

< 논 문 >

발전기 양극 회전자 밸런싱에서의 이상 진동신호 분석

Investigation on Excessive Vibration Signals of Two-Pole Generator Rotors in Balancing

박종포* · 최성필* · 주영호**

Jong-Po Park, Seongpil Choi and Youngho Ju

(1999년 4월 27일 접수 ; 1999년 6월 12일 심사완료)

Key Words : Balancing(밸런싱), Asymmetric Rotor(비대칭 회전자), Two-Pole Rotor(양극 회전자), Sub-Harmonic Critical Speed(분수조화 위험속도), Asynchronous Vibration(비동기 진동)

ABSTRACT

Cause of excessive vibration signals with twice the rotational speed of a 2-pole generator rotor in balancing for fossil power plants was investigated. The 2-pole generator rotor is treated as a typically asymmetric rotor in vibration analysis, and produces asynchronous vibration with twice the rotational speed for its own inertia and stiffness asymmetry. This paper introduces practical balancing procedure and experimental vibration data of the asymmetric 2-pole rotor in balancing, and presents the results of investigation into sources of the excessive vibration signals.

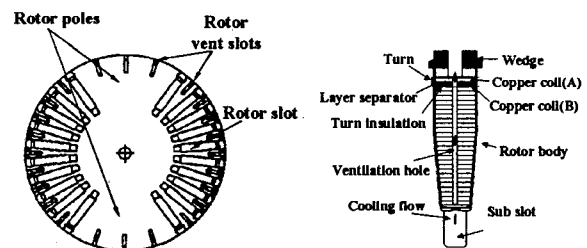
1. 서 론

화력 발전용 대형 발전기 회전자는 일반적으로 양극 구조로 설계되며, Fig. 1과 같이 복잡한 단면 형상을 갖는다. 설계와 제작 과정에서 양극 구조의 비대칭성을 극복하려는 노력에도 불구하고, 단조로 된 회전자 본체, 종 방향으로 긴 슬롯(slot), 냉각 통풍구, 구리 코일, 절연재 및 체결부품 등 복잡하게 조립되어있는 그 고유의 구조에 의해 횡 방향으로 회전자의 질량 또는 관성과 스프링 상수에 있어서 미량의 비대칭성 (asymmetry)을 갖는다. 이러한 비대칭 발전기 회전자는, 부록 A에서 기술한 단순 비대칭 회전자의 진동특성과 같이, 회전 중에 질량 불평형에 의한 회전동기 성분(1x), 비대칭성에 의한 회전수의 2 배의 비동기 진동 성분(2x), 불안정 영역

및 분수조화 위험속도(sub-harmonic critical speed) 등을 낳는다^(1~4). 실제 화력 발전용 대형 양극 회전



(a) Overall view



(b) Transverse-cross section (c) Field coil and slot

Fig. 1 Structure of a two-pole generator rotor

* 정희원, 한국중공업(주) 기술연구소
** 한국중공업(주) 기술연구소

자는 가급적 대칭성을 유지하도록 설계 제작되고, 밸런싱 과정에서 2x 진동 허용치는 1x 진동 허용치보다 매우 엄격하게 규제된다.

본 논문에서는 이러한 비대칭 발전기 회전자의 밸런싱 과정에서 보고된 2x 성분의 이상 진동 신호의 사례 연구 결과, 런아웃(run-out) 제거 및 열민감도 시험(thermal sensitivity test)을 포함하는 밸런싱 절차 및 비대칭 회전체의 진동특성을 잘 나타내는 실제 실험 데이터를 소개하고자 한다.

2. 발전기 회전자의 밸런싱

대형 발전기 회전자 밸런싱에는 1차 위험속도부터 고려해야 할 고차 위험속도까지 순차적으로 각 위험속도 근처에서 수행하는 모드 밸런싱(modal balancing)⁽⁵⁾ 방법을 택하고 있다. 밸런싱 면(plane)은 경험과 해석적인 방법으로 구한 모드형상(mode shape)을 근거로 각 모드 별로 간섭이 일어나지 않고, 진동 변화에 효과적인 곳에 위치하도록 한다. Fig. 1(a)와 같이 13개로 구성된 밸런싱 면 중에 3~5, 9~11은 1 차 모드, 1~2, 12~13은 2 차 모드,

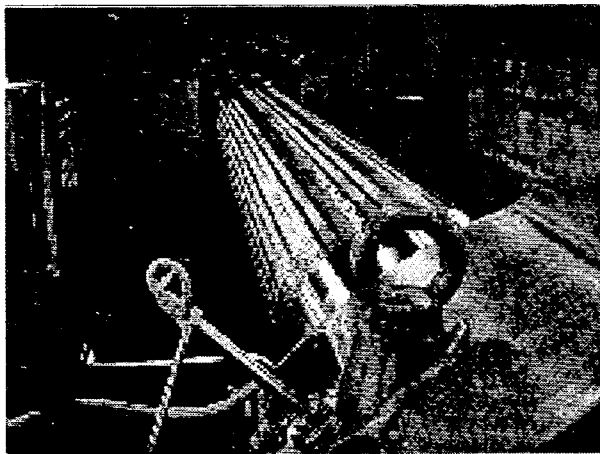


Fig. 2 Generator rotor in balancing facility

Table 1 Specifications of balancing facility

Rotor weight	1.6~320 ton
Rotor length	22.0 m
Rotor diameter	6.0 m
Rotating speed	8,000 rpm
Vacuum	1.0 mbar

6~8은 3 차 모드의 밸런싱에 각각 사용된다.

밸런싱 설비의 규격은 Table 1과 같고, Fig 2는 양극 발전기 회전자가 설치된 밸런싱 설비 내부를 보여주고 있다.

서로 직각(y- 및 z-방향)으로 한 쌍으로 구성된 변위센서(proximity probe)는 좌우측 베어링 하우스 내부에 위치해 저널(journal)의 진동신호를 측정하고, 커플링(coupling)과 콜렉터(collector) 부근의 현장제작 픽스츄어(fixture)에 고정된 각기 한 쌍의 변위센서는 커플링과 콜렉터의 진동신호를 측정한다. 그리고 좌우의 베어링 지지대(pedestal)에 위치한 속도센서(velocity transducer)는 지지대의 진동신호를 측정한다.

발전기 회전자에 있어서 저속 또는 강체 밸런싱(low speed or rigid balancing)을 생략하고 고속(high speed) 밸런싱을 하는 이유는, 저속 밸런싱에 많은 영향을 주는 회전자의 중력에 의한 일시적인 휨(sag)을 제거하는 좋은 방법은 고속회전이기 때문이다.

2.1 런아웃 제거

완벽하게 밸런싱 되었다 하더라도, 회전자의 커플링, 저널 등의 원주 면에 런아웃이 존재하는 곳에 위치한 변위센서에는 다이얼 게이지(dial gauge)로도 측정할 수 있는 기계적(mechanical) 런아웃 및 재질의 변화에 따른 전기적(electrical) 런아웃이 동시에 측정되므로, 런아웃 백터를 측정치로부터 보상하여야 불평형에 의한 진동치를 결정할 수 있다⁽⁶⁻⁷⁾. 이 런아웃은 회전자의 휨이 거의 발생하지 않는 회전자의 1차 위험속도의 반 부근의 속도에서 일반적으로 측정한다.

발전기 회전자의 최종 밸런싱이 목표치 또는 허용치의 만족 여부는 다음의 두 단계로 결정한다.

(a) 런아웃을 보상하지 않은 상태에서 진동치가 목표치에 도달하면, 최종 밸런싱은 만족된다.

(b) 런아웃을 보상하지 않은 상태에서의 진동치가 목표치 이내에 도달하지 못하면 500 rpm에서 측정된 런아웃을 보상하고, 이 결과가 목표치에 도달하면 밸런싱은 만족된다.

2.2 열민감도 시험

잔류 불평형량을 줄이는 밸런싱 과정에 회전 중인 발전기 회전자 권선에 2000 A의 고전류를 흘려 진동 변화치를 분석해 발전기 회전자의 열적 민감 여부를 점검하는 열민감도 시험(thermal sensitivity test)를 실시한다. 이 시험은 잔류 불평형 질량과는

무관하고, 열 효과에 의해 발전기 회전자의 굽힘으로부터 발생되고 1x진동 성분을 유발하는 권선(turns)간의 단락(short) 등의 원인 규명 및 수정을 가능하도록 한다.

2.3 밸런싱

당사에서 실시하는 대형 발전기 양극 회전자(저널 직경 380 mm 이상)의 세부 모드 밸런싱 절차는 다음과 같다.

(a) 회전자를 회전수 500 rpm 에서 100 rpm 간격으로 상승시켜 모든 측정 위치에서 1x 진동 데이터를 취득한다. 이때 진동치가 허용치 이내이면 한계 속도(over speed, 120% of rated speed)까지 회전자를 운전시킨다.

- 위험속도 근처에서 진동치가 허용치를 초과하면 취득 데이터로부터 시험질량(trial mass)을 부착하여 회전자를 다시 위험속도 근처까지 상승시킨 후 시험질량에 의한 효과벡터(effect vector)를 계산하여 수정질량(correction mass)을 구한다.

- 시험 및 수정질량은 모드형상을 고려하여 부착하며, 허용치 이내로 진동치가 감소할 때까지 위의 단계를 반복한다. 이때 저널, 커플링, 콜렉터에서의 허용치는 각각 254, 381, 381 μm 이다

(b) 각각의 위험속도 및 정격운전속도(rated speed, 3600 rpm)에서 저널, 커플링, 콜렉터에서 진동치가 76.2, 127, 127 μm 이내 이도록 밸런싱을 수행한다.

(c) 열민감도 시험을 수행하여 회전자의 열적 또는 전기적 건전성을 평가한다.

(d) 최종 마무리(refinement) 밸런싱으로 저널, 커플링, 콜렉터에서 진동치가 각각 50, 76.2, 76.2 μm 이내 이도록 한다.

(e) 모든 조건이 만족하면 정격운전속도의 105%에서 500 rpm까지 100 rpm 간격으로 취득한 1x 및 2x 진동치로 보드선도(bode plot)를 그린다. 이때 2x 진동치에 대한 허용치는 정격속도에서 저널과 기타 부위(overhangs)는 모두 12.7 μm , 그 외의 속도에서 저널은 12.7 μm , 기타 부위는 25.4 μm 이다. 또한 정격 속도에서 주파수 대역 0 ~ 200 Hz의 스펙트럼에서 1x 및 2x를 제외한 다른 모든 주파수 성분의 진동치가 7.6 μm 를 초과해서는 않된다.

3. 진동 현상 및 분석

밸런싱 현장에서 수 차례의 밸런싱에도 불구하고

Fig. 3과 Fig. 4의 보드선도처럼, 변위 진동신호의 1x 진동치는 만족하나 z-방향으로 커플링의 2x 변위 진동신호는 허용치를 벗어나며 특히 3600 rpm에서 과대 진동 신호가 검출 된다고 보고 되었다. Fig. 5와 Fig. 6은 그때의 좌우 베어링 지지대에 부착된 속도센서로 측정된 진동신호의 보드선도를 나타낸다.

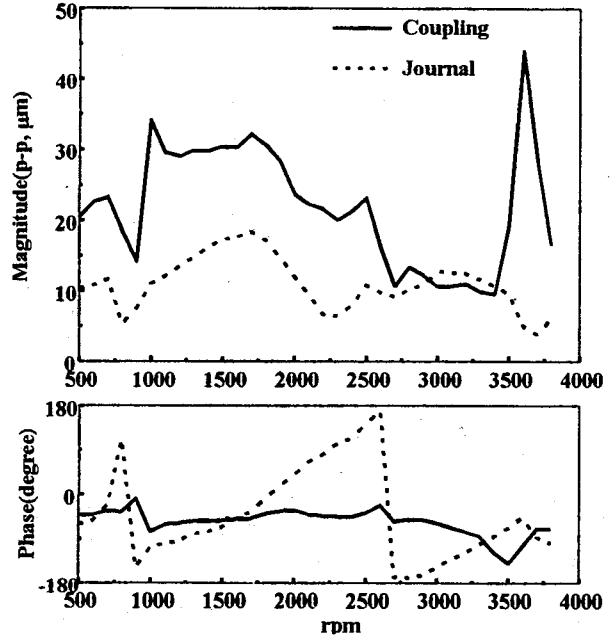


Fig. 3 1x vibration in z-direction: not compensated

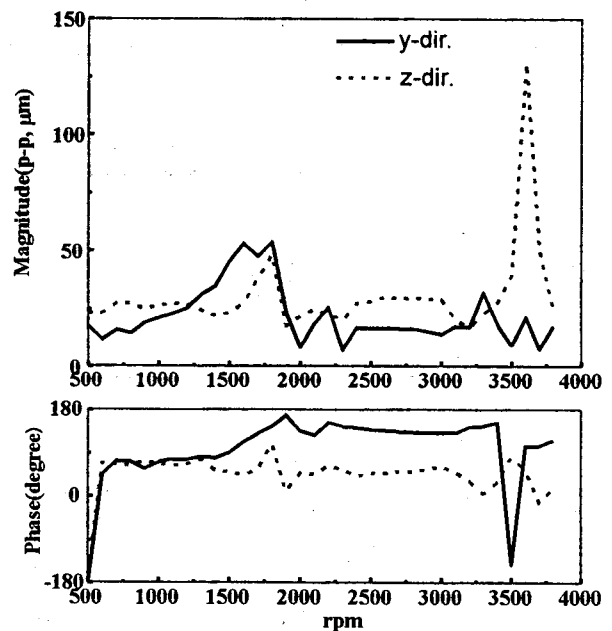


Fig. 4 2x vibration of coupling: compensated at 500 rpm

Fig. 5에서 980, 2500, 3550 rpm 근처에서 피크(peak)를 볼 수 있는데, 이는 회전자 시스템의 1차에서 3차까지의 위험속도에 의한 것으로 추정된다. 그리고 Fig. 6에서 500, 1250, 1770, 2230 rpm 근처에서 피크를 볼 수 있는데, 부록 A에서 기술한 단순 비대칭 회전자의 진동특성과 마찬가지로, 이는 발전기 회전자의 비대칭성으로 인해 회전자 시스템의 1차에서 4차까지 위험속도의 분수조화 위험속도에 의한 것으로 추정된다. 밸런싱에 사용된 회전자를 대칭 회전자로 가정해 자이로스코픽(gyroscopic)

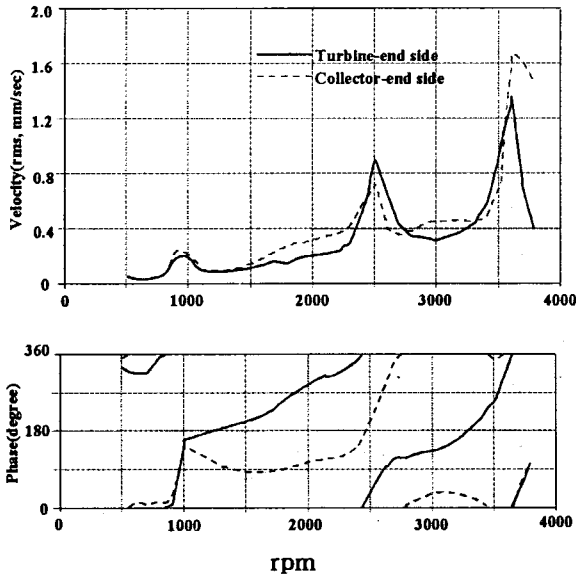


Fig. 5 1x vibration of bearing pedestals in z-direction

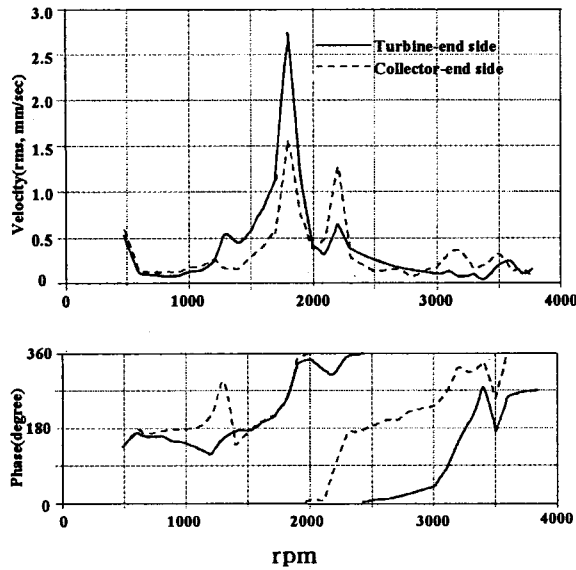


Fig. 6 2x vibration of bearing pedestals in z-direction

효과와 전단 효과를 고려한 당사에서 개발된 유한요소 해석 프로그램으로 해석결과, 1차에서 4차까지의 위험속도 계산치는 각각 994, 2430, 3533, 4400 rpm 이었는데, 이는 위의 관측을 잘 뒷받침한다.

Fig. 4에서 3600 rpm 근처에서 y-방향에는 2x 진동 피크가 존재하지 않고, Figs. 5와 6에서 보듯이 회전자의 위험속도와 무관하므로, z-방향의 피크는 회전자의 비대칭에서 비롯되는 약간의 2x 성분과 z-방향 변위센서의 픽스츄어 등과 관련된 곳의 국부적

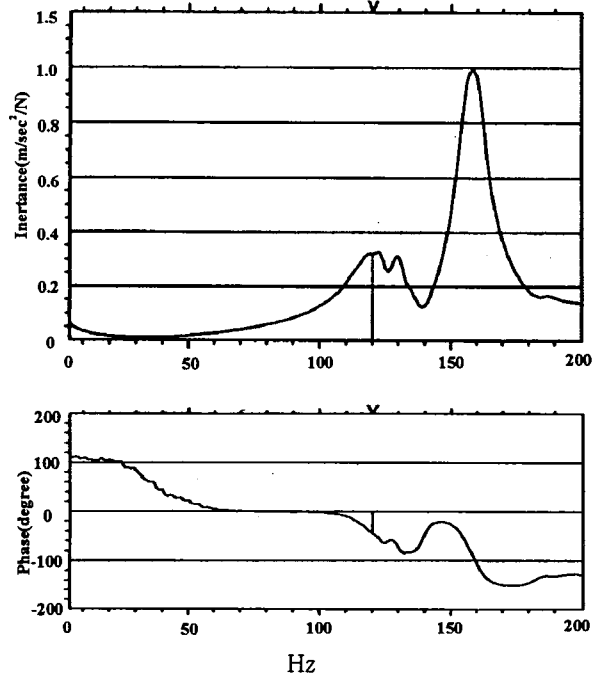


Fig. 7 Frequency response function of fixture

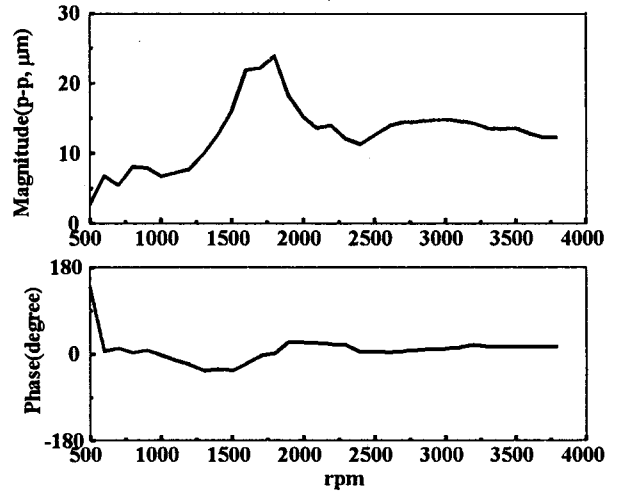


Fig. 8 2x vibration of journal in z-direction: compensated at 500 rpm

인(local) 공진으로 판단되었다. z-방향 변위센서 픽스츄어 임팩트 시험(impact test) 결과 Fig. 7과 같이 픽스츄어에 120 Hz의 1차 고유진동수의 존재를 확인하였다. 픽스츄어를 보강·수정하여 1차 고유진동수를 150 Hz로 되게끔 한 후 재측정 결과 z-방향의 변위 진동신호의 피크 문제는 해결되었다.

그리고, 밸런싱 현장에서 수 차례의 밸런싱과 500 rpm에서 취득한 런아웃 벡터의 보상 여부에 관계없이 Figs. 8과 9에서와 같이 커플링 축의 회전자 저널에서의 2x 진동 변위신호가 목표치를 초과한다고 보고되었다.

전술한 바와 같이 발전기 회전자의 1차 위험속도가 980 rpm 근처에 존재하고, Fig. 6과 Fig. A-2에서 보듯이 회전자의 비대칭으로 인해 분수조화 위험

속도가 500 rpm 부근에서 존재한다. 그러므로 500 rpm에서 측정된 런아웃 벡터는 발전기 저널의 런아웃과 분수조화 공진(sub-harmonic resonance)에 의한 진동치가 복합된 것임을 알 수 있다. 분수조화 위험속도에서 비교적 떨어진 350 rpm에서 측정된 런아웃 벡터로 보상을 한 결과 Fig. 10과 같이 목표치를 만족하는 결과를 얻을 수 있었다.

4. 요약 및 결론

일반적으로 터빈, 수차, 펌프 등의 회전자의 밸런싱에서는 회전 탄성 축의 비대칭에 의한 동특성을 고려하지 않아도 별 문제가 없으나, 본 논문의 경우와 같이 양극 발전기 회전자와 같은 회전체 밸런싱에서는 그 구조적 비대칭성으로 유발되는 동특성-2x 진동 가진력의 존재, 분수조화 위험속도 등-을 반드시 고려하여야 하고, 특히 런아웃의 측정을 위한 회전수의 결정은 설비의 사양과 아울러 대상 회전자의 동특성을 충분히 고려하는 세심한 주의가 필요함을 본 사례 연구를 통해 알아 보았다.

참고 문헌

- (1) Lee, C. W., 1993, *Vibration Analysis of Rotors*, Kluwer Academic Publishers.
- (2) Lee, C. W., and Joh, C. Y., 1994, "Use of Directional Spectra for Diagnosis of Asymmetry/Anisotropy in Rotor Systems, Proc. 4th Int. Conf. On Rotor Dynamics, Chicago, USA, pp. 97~101.
- (3) Dimarogonas, Andrew D., and Haddad, S., 1992, *Vibration for Engineers*, Prentice-Hall.
- (4) Ehrich, Fredric F., 1992, *Handbook of Rotor-dynamics*, McGraw-Hill.
- (5) Darlow, Mark S., 1989, *Balancing of High-Speed Machinery*, Springer-Verlag.
- (6) Wowk, V., 1991, *Machinery Vibration: Measurement and Analysis*, McGraw-Hill.
- (7) Collacott, Ralph A., 1979, *Vibration Monitoring and Diagnosis*, John Wiley & Sons.

부록 A : 단순 비대칭 회전자의 진동특성⁽¹⁾

Fig. A-1에서와 같이 원판에 고정된 회전 좌표계 (ξ, η)에서, 질량을 무시할 수 있고 비대칭 스프링 상수(k_ξ, k_η)를 갖는 회전 축의 중앙에 한 개의 원

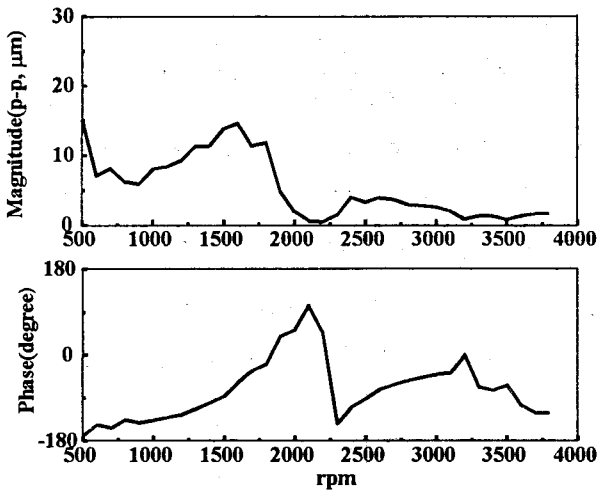


Fig. 9 2x vibration of journal in z-direction: not compensated

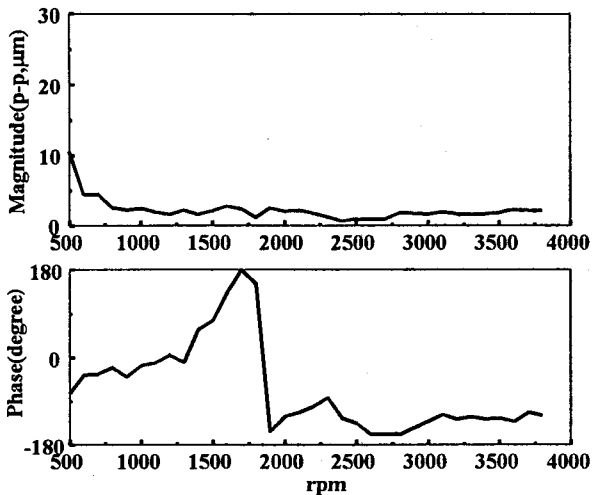


Fig. 10 2x vibration of journal in z-direction: compensated at 350

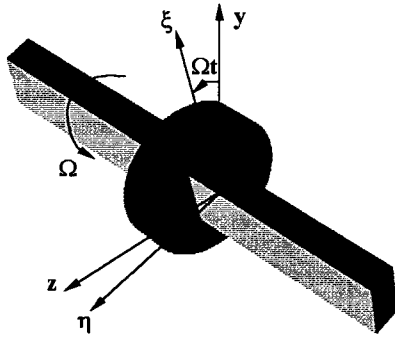


Fig. A-1 Simple rotor with stiffness asymmetry

판을 갖는 수평 구조의 비감쇠 단순 비대칭 회전자의 운동 방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다⁽¹⁾.

$$m(\ddot{\zeta} + 2j\Omega\dot{\zeta} - \Omega^2\zeta) + k\zeta + \Delta k\bar{\zeta} = m\epsilon\Omega^2 - mg \exp(-j\Omega t) \quad (A-1)$$

여기서, $r = y + jz$, $\zeta = \xi + j\eta$, $r = \zeta \exp(j\Omega t)$, $k = \frac{k_\xi + k_\eta}{2}$,

$\Delta k = \frac{k_\xi - k_\eta}{2}$ 이다.

질량 불평형 응답은 다음과 같이 된다.

$$r_u = \left(\frac{e_\xi \Omega^2}{\omega_\xi^2 - \Omega^2} + j \frac{e_\eta \Omega^2}{\omega_\eta^2 - \Omega^2} \right) \exp(j\Omega t) \quad (A-2)$$

여기서, $\frac{\Delta k}{k} = \frac{\omega_\xi^2 - \omega_\eta^2}{2\omega_o^2}$, $\omega_o^2 = \frac{k}{m} = \frac{\omega_\xi^2 + \omega_\eta^2}{2}$ 이고,

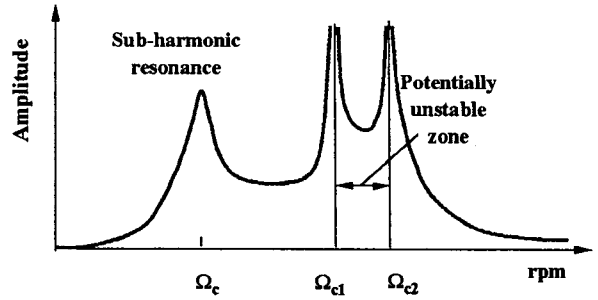


Fig. A-2 Vibration characteristics of simple rotor with stiffness asymmetry

e_ξ , e_η 는 불평형 질량 위치까지의 거리이다.

원판에 작용하는 중력에 의한 응답은 다음과 같이 된다.

$$r_g = \frac{-g(\omega_\xi^2 - \omega_\eta^2)}{4\Omega^2(\omega_\xi^2 + \omega_\eta^2) - 2\omega_\xi^2\omega_\eta^2} \exp(j2\Omega t) + C \quad (A-3)$$

여기서, C 는 상수이다. 위 두 효과를 조합한 응답은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$r = r_u + r_g = \zeta_u \exp(j\Omega t) + \zeta_r \exp(j2\Omega t) + C \quad (A-4)$$

그리고, 두 스프링 상수의 차가 매우 작다면, $\omega_\xi = \omega_o$, $\omega_\eta = (1 + \epsilon)\omega_o$, 분수조화 위험속도(Ω_c)는 다음과 같이 된다.

$$\Omega_c \approx \frac{\omega_o}{2} \left(1 + \frac{\epsilon}{2} \right) = \frac{\omega_\xi + \omega_\eta}{4} \quad (A-5)$$