

시 변화 물림 강성도와 베어링 유연도를 고려한 기어-로터의 위험 속도 시뮬레이션

A Simulation for the Critical Speeds of a Geared Rotor System with
Time Varying Mesh Stiffnesses and Bearing Flexibilities.

최명진*, 박성환**

Myung-Jin Choi, Sung-Hwan Park

Abstract

A finite element model of a geared rotor system with flexible bearings were used to simulate the critical speeds and to investigate the effects of bearing coefficients on the dynamic behaviors of the system. The finite element model includes the effects of tooth mesh stiffness, gyroscopic moment, rotary inertia, shear, and torque of the shaft. The gear mesh was modelled as a pair of rigid disks connected by a spring of time varying stiffness. The time varying mesh stiffness results in the abrupt change of the critical speeds of spur geared systems. As the bearing stiffness increases, critical speeds increase rapidly in case of stiff shafts, compared with flexible shafts.

* 경희대학교 기계 산업 시스템 공학부 교수

** 경희대학교 대학원 기계공학과 박사과정

1. 서론

기어는 주로 두 회전축 사이의 동력을 전달하는 기계 요소로서 다른 어떤 전동 장치보다도 확실한 동력을 전달할 수 있고, 속도 조절이 쉬우며, 크기를 자유롭게 변화시킬 수 있다는 장점 때문에 자동차 및 많은 산업 기계의 전동 장치나 변속 장치로써 사용되어 왔다. 최근 기계의 운전 속도가 고속화됨에 따라, 관성 하중, 축의 유연도 및 베어링 계수 등의 영향을 무시할 수 없게 되었으며, 이러한 문제들과 함께, 시 변화 물림 강성도를 고려한, 기어 전동 장치의 정확한 운동 방정식을 구성하여, 이로부터, 회전 기계의 설계에서 가장 중요한 인자인, 위험 속도를 정확하게 산출할 수 있는 방법을 개발할 필요가 있게 되었다.

지금까지의 연구 동향을 보면, Remmers[1]는 감쇠 진동 모델에서 스퍼어 기어의 전동 오차를 Fourier 급수로 표현하였으며, Kasuba와 Evans[2]는 기어 물림 강성도를 접촉 위치, 전달 하중, 치형 오차 등의 함수로 계산하였으며, Kumar와 Sankar 등[3]은 동적 치 하중을 결정하고 시스템의 안정성을 연구하기 위하여 스퍼어 기어 시스템의 비틀림 모델을 사용하였다. Mitchell과 David[4]는 기어-로터 시스템에서 비 선형 동적 연성 항이 선형 항만큼 크다는 사실을 밝히고, 동적 연성 항의 효과를 연구하여, 치 통과(Tooth passing)와 관계된 모든 진동수에서 예상된 응답에 중요한 변화를 일으킨다는 결론을 내렸다[5]. Iida[6]등은 치의 미끄럼 방향과 동력 전달 방향에서의 횡 진동을 고찰하였고, 자이로 모멘트 효과를 무시했을 때 횡 진동과 비틀림 진동이 연성화 됨을 보였다. Kawai[8]등은 상 계수 물림 강성도를 고려한 반면 치형 오차와 백래시를 무시한 불균형 질량에 의한 기어-로터 시스템의 진동 문제를 전달 행렬법을 사용하여 해석하였다. Nariya와 Sankar[9]는 기어-로터 시스템의 동적 해석에 유용한 식을 소개하였고, Kahraman등[10]은 기어의 비틀림과 횡 진동 사이의 연성을 고려한 유한 요소를 사용하여, 임계 속도와 진동 응답을 계산하였다. 이상의 연구에서 살펴보면 주로 전달 행렬법을 사용하였으며, 시 변

화 강성도와 베어링 계수의 영향은 고려하지 않았다. Choi[11]는 유한 요소법을 사용하여, 스퍼어 기어와 헬리컬 기어의 시 변화 강성도와 전동 오차를 분석하여, 실제의 치형 강성도는 기어 쌍의 물림위치에 따라 변하며, 탄성 해석 결과에 의하여 큰 차이를 보인다는 것을 고찰하였고, Park[12]은 치형 강성도의 변화로 인해, 변 계수 미분 방정식으로 유도된 기어 시스템에 대하여 전달 행렬법과 조화 균형법을 이용하여 시스템 응답을 구하였다.

최근, 최 연선 등[13]은 기어 치형의 물림의 불연속성으로 인해 발생하는 화인 진동에 관하여 변 계수 모델을 선정하여, 진동 응답이 물림 주파수의 정수 배 주파수 성분으로 발생함을 고찰하였고, 박찬일과 이장무[14]는 유한 요소법을 사용하여 변형을 계산하여, 헬리컬 기어의 강성을 구하고, 치형 오차를 고려하여, 헬리컬 기어의 원주 방향 진동 응답을 해석하였다. 이외에도, 최근 회전 기계 동역학 분야에서, 주로, 전달 행렬법과 유한 요소법을 사용하여 회전체의 위험 속도에 관한 연구가 다수 발표되었으나[15, 16, 17], 시 변화 물림 강성도의 특성을 갖는 기어-로터의 위험 속도를 분석한 논문은 찾아 보기 힘들다.

본 연구에서는 자이로 모멘트, 회전관성, 전단력 및 축의 토오크 효과를 포함하는 유한 요소를 사용하고, 기어 치형의 물림 효과를 고려하여 기어-로터 시스템 방정식을 결합하였고, 시 변화 물림 강성도와 베어링 강성도를 고려한 시물레이션을 통하여 위험속도, 즉 시스템의 고유 진동수를 고찰하였다. 본 연구에서 관심을 갖고 해석하는 곳은 치형 접촉부로서, 이 부분의 역학적 모델을 어떻게 설정하느냐에 따라 지배 방정식의 형태가 달라질 수 있다.

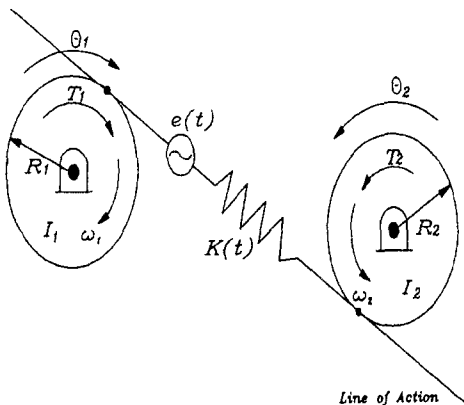
2. 시 변화 물림 강성도

인벌류우트 기어의 기하학적 물림 관계는 기초 원을 폴리노미알로 하는 벨트 장치와 동일하다. Fig. 2-1은 기어의 동적 물림을 표시하는 것으로 기초 원에 접한 작용선을 따라서 강성도를 나타내는 스프링에 의해 연결된 강체 디스크로 나타낼 수 있다. 물림

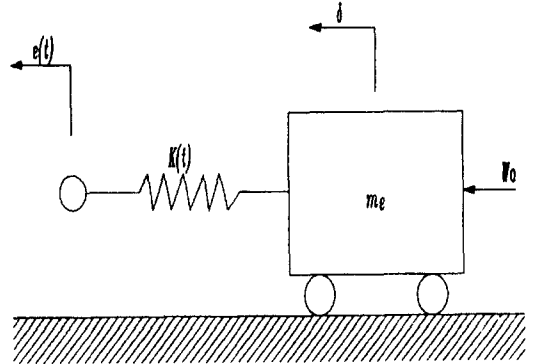
강성도의 시 변화 특성을 고려하기 위해 스프링 강성도를 시간의 함수로 놓으면 기어의 치가 한 피치를 통과하는 데 걸리는 시간을 한 주기로 하는 주기 함수임을 알 수 있다. 이 때의 주파수는 치 통과 주파수(Tooth passing frequency)로 일컬어지는데, 기어의 회전속도와 기어 잇 수의 곱으로 표시되며, 잇 수가 많고 고속일 때는 고주파에 속한다 [12]. 따라서, 물림 강성도를 시간의 함수로 표시하면 치 통과 주파수를 기본 주파수로 하는 주기함수가 된다.

동적 물림 하중 $F(t)$ 는 물림 강성도, 치형 오차 등의 항으로 나타낼 수 있으며, <그림 1> (a)에서 회전 토크에 대한 운동 방정식은 식 (2-1)로 된다.

$$\begin{aligned}
 F(t) &= K(t)(R_1\theta_1 - R_2\theta_2) + K(t)e(t) \\
 -I_1 \ddot{\theta}_1 &= R_1K(t)(R_1\theta_1 - R_2\theta_2) \\
 &\quad + R_1K(t)e(t) - T_1 \\
 I_2 \ddot{\theta}_2 &= R_2K(t)(R_1\theta_1 - R_2\theta_2) \\
 &\quad + R_2K(t)e(t) + T_2
 \end{aligned}
 \tag{2-1}$$



(a) Dynamic model of a gear pair



(b) An equivalent translation model

<그림 1> Dynamic modeling of a gear mesh

$I, \theta, R, K(t), e(t), T$ 는 관성 모멘트, 각 변위, 기초원 반지름, 시 변화 물림 강성도, 전동 오차 및 토크를 나타내며, 아래첨자 1, 2는 기어와 피니언을 의미한다. 여기서 새로운 변수 $\delta = R_1\theta_1 - R_2\theta_2$ 를 도입하면, <그림 1>(a)에서의 모델은 <그림 1>(b)의 등가 모델로 나타낼 수 있으며, 식 (2-1)은 $m_e \ddot{\delta} + K(t)\delta + K(t)e(t) = W_0$ 로 나타낼 수 있으며, m_e 는 등가 질량, W_0 는 물림 하중이다.

3. 유한요소 모델

3. 1 축 요소

<그림 2>는 축 요소로서, 절점 변위는 $\{q\}^T = \{q_1, q_2, q_3, q_4, q_5\} = \{u, v, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}$ 로 나타낼 수 있으며, 절점 당 2개의 병진과 3개의 회전 자유도를 갖는 2 절점 10자유도 요소이다. 축 요소는 회전관성, 자이로 모멘트, 전단력 및 토크의 효과를 포함하고 있다. <그림 3>은 축 요소의 자유 물체도를 나타내며, 이로부터 5개의 편

미분 방정식으로 이루어진 운동 방정식을 유도할 수 있다[18]. 여기에서 ρ 는 밀도, A 는 단면적, I 는 면적 관성 모멘트, M, Q 는 모멘트와 전단력을 나타내며, E 는 Young 계수, G 는 전단 탄성 계수, k 는 전단상수이다. 아래 첨자는 중심 축을 나타낸다. Timoshenko beam 이론으로부터 X-Z

평면에서의 전단 및 굽힘 변형은 $\frac{\partial u}{\partial z} - \theta_y$ 와 $\frac{\partial \theta_y}{\partial z}$ 가 되고, Y-Z 평면에서는 각각 $\frac{\partial v}{\partial z} + \theta_x$ 와 $\frac{\partial \theta_x}{\partial z}$ 가 된다.

$$\rho A \ddot{u} = kAG \left(\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{\partial \theta_y}{\partial z} \right)$$

$$\rho A \ddot{v} = kAG \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \frac{\partial \theta_x}{\partial z} \right)$$

$$\rho I_x \ddot{\theta}_x + \rho I_z \omega \theta_y = EI_x \frac{\partial^2 \theta_x}{\partial z^2} - kAG \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \theta_x \right)$$

$$\rho I_y \ddot{\theta}_y - \rho I_z \omega \theta_x = EI_y \frac{\partial^2 \theta_y}{\partial z^2} + kAG \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \theta_y \right)$$

$$\rho I_z \ddot{\theta}_z = GI_z \frac{\partial^2 \theta_z}{\partial z^2}$$

(3-1)

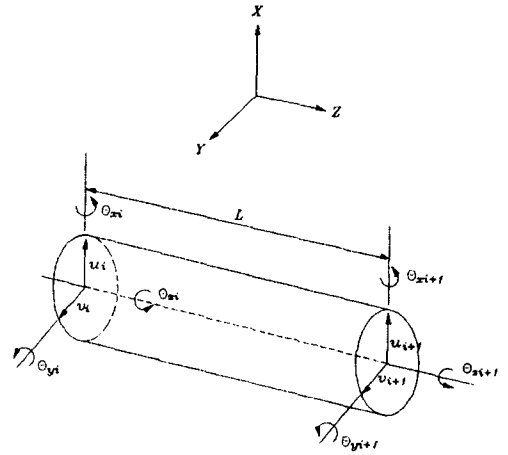
변위를 절점 변위와 형상함수의 선형조합으로 나타내어, 유한요소 방정식을 구하면,

$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\}_s$ 이며, 이때, $\{F\}_s$ 는 축 하중 벡터이며, 축 요소의 질량 행렬 $[M]$ 과 강성 행렬 $[K]$ 는 다음과 같다.

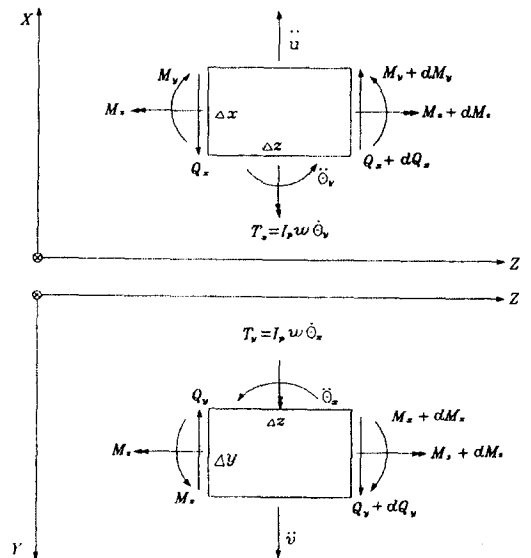
$$[M] = \rho A \int_0^L N^T N_T dz + \rho I \int_0^L N^T N_r dz \quad (3-2)$$

$$[K] = EI \int_0^L (N''^T)^T N_r' dz + kAG \int_0^L (N'^T)^T N_r' dz \quad (3-3) + GI_\phi \int_0^L (N'_\phi)^T N_\phi' dz$$

여기서 N_t, N_r, N_ϕ 는 병진, 회전, 비틀림에 대한 형상 함수를 나타내며, $N'_i(\xi)$ 는 $\left[\frac{\partial N_i(\xi)}{\partial \xi} \right]$ 을 나타내며, $N''_i(\xi)$ 는 $\left[\frac{\partial^2 N_i(\xi)}{\partial \xi^2} \right]$ 을 나타낸다.



<그림 2> Typical beam finite element



<그림 3> Freebody diagram for the shaft element

3. 2 디스크 요소

로터 시스템에 있어서 디스크는 축의 중앙에 위치하며, 두께가 얇고, 단단하여 강체로 이상화하였다. <그림 4>에서 X-Y 좌표 계는 고정 좌표 계이고, ξ, η 좌표 계는 회전속도 ω 로 회전하는 디스크에 고정된 이동 좌표 계이다. 디스크는 완전한 원으로 제작할 수 없고, 재질이 균등하지 않기 때문에 질량중심 G 는 기하학적 중심 O 로부터 ϵ 만큼 편심 된 것으로 간주할 수 있다. 이때 불균형 질량 m 에 의한 힘 $\{F_u\}$ 는 식 (3-4) 로 나타낼 수 있으며, 디스크의 유한요소 방정식은 식 (3-5) 로 나타낼 수 있다.

$$\{F_u\} = \begin{Bmatrix} F_{ux} \\ F_{uy} \end{Bmatrix} = m\epsilon\omega^2 \begin{Bmatrix} \cos \omega t \\ \sin \omega t \end{Bmatrix} \quad (3-4)$$

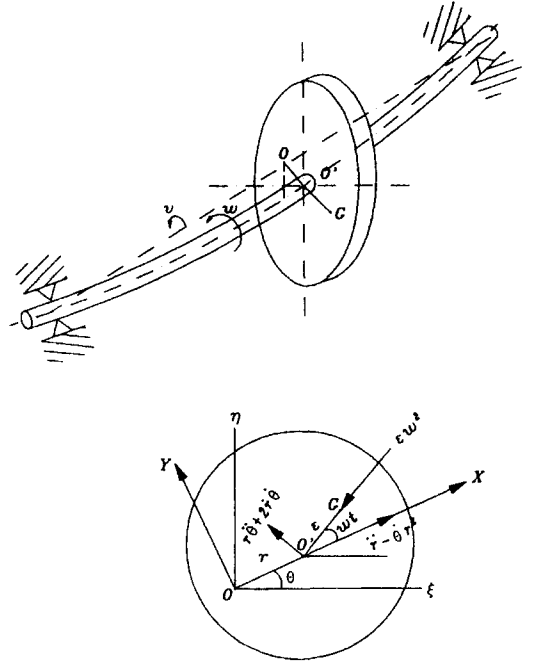
$$[M]_d \{\ddot{q}\} + [C]_d \{\dot{q}\} = \{F\}_d \quad (3-5)$$

$$[M]_d = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix}$$

$$[C]_d = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\omega I_z & 0 \\ 0 & 0 & \omega I_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\{F\}_d = \begin{pmatrix} F_{ux} + F_x \\ F_{uy} + F_y \\ 0 \\ 0 \\ T_z \end{pmatrix}$$

여기에서, $[M]_d, [C]_d, \{F\}_d$ 는 디스크의 질량 행렬, 자이로 모멘트 행렬, 하중 벡터를 나타내며, 아래 첨자는 방향을 나타낸다.



<그림 4> unbalanced disk element

3. 3 유막 저어널 베어링 요소

베어링이 회전기계 시스템의 동 특성에 많은 영향을 미친다는 것은 잘 알려진 사실이며[4, 12, 16, 17, 18], 마찰 토크를 M_f 라 할 때, 상당 비틀림 감쇠계수 C_f 는 아래 식 (3-6)으로 주어진다. 여기에서 η, N, r, L, c 는 각각, 윤활유의 점도, 분당 회전수, 베어링 반경, 저어널 길이, 틈새를 나타낸다.

$$C_f = \frac{M_f}{\omega} = \frac{4\eta N \pi^2 r^3 L}{60c} \quad (3-6)$$

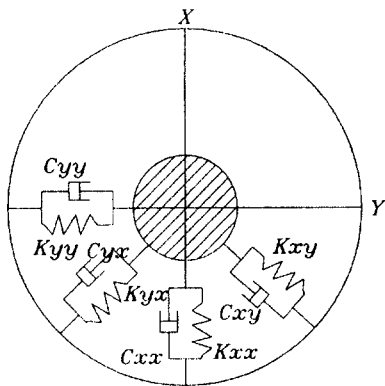
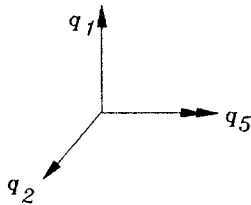
<그림 5>는 유막 저어널 베어링의 유한요소 해석을 위한 선형모델로서, 절점당 2 방향의 병진 변위와 축 방향의 회전 변위를 갖는 3 자유도 모델이며, 8개의 스프링과 감쇠로 나타낼 수 있다. 절점 변위 벡터는 $\{q\}^T = \{q_1, q_2, q_5\} = \{u, v, \theta_z\}$ 이

며, 베어링 하중을 $\{F\}_b$ 라 할 때, 베어링의 유한요소 방정식은 식 (3-7)과 같다.

$$[C]_b \{\dot{q}\} + [K]_b \{q\} = \{F\}_b \quad (3-7)$$

$$[C]_b = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} & 0 \\ C_{yx} & C_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & C_f \end{bmatrix}$$

$$[K]_b = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & 0 \\ K_{yx} & K_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$



<그림 5> Linear model for a fluid film bearing

3. 4 기어-로터 시스템 방정식

기어-로터의 유한요소 방정식은 기어 축과 피니언 축의 회전기계 시스템을 기어의 물림관계를 고려하지 않고 결합하면, 식 (3-8)과 같이 얻을 수 있다. 여기에서 보조 행렬 M, C, K, F 는 각각 회전 시스템, 즉 기어와 피니언 축에 대한 질량 행

렬, 감쇠 행렬, 강성 행렬, 하중 벡터를 나타내며, 아래첨자 1 과 2 는 기어 축과 피니언 축을 의미한다.

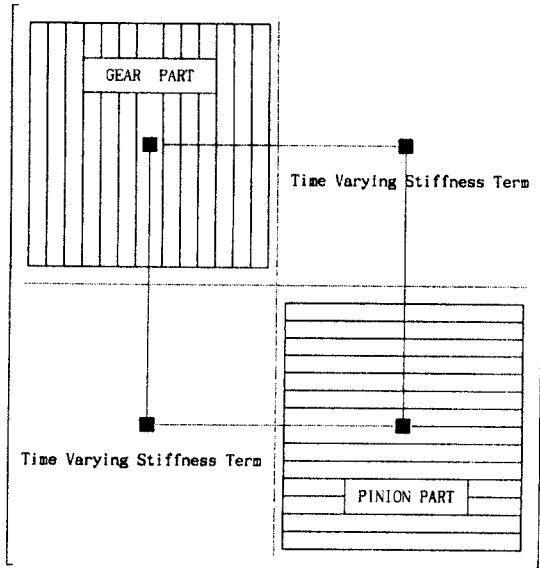
$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 & 0 \\ 0 & C_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & 0 \\ 0 & K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (3-8)$$

식 (3-8)에서는 기어의 물림 관계가 고려되지 않았으므로, 기어의 물림 관계를 보면, 기어 치형이 접촉하는 점에서, 기어 축의 비틀림 방향으로 물림 하중이 작용하여 기어 축과 피니언 축에 영향을 미치므로, 비틀림 변위에 관해, 식 (2-1)을 적용하고, 전동 오차가 무시할 수 있을 정도로 미소하다고 가정하면, 아래와 같이 기어의 물림 관계를 고려한 식 (3-9)를 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} + K(t) \begin{bmatrix} R_1^2 & -R_1 R_2 \\ -R_1 R_2 & R_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{Bmatrix} \quad (3-9)$$

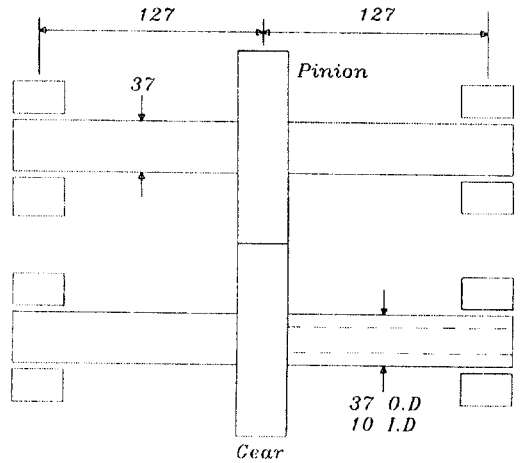
<그림 6>에서 보는 바와 같이, 식 (3-9)를 치형이 접촉하는 점에서, 식 (3-8)에 결합시키면, 기어 물림의 시 변화 강성도를 고려한 기어-로터 시스템 방정식을 얻게된다. 이와 같이 구성된 시스템 방정식은 $[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\}$ 의 형태를 갖게 되는데, 감쇠 항의 영향이 다른 항에 비하여, 무시할 만큼 작을 경우에는 시스템 방정식이 $[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\}$ 의 형태로 되어, <그림 1>(b)의 등가 모델에서 전동 오차를 무시했을 때의 지배 방정식과 동일한 형태를 갖는다. 이 방정식에 대한 고유치 해석을 통하여, 기어-로터 시스템의 고유 진동수, 즉, 위험 속도를 산출할 수 있으며, 방정식의 해를 구함으로써, 불균형 질량에 의한 자려 진동의 선회 응답을 해석할 수 있다. 고유치 해석에 있어서, 감쇠항의 영향이 미소하다는 것은 알려진 사실이므로, 본 연구에서는 감쇠항을 무시하고, Inverse power method를 사용하여

고유치를 구함으로써, 시 변화 강성도와 베어링 유연도에 따른 위험 속도의 변화를 고찰하기 위한 시뮬레이션을 수행하였다.



<그림 6> Compose of system stiffness matrix

고, Kahraman의 연구결과와 비교하였다. 물림 강성도의 시 변화 특성을 고려하지 않고, 베어링의 Cross coupling 효과를 무시하면, 본 프로그램에 의하여 계산된 값과 Kahraman의 값이 거의 일치함을 알 수 있으며, 부분적인 차이는 해석방법에 기인한 것으로 사료된다.



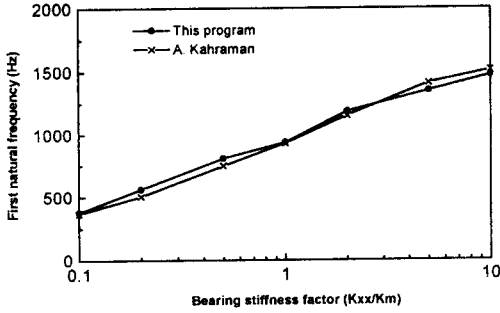
<그림 7> The Model of geared rotor system in this study

4. 해석 결과 및 고찰

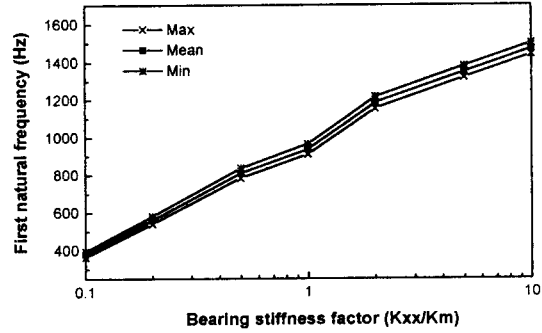
본 논문의 해석 결과를 검증하기 위해, <그림 7>과 같이, Karhaman의 연구[10]와 동일한 모델을 선정하여 동일한 조건하에서 결과를 비교 검토하였다. Karhaman은 치형 접촉부에서의 시 변화를 무시한 평균 물림 강성도, K_m 을 사용하였고, 베어링에서도 Cross coupling coefficients를 무시하고, 위험속도를 구하였다. 본 연구에서는 좀 더 현실성 있는 시뮬레이션을 위하여 시 변화 물림 강성도를 고려하였고, 베어링에서도 Cross coupling coefficients를 사용하였다.

<그림 8>과 <그림 9>는 축 길이가 10인치, 즉 254 mm 일 경우의 제1 진동수와 제2 진동수를 나타내고 있으며, 이들 고유 진동수는 치형 접촉부에서의 영향을 무시한 평균 물림 강성도를 사용하였

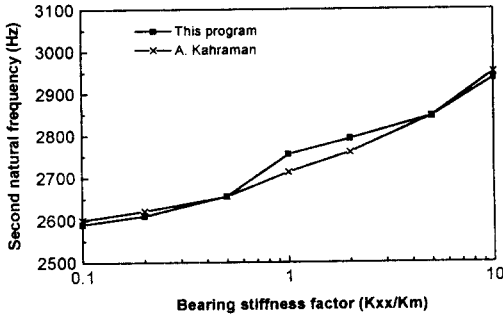
<그림 10>은 스피어 기어의 시 변화 물림 강성도를 나타낸 것으로, 시간에 따라 급격한 변화를 나타내고 있으며, 시간에 따른 물림 강성도의 변화에 의해 기어-로터 시스템의 고유 진동수도 변화하게 되며, 강성도와 질량에 의해 진동 시스템의 고유 진동수의 값이 결정되므로, 시 변화 강성도에 따르는 고유 진동수의 변화량은 기어-로터 시스템의 유효 질량에 의존하여, <그림 11>과 같이 변하게 된다. 본 연구에서의 스피어 기어 시스템의 경우, 평균 물림 강성도를 사용했을 때의 값과 비교하면, 약 2%에서 4% 정도의 차이를 나타내며, 기어 치형의 물림에 따라 고유 진동수가 반복적으로 변하게 된다. 물림 강성도의 시간에 따른 급격한 변화는 기어의 진동에 직접적인 원인이 되어, 고속 회전 시, 시스템의 과도한 진동과 소음을 야기시킬 수 있다.



<그림 8> First natural frequency

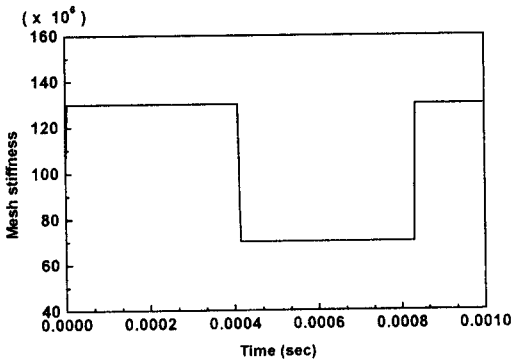


<그림 11> Variation of first natural frequency with time varying mesh stiffness

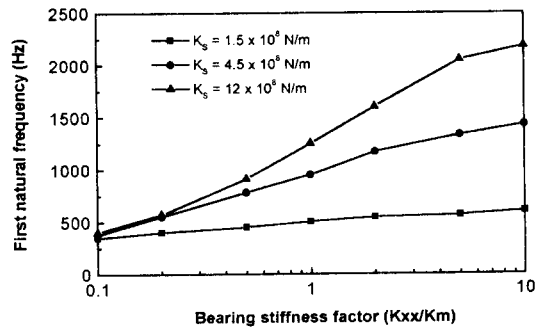


<그림 9> Second natural frequency

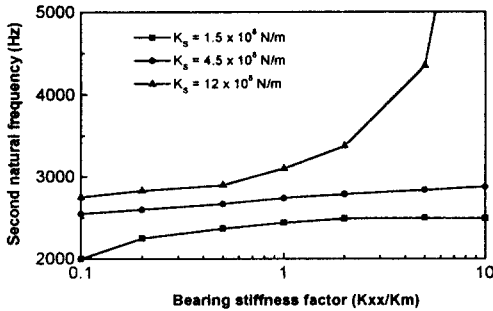
<그림 12>와 <그림 13>은 베어링 강성도가 기어-로터의 진동특성에 미치는 영향을 고찰하기 위한 것으로, 축 강성도 K_s 가 다른 3종류의 축에 대하여, 베어링 강성도의 변화에 따른 고유 진동수, 즉 위험속도의 변화를 나타내고 있다. <그림 12>에서 보면, 베어링의 강성도가 물림 강성도보다 클수록, 시스템의 제1차 위험 속도는 축 강성도의 변화에 민감하다는 것을 알 수 있다. <그림 13>에서 보면, 베어링 강성도가 물림 강성도에 비해 크고, 축 강성도가 클 경우, 제2차 위험 속도가 급격히 증가하는 현상이 관찰되었다.



<그림 10> Time varying mesh stiffness for spur gear pair



<그림 11> Variation of first natural frequency



<그림 13> Variation of second natural frequency

5. 결론

본 연구에서의 시뮬레이션 결과는 동일한 조건 하에서의 확인된 결과와 비교 검토함으로써, 실효성을 검증하였으며, 결론을 다음과 같이 요약할 수 있다.

1. 기어-로터 시스템의 진동 해석에 있어서, 치형 접촉에 대한 강성 행렬을 결합시키고, 기어 물림의 시 변화 특성을 고려함으로써, 좀더 현실감 있는 해석 모델을 제시하였다.
2. 스피어 기어의 경우, 기어 물림의 변화에 따라 강성도 변화로 인한 진동 특성이 변하므로, 기어 물림의 시 변화 특성을 고려하지 않을 경우에 비해, 위험 속도의 크기는 시스템의 질량에 의존하여 변화가 있음을 알 수 있었다.
3. 베어링 강성도가 물림 강성도에 비해 클수록, 제1차 위험속도는 축의 강성도의 변화에 민감하고, 제2차 위험속도는 급격히 증가하는 현상이 관찰되었다.
4. 기어-로터 시스템에서, 회전 속도가 시스템의 고유 진동수 대역, 즉 위험 속도 근처에서 운전될 경우, 치명적인 사고 발생이 자명하므로, 정확한 위험 속도의 예측은 매우 중요하다. 따라서, 초기 설계 단계에서나, 설계 평가 단계에서, 본 연구에서 제시한 위험 속도 산출 법이 유용하게 이용될 수 있으리라 기대한다.

5. 본 연구에서는 베어링을 선형 스프링과 감쇠의 조합으로 모델링 하였다. 좀 더 정확한 해석을 위해, 베어링 계수의 산출에 대해 좀 더 심도 있는 연구가 필요할 것으로 사료된다.

참고문헌

- [1] Remmer, E. P., "Gear Mesh Excitation Spectra for Arbitrary Tooth Spacing Errors, Load and Design Contact Ratio", Journal of Mechanical Design, Vol.100(1978), pp715-722.
- [2] Kasuba, R. and Evans. J. W., " An Extended Model for Determining Dynamic Loads in Sur Gearing", Journal of Mechanical Design, Vol. 103(1981), pp 398-409
- [3] Kumar, A, S., Sankar, T. S. and Osman, M. O. M. " On Dynamic Tooth Load and Stability of a Spur-Gear System Using the State-Space Approach", Journal of Mechanisms, Transmissions, a Automation in Design, Vol. 107(1985), pp 54-60.
- [4] Michell, L. D. and David, J. W., "Proposed Solution Methodology for the Dynamically Coupled Nonlinear Geared Rotor Mechanics Equation", Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design, Vol. 107(1985), pp 112-116.
- [5] Michell, L. D. and David, J. W., "Linear Dynamic Coupling in Geared Rotor Systems", Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design, Vol. 108(1986), pp. 171-176.
- [6] Iida, Tamura, Kikuch and Agata, "Coupled Torsional-Flexural Vibration of a Shaft in a Geared System of Rotor", Bulletin of JSME, Vol. 23, No.186(1980), pp 2111-2117.
- [7] Iida, Tamura and Yamamoto, "Dynamic Characteristic of a Gear Train System with Softly Supported Shaft", Bulletin of JSME, Vol. 29, No.252(1986), pp 1811-1816.
- [8] Iwaitsubo, Arie and Kawai, "Coupled

- Lateral-Torsional Vibration of Rotor System Trained by Gears", Bulletin of JSME, Vol.27, No.224(1984), pp 271-277.
- [9] Neriya, S. V., Bhat, R. B. and Sankar, T. S., "Coupled Torsional-Flexural Vibration of a Geared Shaft System Using Finite Element Analysis", The Shock and Vibration Bulletin, Vol. 55(1985), pp 13-25.
- [10] Kahraman, A. and Houser, D., "Dynamic Analysis of Geared Rotors by Finite Elements", Journal of Mechanical Design, Vol. 114(1992). pp 507-514.
- [11] Choi, M. and David, J. W., " Mesh Stiffness of Transmission Error of Spur and Helical Gears", SAE Transaction Journal of Passanger Cars, Vol. 99(1990), Sec. 6, SAE paper No. 901764.
- [12] Park, N, " An Analytical Investigation of Geared System Dynamics Containing Spur and Helical Gears", Ph.D Dissertation(1987), North Carolina State University, USA.
- [13] 최 연선, 신 용호, 김 기범, " 기어 구동에 의한 회전 진동 해석", 대한 기계학회 논문집, 제 18 권, 제 12 호(1994), pp 3246-3252.
- [14] 박 찬일, 이 장무, " 치형 오차를 가진 헬리컬 기어의 진동 특성에 관한 연구", 대한 기계학회 논문집, 제 20 권, 제 5 호(1996), pp 1534-1542.
- [15] 전 오성, 김 정태, " 회전체의 비틀림 고유 진동 해석", 대한 기계학회 논문집, 제 19 권, 제 6 호(1995), pp 1351-1362.
- [16] 이 동수, 손 윤호, 최 동훈, " 선회 고유 진동수와 안정성을 고려한 회전자 - 베어링 시스템의 중량 최적 설계", 대한 기계학회 논문집, 제 19 권, 제 3 호(1995), pp 639-646.
- [17] 한 동철 외 3명 " 베어링 폭의 영향을 고려한 동수압 베어링에 지지된 회전축 시스템의 횡진동 특성", 대한 기계학회 논문집, 제 21 권, 제 12 호(1997), pp 2106-2113.
- [18] Choi, M. and Oh, S., "A Finite Element Formulation for Vibration Analysis of Rotor Bearing Systems" , Journal of the Acoustical Society of Korea, Vol. 15(1996), No.4E,

● 저자소개 ●



최명진

1984년 경희대학교 기계공학과 학사
 1987년 North Carolina State Univ. 기계공학 석사
 1992년 North Carolina State Univ. 기계공학 박사
 1992년~1993년 한국 원자력 연구소 선임연구원
 1993년~현재 경희대학교 기계공학과 조교수, 부교수
 관심 분야 기계공학 관련 현상에 대한 시뮬레이션



박성환

1992년 경희대학교 기계공학 학사
 1994년 경희대학교 기계공학 석사
 1994년~1995년 대우중공업 철도차량연구소 재직
 1995년~1997년 한국정보기기 재직
 1997년~현재 경희대학교 기계공학과 박사과정
 1997년~현재 스펙트리스 코리아 재직중