

퍼지 구속조건을 고려한 회전축계의 최적설계

양 보 석* · 공 영 모**

Optimum Design of Rotor System Considering Fuzzy Constraints

B.S. Yang · Y.M. Kong

Abstract

The dynamic design object of rotor system is to optimize the system in stability at the operating speed, unbalance response in the vicinity of the rotor critical speed, bearing weighting and system weighting. In conventional optimization method, designers have to set mathematical modeling, such as objective function, constraints and design parameters, strictly and quantitatively. But in actual design process, they do not treat all of these values strictly and some of them are somehow "fuzziness". So, considering boundary conditions of seal diameter, clearance, and length in a typical double suction centrifugal pump is fuzzy, this paper is considered fuzzy in constraints. Fuzzy method is used α -level cut method. Then, the optimum dimensions of seal according to values are obtained and vibration characteristics are investigated.

기호설명

 C_s : 시일 틈새 (m) D_s : 시일 직경 (m) L_s : 시일 길이 (m) $f(X)$: 목적함수 $g(X)$: 부등호 제약함수 k_s : 축강성계수 l : 부등호 제약함수의 수 m : 임펠러부의 질량 n : 설계변수의 수 Q : Q 계수 X : 설계변수 δ : 대수 감쇠율 $[M]$: 질량 행렬 $[C]$: 감쇠 행렬 $[K]$: 강성 행렬 $\{X_0\}$: 변위 벡터 λ : 고유치 ω : 회전각 속도 (rad/s) $\{F\}$: 가진력 벡터

* 부산수산대학교

** 부산수산대학교 대학원

1. 서 론

동적인 외력을 받는 회전기계를 설계할 경우, 먼저 계의 고유진동수, 감쇠율, 모드 형상 등의 modal parameter를 해석적으로 검토하여 공진의 가능성이나 안정성을 검토해야 한다. 회전축계의 설계에는 운전속도에서 안정성이 좋을 것과 운전범위가 위험속도 이상인 경우에는 위험속도 통과시 공진배율을 최소로 할 것 등의 설계항목을 동시에 만족해야 한다.¹⁾

최적화는 일반적으로 한개 혹은 복수의 제약 조건의 경계선상에서 얻어지는 경우가 많고, 이러한 경우 정확한 값이 아닐 경우에는 허용하지 않는 문제가 발생한다. 이같이 확정론적 방법에 기초한 방법에서는 본질적으로 약간의 차이로 하등의 중요성이 없는 경우에도 최적설계의 결과에 큰 차가 발생할 우려가 있다. 또 구조해석에 의해서 설정된 parameter와 실제 구조물에 의한 parameter가 반드시 일치하는 것은 아니다. 이러한 경우를 생각해보아도 확정론적 방법으로 구한 최적해가 충분한 타당성을 갖는지는 의문의 여지가 많다.²⁾

본 연구에서는 비접촉 시일부의 유체력 특성을 고려하여 시일을 단지 누설방지 뿐만 아니라 진동을 억제하는 일종의 베어링 역할을 하는 펌프축계의 최적설계를 수행하고, 제약조건의 경계에서의 애매성에 의하여 확정론적 방법으로는 최적해가 충분한 타당성이 없음을 고려하여 제약조건에 퍼지를 고려한 최적설계를 수행하였다. 본 논문에서는 퍼지 비선형 프로그램 중에서 가장 간단하고 많이 사용되고 있는 α -level cut법³⁾을 사용했다. 즉, 사용운전속도에서의 안정성, 위험속도 이상에서 운전되는 회전체의 경우의 위험속도 통과문제, 강제진동 응답 등을 고려하여 최적인 시일 치수를 결정하는 것을 목적으로 하는 최적설계를 수행하였다.

2. 회전축계의 해석

2.1 운동 방정식

해석을 단순화하기 위해 Fig. 1과 같이 단단 양흡입 원심펌프의 단순 계산모델을 사용한다. 시일부의 원판축 중심점의 좌표를 O-xy, 베어링내의 저널 중심의 정적 평형점 좌표를 O-x_by_b로 하고, 정상운전상태에서 각각의 좌표점에 회전체가 위치하고 있다고 한다. 그리고 비접촉 환상시일(annular seal)에서 발생하는 유체력은 임펠러부에 집중하여 작용하는 것으로 한다.

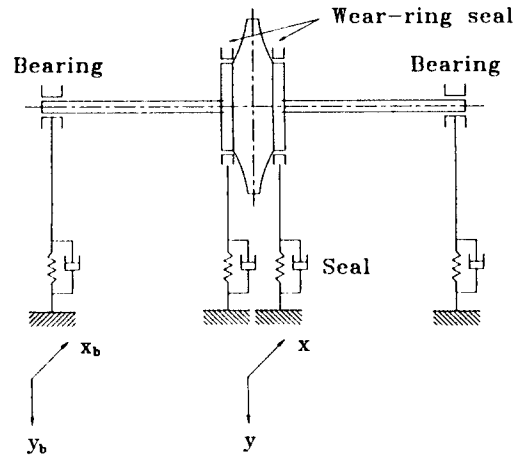


Fig. 1 Rotor model

운동방정식은

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + k_s(x - x_b) &= -2F_x \\ m\ddot{y} + k_s(y - y_b) &= -2F_y \\ k_s(x_b - x) &= -2P_x \\ k_s(y_b - y) &= -2P_y \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 F_x, F_y는 시일의 유체력, P_x, P_y는 x_b, y_b방향의 선형 근사화된 베어링 유막력으로 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} F_x &= k_{xx}x + k_{xy}y + C_{xx}\dot{x} + C_{xy}\dot{y} \\ F_y &= k_{yx}x + k_{yy}y + C_{yx}\dot{x} + C_{yy}\dot{y} \\ P_x &= k_{xxb}x_b + k_{xyb}y_b + C_{xxb}\dot{x}_b + C_{xyb}\dot{y}_b \\ P_y &= k_{yxb}x_b + k_{yyb}y_b + C_{yxb}\dot{x}_b + C_{yyb}\dot{y}_b \end{aligned} \quad (2)$$

식 (2)를 식 (1)에 대입하면, 다음과 같은 자유진동의 운동방정식이 얻어진다.¹⁾

$$[M]\{\ddot{X}_0\} + [C]\{\dot{X}_0\} + [K]\{X_0\} = \{0\} \quad (3)$$

여기서

$$[M] = \begin{pmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$[C] = \begin{pmatrix} 2C_{xx} & 2C_{xy} & 0 & 0 \\ 2C_{yx} & 2C_{yy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2C_{xxb} & 2C_{xyb} \\ 0 & 0 & 2C_{yxb} & 2C_{yyb} \end{pmatrix}$$

$$[K] = \begin{pmatrix} k_s + 2k_{xx} & 2k_{xy} & -k_s & 0 \\ 2k_{yx} & k_s + 2k_{yy} & 0 & -k_s \\ -k_s & 0 & k_s + 2k_{xxb} & 2k_{xyb} \\ 0 & -k_s & 2k_{yxb} & k_s + 2k_{yyb} \end{pmatrix}$$

$$\{X_0\} = \{x, y, x_b, y_b\}^T$$

이를 다음과 같이 변환한다.

$$[A]\{\dot{X}\} + [B]\{X\} = \{0\} \quad (4)$$

여기서

$$[A] = \begin{pmatrix} [M] & [C] \\ [0] & [I] \end{pmatrix}, \quad [B] = \begin{pmatrix} [0] & [K] \\ -[I] & [0] \end{pmatrix}$$

$$\{X\} = \{\dot{X}_0, X_0\}^T$$

2.2 고유치 해석

식 (4)의 해를 $\{X\} = \{\bar{X}\}e^{\lambda t}$ 로 가정하고, 이를 식 (4)에 대입하면

$$([A]\lambda + [B])\{\bar{X}\} = \{0\} \quad (5)$$

식 (5)에서 의미있는 해를 갖기 위하여 계수 행렬의 행렬식이 0이 되어야 한다. 즉,

$$|\lambda [I] + [C]| = 0$$

여기서 $[C] = [A]^{-1}[B]$ 이 되고, 이 식은 λ

에 관한 8차 방정식으로 되므로 다음과 같이 8개의 고유치가 얻어진다. 이는 보통 복소고유치가 되어 2쌍의 공액근

$$\lambda_j = \gamma_j \pm i\omega_j \quad (j=1, 2, 3, 4) \quad (6)$$

이 얻어진다. 여기서, γ_j 는 j차모드의 성장계수(growth factor), ω_j 는 감쇠고유진동수이다.

2.3 강제진동응답

불평형 진동응답은 주기적인 불평형력에 의해 정상적으로 발생하므로, 강제력으로

$$\{F\} = \{F_c\} \cos \omega t + \{F_s\} \sin \omega t \quad (7)$$

로 고려하면, 운동방정식은

$$[A]\{\dot{X}\} + [B]\{X\} = \{F\} \quad (8)$$

가 되고 비동차 해는

$$\{X\} = \{X_c\} \cos \omega t + \{X_s\} \sin \omega t \quad (9)$$

로 된다. 식 (7)과 (9)을 (8)에 대입하여 $\cos \omega t$ 와 $\sin \omega t$ 로 분리하여 전개하고 행렬로 나타내면,

$$\begin{pmatrix} [B] & \omega[A] \\ -\omega[A] & [B] \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \{X_c\} \\ \{X_s\} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \{F_c\} \\ \{F_s\} \end{pmatrix} \quad (10)$$

로 된다. 따라서 식 (9)의 계수는 다음 식에 의해 주어진다.

$$\begin{pmatrix} \{X_c\} \\ \{X_s\} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} [B] & \omega[A] \\ -\omega[A] & [B] \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} \{F_c\} \\ \{F_s\} \end{pmatrix} \quad (11)$$

따라서 축 중심과 저널 중심점의 운동패적을 구할 수 있다.

복소진폭 $Z(t)$ 는

$$\{Z(t)\} = \begin{pmatrix} \{x_c\} \\ \{y_c\} \end{pmatrix} \cos \omega t + \begin{pmatrix} \{x_s\} \\ \{y_s\} \end{pmatrix} \sin \omega t \quad (12)$$

라 놓으면, 다음 식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} \{Z(t)\} &= \{x(t)\} + i\{y(t)\} \\ &= \{x_c\} \cos \omega t + \{x_s\} \sin \omega t + i(\{y_c\} \cos \omega t + \{y_s\} \sin \omega t) \end{aligned}$$

$$(13)$$

식 (13)은

$$\{Z(t)\} = \{Z_+\}e^{i\omega t} + \{Z_-\}e^{-i\omega t} \quad (14)$$

로 표시되며, $\{Z_+\}$, $\{Z_-\}$ 는 각각 축의 회전과 같은 방향과 역방향으로 휘도는 운동성분의 복소진폭을 나타내고 있다. 타원의 장축반경 A 와 단축반경 B 는

$$A = |Z_+| + |Z_-|, \\ B = |Z_+| - |Z_-|$$

또 휘돌림방향은 회전에 대하여

$$|Z_+| > |Z_-| : \text{전향휘돌림} \\ \text{(forward whirl)} \\ |Z_+| < |Z_-| : \text{후향휘돌림} \\ \text{(backward whirl)} \\ |Z_+| = |Z_-| : \text{직선운동} \quad (15)$$

이다.

회전축계의 불평형 진동은 최대진폭이 문제로 되므로 장축반경 $\{A\}$ 로 진폭을 나타낸다.

$$\{A\} = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{(\{x_c\} + \{y_s\})^2 + (\{y_c\} - \{x_s\})^2} + \sqrt{(\{x_c\} - \{y_s\})^2 + (\{y_c\} + \{x_s\})^2} \right\} \quad (16)$$

3. 퍼지 최적설계

3.1 퍼지 최적설계의 정의

본 연구에서는 퍼지 최적설계법으로서 α -level cut법을 사용하였다. 이 방법은 약 α -cut법이라고 부르며, 분해원리(resolution identity)표현이 가능하다. 따라서 어느 α 값에 대해서 crisp집합처리(보통집합처리)를 하고 α 를 변화시키면서 crisp집합처리를 되풀이 하면, 퍼지 집합처리를 하는 것이 되기 때문에 가장 간단하면서도 자주 이용된다. 본 설계에서는 목적함수는 crisp적인 양으로 하는 fuzzy 비선형계획법을 사용하였다.

먼저 α -level cut법의 정식화에 대해서 설명해 보자. 문제의 정식화를 아래와 같이 나타낸다.

$$\text{Find } X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\} \quad (17)$$

such that

$$\text{Minimize } f(X)$$

subject to

$$g_j(X) - g_{j,a} \leq 0 \quad (j=1, 2, \dots, l) \quad (18)$$

여기에서 \sim 을 붙인 것은 제약조건이 fuzzy성을 고려하고 있다는 것을 의미한다. 아래에서는 α -level cut법에 의한 최적설계의 정식화를 나타낸다.

$$\text{Find } X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\} \quad (19)$$

such that

$$\text{Minimize } f(X)$$

subject to

$$g_j^L(\alpha) \leq g_j(X) \leq g_j^U(\alpha) \\ (j=1, 2, \dots, l) \quad (20)$$

여기에서 $g_j^L(\alpha)$, $g_j^U(\alpha)$ 는 각각 Fig. 2에 나타내어진 것과 같은 membership 함수에 의해 결정되어진 값이다.

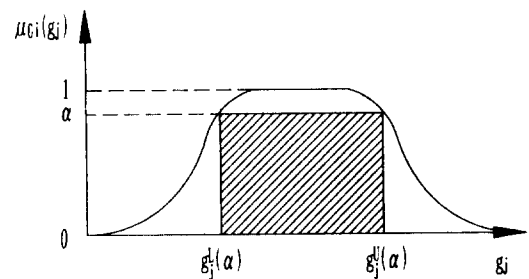


Fig. 2 Membership function and α -level of constraints g_j

3.2 최적화

본 연구에서 사용한 최적화 방법은 직접탐색법인 Hook와 Jeev법과 변환법인 Powell법을 기초로 한 벌칙함수법(penalty function method)⁴⁾을 조합하여 사용했다.

3.2.1 목적함수

제의 최적성을 수치로서 나타내기위한 목적

함수 $f(X)$ 는 식 (17)의 설계변수의 함수로 표시된다. 따라서 최적설계는 상기의 제약조건하에서 목적함수 $f(X)$ 를 최소로 하는 설계변수를 구하는 문제이다.

본 연구에서는 최적화로는 위험속도에서 진동진폭을 최소로 억제하고, 운전속도에서 계의 안정성을 크게 하도록, 시일형상을 최적설계하는 것을 목적으로 한다.

1) Q factor

불평형 진동에 대한 응답배율 $M(\omega)$ 은

$$M(\omega) = (\omega/\omega_j)^2 / [\{1 - (\omega/\omega_j)^2\}^2 + 4\xi_j^2(\omega/\omega_j)^2]^{1/2}$$

여기서 ω_j 은 j 차 감쇠 고유진동수, ξ_j 은 j 차 모드의 감쇠비이다. M 의 최대치를 Q 라 하면, 공진($\omega = \omega_j$)인 경우,

$$Q_j = 1/2\xi_j$$

으로 표현된다. 실제 API 610규격에서는 $Q = 8.0$ 이하로 억제하도록 규정하고 있다. 이론적으로 Q 값을 계산하는 경우, 복소고유치 해석에서 구한 고유치 $\lambda_j = \gamma_j + i\omega_j$ 를 이용하면, j 차모드의 감쇠비는

$$\xi_j = -\frac{\gamma_j}{\sqrt{\gamma_j^2 + \omega_j^2}}$$

로 되고, Q_j 의 계산이 가능하다.

해는 4차의 진동모드 합으로 되고, Q factor도 각각의 진동모드에 대해 4개가 구해진다. 이를 Q_j ($j=1, 2, 3, 4$)로 하면 Q_j 가 적을 수록 진폭은 적고 안정하다할 수 있다. 또 Q_j 의 변화가 목적함수에 민감한 영향을 미치도록 Q_j 의 제곱의 형태로 취한다. 즉,

$$Q = (\sum_{j=1}^4 Q_j^2) / 4$$

2) 대수 감쇠율

정격 운전속도에서 계의 안정성(stability)을 평가하기 위해 계의 대수감쇠율(logarithmic decrement)을 이용한다. 계의 안정성은 대수감쇠율이 양(positive)으로 그 값이 클 수록 안정하다고 할 수 있다. 대수감쇠율은 복소고유

치 계산으로부터 $\delta_j = -2\pi\gamma_j/\omega_j$ 으로 표기되며, 각 진동모드에 대응하는 고유치로부터 얻어지고, 이 값은 정격 운전속도에서 얻어진 고유치이다. 정격 회전속도에서 안정성을 평가하는 값을 계가 최적인 상태로 향할 때 최소로 되도록 표현하기 위해 대수감쇠율의 역수를 취한다. 즉,

$$D = 4 / (\sum_{j=1}^4 \delta_j^2)$$

목적함수 $f(X)$ 는 이들 2개의 항에 각각 적당한 가중계수(weighting coefficient) a 를 곱한 1차 결합의 형태로 나타낼 수 있다. 즉, $f(X)$ 는

$$f(X) = Q + aD$$

3.2.2 설계변수 (design variables)

본 연구에서 최적으로 하려는 설계변수는 wearing seal의 직경 D_s , 길이 L_s 및 틈새 C_s 로 하였다. 즉,

$$X = \{x_1, x_2, x_3\} = \{D_s, C_s, L_s\} \quad (21)$$

3.2.3 제약조건 (constraints)

제약조건으로서는 설계변수들의 실제 설계가 능영역으로

$$\begin{aligned} 0.30 \leq D_s \leq 0.50 \quad (m) \\ 0.0002 \leq C_s \leq 0.0005 \quad (m) \\ 0.02 \leq L_s \leq 0.04 \quad (m) \end{aligned} \quad (22)$$

를 만족할 것과 목적함수를 최소로 할 것이 필요하다. 그러나 실제 설계에 있어서 제약조건 의 경계는 설계자의 경험과 감각(sense)에 의존하는 바가 크고 애매한 값이다. 따라서 본 연구에서는 제약조건의 경계가 명확치 않음을 고려해서, 제약조건만을 퍼지를 고려한 최적설계를 수행한다. 즉, 식 (22)는

$$\begin{aligned} 0.30 \leq D_s \leq 0.50 \\ 0.0002 \leq C_s \leq 0.0005 \\ 0.02 \leq L_s \leq 0.04 \end{aligned} \quad (23)$$

과 같이 표현된다.

따라서 최적설계는 식 (23)의 제약조건하에

서 목적함수 $f(X)$ 를 최소로 하는 설계변수를 구하는 것이다.

4. 수치계산에 및 고찰

본 수치계산에서는 단단 양흡입 원심펌프의 운전속도에서의 안정성이 좋을 것과 운전범위가 위험속도 이상인 경우 위험속도 통과시 공진배율을 최소로하는, 설계변수(시일의 직경, 틈새 및 길이)를 구하여 초기치와 최적치의 불평형응답과 대수감쇠율을 비교하였다. 그리고 본 연구의 회전체 모델에서 지지조건으로 볼 베어링(ball bearing)과 진원 저널 베어링(journal bearing)을 사용한 경우의 지지조건의 영향을 비교 및 검토하였고, 마지막으로 α -level cut법을 사용한 퍼지 최적설계를 구속조건 경계의 허용폭을 변화시키면서 수행하였다.

Table 1은 본 계산에 사용된 수치를 나타낸다. 베어링계수는 볼 베어링⁶⁾, 저널 베어링⁹⁾에 대한 수치를 사용하고, 시일계수는 문헌(6)에 의해 구해진 계산치를 이용한다.

Table 1. Principal data of the rotor system

rotor mass(kg · s ² /m)	110.163
shaft stiffness(kg/m)	4.2109 × 10 ⁶
ball bearing stiffness(kg/m)	$k_{xxb} = k_{yyb} = 7.6 \times 10^7$ $k_{xyb} = k_{yxb} = 0$
damping(kg · s/m)	$C_{xxb} = C_{yyb} = 7.6 \times 10^6 / \omega$ $C_{xyb} = C_{yxb} = 0$

Fig. 3은 본 최적설계 계산에 사용된 계산 프로그램의 흐름도를 나타낸다.

Fig. 4는 비퍼지 최적설계의 경우, 볼 베어링(a)과 저널 베어링(b)의 사용시에 회전속도의 변화에 따른 고유치의 근궤적을 나타내고 있다. 초기치에 대하여 1, 2차 모두 감쇠고유진동수가 증가하고 성장계수도 안정화의 방향으로 이동하고 있으나, 고속회전이 됨에 따라 2차 모드가 안정한계에 접근하고 있다. 안정한계 접근에 대한 여유폭도 초기치보다 최적치가 큰 것을 보여준다.

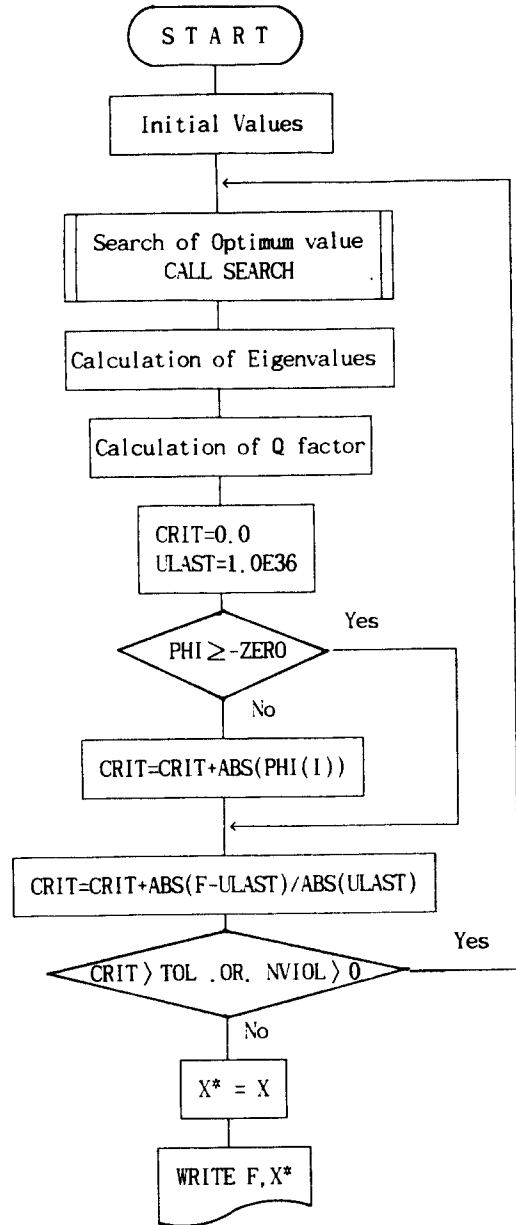


Fig. 3 Flow chart for optimum design

Fig. 5는 초기치 및 최적치에서의 불평형응답을 볼 베어링(a)과 저널 베어링(b)의 경우에 있어서 각각 나타내고 있다. 최적치의 경우 공진배율이 매우 낮아져 공진피크가 나타나지 않고 있다.

Fig. 6은 볼 베어링의 경우, 회전속도 변화

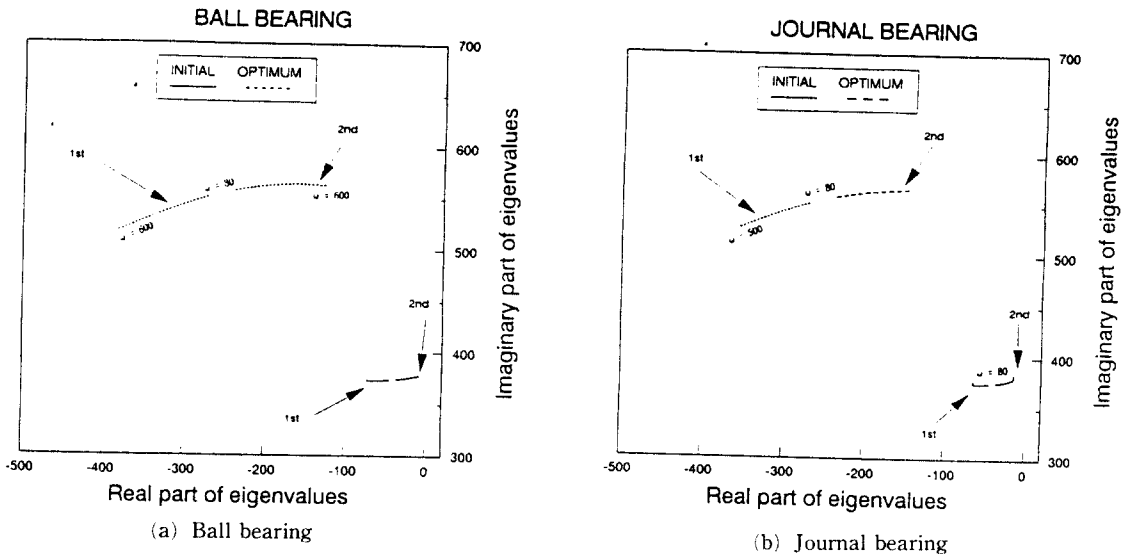


Fig. 4 Root locus

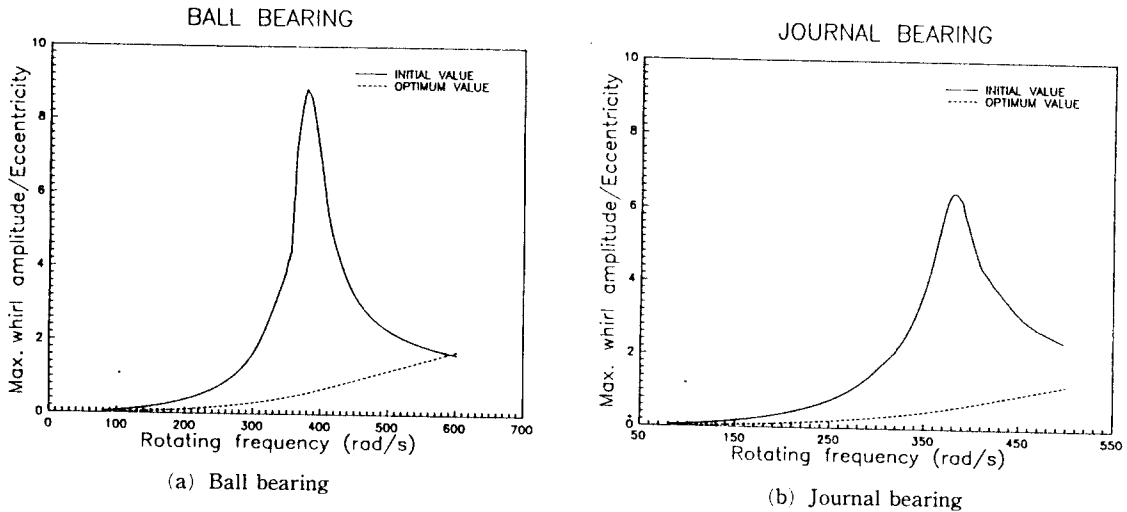


Fig. 5 Comparison of initial value with optimum value for unbalance response

에 따른 초기치와 최적치의 1, 2차 대수감쇠율을 나타내고 있고, Fig. 7은 저널 베어링의 경우이다. 대수감쇠율이 초기치에 비해서 최적치의 경우가 매우 크고 계의 안정성(stability)을 향상시키고 있음을 보여준다.

Fig. 8은 식 (23)의 퍼지 제약조건에 대한 membership함수를 나타낸 것이다. 본 연구에서는 해석을 간단히 하기 위하여 membership함수를 선형적으로 가정하였다.

Fig. 9는 퍼지 최적설계에서의 구속조건의 상하경계에서 설계허용폭의 변화에 따른 목적함수와 α -level의 관계를 나타내고 있다. 목적함수가 Q factor와 D(대수감쇠율 제곱의 역)인 경우, 모두 α 값이 증가함에 따라 목적함수 값도 증가함을 보여준다. 그리고 허용폭이 커짐에 따라 목적함수값의 변화가 크다.

Fig. 10은 α -level과 설계변수와의 관계를 목적함수가 Q factor(a)와 D(b)인 경우를 각

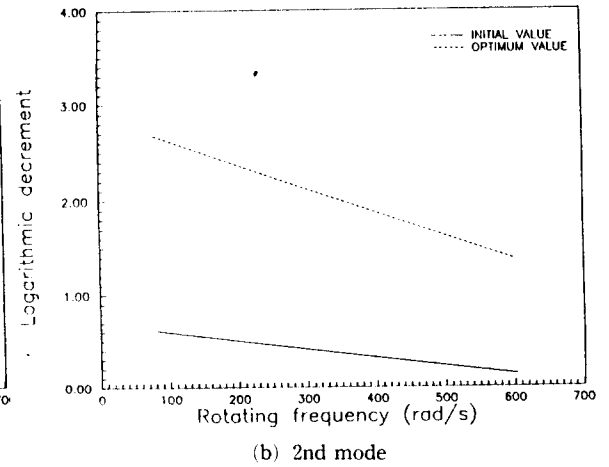
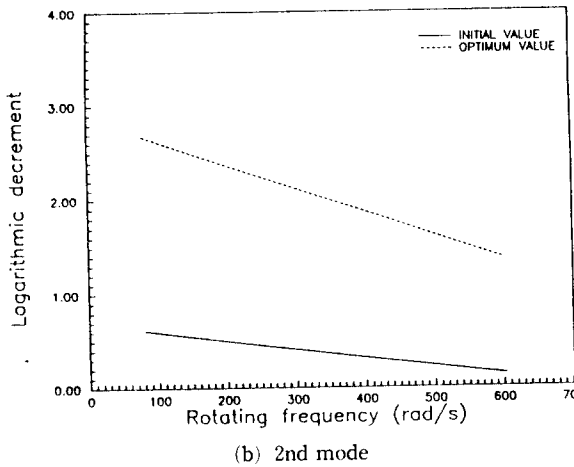
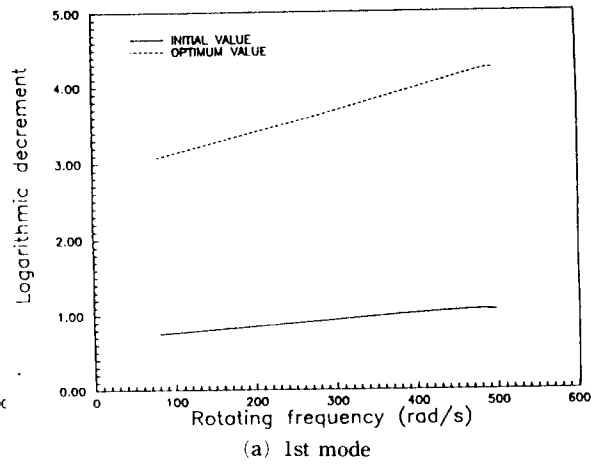
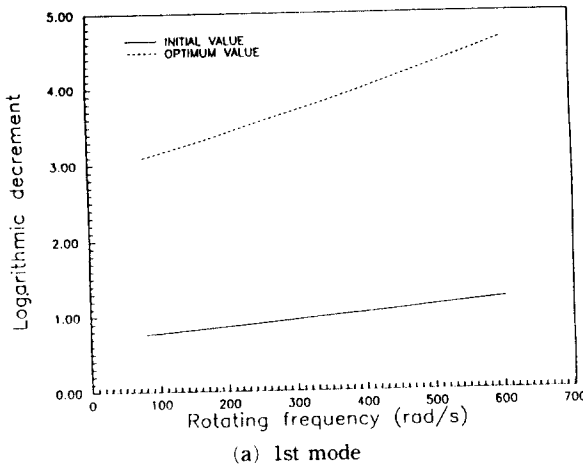


Fig. 6 Comparison of initial value with optimum value for logarithmic decrement in ball bearing

Fig. 7 Comparison of initial value with optimum value for logarithmic decrement in journal bearing

각 나타내고 있다. 값의 증가에 따라 시일직경과 시일길이는 감소하지만 시일틈새는 증가하고 있다.

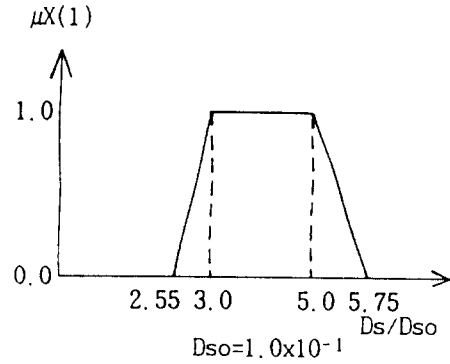
Fig. 11은 목적함수가 Q factor인 경우에 α -level과 Q factor와의 관계를 나타낸다. 값의 증가에 따라 Q factor값도 증가하고 있다. Fig. 12는 목적함수가 D인 경우 α -level과 대수감쇠율의 관계를 나타낸다. 값의 증가에 따라 대수감쇠율은 감소하고, 허용폭이 클수록 경사가 급하다.

5. 결 론

본 연구에서는 위험속도에서의 응답배율을 최소화하고 운전속도에서의 안정성을 최대화하기 위한 계산예로서 원심킴프의 시일직경, 틈새 및 길이를 설계변수로 하여 최적설계를 수행하였고, 지지조건으로서 볼 베어링과 저널 베어링 사용시의 진동특성을 비교하였다. 그리고 제약조건 경계의 애매함을 퍼지이론을 고려한 α -level cut법을 이용하여 최적설계를 수행

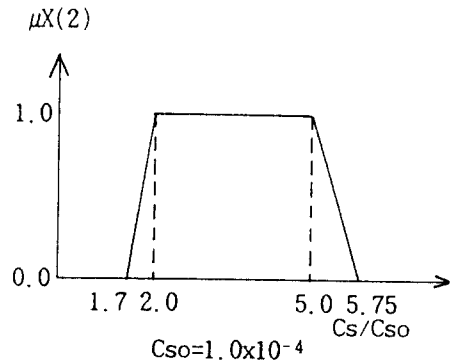
① $0.30 \lesssim X(1) = D_s \lesssim 0.50$

$$\mu_{X(1)} \begin{cases} 1 & \text{for } 0.3 \lesssim X(1) \lesssim 0.5 \\ \frac{X(1)-0.255}{0.045} & \text{for } 0.255 \lesssim X(1) \lesssim 0.3 \\ \frac{0.625-X(1)}{0.075} & \text{for } 0.5 \lesssim X(1) \lesssim 0.575 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$



② $0.0002 \lesssim X(2) = C_s \lesssim 0.0005$

$$\mu_{X(2)} \begin{cases} 1 & \text{for } 0.0002 \lesssim X(2) \lesssim 0.0005 \\ \frac{X(2)-0.00017}{0.00003} & \text{for } 0.00017 \lesssim X(2) \lesssim 0.0002 \\ \frac{0.000575-X(2)}{0.000075} & \text{for } 0.0005 \lesssim X(2) \lesssim 0.000575 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$



③ $0.02 \lesssim X(3) = L_s \lesssim 0.04$

$$\mu_{X(3)} \begin{cases} 1 & \text{for } 0.02 \lesssim X(3) \lesssim 0.04 \\ \frac{X(3)-0.017}{0.003} & \text{for } 0.017 \lesssim X(3) \lesssim 0.02 \\ \frac{0.046-X(3)}{0.006} & \text{for } 0.04 \lesssim X(3) \lesssim 0.046 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

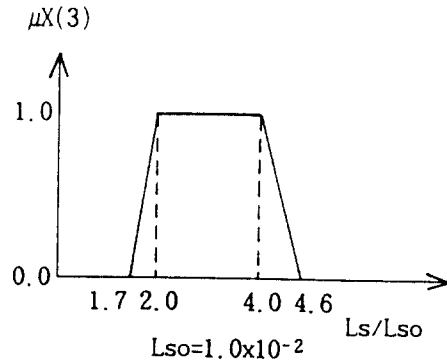
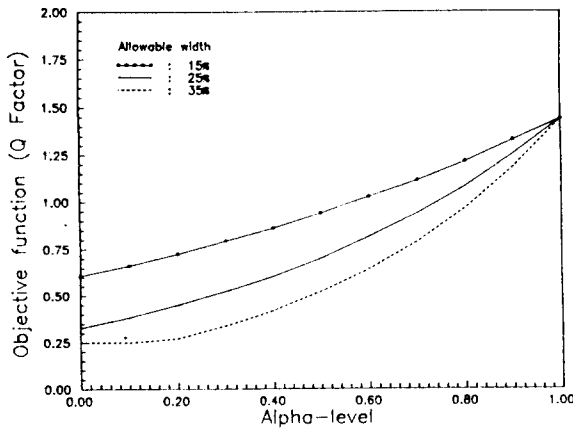
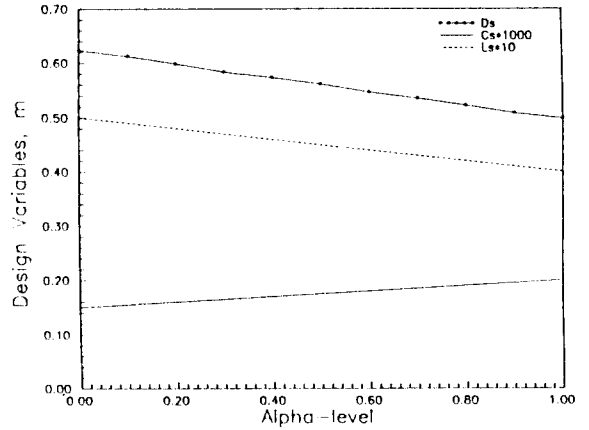


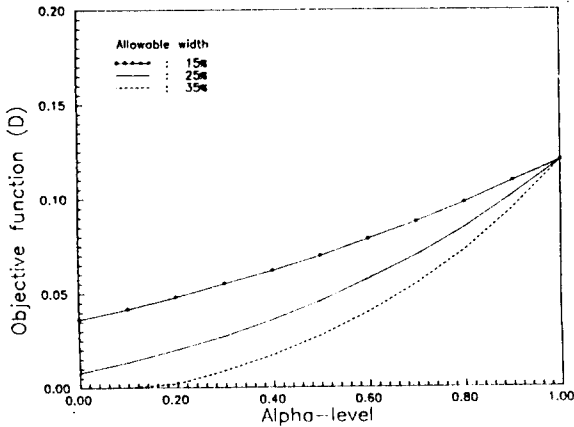
Fig. 8 Membership function of constraints



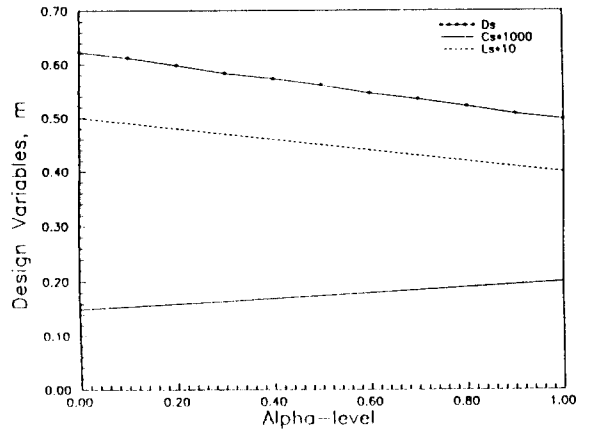
(a) Objective function : Q factor



(a) Objective function : Q factor



(b) Objective function : stability



(b) Objective function : stability

Fig. 9 α -level and objective function

Fig. 10 α -level and design variables

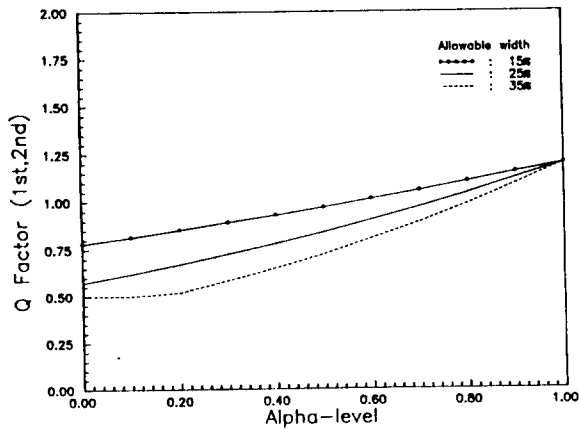


Fig. 11 α -level and Q factor

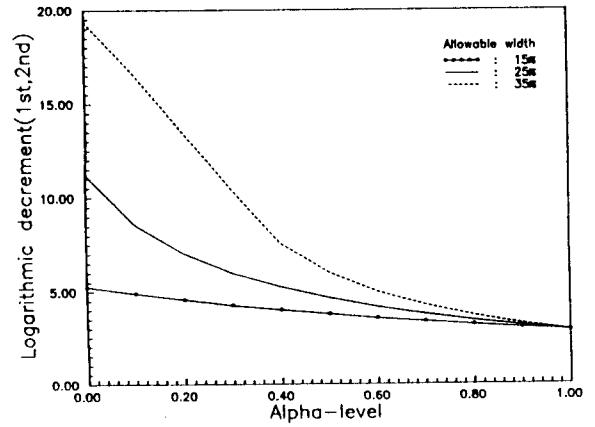


Fig. 12 α -level and logarithmic decrement

하여 제약조건의 경계에서의 애매성을 허용폭으로 표현하여 최적설계를 함으로써 확정론적 방법을 피할수 있는 방법을 제안하였다. 그리고 프로그램의 실행 결과, 최적화 효과가 매우 양호하여 초기치에 비해 최적치가 위험속도에서의 응답배율이 낮으며, 운전속도에서 안정성이 양호함을 확인하였다.

향후의 연구과제로서 membership함수의 규격화 문제와, 목적함수 및 설계변수에서의 fuzziness를 고려한 fuzzy이론의 설계문제에의 확장이 계속 연구되어져야 할 것으로 생각된다.

참고문헌

- 1) 양 보석 외 2인(1988), 원심컴프축계의 최적 설계, 한국박용기관학회지 13(1), pp.69-76.
- 2) Yagawa, G., (1991) Fuzzy推論, 培風館.
- 3) Wang, G.Y. and Wang, W.Q., (1985), Fuzzy Optimum Design of Structure, Engineering Optimization, Vol.8, No.2, pp.291-300.
- 4) Powell, M.J.D., (1969), A Method for Nonlinear Constraints in Minimization Problems in Optimization, R.Fletcher, ed., Academic Press, New York, Chap.19.
- 5) Rao, S.S., (1979), Optimization Theory and Applications, Willey Eastern Limited.
- 6) 양 보석, 최 원호(1986), 원심컴프축계의 불평형응답에 미치는 유체력의 영향, 한국운활학회지 2(2), p.20.
- 7) Kaufmann, A., (1975), Introduction to the Theory of Fuzzy Subsets, Volume 1.
- 8) Gasch, R. and H.Pfutzner(1975), Rotordynamics, Springer-Verlag.
- 9) Someya, T. ed. (1989), Journal-Bearing Databook, Springer-Verlag.