

발전 설비에서의 윤활 기술의 응용



김 호 중

한국중공업(주) 기술연구소

●1959년생.
●트라이볼로지를 전공하였으며, Elastohydrodynamics에 관심이 있다.

1. 머리말

발전 설비는 다양한 부품으로 구성되어 있으며, 많은 부분이 회전력에 의해 운전된다. 대표적인 터빈, 발전기, 펌프, 송풍기 등이 있다. 모든 회전체에는 그것을 지지하면서 마찰을 줄여 회전을 원활하게 하기 위하여 베어링을 사용한다. 베어링은 회전체의 마찰에 의한 동력 손실을 줄일 뿐 아니라 회전체의 동특성에도 영향을 준다. 또한 회전체 운전중 문제점의 원인 중 많은 경우가 베어링에 기인하므로 회전체 제작시 베어링이 적절히 선정되고 설계되어야 한다. 발전 설비에 설치되는 베어링 중 가장 큰 부분을 차지하는 것이 터빈-발전기용 베어링이다. 터빈-발전기용 베어링은 마찰에 의한 동력 손실이 발전소 용량의 약 0.5%를 차지하며, 터빈-발전기 축계의 동특성을 고려한 설계에서 중요한 요소로도 작용한다. 여기서는 발전소의 터빈-발전기용 베어링에 대해서 언급하고자 한다.

2. 터빈-발전기용 베어링

중기 터빈은 화력 발전용과 원자력 발전용으로 대별된다. 화력 발전용 터빈은 회전속도가 3600rpm으로 발전용량이 500MW인 경우 터빈-발전기 회전부(rotor)의 무게가 약 176톤이

다. 원자력 발전용 터빈의 회전속도는 화력 발전용보다 낮은 1800rpm이며, 발전용량이 1000 MW인 터빈-발전기 회전부의 무게는 약 660톤이다. 중기 터빈-발전기에는 저널 베어링(journal bearing)과 드리스트 베어링(thrust bearing)이 설치되어 자중과 축력을 지지한다. 저널 베어링은 회전부의 자중에 의한 하중을 지지한다. 고압 증기가 터빈의 버켓(bucket)을 때려 회전력을 발생시킬 때 버켓의 특성에 의해 축 방향의 힘이 회전부에 가해지는데, 이 축력은 일반적으로 불균형이므로 회전체 전체에 축 방향 하중이 가해지게 된다. 이를 지지하기 위하여 드리스트 베어링을 사용한다. 대표적인 화력 발전용 및 원자력 발전용 터빈-발전기 개념도가 그림 1에 나타나 있다. 화력 발전용에는 통상 8개의 저널 베어링과 1개의 드리스트 베어링이 설치되고, 원자력 발전용에는 10개의 저널 베어링과 1개의 드리스트 베어링이 설치된다. 화력용 및 원자력용 저널 베어링의 내경이 각각 350~550mm 및 500~800mm이며, 베어링 하중은 각각 10~35톤 및 25~85톤이다.

저널 베어링은 원형(cylindrical type)으로부터 시작하여 여러 형태의 베어링이 개발되었는데, ⁽¹⁾ 오늘날 터빈용으로 널리 사용되는 베어링은 다음 두 가지 형태이다. ⁽²⁾

○타원형 베어링(elliptical journal bearing)

○틸팅패드 베어링(tilting pad journal bear-

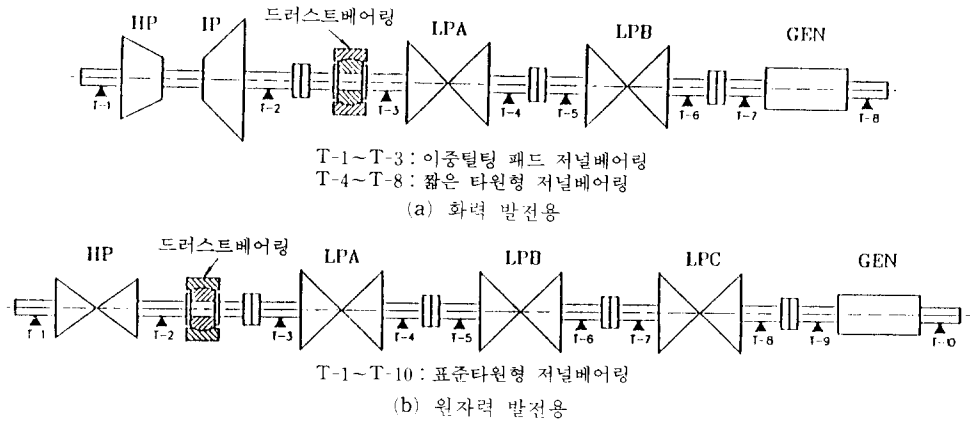
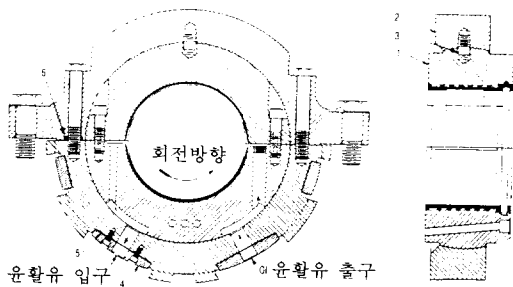


그림 1 증기 터빈-발전기 회전부 개념도



1. 베어링, 2. 베어링 링, 3. 로킹핀, 4. 조정패드, 5. 조정패드심, 6. 핀치조정심

그림 2 짧은 타원형 베어링⁽²⁾

ing)

화력 발전용 증기 터빈에는 그림 1에서 보는 바와 같이 두 유형의 베어링이 다 사용된다. 고압 터빈(HP)의 양단(T-1, T-2)과 저압 터빈(LPA) 한쪽 단(T-3)에 틸팅 패드 베어링을 설치하고, 나머지 부분은 짧은 타원형 베어링(shortened elliptical bearing)을 설치한다. 원자력 발전용 증기 터빈에는 그림 1에서와 같이 모든 부분에 표준 타원형 베어링(standard elliptical bearing)을 설치한다.

짧은 타원형 베어링이 그림 2에 나타나 있다. 베어링 링이 터빈 케이싱(casing)에 볼트로 체결되어 있으며, 베어링이 베어링 링 내에

서 정렬(alignment)을 위해 움직일 수 있도록 되어 있다. 베어링과 베어링 링에 홈을 파서 윤활유를 공급할 수 있도록 하였으며, 베어링 내면 수평 양단에 윤활유가 간극으로 공급되도록 설계되어 있다. 짧은 타원형 베어링은 길이 대 직경의 비(L/D)가 통상 0.4~0.7이다.⁽³⁾ 베어링의 투영 면적이 상대적으로 작아 단위 하중이 증가하게 되어, 하중이 작은 터빈에서도 Oil-whip 등의 불안정 요인에 대해서도 잘 견딜 수 있게 되어 있다. 또한 제작이 용이하고 제작 비용이 적게 소요된다. 베어링 표면과 저널 표면 사이의 간극비(C/R; clearance ratio)는 수직(C_v/R) 및 수평방향(C_h/R)이 각각 1.0/1000 및 2.5/1000이 되도록 설계한다. 타원비(ellipticity ratio)는, 즉, $C_v/C_h=0.4$ 이다. 여기서, R은 저널의 반경이며, C_v 및 C_h 는 각각 수직 및 수평 방향의 간극이다. 이 베어링이 지급하는 단위 하중은 터빈측 베어링이 1.38~2.41MPa이며, 발전기측 베어링이 1.86~2.31MPa이다. 일상 운전시 윤활유의 온도가 88~99°C 범위에서 유지되도록 한다.

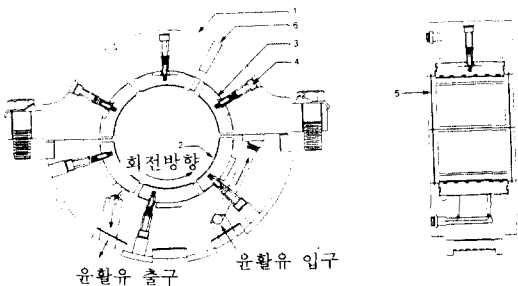
표준 타원형 베어링은 L/D가 통상 0.6~1.0으로 고하중, 대형인 원자력 발전용 터빈을 지지하는데 사용된다.⁽³⁾ 이 베어링은 64~102 mm의 두꺼운 라이너(liener)를 베어링 케이싱

(casing)에 볼트로 체결하여 사용한다. 보수시 라이너만 재 가공(rebabbing)하거나 교체한다. 베어링 간극비는 수직 및 수평 방향으로 각각 1.33/1000 및 2.67/1000이며, 타원비는 0.5이다. 단위 하중은 터빈 베어링에 대해서는 1.21~1.90MPa, 발전기 축에는 1.86~2.31MPa가 작용한다. 운전 온도는 약 77~88°C이다.

화력용 증기 터빈의 HP와 LPA의 베어링은 틸팅 패드 베어링(tilting pad bearing)이 사용된다. 틸팅 패드 베어링은 원주 방향과 축 방향이 동시에 자동적으로 정렬(alignment)되는 복합 틸팅 패드 베어링(double tilting pad bearing)이 주류를 이룬다.⁽²⁾ 틸팅 패드 베어링은 그림 3에서 보는 바와 같이 몇 개의 패드(pad)가 베어링 케이싱에 로킹 핀(locking pin)으로 연결되어 있는데, 원주 및 축 방향으로 기울어질 수 있게 되어 있다. 틸팅 패드 베어링은 타원형 베어링보다 동적 안정성이 크기 때문에, 고속으로 회전하여 불안정 요인이 많은 화력 발전용 터빈의 HP, LPA 베어링으로 사용되어 터빈의 동적 안정성에 기여한다. 일반적으로 틸팅 패드 베어링은 패드에 preload를 가해 안정성을 더욱 높인다. preload는 패드 내면의 가상원의 중심이 저널의 중심과 일치한 상태에서 안쪽으로 패드를 밀어넣는 것인데, 그 값은 밀어넣은 변위량(C-C')과 중심이 일치할 때의 간극(C)과의 비, (C-C')/C로 나

타내며⁽⁴⁾ 일반적으로 0.5로 설계한다. 그러나 틸팅 패드 베어링은 타원형 베어링에 비해 동력 손실이 많고 부하 능력이 떨어진다. 또한 제작이 까다로우며 비용이 많이 든다. 틸팅 패드 베어링의 간극비는 저널의 직경이 381mm보다 작은 경우에는 1.3/1000, 381mm보다 큰 경우에는 1.5/1000로 설계한다. 베어링의 길이는 $L/D=0.5\sim 1.0$ 이며, 단위 하중은 타원형 베어링보다 작은 0.69~1.38MPa(T-1, T-2), 1.03~1.72MPa(T-3)이다. 정상 운전시 윤활유 온도는 약 82~104°C이다. 틸팅 패드 베어링의 패드 수는 6Pad(베어링 내경 254mm 이상) 또는 5Pad(254mm 이하)가 일반적이나, 동력 손실을 줄이기 위하여 4Pad베어링이 사용되기도 한다.

다음으로 증기 터빈 발전기의 축방향으로 작용하는 하중을 지지하는 드러스트 베어링에 대해 알아보자. 증기 터빈용에는 경사면 드러스트 베어링(tapered land thrust bearing)과 피벗 드러스트 베어링(pivoted shoe thrust bearing) 등 두 가지가 있다.⁽²⁾ 일반적으로 대형 터빈에는 경사면 드러스트 베어링이 사용되고, 소형 터빈의 특수한 경우에 피벗 드러스트 베어링이 사용된다. 경사면 드러스트 베어링은 그림 4에서 보는 바와 같이 드러스트 플랫, 심, 드러스트 케이싱, 베어링 링 등으로 구성되어 있는데, 같은 크기의 피벗 드러스트 베어링에 비해 큰 하중을 지지한다. 경사면 드러스트 베어링



1. 베어링셀, 2. 틸팅패드, 3. 조킹패드, 4. 로킹핀, 5. 윤활유산 6. 진동측정용 구멍

그림 3 틸팅 패드 저널 베어링⁽²⁾

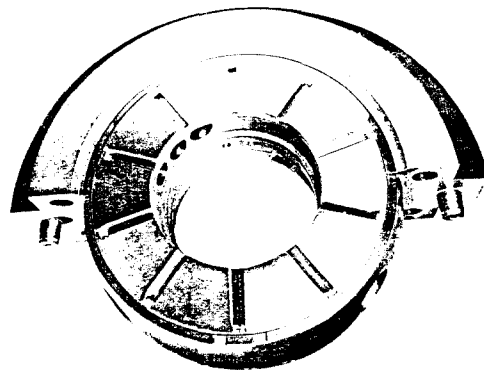


그림 4 경사면 드러스트 베어링⁽²⁾

은 제작이 쉽고 비용이 적게 들지만, 드러스트 플렛의 경사면 부분의 형상이 3차원적이기 때문에 가공시 특별히 제작된 지그가 필요하다. 드러스트 플렛의 수는 일반적으로 8개에서 18 개까지의 범위 내에 있다.

가스 터빈에 설치되는 베어링은 증기 터빈용과 유사하다. 가스 터빈은 일반적으로 3600 rpm 또는 5100rpm으로 회전한다. 가스 터빈은 그림 5에서 보는 바와 같이 세 곳에 베어링이 설치된다. 입구 부분에 설치되어 있는 1번 베어링은 그림 6에서 보는 바와 같이 두 개의 드러스트 베어링과 한 개의 저널 베어링으로 구성되어 있다. 드러스트 베어링은 피벗 형으로 그 구조가 그림 7에 나타나 있는데, 하나는 구동용(active)이고 다른 하나는 기동용(inactive)이다. 구동용 드러스트 베어링은 정상 운전시 축 하중을 지지하고, 기동용 드러스트 베어링은 터빈을 기동시킬 때와 정지시킬 때만 축 하중을 지지하고 정상 운전시에는 축 하중을 지지하지 않는다. 1번과 2번의 저널 베어링

은 일반적으로 타원형 또는 3-로브(three-lobe) 형식의 저널 베어링이 사용된다. 3번 베어링은 출구 측에 설치되어 있는 것으로 틸팅 패드 저널 베어링이 사용된다.⁽⁵⁾

베어링 재질은 마찰되는 두 면의 상대속도가 크고 고 하중이 작용하므로 다음과 같은 조건을 만족하는 것이 좋다.⁽⁶⁾

- 1) Compatibility : 국부적인 접촉에 의한 용착이나 스크링현상에 강할 것.
- 2) Embedability : 윤활유 중에 유입된 이물

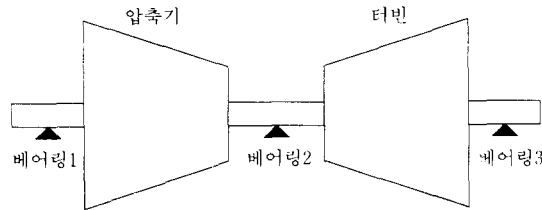


그림 5 가스 터빈 회전부 개념도

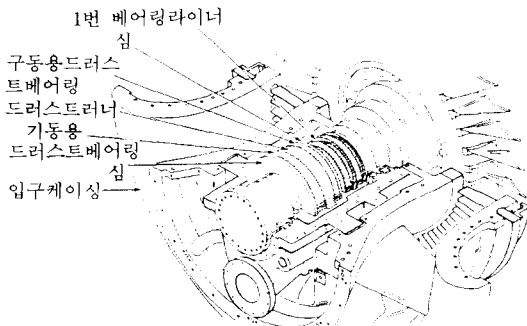
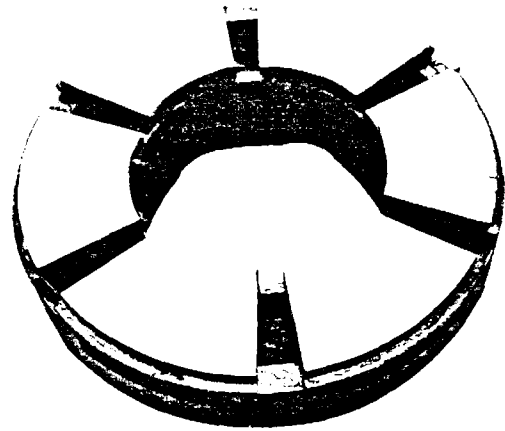
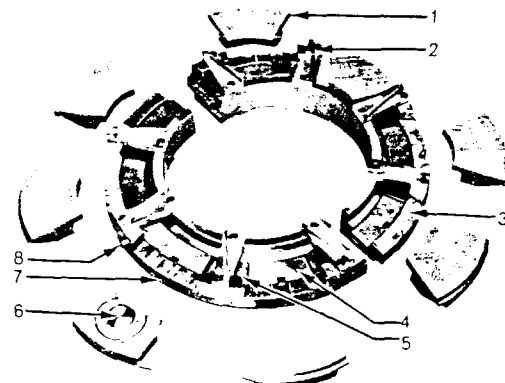


그림 6 가스 터빈 1번 베어링의 구조⁽⁵⁾



(a) 조립된 상태



(b) 분해된 상태

1. 패드, 2. 윤활유조절판, 3. 베이스팅, 4. 상부레벨링판, 5. 하부레벨링판, 6. 패드지지대, 7. 상부레벨링판 나사, 8. 베이스 링 키

그림 7 틸팅 패드 드러스트 베어링⁽⁵⁾

표 1 베어링 재료의 물성치⁽²¹⁾

재료	경도 (Brinell)	비중	인장강도 (MPa)	탄성계수 (GPa)	열전도계수 (W/m.K)	선팽창계수 (10 ⁻⁶ /°C)
주석 배빗 납 배빗	25	7.4	79	52	55	23
	21	10.1	69	29	24	25

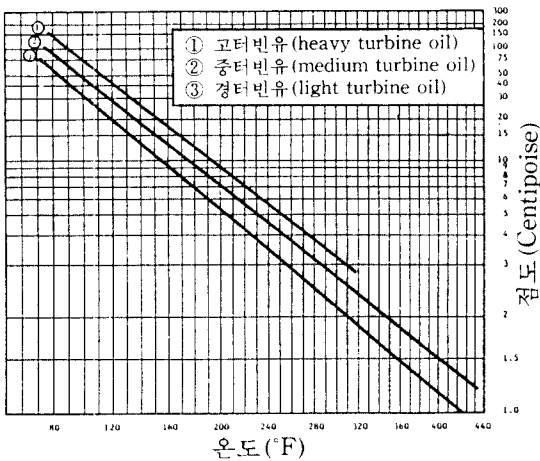


그림 8 터빈유의 점도

질을 소재중에 파문을 수 있을 것.

3) Conformability : Misalignment 등과 같은 현상이 생겼을 때 이를 해소할 수 있을 것.

4) Corrosion resistance : 윤활유의 열화로 생긴 산화물에 의한 부식에 강할 것.

5) Fatigue resistance : 반복 하중에 의한 피로파괴에 강할 것.

터빈 베어링은 일반적으로 강재로 되어 있는 베어링 본체에 배빗(babbit)을 접촉시켜 사용한다. 배빗은 주석 배빗(tin-base babbit)과 납 배빗(lead-base babbit)이 일반적인데, Conformability와 Embedability는 좋으나 피로 하중에 약하다. 터빈 베어링에는 일반적으로 주석

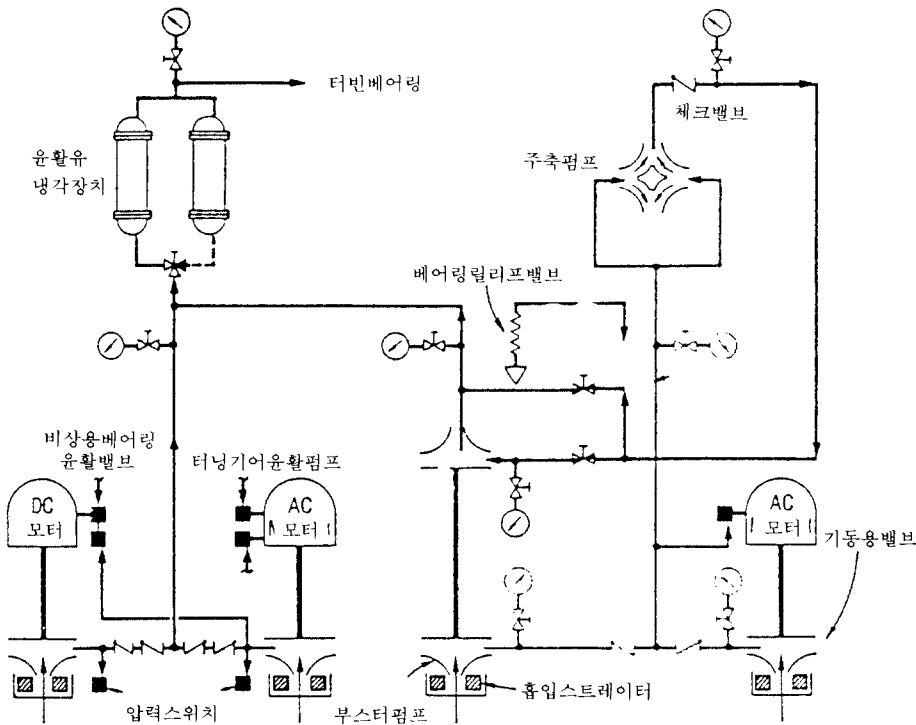


그림 9 윤활 제동도⁽²⁾

베어링이 사용되는데 베어링의 기계적 성질이 표 1에 나타나 있다. 드러스트 베어링의 본체는 열전달을 향상시키기 위하여 동합금으로 제작한다.

터빈 베어링에 공급되는 윤활유는 몇 가지가 사용되는데 점도(viscosity)의 변화가 그림 8에 나타나 있다. 대부분의 증기 터빈에는 경터빈유(light turbin oil)가 사용된다.⁽³⁾ 특별한 경우, 즉 주위 온도가 260°C 이상인 고부하 가스 터빈 베어링에 대해서는 사용되는 윤활유가 산화에 강해야 한다.⁽⁵⁾ 이런 경우 실험실과 현장 테스트를 통하여 얻어진 윤활유에 대한 조건이 따로 주어지며 사용자가 윤활유를 선정한다.

베어링의 연속적인 정상운전을 위해서는 일정한 온도와 압력으로 윤활유를 공급해 주어야 한다. 또한 운전중 윤활유에 함유되어 베어링에 유입될 수 있는 이물질들을 제거하여야 한다. 이를 위하여 터빈 베어링에는 윤활계통(lube-oil system)이 설치된다. 윤활계통의 계통도가 그림 9에 나타나 있으며, 다음의 주요 부품으로 구성되어 있다.⁽²⁾

- 1) 윤활유 탱크(oil tank) : 윤활유를 저장하고 냉각 및 가열을 통하여 윤활유의 온도를 일정하게 유지한다.
- 2) 공급관(lube oil piping)
- 3) 리프트 펌프(lift pump unit) : 터빈의 기동시 베어링과 저널의 금속 접촉에 의한 과부하와 용착현상을 방지하기 위하여 일시적인 정압 베어링의 역할로 저널을 0.05~0.12mm들이 올리는데 필요한 압력을 공급한다.
- 4) 정유기(oil purification system) : 윤활유에 혼합되어 있는 이물질을 걸러 낸다.

3. 베어링 운전상의 특징 및 문제점

터빈 베어링은 직경이 크고 고속으로 운전되므로 베어링과 저널 사이의 윤활유 유막의 유동이 난류로 되어 베어링 성능에 많은 영향을 미친다. 유막의 유동이 층류일 경우에 비해 난

류이면 다음과 같이 성능의 변화가 생긴다.

- 1) 마찰 계수가 증가하게 되어 동력 손실이 커진다.
- 2) 윤활유 온도가 상승한다.
- 3) 하중 지지 능력(load capacity)이 증가하여 편심률(eccentricity)이 감소한다.
- 4) 편심률이 감소하게 되어 안정성이 감소한다.

난류는 유체의 관성력이 점성력보다 커질 때 발생한다. 실험적으로 유막의 유동이 난류이나 층류이냐의 판정은 동력 손실을 측정하여 이를 기준으로 한다. Booser 등⁽⁷⁾은 동일한 베어링에 대해 하중 및 회전속도를 증가시키면서 동력 손실을 측정하였다. 그림 10과 같이 동력 손실이 일정한 비율로 회전수에 비례하여 증가하다가 특정한 회전수를 지나면 더 큰 비율로 증가한다. 이 동력 손실을 마찰계수로 환산하여 유막의 두께에 기준한 레이놀즈(Reynolds) 수($Re = \rho R h / \mu$)와 비교하면 그림 11와 같이 나타난다. 마찰계수의 기울기가 변화하는 레이놀즈 수를 천이 레이놀즈 수(transition Reynolds number)라 정의한다. Booser 등의 실

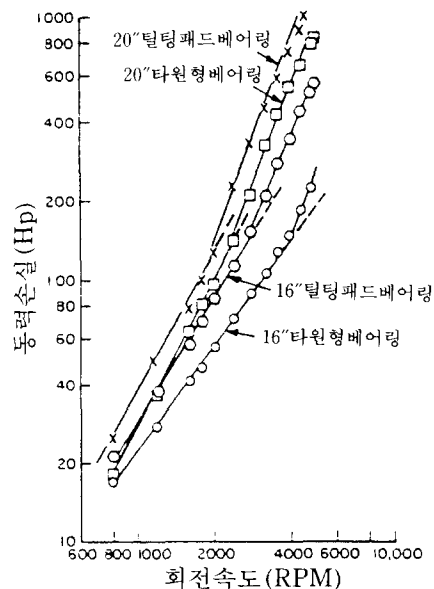


그림 10 동력 손실의 변화⁽⁷⁾

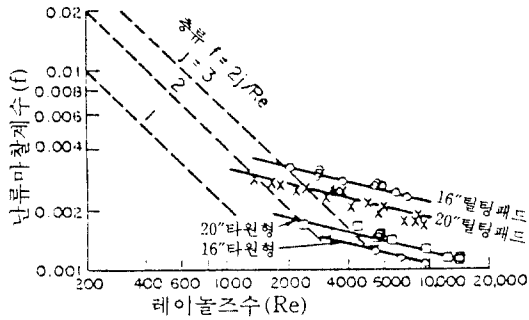


그림 11 마찰 계수의 변화⁽⁷⁾

험 데이터에 의하면 천이 레이놀즈 수가 1170~5550 범위내에 있다. 천이 레이놀즈 수가 큰 범위 안에 있는 것은 레이놀즈 수를 평균 간극을 기준으로 하였기 때문으로, 하중이 변하면 최소 유막 두께가 변화하므로 실제 유동 양상은 최소 유막 두께를 기준으로 하는 것이 타당하다. Gardner and Ulschmid⁽⁸⁾의 실험에 의하면 레이놀즈 수가 400~900에서 유동의 천이가 생기는 것으로 나타난다.

베어링 운전시 아주 얇은 유막을 사이에 두고 저널 표면과 베어링 표면의 상대 속도가 크므로 전단 변형률이 커지게 된다. 따라서 점성이 큰 윤활유막내에 점성소산 에너지(viscous dissipation energy)가 발생하여 윤활유의 온도가 증가하게 된다. 급유구를 통해 공급된 윤활유는 유막내에서 온도가 상승되어 배출구를 통해 윤활유 탱크로 나가게 된다. 만약 급유가 충분하지 않으면 윤활유의 온도가 급격히 상승되어 점도가 떨어지게 된다. 따라서 하중 지지 능력이 감소하여 유막의 두께가 더욱 얇아져 온도 상승은 더욱 심하게 된다. 온도가 너무 높으면 국부적으로 베어링 표면의 경도가 약해지거나 녹는 현상이 생겨 베어링 손상을 가져 온다.

베어링은 터빈 발전기 회전부의 동적 특성에 영향을 미친다. 회전부는 설계시 회전 진동 특성을 고려하여 공진현상을 막기 위하여 임계속도(critical speed)가 정상 회전속도 근처에 존재하지 않도록 한다. 임계속도는 회전부 축의

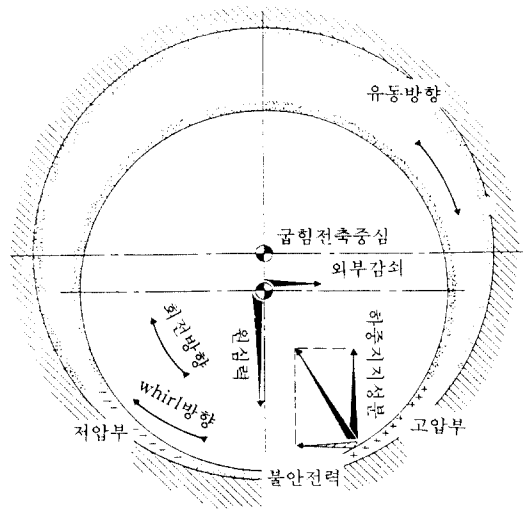


그림 12 Oil whip 발생 개념도⁽⁹⁾

강성(rigidity) 및 무게뿐만 아니라 베어링의 스프링 계수에 의해서도 영향을 받으므로, 설계시 베어링의 스프링 계수도 고려한다. 그러나 회전부 설계시 공진현상을 피하도록 설계했을지라도 실제 운전시 공진과 상관없이 진동하는 현상이 나타나는데, 이는 베어링의 특성으로부터 발생하는 현상이며 회전수를 증가시켜도 사라지지 않는다. 그림 12와 같이 회전부가 회전할 때 저널과 베어링 표면 사이의 유막을 따라 발생하는 압력은 그 합력의 방향이 축의 처짐 방향과 일치하지 않는다. 이 베어링 힘의 불균형에 의해 축의 중심이 소용돌이 형상으로 회전하게 된다. 이를 Oil whirl이라고 하는데, 그 회전수(whirl frequency)는 로터 회전수의 약 0.43~0.49이다.⁽⁹⁾

회전부의 회전 속도가 임계속도의 두 배보다 커지면 Whirl 주파수는 증가하지 않고 임계속도와 같은 회전수를 가지게 된다(lock-in). 이때의 현상을 특별히 Oil whip이라 한다.⁽⁹⁾ 이 같은 현상은 베어링의 단위 하중이 작을 때 일어나기 쉽다. 이를 방지하기 위하여 다음과 같은 조치를 취한다.

- 1) 베어링의 단위 하중을 증가시킨다. (L/D를 작게)

2) 베어링 내면에 원주 방향으로 홈(groove)을 판다.

3) 윤활유의 점도를 낮춘다.

4) 복합 틸팅 패드 베어링(double tilting pad bearing)을 설치한다.

Oil whirl 또는 Oil whip에 영향을 주는 요소들은 베어링 외에 다음과 같은 것들이 있다.

- 1) 로터의 내부 감쇠(internal damping)
- 2) 실(seal)
- 3) 불균일한 증기력(steam whirl)
- 4) 건마찰(dry friction)
- 5) Torque deflection whirl

터빈 베어링은 고속, 고하중 하에서 운전되므로 여러가지 손상 요인에 의해서 수명이 짧다. 베어링의 배빗은 통상 5년 주기로 재 가공하지만, 운전 이력에 따라 1년마다 재가공이 필요한 경우도 있다. 베어링 손상의 유형은 다음과 같이 구별된다.⁽¹⁰⁾

1) 피로(fatigue) : 반복 하중이 작용할 때 배빗에 크랙이 발생하여 배빗의 일부가 떨어져 나가는 현상

2) 마모(wear) : 베어링 면이나 저널 면에서 발생한다.

○ 기계적 원인 : 윤활유를 통해 유입되는 이물질에 의해 발생한다.

○ 전기적 원인 : 베어링과 저널 면 사이에 전기가 흐를 때 발생하는 전기적인 스파크에 의해 면에 작은 구멍이 생기게 되어 면을 거칠게 만들어 일어나는 현상.

○ 열적 원인 : 배빗의 열적 성질이 이방성일 경우 열팽창이 일정하지 않아 베어링 면이 고르지 않을 때 일어나는 현상.

3) Wiping : 베어링에 과부하가 걸리거나 윤활유가 부족한 경우 또는 비정렬(misalignment) 등에 의해 베어링 면이 밀리는 현상

4) 부식(corrosion) : 윤활유 속에 함유되어 있는 불순물과 베어링 재질과의 화학작용에 의한 부식 현상

5) 침식(erosion) : 공동(cavitation) 등과 같이 윤활유의 유동에 의해 베어링 면의 일부가

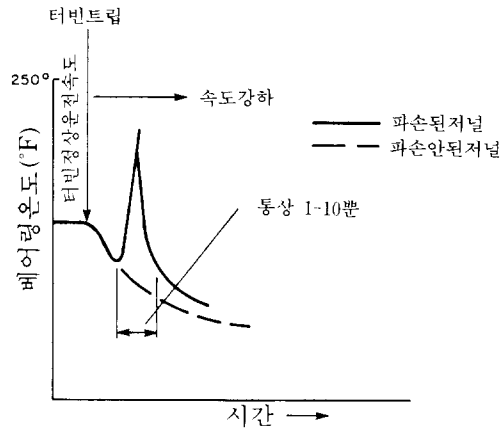


그림 13 베어링 온도 변화 곡선⁽³⁾

떨어져 나가는 현상

베어링 면이 손상되었을 경우에는 베어링에 장착된 열전대(thermocouple)를 이용하여 측정된 온도의 변화가 정상시와 다르게 나타난다. 터빈을 기동시키거나 정지시킬 때 베어링 유막은 정상 운전시보다 얇게 되어 표면이 마모되어 있으면 금속 접촉의 기회가 증가하여 온도가 상승하게 된다. 그림 13에서 보는 것처럼, 표면이 정상적이면 터빈 정지시 베어링 온도가 서서히 감소하지만, 표면이 마모되어 있으면 베어링의 온도가 갑자기 증가하였다가 감소하는 현상을 나타낸다.⁽²⁾

베어링에는 앞의 그림 13에서 보는 바와 같이 열전대(thermocouple)와 진동 측정계(vibration detector)가 부착되어 있다. 열전대는 터빈 운전시 윤활유와 베어링의 온도를 측정한다. 진동 측정계는 주로 Proximity probe로 베어링에 대한 저널의 상대적인 진동을 측정한다. 측정된 온도와 진동 신호는 발전소의 중앙 제어실의 진단 시스템(monitors system)으로 보내져 터빈의 운전 특성을 점검하는데 이용된다.

4. 베어링의 성능 해석

베어링의 성능은 다음과 같은 측면에서 고려

된다.

- 하중 지지 능력 (load capacity)
- 최고 온도 (maximum temperature)
- 동력 손실 (power loss)
- 안정성 (stability)

성능을 예측하기 위해서는 윤활유 유막내의 유동에 대한 유체역학적 및 열전달 해석이 요구된다.

유막내의 압력 분포를 계산하기 위하여 19세기 말 Osborne Reynolds가 처음 방법을 제시한 이후 많은 이론들이 제시되었다. 대부분은 Reynolds의 방법에 근거를 두고 있다. 유막의 유동이 층류일 때 적절한 가정을 통하여 운동량 방정식 (momentum equation)은 Reynolds 식이라고 하는 압력에 대한 미분방정식으로 변환된다.⁽¹⁾ 즉, 그림 14와 같이 상대적으로 움직이는 두 면 사이의 윤활유에 대한 Reynolds 식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U_0 \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

여기서, h 는 유막 두께, μ 는 윤활유의 점도, p 는 압력, U_0 는 유효 미끄럼 속도 (effective sliding velocity)이다.

유동이 난류일 경우에는 Reynolds 응력 (stress) 항들을 모델링해야 한다. 윤활 문제를 해석하는 데도 주로 (i) 혼합 거리 (mixing length), (ii) eddy viscosity, (iii) 실험적인 마

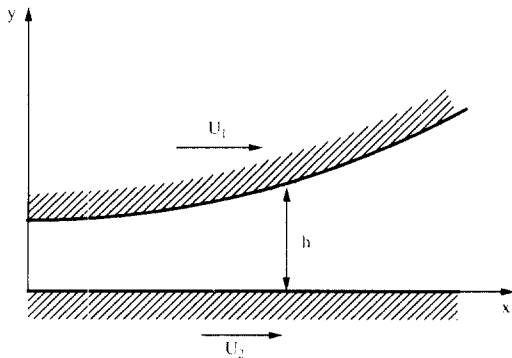


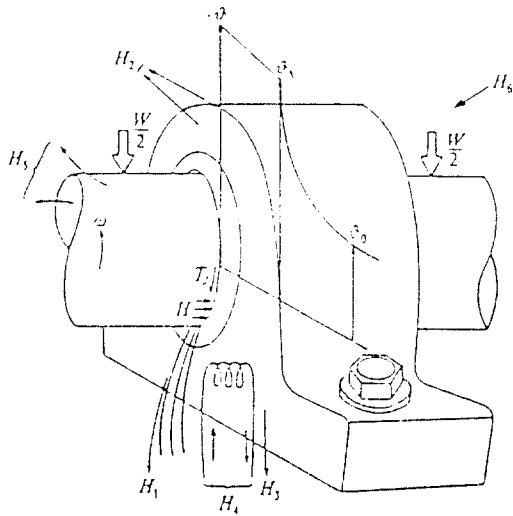
그림 14 두 마찰면 및 좌표계

찰법칙 (empirical drag law) 등을 이용하여 Reynolds stress를 평균속도의 항으로 표현한다. 결과적으로 유도된 식은 Reynolds 식의 형태로 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu k_x} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu k_z} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} U_0 \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2)$$

여기서, P 는 평균 압력이며, k_x 및 k_z 는 국부적인 Reynolds 수 (local Reynolds number)의 함수이다.⁽¹¹⁾ Ng and Pan⁽¹²⁾은 Eddy viscosity를 표현하는 Reichardt 식을 이용하였고, 유막의 유동은 Couette 유동에서 약간 변형된 것이라고 가정하였다. 따라서 전단 응력을 Couette 유동시의 전단응력의 섭동 (perturbation)으로 표현하여 k_x 및 k_z 를 구하였다. (linearized lubrication theory)

베어링 운전시 윤활유의 온도가 상승하는데,



H : 샤프트열, H_1 : 유출윤활유열, H_2 : 베어링 하우징에서 외부로 전달되는 열, H_3 : 베어링 하우징에서 지반으로의 열전달, H_4 : 냉각재로의 열전달, H_5 : 저널로부터의 열전달, H_6 : 기계부에서 베어링으로의 열전달, θ : 평균윤활유 온도, θ_A : 베어링 하우징 표면온도, θ_B : 외부온도, W : 하중, T_j : 마찰토크

그림 15 베어링의 열출입 개념도⁽¹⁷⁾

베어링과 지지부에 대한 에너지의 출입 관계가 그림 15에 도식적으로 표현되어 있다. 윤활유 온도의 상승은 윤활유의 점도를 급격히 저하시켜 베어링의 하중 지지 능력을 감소시킨다. 온도 상승이 커지지 않을 경우 베어링 성능 계산은 유효 점도 (effective viscosity) 를 이용한다. (6) 유효 점도는 유효 온도로부터 구하는데, 유효 온도는 Reynolds 식과 열평형 (energy balance) 을 만족하도록 다음식에 의해 반복법으로 구한다.

$$T_e^{(n+1)} = T_i + \kappa g(T_e^{(n)}) \quad (3)$$

여기서, $T_e^{(n)}$ 은 n 번째 유효 온도, T_i 는 베어링 입구에서의 윤활유 온도, $g(T_e^{(n)})$ 은 점성 소산 (viscous dissipation) 에 의한 베어링 출구에서의 온도 상승 값, κ 는 경험으로부터 구한 상수이다.

베어링의 직경이 커지고 온도 상승이 증가하면, 유막 두께 방향으로 온도 변화가 크기 때문에 유효 점도로써는 베어링 성능을 예측할 수 없다. 이러한 경우에는 유막의 국부적인 온도 예측이 필요하다. 따라서 유막내의 열전달식을 풀어야 하는데, 그 식은 적절한 가정을 통하여 다음과 같이 주어 진다. (11)

$$\begin{aligned} & \rho C_p \left(u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} + w \frac{\partial t}{\partial z} \right) \\ &= k \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (4)$$

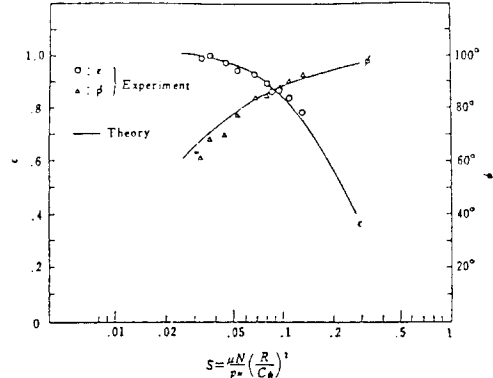
여기서, C_p 는 열용량 (specific heat), u, v, w 는 각각 x, y, z 방향의 속도, t 는 온도 k 는 열전도 계수를 나타낸다.

유막의 유동이 난류일 경우에는 열전달식은 다음과 같이 주어진다. (11)

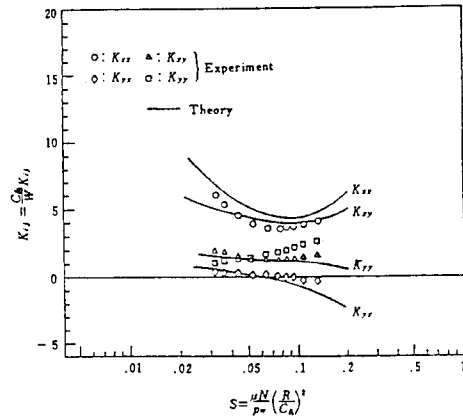
$$\begin{aligned} & \rho C_p \left(U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial y} + W \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ &= k \left\{ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(1 + \frac{Pr}{Pr_i} \frac{\epsilon M}{v} \right) \right] \right\} \\ & \quad + \mu \left(1 + \frac{\epsilon M}{v} \right) \left[\left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, T 는 평균 온도, U, V, W 는 각각 $x, y,$

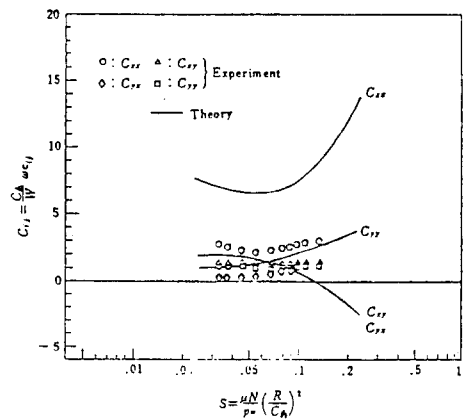
z 방향의 평균 속도이며, Pr 및 Pr_i 는 각각 Prandtl수 및 난류 Prandtl수, ϵ_M 은 Eddy



(a) 편심률 및 편심각



(b) 스프링 계수



(c) 감쇠계수

그림 16 베어링 실험 결과(17)

viscosity이다. 윤활유의 온도 변화를 고려하면 난류에 대한 Reynolds 식은 식 (4)와 다르게 표현되는데, Safar and Szeri⁽¹³⁾에 의해 다음과 같이 나타낸다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\Gamma}{\mu_*} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\Gamma}{\mu_*} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = U_0 \frac{\partial F}{\partial x} \quad (6)$$

여기서, Γ , μ_* , F 는 식을 유도하는 과정에서 나타나는 함수이다.

앞에서 언급된 것처럼 회전체의 동특성은 베어링에 의해서도 영향을 받는다. 베어링의 정확한 동특성의 규명은 회전체의 안정성을 고려한 설계에 중요한 요소 중의 하나이다. 베어링 운전시 저널과 베어링 표면 사이의 유막은 스프링과 댐퍼의 역할을 한다. 베어링의 스프링 계수와 감쇠 계수는 해석적인 방법과 실험적인 방법을 통하여 구한다. 해석적인 방법은 Lund⁽¹⁴⁾에 의해서 소개된 방법을 주로 이용한다. 이 방법은 베어링 힘을 저널 중심이 평형 위치에 있을 때에 대하여 1차 섭동시켜 스프링 계수와 감쇠 계수를 구한다. 실험에 의한 계수들의 측정은 Hagg and Sankey⁽¹⁵⁾가 처음 시도하였는데, 편심력을 가해 저널과 베어링의 상대 운동을 측정하여 동특성 계수를 구하였다. morton⁽¹⁶⁾이 베어링에 사인(sine)파의 하중을 가해 동특성 계수를 측정 한 이후, 이 방법이 널리 응용되고 있다. 근래에는 베어링에 직교한 두 방향으로 유압 가진기(hydraulic exciter)를 장착

하여 베어링 동특성 규명에 이용하고 있다.⁽¹⁷⁾

베어링의 성능을 해석한 예로 타원형 베어링의 해석 및 실험 결과가 그림 16에 나타나 있다.⁽¹⁷⁾ 베어링의 규격과 사용된 윤활유의 물성치가 표 2에 나타나 있다. S는 sommerfeld수이며 베어링 성능을 나타내는 변수이다. ϵ 는 베어링 중심과 저널 중심과의 편심률(eccentricity ratio)을 나타내고, ϕ 는 베어링과 저널의 중심을 잇는 선과 수직선과의 각으로 편심각(attitude angle)이라 한다. x 는 중력 방향을 나타내고, y 는 x 및 축에 수직인 방향을 나타낸다. 편심률과 편심각은 아주 잘 예측되었으며, 스프링 계수도 어느 정도 실험결과와 일치하고 있다. 그러나 감쇠 계수는 특히 C_{xx} 가 상당히 큰 오차를 보여준다. Kostrzewsky and Flack⁽¹⁸⁾이 수행한 실험의 정확도 평가에 의하면 실험의 정확도가 스프링 계수에 대해서는 3%, 감쇠 계수에 대해서는 25%로 감쇠 계수의 측정은 정확도가 상당히 떨어진다.

5. 맺음말

터빈-발전기용 베어링은 동특성 및 동력 손실의 두 가지 측면에서 동시에 이점을 가지는 베어링이 이상적인 베어링이다. 그러나 기존 형태의 베어링은 동특성이 유리하면 동력 손실이 크고, 또는 그 반대의 경우이다.⁽¹⁹⁾ 특히 톨팅 패드 베어링은 동력 손실이 더욱 큰데, 이런 유형의 베어링에 대한 동력 손실을 줄일 수 있는 베어링의 최적 설계가 이루어져야 할 것이다.

최근 들어 자기 베어링(magnetic bearing)은 주로 항공기용 등으로 이용되어 각광을 받고 있다. 자기 베어링의 이점은 마찰 매체가 없어 동력 손실을 최소화하고 능동제어(active control)에 의해 회전체의 진동을 제어할 수 있어 일반 베어링에 의한 수동 제어(passive control)보다 회전체의 동특성을 향상시킬 수 있다. 아직까지 자기 베어링은 응용되는 회전체의 크기에 제약은 받고 있다. 대형 터빈-발

표 2 베어링 규격 및 윤활유 물성치⁽¹⁷⁾

베어링 내경(D)	508mm
베어링 길이(L)	304.8mm
C_h	0.66mm
C_v	0.33mm
회전수	3600rpm
윤활유	ISO 32 ($v=34.6\text{mm}^2/\text{s}@37.8^\circ\text{C}$ $21.3\text{mm}^2/\text{s}@50.0^\circ\text{C}$ $5.50\text{mm}^2/\text{s}@98.9^\circ\text{C}$)

전기용 자기 베어링의 응용 사례가 많지 않고 아직 개발 단계에 있다고 할 수 있다.⁽²⁰⁾

지금까지 터빈-발전기용 베어링에 대해 설명하였다. 터빈-발전기용 베어링은 터빈-발전기 제작업체에서 고유의 모델을 개발하여 사용한다. 발전 설비 전문 제작업체인 한국중공업은 발전 설비 제작의 국산화를 위하여 여러 면에서 기술 개발을 추진중에 있으며, 베어링의 국산화도 한 부분을 차지한다.

참고문헌

- (1) Smith, D. M., 1969, "Journal Bearings in Turbomachinery," Chapman and Hall Ltd., London.
- (2) Missana, A., 1985, "Steam Turbine-Generator Bearings and Lube Oil Systems," General Electric Co.
- (3) "Main Journal Bearings," General Electric Co., 1981.
- (4) Raimondi, A. A. and Szeri, A. Z., 1984, "Journal and Thrust Bearings," in Handbook of Lubrication, Vol. II, Edited by E. R. Booser. CRC Press, Boca Raton, pp. 413~476.
- (5) "Gas Turbine Service Manual," General Electric Co., 1991.
- (6) Szeri, A. Z. et al., 1980, "Tribology : Friction, Lubrication, and Wear," Hemisphere Pub. Co., New York.
- (7) Booser, E. R., Missana, A. and Ryan, F.D., 1970, "Performance of Large Steam Turbine Journal Bearings," ASLE Transactions, Vol. 13, pp. 262~268.
- (8) Gardner, W. W. and Ulschmid, J. G., 1974, "Turbulent Effects in Two Journal Bearing Applications," ASME J. of Lub. Tech., Vol. 96, pp. 15~21.
- (9) Ehrich, F.F., et al., 1992, "Handbook of Rotordynamics," McGraw-Hill, New York.
- (10) Kaufman, H. N., 1984, "Sliding Bearing Damage," in Handbook of Lubrication, Vol. II, Edited by E.R. Booser, CRC Press, Boca Raton, pp. 477~494.
- (11) Szeri, A.Z., 1986, "Some Extensions of the Lubrication Theory of Osborne Reynolds," ASME J. of Tribology, Vol. 109, pp. 21~36.
- (12) Ng, C. W. and Pan, C. H. T., 1965, "A Linearized Turbulent Lubrication Theory," ASME J. of Basic Engineering, Vol. 87, pp. 675~688.
- (13) Safar, Z. and Szeri, A.Z., 1974, "Thermohydrodynamic Lubrication in Laminar and Turbulent Regimes", ASME. of Lub. Tech., Vol. 96, pp. 48~57.
- (14) Lund, J. W., 1986, "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings," ASME J. of Tribology, Vol. 109, pp. 37~41.
- (15) Hagg, A. C. and Sankey, G. O., 1956, "Some Dynamic Properties of Oil-Film Journal Bearings with Reference to the Unbalance Vibration of Rotors," ASME J. of Appl. Mech., Vol. 78, pp. 302~306.
- (16) Morton, P. G., 1971, "Measurement of the Dynamic Characteristics of a Large Sleeve Bearing," ASME J. of Lub. Tech. Vol. 93, pp. 143~150.
- (17) Someya, T., et al., 1988, "Journal Bearing Databook," Springer-Verlag, Berlin.
- (18) Kostrzewsky, G.J. and Flack, R.D., 1990, "Accuracy Evaluation of Experimentally Derived Dynamic Coefficients of Fluid Film Bearings," STLE Transactions, Vol. 33, pp. 105~114.
- (19) Pinkus, O. and Wilcock, D.F., 1985, "Low-Power-Loss Bearings for Electric Utilities," EPRI CS-4048.
- (20) Dussaux, M., 1990, "The Industrial Appli-

cations of the Active Magnetic Bearings Technology," Proceedings of the Second International Symposium on Magnetic Bearings, Tokyo, Japan, pp. 33~38.

(21) DeHart, A. O., 1984, "Sliding Bearing Materials," in Handbook of Lubrication, Vol. II. Edited by E.R. Booser. CRC Press, Boca Ration, pp. 463~476. 