

과급기 축계의 안정성 해석

Stability Analysis of Turbocharger Rotor-Bearing System

석호일*·송진대*·김용한*·양보석**

Ho-Il Suk, Jin Dea Song, Yong Han Kim and Bo-Suk Yang

Key Words : Impedance Method(임피던스법), Floating Ring Journal Bearing(프로팅 링 저널 베어링), Turbocharger(과급기), Stability Analysis(안정성 해석)

ABSTRACT

The floating ring journal bearing is attraction for high-speed turbo machinery applications, including turbochargers and aircraft accessory equipment, because it is not only simple and easy to make and to replace in the field but also it seems to have adequate high speed stability characteristics. Therefore, an analysis method of dynamic properties of floating ring journal bearing is presented. The static equilibrium locus of inner film and outer film are calculated by using the impedance description. The equivalent stiffness and damping coefficients of floating ring journal bearing are composed by using the equilibrium of torque between inner film and outer film. Then, a stability analysis of turbocharger shaft system supported with floating ring journal bearing has been performed.

기호설명	
S : Sommerfeld 수	W : 임피던스 벡터
C_r : 틈새(clearance)	e : 편심량
ε : 편심률(C_r/e)	γ : 위치각
μ : 오일 점도	M : 모멘트
R : 반지름($D/2$)	ω : 각속도
F : 하중	V_j : 모빌리티 벡터
p : 유막 압력	h : 유막 두께
$\bar{\omega}$: 평균 속도	U : $\omega_j R_j + \omega_r R_r$
U_1 : $\omega_j R_j - \omega_r R_r$	U_2 : $\omega_r R_r$
$[c_{ij}]$: 감쇠 행렬	$[k_{ij}]$: 강성 행렬
* 아래 첨자	
1: 내측 유막 2: 외측 유막 j: 저널 r: 링	

엔진에서 배출되는 연소가스를 이용하여 과급기의 터빈(turbine)을 회전시키고 터빈과 함께 압축기(compressor)가 회전 함으로써 엔진의 공기 압축비를 높여주는 회전 기계로서, 과급기는 보통 수 만 rpm 의 회전수를 갖는 고속 회전기계이다.

프로팅 링 저널 베어링(floating ring journal bearing, FJB)은 일반적으로 고속, 경량의 회전기계에 적합한 것으로 알려져 있으며, 이러한 과급기에 널리 사용되고 있으나 외측 유막에서 내측 유막으로 윤활유 공급이 어렵다는 단점을 가지고 있다.

본 연구에서는 선박용 디젤 엔진에 장착되는 과급기 축을 지지하는 프로팅 링 저널 베어링의 동특성 해석을 수행하고, 이를 이용하여 회전축계의 안정성 평가를 수행하였다.

FJB 에 관한 연구는 Stodola 에 의해 1927 년 처음으로 언급 되었다. Stodola 는 항공기 엔진의 커넥팅 로드 에 연결된 중기 터빈에 장착된 FJB 에 대하여 연구를 수행 하였다. Shaw 와 Nussdorfer(1947)는 무한 폭 베어링 이론 으로 FJB 에 대한 해석을 하였으며, Kettleborough(1954)는 토크와 링 그리고 저널의 회전속도비에 대한 실험을 실시하였다. 최근에는 Osterstrom(1983), Trippet 과 Li(1983)는 해석적인 방법과 실험과의 차이점에 대하여 발표를 하였고, Barrett 과 Knight(1988)는 FJB 가 온도에 영향에 대한 연구를 수행하였다.

1. 서론

산업의 발전과 더불어 더욱 다양하고 가혹한 조건들이 요구됨에 따라 최근의 회전기계들은 점점 더 경량화, 고속화, 고효율화 되고 있다. 그러므로 이러한 회전기계들의 설계 능력은 더욱 중요시 되어지고 있으며, 특히 회전기계를 지지하는 베어링은 회전기계의 안정성에 많은 영향을 주는 핵심적인 설계요소 중의 하나이다.

과급기(turbocharger)는 이러한 고속, 경량, 고효율의 경향을 그대로 보여주는 회전기계로서 자동차용 소형 엔진, 가스터빈 및 선박용 대형 디젤 엔진의 효율을 극대화 시키기 위한 핵심 회전기계이다. 과급기의 원리는

2. 해석

2.1 프로팅 링 저널 베어링의 동특성 해석

1) 일반 저널 베어링의 해석

프로팅 링 저널 베어링(FJB)은 저널 베어링에 링을 삽입한 형태로서, 저널과 링으로 이루어진 내측 유막과

* 부경대학교 대학원
E-mail : shi626@mail1.pknu.ac.kr
Tel:(051) 620-1604, Fax:(051) 620-1530
** 부경대학교 기계공학부

링과 케이싱으로 이루어진 외측 유막의 2 개의 유막으로 형성된다.

FJB 의 해석방법으로는 내·외측 유막에서의 동특성을 각각 계산한 뒤, 합성하는 방법을 사용한 내·외측 유막에서의 동특성은 Childse 등이 제안한 임피던스 방법 (impedance method) [1]을 이용하여 계산하였다.

저널 베어링의 해석방법에는 경계조건에 따라서 소폭 베어링(short bearing), 무한 폭 베어링(infinity bearing), 유한 폭 베어링(finite bearing) 이론 등이 있으며, 소폭 베어링이나 무한 폭 베어링 이론은 저널 베어링을 해석하는데 제한적이므로, 최근에는 유한 폭 베어링 이론이 많이 사용되지만, 수치적인 계산이 복잡한 단점을 가지고 있다.

유한 폭 베어링 이론에 의한 유막 압력은 Warner[2]가 다음 식과 같이 제안하였다.

$$p(\theta, z) = p_\infty \left[1 - \frac{\cosh((2z/L)(\lambda L/D))}{\cosh(\lambda L/D)} \right] \quad (1)$$

$$\text{단, } \lambda^2 = \frac{\int_{\theta_1}^{\theta_2} (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \left(\frac{dp_\infty}{d\theta} \right)^2 d\theta}{\int_{\theta_1}^{\theta_2} (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 dp_\infty d\theta}$$

저널 베어링의 Reynolds 방정식은

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = \frac{12\mu R^2}{C_r^3} \{ C_r \varepsilon \cos \theta + \cos C_r \varepsilon (\beta - \omega) \sin \theta \} \quad (2)$$

다음과 같으며, 식 (2)는 다시 식 (3)과 같이 쓸 수가 있다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial Z} \right) = \frac{12\mu R^2 v_s}{C_r^3} \cos(\alpha + \theta) \quad (3)$$

여기서, v_s 는 모빌리티 벡터(mobility vector)이며, 1969년 Booker[3]에 의해 저널 베어링의 유막 해석에 사용되었다. 이 벡터는 평균 유속으로 회전하는 좌표계를 가지며, 순수한 스퀴즈 운동만을 나타낸다.

Fig. 1 에서 W 는 임피던스 벡터(impedance vector)이며, 하중의 방향과 같은 방향을 가진다. 유한 폭 베어링의 임피던스 벡터는 1977년 Childs[1]에 의해 제안되었다. 임피던스의 크기는 식 (4)와 같다.

$$W = \{ 0.15(E^2 + G^2)^{1/2} (1 - \xi)^{3/2} \}^{-1} \quad (4)$$

여기서,

$$E = 1 + 2.12Q, \quad G = \frac{3\eta(1 + 3.6Q)}{4(1 - \xi)}, \quad Q = (1 - \xi)(L/D)^2$$

$$\xi = \varepsilon \cos \gamma, \quad \eta = \varepsilon \sin \gamma$$

저널 중심과 베어링 중심선을 잇는 선과 이루는 위치 각(attitude angle) γ 의 크기는 식 (5)로 주어진다.

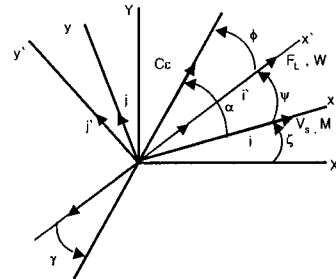


Fig. 1 Coordinates system for impedance

$$\gamma = \left\{ 1 - \lambda(1 - \lambda^2)^{-1/2} \right\} \left[\tan^{-1} \left\{ \frac{4(1 + 2.12)(1 - \kappa^2)^{1/2}}{3(1 + 3.6B)\kappa} \right\} - \frac{\pi}{2} \frac{\kappa}{|\kappa|} + \sin^{-1} \kappa \right] + \alpha - \sin^{-1} \kappa \quad (5)$$

여기서,

$$B = (1 - \lambda^2)(L/D)^2, \quad \lambda = \varepsilon \cos \alpha, \quad \kappa = \varepsilon \sin \alpha$$

저널 베어링의 동특성 계수를 구하기 위해서는 먼저 정적 평형상태 해석이 수행되어야 한다. 즉, 편심률 ε 과 위치각 γ 가 계산되어진 후 정적 평형위치에서의 미소 변동에 따른 힘을 계산함으로써 동특성 계수들이 계산 되어진다.

편심률과 위치각은 베어링 형상에 따른 Sommerfeld 수와 임피던스 법에 따른 Sommerfeld 수를 비교함으로써 구해진다. 그리고 위에서 계산된 결과를 이용하여 Taylor 급수와 섭동법을 이용하여 동특성 계수들을 계산하며, 감쇠계수는 식 (6)과 같고,

$$K_{xx} = a_{\varepsilon\varepsilon} \sin^2 \gamma_0 + a_{\varepsilon\beta} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 + a_{\beta\varepsilon} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 + a_{\beta\beta} \cos^2 \gamma_0$$

$$K_{yy} = -a_{\varepsilon\varepsilon} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 + a_{\varepsilon\beta} \sin^2 \gamma_0 - a_{\beta\varepsilon} \cos^2 \gamma_0 + a_{\beta\beta} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0$$

$$K_{yx} = -a_{\varepsilon\varepsilon} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 - a_{\varepsilon\beta} \cos^2 \gamma_0 + a_{\beta\varepsilon} \sin^2 \gamma_0 + a_{\beta\beta} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0$$

$$K_{yy} = a_{\varepsilon\varepsilon} \cos^2 \gamma_0 - a_{\varepsilon\beta} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 - a_{\beta\varepsilon} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 + a_{\beta\beta} \sin^2 \gamma_0 \quad (6)$$

감쇠계수는 식 (7)과 같이 계산된다[1].

$$C_{xx} = b_{\varepsilon\varepsilon} \sin^2 \gamma_0 + b_{\varepsilon\beta} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 + b_{\beta\varepsilon} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 + b_{\beta\beta} \cos^2 \gamma_0$$

$$C_{yy} = -b_{\varepsilon\varepsilon} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 + b_{\varepsilon\beta} \sin^2 \gamma_0 - b_{\beta\varepsilon} \cos^2 \gamma_0 + b_{\beta\beta} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0$$

$$C_{yx} = -b_{\varepsilon\varepsilon} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 - b_{\varepsilon\beta} \cos^2 \gamma_0 + b_{\beta\varepsilon} \sin^2 \gamma_0 + b_{\beta\beta} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0$$

$$C_{yy} = b_{\varepsilon\varepsilon} \cos^2 \gamma_0 - b_{\varepsilon\beta} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 - b_{\beta\varepsilon} \cos \gamma_0 \sin \gamma_0 + b_{\beta\beta} \sin^2 \gamma_0 \quad (7)$$

2) 프로팅 링 저널 베어링의 해석

FJB 는 앞에서 언급한 것과 같이 저널 베어링에 링을 삽입한 형태로서 Fig. 2 와 같이 내측과 외측의 2 개의 베어링으로 모델링 할 수 있다.

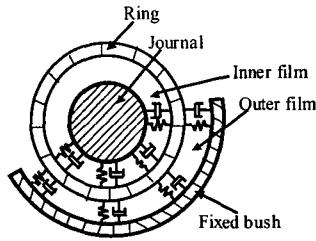


Fig. 2 Floating ring journal bearing

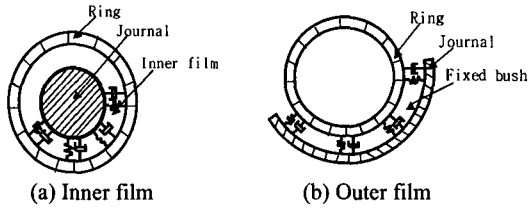


Fig. 3 Modeling of floating ring journal bearing

FJB의 동특성 해석을 위해서는 Fig. 3과 같이 내·외측 유막으로 분리하여 고려한다. 내측 유막은 저널과 링으로 이루어져 있고, 외측 유막은 링과 베어링으로 이루어진다. 이렇게 함으로써 FJB는 2개의 저널 베어링이 되며 내·외측 베어링의 해석은 앞장과 같은 방법으로 정적 평형상태를 계산 하였으며, 베어링의 공급압력은 참고문헌 [12]에서 베어링 동특성 계수 계산에 영향이 작기 때문에 본 연구에서도 공급압력은 고려하지 않는다.

저널의 각속도는 이미 알고 있는 요소이지만, 링의 각속도는 저널 속도와 정적 평형상태에서의 편심률 그리고 위치각과 FJB의 형상정보에 의해서 결정된다. 링의 속도를 결정하기 위하여 정적 평형상태에서 링의 내·외면에 작용하는 모멘트의 평형을 이용한다.

링의 내면에 작용하는 모멘트 M_1 [4, 5]은

$$M_1 = \frac{\mu U_1 R_1^2 L_1 \pi}{C_{r1} (1 - \epsilon_1^2)^{1/2}} \left[\frac{1}{1 + \epsilon_1} + 1 \right] - \frac{\mu U_1 L_1 \epsilon_1^3 \pi}{8 C_{r1} (1 - \epsilon_1^2)^{3/2}} \quad (8)$$

링의 외면에 작용하는 모멘트 M_2 는

$$M_2 = -\frac{\mu U_2 R_2^2 L_2 \pi}{C_{r2} (1 - \epsilon_2^2)^{1/2}} \left[\frac{1}{1 + \epsilon_2} + 1 \right] - \frac{\mu U_2 L_2 \epsilon_2^3 \pi}{8 C_{r2} (1 - \epsilon_2^2)^{3/2}} \quad (9)$$

정적 평형상태에서 링의 내·외면에 대한 모멘트 평형조건

$$M_1 = M_2 \quad (10)$$

으로부터 링의 속도와 내·외측 유막에서의 편심률, 위치각이 계산되어 지면 저널 베어링에서 사용한 임피던스 방법으로 내·외측 유막의 각각에서 강성 및 감쇠계수를 계산한다. 그리고 각각에서 계산된 강성 및 감쇠계수는 내·외측 유막에서의 힘의 평형조건을 이용하여 등가 강성 및 감쇠계수를 계산한다. 내·외측 유막에서

의 힘은 저널의 회전속도에서만 발생한다고 가정한다 [9].

내측 유막에서의 힘의 평형방정식은

$$\begin{Bmatrix} \Delta f_x \\ \Delta f_y \end{Bmatrix} = [c_{\nu 1}] \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x}_j - \Delta \dot{x}_r \\ \Delta \dot{y}_j - \Delta \dot{y}_r \end{Bmatrix} + [k_{\nu 1}] \begin{Bmatrix} \Delta x_j - \Delta x_r \\ \Delta y_j - \Delta y_r \end{Bmatrix} \quad (11)$$

과 같으며, 외측 유막에서의 힘의 평형방정식은 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \Delta f_x \\ \Delta f_y \end{Bmatrix} = [c_{\nu 2}] \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x}_r \\ \Delta \dot{y}_r \end{Bmatrix} + [k_{\nu 2}] \begin{Bmatrix} \Delta x_r \\ \Delta y_r \end{Bmatrix} + [m_r] \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x}_r \\ \Delta \dot{y}_r \end{Bmatrix} \quad (12)$$

저널 회전속도에 동기된 가진력에 의한 변위, 속도 및 가속도 성분의 복소수 표현은 다음과 같다.

$$\Delta x_i = \Delta X_i e^{j\omega_i t}, \quad \Delta \dot{x}_i = j\omega_i \Delta x_i, \quad \Delta \ddot{x}_i = -\omega_i^2 \Delta x_i \quad (13)$$

그리고 FJB의 힘의 등가 평형방정식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} \Delta f_x \\ \Delta f_y \end{Bmatrix} = [c_{\nu}] \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x}_j \\ \Delta \dot{y}_j \end{Bmatrix} + [k_{\nu}] \begin{Bmatrix} \Delta x_j \\ \Delta y_j \end{Bmatrix} \quad (14)$$

여기서, 식 (13)을 식 (11)과 (12)에 대입하여, 식 (14)와 같은 형태로 만들면 등가의 강성 및 감쇠계수를 계산할 수 있다.

Fig. 4에 FJB의 동특성 계수를 계산하는 흐름도를 나타내었다.

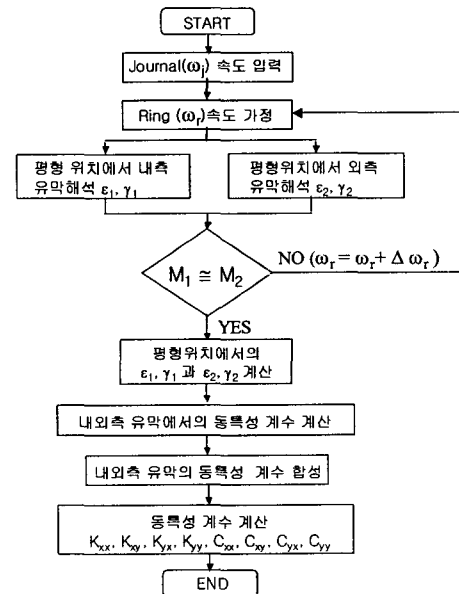


Fig. 4 The flow chart of dynamic coefficient calculation of FJB

2.2 축계의 정식화 및 안정성 해석

유한요소법으로 유도된 회전축계의 운동방정식의 동차식은 다음과 같으며[11],

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\} \quad (15)$$

식 (15)를 복소 고유치해석을 하여 얻어진 고유치의 실수부를 평가하므로 안정성을 평가할 수 있다. 즉, 고유치의 어느 하나라도 양의 실수부를 갖게 되면, 이에 대응하는 모드의 운동성분은 시간과 함께 진동진폭이 지속적으로 증가하여 발산하게 되고, 그 계는 불안정(unstable)하게 된다.

k 차 모드의 대수감쇠율 δ_k 와 감쇠비 ζ_k 는

$$\delta_k = \frac{-2\pi\lambda_{rk}}{\lambda_{ik}} \quad (16)$$

$$\zeta_k = -\frac{\lambda_{rk}}{\sqrt{\lambda_{rk}^2 + \lambda_{ik}^2}} \quad (17)$$

로 나타내어 진다.

3. 계산 모델

3.1 프로토텍 링 저널 베어링의 모델

본 연구에서 해석한 FJB의 형상 정보는 Table 1과 같고, 외측 틈새 C_{r2} 가 내측 틈새 C_{r1} 보다 약 4 배정도 크고, 디젤 엔진의 오일을 사용하므로 비교적 높은 점도를 갖는다. 세장비 L_1/D_1 는 약 0.5 정도이다.

3.2 축계 모델

과급기 축계의 개략도를 Fig. 5에 나타내었다. 엔진의 배기가스에 의해 회전하는 터빈과 엔진의 공기를 압축

Table 1 Floating ring journal bearing data

Item		Unit	Value
Bearing length(inner)	L_1	Mm	23
Bearing length(outer)	L_2	mm	28
Bearing inner radius	R_1	mm	22.5
Bearing outer radius	R_2	mm	32.385
Inner clearance	C_{r1}	μ m	30
Outer clearance	C_{r2}	μ m	115
Oil viscosity	μ	Pa·s/ m^2	0.01076
Journal weights	W_j	Kg	38.59
Ring weights	W_r	kg	0.435
L_1/D_1			0.51
C_{r2}/C_{r1}			3.83
Rotating speed		rpm	28000

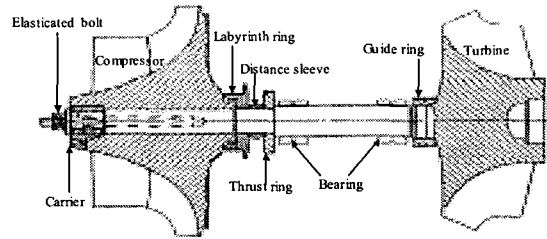


Fig. 5 The shaft system of turbocharger

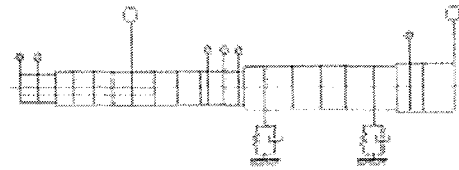


Fig. 6 Finite element modeling of turbocharger shaft system

시키는 압축기와 2 개의 베어링 및 실(seal) 등으로 이루어져 있다.

축은 총 22 개의 유한요소로 분할 하였고, 압축기 휠이나 터빈 휠, 실 등은 원판요소로 모델링 하였다. 원판요소들의 질량과 질량 극관성 모멘트 및 횡관성 모멘트는 디스크의 무게중심에 집중하여 작용하는 것으로 고려하였고, 베어링력은 베어링 중앙부에서 집중하는 것으로 Fig. 6 과 같이 모델링 하였다.

4. 계산 결과 및 고찰

$L_1/D_1=1$, $C_{r2}/C_{r1}=1$ 일 때, 동특성 계수의 계산결과 는 Fig. 7 과 같으며, 참고문헌 [9]의 결과와 일치하고 있다. 여기서 기준 Sommerfeld 수는 다음과 같다.

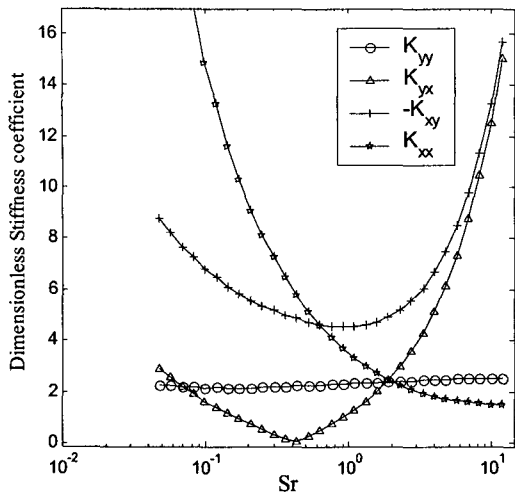
$$S_r = \frac{\mu D_1 L_1 \omega_j}{\pi F_1} \left(\frac{R_1}{C_{r1}} \right)^2 \quad (19)$$

Fig. 8 과 9 는 본 해석방법에 의해 계산된 FJB의 저널 회전속도(rpm)에 따른 강성계수 및 감쇠계수로서, 터빈 측 베어링에서의 동특성 계수만을 나타내었으며, 압축기 측 베어링에서의 동특성 계수들도 같은 경향을 보이고, 값들의 크기도 비슷하다.

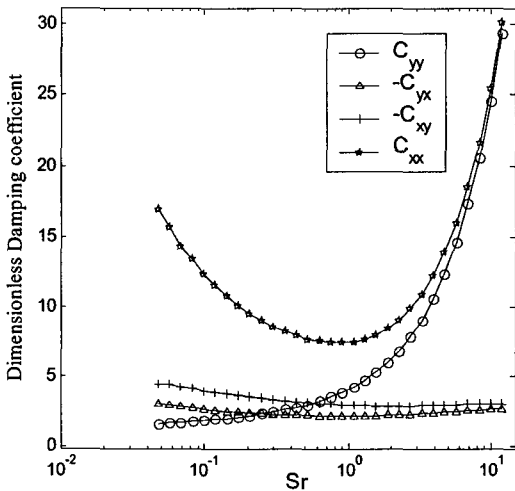
강성계수들은 저속에서 급격하게 변화를 하지만, 고속으로 갈수록 그 변화는 작고, 저속에서 주 강성계수 k_{yy} 는 급격한 변화를 보인다.

감쇠계수들도 저속에서는 급격한 변화를 보이지만, 고속에서는 주 감쇠항 C_{xx} , C_{yy} 는 회전속도에 일정한 값을 가지는 경향을 보이지만, 연성항 C_{yx} , C_{xy} 는 회전속도의 증가에 따라 감소하는 경향이 보인다.

운전속도(28,000rpm)에서 강성계수들은 연성항들이 주 강성에 비해 높은 값을 가지며, 감쇠계수들은 주 감쇠항들이 높은 값을 가진다.



(a) Dimensionless stiffness coefficient



(b) Dimensionless damping coefficient

Fig. 7 Dynamic coefficient versus Sommerfeld number

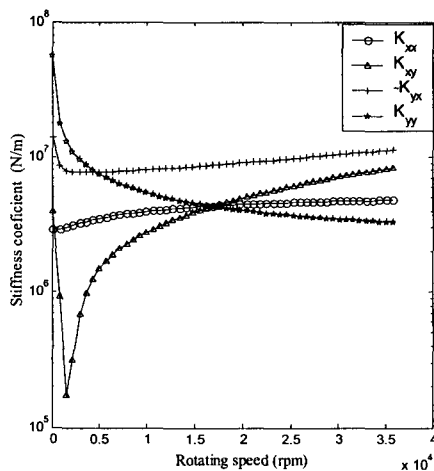


Fig. 8 Stiffness coefficients

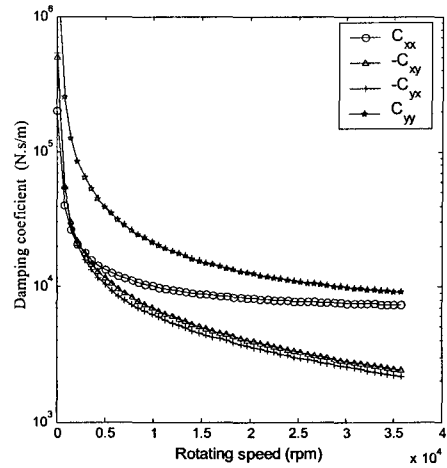


Fig. 9 Damping coefficients

Fig. 10 은 복소고유치 해석을 통한 안정성 판별을 위한 대수감쇠율 선도를 나타낸다. 2100rpm 부터는 음(-)의 대수감쇠율을 가지므로 안정한계속도가 되며, 본 시스템은 운전속도 영역 내에서 상당히 불안정하다는 것을 알 수 있다. 가장 불안정한 모드 a 의 형상을 Fig. 11 에 나타내었으며, 전형적인 회전강체모드(conical mode) 임을 알 수 있다.

본 해석 모델은 국내에서 새롭게 개발하고자 하는 대형 선박엔진용의 고성능 과급기의 설계단계의 모델로서 현재의 설계 사양으로는 회전체 동역학적으로 불안정한 상태이므로 설계의 수정이 필요하며, 특히 베어링의 재설계가 이루어져야 함을 알 수 있다.

불안정 원인을 찾기 위해 FJB 에 주목하여, 먼저 Fig. 12 에 정적해석에 의한 Sommerfeld 수에 대한 편심률과 위치각을 나타냈다. 해석에 사용된 FJB 의 경우, Sommerfeld 수가 22.1 이며, 여러 문헌[9, 12]을 통한 일반적인 FRB 의 Sommerfeld 수보다는 매우 큰 값을 가지며, 이에 따라 편심률이 0 에 가까운 값을 갖게 되고 (Fig.12) 주장성보다 연성장성 값이 더 큰 값을 가지므로 시스템이 불안정하게 된 것으로 생각된다.

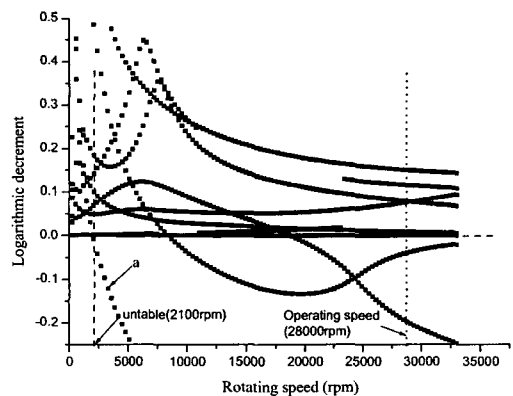


Fig. 10 Logarithmic decrement plot

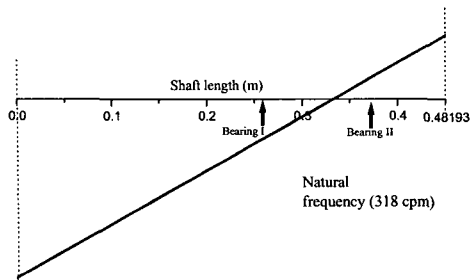


Fig. 11 Mode shape of unstable mode

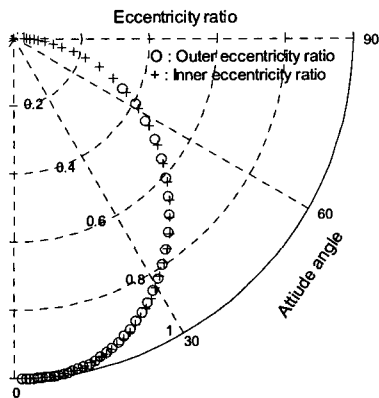


Fig. 12 Eccentricity versus attitude angle

시스템의 안정화를 위한 베어링 설계 안으로는 기준 Sommerfeld 수를 낮추는 방법과 현재 plane 베어링의 링 내측의 베어링 형태를 다른 형식으로 바꾸는 방법이 검토되고 있다. 전자의 방법으로는 현실적으로 가장 쉽게 바꿀 수 있는 파라미터로는 링의 두께 조정을 통한 틈새(clearance)를 증가시키는 방법과 후자의 방법으로는 링의 내측을 3 Lobe 형식으로 바꾸는 방법 등의 연구가 이루어지고 있다.

5. 결론

본 연구에서는 선박용 디젤 엔진용의 고속 과급기 축계에 사용되는 FRB의 동특성 해석 방법을 정립하였으며, 이를 이용하여 회전축계에 대한 안정성 평가를 수행하였다.

FJB 해석은 내·외측 유막으로 나누고, 각각의 유막에 대하여 임피던스 방법으로 해석을 수행하였고, 링 내·외면의 힘의 평형방정식을 이용하여 전체 동특성 계수를 평가하였으며, 기존의 문헌 [9]와 결과가 잘 일치함을 확인하였다. 회전축계를 유한요소로 모델링하여 안정성 해석을 수행한 결과, 시스템은 불안정으로 판별되었으며 시스템의 불안정에 대한 몇 가지 원인들을 추정을 통해 베어링의 설계 변경 안에 대해 간단히 검토하였으며, 현재 FJB의 안정성 향상을 위한 연구가 진행 중이다.

참고문헌

- (1) D. Childs, H. Moes, H. van Leeuwen, 1977, "Journal Bearing Impedance Descriptions of Rotordynamic Applications", Trans. ASME, J. Lubrication Technology.
- (2) Paul C. Warner, 1963, "Static and Dynamic Properties of Partial Journal Bearings", Trans. ASME, J. Basic Engineering.
- (3) J. F. Booker, 1965, "Dynamically Loaded Journal Bearing: Mobility Method of Solution", Trans. ASME, J. Basic Engineering.
- (4) D. M. Clarke, C. Fall, G.N. Hayden, T. S. Wilkinson, 1992, "A Steady-State Model of a Floating Ring Bearing, Including Thermal Effects", Trans. ASME, J. Tribology.
- (5) D. M. Clarke, C. Fall, G.N. Hayden, T. S. Wilkinson, 1987, "An Analysis of the Steady-State Performance of the Cylindrical-Spherical Floating Ring Bearing", Trans. ASME, J. Tribology.
- (6) M. Tanaka, Y. Hori, 1972, "Stability Characteristics of Floating Bush Bearing", Trans. ASME, J. Lubrication Technology.
- (7) F. K. Orcutt, C. W. Ng, 1968, "Steady-State and Dynamic Properties of the Floating-Ring Journal Bearing", Trans. ASME, J. Lubrication Technology.
- (8) C. H. Li, S. M. Rohde, 1981, "On The Steady State and Dynamic Performance Characteristics of Floating Ring Bearing", Trans. ASME, J. Lubrication Technology.
- (9) 김경웅 등, 1993, "프로팅 링 저널베어링에 대한 연구", 한국과학재단 연구보고서, 2 장.
- (10) 양보석 등, 1998, "수차발전기의 축계 진동해석 프로그램 개발", 한국중공업(주) 연구보고서, 6 장.
- (11) H. D. Nelson, 1980, "A finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory", Trans. ASME, J. Mechanical Design, Vol.102, pp. 793-803.
- (12) A. Nica, 1985, "Sliding Bearings", Allerton Press, Inc., New York