

유체 윤활 베어링

하 현 천*

(창원대학교 메카트로닉스공학부)

1. 머리말

베어링은 고속으로 회전하는 로터를 안정하게 구속 지지함과 동시에 마찰 손실을 최소화 시켜 시스템의 운전을 원활하게 해주는 기계요소 중의 하나이다. 이는 기계 공업에서 가장 기본이 되는 요소 기술로써 한 나라의 기계공업의 수준을 나타내는 척도로써 활용되기도 한다.

베어링의 기본적인 역할은 하중지지가 주 목적이지만, 고속 회전기계에서는 충분한 신뢰성을 유지하는 것이 더 중요하다. 실제로 터빈과 같은 대형 고속 회전 기계에서 발생하는 대부분의 문제들은 회전하는 요소 즉, 베어링과 관련되어 나타나고 있다. 이 같은 문제는 종종 시스템 전체의 운전을 어렵게 하기 때문에 운전 정지와 보수에 따른 손실이 막대하다.

우리나라의 산업 현장에서는 수십만 아니 수백만 대의 회전기계가 사용되고 있다. 문제는 이들 대부분의 회전기계, 특히 대형 고속 회전기계는 외국에서 수입된 기계로서 외국사에 의해 설계되고 제작된 베어링이 사용되고 있는 점이다. 통계 자료를 살펴보면, 회전기계에서 발생하는 대부분의 문제들은 베어링과 관련되어 나타나고 있다. 그래서 이들 기계에서 문제가 발생하면, 많은 비용을 들여서 외국 기술자를 초빙해서 자문을 구하는

것은 물론이고, 제조 원가의 몇 배를 주고 베어링을 수입해서 사용한다. 그러다 또 고장이 나면, 이러한 행위를 반복하고 있다. 이것이 국내 산업현장의 현실이다. 왜냐하면, 베어링이 산업현장의 핵심요소로써 매우 중요함에도 불구하고, 여태까지 국내에서는 베어링이 소모품으로만 인식되어 왔기 때문이다. 그 결과 산업현장에서 사용되고 있는 무수한 회전기계의 유지 보수에 막대한 경제적 손실을 지불해 오고 있다. 뿐만 아니라, 베어링에 대한 기술부족으로 고속 고정밀 회전기계 신제품을 개발하는 데에도 한계가 있기 때문에 국가 전체의 경쟁력을 저하시키는 결과를 초래한 사실을 간과해서는 절대로 안 된다.

따라서 산업기계의 효율적인 사용과 보수비용 절감은 물론, 경쟁력 있는 신제품 개발 등을 위해서는 시스템을 설계하는 기술자는 물론, 운전 기술자와 정비 기술자 모두에게 베어링의 특성에 대한 올바른 이해와 설계 개념에 대한 기본 지식이 필요하다. 특히 근래에 들어서는 초고속 고밀도 회전기계의 개발에 대한 관심이 많아지면서 이에 널리 사용되는 유체 윤활 베어링의 특성에 대한 관심이 더욱 높아지고 있다. 유체 윤활 베어링은 고속, 고정밀, 고하중용 베어링으로서 터빈, 펌프, 압축기, 발전기, 모터, 기어박스, 공작기계 등에 널리 사용되고 있다.

이 글에서는 유체 윤활 베어링의 기본 원리와

* E-mail : tubolink@empal.com

설계 변수 및 설계 기준, 응용, 그리고 연구 동향 등에 대해 간략하게 소개하고자 한다.

2. 베어링의 종류 및 특성

베어링은 마찰의 형식에 따라 크게 유체 윤활 베어링(또는 미끄럼 베어링, fluid film bearing)과 구름 베어링(rolling element bearing)으로 구분한다. 그림 1은 베어링의 종류와 형식을 도식적으로 나타낸 그림이다. 유체 윤활 베어링은 수많은 기계요소 가운데서 제일 긴 역사를 가진 것 중의 하나이다. 구름 베어링이 크게 발달한 현재에도 유체 윤활 베어링은 증기터빈, 가스터빈, 압축기, 펌프, 발전기, 내연기관 등의 고속 회전기계와 각종 정밀한 공작기계 등에 널리 사용되고 있다. 이것은 유체 윤활 베어링이 고하중을 지지할 수 있고, 수명이 길고, 흡진성과 내충격성을 가지며, 소음이 작다는 등의 많은 장점을 지니고 있기 때문이다. 그림 2는 고속 터보 압축기계용 베어링으로 널리 사용되고 있는 유체 윤활 베어링인 틸팅 패드 저널 베어링과 taper-land 추력 베어링의 사진을 보여주는 그림이다.

구름 베어링은 두 물체 사이에 윤활제 대신 구름요소(볼 또는 롤러)를 넣어 마찰력을 감소시키는 베어링이다. 그렇다고 윤활제가 전혀 필요 없는 것은 아니다. 실제로 구름 베어링은 구름 운동

이외에 미끄럼 운동을 하는 부분도 있으므로 윤활제를 사용하여야만 마찰력을 더욱 더 적게 하고 고속에도 견딜 수 있다. 최근에는 자석의 흡인력 또는 반발력을 이용하여 물체를 부상시키는 자기 베어링이 사용되기도 한다. 자기 베어링은 온라인 정밀 제어와 고속회전의 장점은 있으나, 시스템이 복잡하고, 하중지지 능력이 작기 때문에 산업기계에는 활용도가 낮으나, 항공 우주 설비 등에 응용되고 있다.

터빈 로터와 같이 무겁고 고속으로 운전하는 로터에는 보통 유체 윤활 베어링이 사용되고 있다. 이는 로터의 하중이 매우 크고, 축의 회전 속도가 높아지면, 구름 베어링으로서는 구름요소의 피로 수명의 한계 때문에 사용이 불가능하기 때문이다. 또한, 유체 윤활 베어링은 우수한 감쇠 특성을 지니고 있을 뿐만 아니라 설계자가 의도한 대로 베어링의 강성과 감쇠 계수를 조정할 수 있기 때문에 고속 회전축계의 진동 신뢰성을 높일 수 있다.

3. 유체 윤활 베어링의 기본 원리

유체 윤활 베어링은 상대 운동하는 두 물체 사이에 윤활유를 공급하여 유막 내부에 압력이 발생되게 함으로써 즉, 두 물체를 분리시켜 유체 막이 형성되게 함으로써 상대운동을 원활하게 해주는 베어링이다. 유막 내부에 압력이 발생하는 메커니즘은 크게 3가지이다. 쉐기형상(conver

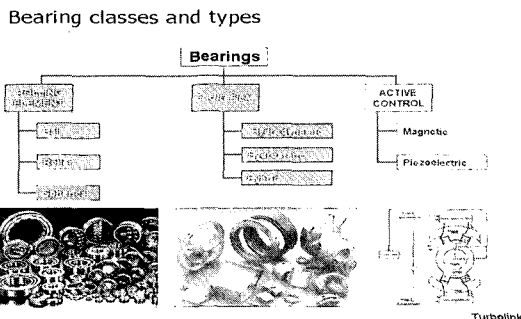


그림 1 베어링의 종류

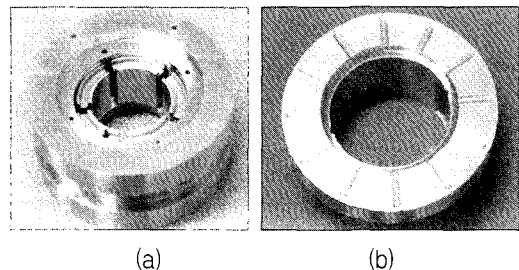


그림 2 유체 윤활 베어링 : (a) 틸팅 패드 저널 베어링, (b) 트러스트 베어링

특집 베어링

ging wedge shape)의 두 물체의 상대운동에 의한 동수압(hydrodynamic pressure), 짜내기(squeeze film) 효과에 의한 압력, 그리고 외부에서 공급되는 급유 압력에 의한 정압력(hydrostatic pressure) 등이다. 그림 3은 이들 유체 윤활 베어링의 압력발생 메커니즘을 도식적으로 보여주는 그림이다.

회전기계에 사용되는 대부분의 유체 윤활 베어링은 동수압 베어링이다. 동수압이 발생되기 위해서는 썸기형 틈새(wedge shape), 상대운동, 점성 유체 등의 3가지 요소가 반드시 필요하다. 즉, 두 평판이 상대 운동을 하면, 점성을 가진 윤활유가

움직이는 평판의 표면에 부착되어 썸기형 틈새로 흘러 들어간다. 이 때, 썸기형 틈새 내부를 통과하는 윤활유는 앞으로 갈수록 틈새가 점점 좁아지게 되므로 그 부피가 압축되려는 데 대한 반발력 즉, 동수압이 발생된다. 이것이 동수압 유체 윤활 베어링의 압력발생에 대한 기본 원리이다. 그림 4는 일반 유체 윤활 베어링의 동수압의 발생을 위한 요소와 압력분포를 도식적으로 보여주는 그림이다. 이 때 발생한 압력의 크기가 베어링의 하중지지 능력(load carrying capacity)을 결정하게 된다. 이들 요소 중 어느 하나라도 만족하지 않으면 동수압은 결코 발생하지 않는다. 그림 5는 저널 베어링으로 알려진 대표적인 동수압 베어링의 압력 분포를 보여주는 그림이다.

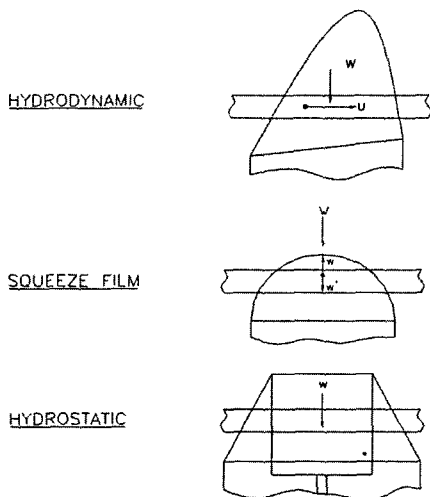


그림 3 완전 유체 윤활 베어링의 메커니즘

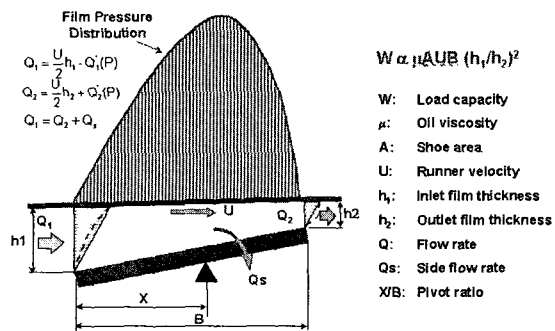


그림 4 동수압 베어링의 압력 분포

4. 베어링 특성 해석

회전기계의 수명을 연장하고, 운전 효율을 높이기 위해서는 기계의 특성에 적합한 베어링을 선정하는 것이 무엇보다도 중요하다. 이렇게 하려면, 우선 베어링의 특성을 정확하게 파악해야 한다. 베어링의 특성에는 베어링 형상, 하중, 속도, 윤활유의 점도 등 여러 가지 요소가 영향을 미친다.

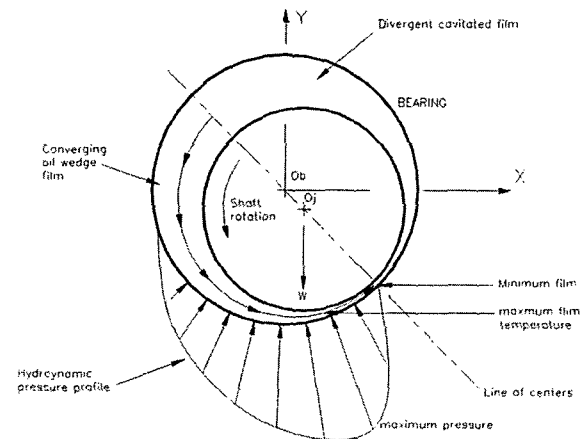


그림 5 저널 베어링의 압력분포

뿐만 아니라, 고속으로 운전하는 대형 유체 윤활 베어링에서는 점성 마찰에 의한 열 발생량이 매우 많고, 유체의 흐름도 거의 난류 상태이기 때문에 베어링의 특성을 정확하게 파악하기란 쉽지 않다.

베어링의 특성은 크게 두 가지로 구분된다. 하나는 정적 특성이고, 다른 하나는 동적 특성이다. 정적 특성은 베어링이 정상 상태에서 축의 하중을 제대로 지지하는 지 평가하기 위한 특성으로써 부하 지지 능력, 압력 분포, 유막 두께 분포, 온도 분포 등이다. 동적 특성은 고속으로 회전하는 축-베어링 시스템의 운전신뢰성 평가하기 위한 특성으로써 베어링의 강성과 감쇠계수 등이 이에 해당한다. 이러한 유체 윤활 베어링의 특성을 수치적으로 구하기 위한 지배 방정식과 계산 과정을 간단히 설명하면 다음과 같다.

4.1 지배 방정식

베어링에 대한 대부분의 결과들은 특정한 가정을 사용하여 주로 정성적인 경향만 제시하고 있기 때문에 실제 현상과 이론 예측과는 상당한 차이가 존재한다. 이러한 원인은 구조적으로 유동상태가 복잡하여 이론 계산이 까다로운 점도 있으나, 그 보다는 과도한 온도상승이나 난류의 영향, 그리고 이론 해석에 필요한 적합한 경계조건 선정이 어렵기 때문이다.

고속 회전기에 사용되는 유체 윤활 베어링은 점성 마찰에 의한 열량이 많고 거의 난류 영역에서 운전되기 때문에, Ha 등⁽⁷⁾에서와 같은, 윤활유의 점도와 난류를 고려한 아래의 3차원 레이놀즈 방정식이 사용된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{G} h^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right) \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\bar{G} h^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \zeta} \right) = \frac{\partial (\bar{h} \bar{F})}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} \quad (1)$$

여기서

$$\bar{G} = \int_0^{\eta} \left(\frac{f_2(\theta, \zeta)}{f_1(\theta, \zeta)} f_1(\theta, \eta, \zeta) - f_2(\theta, \eta, \zeta) \right) d\eta.$$

$$\bar{F} = \frac{f_2(\theta, \zeta)}{f_1(\theta, \zeta)}, \quad f_1(\theta, \eta, \zeta) = \int_0^{\eta} \frac{d\eta}{\mu(1 + v/v_c)}$$

$$f_2(\theta, \eta, \zeta) = \int_0^{\eta} \frac{\eta d\eta}{\mu(1 + v/v_c)}$$

동특성을 해석하기 위해 정적 평형 상태에서부터 축과 패드의 미소 섭동을 고려하여, 축과 패드의 미소섭동에 의해 난류 계수와 윤활유의 점성계수가 영향을 받지 않는다고 가정하고, 무차원 섭동 압력 $\bar{P}_X, \bar{P}_Y, \bar{P}_\gamma, \bar{P}_X, \bar{P}_Y, \bar{P}_\gamma$ 는 다음과 같은 미분 방정식으로 나타내 진다.

$$S\{\bar{P}_O\} = \frac{\partial(\bar{F}h_o)}{\partial \theta} \quad (2)$$

$$S\{\bar{P}_X\} = 2 \frac{\cos \theta}{\bar{h}_o} \frac{\partial(\bar{F}h_o)}{\partial \theta} - \left(\bar{F}h_o - 3\bar{G}h_o^{-3} \frac{\partial \bar{P}_O}{\partial \theta} \right) \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\cos \theta}{\bar{h}_o} \right) \quad (3)$$

$$S\{\bar{P}_Y\} = 2 \frac{\sin \theta}{\bar{h}_o} \frac{\partial(\bar{F}h_o)}{\partial \theta} - \left(\bar{F}h_o - 3\bar{G}h_o^{-3} \frac{\partial \bar{P}_O}{\partial \theta} \right) \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\sin \theta}{\bar{h}_o} \right) \quad (4)$$

$$S\{\bar{P}_\gamma\} = -2 \frac{\sin(\theta_p - \theta)}{\bar{h}_o} \frac{\partial(\bar{F}h_o)}{\partial \theta} - \left(\bar{F}h_o - 3\bar{G}h_o^{-3} \frac{\partial \bar{P}_O}{\partial \theta} \right) \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\sin(\theta_p - \theta)}{\bar{h}_o} \right) \quad (5)$$

$$S\{\bar{P}_X\} = -\cos \theta, \quad S\{\bar{P}_Y\} = -\sin \theta, \quad S\{\bar{P}_\gamma\} = \sin(\theta_p - \theta) \quad (6)$$

위 식들에서 좌측 항 $S\{\}$ 는 다음과 같이 정의되는 함수이다.

$$S\{\Psi\} = \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{G} h_o^{-3} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\bar{G} h_o^{-3} \frac{\partial \Psi}{\partial \zeta} \right) \quad (7)$$

유막에서 발생된 열량과 베어링 면의 온도분포

특집 베어링

를 구하기 위해서는 3차원 에너지 방정식과 열전도 방정식이 사용된다. 다음 식은 베어링의 온도 분포를 구하기 위해 사용된 3차원 에너지 방정식이다.

$$\bar{U} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} + \left(\frac{R}{L}\right) \bar{W} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \zeta} = \frac{1}{Pe h_0^2} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\left(1 + \bar{\mu} \frac{Pr v_t}{Pr^+ v}\right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \eta} \right) + \Lambda \frac{\bar{\mu}}{h_0^2} \left(1 + \frac{v_t}{v}\right) \left(\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial \eta}\right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{W}}{\partial \eta}\right)^2 \right) \quad (8)$$

여기서 Pe 는 Peclet 수, Pr 은 Prandtl 수, Pr^+ 는 turbulent Prandtl 수, 그리고 Λ 는 dissipation 수로서 각각 다음과 같이 나타내진다.

$$Pe = \rho c_p \omega C_p^2 / k, \quad Pr = \mu_s c_p / k,$$

$$Pr^+ = v_t / \nu_H, \quad \Lambda = \mu_s \omega / \rho c_p T_s (C_p / R)^2$$

그리고, V_t 와 V_H 는 각각 eddy viscosity와 eddy diffusivity이다. 지배 방정식의 해를 구하기 위해 사용된 다른 조건들은 Ha 등⁽⁷⁾에서 언급된 바와 같다.

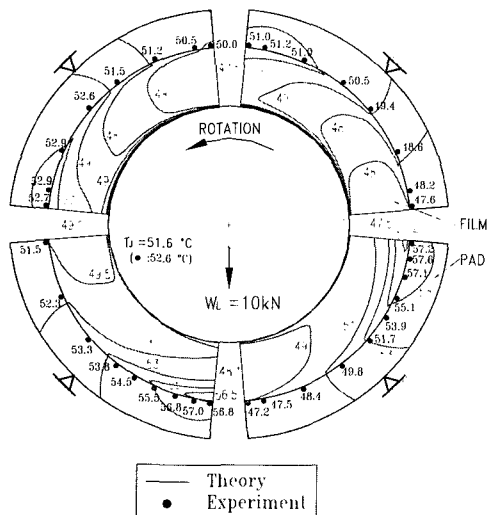


그림 6 틸팅 패드 저널 베어링의 온도 분포

4.2 수치 해석 및 결과 예

유막의 점도 변화를 고려한 난류 레이놀즈 방정식은 유체의 점성계수에 대하여 비선형이고, 유체의 점성계수는 유막의 온도에 의존된다. 따라서 온도와 난류를 고려한 지배 방정식 즉, 레이놀즈 방정식과 에너지 방정식과 같은 편미분 방정식의 해를 구하기 위해서는 국소 전단응력, 유막온도, 유막압력 등의 동시에 수렴될 때까지 반복 계산법에 의한 수치 해석으로 구해진다. 수치해석 방법으로는 유한차분법(finite difference method)과 유한요소법(finite element method) 등이 이용되고 있다. 이 중에서 유한차분법이 베어링의 해석에 가장 널리 사용되고 있다. 일반적으로 베어링 전체의 열적 평형 조건을 만족하기 위한 수렴 조건은 전체 온도분포의 합의 변화율이 0.1% 이하이면 충분하다. 베어링의 압력 및 온도분포가 완전히 수렴되면, 베어링의 부하능력, 마찰손실, 강성 및 감쇠 계수 등이 구해진다. 그림 6은 대형 고속 틸팅 패드 저널 베어링의 온도분포를 해석 결과와 실험 결과를 비교하여 나타낸 그림이다.

5. 축계(rotor-bearing system) 설계에의 응용

5.1 베어링 선정

축계 운전 신뢰성 확보를 위해서 가장 중요한 것은 운전 조건에 맞는 베어링의 형상과 크기가 정하는 일이다. 회전기계의 축계 설계를 위해서는 주어진 조건 하에서 기계의 성능이 유지될 수 있도록 정적 특성(계의 굽힘, 전단 강도, 피로 수명 등)뿐만 아니라 위험속도, 불평형 진동 응답, 안정성 등의 동적 특성을 충분히 고려해야 한다. 기본적으로 축의 형상과 치수가 결정되면, 베어링에 걸리는 하중, 운전 속도, 계의 동특성 등을 고려하여 운전조건에 적합한 베어링의 형상과 치수를 결정한다.

그림 7은 일반적인 회전기계 시스템에서 베어링

형상과 치수를 결정하기 위한 과정을 도식적으로 나타낸 그림이다. 시스템에 적합한 베어링의 요건은 축의 하중을 지지함과 동시에 적절한 강성과 감쇠를 가짐으로써 회전하는 기계의 진동과 소음 등이 최소화 되도록 하는 일이다.

우선 베어링이 선정되면, 이 베어링이 설계 기준에 만족되는지 평가해야 한다. 문제점이 발견되거나 설계 허용 범위 내에서 수정하고자 하는 부분이 있으면, 베어링의 형상, 치수, 배치구조, 공급 유량 등을 재검토하여 운전 조건에 적합한 베어링이 선정될 수 있도록 베어링의 형상과 크기를 수

정한다.

그림 8은 회전기계에 널리 사용되는 저널 베어링의 주요 형상을 나타낸 그림이다. 다양한 형태의 베어링 형상은 축계의 고속 안정성 특성을 도모하기 위해 발전되어 왔다. 원형 보다는 타원형, 타원형 보다는 off-set 베어링, 이보다는 틸팅 패드 형상의 베어링이 안정성 특성이 탁월하게 우수하기 때문에 고속회전 기계에서는 구조가 복잡하고 가격이 비싼 틸팅 패드 저널 베어링을 널리 사용하고 있다.

5.2 저널 베어링의 설계 기준

완전한 유체 윤활 영역에서 운전되는 저널 베어링은 적절한 설계와 윤활관리를 통하여 운전 한도(operating limits)내에서만 사용되도록 하면, 거의 무한대의 수명을 가진다. 그러나 과부하(overload), 공급 윤활유의 부족, 이물질의 혼입, 축정렬 불량, 그리고 외부 교란에 의한 과대 진동 등이 베어링의 수명을 단축시키기도 한다.

저널 베어링의 운전 한도는 다음과 같은 설계 기준(design criteria)에 의해 정해진다. 완전한 유막 형성을 위한 최소 유막 두께, babbitt 면의 건전성을 위한 최대 메탈 온도(maximum metal temperature)와 최대 유막 압력(peak oil film pressure), 그리고 베어링의 자려진동 방지를 위한 안정성(stability) 특성 등이다.

베어링에서 가장 기본이 되는 운전 한도는 부하 하중이다. 그림 9는 일반적인 미끄럼 베어링의 운전한도를 나타낸 그림으로 회전속도에 따라 서로 다른 설계 기준을 적용함으로써, 회전 속도에 따라 허용 부하 하중의 크기가 다르게 규정되고 있음을 알 수 있다. 이는 설계 기준이 운전 속도에 따라 구분되어 적용되기 때문이다. 즉, 저속에서는 최소 유막 두께에 의해 운전 한도가 정해진다. 왜냐하면, 저속에서는 최소 유막 두께를 유지할 수 있는 하중만 부가된다면, 온도와 압력이 그다지 문제가 되지 않기 때문이다. 반면 중속에서는 동수압

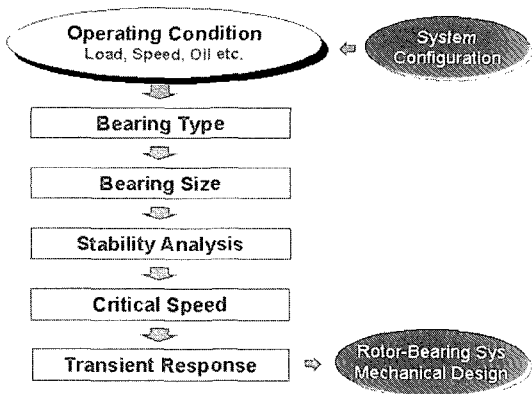


그림 7 베어링 선정을 위한 설계 순서

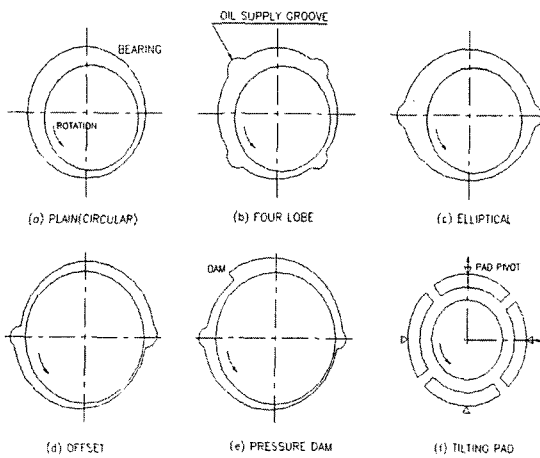


그림 8 저널 베어링의 종류

특집 베어링

에 의해 어느 정도의 충분한 유막이 형성되고, 온도도 그다지 높지 않기 때문에 최대 면압이 설계 기준이 된다. 면압이 babbitt metal의 항복응력 보다 커지면, 운전 중에 베어링면의 소성변형이 발생되기 때문이다. 그러나, 속도가 충분히 높아지면, 마찰에 의한 온도가 급격히 높아지기 때문에 최대 온도를 설계 기준으로 하여 허용 부하 하중의 크기를 정한다. 이는 베어링 메탈의 항복응력이 온도 증가에 의해 급격히 줄어들기 때문이다. 그러나, 이것은 어디까지나 정적인 특성만을 고려한 것이므로 이 설계 기준을 만족한다고 해서 베어링의 설계가 완전하다고 할 수 없다. 저널 베어링은 유막의 불안정 현상에 의해 자려 진동이 발생하기 때문에 반드시 안정성 특성을 평가하여 베어링이 설계되도록 해야 한다. 또한, 저널 베어링은 회전 축계의 베어링으로 사용되므로 로터-베어링 시스템의 진동 특성을 평가하여 적절한 지지 강성과 감쇠를 갖도록 설계되어야 한다. 따라서 어떤 운전 조건 하에서 최적의 베어링 성능을 유지하고 사고를 미연에 방지하기 위해서는 베어링 특성과 설계 기준을 고려한 종합적인 해석이 반드시 필요하다.

최소 유막 두께, h_{min}

저널 베어링은 운전 중에 동수압에 의한 반력과 축의 무게가 평형이 이루어지도록 축은 적당한 편

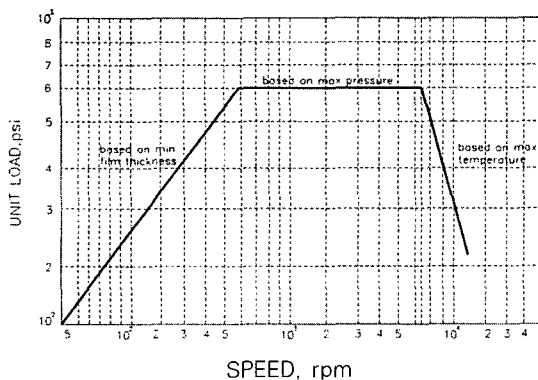


그림 9 유체 윤활 베어링의 설계 기준

심과 자세각을 가진다. 이것에 의해 원주방향으로의 유막두께가 달라진다. 즉, 축의 부하를 지지할 수 있는 최소 유막 두께가 존재한다. 최소 유막 두께는 다음과 같은 특성 때문에 매우 중요한 설계 기준이 된다.

첫째, 최소 유막 두께에서 베어링 파손의 직접적인 원인이 되는 베어링 표면과 저널의 접촉이 일어난다. 다시 말해, 이 값이 너무 작게 되면, 윤활유 내에 불순물이 유입되었을 경우, 이것들이 베어링과 저널 사이의 최소 간극을 통과하지 못하고 베어링면이나 저널 면에 손상을 입히게 된다. 둘째, 최소 유막 두께가 작아지면, 메탈 온도와 유막 압력의 최대치가 급격히 상승된다. 셋째, 갑작스런 외부 교란이나 과부하를 충분히 지지할 수 있도록 최소 유막 두께의 여유가 있어야 한다.

그러나, 최소 유막 두께는 베어링의 형상, 크기, 운전조건, 적용 대상 및 요구되는 신뢰성의 정도 등에 따라 적절한 크기를 가지도록 설계하고 있기 때문에 일의적으로 규정된 값은 없다. 다만, 최소 유막 두께는 기본적으로 다음의 경우를 충분히 허용할 수 있는 적절한 값을 가지도록 베어링시스템 설계자가 제공한다. 그림 10은 저널 베어링 설계에 일반적으로 적용되고 있는 베어링 직경과 최소 유막 두께의 관계를 나타낸 그림이다.

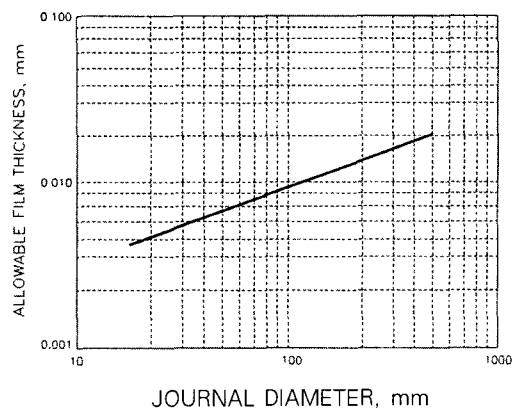


그림 10 저널 베어링의 허용 최소 유막 두께

최대 메탈 온도, T_{max}

실제 운전되고 있는 베어링에서 파손의 주요 원인은 온도 상승에 의해 베어링 메탈의 강도 저하(또는 metal creep)에 의한 파손이다. 그림 11은 베어링 메탈인 babbitt metal의 항복 응력과 온도와의 관계를 나타내는 그림이다. 이 그림으로부터 온도 상승에 의해 베어링 메탈의 인장 및 압축 강도가 급격히 저하됨을 알 수 있다. 따라서 온도 상승에 의한 베어링의 파손을 방지하기 위해서는 베어링면의 최대 온도가 허용치 이내에 들도록 베어링을 설계하여야 한다. 일반적으로 저널 베어링의 최대 메탈 온도는 냉각 방식에 따라 서로 다르게 규정한다. 일반적으로, 윤활유 순환 강제 냉각인 경우에는 최대 125°C, 공냉식인 경우에는 최대 90°C가 넘지 않도록 규정하고 있다.

실제 운전 중에 저널 베어링의 온도 상승량은 크게 변화되지 않지만, 베어링 면의 최대 온도는 운전 조건에 따라 민감하게 변화되기 때문에 정확한 최대 온도를 검출하는 것은 매우 까다로운 일이다. 그래서 어떤 기계에서는 최대 온도 대신 온도 상승량을 측정하기도 한다. 그러나 그림 12에서 보듯이, 온도 상승량은 같더라도 최대 메탈 온도는 서로 다른 경우가 일반적인 현상이다. 뿐만

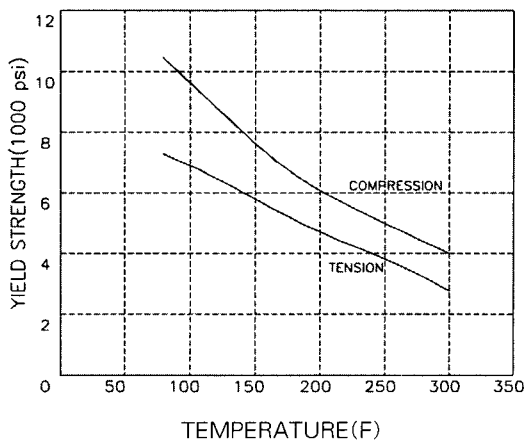


그림 11 베어링 메탈의 항복 응력

아니라, 윤활유의 공급 유량을 증가 시키면, 온도 상승량은 줄어들지만 최대 메탈 온도는 거의 변화가 없다. 따라서, 앞에서 언급했듯이, 실제로 metal creep에 의한 베어링 파손은 최대 온도 위치에서 먼저 발생하기 때문에 베어링에 대한 건전성을 확보하기 위해서는 온도 상승량 보다는 최대 온도에 대한 규정이 더욱 중요하다고 할 수 있다.

최대 유막 압력, P_{max}

베어링 면에 작용하는 국부적인 최대 유막 압력은 또 하나의 운전한도를 결정하는 중요한 설계 기준이 된다. 앞에서 언급했듯이, babbitt 면의 건전성을 확보하기 위해서는 최대 유막 압력이 babbitt metal의 항복응력을 초과해서는 안 된다.

저널 베어링에서 유막의 peak pressure는 일반적으로 단위하중 즉, 평균면압의 약 3배 정도이다. 저널 베어링에서는 단위하중이 너무 작게 설정되면 oil whip의 발생원인이 된다. 따라서 각 베어링의 종류에 따라 단위하중은 적절한 범위 내에 들도록 설계하여야 한다.

안정성 특성(stability)

저널 베어링을 사용하는 축계에서는 로터의 불평형력이나 외부가진력에 관계없이 베어링의 강성과 감쇠만의 성질에 의해 "oil whirl" 또는 "oil whip"의 불안정현상이 발생하여 계의 운전을 불

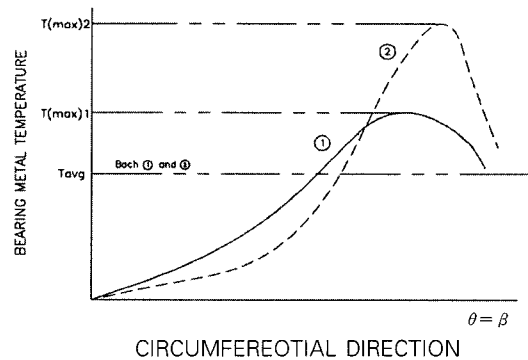


그림 12 최대 온도와 온도 상승량과의 관계

가능하게 하는 단점이 있다. Oil whip은 불안정 진동 주파수가 계의 1차 고유진동수(ω_n)와 일치하여 진동이 증폭되는 공진 현상으로서, 보통 $2\omega_n$ 에서 발생한다. 문제는 일단 oil whip이 발생하면, $2\omega_n$ 이상의 회전속도에서도 불안정 진동이 소멸되지 않고 점차 크지는 특이한 특성이다. 따라서 축계를 설계할 때 이러한 불안정현상이 발생하지 않도록 적절한 베어링을 선택해야 하는데, 실제 불안정현상의 원인이 되는 베어링의 강성과 감쇠는 로터나 지지대의 그것과 달리 회전속도에 따라 계속해서 변화하므로 먼저 베어링의 동특성을 정확하게 규명하는 기술이 절대적으로 필요하다.

저널 베어링에서 유막의 불안정을 야기시키는 원인은 축의 움직임에 대해 접선방향으로 작용하는 힘 즉, tangential force 때문이다. 이 접선력은 유막의 연성 항(cross couple stiffness)에 의해 발생된다. 그림 13은 유막의 연성 력에 의해 발생하는 불안정 에너지의 크기를 도식적으로 보여주는 그림이다. 이 불안정 에너지의 크기를 줄여주면 베어링의 불안정 현상을 줄일 수 있다. 이는 베어링 형상을 바꾸거나 단위 하중 증가, 또는 윤활유의 점도를 낮춤으로써 가능해 진다. 베어링의 형상이 원형, 압력막, 타원형, 3-lobe, 틸팅 패드형

순으로 안전성 특성이 좋아진다. 특히, 틸팅 패드 저널 베어링은 이론적으로 연성 항이 존재하지 않기 때문에 불안정 현상이 발생하지 않는다. 그래서 이 베어링은 1차 위험속도 이상에 운전되거나 외부 불안정 가진이 큰 고속 회전기계의 안전성 향상을 위해 널리 사용되고 있다.

6. 연구 개발 동향

유체 윤활 베어링에 대한 연구는 기계의 고속화, 대형화, 고정밀화와 더불어 꾸준히 진행되어 왔다. 최근에는 마이크로 터빈, 터보압축기 등 초고속 고밀도 회전기계 시스템 개발에 관심이 높아지면서 이에 적합한 베어링 개발에 대한 연구도 활발히 진행되고 있다. 초고속 고밀도 회전기계는 축경은 줄어드는 반면, 더 높은 속도에서 운전되기 때문에 계의 공진은 물론 유체 불안정에 의한 불안정 특성이 강하고, 열적 특성에 민감하다. 따라서 기존의 틸팅 패드 저널 베어링으로서는 운전 신뢰성을 보장하기가 매우 어렵다.

그래서 최근에는 틸팅 패드 베어링에 대한 신뢰성 향상 연구를 많이 수행하고 있으며, 이는 기존의 이 베어링에서 발생되었던 문제점을 개선하는 것이다. 주요 개선 사례를 살펴보면, 피복의 마모 현상을 줄이기 위한 볼-소켓 피복, spragging 손상을 방지하기 위한 anti-spragging 형, 그리고 냉각효과 향상을 직접 급유형 등이다.

볼-소켓(ball-socket) 피복

그림 14는 기존 틸팅 패드 베어링과 볼-소켓 피복부에 대한 단면도를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 기존 틸팅 저널 베어링의 피복 부는 구형상과 평면부가 서로 맞닿아 선 또는 점 접촉을 이루고 있어 과도한 집중 응력이 작용하고 이로 인해 마모가 많이 발생한다. 그러나 볼-소켓 피복 부는 그림에서 보는 바와 같이, 면접촉이 이루어지게 되어 접촉부의 응력이 완만해 지면서 국

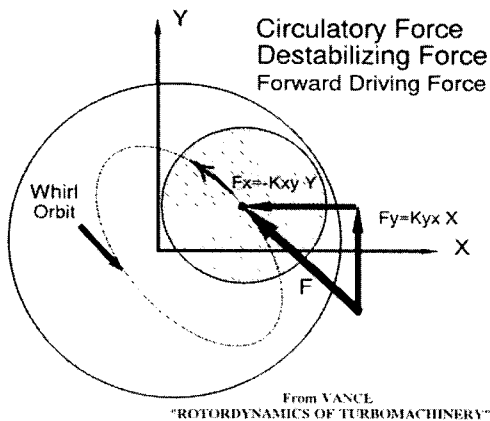


그림 13 저널 베어링의 불안정력

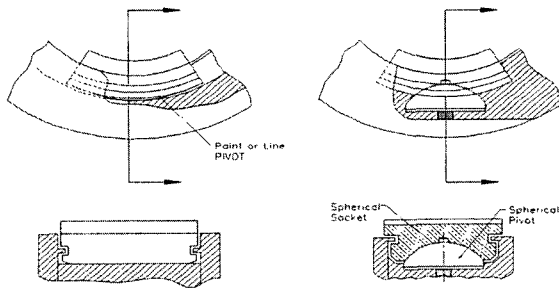
소 마모에 의한 손상이 기존에 비해 훨씬 작게 발생한다. 그림 15는 기존의 선 접촉과 ball-socket 피봇부의 압축 응력을 부하하중의 크기에 따라 나타낸 그림으로서 선 접촉에 비해 볼-소켓의 응력이 현저하게 줄어들게 됨을 보여준다.

Anti-spragging

틸팅 패드 저널 베어링은 상부 패드(upper pad)의 입구부에서 babbitt metal이 피로 파손되거나, 상부 패드를 고정시키는 locking pin이 절단되거나 또는 pin hole이 변형되는 손상이 빈번히 발견되고 있다. 이러한 패드의 파손 및 locking pin의 손상은 spragging 현상에 의해 발생되며, spragging 현상은 근본적으로 상부패드가 베어링 역할을 하지 못하기 때문에 발생한다. 그림 16은 spragging 현상의 발생 메카니즘을 보여주고 있으며, spragging 현상 발생하게 되면, 패드의 입구부

와 축의 표면이 충돌됨으로 인해 babbitt metal에서 피로 손상이 발생하고, 접촉시의 과대한 고체 마찰력에 의해 locking pin이 절단되거나 또는 pin hole이 변형되는 손상이 발생하게 된다.

Spragging현상을 줄이기 위한 anti-spragging 구조의 기본 개념은 상부 패드에도 충분한 동압이 발생하는 메커니즘으로 베어링 형상을 설계하는 것이다. 이는 베어링에 예압을 가해 줌으로써 가능해진다. 베어링의 예압은 서로 다른 곡률 반경의 패드를 사용하되 조립 간극은 일정하다고 가정한 상태에서 구해지며, 이때 조립 간극과 가공 간극의 비를 예압 비(preload ratio)라고 정의한다. 다음 그림 17은 서로 다른 예압 비의 베어링 형상을 나타낸 그림이다. 그림 18은 4-패드 베어링에



(a) 선접촉 피봇 (b)볼-소켓 피봇
그림 14 베어링 피봇

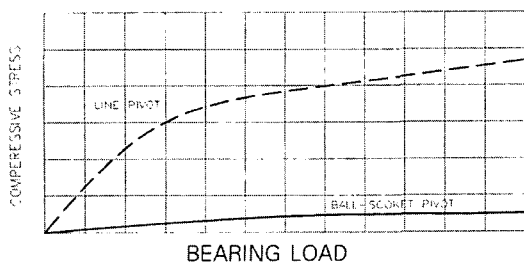


그림 15 베어링 하중과 피봇의 압축 응력과의 관계

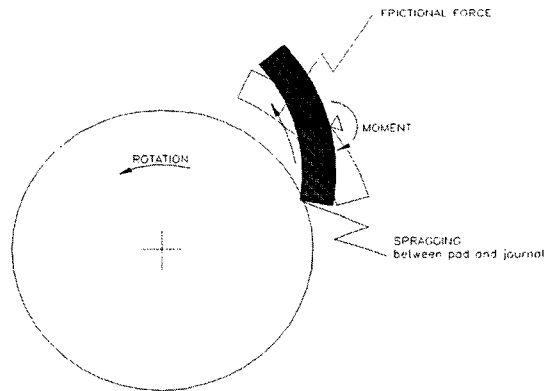
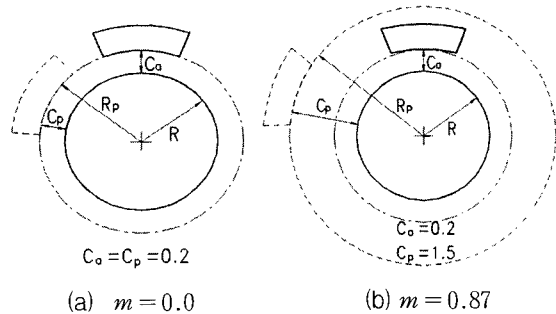


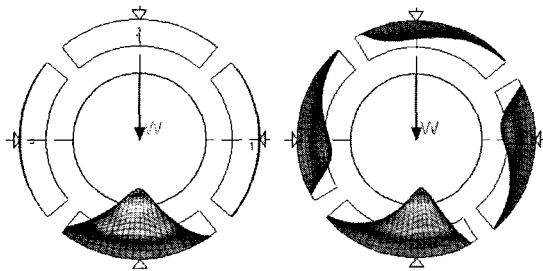
그림 16 저널 베어링 패드의 불안정 메카니즘



(a) $m = 0.0$ (b) $m = 0.87$
그림 17 틸팅 패드 저널 베어링의 예압

특집 베어링

서 예압이 있는 경우와 예압이 없는 경우의 압력 분포를 나타낸 그림이다. 예압이 없는 베어링의 상부 패드는 동수압이 전혀 발생하지 않는 반면, 적절한 예압을 가해주면 상부 패드에서도 충분한 동수압이 발생함을 알 수 있다. 예압은 베어링의 강성 향상과 메탈온도를 줄일 수 있는 역할을 한다. 그림 19는 양수 펌프 터빈용 guide 베어링에 대해 예압을 변경시킴으로써 강성과 메탈온도를 해석적으로 구한 결과이다.⁽⁸⁾ 이 결과에서 보면, 베어링의 강성은 최대로 온도는 최소로 할 수 있는 최적의 예압 영역이 존재함을 알 수 있다.



(a) 예압이 없는 경우 (b) 예압이 있는 경우
그림 18 틸팅 패드 저널 베어링의 압력 분포

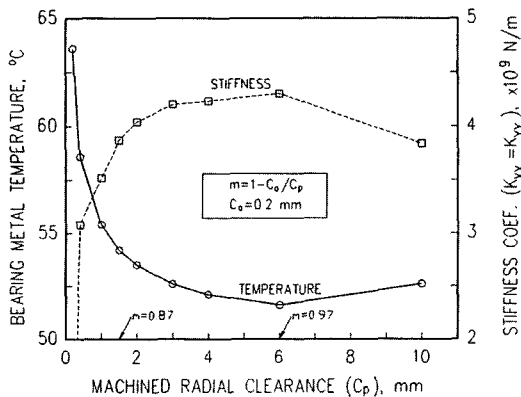


그림 19 예압이 틸팅 패드 저널 베어링의 강성과 온도에 미치는 영향

7. 맺음 말

그동안 우리나라는 고도성장을 위한 생산 위주의 산업 지향으로 인하여 베어링과 같은 핵심부품의 설계에 대한 기술은 거의 외국에 의존하여 왔다. 이로 인해 국내 기계공업의 역사에 비해 핵심 부품의 기술 수준은 낙후되어 있으며, 이로 인해 고속 회전기계는 물론 고정밀 공작기계 등의 개발에 어려움을 겪고 있다.

이 글에서는 고속 회전기계의 핵심 부품인 유체 윤활 베어링의 특성에 대해서 간략히 기술하였다. 짧은 지면으로 유체 윤활 베어링의 특성에 대한 모든 것을 언급하기는 부족한 면이 없잖아 있지만, 유체 윤활 베어링의 설계와 특성에 관심을 가지는 현장 기술자나 공학도들에게 베어링에 대한 이해의 폭을 넓히는 계기가 되기를 기대한다.

참고 문헌

- (1) Wilcock, D. F. and Pinkus, O., 1985, "Effects of Turbulence and Viscosity Variation on the Dynamic Coefficients of Fluid Film Journal Bearing," ASME Journal of Tribology, Vol. 107, pp. 256~262.
- (2) Knight, J. D. and Barret, L. E., 1988, "Analysis of Tilting Pad Journal Bearings with Heat Transfer Effects," ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 128~133.
- (3) Hopf, G. and Schuler, D., 1989, "Investigations on Large Turbine Bearings Working Under Transitional Conditions Between Laminar and Turbulent Flow," ASME Journal of Tribology, Vol. 111, pp. 628~634.
- (4) Fillon, M., Bligoud, J. and Frene, J., 1992, "Experimental Study of Tilting-pad Journal

Bearings : Comparison with Theoretical Thermoelastohydrodynamic Results," ASME Journal of Tribology, Vol. 114, pp. 579~588.

(5) Desbordes, H., Fillon, M., Wai, C. C. and Frene, J., 1994, "Dynamic Analysis of Tilting-pad Journal Bearing : Influence of Pad Deformation," ASME Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 621~628.

(6) Jone, G. J. and Martin, F. A., 1979, "Geometry Effects in Tilting Pad Journal Bearing,"

ASLE Transactions, Vol. 22, pp. 227~244.

(7) Ha, H. C., Kim, H. J. and Kim, K. W., 1995, "Inlet Pressure Effects on the Thermo-hydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing," ASME Journal of Tribology, Vol. 117, pp. 160~165.

(8) Ha, H. C., 2001, "Preload Effects of a Guide Bearing on the Metal Temperature and the Shaft Vibration," ASME Journal of Tribology, Vol. 123, pp. 144~150.