

# 조합 유전 알고리즘을 이용한 항공기 엔진 시스템의 최적설계

## Optimal Design of Aircraft Gas Turbine System supported by Squeeze Film Damper Using Combined Genetic Algorithm

김영찬\*, 안영공\*\*, 양보석\*\*, 길병래\*\*\*

Young-Chan Kim, Young-Kong Ahn, Bo-Suk Yang,

**Key Words** : Optimum Design(최적설계), Genetic Algorithm(유전 알고리즘), Squeeze film damper(스퀴즈 필름 댐퍼), Aircraft Gas Turbine Rotor(항공기용 가스터빈 로터)

### ABSTRACT

The aircraft engine is usually supported by rolling element bearings and has a small damping rate, which is very sensitive to external force. The high-performance requirement of the rotors leads to complex assembly designs and are more flexible. Squeeze film dampers (SFDs) are introduced to provide damping while crossing the critical speeds and stability to the rotor system. Hence, the focus of the present investigation is on the decision of an optimal size of the flexible rotor system supported by the squeeze film dampers to minimize the maximum transmitted load and unbalance response over a range operating speeds. The enhanced genetic algorithm (EGA), which was developed by authors, is used in the optimization process. This algorithm is based on the synthesis of a modified genetic algorithm and simplex method. The results show significant benefits in using EGA when compared with nonlinear programming (NLP).

### 1. 서론

스퀴즈 필름 댐퍼(squeeze film damper: SFD)는 항공기엔진 등과 같이 구름요소베어링에 의해 지지된 고속회전체에 부가적 감쇠력을 제공함으로써 시스템의 안정성 및 신뢰성을 확보하기 위한 목적으로 사용되고 있다.<sup>(1-5)</sup>

이러한 연구의 예로, Greenhill<sup>(1)</sup>과 Chen<sup>(2)</sup> 등은 비선형 계획법(nonlinear programming: NLP)을 이용하여 운전속도영역에서 베어링 지지부와 기초부간의 전달력을 최소화하기 위해 스퀴즈 필름 댐퍼의 최적형상에 대한 연구를 하였다. 이들은 이를 위해 반복적 결정론방법을 이용하여 해를 탐색하였다. Luball<sup>(3)</sup>과 Rajan<sup>(4)</sup>은 역시 비선형 계획법을 이용한 반복법에 의해서 최적 평형잡기와 SFD의 형상최적화를 통한 운전영역내에서 전달력과 응답을 최소화하고자 연구하였다. 이상의 기존 연구들은 SFD만의 형상최적화 또는 하나의 자유도로 근사화된 SFD를 고려한 경우가 대부분이었다. 직접법 또는 NLP를 이용한 경우, 초기값에 의존된 최적해를 탐색하게 되고, 실제 적용에서는 다수의 국

부 최적해(local optimum)를 포함하고 있기 때문에 탐색된 최적해는 국부 최적해일 가능성이 많고 결국 전역 최적해(global optimum)를 탐색하기 위해서 반복적으로 해를 탐색하는 방법을 채택하고 있다. 더욱이 반복적인 탐색은 매번 초기값을 새로이 설정해야만 하며, 이것을 위해서는 SFD의 설계 파라미터와 시스템에 대한 정보 및 전문적 지식을 필요로 하게 된다.

본 논문에서는 다중 탐색 알고리즘(multi-search algorithm)을 이용한 SFD에 의해 지지된 회전체 시스템의 최적형상 설계기법을 제안하고자 한다. 이것을 위해 운전영역내에서 SFD요소를 갖는 로터 베어링 시스템의 지지부에서 최대 전달력을 최소로 하기 위해 다중 목적함수의 최적화를 수행한다. 다음으로 회전체의 신뢰성을 향상시키기 위해 불평형 응답을 최소로 하는 최적해를 탐색한다. 이 과정에서 SFD의 반경과 틈새 그리고 축의 내경을 설계변수로 선택하였다.

### 2. 회전체 시스템

Fig. 1은 항공기용 가스 터빈엔진에 대하여 진동 해석을 위한 유한요소 모델링을 나타내고 있다.<sup>(2)</sup> 시스템의 거동 해석을 위해 회전체를 Timoshenko 이론에 의한 유한요소법(FEM)을 이용하여 해석하였다. Fig. 1에서 축은 12요소로 분할 하였으며, 3개의 볼 베어링(절점 3, 6, 13)과 4개의 디스크(절점 1,

\* 정회원, 부경대학교 대학원  
E-mail : kychan@netian.com  
Tel : (051) 625-1604, Fax : (051) 620-1405  
\*\* 정회원, 부경대학교 기계공학부  
\*\*\* 정회원, 한국해양대학교 기관시스템공학부

4, 5, 12)로 구성되어 있다. 또한 절점 3과 13에서 볼 베어링 외륜에 SFD가 모델링되어 있다. 축의 형상정보와 베어링 및 SFD의 물성값들을 Table 1, 2, 3에 각각 나타내었다.

Table 1 Configuration data of a flexible rotor system

| No.  | Length (mm) | Inner radius (mm) | Outer radius (mm) |
|--|-------------|-------------------|-------------------|
| 1  | 42.7        | 14.2              | 29.6              |
| 2  | 46.2        | 14.2              |                   |
| 3  | 16.0        | 14.2              |                   |
| 4  | 96.8        | 14.2              |                   |
| 5  | 74.6        | 19.6              |                   |
| 6  | 165.1       | 26.9              |                   |
| 7  | 152.4       | 26.9              |                   |
| 8  | 152.4       | 26.9              |                   |
| 9  | 152.4       | 26.9              |                   |
| 10   | 152.4       | 22.6              |                   |
| 11   | 149.3       | 14.2              |                   |
| 12   | 79.2        | 23.1              |                   |
| $E = 20.69 \text{ GN/m}^2, \rho = 8193.0 \text{ kg/m}^3$ |             |                   |                   |

Table 2 Rigid disk data

| Station No. | Mass (kg) | Polar moment of inertia ( $\text{kg}\cdot\text{cm}^2 \times 10^2$ ) | Transverse moment of inertia ( $\text{kg}\cdot\text{cm}^2 \times 10^2$ ) |
|-------------|-----------|---|--|
| 1           | 11.38     | 19.53   | 9.82   |
| 4           | 7.88      | 16.70   | 8.35   |
| 5           | 7.70      | 17.61   | 8.80   |
| 12          | 21.70     | 44.48   | 22.24  |

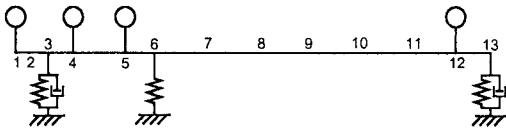


Fig. 1 FEM model for rotor-bearing system of aircraft gas turbine engine

Table 3 Dynamic coefficients of bearings

| Station No. | Stiffness (MN/m) | Damping (N·s/m) |
|-------------|------------------|-----------------|
| 3           | 1.751            | 0               |
| 6           | 96.95            | 0               |
| 13          | 13.37            | 0               |

Table 4 Parameters of original squeeze film damper

| Parameters   | Value                 |
|--|-----------------------|
| Length $L$ (mm)  | 25.4                  |
| Radius $R$ (mm)  | 50.8                  |
| Clearance $C$ ( $\mu\text{m}$ )                              | 152.4                 |
| Fluid viscosity $\mu$ ( $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ) | $2.66 \times 10^{-3}$ |

### 2.1 스퀴즈 필름 댐퍼(SFD)

항공기 엔진과 같은 고속 고성능의 로터-베어링 시스템에서 SFD를 적용하는 목적은 시스템의 진동 제어를 하기 위한 것이다. SFD를 이용한 진동의 제어는 진동크기를 줄이고 베어링에서의 전달력을 낮춤으로서 양호한 성능특성을 시스템이 갖도록 하는 것이다. 그러나 이와 같이 SFD가 적용된 시스템의 불평형 응답을 구하는 경우, SFD의 비선형성 때문에 수치적 방법을 통한 댐퍼의 거동을 예측하기가 어렵다.<sup>(5,6)</sup>

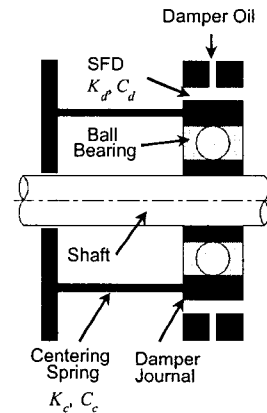


Fig. 2 Typical squeeze film damper arrangement with a centering spring

Fig. 2에서의 같이 SFD는 실(seal)을 포함하지 않는 short journal bearing이론을 일반적으로 적용한다. SFD의 등가강성과 감쇠는 점성 유체의 점도( $\mu$ ), 댐퍼의 형상( $L, R, C$ ), 그리고 편심율( $\epsilon$ )의 함수로 이루어져 있으며 강성 및 감쇠는 다음과 같이 표현된다.<sup>(6)</sup>

$$K_d = \frac{2\mu\omega\epsilon L^3 R}{C^3(1-\epsilon^2)^2}, \quad C_d = \frac{\mu L^3 R \pi}{2C^3(1-\epsilon^2)^{3/2}} \quad (1)$$

여기서, 편심율은 댐퍼의 틈새에 대한 댐퍼의 편심량으로 정의 된다. 회전체 시스템의 불평형 응답에 대한 지배 방정식은 아래와 같다.

$$M \ddot{p} + D \dot{p} + K p = F \quad (2)$$

여기서  $M$ ,  $D$ , 그리고  $K$ 는 회전체 시스템의 질량, 감쇠 그리고 강성 행렬이다. 회전체 시스템이 조화 가진을 받게 될 경우, 응답벡터  $p$ 와 불평형벡터  $F$ 는 아래와 같이 표현된다.

$$p = p_c \cos \Omega t + p_s \sin \Omega t \quad (3)$$

$$F = F_c \cos \Omega t + F_s \sin \Omega t \quad (4)$$

여기서  $\Omega$ 는 회전 속도이고, 하첨자  $c$ 와  $s$ 는 각각 변위와 불평형력 벡터의  $\cos$ 과  $\sin$ 의 성분이다.

식 (3)과 (4)를 식 (2)에 대입하면 다음과 같이 얻어진다.

$$\begin{Bmatrix} p_c \\ p_s \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K - \Omega^2 M & \Omega D \\ -\Omega D & K - \Omega^2 M \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} F_c \\ F_s \end{Bmatrix} \quad (5)$$

$k$ 번째 절점의 변위는

$$p_k = \begin{bmatrix} z_c \\ y_c \end{bmatrix}_k \cos \Omega t + \begin{bmatrix} z_s \\ y_s \end{bmatrix}_k \sin \Omega t \quad (6)$$

여기서  $z_c$ ,  $y_c$ , 그리고  $z_s$ ,  $y_s$ 는 각각 휘돌림 궤적에서 수직 및 수평 방향의 변위에 대한 코사인과 사인 성분이다.

식 (1)과 (6)을 고려하여 베어링 지지부에서의 전달력은 다음과 같다.

$$TR = (TR_z^2 + TR_y^2)^{1/2} \quad (7)$$

$$TR_z = (K_d + K_c) z - \Omega (C_d + C_c) y$$

$$TR_y = \Omega (C_d + C_c) z + (K_d + K_c) y$$

여기서,  $K_c$ 와  $C_c$ 는 Fig. 2에서 표시된 Centering spring의 강성 및 감쇠 계수이다.

### 3. 다중 탐색 알고리즘

본 논문에서는 향상된 유전 알고리즘(enhanced genetic algorithm: EGA)<sup>(6,7)</sup>을 이용하여 SFD를 갖는 로터-베어링 시스템에 대한 최적설계를 수행하였다.

Fig. 3은 적용된 탐색 알고리즘에 대한 흐름도를 나타내며, 전역 최적해를 탐색하는 과정은 다음과 같다.

Step 1. 초기세대 생성: 주어진 파라미터 범위 내에서 유전자 균일 분포법<sup>(8)</sup>을 이용하여 가능한 폭 넓게 초기 개체를 생성한다.

Step 2. 각 개체들에 대한 적응도 평가

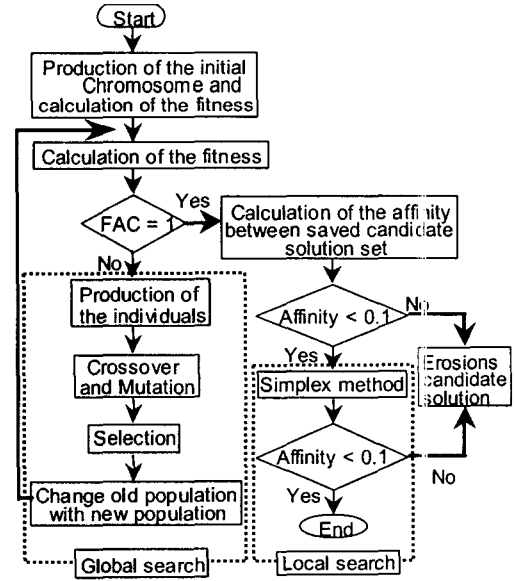


Fig. 3 The flow chart of EGA

Step 3. 부모세대로 선정된 개체들에 대한 유전적 진화: 동적 돌연변이(dynamic mutation)를 이용하여 구속조건 충족률을 높이고 주어진 탐색공간상의 탐색정도를 향상시킨다.

Step 5. 함수평가함수(function assurance criterion : FAC)<sup>(7)</sup>를 통한 초기 전역탐색 수행: FAC는 초기 전역탐색과정에서 후보해들을 전역최적해와 국부 최적해로 구분하며 다수의 후보 집단을 생성한다.

Step 6. 유사도 평가함수 (affinity evaluation function: AEF)를 이용한 동일 집단에서의 유사도 평가: 초기탐색에서 구성된 집단 내에는 같은 전역해로 수렴된 다수의 유사 후보들이 존재한다. 이들간의 유사도를 평가하여 이들 중 가장 우수한(최적해에 가장 근접한) 후보만을 남기고 나머지는 제거함으로써 계산 횟수를 줄일 수 있다.

Step 7. 직접법을 이용한 최종해 탐색:

Step 8. 최종후보 해를 결정.

### 4. 최적설계 결과 및 고찰

Fig. 1과 같이 절점 3과 13의 베어링 지지부에 SFD가 적용된 것으로 고려하였으며, 고려된 설계 변수로는 SFD의 설계파라미터와 축의 형상 파라미터들이 선택되었다. 본 논문에서는 탐색알고리즘의 신뢰성 평가를 위해 기존의 연구결과와 비교 검토하였으며 또한 시스템의 실제 운전조건을 고려하기 위한 다중 목적함수의 최적화를 동시에 검토하였다. 두 경우에 대하여 최적화를 위한 목적함수와 선택된 파라미터 및 구속조건 등을 Table 5에 나타내었다.

Table 5 Formulation for optimum design

|        | Design variables   | Objective function  | Side constraints  |
|--------|--|---|---|
| Case 1 | $x^T = \{L_j, R_j, C_j\}$<br>$j = 3, 13$                     | $f_1(x) = \max \frac{\alpha TR_3 + \beta TR_{13}}{\alpha TR_3' + \beta TR_{13}'}$<br>where $\alpha=1, \beta=10$ . | $20.31 \leq L_j \leq 30.48$ mm<br>$44.45 \leq R_j \leq 58.05$ mm<br>$76.20 \leq C_j \leq 254.0$ $\mu$ m                                 |
| Case 2 | $x^T = \{L_j, R_j, C_j, D_i\}$<br>$j = 3, 13, i = 1 \sim 12$ | $f(x) = \{f_1(x)^2 + f_2(x)^2\}^{1/2}$<br>where $f_2(x) = p_k/p_k'$ .   | $20.31 \leq L_j \leq 30.48$ mm<br>$44.45 \leq R_j \leq 58.05$ mm<br>$76.20 \leq C_j \leq 254.0$ $\mu$ m<br>$28.4 \leq D_i \leq 53.8$ mm |

**Case 1.** 절점 3과 13의 베어링에서 최대 전달력을 최소로 하는 것을 목적함수로 설정하였다. 이것은 시스템의 신뢰성 특히 베어링의 수명을 고려한 경우이다. 설계 파라미터는 SFD의 길이(L), 반경(R), 반경방향으로의 틈새로 선택되었다. 각 파라미터의 하한과 상한값은 Table 5에 표시하였다. 하첨자 3과 13은 절점 번호를 의미하며, 스케일 인자(scale factor)  $\alpha (= 1)$  and  $\beta (= 10)$ 는 두 절점에서 얻어진 초기 전달력을 고려하여 결정되었다. 상첨자 '는 초기값을 의미한다. 불평형량은 절점 12의 디스크에 10.16 g·mm를 부가 하였다. SFD가 적용된 두 절점에서 대한 전달력을 최적화 전과 후 그리고 Chen et al<sup>(2)</sup>에 의해 최적화된 결과를 이용하여 구하였고, Fig. 4와 Table 6에 함께 비교하여 나타내었다.

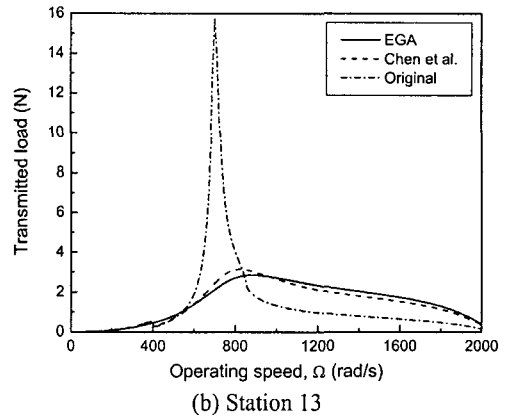
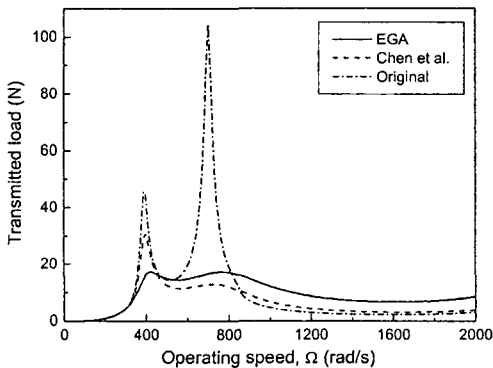


Fig. 4 Transmitted load at stations 3 and 13 for Case 1

Fig. 4는 운전속도에 대한 베어링 지지부에서의 전달력을 보여주고 있다. Fig. 4에와 같이 공진영역에서는 두 절점 모두에서 탁월한 결과를 얻을 수 있었는데 절점 3에서는 초기값과 비교하여 83%, Chen의 결과의 비교에서는 44%정도 감소한 결과를 얻을 수 있었고 절점 13에서는 82%와 10%정도 감소되었다.

Table 6 Optimum design parameters for Case 1.

| Design variables | Original | Chen et al. | EGA    | Design variables |
|------------------|----------|-------------|--------|------------------|
| $L_j$ (mm)       | 3        | 25.4        | 26.54  | 30.48            |
|                  | 13       | 25.4        | 30.31  | 30.48            |
| $R_j$ (mm)       | 3        | 50.8        | 51.03  | 57.15            |
|                  | 13       | 50.8        | 57.03  | 57.15            |
| $C_j$ ( $\mu$ m) | 3        | 152.4       | 145.10 | 125.84           |
|                  | 13       | 152.4       | 81.10  | 76.20            |



(a) Station 3

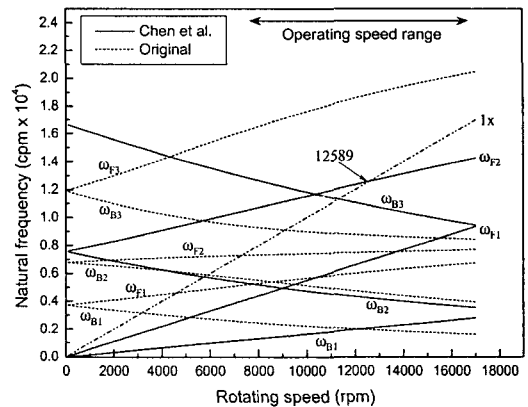


Fig. 5 Campbell diagram for Case 1

여기서 Chen의 최적해와 EGA의 최적해를 비교해보면, EGA의 경우가 공진영역 통과시 Chen의

경우보다 전달력이 더욱 낮음을 알 수 있고, 이것은 Chen은 반복적인 탐색을 수행하였으면서도 전역 최적해를 탐색하지 못한 것으로 판단된다.

Fig. 5은 Chen과 초기모델의 파라미터값을 이용하여 구한 Campbell선도이다. EGA의 경우는 Chen의 결과와 유사하므로 표시하지는 않았다.

최적설계 후, 운전속도선도( $1x$ )와 2차 위험 속도 선도( $\omega_{F2}$ )가 12,589 rpm에서 교차하였고, 이 영역은 운전범위(7,930~16,900 rpm)내에 존재하는 속도이다. 이것은 시스템이 운전하는 동안 공진점(resonance)을 통과하게 되며 이 근방에서 상당히 과도한 응답을 얻게 될 수 있다는 것을 의미한다.

**Case 2.** 다음은 운전영역내에서 지지부에서의 최대 전달력( $TR$ )과 불평형 응답( $p_k$ )를 최소화하는 것을 목적으로 하였다. 이것은 보다 실제적인 운전조건을 고려하기 위한 것이다. 목적함수의 구성과 설계 파라미터 및 범위는 Table 5과 같다. Case 1과는 달리 축의 내경을 설계파라미터로 추가하였으며, 실제 시스템의 안정성과 신뢰성을 확보하기 위해 추가적인 구속함수를 적용하였다. 본 연구에서는 최대 굽힘응력과 최대 정적 처짐량에 대하여 다음식과 같이 구속함수를 정의하였다.

$$\begin{aligned} g_1(x) &= |\sigma_{\max}| - \sigma^* \leq 0 \\ g_2(x) &= |\delta_{\max}| - \delta^* \leq 0 \end{aligned} \quad (10)$$

여기서  $\sigma_{\max}$ 와  $\delta_{\max}$ 는 최대 굽힘응력과 최대 정적 처짐이고,  $\sigma^*$  ( $= 150 \text{ MN/m}^2$ )와  $\delta^*$  ( $= 100 \mu\text{m}$ )는 허용 굽힘응력과 허용 처짐량이다.<sup>(9)</sup>

Fig. 6은 시스템 Campbell 선도를 나타낸다. EGA에 의해 새로이 탐색된 최적해를 적용한 경우, 시스템의 1, 2차 고유진동수는 각각 4172 rpm, 7296 rpm으로 운전영역 아래에 위치하고 있으며, 역시 3차 고유진동수 역시 19,117 rpm으로 영역밖임을 알 수 있다. 이것은 주어진 목적함수 및 구속함수들에 의해 최적화된 시스템은 공진회피설계가 잘 이루어졌으며, 운전영역에서의 불평형응답은 안정된 결과를 얻을 수 있다.

Fig. 7은 각 경우에 대한 불평형응답을 구한 것이다. 운전영역내에서는 과도한 응답이 보이지 않고 있으며 각 운전속도에 대한 최대 불평형응답은 Chen에 비해 99.9%, 초기값과는 23%가 감소하고 있다. 또한 운전영역이하의 두개의 공진주파수는 실제 시스템의 거동에 영향을 미칠 수 있으나 Fig. 8에서와 같이 이들의 공진배율의 수준이 낮기( $Q_1 = 2.61, Q_2 = 2.98$ ) 때문에 실제 응답곡선에서도 낮은 수준을 보이고 있다. 최대 전달력은 초기값과 비교하여 각각 78.5%, 44.95%가 감소되었지만 Chen의 결과와 비교하면 다소 증가하였다. 축의 하중이 약 1.2kg정도 증가되었다.(Table 7 참고)

Fig. 9은 최적화 전과 후의 축의 단면도를 보여 주고 있다. 식 (10)에 의해 주어진 구속함수에서도

$\sigma_{\max}$ 의 값은  $3.94 \text{ MN/m}^2$  그리고  $\delta_{\max}$ 는  $21.02 \mu\text{m}$ 로서 허용치이내로 만족되었다. Table 9은 구해진 최적해를 나타낸다.

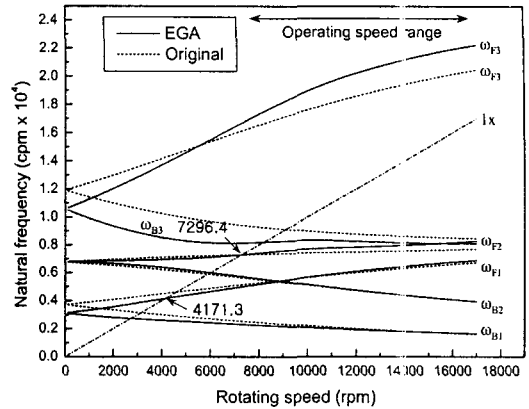


Fig. 6 Campbell diagram for Case 2

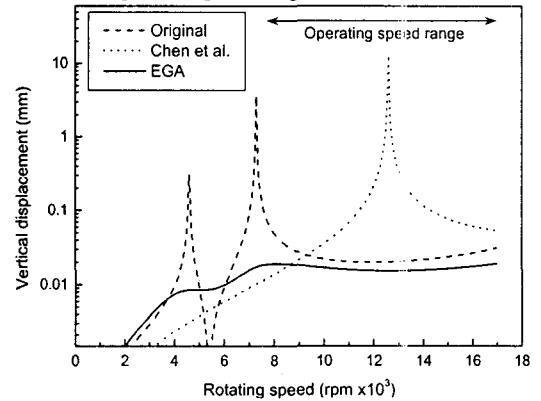
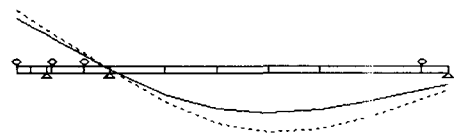
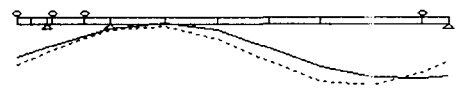


Fig. 7 Unbalance response at station 1C for Case 2

$$\omega_1 = 4171.78 \text{ cpm}, Q_1 = 2.6058$$



$$\omega_2 = 7296.41 \text{ cpm}, Q_2 = 2.9816$$



$$\omega_3 = 19117.37 \text{ cpm}, Q_3 = 11.0931$$



Fig. 8 Mode shape, natural frequency and  $Q$ -factor for Case 2 (—: vertical, ---: horizontal)

Table 8 Maximum transmitted load and unbalance response for Case 2

|                                      |    | Original | Chen et al. | EGA   | Reduction (%) |
|--------------------------------------|----|----------|-------------|-------|---------------|
| Unbalance response ( $\mu\text{m}$ ) |    | 200.0    | 12510       | 15.40 | 92.3          |
| transmitted load (N)                 | 3  | 104.36   | 40.91       | 57.45 | 45.0          |
|                                      | 13 | 1576.9   | 326.9       | 337.7 | 78.6          |
| Shaft mass (kg)                      |    | 11.62    |             | 12.83 | -10.4         |

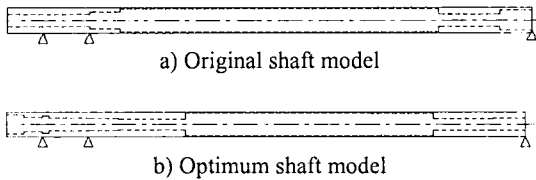


Fig. 9 Rotor shaft shape for Case 2

Table 9 Comparison with design parameters for Case 2

| Design variables        |    | Original | Chen et al. | EGA   |
|-------------------------|----|----------|-------------|-------|
| $L_j$ (mm)              | 3  | 25.4     | 26.54       | 26.93 |
|                         | 13 | 25.4     | 30.31       | 29.88 |
| $R_j$ (mm)              | 3  | 50.8     | 51.03       | 46.54 |
|                         | 13 | 50.8     | 57.03       | 50.38 |
| $C_j$ ( $\mu\text{m}$ ) | 3  | 152.4    | 145.1       | 78.99 |
|                         | 13 | 152.4    | 81.1        | 85.96 |
| $D_i$ (mm)              | 1  |          | 28.4        | 45.4  |
|                         | 2  |          | 28.4        | 34.1  |
|                         | 3  |          | 28.4        | 42.1  |
|                         | 4  |          | 28.4        | 30.6  |
|                         | 5  |          | 39.2        | 29.1  |
|                         | 6  |          | 53.8        | 35.4  |
|                         | 7  |          | 53.8        | 53.8  |
|                         | 8  |          | 53.8        | 53.8  |
|                         | 9  |          | 53.8        | 53.8  |
|                         | 10 |          | 45.2        | 53.7  |
|                         | 11 |          | 28.4        | 28.4  |
|                         | 12 |          | 46.2        | 28.8  |

## 5. 결론

본 논문은 다중탐색 알고리즘(EGA)를 이용하여 최적설계를 수행한 것이다. 이 결과를 Chen의 방법을 이용한 결과와 비교 검토하였다. Case 1 에서 Chen의 결과와 비교하여 주어진 목적함수에 대한 전역 최적해를 탐색함을 보이고 있다. Case 2 실제 시스템에서 고려되어야 할 사항들에 대한 구속

함수 및 다중목적함수를 설정하고 SFD와 축의 형상최적화를 수행하여 지지부에서의 전달력 뿐만 아니라 운전속도영역 및 초기 기동시 발생될 수 있는 과도응답을 최소화하도록 최적설계를 수행하였다. 그 결과에서 충분히 양호한 응답을 얻을 수 있었기에 기존의 전통적 알고리즘에 비해 본 논문에서 적용하고 있는 다중탐색 알고리즘이 보다 우수함을 확인할 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) Greenhill, L. M. and Nelson H. D., 1981, "Iterative Determination of Squeeze Film Damper Eccentricity for Flexible Rotor System," Trans. ASME Journal of Mechanical Design, 81-DET-87, pp. 1-5.
- (2) Chen, W. J., Rajan, M., Rajan, S. D. and Nelson, H. D., 1988, "The Optimal Design of Squeeze Film Dampers for Flexible Rotor System," Trans. ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 110, pp. 166-174.
- (3) Lubell, D. and San Andrés, L., 1998, "Unbalance Response of a Test Rotor Supported on Squeeze Film Dampers," Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 120, No. 2, pp. 397-404.
- (4) Rajan, M., Rajan, S. D., Nelson, H. D. and Chen, W. J., 1987, "Optimal Placement of Critical Speeds in Rotor-Bearing System," Trans. ASME Journal of Vibration, Stress and Reliability in Design, Vol. 109, pp. 152-157.
- (5) El-Shafei, A. and Yakomb, R. Y. K., 2002, "Optimum Design of Squeeze Film Dampers Supporting Multiple-Mode Rotors," Journal of Engineering for gas turbine and power, Vol. 124, pp. 992-1002
- (6) 김영찬, 안영공, 양보석, 2001, "향상된 유전알고리즘을 이용한 스퀴즈필름댐프의 최적설계," 한국소음진동공학회 추계학회.
- (7) 김영찬, 양보석, 2000, "향상된 유전알고리즘과 Simplex method를 이용한 다봉성 함수의 최적화," 한국소음진동공학회 추계학술대회.
- (8) 류근배, 최영준, 1994, "유성생식 유전 알고리즘: 다중선택과 이배성이 탐색성능에 미치는 영향," 대한전기학회 하계학술대회A, pp. 165-167.
- (9) Shiau, T. N. and Hwang, J. L., 1990, "Optimum Weight Design of a Rotor Bearing System with Dynamic Behavior Constraints," Trans. ASME Journal of Engineering for Gad Turbines and Power, Vol. 112, pp. 454-462.