

포커싱 에러를 최소화하기 위한 광디스크의 형상설계 Design of Optical Disk Profile for Minimizing the Focusing Error

홍석준* · 지중근* · 이종수** · 박노철*** · 박영필**

Seok-Joon Hong, Jung-Geun Jee, Jongsoo Lee, No-Cheol Park and Young-Pil Park

Key Words : ADS(최적화 프로그램), Orthogonal Array(직교배열표), ANOM(평균분석기법)

ABSTRACT

Optical disk is the media which is used generally in data storage device, but it has a disadvantage in the vibration by spinning and the shock. For overcoming these disadvantage, we must control the optical disk to minimize the focusing error and tracking error. The present study investigates the disk profile for minimizing the focusing error subjected to environmental shock and weight of the disk.

In this study, the disk is assumed to be a cantilever beam to determine the disk profile for the minimum displacement as to the shock considering only the first mode. Also, for the optimally determined profile by ADS program, this paper recalculate the robust cantilever profile by using orthogonal array and ANOM.

1 서론

광학을 이용한 데이터 저장 장치의 헤드 구동부는 일반적으로 세 개의 구동기로 구성된다. 우선 포커싱을 유지시키는 구동기와 정밀 트랙을 추종하는 구동기가 하나의 몸체로 구성되어 있고, 그 다음으로 이들을 디스크의 수평방향으로 이동시키는 슬레드(sled) 구동기가 있다. 한편 기존에 광픽업 액추에이터의 진동을 줄여 포커싱 능력을 향상시키기 위한 최적설계 방법이 연구되었는데, 이것은 액추에이터의 외부코일에 발생하는 토크가 액추에이터를 피칭방향으로 움직이게 해서 광픽업 액추에이터의 포커싱 성능을 저하시키는데 착안한 것이다. 즉 주어진 전류에 대해서 최대의 작동력을 내면서, 외부 코일에서 발생하는 토크를 최소화시키는 것이 목적이다.⁽¹⁾ 여기서는 연속체 방법을 사용한 민감도식을 통하여 위상최적설계를 하였으나 이러한 해석을 위해서는 추가적인 프로그램 개발 및 사용이 필요하다. 일반적으로 포커싱 제어기 경우에는 구동기의 노화, 특히 광디스크의 불량 등으로 인하여 강인한 제어성능을 가진 서보 제어를 설계하는데 많은 어려

움이 있다. 그럼에도 불구하고 이러한 포커싱 제어에 있어서 대부분은 서보에 의존하고 있는 실정이며 이에 대한 개선책으로 본 논문에서는 디스크의 면진동을 최소화 하기 위해서 디스크의 단면 형상을 새롭게 설계하였다.

우선 디스크를 Figure 1과 같이 외팔보로 가정하였고, 형상을 5개의 변수를 갖는 4차의 다항식으로 가정하였다.

$$h(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4 \quad (1)$$

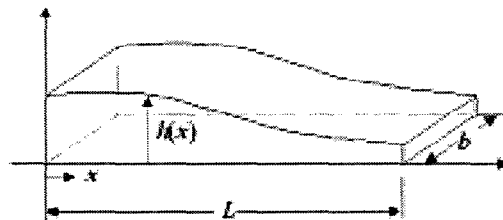


Figure 1 Schematic of a disc profile

그리고 위와 같은 단면형상을 갖는 디스크에 대해서 첫 번째 고유진동수를 Runge-Kutta 4계를 사용하여 구하였고, 이렇게 구한 고유진동수가 최대가 되는 단면형상을 찾기 위해서 최적화 알고리즘인 ADS를 이용하였다. 마지막으로 ADS를 통해 구해진 최적값을 바탕으로 직교배열표 및 ANOM 분석을 이용한 강건설계를 수행하였다.

* 연세대학교 기계공학과 대학원
E-mail : eagles76@hanmail.net
Tel : (02) 2123-2814, Fax : (02) 364-6769

** 연세대학교 기계공학부

*** 연세대학교 정보저장 협동과정

2. 구성방정식

2.1 임의의 형상을 갖는 외팔보의 지배방정식

분포하중을 받는 균일한 단면형상을 갖는 외팔보에 대한 지배방정식은 다음과 같다.⁽²⁻⁴⁾

$$L[w(x, t)] + m(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = f_d(t) \quad (2)$$

$$\text{여기서 } w(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} w_r(x) \eta_r(t) \quad (3)$$

식(2.2)를 (2.1)에 대입하고 $w_s(x)$ 를 앞에 곱해준 다음 x 에 대해서 길이 L 까지 적분하면,

$$\begin{aligned} & \sum_{r=0}^{\infty} \eta_r(t) \int_0^L w_s(x) L[w_r(x)] \\ & + \sum_{r=1}^{\infty} \ddot{\eta}_r(t) \int_0^L w_s(x) m(x) w_r(x) dx \\ & = \int_0^L w_s(x) f_d(t) dx \end{aligned} \quad (4)$$

를 얻는다 여기서 고유함수의 직교성을 이용하면,

$$\ddot{\eta}_r(t) + \omega_r^2 \eta_r(t) = N_r(t) \quad (5)$$

이 된다. 여기서 $N_r(t) = \int_0^L w_s(x) f_d(t) dx$

그리고 식(2.4)를 $\eta_r(t)$ 에 대해서 풀면,

$$\begin{aligned} \eta_r(t) &= \frac{1}{\omega_r} \int_0^t N_r(\tau) \sin \omega_r(t - \tau) d\tau \\ &+ \eta_r(0) \cos \omega_r t + \dot{\eta}_r(0) \frac{\sin \omega_r t}{\omega_r} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\text{여기서, } \eta_r(0) = \int_0^L m(x) w_r(x) w(x, 0) dx \quad (7)$$

$$\dot{\eta}_r(0) = \int_0^L m(x) w_r(x) \dot{w}(x, 0) dx \quad (8)$$

$$r = 1, 2, 3 \dots \quad (9)$$

한편 임의의 단면 형상을 갖는 외팔보에 있어서의 자유진동을 고려하면,

$$L[w(x, t)] + m(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (10)$$

이 되고, L 연산자를 전개하면,

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2}{\partial x^2} [EI(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2}] \\ & + m(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$EIw'''' \eta + 2EI' w''' \eta + EI'' w'' \eta = -m(x) w \ddot{\eta} \quad (12)$$

$$EIw'''' + 2EI' w''' + EI'' w - \lambda m(x) w = 0 \quad (13)$$

여기서,

$$h(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4 \quad (14)$$

$$m(x) = bh(x) \quad (15)$$

$$I(x) = A_0 + A_1 x + A_2 x^2 + \dots + A_{12} x^{12} \quad (16)$$

$$I'(x) = B_0 + B_1 x + B_2 x^2 + \dots + B_{11} x^{11} \quad (17)$$

$$I''(x) = C_0 + C_1 x + C_2 x^2 + \dots + C_{10} x^{10} \quad (18)$$

한편 경계조건은 다음과 같다.

$$\text{i) } (w)_{x=0} = 0 \quad (19)$$

$$\text{ii) } \left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)_{x=0} = 0 \quad (20)$$

$$\text{iii) } \left[EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right]_{x=L} = 0 \quad (21)$$

$$\text{iv) } \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \right]_{x=L} = 0 \quad (22)$$

2.2 특성방정식의 유도

수치적분을 위하여 다음의 상태벡터를 도입한다.⁽⁵⁻⁷⁾

$$x = \{ W_1 \ W_2 \ W_3 \ W_4 \}^T \quad (23)$$

$$W_1 = w, \ W_2 = w', \ W_3 = w'', \ W_4 = w''' \quad (24)$$

그러면 다음과 같은 4개의 1계 미분 방정식이 얻어진다.

$$W_1' = W_2 \quad (25)$$

$$W_2' = W_3 \quad (26)$$

$$W_3' = W_4 \quad (27)$$

$$W_4' = \frac{1}{EI} \{ -2EI' W_4 - EI'' W_3 + \lambda m(x) W_1 \} \quad (28)$$

서로 독립인 4개의 초기벡터 x_0 에 대해서 위의 연립미분 방정식을 풀면, 각각 지배방정식을 만족하는 해 4개를 얻게 된다. 일반해는 그 4개의 해의 선형조합으로 얻을 수 있다. 이렇게 얻은 일반해들 중에서 주어진 경계조건을 모두 만족시키는 것이 주어진 고유치 문제의 해가 된다. 서로 독립인 4개의 초기 벡터를 다음과 같이 택한다.

$$x_1 = \{ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \}^T \quad (29)$$

$$x_2 = \{ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \}^T \quad (30)$$

$$x_3 = \{ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \}^T \quad (31)$$

$$x_4 = \{ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \}^T \quad (32)$$

각각의 초기 벡터 x_i 에 대한 상태변수 W_1, W_2, W_3, W_4 의 해를 각각 $W_{1i}, W_{2i}, W_{3i}, W_{4i}$ 라고 표기한다. 그러면 각 상태변수의 일반해는 다음과 같이 표현된다.

$$W_1 = W = c_1 W_{11} + c_2 W_{12} + c_3 W_{13} + c_4 W_{14} \quad (33)$$

$$W_2 = W' = c_1 W_{21} + c_2 W_{22} + c_3 W_{23} + c_4 W_{24} \quad (34)$$

$$W_3 = W'' = c_1 W_{31} + c_2 W_{32} + c_3 W_{33} + c_4 W_{34} \quad (35)$$

$$W_4 = W''' = c_1 W_{41} + c_2 W_{42} + c_3 W_{43} + c_4 W_{44} \quad (36)$$

안쪽 $x = 0$ 에서 상태벡터는 초기벡터의 값과 같으므로 안쪽에서의 경계조건에 의해서 c_1 과 c_2 는 0이 되어야 한다.

$$W_1 = W = c_1 \cdot 1 + c_2 \cdot 0 + c_3 \cdot 0 + c_4 \cdot 0 = c_1 = 0 \quad (37)$$

$$W_2 = W' = c_1 \cdot 0 + c_2 \cdot 1 + c_3 \cdot 0 + c_4 \cdot 0 = c_2 = 0 \quad (38)$$

그러므로 c_3, c_4 만 미지수로 남으며, 이는 바깥쪽 $x = L$ 에서의 상태벡터의 값과 경계조건을 이용하여 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} \\ D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} c_3 \\ c_4 \end{Bmatrix} = 0 \quad (39)$$

여기서,

$$D_{11} = EI(L) W_{33} \quad (40)$$

$$D_{12} = EI(L) W_{34} \quad (41)$$

$$D_{21} = EI'(L) W_{33} + EI(L) W_{34} \quad (42)$$

$$D_{22} = EI'(L) W_{33} + EI(L) W_{44} \quad (43)$$

c_3, c_4 가 0이 아닌 해를 가지려면 계수 행렬의 행렬식이 0이 되어야 한다.

$$f(\omega_n) = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} \\ D_{21} & D_{22} \end{vmatrix} = 0 \quad (44)$$

본 연구에서는 $\eta_1(t)$ 를 최소화하기 위하여 ω_1 을 최대화하는 설계변수를 찾았고, $0 \leq h(x) \leq 3 \text{ mm}$ 로 $h(x)$ 의 범위를 제한하였으며, 전체 무게를 일반 DVD 중량의 절반으로 제한하였다.

3. 결과분석

3.1 균일형상에 대한 해석

(1) 외팔보에 대한 해석

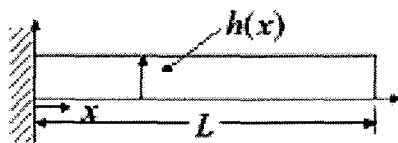


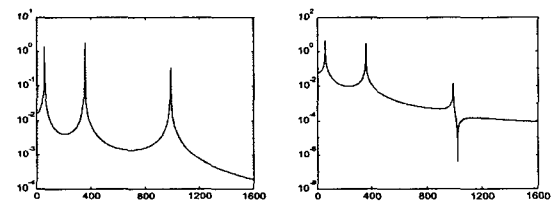
Figure 2 Uniform cantilever

구속조건에서 중량을 절반이하로 잡았기 때문에 중량이 반이 되는 형상인 Figure 2와 같이 두께가 0.6 mm 인 경우에 대해서 먼저 해석해 보았다. 이 경우 외팔보를 오일러 베르누이 빔으로 가정하고 고유진동수를 구했을 때와 Runge-Kutta 4계를 이용한 수치적분을 통해 구했을 때, 그리고 Ansys를 이용해서 F.E.M.으로 해석했을 때의 결과를 Table 1에 나타냈다. 여기서 F.E.M. 해석시에는 beam4로 모델링하였다. 그리고 FRF에서는 외팔보의 경우 3개의 모드만을 고려하였고, 디스크의 경우에는 5개의 모드만을 고려하였다.

Table 1 Natural frequency of uniform cantilever [Hz]

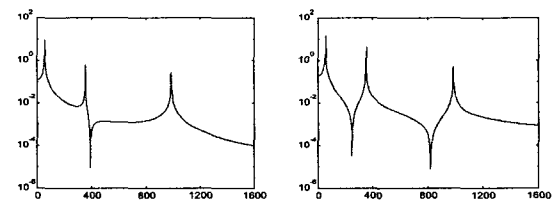
mode	Exact	F.E.M	Runge-Kutta
1st	55.80	56.37	54.69
2nd	349.69	352.99	342.73
3rd	979.14	988.68	959.65

이 경우에 $x = \frac{1}{4}L, \frac{1}{2}L, \frac{3}{4}L, L$ 인 지점에서 FRF를 구하면 Figure 3과 같다. FRF14은 $x = \frac{1}{4}L$ 과 $x = L$ 지점, FRF24는 $x = \frac{1}{2}L$ 지점과 $x = L$ 지점, FRF34는 $x = \frac{3}{4}L$ 지점과 $x = L$ 지점, FRF44는 $x = L$ 지점과 $x = L$ 지점의 compliance를 나타낸다.



(a) FRF_14

(b) FRF_24



(c) FRF_34

(d) FRF_44

Figure 3 FRF of uniform cantilever

(2) 디스크에 대한 해석

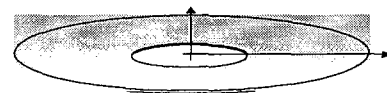


Figure 4 Uniform disc

이 경우도 앞절의 외팔보와 마찬가지로 두께가 0.6 mm 인 균일한 형상에 대해서 해석하였다. 이에 대한 고유진동수를 구하면 Table 2와 같다.

Table 2 Natural frequency of uniform disc [Hz]

Mode	(0,1)	(0,0)	(0,2)
Freq	52.25	58.04	69.16

이 경우에 대해서 FRF를 구하면 Figure 5와 같다.

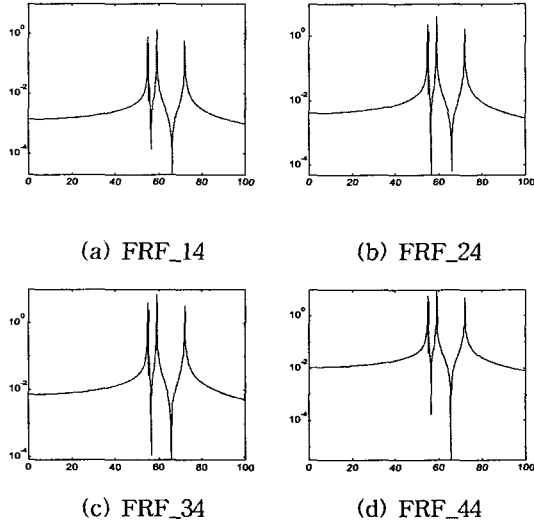


Figure 5 FRF of uniform disc

3.2 ADS를 사용한 최적설계

ADS(Automated Design Synthesis)는 포트란 코드를 기반으로 하는 최적화 프로그램으로서 널리 사용되고 있다. 본 논문에서 설계변수(design variable)로 $h(x)$ 의 계수인 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 를 선정하였고, 설계인자(problem parameter)로는 영률(E), 길이(L), 밀도(ρ)를 선정하였다. 즉 최적화 문제는 다음과 같이 구성된다.⁽⁸⁾

$$\text{minimize } f(x) = \frac{1}{\omega_1} \tag{45}$$

$$\text{subject to } g(x) = M/M_0 - 0.5 \tag{46}$$

$$\text{bounded to } 0 \leq h(x) \leq 0.003 \tag{47}$$

여기서, M_0 는 균일한 형상을 갖는 외팔보의 질량이며 M 은 최적화된 형상 $h(x)$ 를 갖는 외팔보의 질량이다. ADS에서 사용된 제어인자(control parameter)는 $ISTRAT = 8, IOPT = 5, IONED = 6, IPRINT = 1000$ 이다. ADS를 이용해서 구한 최적의 단면 형상은 다음과 같다.

- $a_0 = 0.11975067 \times 10^{-2}$
- $a_1 = -0.24218466 \times 10^{-1}$
- $a_2 = -0.89862075 \times 10^{-3}$
- $a_3 = -0.94358251 \times 10^{-3}$
- $a_4 = -0.12495904 \times 10^{-2}$.

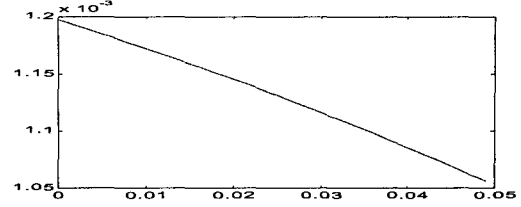


Figure 6 Cross-sectional shape of optimal cantilever

(1) 최적화된 외팔보에 대한 해석

최적의 단면형상을 갖는 외팔보에 대해서 고유진동수를 구하면 Table 3과 같다.

Table 3 Natural frequency of optimal cantilever [Hz]

mode	F.E.M	Runge-Kutta
1st	169.05	170.05
2nd	485.44	483.51
3rd	965.34	943.22

이 경우에 대해서 FRF를 구하면 Figure 7과 같다.

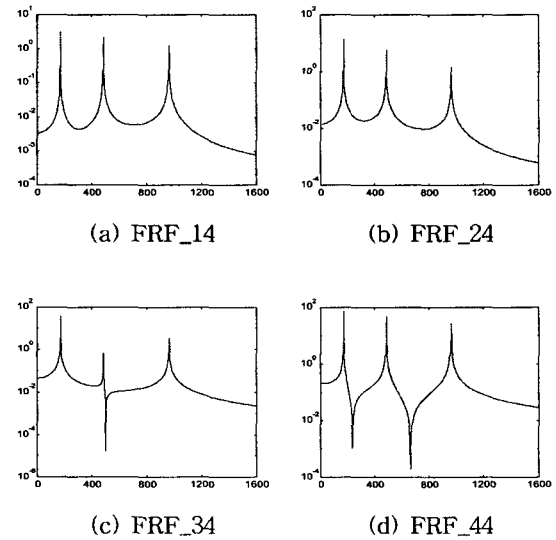


Figure 7 FRF of optimal cantilever

(2) 최적화된 디스크에 대한 해석

최적화된 단면 형상을 갖는 디스크의 고유진동수를 구하면 Table 4와 같다.

Table 4 Natural frequency of optimal disc [Hz]

Mode	(0,1)	(0,0)	(0,2)
Freq	171.20	176.08	208.12

이 경우에 대해서 FRF를 구하면 Figure 8과 같다.

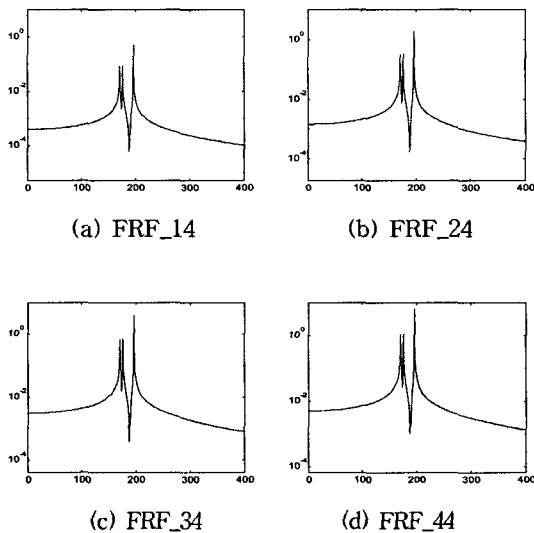


Figure 8 FRF of optimal disc

3.3 ANOM 분석을 통한 강건설계

앞에서 구한 최적해를 바탕으로 강건해를 구했다. 여기서 정의하는 강건해라 합은 제한함수의 가용영역(feasible region)에 존재하는 설계변수 중에서 이 설계변수가 공차영역의 범위에서 존재 가능한 어떠한 경우의 값을 가지더라도 가용영역에 존재하면서 목적함수를 최대로 만족하는 설계변수 값을 말한다.⁽⁹⁾ 또한 최적화된 디스크 형상의 끝단의 높이가 매우 작기 때문에 이를 고려하여 본 논문에서는 공차를 ±0.1%로 선정하였고, 내측배열이 $L_8(2^5)$, 외측배열이 $L_4(2^3)$ 인 2수준 직교배열표(Table 6)를 사용하여 ANOM(Analysis Of Means)분석으로 해석하였다.

Table 5는 앞에서 구한 최적값에 대해서 (-)공차 값을 0수준, (+)공차 값을 1수준으로 선정하여 나타낸 것이다.

Table 5 Initial level value for robust design

±0.1%	초기값	0수준	1수준	
내측배열 (설계변수)	a_0	0.00119751	0.001196312	0.001198707
	a_1	-0.02421847	-0.02424269	-0.02419425
	a_2	-0.00089862	-0.00089952	-0.00089772
	a_3	-0.00094359	-0.00094453	-0.00094265
	a_4	-0.00124959	-0.00125084	-0.00124834
외측배열 (설계인자)	ρ	1170	1168.83	1171.17
	E	2.3×10^9	2.2977×10^9	2.3023×10^9
	L	0.04935	0.04930	0.04940

Table 6 Othogonal array of disc

실험 횟수	내측배열 $L_8(2^5)$					비제어 인자	외측배열 $L_4(2^3)$					
							실험횟수					
	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	ρ	E	L	1	2	3	4
1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1
2	0	0	0	1	1	0	1	0	0	1	0	1
3	0	1	1	0	0	0	0	1	1	0	1	0
4	0	1	1	1	1	0	1	0	0	1	0	1
5	1	0	1	0	1	0	0	1	1	1	0	0
6	1	0	1	1	0	0	1	0	0	0	1	1
7	1	1	0	0	1	0	0	1	1	0	1	0
8	1	1	0	1	0	0	1	0	0	1	0	1

한편 $g(x) = \frac{m}{m_0} = \frac{\rho L h b}{\rho_0 L_0 h_0 b} = \frac{\rho L h}{\rho_0 L_0 h_0}$ 이고, (여기서 b : 외팔보의 폭)

$$\frac{\rho L h}{\rho_0 L_0 h_0} - 0.5 \leq 0 \text{을 만족해야 한다.}$$

즉 $\rho_0 L_0 h_0 = 0.069287$ 이 되고, 모든 공차영역 내에서 $\rho L h = 0.034643$ 이하의 값을 가져야 하나 Y_{88} 의 경우 값을 가지게 되어 구속 조건을 위배하는 최악의 경우(worst case)가 발생함을 알 수 있다.

모든 공차영역에 대해서 가용영역에 포함시키도록 하기 위해서 ANOM 분석을 사용하면 모든 설계변수에 대해서 1수준의 값들이 제한함수의 위배정도가 큼을 알 수가 있다. 그러므로 우리는 공차 설계를 위한 탐색방향을 각각의 설계변수의 값이 작아지는 쪽으로 잡고 질량을 줄이는 방향으로 선정하였다. 위와 같은 설계 방법으로 구한 강건해는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} a_0 &= 0.11586148 \times 10^{-2} \\ a_1 &= -0.25030596 \times 10^{-1} \\ a_2 &= -0.92875465 \times 10^{-3} \\ a_3 &= -0.97522413 \times 10^{-3} \\ a_4 &= -0.12914936 \times 10^{-2}. \end{aligned}$$

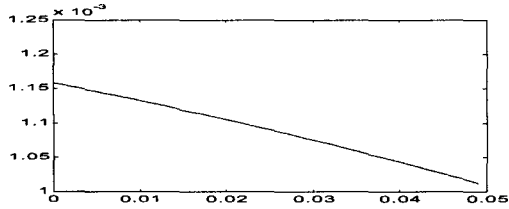


Figure 9 Cross-sectional shape of robust cantilever

(1) 강건설계된 외팔보에 대한 해석

공차를 고려하여 강건설계된 형상을 갖는 외팔보의 고유진동수를 구하면 Table 7과 같다.

Table 7 Natural frequency of robust cantilever [Hz]

mode	F.E.M	Runge-Kutta
1st	163.88	164.92
2nd	469.40	466.72
3rd	933.05	915.45

이 경우에 대해서 FRF를 구하면 Figure 10과 같다.

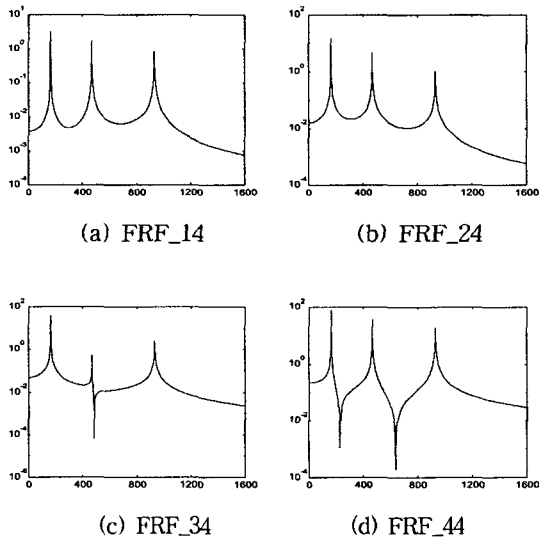


Figure 10 FRF of robust cantilever

(2) 강건설계된 디스크에 대한 해석

강건설계된 단면형상을 갖는 디스크의 고유진동수는 Table 8과 같다.

Table 8 Natural frequency of robust disc [Hz]

Mode	(0,1)	(0,0)	(0,2)
Freq	186.03	197.13	232.16

이에 대한 FRF는 Figure 11과 같다.

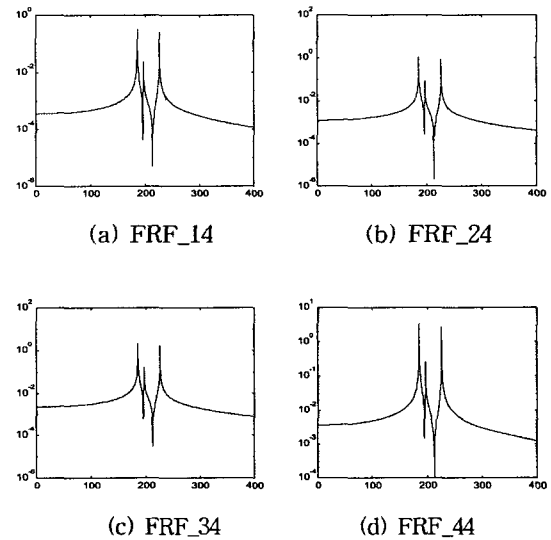


Figure 11 FRF of robust disc

4. 결론

본 논문에서는 디스크 면진을 줄이기 위한 디스크의 형상을 설계하기 위해서 ADS를 이용한 최적설계와 이를 토대로 직교배열표 및 ANOM분석을 이용하여 강건설계를 수행하였다.

최적화된 외팔보의 경우에는 첫 번째 고유진동수가 169.05 Hz로 균일한 형상의 외팔보의 고유진동수인 56.37 Hz에 비해서 월등히 증가하였음을 알 수 있다. 이는 외팔보의 강성이 증가하였음을 나타내고, 따라서 외팔보의 면진이 줄어들음을 나타낸다. 또한 질량에 대한 동일한 구속 조건하에서 1차 고유진동수가 증가하였으므로 대역폭면에서도 성능이 개선되었음을 알 수 있다. 위의 결과는 디스크의 경우에 있어서도 고유진동수가 (0,0)모드에서 58.03 Hz에서 176.08 Hz로 증가하여 외팔보와 같은 개선된

경향을 나타내고 있음을 알 수 있다.

한편 강건설계의 경우 공차를 고려하였기 때문에 외팔보에서는 고유진동수가 최적화된 외팔보에 비해서 각 모드별로 조금씩 낮아짐을 보였으나, 디스크의 경우에는 강건설계된 경우에 오히려 고유진동수가 다소 높게 나타났다. 이는 공차를 고려한 강건설계에서는 설계변수가 조금만 변하더라도 모델의 형상이 디스크이기 때문에 매우 민감하게 반응하여 강성이 더 확보되는 쪽으로 변한 것으로 예상된다.

참 고 문 헌

- (1) 왕세명, 김용수, 박기환, “위상 최적설계를 통한 CD-ROM 광 픽업 액추에이터의 진동저감”, 소음진동학술대회논문집(1), 2000, pp.479-484
- (2) Timoshenko S. P., and Goodier J. N., Theory of Elasticity, 3rd Ed., McGraw-Hill, pp.80-81
- (3) Timoshenko S. P., and Woinowsky-Krieger, Theory of Plates and Shells, 2nd Ed., McGraw-Hill, 1959, pp. 83-84, p. 87
- (4) Inman, D. J., Engineering Vibration. Prentice Hall, 1996, p.334
- (5) Lamb H., and Southwell R. V., “The vibration of a Spinning Disk”, Proceedings of the Royal Society, London, Vol. 99, July 1921, pp.272-280
- (6) Barasch S., and Chen Y., “On the vibration of a Rotating Disk”, Trans. of ASME J. of Applied Mechanics, Vol.39, 1972, pp.1143-1144
- (7) M. P. Mignolet, C. D. Eick, M. V. Harish, “Free Vibration of Flexible Rotating Disks”, Journal of Sound and Vibration (1996) 196(5), pp. 537-577
- (8) Raphael T. Haftka and Zafer Güdal. Element of Structural Optimization. 3rd Ed. Kluwer Academic Publishers, 1992, pp.71-113, pp. 159-206.
- (9) 이종수, “설계변수의 공차와 설계파라미터의 변동량을 고려한 실험계획기반 강건최적화”, pp. 8