

工學碩士學位論文

유전알고리즘을 이용한 고속 스피들
시스템의 동적 설계 최적화

2002年 12月

昌原大學校 大學院
機械設計 工學科
金 鍾 武

工學碩士學位論文

유전알고리즘을 이용한 고속 스피들
시스템의 동적 설계 최적화

Dynamic Design Optimization of a High speed Machine
Tool System Using a Genetic Algorithm

指導教授 崔 永 然

이 論文을 工學碩士學位論文으로 提出함

2002年 12月

昌原大學校 大學院
機械設計 工學科
金 鍾 武

金鍾武의 碩士學位 論文을 認准함.

審査委員長 신 중 호 ①

審査委員 정 중 윤 ①

審査委員 최 영 휴 ①

2002年 12月 日

昌原大學校 大學院

목 차

목 차	i
LIST OF FIGURES	iii
LIST OF TABLES	iv
NOMENCLATURE	v
1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 문헌고찰 및 연구 동향	1
1.3 연구의 목적	3
제 2 장 회전체 시스템의 이론적 해석	4
2.1 개요	4
2.2 유한 요소법을 이용한 회전체 시스템의 동적해석 이론	4
2.2.1 수학적 모델링 및 운동방정식	4
2.2.2 고유진동해석	13
2.2.3 정상상태진동해석	15
제 3 장 회전체 시스템의 동적설계 최적화	17
3.1 스피들 최적설계 문제의 정식화	17
3.1.1 설계변수	17
3.1.2 목적함수	17
3.1.3 구속조건	19
3.2 유전자 알고리즘의 개념	21
3.2.1 선택(Selection)	22
3.2.2 교배(Crossover)	24
3.2.3 돌연변이(Mutation)	25
3.3 동적 최적설계 프로그램	26
3.4 유전자 알고리즘을 이용한 스피들 최적설계	28

3.4.1 최적설계 사례(Design optimization case 1)	28
3.4.1 최적설계 사례(Design optimization case 2)	33
제 4 장 결 론	40
참고문헌	41
ABSTRACT	46

LIST OF FIGURES

- Fig. 2.1 Typical components and configuration of a built-in motor spindle system
- Fig. 2.2 F.E.M. model of a typical rotor-bearing system
- Fig. 2.3 Coordinate system of disk element model
- Fig. 2.4 Coordinate system of shaft element model
- Fig. 2.5 Bearing element model
- Fig. 3.1 General structure of a simple genetic algorithm
- Fig. 3.2 Flow chart of DADOS
- Fig. 3.3 Sketch of machine tool spindle
- Fig. 3.4 **Generation history for optimization**
- Fig. 3.5 Schematic of rotor-bearing system
- Fig. 3.6 **Fitness generation history of optimization**
- Fig. 3.7 Each optimum design shapes
- Fig. 3.8 Unbalance responses of system before and after optimizations

LIST OF TABLES

- Table 3.1 Comparison of results variables and objectives
Table 3.2 Bearing stiffness data
Table 3.3 Initial design data of a rotor-bearing system
Table 3.4 Rigid disk data
Table 3.5 Comparison of optimum design variables
Table 3.6 Comparison of shaft weight, critical speed, and
unbalance response

NOMENCLATURE

- $\dot{\phi}, \Omega$: Angular velocity
 T^d : Kinematic energy of the disk element
 θ, ϕ, ψ : Rotational angles
 $[M^d]$: Translational mass matrix of the disk element
 $[M^r]$: Rotational mass matrix of the disk element
 $[G^d]$: Gyroscopic matrix of the disk element
 $\{F^d\}$: External force vector of the disk element
 T^e : Kinematic energy of the shaft element
 V^e : Potential energy of the shaft element
 $\{q\}$: Generalized displacement vector
 $\{\dot{q}\}$: Generalized velocity vector
 $\{\ddot{q}\}$: Generalized acceleration vector
 $\{q^d\}$: Generalized displacement vector of the disk element
 $\{\dot{q}^d\}$: Generalized velocity vector of the disk element
 $\{\ddot{q}^d\}$: Generalized acceleration vector of the disk element
 $\{q^e\}$: Generalized displacement vector of the shaft element
 $\{\dot{q}^e\}$: Generalized velocity vector of the shaft element
 $\{\ddot{q}^e\}$: Generalized acceleration vector of the shaft element
 $\{q^b\}$: Generalized displacement vector of the bearing element
 $\{\dot{q}^b\}$: Generalized velocity vector of the bearing element
 $\{\ddot{q}^b\}$: Generalized acceleration vector of the bearing element
 m : mass

- E : Young's modulus
 I : Second area moment of inertia
 I_p : Polar mass moment of inertia of the disk element
 I_d : Transverse mass moment of inertia of the disk element
 G : Shear modulus
 P : Axial force
 δW : Variational work
 Φ : Transverse shear effect
 $[M^e]$: Translational mass matrix of the shaft element
 $[M^r]$: Rotational mass matrix of the shaft element
 $[G^e]$: Gyroscopic matrix of the shaft element
 $\{F^e\}$: External force vector of the shaft element
 $[K_b^e]$: Stiffness matrix of the shaft element
 $[K_a^e]$: Stiffness matrix of the shaft element
 $\{Q_c\}$: cosine term of unbalance force vector
 $\{Q_s\}$: sine term of unbalance force vector
 $[C^b]$: Damping matrix of the bearing element
 $[K^b]$: Stiffness matrix of the bearing element
 $\{F^b\}$: External force vector of the bearing element
 $[M]$: Mass matrix of the overall system
 $[K]$: Stiffness matrix of the overall system
 $[C]$: Damping matrix of the overall system
 $\{F\}$: External force vector of the overall system
 λ : Eigenvalue
 λ_r : The real part of the eigenvalue

λ_i	: The imaginary part of the eigenvalue
δ	: Logarithmic decrement
ζ	: Damping ratio
λ_k	: Eigenvalue of the k-th node
λ_{rk}	: The real part of the eigenvalue of the k-th node
λ_{ik}	: The imaginary part of the eigenvalue of the k-th node
X_k	: Amplitude of the k-th mode
θ_x	: Rotational angle of x axis
θ_y	: Rotational angle of y axis
θ_z	: Rotational angle of z axis
$\{\omega\}$: Displacement vector
$\eta(s)$: cosine term of mass eccentricity at s position
$\zeta(s)$: sine term of mass eccentricity at s position
η_L	: cosine term of mass eccentricity at 0 position
ζ_L	: sine term of mass eccentricity at 0 position
η_R	: cosine term of mass eccentricity at 1 position
ζ_R	: sine term of mass eccentricity at 1 position
P_i	: Probability of a selection
fit_i	: Fitness value for each chromosome
Q_i	: Accumulated probability of each chromosome
R	: Randomize number
$E(x)$: Fitness function
$f(x)$: Object function
$p(x)$: Penalty function
ε	: Indicator number of object function

- δ : Penalty constant
- Φ_i : Penalty of i-th constraints
- Φ_i^* : i-th scaling parameter of penalty
- $g_i(x)$: Amount of i-th constraints
- $g_i^*(x)$: i-th scaling parameter of penalty
- g_i : i-th constraint equation
- S_i : i-th satisficing level
- c_i : Weighting parameter of penalty function
- w_i : Weighting parameter of object function
- $f_i(x)$: i-th object function
- $f_i^*(x)$: i-th scaling parameter of object function

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

현재 공작기계의 가공정밀도 및 가공능률에 결정적인 영향을 주는 요소는 특히 스핀들 시스템이며 최근에 들어와 고속, 고정밀과 유연성을 추구하는 공작기계에서는 많은 장점을 갖고 있는 모터 내장형(built-in motor spindle system) 스핀들 시스템이 주로 활용되고 있다. 일본의 경우 4~5년 전부터 공작기계 머시닝센터에 활용하고 있으며 국내에서도 상당부분 모터 내장형 스핀들 시스템을 도입하여 제품으로 출시하고 있는 추세이다. 그리고 이러한 모터 내장형 스핀들 시스템은 점차 고속화, 소형화, 경량화 되고 있으며, 이에 따라 진동에 대하여 보다 안정화된 스핀들 시스템이 요구되고 있다.

공작기계의 절삭성능을 향상시키기 위해서는 모터 내장형 스핀들 시스템의 고유진동 특성, 위험속도, 감쇠특성, 불평형 정도, 강제진동 응답해석 등을 종합적으로 결합한 동특성 해석 및 최적 설계기술이 기본적으로 연구 확보되어야 한다.

따라서 본 연구에서는 공작기계용 모터 내장형 스핀들 시스템의 동적 해석을 위한 수학적 모델링과 진동해석을 수행하고, 설계자가 의도하는 각 목적함수의 가중치를 적절하게 반영한 다목적 최적화문제를 정식화하고 유전알고리즘을 적용한 스핀들 시스템의 동적 최적설계 프로그램을 개발하여 실제 공작기계용 스핀들 시스템의 설계 뿐만아니라 다른 회전기계의 설계에도 적용할 수 있도록 하고자 한다.

1.2 문헌고찰 및 연구 동향

일반적으로 동적인 외력을 받는 회전기계를 설계할 경우, 먼저 회전축계의 저차 고유진동수와 응답 등을 해석적으로 계산하여야 한다. 회전축계의 설계에는 운전속도에서 안정성이 양호할 것, 운전속도의 공진영역 회피 및 운전범위가 위험속도 이상인 경우에는 위험속도 통과시 진동량

을 최소로 할 것, 경제성과 회전기계의 성능향상을 위해 회전축계를 경량화 할 것등을 만족해야 한다. 그리하여 축의 질량, 강성분포와 베어링 강성 등과 같은 형상파라미터들이 로터-베어링시스템의 동특성에 미치는 영향에 관한 많은 논문들이 발표되었다.

먼저 최적화 문제를 해결하기 위한 시스템의 동특성 해석의 방법으로 Myklestad(1944), Prohl(1945), Lund(1974)들에 의해 전달 행렬법 (transfer matrix method)이 소개되었고, Childs(1978), Nelson(1980), Adams(1980)^[1]등에 의해 직접 강성법(direct stiffness method)이 사용되었다. 또한 Gunter(1970), Childs and Graviss(1982)^[2], Shiau and Hwang(1988, 1990)^{[3][4]}들은 시스템의 형상, 베어링 계수, 디스크의 관성 모멘트, 질량 불평형등을 고려하여 로터-베어링 시스템의 동특성에 영향을 미치는 주요한 인자들에 관하여 연구하였다. 최근에 들어 Yang^{[5][6][7]}은 회전축계의 위험속도와 운전속도 사이의 분리여유, 최대급힘응력과 불평형 응답과 같은 동적구속하에서 축의 무게, 최적 직경, 베어링 강성을 설계변수로 로터 베어링 시스템의 다목적 형상 최적설계를 수행하였다. 또한 최적의 설계값을 찾아가는 알고리즘으로는 가중치법(weighting method), 퍼지 이론(fuzzy method)^[8], 면역 알고리즘(immune algorithm), 유전자 알고리즘(genetic algorithm)등이 널리 사용되고 있다. 그러나 실제 최적설계에 있어서 한가지의 해답은 존재하지 않는다. 그러므로, 목적에 맞도록 동특성을 설정할 수 있도록 탐색방법으로 유전알고리즘, 가중치 방법 그리고 구속조건을 적용한 최적설계 기술을 연구하였다.

유전자 알고리즘은 Darwin의 적자생존(survival of the fitness)의 이론을 바탕으로 탐색공간 전역에 분포된 유전자 각각의 적합도를 평가하여, 이들 중 우수하게 선택된 개체를 바탕으로 새로운 세대를 구성해나가는 진화방식으로 최적해에 수렴해 간다. 이러한 유전자 알고리즘은 설계 민감도해석과 달리 광범위한 해석시간에도 불구하고 전역해에 접근할 수 있고 적합도를 직접 평가할 수 있는 장점이 있어 구조물의 최적설계 뿐만 아니라 공학문제 전반에 있어서 그 적용분야를 넓혀가고 있다.

1.3 연구 목적과 내용

본 연구의 목적은 고속 스핀들 시스템의 동특성 해석과 유전알고리즘을 적용한 최적설계방법을 제안하며 이 방법의 유용성을 검증하고, 고속 공작기계에 사용되는 스핀들을 최적설계 하는 것이다.

주요 연구내용은 총 4개의 장으로 구성하였으며, 각 장의 내용은 다음과 같다.

제 1장에서는 연구의 배경, 문헌 고찰 및 연구 동향, 연구 목적과 내용을 정리하였다.

제 2장에서는 유한요소법을 이용한 모터내장형 스핀들 시스템의 모델링과 고유진동수(lateral natural frequency), 고유진동모드(lateral mode shape), 위험속도(critical speed), 조화가진해석, 불평형응답특성등의 동특성해석에 대하여 기술한다.

제 3장에서는 유전알고리즘과 동특성 해석이론을 바탕으로 스핀들 시스템의 최적설계에 있어서 설계변수 선정, 목적함수와 벌점함수의 설정을 포함한 설계문제의 정식화 및 탐색 알고리즘으로 선정한 유전자 알고리즘의 개념, 특징, 유전 연산자(operator)에 대하여 기술한다. 또한 실제 공작기계용 스핀들 시스템의 설계에 적용을 통하여 본 논문에서 제시한 최적설계 방법의 유용성을 검증한다.

제 4장에서는 최적화 방법을 통한 고속 스핀들 시스템의 동적설계 최적화 결과를 비교·검토하고, 본 논문의 결론을 기술하였다.

제 2 장 회전체 시스템의 진동 해석이론

2.1 개요

공작기계의 스핀들 시스템은 공작기계의 가공정밀도에 직접적인 영향을 미치고, 절삭한계를 결정하는 채터진동 등 동특성에 매우 민감한 관계를 가지고 있다. 그러므로 공작기계의 절삭성능을 향상시키기 위해서는 스핀들 시스템의 고유진동 특성, 위험속도, 감쇠특성, 회전정도, 강제진동 응답해석 등을 종합적으로 결합한 동특성 해석 및 최적 설계기술이 기본적으로 연구 확보되어야 한다. 따라서 본 연구에서는 공작기계용 스핀들 시스템의 동적해석을 위한 이론적 해석이론을 통한 해석루틴을 개발하고, 유전 알고리즘을 적용한 최적설계 S/W를 개발하여 실제 공작기계용 스핀들 시스템의 해석 및 설계에 적용하도록 한다.

2.2 유한요소법을 이용한 회전축계의 동적해석 이론

2.2.1 수학적 모델링 및 운동방정식

일반적인 공작기계용 고속 스핀들 시스템은 베어링의 고강성을 위하여 세라믹 베어링, 고속회전시 열팽창으로 인한 축의 변형에 대비하도록 예압 조절장치, 윤활은 고속회전에 합리적인 에어오일 방식을 사용한다. 또한 고속회전 시 온도상승의 큰 요인인 모터 축의 발열을 억제하기 위하여 하우징 자켓(jacket)을 설치하고 냉각장치(cooling unit)로부터 냉각된 오일을 강제 순환시키도록 하고 있다. Fig. 2.1은 모터 내장형 스핀들의 형상을 나타내고 있다.

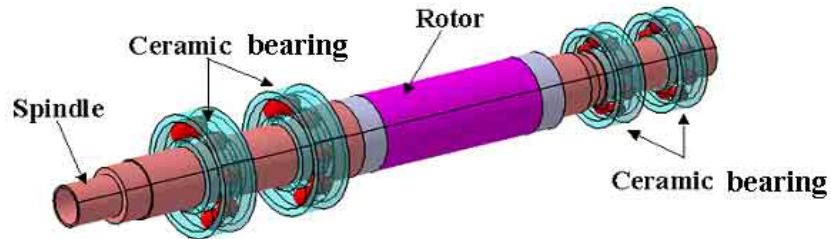


Fig. 2.1 Typical components and configuration of a built-in motor spindle system

이러한 회전체 시스템은 Fig. 2.2와 같이 크게 3개의 요소로 구분할 수 있고, 다음과 같이 설정하였다:

- (가) disk element : 축대칭인 강체로 가정한다.
- (나) shaft element : 축대칭, 일정분포의 관성과 탄성을 갖는 축
- (다) bearing element

유한요소법을 이용하여 각 부분의 회전축계를 모델링하고 Lagrange's equation을 이용하여 운동방정식을 유도한 다음 수치해석법을 이용하여 운동방정식을 해석하였다.

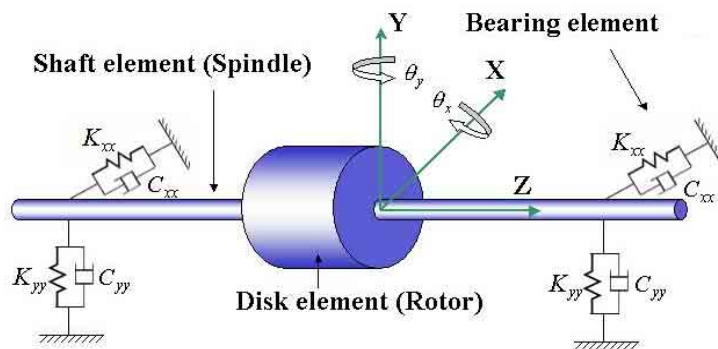


Fig. 2.2 F.E.M. model of a typical rotor-bearing system

(가)원판 요소

일반적으로 회전축에는 임펠러(impeller), 팬 블레이드(fan blade), 터빈 블레이드(turbine blade), 기어(gear), 풀리(pulley), 디스크(disk) 등과 같은 원판요소가 다수 부착되어 있고, 베어링-스핀들 계에서는 이들 원판의 자이로스코픽 효과(gyroscopic effect)가 계의 진동특성에 영향을 미친다. 그러므로, 모터내장형 스핀들 시스템에서 회전자(rotor)를 원판요소로 질량, 회전관성, 그리고 자이로스코픽 효과가 전달되도록 모델링 하였다. Fig. 2.3은 원판요소의 모델링과 좌표계를 나타낸다.

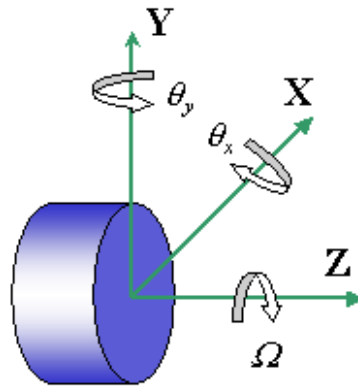


Fig. 2.3 Coordinate system of disk element model

Fig. 2.3의 좌표에서 원판이 z-축 회전방향으로 각속도 $\dot{\phi} = \Omega$ 로 회전 하면서 x-, y-축방향으로 진동(병진운동과 회전운동)한다면, 원판중심에 관한 힘과 모멘트의 관계로부터 원판의 운동에너지 $\{T^d\}$ 는 다음 식으로 나타내어진다.

$$\{T^d\} = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} m_d & 0 \\ 0 & m_d \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \dot{\phi} \\ \theta \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} I_d & 0 \\ 0 & I_d \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\phi} \\ \theta \end{Bmatrix} - \Omega \theta \phi I_p \quad (2.1)$$

여기서 원판의 질량을 m_d , 질량관성 모멘트를 I_d , 질량극관성 모멘트를 I_p 로 한다. 그리고, 식(2.1)을 Lagrange 운동방정식에 대입하면 다음과 같다.

$$([M_t^d] + [M_r^d])\{\ddot{q}^d\} - \Omega[G^d]\{\dot{q}^d\} = \{F^d\} \quad (2.2)$$

여기서 $\{\dot{q}^d\}$, $\{\ddot{q}^d\}$ 및 $\{F^d\}$ 는 각각 속도 및 가속도벡터 그리고 외력 벡터를 나타낸다. 병진질량행렬 $[M_t^d]$, 회전질량행렬 $[M_r^d]$ 및 자이로스 코픽 행렬 $[G^d]$ 은 각각 다음과 같다.^[9]

$$[M_t^d] = \begin{bmatrix} m_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, [M_r^d] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_d \end{bmatrix}, [G^d] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_p \\ 0 & 0 & I_p & 0 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

(나) 축 요소

Fig. 3.2는 축 요소의 운동을 나타내기 위하여 사용되는 두 개의 좌표계를 나타낸다. (X, Y, Z)는 고정좌표이고, (x, y, z)는 Ω 로 회전하는 회전좌표이다. 요소는 처음에 일직선으로 고려되고, 각 절점은 x,y방향의 각각의 병진자유도와 회전자유도인 4자유도로 모델링되고 있고, 요소의 단면은 원형이고, 균일하다고 가정한다.

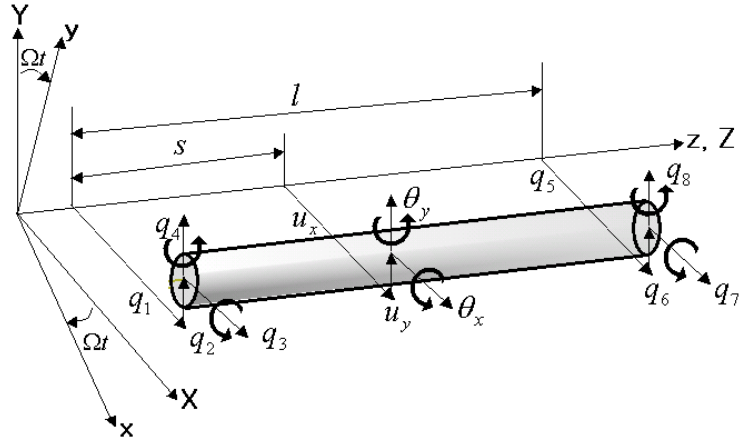


Fig. 2.4 Coordinate system of shaft element model

Fig. 2.4의 축요소에서 왼쪽 끝단으로부터 s만큼의 거리에 있는 요소의 단면은 병진과 회전운동을 한다. 축의 운동을 무시하는 단면부 중심선의 운동은 굽힘에 기인하는 변위 (V_β, W_β)와 전단변형에 기인하는 변위 (V_α, W_α)로 이루어지는 변위 (V, W)로 주어진다. 단면부의 회전은 요소의 굽힘변형과 관계되는 다음과 같은 회전각($B = -\partial W_\beta/\partial s$, $\Gamma = \partial V_\beta/\partial s$)으로 표현된다.

요소내부의 병진운동은 다음과 같이 근사화된다.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} V(s, t) \\ W(s, t) \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} \psi_1 & 0 & 0 & \psi_2 & \psi_3 & 0 & 0 & \psi_4 \\ 0 & \psi_1 & -\psi_2 & 0 & 0 & \psi_3 & \psi_4 & 0 \end{bmatrix} \{q(t)\} \\ &= [\Psi(s)]\{q(t)\} \end{aligned} \quad (2.4)$$

각 형상함수(shape function) $\psi_i(s) = \alpha_i(s) + \Phi\beta_i(s)$, ($i=1,2,3,4$)는 다른 좌표는 모두 0으로 제한한 상태에서 끝점 좌표 중 하나의 단위 변

위와 관련된 정적변위 모드를 표현한다. 함수 $\alpha_i(s)$ 는 Timoshenko 보의 굽힘변형과 관련되고, 함수 $\beta_i(s)$ 는 전단변형에 기인한다. 병진변위 형상함수 행렬은 다음과 같다.

$$\Psi_{r(s)} = \frac{1}{1+\Phi}[\alpha_r(s) + \Phi\beta_r(s)], \quad (r=1,2,3,4)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } \Phi &= \frac{12EI}{kAGl^2}, \quad \nu = \frac{s}{l}, \quad \alpha_1 = 1-3\nu^2 + 2\nu^3, \quad \beta_1 = 1-\nu \\ &, \alpha_2 = l(\nu - 2\nu^2 + \nu^3), \quad \beta_2 = \frac{l}{2}(\nu - \nu^2), \quad \alpha_3 = 3\nu^2 - 2\nu^3 \\ &, \beta_3 = \nu, \quad \alpha_4 = \frac{l}{2}(-\nu + \nu^2), \quad \beta_4 = \frac{l}{2}(-\nu + \nu^2) \end{aligned}$$

요소의 대표 단면부의 회전운동은 다음과 같이 근사화 된다.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} B(s, t) \\ \Gamma(s, t) \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & -\psi_1 & \psi_2 & 0 & 0 & -\psi_3 & \psi_4 & 0 \\ \psi_1 & 0 & 0 & \psi_2 & \psi_3 & 0 & 0 & \psi_4 \end{bmatrix} \{q(t)\} \\ &= [\Phi(s)]\{q(t)\} \end{aligned} \quad (2.5)$$

개개의 형상함수 $\phi_i(s) = \varepsilon_i(s) + \Phi\delta_i(s)$, ($i=1, 2, 3, 4$)는 다른 모든 좌표는 0으로 제한하고 끝점 좌표들 중 하나의 단위 변위와 관련된 정적 회전형상함수들을 나타낸다. $\varepsilon_i(s)$ 와 $\delta_i(s)$ 함수들은 Timoshenko 보에 대해서 각각 굽힘과 전단변형에 관계된다. 회전형상함수 행렬은 다음과 같다.

$$\Psi_{r(s)} = \frac{1}{1+\Phi}[\alpha_r(s) + \Phi\beta_r(s)], \quad (r=1,2,3,4)$$

$$\begin{aligned}
\text{여기서 } \epsilon_1 &= \frac{1}{l}(6\nu^2 - 6\nu) & , \delta_1 &= 0 \\
\epsilon_2 &= 1 - 4\nu + 3\nu^2 & , \delta_2 &= l - \nu \\
\epsilon_3 &= \frac{1}{l}(-6\nu^2 + 6\nu) & , \delta_3 &= 0 \\
\epsilon_4 &= 3\nu^2 - 2\nu & , \delta_4 &= \nu
\end{aligned}$$

운동방정식은 확장된 Hamilton 법칙을 이용하면,

$$\int_{t_2}^{t_1} [\delta(T - V) + \delta W] dt = 0 \quad (2.6)$$

여기서 T와 V는 각각 요소의 운동에너지와 위치에너지이고, δW 는 비보존력에 의해 행해진 변분일(variational work)을 나타낸다.

요소운동에너지는 병진운동과 회전운동으로 이루어지고 회전형태는 Rayleigh 보 이론에서 고려하는 회전 항과 또한 축의 자전에 관련된 회전 항을 포함한다. 요소의 총 운동에너지는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
\{T^e\} &= \frac{1}{2} \int_0^l m \left\{ \begin{matrix} \dot{v} \\ \dot{w} \end{matrix} \right\}^T \left\{ \begin{matrix} \dot{v} \\ \dot{w} \end{matrix} \right\} ds + \frac{1}{2} \int_0^l I_d \left\{ \begin{matrix} \dot{B} \\ \dot{\Gamma} \end{matrix} \right\}^T \left\{ \begin{matrix} \dot{B} \\ \dot{\Gamma} \end{matrix} \right\} ds \\
&+ \frac{1}{2} \int_0^l I_p \dot{\phi}^2 ds - \dot{\phi} \int_0^l I_p \dot{\Gamma} B ds
\end{aligned} \quad (2.7)$$

식(3.6)에서 우변의 각 항들은 각각 단위길이당의 질량 $m(= \rho A)$, 횡관성모멘트(I_d), 극관성모멘트(I_p)에 의한 운동에너지를 나타내고, 마지막 항은 자이로스코픽 효과에 의한 운동의 연성효과를 나타낸다.

요소의 위치에너지는 탄성굽힘, 전단에너지, 축방향의 하중에 기인한

에너지로 구성된다. 전체 위치에너지함수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \{V^e\} = & \frac{1}{2} \int_0^l EI \left\{ \begin{matrix} V_\beta'' \\ W_\beta'' \end{matrix} \right\}^T \left\{ \begin{matrix} V_\beta'' \\ W_\beta'' \end{matrix} \right\} ds + \frac{1}{2} \int_0^l kAG \left\{ \begin{matrix} V_\alpha' \\ W_\alpha' \end{matrix} \right\}^T \left\{ \begin{matrix} V_\alpha' \\ W_\alpha' \end{matrix} \right\} ds \\ & + \frac{1}{2} \int_0^l P \left\{ \begin{matrix} V' \\ W' \end{matrix} \right\}^T \left\{ \begin{matrix} V' \\ W' \end{matrix} \right\} ds \end{aligned} \quad (2.8)$$

식(2.8)의 우변은 축 굽힘강성, 전단변형 및 축방향력 P에 의한 포텐셜 에너지이다. 병진과 회전운동의 형상함수인 식(2.4), 식(2.5)를 식(2.7), 식(2.8)에 대입하여 식을 정리하면 운동에너지, 위치에너지 및 외력의 가상 일은 다음과 같이 된다.

$$\{T^e\} = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}^T ([M] + [N]) \{\dot{q}\} - \dot{\phi} \{q\}^T \{H\} + \frac{1}{2} I_p \dot{\phi}^2 \quad (2.9)$$

$$\{V^e\} = \frac{1}{2} \{q\}^T ([K] - [A]) \{q\} \quad (2.10)$$

$$\delta W = \{\delta q\}^T (\{Q_c\} \cos \Omega t + \{Q_s\} \sin \Omega t) \quad (2.11)$$

구하여진 에너지와 일의 함수인 식(2.9), 식(2.10)과 식(2.11)을 Hamilton의 확장정리 식(2.6)에 적용하면 회전축요소에 대해 다음과 같은 운동방정식이 유도된다.

$$([M_t^e] + [M_r^e]) \{\ddot{q}^e\} - \Omega [G^e] \{\dot{q}^e\} + ([K_b^e] - [K_a^e]) \{q^e\} = \{F^e\} \quad (2.12)$$

여기서 운동방정식의 계수행렬은 전단효과를 나타내는 ϕ 의 급수형태로 다음 식들과 같이 표현된다.^[9]

$$[K_b^e] = [K]_0 + \phi [K]_1 \quad (2.13a)$$

$$[M_t^e] = [M]_0 + \phi [M]_1 + \phi^2 [M]_2 \quad (2.13b)$$

$$[M_r^e] = [N]_0 + \phi [N]_1 + \phi^2 [N]_2 \quad (2.13c)$$

$$[G^e] = [H] - [H]^T = [G]_0 + \phi[G]_1 + \phi^2[G]_2 \quad (2.13d)$$

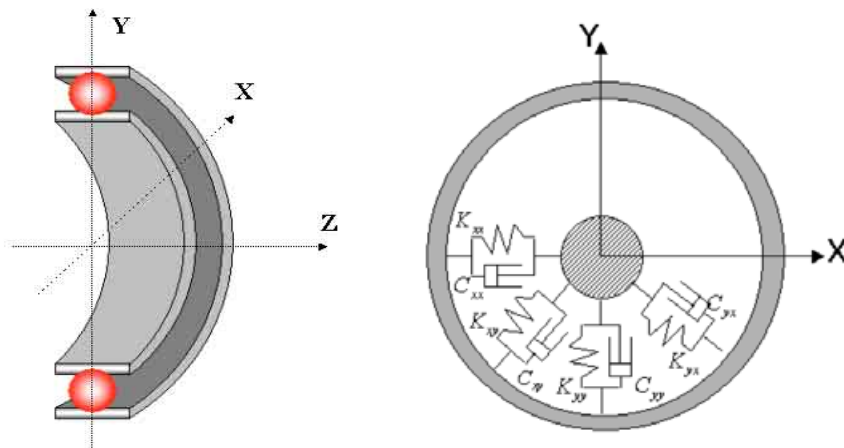
$$[K_a^e] = [A]_0 + \phi[A]_1 + \phi^2[A]_2 \quad (2.13e)$$

$$[F^e] = \{Q_c\} \cos \Omega t + \{Q_s\} \sin \Omega t \quad (2.13f)$$

여기서 ϕ 는 횡전단효과(transverse shear effect)를 나타내는 파라미터이다. 따라서 $\phi=0$ 으로 놓으면 종래의 Rayleigh 보 이론에 기초한 유한요소행렬과 일치한다.

(다) 베어링 요소

베어링 요소 및 불안정화요소의 정확한 표현은 이들 계의 안정성과 응답에 큰 영향을 미치므로 중요하다. 즉 이들 요소의 감쇠는 공진응답을 억제하는 감쇠력으로서 작용하지만, 연성강성에 의한 힘은 계를 불안정하게 한다. 베어링의 유막특성은 축의 변위 및 속도의 함수이다. 그러나 진동이 발생하기 시작하는 한계를 검사하는 안정성 해석의 경우, 축이 정적 평형점에서의 미소진동문제로 취급할 수 있고 Fig. 3.3과 같이 선형화된 8개의 강성과 감쇠계수로 나타내어진다.



(a) bearing model (b) mathematical model

Fig. 2.5 Bearing element model

이 요소는 다음 식으로 표현한다.

$$[C^b]\{\dot{q}^b\} + [K^b]\{q^b\} = \{F^b\} \quad (2.14)$$

여기서 베어링 반력과 축심의 변위, 속도와의 관계로부터 베어링 요소의 감쇠행렬 $[C^b]$, 강성행렬 $[K^b]$ 는 다음과 같다.^[9]

$$[C^b] = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix}, \quad [K^b] = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix}$$

이상에서 설명한 각 요소를 결합시켜 실제 베어링-스핀들 시스템 모델을 구성하기 위해 축방향으로 연결하고, 절점에서의 연속조건과 평형조건을 토대로 조합하면 다음과 같은 전체 회전체 시스템의 운동방정식을 구할 수 있다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (2.15)$$

여기서, $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 각각 합성된 축계 전체의 질량, 감쇠 및 강성행렬이고, $\{F\}$ 는 외력 벡터이다.

2.2.2 고유진동해석

복소 고유치 해석(고유진동수 및 위험속도 해석)은 유한요소 모델링에서 얻어진 운동방정식을 이용하여 축계의 복소고유치 해석을 수행한다.

유한요소 모델링에서 유도된 축계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\} \quad (2.16)$$

이 자유진동의 해를 시간에 따른 조화함수라고 하면, $\{q\} = \{u\}e^{\lambda t}$ 로 놓을 수 있고, 식 (2.16)에 대입하면 다음과 같다.

$$[\lambda^2[M] + \lambda[C] + [K]]\{u\} = \{0\} \quad (2.17)$$

이를 표준형으로 변환하면 다음 식과 같이 된다.

$$[A]\{\omega\} = \lambda\{\omega\} \quad (2.18)$$

$$\text{여기서, } [A] = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, \quad [\omega] = \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix}$$

$$, \quad \{v\} = \lambda\{u\}, \quad \{u\} = \{x, \phi, y, \theta\}$$

총 절점수를 n 이라 하면, 행렬, $[M]$, $[C]$, $[K]$, $[I]$, $[0]$ 는 $4n \times 4n$ 이고, $[A]$ 는 $8n \times 8n$ 의 행렬이 되어 고유치는 모두 $8n$ 개가 얻어진다. $[A]$ 를 Hessenberg형 행렬로 변형하고, QR법을 적용하여 복소고유치 λ 를 구한다. 복소고유치 λ 를 식(2.18)에 대입하여 풀면 λ 에 대응하는 복소 고유모드가 얻어진다.

복소고유치 $\lambda = \lambda_r \pm j\lambda_i$ 의 허수부(λ_i)는 계의 감쇠고유진동수이고, 실수부(λ_r)는 계의 감쇠정도를 나타낸다. 일반적으로 식(2.16)의 $[C]$ 행렬에서 축의 회전수를 고려하지 않으면 즉, 작동속도($\Omega=0$)인 상태의 고유치 허수부는 굽힘 고유진동수가 되며, 축의 회전수를 고려하면

($\Omega \neq 0$) 회전체의 위험속도가 된다.

2.2.3 정상상태 진동해석

불평형 가진 응답해석은 회전축계의 강제진동으로 가장 전형적이고 공업상 중요한 것은 넓은 의미로서 불평형 진동(unbalance vibration)이다. 불평형(unbalance)은 회전체의 제작상 피할 수 없으며 진동이 전혀 문제가 되지 않는 정도로 제작하는 것은 경제적인 면에서도 불가능하다. 따라서 ISO규격에서 정의하는 잔류 불평형의 한계를 만족하도록 평형잡이(balancing)가 이루어진다. 또한 운전조건하에서 회전체는 어떤 임의의 한 방향으로만 가진 될 수 있다. 이러한 가진력에 의한 회전체의 응답을 해석하기 위해 조화 가진 응답해석을 수행한다. 해석과정은 불평형 가진 응답해석과 같다.

여기서는 회전축계의 잔류불평형에 의한 불평형 진동응답을 계산하기 위한 방법을 설명한다.

유한요소 모델링에서 얻어진 운동방정식을 이용하여 회전축계의 불평형 응답을 해석한다. 유한요소 모델링에서 유도된 축계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F_U(t)\} \quad (2.19)$$

주기 외력이 다음과 같이 주어진다면,

$$\text{불평형 가진력} : \{F_U(t)\} = \{F_c\} \cos \Omega t + \{F_s\} \sin \Omega t \quad (2.20)$$

$$\text{조화 가진력} : \{F_H(t)\} = \{F_c\} \cos \Omega t$$

여기서 $\{F_c\} = \{F_s\} = \{me\Omega^2\}$

m : 불평형질량, e : 편심량, Ω : 회전수

식(2.20)의 비제차해(nonhomogeneous solution)는 주기적인 여진항에 의해서 강제적으로 발생하고 있는 계의 진동응답이기 때문에 가진력과 같은 형태의 응답을 나타내므로 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$\{q_U(t)\} = \{q_c\} \cos \Omega t + \{q_s\} \sin \Omega t \quad (2.21)$$

미분방정식을 풀기 위하여 다음과 같이 위 식의 1차 및 2차 도함수를 구한 다음,

$$\{\dot{q}\} = -\Omega\{q_c\} \sin \Omega t + \Omega\{q_s\} \cos \Omega t \quad (2.22a)$$

$$\{\ddot{q}\} = -\Omega^2\{q_c\} \cos \Omega t - \Omega^2\{q_s\} \sin \Omega t \quad (2.22b)$$

이 도함수들을 원래의 운동방정식 (2.19)에 대입하면 다음과 같은 식 (2.23)이 얻어진다.

$$\begin{Bmatrix} \{q_c\} \\ \{q_s\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [K] - \Omega^2 [M] & \Omega [C] \\ -\Omega [C] & [K] - \Omega^2 [M] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{F_c\} \\ \{F_s\} \end{Bmatrix} \quad (2.23)$$

식(2.23)에서 얻어진 $\{q_c\}$ 와 $\{q_s\}$ 를 식(2.21)에 대입하면 불평형 진동응답을 구할 수 있다.^[9]

제 3 장 회전체 시스템의 동적설계 최적화

3.1 스피들 최적설계 문제의 정식화

고속 스피들 시스템의 최적설계를 위하여 전역 최적설계값의 추적 알고리즘으로서 신뢰도가 높은 것으로 알려져 있는 유전자 알고리즘을 사용한다. 최적화의 목적에 따라 다양한 목적함수와 설계변수를 설정할 수 있으나 본 논문에서는 목적함수는 스피들 시스템의 동특성 성능에 영향을 미치는 위험속도와 진동레벨(조화 가진에 따른 응답량, 불평형 응답량) 및 무게(weight) 최소화시키는 다목적 최적 함수를 제안한다. 설계구속조건은 축 형상치수와 진동 응답의 허용한계, 위험 속도등을 고려하여서 설정한다.

3.1.1 설계변수

스피들 시스템의 최적설계를 위해 위험속도를 작동영역 밖으로 내보내거나 위험속도에서의 진동레벨을 최소화하여야 한다. 따라서 설계변수들은 위험속도를 변화시키는 데 필요한 변수들이 된다. 휠링 주파수와 위험속도에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 지지강성(bearing and support structure)과 지지 위치(support location), 그리고 스피들 시스템 구성요소의 질량과 강성 분포이다. 따라서, 위험속도와 관계되는 설계변수(design variable)는 베어링의 반경방향 강성계수(K_b), 베어링의 지지위치, 스피들 전체 질량, 축의 내경, 외경, 길이가 될 것이다.

3.1.2 목적함수

목적함수란 설계의 목적을 말하며, 무엇을 최적화 할 것인가에 대한

대상함수를 나타낸다. 최적화 할 목적함수 또는 적합도 함수 $f(x)$ 가 주어지면, 최적화 문제는 일반적으로 목적함수를 최대화 또는 최소화한다.

$$eval(x) = \max \{f(x)\} \text{ or } \min \left\{ \frac{1}{\{f(x)\}} \right\} \text{ if } \{f(x)\} \neq 0 \quad (3.1)$$

실제적으로 구조물 최적설계에서는 하나 이상의 기준(criterion)이 존재하는 문제들이 많이 있다. 즉 다중목적함수로 표현되는 설계가 나타난다. 목적함수는 앞 절에서도 언급한 것처럼 스피들 시스템의 조화응답량의 크기, 무게(weight), 불평형 응답량을 최소화하는 다목적 함수를 설정하였다. 각 목적함수들의 크기(order)의 차이가 크게 있을 경우에는 다중목적함수의 특성이 사라지고 비교적 전체 목적함수에 민감한 목적함수만을 갖는 단일 목적함수로 바뀔 가능성이 있으므로, 식(3.2)의 f_1^*, f_2^*, f_3^* 처럼 스케일링(scaling) 인자를 사용하였다.

Minimize

$$f(x) = w_1 \frac{f_1(x_i)}{f_1^*} + w_2 \frac{f_2(x_i)}{f_2^*} + w_3 \frac{f_3(x_i)}{f_3^*} \quad (3.2a)$$

여기서, $f_1(x_i)$: 스피들의 중량
 $f_2(x_i)$: 1번 절점에서의 조화 응답량
 $f_3(x_i)$: 불평형 응답량
 f_1^*, f_2^*, f_3^* : 스케일링 인자(scaling factor)

Where

$$x_i = \{d_o, d_i, L, L_s, K_b\}, \quad i = 1 \sim n \quad (3.2b)$$

여기서, 설계변수인 x_i 는,

d_o : 축 외경, d_i : 축 내경
 L : 축 길이, L_s : 베어링 간격(위치)
 K_b : 베어링 강성

3.1.3 구속조건

(가) 질량 및 스피들 형상치수 제한조건

스피들의 질량과 외경, 내경은 설계 시 고려되는 어떤 상한값보다 작아야 한다.

$$M \leq M_{\max} \quad (3.3)$$

재료의 밀도가 일정한 경우, 질량제한조건은 스피들 제한조건으로 치환될 수 있다. 즉, 질량은 $M = \frac{\rho\pi D^2 L}{4}$ 와 같이 표현되고(여기서, ρ = 축의 재료밀도(density of the shaft), L = 축의 길이(length of the shaft)를 나타낸다), 질량제한조건은 다음과 같이 직경제한조건으로 치환된다.

$$D \leq D_{\max} \quad (3.4)$$

(나) 최대 진동변위 제한조건

스피들의 조화 가진 응답특성을 계산하여 1번 절점에서의 진동량을 초기 설계치 또는 기준치 보다 적어지도록 제한한다.

$$d_r \leq d_{\max} \quad (3.5)$$

여기서, d_r 과 d_{\max} 는 각각 허용진동량과 최대 허용진동량을 나타낸다.

(다) 최대 불평형 진동 제한조건

불평형 응답 해석결과 운전영역내에서의 최대 불평형을 기준 이내에도도록 불평형 응답량을 제한한다.

(라) 위험속도 제한조건

기계의 운전 영역내에 위험 속도가 존재하면,

$$\frac{1}{a} \omega_a \leq \omega_c \leq \frac{1}{b} \omega_b \quad (3.6)$$

위험 속도(ω_c)를 작업을 하는데 사용하는 가장 낮은 운전 속도(ω_a)보다 $\frac{1}{a}$ 비율 만큼 낮도록, 그리고 가장 높은 운전 속도 (ω_b)보다 $\frac{1}{b}$ 비율 만큼 더 큰 부분에서 발생하도록 제한을 가하는 것이다. 그러므로, 운전영역내에서 위험속도를 분리하는 역할을 한다.

(마) 벌점 함수

벌점함수 방법은 유전자 알고리즘에서 구속조건을 위반하는 개체를 처리하는 방법 중 가장 많이 사용하는 방법의 하나로 구속조건의 위반 정도에 따라 이들의 적합도를 감소시켜 주는 방법이 있다. 즉, 벌점 함수는 구속조건을 위배하는 염색체에 대해 그에 상응하는 벌점을 부과하여, 염색체의 적합도의 값을 감소시키는 역할을 수행한다. 그러므로 벌점이 많을수록 선택과정으로부터 배제되어 가다가 결국은 소멸하게 된다. 함수 $f(x)$ 를 최적화하는 문제의 적합도 함수는 다음의 식(3.7)과 식(3.8)^[10]로 치환될 수 있다.

$$eval(x) = f(x) + p(x) \quad (3.7)$$

$$p(x) = \varepsilon \cdot \delta \sum_{i=1}^n \Phi_i(x) \quad (3.8)$$

여기서, n 은 구속조건의 총 수이고, δ 는 벌점 상수이며, ε 은 최대화 문제에서는 -1 이 되고 최소화 문제에서는 $+1$ 이 된다. 그리고, Φ_i 는 i 번째 구속조건에 대한 벌점이다.

3.2 유전자 알고리즘의 개념

유전자 알고리즘(genetic algorithm)은 생물 진화의 과정, 다시 말하면 자연선택(natural selection)과 유전 법칙과 같은 자연계의 법칙을 그대로 응용한 확률적 탐색기법이다. 이 알고리즘은 J. Holland(1975)의 “Adaption in Nature and Artificial Systems”에서 제안된 새로운 개념의 최적화 방법으로, 다윈이 주장한 적자생존과 자연도태의 원리를 추상화하여 인공시스템을 설계하고자 하였다.

유전자 알고리즘은 기존의 탐색 기법과는 달리 집단(population)이라고 불리는 임의의 초기 해집단으로부터 출발한다. 또한 집단을 구성하는 각 개체는 게놈(genome) 혹은 염색체(chromosome)라고 부르며 유전자 알고리즘에서 문제의 해를 표현하는 역할을 한다. 생물학적으로는 게놈과 염색체의 개념이 다르지만 유전자 알고리즘에서는 구별없이 사용되고 있으며 동일한 역할을 하는 것으로 간주한다. 게놈은 반드시 그런 것은 아니지만 대개 이진비트 스트링으로 표현되며 세대(generation)라고 부르는 연속적인 반복과정을 통해 진화한다.

집단이 현 세대에서 다음 세대로 넘어가기 위해서는 일반적으로 선택(selection), 교배(crossover), 돌연변이(mutation)의 연산을 거쳐야 한다. 이들은 유전자 알고리즘의 기본적인 연산으로서 알고리즘의 메커니즘을 규정하고 효율성에 영향을 미치게 된다. Fig. 3.1은 유전자 알고리즘의 일반적인 구조를 표현하고 있다.

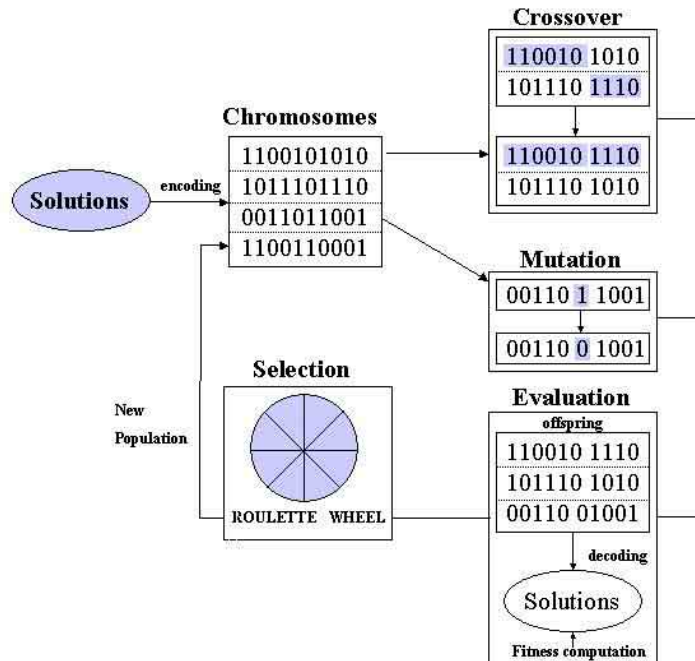


Fig. 3.1 General structure of a simple genetic algorithm

3.2.1 선택(Selection)

선택은 각 개체의 적합도를 이용하여 다음 세대를 위한 집단을 새로이 생성하는 연산을 말한다. 적합도란 목적함수 값에 적당한 함수를 도입하여 그 차이를 확대시킨 값으로 이러한 과정을 스케일링이라고 부른다. 이러한 선택에는 몇 가지 방법이 존재한다. 대표적으로 많이 사용하는 방법은 아래와 같으며, 본 논문에서는 룰렛휠 (roulette wheel) 선택 방법을 적용하였다.

(가) 룰렛휠 선택(roulette wheel)

기본적으로 개체 집단 내의 각 염색체의 적합도 값에 기초한 확률분

포에 의한 새로운 개체집단의 선택을 의미하며, 각 염색체의 적합도에 비례하는 룰렛휠 선택을 한다. 이러한 선택과정을 통해 자연계에서의 진화과정처럼 좋은 염색체는 높은 적합도 값을 가지게 되어 재생산을 통한 개체집단의 진화과정에서 계속 선택되어 재생산 될 확률이 높아지며, 나쁜 염색체는 상대적으로 낮은 적합도 값을 가지게 되어 선택과정에서 점차 배제되어 재생산될 확률이 낮아질 것이다. 즉 적합도가 클수록 선택될 확률도 높아지는 방법이다. 임의의 개체가 선택될 확률(P)은 식 (3.9)으로부터 계산된다.^[11]

$$P = \frac{fit_i}{\sum_{j=1}^n fit_j} \quad (3.9)$$

where, fit_i = i 번째 개체의 적합도

(나) 엘리트 보존 선택(elitist survival selection)

확률에 따라 개체를 선택하여 교배 및 돌연변이를 수행한 결과중 좋은 해가 소실되는 것을 막기 위하여 가장 좋은 해를 다음 세대에 남기는 방법이다. 단점은 좋은 개체의 유전자가 개체군의 전체로 퍼질 가능성이 많기에 해가 국소적인 범위에서 수렴할 가능성이 존재한다. 장점은 세대가 진행되면서 가장 우수한 엘리트의 적응도는 절대로 떨어지지 않는다는 장점이 있다. 그러므로 보통 다른 선택방법과 융합하여 사용한다.

(다) 토너먼트 선택(tournament selection)

한 번의 시도에 어떤 k 만큼의 개체를 선택하고 다음 세대에 이 k 개의 개체 중 가장 좋은 것을 선택한다. 이 과정은 모집단 크기 (population size)만큼 반복되고 큰 k 값일수록 선택강도가 증가되는데 대부분의 경우에는 $k=2$ 를 주로 사용한다.

(라) 순위 선택법(ranking selection)

이 방법은 조기 수렴되는 원인이 적합도가 평균을 훨씬 상회하는 초우

량 개체(super chromosome)에 기인한다는 것에 착안하여, 염색체를 실제의 적합도 함수의 평가치 보다는 등수에 비례하여 선택하는 것으로, 가장 좋은 개체부터 순위를 주어 그 순위에 따라 선택확률을 부여하는 방법이다.

3.2.2 교배(Crossover)

교배는 두 부모개체를 적절히 조합하여 새로운 자손을 생성하는 연산을 말한다. 유전자 알고리즘의 성능은 교배 연산자의 성능에 크게 의존하기 때문에 맞는 올바른 교배 연산자를 정의 혹은 선택할 필요가 있다. 교배확률(p_c)은 다음과 같이 정의하며, 이 비율에 의해 $p_c \times pop_size$ 개 만큼의 염색체(chromosome)가 교배의 대상이 될 수 있다.^[11]

$$p_c = \frac{\text{교배 대상이 되는 개체의 수}}{\text{집단의 크기}(pop_size)} \quad (3.10)$$

높은 교배확률은 더 넓은 해영역을 탐색할 수 있게 하며 따라서 국부 최적점에 빠질 위험을 감소시킨다. 하지만 이 비율이 너무 크면 부적절한 해영역까지도 탐색하게 되므로 연산 시간이 길어지게 된다.

(가) 단순 교배(simple crossover)

부동 소수점 표현에서 각 개체를 실수로 표현하여 교배를 행하게 된다. 두 부모 X_1, X_2 로부터 자손 X'_1, X'_2 를 생산한다.^[12]

$$\begin{aligned} X_1 &= [a_1, a_2, \dots, a_k, a_{k+1}, \dots, a_n] \\ X_2 &= [b_1, b_2, \dots, b_k, b_{k+1}, \dots, b_n] \\ &\quad \downarrow \\ X'_1 &= [a_1, a_2, \dots, a_k, b_{k+1}, \dots, b_n] \end{aligned} \quad (3.11)$$

$$\mathbf{X}'_2 = [b_1, b_2, \dots, b_k, a_{k+1}, \dots, a_n]$$

(나) 산술 교배(arithmetical crossover)

두 개체(X_1, X_2)의 선형조합 (linear combination)으로 정의된다.^[12]

$$X'_1 = \lambda_1 b + \lambda_2 a \quad (3.12)$$

$$X'_2 = \lambda_1 a + \lambda_2 b$$

여기서, λ_1, λ_2 의 값은 고정값을 사용하거나, $\lambda_1 + \lambda_2 = 1$ 을 만족하는 임의의 값을 선택한다.

3.2.3 돌연변이(Mutation)

돌연변이는 계놈 내의 유전자를 임의로 변화시키는 연산을 말한다. 예를 들어 이진 비트 스트링의 경우 0을 1로, 혹은 1을 0으로 바꾸는 과정을 말한다. 만약 돌연변이가 없다면 초기 계놈의 조합 이외의 공간은 탐색할 수 없으며, 결국 원하는 최적해도 구할 수 없을 것이다. 따라서 돌연변이는 계놈의 패턴(schemata)을 전환시키는 역할을 하게 되며 이에 따라 탐색공간이 변경되어 전역(global) 최적해를 구할 수 있는 것이다. 돌연변이 확률(p_m)은 다음과 같이 정의한다.

$$p_m = \frac{\text{돌연변이 대상이 되는 유전자 수}}{\text{집단 내 전체 유전자 수}} \quad (3.13)$$

만약 돌연변이 확률이 너무 높으면 임의 탐색과 비슷한 경향을 보이며 너무 낮으면 국부 최적점에 수렴할 우려가 있으므로 신중히 선택해야 한다.

3.3 동적 최적설계 프로그램

우선 경험적인 방법과 기본적인 데이터를 이용하여 구속조건을 만족하는 초기 설계변수들로 구성된 모집단을 생성하고, 동특성 해석을 수행하여 중량, 강성, 위험속도등의 목적함수 값들로부터 목적함수에 대한 적합도를 평가하여, 그 개체집단중에서 가장 적합도가 좋은 개체를 저장한다. 다음으로 이 개체에 대해 일반적으로 토너먼트 방법으로 선택을 수행하고, 교배를 수행한다. 그리고 돌연변이 확률의 값에 따라 돌연변이 과정을 거쳐 새로운 개체를 생성하고, 다시 생성된 개체를 사용하여 위의 과정을 반복하여, 이러한 루틴을 세대별 적합도의 값이 수렴하거나, 혹은 세대수가 최대 세대수를 초과할 때까지 반복계산한다. 유전자 알고리즘과 동적해석루틴을 결합하여 고속 주축 최적설계 프로그램으로 DADOS(Dynamic Analysis and Design Optimization of Spindle Systems)를 개발하였다. Fig.3.2는 이 동적최적설계의 설계루틴을 나타내고 있다.

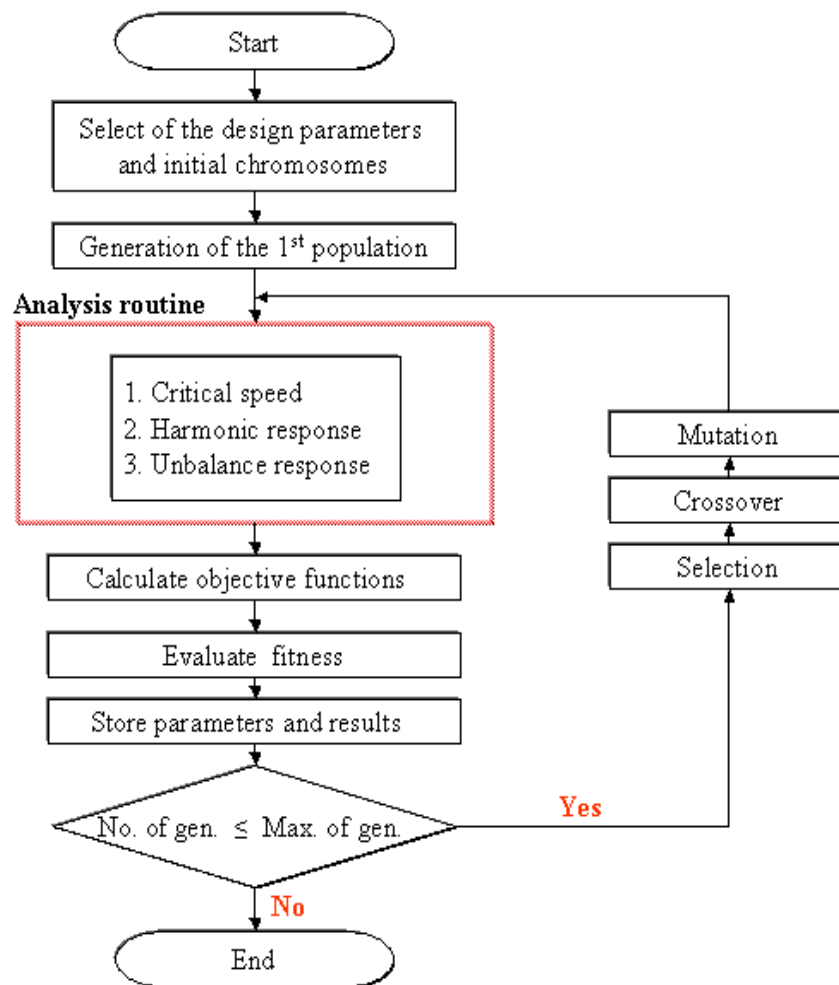


Fig. 3.2 Flow chart of DADOS

3.4 유전자 알고리즘을 이용한 스피들 최적설계

3.4.1 최적설계 사례1 (Design optimization case1)

이 문제는 H. Eschenauer, J. Koski^{[13][14]}에 의하여 제안된 공작계용 스피들의 기초설계 및 최적설계의 문제로, Fig. 3.3 에서 보듯이 2단 축과 2개의 베어링을 가진 스피들이다. 이 다목적 최적화문제는 각 단의 두께인 d_a 와 d_b , 스피들의 중공축부의 내경(d_o), 뒷단의 길이(L)와 같은 4개의 설계변수(design variable), 9개의 선형구속조건(linear constraint), 1개의 비선형 구속조건(non-linear constraint)를 가지고 2개의 목적함수(objective function)를 최소화 시키는 문제이다.

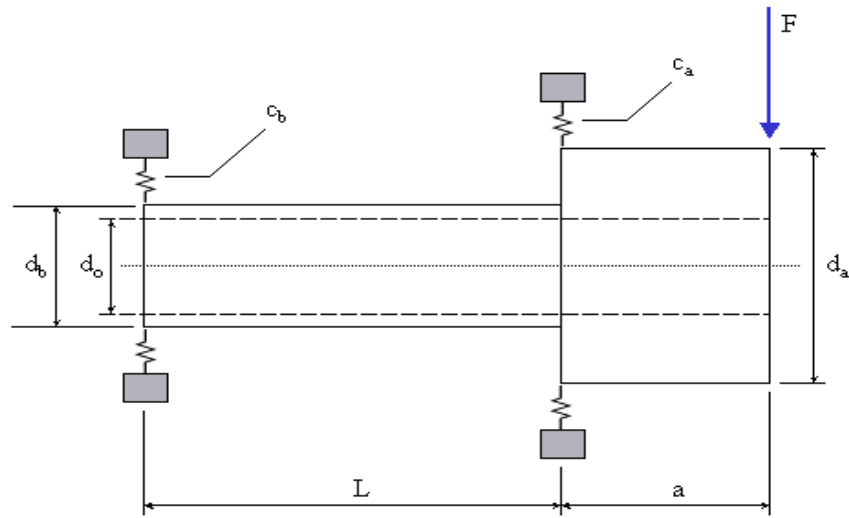


Fig. 3.3 Sketch of machine tool spindle

앞에서 제안된 목적 함수(Objective functions) 최적화 결과와 이 논문에서 제시한 유전알고리즘을 적용한 결과를 비교평가한다. 이 최적화 문제를 정식화하면 다음과 같다.

Where

$$\begin{aligned}
 x_1 = d_o &= \{55.00, 55.01, 55.02, 55.03, \dots, 71.99, 72.0\} \\
 x_2 = L &= \{180.00, 180.01, 180.02, \dots, 189.99, 190.00\} \\
 x_3 = d_a &= \{80, 85, 90, 95\} \\
 x_4 = d_b &= \{75, 80, 85, 90\}
 \end{aligned} \tag{3.14}$$

Minimize

$$f(x) = w_1 \frac{f_1(x_i)}{f_1^*} + w_2 \frac{f_2(x_i)}{f_2^*} \tag{3.15}$$

여기서 스펀들 총부피(Volume of the spindle) : (mm^3)

$$f_1(x_i) = V_S = \frac{\pi}{4} [a(d_a^2 - d_o^2) + L(d_b^2 - d_o^2)]$$

정적 처짐(Static displacement) : (mm)

$$f_2(x_i) = \Delta\delta = \frac{Fa^3}{3EI_a} \left(1 + \frac{L}{a} \frac{I_a}{I_b}\right) + \frac{F}{c_a} \left[\left(1 + \frac{a}{L}\right)^2 + \frac{c_a a^2}{c_b L^2} \right]$$

여기서, $I_a = 0.049(d_a^4 - d_o^4)$, $I_b = 0.049(d_b^4 - d_o^4)$

$$c_a = 35400 |\delta_{ra}|^{\frac{1}{9}} d_a^{\frac{10}{9}}, \quad c_b = 35400 |\delta_{rb}|^{\frac{1}{9}} d_b^{\frac{10}{9}}$$

I_a, I_b 는 관성모멘트(moments of inertia), c_a, c_b 는 베어링 강성, δ_{ra}, δ_{rb} 는 베어링 예압에 의한 처짐을 나타낸다.

Subject to

a) side constraints (bounds)

$$\begin{aligned} g1 : L - l_g &\leq 0 \\ g2 : l_k - L &\leq 0 \\ g3 : d_{a1} - d_a &\leq 0 \\ g4 : d_a - d_{a2} &\leq 0 \\ g5 : d_{b1} - d_b &\leq 0 \\ g6 : d_b - d_{b2} &\leq 0 \\ g7 : d_{om} - d_o &\leq 0 \end{aligned} \tag{3.16}$$

b) Designer's proportion requirements

$$\begin{aligned} g8 : p_1 d_o - d_b &\leq 0 \\ g9 : p_2 d_b - d_a &\leq 0 \end{aligned} \tag{3.17}$$

c) Maximal radial runout of the spindle nose δ

$$g10 : \left| \delta_a + (\delta_a - \delta_b) \frac{a}{L} \right| - \delta \leq 0 \tag{3.18}$$

여기서, δ_a 와 δ_b 는 앞/뒤 베어링의 반경방향의 진동량(Runout)을 나타내고 있다. 각 초기 변수들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
d_{om} &= 25.00 \text{ mm} & d_{a1} &= 80.00 \text{ mm} \\
d_{a2} &= 95.00 \text{ mm} & d_{b1} &= 75.00 \text{ mm} \\
d_{b2} &= 90.00 \text{ mm} & p_1 &= 1.25 \\
p_2 &= 1.05 & l_k &= 150.00 \text{ mm} \\
l_g &= 200.00 \text{ mm} & a &= 80.00 \text{ mm} & (3.19) \\
E &= 210,000.0 \text{ N/mm}^2 & F &= 10,000 \text{ mm} \\
\delta_a &= 0.00540000 \text{ mm} & \delta_b &= -0.00540000 \text{ mm} \\
\delta &= 0.01000000 \text{ mm} & \delta_{ra} &= -0.00100000 \text{ mm} \\
\delta_{rb} &= -0.00100000 \text{ mm}
\end{aligned}$$

이 문제에 사용된 유전자알고리즘의 세대수는 100, 개체수는 30으로 설정하였고, 교차확률은 0.8로 하였으며, 2점 교차연산자를 사용하였다. 그리고 돌연변이 확률은 0.01로 설정하였다. 따라서 연산과정을 통해 구속조건을 만족하고 다목적함수인 $f(x)$ 를 최소화하면서 적합도 함수를 최대화시키는 과정을 Fig. 3.4에 나타내고 있다.

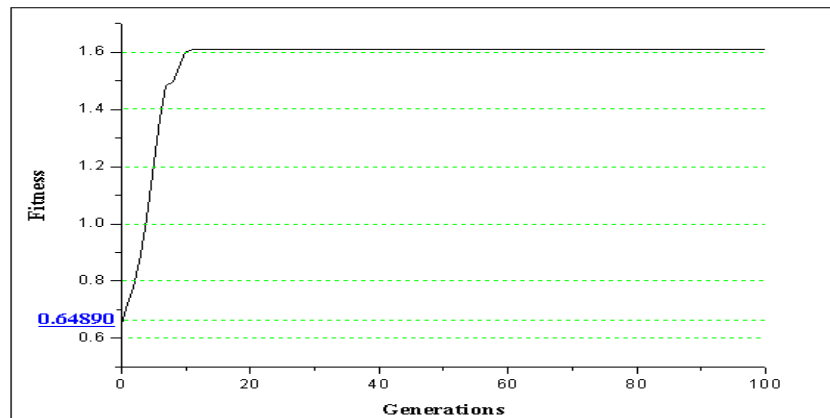


Fig. 3.4 Generation history for optimization

Table 3.1은 이 최적화 문제에서 해석된 결과를 H. Eschenauer, J. Koski^{[13][14]} 및 Monte Carlo Methods를 사용하여 구한 설계변수와 목적함수의 값을 서로 비교하여 보았다.

Table 3.1 Comparison of results for variables and objectives

method	design variables				objectives	
	1	2	3	4	$f_1(x_i)$	$f_2(x_i)$
Literature 1 ^{[13][14]}	63.89	183.29	85	80	531059.8	0.030182
Literature 2 ^{[13][14]}	66.45	183.36	95	85	694101.0	0.023078
Monte Carlo 1 ^{[13][14]}	59.08	189.17	90	75	606667.43	0.032467
This Paper	67.50	184.04	90	85	608413.9	0.025102

Table 3.1에서의 해석결과에서 스피들 전체의 부피를 나타내는 목적함수인 $f_1(x_i)$ 의 값은 H. Eschenauer, J. Koski^{[13][14]}에 의해 제시된 해석결과 Literature 1에서 나타난 531059.8이고, 스피들의 정적 처짐을 나타내는 목적함수인 $f_2(x_i)$ 의 경우는 Literature 2의 최적화 결과에서 나타난 0.023078이다. 이 논문에서 구한 최적설계의 결과를 위의 목적함수값들 중에서 가장 좋은 값과 비교해 본 결과 $f_1(x_i)$ 인 총 부피는 14.5% , $f_2(x_i)$ 인 정적처짐은 8%증가된 결과를 나타내었다. 이는 다른 최적설계 결과들에 비하여 목적함수값이 안정적인 해석결과를 나타내는 것을 볼 수 있다.

3.4.2 최적설계 사례2 (Design optimization case2)

본 연구에서 제안한 유전알고리즘을 이용한 스피들의 최적설계 방법의 유용성을 확인하기 위하여 3개의 베어링으로 지지된 단일 스푼(single spool)로터를 사용하였다.^[15] Fig. 3.5에 나타낸 것과 같이 축은 12개의 요소로 분할하였고, 절점 1, 4, 5와 12에 4개의 원판이 부착되어 있고, 4 번째 원판에는 $0.00108 [kg \cdot m]$ 의 불평형이 부여되어 있다. 또한 Table 3.2 , Table 3.3 , Table 3.4에서는 이 로터-베어링 시스템의 설계값을 표시하고 있다.

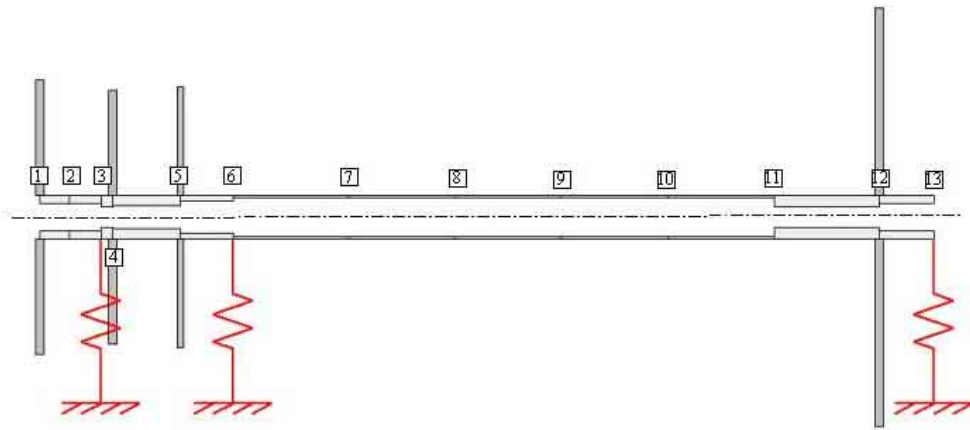


Fig. 3.5 Schematic of rotor-bearing system

Table 3.2 Bearing stiffness data

Bearing Num.	Node Num.	Stiffness (MN/m)
1	3	3.5
2	6	127.0
3	13	12.0

Table 3.3 Initial design data of a rotor-bearing system

Node No.	Distance to Node #1 (m)
1	0.0
2	0.0429
3	0.0889
4	0.1049
5	0.2017
6	0.2769
7	0.4420
8	0.5944
9	0.7468
10	0.8992
11	1.0516
12	1.2014
13	1.2794

$E = 206.9 \text{ GPa}$, $\rho = 8193.0 \text{ kg/m}^3$
 $r_{oi} = 0.0295 \text{ m}$, $i = 1, 12$

Table 3.4 Rigid disk data

Node No.	Mass(kg)	Polar Inertia ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	Diametral Inertia ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)
1	11.38	0.1953	0.0982
4	7.88	0.1670	0.0835
5	7.70	0.1761	0.0880
12	21.70	0.4448	0.2224

이 로터-베어링 시스템의 경우에, 해석의 편의상 등방성이고 비감쇠인 경우로 가정하여 해석한다. 이 문제는 설계변수를 축의 내경으로 스펀들의 중량과 최대 불평형 응답값을 목적 함수로 하는 다목적 최적 설계의 문제로, 설계 문제의 정식화는 다음과 같다.

Minimize

$$f(x) = w_1 \frac{f_1(x_i)}{f_1^*} + w_2 \frac{f_2(x_i)}{f_2^*} \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서 } f_1(x_i) &= W_S && : \text{스핀들 중량 } (N) \\ f_2(x_i) &= \mu_{\max} && : \text{최대 불평형량 } (\mu m) \end{aligned}$$

Subject to

$$\begin{aligned} g1 : \frac{1}{a} \omega_a &\leq 100 [Hz] && : \text{위험속도 하한조건} \\ g2 : \frac{1}{b} \omega_b &\geq 350 [Hz] && : \text{위험속도 상한조건} \\ g3 : \mu_{\max} &\leq 100 [\mu m] && : \text{불평형 응답량 제한} \end{aligned} \quad (3.21)$$

여기서 μ_{\max} 는 최대 불평형량(maximum unbalance)을 나타내고, 이 시스템의 운전(작동) 영역은 최저 132[Hz]에서 최고 281[Hz]이므로, 위험속도가 각각 운전영역에서 25%이상에서 발생하도록 $g1$, $g2$ 를 설정하였고, 최대 불평형량이 100[μm]를 넘지 않도록 구속하였다.

Where

$$0.0142 m \leq r_i \leq 0.0269 m, \quad i=1,2,3,4,5,11,12 \quad (3.22)$$

유전자알고리즘의 세대수는 200, 개체수는 30으로 설정하였고, 교차확률은 0.4로 하였으며, 2점 교차연산자를 사용하였다. 그리고 돌연변이 확률은 0.01로 설정하였다. 구속조건을 만족하고 다목적 함수인 $f(x)$ 를 최소

화하면서 적합도 함수를 최대화시키는 과정을 Fig. 3.6에 나타내고 있다.

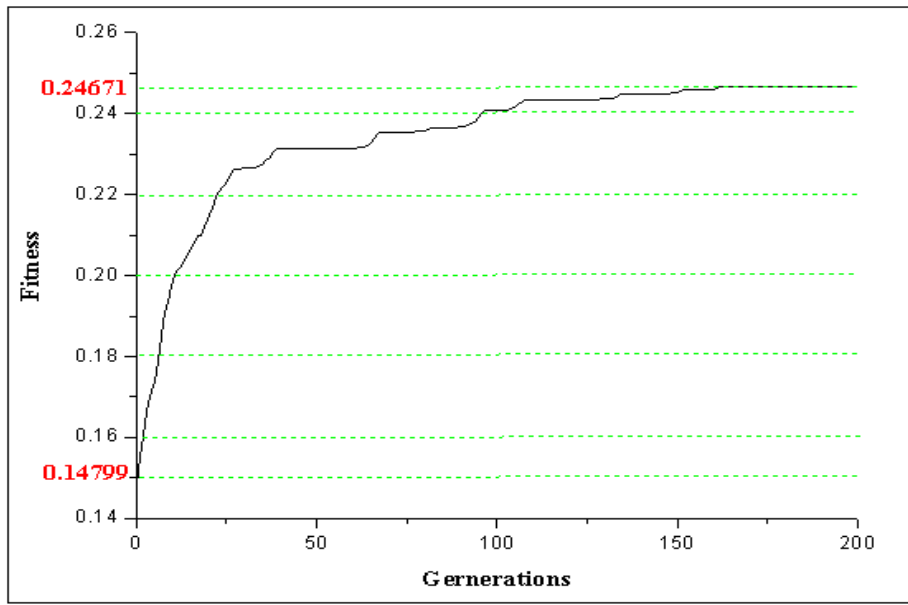


Fig. 3.6 Fitness generation history of optimization

Fig. 3.6의 적합도(fitness)에서 보듯이 163세대 부근에서 수렴을 하였으며, Table 4.5에서는 가중치 방법(weighted method)^[15], 퍼지 방법(fuzzy method)^[8], 그리고 이 논문의 축의 내경인 설계 변수를 비교하고 있다. Table 4.6은 각 방법에 따른 축의 무게, 위험 속도, 불평형량을 나타내고 있다. 최적화 결과 초기 모델에 비하여 축의 무게는 50%정도 줄어들었으며, 불평형 응답은 30%정도 줄어드는 것을 볼 수 있다. 가중치 방법(weighted method)^[15]이나 퍼지 방법(fuzzy method)^[8]에 비하여 20%~25% 정도 무게가 적게 나가며, 그에 따른 영향으로 시스템의 동특성인 위험속도와 불평형 응답이 만족하는 범위내에서 조금 나빠짐을 알 수 있다. 이는 동적 응답을 줄이기 위해서 축에 부가적인 질량이 필요하다는 것을 말한다. 이 결과를 통하여 초기 설계에 비하여 목적 함수들이 더 좋은 특성을 나타내는 것을 볼 수 있다.

Table 3.5 Comparison of optimum design variables

Shaft element num.	initial value	weighted ^[15]	fuzzy ^[8]	this paper
	inner radius (cm)			
1	1.882	2.296	2.155	2.660
2	1.940	2.369	2.224	2.670
3	1.466	2.690	1.582	2.520
4	1.660	2.618	2.614	2.660
5	2.151	2.690	2.690	2.650
6	2.690	2.690	2.690	2.690
7	2.690	2.690	2.690	2.690
8	2.690	2.690	2.690	2.690
9	2.690	2.690	2.690	2.690
10	2.690	2.690	2.690	2.690
11	1.420	2.441	2.422	2.670
12	1.880	2.287	2.354	2.55

Table 3.6 Comparison of shaft weight, critical speed, and unbalance response

		initial value	weighted ^{[5][6]}	fuzzy ^{[3][6]}	this paper
Shaft weight(N)		100.371	61.076	64.256	49.51
Critical speed (Hz)	$\frac{1}{a} \omega_a$	109.15	81.8	81.48	80.5
	$\frac{1}{b} \omega_b$	421.15	376.43	377.02	353.96
μ_{max}		127	79.84	79.54	88.43

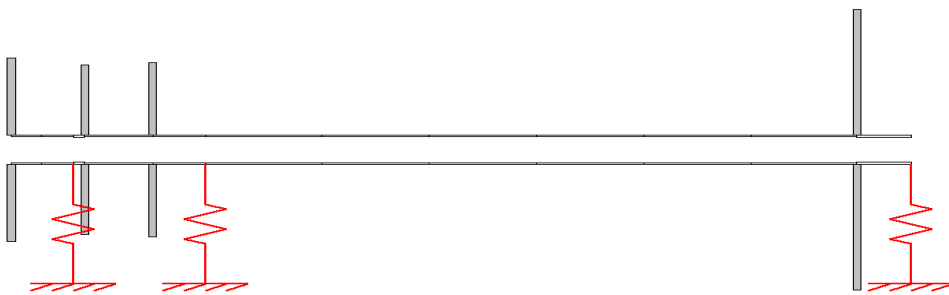
Fig. 3.7은 각 설계 방법에 따른 축의 형상변화를 나타내고 있다. 또한 Fig. 3.8에서 보듯이, 이 로터-베어링 시스템의 불평형 응답이 작동 영역 내에서 줄어든 것을 알 수 있다.



(a) shape by weighted method



(b) shape by fuzzy method



(c) shape by proposed method

Fig. 3.7 Each optimum design shapes

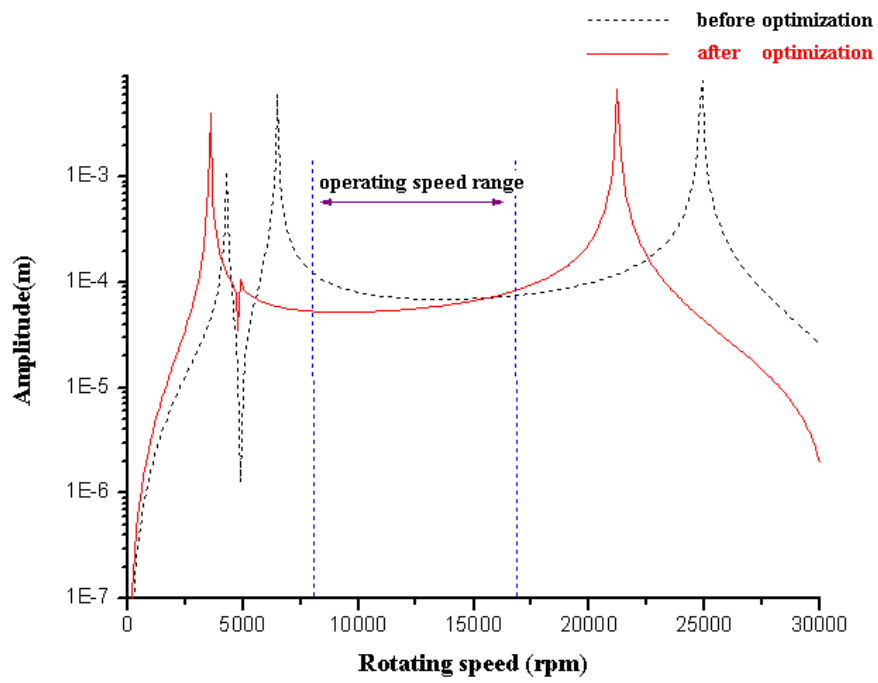


Fig. 3.8 Unbalance responses of system before and after optimizations

제 4 장 결 론

본 논문에서는 현재 고속화, 경량화 되고 있는 공작기계용 모터 내장형 스피들 시스템을 설계하는데 있어서 먼저 동적해석을 위한 수학적 모델링과 진동해석을 수행하고, 설계자가 성능에 적절하도록 스피들의 회전축의 내경, 외경, 베어링의 강성, 베어링 위치(span)등의 설계변수를 설정한다. 그리고 회전축계의 전체중량, 조화가진 응답, 불평형 응답과 같은 시스템의 진동량에 영향을 미치는 요소를 목적함수로 설정하여, 각 목적함수의 가중치를 적절하게 반영한 다목적 최적화문제를 정식화하고 유전알고리즘을 적용한 스피들 시스템의 동적 최적설계 프로그램을 개발하여 실제 공작기계용 스피들 시스템의 다목적 최적 설계 연구를 수행하였고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 유한 요소법을 이용한 로터-베어링 시스템의 설계를 위하여 먼저 정상상태 응답 및 고유치 해석등을 통한 스피들 시스템의 동특성 해석을 위한 수학적 모델링과 진동해석을 제안하였다.

2) 유전알고리즘과 구속조건이 있는 다목적 최적설계방법을 적용하여 스피들 시스템의 동특성 최적설계 프로그램을 작성하고, 실제 회전축계의 다목적 최적설계에 적용한 기존에 알려진 다른 방법과 비교한 결과, 제안된 방법은 스피들 중량이 50%가량 줄어들며, 진동량 또한 30%정도 줄어드는 결과를 얻을 수 있었다. 또한, 본 연구에서 제안한 최적설계 방법은 가중치 방법(weighted method)^[15]이나 퍼지 방법(fuzzy method)^[8]에 비하여 20%~25% 정도 무게가 적게 나가며, 시스템의 동특성인 위험속도와 불평형 응답은 만족하는 수준 범위내에서 나타나는 것을 알 수 있었다.

3) 본 연구에서 제안된 유전알고리즘을 적용하여 구속조건을 가지며 동적 응답량과 중량을 최소화하는 다목적 최적설계 방법이 적절하다는 것을 몇가지 예를통해 확인 할 수 있었고, 또한 공작기계의 스피들뿐만

아니라 소형 전기자의 회전체 부분, 고속 터빈 기계, 터보 발전기 로터, 연삭기등의 다양한 회전체 시스템의 설계에 유용하게 사용될 것이라고 생각된다.

참 고 문 헌

[1] Adams, M. L., 1980, " Nonlinear Dynamics of Flexible Multi-bearing Rotors," Journal of Sound and Vibration, Vol. 71(1), pp. 129-144.

[2] Childs, D. W., and Graviss, K., 1982,"A Note on Critical-Speed Solutions for Finite-Element-Based Rotor Models," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 104, pp. 412-415

[3] Shiau, T. N. and Hwang, J. L., 1988,"Minimum Weight Design of a Rotor Bearing System with Multiple Frequency Constraints," Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 110, No. 2, pp. 592~599.

[4] 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 Gas Turbines and Power, Vol. 112, pp. 454~462.

[5] Choi, W.H., Yang, B. S., and Joo, H. J., 1996, "Optimum Balancing of Rotating Machinery Using Genetic Algorithm," in Proceedings of 6th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Hawaii, USA, February 25-28, pp. 106~115.

[6] Choi, B. G. and Yand, B. S., 2000, "Optimum Shape Design of Rotor Shafts Using Genetic Algorithm,"Journal of Vibration and Control, Vol.6, pp. 207~222.

[7] Yang, B. S., Choi, B. G., Yu, Y. H., and Nan, H. T., 1999, "Optimum Design of a Damping Plate with an Unconstrained Viscoelastic Damping Layer Using Combined Genetic Algorithm," KSME International Journal, Vol. 13, No. 5, pp. 387~397.

[8] Rao, S. S., 1987, "Multiobjective Optimization of Fuzzy Structure Systems," Int. J. for Num. Methods in Engineering, Vol. 24, pp. 1157-1171.

[9] 창원대학교 공작기계 연구센터. "고속공작기계 동특성 해석 및 최적 설계 기술연구", 2000.

[10] 변훈석, "유전자 알고리즘을 이용한 Pneumatic Suspension Seat의 동적설계 최적화", 창원대학교 공학석사 학위논문, 1999.

[11] 박성수, 박해영, "C++로 구현한 유전자 알고리즘", 한울출판사, 2000.

[12] 윤기찬, "유전자 알고리즘을 이용한 응용분야 기반 전용 볼베어링의 설계 개발", 한양대학교 공학박사 학위논문, 1999

[13] H. Eschenauer, J.Koski, and A. Osyczka, eds., "Multicriteria Design Optimization", Berlin, Germany: Springer-Verlag, 1990.

[14] J. Montusiewicz, Osyczka, "A decomposition strategy for multicriteria optimization with application to machine tool design, pages 191-202, Engineering Costs and Production Economics, Volume 20, Issue 2.

[15] Shiau, T. N. and Chang, J. R., 1993, "Multi-Objective

Optimization of Rotor-Bearing System with Critical Speed Constraints," Trans. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 115, pp. 246~255.

[16] Diewald, W. and Nordmann, R., 1990, "Parameter Optimization for the Dynamics of Rotating Machinery," in Proceedings of the 3rd International Conference on Rotor Dynamics, Lyon, France, pp. 51~55.

[17] Nelson, H. D. and McVaugh, J. M., 1976, "The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements," Trans. ASME Journal of Engineering for Industry, Vol.98, No. 2, pp. 71~75.

[18] C. P. Reddy and S. S. Rao, "Automated optimum design of machine tool structures for static and natural frequencies at regenerative chatter stability," ASME Journal of Engineering for industry, vol. 100, 137-146, 1987

[19] M. Yoshimura, "Design Optimization of Machine Tool Dynamics Based on an Explanation of Relationships between Characteristics," JSPE, Vol.53, No. 4, 601~606, 1987.

[20] P. Hajela and C. J. Shin, "Multi-object optimum design in mixed integer and discrete design variable problems," AIAA J., 28(4), 670-675. 1990.

[21] K. Deb, "Optimization for Engineering Design: Algorithms and Examples," Prentice-Hall, New Delhi, 1995.

[22] W. J. Rankine, "On the centrifugal force of rotating shafts," Engineer, Vol. 27, pp. 249, 1869

[23] D. E. Goldberg. "Genetic Algorithm in Search, Optimization, and Machine Learning," Addison- Wesley, 1989.

[24] F. Y. Cheng and DAN Li, "Multi-objective Optimization Design with Pareto Genetic Algorithm," J. of Structural Eng. Vol.123, No. 9, pp.1252~1261, 1997.

[25] J, C, Bean and A, B, Hadj-Alouane, "A Dual genetic Algorithm for Bounded Integer Programs," Technical Report TR 92-53, Department of Industrial and Operations Engineering, The univ. of Michigan, 1992

[26] P. Hajela, "Genetic algorithms in optimization problems with discrete and integer design variables," Engng Optim, 309-27, 1992.

[27] 류연선, 임오강, 박경진, "최적설계입문," 반도출판사, 1994.
Systems, vol. 187, Springer-Verlag, Berlin, 1981.

[28] 창원대학교 공작기계 연구센터, "금형가공센터 고속이송체의 최적 설계", 2000

ABSTRACT

Dynamic Design Optimization of a High speed Machine Tool System Using a Genetic Algorithm

by Kim Jong-Moo

*Department of Mechanical Design and Manufacturing
Graduate School, Changwon National University
Changwon, Korea*

This study introduces an optimum design of the high speed spindle system for minimum critical speed, compliance, and weight construction using a genetic algorithm. The disk, shaft, and bearing components of a spindle system are modelled as appropriate finite elements respectively. In the design optimization, the shaft length, the shaft outer diameter, the shaft inner diameter, bearing positions (or bearing span) and bearing stiffness were set as design variables. The unique objective function is obtained by multiplying an appropriate weighting factor by multi-objective functions, such as critical speed, compliance, and the total weight. The constraints are limitations of maximum critical speed and weight, and the vibration limit of the spindle system. Optimization results show that critical speed, weight, and the compliance are reduced by 18.6% , 2.2% and 36% respectively compared with the initial spindle system.

감사의 글

먼저, 2년동안 물심양면으로 지도해 주신 최영휴 교수님에게 진심으로 머리숙여 감사드립니다. 그리고 논문 심사를 맡아 주시고 많은 조언을 해주신 신중호 교수님, 정종윤 교수님께도 감사 드리며, 석사 과정 중 많은 가르침을 주신 정원지 교수님, 이춘만 교수님, 유근종 교수님, 홍대선 교수님께도 감사 드립니다.

실험실에 있으면서, 기둥이 되어준 영진이형과 항상 열심히 노력하는 성훈이, 그리고 이제 실험실을 이끌어 가야할 성남이형, 상민이, 희은이, 항상 좋은 조언을 많이 해주신 산업대학원의 최진호 선생님, 권봉철 부장님, 병태선배, 선균선배에게 진심으로 감사드립니다. 그리고 대학원생활동안 같이 생활한 박세환선배, 김상진선배, 박제민선배, 최은재선배, 이태주선배, 임상현선배, 최치혁선배, 김동욱선배, 황호형, 석사 1년차인 정지훈, 박태봉, 류승표, 허영진, 박창권, 도현이형에게도 감사드립니다. 또한, 학교를 다니는 동안 많은 시간을 보내고 도움을 주었던 Wensuez친구들(도형, 성현, 주근, 세훈, 성진, 정욱, 정혜, 선자, 경희, 부정이 누나, 화수), GMP동아리 가족들, 나의 큰 힘이 되어준 호정이, 승훈이, 종철이에게도 고맙다는 말을 전하고 싶습니다.

늘 제가 공부를 할 수 있도록 지금까지 믿어주시고 보살펴주신 아버지, 어머니에게 정말로 감사드리며, 항상 잘 따라준 무성이와 호주에게도 고맙다는 말을 전합니다. 제가 지금까지 살아오는동안 돌봐주신 모든 분들께 감사 드리고, 모두 열심히 생활하고, 미래를 개척하는 사람이 되었으면 합니다.

2002년 12월
진동소음연구실에서
김종무 드림