



# Capítulo 16

## Balanceo de maquinaria rotativa

## *Temas:*

- E1** Preparación para el trabajo de balanceo
  - E1** Vectores y diagramas polares
  - E1** Balanceo a un plano con y sin fase
  - E1** Dividir y combinar pesos
  - E1** Balanceo a dos planos
  - E1** Máquinas de balanceo con rotores en voladizo
  - E1** Balanceo de rotores flexibles introducción
  - E1** Grados de balanceo

## Balanceo de maquinaria rotativa

---

El balanceo de la maquinaria giratoria es una parte importante de cualquier programa de confiabilidad. La maquinaria balanceada funciona con mayor fluidez y, por lo tanto, funciona más tiempo sin incidentes. Los modernos analizadores de vibración y los instrumentos de balanceo han hecho que sea más fácil balancear las máquinas *in situ*, es decir, sin tener que quitar los rotores y enviarlos a una máquina de balanceo.

Al igual que cualquier procedimiento de este tipo, siempre es importante entender cómo funciona el instrumento y cómo preparar correctamente el trabajo y lidiar con cualquier lectura inusual que pueda observar. En un mundo ideal se puede tomar la vibración y las lecturas de fase, seguir cada uno de los pasos, y la máquina será balanceada con precisión. Pero la vida rara vez es tan simple...

### ***Los objetivos de este capítulo***

Esta sección está diseñada para proporcionar un repaso de las cosas que aprendió en CAT II y, a continuación, expandirla para incluir el balanceo a dos planos. El objetivo no es enseñarle todo lo que usted necesita saber para que pueda balancear una máquina - simplemente no hay suficiente tiempo en un curso detallado como este. Las siguientes notas describen de qué temas es responsable en este curso:

- Balanceo a un solo plano (repaso de CAT II)
  - o Con fase y sin fase
  - o Dividir y combinar pesos
- Balanceo a dos planos (Categoría III)
- Balanceo de rotores en voladizo (Categoría III)
- Balanceo de rotores flexibles (introducción para la Categoría IV)

Normas de balanceo (Categoría III). Con este conocimiento básico debe encontrar mucho más fácil aprender los pasos detallados necesarios para realizar el balanceo, y tendrá una mayor apreciación de lo que implica si usted advierte de que una máquina debe ser balanceada.

## ¿Qué es el balanceo?

---

Primero, ¿qué es el balanceo? La definición de la norma ISO 1940-1: 2003 es:

“El balanceo es el proceso de intentar mejorar la distribución de masa de un cuerpo para que gire en sus rodamientos sin fuerzas centrífuga desequilibradas”.

Esas “fuerzas centrífuga desequilibradas” son destructivas. Las fuerzas destruyen lentamente los rodamientos y pueden generar vibraciones que pueden dañar otros equipos y procesos. Todas las máquinas deben estar balanceadas y alineadas con precisión para reducir estas

fuerzas destructivas y, por lo tanto, aumentar la vida útil de la máquina y mejorar la confiabilidad.

La definición de la norma ISO 1940-1:2003 es:

“Balanceo: procedimiento mediante el cual se comprueba la distribución en masa de un rotor y, si es necesario, se ajusta para garantizar que el desbalance residual o la vibración en los cojinetes y/o fuerzas en los rodamientos a una frecuencia correspondiente a la velocidad de servicio estén dentro de los límites especificados.” [Origen: ISO 1925:2001, definición 4.1]

El objetivo y la intención son los mismos: reducir los niveles de vibración dentro de los límites especificados. Más adelante en esta sección discutiremos los estándares ISO para el balanceo y los niveles de vibración recomendados para diferentes aplicaciones.

Hay dos definiciones más de ISO 1940-1:2003 que son importantes:

“Desbalance: condición que existe en un rotor cuando la fuerza de vibración o el movimiento se imparten a sus rodamientos como resultado de fuerzas centrífugas.” [Origen: ISO 1925:2001, definición 3.1]

“Desbalance residual: desbalance de cualquier tipo que se mantenga después de la labor de balanceo.” [Origen: ISO 1925:2001, definición 3.0]

La norma ISO 1925:2001 es “Vibración mecánica – Balanceo – Vocabulario”.

## El balanceo es un procedimiento

---

El balanceo es un proceso o procedimiento paso a paso y la mayoría de software de balanceo moderno le guía a través del procedimiento paso a paso y le muestra los resultados en cada paso del camino. Si la vibración baja, usted está haciendo las cosas correctamente, si sube, ¡no lo está haciendo bien!

Un enfoque para el balanceo es aprender a usar su software, seguir las instrucciones y el procedimiento paso a paso y luego aprender a reconocer por qué las cosas podrían no ir según lo planeado.

Si está utilizando un procedimiento de balanceo que requiere lecturas de fase y encuentra que no puede obtener una lectura de fase estable, podría ser una indicación de que la máquina tiene otros problemas que deben resolverse antes de que se pueda balancear. Podría haber un problema de soltura o la máquina podría estar en resonancia, entre otras cosas. También es posible que simplemente esté teniendo problemas con su instrumentación.

Por otro lado, si usted está tratando de balancear algo como una turbina de vapor, usted realmente querrá saber lo que está haciendo ya que puede costar una cantidad considerable de dinero para iniciar y detener la máquina. En este caso, querrá balancearlo en el menor número de pasos posible.

## Preparación para el trabajo de balanceo - una palabra de advertencia

Dada la facilidad de uso del software de balanceo proporcionado con analizadores modernos, es concebible que los técnicos de balanceo puedan saltar directamente a un trabajo de balanceo sin pensar en la dinámica de la máquina: la interacción entre las fuerzas de desbalance, el rotor y rodamientos. El balanceo es una tarea difícil, lenta y potencialmente peligrosa. Es esencial que tome todas las precauciones antes y durante un trabajo de balanceo. Siga todos los procedimientos de bloqueo y etiquetado y no haga ninguna suposición sobre los sistemas de seguridad instalados en el sitio.

### ***La seguridad es primero!***

Hay cuatro fuentes principales de peligro que usted debe ser consciente de. Son:

- ☒ La máquina puede arrancar inesperadamente
- ☒ Pesos de balanceo que vuelan fuera del rotor
- ☒ Los peligros generales inherentes al trabajo en un entorno peligroso
- ☒ Atorarse, usted o su equipo, en la máquina



Figura 16-1 Siga los procedimientos de seguridad

ISO 20806:2009 “Vibración mecánica – criterios y salvaguardias para el balanceo in situ de rotores medianos y grandes” es un estándar útil para estar familiarizado. También incluye información sobre seguridad

Otra “advertencia” es no subestimar el balanceo. Si todo va bien, puede completar un trabajo de balanceo en un par de horas. Sin embargo, hay mucho que puede salir mal. Tiene que pensar en lo que está haciendo y no hacer ninguna suposición. Los programas de balanceo pueden facilitar las mediciones y los cálculos, sin embargo, las resonancias, los problemas de cimentación, el crecimiento térmico y más pueden hacer que el trabajo de balanceo sea bastante difícil.

## ¿La máquina está realmente desbalanceada?

Mucha gente fracasa en el primer obstáculo. Miden alta vibración y asumen que la máquina está desbalanceada. Así que intentan balancear la máquina. Sin embargo, para su sorpresa, los pesos de balanceo recomendados no reducen los niveles de vibración tanto como se esperaba.

Así que usted debe verificar que la máquina está desbalanceada ¡antes de pasar tiempo tratando de intentar balancearla! Puede sonar obvio, pero una gran cantidad de tiempo se ha perdido por personas que tratan de balancear una máquina que está desalineada, o que tiene alguna otra falla que presenta síntomas de vibración similares al desbalance.

Podría ser que la máquina tenga más de una condición de falla. Corrija esas otras condiciones de falla antes de intentar balancear la máquina.

Algunas condiciones pueden hacer que sea muy difícil balancear una máquina. Por ejemplo, una frecuencia natural cercana a la velocidad de operación hará que las lecturas de fase sean inestables. Si la velocidad, la fase o la amplitud no son constantes, entonces será difícil balancear con éxito la máquina.

## ¿Se puede balancear la máquina?

Antes de considerar la posibilidad de realizar un trabajo de balanceo *in situ*, primero debe considerar la siguiente lista de comprobación. Para balancear la máquina debe comprobar que:

- Puede arrancar y detener la máquina.
  - La máquina tendrá que ser detenida e iniciada con el fin de añadir pesos de prueba y los pesos de balanceo finales.
- Es posible añadir pesos de balanceo (necesitará acceso al rotor, álabes del ventilador, etc.).
  - Muchas máquinas tienen anillos de balanceo, o lugares en el rotor donde se pueden agregar pesos de balanceo. Debe comprobar cómo se agregarán (o eliminarán) los pesos y que tiene pesos de balanceo adecuados.
- Es posible acceder a la máquina.
  - Usted tendrá que ser capaz de acceder al anillo de balanceo o rotor (donde quiera que se añadirán los pesos de balanceo).
- Es posible controlar la velocidad de la máquina.
  - Es importante que la velocidad de la máquina permanezca constante durante las pruebas y de una prueba a la siguiente (es decir, entre la corrida original y cada una de las corridas de prueba, final y recorte).
- La velocidad, amplitud y fase deben ser constantes durante las pruebas.
  - La velocidad de la máquina, así como las lecturas de amplitud y fase, deben ser constantes durante las pruebas. Esto puede significar que debe correr la máquina durante muchos minutos (a veces más de una hora) para que la máquina opere en una condición estable y repetible. Los transitorios térmicos y los cambios de carga deben tenerse en cuenta antes de intentar balancear la máquina.

- Es posible realizar una lectura de fase (necesitará acceso al eje).
  - o Usted tendrá que adquirir lecturas de fase durante la prueba. Este paso se discutirá con mayor detalle, sin embargo, debe asegurarse de que puede agregar cinta reflectante al eje y montar un láser o foto-tacómetro, o montar una sonda de no contacto para detectar una cuña u otra irregularidad física.
- Necesitará la instrumentación requerida y un programa/método de balanceo.
  - o Por supuesto, también necesitará la instrumentación para medir la amplitud y la fase, una calculadora o un programa de balanceo (o papel de trazado polar y transportador), y algunas balanzas para pesar las masas de balanceo.

## Puntos clave

---

- Los estudiantes deben ser conscientes de las preocupaciones de seguridad al realizar el balanceo *in situ*.
  - o Existen normas ISO para guiarlo
- Los estudiantes deben entender cómo prepararse para un trabajo de balanceo
  - o Saber dónde y cómo adjuntar pesos de prueba y balanceo
  - o Tener una balanza
  - o Ser capaz de tomar una lectura de fase constante
  - o Asegúrese de que la máquina sufre de desbalance
  - o Tener un software adecuado
  - o Etc.
- Los estudiantes deben saber cuál es su meta de balanceo (más sobre esto más adelante)

## Vectores y diagramas polares

---

Si desea realizar un balanceo de un solo plano con un trazado polar, debe comprender los vectores. Si desea entender el proceso de balanceo y el efecto de agregar pesos de prueba, entonces ayuda mucho si entiende vectores.

Comprender los vectores, y saber cómo agregar y restar vectores puede implicar aprender algunos conceptos nuevos, pero estoy seguro de que esta sección lo dejará muy claro para usted.

Los vectores son una combinación de un ángulo y una cantidad “escalar”. La cantidad “escalar” podría ser la velocidad del viento, el flujo de corriente en un océano, o en el mundo de las vibraciones, una amplitud de vibración a la velocidad de funcionamiento de la máquina. Por ejemplo, si un barco navegaba a 10 nudos en dirección norte, entonces podemos representarlo como un vector: 10 nudos a 0°. Lecturas como 2 micras @ 45° y 0.5 in/seg @ 125° son vectores de vibración.

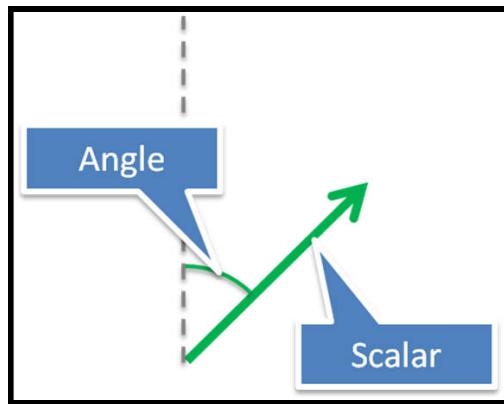


Figura 16-2

Los vectores son normalmente representados en un diagrama circular llamada “diagrama polar” (Figura 16-3).

El valor escalar (amplitud) se representa mediante la longitud de la línea (flecha) y el ángulo se dibuja con  $0^\circ$  en la parte superior.

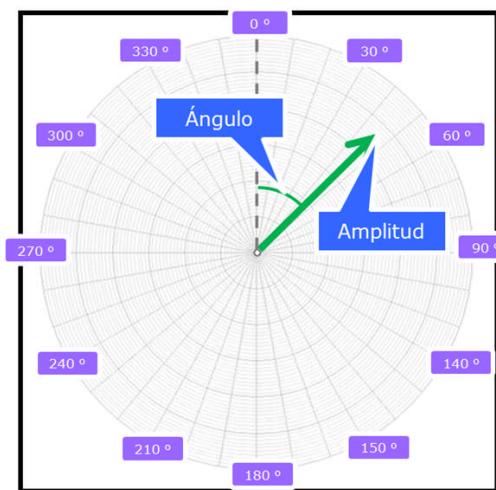


Figura 16-3

Las marcas en el diagrama polar permiten leer ángulos y longitudes, aunque puede ser útil tener también una regla y un transportador; especialmente cuando se trata de suma y resta vectorial.

Los círculos radianes representan la amplitud.

La Figura 16-4 muestra un ejemplo simple. Hicimos el radio del diagrama igual a 6 milímetros lo que significa que cada círculo representa 1 milímetro (unidades de desplazamiento). La regla nos ayudará para medir la longitud de los vectores.

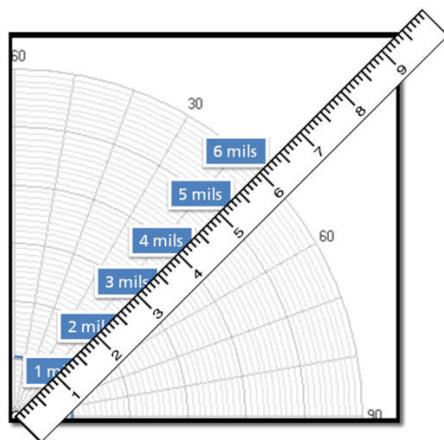


Figura 16-4

Si medimos la vibración de 5 mils a  $45^\circ$  entonces dibujaríamos el vector como se muestra en la Figura 16-5.

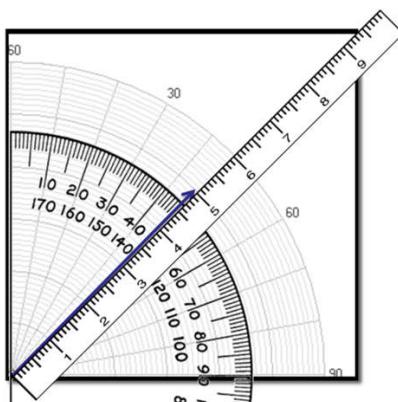


Figura 16-5

Para asegurarnos de que realmente entendemos los vectores, vamos a ir a través de un ejemplo simple.

En la Figura 16-6 tenemos un barco viajando a su velocidad máxima de 10 nudos hacia el este. El barco se mueve por el sistema de motores. No hay viento ni corrientes.

Por lo tanto, el barco viaja hacia el este a 10 nudos. Como vector describiríamos esto como: **10 nudos a  $90^\circ$**

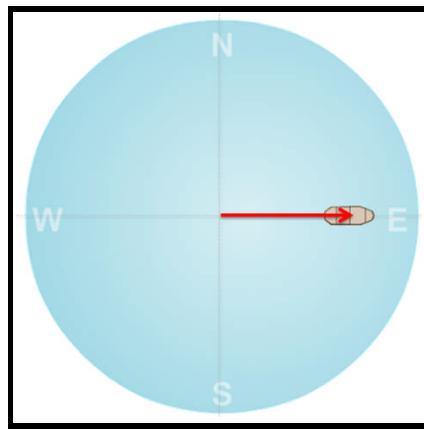


Figura 16-6

Desafortunadamente para el barco, un viento sopla desde el sur que tiene el efecto de empujar el barco hacia el norte. El viento es lo suficientemente fuerte como para que si apagaba sus motores fuera de la nave viajaría a 10 nudos hacia el norte.

Pero si el barco enciende sus motores e intenta navegar hacia el este, se daría cuenta de que no viaja hacia el este; en su lugar viaja al noreste.

Podemos entonces representar el movimiento actual del barco con un vector diferente, uno que apunta a  $45^\circ$  (Figura 16-7).

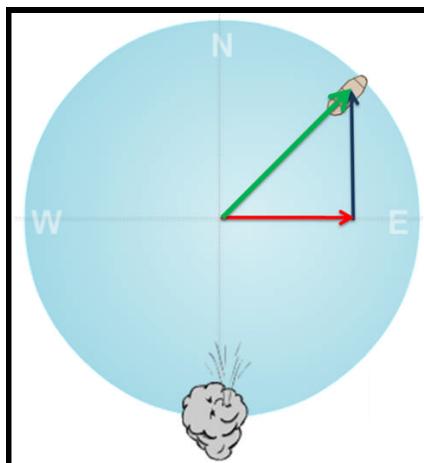


Figura 16-7

Si tuviéramos que medir la longitud de ese vector nos daríamos cuenta de que eran 14.14 nudos de longitud.

Así que la buena noticia para la nave es que está viajando más rápido que antes. La mala noticia es que va en la dirección equivocada...

Podemos determinar el ángulo y la longitud matemáticamente o podemos trazar los vectores en una gráfica polar y usar la escala proporcionada o usar una regla y un transportador.

## Suma de vectores

Lo que realmente acabamos de hacer es sumar dos vectores. Echemos un vistazo a eso un poco más de cerca.

Sumar vectores es un caso de mover la cola de un vector a la punta del otro vector.

No importa cuál vector se suma primero. No importa cómo los sume, el resultado será el mismo (Figura 16-8 centro y derecha).

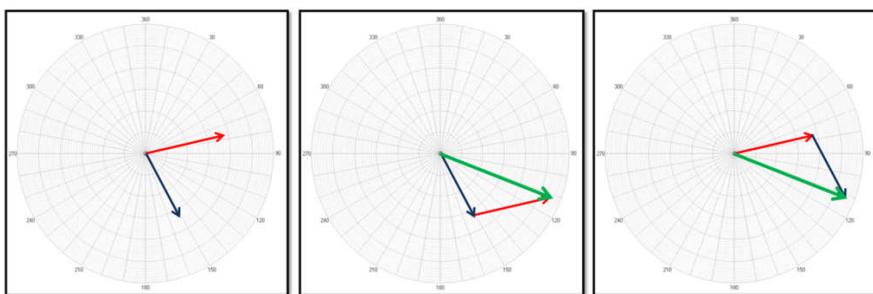


Figura 16-8

Y no importa cuántos vectores se deben sumar, el proceso es el mismo (Figura 16-9).

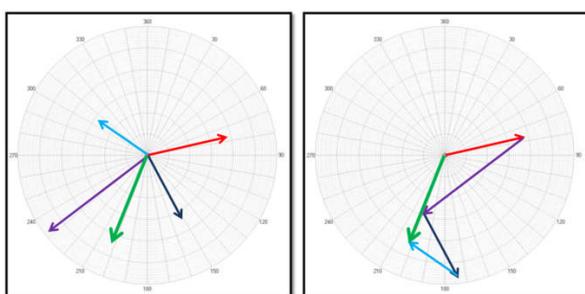


Figura 16-9

Los vectores se pueden sumar “fácilmente” de manera matemática. Es un caso de partir cada vector en sus componentes “X” y “Y”, y luego sumar los componentes “X” y sumar los componentes “Y”.

La longitud del vector “Z” se puede calcular utilizando el teorema de Pitágoras. Y el ángulo se puede calcular utilizando ATAN(tan<sup>-1</sup>), a como se muestra en la Figura 16-10.

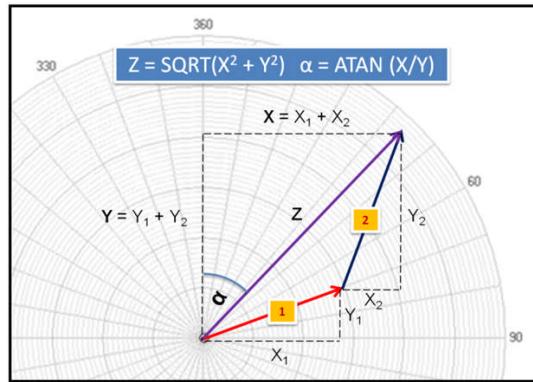
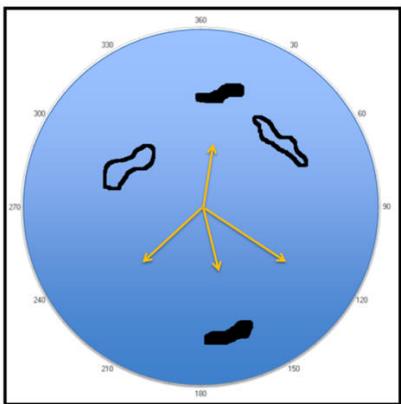


Figura 16-10

Vale la pena hacer un punto muy importante en este momento. Si usted considera un rotor fuera de balance, la fuente del desbalance probablemente no sea sólo una fuente en precisamente una ubicación (como un perno que se ha pegado al rotor en la ubicación incorrecta).

Es más que probable que haya una serie de fuentes de erosión y porosidad material, acumulación de suciedad/suciedad, etc.

Cada adición de masa (o pérdida de masa) se puede representar con un vector (Figura 16-11).



Porosidad o erosión: se trata de una *pérdida* de masa por lo que los puntos vectoriales se alejan de estos puntos.

Acumulación de suciedad que no se puede limpiar. Añaden masa.

Figura 16-11

Al igual que antes, podemos sumar vectores. El vector rojo es el vector final que mediríamos como el desbalance (Figura 16-12).

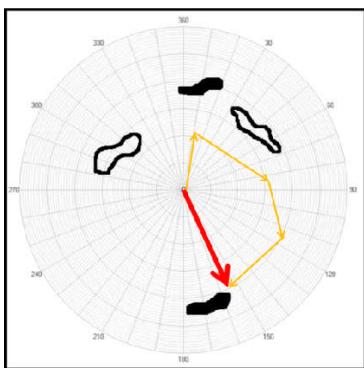


Figura 16-12

Tenga en cuenta que no necesitaría sumar estos vectores; esto sucede naturalmente. El punto es que cada fuente individual de desbalance contribuye al desbalance final que hace vibrar la máquina.

Hay una situación interesante para considerar. ¿Qué pasaría si se suman los dos vectores en la Figura 16-13?

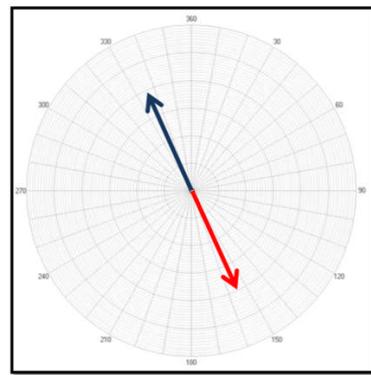


Figura 16-13

Sí, eso es correcto. Debido a que tienen la misma longitud, y sus ángulos son opuestos, ¡el resultado es un vector con longitud cero!

¿Por qué es relevante? Porque eso es exactamente lo que estamos tratando de hacer cuando balanceamos el rotor. Si el vector rojo representa la suma de las fuentes de desbalance (porosidad, erosión, etc.), entonces añadiremos un peso que crearía el vector azul. Tendrá un efecto igual y opuesto. La máquina estará balanceada y la amplitud 1x será menor.

## Resta de vectores

Restar vectores a menudo causa mucha confusión. Es un paso necesario al realizar el balanceo a un plano con vectores. La confusión es innecesaria.

Para restar el vector “A” del vector “B”, basta con girar el vector “A” alrededor de  $180^{\circ}$  y luego sumarlo!

Si tenemos los vectores “A” y “B” y queremos “A-B” entonces volteamos “B” por  $180^{\circ}$  y luego sumamos su cola a la punta del vector “A” (Figura 16-14).

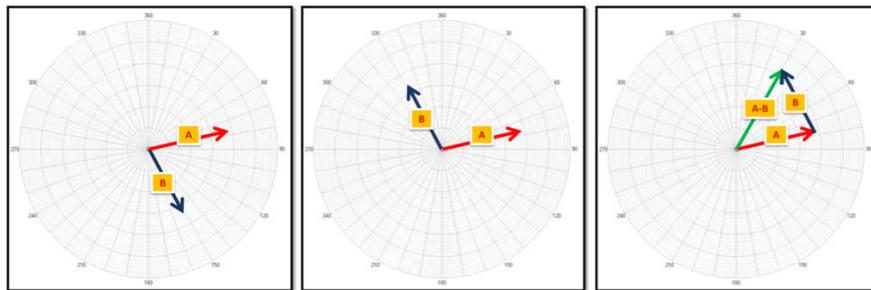


Figura 16-14

Tenga en cuenta que la resta no es como la suma: “A-B” es diferente a “B-A” (lo siento si eso suena obvio).

El resultado es el mismo vector de la vez anterior, rotada 180° (Figura 16-15).

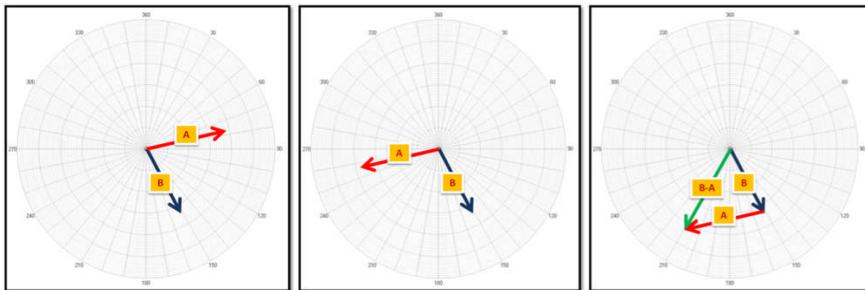


Figura 16-15

## Puntos clave

- F0** Los estudiantes deben estar familiarizados con diagramas polares
- F1** Los estudiantes deben estar familiarizados con los vectores
  - o Un vector contiene una magnitud y un ángulo de fase
- F0** Los estudiantes deben estar familiarizados con las matemáticas vectoriales básicas
  - o Entender que los vectores se pueden sumar y restar gráficamente usando una regla y un transportador o matemáticamente usando geometría
- F1** Comprender cómo se utilizan los vectores en el balanceo a un plano

## Balanceo a un plano

Para realizar un balanceo a un plano necesitamos determinar dónde colocar el peso de corrección y cuánto debe pesar. Tenga en cuenta que es posible que sea necesario añadir más de un peso si no es posible añadir el peso en el ángulo deseado (porque no hay un álabre o un agujero de balanceo en ese ángulo).

### Resumen del método de un plano

En primer lugar, realizamos una medición de vibración en un rodamiento y registramos la magnitud y la fase a la velocidad de funcionamiento de la máquina (por lo tanto, necesitamos una referencia de tacómetro una vez por revolución). Documentamos esta información como la condición “tal como se encuentra” de la máquina antes de balancearla.

A continuación añadimos un “peso de prueba” al rotor, y medimos en el mismo punto y registramos la magnitud y la fase a la velocidad de giro. Hacemos esto para ver cómo el rotor

fue “influenciado” por la adición del peso. La magnitud y la fase deben cambiar en un 30% o 30 grados, o más.

Ahora sabemos cómo la magnitud y la fase de la vibración en el punto de monitoreo ha cambiado en función de la adición de los pesos de prueba. A continuación, podemos realizar un cálculo (o esbozarlo con vectores en papel gráfico polar) para determinar dónde debemos agregar pesos (y cuánto deben pesar) para cancelar el efecto de la fuerza de desbalance.

Recuerde, no sabemos por qué la máquina/rotor está desbalanceada - no podemos ver un peso en el rotor. Está desbalanceada debido a un diseño/fabricación/ensamblaje deficientes, desgaste/erosión en álabes/paletas, acumulación en álabes/paletas, longitud de calza incorrecta y distorsión/pandeos.

A continuación, añadimos el peso de corrección y tomamos otra medida para ver si el desbalance está dentro de la tolerancia. A menudo, el desbalance no estará dentro de la tolerancia en el primer intento, por lo que utilizamos las nuevas lecturas para determinar dónde se debe agregar un peso “recortado” con el fin de llevar la máquina a la tolerancia.

Una vez que la máquina ha sido balanceada satisfactoriamente, los resultados deben ser documentados.

El procedimiento que se acaba de describir se utiliza independientemente de si se utiliza un recopilador de datos, un ordenador de balanceo o un papel gráfico. Tomamos las lecturas iniciales, agregamos pesos de prueba para ver cómo el estado de balanceo fue “influenciado”, y luego determinamos dónde se deben colocar los pesos finales. (Tenga en cuenta que hay otras maneras de balancear una máquina, pero no están cubiertas en este curso).

### ***Uso de vectores***

Aunque probablemente usará una calculadora de balanceo o el recopilador de datos para realizar esta tarea, es importante comprender el método vectorial de un plano. Si entiende este procedimiento, usted será capaz de hacer frente cuando su trabajo de balanceo no va bien, y le resultará mucho más fácil entender el método de dos planos y “coeficientes de influencia” utilizado por la mayoría de las calculadoras de balanceo y colectores de datos.

Usaremos papel gráfico polar para registrar la amplitud de vibración (magnitud) y la fase. Los anillos radiales representan la magnitud (en este ejemplo cada anillo es de 1 mil), y las líneas radiales son ángulo (grados). 360/0 grados está en la parte superior.

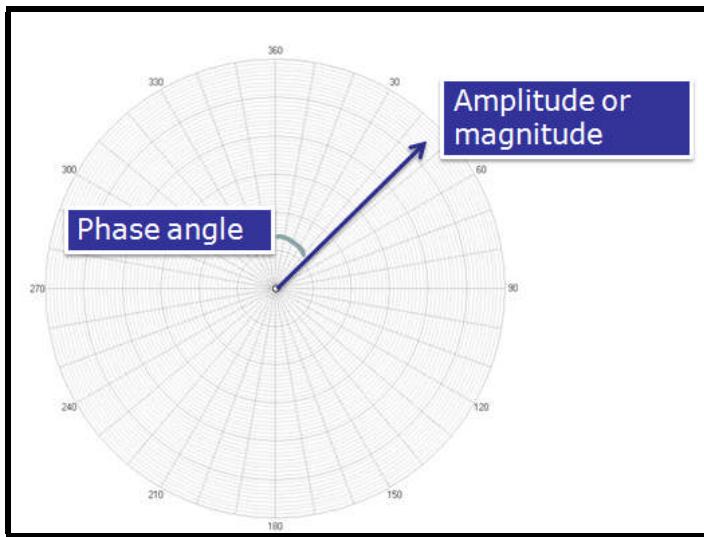


Figura 16-16

Cuando se presentan de esta manera, los pares de magnitud/fase se denominan vectores. Dibujamos una línea de la longitud de la magnitud en un ángulo de la lectura de fase. Podemos utilizar el formato independientemente de si medimos la vibración en unidades de desplazamiento, velocidad o aceleración. La única regla es que debemos usar las mismas unidades (y los mismos sensores montados en las mismas ubicaciones) para toda la prueba.

### ***Configuración de medición***

El primer paso es configurar su equipo de medición (colector de datos) para que pueda tomar una magnitud (es decir, lectura de amplitud de vibración) y lectura de fase a la velocidad de funcionamiento (giro) de la máquina. El sensor se colocará para medir la amplitud más alta, que normalmente está en la dirección horizontal.



Figura 16-17

### ***Corrida inicial de balanceo***

Con la máquina funcionando a velocidad normal, se registran la magnitud, la fase y las RPM. Esto se llama la “lectura inicial” u “original”. La magnitud y la fase se trazan en el papel gráfico polar. En este ejemplo, la magnitud fue de 5 mils, y la lectura de fase fue de 45 grados. Se etiqueta “O” para el desbalance original.

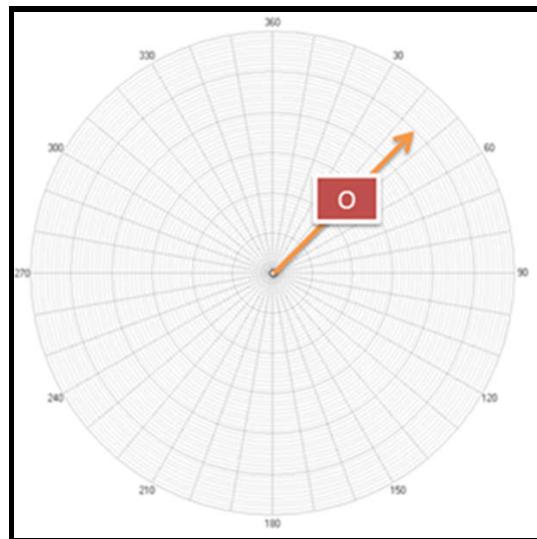


Figura 16-18

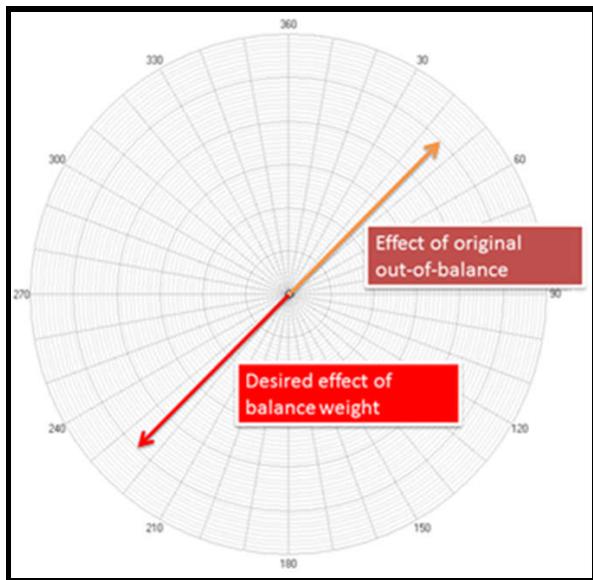


Figura 16-19

### Añadir el peso de prueba

A continuación, la máquina debe ser detenida y añadimos un “peso de prueba”. En un momento discutiremos cómo calcular la masa del peso de prueba, pero estamos tratando de influir en el estado de balanceo del rotor.

Por ejemplo, si añadimos 5 gramos de peso y vemos que la amplitud de vibración se reduce en un 30% y el ángulo de fase cambia en 30°, podemos calcular cuánto peso se requiere y la ubicación del peso, de modo que la fuerza de desbalance se cancele por completo.

Si añadimos un peso de prueba que es demasiado pequeño, la amplitud de vibración y la fase no cambiarán mucho, y cualquier cálculo que realicemos será muy inexacto. Por otro lado, si el peso es demasiado grande, y resulta que lo colocamos donde el desbalance es mayor, podríamos crear una situación dañina y potencialmente insegura. Idealmente, el peso de prueba influirá en el estado original de desbalance cambiando la fase en al menos 30 grados y/o cambiando la amplitud de vibración en un 30%. Esto se conoce como la “regla 30-30.”

Los pesos de balanceo vienen en una gran variedad de formas y tamaños. Algunos están diseñados para que se agreguen fácilmente para la “corrida de prueba”, pero luego deben colocarse permanentemente en la conclusión del trabajo de balanceo.

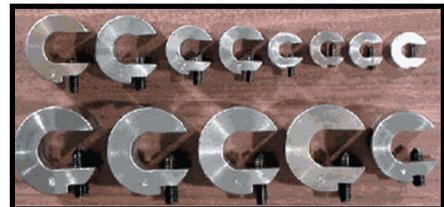
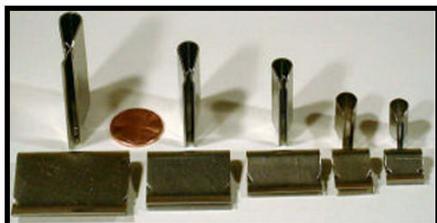


Figura 16-20

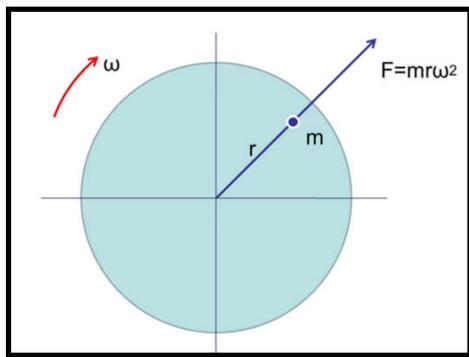
También es muy importante tener un buen conjunto de básculas para que pueda pesar el peso de la prueba y el balance final.



Figura 16-21

La selección del peso de prueba es muy importante. Como pauta general (Wowk), agregue un peso que produzca una fuerza del 10% del peso del rotor. Este criterio fue desarrollado originalmente para rotores flexibles donde las fuerzas pueden amplificarse a medida que el

rotor pasa a través de la primera velocidad crítica. Para rotores rígidos, puede utilizar con seguridad 2-3 veces esta masa.



16-22 Fuerza producida por un peso de desbalance

Para calcular las fuerzas producidas por el peso de prueba, puede utilizar estas fórmulas

**Imperial:**

$$F = 1.77 \times W_t \times R \times \left( \frac{RPM}{1000} \right)^2$$

$W_t$  = Peso de prueba (oz)

R = Radio del peso de prueba (pulgadas)

**Métrico:**

$$F = 0.01 \times W_t \times R \times \left( \frac{RPM}{1000} \right)^2$$

$W_t$  = Peso de prueba (gramos)

R = Radio del peso de prueba (cm)

Como se señaló, esta fuerza debe ser igual al 10% de la masa del rotor, por lo tanto, la "F" en las ecuaciones anteriores debe ser igual a la masa del rotor (en libras o kg respectivamente)  $\times 0.1$

### **Selección de la posición para el peso de prueba**

Muchas personas simplemente seleccionan una posición arbitraria para el peso de prueba; a menudo en línea con la referencia del tacómetro. Sin embargo, podemos ser más inteligentes que eso. Podemos colocar el peso opuesto donde creemos que se encuentra el punto pesado.

Si está utilizando una sonda de proximidad y la sonda de proximidad se coloca en línea con la referencia de fase (optical-tach, laser-tach o keyphasor), entonces simplemente podemos colocar el peso de prueba frente al vector de desbalance. Es decir, si medimos un ángulo de fase de 45° debemos colocar el peso en 225° (45+180). Si el rotor es rígido, y no hay retrasos de fase significativos debido al sistema mecánico o la electrónica, entonces estamos obligados a reducir la vibración en el primer intento. Esto no sólo ayudará a nuestros cálculos, sino que garantizará una ejecución de prueba segura, si colocamos el peso de prueba en línea con el peso de desbalance (por ejemplo, a 45°), entonces haríamos que los niveles de vibración aumentaran considerablemente, y posiblemente a niveles peligrosos.

### **Corrida de prueba**

Con el peso de prueba cuidadosamente instalado en la máquina, se opera a la misma velocidad, esperamos a que la lectura se asiente, y luego registramos de nuevo la magnitud y la fase a la velocidad de operación.

Si la magnitud no ha cambiado en un 30% más, y si el ángulo no ha cambiado en 30 grados o más, entonces tendremos que detener la máquina y reemplazar el peso de prueba con un peso mayor.

Supongamos que la nueva lectura fue de 4 milis y 130 grados. Añadimos esto al diagrama polar. Este vector representa el nivel de vibración debido al desbalance inicial y al peso de prueba, por lo que se etiqueta como “O+T”.

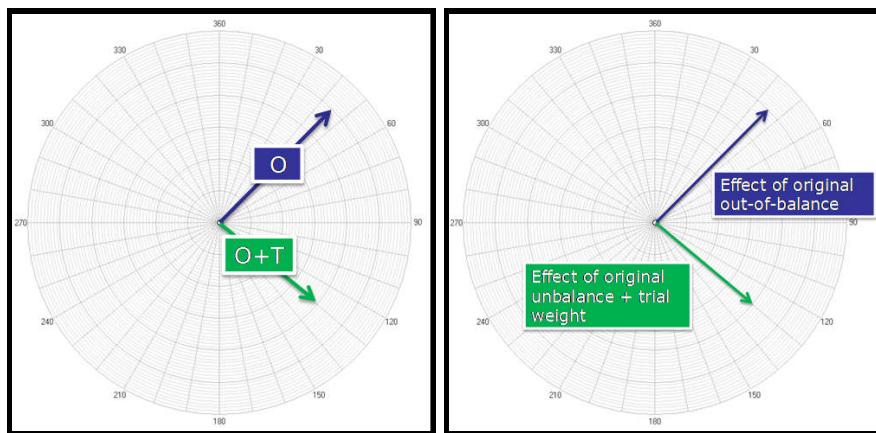


Figura 16-23

Ahora dibujamos una línea desde el final del vector original “O” hasta el final del vector “O+T”. Esto representa una **resta de los dos vectores**, dejando sólo la influencia del peso del ensayo solo, por lo que marcamos este vector como “T”.

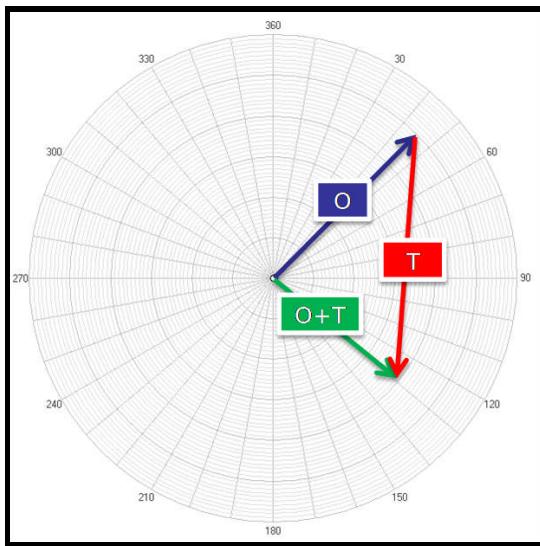


Figura 16-24

El nuevo vector representa la vibración debido únicamente al peso de prueba. Si pudiéramos balancear esta máquina perfectamente y luego añadir el peso de prueba y medir la vibración, mediríamos la misma amplitud y fase representada por este vector.

Ahora tenemos que medir la longitud de la línea “T” del papel gráfico, y el ángulo entre el vector de prueba “T” y el vector original “O”. La longitud de la línea es de 6 cm (o divisiones principales), por lo que representa 6 mils. Usando un transportador puede medir el ángulo como 40 grados CCW (en sentido contrario a las agujas del reloj).

Por lo tanto, la solución requiere que la nueva masa se añada a la máquina en una posición de 40 grados en sentido contrario a las agujas del reloj desde donde colocó el peso de prueba. Pero ¿qué debería pesar?

El peso se calcula como una relación entre el nivel de vibración original “O” y la vibración debido a la influencia del peso de prueba – nuestro nuevo vector “T” – multiplicado por la masa del peso de prueba. Por lo tanto, es  $(5 \times 5/6) = 4.1$  gramos.

### ***Sí se elimina el peso de prueba***

Por lo tanto, tenemos que quitar el peso de prueba y añadir un nuevo peso de 4.1 gramos  $40^\circ$  desde donde colocamos el peso de prueba.

Pero la gran pregunta es; ¿en qué dirección medimos los  $40^\circ$ ; en el sentido de las agujas del reloj o en el sentido contrario a las agujas del reloj? Esta es un área donde muchos trabajos de balanceo terminan mal.

En los analizadores de vibración modernos que utilizan un foto-tach, **los ángulos de fase positivos** se miden **contra** la dirección de rotación.

Por lo tanto:

- Si el rotor está girando **en el sentido de las agujas del reloj**, muévase en sentido contrario al cambio O+T
- Si el rotor está girando **en sentido contrario a las agujas del reloj**, muévanse con el cambio O+T

En nuestro ejemplo en la Figura 16-25, el eje se gira contrario a las manecillas del reloj, por lo que tuvimos que colocar el peso  $40^\circ$  en contra de la rotación, es decir, a favor de las manecilla del reloj.

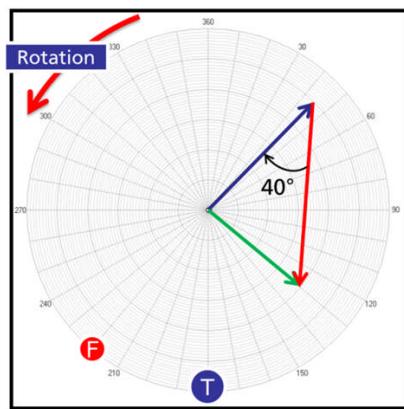


Figura 16-25

Tenga en cuenta que si utiliza un estroboscopio para medir la fase, este reporta ángulos de fase positivos en la dirección de rotación.

Por lo tanto:

- Si el rotor está girando **en el sentido de las agujas del reloj**, muévanse **con** el cambio O+T
- Si el rotor está girando **en sentido contrario a las agujas del reloj**, muévanse **opuesto a** el cambio O+T

### **Dejando el peso de prueba**

Todo lo que hemos discutido supone que el peso de prueba se eliminará antes de que se añada el peso final. Pero eso puede no adaptarse a sus necesidades. Es posible que desee dejar el peso de prueba en su lugar y, por lo tanto, añadir un peso de balanceo final diferente al rotor.

¡A ver cómo podemos hacer eso!

Originalmente queríamos un peso para contrarrestar el vector "O".

Si dejamos el peso de prueba en el rotor ahora debemos añadir un peso final que contrarreste el vector "O+T". El efecto deseado de añadir un peso es tener el efecto opuesto del desbalance original MÁS el desbalance debido al peso de prueba. Necesitamos menos peso y necesita colocarlo en un lugar diferente.

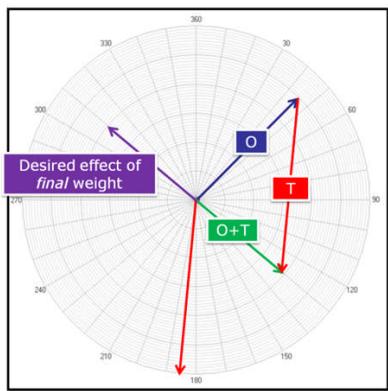


Figura 16-26

Mida el ángulo y longitud de O+T y vectores T (Figura 16-27) y calcule la razón.

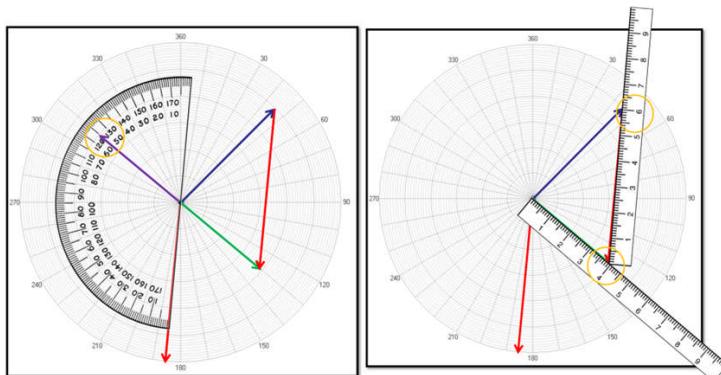


Figura 16-27

La solución es añadir el peso 125° alrededor de la ubicación del peso de prueba, contra la dirección de rotación.

La masa del peso es:

**Masa de prueba x (O+T)/T**

$$5 \times 4/6 = 3.3 \text{ gramos}$$

Esto asume que el peso de prueba de 5 gramos no se elimina.

### ***Desbalance residual***

En este punto sabemos cuál es el desbalance. Nos acaban de decir que agreguemos 3.3 gramos. Si estamos agregando ese peso en un radio de 12 pulgadas, o 300 mm, entonces nuestro desbalance es 39.6 gr-in o 990 gr-mm.

Esto es  $U_{res}$  – es el desbalance residual. Ahora podríamos buscar las normas y determinar si eso es permisible.

Discutiremos esto más en un rato.

### ***Recorte de balanceo***

Ahora añadiríamos los 4.1 gramos (eliminamos el peso de prueba) a  $40^\circ$  y volveríamos a correr la máquina. Esperamos que la vibración después sea muy baja. Pero no siempre encontramos que... A menudo tenemos vibraciones que todavía son un poco muy altas.

En este caso medimos 3 mil @  $320^\circ$  (Figura 16-28).

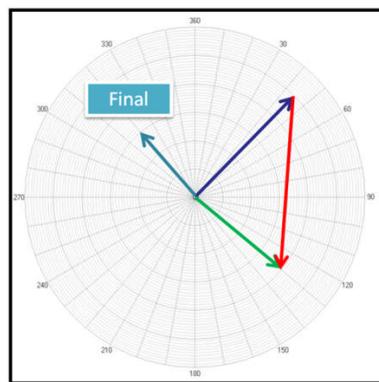


Figura 16-28

Necesitamos dar otro paso para reducir aún más la vibración.

Este paso se denomina corrida de recorte.

Si considera lo que acabamos de hacer, es muy similar al proceso de peso de prueba. Medimos una vibración y una fase, añadimos un peso y luego medimos la vibración de nuevo. Al igual que la situación que discutimos donde dejamos el peso de prueba en el rotor, en este caso vamos a dejar el peso final en el rotor.

Así que ahora tenemos que usar los vectores para determinar un nuevo peso y ubicación.

Ahora hemos renombrado el diagrama (Figura 16-29). El vector original “O” sigue siendo el original. Pero la “prueba” es actualmente la vibración medida con el peso de prueba removido y el peso final de 4.1grams agregados.

Nota: dejaremos el peso final en el rotor, por lo que estamos tratando de balancear “O+T<sub>1</sub>” no “O”.

Vamos a etiquetar la corrida de recorte como “T<sub>1</sub>” (nuestra primera corrida de recorte) por lo que tenemos “O +T<sub>1</sub>” y el vector “T<sub>1</sub>” es sólo el efecto de añadir el peso de 4.1gramos.

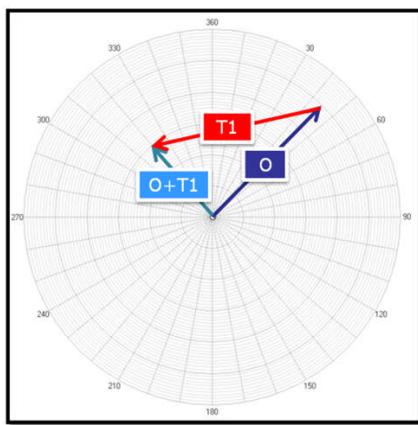


Figura 16-29

Ahora estamos tratando de contrarrestar el desbalance de fuerza debido al peso final que agregamos al rotor (Figura 16-30).

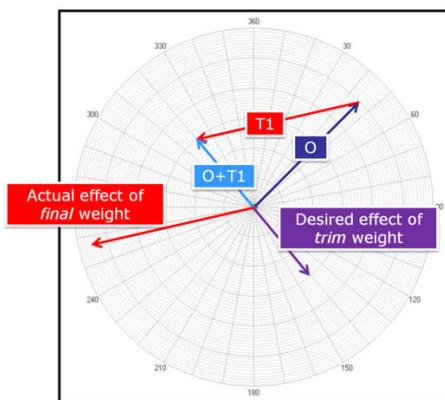


Figura 16-30

Se puede ver que el vector rojo es demasiado largo por lo que necesitamos menos peso, y necesita ser movido en la dirección opuesta por aproximadamente  $120^{\circ}$

Si medimos el ángulo obtenemos  $116^{\circ}$  (Figura 16-31). Mida la longitud del vector  $O+T_1$  (que sabemos es 3 mils) y vector  $T_1$  calcule su razón – nos dice cuánto peso necesitamos agregar.

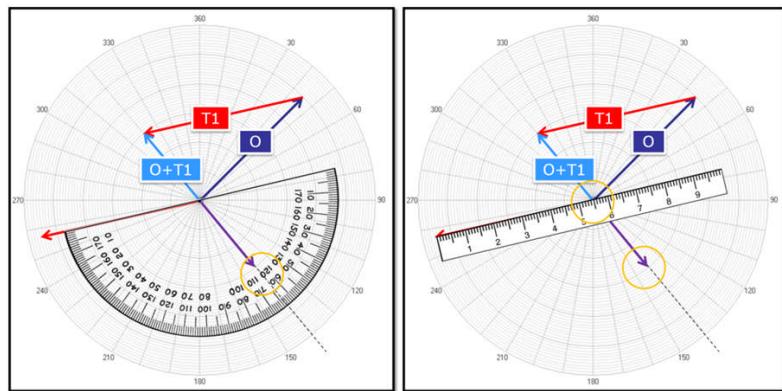


Figura 16-31

La solución es añadir el peso de balanceo a  $116^{\circ}$  desde donde se colocó el peso “final” en la dirección de rotación.

El peso es la relación:

$$\text{Masa final} \times (O+T_1)/T_1$$

$$4.1 \times 3.0 / 5.5 = \mathbf{18 \text{ gramos}}$$

Tenga en cuenta que “4.1” fue el peso final que añadimos a la máquina; “3.0” fue la vibración medida en mils después de que añadimos el peso final, y calculamos el efecto “ $T_1'$  como 5.5 mils.

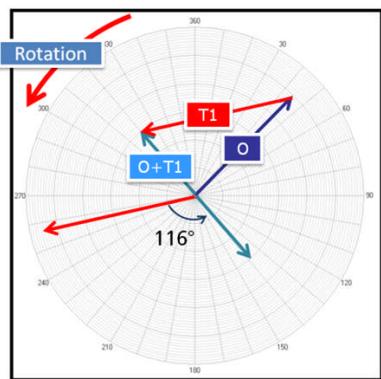


Figura 16-32

Una vez más podemos calcular  $U_{res}$  y comprobar si es menor que  $U_{per}$  basado en G2.5 (o G10 o lo que usted elija utilizar).

Por supuesto, podemos repetir este proceso una y otra vez hasta que la amplitud de vibración, o  $U_{res}$  sea lo suficientemente bajo.

Si tiene que repetirlo más de un par de veces la regla general es eliminar todos los pesos y empezar de cero. También debe considerar otras posibles causas de su incapacidad para balancear la máquina. Estas causas pueden incluir la presencia de otras fallas mecánicas como soltura, resonancia, desalineación, pata coja, etc. Otras posibilidades incluyen problemas con el equipo de medición, lecturas de fase, retraso de fase, etc.

## Puntos clave

Los estudiantes son responsables de entender el balanceo a un plano en detalle – (este es el material CAT II)

- o El procedimiento de balanceo
- o Selección de un peso de prueba (se proporcionarán fórmulas)
- o El efecto deseado del peso de prueba (regla 30-30)
- o Dónde colocar el peso de prueba (unidades, retraso de fase, rotores flexibles)
- o Definición de vectores “O”, “T” y “O+T”
- o Comprender el propósito de la corrida de recorte
  - Determinar cuándo el rotor está lo suficientemente balanceado
- o Entender por qué el trabajo podría no ir según lo planeado

## Dividiendo pesos

Cuando se calcula el peso final para el trabajo de balanceo, se debe agregar al rotor. En algunos casos, el peso se puede añadir en cualquier ángulo del rotor. Sin embargo, algunos rotores tienen agujeros donde se fijan los pesos o aspas donde se pueden fijar los pesos. En esta

situación puede que no sea posible añadir el peso en el ángulo preciso requerido. La solución es añadir dos pesos al rotor (en las aspas o agujeros disponibles) de modo que la combinación de ambos pesos tenga el mismo efecto neto que un solo peso en el ángulo deseado.

Por ejemplo, si la solución de balanceo fuera añadir 6 gramos a  $75^\circ$ , pero tenemos aspas a  $60^\circ$  y  $120^\circ$ , tendríamos que dividir el peso entre las dos aspas para que la suma vectorial de los dos pesos sea igual a 6 gramos a  $75^\circ$ .

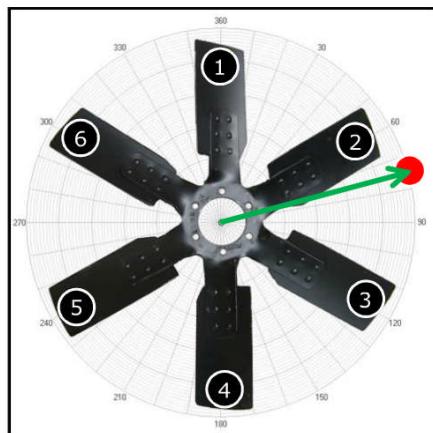


Figura 16-33

Nota: La suposición es que los pesos finales se colocarán en las aspas en el mismo radio que los pesos de prueba fueron agregados.

Se puede utilizar el siguiente procedimiento para determinar la masa correcta de los pesos:

**Dibuje las posiciones de las aspas y el peso de balanceo deseado en la gráfica polar**

Para este ejemplo he dibujado las aspas, pero usted simplemente tiene que indicar dónde se encuentran las dos aspas (o agujeros de balanceo). (Tenemos que resolver el peso de 6 gramos a  $75^\circ$  en dos vectores equivalentes en los ángulos de las dos aspas)

Agregue el vector que indica el peso deseado. En nuestro caso la masa es de 6 gramos y el ángulo es de  $75^\circ$ . El peso se dibuja en el límite de la gráfica polar.

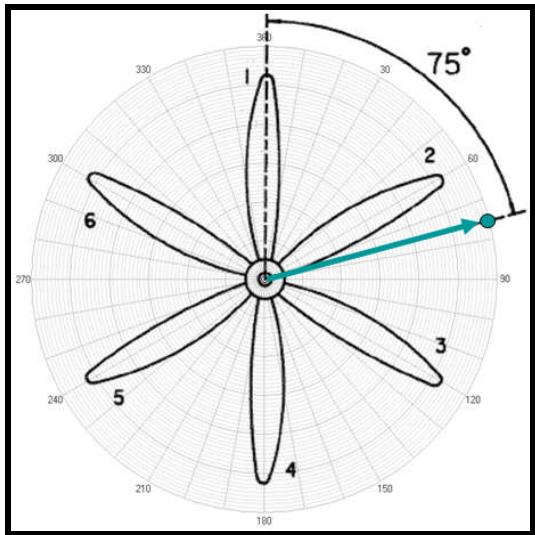


Figura 16-34

Dibuje los vectores equivalentes para una de las aspas

Dibuje una línea paralela con el aspa 3 para que pase por el punto que representa la masa de balanceo. En este ejemplo dibujamos una línea a través del aspa 3 y una línea paralela que atraviesa el peso.

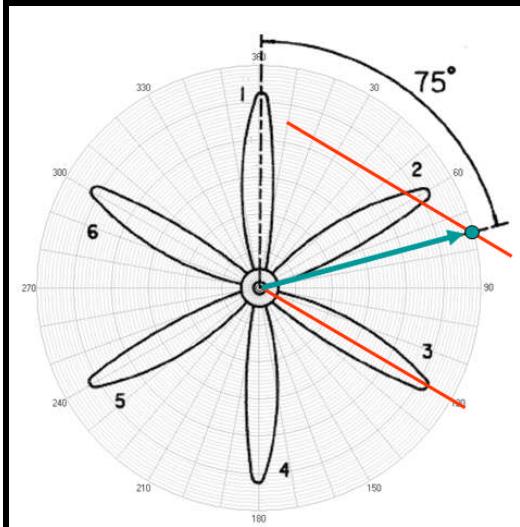


Figura 16-35

Dibuje los vectores equivalentes para la otra aspa

Ahora vamos a repetir el proceso para la segunda aspa. Dibujaremos una línea a través del aspa y una segunda línea paralela con el aspa que interseca el peso de balanceo.

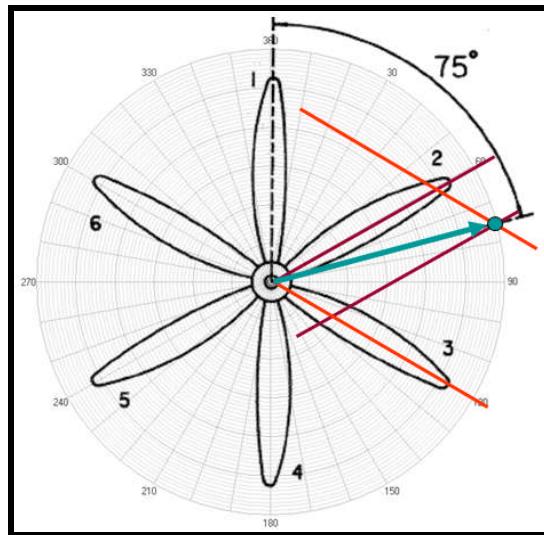


Figura 16-36

Sume los vectores a través de las aspas a la intersección de los vectores equivalentes

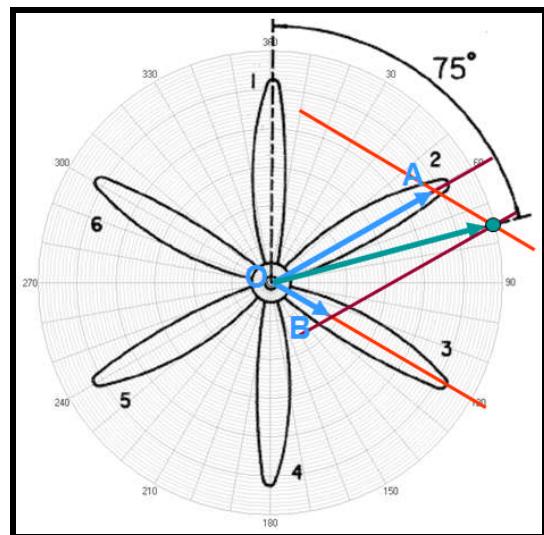


Figura 16-37

Determine la masa de los pesos equivalentes

Ahora podemos comparar la longitud de los dos vectores con la longitud del vector que representa la masa de balanceo deseada. Usted puede ver que el vector "OA" es más largo que el vector "OB", por lo tanto, se colocará más masa en el aspa 2. El siguiente paso es medir las longitudes de los vectores OA y OB que son 4.9 y 19 respectivamente.

Las ecuaciones son las siguientes:

Peso en el aspa 2 = OA / OX multiplicado por el peso final y el peso en el aspa 3 = OB / OX multiplicado por el peso final.

Puesto que las longitudes de nuestros vectores en este ejemplo están directamente relacionadas con el número de gramos, no es necesario calcular nada más. Simplemente coloque 4.9 gramos en el aspa 2 y 19 gramos en el aspa 3.

Es muy importante que no se confunda con el último paso. Aunque hemos dibujado los vectores OA y OB a lo largo de las aspas, esto no indica dónde en las aspas se añadirán los pesos de balanceo, sino más bien cuánto peso se añade a cada aspa. Los pesos deben añadirse en el mismo radio que los pesos de prueba.

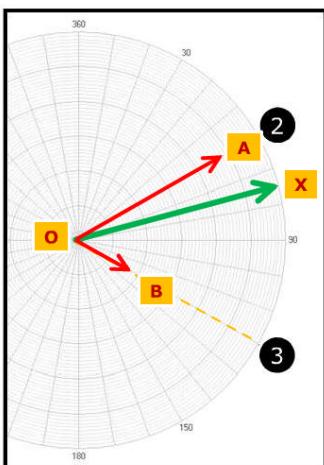


Figura 16-38 Encuentre los dos vectores que suman al vector deseado

## Combinando pesos

Al añadir pesos a una máquina, es posible que ya haya uno o más pesos de balanceo pegados a aspas, atomillados en agujeros, etc. Habrá situaciones en las que será necesario consolidar los pesos existentes con los pesos que ahora deben añadirse a la máquina.

El método vectorial para sumar pesos es el reverso de dividir pesos, que se cubrió en las páginas anteriores. En lugar de tener un solo peso y dividirlo, comienza con dos o más pesos y se suman.

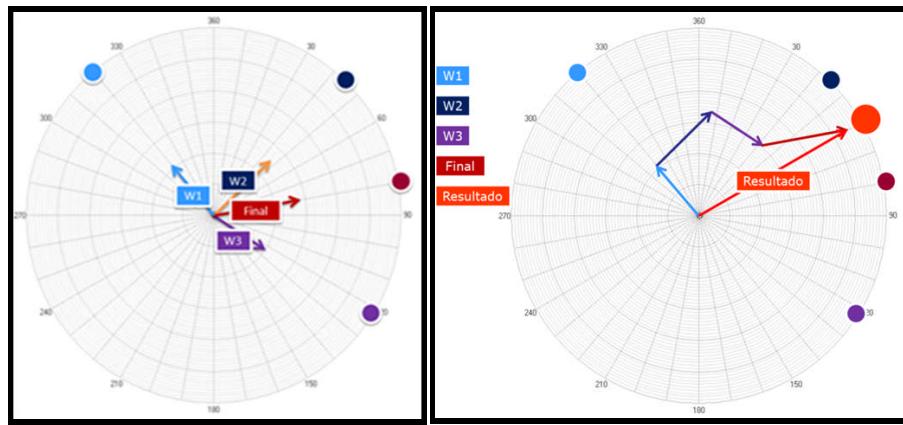


Figura 16-39

Dibuje una representación vectorial de cada peso. Recuerda que para añadir vectores colocamos la cola de uno en la punta del otro y dibujamos una línea desde la cola del primero hasta la punta del segundo o último.

Muchos programas de balanceo ofrecen una función de “suma de pesos” que hace las matemáticas vectoriales para usted.

### **Otros desafíos**

A veces no es posible añadir pesos. En lugar de añadir peso podemos perforar un agujero para eliminar la misma masa. El agujero se perfora en el lado opuesto, a 180 grados de donde habríamos añadido peso. Puede calcular el tamaño o el volumen del taladro en función de la densidad del material. Hay tablas que proporcionan información sobre el peso eliminado para varios diámetros y profundidad de agujeros en varios calibres de metal.

También puede encontrarse con una situación en la que necesita agregar o eliminar masa en un radio diferente desde donde colocó el peso de prueba. La masa debe ajustarse de acuerdo con la relación entre el radio original y el nuevo radio. El nuevo radio por la nueva masa debe ser igual al radio antiguo por la masa antigua. La masa por el radio se llama la “sensibilidad”:

Si su solución original requería 10 gramos a 20 cm = 200 g-cm y quería colocar el peso en un radio de 10 cm, en su lugar necesitará 20 gramos. ( $10 \text{ cm} \times 20 \text{ gramos} = 200 \text{ gramos-cm}$ )

## Puntos clave

- FO Los estudiantes deben entender cómo dividir los pesos
- FO Los estudiantes deben saber cómo combinar pesos
- FO Los estudiantes deben saber cómo eliminar el peso si no se pueden agregar pesas y cómo lidiar con la adición de pesos en un radio diferente del peso de prueba.
- FO Nota: todos estos son temas de CAT II

## Balanceo de cuatro corridas sin fase

El método de cuatro corridas sin fase se puede utilizar para balancear correctamente una máquina. Este método no requiere que el balanceador recopile una lectura de fase. Esto es importante por dos razones; a veces la recopilación de una lectura de fase puede ser difícil, y en segundo lugar, los métodos de balanceo a un solo plano y dos planos requieren una lectura de fase estable que puede no ser posible. Las resonancias, batido con máquinas vecinas, soltura del eje o de la cimentación, los cimientos inestables, los problemas de los instrumentos y otras razones pueden hacer que las lecturas de fase se vuelvan inestables.

Además, el método a un plano supone que la máquina es “lineal”, es decir, que la máquina responderá a 10 gramos añadidos a  $70^\circ$  en proporción lineal a 20 gramos añadidos a  $70^\circ$ . Por una variedad de razones, esto puede no ser cierto. Otro “fallo” en los métodos de balanceo de uno y dos planos es que estamos obligados a agregar un peso de prueba al rotor y medir la influencia del peso, y a partir de eso, inferir cómo el rotor responderá a un peso diferente en un lugar diferente. Si bien esto se relaciona con la linealidad del rotory la máquina, también se basa en que el balanceador añade un peso de prueba de un tamaño adecuado, si es demasiado pequeño, los cálculos de la balanza se verán comprometidos. Si el peso es demasiado alto, los niveles de vibración pueden a su vez ser muy altos, y puede hacer que la máquina responda de una manera no lineal.

Como se puede ver en el nombre de este método, es necesario realizar cuatro corridas de la máquina para determinar el peso óptimo de balanceo. Usted puede ver esto como un desincentivo para utilizar este método. Sin embargo, cuando tenga en cuenta que el método de plano único usará dos ejecuciones como mínimo (ejecución original, ejecución de prueba y ejecución final), y es probable que tenga que realizar una ejecución de recorte, puede ver que el método de cuatro ejecuciones no es tan malo como puede parecer.

También debe tenerse en cuenta que este método todavía se utiliza ampliamente hoy en día, ya que logra muy buenos resultados, y se puede utilizar cuando los métodos de plano único o dos planos no se pueden utilizar, por las razones discutidas anteriormente.

### ***Balanceo con el método de cuatro corridas***

El primer paso es adquirir una lectura de vibración “original” de la máquina. Una lectura de fase no es necesaria, sin embargo, es importante tomar una lectura en la frecuencia de velocidad de giro.

Esta lectura debe trazarse en papel gráfico polar. Debe seleccionar una escala que proporcione espacio para las lecturas adicionales que se adquirirán. Tenga en cuenta que el ángulo del vector no es importante; el círculo es importante. El círculo se centra en el punto cero del papel gráfico polar.

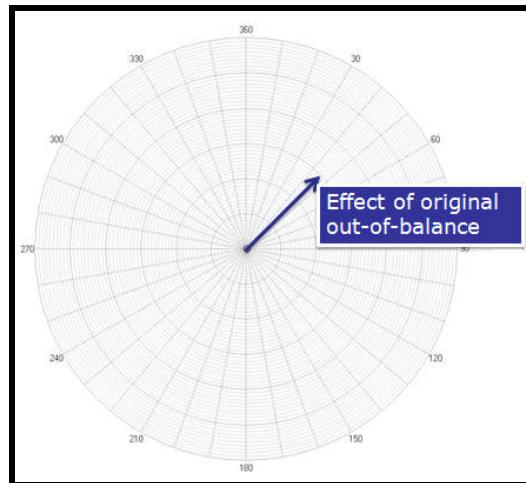


Figura 16-40 Vector original

No importa qué unidades utilice; aceleración, velocidad o desplazamiento, siempre y cuando utilices las mismas unidades para todas las lecturas que estás a punto de recopilar.

A continuación, se debe dibujar un círculo con un radio igual a la lectura de vibración. Se deben añadir marcas de 120° al círculo. Tenga en cuenta que es posible utilizar ángulos diferentes a 120°, sin embargo, vamos a utilizar 120° por ahora.

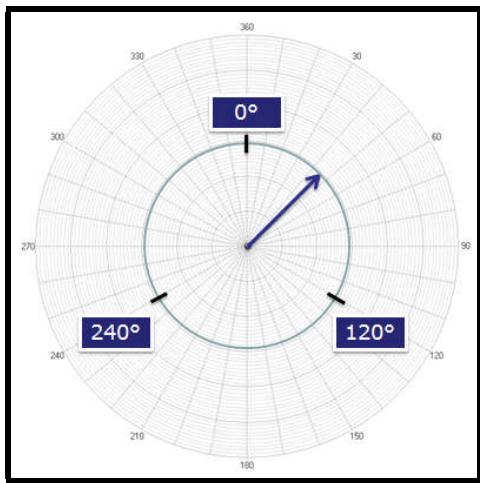


Figura 16-41 Dibuje el círculo y marque las divisiones a  $120^\circ$

Ahora debemos comenzar las tres pruebas. Se debe añadir un peso de prueba a  $0^\circ$  en el rototry la máquina se inicia y se corre hasta que las lecturas de vibración sean estables. Tenga en cuenta que la masa del peso de prueba debe seleccionarse utilizando los mismos métodos y cálculos que se describen en la sección de un solo plano. Una vez tomada la lectura de amplitud debe añadirse a nuestra parcela polar. El centro del círculo se coloca en la marca de  $0^\circ$  en el círculo original.

Por el bien de este ejemplo, asumiremos que el nivel de vibración era ahora más alto que durante la ejecución original. He dibujado este círculo para que salga de la escala. Puede seleccionar un espaciado de cuadrícula diferente o simplemente trazar la parte del círculo que se ajuste al papel del gráfico.

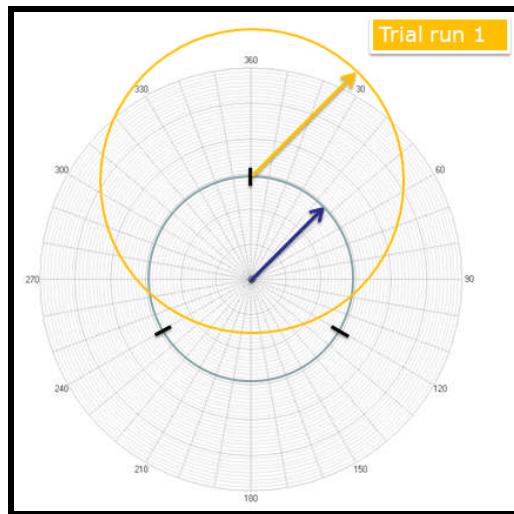


Figura 16-42 Dibuje el círculo para la primera corrida de balanceo

Ahora debe detener la máquina y mover el mismo peso de prueba a un punto 120 deg alrededor desde el primer punto. Con eso hecho, encienda la máquina, espere a que funcione en un estado estable y, a continuación, tome otra lectura de vibración.

Por cierto, si la lectura no es estable debido a al batido, por ejemplo, trate de obtener un valor medio de vibración para utilizar para la lectura de la balanza.

Trazar esta amplitud de vibración en el papel gráfico, pero esta vez centrar el círculo en el punto de intersección de 120o. Por el bien de este ejemplo, esta lectura tenía una menor amplitud de vibración.

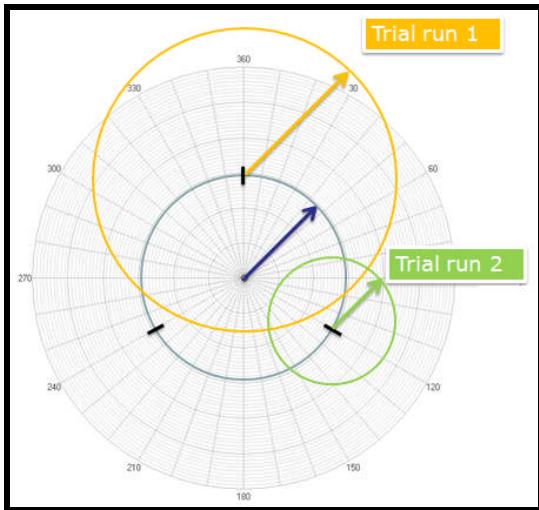


Figura 16-43 Dibuje el círculo de la segunda corrida

Y finalmente repetimos el proceso, sin embargo, esta vez movemos el peso de prueba al punto de 240° y dibujamos el círculo centrado en el punto de intersección de 240°. En aras de este ejemplo, la tercera lectura tuvo una amplitud de vibración muy alta. Está claro que el peso final de la balanza debe colocarse más cerca de la posición de 120° que la posición de 240°.

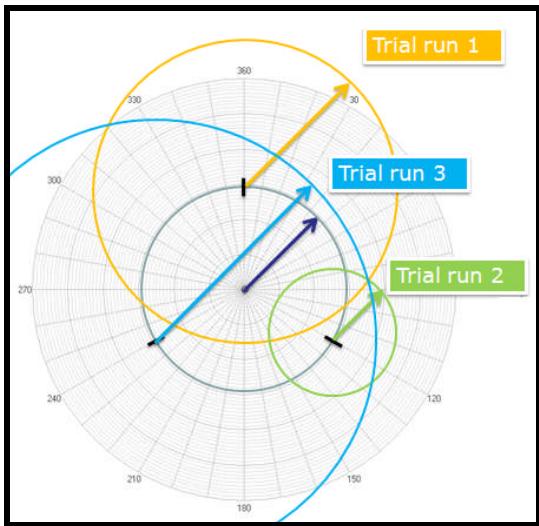


Figura 16-44 Dibuje el círculo de la tercera corrida

Ahora que se han realizado las tres corridas, y los tres círculos se han trazado en consecuencia, la masa y el peso de balanceo de la posición (ángulo) se pueden determinar buscando la intersección de los tres círculos.

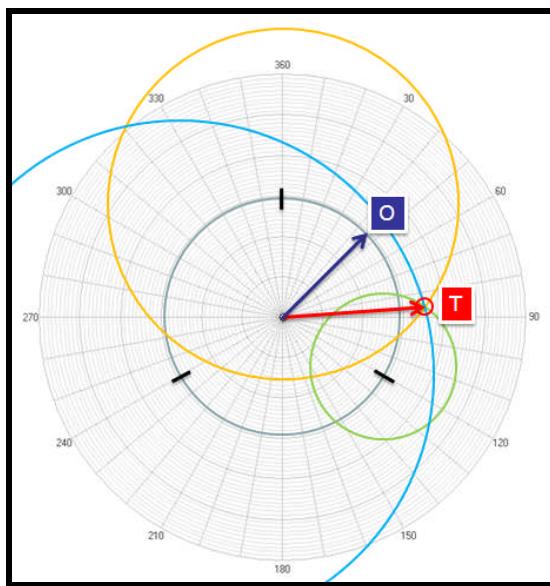


Figura 16-45 Encuentre la intersección entre los tres círculos

El peso final de la balanza debe colocarse a 860 desde la posición de peso de 0o, y la masa del peso se puede calcular de la misma manera que el peso de un solo plano – como una relación de la longitud del vector original con el vector de la solución, multiplicada por la masa de ensayo. En nuestro ejemplo, supongamos que el peso de prueba pesaba 10 gramos, y la longitud del vector de solución era de 3.6 unidades de vibración en comparación con el valor de vibración original de 3. La masa debe ser:  $10 \times 3/3.6 \times 8.33$  gramos.

$$\text{Balance weight} = \frac{O}{T} \times \text{Trial weight}$$

### *¿Qué pasa si los círculos no se intersecan?*

En nuestro ejemplo, los tres círculos se intersecaban perfectamente. Esto no siempre sucederá. Por lo tanto, debe encontrar el centro geométrico de la región que crean, como se ilustra a continuación.

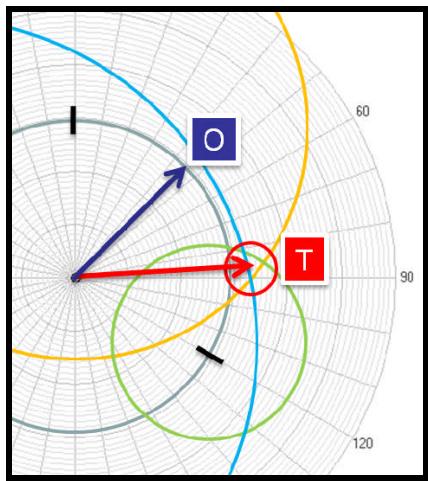


Figura 16-46 Encuentre el centro geométrico

El siguiente es otro ejemplo donde los círculos no se intersecan. El centro geométrico todavía debe identificarse y utilizarse para determinar la masa y el ángulo para el peso de balanceo.

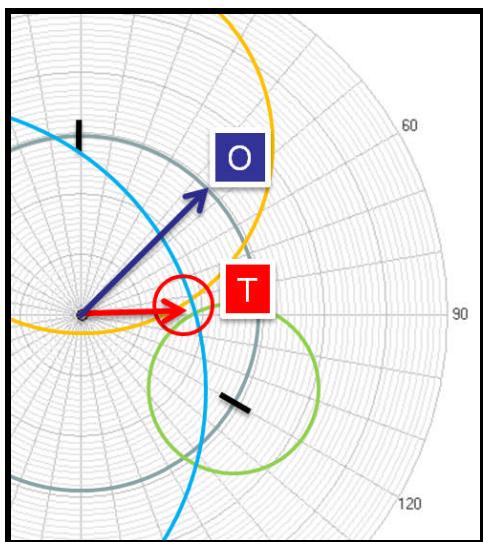


Figura 16-47 Encuentre el centro geométrico

## Puntos clave

- Los estudiantes deben estar familiarizados con el método de balanceo de cuatro corridas sin fase
- Los estudiantes deben entender por qué o cuándo se podría usar este enfoque en su lugar de balancear con fase, que es más común
- Los estudiantes deben entender el procedimiento de balanceo de cuatro corridas sin fase

## Balanceo a dos planos

Se requiere un balanceo a dos planos cuando hay desbalance dinámico (es decir, un componente estático y una cupla). Aunque es posible realizar un balanceo a dos planos con vectores, a menudo no se realiza de esa manera y no discutiremos ese método. En su lugar, asumiremos que tiene un sistema de balanceo o un analizador de vibraciones con un programa de balanceo.

El primer tema que debemos discutir rápidamente es si necesita realizar un balanceo a dos planos. Hay cuatro maneras de determinar si se requiere un balanceo a dos planos:

1. Puede permitir que las normas ISO lo guíen.
2. Puede decidir en función de una regla general relacionada con la relación entre la longitud del rotor y el diámetro del rotor.
3. Puede intentar un balanceo a un plano, y si no tiene éxito, inténtelo a dos planos
4. Puede utilizar lecturas de fase para determinar cómo se compara la fase en los dos rodamientos.

## Normas ISO

La tabla del estándar ISO 19499:2007 provee una guía; no solo para responder preguntas de balanceo a uno y dos planos, pero también si necesita tratar el rotor como rígido o flexible. Las distintas configuraciones de rotores se presentan con una guía relacionada a la velocidad de operación y la primera frecuencia natural (Figura 16-48).

Table 2 — Guidelines for balancing procedures

Guidance given in this table should be used with care as the ratio of rotor speed to first flexural critical speed <i>in situ</i> is only a typical value. This will be highly dependent on the dynamic characteristics of the bearings and their supports, initial unbalance, the balance quality required and the detailed design of the rotor.				
Schematic rotor representation	Rotor description		Rotor speed/first flexural critical speed <i>in situ</i>	Balancing process and International Standard
	Any rotor configuration		< 0,30	Single- or two-plane balancing ISO 1940-1
	Single rigid disc installed on an elastic shaft whose unbalance is negligible	Disc perpendicular to shaft axis	All values	Single-plane balancing ISO 1940-1
		Disc with axial runout	All values	Two-plane balancing ISO 1940-1
	Two rigid discs installed on an elastic shaft whose unbalance is negligible	Both discs perpendicular to shaft axis	All values	Two-plane balancing ISO 1940-1
		One or both disc(s) with axial runout	< 0,7	Two-plane balancing ISO 1940-1
			≥ 0,7	Multiple-speed balancing ISO 11342:1998, procedure G
	More than two rigid discs installed on an elastic shaft whose unbalance is negligible		< 0,7	Two-plane balancing ISO 1940-1
			≥ 0,7	Multiple-speed balancing ISO 11342:1998, procedure G
	Single rigid section installed on an elastic shaft whose unbalance is negligible		All values	Two-plane balancing ISO 1940-1

Table 2 (continued)

Guidance given in this table should be used with care as the ratio of rotor speed to first flexural critical speed <i>in situ</i> is only a typical value. This will be highly dependent on the dynamic characteristics of the bearings and their supports, the initial unbalance, the balance quality and the detailed design of the rotor.				
Schematic rotor representation	Rotor description		Rotor speed/first flexural critical speed <i>in situ</i>	Balancing process and International Standard
	Two or more rigid sections installed on an elastic shaft whose unbalance is negligible		< 0,7	Two-plane balancing ISO 1940-1
			≥ 0,7	Multiple-speed balancing ISO 11342:1998, procedure G
	Cylindrical roll	Assumed unbalance distribution according to machining tolerances (generally uniform unbalance distribution)	< 0,6	Two-plane balancing ISO 1940-1
			≥ 0,6	Two-plane balancing in two optimum correction planes ISO 11342:1998, procedure F
		No known unbalance distribution	< 0,6	Two-plane balancing ISO 1940-1
			≥ 0,6	Multiple-speed balancing ISO 11342:1998, procedure G
	Rotor including roll(s) and rigid sections and/or discs Integral rotors		< 0,6	Two-plane balancing ISO 1940-1
			≥ 0,6	Multiple-speed balancing ISO 11342:1998, procedure G
Any other configuration			No factor available	ISO 11342

NOTE 1 Factors stated are based on typical balance tolerances with limited initial unbalance.  
 NOTE 2 These guidelines apply to assembled rotors where the individual components have not been balanced prior to assembly.  
 NOTE 3 In the fourth column of the table, it is the first flexural critical speed of the rotor that is considered, not the rigid-body critical speeds.  
 NOTE 4 There are examples where the first critical speed observed is associated with rigid-body modes of the rotor. This should not be confused with the first flexural.

Figura 16-48

## Regla general

La regla general de dedo para determinar si hacer un balanceo a dos planos se presenta en la Table 16-1 Aparece en la MIL-STD-167A (2005) y en numerosos libros de texto.

Características del rotor	Velocidad (RPM)	Tipo de balanceo
$L/D \leq 0.5$	0 - 1000	Un solo plano
	> 1000	Dos planos
$L/D > 0.5$	0 - 150	Un solo plano
	> 150	Dos planos

Table 16-1 (Longitud y diámetro del rotor excluyen el eje)

Aunque este método proporciona una guía, hay muchas situaciones en las que no funcionará. Es mejor utilizar lecturas de fase para determinar si hay un componente de cupla.

El balanceo a dos planos es mucho más difícil que el de un solo plano. Frente a ello, el balanceo a dos planos puede parecer marginalmente más difícil, ya que sólo requiere una prueba adicional. Si bien los cálculos pueden ser mucho más difíciles, la mayoría de los analizadores pueden realizarlos con bastante facilidad.

¿Por qué es más difícil el balanceo a dos planos? El rotor debe ser rígido. Debe haber sólo dos soportes de rodamientos, y deben ser flexibles, pero no resonantes. Y el sistema debe ser lineal. (Wowk)

En la sección de balanceo a un solo plano proporcionamos una regla general con respecto a cuándo se debe usar el balanceo a dos planos en lugar del balanceo a un plano. En realidad, el problema es más simple. Si hay un efecto fuerte de cupla, o un efecto cruzado fuerte entre los dos rodamientos, entonces no puede utilizar el método de un solo plano. Siempre y cuando la máquina cumpla con los requisitos anteriores, puede utilizar el método de dos planos.

Por lo tanto, se recomienda que primero intente el balanceo a un solo plano. Hay momentos en que un extremo del rotor tiene una amplitud mucho mayor que el otro extremo. Algunos técnicos eligen realizar un balanceo a un plano en el extremo con alta vibración primero y luego hacen el extremo opuesto. A veces, llevar el extremo de alta vibración a las especificaciones reduce la amplitud en el extremo opuesto lo suficiente como para que no tenga que ser balanceado.

Una ventaja del balanceo a dos planos es que todos los planos de la máquina se corrigan en un solo proceso.

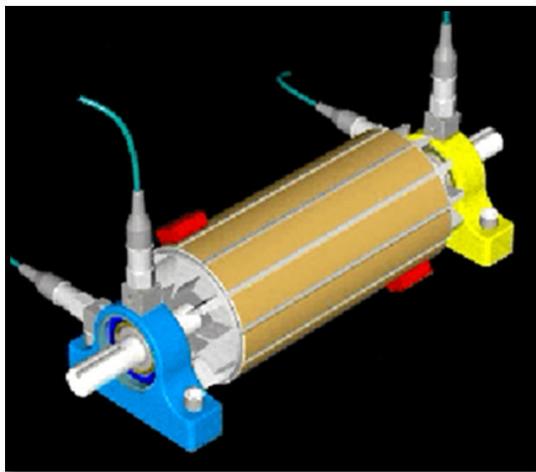


Figura 16-49 Configuración del eje para balanceo a dos planos con cuatro sensores

Se requiere al menos un sensor para cada plano. El sensor se monta normalmente en el plano horizontal porque es probable que haya un mayor movimiento en el eje horizontal. La mayoría de los paquetes de software pueden realizar cálculos de hasta dos sensores en cada plano.

Aquí está un resumen del método de dos planos:

1. La máquina funciona a velocidad normal
2. La amplitud y la fase se registran en ambos puntos
3. La máquina está detenida. Se añade un peso de prueba a un plano.
4. La máquina se corre y las lecturas se toman en ambos puntos.
5. La máquina está detenida. Se elimina el primer peso de prueba. Se añade un peso de prueba al otro plano.
6. La máquina se corre y las lecturas se toman en ambos puntos.

### ***Lacorrida original (inicial)***

Después de seguir todos los procedimientos de seguridad discutidos anteriormente, tomará lecturas de vibración en cada rodamiento. Estas lecturas indican el estado de desbalance original.

Es importante recordar comprobar que la máquina está desbalanceada y no está desalineada o sufre alguna otra condición de falla.

### ***Corrida de prueba uno***

Ahora la máquina se detiene y se añade un peso de prueba a **uno** de los planos de balanceo. Debe añadir suficiente peso al eje para que, idealmente, la amplitud y la fase cambien lo suficiente para que el programa de balanceo (o sus gráficas vectoriales si desea hacerlo de esa

manera) pueda determinar con precisión qué influencia tenía esa masa en esa ubicación para el balanceo del eje. Usted esperaría un mínimo de 30% de cambio en la amplitud y/o 30° en el ángulo de fase.

Por lo tanto, debe realizar los cálculos de peso de prueba que se han analizado en la sección de un solo plano.

El peso de prueba se puede colocar en cualquier posición angular del eje. Deberá registrar esa información en el programa de balanceo. El enfoque más simple es colocar el peso a 0°. Alternativamente, puede colocar el peso opuesto al punto alto.

### ***Corrida de pruebas***

Ahora debe eliminar el primer peso de prueba (algunos programas de balanceo le permiten dejarlo colocado) y agregar un peso al segundo plano.

Como acabamos de discutir, el programa de balanceo medirá la amplitud y la fase y determinará cuánto influyó esa masa en el estado de balanceo.

### ***Cálculo del balanceo***

Los programas de balanceo a dos planos utilizan un método de “coeficiente de influencia”. Está diseñado para determinar la posición óptima para un peso en los dos planos de balanceo que minimizará los niveles de vibración. Algunos programas le permiten optimizar los resultados a diferentes velocidades, y le permiten dar mayor preferencia a un extremo de la máquina u otro.

La conclusión es que se le dará una masa y un ángulo para cada plano. A continuación, debe instalar esos pesos, después de retirar los pesos de prueba, y correr la máquina de nuevo para ver si la amplitud de vibración es lo suficientemente baja (consulte la sección de calidades de balanceo).

### ***Carrera de recorte***

Si las amplitudes no son lo suficientemente bajas, el programa de balanceo sugerirá nuevas masas y posiciones para pesos de recorte. Por lo general, tiene la opción de dejar los pesos “finales” en la máquina o eliminarlos antes de agregar los pesos de recorte.

Si el sistema es lineal, entonces este método debe darle buenos resultados.

### ***Balanceo de rotores en voladizo***

Balancear un rotor en voladizo presenta un desafío único. Los métodos convencionales de uno y dos planos no funcionan debido al movimiento de “cabeceo” del rotor. Presentaremos dos métodos para balancear un rotor en voladizo.

Para realizar ambas técnicas debemos identificar los dos puntos de medición (“A” y “B”), y los dos planos de balanceo (“1” y “2”) como se ilustra en la Figura 16-50.

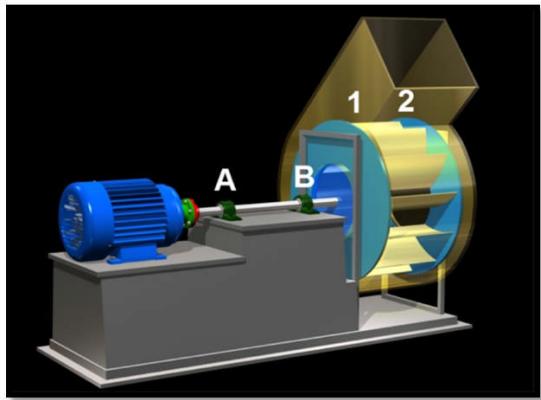


Figura 16-50

La teoría básica detrás de estos métodos es que el desbalance constará de un componente estático y un componente par/cupla. Se cree que el componente estático se puede corregir añadiendo peso al plano de balanceo “1” y que afectará a la vibración en el rodamiento “B” más que en el rodamiento “A”.

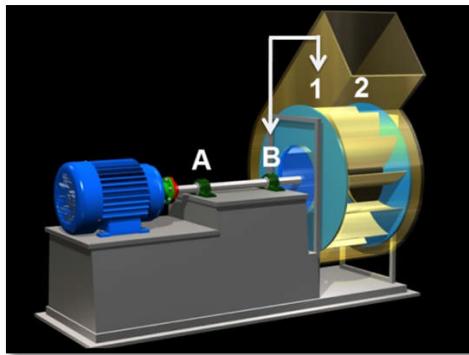


Figura 16-51

También se cree que el componente de cupla afectará al rodamiento más cercano al motor (rodamiento “A”), y se cree que el efecto par se puede corregir añadiendo un peso al plano “2” y un peso de la misma masa, pero ángulo opuesto, en el plano “1”.

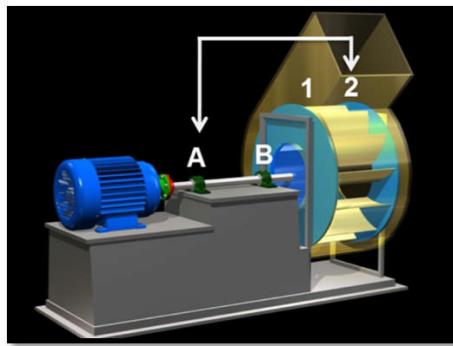


Figura 16-52

## Método de un plano

El primer método que usaremos intentará balancear primero el componente estático y, a continuación, el componente de cupla, pero utilizando una técnica de balanceo a un solo plano. Se asume que ya entiende el método de balanceo a un plano.

**PASO UNO:** Comenzaremos realizando un balanceo estándar a un plano utilizando el rodamiento más cercano al ventilador ("B") para la ubicación de medición, y el plano interno de balanceo (corrección), plano 1, para los pesos.

**PASO DOS:** Ahora debemos corregir el componente de cupla. Volveremos a realizar un balanceo a un plano, pero con una diferencia. El sensor de vibración se montará en el rodamiento "A" y utilizaremos el segundo plano de corrección (plano 2) para pesos de prueba y pesos finales.

Sin embargo, siempre que se adjunte un peso de prueba o un peso final al plano 2, se unirá un peso de igual masa al plano 1, pero en el ángulo opuesto.

**PASO TRES:** Una vez que la cupla se ha corregido, es importante comprobar el componente estático. Coloque el sensor en el rodamiento "B" de nuevo y compruebe la vibración. Si la amplitud (o Ures) sigue siendo demasiado alta, debe repetir el PASO UNO.

## Método de dos planos

**PASO UNO:** Empezaremos como cualquier otro trabajo de balanceo a dos planos. Los dos acelerómetros se colocarán en los rodamientos "A" y "B". Arrancaremos la máquina y grabaremos la corrida "original".

**PASO DOS:** A continuación, como es normal, colocaremos un peso de prueba en el plano "1" y mediremos la vibración en los rodamientos "A" y "B".

**PASO TRES:** Pero ahora hacemos algo diferente. Vamos a eliminar el peso de prueba del avión “1” y moverlo al plano “2”. Sin embargo, también colocaremos un peso en el plano “1” que es igual en masa, pero situado 180° al peso de prueba en el plano “2”.

**PASO CUATRO:** El programa de balanceo llegará a una solución para los pesos que se deben colocar en los planos 1y 2. El peso en el plano 1debe añadirse como se informó. Sin embargo, el peso recomendado debe añadirse al plano 2, y otro peso con la misma masa debe colocarse en el plano 1en el ángulo opuesto.

Después de que todos estos pasos sean completos el rotor debe estar balanceado; los componentes estáticos y de cupla deben corregirse.

## Puntos clave

---

- FO Los estudiantes deben entender cuándo realizar un balanceo a dos planos
  - o Utilizando de las directrices ISO
  - o Utilizando de lecturas de fase
- FO Los estudiantes deben entender el balanceo a dos planos conceptualmente
  - o Desbalance estático y de cupla
- FO Los estudiantes deben entender la metodología y los procedimientos de balanceo a dos planos para las unidades regulares y en voladizo
  - o No tendrá que utilizar vectores para calcular una solución de balanceo a dos planos.

## Máquinas de balanceo con rotores flexibles

---

El balanceo de rotores flexibles es un tema CAT IV, pero en esta clase obtendrá una introducción a él y se dará cuenta de algunos de los problemas involucrados que lo hacen diferente de balancear un rotor rígido.

Hasta ahora hemos discutido cómo balancear rotores rígidos. Los rotores rígidos giran a velocidades muy por debajo de su velocidad crítica. No habrá flexión en el eje.

Los rotores flexibles funcionan cerca o por encima de la velocidad crítica. Se flexionarán de acuerdo con sus modos de primera, segunda y/o tercera flexión. Dependiendo de la rigidez de los rodamientos, también pueden moverse de acuerdo con el primer y segundo modo de cuerpo rígido.

Los rotores flexibles incluyen rodillos de máquinas de papel, spindles y ejes largos, y turbinas de alta velocidad, bombas de varias etapas, generadores y compresores de varias etapas. (Wowk)

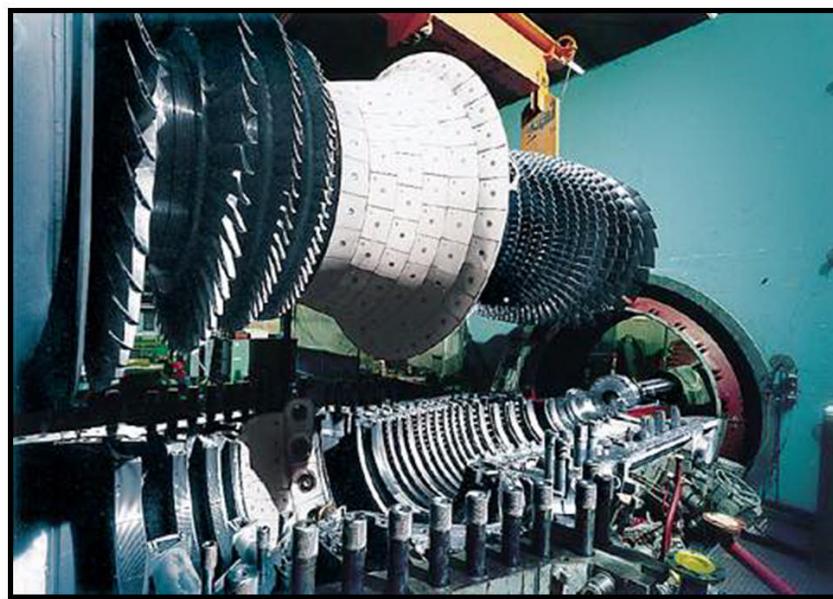
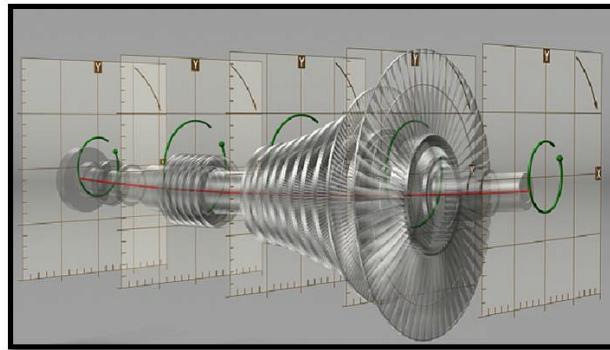


Figura 16-53

El reto del balanceador es colocar pesos de balanceo que minimicen los momentos de flexión en el eje. Los pesos de corrección deben colocarse en el mismo plano axial que el desbalance, de lo contrario se producirá una flexión adicional. En los ejes largos como se puede encontrar en una máquina de papel, puede ser difícil saber dónde existe el desbalance. Con rotores que se encuentran en turbinas y compresores, el desbalance existirá en los discos del ventilador y, por lo tanto, se pueden balancear más fácilmente.



16-54 Rotor flexible

Considerando que los rotores rígidos generarán una alta vibración en los rodamientos, los rotores flexibles generan una vibración mucho menor en los rodamientos y, en su lugar, generan un mayor movimiento/flexión en el eje; que puede causar fatiga y que falle.

Realizar el balanceo está fuera del alcance de este curso. Baste decir que los métodos de rotor rígido se pueden utilizar para eliminar el desbalance bruto, sin embargo, hay métodos adicionales disponibles, incluyendo el balanceo modal, el coeficiente de influencia y el método multi-velocidad, multiplano.

## Puntos clave

---

- Los estudiantes deben ser simplemente conscientes de que el balanceo de rotores flexibles requiere el conocimiento de sus formas de modo
  - o La flexión del rotor debe reducirse
  - o La posición axial de los pesos de balanceo importa, ya que afecta cómo (y si) lo balancea
- El balanceo flexible del rotor está cubierto en CAT IV

## Normas de balanceo

---

Al balancear una máquina puede surgir la pregunta obvia; ¿Ya lo logramos? Cuando añada sin valor los pesos finales, la amplitud de vibración se reducirá (debería), pero nunca se eliminará por completo. Pero, ¿es la amplitud lo suficientemente baja? Puede realizar continuamente corridas de recorte, pero de nuevo, ¿cómo sabe cuándo detenerse?

Veremos cuatro métodos, con un enfoque en la cuarta opción:

1. Uso del método “luz apagada” cuando se utiliza un estroboscopio
2. Uso de valores genéricos de desbalance
3. Uso de estándares basados en la amplitud de la vibración
4. Uso de normas basadas en el desbalance residual

### ***Límite de balanceo “luz apagada”***

Al balancear un rotor, el pico 1X en el espectro se reducirá en amplitud. Cuando se utiliza un estroboscópico que es activado por el acelerómetro, el disparador ya no funcionará cuando la amplitud es baja (en comparación con otras fuentes de vibración). Por lo tanto, algunas personas consideran que el trabajo de balanceo está hecho cuando ya no pueden activar su estroboscopio. Por supuesto, no hay repetibilidad en este método; depende mucho de las circunstancias individuales.

### ***Especificación genérica de desbalance***

Algunas personas también utilizarán un valor genérico de desbalance en oz-in, gr-in o gr-mm para especificar el desbalance permisible. Sin embargo, la velocidad del rotor también debe incluirse en dicha especificación para ser significativa. Como se describe en la sección de teoría de balanceo, la fuerza generada es proporcional a la velocidad al cuadrado. No se puede utilizar un valor genérico de desbalance para todos los rotores.

## Normas de balanceo

Existen estándares de balanceo que se utilizan comúnmente para especificar un trabajo de balanceo. El uso de un estándar de balanceo proporciona repetibilidad y responsabilidad. Los fabricantes y las corporaciones también pueden tener sus propios criterios para la calidad del balanceo, pero nos centraremos en las normas publicadas.

Existen dos tipos de normas: estándares basados en la amplitud final de la vibración y estándares que especifican el “desbalance residual admisible”. El desbalance residual es el desbalance que permanece una vez completado el trabajo de balanceo.

### *Límites de amplitud*

Normalmente no se recomienda que los estándares basados en el nivel de amplitud se utilicen para determinar la calidad del balanceo. Aunque la ISO 14694 está diseñada específicamente para ventiladores, las normas ISO 10816 e ISO 7919 están diseñadas para evaluar el estado general. Normalmente se utilizan inicialmente para determinar la necesidad de balancear, pero no para determinar si el balanceo es lo suficientemente bueno. Esta sección se incluye porque estos estándares se utilizan a veces para este propósito.

Las normas ISO presentadas en esta sección se centran en la amplitud de las lecturas de vibración tomadas de máquinas de diferentes tipos (ventiladores, turbinas de vapor, turbinas de gas, máquinas reciprocatantes y otros), mediciones de diferente tipo (máquinas probadas con acelerómetros y máquinas probadas con sondas de desplazamiento) y montaje diferente (flexible y rígido).

Ahora echaremos un vistazo a estas normas.

### **ISO 7919**

**ISO 7919:** Vibración mecánica de máquinas **no reciprocatantes** – **Mediciones en ejes giratorios y criterios de evaluación**

Esta norma proporciona directrices para los criterios de medición y evaluación para una variedad de tipos de máquinas:

- ☒ Parte 1– Directrices generales
- ☒ Parte 2 - Turbinas de vapor y generadores en tierra superiores a 50MW con velocidades de funcionamiento normales de 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min y 3600 r/min
- ☒ Parte 3 - Máquina industrial acoplada
- ☒ Parte 4 - Conjuntos de turbinas de gas
- ☒ Parte 5 - Conjuntos de máquinas en plantas hidráulicas de generación de energía y bombeo

ISO 10816

## **ISO 10816: Vibración mecánica – Evaluación de la vibración de la máquina mediante mediciones en piezas no giratorias**

Esta norma proporciona directrices para los criterios de medición y evaluación para una variedad de tipos de máquinas:

- Parte 1 - Directrices generales
  - Parte 2 - Turbinas de vapor y generadores en tierra superiores a 50 MW con velocidades de funcionamiento normales de 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min y 3600 r/min
  - Parte 3 - Máquinas industriales con potencia nominal superior a 15 kW y velocidades nominales entre 120 r/min y 15000 r/min cuando se miden in situ
  - Parte 4 - Conjuntos de turbinas de gas con cojinetes de película de fluido
  - Parte 5 - Conjuntos de máquinas en plantas hidráulicas de generación de energía y bombeo
  - Parte 6 - Máquinas recíprocas con potencias superiores a 100 kW
  - Parte 7 - Bombas rotodinámicas para aplicaciones industriales, incluidas mediciones en ejes giratorios.
  - Parte 8 - Sistemas de compresores reciprocares

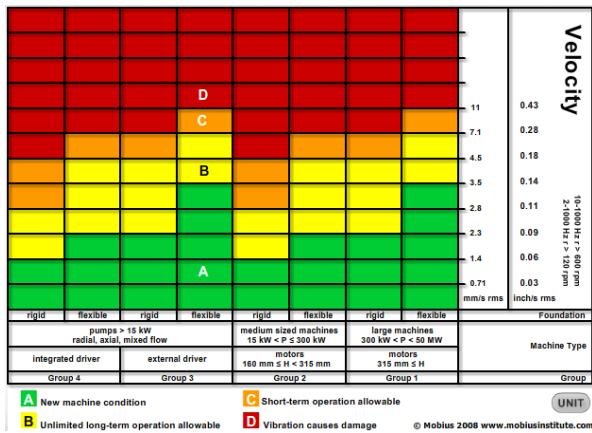


Figura 16-55 Límites de velocidad para máquinas industriales

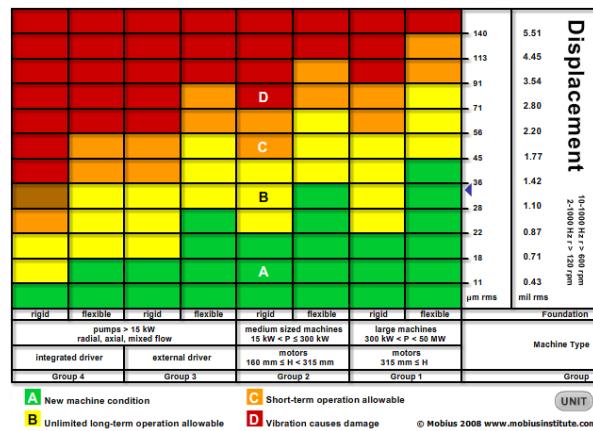


Figura 16-56 Límites de desplazamiento para máquinas industriales

**ISO 14694: 2003**

ISO 14694: Ventiladores industriales – Especificaciones para la calidad del balanceo y los niveles de vibración

Este estándar está específicamente diseñado para ventiladores. Describe los puntos de medición, amplitud de vibración, y límites satisfactorios, alarma y disparo. No se nos permite copiar la norma pero podemos compartir tres tablas clave en las Figura 16-57 a Figura 16-59.

Table 1 — Fan-application categories

Application	Examples	Limits of driver power kW	Fan-application category, BV
Residential	Ceiling fans, attic fans, window AC	≤ 0,15 > 0,15	BV-1 BV-2
HVAC and agricultural	Building ventilation and air conditioning; commercial systems	≤ 3,7 > 3,7	BV-2 BV-3
Industrial process and power generation, etc.	Baghouse, scrubber, mine, conveying, boilers, combustion air, pollution control, wind tunnels	≤ 300 > 300	BV-3 See ISO 10816-3
Transportation and marine	Locomotive, trucks, automobiles	≤ 15 > 15	BV-3 BV-4
Transit/tunnel	Subway emergency ventilation, tunnel fans, garage ventilation, Tunnel Jet Fans	≤ 75 > 75 none	BV-3 BV-4 BV-4
Petrochemical process	Hazardous gases, process fans	≤ 37 > 37	BV-3 BV-4
Computer-chip manufacture	Clean rooms	none	BV-5

NOTE 1 This standard is limited to fans below approximately 300 kW. For fans above this power refer to ISO 10816-3. However, a commercially available standard electric motor may be rated at up to 355 kW (following an R20 series as specified in ISO 10816-1). Such fans will be accepted in accordance with this International Standard.

NOTE 2 This Table does not apply to the large diameter (typically 2 800 mm to 12 500 mm diameter) lightweight low-speed axial flow fans used in air-cooled heat exchangers, cooling towers, etc. The balance quality requirements for these fans shall be G 16 and the fan-application category shall be BV-3.

Figura 16-57

Table 4 — Vibration-levels limit for test in manufacturer's work-shop

Fan application category	Rigidly mounted mm/s		Flexibly mounted mm/s	
	Peak	r.m.s.	Peak	r.m.s.
BV-1	12,7	9,0	15,2	11,2
BV-2	5,1	3,5	7,6	5,6
BV-3	3,8	2,8	5,1	3,5
BV-4	2,5	1,8	3,8	2,8
BV-5	2,0	1,4	2,5	1,8

NOTE 1 Refer to Annex A for conversion of velocity units to displacement or acceleration units for filter-in readings.

NOTE 2 The r.m.s. values given in this Table are preferred. They are rounded to a R20 series as specified in ISO 10816-1. Peak values are widely used in North America. Being made up of a number of sinusoidal wave forms, these do not necessarily have an exact mathematical relationship with the r.m.s. values. They may also depend to some extent on the instrument used.

NOTE 3 The values in this Table refer to the design duty of the fan and its design rotational speed and with any inlet guide vanes "full-open". Values at partial load conditions should be agreed between the manufacturer and user, but should not exceed 1,6 times the values given.

Figura 16-58

Table 5 — Seismic vibration limits for tests conducted *in situ*

Condition	Fan-application category	Rigidly mounted mm/s		Flexibly mounted mm/s	
		Peak	r.m.s.	Peak	r.m.s.
Start-up	BV-1	14,0	10	15,2	11,2
	BV-2	7,6	5,6	12,7	9,0
	BV-3	6,4	4,5	8,8	6,3
	BV-4	4,1	2,8	6,4	4,5
	BV-5	2,5	1,8	4,1	2,8
Alarm	BV-1	15,2	10,6	19,1	14,0
	BV-2	12,7	9,0	19,1	14,0
	BV-3	10,2	7,1	16,5	11,8
	BV-4	6,4	4,5	10,2	7,1
	BV-5	5,7	4,0	7,6	5,6
Shutdown	BV-1	Note 1	Note 1	Note 1	Note 1
	BV-2	Note 1	Note 1	Note 1	Note 1
	BV-3	12,7	9,0	17,8	12,5
	BV-4	10,2	7,1	15,2	11,2
	BV-5	7,6	5,6	10,2	7,1

NOTE 1 Shutdown levels for fans in fan-application grades BV-1 and BV-2 should be established based on historical data.

NOTE 2 The r.m.s. values given in this Table are preferred. They are rounded to a R20 series as specified in ISO 10816-1. Peak values are widely used in North America. Being made up of a number of sinusoidal wave forms, these do not necessarily have an exact mathematical relationship with the r.m.s. values. They may also depend to some extent on the instrument used.

Figura 16-59

## Desbalance residual

Ahora veremos los estándares que definen la calidad del balanceo en términos de desbalance “residual permisible”.

Cuando tome lecturas en una máquina después de haber añadido un peso de prueba, sabrá la cantidad de desbalance “U” en oz-in, gr-in, o gr-mm. A continuación, agregará peso(s) y tomará una nueva lectura, y calculará el desbalance “U” una vez más. En ese momento se podría realizar un balanceo de recorte para reducir aún más el desbalance.

En cualquier momento del proceso hay por lo tanto un “desbalance residual”, Ures, que es la cantidad de desbalance que aún queda. En otras palabras, en este momento se calcula cuánto peso necesita ser añadido para balancear el rotor; también sabe cuánto peso de desbalance hay en el rotor.

Las siguientes normas proporcionan una guía sobre la cantidad de desbalance residual permitido (o permitido). Esto se llama Uper.

Las normas son:

- 1 ISO 1940-1:2003 (y ANSI S2.19-1989)
- 2 American Petroleum Institute: API (estándar para bombas centrífugas y compresores)
- 3 MIL-STD-167-1A (2005) Vibraciones Mecánicas de Equipo Marítimo [sustituye mil-STD-167-1 1974 (SHIPS)]

La primera tarea, por lo tanto, es determinar el desbalance residual que existe y, a continuación, hacer referencia a la norma para determinar si esa cantidad de desbalance es permisible. Por lo tanto, no es posible simplemente caminar hasta una máquina, tomar una lectura de vibración y determinar si el nivel de vibración es aceptable (a menos que desee utilizar los estándares presentados en la sección anterior).

### **Revisión rápida:**

La cantidad “desbalance” se discute en detalle en la sección “teoría de balanceo”. En esa sección se indica que podemos describir el desbalance en términos de la fuerza generada por una masa de desbalance [m] en un radio establecido [r] en un eje girando a una velocidad determinada (o RPM), Y también se puede describir en términos de la excentricidad [e] creada debido a un rotor de masa [M] girando.

El desbalance “U” y la fuerza centrífuga “F” se pueden calcular en función de la masa del desbalance [m] que opera en el radio [r]:

$$\begin{aligned} U &= m r \\ F &= m r \omega^2 \\ \omega &\approx \text{RPM} / 10 \end{aligned}$$

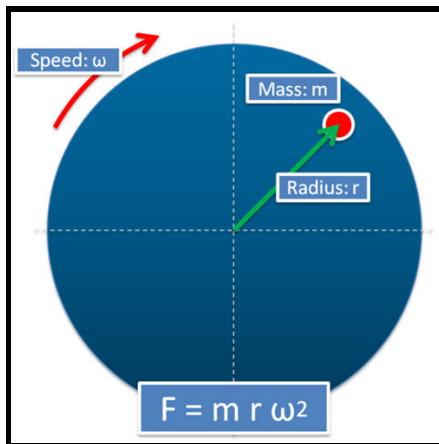


Figura 16-60

El desbalance “U” y la fuerza centrífuga “F” también se pueden calcular en función de la masa del rotor [M] y la excentricidad [e] debido al desbalance:

$$\begin{aligned} U &= Me \\ F &= Me \omega^2 \\ \omega &\approx RPM / 10 \end{aligned}$$

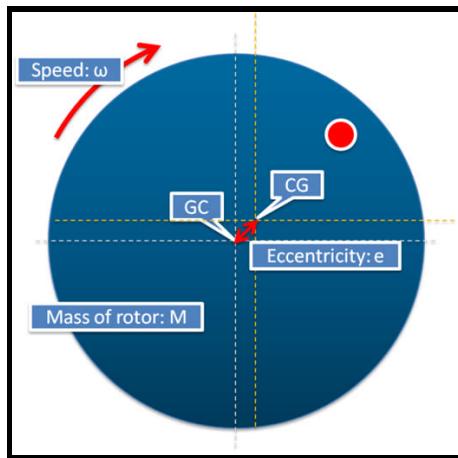


Figura 16-61

En la siguiente sección veremos cómo podemos utilizar el desbalance residual medido/calculado para determinar si el trabajo de balanceo ha alcanzado un nivel de calidad lo suficientemente alto.

## Desbalance residual: ISO 1940

ISO 1940-1:2003 y ANSI S2.19-1989 provee medios para determinar el desbalance residual permitido dependiendo del tipo de máquina. Utiliza grados de calidad: G10, G2.5, G6.3, etc. En la Figura 16-62 es una excepción del standard. Muestra que G6.3 cubre muchas de las máquinas industriales que se encuentran en las plantas, sin embargo, hoy en día G6.3 no es aceptable. G2.5 es más común, y argumentaríamos que G10 debería ser el objetivo.

Table 1 — Guidance for balance quality grades for rotors in a constant (rigid) state		
Machinery types: General examples	Balance quality grade G	Magnitude $e_{per} \cdot \Omega$ mm/s
Crankshaft drives for large slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently unbalanced	G 4000	4 000
Crankshaft drives for large slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently balanced	G 1600	1 600
Crankshaft drives, inherently unbalanced, elastically mounted	G 630	630
Crankshaft drives, inherently unbalanced, rigidly mounted	G 250	250
Complete reciprocating engines for cars, trucks and aircraft		
Cars: wheel, wheel rims, wheel sets, drive shafts		
Crankshaft drives, inherently balanced, elastically mounted		
Agricultural machinery		
Crankshaft drives, inherently balanced, rigidly mounted		
Crane drives		
Drive shafts (cardan shafts, propeller shafts)		
Aircraft gas turbines		
Centrifuges (separators, decanters)		
Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds up to 950 r/min		
Electric motors of shaft heights smaller than 80 mm		
Fans		
Gears		
Machinery, general		
Machine-tools		
Paper machines		
Process plant machines		
Pumps		
Turbo-chargers		
Water turbines		
Compressors	G 2,5	2,5
Computer drives		
Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds above 950 r/min		
Gas turbines and steam turbines		
Machine-tool drives		
Tilt tables		
Audio and video drives	G 1	1
Grinding machine drives		
Gyroscopes	G 0,4	0,4
Spindles and drives of high-precision systems		

NOTE 1 Typically completely assembled rotors are classified here. Depending on the particular application, the next higher or lower grade may be used instead. For components, see Clause 2.

NOTE 2 All items are rotating if not otherwise mentioned (reciprocating) or self-evident (e.g. crankshaft drives).

NOTE 3 For limitations due to set-up conditions (balancing machine, tooling), see Notes 4 and 5 in 5.2.

NOTE 4 For some additional information on the chosen balance quality grade, see Figure 2. It contains generally used areas (service speed and balance quality grade G), based on common experience.

NOTE 5 Crankshaft drives may include crankshaft, flywheel, clutch, vibration damper, rotating portion of connecting rod. Inherently unbalanced crankshaft drives theoretically cannot be balanced; inherently balanced crankshaft drives theoretically can be balanced.

NOTE 6 For some machines, specific International Standards stating balance tolerances may exist (see Bibliography).

Figura 16-62

Nota: El autor cree que la norma ISO 1940 ha generado una gran confusión debido a las unidades utilizadas en la columna de magnitud: mm/s. Por ejemplo, si se utilizara el grado de balanceo G2.5, sería fácil suponer que significaba que la amplitud de vibración sería de 2.5 mm/s (0.1in/s); que es bastante alto.

En realidad, el “mm/s” se refiere al producto de excentricidad [e] en unidades de “mm” y velocidad angular (típicamente  $\omega$  pero aquí listada como  $\Omega$ ) que tiene unidades de “rad/sec” lo que lo hace “mm/s”.

Table 1 — Guidance for balance quality grades for rotating machinery in a constant rigid state		Magnitude $\epsilon_{\text{per } \Omega}$ mm/s
Machinery type	Balance quality grade	Magnitude $\epsilon_{\text{per } \Omega}$ mm/s
Crankshaft drives for engines (gasoline, 2 strokes), internal combustion engines (diesel, 4 strokes)	G 4000	4 000
Crankshaft drives for aircraft propellers	G 1600	1 600
Crankshaft drives	G 630	630
Complete racing engines		
Cars, wheels, chassis		
Agriculture machinery		
Wind turbines		
Chaining machinery		
Crane booms		
Aircraft gas turbines		
Centrifuges (especially those which rotate at speeds up to 5000 rev/min)		
Electric motors or shafts		
Fans		
Machinery, general		
Machine tools		
Paper machines		
Plastics processing machines		
Pumps		
Water-changers		
Water turbines		
Computers		
Computer drives		
Computer-controlled generators (at least 30 mm shaft height, of maximum rated speed above 650 rev/min)	G 2,5	2,5
Crane booms		
Machine-tool drives		
Measuring instruments		
Audio and video drives	G 1	1
Grinding machine drives		
Computer-controlled drives and drives of high precision systems	G 0,4	0,4

NOTE 1 — Typically commercially assembled rotors are classified here. Depending on the particular application, the next higher or lower grade may be required.  
NOTE 2 — All values are referring not to otherwise mentioned (excepting) or self-advised (e.g. crankshaft drives).  
NOTE 3 — For tolerances due to set-up conditions, balancing machine, testing, see Notes 4 and 5 in I.2.  
NOTE 4 — For some additional information on the chosen balance quality grade, see Figure 2. It contains generally used areas of application and some remarks.  
NOTE 5 — Crankshaft drives may include counterweight, flywheel, clutch, vibration damper, rotating part of correcting not, inherently balanced or unbalanceable parts. These parts may be balanced separately because they can be balanced.  
NOTE 6 — For some machines, specific recommendations for balance quality grade selection may exist; use this information.

Figura 16-63

Si usted trabaja a través de todas las ecuaciones, resulta que si el rotor estaba operando en el espacio entonces generaría 2.5 mm/s (0.1in/s). Pero asumo que no estás trabajando en el espacio...

Hay dos maneras de aplicar estas normas.

En primer lugar, el estándar proporciona un gráfico para la búsqueda “fácil”. Puede buscar a lo largo de la parte inferior del gráfico (consulte la siguiente diapositiva) para las RPM de la máquina en cuestión. A continuación, busque hacia arriba el número de grado G que desea aplicar y, a continuación, se mueve al eje Y para obtener el “Desbalance específico residual admisible” (g-mm/kg) por plano de corrección. Conociendo este valor, y la masa del rotor, podemos calcular cuánto desbalance es permisible en cada plano de corrección (balanceo).

En el ejemplo de la Figura 16-64 la velocidad es aproximadamente 1800 RPM y estamos apuntando a G2.5.

El desbalance permitido es de 20 g-mm por kg de rotor. Para un rotor de 10 kg podemos permitir 200 g-mm de desbalance.

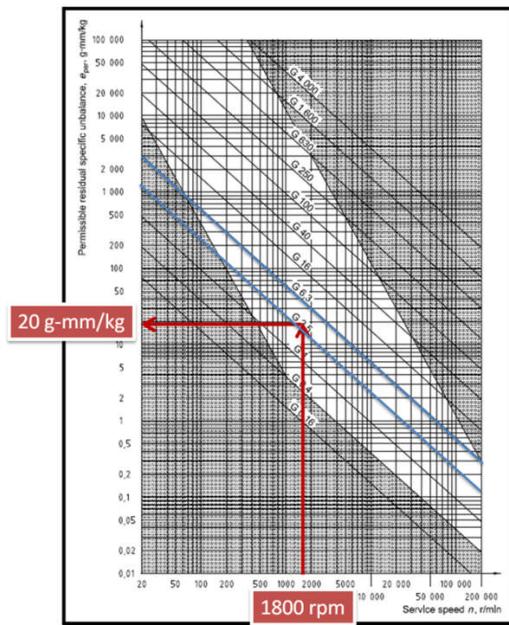


Figura 16-64

La versión métrica de la gráfica en la Figura 16-65 es un poco más clara.

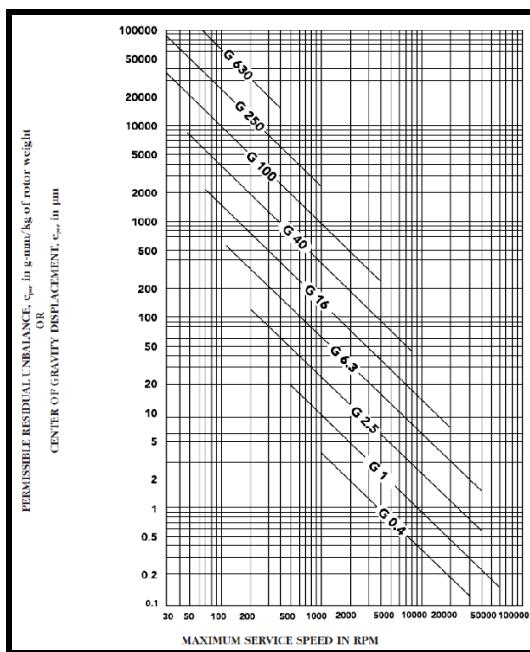


Figura 16-65 Figura de Dennis H Shreve, Comtest, "Balance Quality of Rigid Rotors"

La Figura 16-66 muestra la versión **imperial** de la gráfica.

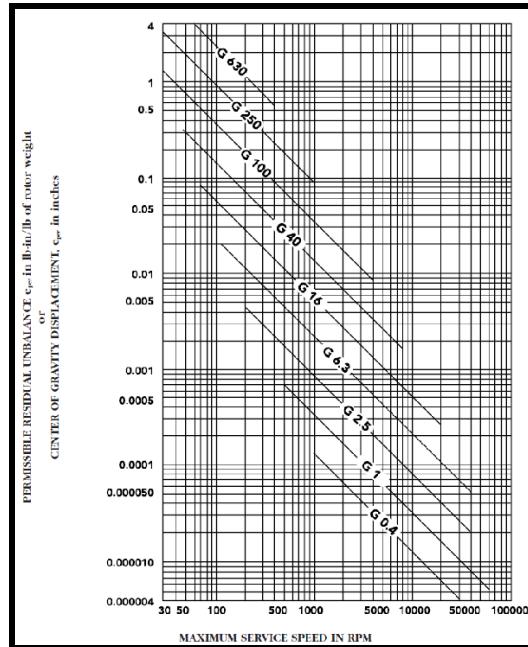


Figura 16-66 Gráfica de Dennis H Shreve, Commtest, "Balance Quality of Rigid Rotors"

También puede calcular el desbalance residual permitido. El estándar ISO y ANSI proporciona el detalle, pero simplemente puede introducir la calificación de balanceo G(10, 2.5, 6.3) para calcular el desbalance permitido Uper de:

#### **Imperial:**

$$U_{per} = 6 \times G \times W / N \text{ oz-in}$$

Desbalance [ $U_{per}$ ]: oz-in | Peso del rotor [W]: lbs | Velocidad [N]: RPM

#### **Combinación:**

$$U_{per} = 170 \times G \times W / N \text{ gr-in}$$

Desbalance [ $U_{per}$ ]: gr-in | Peso del rotor [W]: lbs | Velocidad [N]: RPM

**Métrico:**

$$U_{per} = 9549 \times G \times W / N \text{ gr-mm}$$

Desbalance [ $U_{per}$ ]: gr-mm | Peso del rotor [W]: kgs | Velocidad [N]: RPM

### <sup>3</sup>Asignación de $U_{per}$

Tenga en cuenta que el desbalance permitido debe asignarse a cada plano de balanceo. Para el balanceo a un plano, el desbalance admisible que lea del gráfico o calcule se aplicará al plano único. Si el rotor estuviera colgado en el centro, con la misma cantidad de peso en cada rodamiento, entonces la asignación de desbalance se reduciría a la mitad para cada plano de balanceo. Sin embargo, si ese no es el caso, entonces el desbalance debe asignarse a cada plano en consecuencia.

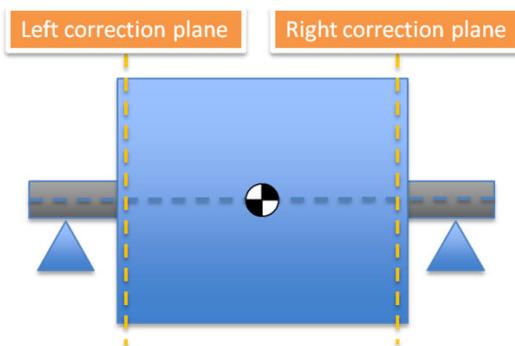


Figura 16-67

Sólo para asegurarnos de que esto esté claro, vamos a repasar esos puntos de nuevo. Si tenemos balanceo a un plano (hemos medido la vibración en un punto y hay un plano de corrección), entonces el  $U_{per}$  se aplicará a ese plano. Basado en las RPM y el grado de balanceo G (por ejemplo, 2.5) y el peso del rotor, determinará el valor de oz-in, gr-in o gr-mm que es permisible.

Cuando usted pasa por el proceso de balanceo y toma una lectura final, los cálculos balanceo ofrecerán un peso de ajuste que se puede agregar, por ejemplo, 0.5 gramos. Si el radio en el que debe colocar ese peso es de 10 pulgadas, entonces el desbalance residual es de 5 gr-in. Si ese valor es inferior al valor calculado (o extraído del gráfico), puede empacar su equipo porque la máquina está balanceada.

Y para continuar con la explicación, si realizó un balance de dos planos, y estaba mirando las recomendaciones de balanceo de recorte para cada plano (es decir, una masa en el plano uno y

<sup>3</sup> Equations and diagrams from Dennis HShreve, Comntest, "Balance Quality of Rigid Rotors"

una masa diferente en el plano dos) entonces puede determinar el desbalance residual  $U_{res}$  en cada plano plano de corrección si conoce el radio donde se agregarán las ponderaciones.

Si conoce la masa del rotor, y la velocidad (velocidad máxima de servicio continua), y el grado de balanceo  $G$ , entonces puede determinar el  $U_{per}$  para el rotor.

**Sin embargo**, el  $U_{per}$  debe reducirse a la mitad (el peso se extiende uniformemente entre los dos rodamientos), y los  $U_{res}$  calculados para cada plano deben compararse con el objetivo  $U_{per}$  revisado.

Si el peso del rotor no se distribuye uniformemente entre los dos rodamientos, entonces el  $U_{per}$  de desbalance permisible se ajustaría en proporción a la relación de peso. Si un rodamiento tomaba el 40% del peso y el otro rodamiento tomaba el 60% del peso, entonces usted tomaría el valor  $U_{per}$  y lo ajustaría en consecuencia ( $0.4 \times U_{per}$  asignado a un rodamiento y  $0.6 \times U_{per}$  asignado al otro rodamiento).

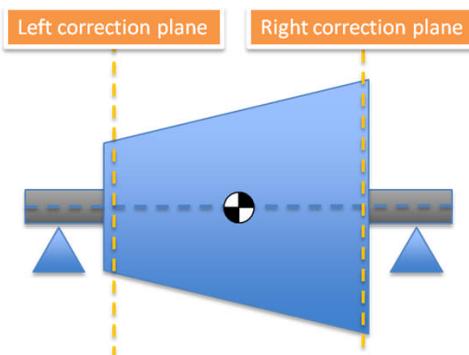


Figura 16-68

Bien, echemos un vistazo a algunas formas de motores y veamos cómo se debe asignar el desbalance permisible. Los diagramas y una serie de ecuaciones provenían de un artículo de Dennis H Shreve de Commtest (anteriormente de IRD), "Balance Quality of Rigid Rotors", y de ISO 1940-1

### Simétrico

Si el motor es simétrico, y los planos de corrección están dentro de los rodamientos, y la distancia "b" es mayor que  $1/3 \times d$ , y los planos de corrección son equidistantes del centro de gravedad, entonces el  $U_{per}$  se puede dividir entre los dos planos de balanceo.

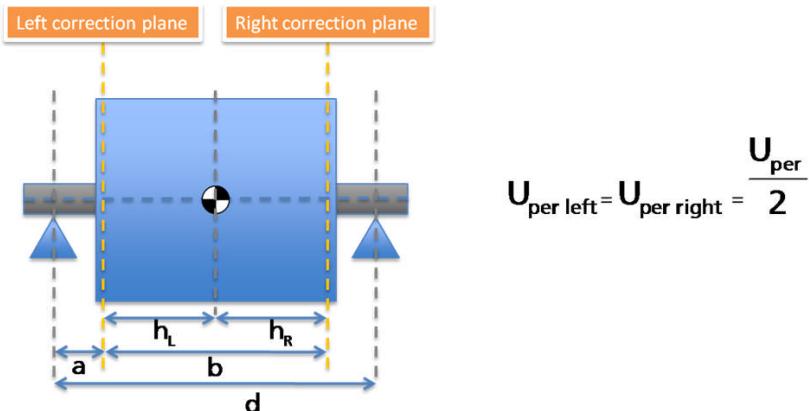


Figura 16-69

**No simétrico**

A partir de ISO 1940 se nos dan las siguientes ecuaciones para un rotor colgado en el centro. El reto es saber dónde se encuentra el centro de masa (gravedad). Como se describe, el  $U_{\text{per}}$  se distribuye entre los dos planos de balanceo.

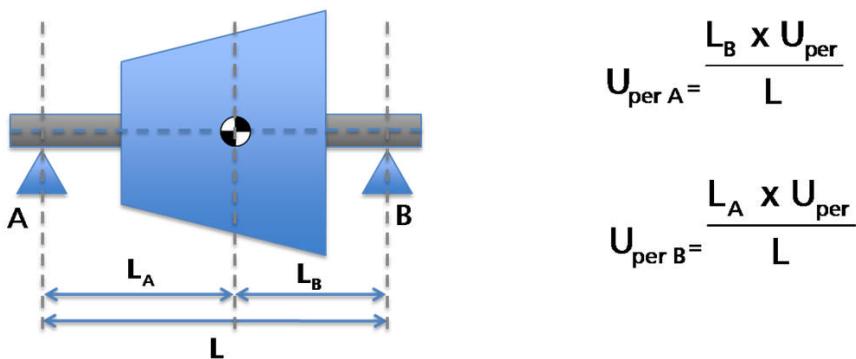


Figura 16-70

Cuando los planos de corrección no son equidistantes del centro de gravedad, entonces el  $U_{\text{per}}$  debe asignarse a los dos planos de balanceo en proporción a la distancia.

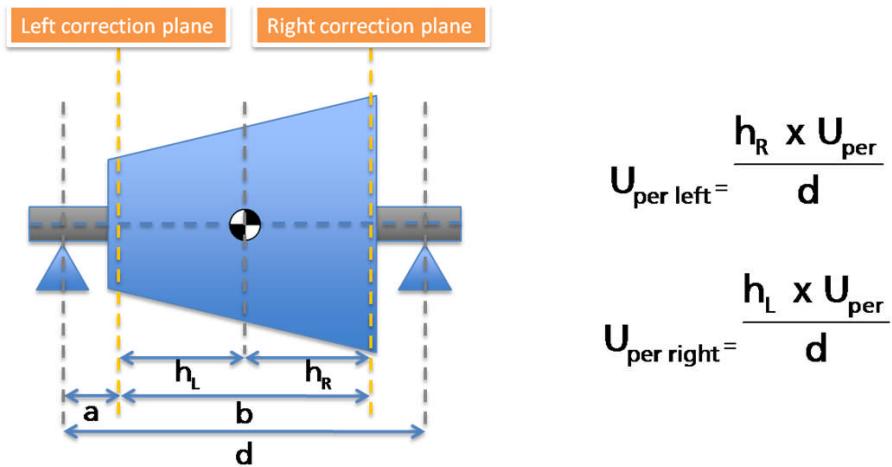


Figura 16-71

Dicho esto, hay límites en el estándar de acuerdo con cuánto se puede asignar a cada plano de corrección. Con un rotor colgado al centro, no más que el 70% se puede asignar a cualquier plano y, por lo tanto, no menos del 30% se puede asignar al otro plano.

### ***“La campana”***

Existen reglas especiales cuando los planos de corrección se encuentran fuera de los rodamientos. Si los planos de corrección son equidistantes del centro de gravedad, el desbalance permisible se divide entre los dos planos.

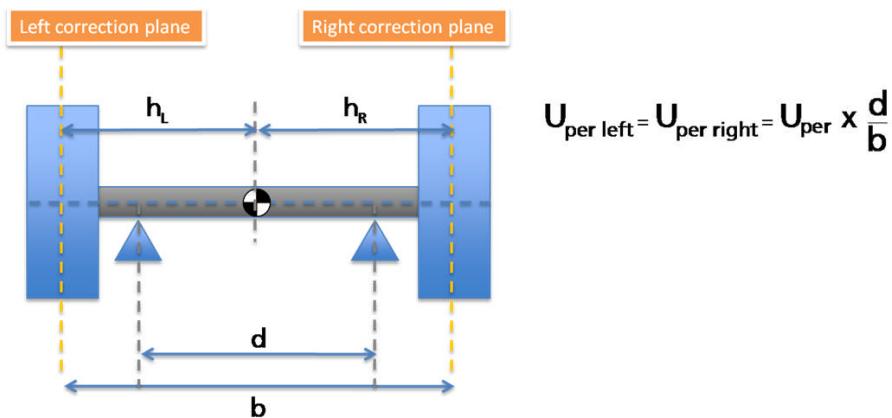


Figura 16-72

Cuando los planos de corrección no son equidistantes del centro de gravedad, la asignación entre los planos izquierdo y derecho es la siguiente:

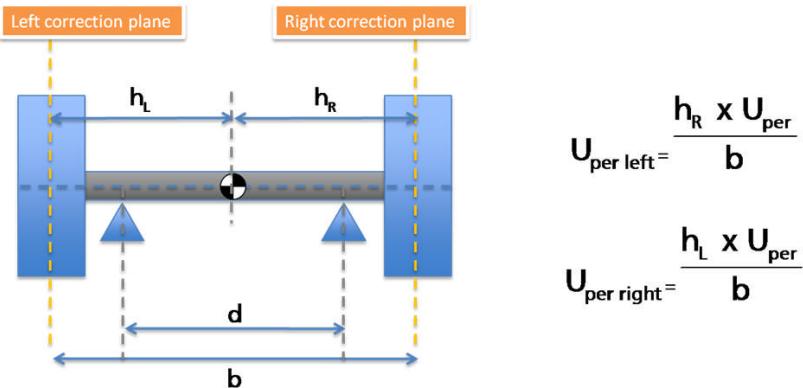


Figura 16-73

### Voladizo

A partir de la ISO 1940, si la ubicación del centro de masa se conoce para un rotor en voladizo, entonces el desbalance permisible para cada uno de los rodamientos se puede asignar de la siguiente manera.

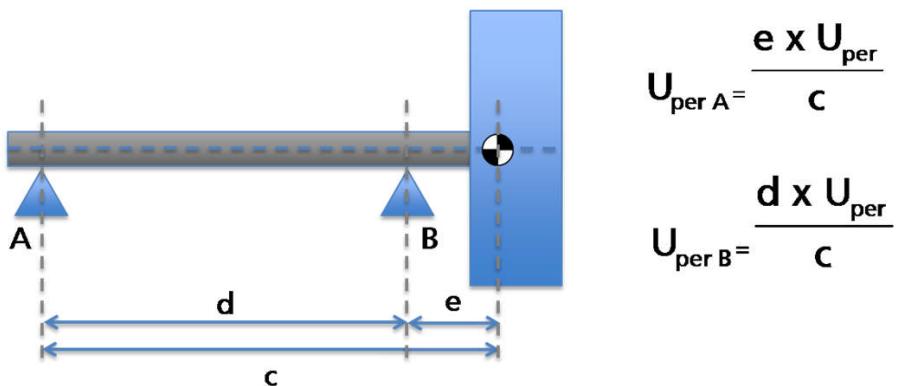


Figura 16-74

Y, según el estándar, para los rotores en voladizo, no más del 130% se puede asignar a cualquier plano, y no menos del 30% se puede asignar al otro plano.

Alternativamente, puede definir dos planos de balanceo en el rotor voladizo y, opcionalmente, un tercer plano estático (si no se va a utilizar el plano izquierdo).

Si la distancia entre los planos de balanceo "d" es inferior a 1/3 la distancia entre los rodamientos, es decir,  $b < 1/3 d$ , y los rodamientos son igualmente capaces de transportar la carga dinámica, entonces el desbalance permisible se puede asignar entre los planos estático y de cupula.

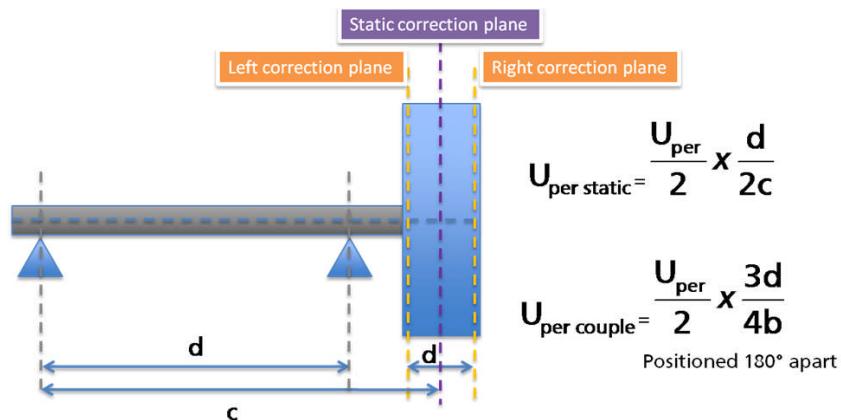


Figura 16-75

Las correcciones de cupla se colocan a 180° de distancia en sus respectivos planos. La corrección estática se puede realizar en un tercer plano.

Para aclarar el concepto de dividir la solución en los componentes estáticos y de cupla, consulte la sección “Balanceo de Cupla-Estática”.

### Ejemplo

Vamos a ver un ejemplo (del estándar).

Masa del rotor [m] = 3600 kg

Velocidad [N] = 3000 r/min

$L_A$  = 1500 mm

$L_B$  = 900 mm

$L$  = 2400 mm

Grado de balanceo [G] = 2.5 mm/s

Podemos realizar el cálculo:

$$U_{\text{per}} = 9549 \times 2.5 \times 3600 / 3000 = 28647 \text{ g-mm}$$

$$U_{\text{per}} = 9549 \times G \times W / N \text{ gr-mm}$$

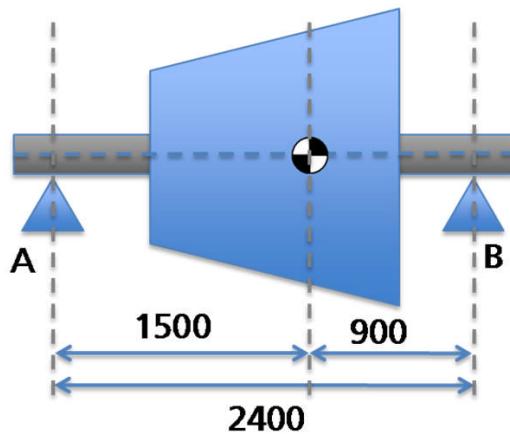


Figura 16-76

$$U_{per A} = 28647 \times 900 / 2400 = 10742 \text{ gr-mm}$$

$$U_{per B} = 28647 \times 1500 / 2400 = 17904 \text{ gr-mm}$$

Compruebe que  $U_{per A}$  y  $U_{per B}$  están dentro de los límites:  $0.7 \times U_{per}$  (20052 gr-mm) y  $0.3 \times U_{per A}$  (8594 gr-mm) – está bien.

Ahora es posible comparar estos valores con los resultados del balanceo a dos planos realizado en la máquina. Si el balanceo residual calculado para los planos A y B es inferior a 10742 gr-mm y 17904 gr-mm respectivamente, entonces el balanceo está dentro de tolerancia.

## Puntos clave

- EI** Los estudiantes deben entender que los estándares de balanceo pueden basarse en el desbalance residual, la amplitud de vibración 1x o ambos.
  - o Los estudiantes deben entender por qué ambos criterios son importantes y por qué un criterio podría ser más importante que el otro en ciertas situaciones
- EI** Los estudiantes deben entender cómo calcular el desbalance residual
- EI** Los estudiantes deben ser conscientes de que existen una variedad de estándares de balanceo
  - o Usted debe saber cuáles se utilizan en su planta o ser capaz de recomendar un estándar si no se está utilizando ninguno
- EI** Los estudiantes deben ser capaces de usar e interpretar todos los gráficos incluidos en esta sección.
  - o Los gráficos se incluirán en el examen si es necesario