

역회전 프로팅링 저어널베어링의 운전특성

정연민 · 김경웅

한국과학기술원 생산공학과

Operating Characteristics of Counterrotating Floating Ring Journal Bearings

Yeon-Min Cheong, Kyung-Woong Kim

Department of Production Engineering
Korea Advanced Institute of Science and Technology

Abstract—The performance of the counterrotating floating ring journal bearing is analysed with isothermal finite bearing theory. The effect of counterrotating speed of the sleeve on the performance of the bearing is investigated. It is shown that counterrotating floating ring journal bearings properly designed can have considerable load capacity at the same counterrotating speed, while conventional circular journal bearing with one fluid film cannot. Investigating the relationship between the frictional torques on the ring due to the inner and outer films and the rotational speed of the ring, the stability of the equilibrium state is identified and the operating characteristics of the counterrotating floating ring journal bearing according to the method of acceleration or deceleration of the rotational speeds of the journal and sleeve are clarified. It is theoretically confirmed that floating ring journal bearings can be used in counterrotating journal-bearing system and become good substitutes for rolling bearings in counterrotating systems.

1. 서 론

이론적으로 진원의 저어널과 슬리브를 갖는 저어널베어링은 저어널과 슬리브가 등속으로 역회전할 경우 부하능력이 발생하지 않으므로 베어링으로서의 기능이 상실된다. 따라서, 저어널과 슬리브가 거의 등속으로 역회전하는 계에는 진원의 저어널베어링을 사용할 수 없고, 다른 종류의 베어링으로 지지하여야 할 것이다.

역회전하는 저어널-베어링 계의 예로서는 터보엔진의 인터샤프트베어링을 들 수 있다. Vance[1]는 고속 터보엔진의 경우 공기역학적인 관점에서 가스제너레이터축과 파워터빈축이 서로 역회전하는 것이 바람직한 경우도 있는데, 이 때 미끄럼저어널베어링은 역회전시 부하능력의 감소로 인해 적용하기 어렵다고 하였다.

그런데, 역회전계에 대한 미끄럼저어널베어링의 사용 가능성은 1962년 Pinkus[2]에 의해 밝혀진 바가 있다. 그는 실험을 통하여 등속역회전하는 계에서 부하능력이 발생하는 여러 종류의 미끄럼저어널베어링을 발견하였

는데, 그러한 베어링을 형상별로 나누면 프로팅링저어널베어링과 같은 진원형 또는 비진원형 다중유막베어링과 급유홈이 있는 베어링 또는 테이퍼드랜드베어링과 같은 비진원형 베어링으로 구분할 수 있다. 그는 비진원형 베어링에 대해서는 등속역회전시 부하능력이 발생할을 이론적으로 증명하였으나, 진원형 다중유막베어링에 대해서는 해석하지 못하였다.

저어널 또는 슬리브의 형상이 진원이 아니면 등속역회전시 부하능력이 발생하는 것은 당연하며, 큰 부하능력을 얻으려면 진원으로부터의 변화량을 많게하면 될 것이다. 그러나, 프로팅링저어널베어링의 경우는 저어널, 링 및 슬리브가 모두 진원일지라도 부하능력이 발생하므로 재미있는 현상이라 하지 않을 수 없다. 이제까지 프로팅링저어널베어링에 대한 이론적인 연구는 많이 진행되어 왔으나[3-6], 역회전 프로팅링저어널베어링에 대한 연구는 없었다. 따라서, 본 논문에서는 저어널과 슬리브가 역회전하는 프로팅링저어널베어링의 운전특성을 해석하여 프로팅링저어널베어링이 역회전 저어널-베어

링계를 충분히 지지할 수 있음을 이론적으로 밝히고자 한다.

2. 해 석

역회전 프로토틀링저어널베어링의 형상은 Fig. 1과 같다. 저어널 및 슬리브가 각각 O_j 및 O_b 를 중심으로 ω_j 및 ω_b 의 각속도로 회전하면, 이에따라 링도 O_r 을 중심으로 각속도 ω_r 로 회전하게 되는데, 이 때 각속도는 저어널의 회전방향을 정방향으로 하여 양의 값을 갖도록 한다.

정특성을 구하기 위해서는 우선 저어널 및 링 중심의 정적평형위치를 찾아야 하는데, 이를 위해 내외측유막 및 링에 대한 힘과 모멘트의 균형을 고려하면 다음과 같은 식이 성립한다.

$$\text{힘의 균형} \quad f_{px1} = W_j \quad (1a)$$

$$f_{px2} = W_r + f_{px1} \quad (1b)$$

$$\text{모멘트의 균형} \quad T_{b1} = T_{j2} \quad (1c)$$

여기서 W_j 는 저어널에 걸리는 하중, W_r 은 링의 자중, f_{px1} 과 f_{px2} 는 내외측유막에서의 반력, T_{b1} 과 T_{j2} 는 링의 내외면에 작용하는 마찰토크를 나타낸다.

내외측유막의 정특성은 층류상태의 유한장베어링에 대한 다음의 레이놀즈 방정식에 의해 구하였다. 이 때 저어널, 링 및 슬리브는 진원형이고, 내외측유막에는 항상 충분한 유량이 공급되고 있다고 가정한다.

$$\frac{\partial}{R\partial\theta} \left(h^3 \frac{\partial P}{R\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\eta(u_j + u_b) \frac{\partial h}{R\partial\theta} \quad (2)$$

내외측유막에서의 경계조건은 레이놀즈 조건을 적용하며 다음과 같다.

$$\text{최대유막두께 지점에서} \quad P=0 \quad (3a)$$

$$\text{유막과단경계에서} \quad P=0, \quad \frac{\partial P}{\partial\theta} = 0 \quad (3b)$$

$$\text{축방향 양단에서} \quad P=0 \quad (3c)$$

기준 쥘머펠트 수 S 및 내외측유막에서의 쥘머펠트 수 S_1, S_2 는 다음과 같이 정의된다.

$$S = \frac{\eta R_1^3 L \omega_j}{\pi W_j C_1^2} \quad (4a)$$

$$S_1 = \frac{\eta R_1^3 L (\omega_j + \omega_r)}{\pi W_j C_1^2} = (1 + \alpha) S \quad (4b)$$

$$S_2 = \frac{\eta R_2^3 L (\omega_r + \omega_b)}{\pi (W_j + W_r) C_2^2} = \frac{(\alpha + \gamma) \delta^3 S}{(1 + \sigma) \beta^2} \quad (4c)$$

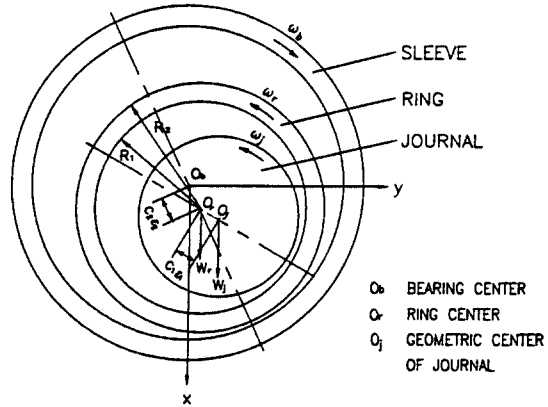


Fig. 1. Counterrotating floating ring journal bearing

여기서

$$\alpha : \text{링의 무차원 회전각속도} = \omega_r / \omega_j$$

$$\beta : \text{내외측유막의 간극비} = C_2 / C_1$$

$$\gamma : \text{슬리브의 무차원 회전각속도} = \omega_b / \omega_j$$

$$\delta : \text{링의 내외경비} = D_2 / D_1$$

$$\sigma : \text{링의 자중과 베어링에 작용하는 하중의 비} = W_r / W_j$$

따라서, 식 (1a) 및 (1b)를 무차원화하면 다음과 같은 힘의 균형에 대한 식이 얻어진다.

$$G_1(\alpha, \epsilon_2) = S_2 - \frac{(\alpha + \gamma) \delta^3 S_1}{\beta^2 (1 + \alpha)(1 + \sigma)} = 0 \quad (5)$$

링 내외면에서의 마찰인자 $[\frac{R}{C}f]_{b1}$ 및 $[\frac{R}{C}f]_{j2}$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$[\frac{R}{C}f]_{b1} = \frac{T_{b1}}{W_j C_1} = -\frac{1}{2} \epsilon_1 \sin(\phi_1) + \frac{1 - \alpha}{1 + \alpha} \pi S_1 I_1 \quad (6a)$$

$$[\frac{R}{C}f]_{j2} = \frac{T_{j2}}{(W_j + W_r) C_2} = \frac{1}{2} \epsilon_2 \sin(\phi_2) + \frac{\alpha - \gamma}{\alpha + \gamma} \pi S_2 I_2 \quad (6b)$$

여기서

$$I_1 = \iint_{\Omega_{r1}} \frac{1}{1 + \epsilon_1 \cos\theta_1} d\theta_1 dZ + \iint_{\Omega_{c1}} \frac{1 + \epsilon_1 \cos\theta_{c1}}{(1 + \epsilon_1 \cos\theta_1)^2} d\theta_1 dZ$$

$$I_2 = \iint_{\Omega_{r2}} \frac{1}{1 + \epsilon_2 \cos\theta_2} d\theta_2 dZ + \iint_{\Omega_{c2}} \frac{1 + \epsilon_2 \cos\theta_{c2}}{(1 + \epsilon_2 \cos\theta_2)^2} d\theta_2 dZ$$

θ_{c1}, θ_{c2} : 내외측유막에서 유막과단이 시작되는 위치

Ω_{r1}, Ω_{r2} : 내외측유막에서의 완전유막영역

Ω_{c1}, Ω_{c2} : 내외측유막에서의 공동영역

따라서, 식 (1c)를 무차원화하면 다음과 같은 모멘트의 균형에 대한 식이 얻어진다.

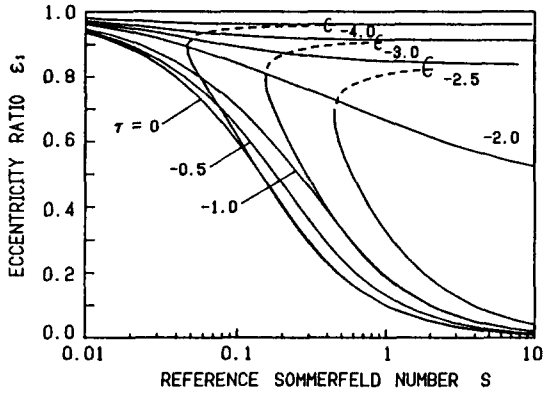


Fig. 2. Eccentricity ratio of inner film versus reference Sommerfeld number
(— : stable state, ---- : unstable state)

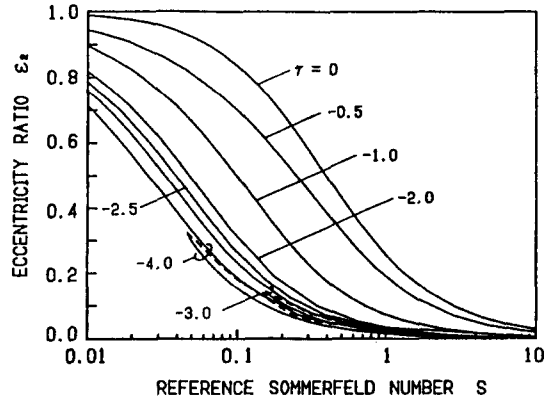


Fig. 3. Eccentricity ratio of outer film versus reference Sommerfeld number
(— : stable state, ---- : unstable state)

$$G_2(\alpha, \epsilon_2) = \left[\frac{R}{C} f_{j1} - \beta(1 + \sigma) \right] \left[\frac{R}{C} f_{j2} \right] = 0 \quad (7)$$

주어진 L/D_1 , L/D_2 , β , γ , σ 및 ϵ_1 에 대해 식 (5) 및 (7)의 비선형 연립방정식을 풀면 정적평형위치가 결정되고, 이로부터 역회전 프로토틙링저어널베어링의 정특성을 구할 수 있다. 식 (5) 및 (7)은 다음과 같이 뉴튼-랩슨법에 의해 풀었으며, 수렴조건은 $|\Delta\alpha/\alpha|_k < 10^{-4}$ 와 $|\Delta\epsilon_2/\epsilon_2|_k < 10^{-4}$ 로 하였다.

$$(\alpha, \epsilon_2)_{k+1}^T = (\alpha, \epsilon_2)_k^T - J_k^{-1}(G_1, G_2)_k^T \quad (8)$$

$$\text{단, } J_k = \begin{bmatrix} \frac{\partial G_1}{\partial \alpha} & \frac{\partial G_1}{\partial \epsilon_2} \\ \frac{\partial G_2}{\partial \alpha} & \frac{\partial G_2}{\partial \epsilon_2} \end{bmatrix}_k$$

3. 결과 및 고찰

역회전 프로토틙링저어널베어링의 특성에 영향을 미치는 인자들에는 내외측유막의 세장비 L/D_1 및 L/D_2 , 링의 자중과 베어링에 작용하는 하중의 비 σ , 내외측유막의 간극비 β 및 슬리브의 무차원 회전각속도 γ 등 여러 가지가 있는데, 본 논문에서는 내외측유막의 세장비 L/D_1 과 L/D_2 를 각각 1.0과 0.8로 하고, 일반적으로 링의 자중은 베어링에 작용하는 하중에 비해 매우 작으므로 무시하며($\sigma=0$), 내외측유막의 간극이 같은($\beta=1$) 경우, 슬리브의 무차원 회전각속도 γ 를 여러 가지로 변화시키면서 행한 해석 결과를 제시하였다.

Fig. 2와 3은 슬리브의 무차원 회전각속도 γ 의 변화에

따른 내외측유막의 편심율 ϵ_1 및 ϵ_2 와 기준 쌰머펠트 수 S 의 관계를 나타낸 것인데, 저어널과 슬리브가 등속역 회전하는 경우($\gamma=-1.0$)에도, 단일유막 저어널베어링에서는 부하능력이 상실되는 것과는 달리, 프로토틙링저어널베어링에서는 상당한 부하능력이 발생함을 보여주고 있다. 또한, 슬리브의 역회전속도가 커짐에 따라, 내측 유막에서는 어떤 임계 슬리브회전속도에 이르기까지는 편심율이 증가하나 그 이상에서는 다시 감소하고, 외측 유막에서는 편심율이 계속 감소하는 경향을 보이고 있다. 부하능력은 두 상대운할면 속도의 합의 절대치에 비해 하므로 내측유막의 경우는 $|\omega_s + \omega_r|$, 외측유막의 경우는 $|\omega_r + \omega_b|$ 의 값에 따라 결정되는데, 슬리브의 무차원 회전각속도 γ 의 변화에 따른 링의 무차원 회전각속도 α 와 기준 쌰머펠트 수 S 의 관계를 나타내는 Fig. 4에서 알 수 있듯이, 슬리브의 역회전속도를 영에서부터 점점 증가시켜 나가면 슬리브의 역회전이 없을 때 저어널과 같은 방향으로의 회전속도를 갖던 링이 외측유막으로부터의 역회전방향 마찰토크를 받아 점점 회전속도가 감소되어 어느 순간 영이되고 이후 역회전방향의 속도가 증가되어 가므로, 내측유막의 경우 $\omega_r = -\omega_b$ 이 될 때까지는 부하능력이 감소되어 편심율이 커지고 이후 역회전하기 시작하면 부하능력이 증가되어 편심율이 작아지게 되며, 이에 반해 외측유막의 경우는 $|\omega_r + \omega_b|$ 가 항상 증가하므로 부하능력이 증가하고 편심율이 작아지게 되는 것이다.

Fig. 2에서 $\gamma=-2.5$, -3.0 또는 -4.0 인 경우는 기준 쌰머펠트 수 S 가 급격히 증가하는 영역이 있어 곡선이 불연속을 이루고 있는데, 이는 Fig. 4에서 나타나 있듯이 본 영역에서는 링의 무차원 회전각속도 α 가 -1.0 에 가까워지고 이에 따라 내측유막에서는 저어널과 링이 거의

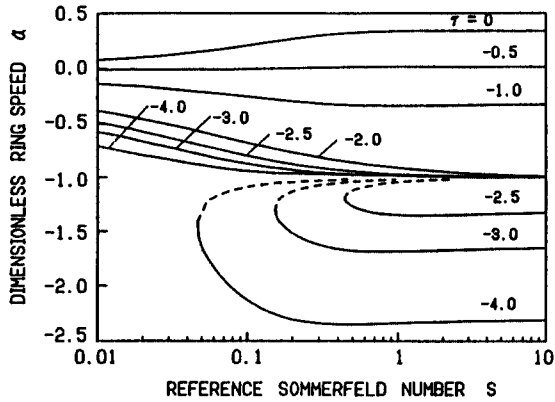


Fig. 4. Dimensionless ring speed versus reference Sommerfeld number
(— : stable state, ---- : unstable state)

같은 속도로 역회전하는 단일유막 저어널베어링의 상태가 되어 부하능력이 급격히 감소됨으로써 기준 좀머펠트 수 S는 크게 증가하여 결국에는 무한대로 발산해 가는 현상을 나타내고 있다. 그러나, 이 때 외측유막에서는 링과 슬리브가 같은 방향으로 회전하고 있으므로 내측 유막에서와 같은 상대운할면간의 역회전으로 인한 부하능력의 급격한 변화는 일어나지 않고, 단지 내측유막과 부하능력의 평형을 이루기 위하여 편심율은 거의 영에 가깝게 된다.

본 결과는 저어널과 슬리브의 회전속도비가 일정한 경우에 대한 평형상태를 구한 것인데, 실제 운전시는 저어널과 슬리브의 어느 하나를 원하는 속도만큼 올린 후 나머지 하나를 서서히 증가시키든지, 또는 저어널과 슬리브의 속도를 함께 올려나가는 등의 여러 가지 과정을 거칠 수 있다. Fig. 2-4는 하나의 기준 좀머펠트 수에 대해 세 개의 평형상태가 존재할 수 있음을 나타내고 있는데, 실제 운전상황에서 시스템이 어떤 경로를 따라서 어떤 평형상태에 도달할 것인지는 Fig. 2-4만으로는 알 수 없다. 따라서, 남은 과제는 세 개의 평형상태 가운데 운전과정에 따른 진정한 평형상태를 판별하는 것이며, 이것이 해결되면 역회전 프로토틀링저어널베어링의 운전 특성을 파악할 수 있다.

이를 위해 저어널을 원하는 속도로 올린 후 슬리브의 역회전속도를 영에서부터 천천히 증가시켜 나가는 운전 과정을 생각하고 그 구체적인 예로서 기준 좀머펠트 수가 0.3인 경우를 살펴보기로 하자. 슬리브의 역회전속도를 영에서부터 증가시켜 나가면, 먼저 링과 슬리브가 등속 역회전함으로써 외측유막의 부하능력이 없어지는 상태를 만나고, 이를 넘어서 속도를 더 증가시켜 가면 저어널과 링이 등속역회전하여 내측유막의 부하능력이 없어지는

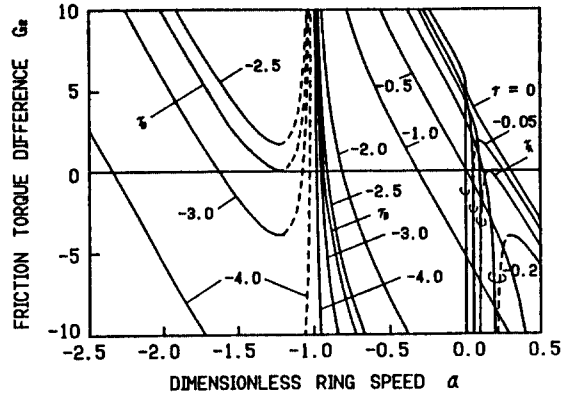


Fig. 5. Net frictional torque on ring versus ring speed
(— : stable state, ---- : unstable state)

상태를 만나게 되며, 만일 이를 넘어서면 슬리브의 역회전 속도를 계속 증가시키는 것이 가능하게 된다. 결론부터 말하면 내외측유막의 등속역회전상태를 통과하는 과정은 불안정상태에서 안정상태로의 이행으로 가능하게 되는데, 링의 내면에 걸리는 마찰토크에서 링의 외면에 걸리는 마찰토크를 뺀 순마찰토크를 나타내는 무차원변수 G_2 와 링의 무차원회전속도 α 의 관계를 나타내는 Fig. 5를 이용하여 이를 설명하기로 한다.

Fig. 5는 링의 무차원 회전각속도 α 에 대하여 내외측 유막의 평형상태를 결정 한 후 링에 걸리는 순마찰토크를 구한 것으로, $G_2=0$ 인 직선과 교차하는 점이 전체적인 평형상태가 되며 $\gamma=0$ 로부터 γ 가 작아지는 방향으로 이동하면서 평형상태를 연결하면 운전경로를 알 수 있다. 또한, 이 그림으로 평형상태의 안정성을 판별할 수 있는데, 곡선의 기울기가 음이면 안정상태이고 양이면 불안정상태이다. 기울기가 양인 곡선상에 있는 평형상태의 경우, 만일 미소교란에 의해 α 가 조금 증가하면 G_2 가 영보다 크게 되어 내측유막에서 링의 내면에 미치는 마찰토크가 외측유막에서 링의 외면에 미치는 마찰토크보다 크게 되므로 α 는 더욱 증가하여 본래의 평형상태로 환원되지 않으며, 만일 미소교란에 의해 α 가 조금 감소하면 G_2 가 영보다 작게 되어 링의 내면에 미치는 마찰토크가 링의 외면에 미치는 마찰토크보다 작게 되므로 α 는 더욱 감소하여 본래의 평형상태로 환원되지 않으므로 이러한 평형상태는 불안정하다. 역으로 곡선의 기울기가 음이면, 미소교란에 의해 α 가 조금 변동되더라도 항상 복원토크가 발생하여 본래의 평형상태를 유지하려 하므로 안정평형상태가 된다.

저어널의 회전속도를 고정시킨채 슬리브의 역회전속도를 영에서부터 서서히 올려가면 먼저 외측유막에서

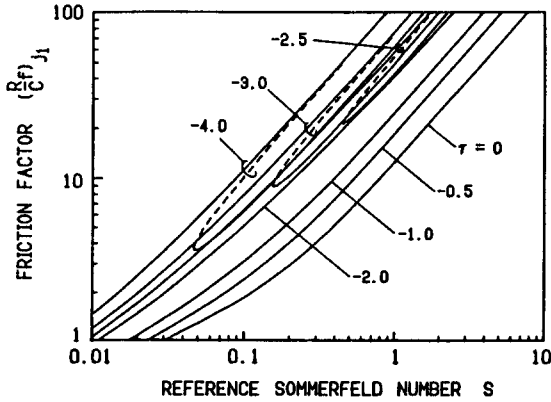


Fig. 6. Friction factor at journal surface versus reference Sommerfeld number
(— : stable state, ---- : unstable state)

등속역회전상황이 일어난다. Fig. 5에서 $\gamma=0$ 으로부터 γ 가 작아지는 방향으로 진행하면 $\gamma=-0.1$ 보다는 조금 작은 어떤 값 $\gamma=\gamma_A$ 까지는 안정된 평형상태만을 거쳐오다가 $\gamma=\gamma_A$ 의 상태에서 미소교란에 의해 α 가 조금 작아지던지 또는 정상적으로 γ 가 조금만 더 작아지면 도약현상(Jump Phenomenon)에 의해 부근에 있는 안정된 평형상태로 급속히 이행함으로써 외측유막에서의 등속역회전상황을 지나가게 되며, 이후 슬리브의 역회전속도를 더욱 높이면 외측유막에서 등속역회전이 일어나는 상황에 이르기 까지 계속 안정된 평형상태를 유지하면서 운전된다. 내측유막에서 등속역회전이 일어나려는 상황, 즉 α 가 -1 에 매우 가까와 질때는 이론적으로 내측유막에서 링의 내면에 미치는 마찰토크가 무한히 커질 수 있으므로, 준정상상태운전(quasistatic operation)을 가정할 때에는, 링의 회전속도는 절대로 $-\omega_r$ 보다 작아질 수 없다. 따라서, Fig. 5에서 $\alpha=-1$ 인 직선과 예를 들어 $\gamma=-4.0$ 의 $\alpha>-1$ 인 쪽에 있는 하향곡선 사이에는 $\gamma=-4$ 보다 작은 γ 에 대응하는 무수히 많은 곡선 및 안정 평형상태가 존재하고, 또한 $\alpha=-1$ 인 직선과 $\alpha<-1$ 인 쪽에 있는 상향곡선 사이에는 $\gamma=-4$ 보다 작은 γ 에 대응하는 무수히 많은 곡선 및 불안정평형상태가 존재하게 되는데, γ 가 작아질수록 $\alpha=-1$ 인 직선을 중심으로 서로 마주하고 있는 두 평형상태사이의 간격은 더욱 좁아진다. 슬리브의 역회전속도가 커져서 $\alpha=-1$ 에 근접한 안정 평형상태에 있던 계에 어떠한 교란이 와서 가까이 있는 α 가 -1 보다 작은 불안정평형상태를 지나게 되면 그 순간 계는 더 이상 원래의 안정된 평형상태로 돌아오지 못하고 α 가 -1 보다 훨씬 작은 곳에 있는 새로운 안정 평형상태로 이행하게 되므로, 슬리브의 역회전속도가 저어널속도에 비해 상당히 클 경우 $\alpha=-1$ 의 근방에

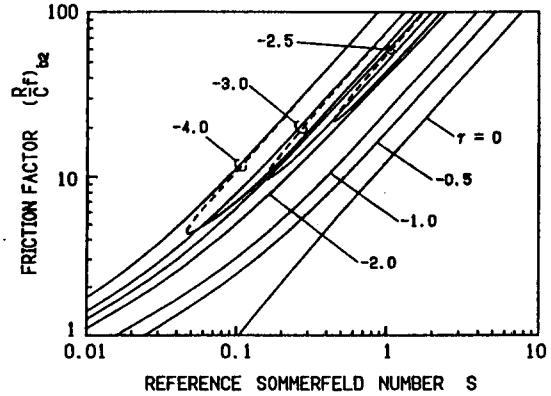


Fig. 7. Friction factor at sleeve surface versus reference Sommerfeld number
(— : stable state, ---- : unstable state)

있는 안정평형상태는 실제로 α 를 작게하는 교란에 대해서는 불안정할 가능성이 많은 일종의 불안정평형상태로 볼 수 있으며, 결국 내측유막에서 등속역회전이 일어나는 상황에 대한 진정한 평형상태는 α 가 -1 보다 작은 곳에 있는 안정평형상태라고 할 수 있다. 이후 계속 슬리브의 역회전속도를 올리면 α 가 -1 보다 작은 안정 평형상태를 유지하면서 지나가게 된다.

만일 슬리브의 역회전속도를 다시 내리게 되면, 안정 평형상태를 유지하면서 오다가 $\gamma=\gamma_B$ 가 되었을 때 미소 교란에 의해 α 가 조금 커지던지 또는 슬리브의 역회전속도를 조금만 더 내리면 α 가 -1 보다 큰 안정평형상태로 도약하게 되고, 이후 슬리브의 역회전속도를 더 내리면 안정평형상태를 따라 계속 지나오다가 $\gamma=\gamma_A$ 가 될 때 또 한번의 도약을 함으로써 외측유막의 등속역회전상황을 지나게 되며, 마침내 슬리브를 정지시킬 수가 있게 된다.

이번에는 슬리브를 원하는 역회전속도로 올린 후 저어널의 속도를 영에서부터 천천히 올려나가는 경우를 생각하면, 먼저 내측유막에서 등속역회전상황이 발생하게 되는데 이 때는 저어널의 속도를 고정하고 슬리브의 역회전속도를 증가시킬 경우 외측유막의 등속역회전상황의 통과시와 같이 약간의 도약에 의해 지날 수 있고, 그 후 일어나는 외측유막의 등속역회전상황도 슬리브의 역회전속도를 증가시킬 경우 내측유막의 등속역회전상황에서와 같은 상당히 큰 도약에 의해 통과할 수 있게 된다. 따라서, 어떤 운전경로를 따르더라도 내외측유막의 등속역회전상황은 도약현상에 의해 새로운 평형상태로 이행함으로써 통과함을 알 수 있다.

Fig. 4를 보면 $\gamma=-0.5$ 인 경우는 상당히 넓은 기준 좀머펠트 수의 영역에 대하여 링의 무차원 회전속도 α 가

영에 가까운 값을 나타내고 있는데, 이는 상기의 경우 대부분의 운전조건에서 링은 거의 회전하지 않는채 저어널과 슬리브만의 회전에 의해 내외측유막에서의 부하능력이 발생되고 있음을 보여주는 것이며, 이로부터 슬리브의 무차원 회전속도 γ 에 따라 내외측유막의 간극비 β 를 잘 선택하면 링이 전혀 회전하지 않도록 설계하는 것도 가능함을 알 수 있다.

Fig. 6과 7은 슬리브의 무차원 회전각속도 γ 의 변화에 따른 저어널면 및 슬리브면에서의 마찰인자와 기준 줌머펠트 수의 관계를 나타낸 것인데, 슬리브의 무차원 회전속도가 작아짐에 따라 마찰인자는 증가하고 있음을 알 수 있다. 여기서도 $\gamma = -2.5, -3.0$ 및 -4.0 인 경우에는 마찰인자의 급격한 변화를 나타내는 영역이 있는데, 이 또한 내측유막에서 저어널과 링이 거의 등속역회전함으로써 발생하는 급격한 부하능력변화에 따른 것이다.

4. 결 론

역회전 프로토틀링저어널베어링의 정특성을 등은 유한장베어링이론으로 해석하였다. 기존의 진원형 단일유막 베어링으로는 부하능력이 발생하지 않아 사용할 수 없었던 저어널과 슬리브가 등속역회전하는 경우에도 프로토틀링저어널베어링은 상당한 부하능력을 가지며, 잘 설계된 프로토틀링저어널은 역회전 저어널-베어링 계를 충분히 지지할 수 있음을 이론적으로 확인하였다. 또한, 내외측유막에서 링에 미치는 마찰토크와 링의 회전속도와의 관계를 조사하여 평형상태들의 안정성을 판별하고 내외측유막에서의 등속역회전 상황은 불안정평형상태에서 안정평형상태로의 도약에 의해 통과할 수 있음을 밝힘으로써, 저어널과 슬리브의 가속 또는 감속 과정에 따른 저어널-베어링계의 운전경로를 규명하였다. 프로토틀링저어널베어링은 역회전 저어널-베어링 계에 있어 구름베어링을 대체할 가능성을 지니고 있다고 할 수 있다.

기호설명

- C : 반경방향 평균간극
- D_1, D_2 : 링의 내외경
- f_b : 동수압적 압력에 의한 반력
- G_2 : 링에 걸리는 슌마찰토크의 무차원량

$$= \left[\frac{R}{C} f_{b1} - \beta(1+\sigma) \right] \left[\frac{R}{C} f_{j2} \right]$$

- h : 유막두께
- J : 자코비안 행렬
- L : 슬리브 및 링의 길이
- P : 유막내의 압력

- R_1, R_2 : 링의 내외반경
- $\left[\frac{R}{C} f \right]_{j1}$: 저어널면의 마찰인자 = $\frac{T_{j1}}{W_j C_1}$
- $\left[\frac{R}{C} f \right]_{j2}$: 링 외면의 마찰인자 = $\frac{T_{j2}}{(W_j + W_r) C_2}$
- $\left[\frac{R}{C} f \right]_{b1}$: 링 내면의 마찰인자 = $\frac{T_{b1}}{W_j C_1}$
- $\left[\frac{R}{C} f \right]_{b2}$: 슬리브면의 마찰인자 = $\frac{T_{b2}}{W_j C_1}$
- S : 기준 줌머펠트 수 = $\frac{\eta R_1^3 L \omega_j}{\pi W_j C_1^2}$
- S_1 : 내측유막의 줌머펠트 수 = $\frac{\eta R_1^3 L (\omega_j + \omega_r)}{\pi W_j C_1^2}$
- S_2 : 외측유막의 줌머펠트 수 = $\frac{\eta R_2^3 L (\omega_r + \omega_b)}{\pi (W_j + W_r) C_2^2}$
- T : 마찰토크
- W_j : 베어링에 작용하는 하중
- W_r : 링의 자중
- u : 윤활면의 선속도
- α : 링의 무차원 회전각속도 = ω_r / ω_j
- β : 내외측유막의 간극비 = C_2 / C_1
- γ : 슬리브의 무차원 회전각속도 = ω_b / ω_j
- δ : 링의 내외경비 = D_2 / D_1
- ϵ : 편심율
- η : 윤활제의 절대점도
- θ : 최대유막두께 지점으로부터의 각도
- θ_c : 유막파단이 시작되는 위치
- σ : 링의 자중과 베어링에 작용하는 하중의 비 = W_r / W_j
- ϕ : 편심각
- Ω_r, Ω_c : 완전유막영역 및 공동영역
- $\omega_j, \omega_r, \omega_b$: 저어널, 링 및 슬리브의 각속도

하첨자

- 1 : 내측유막
- 2 : 외측유막
- b, j : 유막에서 베어링 및 저어널 상당면
- k : k번째 반복계산
- x, y : x, y방향

참 고 문 헌

1. Vance, J.M., 1988, Rotordynamics of Turbomachinery, John Wiley & Sons, Inc., pp.45-47.
2. Pinkus, O., 1962, "Counterrotating Journal Bearings," ASME Journal of Basic Engineering, Vol.84,

- pp.110-115.
3. Orcutt, F.K. and Ng, C.W., 1968, "Steady-State and Dynamic Properties of Floating-Ring Journal Bearing," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 90, pp.243-253.
 4. Tanaka, M. and Hori, Y., 1972, "Stability Characteristics of Floating Bush Bearings." ASME Journal of Lubrication Technology, Vol.94, pp.248-259.
 5. Li, C.H. and Rohde, S.M., 1981, "On the Steady State and Dynamic Performance Characteristics of Floating Ring Bearings," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol.103, pp.389-397.
 6. Wilcock, D.F., 1983, "Load Carrying Efficiency of Floating Ring Journal Bearings," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol.105, pp.605-608.