



PROYECTO INTEGRADOR DE LA CARRERA DE  
INGENIERIA MECÁNICA

DESARROLLO DE UN SISTEMA DE BALANCEO PARA  
TURBINAS DE BAJA POTENCIA

**Rubén Eduardo Sosa**

Dr. Martín E. Rivarola

Director

Ing. Kyu Yung Lyuny

Co-Director

Junio 2006

Centro Atómico Bariloche

Instituto Balseiro

Universidad Nacional de Cuyo

Comisión Nacional de Energía Atómica

Argentina

*a mis amores,*

---

Titulo	
Resumen	
Prólogo .....	1
Capítulo 1 - - Introducción .....	2
Breve Reseña histórica .....	2
El procedimiento para Balancear.....	6
Causas del desbalance: .....	6
Métodos de balanceo .....	7
Capítulo 2 - Conceptos y Definiciones de Balanceo .....	8
Definición de desbalance.....	8
Fuerzas centrífugas.....	9
Medición del desbalance .....	11
Desbalance Estático.....	11
Desbalance cuasi-estático .....	12
Desbalance por Par de Fuerzas (CU).....	13
Desbalance dinámico.....	15
Transposición de planos: .....	17
Masa de prueba.....	17
Capítulo 3 - Balanceo en un plano.....	18
Análisis del Balanceo en un plano.....	18
Hipótesis para el balanceo en un plano.....	20
Procedimiento.....	21
Selección de la masa de prueba .....	22
Cálculos.....	23
Capítulo 4 - Adquisición y Procesamiento de los datos .....	26
Adquisición de Datos .....	26
Utilización de la transformada discreta de Fourier (DFT).....	29
Diagrama de flujo del Programa.....	31

---

Capítulo 5- Dispositivo experimental.....	32
Desarrollo del dispositivo de balanceo .....	32
Capítulo 6 - Caracterización del sistema .....	39
Análisis de los errores estadísticos en las mediciones .....	39
Medición de Frecuencia.....	40
Medición de Amplitud.....	41
Medición de Fase.....	43
Análisis mediante la variación de la masa de prueba .....	44
Variación de la amplitud.....	44
Variación de la Fase .....	46
Variación del ángulo de corrección .....	47
Variación de la masa de corrección .....	47
Variación de la amplitud con la frecuencia .....	49
Balanceo en la frecuencia de resonancia .....	51
Capítulo 7- Ejecución del balanceo en un plano .....	53
Balanceo a alta frecuencia .....	53
Balanceo con los datos obtenidos.....	57
Capítulo 8 - Evaluación del balanceo .....	59
Vida de los rodamientos .....	59
Amplitud para distintos rangos de frecuencia.....	62
Análisis del balanceo en un plano .....	63

---

## **Prólogo**

Uno de los logros tecnológicos más importantes del sistema nuclear Argentino fue el desarrollo independiente por parte de nuestro país de la tecnología de enriquecimiento de uranio por difusión gaseosa, a fines de la década del 70.

Martín Rivarola

S. C. De Bariloche, Junio de 2004

---

## Capítulo 1 - - Introducción

En este capítulo se hace un breve reseña histórica de cómo evolucionó el balanceo de las distintas máquinas y aparatos hechos por el hombre. Esta reseña abarca desde la edad antigua hasta nuestros días.

Por otra parte, se hará una explicación introductoria del proceso de balanceo y de las causas y los distintos tipos de procedimientos para efectuar el mismo.

### **Breve Reseña histórica**

Los primeros esfuerzos para balancear una distribución de masa fueron realizados para las embarcaciones. El hombre ha navegado los mares desde hace mucho tiempo con barcos de todo tipo, que se mantenían “estables” gracias al diseño, que tenía en cuenta el balanceo

Los parámetros que el hombre tuvo que entender y controlar para que los viajes en barcos sean exitosos eran:

- 1) Peso total
- 2) Posición del centro de gravedad
- 3) Momento de Inercia

El primer tipo de balanceo fue el de efectuar los diseños de forma tal de asegurar una distribución simétrica de la masa. Esto se hace evidente en las embarcaciones, las cuales son una imagen espejada a ambos lados del plano central, que es el que define la dirección principal del movimiento. La distribución simétrica de las bahías de carga ayuda a mantener esta simetría.

---

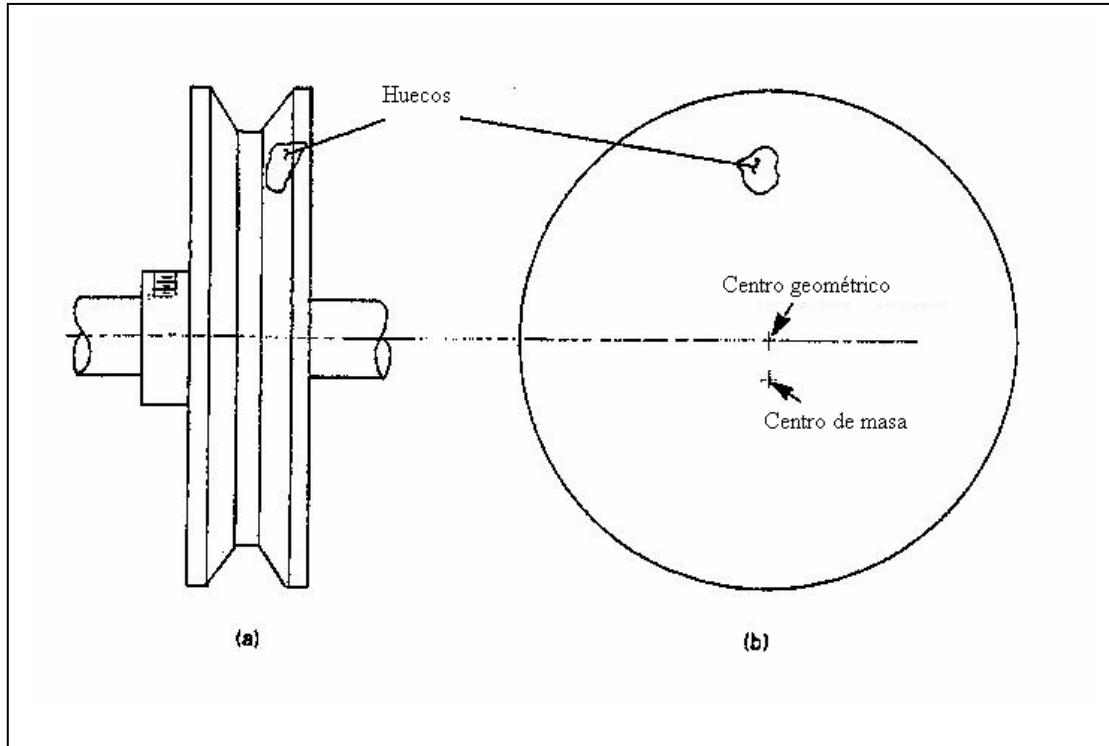
El siguiente elemento significativo que necesitó ser balanceado fue la rueda. En este caso también se recurrió a distribuir las partes conservando la simetría alrededor del eje de rotación. Se inventaron dispositivos que verificaban la “redondez” del diámetro exterior de las ruedas. Los carruajes egipcios, griegos y romanos ya utilizaban esta tecnología.

La primera máquina de balanceo que se desarrolló se utilizaba para efectuar un balanceo estático. La calidad del balanceo estático es aun hoy dependiente de la fricción en los cojinetes de la máquina de balanceo.

Hasta el siglo 19 no se conocía un cuarto parámetro que debe ser determinado y controlado: **los productos de inercia**. Esto se hizo significativo, y comparable al desbalance estático, cuando la velocidad y el tamaño de los rotores se incrementaron durante la revolución industrial.

Antes de la mitad del siglo 19, solamente se efectuaban balanceos estáticos. Las máquinas rotantes de la época eran bombas de baja velocidad, las locomotoras y los motores de vapor. Como la velocidad era baja, la necesidad de reducir las fuerzas centrífugas era mínima.

Las velocidades se incrementaron con la proliferación de los motores eléctricos en la segunda mitad del siglo 19. Estos motores giran a velocidades nominales de 900, 1200, 1800, o 3600 r.p.m., dependiendo del número de polos. A estas altas velocidades, las fuerzas centrífugas se hacen muy significativas. En la Figura 1 vemos una rueda de fundición con un agujero. La ausencia de material en el agujero

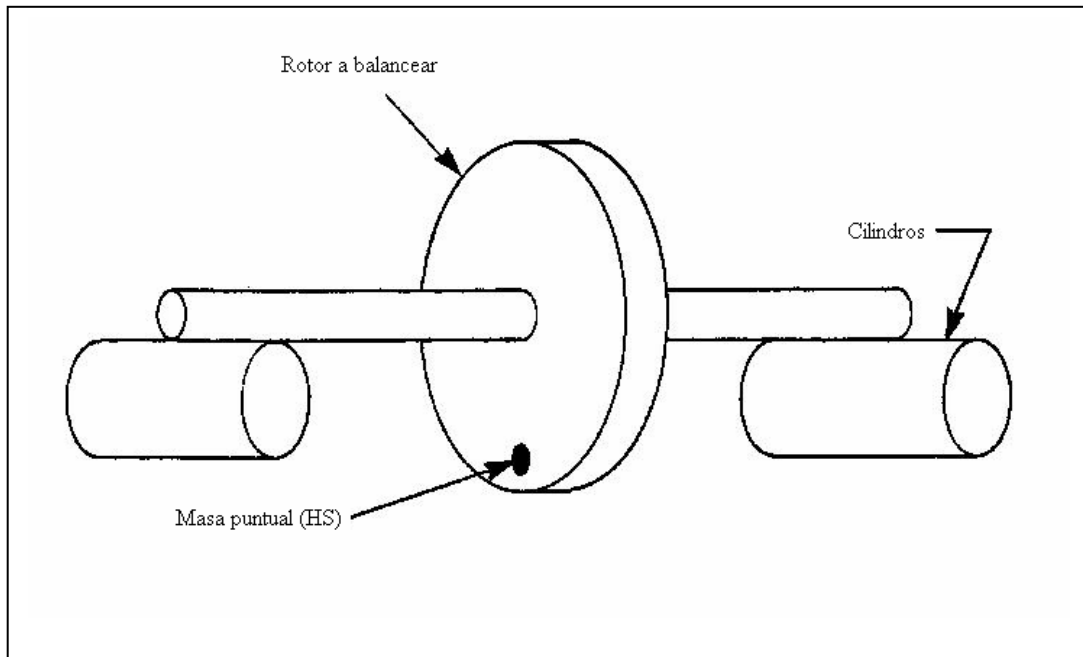


**Figura 1 : a) Porosidad en un material de fundición. b) El centro de masa es diferente del centro geométrico o de rotación**

causa que el centro de masa se desplace del centro de rotación o centro geométrico. Una polea puede estar perfectamente redondeada sobre el radio exterior y el eje puede estar perfectamente concéntrico al radio mencionado y todo podrá rotar suavemente a bajas velocidades. Sin embargo, cuando la velocidad de rotación se incrementa, una vibración significativa aparece, que se hace mas grande al incrementar aun mas la velocidad.

El primer tipo de balanceo de masa que se utilizó fue el balanceo estático. En la Figura 2 vemos un esquema. El rotor que se quiere balancear, es colocado sobre cilindros rígidos mediante los cuales puede rotar libremente. La masa de color negro en la Figura 2, en inglés heavy spot (HS), es una masa pesada que ocupa un volumen muy reducido y representa el exceso de masa del rotor debido a la distribución inhomogénea de la misma. Al estar el disco en un campo gravitacional, se genera un momento torsor que tiende a rotarlo hasta ubicar el HS en la parte inferior, alineado con la orientación del campo. Esta es la base del **BALANCEO ESTÁTICO**.





**Figura 2 : Método de balanceo estático.**

De esta forma podemos saber la ubicación del HS, pero no su masa. Para corregir se agrega masa a  $180^\circ$ , o se remueve en el mismo punto. El método es de prueba y error hasta que el rotor deje de girar.

Este balanceo estático trabaja bien para discos delgados y rotores de baja velocidad, y donde los requerimientos de operación suave no son críticos.

Para ejecutar una mejor calidad de balanceo, el rotor debe ponerse a girar, tan rápido como sea seguro. Esta es la única forma de detectar y medir los productos de inercia (desbalance por par de fuerzas). Las fuerzas centrífugas debidas al desbalance solo es hacen evidentes en movimiento, por lo que deben ser corregida en el movimiento.

---

## **El procedimiento para Balancear**

El balanceo es un procedimiento en el cual se efectúa la medición de una vibración y se adhiere o remueve masa para “ajustar” la distribución de la misma en el objeto a balancear, pudiendo de esta forma reducir la vibración medida. ¿ Por que es conveniente balancear ?

Existen varias razones. La razón principal es reducir la vibración, lo cual se traduce en:

- Disminución del ruido
- Incremento de la vida de los cojinetes
- Disminución de las tensiones de operación
- Menor consumo de energía (3 al 5 % típicamente)
- Mejor calidad del producto
- Disminución de la fatiga del operador
- Disminución de la probabilidad de falla por fatiga estructural

La experiencia muestra que cuando se disminuye el desbalance inicial, se disminuyen también los costos de mantenimiento, la degradación estructural y el ruido en el ambiente.

## **Causas del desbalance:**

La principal causa es que la manufacturación es imperfecta. Este se debe a:

- Errores de diseño
- Inhomogeneidad del material
- Forma, ajuste y variaciones en el ensamblaje

---

Una segunda causa importante son los cambios en la operación, que se deben a:

- acciones en el mantenimiento que afectan la distribución de masa
- distorsiones
- corrosión y erosión
- acumulación de depósitos

Otras causas menores:

- porosidad, especialmente en fundición
- excentricidad (el eje no es concéntrico con el rotor)
- asimetría en la rotación de las partes
- movimiento relativo de las partes
- distorsión debido a relajación por tensiones residuales

### **Métodos de balanceo**

Existen muchos métodos para balancear máquinas rotantes, de los cuales mencionaremos los más importantes:

- Balanceo en un plano:
  - Método vectorial
  - Método de las cuatro corridas
  - Método de prueba y error
- Balanceo en dos planos
- Método del coeficiente de influencia
- Método S-C
- Balanceo de rotores flexibles
  - Balanceo modal
  - Balanceo multivelocidad

El método más común es el balanceo en un plano. Entre un 60 y un 70 % de los trabajos de balanceo pueden ser efectuados con éxito mediante el mismo.

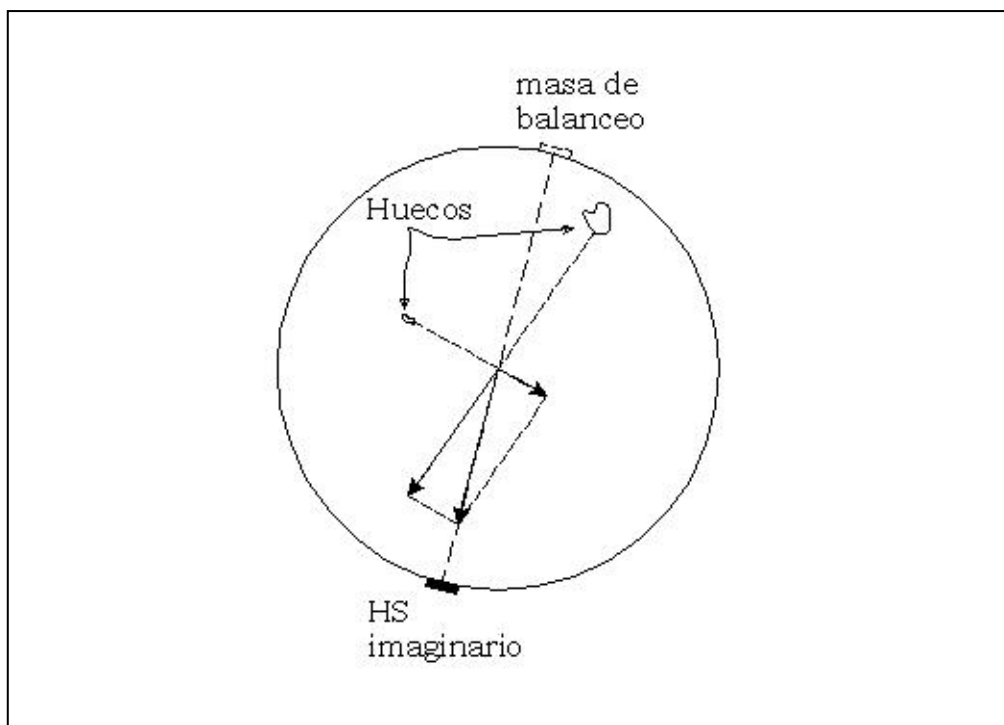
---

## Capítulo 2 - Conceptos y Definiciones de Balanceo

### Definición de desbalance

Una definición de desbalance podría ser que es una distribución no homogénea de la masa de un sistema alrededor de su centro de rotación. Otra definición es que el desbalance es la condición que existe en un rotor cuando fuerzas de vibración o movimiento es impartida a sus cojinetes como resultado de la fuerza centrífuga.

Al observar la Figura 3 vemos un rotor con 2 huecos. Cada uno de estos huecos puede ser representado por un vector. Cada vector tiene origen en el centro del rotor y apunta hacia el lado opuesto al hueco. Su largo corresponde a la masa adicional que hay en ese lado.



**Figura 3 : Rotor con 2 huecos. Vemos los vectores que representan a estos huecos y el HS imaginario**

---

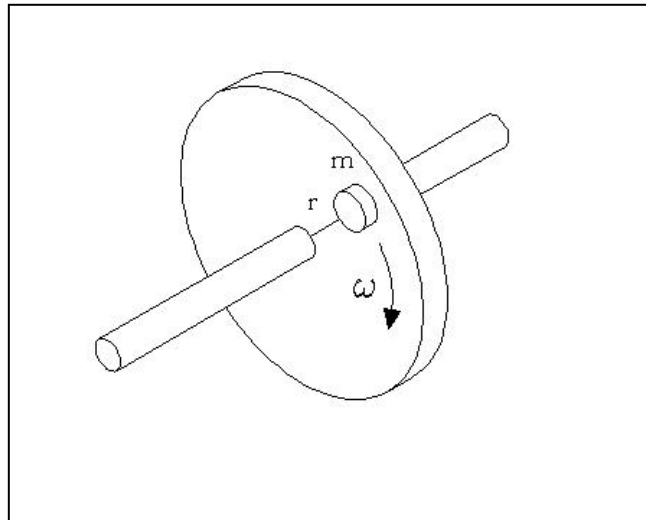
Podemos sumar 2 vectores utilizando la regla del paralelogramo de forma que este vector resulte ser la suma de los efectos de los 2 huecos. Este vector resultante define lo que se denomina imaginariamente “heavy spot”(HS). Este HS tiene la dirección del vector resultante y está centrado sobre su “línea de acción”. El peso del HS corresponde al largo del vector resultante.

El proceso anterior puede ser extendido en forma general a un gran número de huecos (inclusiones, variaciones de masa, etc). En general, el desbalanceo está distribuido sobre todo el rotor. Sin embargo, toda esta distribución no homogénea de masa puede representarse con un solo e imaginario HS en una determinada posición. Este HS “tira” del rotor causando que el eje se flexione y se generen fuerzas sobre los cojinetes. Estas fuerzas cíclicas sobre los cojinetes son las vibraciones que se miden para balancear.

El propósito del balanceo es determinar la magnitud de este HS y donde está. La aplicación de un peso igual pero ubicado a  $180^\circ$  (opuesto al HS) dará como resultado que el rotor gire más suavemente, reduciendo la vibración.

## **Fuerzas centrífugas**

La fuerza centrífuga ( $F_c$ ) es la fuerza que causa la vibración debido al desbalance. El desbalance existe en un rotor ya sea que esté girando o quieto. Sin embargo la fuerza centrífuga solo se genera cuando el rotor comienza a girar. La Figura 4 muestra una masa sobre un disco rotante. Esta masa puede considerarse como el HS imaginario, que es la suma vectorial de una distribución de masa no uniforme, por lo cual, la localización del HS no resulta obvia.



**Figura 4 : Masa sobre un disco rotante**

La rotación es el fenómeno físico que genera la fuerza centrífuga. Cuando la rueda esta girando, la fuerza centrífuga es una fuerza rotante constante en el marco de referencia del eje o del rotor, pero aparece como una oscilación sobre una marco de referencia fijo. La magnitud de esta fuerza es:

$$F = m.r.\omega^2 \quad \text{Ec. 1}$$

Donde

$F_c$  = fuerza centrífuga

$r$  = radio desde el centro de rotación

$w$  = velocidad angular [rad/seg]

Notamos que la  $F_c$  es linealmente proporcional a la masa y al radio, pero es proporcional al cuadrado de la velocidad. Es decir que si la masa o el radio se duplican, la  $F_c$  se duplica, mientras que si la  $w$  se duplica, la  $F_c$  se cuadruplica..

---

## Medición del desbalance

Un balanceo perfecto es imposible de obtener. Además, es imposible de medir ya que para esto debe existir una fuerza a la cual medir y que es creada debido el desbalance. Mientras mejor sea el balanceo, la fuerza oscilatoria se hace más pequeña

Si incrementamos la velocidad, un desbalance pequeño causa una fuerza mucho mayor y por lo tanto una mayor vibración.

Existen dos formas de reportar el desbalance. Una es midiendo el efecto (la vibración), y la otra es una medición del HS. La medición de vibraciones es utilizada en el campo de trabajo y da una idea de los efectos de la fuerza centrífuga. La medición del HS es utilizada en las maquinas de balanceo y es simplemente una expresión de la cantidad de peso (HS) y su distancia al centro de rotación. En este caso el desbalance se expresa generalmente en gramos por milímetro.

## Desbalance Estático

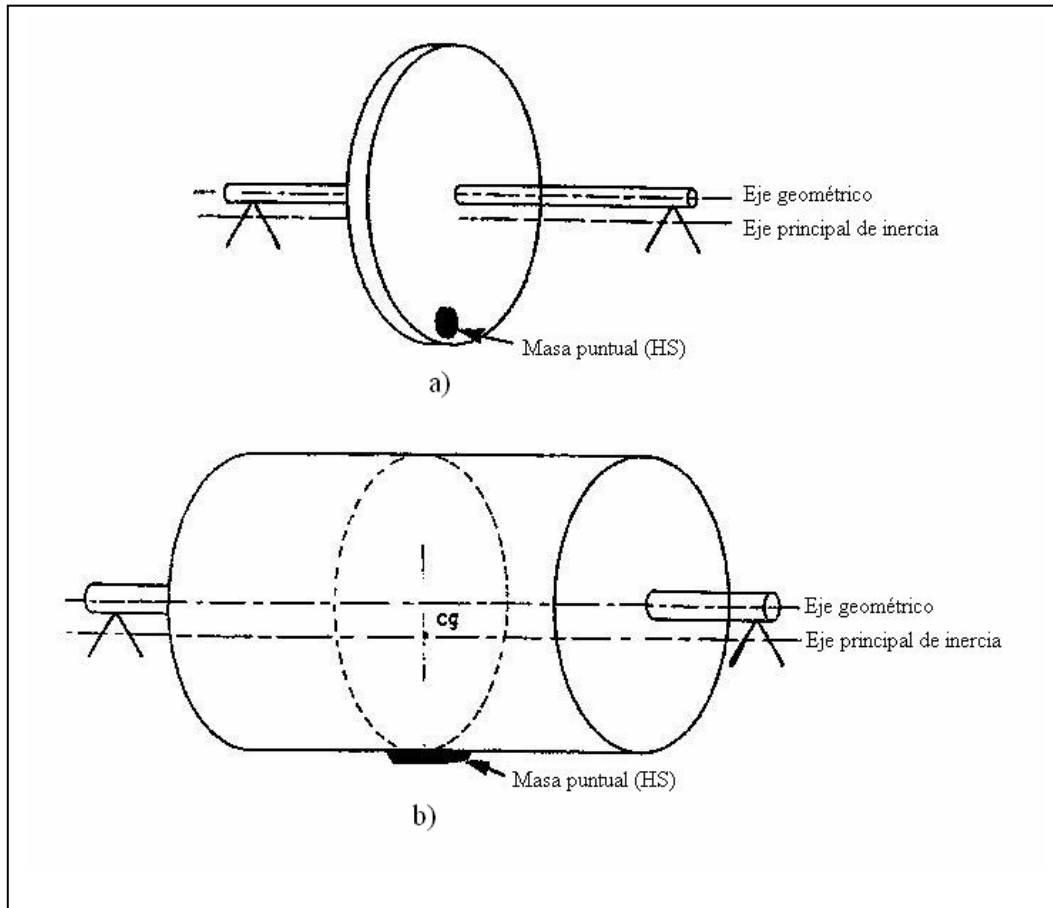
Desbalance estático es cuando el eje principal de masa es desplazado paralelamente al eje geométrico del rotor. El eje principal pasa a través del centro de gravedad si la distribución de masa es homogénea.

El HS esta en el mismo plano que el centro de gravedad del rotor. La Figura 5 a) ilustra el desbalance estático sobre un disco y la Figura 5 b).el desbalance estático en un rotor con forma de cilindro.

Un desbalance estático puro es realmente muy raro. Sin embargo toda condición de desbalance tiene una componente estática. Desde esta perspectiva, el desbalance estático es el más común de todas las formas de desbalance. **En una condición de desbalance**

---

**estático puro, la amplitud de la vibración y la fase deben ser idénticas en ambos cojinetes.** En esta condición el desbalance puede ser corregido con una masa simple a 180 grados opuestos al HS.



**Figura 5: Desbalance estático en un disco delgado y en un rotor cilíndrico.**

### **Desbalance cuasi-estático**

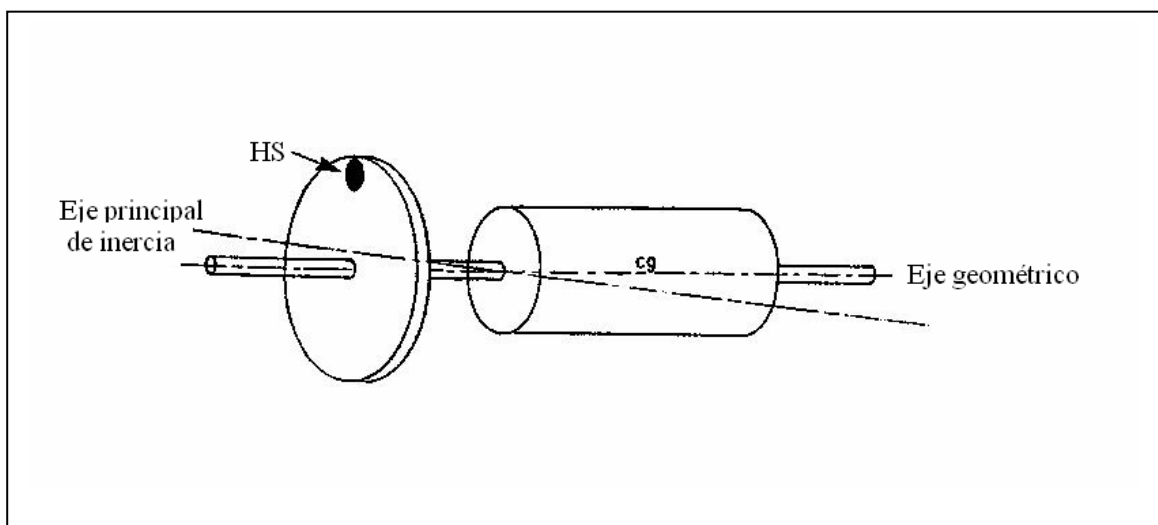
Desbalance cuasi-estático es la condición por el cual el eje principal intersecta la línea central del eje en un punto distinto al centro de gravedad. La diferencia mas importante para el desbalance cuasi-estático es que el eje principal de inercia no es paralelo a la línea central del eje. Desde un punto de vista práctico, el desbalance cuasi-estático



---

puede considerarse como un problema de balanceo en un plano, con la simple distinción de que el desbalance no esta en el plano que contiene al centro de gravedad

Esta condición es común en motores con poleas, donde el motor está balanceado pero la correa esta desbalanceada. Esto es caracterizado por un HS que no se encuentra en el plano del centro de gravedad y puede ser corregido con una sola masa de corrección si el plano de desbalance es conocido. La Figura 6 ilustra una condición de desbalance cuasi-estático.

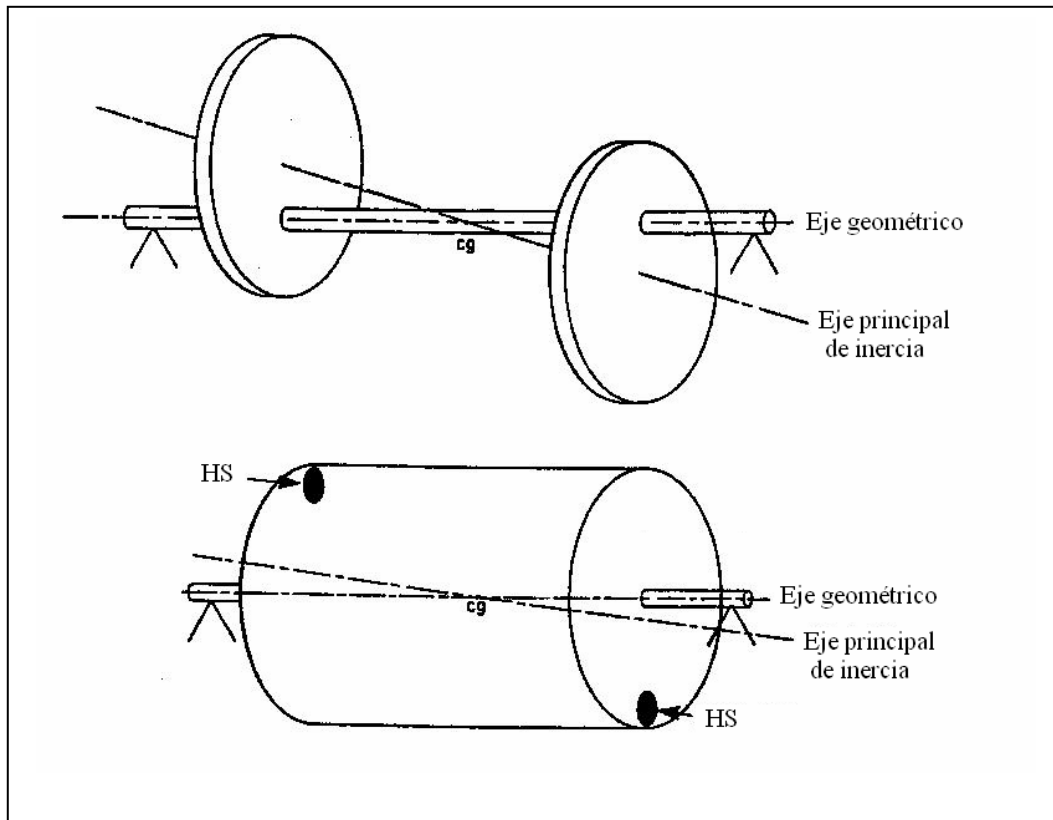


**Figura 6 : Desbalance cuasi-estático.**

Desde otro punto de vista, el desbalance cuasi-estático puede ser visto como una especie de desbalance estático “sucio”. Aunque es un desbalance en un plano, causa efectos dinámicos con una componente estática y una cupla. Esta componente de cupla aparece del momento generado respecto al centro de gravedad.

### **Desbalance por Par de Fuerzas (CU)**

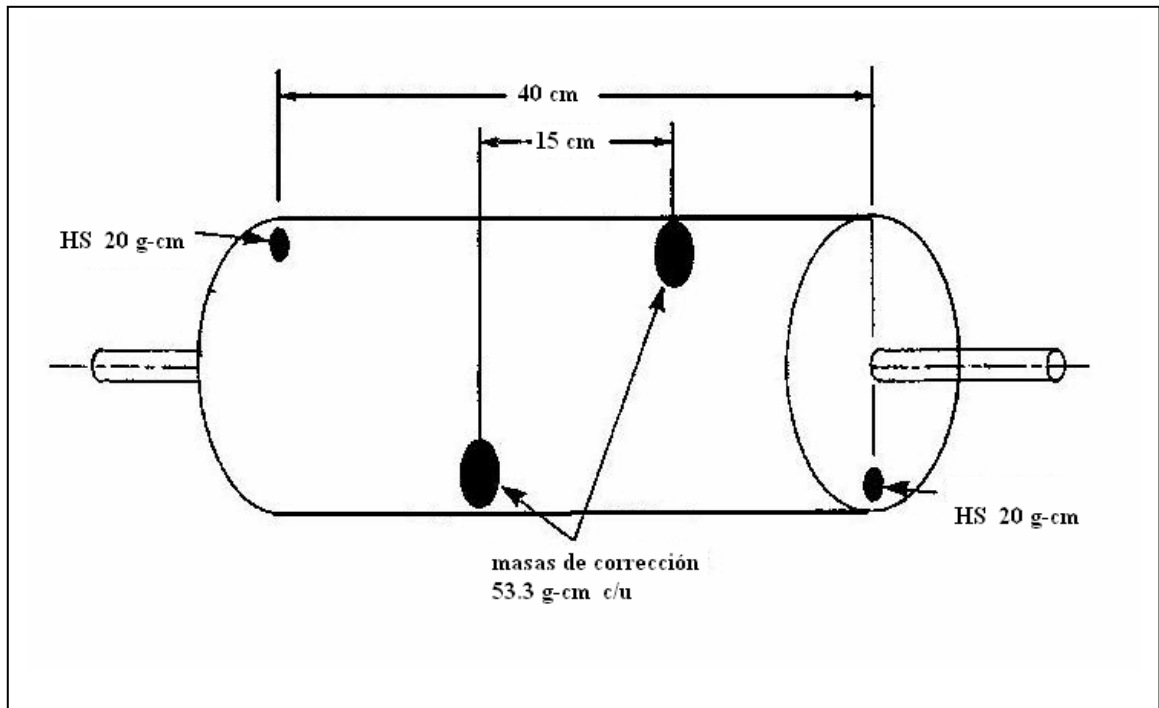
Este CU aparece cuando el eje principal de inercia intersecta a la línea central del eje en su centro de gravedad. La aparición de productos de inercia son sinónimos de CU.



**Figura 7: Casos de desbalance por par de fuerzas.**

Rara vez este CU aparece aislado. El CU se ve en la Figura 7. En CU, hay dos HS iguales a  $180^\circ$  sobre los extremos del rotor. No necesariamente tienen que estar en el extremo, sino que pueden encontrarse en cualquier lugar a lo largo del rotor y mientras mayor sea su separación, mayor desbalance producen. **Sin tener en cuenta la posición axial del desbalance, la magnitud de las fuerzas sobre los cojinetes son iguales. Es decir que la fuerza de reacción sobre un cojinete es igual a la del otro. Si los soportes de los cojinetes tienen igual rigidez, entonces las amplitudes de vibración también serán iguales.**

Si colocáramos el rotor sobre una superficie sin rozamiento, este no girará, ya que está estáticamente balanceado. Sin embargo cuando rota, las fuerzas centrífugas de los dos HS causan la oscilación del rotor en una forma cónica. **La vibración medida en un cojinete es igual a la del otro, pero desplazada  $180^\circ$**  (suponiendo igual rigidez en los soportes). Concluimos que para detectar CU, la pieza debe estar rotando.



**Figura 8: masas de corrección para un caso de desbalance por par de fuerzas. Notamos que las masas no necesariamente tienen que estar en el mismo plano axial que los HS**

**El CU no puede corregirse con una sola masa. Al menos dos masas son necesarias, en dos planos de corrección.** Si el rotor es rígido, la localización de las masas de corrección no tiene que estar necesariamente en el mismo plano de los HS. Todo lo que se requiere es que el efecto de la cupla sea de la misma magnitud y en la localización radial correcta. Esto se puede ver en la Figura 8

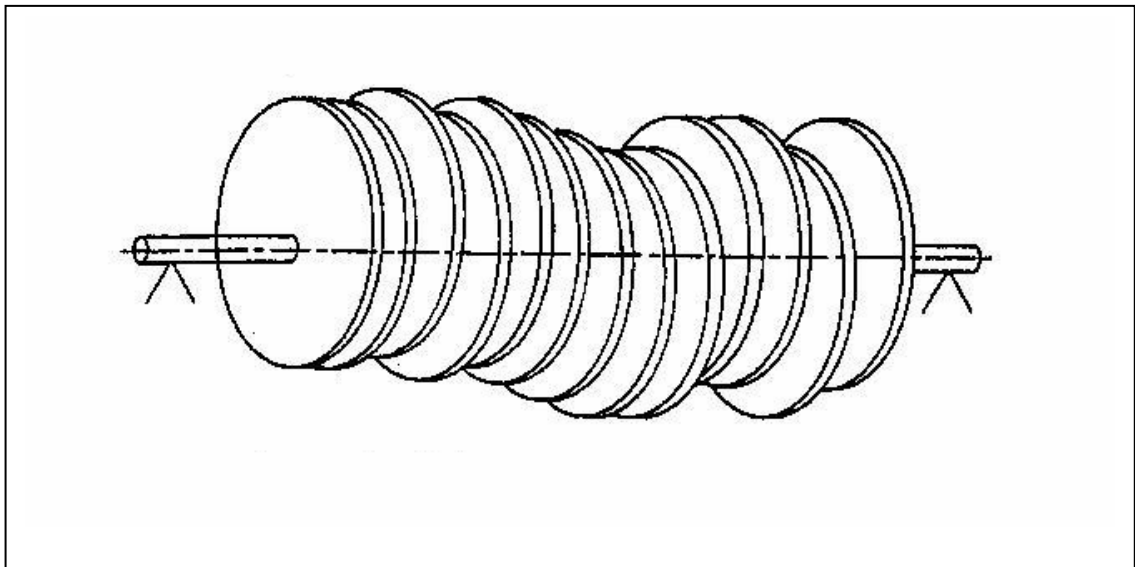
### **Desbalance dinámico**

La situación más típica de desbalance es una combinación de desbalance estático y CU, al que se denomina desbalance dinámico. **En este caso el eje principal de masa y el la línea central del eje rotante no coinciden ni se tocan.**

---

El desbalance dinámico es la situación más común que se puede encontrar en casi todos los rotores. Para detectar correctamente la componente CU, la pieza deberá estar rotando. Las medidas de vibración son de distinta amplitud y desfasadas entre  $0^\circ$  y  $180^\circ$  una respecto de la otra.

Podemos considerar a una pieza rotante como compuesta por una gran cantidad de discos, montados sobre la línea central del eje, pero de forma que su centro de gravedad no coincide con esta línea. Esto lo podemos observar en la Figura 9.



**Figura 9 : El balanceo dinámico puede considerarse como muchos discos que no son concéntricos al eje.**

La distribución axial de los discos causa fuerzas de flexión sobre el eje, sumadas a las fuerzas generadas por el desbalance estático. Si el rotor fuera perfectamente rígido no se flexionaría, pero se genera momentos que tratan de rotarlo en su sentido longitudinal. Aparecen por lo tanto fuerzas radiales de vibración.

El desbalance dinámico de un rotor rígido puede ser corregido con dos pesos en dos planos separados. Los dos pesos no necesariamente tienen que estar separados  $180^\circ$  porque tienen que compensar también el desbalance estático. De hecho, luego de haber balanceado es posible saber el origen mayoritario del desbalanceo que se presentaba originalmente,

---

observando la separación angular de los pesos de corrección: si se encuentran cerca de estar a  $180^\circ$ , el desbalance era originalmente debido a CU. En la mayoría de los casos, la componente de desbalance estático es la más importante, ya que una masa de desbalance estática suele usualmente causar una perturbación mayor en la vibración que el CU.

### **Transposición de planos:**

La transposición de planos es el proceso de mover los dos pesos de corrección de un rotor rígido, a diferentes planos axiales. Esto generalmente requiere un ajuste en el valor de las masas de corrección. El método de transposición de planos solo se puede aplicar una vez que el rotor está balanceado. Con esto se pueden calcular los nuevos planos y los valores de las masas que deben ser colocadas sobre los mismos. Este método se hace conveniente cuando existen solo pocos lugares accesibles donde colocar las masas de corrección

En teoría un peso de corrección estático puede ser reemplazado con otro en un plano diferente más una cupla. También una cupla puede ser reemplazada por otra en un plano diferente si las cantidades son ajustadas convenientemente.

### **Masa de prueba**

Una masa de prueba es una masa que se ubica temporariamente sobre el rotor durante el proceso de balanceo y es utilizada para calibrar los instrumentos de vibración y poder determinar el valor de la masa de corrección y el lugar donde esta debe colocarse. Una vez efectuados estos cálculos, la masa de prueba es removida para colocar la de corrección.

---

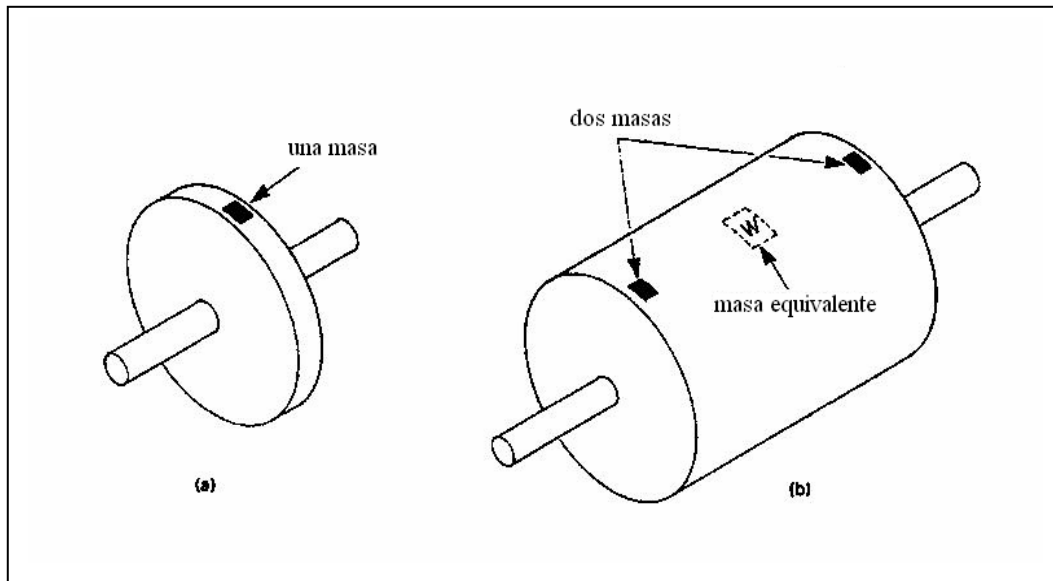
## Capítulo 3 - Balanceo en un plano

### Análisis del Balanceo en un plano

Como su nombre lo indica, el balanceo en un plano es la aplicación de una masa de corrección en un determinado plano para llevar a cabo el balanceo. Este método es siempre aplicable a discos delgados y puede también ser aplicado a grandes rotores si el desbalance es mayoritariamente en un plano. El plano no necesariamente tiene que contener al centro de gravedad. El balanceo cuasi-estático es un caso especial de este tipo.

Este método también puede aplicarse a grandes rotores incluso si las masas han sido distribuidas en dos planos en la misma localización circunferencial. El concepto se clarifica observando la Figura 10. En esta se muestran un disco delgado con un desbalance ilustrado por un HS. Una sola masa de corrección colocada a  $180^\circ$  corregirá este desbalance. En este caso, el balanceo en un plano es obvio. Además se muestra en un rotor cilíndrico dos HS ubicados en dos planos separados, pero el efecto combinado de ambos es equivalente a un solo HS en la posición  $w$ . No hay separación angular entre los HS. De forma análoga, las masas de corrección pueden ser distribuidas sobre todo el rotor como varias masas cuyo efecto total sea la suma de las masas individuales. La razón para distribuir los HS puede ser simplemente que no resulta práctico adherirlo en la posición  $w$ , o que no es deseable hacerlo por consideraciones fluido-dinámicas.

**La característica más importante del balanceo en un plano es que solo puede corregirse el desbalance estático. No puede hacer nada para corregir el CU.** Como sabemos, las situaciones reales son una combinación de desbalance estático y CU, por lo que el balanceo en un plano corregirá la porción estática.



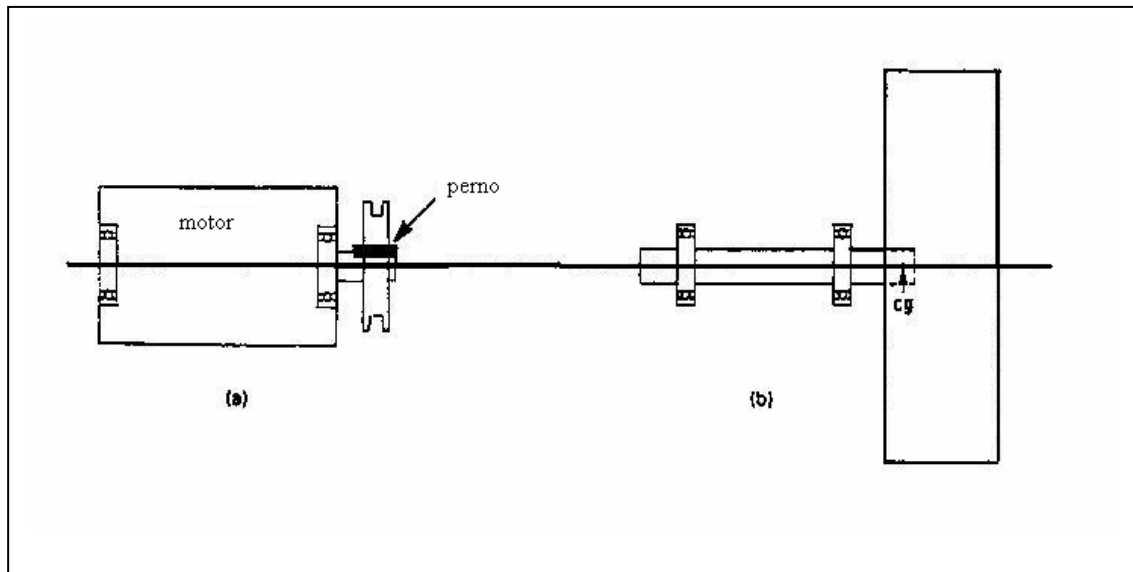
**Figura 10: ejemplos de rotores que se pueden balancear en un plano.**

Todo balanceo realizado sin rotar la pieza es balanceo en un plano. Como reglas generales, el balanceo en un plano resulta apropiado cuando:

- El rotor es rígido
- Las amplitudes de vibración sobre cada cojinete son similares
- Los ángulos de fase sobre cada cojinete son similares (es decir que difieran por menos de  $30^\circ$ )

**El balanceo en un plano puede ser utilizado para mejorar las condiciones de vibración aunque no se cumplan los puntos especificados arriba. Estas definen una condición mayoritaria de desbalance estático cuando la respuesta del sistema sobre cada cojinete es lineal**

Para casos especiales, como los ilustrados en la Figura 11, el balanceo en un plano puede ser altamente efectivo, incluso sobre rotores largos si las masas de corrección pueden ser ubicadas muy cerca del plano donde se encuentran los HS.



**Figura 11 : Casos especiales donde el balanceo en un plano puede ser muy efectivo.**

### **Hipótesis para el balanceo en un plano**

El balanceo en un plano descrito en este capítulo es un cálculo vectorial. Deben hacerse algunas suposiciones concernientes a la física del sistema rotante para que este método sea válido:

- La amplitud de vibración tiene una relación lineal con la masa de desbalance.
- La fase permanece constante para todas las amplitudes.
- Las mediciones son solamente afectadas por las fuerzas de desbalance y no esta influenciada por otras perturbaciones.

Las suposiciones 1 y 2 especifican que no hay resonancia en el sistema. La suposición 3 requiere que el desbalance sea el efecto dominante y también que los errores de medición son despreciables. **Teniendo en cuenta esto, el 70 % de los problemas de desbalance pueden ser corregidos mediante el balanceo en un plano.**



---

## **Procedimiento**

Una de las cosas más importantes es tomar las mediciones cuando la máquina esta operando en una configuración estable, que sea representativa de operación normal. Deberá estar térmicamente estabilizada y operando bajo cargas normales. La amplitud de la vibración medida debería ser relativamente estable o variando no mas de un 30 %. Igual condición se requiere para la fase. Un cambio en la amplitud y la fase indica que algún otro problema esta afectando la medición.

Las fuerzas de desbalance dependen de la distribución de la masa, de la velocidad, del radio y del cuadrado de la velocidad. No dependen de la temperatura ni de las cargas aplicadas.

Los pasos a seguir en el balanceo son los siguientes:

1. Medir la amplitud de la vibración y el ángulo de fase respecto a un punto arbitrario del rotor (trigger)
2. Parar el motor y colocar una masa de prueba
3. Girar nuevamente la pieza y medir Amplitud y fase con la masa de prueba
4. Calcular con estos datos la ubicación de las masas de corrección (y su magnitud)
5. Parar el motor, sacar la masa de prueba y colocar la de corrección.
6. Girar nuevamente la pieza y medir la amplitud de la vibración. Si no es suficiente, repetir el procedimiento

**El paso 3 es muy importante. El propósito de adherir una masa de prueba al sistema es cambiar la condición de desbalance original y medir la respuesta del sistema.** Este paso lo que hace es “calibrar” las medidas de balanceo. Esta calibración es necesaria porque existe una “impedancia” mecánica y un tiempo de retraso.

---

La impedancia mecánica es la atenuación que sufren las fuerzas de vibración al viajar a través del material y las juntas. El HS causa una fuerza centrífuga, y esta es la fuerza que queremos reducir. Esta fuerza debe viajar a través del rotor, del eje, de los cojinetes y llegar al transductor para que este pueda medir su efecto. En este “viaje” generalmente la fuerza se atenúa

El tiempo de retardo es menos conocido. Una medición de un determinado ángulo de fase no es exactamente la localización del HS. Debemos tener en cuenta el tiempo del viaje de esta fuerza a través de la estructura. La fuerza centrífuga proveniente del HS debe viajar a través del material a la velocidad del sonido. Todo esto toma tiempo y hace que en realidad el HS ya haya pasado cuando el transductor tome la medición.

El circuito electrónico utilizado para tomar las mediciones también introduce un corrimiento en la fase. Esto se debe a que contiene capacitores y amplificadores. Este tiempo de retardo se suma al originado mecánicamente. En consecuencia, la localización del HS no puede ser calculada con la sola medición de la vibración. El método de colocar una masa de prueba es un paso obligado, que debe realizarse para cada máquina separadamente. La respuesta del rotor a la combinación del desbalance producido por la masa de prueba y el original es lo que se necesita para calibrar y realizar los cálculos.

### **Selección de la masa de prueba**

¿Cuan grande debe ser la masa de prueba?. La masa de prueba debe ser lo suficientemente grande como para producir un cambio en la amplitud de vibración, pero no tanto como para causar algún daño por vibración excesiva. Un criterio común es seleccionar una masa de prueba que produzca una fuerza de desbalance de un 10 % del peso del rotor. Utilizando este criterio, la carga dinámica adicional debido a la masa de prueba no debe exceder un 10 % de la carga estática. La siguiente ecuación se utiliza para el cálculo de la masa de prueba en unidades del SI:

---


$$M_p = 321.7 \cdot \frac{W_r}{N^2 r} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde  $M_p$  es la masa de prueba en gramos,  $W_p$  es la masa del rotor en Kg.,  $r$  el radio al que esta ubicada esta  $M_p$  en mm y  $N$  la velocidad de rotación del eje en r.p.m.

## Cálculos

Para determinar la magnitud de la masa de balanceo y su posición, primero se mide el desbalance inicial y se determina un vector representativo "O" de módulo igual a la amplitud de la señal medida y ángulo igual a la fase determinada por el algoritmo DFT. Luego, se coloca una masa de prueba  $m_t$  a una distancia del eje conocida. La señal así obtenida se representa por el vector  $P + O$  resultante del desbalance inicial más el nuevo dado por la masa de prueba. Ver Figura 12: Esquema vectorial para el balanceo en un plano.

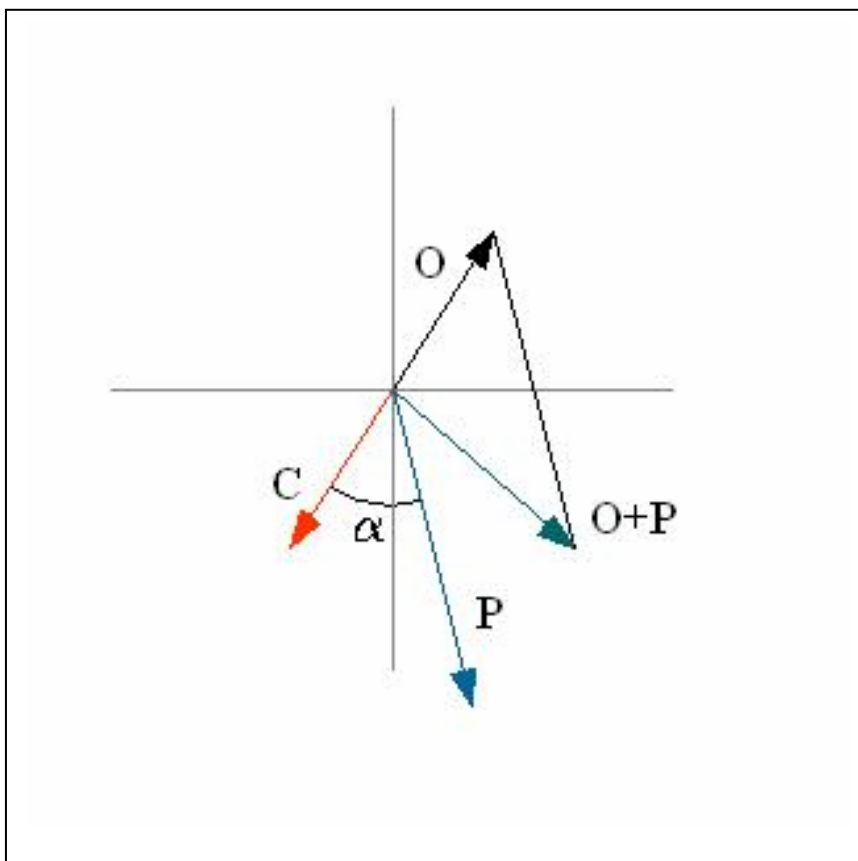
Para establecer una relación entre las mediciones de tensión y el desbalance, a fin de determinar las masas de balanceo, se calcula la diferencia vectorial entre  $O$  y  $O+P$ , obteniendo  $T$ . El factor de escala ( $f$ ) que relaciona  $mV$  y  $g$  (a  $r$  constante) queda determinada por la relación:

$$f = \frac{|P|}{m_p} \quad \text{Ec. 3}$$

Por lo tanto, para balancear el sistema es necesario colocar una masa de valor:

$$m_c = \frac{m_p}{|P|} \cdot |O| \quad \text{Ec. 4}$$

y formando un ángulo  $\alpha$  con la masa de prueba. Notar del esquema vectorial que este sería el vector  $C$ , que tiene sentido opuesto al desbalance inicial, de forma que su suma vectorial sería nula. Esta situación en la cual la suma vectorial es nula ( $mV$ ) se traduce en un desbalance nulo ( $g$ ).



**Figura 12: Esquema vectorial para el balanceo en un plano**

**Al utilizar sensores de disparo (trigger), el sentido de la rotación del eje es importante. La medición de los ángulos se toma como negativa en la dirección de la rotación.**

El método es iterativo. Para esto se puede proceder de dos formas: una es volver a colocar una masa de prueba y efectuar los cálculos con esta nueva “calibración” del sistema. La otra sería utilizar los datos de la masa de corrección como si fuera una masa de prueba. Este segundo método es más rápido y se puede efectuar tantas veces como sea necesario, siempre que se logre una reducción de la vibración. De no ser así, posiblemente se haya llegado al límite de este método de balanceo o la respuesta del sistema no sea lineal.

---

El paso final en el procedimiento de balanceo es hacer girar el rotor a la frecuencia a la cual se balanceó y medir la amplitud de la vibración para verificar una mejora. En el primer paso es típico obtener una reducción de la vibración de entre el 50 y 90%.

---

## Capítulo 4 - Adquisición y Procesamiento de los datos

### Adquisición de Datos

La adquisición y procesamiento de las señales de desbalance se realizó utilizando una PC, a la cual se le instaló una placa de adquisición ADQ-12 de la empresa MicroAxial. Las características principales de esta placa son que trabaja con un conversor AD de 12 bits, posee 16 canales, de los cuales se utilizaron 2, 5 canales digitales (se utilizó 1 para el circuito de disparo), 3 contadores, de los cuales se utilizó 1 para efectuar la medición de frecuencia y estimar el tiempo de muestreo. Además se contaba con un osciloscopio para verificar la onda de desbalance y un generador de señal para hacer las pruebas necesarias y caracterizar el sistema.

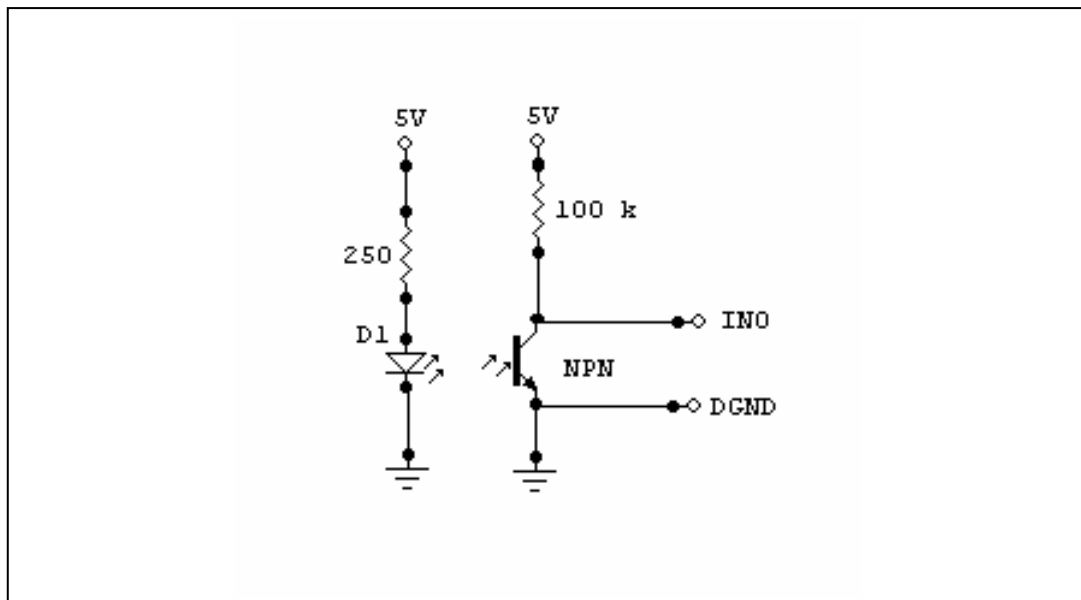
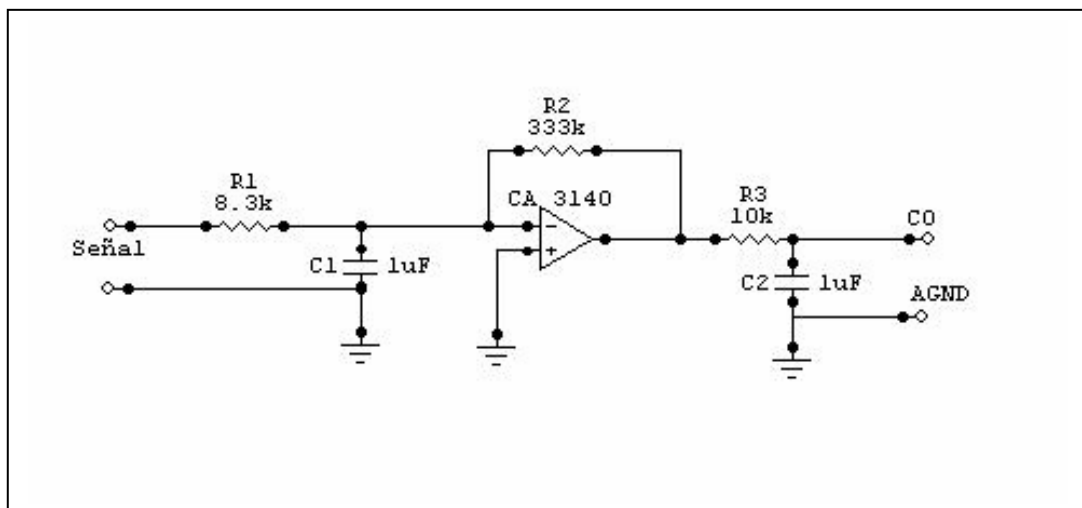


figura 13: circuito de disparo

---

El circuito de disparo puede observarse en la figura 13 se implementó con un optoacoplador reflectivo. El mismo consta de un led infrarrojo y un fototransistor que se colocan en posición perpendicular al eje. A este último se lo “pinta” con un marcador de color negro. Cuando la parte pintada del eje pasa frente al led, la emisión del mismo se interrumpe, otorgando un alto en la señal. Esto genera una onda cuadrada que es la que entra a la placa de adquisición. El circuito se implementó en una pequeña plaqueta que toma la alimentación de la placa de amplificación y filtrado. Las salidas del circuito son IN0, que es una de las entradas digitales de la placa, y DGND es la masa digital de la misma.

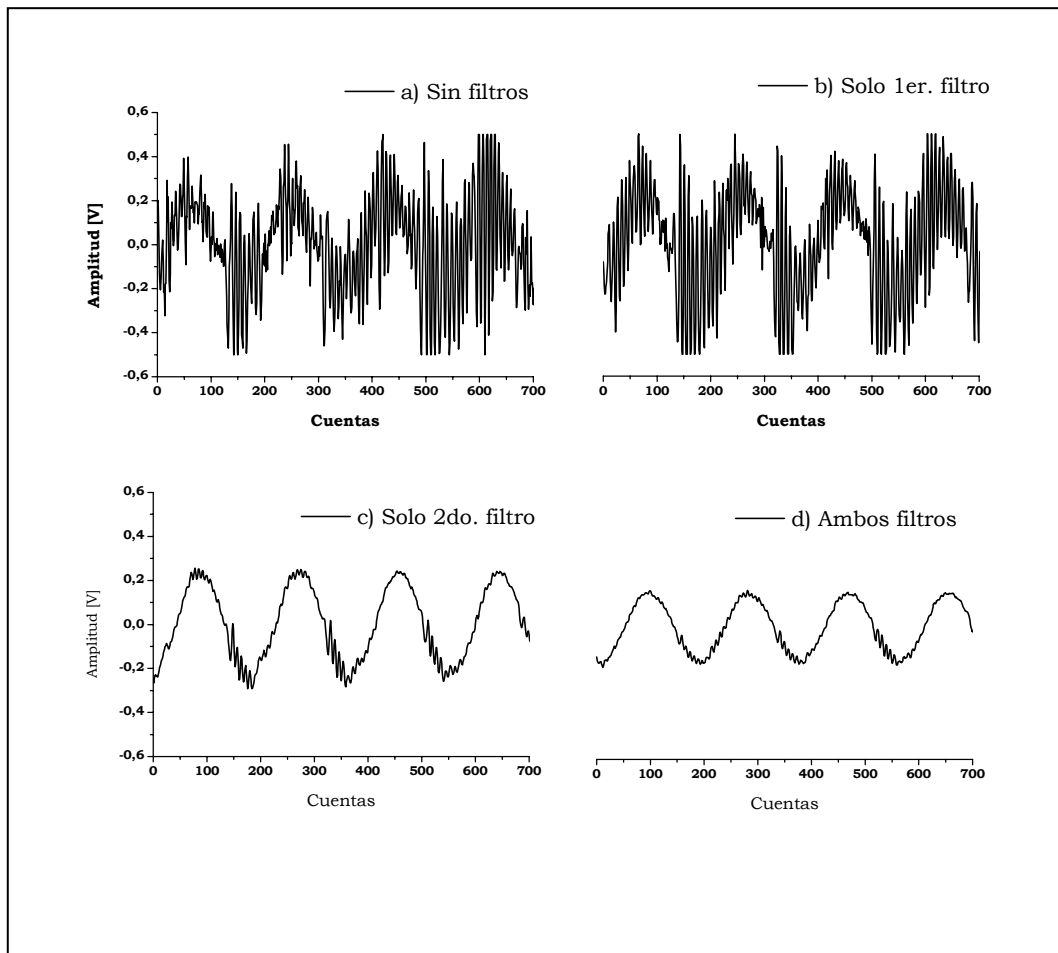
Con el objeto de disminuir el ruido de origen electrónico y/o mecánico, se utilizó un circuito que amplifica y filtra la señal. Dicho circuito se puede ver en la Figura 14 donde observamos 2 filtros pasa-bajos y un amplificador. Las salidas del circuito son : C0, que es una de las entradas digitales de la placa de adquisición, y AGND, que es la masa analógica de la misma.



**Figura 14: circuito de amplificación y filtrado.**

Las vibraciones son captadas por dos acelerómetros, y la señal se deriva al circuito (del lado izquierdo en la figura). Los filtros pasa bajos tienen un frecuencia de

corte de 20 Hz y los amplificadores una ganancia de 40. Tanto la frecuencia de corte como la ganancia se eligieron en base a efectuar pruebas con el sistema y seleccionarla mejor opción. Vemos en la Figura 15 gráficos obtenidos con distintas configuraciones de filtros. En la Figura 15 a) vemos los datos obtenidos con las señal proveniente de los transductores sin filtrar y pasando por el amplificador. Notamos una señal muy ruidosa. Luego, observamos la Figura 15 b) la cual se obtuvo colocando un filtro pasa bajos con una frecuencia de corte de 20 Hz antes del amplificador. Vemos que la señal todavía no es clara. Posteriormente colocamos el mismo filtro después del amplificador, Figura 15 c), y observamos ya una señal bastante clara. Por último, se procedió a colocar dos filtros, uno a la entrada del amplificador y otro a la salida. La onda obtenida se puede ver en la Figura 15 d). Esta es la configuración que se terminó utilizando.



**Figura 15: Comparación de los datos obtenidos con distintas configuraciones del circuito de filtrado**



---

Cabe destacar que se construyó una plaqueta con dos circuitos de amplificación y filtrado como el descrito, a los efectos de tomar la señal de dos acelerómetros, y además, se implementó en la misma la entrada para la señal de disparo proveniente del optoacoplador.

### **Utilización de la transformada discreta de Fourier (DFT)**

La Transformada Discreta de Fourier (DFT), se utiliza para hacer una aproximación al espectro de la señal analógica. Básicamente la se encarga de transformar una señal del dominio del tiempo, al dominio de la frecuencia, de donde se puede realizar su antitransformada y volver al dominio temporal.

El trabajo con la señal en frecuencia, no solo sirve como información, sino que se puede modificar, de forma que es ampliamente utilizada en filtros, procesado de la imagen y el sonido, comunicaciones (modulaciones, líneas de transmisión, etc.) y otro tipo de aplicaciones más curiosas: estadística, detección de fluctuaciones en los precios, análisis sísmográfico, etc.

La importancia de DFT estriba en que es posible utilizar un algoritmo, llamado FFT (Transformada Rápida de Fourier), que lo realiza de forma eficiente y rápida, ya que reduce el número de operaciones de cálculo

Una primera aproximación (para  $N$  datos de entrada) al cálculo del DFT requeriría la suma compleja de  $N$  multiplicaciones complejas para cada uno de las salidas. En total,  $N^2$  multiplicaciones complejas y  $N^2$  sumas complejas para realizar un DFT de  $N$  puntos. Par la FFT el número de operaciones será de  $N \cdot \log_2 N$ . Lo que consigue el algoritmo FFT es simplificar enormemente el cálculo del DFT introduciendo “atajos” matemáticos para reducir drásticamente el número de operaciones.

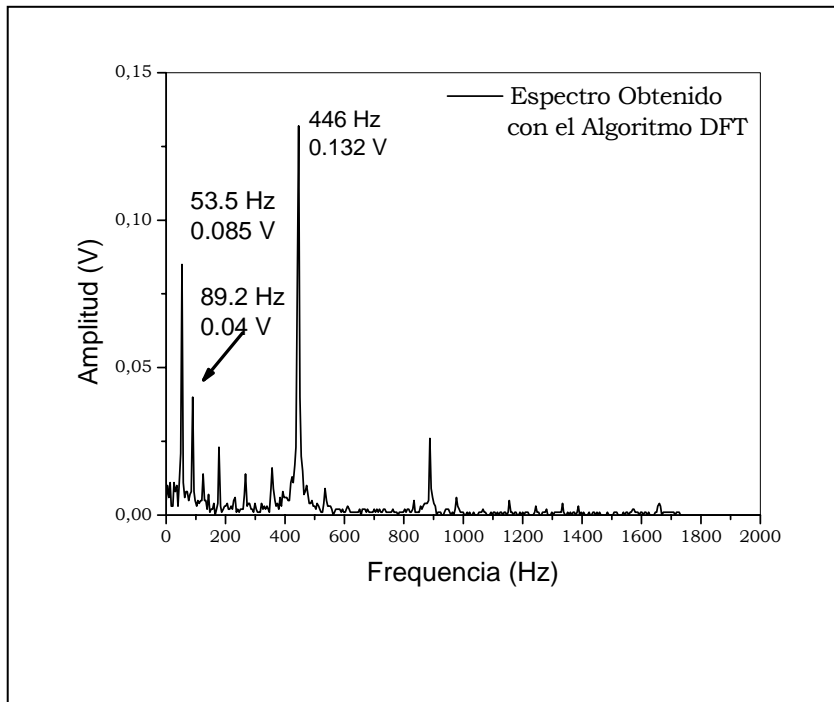
---

Para pequeños valores de  $N$ , la diferencia puede parecer pequeña, pero para valores grandes la diferencia es enorme. Para un conjunto de 1024 puntos, el número de multiplicaciones en un FFT es aprox. 5000 mientras que para una DFT normal es de aprox.  $10^6$ . Esto se refleja en una gran disminución del tiempo de cálculo.

Un ejemplo de representación en frecuencia, puede ser el ecualizador de un equipo de música. Las barritas que suben y bajan, indican las diferentes componentes frecuenciales de la señal sonora que se está escuchando. Esto lo hace un integrado que realiza precisamente la FFT.

Existen dos cosas importantes a tener en cuenta al momento de utilizar el algoritmo de cálculo de la FFT. La primera es que este algoritmo supone que los datos que recibe son provenientes de una onda periódica. En caso de que esto no suceda, ocurre lo que se denomina “leakage”, que consiste en que las componentes originales de la señal se distorsionan hacia las nuevas componentes de la señal, con lo que se obtiene una representación distorsionada del espectro en frecuencia de la señal. Para evitarlo, se debe muestrear un número entero de periodos, o bien utilizar alguna de las ventanas espectrales (ventana de Hamming, Blackman, Hanning etc) que disminuyen este efecto. Podría ocurrir que no conociéramos el periodo de la señal de la cual queremos calcular el FFT. En ese caso se muestrea una señal de duración lo más larga posible. De esta forma, se reduce el “leakage” y el espacio entre frecuencias obteniéndose una buena estimación del espectro original.

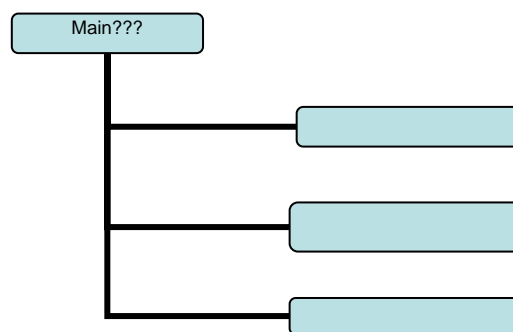
El segundo es que el número de datos a ingresar debe ser potencia de dos ( $2^n$ ). Ambos requerimientos no pueden ser solucionados en forma práctica con los elementos que se disponen y el algoritmo FFT no funciona correctamente en caso de no ingresar un número  $2^n$ . Por este motivo se decidió utilizar la DFT para obtener los datos de Amplitud y Ángulo de Fase de la señal de desbalance, aunque este tiene claramente una desventaja en el tiempo que se tarda en hacer los cálculos..



**Figura 16: Espectro de frecuencias calculada utilizando el algoritmo de la DFT.**

Vemos en la Figura 16 el espectro en frecuencia de la onda obtenida del sistema de balanceo obtenido mediante el algoritmo DFT, cuando el sistema estaba girando a 53 Hz (aproximadamente 3000 r.p.m.). Notamos que la amplitud de la frecuencia 1X es menor que la amplitud medida para 446 Hz.

### Diagrama de flujo del Programa



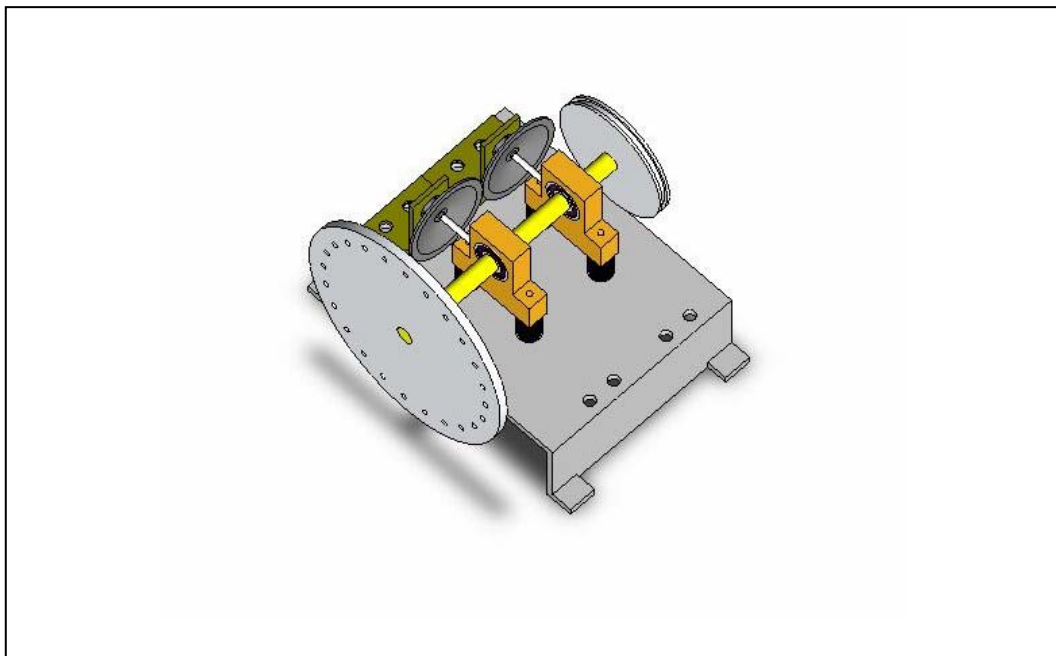
---

## Capítulo 5- Dispositivo experimental

### Desarrollo del dispositivo de balanceo

A los efectos de llevar a cabo el balanceo en un rotor similar al del prototipo de nanoturbina de gas desarrollada en la División D.A.E.E. se construyó un dispositivo experimental.

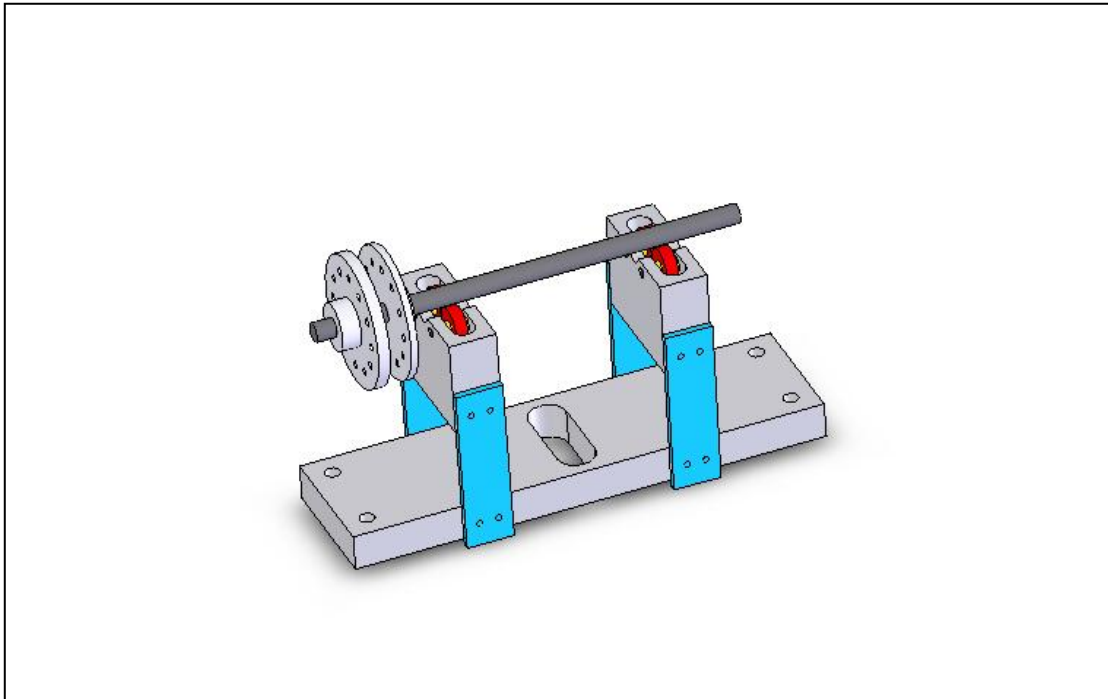
En primer lugar se tomaron las ideas que surgieron de un trabajo práctico de la materia Laboratorio II. En dicho trabajo se utilizó un dispositivo como el de la Figura 17. Vemos que los transductores utilizados en esta ocasión fueron parlantes, es decir que para medir el desbalance fueron aprovechadas las vibraciones para mover la bobina de un parlante e inducir una tensión que era lo que finalmente se medía.



**Figura 17: Primer dispositivo experimental utilizado en el Laboratorio de Ingeniería**

---

De la experiencia con este sistema surgió la necesidad de diseñar un dispositivo de forma que exista una amplificación mecánica de la señal de desbalance y que además pueda balancear un rotor del tamaño del prototipo de nanoturbina de gas. Para esto se diseñó y mandó a fabricar el aparato cuyo esquema puede verse en la Figura 18. En el mismo se puede observar una base y dos carcasas con 2 rulemanes cada una. Estas están sostenidas por cuatro flejes. Estos flejes se fabricaron con pedazos de acero hojas de sierra circular ya que lo que se necesitaba era un material muy elástico y resistente.



**Figura 18: Esquema del sistema de balanceo diseñado**

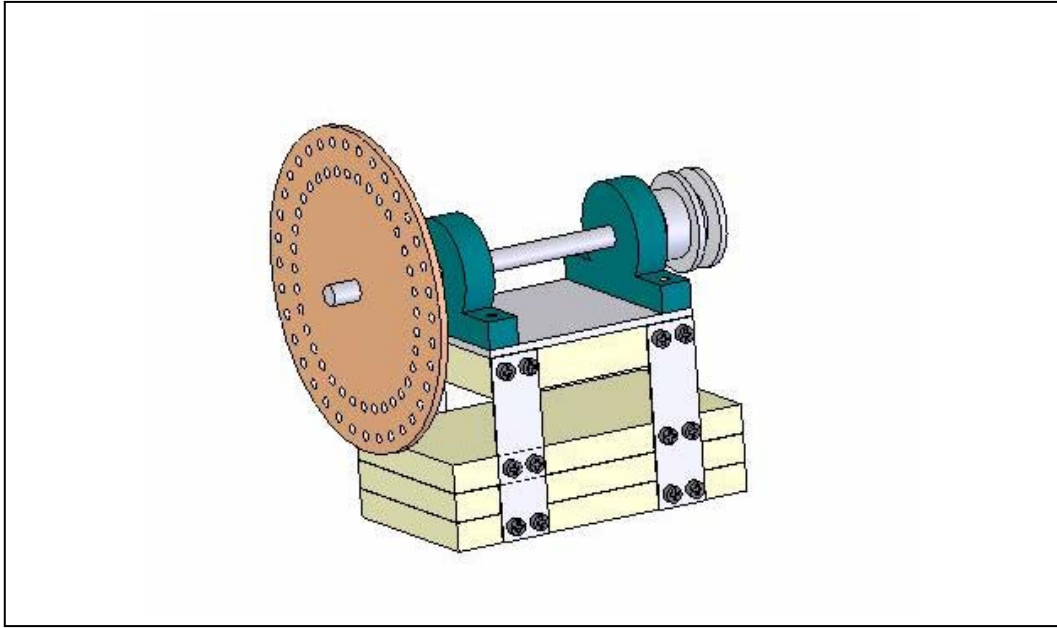
Del lado izquierdo de cada carcasa se efectuaron agujeros roscados para sostener los acelerómetros. Además la base se construyó con un agujero para pasar una correa que llegue a la polea de un motor. Esta correa debe ajustarse lo suficiente como para que el eje no comience a separarse de los rulemanes debido a la vibración excesiva.

---

Además, el rotor consta de dos discos de 55 mm de diámetro, con 12 agujeros ubicados en forma simétrica. Tanto el eje como los discos tienen un tamaño y peso similar al del prototipo de nanoturbina de gas ( $m=0.150$  Kg –  $L=180$  mm). El eje es de acero inoxidable y los discos, la carcasa y la base son de aluminio. Los agujeros se utilizan para colocar las masas de prueba y corrección.

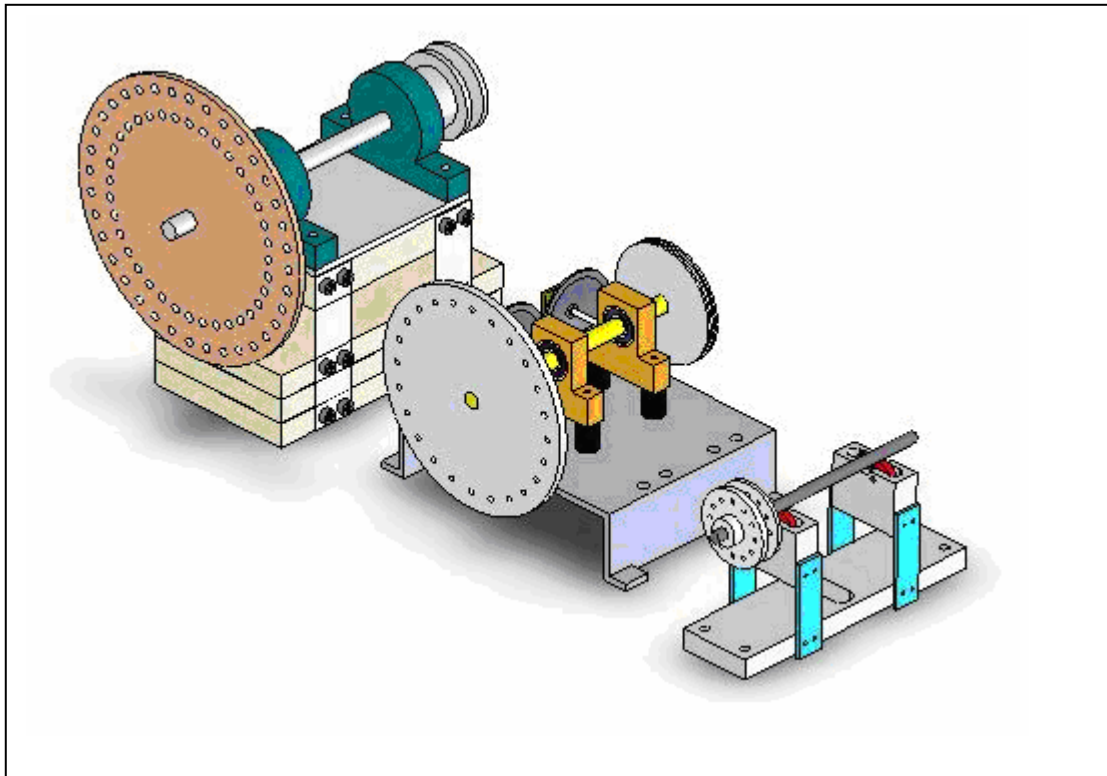
Sin embargo, mientras se esperaba por la construcción del nuevo sistema de balanceo, se fabricó el dispositivo de la Figura 19. El rotor tiene una masa de 1.5 Kg y el disco un diámetro de 200 mm. Este dispositivo es de dimensiones bastante mayores a la del sistema que se mandó a fabricar. Sin embargo se utilizó para probar la adquisición de datos, la DFT y el programa de balanceo.

Si nos interiorizamos en los diseños de sistemas de balanceos comerciales, se puede ver que muchos tienen una configuración que amplifica el desbalance en forma mecánica, solo que los flejes son mas largos, ya que en general el procedimiento de balanceo se hace a mas baja frecuencia. En nuestro caso, es necesario efectuar el balanceo a frecuencias altas con lo cual el largo de los flejes es menor, y podemos colocarlos en forma inversa a los diseños comerciales mencionados, logrando además un diseño más compacto.



**Figura 19 : Segundo dispositivo experimental.**

En la Figura 20 : Comparación de tamaños y diseño de los tres sistemas de balanceo que se estudiaronvemos los tres sistemas de balanceo que se analizaron. Podemos apreciar las diferencias en el diseño y en los tamaños. En el sistema de la derecha, vemos que el rotor consta de dos discos, separados por una pequeña distancia. Esto se diseño así para replicar la los rodets contenidos en el prototipo (turbina y compresor).

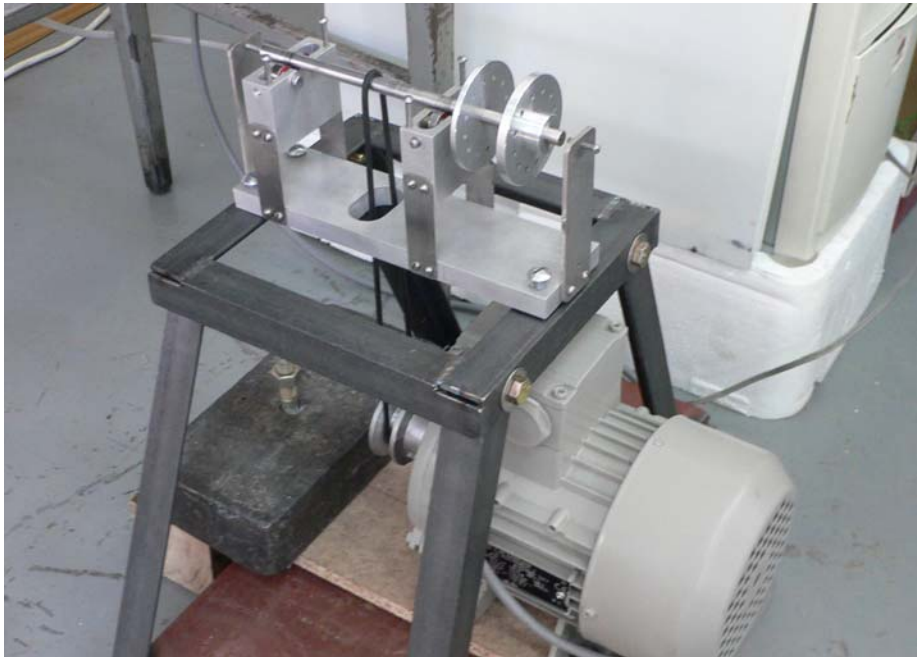


**Figura 20 : Comparación de tamaños y diseño de los tres sistemas de balanceo que se estudiaron**

En la Figura 21 podemos ver una fotografía del sistema de balanceo con el motor y la base. Aquí podemos notar la correa que conecta el motor con el rotor. Esta correa debe estar lo suficientemente tensa para que a la velocidad a la que se va a hacer girar el sistema, este no vibre golpeando los rulemanes.

Cabe destacar que se construyó una base donde se aseguró el sistema de balanceo. El mismo se puede observar en la Figura 21. Vemos que tiene forma de mesita, pero con las patas inclinadas en el sentido en que se mueven los acelerómetros, de forma de lograr una mayor rigidez en esa dirección. Además se soldó a esta base una viga estructural de acero corta, de forma de asegurar una masa grande frente a la masa del motor, para que el movimiento vibratorio del mismo se encuentre sobre un marco muy rígido.





**Figura 21 : Foto del sistema de balanceo instalado. Vemos el motor, que por intermedio de una correa está conectado al rotor.**

Por último, en la Figura 22 vemos una fotografía de todo el dispositivo experimental. En esta foto se ve una fuente, la plaqueta construida, un osciloscopio que se utilizaba para comparar la señal y el motor con la base y el dispositivo de balanceo. Vemos además la PC utilizada para adquirir los datos.



**Figura 22: Fotografía del sistema experimental.**

---

## Capítulo 6 - Caracterización del sistema

En este capítulo se desarrollará un estudio estadístico efectuado sobre las mediciones de frecuencia, amplitud y ángulo de fase. Esto se realizó para una frecuencia de 80 Hz y también para la frecuencia de resonancia (54 Hz). El objetivo es comparar los resultados y analizarlos para determinar si es factible efectuar el balanceo a estas dos frecuencias con los datos obtenidos.

La elección de las dos frecuencias se hizo en base a que para 80 Hz. se observó una onda suficientemente clara como para efectuar el proceso de balanceo y además la medición de fase parecía “a priori” bastante estable. En el caso de la frecuencia de resonancia se elige para tratar de balancear el sistema en un punto tal que se pueda obtener una amplitud muy grande de oscilación a una frecuencia baja. Es decir, tener la máxima amplificación mecánica de la señal.

Por otra parte se tomaron datos de la variación de la amplitud y fase con la masa de prueba a los efectos de caracterizar el sistema.

### **Análisis de los errores estadísticos en las mediciones**

El método que se utilizó para adquirir los datos es el siguiente:

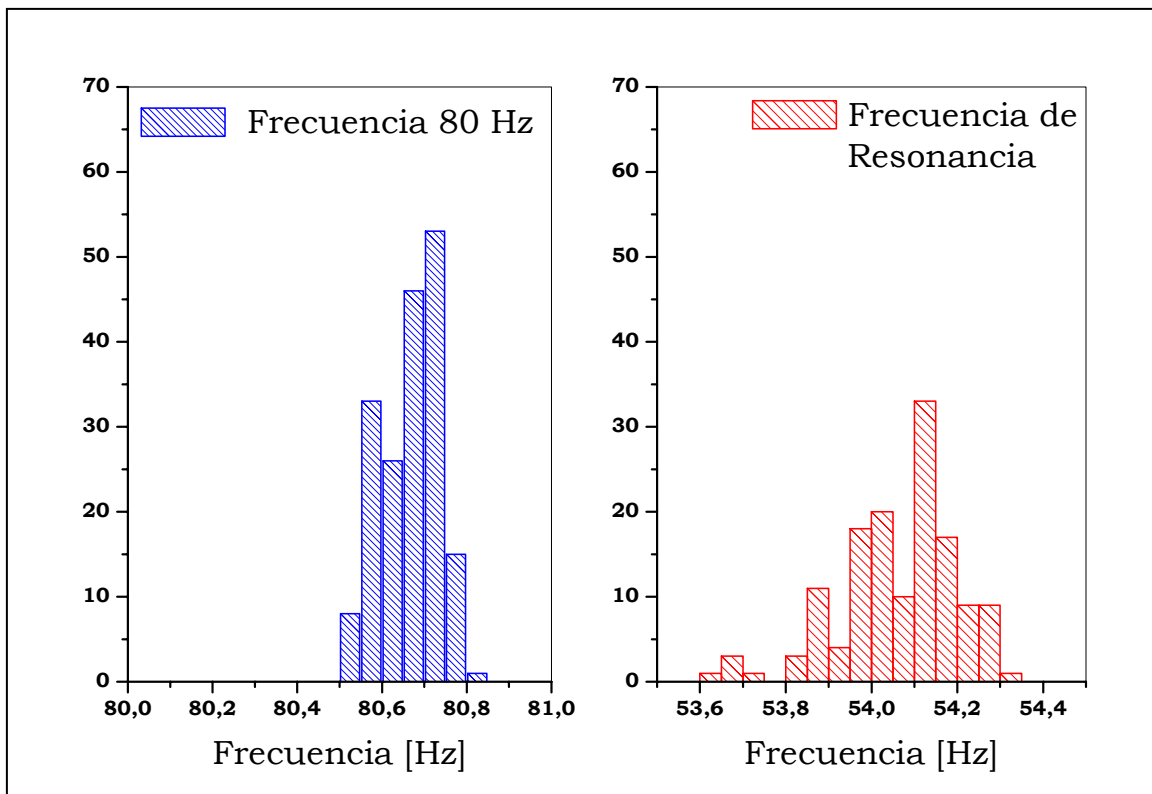
- Se modificó el programa que se utilizaba de forma que grabe en un archivo los promedios cada 5 mediciones.
- Se adquirieron cerca de doscientos datos de frecuencia, amplitud y fase, todos a la vez.
- Estos datos fueron tomados en tres partes, de forma de replicar lo mejor posible lo que ocurre cuando se está balanceando. Es decir que dejamos

---

girando el rotor para detenerlo en aproximadamente 70 muestras. Luego se encendió nuevamente y se tomaron otras 70, y finalmente se hizo lo mismo con los últimos 60 datos.

### *Medición de Frecuencia*

En primer lugar analizaremos los datos obtenidos de la frecuencia. Recordemos que la teoría del balanceo en un plano se basa en que este se efectúa a la misma velocidad de rotación y por lo tanto a la misma frecuencia. En primer lugar se tomaron los datos de frecuencia para 80 Hz, según el procedimiento descrito anteriormente. Luego se hizo lo mismo pero para la frecuencia de resonancia. En la Figura 23 vemos los histogramas obtenidos para ambas frecuencias.



**Figura 23 : Comparación de histogramas para ambas frecuencias.**

---

Los datos más relevantes del histograma se muestran en la siguiente tabla.

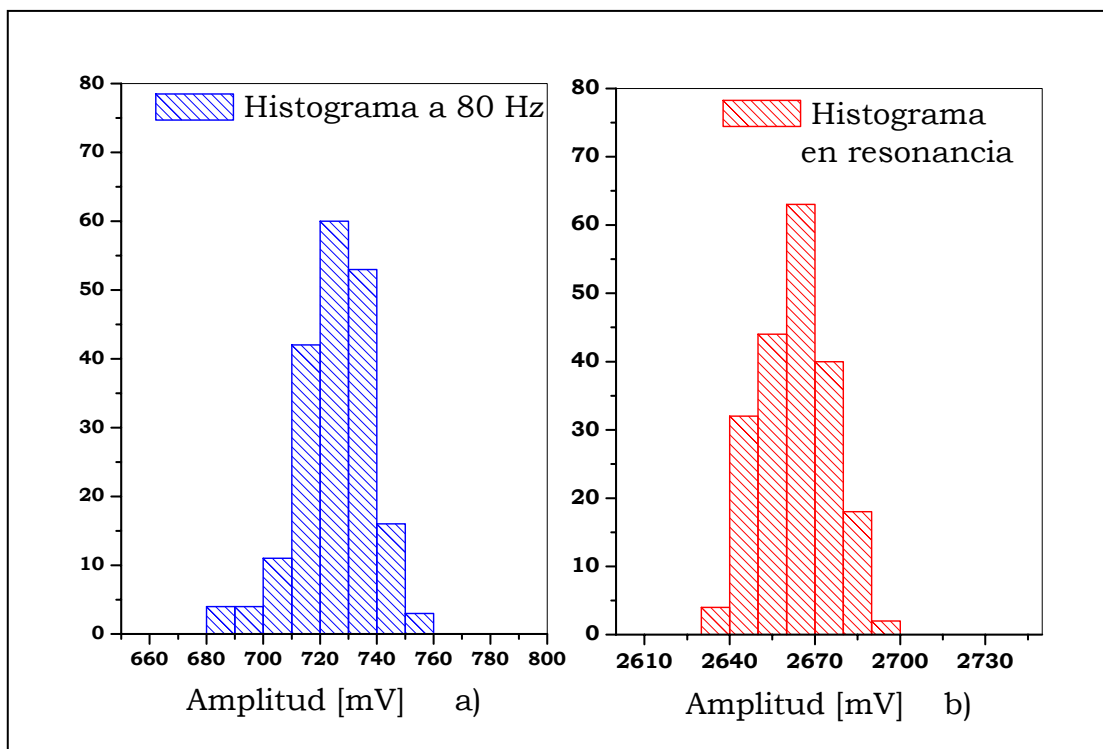
<b>Frecuencia</b>	Media	Sd	se	Erel
80 Hz	80,65	0,102	0,032	0,04%
Resonancia	54,06	0,14	0,044	0,08%

Notamos que en la frecuencia de 80 Hz, la desviación estándar es realmente muy baja (una décima de Hz), y la variación máxima es poco más de medio Hz (0.63 Hz). En este punto cabe aclarar que en general, para el procedimiento de balanceo se utilizan los datos provenientes de un promedio de 10 mediciones, con el cual el error reportado será la desviación estándar dividido la raíz cuadrada de 10.

Para el caso de la frecuencia de resonancia, el rango es más amplio. Esto puede generar un inconveniente, ya que el ancho del pico de resonancia es de aproximadamente 1 Hz, con lo cual podría haber una variación importante de la amplitud si la frecuencia se “corre” más de medio Hz. Sin embargo, se efectuaron pruebas en esta frecuencia arrancando y parando el motor varias veces sin notar un cambio apreciable en la amplitud, con lo cual concluimos que la frecuencia es lo suficientemente estable para tomar datos en la resonancia del sistema.

### ***Medición de Amplitud***

Analicemos ahora los datos obtenidos de la amplitud de la vibración. Vemos en la Figura 24 los histogramas obtenidos para ambas frecuencias. La Figura 24 a) muestra el correspondiente a la frecuencia de 80 Hz y la Figura 24 b) el correspondiente a la frecuencia de resonancia.



**Figura 24 : Histogramas de amplitudes de señal.  
a) frecuencia de 80 Hz. b) frecuencia de resonancia**

Los datos relevantes de ambos histogramas se muestran en la siguiente tabla:

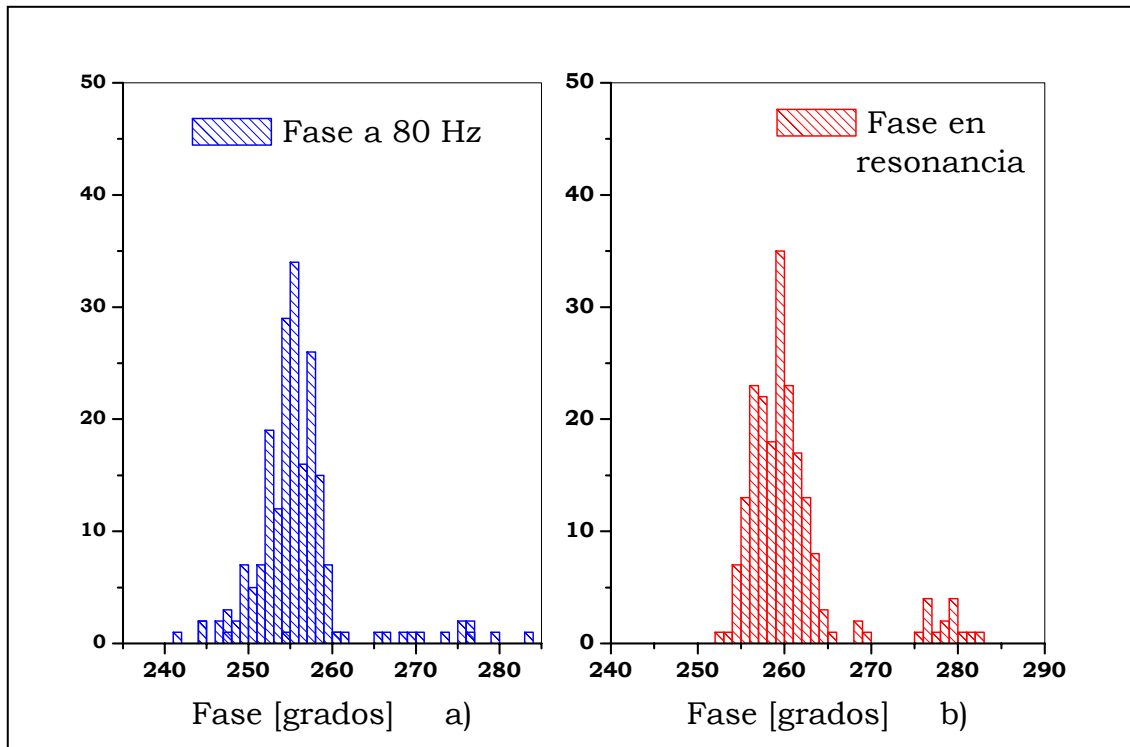
<b>Amplitud</b>	Media	Sd	se	Erel
80 Hz	725	13	4	0,56%
Resonancia	2662	12	4	0,15%

Notamos una similitud en la medición de la amplitud de vibración para ambas frecuencias. Además, la amplitud en resonancia es bastante mayor que a 80 Hz., con lo cual, al ser la desviación estándar prácticamente la misma podemos concluir que la medición de amplitud a la frecuencia de resonancia es mas precisa. Esto apoya la afirmación de que la frecuencia es suficientemente estable de forma que la amplitud no varía.

---

### Medición de Fase

Por último analizaremos las mediciones de ángulo de fase de la señal. En la Figura 25 se muestran los histogramas de los datos obtenidos. La Figura 25 a) muestra el correspondiente a la señal con el motor girando a 80 Hz, mientras que en la Figura 25 b) podemos ver el correspondiente a la frecuencia de resonancia.



**Figura 25 : Histogramas de ángulos de fase de la señal.**

**a) frecuencia de 80 Hz. b) frecuencia de resonancia**

Los datos relevantes de ambos histogramas se muestran en la siguiente tabla:

Fase	Media	Sd	se	Erel
80 Hz	255,5	4,8	1,5	0,59%
Resonancia	260,6	5,8	1,8	0,70%

---

Los datos que observamos del lado derecho de cada histogramas los despreciamos, ya que son productos de mediciones erróneas que el operador de la balanceadora tiene la posibilidad de descartar, por ser claramente visible ya que el programa muestra cuando esto sucede, con lo cual se toman nuevos datos y si no ocurren errores, estos son utilizados para los cálculos de balanceo.

Vemos de comparar los errores relativos mostrados en todas las tablas que la medición de la fase es la que presenta una incerteza mayor. Esto se condice con la bibliografía, donde se deja en claro que en general la obtención del ángulo de fase es la que presenta mayor dificultad.

Podemos concluir que los datos obtenidos para realizar el procedimiento de balanceo de las tres variables que se estudiaron se miden con un error relativo menor al 0.7%. Pareciera que “a priori” podemos afirmar que los datos obtenidos con esta precisión son suficientes para balancear, ya que la determinación de las masas de corrección y prueba se realiza con un error relativo mayor al 5%. Sin embargo, para determinar si la precisión con la cual estamos midiendo es suficiente para balancear se hará un estudio de la propagación del error.

## **Análisis mediante la variación de la masa de prueba**

### *Variación de la amplitud*

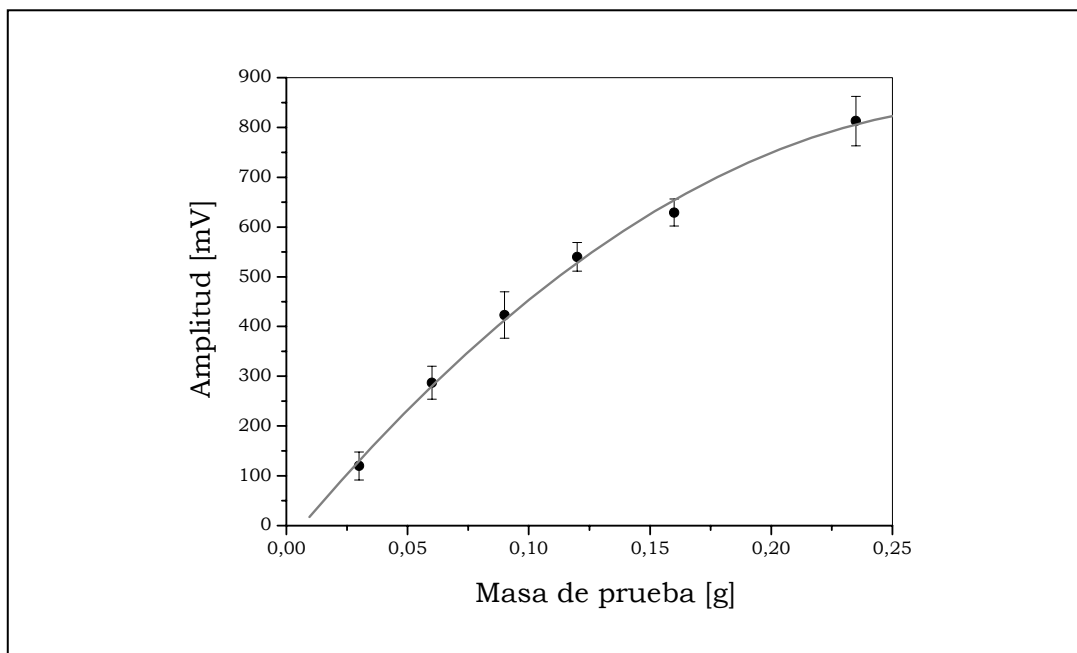
Otro de los aspectos que se quiso determinar es como varía el sistema con el cambio en la magnitud de la masa de prueba. El procedimiento fue el siguiente:

- Se colocó una masa de prueba en un lugar al azar en el disco del rotor.



- 
- Posteriormente se puso a girar el sistema y se tomaron los datos de la amplitud.
  - Luego se detenía el motor y se cambiaba la masa de prueba por una mas pequeña pero se colocada en el mismo lugar.
  - Se tomaban datos y se repetía la operación hasta llegar a la masa mas pequeña que se colocó.

Una vez obtenidos todos los datos se graficó amplitud en función de la masa de prueba. Esto puede verse en la Figura 26. Vale aclarar que la masa mas grande con la cual se tomaron datos fue la que permitía un funcionamiento sin vibración en el sentido longitudinal del eje.



**Figura 26 : Evolución de la amplitud del vector P con la masa de prueba.**

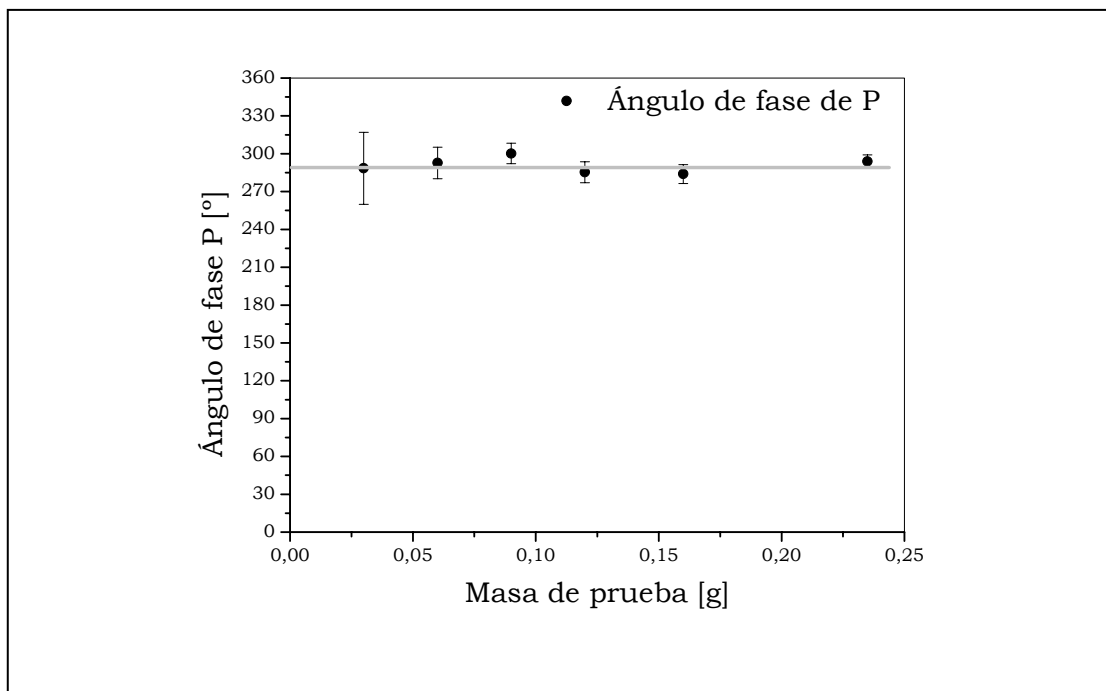
Podemos ver que la amplitud no conserva una relación lineal con la masa de prueba. Como sabemos del capítulo 3, una de las hipótesis que se hacen para efectuar el balanceo es que esta variación es lineal. Sin embargo vemos que para los primeros 4 datos es aproximadamente así. Si tenemos en cuenta la masa de prueba máxima que se puede

---

utilizar de acuerdo al criterio de que las fuerzas dinámicas generadas por esta sean menores al 10 % del peso del rotor, el valor obtenido será dentro de estos cuatro valores, con lo cual podemos suponer que estamos dentro del rango lineal de variación.

### *Variación de la Fase*

Con los mismos datos obtenidos podemos graficar la variación del ángulo de fase del vector P con la masa de prueba. Esto puede verse en la Figura 27. Como se esperaba, la fase se mantiene prácticamente constante dentro del error. Esto se debe a que estamos graficando el vector P, que solo depende del valor de la masa de prueba que se coloca. Vemos una variación aleatoria de los datos con respecto a un valor medio de 289.6°.



**Figura 27 : Variación del ángulo de fase del vector P con la masa de prueba**

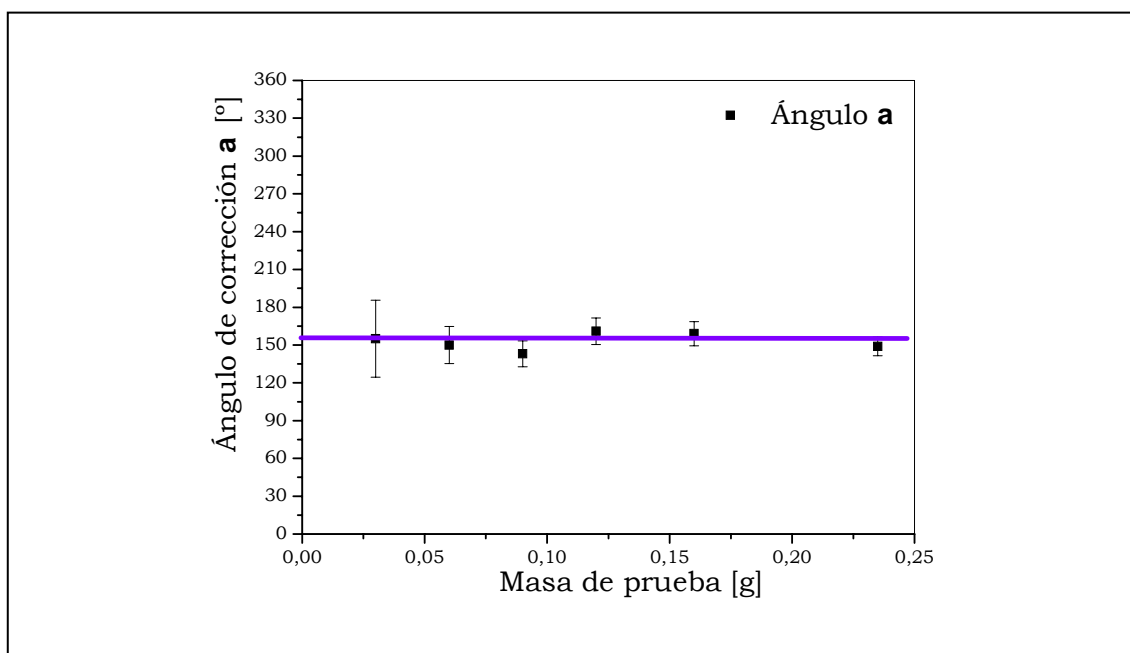
---

---

### *Variación del ángulo de corrección*

En los cálculos, los dos resultados mas importantes son el ángulo de corrección **a** y la masa de corrección  $M_c$ , por lo tanto se efectuaron gráficas para la variación con la masa de prueba de ambos resultados. Vemos en la Figura 28 como cambia el ángulo de corrección al variar la masa de prueba.

Este resultado debería ser una recta, ya que la corrección no depende la masa de prueba Sin embargo, al igual que con el ángulo de fase  $P$ , podemos observar una dispersión aleatoria en torno a un valor medio de  $154^\circ$  dentro del error experimental.



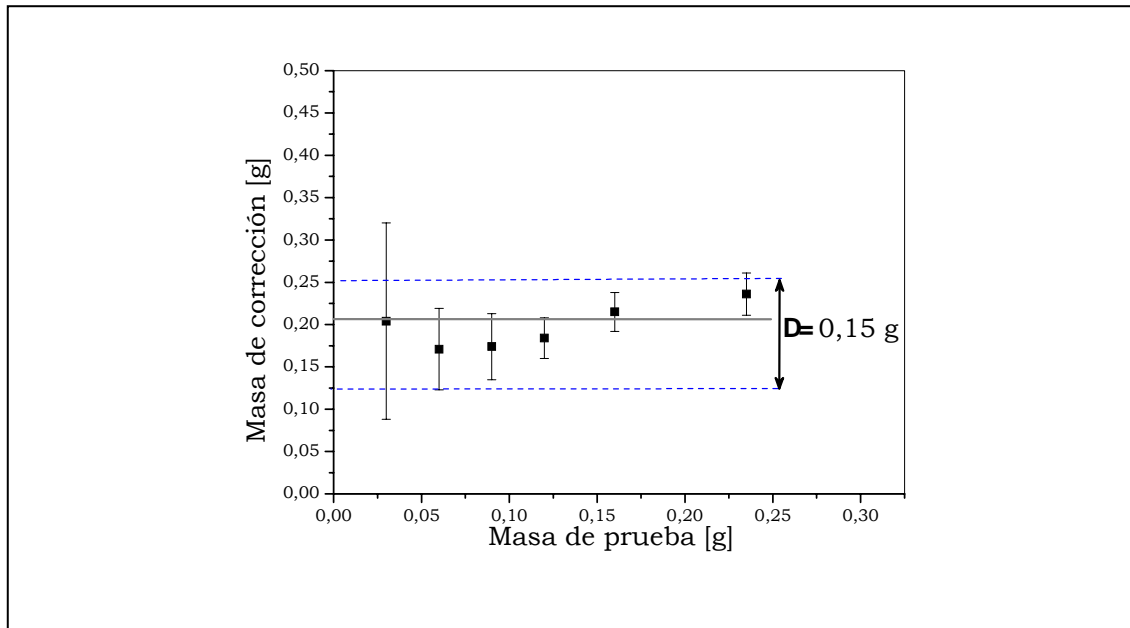
**Figura 28 : Variación de  $a$  con la  $M_p$**

### *Variación de la masa de corrección*

Por último efectuamos una gráfica de cómo varía la masa de corrección con la masa de prueba. Esto se puede ver en la Figura 29. Dentro del rango estudiado, la misma

---

presenta una variación aleatoria en torno a un valor medio de 0.21 g. Al igual que para el ángulo de fase de la prueba y el ángulo de corrección, este valor debería ser constante. Podemos tomar al espacio en donde entran todas las mediciones (0.15 g) como el error del método. En el rango mencionado no se incluye la medición para la masa de prueba más chica por tener demasiado error.



**Figura 29 : Variación de la masa de corrección con la masa de prueba.**

Un punto importante a tener en cuenta, y que introduce incerteza en las mediciones es el radio al cual se colocan las masas. Es decir, las masas de prueba y corrección que se utilizan son demasiado pequeñas y distan de ser “masas puntuales” ya que repetidas veces se han utilizado pequeños pedazos de cinta de papel o cables, con lo cual se introduce con esto un error significativo en el radio. Se estima que este último se mide con un error relativo del 10 %, y esto surge del tamaño de las masas y del radio al que se colocan, es decir que el valor radio al cual se colocan las masas es de  $20 \pm 2$  mm. Esto decididamente afecta las mediciones obtenidas.

Como conclusión, consideramos que las mediciones de amplitud, fase y frecuencia tienen un error estadístico poco significativo frente a la incerteza que introduce la medición

---

de las masas de prueba y corrección, y también frente a la determinación del radio a la que estas se colocan

En cuanto a la propagación de los errores, se debe obtener los datos de ángulo de fase con mucha precisión, ya que la forma en que se efectúan los cálculos hacen que el error por propagación sea significativamente más grande cuando la medición de la fase tiene mucha dispersión.. Para los gráficos presentados anteriormente se tomó como incerteza en la fase un error relativo del 0.6 %, que es la desviación estándar del histograma dividido la raíz cuadrada de 10, que es el número de mediciones que se promedian para tomar los datos.

### **Variación de la amplitud con la frecuencia**

Ahora estudiaremos las variables que afectan a la señal obtenida. En primer lugar, debemos entender cuales son estas variables y luego determinar de qué forma afectan a los datos obtenidos. La señal obtenida es función de:

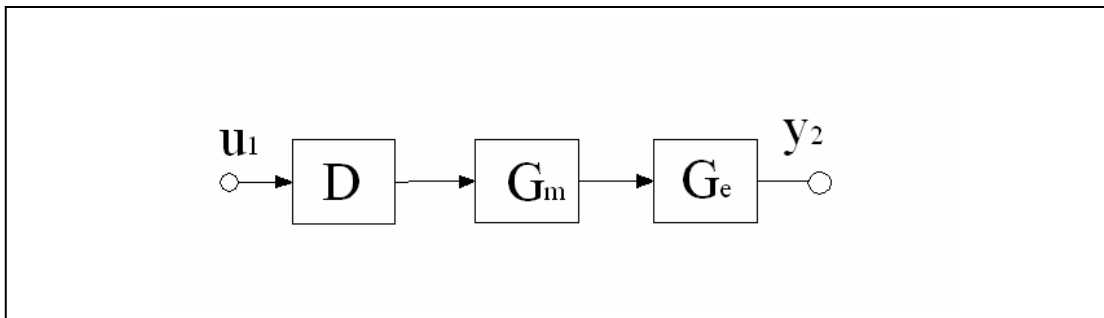
$$Y = Y(D, G_m(f), G_e(f)) \quad \text{Ec. 5}$$

Donde D es el desbalance, G<sub>m</sub> es la función de transferencia mecánica, que depende de la frecuencia, y G<sub>e</sub> es la función de transferencia eléctrica, que también depende de la frecuencia.

La función de transferencia G(s) es la transformada de Laplace, de la respuesta del sistema a la señal de entrada. Para encontrar esta G(s) se necesita encontrar la transformación de Laplace de las ecuaciones del movimiento y resolver las ecuaciones

---

resultantes para la relación entre la entrada y la salida. En muchos sistemas, las ecuaciones se pueden escribir de modo que estén compuestas de variables que no interactúan entre sí. Si esto pasa, es sencillo dibujar un esquema conocido como diagrama en bloques de las relaciones, y las ecuaciones se pueden resolver por una simplificación gráfica, mucho más fácil de resolver. Esto se puede ver de en Figura 30.

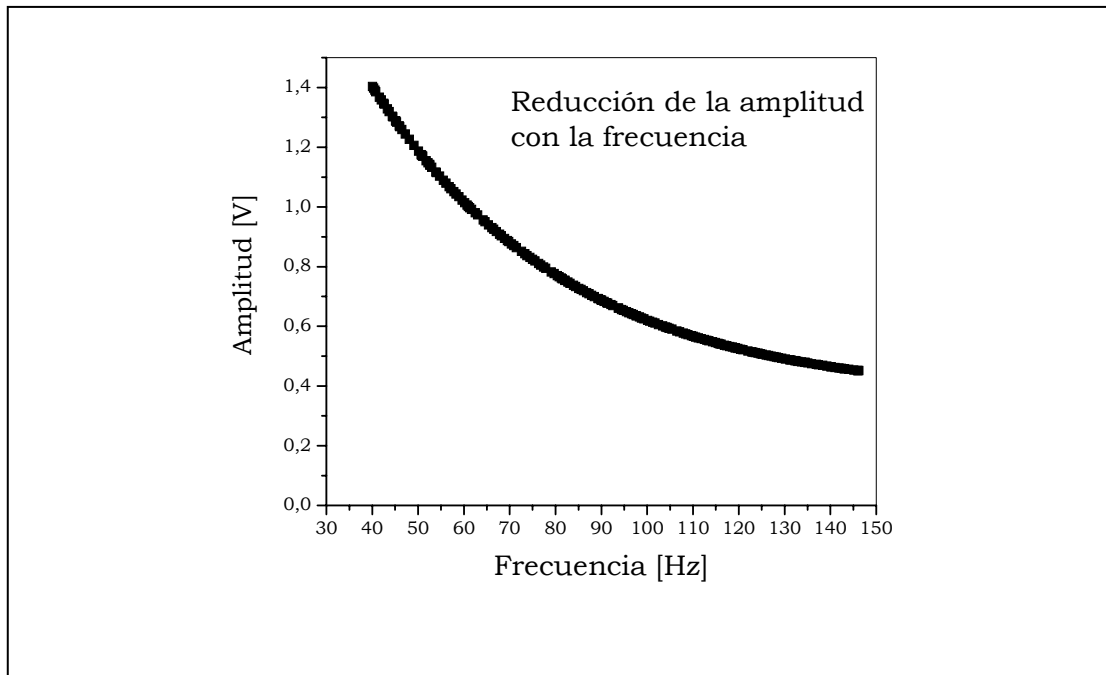


**Figura 30 : Diagrama de bloques. Las componentes están en serie**

En nuestro caso, el sistema tiene un desbalance original, y este provoca una fuerza oscilatoria en un marco de referencia fijo cuando el rotor está girando. La fuerza atraviesa todo el sistema mecánico y es captada por los acelerómetros. Aquí interviene la función de transferencia mecánica. Luego la señal de los acelerómetros pasa por el circuito de filtrado y amplificación, para posteriormente entrar en la placa de adquisición. En este último paso interviene la función de transferencia eléctrica, que es lo que trataremos de separar. La señal se puede representar como:

$$Y = D.G_m.G_e \quad \text{Ec. 6}$$

Con el objeto de separar la función de transferencia eléctrica se realizó una toma de datos variando la frecuencia de entrada a la placa de una onda senoidal de una determinada amplitud, para determinar como se ve afectada la señal a medida que esta frecuencia se va incrementando. Vemos en la Figura 31 el gráfico de Amplitud vs Frecuencia correspondiente. Con estos datos se puede efectuar la deconvolución, ya que obtenemos la función de transferencia  $G_e$  dividiendo los datos de la amplitud de la onda de desbalance con los datos de esta toma de datos.



**Figura 31: Atenuación de la amplitud de entrada de la señal con la frecuencia**

La señal de desbalance no es exactamente una señal senoidal, ya que está afectada por ruido electromagnético y mecánico. Sin embargo este ruido es de alta frecuencia, con lo cual, al observar la Figura 31. vemos que para estas frecuencias la variación es muy pequeña. Es decir que no es lo mismo la diferencia en la atenuación entre una señal de 40 Hz y una de 60, que entre una de 300 y una de 400 Hz. Por todo esto se supone que la onda es aproximadamente senoidal ya que el ruido es muy atenuado y por lo tanto se puede efectuar la deconvolución.

### **Balanceo en la frecuencia de resonancia**

Se efectuaron pruebas para realizar balanceos a la frecuencia de resonancia del sistema. Esto se debe a que se buscaba obtener una gran amplitud de la señal, a una frecuencia baja. Esto se realizó a 54 Hz, que es aproximadamente unas 3000 r.p.m.

---

Se efectuaron todos los procedimientos de forma idéntica a las pruebas hechas para los 80 Hz. Sin embargo los procedimientos de balanceo no tuvieron éxito. Esto se debe a dos cosas:

- En primer lugar se comprobó que prácticamente no había variación de la amplitud con la masa de prueba.
- Además, se tomaron datos colocando la misma masa de prueba en distintos lugares se comprobó que el sistema a esa frecuencia es muy dependiente de la posición de la masa de prueba, ya que solo para una determinada posición angular se lograba una reducción de la señal del 30 %.

Otro de los motivos que dificultaban el procedimiento es que la masa de prueba mas grande que se podía colocar antes de que el sistema comienza a vibrar de forma excesiva era de 0.08 g, con lo cual el error de propagación es muy grande. Por todo esto se decidió no balancear en la frecuencia de resonancia.



---

## Capítulo 7- Ejecución del balanceo en un plano

### Balanceo a alta frecuencia

En esta etapa ya se está en condiciones de efectuar el procedimiento de balanceo. Se eligió para esto hacerlo a una frecuencia de 80 Hz, lo que significa que el rotor girará a unas 4800 r.p.m. Esta elección se debe a que las mediciones de fase presentaban un valor bastante estable con poco error, y debido a que estas mediciones son las más difíciles de obtener (conduciendo a veces a errores apreciables), se decidió que esta frecuencia era la adecuada.

Se calculó la masa de prueba de forma de cumplir con el requerimiento de que la carga dinámica no sea mayor que el 10 % de la carga estática. Recordando del capítulo 3,

$$M_p = 321.7 \cdot \frac{W_r}{N^2 r}$$

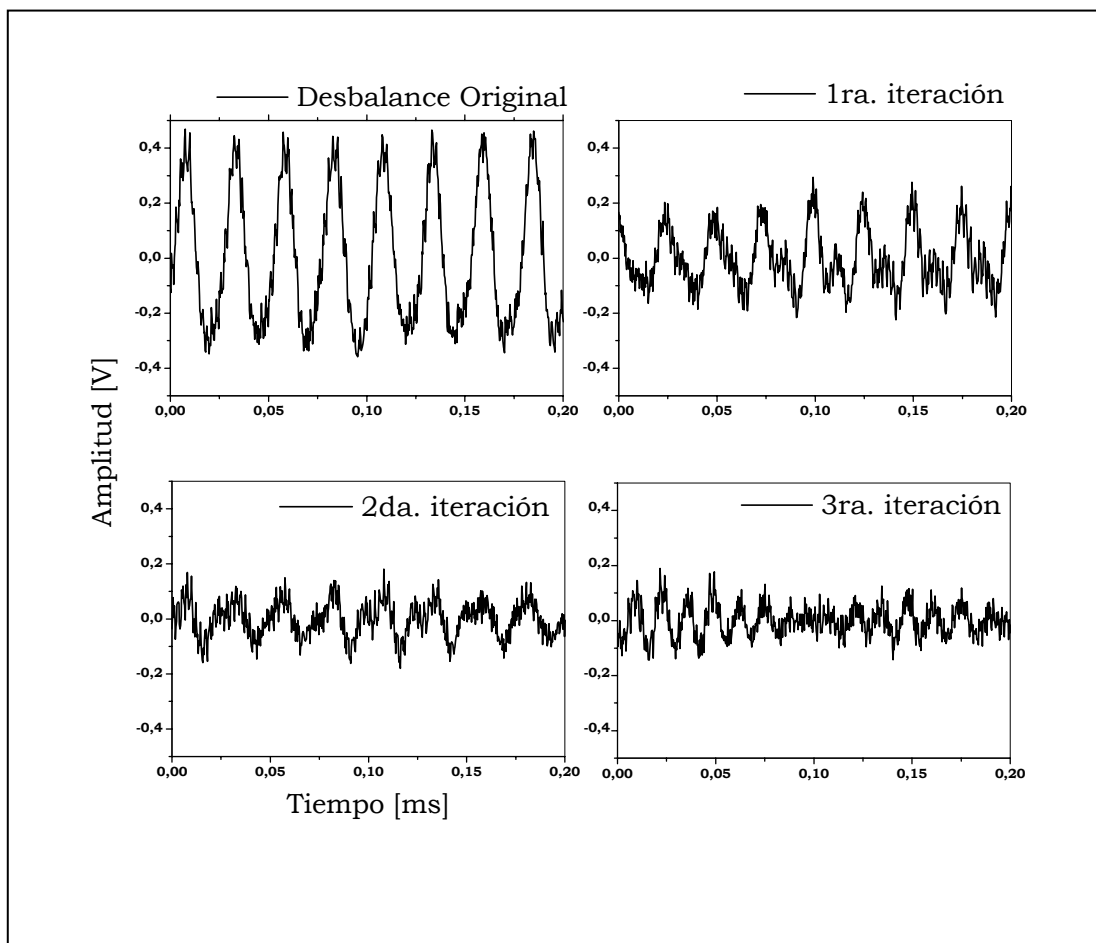
Donde:  $r = 20 \text{ mm}$   
 $W_r = 1,31 \text{ N}$   
 $N = 2400 \text{ r.p.m.}$

El resultado fue de una masa de prueba de 0,1 g. Sin embargo esta masa no fue suficiente para observar una variación clara de la onda de desbalance por lo que se utilizó una  $m_p = 0.15 \text{ g}$ .

Posteriormente se procedió a efectuar el balanceo en un plano. En la tabla siguiente se pueden observar los resultados. Teniendo en cuenta el desbalance original y el final, la

Amplitud de la vibración se redujo aproximadamente 7,5 veces. Es decir que se balanceó reduciendo el desbalance original en aproximadamente un 87 %. Esto concuerda con lo expuesto en el capítulo 3, donde de acuerdo a la referencia utilizada, se espera una reducción de la vibración de entre un 50 y un 90 %.

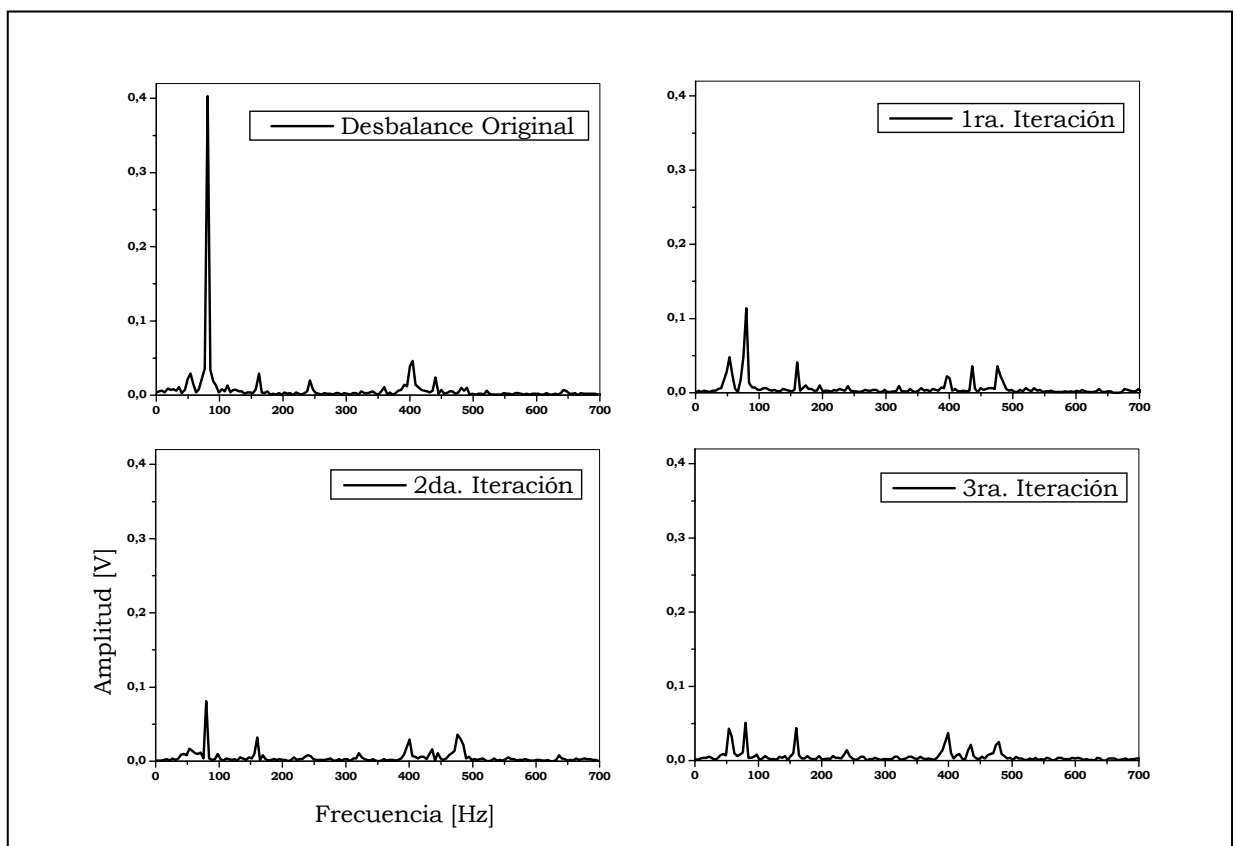
	Amplitud [V]	Fase [°]
Original	0,8	263,0
1ar. Iteración	0,2	80,0
2da. Iteración	0,15	141,00
3ra. Iteración	0,1	205,0



**Figura 32 : Forma de las ondas de desbalance con 3 iteraciones de balanceo en**

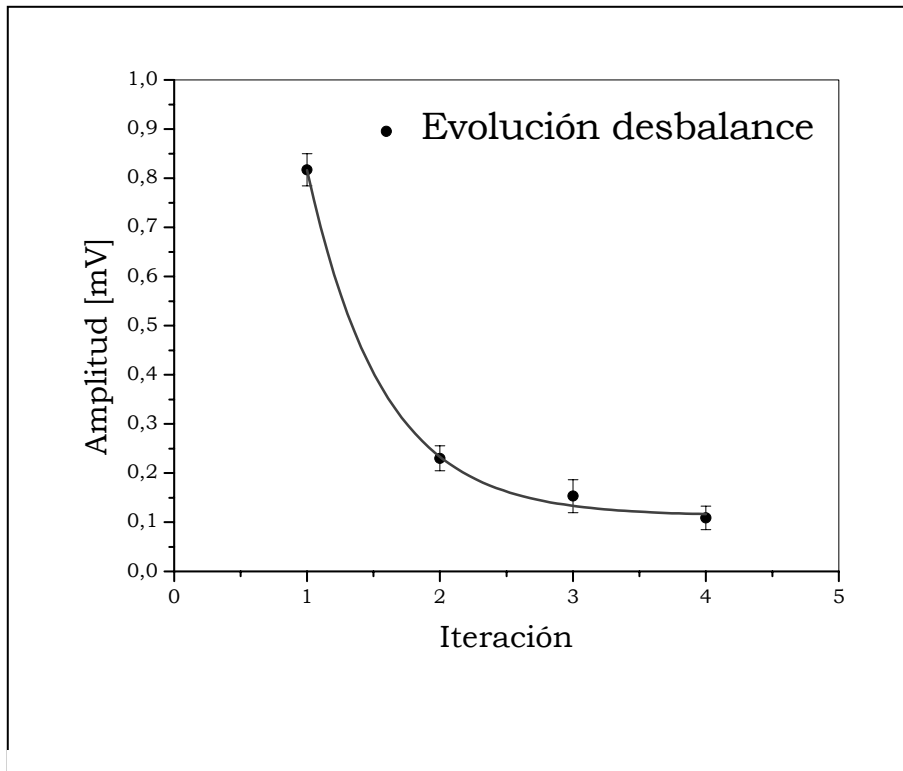
---

En la Figura 32 vemos las señales obtenidas durante el procedimiento de balanceo. En la señal original el ruido de la medición es despreciable frente a la amplitud de la misma, sin embargo esto va cambiando a medida que el sistema esta mejor balanceado. Esto también se ve reflejado en las graficas de la Figura 34:, donde se nota un pico claramente diferenciado, correspondiente a la frecuencia 1X, mientras que a medida que se avanza en los pasos de iteración este pico va disminuyendo hasta ser del mismo orden que los demás picos de la señal.



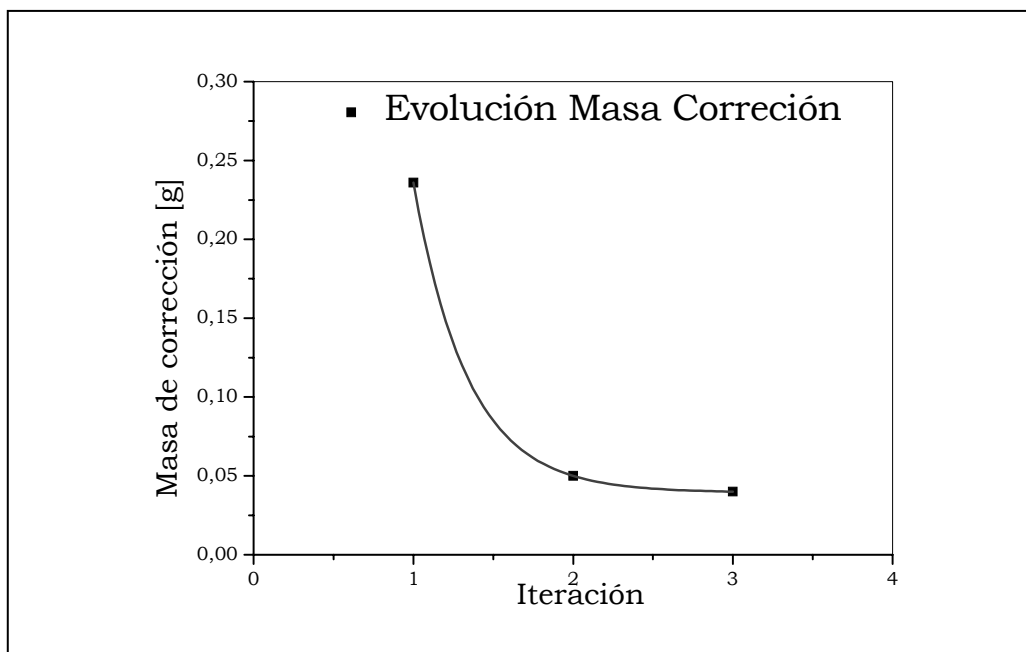
**Figura 34: Espectro de frecuencia de las distintas iteraciones**

En la Figura 35 vemos la evolución del desbalance a través de las distintas iteraciones. Podemos observar que la amplitud decae mucho en la primera iteración (cerca de un 85 %) y luego va atenuándose muy poco en los pasos sucesivos. Esto se debe a que en los primeros cálculos las mediciones son mas precisas, mientras que a medida que logramos un mejor grado de balanceo, la señal tiene un error mayor y por lo tanto cuesta mucho mas reducir la amplitud en los pasos siguientes.



**Figura 35 : Evolución de la amplitud del desbalance en cada iteración**

Vemos en la Figura 36 como evoluciona la masa de prueba con las iteraciones. La variación es similar a la de la amplitud, es decir que inicialmente el sistema necesita una masa de corrección grande, pero en el siguiente paso, por estar con un mejor grado de balanceo, la corrección es muy pequeña.

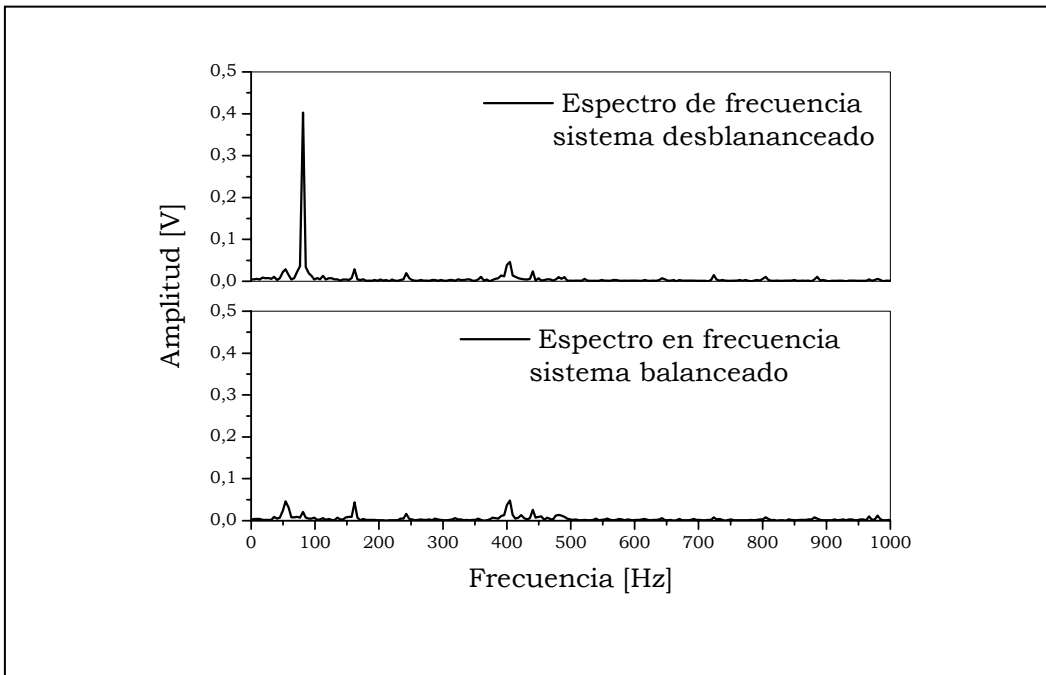
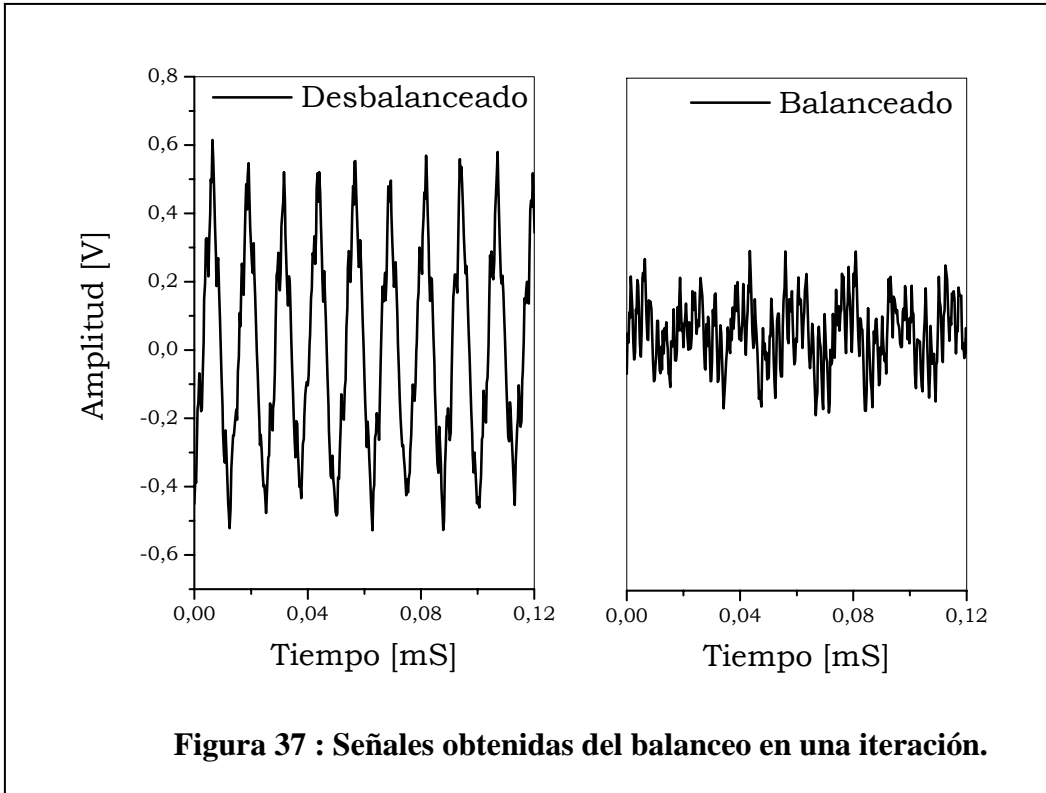


**Figura 36 : Evolución de la masa de prueba con la iteración.**

### **Balanceo con los datos obtenidos**

Con los datos obtenidos en la caracterización del sistema se procedió a hacer nuevamente un balanceo, pero en un solo paso. Para esto se midió la amplitud y fase original, y se ingresó directamente en los cálculos (como si ya se hubiera puesto la masa de prueba) los datos obtenidos para una masa de 0.09 g. Esta elección se basa en que ésta es la masa de prueba mayor de la cual se tienen datos y que cumple con el requerimiento de que la fuerza generada sea un 10 % del peso del rotor. El resultado fue un balanceo en una sola iteración con una gran reducción en la amplitud. En la Figura 37 se muestran las ondas antes y después del procedimiento de balanceo.

Vemos en la Figura 38 el espectro en frecuencia del sistema antes y después del procedimiento de balanceo. En la figura de arriba notamos un pico para la frecuencia 1X. Este pico se redujo de tal forma que en la figura de abajo apenas lo podemos apreciar y es menor que los demás picos.



---

## Capítulo 8 - Evaluación del balanceo

### Vida de los rodamientos

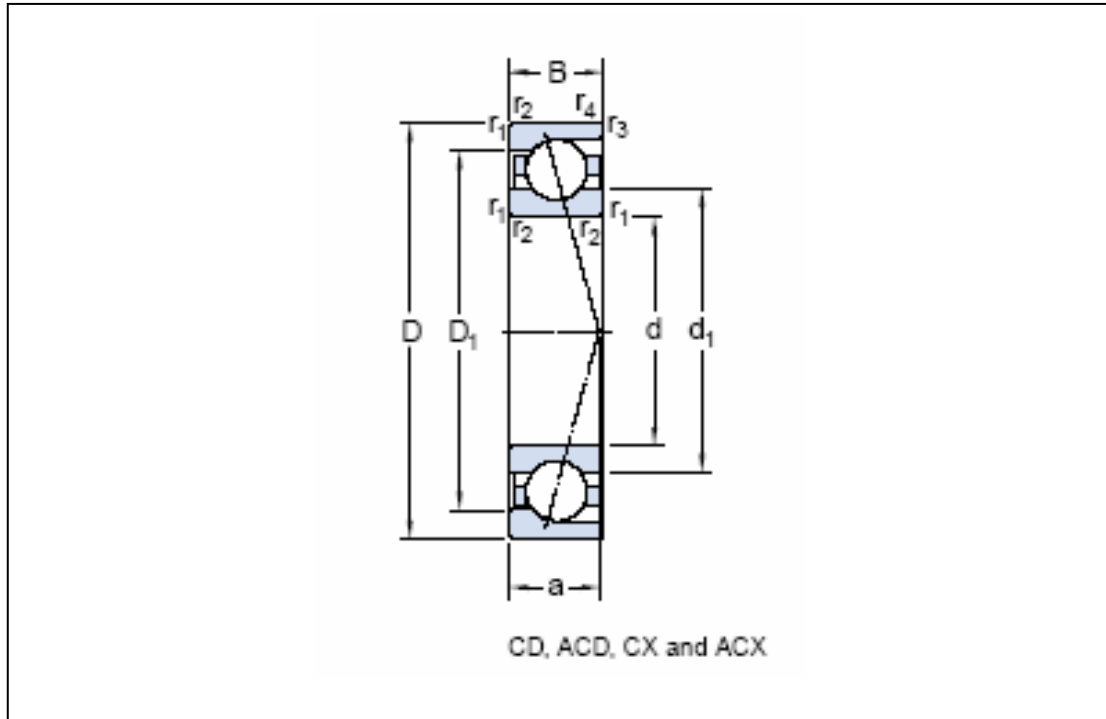
Hemos efectuado el balanceo del rotor en cuestión, pero ahora necesitamos saber si el resultado obtenido es suficiente para que el rotor gire en las condiciones necesarias para el correcto funcionamiento del prototipo de nano-turbina de gas. Los mecanismos críticos son los rodamientos por lo que necesitamos hacer los cálculos de los mismos para verificar que puedan funcionar correctamente durante un período razonable.

Se define como la vida de un rodamiento al número de horas (a velocidad constante) que un rodamiento puede dar antes de que se manifieste algún signo de fatiga.

Sin embargo la definición más clara es la de vida nominal, que es la vida alcanzada o sobrepasada por el 90 % de los rodamientos de un grupo suficientemente grande. La vida media es aproximadamente 5 veces la vida nominal.

Suele ser conveniente el considerar en más detalle la influencia de otros factores en la duración del rodamiento. Para esto se utiliza la vida nominal ajustada, que contempla cosas como la fiabilidad, la calidad del acero empleado, la temperatura, etc.

El rodamiento utilizado es un rodamiento de bolas con contacto angular de una hilera, cuya denominación comercial es SKF 708 CX, con las siguientes dimensiones y características:



**Figura 39 : Esquema de las dimensiones características del rodamiento utilizado (SKF 708 CX).**

C = capacidad de carga dinámica = 3.45 kN

Co = capacidad de carga estática = 1.46 kN

Pu = carga límite de fatiga = 68 N

Las dimensiones más importantes son:

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$D = 22 \text{ mm}$$

$$B = 7 \text{ mm}$$

Se tomó como temperatura de operación 100 °C. con lo cual la viscosidad será de 4.85 mm<sup>2</sup>/s, pero para este valor se considera que la temperatura no afecta la vida del rodamiento, pues esto está contemplado dentro del funcionamiento normal.



---

Calcularemos ahora la carga que soportará el rodamiento con el rotor balanceado por este método. Para esto tenemos en cuenta que la lectura final de la amplitud de vibración es de 100 mV y además que, de acuerdo a la evolución del desbalance esto representa una masa colocada a 20 mm del eje, de 0,06 g., por lo tanto la fuerza centrífuga generada por esta masa excéntrica es:

$$F = r.m.\omega^2 = 20*0.06/1000^2*(120000*0.104)^2 = 189 \text{ N}$$

Con estos datos podemos calcular la vida nominal ajustada ( $L_{10a}$ ) en horas de servicio según la norma ISO 281/1977. (ver referencia 2). Para una fiabilidad del 90% y en condiciones de funcionamiento normales como este caso, los coeficientes  $a$  son todos iguales a 1. De los datos tenemos,

$$L_{10a} = a_1.a_2.a_3 \left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{1000000}{60.n} = \left( \frac{3450}{189} \right)^3 \frac{1000000}{60.120000} \approx 850.hs$$

Este resultado está por debajo de las especificaciones de una vida nominal de 2000 hs. Por esto se efectuó el calculo inverso, es decir, determinar cual es la carga dinámica máxima que puede soportar el rodamiento para cumplir con este requerimiento y con esto determinar el máximo desbalance tolerable.

Máxima carga: 140 N

$$m = \frac{F}{r.\omega^2} = \frac{140N}{0.02m \left( \frac{120000rpm.2\pi}{60} \right)^2} = 0.04g$$

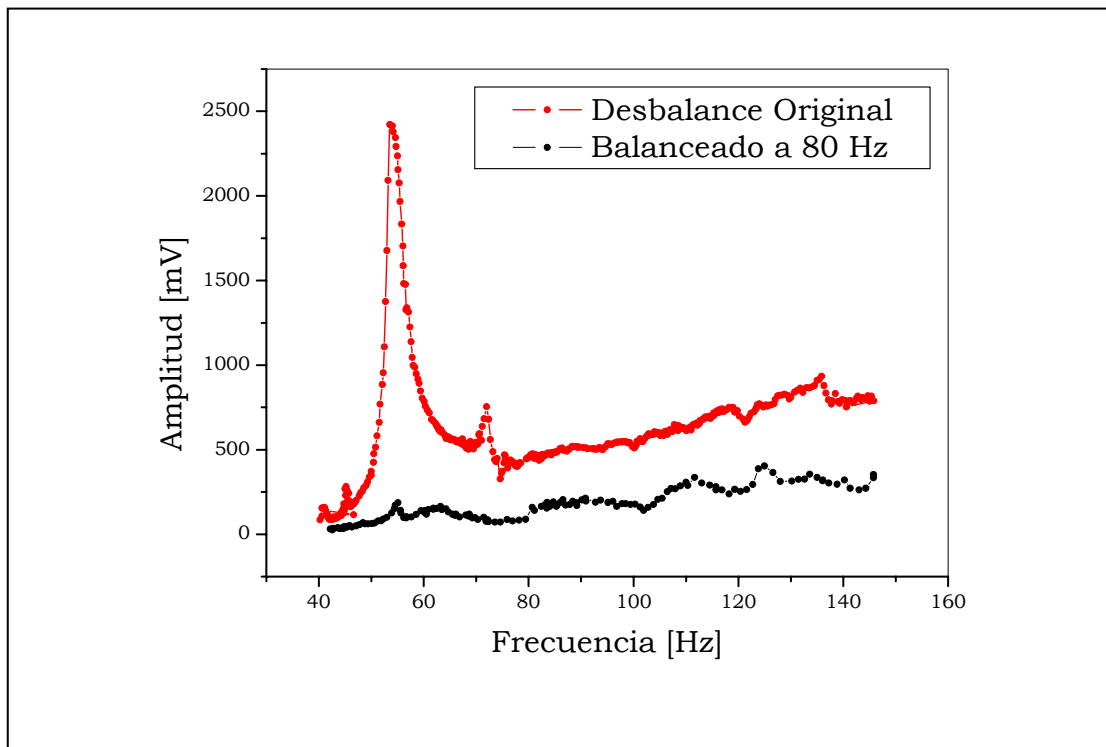
Por lo tanto, para asegurar una vida nominal de 2000 hs, el máximo desbalance tolerable es de 0.04 g a 20 mm del eje.

---

## Amplitud para distintos rangos de frecuencia

Antes de comenzar el procedimiento de balanceo se efectuaron mediciones de amplitudes para un rango de frecuencias de entre 40 y 150 Hz. Como sabemos, el hecho de obtener una señal que previamente pasa por filtros pasa-bajos, hace que la amplitud medida dependa de la frecuencia a la que se está midiendo, Esto se estudió en el capítulo 6. Es por este motivo que es necesario separar la función de transferencia eléctrica (deconvolución).

Luego de balancear el sistema a 80 Hz, se procedió a tomar datos de amplitudes para distintas frecuencias de forma análoga a lo efectuado para el sistema sin balancear. Podemos ver en la Figura ambas variaciones. Aquí se tuvo en cuenta la deconvolución que se efectuó para separar la dependencia de la amplitud con la frecuencia debida al circuito de filtrado.



**Figura 40: Evolución de la amplitud en función de la frecuencia para el sistema original y el sistema balanceado a 80 Hz**

---

Vemos que antes de efectuar el balanceo existía una frecuencia de resonancia, de aproximadamente 54 Hz, para la cual la amplitud del sistema era muy grande. Además se observa otro pico para 72 Hz, aunque mucho más chico.

Una vez efectuado el balanceo podemos observar que la amplitud se redujo considerablemente para la frecuencia de resonancia, y también desapareció el pico a 72 Hz. Además notamos que hay un cambio en la forma en que crece la amplitud para frecuencias altas. Esto es muy importante ya que el sistema debe funcionar a una frecuencia más alta que la frecuencia a la cual se está balanceando.

### **Analisis del balanceo en un plano**

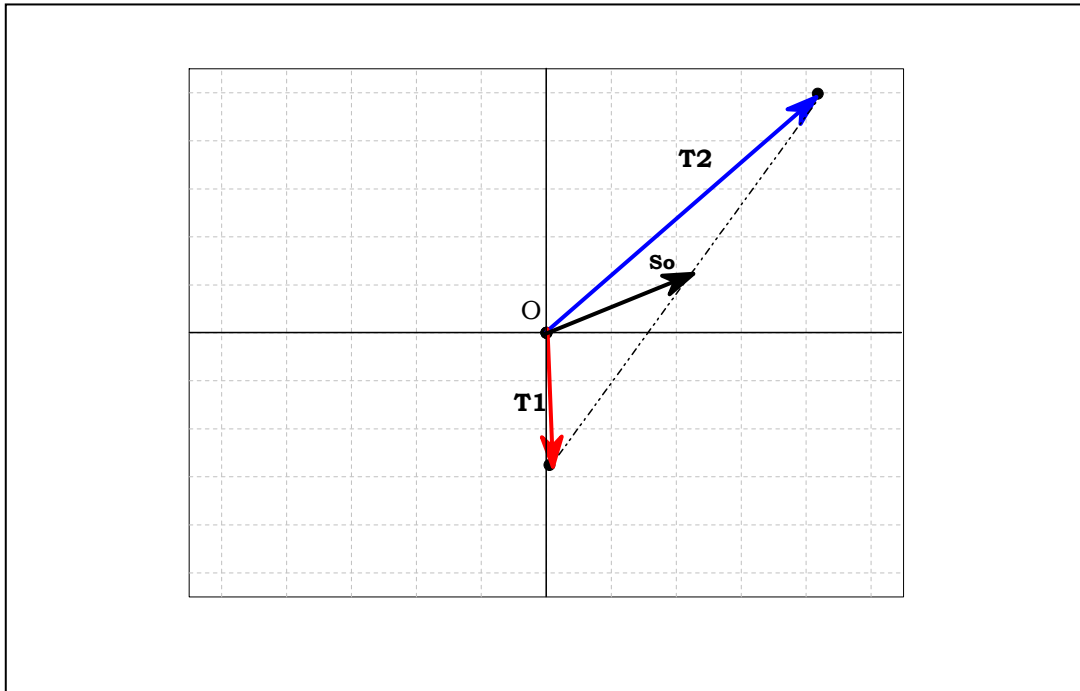
Hemos efectuado el procedimiento de balanceo en un plano obteniendo un resultado aparentemente bueno, ya que el mismo permite una vida de los rodamientos suficientemente larga para la etapa de desarrollo del prototipo de nano-turbina de gas.

Sin embargo hasta el momento solo hemos tenido en cuenta el desbalance estático y por lo tanto solo hemos procesado los datos obtenidos del transductor más cercano al centro de gravedad del rotor, con lo cual no sabemos si la componente no estática es apreciable.

Existe un método gráfico sencillo para separar la ambos tipos de desbalance. El método se denomina “static couple method” (SU) y consiste en representar las mediciones obtenidas en ambos transductores en el plano.

Vemos en la Figura 41 un gráfico del estado de desbalance medido en ambos acelerómetros. El desbalance medido en el transductor más cercano al centro de gravedad del rotor es T1, y su valor es de 55 mV a 271° mientras que T2 es el valor medido en el acelerómetro más lejano al centro de gravedad del rotor, y su valor es de 129 mV a 50°. El

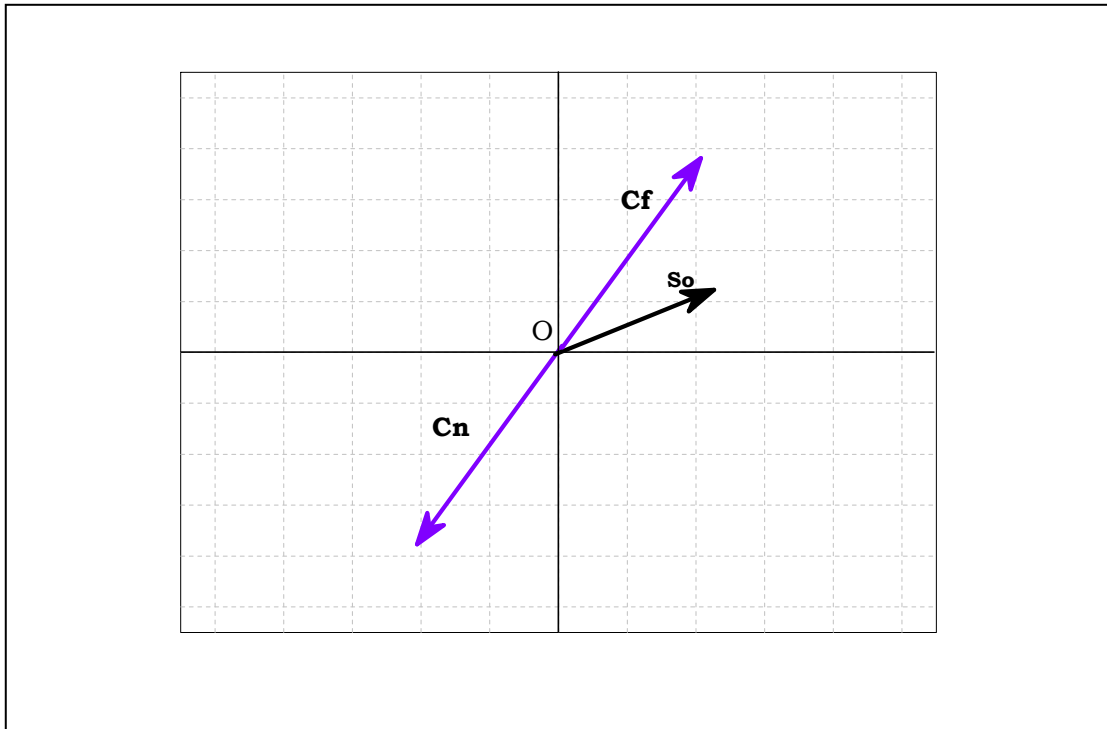
vector que va desde origen al punto central de la línea punteada que une los extremos de T1 y T2 en la Figura 41 es el correspondiente al desbalance estático.



**Figura 41. Gráfica del estado de desbalance en ambos transductores**

En la Figura 42 se pueden observar ambos tipos de desbalance separadamente. So representa el desbalance estático; Cn es el desbalance por par de fuerzas en el transductor mas cercano al cg y Cf el correspondiente al acelerómetro mas lejano. El desbalance por par de fuerzas Cn es de la misma magnitud, pero opuestos en 180° a Cf. En la tabla vemos los valores obtenidos:

	Media	Sd
So	50,0	25,0
Cn	88,0	248,0
Cf	88,00	68,00



**Figura 42: Separación del desbalance estático  $S_o$  y el desbalance por par de**

Como conclusión, al estar los vectores medidos en ambos acelerómetros tan separados angularmente, seguramente el problema sea mejor resuelto por un procedimiento de balanceo en dos planos. Esto surge (ver referencia 1) de que el desbalance por par de fuerzas es comparable (mayor en este caso) que el desbalance estático, con lo cual el balanceo en dos planos es más apropiado.

---

## **Apéndice**