

〈論 文〉

공동 스퀴즈 필름 댐퍼에 지지된 회전체의 정상상태 응답 해석

Steady State Response of a Rotor Supported on Cavitated Squeeze Film Dampers

정시영* · 정재천** · 심상규***

Si Young Jung, Chae Chun Chung, and Sang Gyoo Sim

〈1992년 7월 30일 접수; 1992년 8월 21일 심사완료〉

ABSTRACT

The effect of cavitation on the synchronous steady state response of a single rotor supported on cavitated squeeze film dampers executing a circular centered orbit is investigated theoretically. The Swift-Stieber boundary conditions and a long bearing approximation are utilized to evaluate the direct and the cross coupled damping coefficients of a cavitated squeeze film damper. For typical design parameters, frequency response curves are presented here to exhibit the effect of cavitation on the imbalance response and transmissibilities for both a flexible rotor and a rigid rotor. Investigations show that cavitation occurred in a squeeze film damper produces bistable jump phenomena and deteriorates the performance of a squeeze film damper. This arises from that the large cavity causes substantial increment of the cross coupled damping which has radial stiffening effect. Furthermore, the large cavity causes the decrement of the direct damping which has pure damping effect. It is also observed that in the absence of cavitation, both rotor excursion amplitude and imbalance transmissibilities are very well damped.

기 호 설 명

a : Speed parameter = ω/ω_s
 B : Bearing parameter = $\mu L \cdot (R/c)^3 / (M \cdot \omega_r)$
 $2C_d$: Damping coefficient at rotor center
 c : Damper radial clearance
 \bar{C}_{tt} : $C_{\text{tt}} \cdot c^3 / \mu L R^3$ = dimensionless cross-coupled damping coefficient
 \bar{C}_{tt} : $C_{\text{tt}} \cdot c^3 / \mu L R^3$ = dimensionless direct

damping coefficient
 e : Damper journal orbit radius(= $e_r + ie_v$)
 f : Resonance frequency ratio = ω_r/ω_s
 g : Rotor excursion amplitude(= $g_r + ig_v$)
 G : Dimensionless rotor amplitude at midspan = g/c
 h : Dimensionless film thickness
 K_r : Retainer spring stiffness
 $2K_s$: Rotor shaft stiffness
 L : SFD axial length
 $2M$: Rotor-bearing system mass
 R : SFD bearing radius
 SFD : Squeeze film damper

* 정회원, 인하공업전문대학 항공기계과

** 인하대학교 공과대학 기계공학과

*** 인하대학교 대학원 기계공학과

- T_r : Transmissibility = transmitted force/
 $(1-\alpha)M\omega^2u$
 u : Imbalance parameter
 U : Dimensionless imbalance = $(1-\alpha)u/c$
 ν_t : Dimensionless tangential velocity of SFD
journal center = $\omega e/\omega c$
 α : Fraction of total mass lumped at the
bearings
 β : Phase angle
 γ : $(1-\varepsilon)^{1/2}$
 δ : Retainer spring speed parameter = ω/ω_s
 ε : Dimensionless journal orbit radius = e/c
 θ : Circumferential coordinate
 θ_c : Cavitation-termination position
 θ_s : Cavitation inception position
 ζ : Damping ratio at rotor center
= $C_d/[2(1-\alpha)M\omega_s]$
 μ : Absolute viscosity of lubricant
 ρ : Imbalance(= $\rho_x + i\rho_y$)
 ϕ : Angular position of the bearing centerline
= $\omega \cdot t$
 ψ : Sommerfeld angle
 Ψ : Phase angle
 ω : Rotor speed
 ω_s : First pin-pin critical speed of rotor
= $\{K_s/(1-\alpha)M\}^{1/2}$
 ω_r : Natural frequency of rigid rotor on retainer
springs = $(K_s/M)^{1/2}$

1. 서 론

스퀴즈 필름 댐퍼(Squeeze Film Damper, SFD)는 구조가 단순하면서도 감쇠능력이 우수하여 구름베어링에 지지된 고속회전체의 댐퍼로 이용되고 있으며 특히 대부분의 항공기용 터보엔진에 장착되어 고속회전체의 댐퍼로서의 우수성을 보여주고 있다. 또한 동력기계의 단위 무게당 고출력화 경향으로 인하여 회전체의 경량화와 고속회전은 더욱 절실히 요구되고 있다. 이에 따라 기계의 회전속도를 제 1차 또는 제 2차 위험속도(critical speed)이상까지 상승시켜야 함으로 SFD의 활용범위는 앞으로도 점차 증가할 것이다.

SFD를 적절히 설계하면 댐퍼로서 우수한 성능을 발휘하지만 부적절히 설계하면 오히려 고속회전체의 진동현상을 더욱 악화시키는 결과를 초래한다. SFD

의 유막력은 휘돌림 폭(whirl amplitude)에 대해 매우 비선형적으로 표현되기 때문에 SFD에 지지된 회전체-SFD계에서 비선형진동의 중요 특징인 점프(jump) 현상이 나타나며 이때 회전체의 진폭이 갑자기 증대하고 힘 전달계수도 상당히 증가함으로써 구름베어링의 수명을 단축시킨다. 그러므로 여러가지의 설계변수들 즉 회전축의 탄성, 회전속도, 회전체의 무게, 불평형, SFD의 형상, 오일의 점성과 공급압력 등이 회전체의 진동응답상태에 미치는 영향을 면밀히 검토하여 점프현상이 발생하지 않도록 SFD를 설계해야 한다^(1~6).

위에서 언급한 여러가지의 중요한 설계요소 이외에도 SFD의 유막에서 발생하는 공동현상은 회전체-SFD계의 진동현상에 매우 커다란 영향을 준다. 유막의 두께가 증대하는 부분에서 음압이 발생하여 이 음압이 증기압에 도달하면 오일이 비등하여 기체화 함으로써 SFD 유막에 공동(cavity)이 형성된다. 이러한 공동현상은 오일을 고압으로 공급하면 방지할 수 있지만 오일을 고압으로 공급하는데는 여러가지 어려움이 수반된다. 일반적으로 누설 오일량 보충에 필요한 정도의 저압으로 오일을 공급하므로 대부분의 실제 SFD에서는 공동현상이 발생하며, 특히 회전속도가 증가함에 따라 공동현상은 더욱 심각해진다. 저어널 베어링의 경우와 같이 공동현상은 SFD저어널 원주면에 형성된 유막 압력분포를 크게 변형시켜 SFD의 유막력과 감쇠성능도 크게 변화하게 마련이다. Zeidan⁽⁷⁾은 SFD의 공동발생 과정을 고속촬영하여 회전체의 속도가 증가함에 따라 공동의 형태가 매우 크게 변화하고 있음을 보여 주었고, Jung, etc.^(8,9)도 공동현상에 따라 크게 변화하는 유막 압력분포와 감쇠계수를 측정하였다.

그러나 대부분의 회전체-SFD계의 정상상태응답 해석^(1~6)에서는 공동현상의 영향을 매우 단순히 처리하였다. 즉 2π 유막 압력분포에서 음압을 제거한 π 유막 압력분포에 기초한 해법을 이용하였다. SFD의 공동현상을 단순 처리함으로써 비가압 SFD의 경우에는 점프현상이 발생하고 가압 SFD의 경우에는 점프현상이 사라지는 결과만 제시하였고 SFD에서 발생하는 공동현상의 변화가 회전체 진동에 미치는 영향은 해석하지 않았다.

SFD에서 발생하는 공동형태의 변화에 따라 변화하는 SFD의 성능을 해석하기 위해서는 적절한 공동 경계조건을 선택하는 것이 매우 중요하다. 여러가지의 공동 경계조건 중 공동현상을 적절히 표현할 수 있으면서도 쉽게 적용할 수 있는 조건은 Reynolds

조건으로도 잘 알려진 Swift-Stieber 경계조건이다⁽¹⁰⁾. 이 공동경계조건을 이용함으로써 회전체-SFD계의 진동 정상상태 응답에 미치는 공동현상의 영향을 해석할 수 있다.

본 논문에서는 Swift-Stieber 경계조건을 적용하여, 공동현상이 발생하는 무한 폭 SFD의 유막력에서 구한 감쇠계수를 이용하여 강성 및 탄성회전체의 정상상태응답을 해석함으로써 공동현상이 회전체-SFD의 진동에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 해 석

2.1 탄성회전체-공동 SFD 계

공동현상이 발생하는 스퀴즈 필름 댐퍼(SFD)의 형상과 좌표계 및 두 개의 SFD에 지지된 탄성회전체-SFD계의 모델을 Fig. 1에서 보여주고 있다. 질량 $2(1-\alpha)M$ 을 갖는 회전체가 질량이 없고 강성 $2K_s$ 를 갖는 회전축 중앙에 있으며, 회전축 양단에 공동현상이 발생하고 있는 SFD에 지지되어 있다. 질량이 αM 인 SFD 저어널은 강성 K_r 을 갖는 스프링

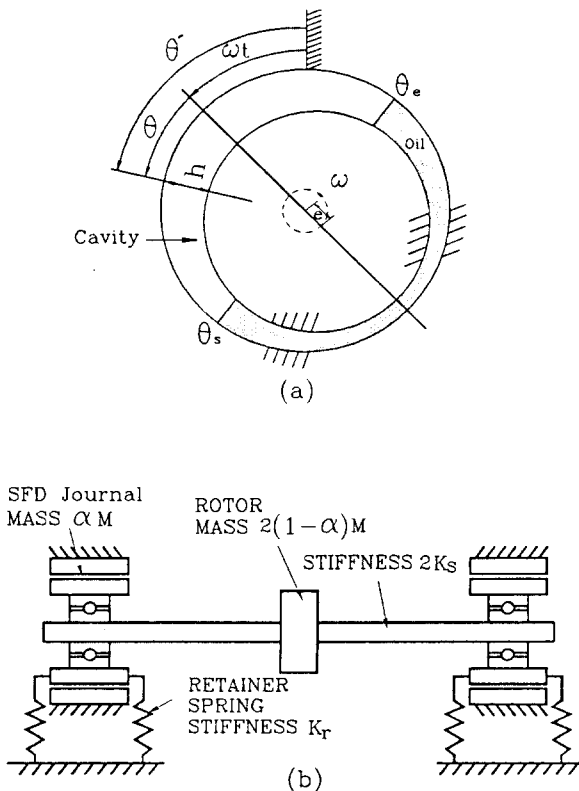


Fig.1 A SFD coordinate system (a) and a rotor-SFD system (b)

에 의해 지지되어 회전축의 회전속도와 같은 각속도 ω 로 e 인 동심원 궤도를 따라 휘돌림운동을 하고 있다. SFD는 양단이 피스톤링 등으로 밀폐되어 있는 무한폭 SFD로 가정하였고 SFD유막에서는 공동현상이 발생한다. 공동현상은 유막의 동압이 윤활유의 증기압에 도달할때 윤활유가 기체화하여 SFD 유막에 공동이 발생하는 현상을 말한다. 이러한 공동 SFD의 유막력과 감쇠계수는 유체 윤활의 기본 방정식인 레이놀즈 방정식에 Swift-Stieber 공동경계조건을 적용하여 구할 수 있다.

SFD와 회전체의 변위를 표시한 Fig. 2에서 SFD의 질량 αM 에 관한 운동방정식을 복소수로 표현하면 다음과 같다.

$$\alpha M \ddot{e} + C_{11} \dot{e} + K_s(e-g) + K_r e + C_{12} \omega e = 0 \quad (1)$$

여기서 C_{11} 와 C_{12} 는 공동현상에 따라 변화하는 SFD의 감쇠계수이며 각각 접선방향과 반지름방향의 유막력으로 부터 얻어진 계수이다.

또한 회전체의 질량 $2(1-\alpha)M$ 에 관한 운동방정식도 복소수로 표현하면 다음과 같다.

$$(1-\alpha) M (\ddot{g} + \ddot{\rho}) + C_d \dot{g} + K_s(g-e) = 0 \quad (2)$$

여기서 C_d 는 회전체의 감쇠계수이다.

SFD 저어널과 회전체의 진폭을 구하기 위하여 Fig. 2에 표시한 회전체-SFD계가 좌표계 원점을 중심으로 일정한 각속도 ω 로 원운동을 하는 정상상태라고 가정함으로써 다음과 같은 무차원 SFD 저어널 편심율 ε 과 회전체의 진폭 G 를 각각 얻을 수 있다.

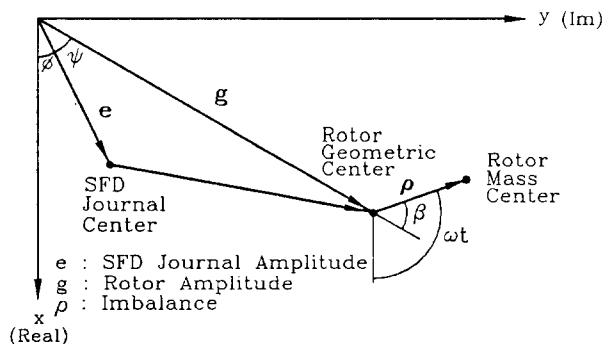


Fig.2 Coordinate of a flexible rotor-SFD system

$$\varepsilon = \frac{U \cdot a^2}{\{D_x^2 + D_y^2\}^{1/2}} \quad (3)$$

$$G = \frac{U \cdot a^2 \{(D_x + 1 - \alpha)^2 + D_y^2\}^{1/2}}{(1 - \alpha) \{(1 - a^2)^2 + (2\xi a)^2\}^{1/2} \{D_x^2 + D_y^2\}^{1/2}} \quad (4)$$

여기서

$$D_x = f^2(1 - a^2) + a^2(\alpha a^2 - 1) + Baf(1 - a^2)\bar{C}_{11} - 2\xi a^2 f \bar{B} \bar{C}_{11}$$

$$D_y = Baf(1 - a^2)\bar{C}_{11} + 2\xi a^2 f \bar{B} \bar{C}_{11} + 2\xi a(f^2 - \alpha a^2 + 1 - \alpha)$$

또한 회전체의 불균형 힘과 각 지지점에 전달되는 힘과의 비율을 나타내는 전달계수와 위상각은 무차원 설계변수로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_r = \frac{\varepsilon}{U \cdot a^2} \{(Baf \bar{C}_{11} + f^2)^2 + (Baf \bar{C}_{11})^2\}^{1/2} \quad (5)$$

$$\Psi + \beta = \tan^{-1}(D_y/D_x) \quad (6)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left[\frac{(1 - a^2)(D_x^2 + D_y^2)}{2\xi a(D_x^2 + D_y^2)} + \frac{(1 - \alpha)\{(1 - a^2)D_x - 2\xi a D_y\}}{(1 - \alpha)\{2\xi a D_x + (1 - a^2)D_y\}} \right] \quad (7)$$

2.2 강성회전체-공동 SFD 계

SFD에 지지된 강성회전체의 경우는 탄성회전체에서 회전축의 강성 $2K_s$ 가 무한히 크다고 가정함으로써 회전체와 SFD의 질량 합 $2M$ 이 SFD 저어널 중심에 작용하는 것으로 해석할 수 있다. 즉 Fig. 2에서 SFD 저어널의 변위(e)가 회전체의 변위(g)와 일치한다. 강성회전체계의 운동방정식도 복소수로 표현하면 다음과 같다.

$$M(\ddot{e} + \dot{\rho}) + C_{11}\dot{e} + C_{11}\omega e + K_r e = 0 \quad (8)$$

위 식으로부터 정상상태의 SFD 저어널의 무차원 진폭과 전달계수 및 위상각을 구하면 다음과 같이 표현된다.

$$\varepsilon = \frac{U}{\{E_x^2 + E_y^2\}^{1/2}} \quad (9)$$

$$T_r = \frac{\varepsilon}{U} \{(E_x + 1)^2 + E_y^2\}^{1/2} \quad (10)$$

$$\beta = \tan^{-1}(E_y/E_x) \quad (11)$$

여기서

$$E_x = B(1/\delta)\bar{C}_{11} + (1/\delta)^2 - 1$$

$$E_y = B(1/\delta)\bar{C}_{11}$$

2.3 공동 SFD의 감쇠계수

운동방정식 (1)과 (8)에서 사용한 공동 SFD의 감쇠계수 C_{11} 와 C_{11} 는 유체유히의 레이놀즈 방정식으로 부터 구하여 진다.

공동 SFD의 구조는 Fig. 1(a)에서 보는 바와 같다. SFD의 저어널은 회전하지 않으나 하우징의 중심점을 중심으로 한 동심원 궤도를 따라 회전축의 회전속도와 같은 각속도 ω 로 휘돌림운동을 한다. 이러한 SFD 저어널의 휘돌림운동이 SFD의 유막력(저항력)을 생성시켜 감쇠기능의 역할을 하는 것이다. 공동 SFD의 감쇠계수는 공동경계조건을 비압축성 유체유히의 레이놀즈 방정식에 적용하여 얻은 유막압력에서 얻어진 유막력으로부터 결정된다⁽¹¹⁾.

레이놀즈 방정식으로부터 얻어진 반지름 방향의 무차원 유막력 f_r 과 접선방향의 무차원 유막력 f_t 는 SFD 저어널의 무차원 접선속도 $\nu_t = \varepsilon$ 의 운동으로 인하여 생성된 저항력이므로 이 유막력을 선형화 시키면 다음과 같은 무차원의 공동 SFD의 감쇠계수를 얻는다.

$$\bar{C}_{11} = -\frac{f_t}{\nu_t} = \frac{12}{\gamma} \left[\frac{(\psi_s - \psi_e) \cos \psi_s - \sin \psi_s + \sin \psi_e}{\varepsilon(1 - \varepsilon \cos \psi_s)} \right] \quad (12)$$

$$\bar{C}_{11} = -\frac{f_r}{\nu_t} = \frac{6}{\gamma^2} \left[\frac{(\cos \psi_e - \cos \psi_s)^2}{(1 - \varepsilon \cos \psi_s)} \right] \quad (13)$$

여기서 $\gamma = (1 - \varepsilon)^{1/2}$, $\cos \psi = \frac{\varepsilon + \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \theta}$

여기서 ψ_s 와 ψ_e 는 각각 공동시점(θ_s)과 종점(θ_e)을 나타내는 Sommerfeld각이며, 공동시점은 주어진 공동종점과 SFD 저어널의 편심율과의 상호관계로부터 결정된다⁽¹¹⁾.

Fig. 3과 4는 공동시점의 변화에 따라 공동 SFD의 무차원 감쇠계수 \bar{C}_u 와 \bar{C}_n 가 매우 크게 변화하는 것을 보여주고 있다. 공동시점 θ_s 가 최소 유막압력점에 도달하면 즉,

$$\theta_s = \cos^{-1} \left[-\frac{3\varepsilon}{2+\varepsilon^2} \right] \quad (14)$$

공동현상이 사라지고 이 때의 감쇠계수 \bar{C}_u 는 최대값을 갖으며 공동시점이 $\theta_s = 180^\circ$ 에 가까워지면 공동현상이 매우 심하여 감쇠계수 \bar{C}_u 는 급격히 감소하여

결국 소멸한다. 또한 감쇠계수 \bar{C}_n 는 공동현상이 발생하지 않으면 0의 값을 갖고 공동현상이 발달함에 따라 최대값을 갖은 후 다시 소멸하고 있다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

3.1 탄성회전체-SFD 계의 정상상태응답

탄성회전체-SFD계의 정상상태응답을 해석하기 위해 항공기 엔진 모델의 설계변수, 즉 임계감쇠계수 $\zeta = 0.0005$, 질량비 $\alpha = 0.2$, 불균형계수 $U = 0.3$, 공진

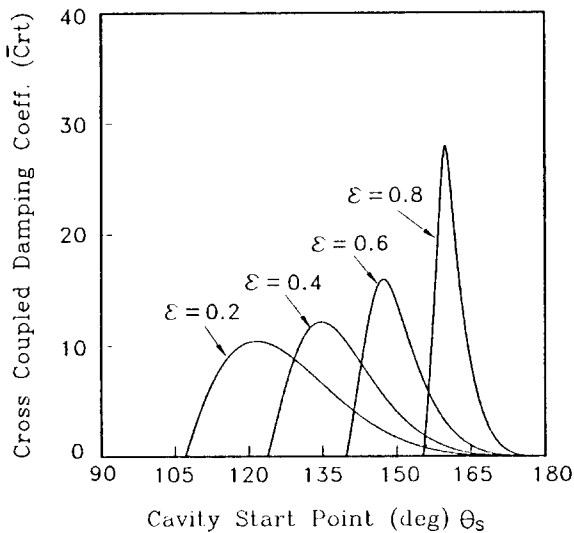


Fig.3 Direct damping coefficient of a cavitated SFD

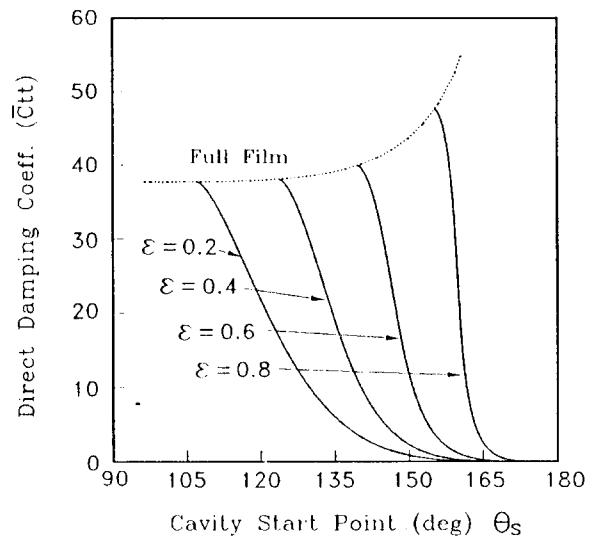


Fig.4 Cross coupled damping coefficient of a cavitated SFD

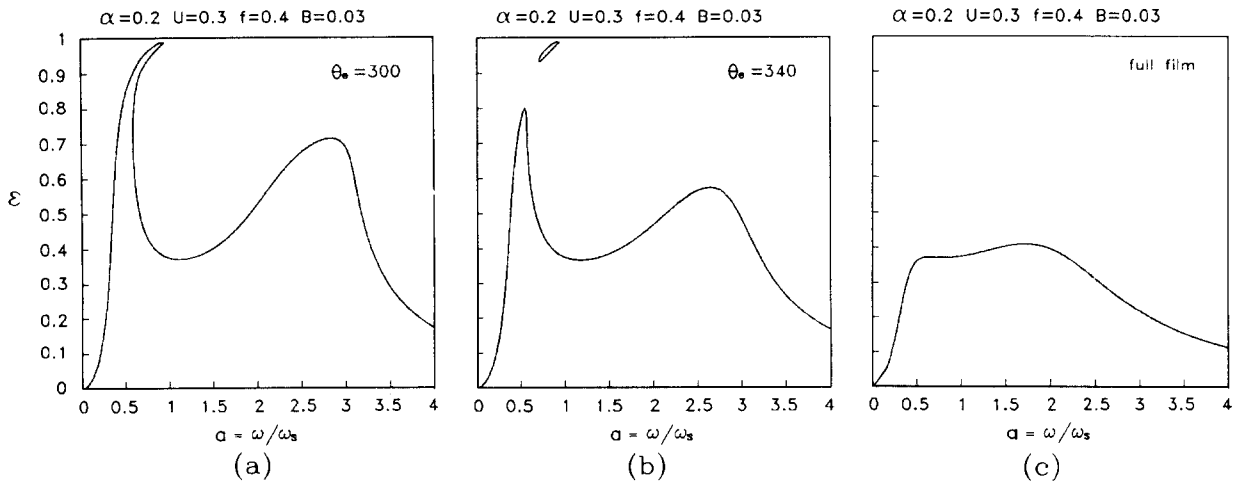


Fig.5 SFD journal amplitude of a flexible rotor system

주파수비 $f=0.4$, 베어링계수 $B=0.03$ 을 사용하였고, 속도계수는 $0 \leq a \leq 4$ 범위에서 SFD저어널과 회전체의 진폭 및 힘전달계수를 각각 구하였다. 특히 SFD에서 발생하는 공동현상이 회전체계의 정상상태 응답에 미치는 영향을 분석하기 위하여 공동중점의 위치 θ_e 만을 변화시켰다.

Fig. 5는 회전체의 회전속도가 증가함에 따라 SFD 저어널의 진폭변화를 보여주고 있다. Fig. 5(a)와 (b)는 공동현상이 발생하는 경우의 진동응답이며, Fig. 5(c)는 공동현상이 사라진 경우의 진동응답이다. 또한 공동현상이 발생하는 Fig. 5(a)와 (b)를 비교할 때 Fig. 5(a)의 경우가 Fig. 5(b)경우보

다 공동크기가 더욱 큰 경우이다. Fig. 4에서 보여 주듯이 SFD 저어널의 진폭 ε 에 대해 공동 SFD의 감쇠계수 \bar{C}_{11} 는 공동중점 약 $\theta_e=300^\circ$ 에서 최대값을 갖으며 공동현상이 점차 사라지면서 최소값($\bar{C}_{11}=0$)을 갖는다. 이러한 감쇠계수 \bar{C}_{11} 는 반지름 방향의 강성효과(stiffening effect)를 갖고 있어 \bar{C}_{11} 값이 증가할수록 비선형 진동 특성인 점프현상을 더욱 쉽게 발생시킨다.

Fig. 5(a)와 (b)에서 회전체의 회전속도가 $\omega = \omega_c$ 에 도달하면서 부터 SFD 저어널의 진폭 ε 이 크게 증가하고 회전속도가 제1차 위험속도 ω_s 에 도달하면 SFD 저어널의 표면이 SFD 하우징 내면에 접

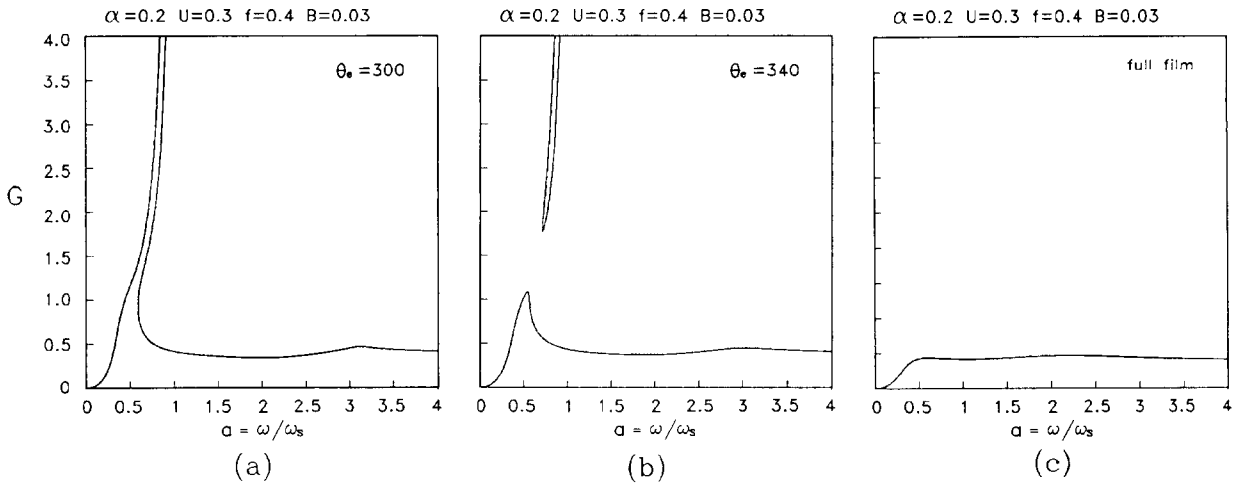


Fig.6 Rotor amplitude of a flexible rotor system

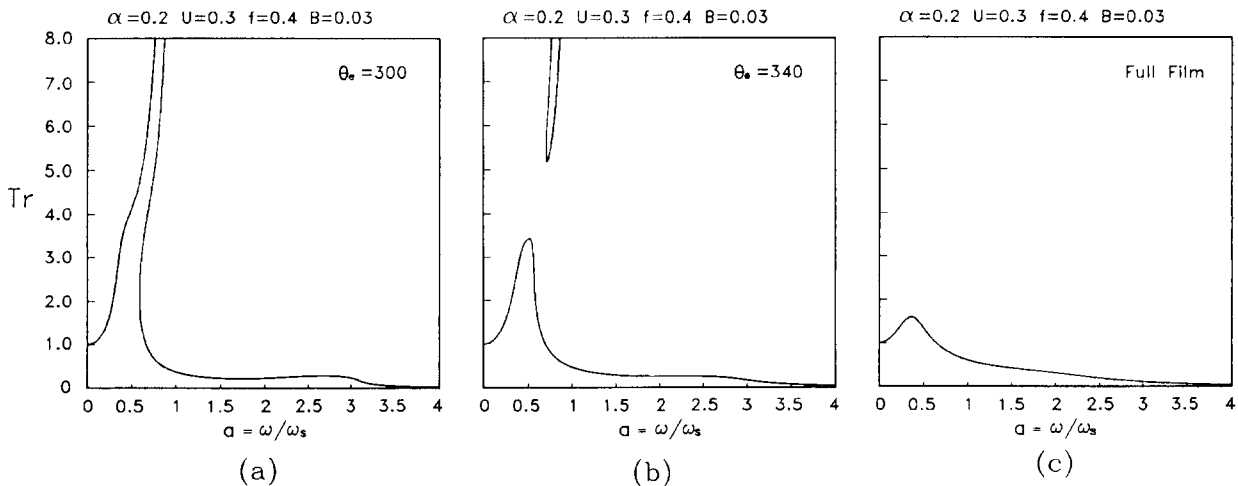


Fig.7 Force transmissibility of a flexible rotor system

촉하는 록업(Lock-up)현상과 점프현상이 나타난다.

이와같은 현상이 발생하면 Fig. 6과 7에서 보여 주듯이 회전체의 진폭 뿐만 아니라 회전체계의 지지점에 전달되는 힘 전달계수도 급격히 증가함으로써 회전체계의 베어링 수명단축과 더불어 상당히 위험한 결과를 초래한다. 그러나 회전속도가 $\omega_r < \omega < \omega_s$ 범위 내에서 급유압력을 높여 일시적으로 공동현상을 방지하면 제 1차 위험속도를 무사히 통과할 수도 있으므로 급유압력을 조절하여 회전체 진동을 조절할 수도 있을 것이다. 회전속도가 제 1차 위험속도를 통과한 후에는 SFD 제어널과 회전체의 진폭 및 전달

계수도 현저히 감소하고 제 2차 위험속도에서 다시 약간 증가하고 있다. Fig. 5와 같이 공동현상이 발생하지 않는 경우에는 제 1, 2차 위험속도에서도 진폭과 힘 전달계수가 현저히 감소하여 SFD의 감쇠기능이 우수함을 보여 주고 있다. Fig. 8과 9는 회전체 회전속도에 따른 위상각의 변화를 보여 주고 있다.

이와같이 SFD에서 발생하는 공동현상은 회전체-SFD 계의 진동현상에 매우 큰 영향을 주고 있다. 공동현상의 발생정도에 따라 댐퍼로서의 우수한 성능을 발휘할 뿐만 아니라 오히려 역기능을 나타낼 수도 있다.

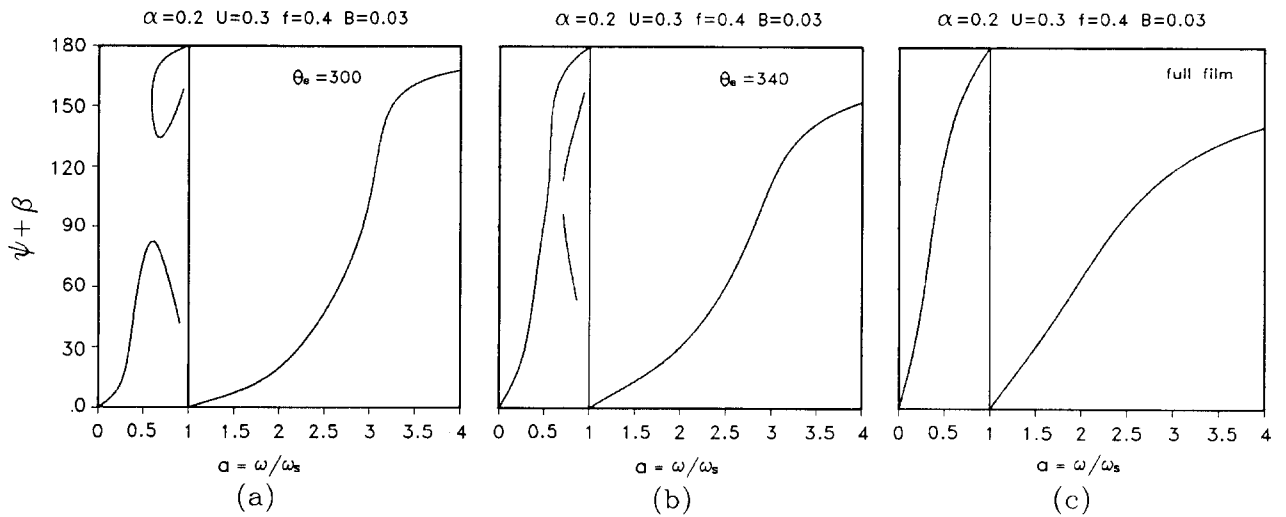


Fig.8 Phase angle ($\Psi+\beta$) of a flexible rotor system

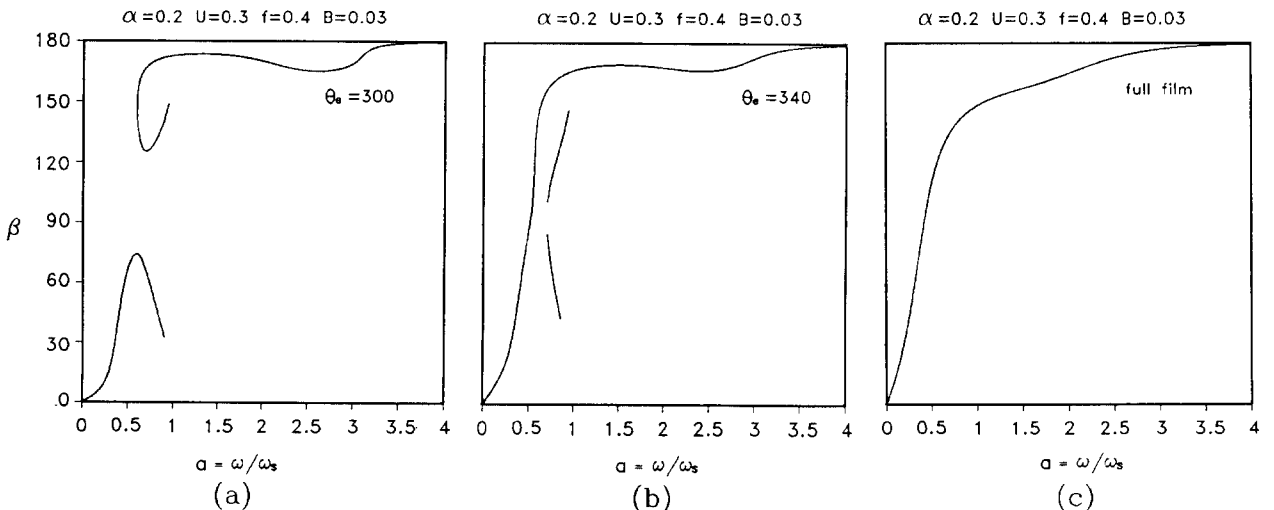


Fig.9 Phase angle (β) of a flexible rotor Ssstem

3.2 강성회전체-SFD계의 정상상태응답

회전속도가 $0 \leq \delta \leq 7$ 범위에서 강성회전체계의 정상상태응답을 수치해석하였다. 이 외에 설계변수는 임계감쇠계수 $\xi=0.0005$, 불균형계수 $U=0.3$, 베어링계수 $B=0.05$ 를 사용하였다. 강성회전체에서도 공동현상의 영향을 고찰하기 위해 공동중점의 위치 θ_0 만을 변화시켰다.

강성회전체계에서는 SFD 저어널 중심과 회전체 중심이 일치함으로 Fig. 10에서 보여 주는 진폭은 SFD 저어널과 회전체의 진폭이다. 그림 10에서 공동크기가 가장 큰 경우인 Fig. 10(a)에서 회전체의 회전속도가 $\omega = \omega_r$ 이후부터 진폭이 증가하여 회전속도가 $\omega > 2.5\omega_r$ 에서 점프현상이 나타나고 있다. 이

때의 힘 전달계수 T_r 도 Fig. 11(a)에서 보여주듯이 급격히 증가한다. 공동의 크기가 점차 작아지면서 Fig. 10(b)와 11(b)의 진폭과 전달계수도 점차 작아진다. 결국 공동현상이 발생하지 않는 경우에는 Fig. 10(c)와 11(c)와 같이 SFD 저어널의 진폭이 최소가 되며, 전달계수도 $T_r < 1$ 가 된다. 따라서 강성회전체계에서도 SFD 유막 내에서 발생하는 공동현상에 따라 회전체계의 정상상태응답은 매우 크게 변화한다. Fig. 12는 위상각의 변화를 보여주고 있다.

이와 같은 주된 원인은 SFD의 공동크기에 따라 SFD의 댐핑계수 \bar{C}_{11} 와 \bar{C}_{22} 가 매우 크게 변화하기 때문이다. 공동크기가 감소하면 순수 감쇠계수인 \bar{C}_{11} 는 증가하여 회전체의 진폭 및 힘전달계수를 감소시

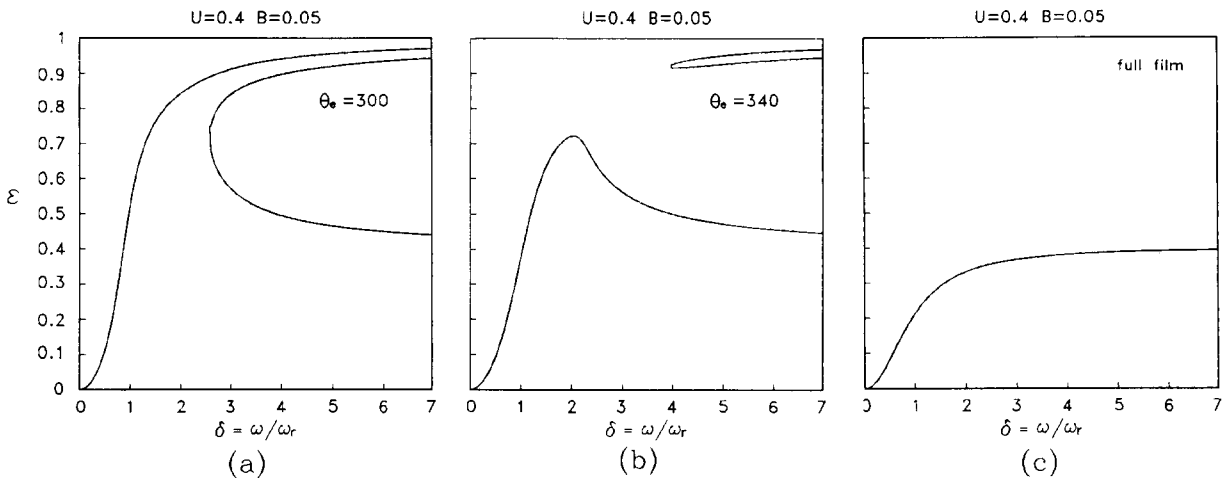


Fig.10 SFD journal amplitude of a rigid rotor system

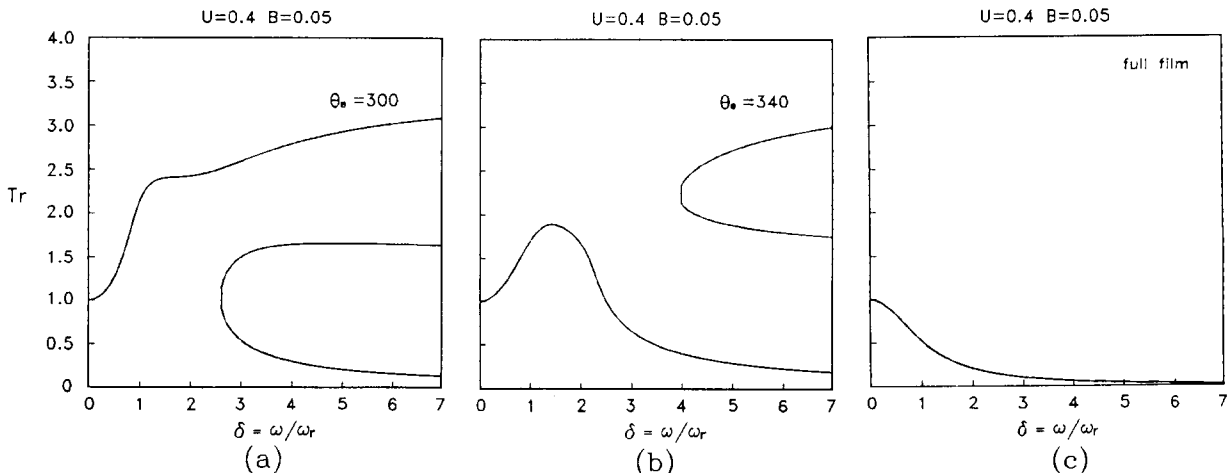


Fig.11 Force transmissibility of a rigid rotor system

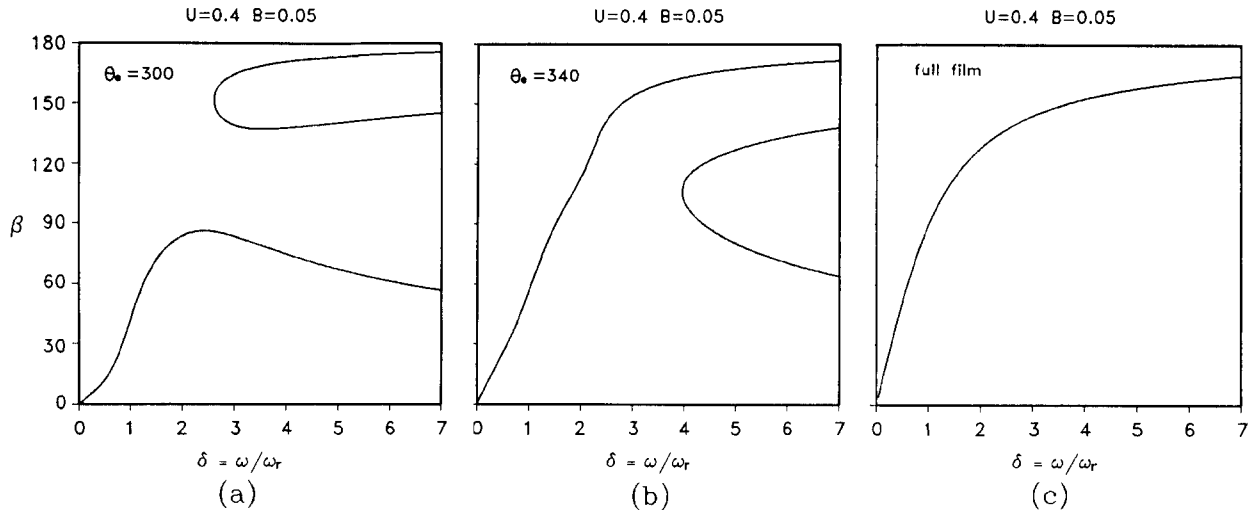


Fig.12 Phase angle (β) of a rigid rotor system

켜 SFD의 댐핑기능을 증대시킨다. 한편 반지름 방향의 강성효과를 갖는 감쇠계수 \bar{C}_{11} 는 공동크기가 감소함에 따라 최대값에 도달한 후 다시 감소한다. 특히 공동중점이 약 $\theta_0=300^\circ$ 일때 \bar{C}_{11} 값이 최대값에 도달하기 때문에 강성효과가 가장 크게 나타나 진폭과 힘 전달계수를 증가시켜 SFD의 댐핑기능을 감소시킨다.

4. 결 론

무한폭 SFD 유막에서 발생하는 공동현상이 탄성 및 강성 회전체계의 정상상태응답에 미치는 영향을 연구하였다.

공동의 크기가 감소함에 따라 SFD의 순수감쇠계수인 C_{11} 는 증가하고 반지름방향의 강성효과를 갖는 감쇠계수 C_{11} 는 최대값에 도달한 후 다시 최소값으로 변화한다. 이에 따라 공동현상의 발생정도에 따라 공동 SFD에 지지된 탄성 및 강성회전체계의 정상상태 응답도 매우 크게 변화하였다. SFD에서 발생하는 공동의 크기가 증가하면, 탄성 및 강성 회전체계에서 비선형진동의 특성인 점프현상 출현이 용이할 뿐만 아니라 진폭과 힘 전달계수가 상당히 증대한다. 즉 SFD 유막에서 발생하는 공동현상은 SFD의 감쇠기능을 매우 약화시킨다. 그러나 공동현상이 점차 사라지면 회전체계의 진동을 매우 효과적으로 감소시켜 SFD의 감쇠성능의 우수성을 보여 주고 있다.

후 기

본 연구는 1991년도 교육부지원 한국학술진흥재단의 자유공모(지방대학육성)과제 학술연구조성비에 의하여 연구되었으며, 재단 및 관계자 여러분에게 심심한 사의를 포함합니다.

참 고 문 헌

- (1) Mohan, S. and Hahn, E. J. "Design of Squeeze Film Damper Supports for Rigid Rotors", J. of Eng. for Industry, pp. 976~982, August 1974.
- (2) Rabinowitz, M. D. and Hahn, E.J. "Steady-State Performance of Squeeze Film Damper Supported Flexible Rotors", J. of Eng. for Power, pp. 552~558, October 1977
- (3) Rabinowitz, M.D. and Hahn, E. J. "Optimal Design of Squeeze Film Supports for Flexible Rotors", J. of Eng. for Power, Vol. 105, pp. 487~494, July 1983.
- (4) Guang, M. and Zhong-Qing, X. "Investigation on Steady State Response and Its Nonlinear Characteristics of Flexible Rotor Squeeze-Film Damper System", ASME Trans, Paper NO. 85-DET-141.
- (5) San Andres, L.A. and Vance, J.M. "Effect of Fluid Inertia on the Performance of Squeeze

Film Damper Supported Rotors”, J. of Eng. for Gas Turbines and Power, pp.51~57, Jan. 1988

(6) Zhang, S. and Yan, L. “Development of an Efficient Oil Film Damper for Improving the Control of Rotor Vibration”, J. of Eng. for Gas Turbines and Power, pp. 557~562, October 1991.

(7) Zeidan, F.Y. and Vance, J.M. “Cavitation Regimes in Squeeze Film Dampers and Their Effect on the Pressure Distribution”, Presented at the 44th STLE Annual Meeting in Atlanta, May 1989.

(8) Jung, S.Y, SanAndres, L.A. and Vance, J. M. “Measurement of Pressure Distributions and Force Coefficients in a Squeeze Film Damper Part

I : Fully Open Ended Configuration”, STLE Trans. Vol. 34, No. 3, pp. 375~382, July 1991.

(9) Jung, S.Y, SanAndres, L.A. and Vance, J. M. “Measurement of Pressure Distributions and Force Coefficients in a Squeeze Film Damper Part II : Partially Sealed Configuration”, STLE Trans. Vol. 34, No. 3, pp. 383~387, July 1991.

(10) Dowson, D. “Cavitation in Plain Bearings”, Annual Review of Fluid Mechanic, Vol. 11, pp. 35~66, 1979.

(11) 정시영, “동공 무한폭 스퀴즈 필름 댐퍼의 힘계수”, 대한기계학회, 91년도 춘계학술대회 논문집, pp. 331~334, 1991.