

터보 콤프레셔용 3로브 베어링의 설계에 관한 연구

A Study of Three Lobe Bearing Design for Turbo Compressor

이동환†·김병옥*

Dong Hwan Lee, Byung Ok Kim

Key Words : Lobe bearing, Pre-load, Off-set, Temperature, Vibration, Stability, Clearance

ABSTRACT

Three lobe bearings for turbo compressor which appear inner pad damage after field operation has been analysed and redesigned in order to remove the problems. Pre-load and clearance between the pad and journal of the bearing were changed as design parameters from that of the original ones considering suitable maximum temperature and maximum pressure of the bearings. New bearings were manufactured corresponding the redesign. And vibration and temperature were measured according to the API specifications.

1. 서론

일반적으로 터보기계에 사용되는 지지베어링으로 미끄럼 동압베어링을 흔히 볼 수 있다. 미끄럼 동압베어링은 저널과 패드간의 수렴영역에서의 상대운동, 점성유회 등으로 발생하는 동압이 회전하는 로터의 하중을 지지한다. 이 베어링은 회전체를 지지하고 윤활, 냉각하는 기능 외에도 과도한 진동을 감소시키는 감쇠기능을 제공하지만 연성된 강성 특성으로 인하여 진동 불안정성이 발생되어 강한 저차 동조진동(Sub-synchronous)이 유발될 수 있다. 정상상태에서 저널의 정적평형은 편심거리와 자세각(Attitude angle)에서 파악되는데 이때 발생하는 접선력은 오일 휠(Oil whirl)이나 오일 휩(Oil whip) 같은 시스템의 불안정성을 유발한다. 오일 휠은 회전방향으로 불안정력이 선회력을 증가시켜 발생되는데 진동 주파수가 0.42~0.48 rpm이다. 이러한 오일 휠이 회전속도가 고유진동수의 2배가 되는 시점에서 매우 강한 진동을 유발하여 유막이 더 이상 로터의 하중을 지지하지 못하게 되는 오일 휩이 발생하므로 베어링은 회전속도가 로터의 1차 위험속도의 2배가 넘을 때 까

지 안정하게 설계되어야 한다.

로터의 안정성을 개선하기 위하여 틸팅 패드베어링과 더불어 고정형 패드 베어링이 사용되는데 Axial Groove, Elliptical, Offset Halves, Lobe 및 Pressure Dam 베어링 등이 있다. 3로브 베어링은 오일 휠 억제력이 좋고 전반적으로 좋은 특성을 가지므로 터보 콤프레셔용으로 널리 사용된다. 그런데 로브 베어링에서는 예하중과 읍셋 등이 잘못 설계되면 Fig1.1과 같은 베어링 손상이 발생하게 되는 데 그 예와 베어링 설계개선에 대하여 소개하고자 한다.

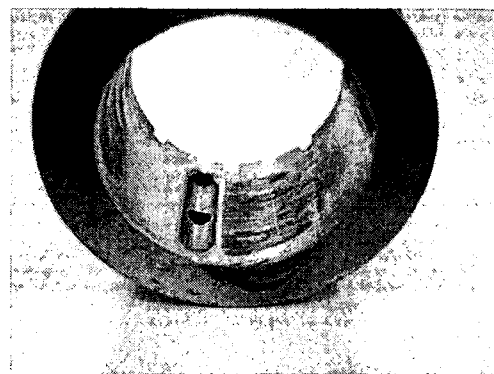


Fig1.1 Failure Bearing

† 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터
E-mail : ldh@kimm.re.kr
Tel : (042) 868-7352, Fax : (042) 868-7440

* 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터

2. 미끄럼 베어링의 주요 설계인자

2.1 예하중과 읍셋

3로브 베어링의 설계에서 예하중과 오프셋은 중요한 변수이다. Fig.2.1에 베어링의 기하학적 형상을 나타내는 파라미터들이 나타나 있다. 베어링의 해석에 흔히 사용되는 국부 직교좌표계(XYZ)는 Lund 좌표계와 표준좌표계가 있으며 여기서는 표준좌표계를 사용한다.

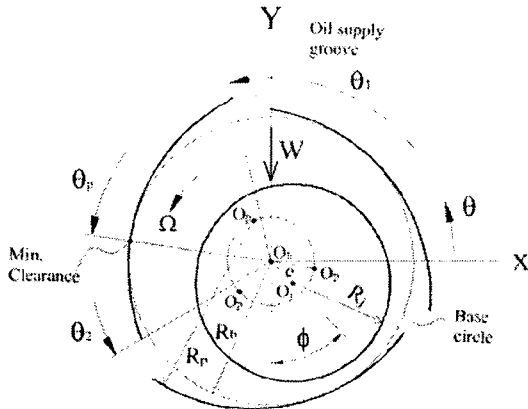


Fig 2.1 Geometry parameters of three-lobe bearing

일반적으로 베어링에 작용하는 하중 W 는 $-Y$ 방향이나, 터보 콤프레셔와 같이 기어하중이 작용하는 경우는 구동력에 따라 베어링에 작용하는 하중의 크기와 방향이 달라진다. 저널의 정적 평형위치 즉, O_j 의 위치는 베어링 중심 O_b 에 대한 편심거리 e 와 자세각 ϕ 에 의하여 결정된다. 최소틈새 반경 R_b 는 베어링에 조립될 수 있는 최대 저널 축 반경을 나타낸 것으로서, 이 반경에 근거한 원을 기초원(Bearing base circle)이라 한다. 베어링에 양의 예하중을 가할 경우, 로브반경 R_p 는 베어링 반경 R_b 보다 크며, 로브가 베어링 중심방향으로 이동되며, 예하중 m 은 다음과 같이 정의된다.

$$m = \frac{C_p - C_b}{C_p} = 1 - \frac{C_b}{C_p} \quad (1)$$

예하중이 zero 즉, $C_b = C_p$ 이면 로브의 곡률중심은 베어링의 중심과 일치하여 원형 베어링이 된다. 예하중이 1 즉, $C_b = 0$ 이면 저널 축은 모든 로브에 접촉되며 베어링의 최소 틈새반경은 zero가 된다. 일반적으로 예하중은 0.4 ~ 0.75 값을 가지며 음(Negative)의 값은 바람직하지 않다. 또 하나의 파라미터로서 전체 길이에 대한 수렴(Converging) 로브길이의 비가 중요한데, 이것을 오프셋

(Offset of tilt)이라고 하며 다음과 같이 정의된다.

$$\alpha = \frac{\theta_p - \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} = \frac{\chi_p}{\chi} \quad (2)$$

오프셋 값은 베어링이 예하중 상태일 때만 의미가 있다. 오프셋 값이 0.5이면 로브가 최소틈새 위치에 대해서 대칭이 되어 로브 tilt가 없으며 수렴영역과 발산영역이 동일한 틈새공간을 가진다. 또한 오프셋 값이 0.5이면 축 저널의 회전방향과 상관없이 베어링의 역할을 수행한다. 일반적으로 오프셋 값은 0.5 ~ 1.0d의 값을 가지며 1보다 큰 값은 로브곡률반경 위치에 의존하면서 offset halves 베어링이 되고, 0.5보다 작으면 발산영역이 커지기 때문에 추천되지 않는다.

2.2 베어링의 안정성

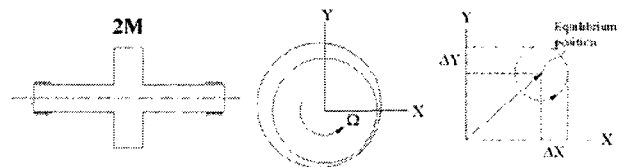


Fig 2.2 Small amplitude vibration of rigid rotor

Fig.2.2와 같이 강체로터 저널이 평형상태에서 섭동하는 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{X} \\ \Delta \ddot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{X} \\ \Delta \dot{Y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta X \\ \Delta Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

식(3)에서 다음과 같은 무차원 변수를 도입하고,

$$x = \frac{\Delta X}{C}, y = \frac{\Delta Y}{C}, \tau = \Omega t, k_{ij} = K_{ij} \frac{C}{W}, c_{ij} = C_{ij} \frac{C \Omega}{W} \quad (4)$$

이것을 식(3)에 대입한 후 정리하면 다음과 같다.

$$\bar{M} \begin{Bmatrix} x'' \\ y'' \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

여기서 C 는 베어링과 저널의 반경방향 틈새, Ω 는 저널 회전속도, W 는 베어링의 하중, $\bar{M} = \frac{MC\Omega^2}{W}$ 을 나타낸다.

식(5)의 해를 $x = Ae^{j\tau}$, $y = Be^{j\tau}$ 로 가정하고 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} k_{xx} - \bar{M}\nu^2 + j\nu c_{xx} & k_{xy} + j\nu c_{xy} \\ k_{yx} + j\nu c_{yx} & k_{yy} - \bar{M}\nu^2 + j\nu c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A \\ B \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

식(6)이 유용해를 가지기 위해서 행렬식을 zero로 하여 전개한 후 허수부와 실수를 나누어 zero로 놓으면,

$$\bar{M}_c \nu^2 = \frac{k_{xx}c_{yy} + k_{yy}c_{xx} - c_{yx}k_{xy} - c_{xy}k_{yx}}{c_{xx} + c_{yy}} \quad (7)$$

$$\nu^2 = \frac{(A_s - k_{xx})(A_s - k_{yy}) - k_{xy}k_{yx}}{c_{xx}c_{yy} - c_{xy}c_{yx}} \quad (8)$$

여기서, $A_s = \frac{k_{xx}c_{yy} + k_{yy}c_{xx} - c_{yx}k_{xy} - c_{xy}k_{yx}}{c_{xx} + c_{yy}}$ 이다.

베어링의 정적해석, 동적해석으로부터 구해지는 강성계수 k_{ij} 와 감쇠계수 c_{ij} 로부터 A_s 를 구하면 식(8)로부터 선회주파수비 $\nu (= w_s/\Omega_s)$ 를 구할 수 있다. 그러면 무차원 critical journal mass $\bar{M}_c (= \frac{M_c C \Omega^2}{W})$ 는 다음과 같다.

$$\bar{M}_c = \frac{A_s}{\nu^2} \quad (9)$$

상기 ν 와 M_c 관계로부터,

$$M_c w_s^2 = A_s \frac{W}{C} \equiv K_{eq} \quad (10)$$

$$w_s = \sqrt{\frac{K_{eq}}{M_c}} = w_n \quad (11)$$

식(11)로부터 선회주파수는 저널 베어링으로 지지되는 rigid 로터의 고유진동수와 동일함을 나타낸다. Circular plain 베어링의 경우 로터가 회전하는 동안 $\epsilon \rightarrow 0$ 으로 접근하면,

$$k_{xx} = k_{yy} = 0, \quad c_{xx} = c_{yy}, \quad k_{xy} = -k_{yx}, \quad c_{xy} = c_{yx} = 0 \quad (12)$$

로 되어 $A_s = 0$ 이 되고 식(8)은 식(13)과 같이 되어 로터는 회전속도 Ω_s 의 1/2 주파수로 선회함을 알 수 있다. 만약 $k_{xy} = 0$ 이면 $\nu = 0$ 가 되어 선회가 발생하지 않으며 시스템도 안정화 된다. 만약 $\nu = 0.5$ 이면 로터 시스템이 도달할 수 있는 최대회전속도는 다음과 같다.

$$\Omega_{max} = \frac{w_s}{0.5} = 2w_s = 2w_n \quad (13)$$

로터가 유연한 경우 선회주파수비 ν 는 영향을 받지 않지만 불안정 개시 회전속도는 영향을 받는다. 이 경우 무차원 critical mass는 다음과 같다.

$$\bar{M}_c = \frac{\bar{M}_c}{1 + A_s \left(\frac{\delta}{C} \right)} \quad (14)$$

여기서 δ 는 로터의 탄성 변형량을 의미한다. 로터가 유연할수록 불안정 개시 속도가 낮아짐을 알 수 있다.

2.3 기타 고려사항

베어링 간극은 베어링의 성능에 큰 영향을 미치므로 특히, 베어링 온도가 과도하게 상승하지 않도록 적절한 간극으로 설계하여야 한다. 베어링의 간극이 너무 작으면 온도가 상승하고 너무 크면 오일 휩이 발생한다.

추천되는 최소 베어링 간극 C_{min} 은 Fig. 2.3과 같으며 최대 베어링 간극은 식(15)와 같다.

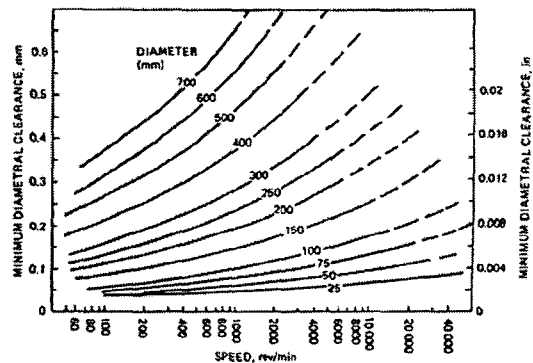


Fig. 2.3 Recommended minimum clearance for steady loaded bearing

$$C_{max} = \frac{D_b^{1/3}}{80} \quad (15)$$

정상상태에서 베어링에 작용하는 하중은 0.7Mpa ~ 2.5Mpa 범위를 가진다. Table 2.1은 적용 장비에 따른 적정 베어링 하중을 나타낸다. 베어링 표면이 일반적인 tin-base babbitt이라면 최대하중 10Mpa, Copper-lead alloy이라면 최대 30Mpa를 넘지 않아야 한다.

편심율은 베어링의 불안정성에 크게 영향을 주는 인자이며 추천되는 편심율 값은 0.5 ~ 0.85이다. 대응되는 최소 유막두께는 $h_{min} = C(1 - \epsilon)$ 이다. h_{min} 은 표면조도에 의거한 최소 허용 유막두께가 고려되어야 하는데 다음과 같다.

$$h_{min} \geq 10(R_{a,shaft}^2 + R_{a,bearing}^2)^{0.5} \quad (16)$$

여기서, $R_{a,shaft}$, $R_{a,bearing}$ 는 지널과 베어링의 평균조도이다.

Table2.1 Design journal bearing loads for various applications

| Application | Typical mean pressure(MPa) |
|--------------------------------|----------------------------|
| Electric motors | 0.7 ~ 1.7 |
| Turbines and axial compressors | 1.4 ~ 2.1 |
| Railroad car axles | 1.4 ~ 2.5 |

베어링의 온도는 오일공급 입구에서 증가하여 h_{min} 에서 최대로 증가하고발산영역이 지나면서 서서히 감소한다. 설계 시 h_{min} 에서의 최대온도가 120~135℃를 넘지 않도록 하며 여유있게 110℃ 정도로 하여야 한다.

3. 3로브 베어링의 설계

3.1 기존 3로브 베어링

(1) 로터-베어링 시스템 제원

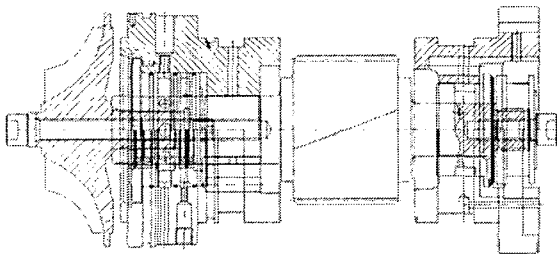


Fig 3.1 Turbo compressor assembly of stage 1

대상 터보 콤프레서는 Fig3.1과 같은 피니언 축이 Table3.1과 같이 3단으로 구성되며 피니언 축의 최대 공급동력은 1250HP(932.5kW)이다.

Table3.1 Gear specification and load

| Parameter | Stage #1 (Shaft) | Stage #2 (Shaft) | Stage #3 (Shaft) |
|-----------|------------------|------------------|------------------|
| m | 2.54 | 2.54 | 2.54 |
| z | 32 EA | 22 EA | 22 EA |
| α | 20° | 20° | 20° |
| β | 20.2° | 20.2° | 20.2° |
| d | 86.607mm | 59.542mm | 59.542mm |

기어에 발생하는 전달하중은 Table3.2와 같다.

Table3.2 Gear forces corresponding to transferred load

| Parameter | Stage #1 (Shaft) | | Stage #2 (Shaft) | | Stage #3 (Shaft) | |
|-----------|------------------|---------|------------------|---------|------------------|--------|
| | 50% | 100% | 50% | 100% | 50% | 100% |
| P (kW) | 466.3 | 932.5 | 466.3 | 932.5 | 466.3 | 932.5 |
| N (rpm) | 28,000 rpm | | 35,000 rpm | | 48,000 rpm | |
| F_t (N) | 3672.4 | 7344.7 | 4273.3 | 8546.5 | 3116.0 | 6231.9 |
| F_a (N) | 1351.2 | 2702.3 | 1572.3 | 3144.5 | 1146.5 | 2292.9 |
| F_r (N) | 1424.2 | 2848.4 | 1657.3 | 3314.5 | 1208.5 | 2416.9 |
| W_x (N) | 1424.2 | 2848.4 | -1657.3 | -3314.5 | 3116.0 | 6231.9 |
| W_y (N) | -3672.4 | -7344.7 | 4273.3 | 8546.5 | 1208.5 | 2416.9 |

(2) 베어링의 문제점

베어링에는 로터 자중함께 기어력에 작용한다. 그러므로 피니언 축을 유한요소 모델링한 후 상기 두 하중을 외력으로 고려하여 베어링 단에 발생하는 반력을 구해야 한다. 그 결과 중 하나인 1단에 대한 결과를 50%,100% 토크에 대해서 Table3.3에 나타내었다.

Table3.3 Bearing load and direction

| Parameter | Stage #1 (Shaft) | | | |
|------------------|------------------|--------|--------|--------|
| | 50% | | 100% | |
| | Left | Right | Left | Right |
| R_x (N) | 698.4 | 725.8 | 1397 | 1452 |
| R_y (N) | -1816 | -1924 | -3617 | -3796 |
| W (N) | 1945.7 | 2056.3 | 3877.4 | 4064.2 |
| θ_w (Deg) | 291.0 | 290.7 | 291.1 | 290.9 |

대응하는 베어링의 제원은 재질이 Tin-base babbitt이며 Table 3.4와 같다.

해석결과 1단의 경우 동적 안정성이 안정하며, 오일 최대온도 T_{max} 도 100℃로 양호하였으나 패드에 작용하는 최대하중이 10Mpa를 상회하였다. 2단 및 3단의 경우는 동적 안정성은 양호하였으나 오일 최대온도가 100℃를 넘고 최대하중이 100℃를 상회하여 문제가 됨이 파악되었다. 따라서 여러번 예하중 및 베어링 간극을 조정하면서 이러한 문제점을 해소하는 해석을 수행하였으며 그 결과는 3.2절에 나타내었다.

Table3.4 Specification of the specified bearing

| Parameter | Stage #1 | |
|------------|----------------|-----------|
| | Left | Right |
| R_j | 15.875mm | 20.635mm |
| R_b | 15.9075mm | 20.670mm |
| R_p | 15.895mm | 20.6565mm |
| θ_1 | 97° | 97° |
| θ_2 | 199° | 199° |
| θ_p | 199° | 199° |
| L | 34.92mm | 31.75mm |
| C_b | 0.0325mm | 0.035mm |
| C_p | 0.02mm | 0.0215mm |
| m | 0.5 | 0.5 |
| α | 1 | 1 |
| T_{in} | 40°C | |
| N | 28,000 rpm | |
| Oil | ISO Turbine 32 | |

3.1 3로브 베어링의 설계 개선

상기 문제점을 해소하기 위하여 시행착오 수행결과 예상 하중 0.5, 베어링 반경방향 간극 C_b 를 50 μ m로 결정하였으며 그 결과는 다음과 같다.

(1) 정·동역학 해석

각 단 좌우에 2개의 베어링이 있는 총 3단의 베어링에 대하여 각각 해석을 수행하였으며 그중 하나인 1단의 좌측 베어링에 대한 결과를 Table3.5 및 Table3.6에 나타내었다.

Table3.5 Static characteristics of stage #1 modified left bearing at 28000rpm

| Load (%) | Eccen ratio | Atti-tude angle (°) | Max. pressure (MPa) | Friction loss power (HP) | Total side leakage (l/min) | T_o (°C) | T_{max} (°C) | Stability |
|----------|-------------|---------------------|---------------------|--------------------------|----------------------------|------------|----------------|-----------|
| 50 | 0.46 | 334 | 4.655 | 2.01 | 0.844 | 55 | 66 | Stable |
| 100 | 0.67 | 331 | 9.420 | 2.21 | 0.859 | 56 | 76 | Stable |

Table3.5 Dynamic characteristics of stage #1 modified left bearing at 28000rpm

| Load (%) | Stiffness coefficients (N/m) | | | | Damping coefficients (N.s/m) | | | |
|----------|------------------------------|----------|----------|----------|------------------------------|----------|----------|----------|
| | K_{xx} | K_{yy} | K_{yx} | K_{xy} | C_{xx} | C_{yy} | C_{yx} | C_{xy} |
| 50 | 5.53E7 | 1.23E7 | -8.25E7 | 1.14E8 | 2.99E4 | -1.61E3 | -1.61E3 | 4.27E4 |
| 100 | 1.16E8 | -5.73E7 | -1.75E8 | 2.33E8 | 3.53E4 | -1.58E4 | -1.58E4 | 6.00E4 |

Table에서 보듯이 해석결과 3단의 공회 동적 안정성을 보이며, 오일 최대온도 T_{max} 도 76°C로 양호하고 패드에 작용하는 최대하중이 10Mpa를 넘지 않았다.

(2) 고유치 해석

각 피니언 로터는 매우 높은 속도로 운전되기 때문에 한, 두개의 위험속도를 통과할 가능성이 높다. 따라서 부하조건에 따른 각 피니언 로터의 고유치 해석을 수행하였다. 부하조건 50%의 경우 1단의 경우 정격속도까지 1X-동기회전수와 교차하지 않으나 100% 부하의 경우 1X-동기회전수와 2차 강제모드 선회고유진동수가 교차하는 것으로 나타났다. 그러나 시스템 감쇠성능이 매우 양호하여 공진에 의한 진동진폭 과다는 없을 것으로 판단하였다. Fig 3.2, Fig 3.3에 해석 결과를 나타내었다.

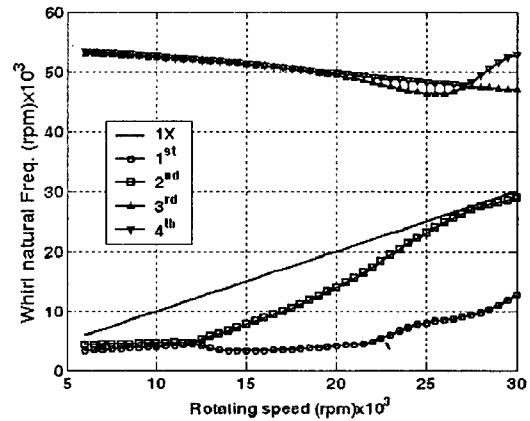


Fig 3.2 Whirl natural frequency for pinion stage #1 for 100% load

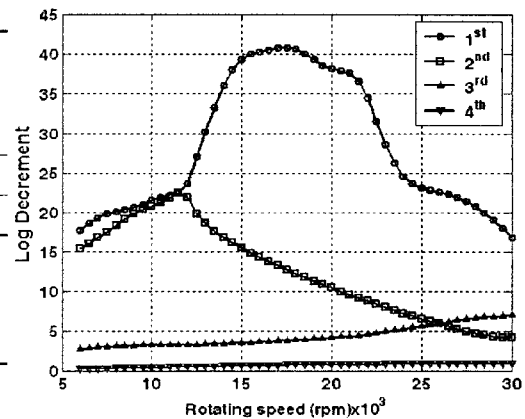


Fig 3.3 Log decrement for pinion stage #1 for 100% load

2,3단의 경우도 1단과 유사한 양상을 보이고 있다.

(3) 불균형 응답해석

불균형 응답해석에서는 API 허용불균형의 2배를 시험 불균형으로 설정, 임펠러에 부가하여 각 부하조건에 따른 임펠러의 불균형 응답을 조사하였다. 1단의 경우 정격속도까지 피크가 목격되지 않고 계속 증가하는 양상을 보이나 응답이 최대치가 낮다. 2단의 경우 각 부하조건에서 30000rpm 부근에서 피크치를 보이나 이미 고유치 해석에서 예견되었으며 시스템 감쇠능력이 양호하여 최대피크치가 매우 낮아 문제가 되지 않는다.(Fig 3.4, Fig 3.5)

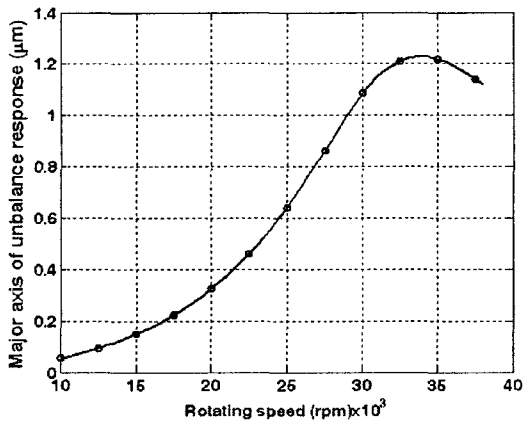


Fig 3.4 Unbalance response of pinion stage #2 for 50% load at impeller

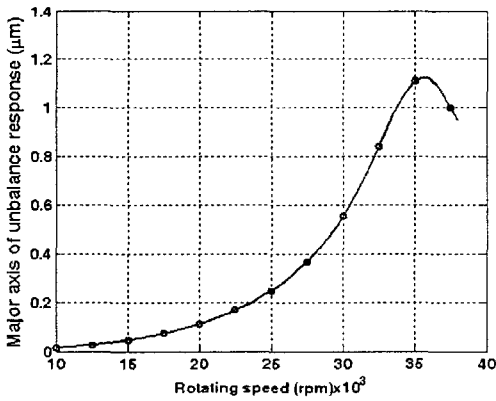


Fig 3.5 Unbalance response of pinion stage #2 for 100% load at impeller

4. 실험 해석

본 연구에서는 설계된 베어링의 성능평가를 위하여 한국기계연구원이 보유한 초고속 진공밸런싱 설비를 이용하여 진공상태에서 최대 30000rpm까지 운전속도를 올리고 베어링 지지대의 진동과 베어링의 온도를 측정하여 API 기준을 만족하는지를 관찰하였다.

그 결과 1단 로터의 정격속도(28000rpm)의 110%까지 상승시켜 최종 좌단 베어링의 최대 진동응답이 0.17 mm/sec, 우단 베어링의 최대 진동응답이 0.15 mm/sec 임을 얻었다.(Fig 3.6) 이것은 API 684 기준치인 0.2mm/sec를 만족한다.

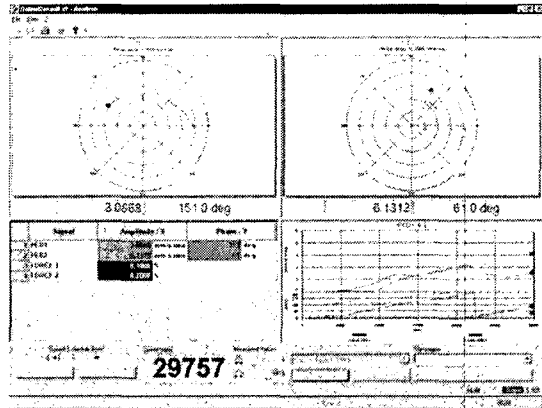


Fig 3.6 Vibration at left and right bearing pedestal.

또한 3시간여의 정격속도로 로터를 가동시키면서 오일 공급온도를 약 40°C로 유지시킨 채 온도상승 추이를 관찰하였다. 그 결과 베어링의 출구온도는 좌단 베어링에서 55°C, 우단베어링에서 56°C로 포화온도가 됨이 관찰되었다.

4. 결론

터보 콤프레셔용 3로브 베어링의 재설계를 통하여 기존의 문제점인 열화현상 및 babbitt 밀림현상을 해소하고 실험을 통하여 신뢰성을 검증하였다, 이상의 내용을 요약하면 다음과 같다.

베어링에 걸리는 유막의 최대압력과 온도를 고려하여 베어링의 틈새를 50µm, 예비충을 0.5로 재설계하였다. 재설계된 베어링을 토대로 시스템의 동특성, 안정성 및 불균형 해석을 수행하였다. 제작된 신규베어링의 신뢰성 검증을 위하여 한국기계연구원이 보유한 시험장치에서 실제 운전속도까지 베어링의 진동레벨, 윤활유의 작동온도를 관찰, 검증하였다.

후 기

본 연구는 산자부에서 시행한 부품소재종합기술지원사업의 지원결과임을 밝히며 관계하신 (주)코리아 에어터보에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Wen Jeng Chen, E. J Gunter, 2005, Introduction to Dynamic of Rotor-Bearing Systems, Eigen Technologies, Inc, Davidson, NC 28036
- (2) M. M. Khonsari, E. R. Booser, 2001, Applied Tribology Bearing Design and Lubrication, John Wiley and Sons, INC
- (3) Users Manual, DyroBes Ver 10.0, 2005
- (4) D. F., Wilcock and E.R. Boost, 1957, Bearing Design and application. McGraw-Hill Book Co. New York
- (5) D. Fuller, 1984, Theory and Practice of Lubrication for Engineering, 2nd ed., Wiley Inter-science, New York