려하여 강성이 작아졌으므로 유도된 식은 타당하다고 사료된다.

입력토크 20 N·m일 때 기초원 반경으로 나눈 기어의 수직하중이 결정되고, 기어가 축의 중앙에 있으므로 베어링의 하중 $F_b = 354.7259$ N이 구해진다. 초기변위를 가정하여 Matlab으로 베어링의 하중과 수렴에 의해 최종 변위 $\delta_r = 1.6549 \times 10^{-5}$ 가 구해지고, 회전에 따른 하중을 받는 볼의 개수는 일정하다고 가정하여, 베어링의 강성식 (12)에 의해 3.2152×10^7 N/m으로 계산된다. 이 베어링 강성으로 축과 베어링의 조합강성은 3.3771×10^7 N/m이 된다.

입력토크 20 N·m와 200 N·m에서 반경방향 틈새가 $-5, 0, 5, 10, 20$ μm일 때 반경방향 변위, 하중 받는 각범위 및 베어링 강성을 계산하여 Table 2에 표기하였다. 입력 토크 20 N·m일 때 반경방향 틈새가 증가할수록 하중받는 각 범위가 줄어들고 강성도 감소하였고, 20 μm일 때는 0일 때 보다 -3.6% 강성이 감소하였다. 그러나 -5 μm의 음의 틈새가 있을 때는 하중받는 각요소가 크게 증가하여 베어링 강성이 증가하였다. 입력 토크가 200 N·m으로 증가할 때는 반경방향 틈새가 5에서 20 μm로 증가하여도 20 N·m일 때 보다 하중받는 각 범위와 베어링 강성도 크게 감

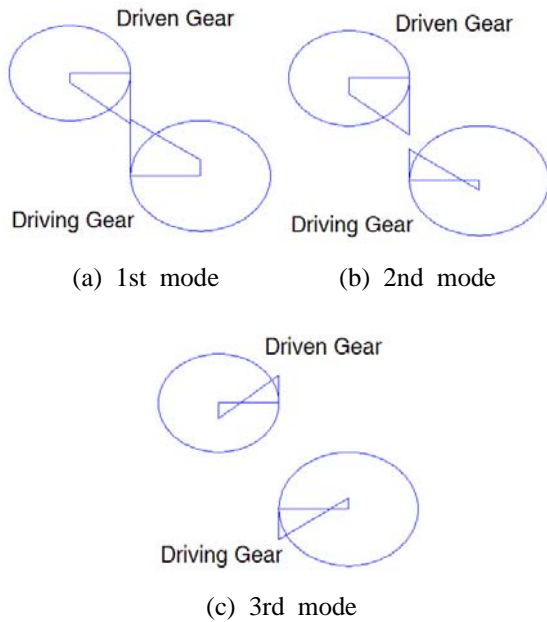


Fig. 4 Mode shapes by analytical model

소하지 않았고, 20 μm 일 때는 0일 때 보다 -0.15% 강성만이 감소하였다. 음의 틈새 $-5\mu\text{m}$ 이 있을 때도 20 $\text{N}\cdot\text{m}$ 에 비해 강성의 증가가 크지 않았다.

5.2 스퍼 기어계의 모드 해석

앞서 구한 베어링강성과 기어계 운동 방정식으로 모드 해석을 한다. 식 (14)의 스퍼 기어의 맞물림 강성 k_g 는 3장의 3가지 기어 변형 요소에 의해 in-house 프로그램으로 계산하고,⁽¹²⁾ 입력토크 20 $\text{N}\cdot\text{m}$ 에서 맞물림이 진행됨에 따라 강성의 변화를 평균하여 평균 강성 $8.4 \times 10^8 \text{ N/m}$ 을 사용한다.

베어링 틈새가 0일 때의 베어링 강성으로 3 자유도 모델링을 사용하여 해석하면, 고유진동수는 1,598 Hz, 2,016 Hz, 24,430 Hz가 된다. 이 고유진동수에 해당하는 모드 형상을 Fig. 4에 표시하였다. 첫 번째와 두 번째 모드는 비틀림 in-phase 모드이고 세 번째 모드는 out-of-phase 모드이다. 첫 번째 모드와 세 번째 모드는 서로 반대 방향 y 변위를 갖고, 두 번째 모드는 같은 방향의 y 변위를 갖는다. 이 결과를 검증하기 위해 Nastran 상용코드로 유한요소해석을 하였다. 기어는 솔리드 요소로 기어 맞물림 강성과 축과 베어링의 조합강성은 각각 5개의 스프링 요소로 Fig. 5와 같이 모델링하였다. 기어의 재질은 강으로 탄성계

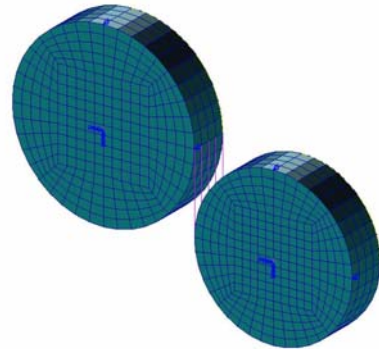


Fig. 5 Finite element modeling

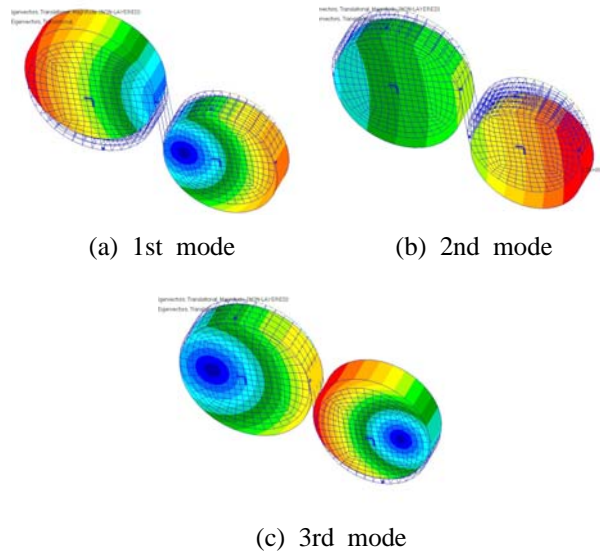


Fig. 6 Mode shapes by FEA

수를 100배 증가 시켜 기어를 강체와 같이 거동하게 하면, 고유진동수는 1,600.2 Hz, 2,019.8 Hz, 24,246 Hz이며 모드 형상은 Fig. 6에 도시하였다. 이 유한요소해석결과는 해석적 모델링에 의한 고유진동수 해석과 0.14%, 0.19%, 0.76%로 차이가 나므로 해석적인 모델링의 정확성이 검증된다.

입력토크를 200 $\text{N}\cdot\text{m}$ 로 증가시킬 때 변화를 보기 위하여 기어 강성을 in-house 프로그램으로 계산하면 $9.94 \times 10^8 \text{ N/m}$ 이 되고, 베어링 강성 $6.927 \times 10^7 \text{ N/m}$ 을 적용하면, 기어계의 고유진동수는 1,885 Hz, 2,378 Hz, 26,581 Hz이 된다. 이는 20 $\text{N}\cdot\text{m}$ 일 때 보다 고유진동수가 증가하였고 모드 형상은 비슷하여 베어링 강성의 증가는 첫 번째와 두 번째 고유진동수에 영향을 주고 기어 맞물림 강성의 증가는 세 번째 고유진동수에 영향을 주었다. 입력토크가 20 $\text{N}\cdot\text{m}$ 에서 200 $\text{N}\cdot\text{m}$ 까지

변화할 때, SKF 6302 베어링 강성이 미치는 고유진동수 주파수 범위는 1,598-2,378 Hz의 저주파수이며, 기어 강성은 24,430-26,581 Hz의 고주파수 고유진동수 범위를 가졌다.

6. 결론

이 연구에서는 스퍼기어에 사용되는 볼베어링의 특성과 스퍼기어, 축, 베어링을 3자유도계로 모델링하여 스퍼기어계의 모드 특성을 해석하였다. 이를 위하여 먼저 베어링의 반경방향 틈새를 고려하여 베어링강성 특성을 해석하였다. 베어링 하중이 작을 때는 반경방향 틈새가 커짐에 따라 하중분포 영역이 급격히 적어지고, 베어링강성이 줄어들었다. 그러나 하중이 클 때는 반경방향 틈새가 커지더라도 하중분포 영역과 강성의 감소가 크지 않았다. 베어링 강성과 스퍼기어의 맞물림 강성을 이용하여 스퍼기어계의 모드해석을 한 결과 첫 번째와 두 번째 고유진동수는 베어링과 축의 조합강성과 연관되고, 세 번째 모드는 기어의 맞물림 강성과 연관되어 있었다.

후 기

이 논문은 2014년도 강릉원주대학교의 학술연구조성비 지원을 받아 수행된 연구사업임.

참고문헌 (References)

- (1) Harris, T. A., 2001, *Rolling Bearing Analysis*, 4th ed., John Wiley & Sons, New York, pp. 49~50, pp. 234~239.
- (2) Gargiulo, E. P. JR., 1980, "A Simple Way to Estimate Bearing Stiffness," *Machine Design*, July, pp. 107~110.
- (3) White, M. F., 1979, "Rolling Element Bearing Vibration Transfer Characteristics: Effect of Stiffness," *Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, Sept. Vol. 46, pp. 677~684.
- (4) Lim, T. C. and Singh, R., 1990, "Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings, Part I: Bearing Stiffness Formulation," *Journal of sound and vibration*, Vol. 139, No. 2, pp. 179~199.
- (5) Lim, T. C. and Singh, R., 1990, "Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings. Part II: System Studies," *Journal of Sound and Vibration* Vol. 139, No. 2, pp. 201~225.
- (6) Lim, T. C. and Singh, R., 1991, "Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings. Part III: Geared Rotor System Studies," *Journal of Sound and Vibration* Vol. 151, No. 1, pp. 31~54.
- (7) Liew, H. V. and Lim, T. C., 2005, "Analysis of Time-varying Rolling Element Bearing Characteristics," *Journal of sound and vibration*, Vol. 283, pp. 1163~1179.
- (8) Krauss, J. et al., 1987, "In Situ Determination of Rolling Bearing Stiffness and Damping by Modal Analysis," *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 109, pp. 235~240.
- (9) Fleming, D. P., 2002, "Effect of Bearing Dynamic Stiffness on Gear Vibration," NASA/TM-2002-211356.
- (10) Guo, Y. and Parker, R. G., 2012, "Stiffness Matrix Calculation of Rolling Element Bearings Using a Finite Element / Contact Mechanics Model," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 51, pp. 32~45.
- (11) Young, W. C., 1989, *Roark's Formulas for Stress & Strain*, 6th ed. McGraw-Hill, New York, p. 650.
- (12) Park, C. I., 1992, "A Study on the Load Transmission and Vibration Characteristics of Gear Systems," Seoul National University, Ph.D Dissertation.
- (13) Park, C. I., 2015, "Dynamic Force Analysis of Spur Gears with Consideration of Bearings," *Proc. of the Fall Conference of Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, pp. 755~757.