

## 論文

## 대형 LCD 패널 제조용 복합재 롤러의 회전체 동역학 해석

박효근\*, 김동현\*\*, 최진호\*\*, 권진희\*\*, 이영환\*, 양승운\*\*\*

## Rotordynamic Analyses of a Composite Roller for Large LCD Panel Manufacturing

Hyo-Keun Park\*, Dong-Hyun Kim\*\*, Jin-Ho Choi\*\*, Jin-Hwe Kweon\*\*, Young-Hwan Lee\*\*  
and Seung-Un Yang\*\*\*

## ABSTRACT

In this study, computational rotor dynamic analyses of a composite roller used for large LCD panel manufacturing process have been conducted. The present computational method is based on the general finite element method with rotating gyroscopic effects of rotor systems. General purpose commercial finite element code, SAMCEF which has special rotordynamics analysis module is applied. For the purpose of numerical verification, comparison study for a benchmark dual rotor model with support bearings is also presented. Detailed finite element models for composite roller with optimized lamination angles are constructed and analyzed considering gravity effect in order to investigate vibration characteristics in actual operation environment. As results of the present study, rotor stability diagrams and mass unbalance responses are presented for different rotating conditions.

## 초 록

본 연구에서는 대형 LCD 패널 제조용 복합재 롤러에 대한 3차원 회전체 동역학 해석을 수행하였다. 전산해석은 로터 시스템의 회전에 의한 자이로스코픽 영향을 고려한 일반적인 유한요소법에 근거하고 있다. 본 연구에서는 유럽의 범용 상용 유한요소해석 프로그램인 SAMCEF를 활용하였으며 이는 전문적인 로터해석 모듈을 포함하고 있다. 전산해석 기법의 검증을 위해 베어링 지지된 2중 회전축 로터 모델에 대한 해석 및 비교결과를 제시하였다. 설계된 복합재 롤러 모델에 대한 상세 유한요소 모델을 구축하였으며, 중력 효과를 고려한 전산해석을 통하여 실제 운용환경에서의 진동특성을 고찰하였다. 이의 결과로 다른 회전조건에 대한 로터 안정성 선도 및 불평형 응답에 대한 결과들을 제시하였다.

**Key Words** : 복합재롤러(Composite Roller), 로터진동해석(Rotor Vibration Analysis), 전산진동해석(Computational Vibration Analysis), 안정성 해석(Stability Analysis), 임계속도(Critical speed), 유한요소법(Finite Element Method)

## 1. 서 론

산업혁명 이후 다양한 산업기계 및 운송체 등에서 급속한 기술발전이 이루어져 왔으며, 이들 기기들의 안정성 및 진동특성을 명확하게 파악하기 위한 회전체 역학의 중요성

은 점점 더 가중되어 왔다. 또한 고속으로 회전하는 로터 시스템(rotor system)은 회전기계의 핵심적인 구동 중심부로서 대부분의 회전기계 신뢰성 문제와 직결되어 있기 때문에 매우 중요하다. LCD 제조 공정에서는 특성상 다양한 종류 및 크기의 고성능 롤러를 포함한 생산장비가 활용되

\* 국립경상대학교 기계항공공학부 대학원

\*\* 국립경상대학교 기계항공공학부 및 항공기부품기술연구소, 교신저자(E-mail:dhk@gsnu.ac.kr)

\*\*\* 국립경상대학교 기계항공공학부 및 항공기부품기술연구소

\*\*\* (와데크(DACC))

며, 장비의 신뢰성은 전체 생산라인의 안정적인 작동에 매우 중요하다. 또한 고정밀도가 필요한 대형 LCD의 생산성 향상을 위해 경량이면서 고강성, 장수명 특성을 가지는 고성능 복합재료 롤러에 대한 독자적인 설계 및 개발기술 확보 필요성이 대두되어 왔다.

일반 진동공학 문제와 비슷하게 로터 시스템의 경우도 여러 가지 원인에 의해 조화(sinusoidal), 주기(periodic), 천이(transient) 및 랜덤(random) 형태의 다양한 동적 하중이 작용할 수 있다. 회전체의 회전을 고려한 축계의 고유진동수를 임계속도(critical speed)라 하며 이 부근의 속도로 회전하게 되면 공진현상이 유발되게 된다. 공진시에는 회전축의 선회전동응답(whirling response)도 점점 증가하여 구조물의 파괴나 베어링 마모, 축의 급격한 손상을 가져 오게 되므로 중요하게 다루어야 한다. 로터 시스템의 임계속도 연구는 그 중요성 때문에 기존에도 다양한 연구사례가 있다. Nelson[1]의 경우는 회전축을 빔 요소(beam element)로 등가 시켰으며 디스크 부분은 단순 부가 질량(lumped mass)으로 등가 시켜서 해석한 사례가 있다. Prohl[2]은 회전체의 임계속도를 구하기 위해 전달 행렬 방법(transfer matrix method)을 사용하였고, Guenther와 Lovejoy[3] 등은 다점 지지된 축의 횡진동 해석에 관련된 연구를 수행하였다. 그러나 최근에는 로터시스템의 형상이 갈수록 복잡해지고 있기 때문에 일반적인 3차원 유한요소법을 활용한 연구의 필요성이 대두되었다. 비교적 최근에 Pranabesh[4] 등은 Lund 해석 틀을 활용하여 복잡한 터보기계를 해석하였고, Fleming[5]은 DyRoBes 프로그램을 활용하여 비선형 베어링을 고려한 로터시스템을 해석 하였다. 또, Brune[6] 등은 SAMCEF 소프트웨어를 활용하여 로켓의 터보펌프에 대한 로터동역학 해석을 수행하였으며 실험결과와 비교한 사례가 있다. 국내의 경우도 다양한 회전시스템에 연구사례[7-10]가 있으나 복합재 롤러에 대한 사례는 드문 편이다.

본 연구에서는 복합재 롤러의 회전동역학 해석을 위해 유럽에서 개발된 범용 유한요소 해석프로그램인 SAMCEF 프로그램[11]을 활용하였다. 또한 국내 자체 기술로 개발 중인 고성능 고정밀도 복합재 롤러 시스템에 대해 중력 및 베어링 지지 효과를 고려한 회전체 전산 동역학 해석을 수행하였으며, 설계 운용조건에서의 안정성 및 진동특성을 세부적으로 고찰하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 로터동역학 지배 방정식

Hamilton 원리를 적용하여 탄성 로터에 대한 운동방정식을 유도하면 다음과 같이 임의의 변위 벡터( $\{q\}$ )의 2차 상미분 방정식으로 나타난다[11].

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B_s + \dot{\phi}G + B_r(\dot{\phi})]\{\dot{q}\} + [K_s + \dot{\phi}B_{AS} + K_r(\dot{\phi})]\{q\} + \{f(q, \dot{q})\} = \{g\} \quad (1)$$

여기서,  $q, \dot{q}, \ddot{q}$ 는 로터 요소의 변위, 속도, 가속도를 나타낸다.  $\dot{\phi}$ 은 회전속도를 나타내고,  $[M]$ 은 질량 행렬,  $[B_s]$ 는 구조 감쇠 행렬(structural damping matrix),  $[G]$ 는 회전요소와 연관된 자이로스코픽 행렬(gyroscopic matrix),  $[B_r(\dot{\phi})]$ 는 회전 속도에 비례하는 상호작용 힘과 연관된 행렬,  $[K_s]$ 는 구조 강성행렬,  $[B_{AS}]$ 는 로터의 구조감쇠와 연관된 행렬,  $[K_r(\dot{\phi})]$ 은 회전에 기인한 변위에 비례하는 힘과 연관된 행렬,  $\{f(q, \dot{q})\}$ 은 요소의 상호 작용과 연관된 비선형 힘(non-linear forces) 벡터,  $\{g\}$ 는 외부 가진력을 의미한다. 식 (1)은 보다 단순한 형태로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [B(\dot{\phi})]\{\dot{q}\} + [K(\dot{\phi})]\{q\} + \{f(q, \dot{q}, \dot{\phi})\} = \{g(t)\} \quad (2)$$

식 (1)은 여러 개의 로터를 가진 구조에서 다음과 같이 변형 될 수 있다[11].

$$\begin{aligned} & \left[ \begin{array}{cc} \sum_{k=1}^{N_R} M_k^R(\phi_k) & 0 \\ 0 & M^F \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} + \left[ \begin{array}{cc} \sum_{k=1}^{N_R} B_k^R & 0 \\ 0 & B^F \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} \\ & + \sum_{k=1}^{N_R} \dot{\phi}_k \begin{Bmatrix} G_k^{(1)} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} + \sum_{k=1}^{N_R} \begin{Bmatrix} B_{ik}^{RR}(\dot{\phi}_k) & B_{ik}^{RF}(\dot{\phi}_k) \\ B_{ik}^{FR}(\dot{\phi}_k) & B_{ik}^{FF}(\dot{\phi}_k) \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} + \\ & \sum_{k=1}^{N_R} \begin{Bmatrix} K_{ik}^{RR}(\dot{\phi}_k) & K_{ik}^{RF}(\dot{\phi}_k) \\ K_{ik}^{FR}(\dot{\phi}_k) & K_{ik}^{FF}(\dot{\phi}_k) \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} q_i^R \\ q_i^F \end{Bmatrix} + \left[ \begin{array}{cc} \sum_{k=1}^{N_R} K_k^R & 0 \\ 0 & K^F \end{array} \right] \begin{Bmatrix} q_i^R \\ q_i^F \end{Bmatrix} \\ & + \sum_{k=1}^{N_R} \dot{\phi}_k \begin{Bmatrix} B_{AS_k} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_i^R \\ \dot{q}_i^F \end{Bmatrix} + \sum_{k=1}^{N_R} \begin{Bmatrix} f_{ik}^R(q_i, \dot{q}_i, \dot{\phi}_k) \\ f_{ik}^F(q_i, \dot{q}_i, \dot{\phi}_k) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} g_i^R(t) \\ g_i^F(t) \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서,  $N_R$ 는 로터의 개수이고,  $\dot{\phi}_k$ 는 k번 로터의 회전속도이다.  $R$ 은 회전 구조부분이고,  $F$ 는 비회전 구조부분을 의미한다.

### 2.2 임계속도 계산

회전하는 기계장치의 설계에 있어서 주요 관심사는 임계속도에서의 진동현상이다. 이러한 현상은 전형적으로 베어링에 의해 지지되는 회전축이 자이로스코픽 효과를 고려한 회전축의 굽힘진동 고유진동수와 같은 속도로 회전할 때 발생한다. 회전속도가 일정한 경우( $\dot{\phi} = \Omega$ ) 외력을 무시

한 자유진동 상태의 로터시스템은 식 (1)에서  $\{f(q, \dot{q})\}$  항과  $\{g\}$  항이 0가 되므로 아래와 같은 운동방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{q}_i\} + [B(\Omega) + \Omega G^{(i)}]\{\dot{q}_i\} \\ + [K(\Omega) + \Omega B_{AS}]\{q_i\} = \{0\} \end{aligned} \quad (4)$$

일반적으로 임계속도  $\Omega_c$ 는 회전속도에 따른 고유진동수로 정의된다. 두 가지 다른 임계속도가 나타나게 되는데, forward critical speed (FCS)는 고정된 관찰 지점에서 정방향의 회전 운동이 보여 질 때의 속도이고, backward critical speed (BCS)는 역방향의 회전운동이 관찰 될 때의 속도이다. 일반적으로 FCS는 고속 회전 로터시스템의 설계에 필수적인 안정성 개념으로 회전축의 불균형(unbalance)에 의해 자주 유발되는 현상이므로 가장 주의를 요한다. SAMCEF에서는 시스템의 고유치와 고유벡터를 전형적인 수치 반복법(iterative method)과 근사법(approximate method)으로 구할 수 있다. 반복법은 거의 정확한 해를 제공해주는 대신 보다 많은 계산시간을 요구하며, Lanczos 방법과 bi-iteration 방법 등이 있다. 축약기법을 사용하는 근사법은 적은 계산시간으로 많은 수의 고유치와 고유벡터를 구할 수 있다. z 축을 중심으로 회전하는 구조를 보존형 시스템으로 나타내면 x, y 방향으로의 자유도 사이에 강성연계(stiffness coupling)는 없다. 이것은 임계속도를 용이하게 결정할 수 있게 해준다. 아래의 방정식은 자유도 벡터를 변위와 연관시켜 x, y 성분으로 분해하여 나타낸 것이다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}^x \\ \ddot{q}^y \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & G \\ -G^T & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}^x \\ \dot{q}^y \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} K_x & 0 \\ 0 & K_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q^x \\ q^y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

초기 가정을 고려하면 위 식의 고유치는 순수한 허수로 나타난다. 그리고 응답변위는 다음과 같이 조화함수 형태로 가정할 수 있다.

$$q^x(t) = u \cos(\lambda \Omega t) \quad (6)$$

$$q^y(t) = v \sin(\lambda \Omega t) \quad (7)$$

여기서, u는 x방향의 속도이고, v는 y방향의 속도 성분이다.  $\lambda$ 는 회전속도와 진동수를 연결하는 비례상수이다. 만약  $y^r$ 를 ( $w^r, v^r$ )와 같이 정의한다면 식 (5)는 다음과 같은

형태로 나타낼 수 있다.

$$([K] - \Omega^2 [\lambda^2 [M] - \lambda [G^*]]) \{y\}_i = \{0\} \quad (8)$$

위 식은 다음과 같은 대칭 고유치 문제와 유사하다.

$$([K] - \omega^2 [M]) \{x\} = \{0\} \quad (9)$$

따라서 식 (8)에서 임계속도는 대칭행렬 시스템에 대한 기존 알고리즘을 이용하여 구할 수 있다. 여기서  $\lambda=+1$ 이면 forward critical speeds (FCS)에 해당하고  $\lambda=-1$ 이면 backward critical speeds (BCS)에 관계된다.

### 2.3 조화응답해석

선형구조인 경우 외력에 의해 가진되는 로터시스템의 동역학 관계식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [B(\Omega)]\{\dot{q}(t)\} + [K(\Omega)]\{q(t)\} = \{f(t)\} \quad (10)$$

위 식에서 조화가진(harmonic excitation) 동하중은 아래와 같은 형태로 가정한다.

$$f(t) = R \{f e^{i\lambda \Omega t}\} \quad (11)$$

$$f = f_1 + i f_2 \quad (12)$$

$\lambda=0$ 인 경우는 중력에 의한 가진이고,  $\lambda=1$ 인 경우는 불균형(unbalance)에 의한 가진과 관계된다. 이 경우 변위 또한 조화 반복되는  $f(t)$ 의 함수가 된다.

$$q(t) = R \{q e^{i\lambda \Omega t}\} \quad (13)$$

$$q = q_1 + i q_2 \quad (14)$$

위 관계로부터 식(10)은 다음과 같이 변환된다.

$$(-\lambda^2 \Omega^2 [M] + i \lambda \Omega [B(\Omega)] + [K(\Omega)]) \{q\} = \{f(\Omega)\} \quad (15)$$

위 식의 해를 수치적으로 구하면 임의의 회전속도에 대한 조화응답을 구할 수 있다.

### 2.4 천이응답해석

본 연구에서는 천이응답해석을 위한 수치시간 적분법으

로 직접적분법(direct integration)을 적용하였다. 순수 내재적 알고리즘(implicit algorithms)이나 내재적-외재적 혼합수정법(implicit-explicit multi corrector schemes) 등이 모두 사용될 수 있는데, 이런 종류의 알고리즘은 과도한 가진이 들어오는 경우에도 안정적인 해석을 가능하게 한다. 전형적인 Newmark 방법을 적용하면 지배 운동방정식은 다음과 같은 식으로 수치적분 할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 &M\ddot{q}_{n+1} + (1-\alpha)B(\phi(t_{n+1}))\dot{q}_{n+1} + \alpha B(\phi(t_n))\dot{q}_n \\
 &+ (1-\alpha)K(\phi(t_{n+1}), \phi(t_{n+1}))q_{n+1} \\
 &+ \alpha K(\phi(t_n), \phi(t_n))q_n + (1-\alpha)f(q_{n+1}, \dot{q}_{n+1}) \\
 &+ \alpha f(q_n, \dot{q}_n) = (1-\alpha)g_{n+1} + \alpha g_n
 \end{aligned} \tag{16}$$

여기서,  $\alpha$  는  $[0, 1/3]$ 사이 값으로 한다.  $[t_n, t_{n+1}]$ 사이에서  $\lambda = 1/2, \beta = 1/6$ 은 속도를 선형 보간 할 경우,  $\lambda = 1/2, \beta = 1/4$ 은 평균 가속도를 사용하기 위해 등가 시킬 때 사용하고,  $\lambda = 1/2, \beta = 0$ 는 중앙 차분법(central difference method) 적용시,  $\lambda = 0, \beta = 0$ 는 외재적 알고리즘(explicit algorithm) 일 때 적용된다.

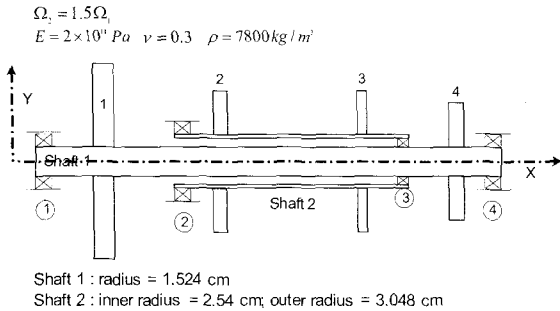


Fig. 1 Geometric configuration and material properties for the benchmark dual rotor model.

### 3. 해석 결과 및 검토

본 연구에서의 모델링 및 전산해석 기법의 검증에 위해 기준에 연구결과가 제시되어 있는 로터모델을 고려하였다 [12]. Fig. 1은 비교용 로터 모델의 기하학적 형상을 보여주고 있다. 본 모델은 2개의 회전축을 가지는 dual rotor 형상이며, Shaft 1과 Shaft 2는 서로 다른 축으로, Shaft 2는 Shaft 1의 1.5배 회전속도를 가지고 있고, 양 끝단은 베어링으로 지지되어 있다. 축에 사용된 구조 물성치는 Fig. 1의 상단에 나타내었으며, 축에 부착되어 있는 디스크의 동역학적 물성치는 Table 1에 제시되어 있다. 또한 축을 지지하는 양 끝단의 베어링 물성치들은 Table 2에 제시하였다.

Table 1 Dynamic mass properties of dual rotor disk model

Disk Property	Disk 1	Disk 2	Disk 3	Disk 4
Mass (kg)	10.51	7.01	3.5	7.01
$I_{Dy} \times 10^2$ (kg-m <sup>2</sup> )	4.295	2.145	1.355	3.39
$I_{Dx} \times 10^2$ (kg-m <sup>2</sup> )	8.59	4.29	2.71	6.78

Table 2 Equivalent bearing stiffness for a dual rotor

Bearing Stiffness $\times 10^7$ (N/m)	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4
$k_{xx} = k_{zz}$	1.63	1.75	0.875	1.75

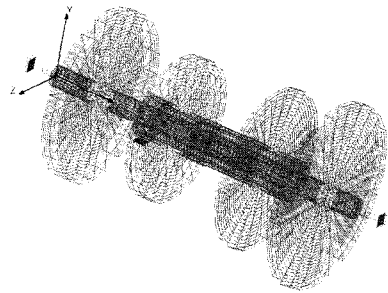


Fig. 2 Finite element models for rotor dynamic analyses.

Fig. 2는 검증용 로터의 3차원 유한요소 모델을 보여주고 있다. 3차원 요소를 사용하여 모델링 하였으며 양 끝단은 베어링 요소가 적용되었다. 디스크 요소와 축 요소 사이에는 점착 요소(glue element)를 적용하여 구속조건을 부여하였다. 참고로 본 모델의 자유도 수는 약 186,253개 이다. Fig. 3은 검증용 유한요소 모델에 대한 해석결과로 회전수 변화에 따른 고유진동수 변화를 비교하였다. 그림에서 기호로 표기된 결과는 참고문헌[12]에서 추출한 것으로, 참고문헌에서는 등가 보 요소에 기반한 해석을 수행하였기 때문에 8,000 rpm 이상의 고회전수 영역에서는 약간의 차이를 보이고 있다.

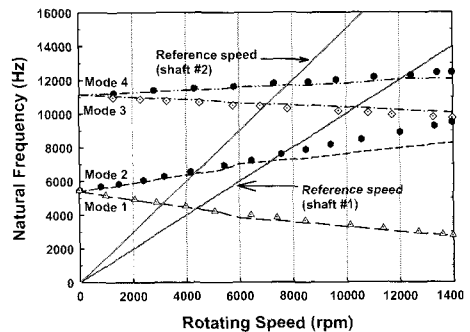
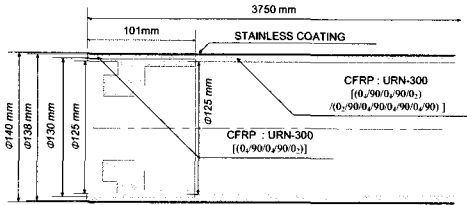
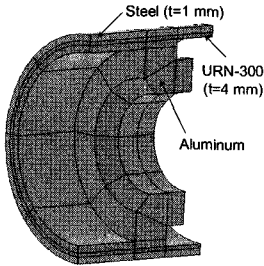


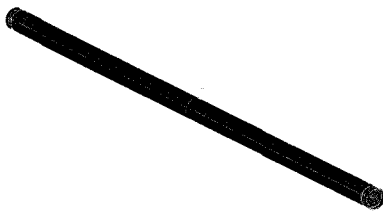
Fig. 3 Comparison of Campbell chart for different FE modeling concepts.



(a) 2D Geometric configuration



(b) 3D Geometric configuration of side part



(c) 3D Geometric configuration

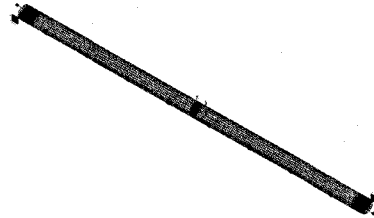
Fig. 4 Geometric configuration of the composite rotor model.

Fig. 4은 설계/개발 중인 LCD패널 제조용 복합재료 롤러의 기하학적 형상 및 복합재료 구성을 나타내고 있다. 롤러의 전체 길이는 3.75 m 이며, 모델은 그림과 같이 1 mm의 강철(steel) 표면 층과 복합재 적층 셀 및 베어링 지지를 위한 알루미늄 블록 구조로 구성되어 있다. 중앙 부분의 형상은 1 mm의 강철 층과 6.5 mm의 복합재 적층구조(URN-300)로 되어 있다. 관련 재료 물성치는 강철의 경우  $E=200$  GPa,  $\nu=0.33$  이며, 구조 밀도는  $\rho=7,870$  kg/m<sup>3</sup>이다. 알루미늄의 경우는  $E=70$  GPa,  $\nu=0.33$ ,  $\rho=2,700$  kg/m<sup>3</sup>이며, 복합재료 URN-300의 물성치는  $E_x=380$  GPa,  $E_y=5.1$  GPa,  $E_z=5.1$  GPa,  $\nu_{xy}=0.28$ ,  $\nu_{yz}=0.47$ ,  $\nu_{zx}=0.28$ ,  $G_{xy}=5.55$  GPa,  $G_{yz}=4.55$  GPa,  $G_{zx}=4.55$  GPa,  $\rho=1,580$  kg/m<sup>3</sup>이다.

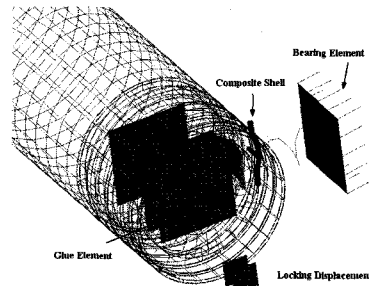
3차원 복합재 롤러 모델의 기본적인 검증을 위해 ANSYS 및 SAMCEF로 각각 고유진동 해석을 수행하여 보았다. 강체 베어링을 가정하여 회전하지 않는 경우에 대한 고유진동 해석결과를 Table 3에 제시하였는데, 두 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Table 3 Comparison of natural frequency (Hz) at 0 rpm(rigid bearing support condition)

	Mode1(Hz)	Mode2(Hz)	Mode3(Hz)	Mode4(Hz)
ANSYS	92.16	92.16	247.81	247.81
SAMCEF	92.17	92.17	247.85	247.88



(a) 3D Finite element model



(b) 3D Finite element of side part

Fig. 5 Finite element model for rotor dynamic analysis.

Fig. 5는 로터동역학 해석을 위한 유한요소 모델을 보여주고 있다. 봉 부분의 복합재는 표면 강철부재와 함께 복합재 셀 요소를 적용하였다. 베어링 지지를 위한 알루미늄 블록 구조에서 베어링과 연결될 면에 베어링 강성을 부가하였으며, 축 방향으로의 변위를 구속하였다. 복합재 부분과 베어링 지지를 위한 알루미늄 블록 구조의 경계면에는 SAMCEF의 접착 요소(glue element)를 적용하여 상호 구속하였다. 본 모델의 총 요소 수는 5,895개 이며, 총 자유도 수는 약 39,900개 이다.

Fig. 6은 복합재 롤러의 양단 지지 베어링의 강성 변화에 따른 임계 회전속도를 예측한 결과이다. 본 논문에서 고려한 롤러 모델의 경우 주 운용 회전 수가 약 2,000 rpm 정도이다. 그림을 보면 개발 모델의 경우 베어링 지지부의 강성이  $1 \times 10^6$  N/m 이상이 유지되어야 기본적인 운용 회전 안정성을 만족할 수 있음을 알 수 있다. 본 해석결과를 바탕으로 주파수 응답 및 천이응답 특성 해석에서는 베어링의 강성 및 감쇠계수로 임계속도 부근의 값인 각각  $1 \times 10^6$  N/m, 100 kg/s 인 경우와 안전계수 2에 해당하는 임계속도를 가지는  $2 \times 10^7$  N/m, 200 kg/s 의 경우에 대한 해석을 추가로 수행하였다.

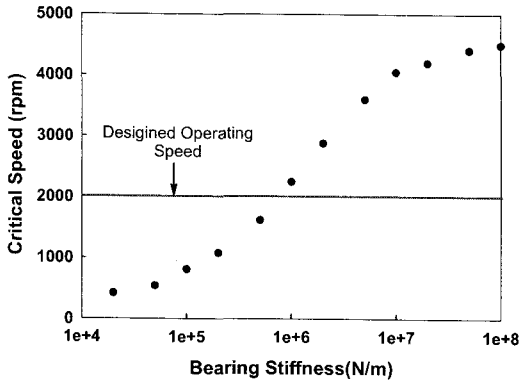


Fig. 6 Effect of bearing stiffness for rotordynamic stability.

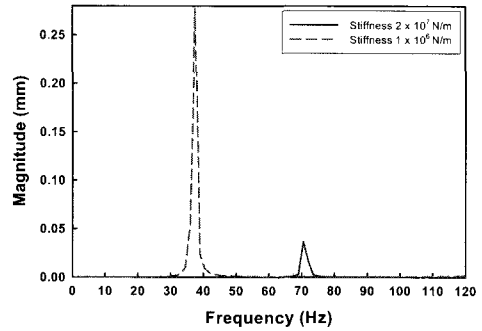
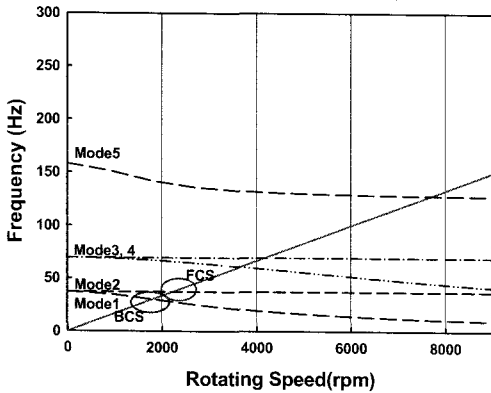
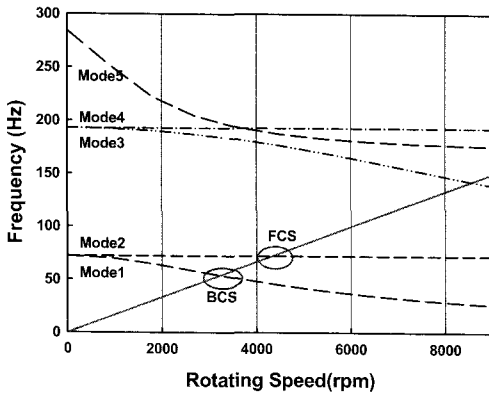


Fig. 8 Unbalance response magnitudes for different rotating speeds.



(a) Bearing stiffness  $1 \times 10^6 \text{ N/m}$



(b) Bearing stiffness  $2 \times 10^7 \text{ N/m}$

Fig. 7 Campbell chart for rotor stability check.

Fig. 7은 로터 회전속도에 대한 공진특성을 예측해 본 Campbell 선도를 보여주고 있다. 그림을 보면, 물리적인 초기

불안정성이 초래되는 forward critical speed (FCS)가  $1 \times 10^6 \text{ N/m}$ 의 베어링 강성을 가질 경우는 약 2,200 rpm 부근이고  $2 \times 10^6 \text{ N/m}$  베어링 강성을 가질 경우는 약 4,200 rpm 부근에 있음을 확인할 수 있다. 로터 회전 안정성에 있어 많은 경우 backward critical speed (BCS)가 보다. 낮은 회전속도에서 예측되는데 물리적으로는 FCS가 불안정성을 초래하게 된다.

Fig. 8은 롤러의 길이방향 중앙 위치에 설계 요구조건에 따라 280 g-mm의 편심질량(unbalance mass)을 가정하여 주파수 응답해석을 수행한 결과이다. Campbell 선도 해석결과와 유사하게 강성이  $1 \times 10^7 \text{ N/m}$ 인 경우는 약 36.5 Hz (2,200 rpm) 부근에서,  $2 \times 10^7 \text{ N/m}$ 인 경우는 약 70 Hz (4,200 rpm) 부근에서 공진현상이 유발됨을 재확인할 수 있다.

천이응답해석을 수행하면 서로 다른 회전수에 대해 각 구조지점에서 로터의 진동특성을 상세하게 파악할 수 있다. 우선 본 모델에 대한 로터 천이응답해석의 정확성 확보를 위해 시간간격 수렴성을 파악하였다. Fig. 9는 동일회전 조건에 대해 서로 다른 시간간격에 대한 천이응답을 비교한 결과이다. 중력 효과를 고려하여 롤러가 2000 rpm의 속도로 회전하고  $1 \times 10^6 \text{ N/m}$ 의 베어링 강성을 가질 때의 응답을 1회전당 20번 iteration 한 결과가  $1/20_{rev}$ 에 해당하며, 1회전당 40번 iteration 한 결과는  $1/40_{rev}$ , 그리고 80번 iteration 한 결과는  $1/80_{rev}$ 이다. 결과를 보면  $1/40_{rev}$ 와  $1/80_{rev}$ 은 경우는 동일하게 일치하고 있으며, 진동 해가 수렴하였음을 알 수 있다.

Fig. 10은 Fig. 8의 해석 조건에 대해 중력에 의한 자중 효과를 고려하여 천이응답 회전진동 해석을 수행한 결과로 운용속도와 임계속도가 회전속도로 고려되었다. 전산해석은 Intel Pentium-D 3.2 GHz CPU 에 2 GB RAM을 장착한 PC를 사용하여 해석을 수행하였다. 참고로, Fig. 6과 같은 임계속도 계산에는 한 경우에 약 1분이 소요되었으며, Fig. 8과 같은 주파수 응답 해석에는 한 경우에 3분 40초가, 직접 천이응답 해석에는 1 iteration 당 약 2분 50초가 소요되었다. 회전에 의한 동적 구조변위 응답은 롤러의 중앙지점에서 추출한 것이다. Fig. 10(a)는 베어링 지지 강성이  $1 \times 10^6 \text{ N/m}$ 인

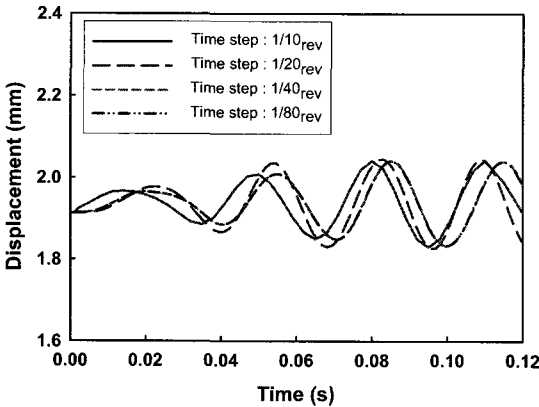
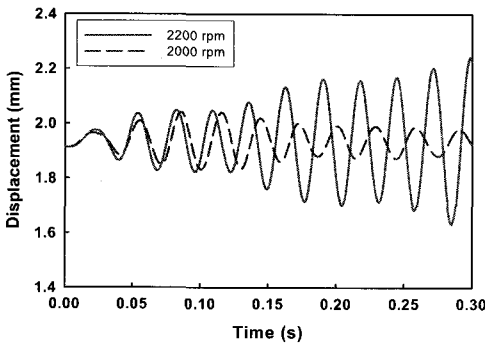
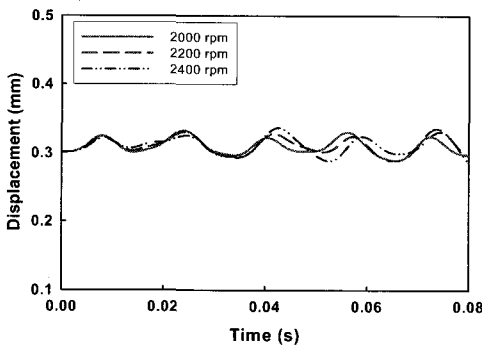


Fig. 9 Effect of time step size for transient dynamic responses.



(a) Bearing stiffness =  $1 \times 10^7$  N/m



(b) Bearing stiffness =  $2 \times 10^7$  N/m

Fig. 10 Transient displacement responses at different rotating speeds.

경우 서로 다른 회전속도에 대한 천이 변위응답을 출력한 결과이다. 회전속도가 2,000 rpm 인 경우는 약 1.93 mm의 평균변위에 약 0.05 mm의 진폭을 나타내고 있다. 또한 임계

속도에 근접한 2,200 rpm 인 경우는 진동이 불안정하게 발산하고 있음을 확인할 수 있다. Fig.10(b)는 베어링 지지 강성이  $2 \times 10^6$  N/m인 경우에 대한 결과로, 예상 운영회전수인 2,000 rpm에서 로 중앙 지점에서의 평균 처짐량은 약 0.3 mm, 진동진폭은 약 0.02 mm가 유발됨을 파악하였다.

LCD 패널 제작용 톨러의 경우 생산 공정상의 정밀도 때문에 운용 회전 조건에 대해 처짐량 및 동적 진동진폭에 대한 정밀 설계 요구조건이 존재하게 된다. 구체적인 설계 요구 기준은 기업 보안사항으로 분류되어 본 논문에서 언급할 수 없었다. 하지만, 본 연구와 같은 3차원 전산해석을 통하여 다양한 설계요구 조건 만족도를 사전에 엄밀하게 파악할 수 있음을 확인할 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 대형 LCD 패널제작용 복합재 로터에 대해 베어링 영향을 포함한 3차원 동적 유한요소 모델을 구축하고 로터 동역학 전산해석을 수행하여 진동안정성 및 특성을 분석하였다. 본 연구를 통하여 안정적인 운용을 위한 최소한의 베어링 강성 수준을 예측할 수 있었다. 또한 실제 제작 및 시험운전 이전에 운용조건에서 유발 가능한 구조변형 정도 및 응력 수준과 진동 진폭을 파악하여 설계 요구 만족도를 사전에 검토할 수 있음을 확인하였다.

#### 후기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI 04-01-03) 및 국립경상대학교 기계항공공학부 NURI 및 2단계 BK사업의 일환으로 수행되었다.

#### 참고문헌

- 1) Nelson, H. D. and McVaugh, J. M., 1976, "Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 93, pp. 593-600.
- 2) Prohl, M. A., 1945, "A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors," *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 67, pp. A-142-A-148.
- 3) Gu, J., 1986, "An Improved Transfer Matrix-Direct Integration Method for Rotor Dynamics," *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 108, pp. 183-188.
- 4) Pranabesh, D. C., 2003, "Application of Lund's Stability Analysis Program in Design of Modern Turbomachinery,"

*Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 125, pp. 471~476.

- 5) Fleming, D. P., 2005, "Unbalance Response Prediction for Accelerating Rotors With Load-Dependent Nonlinear Bearing Stiffness," NASA/TM-2005-213801.
- 6) Brune, C. and Lassoudiere, F., 1990, "Rotordynamics of the Vulcain LH2 Turbopump comparison Between Test Results and Dynamic Analysis Calculations," *Proceedings of 3rd International Conference on RotorDynamics*, pp. 353-360.
- 7) 한재혁, 장건희, 2005, "유연한 지지 구조와 유체 동압 베어링으로 지지되는 HDD의 회전 유연 디스크-스핀들 시스템에 대한 유한 요소 고유 진동 해석", 한국소음진동공학회논문집, 제13권, 제3호, pp. 251~258.
- 8) 전성민, 곽현덕, 윤석환, 김진한, 2005, "액체로켓 터보펌프의 임계 속도 해석", 한국항공우주학회, 제33권, 제6호, pp. 92~99.
- 9) 김용철, 이건도, 1994, "선박 추진축의 선회임계속도에 관한 연구", 대한조선학회, 제31권, 제2호, pp. 29~37.
- 10) 박효근, 김동현, 김명국, 전승배, 2006, "베어링 지지 효과를 고려한 3차원 로터동역학 해석", 한국소음진동공학회 춘계학술대회, KSNVE06S-26-036.
- 11) SAMCEF Theoretical Manual, Rotor Module for the Analysis of Rotating System, Ver.7.1, SAMTECH Co.
- 12) Lalanne M. and Ferraris G., 1990, *Rotordynamics Prediction in Engineering*, John Wiley & Sons Ltd., ISBN 0 471 92633 7.