총 목 차

제 1 편 진동의 기본 기술

제 1 장 진동 감시에 의한 경제성 및 안전성 향상 ····· 8
제 2 장 진동의 매개 변수 ····· 18
제 3 장 진동 변환기 ····· 50
제 4 장 터빈 감시기구 ····· 81
제 5 장 신호 처리 ····· 101
제 6 장 진동기록 및 분석장치 ····· 126
제 7 장 진동 분석용 자료형식과 분석방법 ····· 237
제 8 장 시스템 역학 ····· 298
제 9 장 공진 ····· 348
제 10 장 부품별 진동특성 및 분석 ····· 401
제 11 장 기계별 진동특성 및 분석 ····· 497
제 12 장 진동의 평가기준 ····· 600
제 13 장 진동 감시장치 ····· 662

제 2 편 진동의 경험 사례

제 1 장 진동진단시 중요사항 ····· 735
제 2 장 질량 불평형 ····· 779
제 3 장 오정렬 ····· 808
제 4 장 기계적 이완 및 취약 ····· 825
제 5 장 로타 Rub ····· 838
제 6 장 공진 문제 ····· 866
제 7 장 유체에 의한 진동 문제 ····· 891
제 8 장 슬리브 베어링에서의 문제 ····· 937
제 9 장 구름 베어링에서의 문제 ····· 948

제 10 장 벨트 구동기계에서의 문제 ····· 967
제 11 장 기어에서의 문제 ····· 971
제 12 장 전기적인 문제 ····· 979
제 13 장 축 균열의 문제 ····· 1005
제 14 장 수직펌프 및 기타 문제 ····· 1043
제 15 장 진동진단 사례연습 ····· 1073

제 3 편 기계의 정비 기술

제 1 장 저널 및 추력 베어링의 정비 ····· 1143
제 2 장 축정렬 ····· 1246
제 3 장 발란싱 ····· 1379

제 4 편 기계의 고장 분석

제 1 장 고장분석과 고장원인 해결 절차 ····· 1533
제 2 장 금속학적 고장분석 ····· 1541
제 3 장 기계 요소의 고장분석 ····· 1584
제 4 장 기계의 고장원인 해결기법 ····· 1772

제 5 편 부 록

1. 도해 진동 진단표 ····· 1846
2. 기계 진동용어 ····· 1855
3. 기계 손상 용어 ····· 1923
4. 터빈 베어링 점검 기준 ····· 1941
5. 기계설비 수명 자료 ····· 1955
6. 찾아보기 ····· 1958
7. 참고문헌 ····· ????

第 3 編

機械의 整備 技術

목 차
(제 3편 기계의 정비 기술)

제1장 저널 및 추력 베어링의 정비 (The Maintenance of Journal and Thrust Bearing)

1. 베어링 일반 (Generals of Bearings) ····· 1143
2. 저널 베어링의 종류 및 특성 (The Kind and Characteristic of Journal Bearing) ····· 1152
3. 저널 베어링 정비 (Maintenance of Journal Bearing) ····· 1164
4. 추력 베어링의 종류 및 특성 (The kind and Characteristic of Thrust Bearing) ····· 1213
5. 추력 베어링의 정비 (Thrust Bearing Maintenance) ····· 1219
6. 베어링의 동력학과 기본개념 (Bearing Dynamics and Basic Concepts) ····· 1226
7. 온도 센서 설치 위치 및 측정 (The Location of Temperature Sensor & Measurement) ····· 1237

제2장 축정렬 (Shaft Alignment)

1. 축정렬의 기본사항 (Shaft Alignment Basics) ····· 1246
2. 피아노 선을 사용하는 케이싱 정렬 (Casing Alignment Using Piano Wire) · 1271
3. 축정렬 측정 기법 (Shaft Alignment Measurement Techniques) ····· 1278
4. 축정렬을 위한 작도, 계산 및 연습 (Plot, Calculation and Exercise for Shaft Alignment) ····· 1292
5. 기계 이동량을 구하기 위한 여러 가지 작도기법 (Various Plotting Techniques to Determine Machinery Movement) ····· 1315
6. 특이형 로터 시스템의 축정렬 (Alignment of Specific Rotor System) ····· 1324
7. 강성 커플링 정렬 (Rigid Coupling Alignment) ····· 1328
8. 현장에서 기계 이동시 고려사항 (Considerations for Moving Machinery in the Field) ····· 1338
9. 레이저 정렬 (Laser Alignment) ····· 1348

제3장 발란싱 (Balancing)

1. 불평형과 발란싱 (Unbalance and Balancing) ····· 1379
2. 불평형의 형태 (Types of Unbalance) ····· 1387
3. 간단한 시스템 역학 (Simplified System Dynamics) ····· 1392
4. 발란싱의 형태와 잔류 불평형 ····· 1402
5. 일면 발란싱 (Single Plane Balancing) ····· 1408
6. 이면 발란싱 (Two Plane Balancing) ····· 1421
7. Balance Weight 조정 및 설치 ····· 1452
8. Weight Balancing의 연습과 사례 ····· 1459
9. 발전기 로터의 열적 민감도 (Generator Rotor Thermal Sensitivity) ····· 1482
10. Blade 배열 프로그램 (Blade Distribution Program) ····· 1497

第 1 章 저널 및 推力 베어링의 整備
(The Maintenance of Journal and Thrust Bearing)

1. 베어링 一般 (Generals of Bearings)

1.1 槪要 (Introduction)

터빈 발전기를 비롯한 모든 회전기계와 장치에는 회전체를 지지하고 있는 베어링과 윤활 계통이 있으며, 이는 운전과 작동을 가능하게 하는 중요한 역할을 한다. 만약 베어링에 고장이 발생하거나 문제가 생기면, 기계의 성능과 신뢰성이 떨어지고 제기능을 다하지 못하게 됨은 물론 심하면 기동이 불가능하고 기계의 손상을 발생시킨다. 따라서 베어링의 온도, 진동 등의 운전 상태를 감시하는 것이 무엇보다 중요하게 다루어지고 있다.

또한 유지 보수에서도 예방 정비를 철저히 시행하여 고장을 줄이고 신뢰성 있게 운전이 되도록 끊임없는 노력을 하고 있다. 여기에서 터보 기계 베어링의 유막 베어링의 작동 원리 및 운전상 강조되는 몇가지 기본 원리와 베어링의 구조 및 윤활의 기초 사항과 현재 많이 사용되고 있는 각종 베어링의 형식과 특징을 간략히 소개한다.

1.2 潤滑 및 油幕의 構造 (Structure of the Oil Film and Lubrication)

베어링에서 금속끼리의 접촉을 완전히 방지하기 위해서는 유체 마찰이 계속적으로 유지되도록 충분한 유막 두께를 유지해야 한다.

그림 1-1에서와 같이 금속과 금속사이의 유막은 Absorbed Film, Boundary Film, Full Film으로 구성되어 있다.

Absorbed Film은 두 금속면에 유분자층의 일부가 흡수된 상태이며, 배빗트면에 윤활유가 칠해져 있는 정도이다. 경계윤활 상태(Boundary Film)는 오일 분자가 두 금속면에 부착되어 있는 상태인데, 만일 오일 공급이 부족하거나 간극이 너무 적은 경우가 아니면, 이러한 경계 윤활 상태는 기동 정지시 혹은 운전중 충격하중이 가해질 때 흔히 발생된다. 이때 유막이 파괴되어 금속 대 금속 접촉이 발생하여 베어링이 소손될 수 있다.

충분한 양의 윤활유가 상대 운동중인 두 면 사이에 공급되면 오일 분자의 중간층(Full Film)이 형성되며, 이 중간층에 의하여 두면 사이에 완전 유막이 형성된다. 유막의 두께는 부하, 베어링면의 형상 및 면적, 간극, 회전속도, 윤활유, 점도 등에 따라 다

르나 최대 0.15 ㎜에 달할 수도 있다.

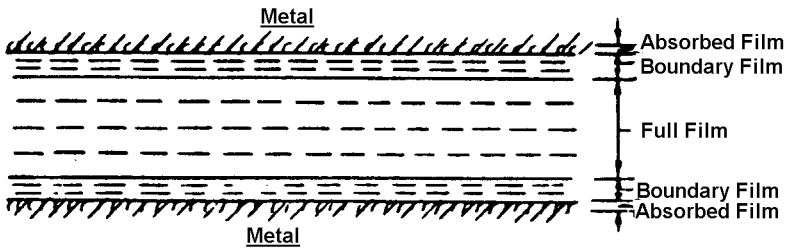


그림 1-1 유막의 구조

1.3 偏心과 油幕의 範圍 (Eccentricity and the Range of the Oil Film)

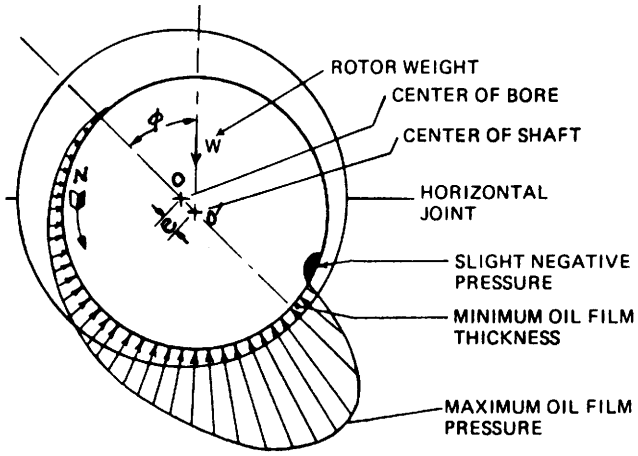


그림 1-2 편심과 유막의 범위

그림 1-2는 운전중 하중을 지지하고 있는 원통 베어링을 나타낸 것이며, 정속 회전시 축은 0점에서 'e'만큼 편심되어 운전된다. 축과 베어링 사이의 하부 간극부는 윤활유로 완전히 채워진 상태이며, 유압이 작용하고 있다. 최소 두께의 유막(h_{min})은 A점에서 발생하며 식으로 표시하면 다음과 같다.

$$h_{min} = \frac{C}{2}(1-n)$$

여기서 C는 베어링 간극이고 n은 편심도($\frac{2e}{C}$)이다. 0-0′선은 중심 연결선이며, 각도 ø는 양태각(Attitude Angle)이라고도 하는데, 하중의 방향과 중심 연결선 사이의 각

을 말한다. A점에서의 최소 유막 두께는 모든 베어링에서 극히 중요한 값이며, 이 값은 축이나 베어링의 표면 거칠기보다 항상 커야 한다.

유막 두께가 너무 얇으면 급격한 마모와 고온이 발생하여 베어링 손상을 초래하며, 터빈 베어링의 최소 유막 두께는 0.0254 ㎜ 이상으로 설계해야 한다.

그림에서 압력분포는 약 180°부위(반원)에서 발생한다. 중심 연결선의 상부측 베어링 부위에서는 작은 압력이 발생하고, 최고 압력은 최소 유막 발생지점 바로 앞에서 발생하며, 이 최고 압력점의 위치는 운전 조건에 따라 달라진다.

베어링에서 발생하는 최고 유막 압력은 베어링의 단위 부하압력(Unit Loading Pressure)의 약 3배이며, 이것은 축정렬이 잘된 축의 베어링에 적용되는 수치이다. 축정렬이 불량한 축에서의 유막 압력은 축정렬이 잘된 경우의 최고치를 훨씬 초과하며 이로 인하여 유막 온도가 상승한다.

그림 1-3은 완전 유막 윤활의 4가지 모드를 보여주고 있다. 유체 동력학적 모드(a)는 두 개 베어링 면간의 상대운동에 의해 스스로 압력이 발생하고, 유막은 Wedge 역할을 하게 된다. 유체 정역학적(Hydrostatic) 모드(b)는 외부에서 가압된 윤활 흐름의 방식이다. Squeeze Film 베어링(c)는 상대운동을 하는 두 면 사이의 점성유체가 순간적으로 빠져나가지 못하는 특성을 이용한다.

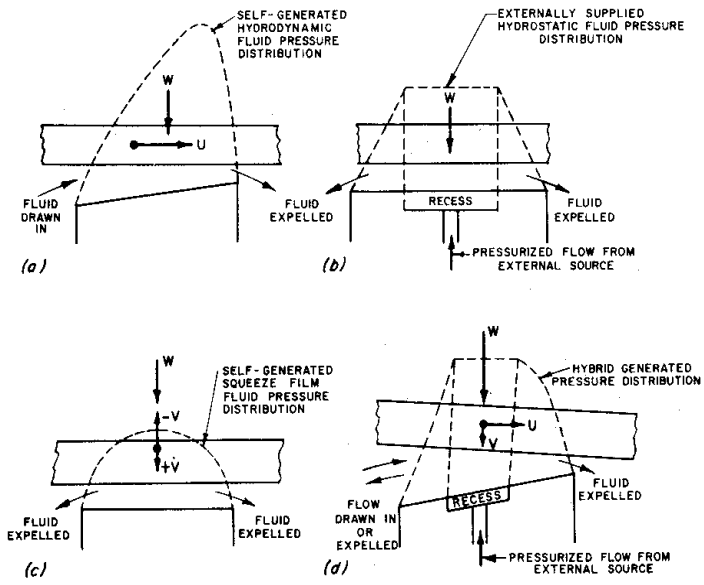


그림 1-3 유막 윤활 모드: (a)유체 동력학, (b) 유체 정력학, (c) 스퀴즈 막, (d)하이브리드

1.4 베어링 摩擦 (Bearing Friction)

베어링과 축사이에 유막이 형성된 상태에서 한 면이 다른 면에 대하여 상대운동을 할 때 윤활유는 전단응력을 받는다.

윤활유에서 발생한 전단응력은 베어링 면에 작용하여 회전체의 운동을 방해하고 정지체를 움직이려 한다.

회전체에 작용하는 이런 힘은 열의 형태로 변하여 에너지 손실을 발생시키며, 이는 원주 속도와 마찰력에 의하여 발생된 양과 같다.

이처럼 베어링 유막에서의 오일 전단력은 동력 손실을 초래한다.

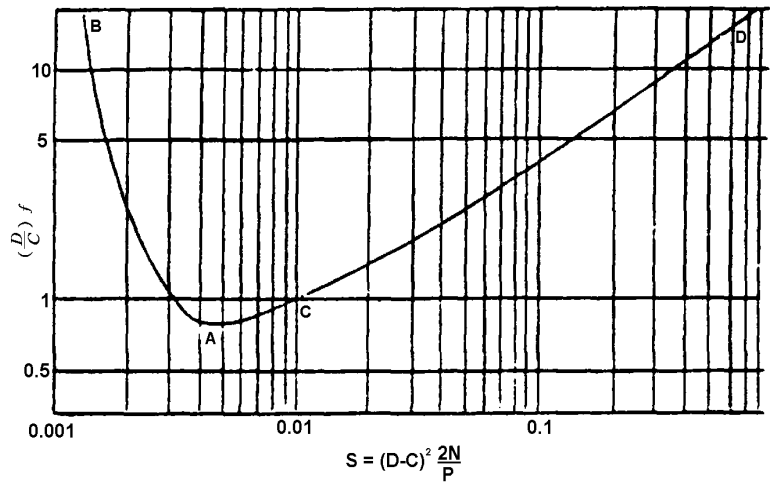


그림 1-4 저널 베어링에서의 일반적인 유막과 마찰력 특성

그림 1-4의 곡선은 저널 베어링에서 대표적인 유막과 마찰력 특성을 나타낸 것이다. 여기서 마찰값은 Sommerfeld Number라고 하는 무차원수에 따라 표시된다.

Sommerfeld Number는 직경 D, 속도 N, 베어링 간극 C, 베어링부하 P 및 윤활유 점도 Z의 변화에 따라 변한다. 이 실험 곡선에서 구간 A~B를 보면 마찰 계수는 Sommerfeld Number가 임계값 A에 달할 때까지 다른 운전 조건이 일정하다고 가정하면 하중이 증가함에 따라 감소한다.

A에서 B까지의 구간에서는 유막이 매우 얇고 베어링은 경계 윤활 부근에서 운전되며, 마찰 계수가 급격히 증가한다.

A점은 수력학적 윤활이 이루어지는 한계점이다. 즉 A점 우측의 Sommerfeld Number에서는 베어링이 수력학적으로 운전되며, A점 좌측에서는 경계윤활 상태로 운전된다.

A에서 C에 이르는 구역에서 유막은 어느 정도 두꺼워진다. 얇은 유막에서 두꺼운 유막으로 변화할 때 점도의 영향은 더욱 커진다.

C에서 D에 이르는 구역에서 유체 마찰과 두꺼운 유막 윤활이 이루어지며 오일의 점도에 의하여 유막이 유지된다.

저널 베어링과 추력 베어링에서의 동력손실은 터빈 효율을 저하시키며, 손실은 윤활유 점도에 비례하여 증가한다.

저널 베어링에서의 손실은 길이에 비례하고, 직경의 세제곱에 비례하며, 추력 베어링에서 손실은 직경의 4배에 비례하여 증가한다. 따라서 저널과 추력 베어링에서는 직경이 손실에 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있으며, 손실은 효율을 낮출 뿐만 아니라 베어링에 치명적인 온도 상승을 유발하기도 한다.

1.5 베어링 間隙 (Bearing Clearance)

베어링과 축 사이에 적정 유막을 형성시키기 위해서는 축의 직경에 알맞는 베어링 간극을 유지해야 한다. 베어링 간극은 편심, 압력 형태, 온도 분포 등에 커다란 영향을 미치는 중요변수이다. 주어진 운전 조건에서 베어링 부하용량 또는 최소 유막 두께는 간극의 증가에 따라 증가하기도 하고 감소하기도 한다. 일반적으로 간극이 크면 유막 형성 범위가 감소되고, 그림 1-2에서의 양태각 ø값이 작아지게 된다.

베어링 간극을 통과하는 윤활유의 양은 간극의 3승에 비례하며, 윤활유 온도 강하율도 간극 증가와 함께 커진다.

더욱이 축과 베어링 편심이 증가하면 이것은 최소 유막 두께를 감소시키고, 반대방향에서는 베어링 간극이 증가하는 결과를 초래하여 운전에 좋지 못한 영향을 미친다.

간극이 너무 크면 축의 반경방향으로의 움직임이 발생하여 축정렬에 영향을 미치며, Rubbing으로 인한 증기 Packing의 마멸을 초래한다. 또한 유막의 와류를 증가시켜 동력손실과 윤활유 온도상승을 초래한다.

반면 간극이 너무 작으면 윤활유량이 작아지고 온도상승을 초래한다.

보통 회전수가 2,000 rpm까지는 직경 1인치당 0.0254 ㎜(0.001인치), 4,500 rpm까지는 0.033 ㎜(0.0013인치), 4,500 rpm 이상은 0.05 ㎜(0.002인치)의 간극을 갖도록 설계한다. 이러한 베어링 허용 간극치의 2배까지는 진동값이 낮은 한 베어링을 교체하지 않고도 사용이 가능하다.

1.6 오일 流動과 Orifice (Oil Flow and Orifice)

모든 터빈발전기의 베어링은 압력공급 형식이며, 윤활유가 외부로부터 오리피스

를 통하여 베어링으로 공급된다. 압력공급방식은 항상 정압력으로 오일을 공급하므로 안정성 및 신뢰성이 높을 뿐만 아니라 베어링 냉각효과가 크고 운전 상태가 균일하다. 베어링 유량은 연속적이고 유막 형성에 충분한 양이어야 하며 발생된 열을 제거하기에 충분해야 한다.

오일 온도를 낮게 유지하려면 유량이 가능한한 많아야 하나 너무 많으면 펌프 용량이 커지고 많은 윤활유가 필요하며, 베어링 손실이 커진다.

대부분의 저널베어링에는 오리피스를 설치하여 유량을 운전 조건에 맞게 조절한다. 오일량은 오리피스 크기에 직접 영향을 받으며, 베어링 형상에 의해서도 제한을 받는다. 일반적으로 오리피스의 크기는 평균 오일온도 상승이 17℃가 되도록 구경의 크기를 정한다. 보통 입구오일의 압력과 온도는 0.7~1.75 ㎏/㎠, 40~45℃이며, 베어링 형식과 제작상의 차이로 베어링마다 다소 다를 수가 있다.

저널 베어링 오리피스는 베어링 내에 설치하거나 베어링 하우징으로 연결된 공급관에 설치한다. 오일 공급관에 오리피스를 설치할 경우 베어링마다 오리피스를 한 개씩 설치한다. 오리피스 구경이 너무 커서 베어링 자체가 요구하는 윤활 유량 이상이 통과되면 손실이 증가하고, 베어링 사고시 유량이 급격히 증가하여 타 베어링의 윤활유 부족을 초래하여 대형 사고를 유발할 수 있으므로 좋지 않다.

1.7 Size Factor와 許容 負荷 (Size Factor and Allowable Loadings)

베어링의 크기는 베어링을 설치할 터빈의 제원에 의하여 결정된다. 베어링의 직경은 대부분 축직경에 의해 결정되고 베어링 길이 또한 축 설계자의 지시치를 따르나 축직경처럼 구속력이 강하지 않다. 실제로 중요한 길이는 총 유효길이 혹은 유막 압력이 부하를 지지할 수 있는 길이이다.

현재는 직경에 따라 최소 및 최대 길이가 정해져 있다. 이는 L/D의 비로 나타내는데 최대비는 1.0이고, 최소비는 0.3이다. 이 값은 과거보다 상당히 작아진 값이다.

모든 베어링에서 수하부는 투영면으로 계산하는데, 유효길이와 직경을 곱하여(L×D) 구한다. 이 때 축방향 홈은 제외하지 않지만 원주 방향 홈이 하부 베어링에 있을 때는 유효길이에서 뺀다.

베어링 단위 하중은 유효면적으로 하중을 나누어 쉽게 구해진다 (R/(L×D)). 허용 단위 하중은 사용부에 따라 변하나 보통 7~17.7 ㎏/㎠이다.

베어링의 길이가 길면 축정렬에 민감하며, 동력 손실이 커지고 다량의 유량이 필요해지나 부하용량은 일반적으로 더 커진다.

길이가 짧은 베어링은 유막온도가 높고 단위 길이당 유량이 적고 동력 손실이 적다.

또한 축정렬 상태에 덜 민감하며, 단위부하가 크므로 불안정 운전 상태를 방지하는데 도움이 된다.

각 베어링에서의 베어링 부하를 정확히 파악하는 것이 중요하며, 이를 알기 위해서는 운전중 부하가 변하는 모든 가능한 변수를 이해해야 한다.

터빈축은 베어링 이동으로 정렬되며, 부하는 보통 이러한 조건에서 계산되고 또한 운전중 발생할 수 있는 베어링 높이 변화에 대한 부하도 고려하여 계산한다.

추가로 고려해야 할 사항은 어떤 터빈 Stage에서 상향력을 발생시키는 증기력의 영향이 있는데 부분분사시에 하반부 다이아프램에서 발생하며 특히 증기 밸브 개방순서가 적절치 못할 때 발생한다.

베어링 설계시는 이러한 모든 요소를 고려하여 부하를 결정해야 한다.

1.8 베어링 溫度 (Bearing Temperatures)

저널 베어링 운전시 오일 온도는 대단히 중요하며 베어링이 정상적으로 운전되면 오일온도는 배빗트의 용융이나 피로 강도를 급격히 저하시킬 정도로 올라가지는 않는다.

Drain 오일 온도는 베어링 성능을 평가하는 유일한 요소이다.

온도변화 $\triangle T(T_{out}-T_{in})$는 동력손실의 결과이며, 다음 식으로 표시된다.

$$\Delta T = \frac{Hp}{60 Q C_p \gamma}$$

ΔT = 오일온도 (℃)

Hp = 베어링에서의 손실 마력 (kcal/min)

C_p = 오일의 비열 (kcal/kg℃)

Q = Total Oil Flow (㎤/sec)

γ = 오일의 비중량 (0.00086 kg/cc)

베어링 오일의 허용온도 상승값은 대부분 입구 오일온도와 베어링 메탈에 따라 결정된다. 보통 28℃까지의 온도상승은 대부분 문제가 없으나, 입구온도가 낮음에도 온도상승이 28℃ 이상이 되면 유량이 작든지 동력손실이 크다는 것을 의미한다.

전술한 것처럼 출구 오일온도는 베어링 간극을 통과한 오일과 베어링 간극을 통과하지 않은 오일이 혼합된 온도로 나타나며, 이 혼합 오일의 온도는 베어링 Drain Chamber의 크기나 입구 오리피스의 크기를 변화시켜 쉽게 조절할 수 있다.

Drain 온도와는 달리 베어링 간극 내의 오일 온도는 운전 상태에 따라 많이 변동된다.

최고 유막 온도는 최저 유막 두께 부위에서 발생하며, 이 최저 유막부는 베어링 형상과 운전 상태에 따라 변한다. 과열로 인한 베어링 손상이 발생된다면 손상이 최초 시작되는 곳은 이 국부 과열점이므로 최고 유막 온도값은 대단히 중요한 요소이다. 그러나 이 값은 계산하기가 어려우므로 주로 시험에 의하여 유막 온도의 성질과 위치를 알아낸다. 3600 rpm으로 운전되는 베어링은 설계 한계치 이하인 71~93℃로 운전된다. 실험에 의하면 최고 유막 온도가 177℃에서는 베어링 소손이 발생하나 149℃까지는 이상없이 운전된다는 것을 보여 주었다.

실제 운전시에는 축정렬 불량이나 베어링 고장이 발생할 우려가 있기 때문에 설계시 유막 최고 온도를 낮게 정한다.

베어링 유막온도를 감시하기 위한 온도 측정장치의 설치가 잘못되면 22~28℃의 오차가 발생한다.

대형 터빈의 경우 정상 운전시 베어링 온도는 일정한 상태를 유지해야 하며, 온도가 제한치 이내에 있더라도 3℃ 이상의 온도 변화가 갑자기 발생하면 비정상 상태가 발생한 것이므로, 그 원인을 파악하기 위한 각종 데이터를 철저히 점검해야 한다.

다음은 GE사 베어링의 운전온도 및 경보치이다.

	운전온도(℃)	경보치(℃)	권고 Trip치(℃)
타원형	77~88	107	121
짧은 타원형	88~99	107	121
틸팅 패드형	82~110	116	127

전술한 것처럼 유막 최고 온도는 최저 유막 두께부에서 발생하므로, 베어링 온도 검출장치의 위치는 최저 유막 두께 부위에 설치하여 가능한한 최고 온도를 검출하도록 해야 한다.

최고 유막 온도에 영향을 주는 요소에는 홈, 베어링 길이, 간극 및 편심에 영향을 주는 기타요소 등이 있다.

다음은 베어링 설계 변경시 최고 유막 온도 크기에 변화를 주는 인자들이다.

	온도 상승 억제	최고 유막 온도 저감
길이와 직경비	적게 한다.	0.5~0.75가 좋음
간극과 직경비	크게 한다.	크게 한다.
오리피스 크기	*크게 한다.	*크게 한다.
Chamber의 크기	크게 한다.	영향 없음.
점 도	낮게 한다.	낮게 한다.
홈	-	수하부에는 만들지 말 것.
부하	낮게 한다.	낮게 한다.

* 오일이 베어링을 자연스럽게 통과할 수 있을 정도로만 크게 한다.

1.9 油幕-스프링, 댐퍼 常數 (Oil Film-Spring and Damping Constants)

고속 회전체의 실제 임계속도는 회전체의 기하학적 형상처럼 베어링 지지대의 동적 강성에 달려 있다. 임계속도를 정확히 예측하기 위해서는 베어링 유막의 영향을 포함한 베어링 지지대의 강성을 알아야 한다.

터빈과 같은 기계에서는 항상 어느 정도의 질량 불평형이 존재하며 그 힘은 베어링을 통하여 전달된다. 이 힘은 회전력이기 때문에 저널 중심은 베어링 간극내에서 평형상태에 있지 않고 궤적을 그리게 된다. 그러므로 유막은 로터 시스템을 분석하는데 아주 중요한 요소이다. 많은 진동 시스템에는 위치에너지가 저장되는 스프링과 같은 탄성체가 있으며, 탄성체에 가해지는 힘은 그 물체의 변형량에 비례한다. 베어링에서 힘과 변위의 관계는 일정하지 않고 베어링 성능에 영향을 주는 변수에 따라 변한다.

여러 가지 운전 조건에서의 저널 중심 변화는 예측이 가능하며, 어떤 정해진 조건에 대한 오일의 스프링 상수를 구하기 위해 힘-변위의 관계식을 유도할 수 있다.

베어링 설계시 편심비 $\frac{2e}{C}$ 는 Sommerfeld Number에 의하여 결정된다.

Sommerfeld Number는 다음과 같다.

$$S = \frac{2.42\times10^{-9}\mu ND^2/c}{P}$$

μ = 점도 (센티 포와즈)

N = 속도 (rpm)

D = 직경 (㎝)

C = 공극 (㎝)

P = 베어링 단위 하중

수직방향의 힘은 Sommerfeld Number에 반비례하며, 반경방향 힘은 편심율에 대한 양태각과 관련하여 결정된다. 이것을 분석하면 반경방향 힘 대 고정된 베어링 상태의 변위를 알아낼 수 있다.

유막의 댐핑 특성이 로터 시스템의 설계에 중요하며, 베어링에서 이러한 특성을 정확히 예측하는 것은 스프링 상수를 예측하는 것만큼 어렵다.

스프링 상수가 힘과 변위에 대한 것이라면 댐핑 상수는 속도에 의한 힘에 영향을 받는다. 유막 댐핑은 특히 위험 속도에서 질량 불평형이 있는 계의 진동 크기를 감소시키는 역할을 한다.

베어링 상수처럼 유막 댐핑에 관한 많은 데이터가 실험에 의해 구해져 왔으며, 시간에 따른 수평 및 수직 변위를 측정하여 스프링 상수뿐만 아니라 댐핑 상수를 계산할 수 있다.

2. 저널 베어링의 種類 및 特性 (The Kind and Characteristic of Journal Bearing)

2.1 圓筒 베어링 (Cylinderical Bearings)

평면 원통 베어링은 슬리브 베어링으로서는 가장 널리 사용되는 형식인데 접합면에 윤활유 유입구를 설치한 것을 제외하고는 홈이 없다. 이 형식의 베어링은 상대적으로 고부하를 수용할 수 있는 능력은 있으나, 경부하로 운전될 경우에는 불안정한 Oil Whip이 생겨 진동이 발생하는 단점이 있다. 또한 고속 운전시에는 타원 베어링보다 유막 온도가 훨씬 높기 때문에 고속축에서는 일반적으로 원통 베어링을 사용치 않는다.

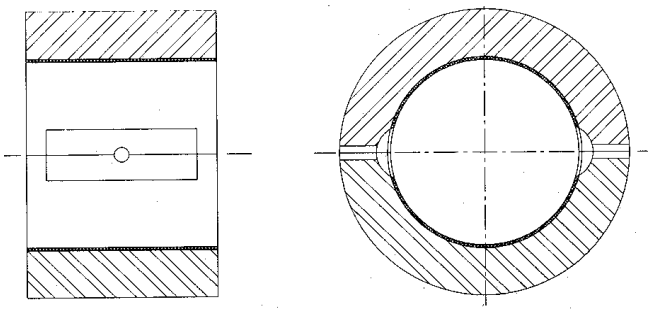


그림 1-5 원통형 베어링

즉 고속 회전 기계에서는 축의 냉각을 위하여 오일을 더 많이 공급하는 상부 베어링의 중간에 큰 원주 방향의 홈이 가공되어 있는 Overshot 원통 베어링을 종종 사용하고

있다.

원통 베어링은 감속 혹은 가속 기어와 같이 저널 부하의 방향과 형태가 변하는 기기에 널리 사용된다. 최근의 터빈은 대구경 축의 경우 타원형 베어링을 사용하며, 소구경이고 경부하로 운전되는 경우 축방향 홈 베어링 또는 압력형 베어링을 사용한다.

베어링에는 반드시 오일 누설을 방지하기 위하여 오일 Seal이나 Deflector가 설치되어 있다. 이는 마멸 특성이 우수하고 마찰시 발열이 적고 쉽게 마멸되는 청동이나 알루미늄으로 만든 Ring 혹은 Labyrinth Seal로서 베어링 하우징의 축 관통부에 설치한다. Deflector와 축과의 간극은 반경 방향으로 0.2~0.254 ㎜이다.

2.2 楕圓形 베어링 (Elliptical Bearings)

타원형 베어링은 수평반경이 수직반경보다 큰 타원과 비슷한 모양을 가지고 있다. 베어링 제작시 베어링에 배빗트를 입힌 다음, 선반 가공할 때 베어링 상하부 접합면에 Oil Gap만큼의 Shim을 삽입하고 진원으로 내경을 가공한다. 내면 가공후 Shim을 제거하면 수평방향의 간극이 수직방향의 간극보다 큰 타원형 모양이 되며 수평간극이 수직간극의 약 2배 정도가 된다.

타원 베어링은 오일 유동량이 많으므로 냉각이 잘되며, 베어링 간극 변화에 민감하지 않으며 고부하에 잘 견딘다. 유막 온도도 다른 형식의 베어링보다 일반적으로 낮다.

타원 베어링은 보통 고속 대형축이고 고하중의 경우에 사용된다. 타원형 베어링에서도 원통형 베어링에서 기술한 “Overshot”으로 하여 사용할 수 있으며, 실제로 타원형 베어링의 개조형으로 많이 사용되는 것은 타원형 Overshot 베어링이다.

이러한 형식의 베어링은 오일 유동량이 증가하므로 운전시 베어링의 온도 상승을 방지할 수 있다.

점도 변화 영향을 무시하면 원주 방향 홈은 동력 손실을 감소시킨다. 실제로 상부 베어링 간극을 증가시킴에 따른 동력 손실 감소는 점도 증가와 완전 유막 형성으로 발생되는 동력 손실의 증가와 상쇄된다.

타원형 Overshot 베어링에서는 베어링 상부에서만 온도가 감소되며, 하반부의 최소 유막 온도는 유량의 영향을 받지 않는다. 그러나 상부홈을 통과하는 오일은 축을 냉각시키고, 순환하는 오일을 좀더 냉각시키게 되어, 수하부의 베어링 온도를 간접적으로 낮아지게 한다.

타원형의 효과는 그림 1-6에서처럼 수렴각(Angle of Convergence) 즉, 웻지 특성이 증가하고 반대측 4분원에 안정 압력파가 발생(그림 1-7)하여 타원 베어링이 원형 베어

링보다 안정성이 있다는 것이다. 하부측의 유막과 반대편 4분원의 압력파에 의하여 저널이 베어링의 중심에서 회전방향으로 약간 벗어난 상태로 운전된다. 그리고 베어링의 하부 4분원에 발생한 압력이 상부 4분원에 발생한 압력보다 크기 때문에 저널이 베어링에서 약간 떠서 회전하게 된다.

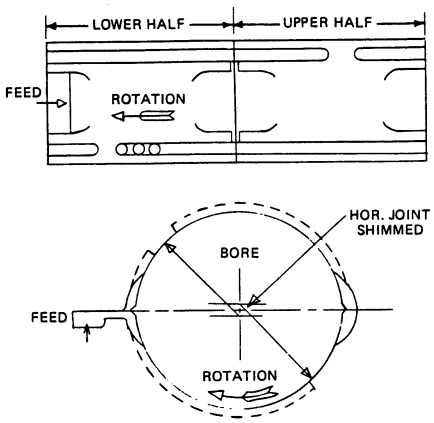


그림 1-6 타원형 베어링

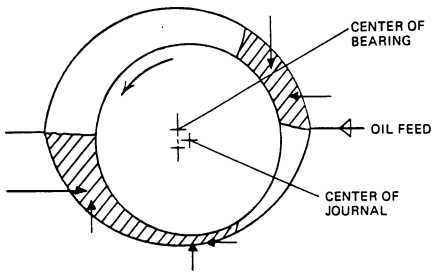


그림 1-7 타원형 베어링의 운전특성

2.3 壓力形 베어링 (Pressure Bearings)

압력형 베어링(Pressure Type Bearing)은 원통형 베어링을 개조한 것이며, 상부 베어링에 안정 압력을 발생시켜 축을 정상 위치로 유지시킨다.

압력형 베어링은 경부하 축이나 축정렬 변화로 부하가 쉽게 변하는 축에 널리 사용되고 주로 소구경축에 사용된다.

이 형식은 상부에 좀 넓은 홈을 가공하는데 이것은 보통의 홈과는 약간 달라 회전방향으로 약 45° 지점에 날카로운 턱이 지도록 홈 끝부분이 가공되어 있다 (그림 1-8 참조).

오일은 베어링의 양측 접합부로 유입되어 하반부 유막과 상부 압력홈으로 각각 공급된다.

축의 회전시 점성력에 의해서 홈으로 유동되는 오일이 홈의 끝단에 설치된 턱에 의하여 급히 정지되므로, 상대적으로 높은 정압력이 발생하여 축을 수직방향으로 잡아주어 축의 안정성을 증가시킨다.

상부의 유압은 턱 위에서 가장 높고 멀어질수록 감소된다. 최고 압력은 7 kg/㎠ 이상이나 평균 압력은 1.4~3.4 kg/㎠ 정도이다.

압력홈의 길이와 폭은 베어링마다 다를 수 있으나, 폭은 보통 베어링 길이의 약 1/2이고 깊이는 0.508~0.762 ㎜이다.

날카롭게 제작된 압력 홈 턱의 모서리는 윤활유 속에 이물질이 포함되어 있을 경우 손상되기 쉽다.

압력형 베어링은 오직 정해진 회전방향에만 효과가 있으므로 베어링 교체시 압력 홈의 방향이 바뀌지 않도록 주의해야 한다.

압력형 베어링을 개조한 형식으로 하반부에 좁은 원주형 홈을 가공하는 방법도 많이 사용되는데 이는 하반부의 유효면적당 단위 부하를 증가시켜 안정성을 향상시키기 위한 것이다.

실제로 압력형 베어링은 단순한 원통 베어링을 개조한 것이며, 일반 운전 특성 또한 원통 베어링과 같다.

압력형 베어링은 Oil Whip이 발생치 않도록 설계되었음에도 불구하고 어떤 부하 조건에서는 Oil Whip이 발생되기도 하는데 이는 턱에서 발생된 압력이 불안정성을 제거할 만큼 충분히 크지 않기 때문이다.

압력형 베어링의 최대 단점은 오일 유동에 의해 턱 부분의 침식이 계속적으로 발생되는 것이다. 또한 턱에 이물질이 모이게 되어 점검시 턱 부위 전부가 마멸된 경우를 자주 보게 된다.

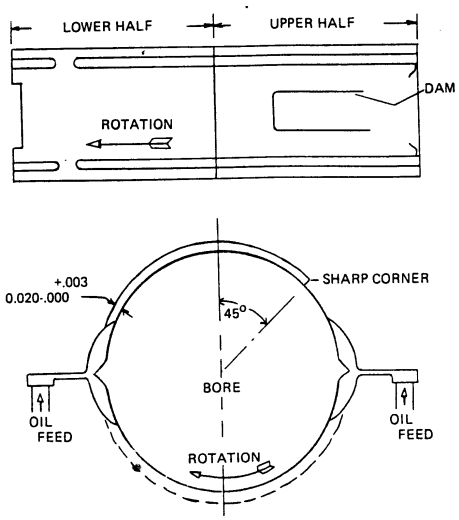


그림 1-8 압력형 베어링

2.4 軸方向 홈 베어링 (Axial Groove Bearings)

축방향 홈 베어링(그림 1-9)에는 축방향으로 가공된 홈이 있다. 이러한 형식은 원통형 또는 타원형에서 채택되고 있으며, 홈의 수와 크기는 일정하지 않고 설계에 따라 달라진다.

이 축방향 홈의 효과는 유막 압력을 분산시켜 하부 베어링의 양측에 안정 압력을 발생시키기 때문에 높은 안정도가 필요한 곳에 사용된다 (그림 1-10).

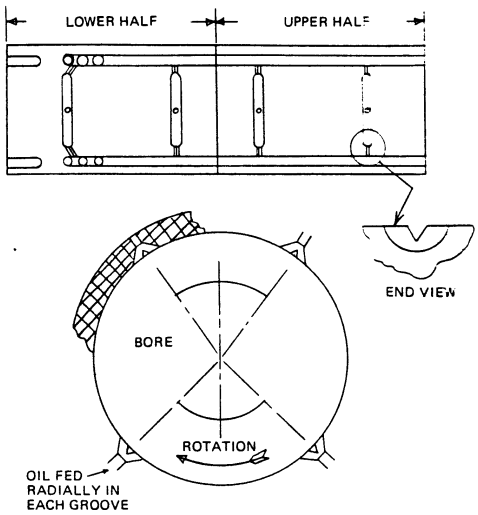


그림 1-9 Axial Groove Bearing

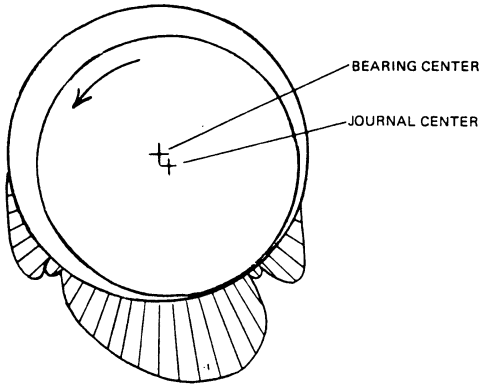


그림 1-10 Axial Groove Bearing의 압력분포

홈의 깊이는 베어링 성능에 거의 영향을 주지 않지만 홈의 폭은 베어링 부하 용량과 직접적인 관계가 있다. 또한 홈 끝단의 형상도 중요한데 모서리를 깍아내거나 둥굴게 해서도 안된다.

각 홈의 양쪽 끝에는 삼각형 모양의 모서리가 있어 이것이 베어링 유량을 조절한다. 이들 모서리를 변경시키면 즉시 유량과 베어링 Drain 온도가 변하고, 축방향 홈에 의하여 유막 압력이 불연속적으로 발생하므로 하중 부위의 최소 유막 두께가 얇아지고 유막 온도가 높아지게 된다.

그림 1-11에서처럼 축방향 홈의 효과는 홈 부위에서는 유막 압력이 상승되지 않으므로, 하부 베어링의 양 측면에 안정 압력이 발생토록 하는 것이다.

최대 유막 온도는 속도와 부하에 따라 71~112℃로 유지하고 이 이상은 좋지 않다. 타원형 보어를 가진 축방향 홈 베어링도 사용되는데 이것은 축방향 홈이 6개 있고 원

주 방향 홈이 베어링 중심에 1개 있다. 원주 방향 홈은 각 축방향 홈에 오일을 공급하는 역할을 하기 때문에 유량이 많아져서 Drain 온도는 낮아진다.

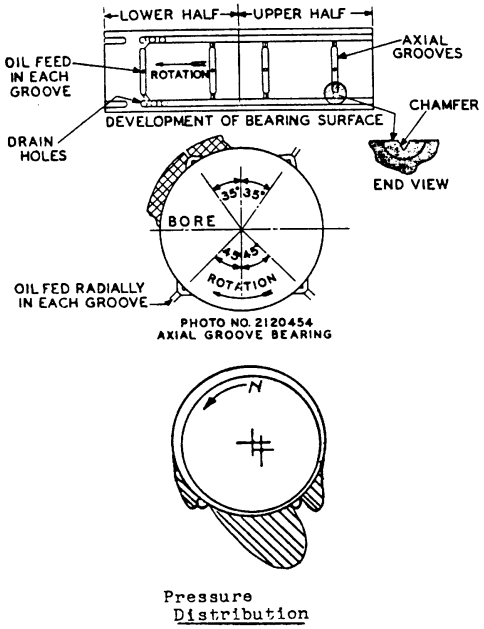


그림 1-11 축방향 홈형 베어링의 구조 및 유막 특성

홈의 끝부분은 그림 1-9, 1-11과 같이 작은 삼각형 모따기 가공이 되어 있다. 이 모따기에 의하여 조절되는 오일량은 전체 유량의 약 30~60%가 된다. 만약 홈 끝에 모따기가 없으면 Drain 오일 온도가 상승할 것이며, 반대로 축방향 홈을 모따기 없이 끝까지 가공하면 유량 제한이 되지 않기 때문에 많은 양의 오일이 베어링 밖으로 흘러나가게 된다.

축방향 홈 베어링의 Drain 온도가 높은 상태로 운전되면 모따기가 너무 작은 것이며, 이를 크게 하여 온도를 낮출 수 있다. 모따기는 실제로 유량과 Drain 온도를 조절할 수 있으나 베어링 유막 온도 자체에는 거의 영향을 주지 못한다.

홈을 설치하지 않은 타 베어링과 비교하여 축방향 홈 베어링은 더 높은 유막 온도로 운전된다. 하부 수하부에 있는 두 개의 홈이 부하용량을 감소시키고 저널의 편심을 증가시키므로, 최소 유막 두께가 더 얇아져 최고 유막 온도가 높아지기 때문이다.

부하가 증가하면 최대 유막 온도 지점은 수직 중심선 쪽으로 이동이 발생하며, 설계 부하에서 평균 위치는 수직 중심선으로부터 회전방향으로 25~30°이다. 최대 유막 온도는 부하 및 속도에 따라 71~116℃ 정도이며, 116℃를 초과하면 설계가 잘못된 것이다.

타원형 축방향 홈 베어링은 대형 터빈에서 사용되는데 홈의 수는 6개이며, 균등하지 않은 간격으로 배치된다. 원주방향 홈은 모든 홈을 연결할 수 있도록 베어링 가운데에 있다.

타원형 축방향 홈 베어링의 운전은 원통형과 비슷하며, 유량이 많으므로 베어링 Drain 온도는 낮게 유지된다.

2.5 多圓弧 베어링 (Multilobe Bearings)

다원호 베어링은 여러 개의 세그먼트로 구성되며, 세그먼트 보어는 베어링 간극보다 큰 반경을 가지므로 예압을 형성된다. 세그먼트는 3, 4,……10개까지 될 수 있다. 일반적으로는 3 내지 4개 세그먼트로 구성된다. Lobe는 각 세그멘트에서 수렴 및 확산되거나 보통 Tapered Land 설계라 부르는 각 세그먼트에서는 일정하게 수렴된다. 그림 1-12은 Load On Pad(LOP) 3개 Lobe 형식이다.

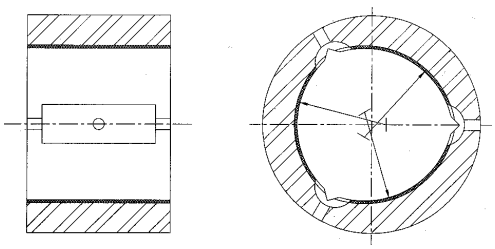


그림 1-12 3 원호 저널베어링

2.6 오프셋 베어링 (Offset Half Bearings)

이 베어링은 원통형 저널 베어링의 독특한 형식으로 Offset은 상하부가 그림 1-13과 같이 수평분할선(보통 간극의 1/2) 기준으로 약간 편심되어 있다. 원통형 저널 베어링보다 더 안정적이긴 하나 불안정한 경향은 아직 남아 있다. 한편, 그림 1-14와 같이 표준 수평 설치 형식보다 회전 방향으로 45° 돌려 설치한 형식이 일반적으로 안정성이 있어 더 효과적이다.

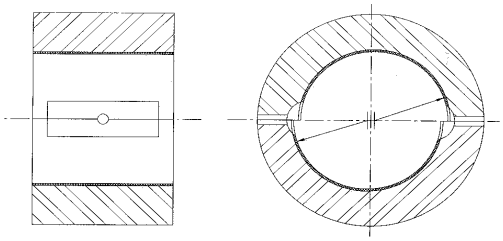


그림 1-13 Offset Half 저널베어링

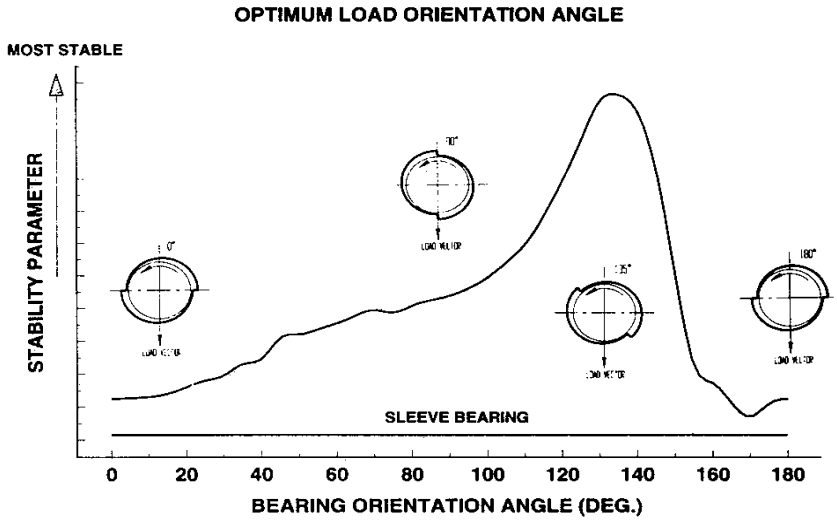


그림 1-14 안정성이 최대로 되는 Offset Half의 최적 위치

2.7 틸팅 패드 베어링 (Tilting Pad Bearings)

다른 형식의 베어링과 비교해 볼 때 틸팅 패드 베어링은 최신 설계 방식의 베어링이며, 축의 안정성이 요구되는 경우에 사용한다. 이 형식의 베어링은 축정렬의 베어링 부하가 크게 변동하는 대형 터빈에 주로 사용되어 왔으나, 최근에는 축의 안정성이 요구되는 보조기기에도 널리 사용되고 있다.

틸팅 패드 베어링은 내면이 배빗트로 입혀져 있는 3~6개의 패드로 구성되어 있으며, 운전중에 각 패드에 유막 압력이 최적으로 형성될 수 있도록 축에 따라 자유롭게 경사 및 선회될 수 있는 구조이다.

패드수는 보통 4개, 5개 혹은 6개로 하는데, 4개의 패드형은 각 상하부에 2개씩의 패드가 있으나, 5패드형은 4패드와 6패드 베어링의 조합으로 상하부중 한쪽을 2패드로 하고 그 반대편을 3패드로 한다.

그림 1-15은 6개의 패드로 이루어진 핀 고정형 틸팅 패드 베어링이다.

패드는 뒷부분에는 옆면에서 보아 축방향으로 돌출부가 있는데 이 돌출부가 베어링 케이싱의 홈(Lips)과 맞추어져 반경방향으로의 움직임이 방지되며, 원주방향 움직임은 베어링 하우징과 패드사이에 설치된 핀에 의하여 방지된다.

핀이 끼워지는 패드의 구멍은 핀의 직경보다 약간 크게 하여 고착을 방지하고, 패드가 자유롭게 경사지는데 방해를 주지 않도록 한다.

각 패드가 경사지는 동작은 베어링 케이싱 내경면과 패드의 뒷면 사이에서 발생하는

데 Double 틸팅의 경우에는 원형 접촉이 되고, Single 틸팅의 경우에는 선접촉이 된다.

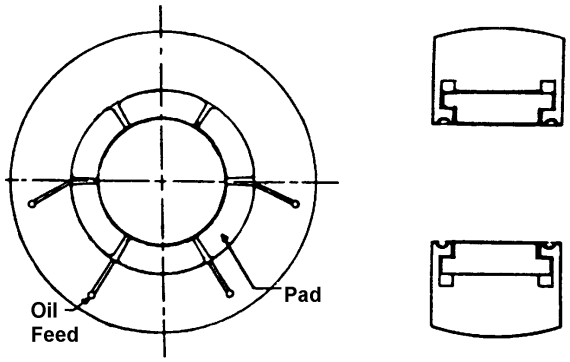


그림 1-15 핀 고정형 틸팅 패드 베어링

그림 1-16과 같이 블록을 사용하여 패드를 장착하는 방법도 있다. 블록의 뒷면 곡률을 베어링 보어와 동심원으로 가공하며 보통 나사를 사용하여 고정한다. 이 뒷면 곡률은 베어링 하우징 내경의 곡률보다 작도록 하여 패드가 틸팅되는 동작이 자유롭게 발생하도록 한다.

베어링 간극을 줄일 필요가 있을 때는 패드와 블록 사이에 Shim을 삽입하여 조정한다. 그림에서처럼 패드 피봇점의 위치는 보통 중앙인데, 이는 축의 회전 방향이 정회전 및 역회전 두 방향을 고려한 것이며, 만약 축이 한 방향으로만 회전하면 피봇 위치는 패드의 입구 모서리부터 패드 길이의 0.6되는 위치가 가장 바람직하다.

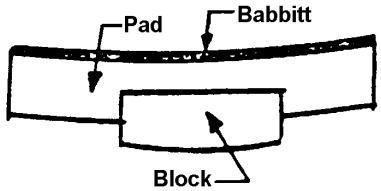


그림 1-16 Block 고정형 틸팅 패드 베어링

패드에서 발생하는 압력 형태는 그림 1-17과 같고, 정상운전시 패드는 회전방향으로 경사진다. 다른 베어링과는 달리 이 베어링은 상부 베어링의 온도가 높은데 이것은 상부 패드의 수력학적 부하 때문이다. 부하와 간극이 증가하거나 속도가 감소하면 저널이 상부 패드와 떨어지면서 상부 패드의 온도도 저하한다.

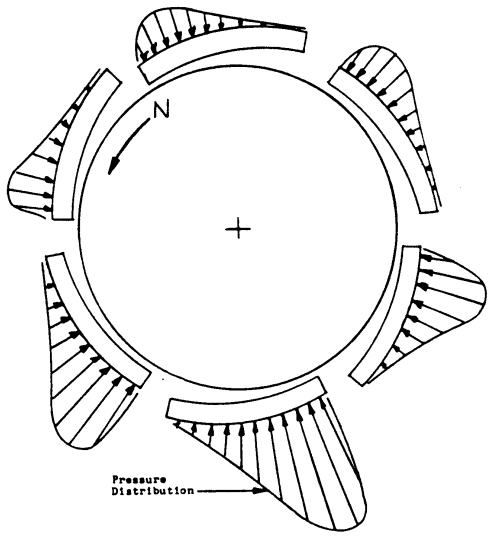


그림 1-17 틸팅 패드 베어링의 유체역학적 특성

틸팅 패드 베어링은 일반적으로 재래식 베어링보다 높은 유막 온도로 운전되며, 최대 유막 온도는 대부분의 다른 베어링보다 수직 중심선 가까이에서 발생한다. 다른 형식의 베어링은 베어링 부하가 5.3 ㎏/㎠이상이 되어야 안정운전이 가능하나 틸팅 패드 베어링은 1.4 ㎏/㎠ 이하에서도 안정운전이 가능하다.

오일은 패드 사이에 위치한 오리피스를 통하여 베어링 내로 유입된다. 베어링 밖으로 흘러나오는 오일은 하우징 끝에 설치된 Wiper나 Seal Ring에 의하여 조절된다.

베어링의 윤활은 "Overflow" 방식이므로 오일의 교반과 와류는 동력 손실을 증가시키고, Drain 온도를 상승시키기 때문에 틸팅 패드 베어링은 유량이 많아야 하고 타 베어링에 비해 동력 손실이 크다.

틸팅 패드 베어링은 각 패드가 축을 잡아주는 역할을 하기 때문에 축의 수평방향 이동량이 적으며, 이것이 안정성을 증가시킨다. 안정성을 증가시키는 또다른 요인은 각 패드에 의하여 연속적인 수력학적 유막이 끊어지고, 패드의 합력이 피봇을 통하여 반경방향으로 작용하여 대칭이 되므로, 축의 Whirl을 발생시키는 접선방향의 힘을 발생시키지 않는 점이다.

보통 이 형식의 베어링은 오일 Whip이 발생하지 않지만 경부하로 운전시는 오일 Whip이 발생할 수도 있는데, 실험상으로 오일 Whip은 부하가 거의 없는 상태에서 발생하였으며, 1.4 ㎏/㎠의 베어링 단위압력을 발생시키는 부하 이상에서는 일어나지 않았다.

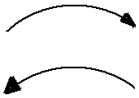
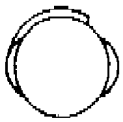
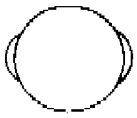
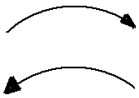
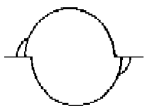
틸팅 패드 베어링에서 사용되는 패드지지 형식에는 3가지가 있다. 첫 번째는 그림 1-18(a)와 같이 선접촉 Rocker Back Pad형이며, 설계가 가장 간단하고 제작비가 싸다. 이 형식은 원주방향으로는 틸팅이 되나 축방향으로는 되지 않는다. 선 접촉이기 때문에 축정렬이 잘되지 않으면 피봇 응력이 상당히 높게 된다. 두 번째 형식은 그림 1-18(b)와 같이 나선형의 점 피봇 설계이며 나선형 바닥(Bottom)은 패드 또는 하우징에 설치되고 Member 반대쪽에 경화된 Flat Disc에서 피봇된다. 이 베어링은 모든 방향으로 틸팅되나 높은 피봇 응력으로 인해 피봇점이 평평해지고, 베어링 간극이 급격히 증가한다. 이것은 접촉면을 경화처리 함으로써 최소화할 수 있다. 이들 지지점에서는 높은 충격 하중으로 균열이 발생되기도 한다. 세 번째 형식은 그림 1-18(c)와 같이 나선형 면피봇 설계이며 패드 하중은 볼 및 소켓 배열을 통해 하우징으로 전달된다. 정상하중에서는 피봇 응력이 낮은 레벨이 되도록 볼 및 소켓 크기를 쉽게 선정할 수 있다. 고하중 및 고속에 적용할 경우 Fretting과 마멸 발생에 주의해야 한다.

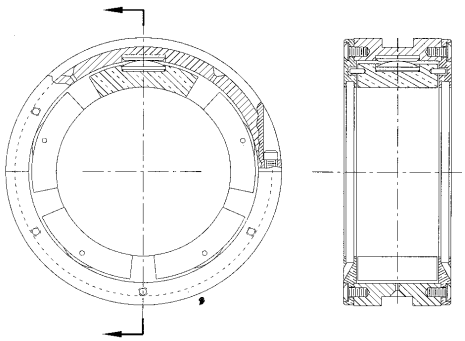
패드의 접촉응력이 높을 경우 간혹 패드 피봇 마멸과 브리넬링(Brinelling)이 되어 간극이 증가한다. 이로 인해 베어링 예압이 감소하여 베어링 강성이 감소되고 임계속도가 낮아진다. 대부분의 고성능 터보 기계는 2차 임계속도 바로 아래에서 운전되기 때문에 피봇 마멸로 인해 임계속도를 운전속도 범위 가까이 접근시킨다. 이러한 현상은 진동이 증가하면 피봇 마멸도 증가하기 때문에 상황이 더욱 악화된다.

표 1-1 베어링 특성 요약

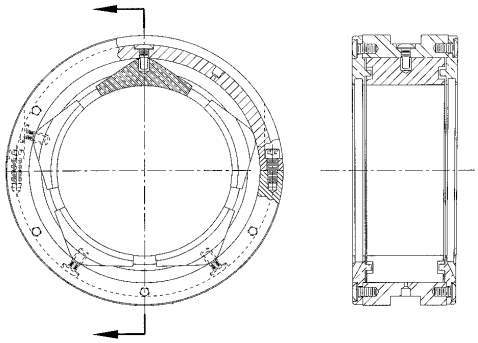
항 목	우 수 순 위
부하용량	타원형 > 원형 > 압력형 > 틸팅 패드형 > 축방향 홈형
최소 유막 온도	타원형 > 원형 > 압력형 > 틸팅 패드형 > 축방향 홈형
저온도 상승	타원형 > 원형 > 압력형 > 틸팅 패드형 > 축방향 홈형
안정성	틸팅 패드형 > 축방향 홈형 > 압력형 > 타원형 > 원형
고유량	틸팅 패드형 > 타원형 > 압력형 > 원형 > 축방향 홈형
저동력 손실	타원형 > 원형 > 압력형 > 축방향 홈형 > 틸팅 패드형
저가격	원형 > 타원형 > 압력형 > 축방향 홈형 > 틸팅 패드형
간극 변동에 대한 민감성	축방향 홈형 > 원형 > 압력형 > 틸팅 패드형 > 타원형

표 1-2 저널 베어링 형식별 비교

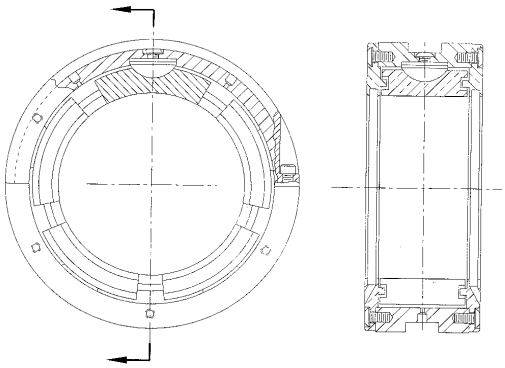
Bearing Type	Load Capacity	Suitable Direction of Rotation	Resistance to Halfspeed Whirl	Stiffness and Damping
Cylindrical Bore	Good		Worst	Moderate
Cylindrical Bore with Dammed Groove 	Good			Moderate
Lemon Bore 	Good			Moderate
Three Lobe	Moderate		Increasing	Good
Offset Halves 	Good			Excellent
Tilting Pad	Moderate		Best	Good



(a) Rocker back 피봇 틸팅 패드 베어링



(b) Spherical 점 피봇 틸팅 패드 베어링



(c) Ball-in-Socket 틸팅 패드 베어링

그림 1-18 여러 가지 틸팅 패드 베어링

3. 저널 베어링 整備 (Maintenance of Journal Bearing)

3.1 베어링 間隙의 測定 (Measurment of Bearing Clearance)

3.1.1 分解 狀態에서 計測 (Checking on Disassembly)

베어링 내경과 저널 외경을 Micrometer로 계측하여 그 차를 간극으로 한다 (타원 베어링인 경우 수직방향 치수를 계측한다). 이 간극이 설계치의 2배까지는 진동 문제가 없는 경우 사용할 수 있다.

3.1.2 組立 狀態에서 計測 (Checking on Assembly)

그림 1-19와 같이 상부 베어링을 들어 올리고 Oil Gap의 1.3~1.5배의 연선을 저널 상부에 올려놓은 후 상부 베어링을 덮고 볼트를 규정 토오크로 조인후 푼다. 상

부 베어링을 다시 들어 올리고 연선의 압축된 두께를 Micrometer로 계측한다. 이것이 실제 Oil Gap이다.

기준 Oil Gap은 저널 직경× $\frac{1.3}{1000}$ ~ $\frac{1.33}{1000}$ 이며, 타원 베어링의 경우 Side 간극은 Oil Gap의 2배이다.

측정시 아주 두꺼운 연선이나 휴즈를 사용하면 Babbitt가 손상되므로 사용하지 말아야 하며, 연선은 베어링 메탈 폭보다 긴 것을 사용해야 하고, 전후 간극차가 없는가 확인한다.

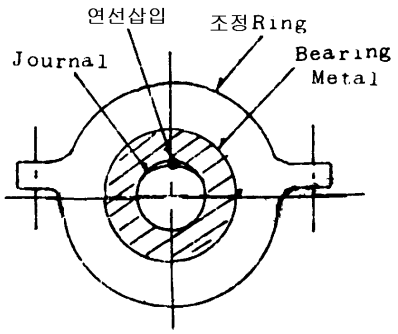


그림 1-19 저널 베어링 Oil Gap의 측정

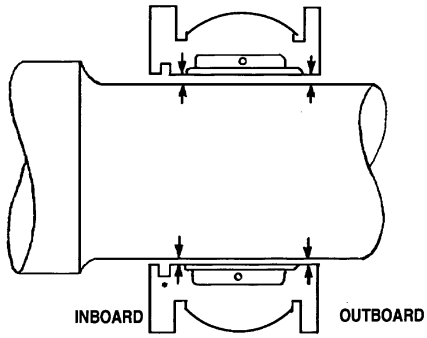
3.2 저널과의 平行度 測定 (Checking Parallel Alignment)

베어링 메탈이 저널과 평행하게 조립되지 않으면 접촉면에서 Wiping 현상이 발생하여 Babbitt의 손상원인이 되기 때문에 저널과의 평행도를 확인하는 것이 중요하다. 이 확인은 그림 1-20과 같이 4곳의 간극을 다음과 같은 방법으로 측정한다.

동일한 두께(0.2~0.4 ㎜)의 Thickness Gage를 삽입하여, 그 깊이 측정값의 전후차가 5 ㎜ 이내가 되는 것을 원칙으로 한다.

좌우 방향 평행도(Twist)는 $\frac{(OL - IL + OR - IR)}{2}$ 의 값이 ± 0.0003×저널 직경이하이어야 하고, 그림 1-21의 상하 방향 평행도(Tilt)는 OV-IV-(OT-IT)의 값이 0 ~ 0.0001×Journal Dia. 이하이어야 한다.

평행도 확인은 Shim Plate 조정, 또는 Oil Flushing후 베어링을 움직일 때는 필히 실시해야 한다.



DATA TABLE FOR TWIST

Tb. # _____
Date _____
Brg # _____
By = _____
OL = _____
IL = _____
IR = _____
OR = _____

RELATIONS FOR TWIST

TWIST; (OL – IL + IR – OR)/2
= _____

TWIST Alignment Limits

= ± 0.0003 X Brg. Dia
= _____

RECHECK

Date _____
Brg # _____
By _____
OL = _____
IL = _____
IR = _____
OR = _____

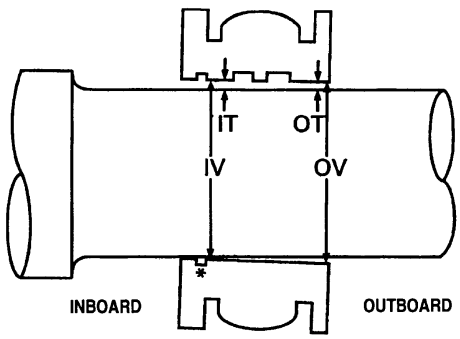
RELATIONS FOR TWIST

TWIST; (OL–IL + IR – OR)/2
= _____

TWIST Alignment Limits

= ± 0.0003 X Brg. Dia
= _____

그림 1-20 베어링 Twist 측정 (저널과의 좌우 방향 평행도)



DATA TABLE FOR TILT

Date _____
Brg # _____
By _____
OV = _____
IV = _____
OT = _____
IT = _____

RELATIONS FOR TILT

TILT; (OV–IV) – OT + IT
= _____

TILT Alignment Limits
= 0.000 to + 0.0001 x Brg. Dia
= _____

EXAMPLE: ENGLISH UNITS (All dimensions in inches; accuracy to nearest 0.001 in.)
Say 20 in Dia Brg, (Outboard End Set Low)
OV = 20.025, IV = 20.026, OT = 0.027, IT = 0.028
(OV–IV) = 20.025 – 20.026 = – 0.001 (NOTE SIGN)
TILT = – 0.001 – 0.027 + 0.028 = 0.000
MAX TILT Allowable = 0.000 to + 0.0001 x 20 in. Dia. + 0.000 to + 0.002
∴ TILT OK

EXAMPLE: METRIC UNITS (All dimensions in mm; accuracy to nearest 0.025mm)
Say 508 mm Dia Brg, (Outboard End Set Low)
OV = 508.635, IV = 508.660, OT = 0.686, IT = 0.711
(OV–IV) = 0.686 – 0.711 = – 0.025 (NOTE SIGN)
TILT = – 0.025 – 0.686 + 0.711 = 0.000
MAX TILT Allowable = 0.000 to + 0.0001 x 508 mm Dia. = 0.000 to 0.051
∴ TILT OK

그림 1-21 베어링 Tilt 측정 (저널과의 상하방향 평행도)

평행도 조정법은 그림 1-22와 같이 Oil Jack을 베어링 가까이 설치하여 로터를 0.4 ㎜ 정도 위로 들어 올려서 로터의 자중이 베어링에 걸리지 않도록 해놓고 베어링을 움직여 평행도를 조정한다. 이 때 로터의 좌우 변동이 있는지를 확인하기 위하여 로터의 좌우측에도 다이얼 게이지를 설치하는 것이 좋다. 만약 평행도를 정확히 조정하여 로

터를 원위치로 내린 후에도 평행도가 나쁘면 베어링의 배빗트와 저널의 접촉상태를 점검할 필요가 있다.

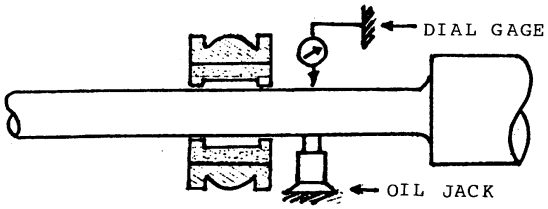


그림 1-22 평행도의 조정

3.3 저널과 베어링과의 接觸幅 (Contact between Journal and Bearing)

저널과 베어링과의 접촉폭의 경험상 적정치는 저널 직경×0.33~0.54(약 40°~60°)이다.

① 그림 1-23에서 접촉폭의 길이의 비($l_1 : l_2$)가 1:3을 넘는 경우는 베어링 구면에서의 토오크와 접촉율 또 간극을 점검하고 필요에 따라서는 구면을 연마 가공한다. 비록 접촉폭의 길이의 비가 1:3 이하 이더라도 운전중에 불안정한 진동이나 고온 발생 등 이상한 경우가 없어야 하고, 수압면 이외에서의 접촉 흔적이 없어야 한다.

② 접촉 길이가 원주의 60°를 초과할 경우는 간극, 베어링 하중, 배빗트의 마멸 등을 충분히 점검하고 필요에 따라서는 베어링의 교체, 하중 조정 등을 검토한다.

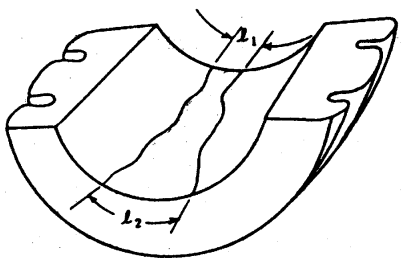


그림 1-23 저널 베어링의 접촉폭

3.4 저널 베어링의 球面 管理 (Management of Journal Bearing Ball Seat)

터빈 베어링은 그림 1-24와 같이 베어링좌가 구면으로 되어 있어 로터의 변위에 따라 자유로이 자동 조심되도록 되어 있다. 제작사에 따라 다르지만 어떤 베어링에서

는 상부 베어링이 분해된 상태인 Rotor Alignment중에만 이 Ball Seat가 자동 조심되고, 완전 조립된 상태인 정상 운전중에는 보통 그 위치가 고정되는 경우가 있고, 어떤 베어링에서는 운전 중에 자동 조심되는 형태가 있다.

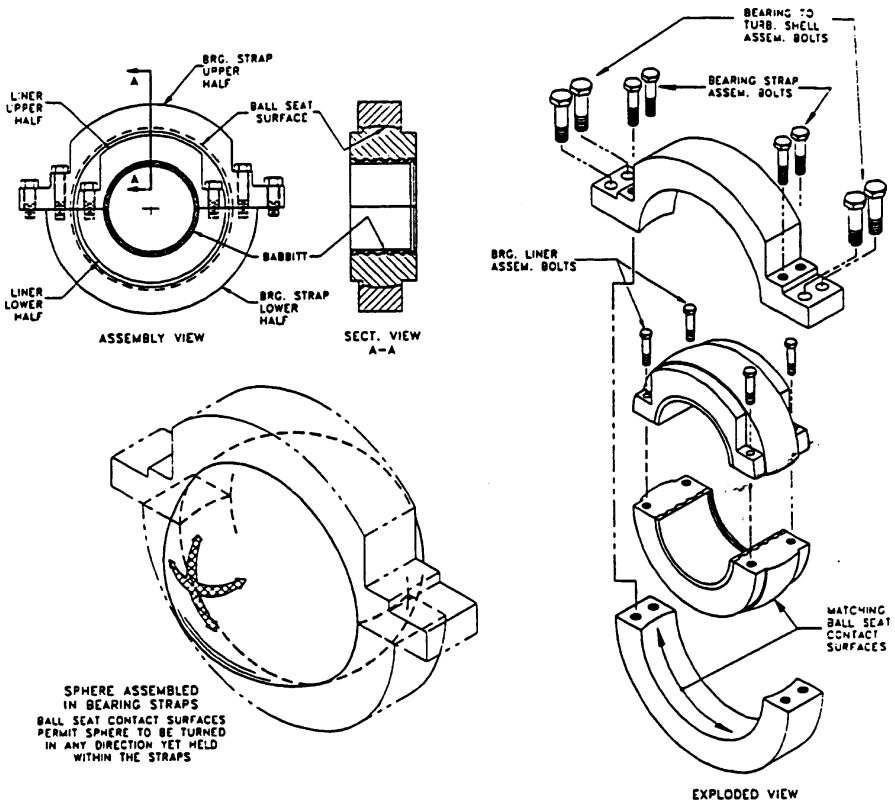


그림 1-24 저널 베어링의 Ball Seat

3.4.1 球面座 接觸 狀態 (Ball Seat Contact)

(1) 베어링 구면좌 접촉 상태

베어링 조정링과 Ball Seat의 접촉율은 베어링 안정성을 좌우할 뿐만 아니라, 자동 조심 작용에 큰 영향을 미친다. 일반적으로 접촉율은 유효면적의 80% 이상되어야 한다. 특히 급유공이나 배유공이 있는 부분은 완전 접촉이 되어야 기름이 새지 않는다. 그림 1-25는 Ball Seat Contact Check의 개략도이다.

접촉율 수정 작업을 할 때는 베어링 조정링은 원형을 유지하도록 하고, 수정할 곳은 베어링 구면을 Scraping하여 조정한다. 수정작업은 줄이나 샌드 페이퍼를 사용하지 말고 반드시 Scraper나 Oil Stone을 사용해야 한다. 이 때 접촉 시험은 Blue Paste나 인

주 등을 칠하여 확인한다. 베어링 형식에 따라 하부 베어링만 접촉 수정하고 상부 베어링은 할 필요가 없는 것도 있다.

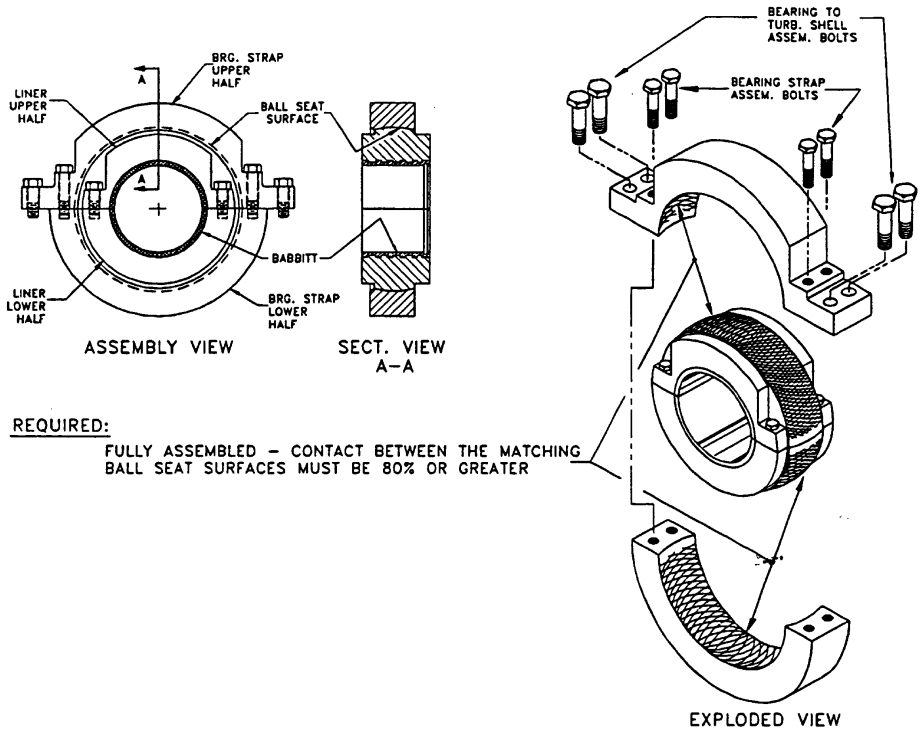


그림 1-25 Ball Seat 저널 베어링의 Contact Check

(2) Shim Pad 접촉 상태

하부 베어링의 조정 Ring에는 베어링을 좌우 상하로 이동 조정시키는 Shim Plate와 Pad가 있다. 이 Shim Plate와 Pad는 로터 하중을 Pedestal 기초에 전달하는 중요한 역할을 한다. 따라서 Shim Plate와 Pedestal 및 Pad와 베어링의 조정 Ring은 서로 완전 접촉하는 것이 이상적이다.

이 접촉율이 80% 이하일 때에는 조정 Ring의 Pad면을 수정하지 않으면 안된다. 특히 Shim Pad의 위치가 45°이하인 경우는 100% 접촉율을, 90°의 Shim Pad에서는 약간 접촉하는 정도를 목표로 한다.

이 작업은 필히 상하 조정 Ring을 체결하여 원형으로 만들어 베어링 Padestal측의 Pad가 접촉되는 면에 Paste를 칠하고 조정 Ring을 넣어 접촉 상태를 확인한다. 접촉 상태가 불량할 때는 Pad를 Scraper로 가공한다. 특히 Alignment중 Shim Plate를 0.2 ㎜ 이상 조정한 경우는 필히 접촉 상태를 다시 점검해야 한다.

3.4.2 베어링 토오크 및 핀치 測定 (Bearing Torque and Pinch Check)

베어링 Ball Seat 조립 상태의 점검은 토오크를 측정하는 방법과 Pinch를 측정하는 방법이 있다. 토오크 측정 방법은 조립 상태에서의 응력과 Ball Seat의 상태에 관한 정보를 제공하기 때문에 두 가지 방법 중에서 더욱 정확한 방법이라고 할 수 있다. 토오크 측정값이 최대 권고치를 넘어서게 되면 Ball Seat 조임 상태가 너무 커서 Ball Seat에 응력이 너무 많이 걸려 있거나, Ball Seat의 형상이 잘못되어 있거나, Seat 부위가 손상되었거나 혹은 Seat 부위가 이물질에 의해 오염되어 있다는 것을 나타낸다. 이러한 경우 조립이나 운전중에 베어링이 움직일 수 있는 원인이 된다.

토오크 값이 권고치보다 적으면 베어링 조립 상태가 너무 느슨하다는 것을 나타낸다. 경험에 의하면 베어링 Ball Seat 조임 상태가 너무 느슨하면, 일반적으로 회전 기계에 바람직하지 않은 Sub-synchronous 진동이 발생된다.

Pinch 측정 방법은 베어링과 조정링 사이의 조임 상태만을 측정한다. 이 방법은 Ball Seat 부위에 큰 이물질이 있는가, Ball Seat에 큰 손상이 있는가, 비정상적인 큰 힘이 존재하는가 만을 알아낼 수 있다. 운전 중에 베어링을 움직이게 할 수 있는 원인이 되는 부적절한 Ball Seat 형상, 작은 이물질의 존재나 Ball Seat의 작은 손상 등과 같은 정보는 알아낼 수 없다.

Pinch Check는 정비 일정상 Torque Check를 할 수 없거나, Torque Check를 할 수 있는 장비를 쉽게 준비할 수 없거나, 최근에 그 베어링의 Torque Check를 하였거나 할 때, Torque Check 방법을 대신할 수 방법이다. 이러한 상황하에서는 베어링이 양호하게 조립되었다는 전제하에서, Pinch Check 방법도 베어링 Ball Seat의 조임 상태를 알려 주는 좋은 방법이다. 그러나 Ball Seat 조립 틈새에 외부 이물질이 유입될 가능성이 항상 존재하고, 혹은 조립 중에 Ball Seat가 손상될 수도 있다. Pinch Check 방법으로는 이러한 것을 알아낼 수가 없기 때문에, Pinch Check 방법을 채택할 때에는 베어링 조립시 이물질이 끼어들지 않게 특히 유의하고, 베어링 Ball Seat부에 손상이 발생되지 않도록 주의해야 한다.

Torque Check 방법을 채택하든지, Pinch Check 방법을 채택하든지 간에 Ball Seat부 Contact Check는 반드시 해야 한다. Contact Check가 요구치를 만족하면, 베어링 Seat는 견고한 상태가 되고, 베어링으로 공급되는 오일의 누설도 방지될 것이다.

(1) 베어링 핀치 測定 方法

① 분해시의 계측

베어링 메탈과 조정 Ring을 따로따로 조립하여 조정 Ring의 내경과

베어링 외경을 Micrometer로 측정하여 그 차를 구면 간극으로 한다.

베어링을 교체하거나 Babbitt를 Remoulding하여 재사용시는 이를 측정해야 하고, 측정 위치는 그림 1-26에 준한다.

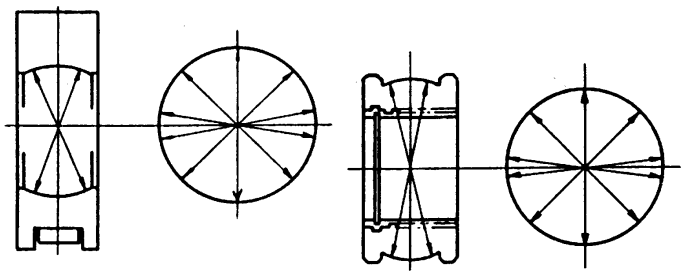


그림 1-26 구면 간극의 측정

② 조립시의 계측

그림 1-27과 같이 베어링 구면 상부에 연선(0.4~0.6 ㎜)을 올려 놓고 조정 Ring 수평면 양쪽에 0.3 ㎜ 정도의 두께인 Shim Plate를 올려 놓은 후 상부 조정링을 정상 조립시의 토오크를 주어 조립한다. 다시 조정 Ring을 분해하여 압축된 구면 상부의 연선 두께를 측정하고, 여기서 삽입한 Shim Plate의 두께를 빼낸 값이 베어링의 구면 간극이 된다. 압축후의 연선의 두께가 0.2~0.3 ㎜ 정도 되도록 Shim Plate 두께를 삽입하는 것이 좋다.

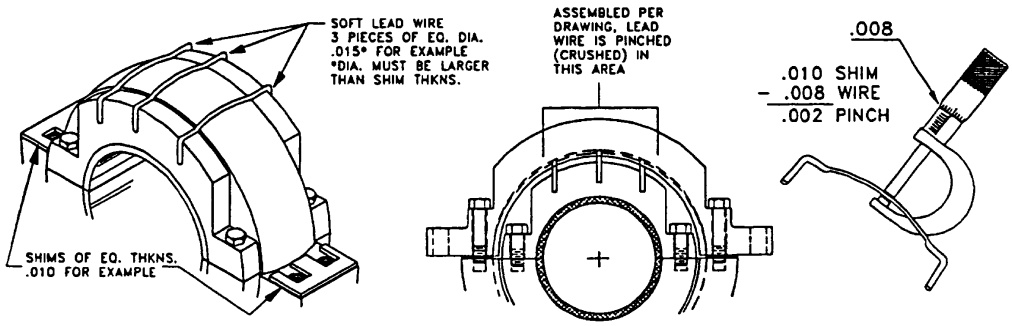


그림 1-27 Ball Seat 저널 베어링의 Pinch Check

③ 구면 간극 관리치

Pinch Clearance는 Unit마다 또 베어링마다 그 값이 다르므로 제작자 설계치에 따라 조정한다.

④ 구면의 진원도

구면 간극이 불량할 때 추가 조사하는 방법으로써, 베어링과 조정 Ring을 선반에서 중심을 잡고, 다이얼 게이지로 3곳(그림 1-28)에서의 진원 상태를 확인한다. 측정 결과 0.05 ㎜ 이상의 변형이 확인되면 구면을 연마 가공한다.

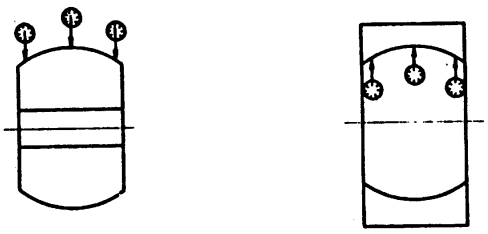


그림 1-28 Ball Seat의 진원도 측정

(2) 베어링 토오크 측정

이 Torque Check는 베어링을 조정 Ring으로 완전히 조립했을 때, 베어링이 조정 Ring내에서 구면 유동을 하는데 필요한 토오크를 측정하는 것이다. 토오크 목표치를 결정하는 방법으로 베어링 구면 직경에 의한 방법과 조정 Ring 체결 볼트의 크기에 따른 방법이 있다.

① 베어링 구면 직경에 의한 Torque Check

그림 1-29와 같이 조정 Ring과 베어링을 Pedestal에 고정시키고, Torque Check용 Device를 설치하여 토오크를 측정한다.

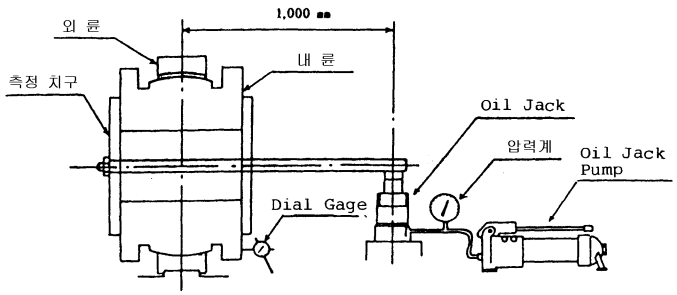


그림 1-29 Ball Seat 토오크 측정

다음은 GE나 HITACHI사에서 규정하는 토오크 관리치이다.

- 고중압 로터 타원 베어링

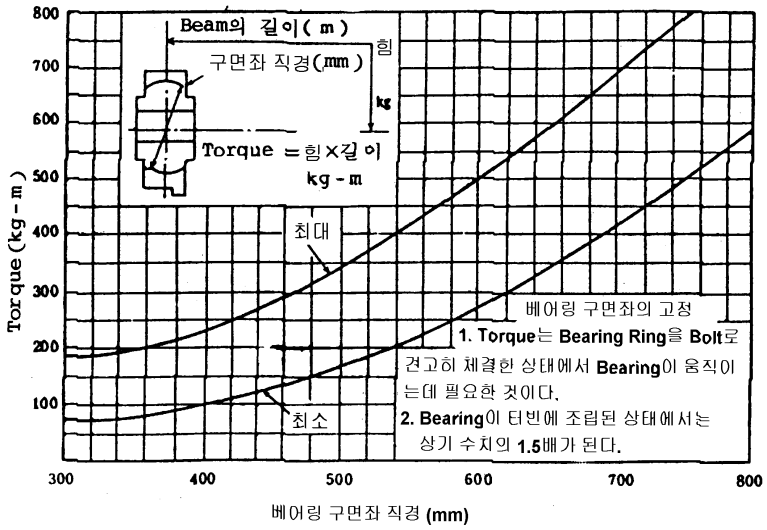


그림 1-30 베어링 구면좌 직경에 따른 토오크 관리치

- 저압 로터 타원 베어링

토오크 = $0.32\times10^{-3}\times DB/2\times B_w$ 이하

DB : 구면 직경 (㎜)

B_w : 베어링 자중 (kg)

② 조정 Ring 조임 볼트의 크기에 따른 Torque Check

조정링의 조임 볼트의 크기에 따라 볼트 체결 토오크는 다음과 같다.

단위 : kg-m

Bolt Size / 구분	$1\frac{1}{4}$ ''	$1\frac{1}{2}$ ''	$1\frac{3}{4}$ ''	2 ''	$2\frac{1}{4}$ ''	$2\frac{1}{2}$ ''	$2\frac{3}{4}$ ''	3 ''
저널 베어링	-	110	120	135	150	160	-	-
추력 베어링	50-60	55-65	60-70	70-80	80-90	90-100	90-105	110-110

3.5 Babbitt의 融着度 (Checking of Bond Quality)

3.5.1 Thickness Gage 및 PT에 의한 檢査 (Check with T.G Gage and PT)

베어링 Shell과 Babbitt의 융착부 전경계($l_1 + l_2 + l_3 + l_4$)를 측정하여 융착도가 60% 이상이고, 또 0.04 ㎜ Thickness Gage가 삽입되는 범위가 20% 이하이면 재사용 가능하다. 단 틸팅 패드 베어링인 경우는 1개 Segment라도 불합격인 경우는 전

Segment를 교체한다.

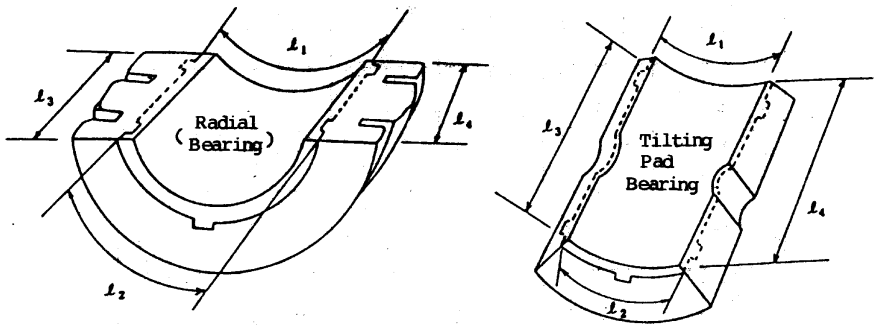


그림 1-31 베어링 가장자리 부위의 융착도 검사

3.5.2 超音波 探傷法에 의한 檢査 (Check with Ultrasonic Test)

다음 경우는 3.5.1항과 병행하여 초음파 탐상시험하여 Babbitt 융착도를 점검한다.

- Jacking Oil Port 근방에 비정상적인 접착 상태나 요철이 있는 경우
- 3.5.1항에 의거 불합격 판정은 났지만, 공정 등의 이유로 교환 및 육성 정비가 곤란한 경우

UT 검사 결과 전면적의 20% 이하 또는 박리 면적 1개소가 25×25 ㎜ 이하인 경우는 허용한다. 단 부득이하여 20~40% 박리된 상태로 사용하는 경우는 차기 개방시 교체 또는 정비해야 한다.

3.6 베어링 調整 Ring 조임 볼트 締結 要領 (Tightening Method of Adjusting Ring Bolt)

3.6.1 볼트 締結力의 影響 (Effect of Bolt Tightening)

진동의 반력에 의한 충분한 내력의 유지와 볼트 체결 상태에 따른 변형을 억제하기 위해서는 볼트의 체결 요령이 중요하다. 볼트의 체결 상태에 따라 다음과 같은 영향을 미친다.

- 체결 볼트를 너무 조인 경우
  - Rotor Alignment가 변할 위험이 있다.
  - 조정 Ring의 Flange부 및 Shim Pad 등에 과다한 응력을 준다.
  - 구면 접촉율이 달라진다.
- 체결 볼트를 너무 약하게 조인 경우

- 미진동으로 인한 마모를 일으킨다.
- Frame 진동을 일으킨다.

3.6.2 볼트 締結 要領 (Method of Bolt Tightening)

(1) 레디얼 베어링의 경우 (조정링 하부에 Shim 사용 안함)

그림 1-32와 같이 다이얼 게이지를 베어링에 가까운 로터 상부나 하부에 설치한다.

① 조정링 상하 조정 볼트 Ⓐ를 완전히 조인다.

② 양쪽 조정 Ring Flange와 Pedestal간의 간극 Ⓖ가 같도록 조정 Ring 체결 볼트 Ⓑ 4 개를 손으로 조인다 (양쪽 간극차는 최대 0.5 ㎜가 넘지 않도록 한다).

③ 균일하게 조이기 위하여 Torque Wrench를 써서 체결 볼트 Ⓑ 4개를 순서(그림에서 ①, ②, ③, ④)대로 조이되 규정 토오크의 1/3만 조이고, 다음에 또 1/3만큼 더 조이고, 마지막으로 규정 토오크까지 조인다.

규정 토오크 값은 대략 체결 볼트의 1/2 Flat(30±6°) 정도이다.

④ 볼트를 조일 때 이미 설치한 다이얼 게이지 지시치가 3/100 ㎜ 이내로 오도록 한다. 로터 침하량이 3/100 ㎜를 초과하면 규정 토오크를 10 ㎏-m 낮게 조인다.

(2) 틸팅 패드 베어링의 경우

그림 1-32의 하단에서와 같이 조정 Ring 양쪽 Flange 밑에 Shim을 넣어 간극 Ⓖ이 0.1~0.15 ㎜되게 한 후 레디얼 베어링의 경우와 마찬가지로 완전히 조인다. 규정 토오크로 완전히 조인후 이 간극이 양쪽 모두 0.05 ㎜ 이하여야 한다. 그 이상인 경우는 Shim을 교체해야 한다.

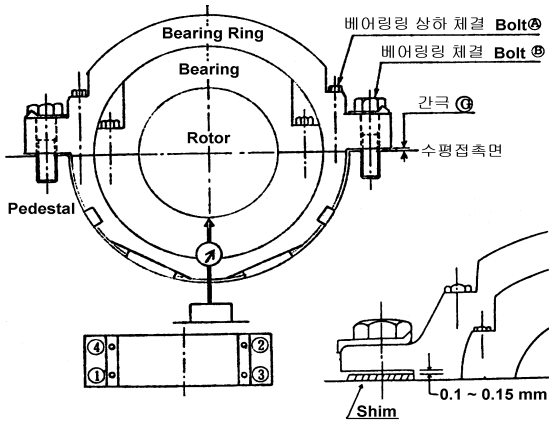


그림 1-32(a) 베어링 Strap 볼트의 Tightening

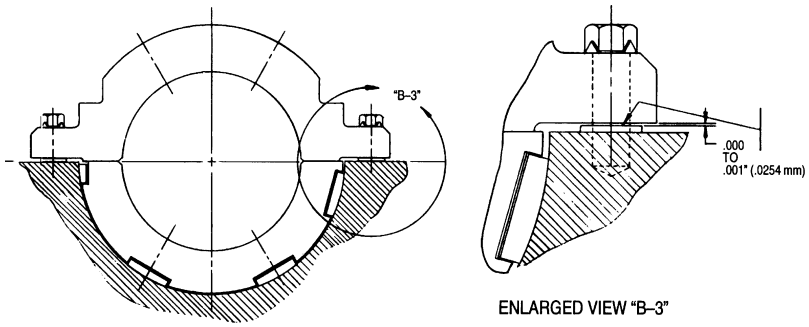


그림 1-32(b) 베어링 Ring에의 Shimming

3.7 저널 베어링의 組立 및 分解 (Assembly and Disassembly of Journal Bearing)

① 솔벤트나 깨끗한 걸레로 부품에 묻어 있는 윤활유 등을 깨끗이 닦아낸다. 무명으로 된 걸레는 베어링 표면에 보푸라기를 남기므로 사용해서는 안된다.

② 고운 Oil Stone과 등유(Kerosene)를 사용하여 베어링 링이나 베어링 Shell에 있는 Damaged Spot나 Burrs를 제거한다.

③ 로터가 설치된 상태에서 하부 베어링을 조립하거나 분해할 때는 저널 부위가 약 0.25 ㎜ 정도 들려지도록 하고, 작은 체인 블록으로 하부 베어링을 돌려 빼낸다. 과도한 힘이 걸리는 크레인 등은 사용하지 말아야 한다.

④ 조립시에는 저널과 하부 베어링에 Heavy Lube Oil을 바른다. 조립을 확실히 하기 위해 미리 표시된 회전 방향 표시를 확인하고 하부 베어링을 돌려 끼워 넣는다. 틸팅 패드의 경우에는 패드 고정핀 등이 올바로 끼워졌는가 확인한다.

⑤ 베어링의 위치를 변경시키기 위해서는 베어링 또는 Outer Ring(조정 Ring) 외경에 위치한 Alignment용 패드에 Shim을 가감한다. 그림 1-33은 베어링 위치를 변경시키기는 Shim Pad 위치의 한 예를 보여 주고 있으며, 그림 1-34는 원하는 만큼 베어링을 이동시키기 위해서 얼마만큼의 Shim량을 변화시켜야 하는가를 나타낸 간략한 Chart이다.

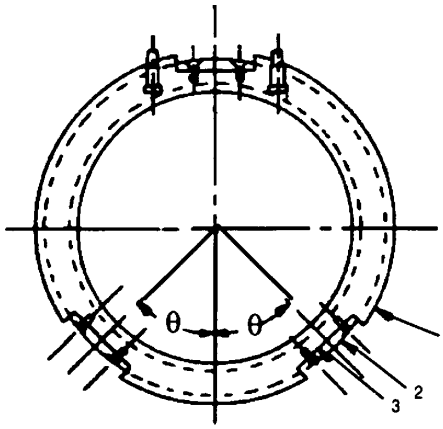


그림 1-33 Shim Pad의 위치의 한 예

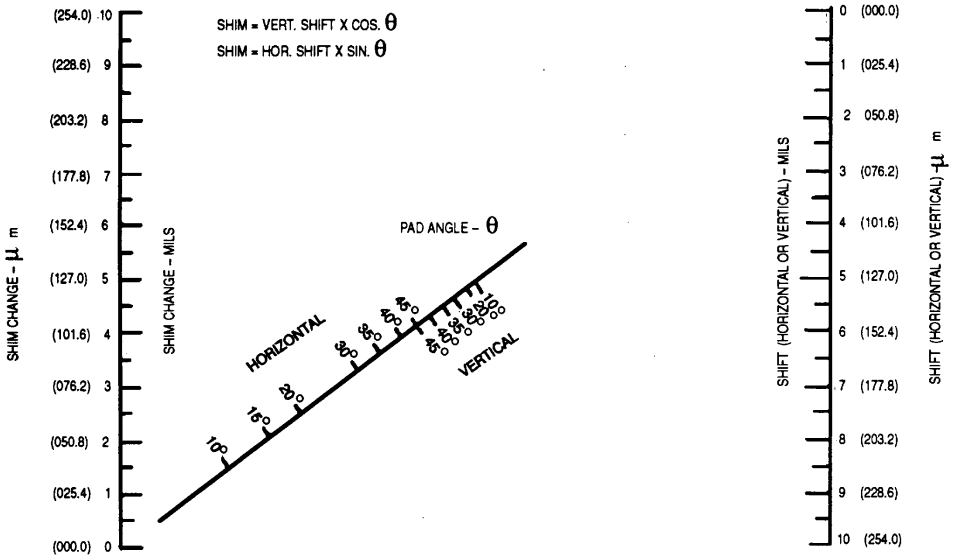


그림 1-34 Shim Pad 위치에 따른 Shim량의 변화

Alignment Pad와 Pedestal 사이의 접촉 상태는 최소한 75% 이상 접촉(오일 공급 및 배출 구멍 주위는 100%)되어야 한다. 접촉 상태를 확인하고 베어링 체결을 완료한 후, 베어링이 Burr 부위에 얹혀져 있지는 않은지를 확인하기 위하여, Alignment 패드와 이와 맞닿는 지지 구조물 사이의 접촉 상

태를 Feeler Gage를 사용하여 확인한다. 이 때, 0.030 ㎜의 Feeler Gage가 들어가지 않아야 한다.

⑥ 베어링이나 조정링 체결 볼트를 조일 때, Outer Ring의 맨 끝 가장자리 부위가 1~2 mils 정도가 내려 갈 때까지만 조인다. 그림 1-35과 같이 Dial Gage를 설치하여, Pedestal Flange면과 Outer Ring 가장자리 부위 사이의 틈새 변화를 측정한다. 볼트를 느슨하게 조이면 Subsynchronous 진동이 발생되며, 너무 세게 조이면 바람직스럽지 못한 응력이 생기게 된다.

⑦ Ball Seat가 있는 베어링에서는 Twist와 Tilt 상태를 측정하는 것이 필수적이며, 허용치와 비교해야 한다.

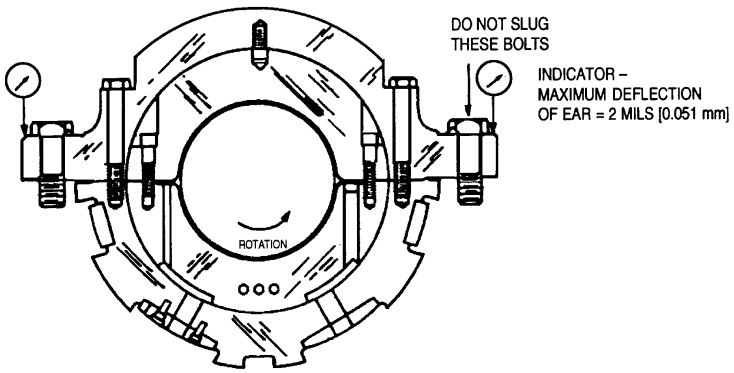


그림 1-35 베어링 Strap Bolt의 Tightening

3.8 Double Tilting Pad 베어링의 運轉 및 整備 (Operation and Maintenance of Double Tilt Pad Bearings)

3.8.1 개요 (Instruction)

Double Tilt Pad 저널 베어링의 설치, 운전, 정비와 일반적인 설계 이론에 관한 내용이며, 다음 세가지 형태의 DTP 저널 베어링의 설계에 대하여 설명된다. 즉,

A형. 표준 수평 접합부 오일이 공급되는 설계방식 (그림 1-36)

B형. 각각의 Pad로 오일 공급되는 1974형 설계방식 (그림 1-37)

C형. 각각의 Pad로 오일 공급되는 1976형 설계방식 (그림 1-37)

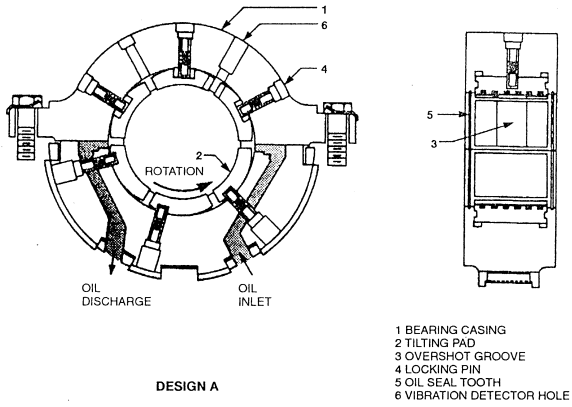


그림 1-36 수평 접합면에서 오일이 공급되는 방식

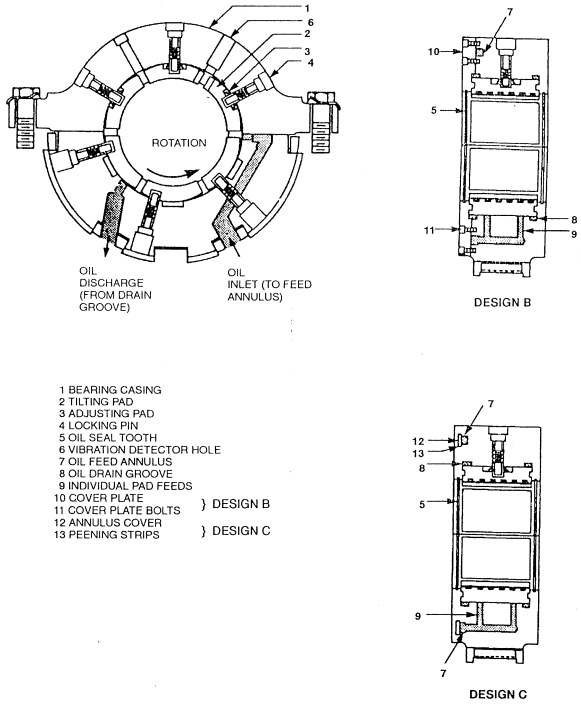


그림 1-37 각각의 Pad로 오일이 공급되는 방식

3.8.2 一般的인 設計 (General Design)

3000이나 3600 rpm으로 운전되는 터빈에서 어떤 베어링은 상대적으로 가벼운 로터 하중을 받는 경우가 있으며, 부하 조건에 따라 하중이 적어질 수도 있다. 이

경우 축의 불안정성을 방지하기 위하여 Double Tilting Pad(DTP) 베어링이 사용된다. 이들 베어링은 보통 고중압 터빈에서 사용된다. 최근에는 저압 터빈의 앞쪽에도 사용되고 있다. 모든 DTP 설계는 베어링 표면에 원심 주조법으로 Babbitt가 입혀진 여섯 개의 Pad로 구성되어 있다. 각 Pad는 상하부 3개씩 6개가 베어링 Ring내에서 원통형 Bore를 이루면서 축을 지지한다. 축에 대해 자유롭게 피봇 선회될 수 있도록 각 Pad의 뒷면은 베어링 Ring의 내경보다 약간 적은 곡률 반경을 가지고 있다. 이것은 각 Pad가 최적의 유막 Wedge를 형성할 수 있도록 해준다. 또한 Pad의 뒷면이 축방향으로도 큰 반경을 가지도록 기계 가공되어 있어 Pad가 저널에 정렬될 수 있도록 해준다. 베어링 Ring의 Hook Fit는 Handling하는동안 Pad의 위치를 유지시켜 주고 고정핀이 느슨해졌을 때 각 Pad가 회전되는 것을 막아준다.

이러한 형식의 베어링의 내경(원통형 Bore)은 저널 직경이 15인치 이하인 경우 저널 직경보다 저널 직경의 0.0013배만큼 크게 하고, 저널 직경이 16인치 이상인 경우에는 저널 직경의 0.0015배만큼 크게 한다. 세 개의 상부 Pad에는 간극 조정에 사용될 수 있는 조정용 Plate가 있다.

설계 A형은 회전시 저널이 올라오는 쪽의 수평 접합면으로 오일이 공급된다. Oil Drain은 반대편 수평 접합면으로 배출되는데 이 구멍은 배출구측에 약간의 압력이 형성될 정도로만 오일 흐름을 제한한다. 이 구멍을 통과하는 오일은 Sight Box로 흐르게 된다. 베어링 Ring의 양끝에는 오일의 누설을 최소화하기 위하여 Seal Strip이 설치되어 있다. 하중이 많이 걸리는 Pad로 오일이 잘 흘러가도록 하기 위해서 상부 Pad에는 유효 베어링 길이의 절반만큼 Overshot Groove가 가공되어 있다. Groove의 깊이는 저널의 크기에 따라 1.6~4.8 ㎜ 정도이다.

설계 B형은 베어링 Ring내에 360° 환형으로 가공되어 있는 Hole로 오일이 공급된다. 이 환형 Hole에는 각각의 Pad가 각기 저마다의 윤활유를 공급 받도록 오일 통로가 가공되어 있다. 하부 베어링 Ring의 Down-comming Side의 양끝에 가공되어 있는 두 개의 Drain Hole은 약간의 Drain Oil이 Sight Box로 흘러갈 수 있도록 한다. 나머지 오일은 베어링 단부를 지나 배출된다. 이 단부의 누설을 최소화하기 위해서 베어링 Ring의 양단에 Seal Strip이 설치되어 있다.

내부의 오일 공급 및 배출 통로의 점검이 가능하도록 하기 위해 볼트로 접합되는 Cover Plate가 설치되어 있다. 하부 베어링의 각 Pad 밑에는 원형의 Wear Plate가 설치되어 있다. 따라서 여섯 개의 Pad 모두 개별적으로 베어링 간극 조정을 위해 Shim을 가감할 수 있게 되어 있다. 상부 세 개의 Pad에 설치되어 있는 조정용 Palte에는

고정핀에 의하여 손상(Indenting)되는 것을 방지하기 위해 회전 방지용 경화 붓싱이 끼워져 있다. 상부 베어링의 Pad에는 Overshot Groove가 설치되어 있지 않다.

설계 C형은 한가지를 제외하고 설계 B형과 똑같다. 이 설계형은 오일의 공급 및 배출 통로에 볼트 접합형이 아닌 끼워 넣는 Type의 Cover Plate가 설치되어 있다.

3.8.3 運轉上의 勸告事項 (Operational Recommendations)

하부 중앙 Pad에 적절하게 설치된 열전대는 운전중 베어링의 손상을 감지하는데 가장 유용한 수단이다. 열전대는 연속적으로 감시되어야 하지만 자동으로 터빈을 Trip시키도록 회로를 구성해서는 안된다.

DTP 베어링은 동일 크기의 타원형 베어링보다 베어링 금속 온도가 약간 더 높게 운전되는 경향이 있다. 부분분사 운전시에는 금속 온도가 82~104℃ 범위에 있게 될 것이다. 부분 분사 운전시 베어링 부하가 가장 커지는 시점에서는 베어링 금속 온도가 이 범위보다 2.8~5.6℃ 정도 증가할 것이다. 오일의 배출 온도는 공급 오일 온도보다 22~25℃ 높아야 한다.

표준 Alarm Limit : 107℃, 표준 Trip Limit : 121℃

만일 Alarm Limit가 초과되면 베어링 금속 온도가 부분 분사 운전의 영향을 받아 증가되는 것이 아닌 경우에는 즉시 원인을 조사하고 조치가 취해져야 한다. 정상 운전 상태에서 113℃ 이상의 온도는 비정상이다. 베어링 금속 온도의 스파이크 현상은 Babbitt가 Wiping되었다는 표시이다. 만일 온도 스파이크 현상이 발생되면 Alarm Limit인 107℃를 초과하였든지 초과하지 않았든지 간에 그 베어링은 가능한 빨리 점검되어야 한다 (차기 기동전까지).

만일 Trip Limit인 121℃가 초과되면 터빈을 수동으로 Trip시켜야 한다.

3.8.4 整備上의 勸告事項 (Maintenance Recommendations)

다음 항목은 DTP 베어링이 분해될 때마다 수행되어야 하는 포괄적인 검사 기술 등을 설명한다.

(1) 운전 이력

베어링 분해에 앞서 지난번 분해 점검 이후의 베어링 운전 이력을 조사해야 한다. 이것은 베어링 진동이나 베어링 금속 온도 등의 자료를 조사하는 것을 의미한다. 진동이 증가되는 추세였는가? 베어링 온도가 점차적으로 증가되었는가? 다음 몇몇 항목에 특히 주의한다면 그 질문에 대한 답이 나올 것이다.

(2) 볼트 조임 상태와 Pedestal과의 접촉상태 (분해시)

만일 전항에서 베어링에서의 축진동 문제가 발견되었다면, 분해하기 전에 베어링이 얼마나 견고하게 Standard나 Hood에 조립되어 있는지를 확인하는 것이 중요하다. 0.030 ㎜의 Feeler Gage를 사용하여 베어링 Pedestal 면과 하부 베어링 밑에 있는 축정렬용 베어링 Pad의 접촉상태를 점검하라. 어떤 Pad이든지 이 Feeler Gage가 들어가면 점검 기간 동안에 수정되어야 한다.

상부 베어링 Flange면에 다이얼 게이지를 설치하고 Flange 볼트를 풀어 Flange 변형이 어떤 변화가 생기는지를 확인하라. 또한 Flange 볼트를 푸는데 얼마만큼의 Troque가 필요한지를 측정하라. 0.030 ㎜의 Feeler Gage를 사용하여 상하부 수평 접합면이 얼마나 밀접되어 있는지를 확인하라. 수평 접합면 볼트를 빼내면서 얼마만큼의 토오크가 필요한지를 측정하라.

(3) 베어링 수직 간극 (분해시)

상부 베어링을 분리하여 참고 I Part A “틸팅 패드 저널 베어링의 수직 간극 점검 절차”에 주어진 절차를 이용하여 수직 간극을 측정한다.

이 측정은 이러한 형식의 베어링의 적정한 점검에 아주 중요하다. 수직 간극이 증가하였다는 것은 Babbitt가 마멸되었다는 표시이거나 고진동으로 인해 Ring에 맞닿는 Pad 피봇 부위가 오목해졌을 경우이다. 과도한 간극이 발생되었는지의 여부는 적정한 교정 조치가 계획될 수 있도록 검사 초기에 확인하는 것이 중요하다.

만일 분해시에 축이 너무 뜨거워 정확한 수직 간극 측정이 어려우면 상하부 베어링을 꺼내어 적정 크기의 Mandrel을 사용하여 수직 간극을 측정한다 (참고 I Part B - 틸팅 패드 저널 베어링의 수직 간극 측정 절차 참조).

최대 허용 수직 간극은 저널 직경의 0.002배이다. 이 값이 초과되면 교정 조치가 취해져야 한다. 이 제한치에 근접한 상태라면 교정 조치를 취할지 취하지 않을지는 진동 이력, 온도 자료, 간극 증가율과 다음 점검 기간까지 남은 시간 등을 고려하여 결정하여야 한다. 만일 운전 자료가 나쁘거나 이 제한치가 다음 점검 기간 이전에 초과될 것으로 예상되면 교정 조치를 취해야 한다.

(4) 회전 방지용 핀의 검사

베어링 Ring으로부터 회전방지용 핀을 빼낸다. 각 핀의 길이가 동일한지를 파악하여 같지 않다면 핀을 빼낸 구멍에 Match-mark를 실시한다.

핀의 상태를 육안 점검하고 액체 탐상 검사를 실시한다. 마모, 굽음, 균열이 발생된

회전방지용 핀은 교체해야 한다. 회전방지용 핀은 특수하게 경화된 것이므로 제작 공장에서 만들어진 것을 사용해야 한다.

(5) 베어링 Ring 검사

베어링 Ring과 각 틸팅 Pad를 Match-marking하고 베어링 Ring으로부터 각 틸팅 Pad를 분리한다. 베어링 Ring의 다음 위치에 마멸이나 Fretting 흔적이 있는지를 검사한다.

① 베어링 Ring Bore에 각 Pad의 피봇이 닿는 위치

② 수평 접합면

③ Alignment Pad 표면

베어링 Ring의 피봇 자리의 손상, 과도한 마모, Fretting 등은 베어링 설계 방식에 따라 다른 방법으로 교정될 수 있다.

설계 B, C형의 경우 베어링 Ring의 Bore를 원래 치수로 재가공하고, 하부 베어링의 각 Pad 밑에 있는 Wear Plate를 깨끗이 청소한 다음, Wear Plate 밑에 Shim을 넣어 교정할 수 있다. 설계 A형의 하부 베어링 Ring에는 Wear Plate가 설치되어 있지 않기 때문에, 이들 베어링 Ring은 Wear Plate를 끼워 넣을 수 있는 구조로 변경하고 설계 치수대로 Bore를 가공해야 한다.

상하부 베어링 Ring 접합면과 Alignment Pad 부위의 크지 않은 손상은 부풀어 오른 부위를 갈아내어 교정할 수 있다. 손상이 큰 경우에는 접합면의 육성 용접 및 재가공이 필요하거나 Alignment Pad의 교체가 필요할 것이다.

베어링 Ring 양쪽의 Seal Strip은 세 부위에서 마이크로미터로 측정되어야 한다. 이 Seal의 직경은 저널의 직경 + 설계 베어링 간극 + 0.010 in(0.25 ㎜)로 설계되어 있다. Seal의 직경이 설계치보다 0.015 in(0.38 ㎜) 이상으로 커졌다면 교체해야 한다.

수평 접합면의 Dowel Fit도 점검되어야 한다. 각 Dowel의 외경과 그것이 조립되는 구멍의 내경을 측정하라. 최대 허용 간극은 0.002 in(0.05 ㎜)이다.

(6) 틸팅 Pad

① 피봇 표면

각 틸팅 Pad 뒷면에 과도한 마멸이나 Fretting이 발생되었는 지의 여부를 점검하라. Pad의 Leading Edge로부터 피봇 위치까지 그리고 Trailing Edge까지의 거리를 측정하라. Leading Edge로부터 피봇점까지의 거리는 Pad의 원주방향 폭의 0.5~0.55배의 위치에 피봇점이 위치해야 한다. 그렇지 않은 경우 전문가와 상의하여야

한다.

Pad 뒷면의 회전방지용 핀의 구멍을 점검한다. 이 구멍은 원형이어야 하며 상부 베어링 Pad에 설치된 경화 붓싱은 깊이 0.010 in(0.25 ㎜)이상의 마멸이 발생되면 교체해야 한다. 하부베어링 Pad의 구멍에 깊이 0.125 in(3.18 ㎜) 이상의 마멸이 발생되면 붓싱을 끼워 넣고 재가공해야 한다 (정비 절차를 나타낸 그림 1-38 참조).

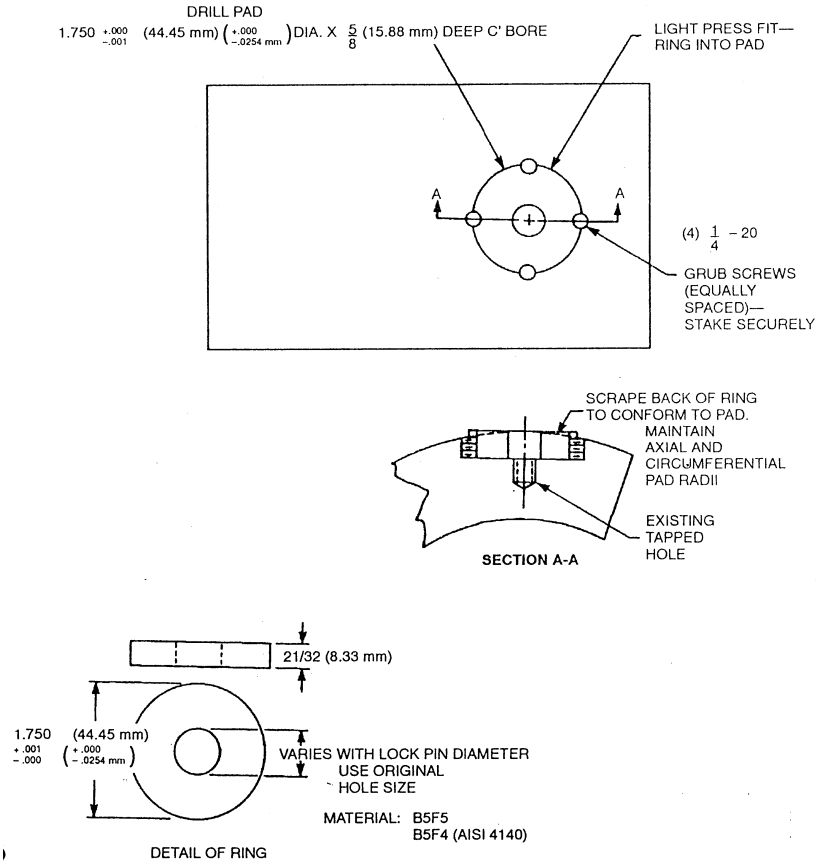


그림 1-38 고정핀 구멍의 정비

② Babbitt 표면

Babbitt가 흔들리거나 균열 또는 크게 부서진 Pad는 교체해야 한다.

초음파 검사를 실시하여 Dovetail 상부 Babbitt 접합면의 35% 이상이 박리된 Pad는 교체해야 한다.

초음파 검사를 통과하였더라도 Babbitt 표면에 긁힌 자국(Scoring)이 있거나, Babbitt가 문질러졌거나(Smeared), 과도한 마멸이 발생되었으면 새 Pad로 교체하거나 TIG 용

접으로 손상부위를 제거하고 원래의 치수대로 재가공하여야 한다 [(8)-②항 참조].

초음파 검사를 통과하고 표면 손상만을 가지고 있는 Pad는 Mandrel에 조립하여 원형복구되어야 한다 ((7)항 및 (8)-①항 참조).

(7) Pad 형상 검사

마멸량이 적어 Babbitt 용접이나 다른 원인에 의한 교체가 필요치 않는 틸팅 Pad는 개별적으로 적정한 곡률 반경을 가진 Mandrel 위에서 Blue Paint 접촉폭 상태 검사를 하여야 한다. Mandrel은 일직선이어야 하고, 진원도가 0.001 in(0.25 ㎜) 이내이어야 하며, 최소한 63rms의 표면 가공이 되어 있어야 한다 (적정 Mandrel 규격은 참고 I 참조).

각 Pad는 Mandrel과 최소한 80% 이상 접촉되어야 한다. 형상 복원을 위한 가벼운 Hand-scraping은 허용된다. 만일 과도한 스크래핑이 필요하거나 과거에 여러번 스크래핑된 적이 있는 베어링 Pad는 기계 가공으로 형상을 복원하여야 한다.

어떤 경우에도 저널면에서 틸팅 Pad의 Blue Paint 접촉폭 검사를 해서는 안된다. Blue Paint Check를 위하여 저널에 적당한 두께의 Shim을 감아 검사를 하는 것은 허용된다.

앞에서의 접촉폭 검사는 Pad의 곡률만을 검사하기 위한 것이다. Babbitt 표면에 형성된 상대적인 마멸 양상을 조사하면 어느 Pad가 부하를 받는지를 알 수 있지만, 실제 곡률에 대해서는 거의 알 수 없다. 만일 틸팅 Pad가 전체적으로 마멸되는 양상을 보이면 이것은 양호한 상태를 나타낸다는 사실을 기억하라. 이러한 Pad는 아마도 저널의 곡률로 마멸되어 있을 것이다. 이 경우 Mandrel을 사용하라.

(8) 실린더형 Bore의 복원

모든 Pad가 반드시 원래의 실린더형 Bore로 형상 복원되어야만 하는데는 몇가지 이유가 있다.

① 기계 가공이 필요한 Pad의 표면 손상의 완화.

② 과도한 수직 간극

③ 베어링에 나타나는 이유없는 불안정 현상

실린더형 Bore를 형상 복원하는 권고할 만한 방법은 두 가지가 있다. 사용되는 방법은 금회 Babbitt 표면에 필요한 작업량의 정도에 따라 주로 결정된다.

① Mandrel에의 조립

Pad의 표면손상을 가볍게 스크래핑하여 Mandrel에서 접촉폭 검사를 한

경우에는((7)항) 여섯 개의 Pad가 모두 동시에 Mandrel에 접촉할 때까지 베어링 Ring의 각 Pad 밑에 Shim을 조정하여 실린더형 Bore를 복원할 수 있다. 이것은 설계 B, C형인 경우에만 가능하다. 앞에서 언급하였듯이 설계 A형은 하부 세 개의 Pad에 제거가능한 Wear Plate가 없기 때문에 구조를 변경하여야 한다. Mandrel Fitting 과정에 대한 자세한 절차는 참고 Ⅰ B, 참고 Ⅱ, 그림 4를 참조하시오.

Mandrel에 맞추기 위해 각 Pad를 가볍게 스크래핑할 때마다 앞의 Mandrel Fit 과정을 수행하는 것이 좋다. 특히 수직간극이 정상보다 0.005 in(0.127 ㎜) 이상 큰 경우에는 더욱 그렇다. 마멸된 부위를 형상 복원하기 위해 스크래핑하면 하부 중앙 Pad는 Side Pad보다 상대적으로 낮아질 것이다. 이 경우 하부 중앙 Pad는 운전중 온도가 더 낮아지겠지만, 베어링의 동적 특성을 크게 변화시킬 것이다. 상부 중앙 Pad에만 Shim을 넣는 경우 수직 간극은 맞춰지겠지만, 남아있는 Pad의 Bore는 다른 인접 Side Pad보다 상부 중앙 Pad는 상대적으로 높고, 하부 중앙 Pad는 상대적으로 낮은 형상이 될 것이다.

정상운전시에 사용할 목적으로 틸팅 Pad와 베어링 Ring의 Bore 사이에는 절대로 Shim을 고여서는 안된다.

② Babbitt 용접 및 재가공

Pad의 표면 손상이 간단한 스크래핑으로 만족스럽게 깨끗해질 수 없는 경우에는 Babbitt 용접후 재가공하여야 한다. 이 과정은 각 Pad를 베어링 Ring에 견고하게 고정하는 것과 손상부위를 깎아내고 TIG 용접으로 표면에 Babbitt를 입히는 것, 그리고 간극에 필요한 직경으로 실린더형 Bore를 재가공하는 것 등이다. 이것은 특수한 기술과 경험을 필요로 하는 복잡한 작업이므로 필요 도면을 가지고 있고 승인된 정비 절차를 가지고 있는 제작 공장에서 작업을 수행하는 것이 좋다.

이러한 정비는 (6)항의 기준을 근거로 재사용이 가능한 Pad에 한해서만 적용된다.

(9) 새 Pad의 설치

타원형 베어링과는 달리 틸팅 Pad를 완벽하게 Rebabbitting하는 것은 경제적으로 또는 기술적으로 가능하지 않다. 이러한 이유 때문에 각 베어링마다 완전한 1 Set의 틸팅 Pad 베어링 예비품이 준비되어 있는 것이 좋다. 공급되는 틸팅 Pad 예비품은 Babbitt의 내경부에 가공여유가 있으며, 실제 저널의 직경에 알맞게 최종 가공되어야 한다. 또한 이들 Pad에는 회전 방지용 핀과 고정 볼트 Hole이 가공되어 있지 않다. 이들 Hole은 베어링 Ring의 구멍과 맞아야 하며, Bore 가공이 완료되기 전에 가공되어야 한다. 상부 Pad에 회전방지용 경화 붓싱이 설치되는 예비 Pad는 이들 붓

싱이 Pad와 함께 Box안에 선적될 것이다. 각 Pad는 설치를 용이하게 하기 위하여 네 모퉁이에 한 개씩 네 개의 1/4 in-20 TPI의 볼트 구멍이 가공되어 있어야 한다.

Babbitt의 용접과 재가공시와 마찬가지로 새 Pad의 설치와 가공은 특수한 기술과 경험을 필요로 한다. 이 작업은 경험있는 전문 제작 공장에서 수행되는 것이 좋다.

(10) Pad의 설치 (재조립시)

Match-mark의 표시대로 Pad를 베어링 Ring에 설치한다. 각 Pad는 Leading Edge와 Trailing Edge에 0.375 in(9.53 ㎜) 반경으로 라운딩 가공이 되어 있어야 한다. 각 Pad를 베어링 Ring 위에 정렬하고 회전 방지용 핀을 설치한다. 핀이 Pad 뒷면의 구멍이 아닌 부위에 위치되지 않도록 Pad에 잘 끼워졌는지 확인하여야 한다. 각 Pad가 자유롭게 움직이는지를 확인하고, 하부 중앙 Pad로부터의 열전대 도선이 Pad 뒷부분의 Drain Groove를 통하여 수평 접합면까지 적정하게 위치하고 있는지를 확인한다. 회전 방지용 핀을 조이고 0.0625 in(1.59 ㎜) 직경의 Peening Tool을 사용하여 각각의 핀을 제자리에 Staking한다.

(11) 베어링 Ring (재조립시)

모든 오일 공급 및 배출 통로가 깨끗하고 이물질이 없는지를 확인한다. 어떤 경우에는 설계 B, C형에서 360° 환형 Cover를 열고 이를 확인하여야 할 것이다. 베어링 Ring에 새로운 Pad가 설치되고 가공될 때마다 철저한 청소를 위해서 이 환형 Cover를 분리하여야 할 것이다.

Tongue Fit와 하부 베어링의 Alignment Pad에 거칠은 부위나 파인 부분이 없는가를 확인하고 입자가 고운 Oil Stone과 등유를 사용하여 매끄럽게 만든다. 오일이 관통하여 흐르는 모든 Alignment Pad는 Shim이 오일 흐름을 조금이라도 막지 않도록 특히 주의해야 한다.

만일 로터가 설치되지 않은 상태이고 분해시 Alignment Pad Fit의 접촉상태가 불량하였다면, Standard Fit에 대한 베어링 Alingment Pad의 Blue Paint 접촉면 검사를 시행하여야 한다. 각 Alignment Pad가 최소한 75%의 접촉상태를 유지하고, 특히 오일의 공급 및 배출 구멍 주변에서는 100%의 접촉상태를 유지하도록 스크래핑을 실시하고 Shim 조정을 한다.

만일 로터가 설치되어 있는 상태라면, 0.0015 in(0.038 ㎜) Feeler Gage를 사용하여 접촉상태를 확인하고, 하부베어링을 돌려 빼내어 필요한 만큼 Shim을 조정한다.

커플링 Alignment시에는 로터가 DTP 베어링 중앙에 위치하도록 하여야 한다. 만일

로터가 베어링 중앙에 위치해 있지 않으면 Turning Gear Jog 운전시 점점더 옆으로 움직여서 잘못된 커플링의 다이얼 게이지 지시치를 읽게 될 것이다.

상부 베어링 Ring을 설치하고 접합 볼트를 조인다. 0.0015 in(0.038 ㎜) Feeler Gage를 사용하여 접합면 전 둘레의 접촉 상태를 확인한다.

베어링 Flange 볼트를 끼우고 양쪽 Flange에 0.002 in(0.05 ㎜)의 변형이 생길 때까지 순차적으로 조인다. Lock Plate를 Locking 한다.

(12) 수직 간극 (재조립시)

축에 대한 적정 간극을 확인하기 위하여 재조립시에 수직 간극을 측정 기록하여야 한다. 이 검사를 시행함으로써 Pad가 공장에서 너무 적게 Boring하였다든지, 고정 핀이 Pad를 힘을 가하고 있다든지 하는 치명적인 결함을 발견할 수 있다.

<참고 Ⅰ>

틸팅 Pad 저널 베어링의 垂直 間隙 測定 節次
(Procesure for Checking Tilting Pad Journal Bearing Vertical Clearance)

A. 축에 대한 베어링 간극 (Bearing Clearance to Shaft)

① 하부 베어링에 축을 얹어 놓고 축의 상반부에 오일을 가볍게 바른다.

② 적정한 두께의 연선 두 개를 상부 중앙 Pad가 놓여지는 축 위에 원주방향으로 놓는다. 연선은 중앙 Pad의 전 Babbitt면을 덮을 수 있는 정도로 충분히 길어야 한다. 맨처음 측정시 연선의 굵기는 예상되는 수직 간극보다 약 0.01 in(0.25 ㎜) 더 커야한다.

③ 상부 베어링 Ring을 설치하고 접합 볼트를 0.0015 in(0.038 ㎜) Feeler Gage가 들어가지 않을 때까지 조인다.

④ 상부 베어링 Ring을 분리하고 두 개의 연선을 세 군데(Leading Edge, 중앙부, Trailing Edge)에서 측정한다. 여섯 개 지시치의 평균값이 축에 대한 베어링의 수직 간극이다.

B. Mandrel에 대한 베어링 간극 (Bearing Clearance to Mandrel)

주의 : Mandrel 직경은 실제 축직경에 베어링 간극을 더한 값과 같아야 한다. 저널 직경이 15 in(381 ㎜) 이하일 때의 베어링 간극은 저널 직경의 1.3/1000 배이며, 저널 직경이 16 in(406 ㎜) 이상일 때의 베어링 간극은 저널 직경의

1.5/1000배이다.

① 하부 중앙 틸팅 Pad 위에 Mandrel을 얹고 Mandrel의 상부에 오일을 가볍게 바른다.

② 적당한 크기의 스테인레스 Shim을 양쪽 수평 접합면 위에 놓는다. Shim의 두께는 적어도 0.015 in(0.38 ㎜) 이상은 되어야 하며, 크기는 볼트가 결합되는 부위를 포함하여 수평 접합면의 80% 이상을 덮어야 한다.

③ 적정한 두께의 연선 두 개를 상부 중앙 Pad가 놓여지는 축 위에 원주방향으로 놓는다. 연선은 중앙 Pad의 전 Babbitt면을 덮을 수 있는 정도로 충분히 길어야 한다. 맨처음 측정시 연선의 굵기는 예상되는 수직 간극보다 약 0.01 in(0.25 ㎜) 더 커야한다.

④ 상부 베어링 Ring을 설치하고 접합 볼트를 0.0015 in(0.038 ㎜) Feeler Gage가 들어가지 않을 때까지 조인다.

⑤ 상부 베어링 Ring을 분리하고 두 개의 연선을 세 군데(Leading Edge, 중앙부, Trailing Edge)에서 측정한다. 여섯 개 지시치의 평균값이 Mandrel에 대한 베어링의 수직간극이다.

⑥ 축에 대한 수직 간극은 다음과 같이 구한다.

A = (Mandrel 직경) - (축의 직경)

B = (Mandrel에 대한 수직 간극) - (Shim의 두께)

축에 대한 베어링의 수직간극 = A + B

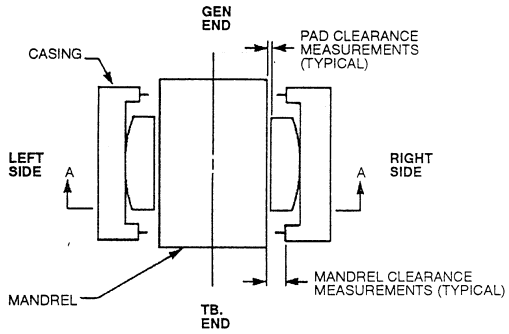
<참고Ⅱ>

Mandrel을 使用한 실린더형 Bore(베어링 內徑) 復元 節次 (Procedure for Restoring Cylindrical Bore Using Mandrel)

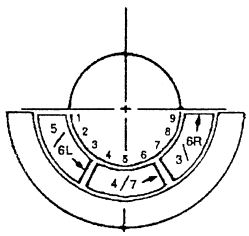
주의 : 하부베어링 Pad의 높이를 조정하기 위해 베어링 Ring의 Wear Pad에 Shim을 가감하는 것은 설계 B, C형에서만 가능하다. 설계 A형에서는 각 Pad의 상대적인 높이를 Check하기 위하여 이 절차를 사용하라 (그림 1-39 참조).

① 하부 베어링의 중앙 Pad만 조립된 상태에서 하부 베어링에 적정한 크기의 Mandrel을 설치하라 (Mandrel이 하부 중앙 Pad 위에서 Pad의 움직임대로 흔들리고, End Seal 부위에 Mandrel이 걸쳐져 있지 않은 것을 확인하라). 0.2~0.3 in(5.08~7.62 ㎜)의 작은 Hole Gage를 사용하여 Mandrel과 베어링 Ring

양쪽의 Seal Bore와의 간극을 측정하라. 수평 접합면 부위에 수평방향으로 Shim을 끼워 Mandrel의 평행을 잡는다.



MANDREL CLEARANCES (LOWER CASING)			
	LEFT	CENTER	RIGHT
GEN. END			
TB. END			



PAD CLEARANCES										
		LEFT			CENTER			RIGHT		
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
UPPER	GEN. END									
	TB. END									
LOWER	GEN. END									
	TB. END									

그림 1-39 Mandrel을 이용한 DTP 베어링의 Setup

② 6시 방향에서 양쪽끝의 지시값을 읽는다. 두 값의 평균값을 구하고, 그 값을 이용하여 한쪽 끝에 Shim을 고여 Mandrel의 수평을 잡는다.

③ Mandrel이 베어링 Ring내에서 중심에 위치하도록, 또는 베어링 Ring내에서 바람직한 Rotor Position이 얻어지도록 하부 중앙 Wear Pad의 Shim을 조정한다.

④ 중앙 Pad가 위치한 상태에서 양쪽 Side Pad를 설치한다. 단계 ②를 반복한다. 만일 평균 수직 지시치가 변화하지 않으면, Side Pad가 Mandrel에 접촉될 때까지 Side 베어링 Ring Wear Pad에 Shim을 추가한다. 만일 평균 수직 지시치가 증가된다면, 세 개의 Pad 모두가 동시에 Mandrel에 접촉할 때까지(0.002 in(0.05 ㎜)), Side Pad가 뒤쪽으로 이동되도록 Side Wear Pad에 있는 Shim을 빼낸다. 가감되어야 할 Shim의 양은 Mandrel과 Pad

Babbitt 표면 사이를 Feeler Gage를 측정한 Pad 간극 측정치를 가지고 결정할 수 있다. Mandrel이 수평 및 수직방향으로 중심을 유지하고 있는지를 확인한다.

⑤ 세 개의 하부 베어링 Pad가 위치한 상태에서 상부 베어링에 상부 중앙 Pad 하나만을 설치한다. 참고 ⅠB의 절차를 이용하여 Mandrel에 대한 베어링 간극을 측정한다. Pad 조정판 뒤의 Shim을 가감하여 원하는 수직간극이 얻어지도록 상부 중앙 Pad의 위치를 조정한다.

⑥ 상부 중앙 Pad가 위치한 상태에서 상부 베어링 Ring을 뒤집어 놓고 Side Pad를 조립한다. Side Pad가 적정하게 위치하도록 단계 ②와 단계 ④를 반복한다.

⑦ 이것으로 절차는 완료되었지만 로터 조립시 최종 수직 간극을 측정하는 것이 좋다. 여기서 얻어진 값은 가끔 Mandrel Check시 예상되었던 것보다 약 0.002 in(0.05 ㎜) 클 때가 있다. 이것은 Pad와 Pivot의 변형 때문이며, 정상적인 현상이므로 조치를 취할 필요가 없다.

3.9 Tilting Pad 베어링 加工 節次 (Machining Procedure for Tilting Pad Bearing)

이 절차는 배빗트의 가공여유가 있는 GE 틸팅 패드 베어링을 수리, 가공, 최종 검사를 하는 과정을 약술한 것이다.

(1) 베어링 Ring으로부터 회전방지용 고정핀과 베어링 Pad를 빼낸다.

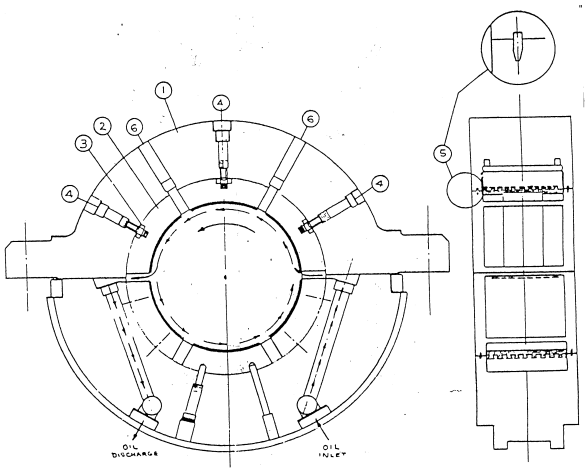


그림 1-40

(2) 그림 1-41과 같이 베어링 링과 각 베어링 Pad에 Match Mark를 한다.

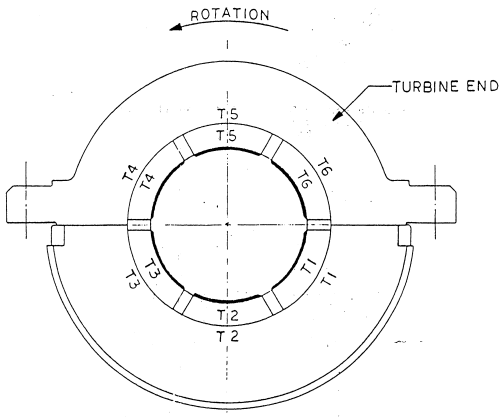


그림 1-41

(3) 베어링 Ring을 가공대 위에 설치하고, 내경, Rabbet, Oil Seal 등의 마멸 상태 등을 확인한다.

(4) 각 베어링 Pad의 Babbitt 접합면 초음파 검사를 실시한다.

(5) Babbitt 접합면 상태가 양호하면 그림 1-42와 같이 각 Pad의 네 모서리 부위의 두께를 측정하고 기록한다.

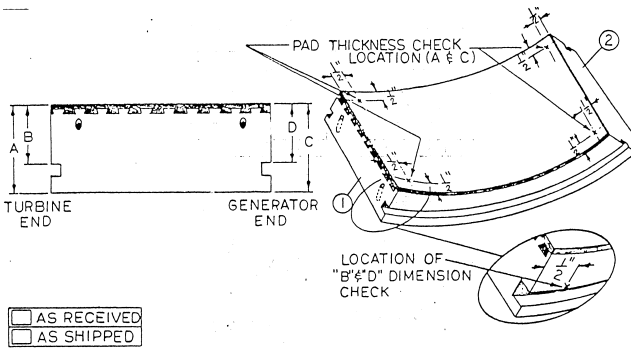


그림 1-42

(6) Babbitt 표면 상태가 양호한지를 육안 점검한다.

(7) 각 Pad의 네 모서리에 있는 레벨링 볼트구멍을 검사하고 깨끗이 한다. 볼트가 Pad 뒷면을 벗어나지 않도록 주의하면서 볼트를 조립한다. 만일 베어링 Pad에 레벨링 볼트 구멍이 가공되어 있지 않으면 그림 1-43과 같이 가공한다.

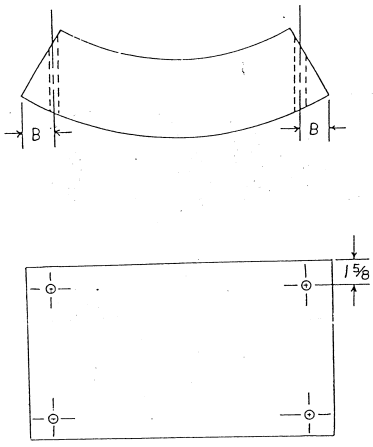


그림 1-43

(8) 베어링 링의 수평 접합면에 돌출부나 거친 모서리 부위가 있는지 점검한다. 필요하면 이들 상태를 수정한다.

(9) 그림 1-44와 같이 각 패드의 양쪽에 치수선을 긋는다. 각 치수선은 Pad 모서리로부터 1 in에 위치하도록 한다.

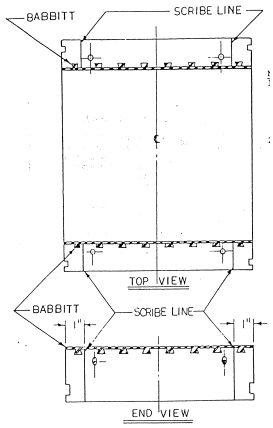


그림 1-44

(10) 수평 접합면 가까이에 설치되는 베어링 Pad 한 개를 하부 베어링 링 위의 제위치에 설치한다.

a. 두 개의 고정 볼트를 베어링 Ring 바깥측에서부터 끼워 Pad를 고정한다.

b. Pad 중심선에서 Pad 뒷면과 베어링 Ring의 양쪽 간극이 같아지도록 두 개의 고정 볼트를 조정한다. 고정 볼트는 15 ft-lb_f(2 kg_f-m)로 조여져야 하며, 측정 Point는 그림 1-45를 참조하라.

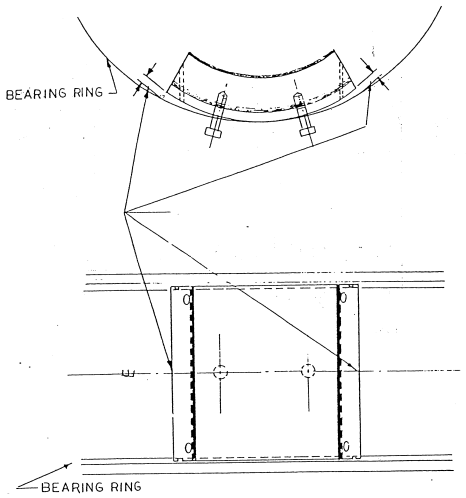


그림 1-45

c. Pad의 최종 정렬을 위해 그림 1-46과 같이 베어링 Ring과 Pad 사이에 Babbitt 재질의 Wedge를 터빈 Side측에 끼워 넣어 베어링 Ring과 Pad가 평행을 이루도록 한다.

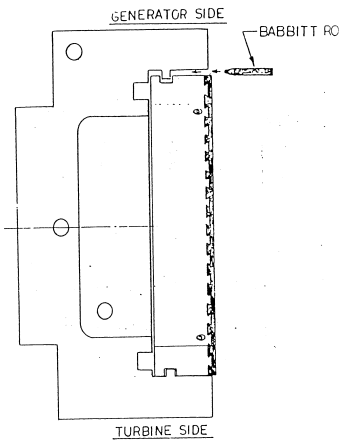


그림 1-46

d. (7)항에서 Pad에 끼워 넣은 네 개의 레벨링 볼트를 볼트 끝이 베어링 Ring에 닿을 때까지 돌린다.

e. Pad 위에 그어진 치수선에서의 Pad 뒷면과 베어링 Ring 사이의 간극이 같아지도록 네 개의 Pad 레벨링 볼트를 조정한다.

주의 : 0.0015 in(0.03 ㎜)의 Feeler Gage를 사용하여 Pad 뒷면 중심과 베어링 Ring 사이의 간극이 전혀 없다는 것을 확인하라.

(11) 두 개의 Pad 고정 볼트, Wedge를 제거한 다음 Ring으로부터 Pad를 빼낸다. 이때 레벨링 볼트의 Setting이 변하지 않도록 특히 주의한다.

(12) 2번째의 수평 접합면 Side의 Pad를 하부 베어링 Ring의 제 위치에 조립하고, (10)항에서 기술한 방법으로 정렬한다. 정렬이 완료되면 (11)항에서와 같이 Pad를 베어링 Ring으로부터 취외한다.

(13) 하부 베어링 Ring에 Bottom Pad를 조립하고 (10)항과 같이 정렬한다. 정렬이 완료되면 이 Bottom Pad는 베어링 Ring에 조립된 채로 그대로 둔다.

(14) 두 개의 수평 접합면측 Pad를 하부 베어링 Ring의 제 위치에 재조립한다. Pad 고정 볼트를 베어링 Ring으로부터 Pad로 끼우고, 베어링 Ring의 터빈 Side에 Wedge를 끼워 넣은 다음 Pad 고정용 볼트를 15 ft-lb_f(2 kg_f-m)로 조인다.

주의 : 0.0015 in(0.03 ㎜)의 Feeler Gage를 사용하여 Pad 뒷면 중심과 베어링 Ring 사이의 간극이 전혀 없다는 것을 확인하라.

(15) 상부 수평 접합면 가까이에 설치되는 Pad 한 개를 상부 베어링 Ring의 제 위치에 끼워 넣는다. 상부 베어링 Pad는 Pad 중앙에 한 개의 Pad 고정용 볼트 구멍이 가공되어 있을 것이다. (10)항에서와 같이 베어링 Ring에 Pad를 정렬하라. 정렬이 완료되면 (11)항에서와 같이 Pad 고정 볼트와 Pad를 빼낸다.

(16) 2번째의 수평 접합면측 Pad를 상부 베어링 Ring의 제 위치에 끼워 넣고 (10)항에서와 같이 베어링 Ring에 Pad를 정렬한다. 정렬이 완료되면 (11)항과 같이 베어링 Ring으로부터 Pad를 빼낸다.

(17) 상부 베어링 Ring에 Top Pad를 끼워 넣고, (10)항과 같이 베어링 Ring에 Pad를 정렬한다. 정렬이 완료되면 이 Top Pad는 베어링 Ring에 조립된 채로 그대로 둔다.

(18) 두 개의 수평 접합면측의 Pad를 제 위치에 재조립한다. 베어링 Ring으로

부터 Pad로 고정용 볼트를 끼워 넣고, 베어링 Ring의 터빈 Side와 Pad 사이에 Wedge를 끼운 다음, Pad 고정용 볼트를 15 ft-lb_f(2 kg_f-m)로 조인다.

주의 : 0.0015 in(0.03 ㎜)의 Feeler Gage를 사용하여 Pad 뒷면 중심과 베어링 Ring 사이의 간극이 전혀 없다는 것을 확인하라.

(19) 각 Pad가 조립되어 있는 상태에서 상하부 베어링 Ring을 조립하여 수평 접합 볼트를 조인다. 수평 접합면이 밀착되어 있는지를 확인한다.

(20) 그림 1-47과 같이 베어링 Ring 양끝의 Oil Seal Tooth에 인접한 Inner Ring 직경을 측정하여, 베어링을 가공할 수 있도록 설치한다.

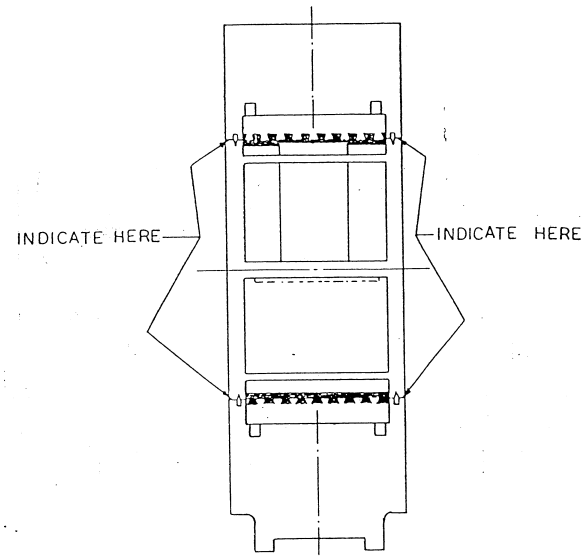
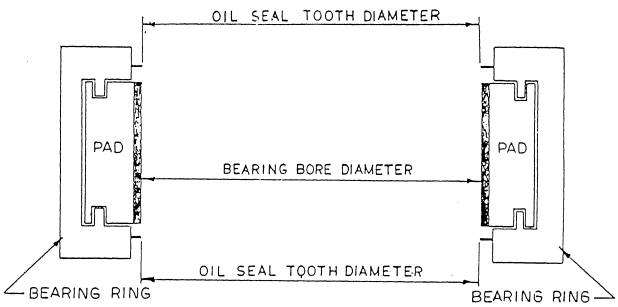


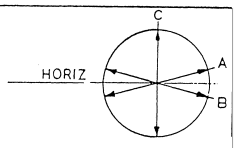
그림 1-47

(21) 베어링 내경을 치수대로 가공한다. 저널 직경이 16 in보다 작으면 베어링 내경은 저널 직경의 1.3/1000배 크게 가공하며, 저널 직경이 16 in 이상이면 저널 직경의 1.5/1000배 크게 가공한다. 베어링 내경의 가공 오차는 +0.002 ~ -0.000 in(+0.05~0 ㎜)이다. 그림 1-48과 같이 최종 반경방향 치수를 기록한다.



BEARING ASSEMBLY DIMENSIONAL RECORD

POSITION	A	B	C
BEARING DIAMETER			
T.E. OIL SEAL TOOTH DIAMETER			
G.E. OIL SEAL TOOTH DIAMETER			



PLANT _____
UNIT NO. _____
BEARING NO. _____
RECORDED BY _____
DATE _____

그림 1-48

(22) 상하부 베어링 Ring을 분리하고 Ring으로부터 각 Pad를 빼낸다.

(23) 그림 1-43과 같이 각 Pad의 네 모퉁이의 두께를 측정하고, 최종 치수를 기록한다.

(24) 각 Pad로부터 네 개의 레벨링 볼트를 빼낸다.

(25) 승인 도면대로 모든 베어링 Pad Profile을 기계 가공 또는 수가공하고, 최종 치수를 기록한다.

주의 : 800 MW급 틸팅 Pad 베어링의 상부에만 Overshot Groove가 가공되어 있다.

(26) 베어링 Ring과 각 베어링 Pad를 깨끗이 청소한다. 필요하면 표면을 Deburring한다.

(27) Mandrel의 직경, Roundness, Taper 등을 검사한다. 직경은 (21)항에서의 베어링 내경과 같아야 한다.

(28) Mandrel 외경에 Blue Paint를 엷게 바른 후, 각 틸팅 Pad를 Mandrel 위에 놓고 Pad를 원주 방향으로 약간씩 움직여준다. Pad를 떼어 내어 Blue Paint 접촉상태를 검사한다. 접촉상태는 최소한 80%이상이 되어야 한다.

(29) 적정한 Blue Paint 접촉 상태를 얻기 위하여 필요하다면 각 틸팅 Pad를 스크래핑한다. 그림 1-49에 표시된 것과 같이 Pad의 Leading Edge와

Traveling Edge 부위에 적정 반경과 Oil Relief를 가공한다.

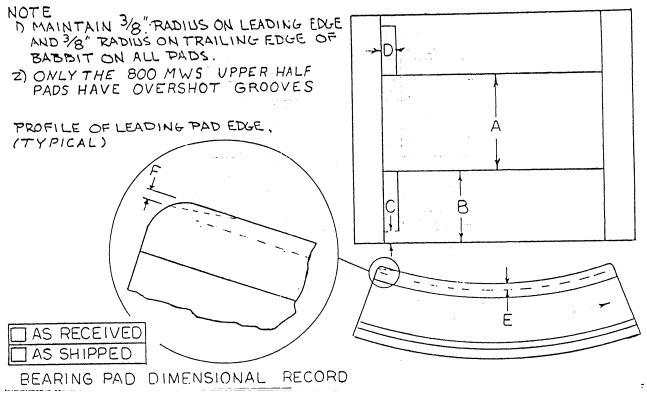


그림 1-49

(30) 상, 하부 베어링 Ring에 각 Pad를 적정 위치에 재조립한다. 만일 앞 단계에서 Blue Paint 접촉 상태 검사시 베어링을 스크래핑하였거나, 베어링 Pad 가공시 6개의 Pad를 한꺼번에 실시하지 않은 경우에는 모든 Pad가 설계 하중을 받도록 다음 절차대로 Pad를 조정하는 것이 중요하다.

a. Bottom Center Pad를 고정용 핀과 함께 하부 베어링에 설치한다.

b. Bottom Center Pad 위에 Mandrel을 얹고, 상부 베어링 Ring을 Pad가 조립되어 있지 않은 상태로 하부 베어링 Ring과 결합하고 수평 접합면 접촉 상태를 확인한다.

c. 그림 1-50과 같이 베어링 Ring의 양측에서 AB1을 측정한 후, Mandrel의 한쪽에 Feeler Gage를 끼워 넣어 Mandrel의 수평을 잡는다. AB1의 최종 평균 치수를 기록한다. Feeler Gage를 사용하여 Mandrel과 Seal Tooth의 양측의 간극을 측정한다. 이 간극은 0.010~0.015 in(0.254~0.38 ㎜) 이내여야 한다. Mandrel은 하부 중앙 Pad 위에서 흔들리고 있는지를 확인하여야 한다.

d. 베어링 Ring의 양측에서 AT1을 측정하고 최종 평균치를 기록한다.

e. 상부 베어링 Ring을 하부 베어링 Ring과 분리하고 Mandrel을 제거한다.

f. 하부 베어링의 양 Side Pad를 고정핀과 함께 설치한다. Mandrel을 다시 하부 베어링 위에 얹어 수평을 맞춘다음 AB2 치수를 측정한다. Mandrel의 수평방향으로 양 끝과 중심에서 AL과 AR을 측정한다.

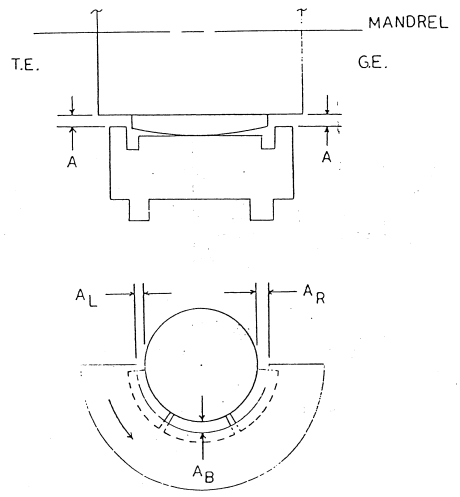


그림 1-50

g. 3개의 Bottom Pad가 설치된 상태에서 AB2의 평균치를 기록한다.

상황 1

AB1보다 AB2가 더 큰 경우는 그림 1-51과 같이 Side Pad가 Mandrel을 Bottom Center Pad로부터 들어올리는 상태이다.

만일 AB2와 AB1의 차이가 0.002 in(0.05 ㎜)이하이면 교정이 필요없다.

만일 AB2와 AB1의 차이가 0.002 in(0.05 ㎜)보다 크면 3개의 Pad의 높이가 같게 되도록 Pad의 높이가 조정되어야 한다. 이 조정은 AB2 - AB1의 차이만큼 Bottom Center Pad 밑에 Shim을 넣거나, AB2 - AB1의 차이의 절반만큼 각 Side Pad 밑의 Shim을 제거하면 된다. 또다른 방법은 Seal Tooth 간극(Bottom, Left, Right)을 측정하여 AB2가 AB1이 얼마나 더 큰지를 측정하는 것이다. Bottom Center Pad에 Shim을 넣은 경우에는 최종 AB2 값을 기록한다.

상황 2

AB2의 값이 AB1값과 같은 경우에는 Mandrel이 Bottom Center Pad 위에 얹혀져 있고, Side Pad의 높이가 Center Pad의 높이와 같거나 Center Pad보다 상대적으로 낮은 경우이다 (그림 1-51 참조).

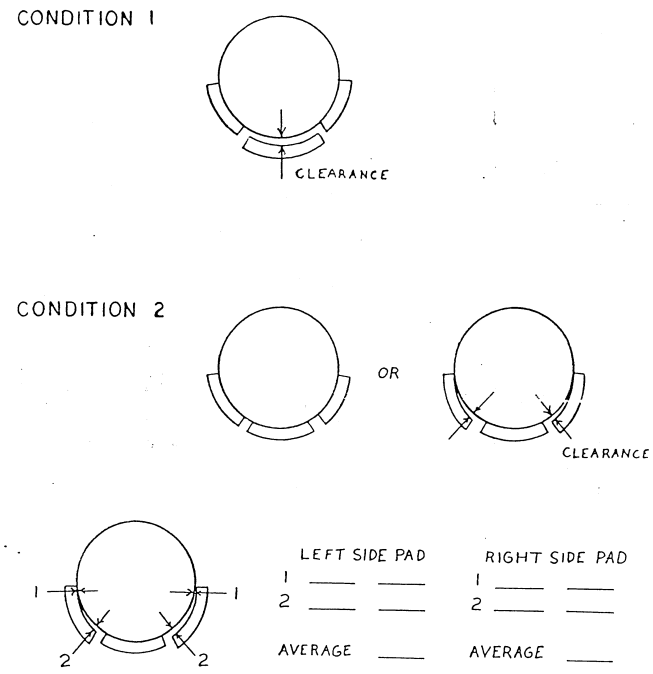


그림 1-51

어떤 경우에 해당되는지를 확인하기 위하여 0.0015 in(0.030 ㎜) Feeler Gage를 사용하여 Mandrel에의 Pad 양쪽의 접촉 상태를 검사한다.

만일 모든 Pad가 Mandrel에 밀착되어 있으면 하부 베어링에서는 어떤 조치도 필요없다.

만일 Side Pad가 느슨한 것으로 확인되면 그림 1-51과 같이 Feeler Gage로 측정한다. 네 군데의 Feeler Gage 지시치의 평균치가 Side Pad의 Mandrel에의 반경방향 간극이 된다. 만일 간극이 0.002 in(0.05 ㎜) 보다 크면 Side Pad에 Shim을 넣어야 한다.

이제 세 개의 Bottom Pad의 높이가 0.002 in(0.05 ㎜) 이내로 모두 맞추어졌다.

h. 상부 베어링 Ring의 상부가 아래쪽으로 오도록 하고 고정핀과 함께 Center Pad를 조립한다.

i. 상부 Center Pad 위에 Mandrel을 놓는다. 베어링 Ring의 양끝에서 AT를 측정하고 한쪽 끝에 Feeler Gage를 끼워 Mandrel의 수평을 잡는다.

AT의 최종 평균값을 기록한다.

j. 만일 앞에서 하부 베어링에서의 최종 AB2값이 최초 AB1 값과 같았었다면, 앞서 (30)항 D에서 측정한 AT1 값을 얻기 위해 필요한 만큼 Center Pad의 Shim을 조정한다.

만일 앞에서 하부 베어링에서의 최종 AB2 값이 AB1과 차이가 있었다면, AT의 값이 AT1 - (AB2 최종치 - AB1)와 같아지도록 상부 Center Pad의 Shim을 조정한다. 즉,

AT = AT1 - (AB2 최종치 - AB1)

k. 일단 상부 Center Pad가 적정하게 자리잡으면 상부 양 Side Pad를 설치하고 앞에서 하부 베어링 양 Side Pad를 적정 위치로 조정하기 위해 실시되었던 절차를 다시 한번 실시한다 (Step f에서 상황 2까지, AB는 AT로 바꾸어).

(31) 하부 베어링의 세 개 Pad 위에 Mandrel을 설치한다.

(32) 상부 Center Pad의 양 끝까지 원주방향으로 걸쳐지도록 연선 2개를 놓는다. 이때 연선이 Side Pad를 가로지를 정도로 길게 해서는 안된다.

(33) 0.015 in의 Shim Plate를 양쪽 수평 접합면 위에 놓는다. Shim Plate는 수평 접합면의 80% 정도를 차지하도록 자른다.

(34) 3개의 Pad가 모두 설치된 상부 베어링 Ring을 하부 베어링 Ring과 결합한다. 볼트를 체결하고 접합면의 결합상태를 확인한다.

(35) 상부 베어링 Ring을 분리하고 연선을 꺼낸다. 연선 3군데(양끝과 중앙)의 두께를 측정하고 여섯 개의 지시치를 평균한다.

예상되는 축과의 수직 간극 = Mandrel 직경 + (연선 두께 - Shim 두께) - 저널 직경

만일 예상 수직 간극이 설계치의 +0.004, -0.002 in(+0.1, -0.05 ㎜) 이내이면 더 이상의 Shim 조정은 필요 없다. 그러나 만일 간극이 허용치내에 들지 못하면 수직 간극을 조정하기 위하여 상부 Center Pad의 Shim을 재조정하여야 한다. 상부 Center Pad를 0.005 in(0.125 ㎜) 이상 조정할 필요가 있을 경우에는 상부 Side Pad도 또한 조정되어야 한다.

(36) 회전 방지용 고정 핀을 베어링 Ring을 통하여 Pad로 넣고, 그림 1-52의 핀의 직경에 따른 규정 ft-lb_s로 조인다.

BOLT OR PIN DIAMETER AND THREAD	FOOT POUND TORQUE SPECIFICATION
1/4" - 20 TPI	3.2 - 3.5 ft. lbs.
5/16" - 18 TPI	6.5 - 7.2 ft. lbs.
3/8" - 16 TPI	12.5 - 13.8 ft. lbs.
7/16" - 14 TPI	19 - 21 ft. lbs.
1/2" - 13 TPI	30 - 33 ft. lbs.
9/16" - 12 TPI	42 - 46 ft. lbs.
5/8" - 11 TPI	58 - 64 ft. lbs.
3/4" - 10 TPI	108 - 119 ft. lbs.
7/8" - 9 TPI	167 - 183 ft. lbs.
1" - 8 TPI	250 - 275 ft. lbs.
1-1/8" - 8 TPI	383 - 422 ft. lbs.
1-1/4" - 8 TPI	550 - 600 ft. lbs.
1-3/8" - 8 TPI	750 - 825 ft. lbs.
1-1/2" - 8 TPI	1000 - 1100 ft. lbs.

그림 1-52

3.10 틸팅 패드 베어링 間隙 및 Pinch 測定 (Measurement of Tilt Pad Bearing Clearance & Pinch)

베어링 간극은 베어링 운전변수 중 가장 중요하므로 Outside Fit 직경에 대한 동심도 및 보어 형상에 따라 설치 간극을 결정해야 한다. 최종 베어링 간극은 설치할 하우징의 형상, 베어링 Shell과 베어링 지지 하우징 사이의 Pinch 등에 영향을 받는다. 적절한 Pinch는 고속회전 및 주요 기계의 운전상 매우 중요하다. Pinch가 부적절하게 되면 베어링에 과도한 열이 발생하거나 베어링 조립 상태가 느슨해진다. 느슨해진 베어링은 분수조화파나 고조파 형태의 진동을 야기시킨다. 이 Pinch 값은 보통 0.002 in(0.05 ㎜) 이내로 유지되어야 적절한 베어링 설치가 된다.

이 기준은 대부분의 두꺼운 Shell 베어링 및 라이닝에 적용된다. 얇은 Shell 베어링 및 베어링 강성이 베어링 라이너의 강성보다 훨씬 큰 경우, Pinch 값은 베어링 및 기기 제작자와 협의 후 결정해야 한다. 이 경우 재료의 국부 항복 응력을 야기 시키는 과도한 Pinch 또는 접촉 응력이 생기지 않도록 주의해야 한다. 이로 인해 라이너의 파손 및 베어링 간극이 상실되기 때문이다.

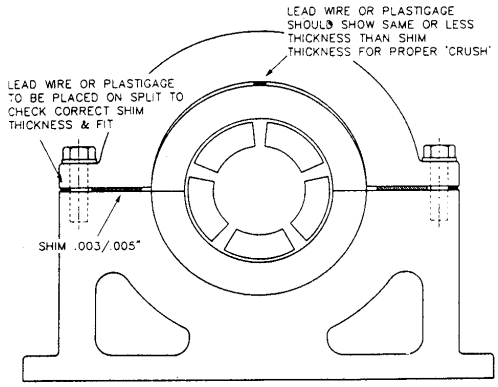


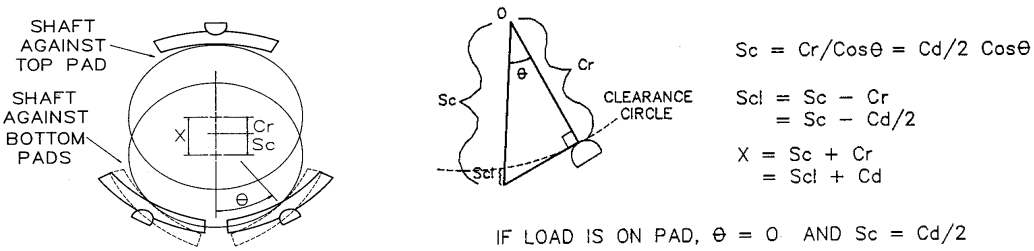
그림 1-53 틸팅 패드 베어링 Pinch 점검절차

그림 1-53은 틸팅 패드 베어링 Pinch 점검에 추천되는 절차이다. 베어링 분할선의 양쪽에 같은 두께(T_s)의 Shim을 설치한다. 베어링 Shell의 윗부분에 축방향으로 플라스틱 게이지 또는 납선을 놓는다. 베어링 캡 또는 Strap을 설치하고 상하 체결볼트를 조인다. 이 때 플라스틱 게이지 또는 납선의 두께(T_f)는 사용된 Shim두께(T_s)이하가 되어야 한다. Pinch 값은 지시된 간극(T_f)과 Shim 두께(T_s)와의 차이와 같다.

적절한 Pinch치가 얻어지면, 베어링 간극을 다시 점검하여 베어링 간극이 너무 감소하지 않았는지를 확인한다. 보통 Lift 점검으로 이를 확인하는데, Lift 점검은 정확한 베어링 간극측정에 여러 가지 문제점이 발생할 수 있다는 사실에 주의해야 한다. 따라서 Lift 점검을 할 때는 주의 깊게 측정하고, 베어링의 사용여부를 결정하기 위한 확인절차가 아닌 주로 전체적으로 문제점이 있는지를 파악하는데 사용되어야 한다. 현장 Lift 점검에서 겪는 몇몇 문제점은 다이얼 게이지의 고착 또는 교정 소홀, 기계의 Soft Foot 또는 하우징의 탄성지지 등이다. 다이얼게이지 설치 뿐만 아니라 들어올리는 방법도 측정 결과에 영향을 줄 수 있다.

그림 1-54와 같이 Lift Check를 할 때, 형상의 규정된 간극이상의 높은 값이 간혹 나타난다. 이는 정적 조건하에서 패드 사이에 하중(LBP)이 작용하는 베어링의 경우에 2개 하부 패드 사이에 축이 처질 때와 패드에 하중이 작용(LOP)하는 베어링에서 Lift의 최고 정점에서 축이 보어의 간극이상 올라갈 때 나타나는 현상이다. 이를 도시하면 그림 1-55와 같다. 대부분의 틸팅 패드 베어링에서 Lift량과 축처짐량을 규명하기 위한 참고 가이드는 표 1-3과 같다.

Lift 점검 위한 또다른 방법은 그림 1-56과 같이 Mandrel을 이용하는 방법이다. 이 방법을 사용하면 모든 방향의 간극뿐만 아니라 동심도도 측정 가능하다.



θ = 수직방향과 피봇사이 각

S_c = 중심위치 아래에서의 정적 축 처짐

S_{cl} = 간극 써클 (Clearance Circle) 아래에서의 정적 축 처짐

C_r = 반경방향 조립간극

C_d = 조립간극(Clearance)

X = 전체 축 이동량

그림 1-54 베어링 간극 점검 위한 Lift 방법

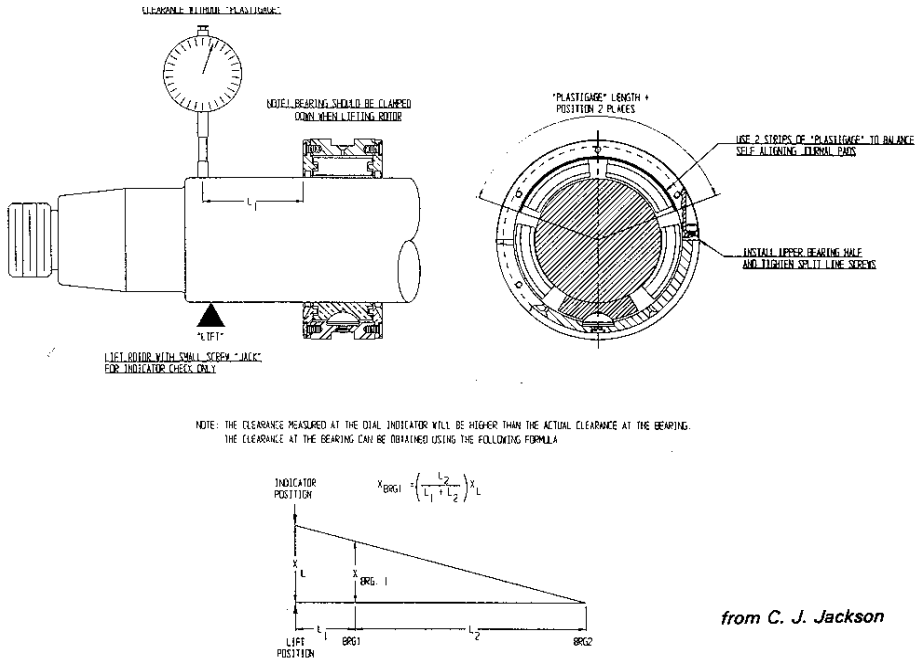


그림 1-55 축처짐(Sink)의 도시화

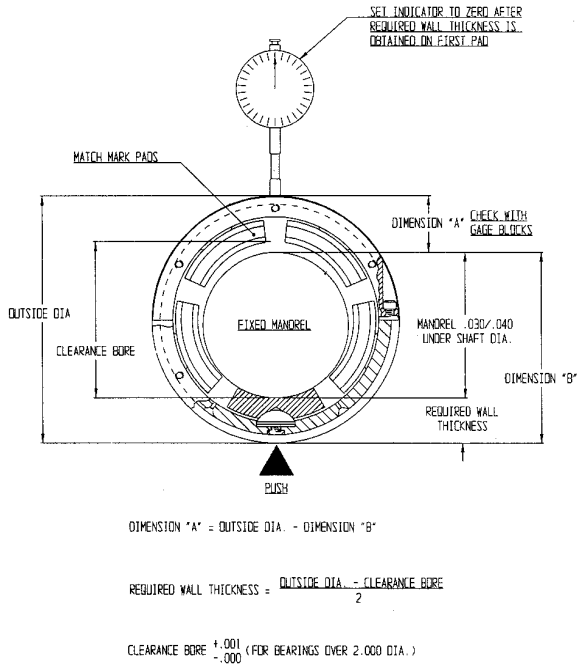


그림 1-56 Mandrel을 이용한 측정 방법

표 1-3 패드 수 및 정적 축처짐에 따른 총 축 이동량

패드 수	부하 특성	위상각	중심위치 아래에서 정적 축처짐 $S_c=CD/2\cos\theta$	Clearance Circle 아래 정적 축처짐 $S_{cl}=S_c-(C_d/2)$	전체 축 이동량 (Lift) $X=S_{cl}+C_d$
3	LBP	60	C_d	$0.5C_d$	$1.5C_d$
	LOP	0	$0.5C_d$	0	$1.5C_d$
4	LBP	45	$0.7071C_d$	$0.2071C_d$	$1.4142C_d$
	LOP	0	$0.5C_d$	0	C_d
5	LBP	36	$0.6181C_d$	$0.1180C_d$	$1.1180C_d$
	LOP	0	$0.5C_d$	0	$1.1180C_d$
6	LBP	30	$0.5774C_d$	$0.0774C_d$	$1.1547C_d$
	LOP	0	$0.5C_d$	0	C_d
7	LBP	25.71	$0.5550C_d$	$0.0550C_d$	$1.0550C_d$
	LOP	0	$0.5C_d$	0	$1.0550C_d$
8	LBP	22.50	$0.5412C_d$	$0.0412C_d$	$1.0824C_d$
	LOP	0	$0.5C_d$	0	C_d

LBP 틸팅 패드 베어링의 경우 패드가 기울기 때문에 패드 사이로 저널이 내려간다. 그림 1-57에서와 같이 정지중 베어링 중심 아래로 축이 내려가는 양 Ss는 다음과 같다.

$$S_s = \frac{c'_b}{\cos \Theta_p}$$

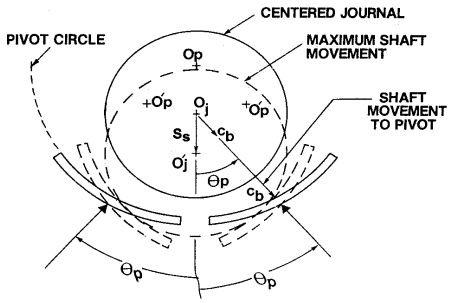


그림 1-57 틸팅 패드 베어링 정적 처짐

틸팅 패드 베어링의 간격을 측정하는 방법중의 하나로 다이얼 게이지와 Mandrel을 사용하는 방법이다. 베어링에 Mandrel을 넣고 조립한 후, 베어링을 한 개의 패드쪽으로 밀어 피봇에 직접 향하도록 한다. 그리고 다이얼 게이지를 영으로 조정한 후 2개 패드 사이로 밀면서 다이얼 게이지 값을 읽는다. 이때 축의 침하로 실제 측정값보다 크게 나타난다. 이 같은 측정 방법은 패드수가 홀수일 때 사용하는 방법이다. 패드수가 4개인 경우 패드사이로 밀지 않고 간극은 패드 피봇사이에서 직접 측정하면 된다. 그림 1-57로부터 베어링 간극을 측정하는 공식을 유도할 수 있다.

X = 측정된 베어링 간극, n = 패드의 수

$$\Theta_p = \frac{360^\circ}{2 \cdot n}$$

$$X = c'_b + S_s = c'_b \left(1 + \frac{1}{\cos \Theta_p}\right)$$

5개 패드의 경우를 계산하면

$$\Theta_p = \frac{360^\circ}{2 \cdot 5} = 36^\circ$$

$$X = c'_b \left(1 + \frac{1}{\cos 36^\circ}\right) = c'_b (2.236)$$

$$X = \frac{c_b}{2}(2.236)$$

$$c_b = (0.894)X$$

3.11 틸팅 패드 베어링의 組立 作業 (Assembly of Tilt Pad Bearing)

3.11.1 마무리 작업 (Final Checking)

① 각 Pad의 Pivot 면에 결함 유무를 확인하고 연마할 것.

② 그림과 같이 Pad 유입구측 및 출구측의 Rounding을 모두 9.5R로 할 것 (표준 500 MW 터빈).

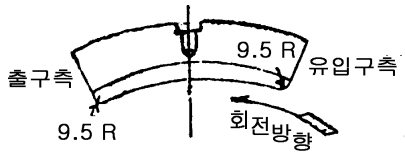


그림 1-58 Pad 입출구 Rounding

③ 베어링 하우징의 내외면을 매끄럽게 연마하고 특히 도면을 참조하여 다음 사항을 확인한다.

- Oil Groove는 정상 상태인가?
- 하부 베어링 하우징의 급유 구멍(또는 Orifice)의 치수는 정상인가?
- 상부 베어링 하우징의 조정 Liner의 Locating Pin은 충분히 고정 또는 Caulking이 잘되어 있는가?

④ 베어링 하우징과 조정 Ring과의 Contact은 상하 하우징을 조립하여 원으로 만든 상태로 실시하고 Contact 유효면적은 80% 이상이어야 한다.

3.11.2 組立 作業 (Assembly)

① Locating Pin의 Caulking 작업

운전중 빠지지 않도록 그림과 같이 Caulking할 것.

② 메탈의 평행도 측정

하부 베어링 패드가 조립된 상태에서 반드시 저널과의 평행도를 점검해야 한다. Tilting Pad 베어링은 Pad가 놀기 때문에 접촉 상태를 가지고 평행도를 조사 점검하는 것은 불가능하다. 따라서 그림 1-59에서 베어링 Housing 양단에서의 내경과 저널과의 치수 B를 좌우 전후에서 측정하여 이 값들이 같도록 베어링 하우징의 방향을 이동 조정한다.

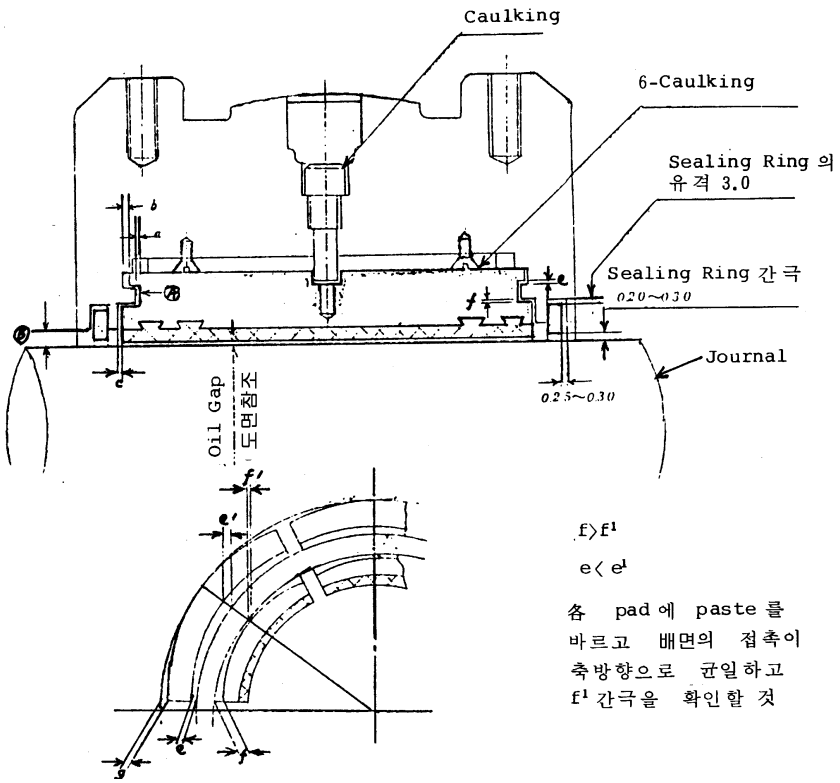


그림 1-59 틸팅 패드 베어링의 메탈 평행도 측정

③ Oil Gap의 측정

틸팅 패드 베어링은 다른 베어링과 달리 Pad가 어느 한쪽으로 기울기 때문에 정상 조립 상태에서는 내경 치수를 측정할 수 없으므로, 앞에서 서술한 방법으로 Oil Gap을 측정한다.

Oil Gap의 최대 허용치는 0.002×저널 직경이고, 일반적으로 설계 Oil Gap은 0.0013×저널 직경이다.

3.12 베어링 荷重 測定法 (Measuring Method of Bearing Load)

3.12.1 概要 (Instruction)

베어링 하중의 측정은 로터의 설치 상태를 알기 위한 중요한 작업이다. 운전중 커플링을 가운데 둔 인접 베어링간의 높이의 차(Rim차)에 의하여 베어링 하중이 감소하면 운전 중에 Oil Whip이 생길 염려가 있다. 이 Rim차에 의해 운전 중에 Oil Whip이 생긴 경우 베어링의 상대 위치와 하중을 결정하는 자료가 된다.

3.12.2 測定 方法 (Measuring Method)

① 측정 장치로는 보통 저항선식 하중계를 사용한다.

② 저항선식 하중 측정 변환기를 적당한 Wire로 Crane에 걸어 지시계와의 사이를 전선으로 연결하여 영점 조정을 한다.

③ 변환기에 Chain Block(사전에 베어링 하중의 설계치를 조사하여 최적의 것을 사용한다) 및 로터를 들어올리는데 필요한 Wire를 걸어 하중을 측정하여 놓고, 측정 기구의 중량을 보정하여 순수한 베어링 하중을 구한다 (그림 1-60 참조).

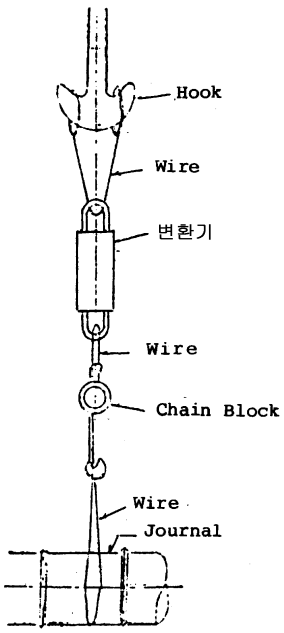


그림 1-60 로터 하중 측정

④ 로터를 들어 올리는 Wire의 위치는 저널 중심에 위치시켜야 하나, 만일 이것이 불가능할 경우는 저널 중심으로부터 등 거리에 위치한 2곳에서 측정하여 이의 평균치를 취한다.

⑤ 저널의 상하방향 이동량을 측정할 수 있도록 저널 상부에 다이얼 게이지를 설치하던가 혹은 마이크로미터로 베어링 Pedestal과 저널하부간을 계측한다.

⑥ 저널을 0.04 ㎜ 이동시킬 때마다 하중을 기록하고, Gland Packing과 접촉이 이루어지지 않는 한 0.36 ㎜까지 들어 올리거나 내리면서 하중을 측정 기록한다.

⑦ Lower 베어링을 빼내고 측정기를 측정기를 취부한 Crane에 걸어 지지해 놓는다.

Rotor Shaft가 베어링에서 지지될 때와 Crane에 걸어 지지했을 때, 가능한 베어링에 인접한 곳의 변화량을 그림 1-61과 같이 기초에 지지대를 고정시킨 후 여기에 피아노선을 설치하여 피아노선과의 거리를 측정한다. 이 때 케이싱의 침하량을 하중 측정선에 보정하게 되므로 대단히 중요하다.

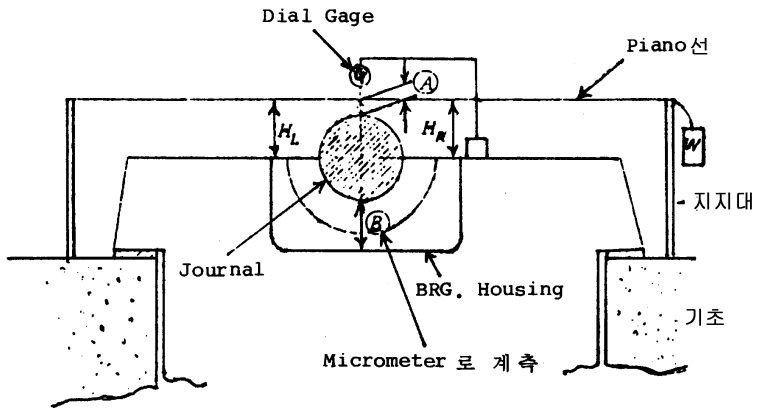


그림 1-61 로터 하중 측정시 피아노선의 설치

⑧ 저널을 정상위치로부터 0.04 ㎜씩 서서히 내려 Packing의 접촉이 생기지 않는한 0.36 ㎜까지 내렸다가 다시 0.04 ㎜씩 점차로 올려 정상 위치보다 0.36 ㎜ 들어 올린 후, 또 다시 정상 위치까지 내리면서 하중을 측정 기록한다.

⑨ 만일 축이 뜨거운 경우 축을 180° 돌려 재반복 측정한다.

⑩ Lower 베어링을 재조립한다.

3.12.3 測定 確認 事項 (Conform of Measurement Result)

축위치에 대한 하중 측정치를 Plot하여 Hysteresis Curve를 작도했을 때, 이 Curve의 중심이 정상적인 로터의 수평선과의 교정이 베어링 반력이다. 단, 이 경우 (2)-⑦항에서 측정한 케이싱에 대한 베어링 침하량이 다소라도 나타나는 경우, 실제 로터의 높이는 침하한 값만큼 내려간 곳이 있으므로, 높이 0점부터 이 양만큼 내려간 위치에서 Hysteresis Curve의 중심과의 교점이 정확한 베어링 하중이다.

3.12.4 測定 記錄 方式 및 順序 (Procedure & Method of Mesurement Record)

실제 작업에서는 베어링 분해 공구인 Lifting Beam을 사용하여 베어링을 분해하고, (2)-③항에서 기술한 측정 장치로 로터 저널 중심에 걸어 지지하여 놓고,

Lifting Beam을 취외하여 베어링 반력 측정에 들어가는 것이 가장 안전하고 확실한 작업 방법이다.

다음에 실례를 들어 이 방법을 설명한다.

① 전술한 바와 같이 외저항선식 하중 측정기의 영점 조정 및 Rotor Shaft의 Lift에 필요한 Wire Chain Block의 하중을 측정해 둔다.

② 상부 베어링을 취외하고, Lifting Beam을 조립한 후, Dial Gage를 상부에 설치한다. 이 때 Shaft 하부에서 베어링 Pedestal의 한 지점까지의 거리를 측정 기록해 놓는다. 이는 작업중 설치한 Gage가 움직일 염려가 있고, Dial Gage만으로 의지하지 않고 이중으로 확인하기 위해 필요하다.

③ 터빈 기초에 설치한 지지대에 피아노선을 치고(이 경우 피아노선의 높이는 저널 정점으로부터 50 ㎜ 떨어진 곳이고, 가능한 저널 중심 근처이고, 베어링 분해가 가능한 위치), 베어링에서 로터가 지지되고 있을 때의 치수를 측정한다. 또는 이 상태에서 피아노선으로부터 저널까지의 거리를 계측하여 놓는다.

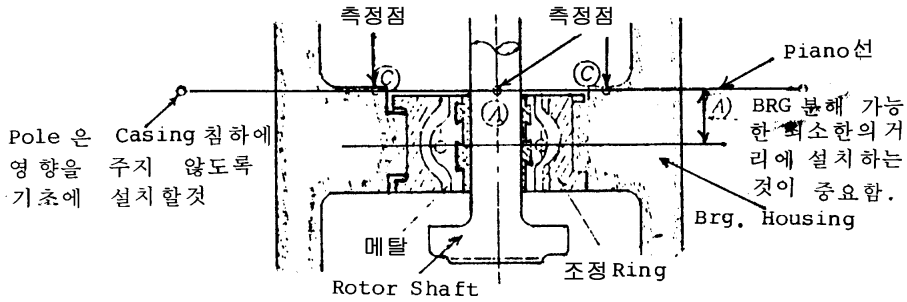


그림 1-62 로터 하중 측정 기록 방법

이것은 동일 측정부에서 Lower 베어링을 빼내고, Crane에 걸어 지지했을 때의 값을 측정하므로써 변화량을 본다. 이 변화량이 Pedestal 침하량이다. 침하량을 구하는 또다른 방법은 Piano선과 Shaft 정점 Ⓐ를 측정하여 Lower 베어링을 제거후 같은 치수가 되도록 Shaft 높이를 조정 유지했을 때, (4)-②항에서 기술한 Shaft 하부와 Pedestal간의 치수를 측정하고, 베어링 취외 전후의 차가 Pedestal의 침하량을 나타낸다. 침하량을 확실히 구하는 데는 전자보다 후자가 좋다.

④ 로터를 Lifting Device로 들어 올려 Lower 베어링을 취외한다.

⑤ 측정 장치의 Wire로 저널 중심에 걸면서 서서히 로터 Lifting Device를 이

완시키고, 측정 장치로 로터 중량을 받는다.

⑥ 저널 정점부에 설치한 다이얼 게이지 또는 저널 저부와 베어링 Pedestal간의 치수를 측정하면서 0.04 ㎜씩 0.36 ㎜까지 Chain Block을 이용하여 서서히 저널을 내리고, 이 각 단계마다 하중 측정기의 지시치를 기록한다. 0.36 ㎜까지 내린 후 0.04 ㎜씩 저널을 올리면서 저널의 정상 위치로부터 0.36 ㎜까지 올린 후, 다시 정상 위치에 올 때까지 하중을 측정 기록한다.

⑦ 측정이 완료되면 Rotor Shaft의 상하 방향의 이동량과 베어링 하중 관계를 그래프(Hysteresis Curve)를 그린다.

3.12.5 Hysteresis Curve와 Casing 沈下 補正에 따른 實際 베어링 荷重

① (4)-⑤ 및 ⑥항에서 측정한 케이싱 침하량이 0.04 ㎜라고 하자.

② (4)-⑦항의 측정 결과로부터 그림 1-63과 같은 Hysteresis Curve가 얻어졌다고 하면,

평균 경사 = (상한 중량치 - 하한 중량치) / 축위치 총 이동량

= (축위치 0.01 ㎜ 이동에 따른 하중 변화)

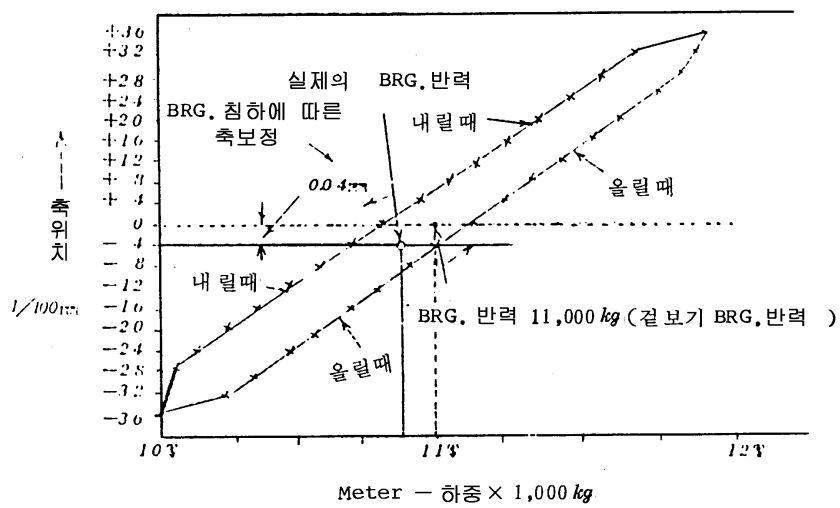


그림 1-63 Hysteresis Curve의 예

③ 상기 Hysteresis Curve에 대하여 케이싱(베어링부)의 침하량이 0.04 ㎜에서부터 이 그래프의 저널 정상 위치(0점)에 평행하게 0.0 ㎜ 아래에 있는 곳에서 Hysteresis Curve의 중심과 만나는 곳의 하중이 실제로 이 저널부의 반력이다.

4. 推力 베어링의 種類 및 特性 (The kind and Characteristic of Thrust Bearing)

4.1 概要 (Introduction)

증기터빈에서 회전부와 정지부의 축방향 간극은 아주 작기 때문에, 운전중에 발생되는 축방향 힘을 흡수하고 축의 위치를 고정시킬 수 있는 추력 베어링이 필요하다 (그림 1-64).

추력 베어링은 큰 하중이 견디는 배빗트가 입혀진 Plate로 되어 있는데, 이것이 축의 위치 고정과 추력 흡수 역할을 하게 된다. 추력은 스러스트 칼라에 의하여 축으로부터 추력 베어링 Plate로 전달된다. 고정체인 Thrust Plate와 스러스트 칼라(런너)면 사이에서는 미끄럼 작용이 발생하고 수력학적 유막 압력이 발생한다.

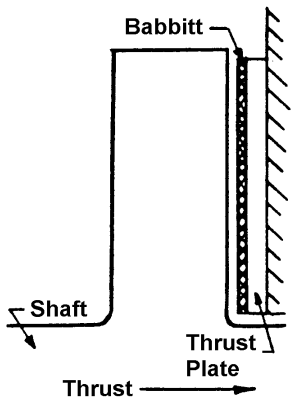


그림 1-64 Thrust 베어링과 Runner

저널 베어링에서는 축의 외경과 베어링 내경이 간극만큼 차이가 나므로, 축이 회전하고 베어링이 하중을 받으면 자연적으로 수력학적 유막 압력이 발생되지만, 추력 베어링에서는 두 평행면간에 오일 유막이 생기도록 하여야 하고, 이것이 추력을 감당하게 된다. 윤활의 수력학적 원리가 규명된 후 추력 베어링에도 이를 이용하여 추력 베어링의 부하 용량을 저널 베어링 만큼 향상시키게 되었다.

대부분의 터빈에서 추력 하중의 방향은 운전 조건에 따라 전후로 변하나 어느 방향의 추력이든 흡수 가능토록 두 개의 Thrust Plate를 설치한다. 정상 운전 중에는 보통 어느 한 방향으로 큰 추력이 발생하며, 이 방향(보통 증기의 흐름 방향)의 Thrust Plate를 Active Thrust Plate라고 부르고, 반대 방향의 것을 Inactive Thrust Plate라고 한다.

만약 Inactive 방향의 추력 부하가 작다면 Inactive Plate는 Active측보다 작게 만드는 경우도 있으나, 보통 Active와 Inactive Plate는 같은 크기로 만든다.

대부분의 경우 추력 베어링의 스러스트 면에는 반경 방향의 홈을 여러 개 가공하여 충분한 양의 윤활유가 통과하도록 한다. 스러스트 면을 보면 이 홈에 의하여 여러 개의 분리된 Pad로 이루어진 것처럼 보인다. 이 패드를 Land라고 부르며 추력 베어링의 형식은 이 Land의 형식에 의하여 구별된다.

저널 베어링에서처럼 베어링의 추력 하중은 얇은 유막에 의하여 지지되며, 정상상태에서는 운전시 금속 대 금속의 접촉이 발생되지 않는다.

추력 베어링은 설계 추력을 지탱하기에 충분한 면적을 가져야 하며, 필요한 면적은 지지할 부하, 속도, 오일의 점도, 베어링 형식에 따라 결정된다. 추력 베어링 면적은 내경과 외경 사이의 배빗트 면 중에서 반경 방향의 오일 홈이나 패드 사이의 공간을 뺀 면적이다.

보통 추력 베어링의 Land 또는 Pad의 크기는 원주방향 길이가 반경방향 길이의 2배를 넘지 않도록 하고 있다. 이 비는 패드가 너무 길어 유막이 긴 길이를 횡단함에 따라 유막 온도가 상승하는 것을 방지하기 위한 것이며, 이 비를 초과하면 Pad의 수를 증가시켜 조정한다.

추력 베어링은 유막 형성과 오일 유동을 위해 Thrust Plate와 Thrust Runner간에 축방향으로 약간의 간극이 있도록 설계한다. 터빈 내부 각 부위의 축방향 간극이 작기 때문에 추력 베어링 간극을 너무 크게 할 수 없으며, 간극은 보통 베어링 크기, 운전조건, 베어링 형식 등에 따라 0.127~0.51 ㎜로 한다. 이 간극은 Thrust Plate 뒤에 있는 Shim의 두께를 변화시켜 조정할 수 있다

운전시간의 증가와 비례하여 이 간극이 증가되며, 이 증가량 및 증가 특성은 베어링 형식과 운전 조건, 윤활유 오염도에 따라 변한다.

4.2 Flat Land Thrust Bearing

Flat Land 형식은 현존하는 추력 베어링 중에 가장 구조가 간단하고 면이 편평하므로 제작하기 쉽고 값이 싸다. 스러스트 면에 홈을 가공하여 많은 오일이 흐르도록 되어 있으며, 이 홈은 베어링 면을 여러 개의 Land로 나누는 역할도 한다.

Flat Land 추력 베어링의 부하용량은 극히 낮으며, 추력을 흡수한다기 보다는 로터의 위치를 잡아주는 역할을 할 때가 많다.

이 형식은 소형 터빈의 Inactive Thrust 면에 사용되며 대형 터빈에는 거의 사용되지

않는다. 보통 5.3~7 ㎏/㎠ 정도의 부하에 일반적으로 쓰이며, 10.5 ㎏/㎠까지도 사용할 수 있다.

4.3 Tapered Land Thrust Bearing

Tapered Land 추력 베어링은 그림 1-65와 같이 Flat Land와 비슷한 모양을 갖고 있으나 Land를 테이퍼 가공한 것이 다르며, 신뢰성이 있어 널리 사용되는 추력 베어링 중의 하나이다.

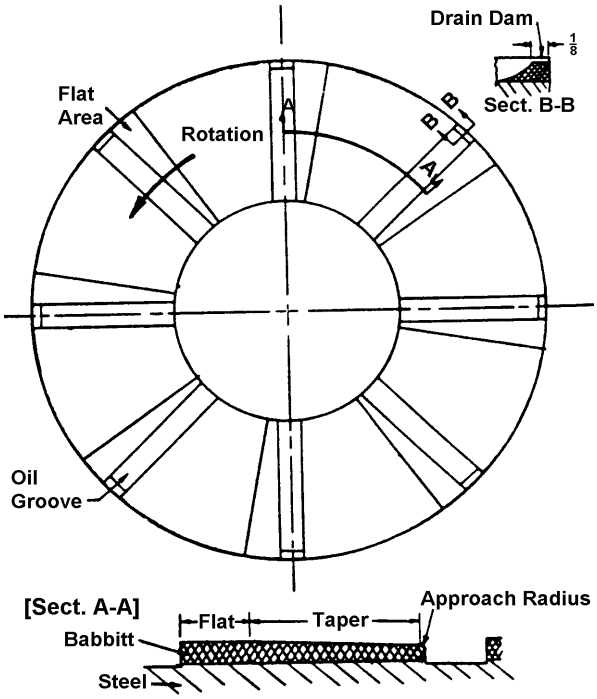


그림 1-65 Tapered Land Thrust Plate

베어링 면은 같은 수의 오일 홈으로 분리된 여러 개의 Pad로 구성되어 있고, 각 Pad는 런너가 회전시 오일을 쐐기부위로 밀어 넣어 부하를 지지할 수 있는 유압이 발생토록 반경방향과 원주방향으로 Taper져 있다. 경사각은 외경 부분보다 내경부를 더 크게 함으로써 유량을 같게 하여 오일온도를 동일하게 유지하도록 되어 있다.

Taper 부분은 보통 패드의 80~90%로 하고 그 나머지만 평면으로 하여 기동, 정지시 수력학적 유막이 발생되지 않는 저속에서 오일 웻지가 형성되지 못할 때 추력을 흡수하도록 한다.

패드 사이 홈의 크기는 규정되어 있지 않으나 보통 넓고 깊게 만들어 충분한 양의

오일이 흐를 수 있도록 한다. 반경 방향 홈의 바깥쪽 끝에는 턱(Dam)을 만들어 홈으로부터 Plate 밖으로 흘러나가는 오일량을 조절해야 한다. 이 턱은 입구 오일과 출구 오일의 온도차가 17℃ 정도가 되도록 만든다.

보통 경사도가 작으면 부하 용량이 증가하고 유막 두께가 두꺼워 진다. 그러나 베어링 냉각을 위해 충분한 오일이 흐를 수 있도록 부하용량에 의해 결정된 값보다 테이퍼량을 더 크게 한다. 패드가 커지면 냉각을 위한 오일량이 더 많아야 하므로 테이퍼량이 더 커져야 한다. Tapered Land Plate의 크기는 유효면적의 단위 면적당 부하나 유막 두께에 의하여 결정된다.

만약 마모가 발생하여 테이퍼진 부분이 감소하면 부하용량이 급감하므로 교체해야 한다. 경사부가 복잡하므로 특수장비나 제작기술없이 베어링을 재가공, 재주조, 혹은 핸드 스크래핑하는 것을 삼가해야 한다.

4.4 틸팅 패드 推力 베어링 (Tilt Pad Thrust Bearing)

틸팅 패드 추력 베어링은 각 패드가 피봇에서 자유롭게 경사되는 독립 세그먼트라는 점에서 Flat 또는 Tapered Land 베어링과 다르다.

오일은 축부근으로 유입되어 반경방향으로 외측으로 흐르는데, 패드사이의 공간이 크기 때문에 Plat형 베어링이나 테이퍼 랜드 베어링보다 더 많은 오일량을 필요로 한다.

상대적으로 부품수가 많고 Leveling Ring과 지지기초링에서 작은 접촉점이 많아 고부하시 변형되기 쉬우며, 패드도 고부하에서 변형되기 쉬워 유막 온도 상승을 야기하며 부하용량이 감소한다. 틸팅 패드 베어링은 보통 14~28 ㎏/㎠의 부하를 받도록 설계되며, 최고부하는 42~63 ㎏/㎠이다.

틸팅 패드 베어링에는 크게 나누어 미첼 베어링과 킹스베리 베어링이 있다.

4.4.1 Kingsbury 推力 베어링 (Kingsbury Thrust Bearing)

킹스베리 추력 베어링은 틸팅 패드 추력 베어링의 개조형으로서, 각 개별로 되어 있는 패드가 피봇 위에서 자유롭게 경사된다는 점에서 테이퍼 랜드 베어링과 구별된다.

보통 피봇은 표면이 경화된 반구형의 형상이며 패드 뒷면에 설치된다. 이 피봇에 의하여 패드는 반경방향, 원주방향 혹은 이 두방향의 조합방향으로 자유롭게 경사될 수 있어 축정렬 불량에 잘 적응하도록 되어 있다.

축이 회전하면 유막이 런너와 패드 사이에 발생하며, 각 패드는 적절한 유막 압력이 발생되도록 경사진다.

피봇 외에 패드가 장착되는 Plate가 있는데 이것을 Leveling Plate라고 하며, 이 Plate의 배열은 그림 1-66과 같다.

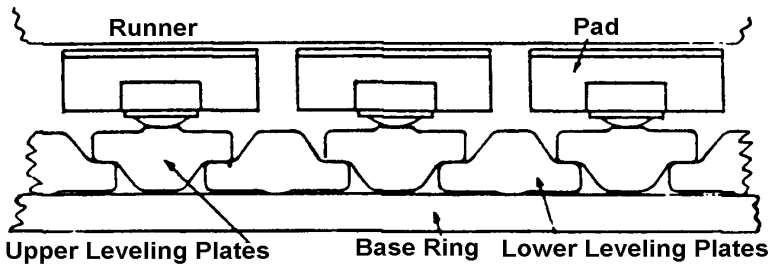


그림 1-66 킹스베리 베어링의 단면도

이 Leveling Plate는 정확히 기계가공된 단조품이며, 추력을 베어링에 균일하게 분산시키는 역할을 한다. 상부 Leveling Plate는 하부 Leveling Plate 위에 놓여 있어 각 Pad를 지지하며, 하부 Leveling Plate는 전부하를 Base Ring에 전달한다.

축정렬 불량에 의한 부하가 걸리면 Plate가 고하중점에서 경사지게 되어 다른 Pad를 앞으로 밀어내어 모든 패드에서 부하가 균일하게 걸리도록 한다. 상부 Leveling Plate의 수직 상부면과 맞닿는 Base Ring의 외경부에 Set Screw가 장착되어 있어 Plate가 회전하는 것을 방지하며, 조립체가 축방향으로 탈락되는 것을 방지한다.

킹스베리 베어링의 단점은 구조가 복잡하다는 것이며, 하중에 의하여 각 부품에 영구변형이 생길수도 있다. 이러한 변형은 간극을 증가시키게 되는데, 이 간극 증가 현상은 보통 운전초기에 발생되며, 이후의 변형은 서서히 발생한다.

킹스베리 베어링의 이점은 축정렬 불량하에서도 운전가능하다는 것이며, 이런 면에서는 어떤 형식의 베어링보다 우수하다.

부하용량은 테이퍼 랜드 베어링보다 작은데 이는 패드가 고부하시에 변형되기 때문이며, 패드가 변형되면 고온부가 생겨나고 손상이 발생한다. 실험에 의하면 42.2 ㎏/㎠의 저부하에서도 손상이 발생되는 것으로 나타났다. 따라서 킹스베리의 허용부하는 테이퍼 랜드 베어링보다 낮게 정한다.

4.4.2 미첼 推力 베어링 (Michell Bearing)

킹스베리 추력 베어링은 주로 미국에서 사용되는데 비해 미첼 추력 베어링은 유럽에서 주로 사용하는 형식이다. 미첼 베어링은 그림 1-67과 같이 패드는 피봇에 의해 지지되며, 이 피봇에 의하여 패드는 반경방향, 원주방향, 혹은 이 두 방향의 조합방향으로 자유롭게 경사될 수 있어 축정렬 불량에 잘 적응하도록 되어 있다. 이 피

봇은 Leveling Plate에 의해 지지되는데, 이 Leveling Plate는 일체형이지만 패드별로 구획이 나뉘어져 있어, 각각의 패드에 걸리는 하중은 Leveling Plate의 각 구획별로 걸리게 된다. 피봇은 나뉘어진 구획의 중앙에 위치하여 있어, 하중이 많이 걸리면 그 부분의 Plate만 뒤쪽으로 밀려나가게 되어 양옆의 패드가 부하를 더 받게 되어 부하 분담이 이루어진다. 피봇은 Pad를 약간 편심된 위치에서 지지하므로 피봇을 중심으로 패드 양측면의 면압이 다르게 되어 유막 Wedge 형성이 자연스럽게 이루어진다.

그림 1-68은 추력 베어링 유형별 특징을 보이고 있다.

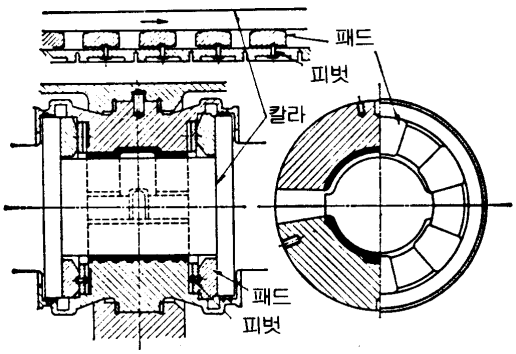


그림 1-67 미첼 베어링

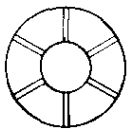
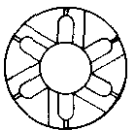
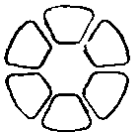
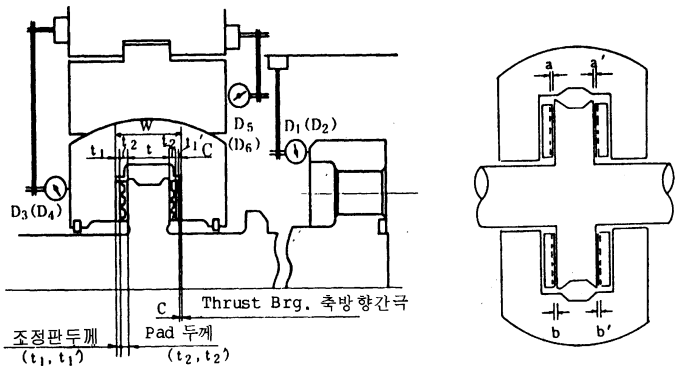
Bearing Type	Load Capacity	Suitable Direction of Rotation	Tolerance of Changing Load/Speed	Tolerance of Misalignment	Space Requirement
Plain Washer 	Poor		Good	Moderate	Compact
Taper Land  Bidirectional	Moderate		Poor	Poor	Compact
Unidirectional	Good		Poor	Poor	Compact
Tilting Pad  Bidirectional	Good		Good	Good	Greater
Unidirectional	Good		Good	Good	Greater

그림 1-68 추력 베어링 유형별 특징 비교

5. 推力 베어링의 整備 (Thrust Bearing Maintenance)

5.1 Float(Bump) Check

추력 베어링과 로터를 조립한 상태에서 로터를 축방향으로 이동시켜 이 이동량에서 베어링 이동량을 뺀 값을 스러스트 간극이라고 한다.



W= Thrust Brg. 폭
t = Thrust Collar 폭
D= Dial Gage
( )내의 것은 수평면의 반대측

그림 1-69 추력 베어링 축방향 간극

추력 베어링의 분해전이나 조립후에 추력 베어링 간극(베어링과 Rotor Collar간의 간극)의 측정은 Float Check로 수행한다. 이것은 로터를 앞 뒤로 밀어 그 움직인 거리를 측정하는 것이다. Float Check를 할 때는 상반부 Ring, 또는 Strap Down Ring의 변형을 최소화하기 위해, 가능하면 Front Standard Cap을 조립한 상태에서 실시한다. 베어링 Ball Seat가 제자리에서 이동되는 양과 Standard에 대한 베어링 Ring의 이동량을 다이얼 게이지를 사용하여 측정하고, 로터의 총 이동량으로부터 이 값을 빼면 실제 스러스트 간극을 알아낼 수 있다.

터빈을 정지하여 각 베어링 부품을 분해하기 전에 Float Check를 실시할 경우에는, 로터를 축방향으로 쉽게 밀 수 있도록 하기 위해, 베어링 내에 유막이 생길 수 있도록 측정 직전에 Turning Gear를 운전한다. 또는 로터를 축방향으로 밀기 전에 저널과 베어링 사이에 유막이 형성되도록 저널 부위에 600W급의 Heavy Oil을 바르고, 축을 몇 번 돌려 주어야 한다. 터빈 윤활 시스템이 구동되기 전에 추력 베어링의 간극을 측정하는 경우에는 스러스트 칼라에 윤활유를 칠해 준다. 축을 회전시킬 때에는 터닝 기어 전동기 Shaft를 수동 조작하거나, Jogging 조작할 수 있다.

간극 상한치는 설계 상한치×0.25이고 하한치는 설계하한치로 한다. 이 값을 초과하는 경우는 추력 베어링, Pad 등의 접촉상태, 변형 등을 점검하여, 이상이 없으면 간극 조정판을 교체한다.

또한 스러스트 칼라 및 Pad의 수평면에서 좌우의 간극 편차(그림 1-69에서 a+a′와 b+b′의 차)가 0.13 ㎜를 초과하는 경우는

- 스러스트 칼라의 흔들림 및 평행도를 계측하여 이상이 없는 가를 확인한다. 만일 흔들림이 0.05 ㎜ 이상 또는 평행도가 0.025 ㎜를 초과하는 경우가 있으면 스러스트 칼라 측면을 수정 가공한다.
- Thrust Pad 및 간극 조정판이 불량한 경우는 수정가공, 또는 교체한다.
- 추력 베어링 본체의 조정판 접촉면이 부적합한 경우는 베어링 본체의 수정가공 및 조정판을 교체한다.

5.1.1 測定 條件 (Measurement Condition)

① 모든 다이얼 게이지는 로터가 비뚤어지거나 한쪽으로 치우침으로써 생기는 오차를 막기 위하여 좌우 대칭으로 수평면 가까운 곳에 설치한다 (그림 1-69의 D1～D6).

② 다이얼 게이지는 피측정면과 직각으로 설치한다.

③ 다이얼 게이지의 설치는 측정상의 오차를 줄이기 위하여 케이싱 및 Pedestal과 같이 불안정한 곳을 피하여야 한다.

5.1.2 로터 移動 方法 (Rotor Pushing Methods)

① 인력으로 로터를 회전시킬 수 있는 소형 터빈에서는 로터를 회전시키면서 나무봉으로 터빈측 및 발전기측으로 힘을 가한다. 로터를 회전시키면서 밀 때에는 Thrust Pad에 손상되지 않도록 주의한다.

② 대형 로터인 경우는 2대의 Oil Jack를 사용하여 터빈측 및 발전기측으로 민다.

③ 로터를 미는 힘은 로터 중량×0.3 ㎏ 정도로 한다. 또 로터를 회전시키면서 미는 치공구를 사용하는 경우는 로터 중량×0.1 ㎏ 정도로 한다.

5.1.3 測定 順序 (Measurement Procedure)

① 그림 1-69와 같이 다이얼 게이지를 설치하고, 로터를 발전기 측으로 밀어 놓은 후, 다이얼 게이지 눈금을 '0'으로 맞춘다.

② 로터를 터빈측으로 밀어 이동량을 기록한다.

③ 첫 번째 측정치가 설계 허용치를 벗어나거나 또는 불완전한 경우는 3회 측정하여 정확한 값을 얻는다.

※ 다이얼 게이지 D5(D6)에서 외륜의 비정상적인 이동량, 변형 등이 있는가를 확인한다.

5.1.4 推力 베어링 軸方向 間隙 算出式 (Calculating Axial Clearance of Thrust Bearing)

터빈 로터의 전후방 이동에 의한 다이얼 게이지 지시치

다이얼 게이지 설치 위치	로터 이동에 의한 다이얼 게이지의 좌우 평균 지시치
D1, D2	a
D3, D4	b

스러스트 축방향 산출식

c = a-b

여기서 c : 스러스트 축방향 간극

a : 로터 총이동량

b : 베어링의 이동량

※ 로터 이동량은 로터 이동시 Shock에 의해 Pedestal의 변형이 일어나기도 하고, 과대한 값을 가져오는 요인도 있기 때문에 주의를 요한다.

5.2 Babbitt Metal부 接觸 狀態 (Babbitt Matal Contact)

5.2.1 Back Metal부 接觸 狀態 (Back Metal Contact)

Back Metal에 Blue Paste를 칠하고 정반 위에 올려 놓아 그 접촉율이 70% 이상 되던가, 0.12 ㎜의 Thickness Gage가 들어가지 않아야 한다. 단, Flat Land에 이상이 없고, 손으로 눌러서는 70% 이상의 접촉율을 가지며, 0.04 ㎜ 이상의 Thickness Gage가 들어가는 경우는 Back Metal부를 기계 가공하거나 신품으로 교체한다.

5.2.2 Babbitt Metal부 接觸 狀態 (Babbitt Metal Contact to Collar)

각 Segment의 Flat Land 부의 접촉율은 70% 이상이어야 하고, Thrust Plate 외주 및 내주에서 Flat부의 접촉 길이가 $l/2$ 및 $l'/2$ 이내이어야 한다. 이 접촉 길이가 내외주에서 많은 차이가 있거나, 부자연스러운 접촉이 있어서는 안된다. 단 점검시까지 운전중 추력 베어링에서 이상이 없었음을 합격의 필요조건으로 한다.

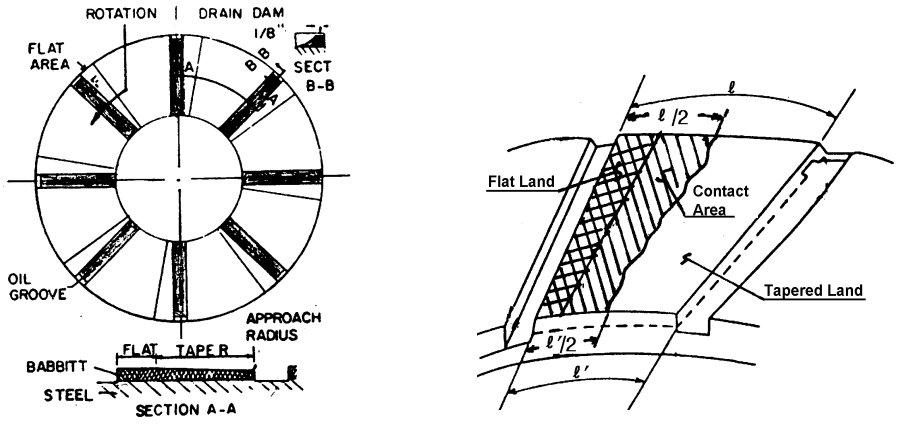


그림 1-70 추력 베어링 Plate의 접촉폭

접촉율이 70%이하인 경우는 기계가공하여 접촉율을 높이고, Flat부의 길이가 $1/2$ 이상인 경우는 수정 가공 또는 교체한다. 또 추력 베어링, 조정판 등의 변형, 평면도 불량이 발생한 경우는 교체 또는 수정 가공한다.

5.3 平行度 檢査 (Parallelism Check to Journal)

이것은 스러스트 런너와 스러스트 케이싱 사이의 평행도를 측정하는 것이다. 이 측정을 할 때에는 스러스트 케이싱을 Thrust Plate와 Shim없이 조립하여, 케이싱과 런너 외경 사이의 Gap을 상, 하부 및 좌우 양측에서 측정한다. 그 다음 케이싱의 상반부를 제거하고 런너 내경 부위의 Gap을 수평 접합면 좌우 양측에서 측정한다.

평행도가 허용치를 벗어나면 Alignment 상태가 불량하다는 것을 나타낸다. 이의 확인은 스러스트 케이싱 내의 각 부품의 두께를 측정하여 런너의 두께를 빼서 이론적인 추력 베어링 간극을 측정하는 Stack-up Check를 병행하여 실시한다. Alignment 상태가 양호하다면, Stack-up Check에서 얻은 값과 Float Check에서 얻은 값의 차이가 2 mils (0.51 ㎜) 이내여야 한다. 만일 이 두 값의 차이가 2 mils 이상이면, 스러스트 부품의 수직도와 수평도를 점검하여야 한다.

5.4 Ball Torque Check

Torque Check는 보통 터빈에서 분리된 상태에서 실시하기 때문에, 그림 1-71과 같이 조립품을 고정할 수 있는 장치를 제작하여야 한다. 만일 터빈 로터를 터빈 케이싱으로부터 꺼낸 상태라면, 스러스트 조립품을 정상운전시와 같은 상태로 위치하게 하고, Torque Check를 실시한다.

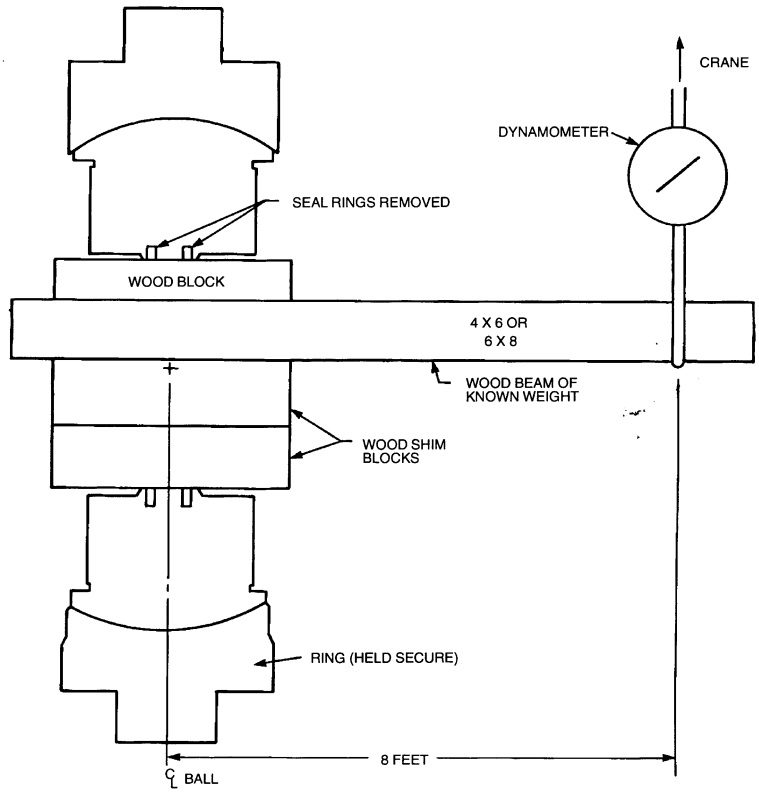


그림 1-71 추력 베어링의 Torque Check

만일 정비기간중 터빈 로터를 꺼내지 않은 상태라면, 로터가 제자리에 위치한 상태에서 다음과 같은 방법으로 Torque Check를 할 수 있다.

① Thrust Plate를 분해해 낸다.

② Ring Bolt를 조인다.

③ 이동량을 알아보기 위하여 베어링 링과 스러스트 케이싱 사이에 다이얼 게이지를 설치한다.

④ 오일 잭 등을 사용하여 스러스트 케이싱을 터빈 축 중심선의 오른쪽으로 민다. 이 때 Ball Centerline으로부터 케이싱을 민 지점까지의 거리를 측정하고, Ball을 이동시키는데 필요한 힘과 곱하여 토오크를 계산한다.

만일 Ball Seat가 제자리에서 움직이는 데 필요한 토오크가 상한치보다 크면, 오일 Stone과 Scraper로 Ball 부위의 모든 High Spot를 제거한 후, Contact 및 Torque Check를 반복 실시한다. 만일 토오크 값이 여전히 제한치 이상이면 Contact 면적을

더 넓게 하기 위해 베어링 Ring 부위를 가볍게 Scraping하여 토오크 값이 제한치 이내에 들게 한다. 토오크 값이 너무 작으면 적정 Contact 값과 토오크 값이 얻어질 때까지 상하부 Ring 접합면을 Scraping한다.

만일 가벼운 Scraping 작업을 반복하여 상당량의 메탈이 제거되면, 기하학적으로 진원 구형인 표면 형상이 많이 변형될 수도 있다. 그런 상태에서는 충분한 Contact 면적이 만들어지기는 하지만 Ball 표면이 서로 고착될 수도 있다. 이러한 현상이 발생되지 않도록 하기 위하여, 가벼운 Scraping으로는 개선되지 않거나 과거에도 여러 번 표면을 Scraping한 실적이 있는 베어링이라면 구형 표면을 재가공할 필요가 있다.

Scraping과 구형 표면 재가공은 상당히 고도의 숙련된 기능과 적정한 공구가 필요한 작업이다. 이 작업은 적정한 장비를 가지고 있는 숙련된 기술자에 의해 수행되어야 한다.

5.5 推力 베어링 Pad의 Taper 計測 (Checking Pad Taper of Thrust Bearing)

운전중 이상 진동 현상이 Pad의 Taper Land에 기인한다고 추정되면 이를 점검한다.

Back Metal부를 정반에 올려 놓고 Dial Gage로 그림 1-72와 같은 위치마다 계측한다. A, B, C 점에서는 Gage를 '0'으로 Setting한다. 여기서 * 표시는 Taper Land의 계측점이고, B는 A와 C의 중간점으로 한다.

기록 방법의 예는 그림 1-73과 같고, 이론치에 대한 실측치의 최대, 최소치가 0.025 ㎜ 이내에 있어야 한다. 이 값을 초과하면 Taper를 기계 가공하여 수정한다.

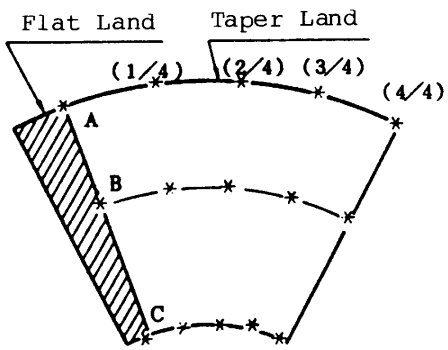
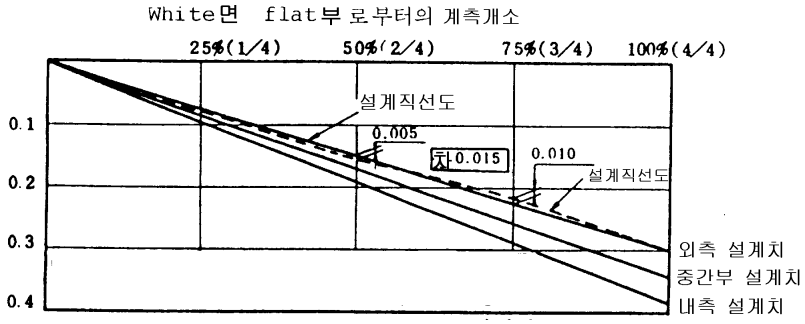


그림 1-72 추력 베어링 Pad의 Taper 계측



(주) 앞의 Taper Land 계측점에서의 측정치를 이 그림에 Plot하면 그 결과를 잘 알 수 있다. 만일 측정치가 이 그림에서 각 1/4 점에서의 이론치보다 0.025이상 차가 생기면 수정할 필요가 있다.

그림 1-73 추력 베어링 Pad Taper 기준

5.6 Kingsbury 베어링의 點檢 (Checking of Kingsbury Bearing)

킹스베리 베어링의 각 부품(Shoe Support, Shoe Leveling Plate, Base Ring Leveling Plate, Base Ring)은 운전중의 Thrust 하중에 의한 접촉, Thrust 방향의 반전, 축진동에 의한 운전중의 Alignment 변화에 따라 각 부품의 접촉부에서 마모가 발생하고, Thrust 베어링의 Locking 효과에 지장을 주어 베어링 소손의 가능성이 있다.

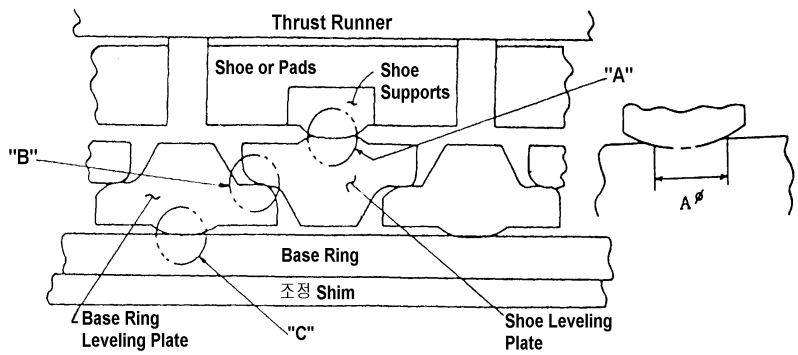


그림 1-74 킹스베리 베어링의 점검

이런 이유로 개방 점검시에 각부의 Setting량을 점검하여 Locking 효과에 지장을 초래한다고 판단되는 경우에는 수리를 하여야 한다.

또 제작자(WH)는 Aψ를 10 ㎜로 추천하고 있으며, 15~20 ㎜ 정도로도 사용 실적이 있으나, 다음과 같이 사용 또는 교체를 검토할 것.

10~15 ㎜ : Locking 효과가 운전상 지장이 없으면 그대로 사용

15 ㎜ 이상 : Thrust 베어링 교체

6. 베어링의 動力學과 基本槪念 (Bearing Dynamics and Basic Concepts)

6.1 交差 連性係數 (Concept of Cross Coupling Coefficient)

그림 1-75에서 보는 바와 같이 축이 회전하게 되면 Converging Wedge에서 유체 동력학적 압력이 형성되어 베어링이 회전축을 지지한다. 저널 베어링의 특징은 유막내에서 비대칭 압력분포가 형성되어 안정된다는 것이다. 이 압력분포에 의해 베어링 중심선과 하중 벡터 사이의 각인 양태각(Attitude Angle)이 만들어진다. 이것으로 인해 베어링의 교차 연성이 발생한다. 하중방향에 따른 유체 반력은 2가지 성분을 갖는다. 첫 번째는 직접 힘이라 부르고 $F_y=-F_{yy}\times Y$로 표현된다. 두 번째는 교차 연성 강성항인 $F_y=-F_{yy}\times Y$에 의한 교차 연성 반력이다. 교차 연성은 x 방향에 힘을 가할 때 그 직각인 y방향으로 변위가 발생하는 것을 의미한다. 마찬가지로, x방향에서의 저널 변위는 K_{xx} 및 K_{yx} 강성항에 비례하는 유막 반력이 생긴다. 교차 연성은 터보 기계에서 매우 중요한 현상이며, 이것이 발생되는 원인은 회전기계 특유의 회전 Bias, 회전요소 둘레 유체순환과 베어링 및 Seal 또는 케이싱의 원형 형상 때문이다. 이 현상은 다른 구조물 또는 동적 시스템과 관련이 없다. 교차 연성 특성은 베어링이나 Seal이 있는 모든 회전체에 존재하며, 구조물에서는 발생하지 않는다. 그림 1-76에서와 같이 만약 수직 하중이 원통형 외팔보에 작용하면 보는 수직방향으로만 처짐이 생기며, 회전기계의 경우에서와 같이 교차 처짐(Cross Deflection)은 없다.

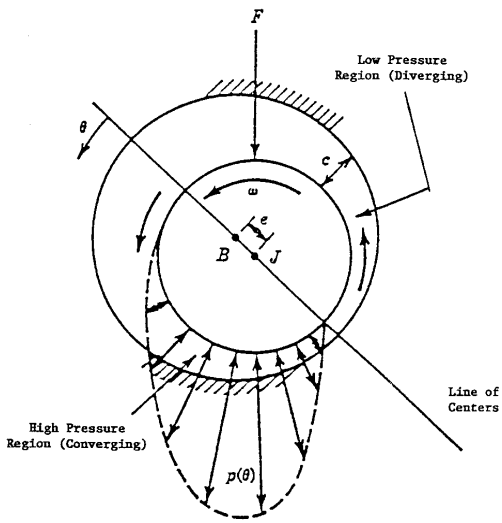


그림 1-75 저널 베어링의 유압 분포도

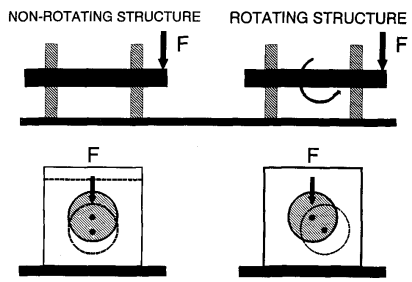


그림 1-76 회전체와 구조물진동간의 기본 차이점

지금까지 언급한 내용은 강성항에 국한되지만, 감쇠력도 물론 존재한다. 윤활 유막은 강성, 감쇠 그리고 관성력을 발생시킨다. 저널베어링의 유막은 보통 다음과 같은 역할을 한다.

- 로터의 정적 중량을 지지한다.
- 진동을 감쇠시킨다.
- 휘돌림 운동에 에너지를 공급한다 (교차 연성 강성).

교차 연성 강성항은 회전기계의 안정성에 많은 영향을 준다. 동적 시스템(저널 궤적)에 에너지를 부가하는 접선방향 힘을 발생시키는 교차 연성항의 경우, 이들 교차 연성 강성항에 의한 반력이 합성되어 그림 1-77과 같이 Net Force가 생성된다. 이 힘은 축 궤적에 접선방향이며 저널(전향 구동력)의 순간 운동과 같은 방향으로 작용한다. Foward 불안정성을 일으키는 힘이 존재하면 K_{xy}항은 “+” , K_{yx}항은 “-”가 되어야 한다. 교차 연성항에서 생긴 합력은 시스템에 에너지를 부가시키므로, 이와 같은 항을 표현할 때 불안정화 힘 또는 마이너스 감쇠라는 명칭이 사용된다. 일반적으로 “+”라는 가정되는 감쇠는 동적 운동으로부터 에너지를 소산시키므로 안정성을 증진시킨다. 원통형 슬리브 베어링의 경우 원형 대칭성으로 인해 저널이 원형운동(원형 Orbit)을 하게 한다. 이런 상태에서는 휘돌림 운동을 구동하는데 더 효과적인 불안정 성분의 영향을 더 민감하게 받는다. 베어링 내면의 원형 대칭을 약간 찌그러지게 만드는 것과 Pinch에 의한 영향이 간혹 안정성을 증진시키는데 도움이 된다는 것은 같은 맥락이다. 타원형(레먼 보어)과 Offset 베어링은 원통형 저널베어링에서 나타나는 원형 형상과 대칭성을 개선한 것으로 불안정 성분을 감소시킨다. 그림 1-77과 같이 베어링내 축의 운동은 전형적으로 타원형 Orbit으로 나타난다.

베어링 강성에 의한 에너지는 타원 Orbit의 폐곡선 상의 변위에 힘을 곱하여 적분하면 계산될 수 있다. 교차 연성 강성계수의 경우

$$E_{cyc} = A(K_{xy} - K_{yx})$$

따라서 동적 시스템에 부가된 에너지는 휘돌림 궤적의 면적에 (K_{xy} - K_{yx})를 곱한 것과 같게 된다. 이와 같은 표현에서 얻은 중요한 사항은 교차 연성의 불안정 효과가 직접적으로 휘돌림 궤적의 면적에 비례한다는 사실이다. 휘돌림 궤적에 비대칭성이 많아질 수록 불안정화 에너지는 작아지며, 그림 1-78과 같이 임계속도가 분활되어 나타난다. 만약 교차 연성 계수가 같아지거나 같은 부호를 갖으면 에너지도 “0”이 된다는 것을 위의 식에서 알 수 있다. Orbit이 원형이고, 교차 연성 계수가 크기는 같고 부호가 반대일 때에는 가장 나쁜 조합이 된다.

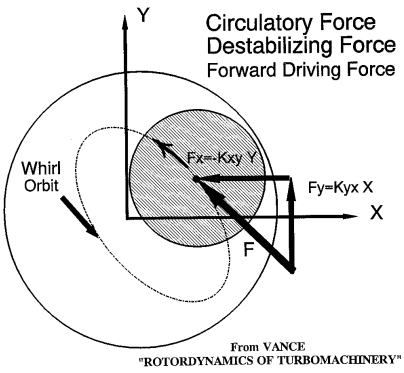


그림 1-77 저널베어링의 교차 연성

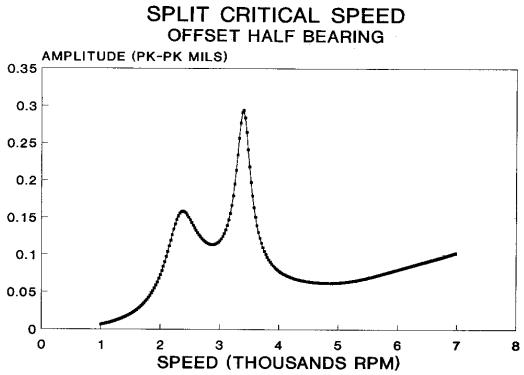


그림 1-78 비대칭성에 의한 임계속도 분활

그러나 약간의 비대칭적으로 설계하게 되면 약간의 불리한 점이 생긴다. 즉, 비대칭은 임계속도에서 진동진폭이 약간 증가하게 한다. 이 점에 대해서는 틸팅 패드 베어링에서 LOP와 LBP 형식을 비교하는 절에서 더 자세히 도식적으로 나타나 있다.

여기서는 유막 베어링에서 교차 연성의 영향을 알아보는 데에 초점을 맞추었기 때문에, 앞에서의 단순한 해석만 가지고는 터보 기계의 안정한계를 평가하는데 충분하지 않으며, 축동력학적인 안정성 해석을 대신할 수는 없다. 로터와 베어링은 둘 다 회전기계의 내부 요소이기 때문이다. 여기서는 베어링에서의 교차 연성의 영향에 대해서 초점을 맞추었지만, 강성과 감쇠 행렬에서의 비대칭도 고려해야 한다. 터보 기계에서의 회전 Bias는 동력학적인 계에서 비 대칭성이 발생하게 하는 다른 여러 가지 요인들을 가지고 있다. 터보 기계의 회전 편심(편차)은 동적 시스템이 비대칭이 되게 하고 임펠러와 디스크의 자이로스코프 모멘트는 감쇠 행렬에 비스듬한 대칭성분이 항상 생기게 한다. 따라서 완전한 안정성 해석에는 로터-베어링계의 동적 거동에 기여하는 모든 요소를 감안해야 한다.

6.2 좀머펠트 數 (The Sommerfeld Number)

베어링 설계변수가 동력학에 미치는 영향을 이해하기 위해서는 실제 베어링 형상을 수치해석 모델로 바꾼다. 컴퓨터 프로그램을 이용하여 레이놀드 윤활 방정식의 몇 가지 형태를 풀어서 유막 베어링에서 발생한 압력을 파악한다. 압력을 적분하면 베어링반력이 구해지며 이 힘이 유막의 강성 및 감쇠계수의 함수가 된다.

동력학적 강성 및 감쇠계수는 보통 좀머펠트 수로 잘 알려진 무차원 매개변수의 함수로 표현된다. 이런 무차원 변수를 형성하는 양을 표현하는 방법은 여러 가지가 있

다. 가장 보편적인 표현은

$$S = \frac{\mu N L D}{W}\left(\frac{R}{c}\right)^2$$

여기서, μ : 점성

W : 회전속도(rps)

L : 패드길이

R : 저널반경

W : 베어링 하중

c : 패드보어 반경방향 간극

그림 1-79 및 1-80은 패드 사이에 하중이 걸리는 구조인 LBP형 4 패드 틸팅 베어링의 경우, 좀머펠트 수의 함수로 강성 및 감쇠계수 변화를 보여주고 있다. 이 그림에서 좀머펠트수를 구성하는 각기 다른 변수가 베어링 강성 및 감쇠에 얼마나 영향을 주는가를 보여준다. 주어진 베어링 형상에서 고하중 및 저속도는 좀머펠트수를 낮춘다. 한편 경부하 및 고속도는 좀머펠트 수를 증가시킨다.

6.3 베어링 길이 影響 (Effects of Bearing Length)

좀머펠트 수라는 변수가 강성 및 감쇠계수에 미치는 정도는 기계가 곡선의 어느 부분에서 운전되느냐에 따라 상당한 영향을 받는다 (그림 1-79, 1-80 참조). 각기 다른 예압에 대한 대부분의 곡선은 최소점이 존재한다. 운전 영역이 최소점의 좌우 어느 쪽에 있느냐에 따라 강성 및 감쇠에 미치는 변화의 정도가 결정된다. 만약 어떤 기계가 최소점의 좌측에 있으면 속도 감소 또는 하중 증가는 좀머펠트수를 좌로 이동시켜 강성을 증가시킬 것이다. 패드의 길이 감소는 강성을 증가하게 할 것이다. 설계자 입장에서 볼 때 속도와 하중보다 패드길이에 조정변수가 많다. 만약 목적이 베어링을 강하게 하고 임계속도를 운전속도에서 더욱 떨어지게 할 경우 이러한 곡선이 가시적인 대안이 된다. 이 경우 편심도 증가하여 베어링의 운전온도를 증가시키고 최소 유막 두께를 감소시킨다. 패드 길이를 증가시키면 베어링의 강성 및 감쇠가 감소할 것이다. 만약 적용 기계가 최소점의 우측에 있는 경우 길이를 증가시키면 강성 및 감쇠 계수가 모두 감소될 것이다. 베어링 길이의 영향은 기계의 운전 영역을 알기 전에는 모른다는 데 유의하기 바란다. 따라서 길이는 주어진 베어링에 대해 강성 및 감쇠계수를 증가 또는 감소시킬 수 있다.

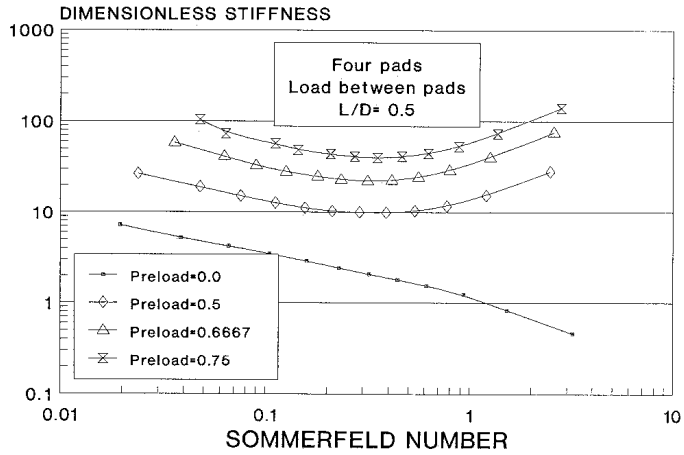


그림 1-79 좀머펠트수에 따른 강성 변화

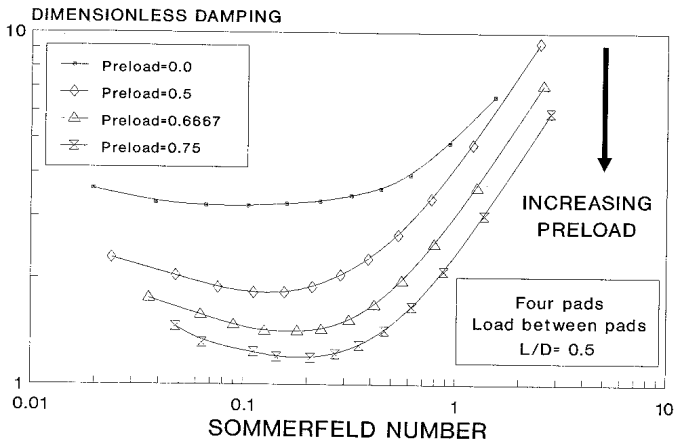
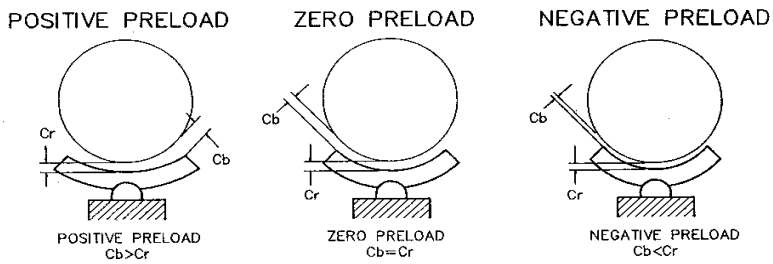


그림 1-80 좀머펠트수에 따른 감쇠의 변화

6.4 베어링 豫壓 影響 (Effects of Bearing Preload)

예압은 그림 1-81과 같이 도식적으로 설명될 수 있다. 예압은 보통 "+"이며 온도한계가 나타나는 어떤 경우에 "0"가 된다. 이것은 로터-베어링계의 특성을 변경하는데 설계자가 종종 사용하는 매우 유익한 변수이다. 강성 및 감쇠 계수에 주는 예압의 영향을 그림 1-79 및 1-80에서 명확하게 보여 주고 있다. 예압의 증가는 강성을 증가시키나 한편으로는 유효 감쇠를 감소시킨다. 주어진 베어링 형상에 대해 가장 바람직한 특성을 결정하는데 종종 베어링 최적화 검토가 요구된다.



C_r= 조립 반경 방향 간극　　C_b= 패드보어(가공) 반경방향 간극

C_r은 베어링 제작 후 예압을 바꾸어 베어링 설계를 변경할 수 있는 변수이다.

주) 운전중 실제 예압을 변경하는 여러 가지 방법이 있다. 이들은 주로 패드의 열변형과 패드 및 피봇 지지물의 기계적 변형을 일으킨다.

그림 1-81　틸팅 패드 베어링의 예압

강성 및 감쇠계수에 부가하여 예압을 분석하거나 감안되어야 할 다른 측면 또는 고려사항이 있다. 예압은 주요 베어링 변수이다. 예압이 없으면 어떤 패드(상부패드)는 완전한 무부하 상태에서 운전된다. 패드가 무부하 상태가 되면 베어링의 전체 강성이 감소하고 또한 상부패드가 교차 연성 영향에 저항하지 못하기 때문에 안정성에 영향을 주며 불안정성의 현상(Flutter)이 발생한다. 이 현상은 종종 선단부의 고착(Lockup) 또는 Spragging 현상이라고 부른다. 이로 인해 선단부가 축에 힘을 가하게 되며 축과 패드의 상호 마찰 작용에 의해 축이 그 위치를 유지하게 된다.

6.5 Load on Pad(LOP) 대 Load between Pad(LBP)

더 높은 하중과 더 좋은 동기 응답 특성이 요구될 때에는 LBP가 LOP 틸팅 패드 베어링에 비해 좋다. 그 이유는 유효 지지 면적에 의한 감쇠가 LBP형이 더 크기 때문이다. 따라서, 비교적 저속도(낮은 좀머펠트수)에서 운전되는 경우 고하중의 LBP를 채용한다. 그러나, 고속도에서 운전되는 경중량의 로터는 LBP 형식의 부하용량이 요구되지 않는다. 더욱이 이 범주에 들어오는 로터(고속도에서 운전되는 경중량의 로터)는 간혹 공기 역학적 교차 연성을 가지므로 동기 응답보다 안정성에 더 관심을 두게 된다. 이러한 기계에 적용할 때에는 LOP 형상의 베어링을 사용하면 비대칭 지지가 된다. 비대칭 형상은 앞에서 설명한 바와 같이 안정성을 증진시킨다. 그림 1-82에서 4 패드 LBP 베어링의 강성계수를 LOP 틸팅 패드 베어링과 비교하였다. LOP형상은 비대칭성이 높은 반면 LBP는 대칭이다. 다음의 예는 각각의 베어링 하중 형태에 대한 장점을 보여 주고 있다.

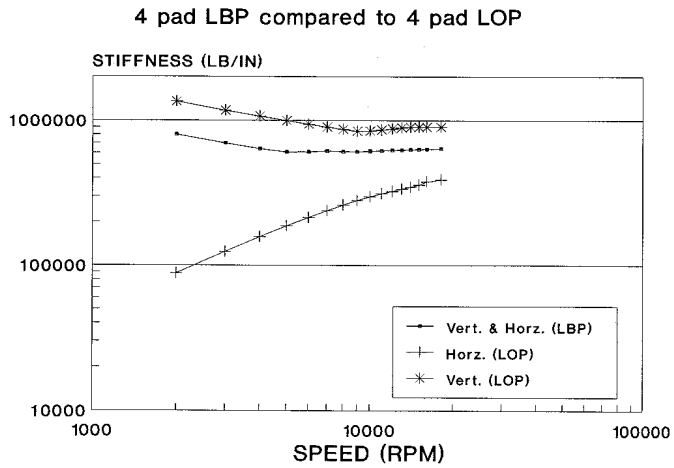


그림 1-82 LOP와 LBP 베어링의 강성 비교

그림 1-83에 보이는 로터 모델은 산업용 원심압축기의 로터이고 패드가 4개인 LOP와 LBP를 갖는 로터에 대한 안정성을 해석한 것이다. 초기 해석 단계에서는 공기역학적 교차 연성이 모델에 포함되지 않았다. 1차 Forward 진동 모드에 대한 대수 감소율은 표 1-4에서와 같이 LBP 형식의 경우가 더 높게 나타났다. 만약 공기 역학적 교차 연성을 도입하면 LOP는 "+" 대수감쇠 (안정)가 되지만, LBP 경우 "-" 대수감쇠가 되어 로터 베어링계가 불안정해진다.

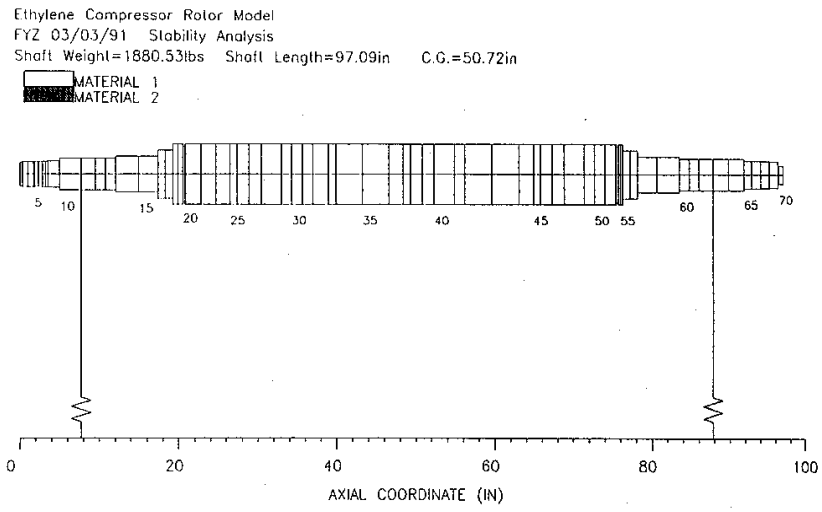


그림 1-83 원심 압축기의 축 동역학적 모델

표 1-4 LOP와 LBP 베어링의 안정성 및 불평형 응답 비교

베어링 형상	대수감쇠		증폭계수
	공기역학적 교차 연성 고려	공기역학적 교차 연성 불고려	
4 패드 LBP	-0.116	0.467	6.6
4 패드 LOP	0.073	0.267	11.0

LOP 및 LBP에서 각각의 케이스에 대한 1차 Forward 모드를 그림 1-84와 1-85에 각각 나타냈다. 이 예는 감쇠는 작지만 더 많은 비대칭이 생기는 LOP 경우가 농도가 높은 가스를 압축하는 고속 경량 기계에 더 적합한 선택이 될 수 있음을 보여주고 있다. 비대칭성은 안정성을 높이지만 불리한 면도 있다. 강성이 더 낮기 때문에 축이 임계속도를 지날 때 불평형에 대한 응답이 커지기 때문이다. 이것을 그림 1-86에서 도식적으로 보여준다. 1차 임계속도에서의 진폭 확대계수는 LOP의 경우 훨씬 더 커진다.

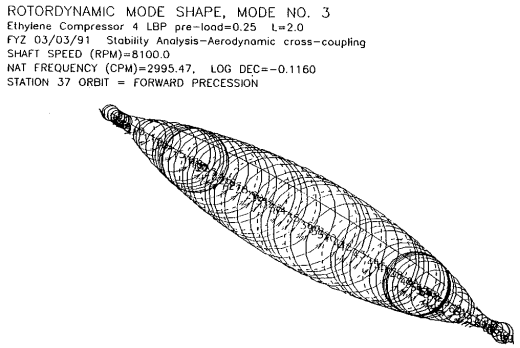


그림 1-84 LBP 베어링을 사용한 경우의 1차 Forward 진동 모드

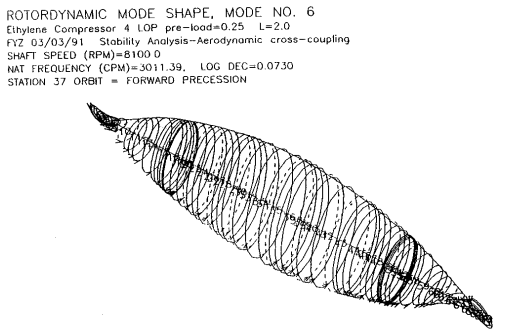


그림 1-85 LOP 베어링에 대한 1차 Forward 진동 모드

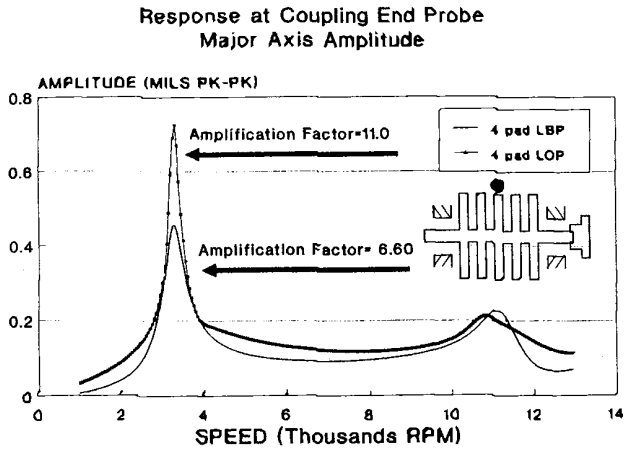


그림 1-86 LOP와 LBP 베어링간의 불평형 응답비교

6.6 베어링 間隙 및 오일 入口 溫度의 影響 (Effects of Clearance & Oil Supply Temperature)

고속회전 및 고성능의 압축기는 베어링의 간극을 Tight하게 유지하는 것이 매우 중요하다. 최근에 사용자의 요구조건과 API 규정이 엄격해 지고 있어 정밀한 베어링 간극 및 예압의 중요성이 커지고 있다. 그림 1-87의 불평형 응답도에서 동기응답시의 간극의 영향을 나타내고 있다. 베어링 간극이 크고 피크응답이 압축기의 운전속도에 매우 가까운 경우, 간극 및 예압을 타이트하게 설계 제작하고, 이 상태를 유지하는 것이 필수적이다.

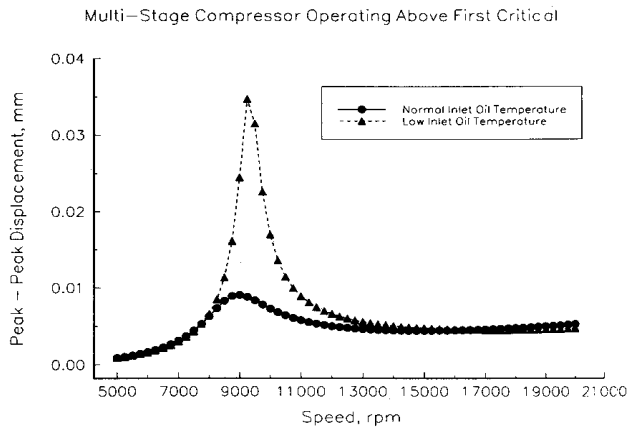


그림 1-87 동기응답시 간극 영향

오일온도는 보통 중요치 않으며 일정범위 안에서 유지되는한 신경 쓸 필요가 없다. 베어링 메탈 온도에 직접적인 영향을 주는 오일 입구온도의 상한치에 보다 더 관심을 두어야 한다. 1차 굽힘 모드이상에서 운전되는 고속 압축기와 터빈은 정상 오일 입구온도 이하에서도 영향을 받는 경우도 있다. 이 경우의 압축기는 높은 진동이 발생하고, 임계속도 통과시 Labyrinth Seal에서 Rubbing이 발생할 수도 있다. 오일 입구온도를 낮추면 베어링의 유막 강성이 증가된다. 이로 인해 더 강해진 유막은 로터 중간에서 높은 처짐을 야기시키게 되어, Labyrinth Seal에서 Rubbing이 발생하게 된다. 이러한 사실은 그림 1-88과 같이 분석한 결과 확인되었다.

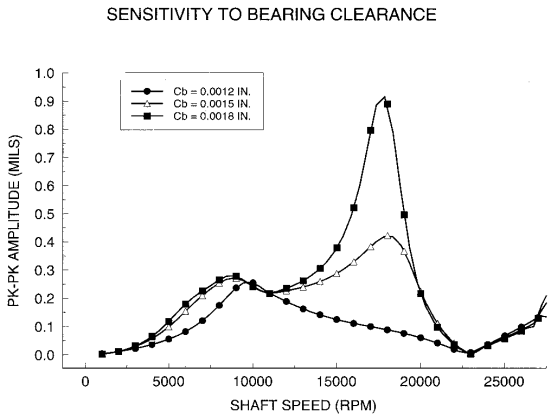


그림 1-88 다단 원심펌프의 동기응답시 입구 오일온도 영향

6.7 支持構造物의 彈性 影響 (Effects of Flexible Support)

지지 강성은 베어링의 유막 강성과 직렬로 구성되기 때문에 지지 구조물의 지지 탄성은 베어링의 강성 및 감쇠계수에 많은 영향을 미친다. 직렬 구성은 항상 강성의 합과 감쇠계수를 악화시킨다. 대형 증기터빈, 전동기, 발전기와 비교적 대형이고 무거운 압축기에서는 보통 지지 탄성은 크다. 무거운 로터가 높은 편심 상태에서 운전되면 높은 유막 강성이 생성되며, 반면에 베어링 Pedestal 또는 지지 구조물은 상대적으로 유연해지게 된다. 경량의 터빈 및 압축기는 지지 강성이 크지 않다. 이런 경우 로터는 낮은 편심 상태에서 운전되므로 낮은 유막 강성이 발생된다. 고압 터빈 및 고압 압축기의 베어링은 비교적 무겁고 유막 강성에 비해 매우 강성이 높아 지지의 영향을 무시할 수 있다.

다음의 예는 불평형 응답시 지지 탄성 및 임계속도 위치의 영향을 보이고 있다. 이

분석은 3600 rpm으로 운전되는 전동기에 대해 수행한 것이다. 지지 특성을 강성 및 탄성인 경우를 가정하여 해석한 결과를 서로 비교하여 그림 1-89에 나타내었다. 임계속도가 5000 rpm에서 4000 rpm으로 변경될 정도로 유효강성이 감소되었으며, 불평형 응답은 3배 이상 증가되었다. 이는 지지 탄성에 의해 감쇠가 감소되었음을 말해준다.

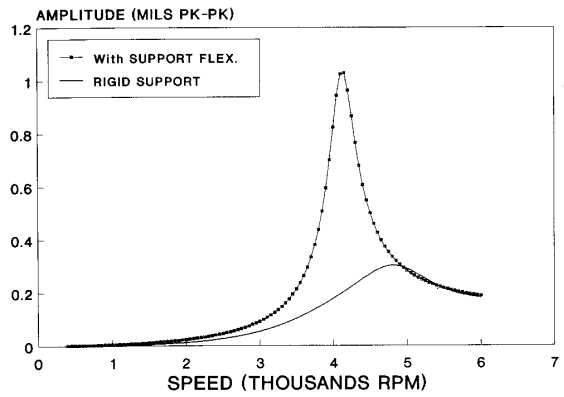


그림 1-89 불평형 응답시 지지 탄성의 영향

6.8 軸整列 不良의 影響 (Effects of Misalignment)

모든 베어링은 베어링 면에 대한 축의 정렬불량에 의해 다소간 영향을 받는다. 설계시에는 보통 축정렬 불량이 전혀 없다고 가정한다. 그림 1-90과 같이 유막 두께를 조정하므로써 축정렬 불량의 영향을 정량화할 수 있다. 이를 이용하여 근사적으로 동력손실, 오일량 및 최대온도를 계산할 수 있다.

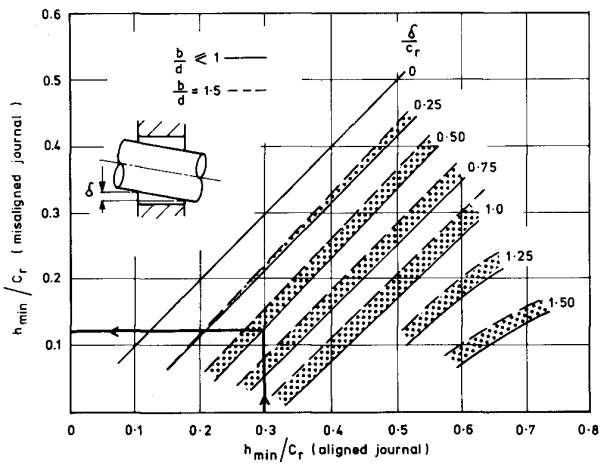


그림 1-90 저널베어링 유막 두께에 대한 축정렬 불량의 영향

베어링에 작용하는 하중은 로터의 자중 및 임펠러 하중보다 축정렬 불량에 의한 하중이 더 많은 경우도 있음을 유의할 필요가 있다. 그러나 Self-aligning 베어링은 부가하중 효과를 최소화시킨다. 그림 1-91은 모든 축정렬 불량 상태를 예를 보여 주고 있다. (a)의 경우는 베어링이 정렬이 안된 경우이고, (b)는 저널이 정렬이 안된 경우이다. Spherical Seat나 Equalizer를 갖는 Self-aligning 베어링은 조립시 스스로 Setting이 되므로 축정렬 불량을 잡아주는 역활을 한다. 변형이 생길 때 정렬되는 베어링도 같은 역할을 한다. 그러나 변형력이 문제가 될 만큼 커질 수 있으며, 틸팅 패드 베어링의 경우 피봇점이 완만해지면, 패드는 운전 조건 변화에 덜 민감하게 움직인다. Runout이 존재하면 문제는 완전히 달라진다. 회전축이 처지거나 굽어지는 경우나 스러스트 런너가 축에 수직하지 않을 때 이런 일이 발생한다. Self-aligning 베어링은 베어링 요소의 마찰 및 관성력으로 Runout에 어느 정도 내력을 갖는다.

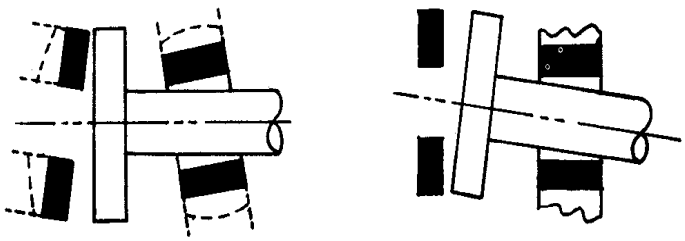


그림 1-91 축정렬 불량의 형태

7. 溫度 센서 設置 位置 및 測定 (The Location of Temperature Sensor & Measurement)

온도는 베어링내의 상태를 감시할 수 있는 파라미터 중의 하나이다. 유막 두께, 유막의 압력, 축진동 등도 베어링의 상태를 감시하는 데 사용될 수 있지만, 앞의 처음 두 가지는 사실 측정하기가 매우 곤란하고 해석하기가 어렵다. 베어링에서 배출오일 온도는 계측하기가 보다 용이하고, 전통적으로 상태 감시 수단으로 수행되어 왔다. 불행히도 오일 온도는 베어링내 상태 변화에 대한 낮은 감도와 상태변화에 대한 응답이 좋지 않아 감시하는데 최상의 파라미터는 아니다. 예를 들면 원통형 저널베어링의 경우 오일 공급 홈에 인접해 있는 라이닝이 깨지면 부가적인 오일 흐름이 형성되어, Drain 온도가 떨어지는 경우도 있다.

베어링 온도를 감시할 때는 감도 및 응답이 좋은 Active 부위에서 측정하여야 한다. 그러나, 이러한 측정치를 분석하는데는 세심한 주의가 필요하다. 베어링에서 측정치만 가지고 경보나 운전정지 값을 설정하는 것은 적절하지 않다. 베어링 온도는 고장 발생 온도 훨씬 이하에서 원활하게 운전되도록 설계하고, 측정장비로는 운전 중 유막 온도가 변화가 생기는 것을 감지해야 한다. 그러나 베어링내 열전달 지연효과 때문에 급격한 윤활 소실 상태에서는 측정치만 가지고는 안전하게 기계를 정지할 수 없다. 베어링이나 기계에서 잠재적인 위험성이 있긴 하지만, 비교적 점진적인 변화(베어링 피로, 불평형, 축정렬 악화)에 대한 안전장치로 경보나 운전정지치를 제공할 수는 있다. 측정장비의 유형과 설치위치의 선택은 매우 중요하다.

7.1 溫度센서 種類 (The Kind of Temperature Sensor)

대형 베어링에서 보통 직접 눈금표시 센서(즉, 수은 온도계)를 사용할 수 있으나, Thermocouple이나 온도 저항 측정기(Resistance Temperture Detector:RTD)는 회전기계에서 보통 사용되는 온도센서이다.

7.2 熱傳帶와 溫度 抵抗 測定器 (Thermocouple and RTD)

열전대 혹은 RTD중 어느 것을 사용할 것인지에 대한 선택은 주어진 설비에서 여러 가지 요구조건에 따라 결정되나 최적의 방법은 아니다. 온도 센서의 유형 결정에는 장치의 설치 비용이 주요 인자로 감안된다. 과거에 RTD가 열전대보다 저렴했으나 지금은 차이가 거의 없다.

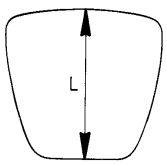
베어링 설계자의 관점에서 보면 열전대가 RTD보다 선호된다. 이것은 공업용 RTD는 최소 3.2 ㎜(0.125 in)직경 이상에만 사용할 수 있는 반면에 열전대는 베어링에 따라 적절하게 맞추어 제작하여 사용할 수 있기 때문이다. 스러스트 패드에 추천되는 최고 구멍 크기는 그림 1-92에서 보여주고 있다. RTD의 또다른 단점은 팁의 유형에 따라 민감하지 않은 것들이 있다는 것이다. 즉 감지부위가 약 10 ㎜(0.4 in)정도로 길어 평균 온도를 계측하기 때문이다.

7.3 센서 케이블 類型 (The Style of Sensor Cable)

온도센서 케이블은 연성, 강체, 반강체(그림 1-93) 유형의 도선 케이블과 함께 사용된다. 반강체 유형의 도선은 광물 절연물과 스테인레스강으로 피복된 두 개의 전기도체로 구성되어 있다. 이러한 유형은 내부 반경이 Sheath(피복) 반경과 같아서 쉽게 구부릴 수 있고, 요구하는 최소 저항에 대해 충분한 강성(Rigid)을 갖는다. 단순한

전형적 연선은 플라스틱 피복으로 싸여진 도체를 가지고 있으나 산업용에는 그 위에 강한 외부 피복(스테인레스강이나 테프론, 혹은 때때로 둘 다 사용함)을 씌운 것을 사용한다. 마지막으로 강선은 절연된 전기 도체 위에 두꺼운 스테인레스 커버를 씌워서 제작한다.

PAD SIZE(L) (mm)	PAD SIZE(L) (in)	HOLE DIA. (mm)	HOLE DIA. (in)
12	0·47	1·3	0·050
14	0·56	1·4	0·055
17	0·67	1·6	0·063
20	0·79	1·9	0·075
24	0·94	2·2	0·087
26	1·03	2·4	0·094
28	1·12	2·6	0·102
31	1·23	2·8	0·110
34	1·34	3·0	0·118
37	1·46	3·2	0·126
40	1·59	3·5	0·138
44	1·74	3·8	0·150
48	1·90	4·1	0·161
52	2·07	4·4	0·173
57	2·25	4·8	0·189
62	2·46	5·2	0·205
68	2·69	5·7	0·224
74	2·93	6·2	0·244
81	3·20	6·7	0·264
88	3·48	7·3	0·287
96	3·80	7·9	0·311
105	4·15	8·6	0·338
115	4·53	9·3	0·366
125	4·94	10·2	0·401
137	5·38	11·0	0·433



NOTE:~PAD THICKNESS IS ASSUMED TO BE APPROX. 0·3L.

그림 1-92 스러스트 패드의 최대 허용 구멍 크기

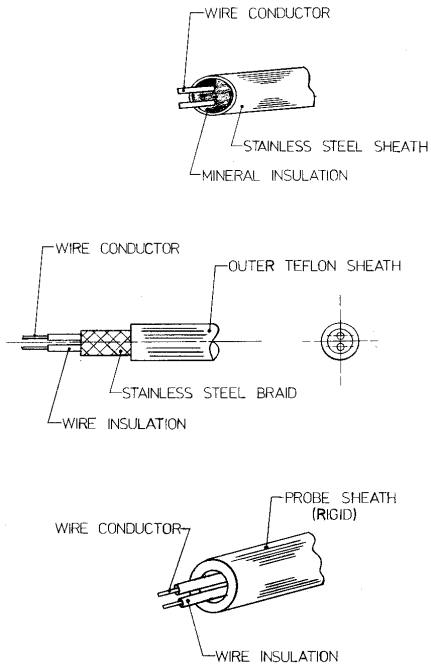


그림 1-93 온도센서 케이블 유형

열전대는 베어링의 온도 측정에 흔히 사용되는데, 그 이유는 보다 소형이고 감지가 보다 정확하기 때문이다. 케이블 유형은 중요하지 않지만 절연된 스테인레스강으로 피복한 반강성체 형태가 연선과 강선의 여러 장점들을 조합하기 때문에 사용에 유리하다.

7.4 센서 位置 (Location of Sensor)

베어링 면의 축방향이나 패드 또는 베어링 Shell의 깊이(두께)에 따른 베어링 내 온도 구배는(즉 스러스트 패드에서 실험적으로 규명된 온도구배는 그림 1-94에서 보이고 있음)매우 높다. 베어링 면에서 발생하는 최고 온도를 측정하는 것은 실제로 어렵다. 새로 설계된 기계에서는 실제 상태와 예측치 사이의 상관 관계를 점검할 필요가 있으나, 생산라인에서 최고 온도를 측정하는 것은 별 유익함이 없다.

제한된 장비로 베어링 최고 온도를 측정하는 것은 좋은(안전한) 감시 데이터를 제공

하지 못한다. 예를 들어 재래의 타원형 보어 베어링에서 온도 분포를 살펴 보자. 원주 방향으로 온도 분포는 그림 1-95의 곡선 A와 같은 형태를 가질 것이다. 온도는 오일 유입 지점에서 온도가 증가하여 하중라인 위치(Load Line Position)를 지나서 유막의 두께가 최소인 지점에서 최고치가 될 것이다.

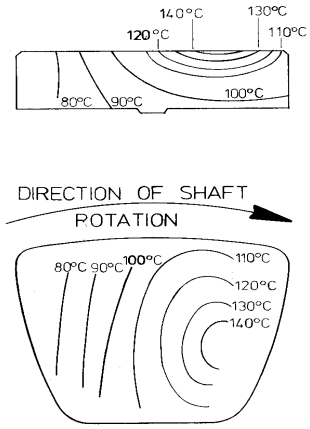


그림 1-94 스러스트 패드의 전형적 온도 구배

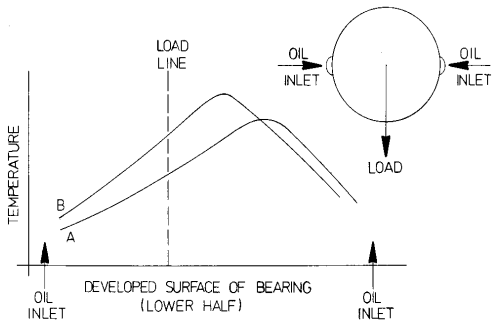


그림 1-95 평면 저널베어링의 온도변화

하중방향과 최소 유막 두께 사이의 각은 25~40°정도이므로, 베어링 최고 온도측정은 하중라인에서 이 각도만큼 떨어진 위치에서 할 필요가 있다. 그러나, 하중의 증가나 라이닝 표면의 손상으로 인해 베어링 유막 두께가 감소하면, 최소 유막 두께는 감소하고, 온도는 상승하며, 양태각은 감소하여 온도분포가 그림 1-95의 곡선 B와 같이 나타날 것이다. 이 예에서 당초 최소 유막 두께가 있는 지점에서 측정된 온도는 실제 최고 온도가 증가함에도 불구하고 온도가 감소한다. 많은 경우 최소 유막 두께 지점에서 나타나는 온도상승은 실제 최대치보다 상당히 낮게 나타날 수도 있다. 그러나 만약 하중라인 위치에서 온도를 측정하면 하중 증가에 따라 온도가 상승하는 것이 측정된다. 기계상태 변화에 의해 하중 방향이 바뀔 수 있는 기계라면 여러 개의 센서를 베어링 보어 주위에 설치해야 한다. 하중 라인 위치에 센서를 부착하는 또다른 잇점은 측정 장치가 축의 회전 방향에 무관하다는 점이다.

기본적인 기준은 하중라인 즉, 베어링과 축 혹은 칼라 사이에서 유막이 파괴될 가능성이 가장 큰 지점에 가능한 가까이 설치하는 것이다. 이 지점은 단순한 형태의 베어링에서 잘 정의되어 있으나 제조나 운전중 열적 비틀림때문에 유막 형상이 넓게 분포되는 경우에는 불분명하다.

대부분이 양방향(피봇중심)으로 움직이는 틸팅 패드 저널베어링의 경우, 피봇 위에 센서를 부착하는 방식이 선호된다. 만약 최고 온도가 발생되는 후단부(Trailing Edge) 부근에 센서를 부착하면 실제로 종종 어려움이 생기기 때문에 이러한 방법을 더 선호한다. 스러스트 틸팅 패드 베어링은 하중을 받으면 처짐이 일어나기 때문에 센서는 원주방향으로 피봇지점과 패드의 후단부 중간지점에 설치해야 한다. 반경방향으로의 최적 위치는 패드의 중심과 패드의 외곽 사이 지점이다. 이러한 조합된 반경/원주 지점은 보통 그림 1-96에서 보듯이 75/75 지점이라 하며, 75/75지점에서의 측정치는 대체로 신뢰성이 있다. 만약 기계가 양방향으로 운전 가능한 구조이거나 한 방향으로만 회전하도록 설계한 패드가 양방향으로 사용된다면, 센서는 보통 피봇(그림 1-96에서처럼 50/75지점) 위에 설치해야 할 것이다. 온도 감시 센서의 위치는 다음과 같다.

베어링 종류		설 치 위 치
저 널 베어링	원통형 (평면)	· 하중라인 위치 · 하중라인(하중이 Lobe에 대칭이라면 측정장치는 하중라인 하류 Lobe에 인접한 표면(최고 벽두께 지점)에서 가장 가까운 지점
	틸팅 패드형	· 가장 큰 하중이 걸리는 패드의 피봇지점 바로 윗 부분(작용하중이 두 패드사이에 있는 경우 하류쪽 패드)
추 력 베어링	평면 (Plain)	· 평판(Flat) 위 (베어링의 최대 높은 지점)
	틸팅 패드	· 양방향성을 갖는 기계의 경우 50/75 지점 단일 방향성을 갖는 기계의 경우 75/75 지점

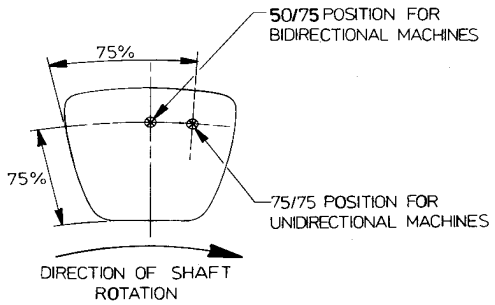


그림 1-96 스러스트 패드의 추천 온도측정 위치

저널 베어링 경우 축방향 위치와 추력 베어링에서 어느 패드에 센서를 설치할 것인가에 주의를 기울여야 한다. 저널 베어링의 축방향의 온도분포는 축과 베어링 면사이의 축정렬 상태에 크게 의존한다. 베어링의 축방향 양단 인근에서의 온도 측정은 축정렬 상태에 극도로 민감하다. 이것은 축방향 정렬 기능을 가진 틸팅 패드 저널 베어링에서는 해당되지 않지만, 추력 베어링의 경우 축정렬 불량 및 가공 공차에 기인하여 추력 베어링의 패드 각각에서 상당한 차이가 일어난다. 자동 조심되는 틸팅 패드 추력 베어링에서도 이러한 차이가 상당히 있기 때문에, 적어도 두 개의 패드에서 약 180° 떨어져 센서를 설치하는 것이 좋은 관례이다.

베어링의 두께방향에 따라 온도분포가 높을 수 있기 때문에 베어링의 Active면으로부터 센서 위치의 미세한 차이에 따라 측정온도값이 크게 달라질 수 있다. 틸팅 패드 추력 베어링에서 얻은 온도 구배에 대한 실험결과들이 그림 1-97에 나타나 있다.

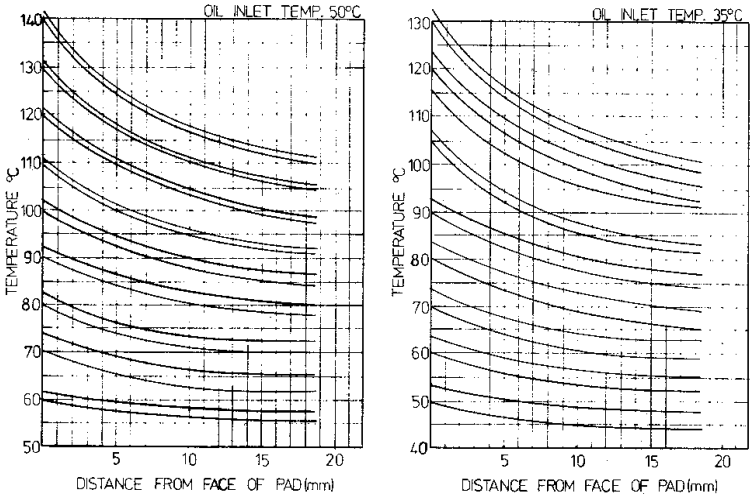


그림 1-97 스러스트 패드 두께에 따른 온도 변화

7.5 設置 方法 (Install Method)

설치방법의 선택은 베어링내 Sensor Tip과 기계 외부(즉, 케이블 배열)와의 연결, 그리고 베어링내에서 센서를 고정하는 방법에 따라 다르다.

베어링과 센서 연결시 중요한 점은 센서가 기계의 외부에서 철거될 수 있는가, 어떻게 접근할 수 있는가, 그리고 센서를 철거하기 전에 베어링의 부분적인 해체가 가능한가의 여부에 달려 있다. 이러한 설치 방법에 대한 전형적인 사례들에 대해 그림 1-98에서 보여주고 있다. 일반적으로 외부에서 철거할 수 있는 센서의 사용을 선호하지만

다음 사항들을 유의해야 한다.

- 센서는 강체(Rigid)이거나 반강체(Semi-rigid)이어야 하며, 패드의 움직임을 제한하지 않아야 한다. 센서가 패드의 움직임을 제한하면 틸팅 패드 베어링에서 중요한 문제가 될 수 있다.
- 베어링 면에 센서를 접착하거나 심어서는 안된다.
- 구조상 기계 외부 케이싱의 제한 조건 때문에 원하는 지점에 센서를 부착하기 위해 일직선으로 관통해서 구멍 뚫기가 어려울 수 있다.
- Flexible선 설치의 장점은 센서를 원하는 지점에 설치(그림 1-98)할 수 있고, 필요하다면 베어링에 접착 또는 심을 수 있다. 고려되어야 할 문제점들은 다음과 같다.
  - 선은 베어링에 손상을 주지 않고도 설치 및 해체하는데 충분히 유연해야 한다.
  - 선은 베어링내에서 종종 공간부족으로 인해 배열하기가 어려울 때가 있다. 조립과 분해 절차에 센서와 선의 장애를 최소한 감안해야 한다. 특히 틸팅 패드 추력 베어링에서 2개 이상의 패드에 센서를 설치하는 경우, 배열이 더욱 어려워진다. 이를 해결하는 한가지 방법이 그림 1-98에서 보여주고 있다.

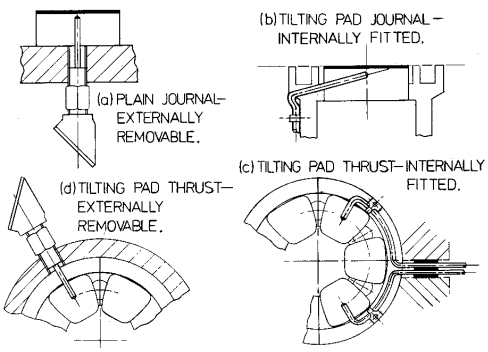


그림 1-98 온도센서 설치 방법

7.6 베어링에 센서 固定 (Fixing Sensor to Bearing)

고정 방법은 센서의 위치, 베어링 표면 재료(보통 화이트메탈), 혹은 베어링의 모재(보통 강)에 매우 의존적이다. 만약 센서가 화이트메탈(White Metal)내에 있다면 매우 큰 베어링을 제외하고는 대부분 퍼드링(Puddling) 공정에 의해 화이트메탈 자체에 심어야 한다. 베어링 표면의 결함이 발생할 수 있으므로 이러한 공정은 전문화되고 숙련된 설치 과정이 필요하다. 이외에도 표면 가까이 센서를 설치할 경우 저속 운전중

마멸이 일어날 때 축 뿐만 아니라 센서에 손상을 줄 수 있다. 만약 센서가 패드나 베어링 모재(Bearing Back Metal)에 설치된다면

- 접착제에 의한 부착
- 스프링 하중에 의한 밀어맞춤(Push-in Fit)
- 클립부착에 의한 밀어맞춤

에 의해 설치할 수 있다. 이러한 세 가지 방법이 그림 1-99에 나와 있다. 접착제에 의한 센서부착이 가장 좋은 방법이지만, 센서가 작동하지 않을 시에는 베어링이나 패드를 완전히 교체해야 한다. 두 번째 방법은 좋은 절충안일 수 있으나 스프링 특징을 살리기 위하여 상대적으로 큰 구멍이 필요하기 때문에 작은 베어링에는 적합치 않다. 예로 틸팅 패드 추력 베어링에서 스프링 하중이 걸리는 시스템은 일반적으로 패드 크기가 75 ㎜이하에는 보통 실효성이 없다. 세 번째 방법은 일반 현장에서 가장 실용적으로 사용되는 방법인데 가장 양호한 측정치를 보여주고 있으며 문제 발생시에도 쉽게 교체가 된다. 이러한 센서에 대한 추천 조립방법들이 그림 1-99에 나타내었다. 센서의 Active 부위가 베어링 재료에 잘 접착되는 것이 중요하며 그렇지 않으면 측정치가 부정확해진다.

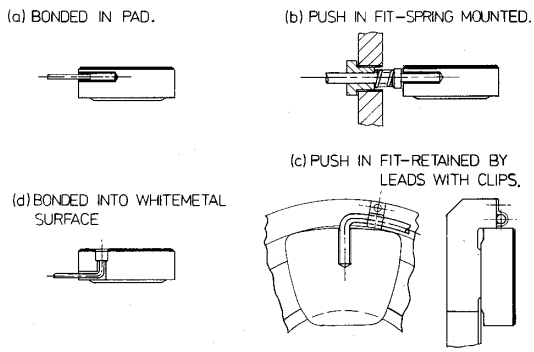


그림 1-99 센서 고정방법

그림 1-99의 (b)의 방법은 설치 및 사용상 유의사항이 제작사로부터 자세히 제공된다면 사용할 수 있다. 그렇지 않으면 베어링 모재(클립되거나 스프링력이 걸리는 방법)내에 설치하는 Internal Push-in 방법이 차선의 선택이다.

7.7 警報/運轉停止 設定置 (Setting Value of Alarm/Trip)

센서로부터 읽어들인 온도는 보통 기계의 경고 혹은 운전정지 절차를 활성화하

는데 사용된다. 이들 값은 정상 운전시 최고 측정 온도보다 높게 즉, 10℃(18°F) 혹은 15℃(27°F)가 되어야 한다. 사전에 예측할 수 있도록 하려면 Proto-type을 운전해 본 후 최종값을 설정해야 한다. 값이 너무 높으면 경고의 민감도가 상실되는데 반해 너무 낮으면 정상운전중에도 그릇된 경보가 발생할 것이다. 이러한 경고 혹은 운전정지 온도는 베어링 라이닝 재료의 항복 온도보다 훨씬 낮아야 한다.