

3차원 표면 연마기 시스템의 최적설계

김민기*, 이수훈**

Optimum Design of 3-Dimensional Panel Surface Grinder System

Min-Ki Kim*, Soo-Hun Lee**

Abstract

The quality of a TV is closely connected with the high quality surface of Braun tube. To get high quality surface, an improved grinding system is needed. It has three main parts: the housing part of supporting frame, the outershaft part rotated by motor and the innershaft part having eccentricity from the rotation axis of the outershaft. The housing part and the outershaft part are connected by outerbearings. The outershaft part and the innershaft part are connected by innerbearings. Although the outershaft part is rotated at high-speed, the innershaft part is not rotated by offset coupling. The high quality grinding surface can be obtained by this mechanism of panel surface grinder. Because the innershaft is unbalanced by eccentricity from rotation axis of outershaft, the unbalancing vibration is resulted. In this rotor system with high-speed rotation, the unbalancing vibration makes the operation unstable.

In this research, the transfer function is obtained by the frequency response analysis of finite element model. The simulation result is proved by comparing with the experimental result measured by signal analyzer. Then the results are correlated. In order to improve the design, an optimization method is used instead of two-planes balancing method. The unbalancing vibration is chosen as an objective function. The parts of the 3-dimensional panel surface grinder satisfy the each constraint. The result shows that the design of the panel surface grinder can be optimized.

Key Words : 3-Dimensional Surface Grinder(3차원 표면 연마기), Unbalancing Vibration (불평형 진동), Frequency Response Function(주파수 응답함수), Optimum Design (최적설계)

1. 서 론

고품질의 대형 TV개발에서 브라운관은 중요한 위치를 차지한다. 연마기의 연마능력에 따라 TV의 품질은 크게 좌우된다. 준 초대형 패널면(panel surface) 연마기는 기존

과는 다른 연마방식으로 설계되었다. 브라운관을 올려놓은 이중 샤프트(dual-shaft) 시스템이 편심을 갖고 고속으로 회전하면, 연마구가 반대로 회전하면서 연마궤적을 생성한다. 준 초대형 패널면 연마기의 상세 구조를 Fig. 1에 나타냈다. 연마기의 전체적인 구조는 내측샤프트(inner-

* 아주대학교 대학원 기계공학과
** 아주대학교 기계 및 산업공학부

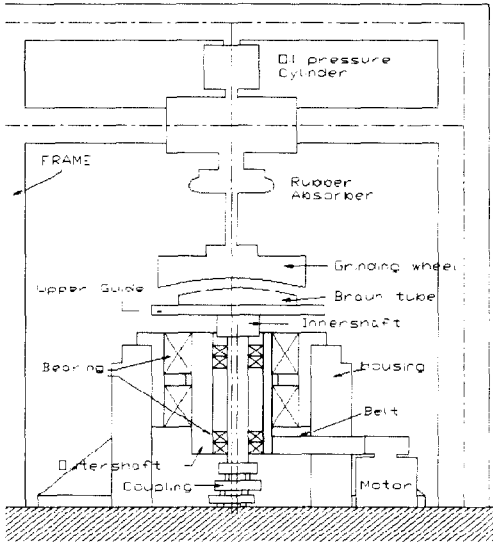


Fig. 1 Schematic diagram of 3-dimensional panel surface grinder system

shaft), 내측베어링(innerbearing), 외측샤프트(outershaft), 외측베어링(outerbearing), 하우징(housing)으로 이루어져 있다. 여기서 하우징은 전체 시스템을 지지하고 있으며 지반(ground)에 고정되어, 외측베어링을 통해 외측샤프트를 지지하고 있다. 외측 샤프트는 안쪽에 편심된 홀(hole)을 가지고 있다. 이 홀에는 내측베어링과 내측샤프트가 장착되어 있다. 그리고 아래 끝부분은 오프셋 커플링(offset-coupling)에 의해 지지되어 있다. 이러한 구조방식은 기존의 연마방식에 비해 생산성을 높일 것으로 기대되지만, 편심된 이중 샤프트 시스템의 고속회전으로 인한 심한 불평형 진동은 연마기의 안정성을 크게 떨어뜨리고 있다. 이러한 불평형 진동의 해결은 주로 회전계의 로터에 보정질량을 붙여 불평형을 없애는 밸런싱 방법에 의존해 왔다. 그러나, 큰 회전시스템에서는 많은 양의 부가질량을 요구하게 되므로 효율적인 평형을 이룰 수가 없다. 따라서, 회전 시스템의 규모를 축소시키면서 평형을 이룰 수 있는 최적 설계 방안이 필요하게 된다.

본 연구에서는 먼저 편심된 이중 회전체(dual-rotor) 시스템의 유한요소 모델을 만들고, 모드 해석을 수행하였다. 그리고 진동 실험을 통해 유한요소 모델의 타당성을 보였다. 최적설계 기법을 이용하여 불평형 진동을 최소화하는 설계 변수를 구한 후 그 결과를 기반으로 유한요소 모델을 변경하여 주파수 응답함수를 구한 후 기존 모델과 비교하였다.

2. 유한요소법을 이용한 진동 해석

2.1 연마기 요소의 유한요소해석

2.1.1 내측샤프트의 유한요소해석

내측 샤프트는 원통형 구조물로 재질은 SM41C이다. Fig. 1에 나타난 것처럼 내측샤프트는 외측샤프트에 베어링에 의해 구속되어 있고, 아래는 오프셋 커플링에 의해 지지되고 있다. 따라서 내측샤프트는 외측샤프트에 대해서 공전 운동만을 하게 되고, 결국 내측샤프트에 브라운관을 올려놓고 연마를 가능하게 한다. 내측샤프트의 유한요소 모델을 Fig. 2에 나타냈다.

내측샤프트의 모드해석 결과, 1차 고유진동수는 1527.34Hz, 2차 고유진동수는 1688.32Hz, 3차 고유진동수는 1803.97Hz를 나타내었다. 내측샤프트 요소의 고유모드들은 상당히 높은 고유진동수를 가지고 있으며 연

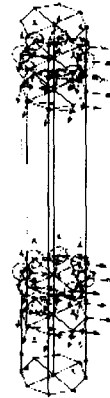
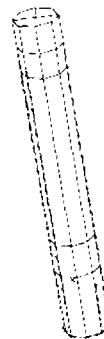


Fig. 2 The finite element model of innershaft



(a) 1st mode(1527.34 Hz)



(b) 2nd mode(1688.32 Hz)

Fig. 3 Natural modes of innershaft

마기의 작동 영역 주파수인 10Hz와는 크게 떨어져 있음을 알 수 있다. 따라서 내측샤프트의 고유모드와 외공진에 의한 영향은 불평형 진동에서 거의 없음을 알 수 있다. Fig. 3(a), (b)는 1차, 2차 모드 형상을 나타낸 것이다.

2.1.2 외측샤프트의 유한요소해석

외측샤프트는 원통형 구조물로 재질이 SM41C이다. 외측샤프트는 Fig. 1에서 보듯이 하우징에 베어링 지지되어있고, 회전중심에서 30mm 벗어난 지점에 내측샤프트와 조립될 홀의 중심이 있다. 이 홀에는 내측샤프트가 내측베어링으로 지지되어 있다. 외측샤프트의 유한요소모델을 Fig. 4에 나타내었다.

외측샤프트의 해석 결과, 1차 고유진동수는 2398.59 Hz, 2차 고유진동수는 2782.25Hz, 3차 고유진동수는 2807.86 Hz를 나타내었다. 이러한 결과로부터 외측샤프트의 고유모드들도 내측샤프트의 경우와 같이 연마기의

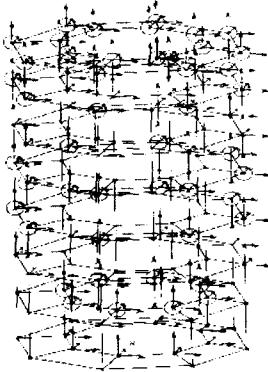
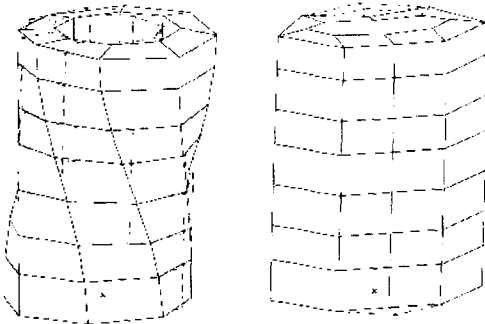


Fig. 4 Finite element model of outershaft



(a) 1st mode (2398.59Hz) (b) 2nd mode(2782.25Hz)

Fig. 5 Natural modes of outershaft

작동영역 주파수(10Hz)보다 훨씬 높은 값을 가지고 있어 불평형 진동이 외측샤프트의 공진과는 거의 연관이 없음을 알 수 있다. Fig. 5(a), (b)에 외측샤프트의 고유모드 결과를 도시하였다.

2.1.3 하우징의 유한요소해석

하우징은 외측샤프트가 외측베어링으로 하우징에 지지되어있고 지반에 고정되어 있다. 하우징의 유한요소모델

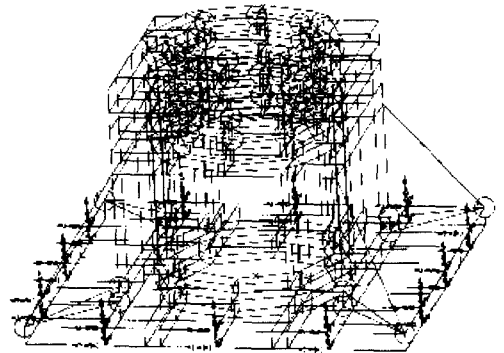
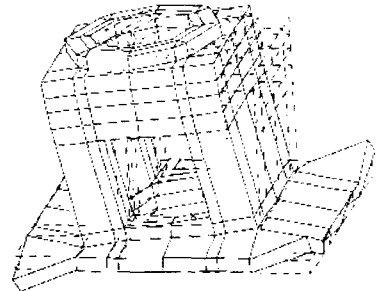
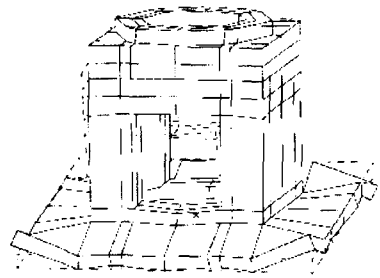


Fig. 6 Finite element model of housing



(a) 1st mode(243.72 Hz)



(b) 2nd mode(251.59 Hz)

Fig. 7 Natural modes of housing

을 Fig. 6에 나타냈다. 하우징의 해석 결과, 1차 고유진동수는 243.72Hz, 2차 고유진동수는 251.59Hz, 3차 고유진동수는 311.47Hz이다. 하우징의 고유모드들은 외측샤프트와 내측샤프트에 비해 상당히 낮은 진동수를 가지고 있지만 여전히 연마기의 작동영역에 비해 상당히 높다. Fig. 7(a), (b)에 하우징의 고유모드 결과를 도시하였다.

2.2 전체연마기 시스템의 주파수응답해석

전체 연마기 시스템은 내측샤프트와 외측샤프트 그리고 외측샤프트와 하우징의 조합을 통해 형성된다. 이러한 각 부분들의 조합은 실질적으로 베어링 연결에 의해 이루어 지는데, 이는 베어링 커넥터(bearing connector)를 사용하여 정의한다. 커넥터는 일치되는 절점을 연결시키는 도구로 두 절점의 자유도들 사이의 질량(mass), 강성(stiffness), 감쇠(damping) 관계들을 정의한다. 연결 절점들 사이의 질량, 강성, 감쇠 관계의 정의는 감쇠행렬과 강성행렬을 통해 이루어진다. 베어링 커넥터는 병진행렬커넥터(translational matrix connector)이므로 X, Y, Z 방향에서의 질량, 강성, 감쇠의 관계를 대입함으로써 정의된다. 질량은 베어링을 FE 모델링하여 반영하였으며, 베어링의 감쇠특성과, 강성특성의 실제적인 값은 얻기 어려우므로, 시험에서 얻어진 동특성치(고유진동수)를 일치시키는 적합한 값으로 맞추게 된다. 다음은 본 연구의 연마기 시스템에서 사용된 베어링 커넥터의 감쇠행렬과 강성행렬이다.

$$\begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} & C_{XZ} \\ C_{YX} & C_{YY} & C_{YZ} \\ C_{ZX} & C_{ZY} & C_{ZZ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0.5 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} & K_{XZ} \\ K_{YX} & K_{YY} & K_{YZ} \\ K_{ZX} & K_{ZY} & K_{ZZ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.0 \times 10^6 & 0 & 0 \\ 0 & 1.0 \times 10^6 & 0 \\ 0 & 0 & 1.0 \times 10^6 \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서, C는 댐핑계수(damping coefficient, N-s/m)이고 K는 강성값(stiffness coefficient, N/m)이다.

시스템 요소들과 베어링 커넥터들을 사용하여 시스템을 실제 연마기 시스템과 같은 위치에 배열시키고 시스템 요소 사이의 베어링 연결 부분의 절점에 베어링 커넥터를 이용하여 연결시킨다. 전체 연마기 시스템의 유한요소 모델을 Fig. 8에 나타내었다.

전체 연마기 시스템의 동특성을 파악하기 위하여 실제 실험 조건과 같은 가진 조건으로 연마기의 외측샤프트에 회전력을 외측샤프트의 절점에 가하고, 하우징의 바깥면

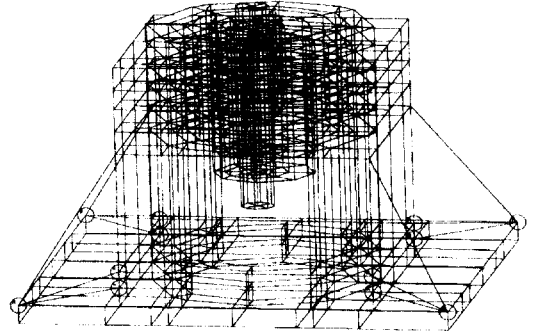


Fig. 8 Finite element model of grinder system

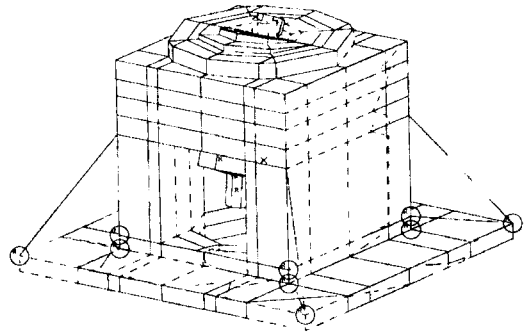


Fig. 9 First natural mode of total system

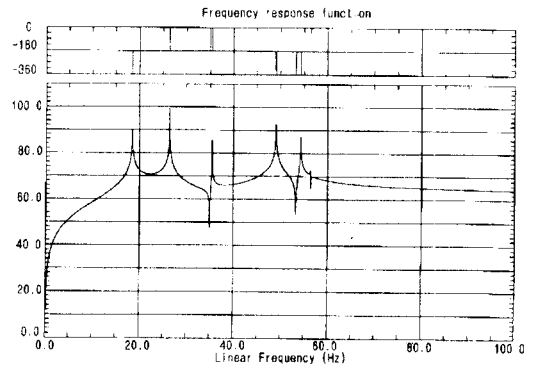


Fig. 10 Frequency response function of total model

의 절점에서 가속도 응답을 구하여 두 점 사이의 주파수 응답함수(frequency response function)를 구했다. 이때의 회전력은 모터가 벨트를 통하여 외측 샤프트를 돌리는 회전력과 일치한다.

Fig. 9에 연마기 시스템의 첫 번째 고유모드를 나타내었고 Fig. 10에 시스템의 주파수 응답함수를 나타냈다. 여기서 주파수 응답함수의 피크(peak)주파수는 전체 연마기 시스템의 고유진동수를 나타낸다. 18.5Hz, 26.3Hz, 35.5Hz에서 시스템의 피크주파수가 나타남을 알 수 있다.

3. 연마기 시스템의 진동 실험

본 실험에서는 불평형 진동을 측정하기 위하여 연마기 시스템을 300rpm으로 회전시키고, 하우징의 바깥면 노드에서 가속도계(accelerometer)를 이용하여 가속도 응답을 측정하였다. 실험장치의 개략적 구성도를 Fig. 11에 나타내었다.

진동 실험을 통해 얻은 전체 연마기 시스템의 고유진동수와 유한요소 해석을 통해 얻은 고유진동수를 Table 1에 비교하였다.

실험을 통해 얻은 고유진동수는 유한요소 해석을 통해 얻은 결과들과 잘 일치하였다. 이것은 유한요소모델이 실제 연마기 시스템의 동특성을 잘 반영하고 있음을 나타낸다. 즉, 유한요소 모델이 실제 시스템과 높은 연관성(correlation)을 가지게 되었음을 나타낸다. 따라서, 불평형 진동을 최소화할 수 있도록 연마기 시스템을 최적화시키고, 그 결과를 실제 시스템과 연관된(correlated) 유한 요소 시스템에 반영하여, 최적화된 연마기 시스템의 향상된 효과를 볼 수 있다.

Table 1 Comparison between measured and analyzed natural frequencies

	Experiment	Analysis
1st mode	18.75Hz	18.75Hz
2nd mode	26.75Hz	26.30Hz
3rd mode	37.25Hz	35.50Hz

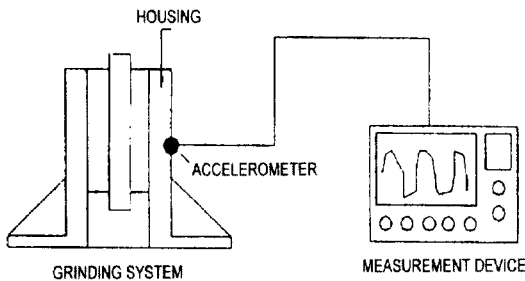


Fig. 11 Experimental setup

4. 연마기 시스템의 최적 설계

3차원 패넬면 연마기 시스템의 불평형 진동은 각 시스템 요소들의 정적 불평형과 동적 불평형에 기인한다. 따라서 시스템의 불평형 진동을 줄이기 위해서는 정적 불평형과 동적 불평형이 최소가 되는 최적 구조의 시스템을 만들어야 한다. 최적설계를 위한 연마기 시스템의 해석모델을 Fig. 12에 나타냈다.

그리고 정적 불평형 진동의 크기와 동적 불평형 진동의 크기는 각각 식 (3)과 (4)에 나타냈다.

$$F = \sum_{i=1}^n F_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (3)$$

$$M = \sum_{i=1}^n (F_i \cdot L_i) \quad (4)$$

여기서,

F_i = 회전요소 i 의 원심력

L_i = 회전요소 i 의 모멘트 계산을 위한 회전축상의 임의의 점에서 무게중심까지의 거리

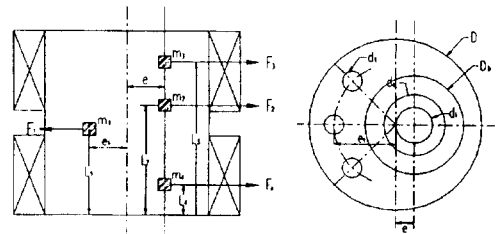


Fig. 12 Analysis model for optimum design

4.1 목적 함수

시스템에 영향을 많이 미치는 것은 정적 불평형이므로 정적 불평형을 구속조건으로 하였고, 동적 불평형을 목적 함수(object function)로 하였다. 목적함수를 식 (5)에 나타내었다.

구속조건 식 (6)과 같이 정적 불평형이 0에 가까울 경우, 동적 불평형량은 회전 중심축상의 계산위치에 독립적이므로, 계산상 편리하게 Fig. 12와 같이 아랫면을 기준으로 L 을 정하였다.

Dynamic unbalance

$$\begin{aligned} &= F_1 L_1 + F_2 L_2 + F_3 L_3 + F_4 L_4 \\ &= m_1 e_1 L_1 + (m_2 L_3 + m_3 L_3 + m_4 L_4) e \end{aligned} \quad (5)$$

여기서,

$$m_1 = \rho \frac{\pi}{4} L_0 (D^2 - D_b^2 - 3d_i^2) : \text{외축샤프트의 질량}$$

$$m_2 = \rho \frac{\pi}{4} L_i (d_0^2 - d_i^2) : \text{내축샤프트의 질량}$$

$$m_3 = \rho \frac{\pi}{4} h_u (D_b^2 - d_0^2) : \text{위쪽 내축베어링의 질량}$$

$$m_4 = \rho \frac{\pi}{4} h_L (D_b^2 - d_0^2) : \text{아래쪽 내축베어링의 질량}$$

$$F_i = m_i e_i \omega_{\max}^2 (i = 1 \sim 4) : \text{불평형 힘}$$

$$L_i (i = 1 \sim 4) : \text{질량 중심의 높이}$$

4.2 구속 조건

연마기 시스템의 최적화시의 구속조건은 다음과 같다.

(1) 연마기 시스템의 정적 평형이 이루어져야 한다.

$$-0.1 \leq m_1 e_1 + (m_2 + m_3 + m_4) e \leq 0.1 \quad (6)$$

(2) 내축샤프트의 1차 고유진동수는 최대 작동주파수보다 큰 값을 가져야 한다.

$$\frac{\pi}{2L^2} \sqrt{\left(\frac{EI_{\text{innershaft}}}{m_2}\right)} \geq \frac{\omega_{\max}}{2\pi} \quad (7)$$

(3) 외축샤프트의 1차 고유진동수는 최대 작동주파수보다 큰 값을 가져야 한다.

$$\frac{\pi}{2L^2} \sqrt{\left(\frac{EI_{\text{outershaft}}}{m_1}\right)} \geq \frac{\omega_{\max}}{2\pi} \quad (8)$$

(4) 내축샤프트의 굽힘응력이 항복응력보다 작아야 한다.

$$\begin{aligned} & \frac{(m_2 e_2 \omega^2)(L_2 - L_5)(L_4 - L_2)}{2(L_4 - L_5)} \\ & \leq \frac{\sigma_{\text{yield}}}{s} \left[\left(\frac{d_0}{2}\right)^4 - \left(\frac{d_i}{2}\right)^4 \right] \end{aligned} \quad (9)$$

(5) 내축 샤프트의 벽 두께가 안쪽 지름의 10%보다 큰 값을 가져야 한다.

$$\frac{d_0 - d_i}{2} \geq 0.1 \times \frac{d_i}{2} \quad (10)$$

구속 조건식에 나오는 종속값은 다음과 같다.

Table 2 Constants

Component	Value(mm)
Length of outershaft (L)	650.0
Hole diameter of outershaft (D_b)	300.0
Mass center height of outershaft (L_1)	325.0
Mass center height of innershaft (L_2)	297.97
Mass center height of innerbearing (up) (L_3)	596.0
Mass center height of innerbearing (down) (L_4)	45.0
Cutting hole diameter(d_i)	40.0
Eccentric hole(e_i)	147.5

$$e_i = \frac{1}{4} (D + D_b - 2e)$$

$$e_1 = \frac{-D_b^2 e + (e_i d_i^2 + \sqrt{2} e_i d_i^2)}{(D^2 - D_b^2 - 3d_i^2)}$$

$$I_{\text{innershaft}} = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{d_0}{2}\right)^4 - \left(\frac{d_i}{2}\right)^4 \right]$$

$$I_{\text{outershaft}} = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{D}{4}\right)^4 - \left(\frac{D_b}{2}\right)^4 - (D_b e)^2 - 3\left(\frac{d_i}{2}\right)^2 - 3(e_i)^2 \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \right]$$

$$\omega_{\max} = 600 \text{ rpm}$$

$$\sigma_{\text{yield}} = 300 \text{ N/mm}^2$$

$$s = 6$$

그리고 구속 조건식에 사용된 상수는 다음 Table 2와 같다.

4.3 설계 변수

설계변수는 구멍의 지름(d_i), 내축샤프트의 외부 지름(d_0), 내축샤프트의 내부 지름(d_i)이고, 설계변수들의 초기 값은 d_i 가 0.0mm, d_0 가 130.0mm, d_i 가 0.0mm이고, 초기 질량값은 m_1 이 601kg, m_2 가 91kg, m_3 가 15kg, 그리고 m_4 가 15kg이다. 최적화 전의 처음 모델에서의 불평형량은 각각 정적 불평형량이 3863.04(kg-mm), 동적 불평형량이 1.329×10^7 kg-mm²이었다

4.4 최적설계 결과

앞에서 정의한 목적함수, 구속조건식, 종속값, 상수값들

을 가지고 최적 설계프로그램인 ADS를 이용하여 해석한 결과 다음의 결과를 얻었다.

(1) 설계변수의 최적설계 결과치는 $d_i = 52.74\text{mm}$, $d_o = 124.71\text{mm}$, $d_f = 84.29\text{mm}$ 로 나타났다.

(2) 최적화 후, 정적 불평형 진동량은 $3.863 \times 10^3 \text{ kg}\cdot\text{mm}$ 에서 $3.625 \text{ kg}\cdot\text{mm}$ 로 감소되었으며, 동적 불평형 진동량은 $1.329 \times 10^4 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ 에서 $4.012 \times 10^4 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$ 로 감소하였다.

(3) 연마기 시스템의 총 질량은 722kg 에서 481kg 으로 감소하였다. 최적모델에서의 질량의 감소는 시스템 설계에 있어 매우 효율적인 것이다.

5. 최적 모델의 진동 해석

최적화 결과가 반영된 연마기의 유한 요소 모델을 사용하여 시스템의 주파수 응답함수를 구하였다. 주파수 응답함수는 Fig. 13에 나타났다.

앞의 초기모델의 주파수 응답함수 결과인 Fig. 10과 비교하여 보면 최적화 된 모델의 고유 진동수가 약 4~5Hz 정도 오른쪽으로 이동한 것을 알 수 있다. 이것은 시스템의 동작 주파수가 0~10Hz인 것을 고려하여 보면 이전 모델보다 최적화 모델이 더 안정화 되어있음을 알 수 있다.

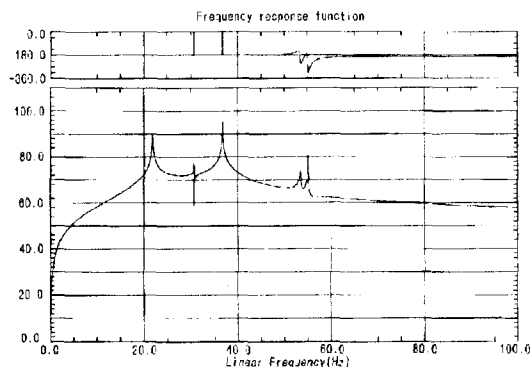


Fig. 13 Frequency response function of optimized model

6. 결 론

본 연구에서는 연마기 시스템의 불평형에 기인한 진동을 현저히 줄일 수 있는 연마기 시스템의 최적화 모델을 제시하였다. 최적화 모델은 시스템의 질량을 약 33%나 감소시켜 현재의 연마기 보다 경량화 된 연마기 시스템을 만들었으며, 정적, 동적 불평형 진동을 감소시켜 시스템의 불평형 진동을 크게 줄였다.

따라서 현 연마기 시스템보다 더욱 효율적이고 경제적인 연마기 시스템을 얻을 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) Fredric F. Ehrich, "Handbook of Rotordynamics", McGraw-Hill, 1992.
- (2) Garret N. Vanderplaats, "Numerical Optimization-Techniques for Engineering Design", McGraw-Hill, 1984.
- (3) Gupta, K. D., Gupta, K., and Athre, K., "Unbalance Response of a Dual-rotor System: Theory and Experiment", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 115, pp.427-435, 1993.
- (4) John M. Vance, "Rotor Dynamics of Turbomachinery", John Wiley & Sons, 1988.
- (5) "I-DEAS System Dynamics Analysis: User's Guide", SDRC.