

## 강성 베어링형 밸런싱 장치의 개발 Development of a hard bearing type balancing machine

권 이석<sup>1</sup>, 이동환<sup>2</sup>, 박종운<sup>3</sup>, 흥성욱<sup>4</sup>

1 LG 산전(주) 빌딩시스템연구소,  
2 한국기계연구원 회전체 진동 연구 그룹  
3,4 금오공과대학교 정밀기계공학과

### Abstract

This paper is devoted to the development and performance evaluation of a hard bearing type balancing machine for rigid rotors. The pedestals of the balancing machine are designed to be rigid enough to enable the balancing machine to operate far below the fundamental critical speed. The force measuring method is implemented to the balancing machine. The forces due to unbalance are measured through load cells that are attached to the pedestals. A helical coupling is used for transmitting the driving force from an AC servo motor to the rotor to be balanced. The experimental results show that the current hard bearing type balancing machine can indicate the presence of unbalance beyond 1  $\mu\text{m}$  in specific unbalance unit. The limitation of the current balancing machine is due to the coupling that is likely to make inconsistent offset errors everytime the rotor is connected to the machine.

### 1. 서 론

회전기계의 진동은 일반 기계류의 진동을 일으키는 대표적인 원인으로 생각되고 있으며 따라서 회전기계의 진동을 저감시키려는 노력이 지속적으로 계속되어 왔다. 회전기계의 진동 원인은 매우 다양하나 그 중에서도 회전체의 회전중심과 무게중심이 벗어나 있음으로 인해 발생되는 불균형(unbalance)이 가장 보편적인 원인으로 알려져 있다. 회전체의 불균형을 제거하거나 보상하는 기술을 통칭하여 밸런싱이라 하며 특히 근래에는 회전체의 고속경량화 추세에 의해 회전체의 밸런싱이 중요한 기술이 되고 있다.<sup>(1-4)</sup>

회전체의 밸런싱은 통상 회전체의 변형을 고려하지 않는 강성 밸런싱(rigid balancing)과 회전체의 회전속도가 첫번째 임계속도 근처나 이상에 있을 경우 회전체의 탄성변형을 고려하여 밸런싱하는 탄성 밸런싱(flexible balancing)으로 구분하고 있다. 강성 밸런싱은 회전체를 기계 본체에 결합하기 전에 실행하는 경우가 많은데 이와같이 회전체만을 분리하여 밸런싱할 수 있도록 개발된 장치를 밸런싱 장치라 한다. 밸런싱 장치는 회전체를 지지하는 방식에 따라 크게 연성 베어링형과 강성 베어링형의 두가지로 구분되고 있다. 일반적으로 불균형에 대한 감도를 높이기 위해서는 밸런싱 운용속도가 장치의 고유진동수 근처에 있는 것이

좋으나 이때에는 약간의 회전수의 변동으로도 위상, 진폭이 크게 변화하므로 측정 결과의 신뢰도를 크게 해손 할 가능성이 크다. 따라서 밸런싱 장치는 회전속도 범위에서 특성이 크게 변하지 않을 수 있는 정도의 고유진동수를 얻을 수 있는 강성이 요구된다. 즉, 밸런싱 장치의 고유진동수를 매우 높게 하거나 매우 낮게 설계하여 회전속도에 따른 동특성 변화가 없도록 하는 두 가지 방법이 있다. 고유진동수를 높게 하기 위해 지지부의 강성을 매우 크게 한 밸런싱 장치를 강성 베어링형 밸런싱 장치(hard bearing type balancing machine)라 하며 고유 진동수를 낮게 하기 위해 지지부의 강성을 작게 한 밸런싱 장치를 연성 베어링형 밸런싱 장치(soft bearing type balancing machine)라 한다.<sup>(5)</sup>

두가지 밸런싱 장치는 사용목적 및 적용 환경에 따라 나름대로의 장, 단점을 갖는 것으로 알려져 있으나 본 연구에서는 중, 대형 회전체의 밸런싱에 보다 유리한 강성 베어링형 밸런싱 장치를 설계, 제작하였다. 개발된 밸런싱 장치는 중형 회전체의 밸런싱을 목표로 하여 설계되었는데, 회전체의 중량을 약 1 톤까지 허용하도록 하였고 회전체의 최대 직경을 1.4 m, 그리고 저널의 직경을 10-100 mm 범위에서 활용할 수 있도록 하였다. 따라서 다양한 형상과 중량을 가진 회전체를 수용할 수 있도록 제반 장치를 조건에 맞게 조정할 수 있도록 장치를 구성하였으며 돌발적인 큰 진동에 대해 안정성이

확보될 수 있도록 하였다. 또한 벨런싱 장치의 핵심이 되는 지지부(pedestal)를 일체형으로 제작하여 감쇠를 극소화함으로써 속도에 따른 위상 차이를 억제하였다. 벨런싱 장치에서 불균형을 감지하기 위해 지지부에 하중 계를 부착하여 불균형력을 직접 측정하였다. 힘측정 방법은 불균형에 의한 힘을 직접 측정하며, 연성 베어링형 벨런싱 장치에서 많이 사용되는 영향계수법<sup>[5]</sup>과는 달리 1회의 실험으로 불균형을 알아낼 수 있다. 한편 응답 신호의 측정 및 데이터 처리를 위한 제반 프로그램을 PC에서 구축하여 사용상의 편의성을 확보하였다. 제작된 강성 베어링형 벨런싱 장치에 대해 종합적인 성능 평가를 수행한 결과, 그 우수성을 확인할 수 있었으며 일반적인 회전체에 적합하도록 커플링을 개선한다면 더욱 우수한 성능을 보일 것으로 기대된다.

## 2. 벨런싱 이론

### 2.1 벨런싱 기준

회전체가 회전하면 불균형에 의한 원심력을 갖게 되므로 다음과 같은 힘이 회전체의 반경 방향으로 작용된다.

$$F = m_o r \omega^2 \quad (1)$$

따라서 불균형 질량  $m_o$ 의 크기 뿐만 아니라 회전중심으로부터의 거리  $r$ 과 회전속도  $\omega$ 에 따라 힘이 달라진다. 따라서 불균형은 불균형 질량의 크기와 거리의 곱으로 다음과 같이 표현한다.

$$U = m_o r \quad (2)$$

여러 불균형이 동일 평면상에 놓이게 되면 벡터합으로 계산할 수 있다.

ISO(International Standard Organization) 1940에서는 회전체의 용도 및 회전속도에 따라 회전체 불균형의 기준을 결정하고 있다. 불균형의 수준을 정의하기 위하여 보편적으로 G값을 사용하는데 다음과 같이 정의한다.<sup>(1,4)</sup>

$$G = \frac{\varepsilon \omega}{1000} \quad (\text{mm/s}) \quad (3)$$

여기서  $\omega$ 는 회전속도(rad/s)이고  $\varepsilon$ 는 비불균형(specific unbalance)으로써 다음과 같이 정의된다.

$$\varepsilon = \frac{\text{잔류불균형 } (g \cdot \text{mm})}{\text{회전체 질량 } (\text{Kg})} \quad (\mu\text{m}) \quad (4)$$

비불균형은 회전체의 기하학적 회전중심에서 무게중심 까지의 편심거리를 의미하게 된다. 회전속도가 클수록 불균형이 더 큰 가진력을 발생시키기 때문에 불균형의 수준(G)을 회전속도와의 곱으로 나타낸다. 불균형과 운용속도와의 관계는 G값이 일정할 때 대수좌표계에서 선형적으로 반비례하도록 규정되어 있다.

### 2.2 불균형 힘측정에 의한 벨런싱 방법

회전속도  $\omega$ 가 일정하고 불균형이 Fig.1에서와 같이 회전축상에 분포되어 존재한다고 하면 불균형에 의한 합력  $F$ 와 모멘트  $M_o$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F = \int_0^L u(x) \omega^2 e^{j\omega x} dx \quad (5)$$

$$M_o = \int_0^L x u(x) \omega^2 e^{j\omega x} dx \quad (6)$$

여기서  $u(x)$ 은 분포 불균형이고  $x$ 는 임의의 기준점에서 불균형까지의 축방향 거리를 나타낸다. 벨런싱을 위해 두개의 교정면에 교정불균형을 부착하면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$M_o = F_1 L_1 + F_2 L_2 \quad (7)$$

$$F = F_1 + F_2 \quad (8)$$

여기서  $F_1, F_2$ 는 각각 교정면 1과 교정면 2에서의 불균형에 의한 힘이고  $L_1, L_2$ 는 각각 모멘트 기준점에서 교정면 1과 교정면 2까지의 거리를 나타낸다. 이때 힘과 모멘트는 모두 복소수양으로써 위의 식을 만족하는 해가 항상 존재한다. 교정면과 측정면이 다른 경우에는 다음과 같은 관계식을 이용할 수 있다.

$$F_1 + F_2 = F_R + F_L \quad (9)$$

$$F_1 L_1 + F_2 L_2 = F_L L \quad (10)$$

여기서  $F_1 = u_{10} \omega^2, F_2 = u_{20} \omega^2$ 이며  $L$ 은 측정면간의 거리이다. 또한  $F_L, F_R$ 은 각각의 센서가 위치한 측정면 1, 2에서 측정한 힘으로서  $F_L = u_L \omega^2, F_R = u_R \omega^2$ 로 표현할 수 있다.

따라서, 식(9),(10)을 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ L_1 & L_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{10} \\ u_{20} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_R + u_L \\ u_L L \end{bmatrix} \quad (11)$$

또는,

$$\begin{bmatrix} u_{10} \\ u_{20} \end{bmatrix} = \frac{1}{\omega^2(L_2 - L_1)} \begin{bmatrix} L_2 & -1 \\ -L_1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_R + F_L \\ F_L L \end{bmatrix} \quad (12)$$

식(12)에서 얻어진 교정불균형의 크기를 반대의 위상과 부착시키면 회전체에 존재하는 불균형을 보상할 수 있다. 이 방법은 불균형에 의한 힘을 직접 측정하고 1회의 실험으로 불균형을 구할 수 있다는 장점이 있다.

### 3. 강성 베어링형 밸런싱 장치의 개발

개발한 밸런싱 장치는 두면 밸런싱이 가능한 동적 밸런싱 장치로서, 안전성과 용용성을 고려하여 설계, 제작하였다. 지지부의 강성을 크게 하여 진동변위는 작으나 불균형에 의해 발생하는 힘을 하중계로 직접 측정하여 불균형을 정확하게 구할 수 있도록 하였다. 회전체와 지지대를 포함한 상태에서 첫번째 임계속도의 20~30% 이하의 회전속도에서 밸런싱을 수행할 수 있도록 설계하였다. 전체 구조는 일체형으로서 구조의 강도를 높이고 감쇠도 작게 하여 측정오차를 최소화하였다. 지지대 본체는 두개가 필요하며 서로 대칭형으로 하여 작업에 유리하도록 하였다. 베이스상에서 거리를 쉽게 조절할 수 있도록 T홈에 의한 결합 방식을 채택하였다.

Fig. 2는 밸런싱 장치의 개략도를, Photo.1은 실제 제작된 밸런싱 장치를 보여주고 있다. 밸런싱 장치는 크게 지지 및 구동부, 데이터 획득부 그리고 데이터 처리부로 구분할 수 있다. Table 1에는 개발된 밸런싱 장치 주요 구성부의 특성을 요약하였다. 구동은 AC 서보 모터를 이용하였고 최고 8000 rpm까지 회전가능하다. 구동부와 밸런싱 대상 회전체간의 연결은 직접 연결방법으로 4°의 편각과 0.4 mm의 편심 보상이 가능한 헬리컬 커플링을 이용하였다. 커플링 결합에 따른 편심을 줄이기 위해서 헬리컬 커플링의 조립공차는 정밀할수록 좋으므로 H7 결합공차를 갖도록 하였다.

표 1 강성 베어링형 밸런싱 장치의 구성

		구성 요소
지지 및 구동부	구동	AC servo motor
	연결 방법	helical coupling (직접연결)
	지지 형태	강성 베어링형 구조
데이터 처리부	측정	하중계(load cell)
	위상각 측정	proximity switch
데이터 처리부	데이터 획득	12 bit A/D 변환기
	회전속도 동조 성분 계산	FFT 필터링
	불균형양 결정	힘측정 방법 알고리즘

Fig. 3은 밸런싱 장치의 핵심요소가 되는 지지부의 구성을 보여주고 있다. 보호커버는 회전체에 과도한 불균형이 존재할 때나 외팔 회전체(overhung rotor)의 경우에 회전체 이탈을 방지한다. 접촉시 마찰을 줄이기 위해 롤러(roller)로 된 것과 합성수지(bakelite)로 만들어진 두가지 형태의 보호커버가 있으며 필요에 따라 교체하여 사용할 수 있도록 제작되었다. 회전체 지지부는 회전체의 저널(journal)부분과 직접 접촉한다. 회전시 저항을 줄일 수 있도록 볼 베어링이 장착된 회전 디스크를 두었고 회전체의 크기와 형태에 따라 높이를 조정할 수 있도록 하였다. 적용 회전체의 저널직경이 10~100 mm정도 범위에서 사용할 수 있도록 디스크의 크기 및 간격을 결정하였다. Fig. 3에서 볼 수 있는 바와 같이 하중계는 지지대와 하단부에 견고하게 설계된 고정부 사이에 취부하여 회전체의 불균형에 의해 유발되는 힘을 감지한다. 따라서 실제적으로 지지부는 회전체를 지지하면서 불균형력을 측정하는 다이나모터 형식을 갖도록 복합적인 형태로 제작하였다.<sup>[6]</sup>

데이터 획득부는 불균형력 측정을 위한 하중계(load cell)와 회전체의 절대 회전각을 검출하기 위한 근접 스위치(proximity switch)로 구성되어 있다. 데이터 처리부는 A/D 변환기와 밸런싱 알고리즘 구현을 위한 프로그램으로 구성된다. 본 연구에서는 33 KHz의 샘플링 속도를 갖는 12 bit A/D 변환기를 사용하였으며 측정된 신호로부터 회전속도의 1배수에 해당하는 정현파 신호를 얻기 위해 FFT(fast fourier transform)처리를 실행한 후 힘측정 방법 (식(12))을 통하여 불균형의 크기와 위상각을 구하였다.

### 4. 실험

#### 4.1 실험 조건 및 기초실험

본 실험에서 사용한 시험 회전체는 ISO에서 추천하고 있는 표준 회전체의 제원에 맞추어 설계, 제작하여 밸런싱 장치의 정밀도를 분석할 수 있도록 하였다. Fig.4에 시험 회전체의 제원이 표시되어 있으며 재질은 SM45C, 질량은 50 Kg이며 베어링 지지대사이의 거리는 0.36 m으로 설정하였다. 강성 베어링형 밸런싱 장치는 원리적으로 첫번째 임계속도로 부터 훨씬 낮은 회전 속도에서 운용해야 하므로 회전체가 장착된 상태에서 고유진 동수가 충분히 높은가를 확인할 필요가 있다. 시험 회전체를 장착한 상태에서 수행된 충격실험 결과 고유진 동수가 140.5Hz (8430 rpm)로 나타나고 있다. 따라서 제작한 밸런싱 장치와 회전체의 결합상태에서의 고유진동수는 충분히 높으므로 밸런싱 운용 회전속도인 800~1300 rpm에서 강성 베어링형 밸런싱 장치로서 충분히 안정적인 결과를 얻을 수 있을 것으로 기대된다.

## 4.2 성능 평가

Fig.5에는 시험 회전체를 벨런싱 장치에서 회전시키면서 측정한 불균형을 보상하기 위한 교정 불균형을 나타내고 있는 예이다. 교정질량을 부착할 수 있도록 시험 회전체에는 반경 73 mm에  $10^\circ$  간격으로 36개의 텁가공이 되어있다. 구해진 불균형에 해당하는 교정질량은 교정면 1, 2에 각각 달아 준다. 이때, 교정질량은 볼트, 너트, 와셔 등으로 벡터합을 이용, 결합하여 불균형을 보정한다. 교정후의 잔류 불균형이 벨런싱하고자 하는 기준치 보다 클때에는 원하는 범위내로 불균형을 줄일 수 있도록 반복실험을 통하여 교정질량을 구해나간다. 벨런싱후의 교정면 1과 2의 잔류 불균형은 각각 최소  $0.9 \mu\text{m}$ 와  $2.8 \mu\text{m}$ 이다. 커플링에 근접하게 위치하고 있는 교정면 2는 커플링 효과가 좀 더 크게 발생함을 알 수 있다. 이 결과는 제작한 벨런싱 장치가 갖는 벨런싱 성능을 결정짓는 척도가 된다. 불균형의 수준(G)은 1000 rpm에서 G0.2로 이 벨런싱 장치가 갖는 벨런싱 성능이 된다.

커플링 결합오차와 회전속도에 따른 불균형의 변화를 평가하기 위해 회전축과 커플링을  $45^\circ$ 마다 옮겨 결합하고 회전속도를 600~1300 rpm까지 50 rpm 간격으로 증가시키면서 교정면 1, 2에서의 불균형 크기와 위상각을 반복 측정하였다. 측정한 불균형의 평균크기와 위상각은 교정면 1, 2에서 각각  $40.2 \mu\text{m}$ ,  $66^\circ$ 와  $44 \mu\text{m}$ ,  $266^\circ$ 이다. Fig. 6과 7은 교정면 1, 2 각각의 불균형을 회전속도와 커플링 각도에 따라 3차원으로 보여주고 있다. Fig. 6, 7에 의하면 회전속도에 따라 불균형의 크기와 위상각은 2~4% 정도의 오차를 보이고 있으며 특히 커플링에 가깝게 위치한 교정면 2에서의 변동이 상대적으로 크게 나타나고 있다. 커플링과 회전체의 결합각도를 변화시킴에 따라 크기와 위상각이 다소 변동하는 것은 커플링 결합시 발생되는 편심에 의한 효과와 커플링 자체의 불균형이 있는 것으로 예상할 수 있으며 커플링의 교체를 통해 개선이 가능할 것으로 생각된다.

벨런싱시 발생한 오차는 몇가지 원인을 생각할 수 있는데 먼저, 이미 앞에서 분석한 바와 같이 벨런싱 장치를 위한 전용의 커플링이 아닌 헬리컬 커플링을 사용함으로써 커플링 결합에 의한 편심이 잔존하고 있으며 커플링 자체의 불균형도 결과에 영향을 미치고 있다. 또한 교정 질량 결합시의 각도 오차와 교정 질량의 계량오차나 벨런싱 작업시 주변 환경에서의 진동 유입 등이 결과에 다소의 영향을 미쳤을 것으로 생각된다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 산업현장에서 적용 가능한 강성 베어링형 벨런싱 장치를 설계, 제작하였다. 제작된 벨런싱 장치는 최대중량 1,000Kg, 저널부직경 10~100 mm, 최대 중심 직경 1400 mm의 제원을 갖는 회전체까지 적용가능하며 운용속도범위는 800~1300 rpm이다. 제작된 벨런싱 장치는 벨런싱을 위한 벨런싱 운용속도의 3배이상의 고유진동수를 확보할 수 있는 강성을 유지하였고 돌발사태에 대한 안전성을 확보하였다. 제작된 벨런싱 장치는 강성 베어링형 벨런싱 장치로 장치의 안전성과 데이터 신뢰성이 높으며 PC를 이용한 운용 프로그램을 활용하므로 작업이 용이하고 1회의 실험으로 불균형을 파악할 수 있다. 제작된 벨런싱 장치로 교정할 수 있는 최소 불균형은 교정면 1, 2에서 각각 비불균형 단위로 약  $0.9 \mu\text{m}$ ,  $2.8 \mu\text{m}$ 로 평가되었다. 그리고 벨런싱 장치에 적합한 전용의 커플링을 사용한다면 성능이 더욱 개선될 것으로 예상된다.

## 참 고 문 헌

- 1 회전 기계의 진동, 소음 그 원인과 대책, 해석, 조사, 진단 - 종합 기술 자료집 세화, 1990.
- 2 Harris, C.M., Shock Vibration Hand Book, McGraw-Hill, Inc, 1987.
- 3 Darlow, M.S., Balancing of High Speed Machinery, Spring-Verlag, New York, 1989.
- 4 Hatto Schneider, Balancing Technology, Carl Schenck Ag, 1977.
- 5 Static And Dynamic Balancing of Rigid Rotors, B & K Application Notes.
- 6 Hard Bearing Type Balancing Machine Catalogue, Carl Schenck Ag.

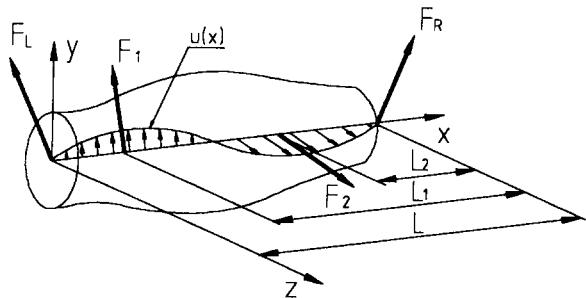


Fig.1 Unbalance distribution in a rigid rotor

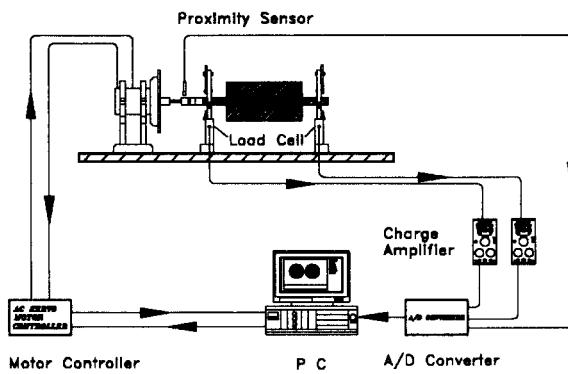


Fig.2 Schematic of the balancing machine

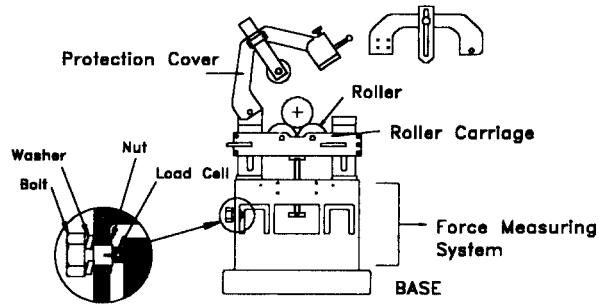


Fig.3 Pedestal of the balancing machine

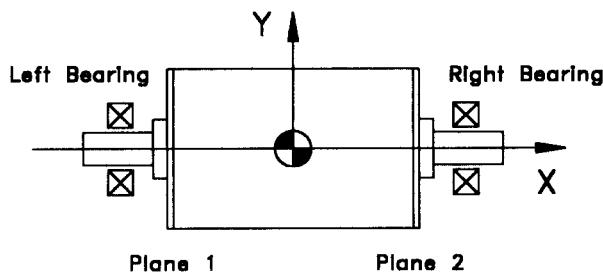


Fig.4 Test rotor

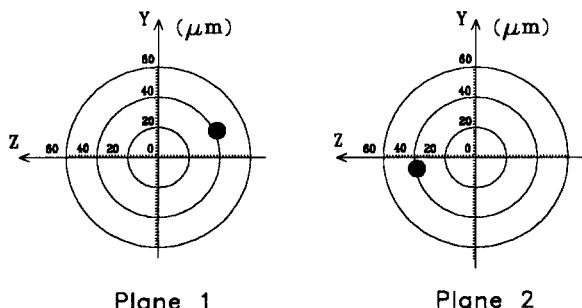


Fig.5 Polar plot of correction unbalances

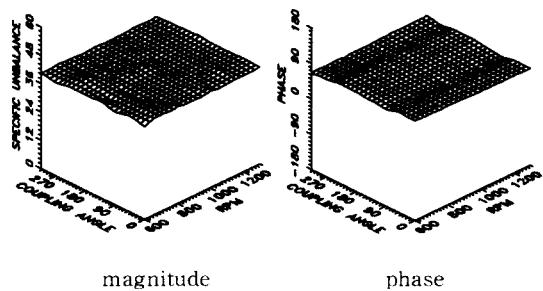


Fig.6 3 dimensional plot of measured unbalance (balancing plane 1)

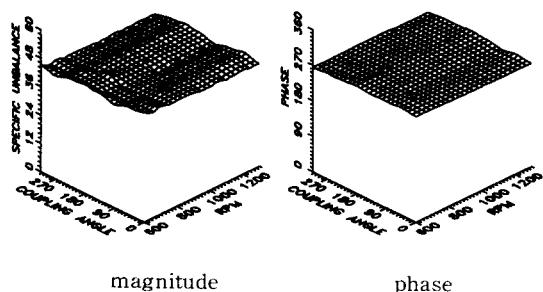


Fig.7 3 dimensional plot of measured unbalance (balancing plane 2)

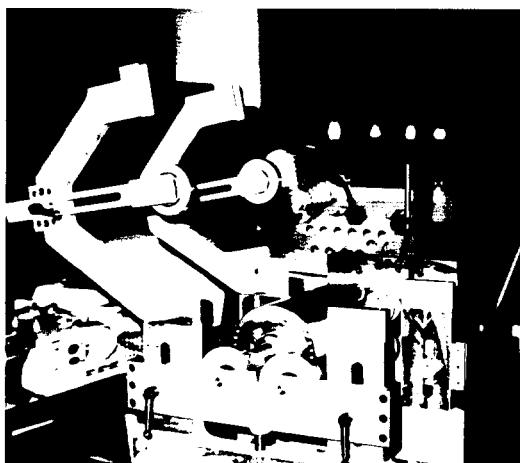


Photo.1 The hard bearing type balancing machine