



Diseño de un banco de prueba para el análisis de vibraciones y balanceo dinámico de impulsores y ventiladores en sitio para la empresa American Chemical Services LTDA

Barco Cervantes, Virgilio
Valiente Vergara, Hernán

Arango, Benjamín
Asesor

Universidad Tecnológica De Bolívar
Ingeniería Mecánica
Cartagena de Indias
2005

Cartagena, Mayo 4 del 2005.

Señores

CONCEJO DE FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
INSTITUCION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR
LA CIUDAD.

Cordial saludo.

En el ejercicio de la carrera de un ingeniero mecánico, se hace necesario el desarrollo de un proyecto de investigación, que ha sido establecido por parte de la Universidad como parte de la formación integral de los ingenieros del futuro, y la cual genera en nosotros gran expectativa, es por esto que ponemos a su juicio nuestro proyecto de trabajo de grado, titulado DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBA PARA EL ANALISIS DE VIBRACIONES Y BALANCEO DINAMICO DE IMPULADORES Y VENTILADORES EN SITIO PARA LA EMPRESA AMERICAN CHEMICAL SERVICES LTDA.

Agradecemos de antemano su atención y esperamos una respuesta positiva de parte de ustedes.

Atentamente,

VIRGILIO BARCO CERVANTES
C.C. N° 73.091.660de Cartagena

HERNAN VALIENTE VERGARA
C.C. N° 73.155.929 de Cartagena

Cartagena de Indias, mayo 4del 2005

Señores

CONSEJO DE FACULTAD DE INGIENERIA MECANICA

UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR

Ciudad

Cordial Saludo.

Por medio de la presente me permito manifestar mi aceptación como director y asesor del presente trabajo de grado titulado “DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBA DE BALANCEO DINAMICO PARA IMPULSORES Y VENTILADORES PARA LA EMPRESA AMERICAN CHEMICALS SERVICE”, desarrollado por los estudiantes de Ingeniería Mecánica VIRGILIO BARCO CERVANTES y HERNAN VALIENTE VERGARA.

Agradezco de antemano la atención prestada.

Atentamente

BENJAMIN ARANGO

Ingeniero Metalúrgico

INTRODUCCION

Desde la aparición del hombre en la tierra se ha encontrado con diferentes problemas en las diversas disciplinas desarrolladas para la época en que se vive. Fue así como se descubrió el fuego y por la misma necesidad el hombre descubrió la rueda .

El fuego solo era para quemar sólidos y la rueda solo era para trasladar cargas pesadas de un lugar a otro, sin embargo más tarde la combinación de la quema del oxígeno (combustión) con la rueda y palanca surgieron las primeras máquinas, ya con un poco más de velocidades angulares. Pero no todo era felicidad, pues con los descubrimientos vinieron apareciendo nuevos problemas, claro ya de tipo técnico que el mismo hombre tendría que resolver.

Para mencionar algunos de estos problemas que están muy relacionados con las velocidades angulares, ya sea máquinas de combustión o motores eléctricos, es el desbalanceamiento de las partes rotativas, porque de este depende la vida útil de las máquinas y la eficiencia de los procesos en la industria.

Si a este problema no se le hace una corrección a tiempo generaría mayores gastos e incluso paradas de plantas, pues este efecto es transmitido a los rodamientos provocando fallas en los equipos. Por todo esto se hace esta investigación con el objetivo de corregir las vibraciones y desbalances dinámicos en impulsores y ventiladores en sitio, con la implementación de

dispositivos electrónicos de medición, de vibraciones como traductores, sectores de proximidad, sensores sísmicos, etc.

Estos dispositivos electrónicos son los que nos permiten determinar que tanto grado de desbalanceo presenta la máquina, además de los aumentos de nivel de los componentes de la señal no solo indican las tendencias de fallas sino también las frecuencias a que se producen, señalando cuales son las piezas de la máquina que se están deteriorando.

Este trabajo está basado en un análisis profundo y minucioso de muchas investigaciones hechas para máquinas que presentan vibraciones, y con el diseño y construcción del banco de pruebas se da solución al defecto de balanceo que es el causante de las vibraciones en las máquinas rotativas.

Esta obra está dividida en tres partes: la parte primera comienza explicando el lenguaje técnico general utilizado en la investigación y que se relaciona en su totalidad con el movimiento periódico de los cuerpos, luego sigue la parte del diseño en sí del equipo, que se refiere a las partes constitutivas y el dimensionamiento de estas partes, así como el tipo de material usado, por último la parte tercera continúa hablando de un manual de operaciones del equipo y su mantenimiento.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Identificar las características de funcionamiento de los impulsores a velocidades angulares variables, mediante un análisis de vibraciones y balanceo dinámico, para mejorar su funcionabilidad y eficiencia durante su operación.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Diseñar un dispositivo para el análisis de vibraciones en impulsores y ventiladores de turbinas, bombas y generadores.
- Analizar el comportamiento dinámico de los impulsores a velocidades angulares variables, mediante el uso de medidores de vibraciones, para el ajuste y balanceo óptimo de los mismos.
- Determinar los criterios bajo los cuales se deben analizar los resultados obtenidos en la prueba de balanceo con la ayuda del medidor de vibraciones.
- Identificar las posibles causas de vibración, sus características, y procedimientos de corrección, mediante el uso de métodos de análisis de vibraciones en balanceo dinámico, para garantizar un alto desempeño y funcionalidad.

1 DESBALANCEAMIENTO

Desbalanceamiento es la distribución desigual de peso causando un desplazamiento del centro de gravedad de las abscisas de rotación, lo cual incrementa las fuerzas periódicas en los soportes.

El propósito del balanceamiento es lograr una condición de rodamiento suave para un elemento rotativo de una máquina.

Cuando en una máquina hay desbalanceo en partes móviles, éste produce vibraciones, las cuales son transmitidas hasta los rodamientos causando daños mayores a veces irreparables.

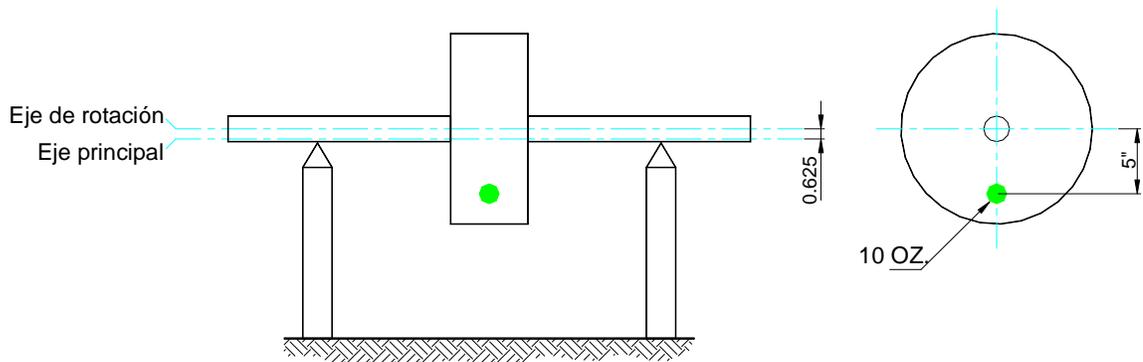
Hay dos clases de Desbalanceamiento: desbalanceamiento estático y desbalanceamiento dinámico.

1.1 DESBALANCEAMIENTO ESTÁTICO O FUERZA DESBALANCEADORA

Este se presenta si el centro de gravedad no descansa sobre la abscisa rotacional y el cuerpo gira quedando la mayor concentración de masa hacia abajo cuando está colocado sobre dos puntos afilados de soporte.

Esto puede ser compensado aplicando una corrección en un solo plano, este tipo de desbalanceamiento se encuentra originalmente en cuerpos que tienen forma de disco tal como los volantes, embragues, frenos de disco, ventiladores, etc.

Figura 1. Desbalanceamiento estático

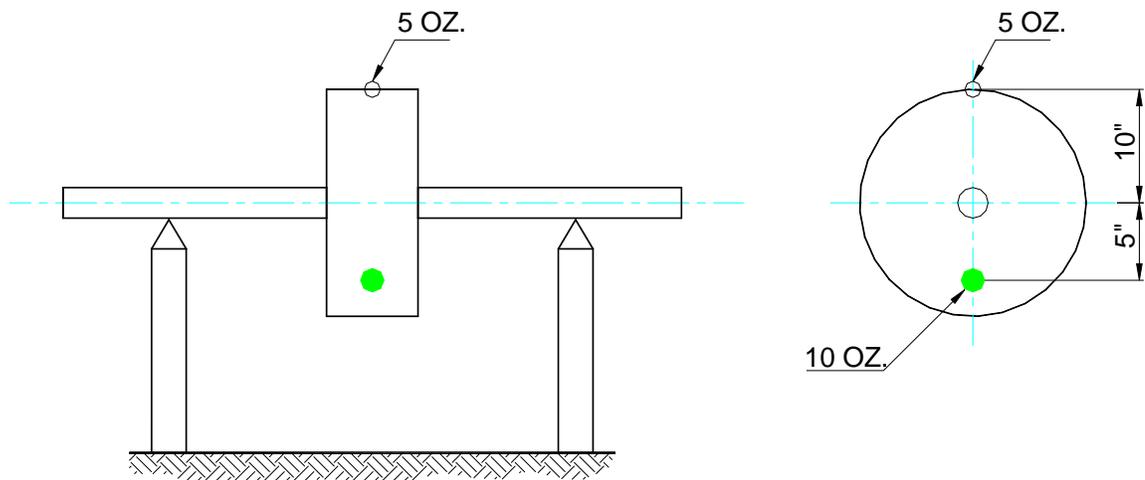


Refiriéndonos a la Figura.1 que tiene un Desbalanceamiento estático representado por un punto de peso igual a 10 onzas a una distancia de 5 pulgadas del eje de rotación (indicado por un punto negro). El Desbalanceamiento es entonces igual a 10 onzas x 5 pulgadas = 50 onzas-pulg., esto puede ser contrarrestado por otro peso directamente opuesto y en el mismo plano transversal teniendo también un valor de 50 onzas-pulg., ó 5 onzas a 10 pulgadas de radio ó 10 onzas a 5 pulg. De radio, ó 20 onzas a 2.5 pulg. De radio, etc. Es práctica común aplicar la corrección sobre la superficie exterior del cuerpo. Por lo tanto, 5 onzas a un radio de 10 pulg. Será usado como corrección en la figura 2.

Antes de efectuar la corrección por Desbalanceamiento el eje original fue desplazado paralelamente al eje de rotación.

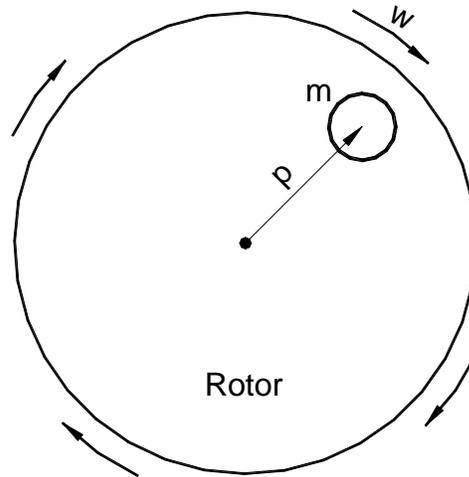
Si el cuerpo pesa 50 lbs. ú 800 onzas el desplazamiento fue: $\frac{50\text{onzas} - \text{pulg.}}{800\text{onzas}}$ o sea 0.0625 pulg. Ahora si la corrección de 5 onzas a un radio de 10 pulg. Es aplicado con un error de 0.01 onza, el Desbalanceamiento residual después de la corrección será 0.01 onzas x 10 pulg. y el cuerpo será balanceado con una precisión de desplazamiento del centro de gravedad de $\frac{0.1\text{onza} - \text{pulg}}{800\text{onzas}}$ ó sea 0.000125^H.

Figura 2. Corrección por Desbalanceamiento estático.



Si el desequilibrio es provocado por una fuerza neta, se dice que el desbalanceo es estático y se debe equilibrar con un contra peso de igual magnitud pero sentido contrario.

Figura 3.



m = masa de equilibrio

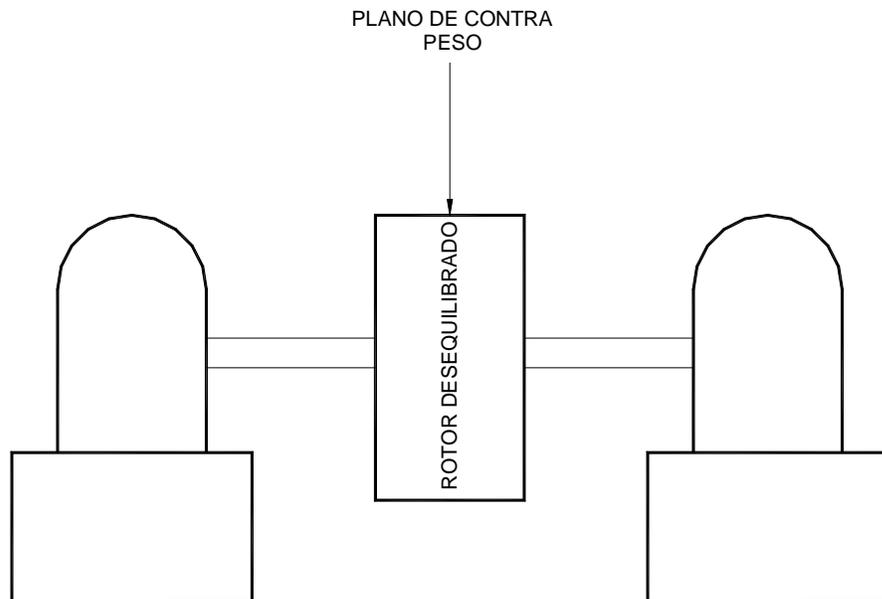
r = radio de la masa de desequilibrio

w = velocidad angular

La fuerza centrífuga provocado por la masa m está dada por la expresión $F = mr.w^2$, en donde la fuerza es directamente proporcional a la velocidad angular. Por ejemplo, si la masa de desequilibrio es de 100 gramos y el rotor gira a 3000 RPM, la fuerza centrífuga es de casi 25 Kg. Esta fuerza provoca vibraciones en dirección radial y será absorbida por los soportes acortando su vida útil.

El procedimiento para balancear en un plano consiste en los siguientes pasos:

Figura 4.



- I. Realice mediciones de amplitud y fase de vibraciones con el rotor desbalanceado.
- II. Aplique un peso de prueba para excitar el rotor.
- III. Mida nuevamente las vibraciones con el peso de prueba.
- IV. Obtenga la magnitud y la posición del contra peso que aquí libraré el rotor.
- V. Renueve el peso de prueba.
- VI. Aplique el contra peso obtenido.

1.2 DESBALANCEAMIENTO DINÁMICO O MOMENTO DESBALANCEADOR

Este Desbalanceamiento se presenta si la distribución desigual de peso está sobre lados opuestos de los ejes de rotación y en diferente plano transversal. Un cuerpo que tiene tal desplazamiento no gira para quedar con la mayor concentración de masas hacia abajo cuando está colocado sobre dos puntos de soporte afilados.

Si el desequilibrio es provocado por una cupla neta (Imagine dos discos con masas de desequilibrio iguales y en dirección opuesta), o por la suma de una fuerza neta, se dice que el desbalanceamiento es dinámico y se debe equilibrar con dos contra pesos que aporten una fuerza y una cupla en sentido opuesto a las de desequilibrio.

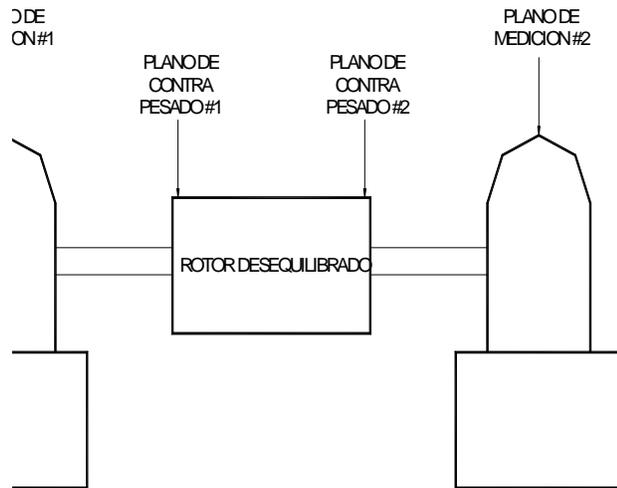
Un método dinámico debe ser aplicado para detectar el desbalanceamiento, por esto es llamado “desbalanceamiento dinámico”.

El eje original del cuerpo está inclinado contra el eje de rotación. La corrección es llevada a cabo agregando o removiendo pesos en dos planos transversales diferentes. El desbalanceamiento dinámico no puede ser corregido en un solo plano.

En la práctica la mayoría de los cuerpos mostraron una combinación de desbalanceamiento estático y dinámico que se requiere corrección en dos planos.

El procedimiento para balancear en dos planos consiste en los siguientes pasos:

Figura 5.



1. Realice mediciones de amplitud y fase de vibraciones en plano 1 y plano 2 con el rotor desbalanceado.
2. Aplique el peso de prueba W , en el plano 1.
3. Realice mediciones de amplitud y fase de vibraciones en plano 1 y plano 2 con el peso de prueba W_1 .
4. Remueva el peso de prueba del plano 1 W_1 .
5. Aplique el peso de prueba W_2 en el plano 2.

6. Realice mediciones de amplitud y fase de vibraciones en el plano 1 y plano 2 con el peso de prueba W_2 .
7. Obtenga las magnitudes y posiciones angulares de los contra pesos que deberán aplicarse a los planos 1 y 2 para equilibrar el rotor.
8. Remueva el peso de prueba del plano 2 W_2 .
9. Aplique los contra pesos obtenidos.

1.3 CAUSAS DEL DESBALANCEAMIENTO

Un cierto grado de desbalanceamiento será encontrado en todos los cuerpos, esto es debido a factores tales como:

- a. Variación en la densidad del material.
- b. Tolerancias de manufactura.
- c. Inexactitud y pérdida de redondez en la fundición.
- d. Huecos de aire.
- e. Excentricidad en las balineras de rodillos de rodamiento interno.
- f. Armaduras asimétricas.

1.4 EFECTOS DEL DESBALANCEAMIENTO

Las vibraciones resultantes y las fuerzas periódicas producidas por Desbalanceamiento de elementos de máquinas rotativas, tienen un gran efecto destructivo el cual debe ser cuidadosamente controlado a medida que la velocidad de operación aumenta.

Este defecto de máquina causa ruido en la operación, excesivo desgaste en las balineras, bujes, árboles, ejes, engranes, etc. Incrementando esfuerzos alternados altamente indeseables.

1.5 ANÁLISIS ROTATIVO

1.5.1 Velocidades críticas

Consideremos un disco de masa m sobre una flecha (Eje) girando sobre dos apoyos, con velocidad angular constante ω , para facilitar el análisis supongamos que el centro de gravedad del disco, se encuentra a la distancia radial e (Excentricidad) del centro de la flecha. Cuando el disco gira alrededor del eje central de la flecha, actúa sobre el mismo una fuerza centrífuga igual a $m\omega^2e$ como se muestra en la figura siguiente.

Figura 6.

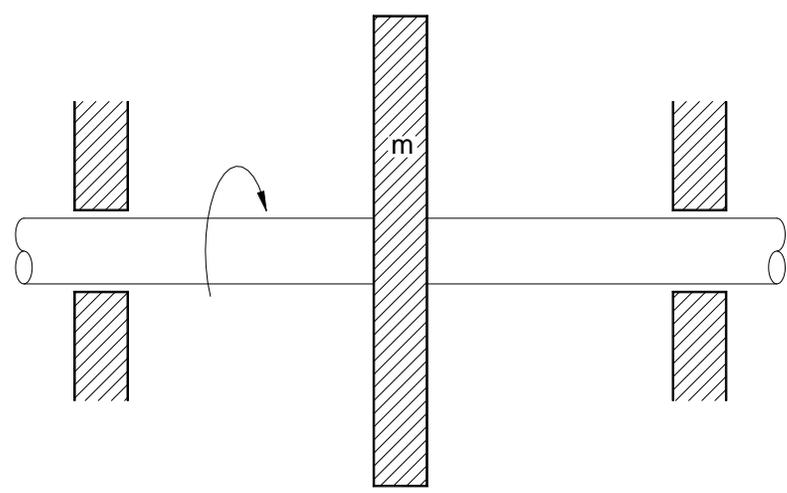
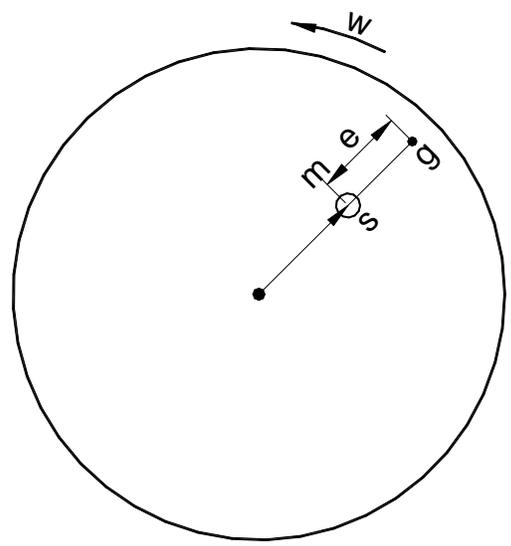


Figura 7.



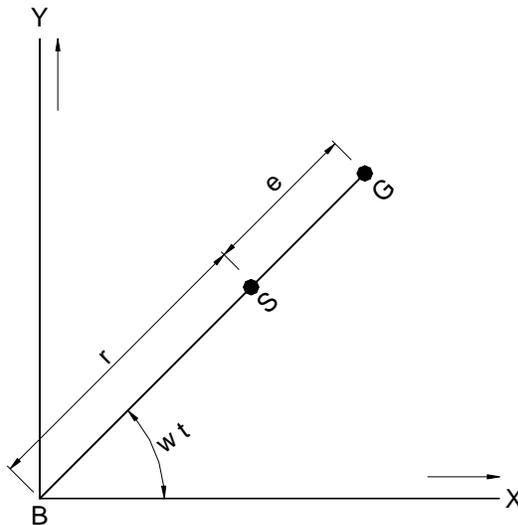
Si esta fuerza rotativa la sustituimos por sus componentes horizontal y vertical, se observa que se obtiene el mismo resultado que sumará dos fuerzas vibratorias, una horizontal y otra vertical, de amplitudes iguales a $m\omega^2 e$.

Entonces el disco vibra en las direcciones vertical y horizontal simultáneamente, también se observa que cuando los impulsos entran en resonancia con la frecuencia natural del conjunto, es decir, cuando la rapidez angular ω de la flecha coincide con la frecuencia natural de vibración ω_n del disco sin girar, debido a la elasticidad de su flecha, el disco vibra violentamente.

Pero esta conclusión no es únicamente aplicable a un solo disco montado en dos apoyos rígidos, sino que también es válido para sistemas más complejos. Las velocidades que originan vibraciones violentas, como las descritas anteriormente se conocen como velocidades críticas.

Ahora hagamos un corte a la flecha de la figura anterior y grafiquémosla en un plano X-Y.

Figura 8.



VIBRACIONES MECANICAS. COCHABAMBA: UNSS (UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN SIMON, FACULTAD DE CIENCIAS Y TECNOLOGIA CARRERA DE INGENIERIA MECANICA, MARZO 2001)

De donde:

B = Centro de los apoyos.

S = Centro de la flecha (En el disco).

G = Centro de gravedad (Del disco).

e = Distancia constante entre S y G (Excentricidad).

r = BS = Deformación de la flecha.

Supongamos que la recta **BSG**, gira alrededor de **B** con velocidad angular **W** del disco. Si omitimos el efecto de la gravedad, hay únicamente dos fuerzas que

actúan sobre el disco: La tensión elástica de la flecha que tiende a enderezarla, o sea, una fuerza que empuja a **S** hacia **B** y la fuerza centrífuga que actúa en el centro de gravedad **G**, dicho punto se desplaza en la trayectoria circular de radio $(r+e)$. La primera de las fuerzas citadas depende de la rigidez a la flexión de la flecha y es proporcional a su deformación, así que será Kr (apuntando al centro). La fuerza centrífuga es $mw^2 (r+e)$ dirigida del centro hacia fuera. En un movimiento de rotación continua, las dos fuerzas deberán equilibrarse, entonces:

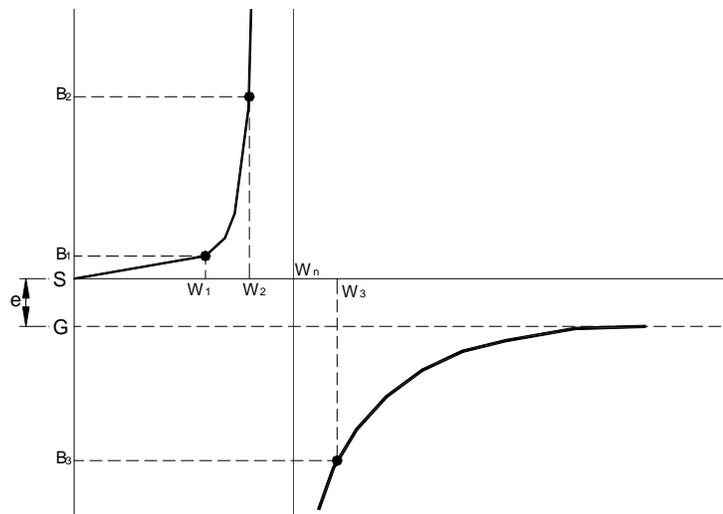
$$Kr = mw^2(r + e) \quad \text{I A}$$

$$Kr = mw^2r + mw^2e$$

$$r = e \frac{w^2}{\frac{k}{m} - w^2} = e \frac{w^2}{w_n^2 - w^2} = e \frac{\left(\frac{w}{w_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2} \quad \text{II A}$$

Si esta ecuación la representamos por el diagrama siguiente.

Figura 9.



VIBRACIONES MECANICAS. COCHABAMBA: UNSS (UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN SIMON, FACULTAD DE CIENCIAS Y TECNOLOGIA CARRERA DE INGENIERIA MECANICA, MARZO 2001)

Y tomando los puntos **S** y **G** como una distancia fija **e** (excentricidad) y para cada frecuencia dada, la Posición de **B** se obtiene con la proyección sobre el eje vertical de las ordenadas de los puntos de la curva.

Si observamos la gráfica, se concluye que para rotaciones muy lentas ($w \approx 0$). La deformación $r = BS$ de la flecha, es prácticamente nula; a la frecuencia crítica $r = BS$, crece infinitamente, mientras que para valores muy grandes de la frecuencia, **B** y **G** coinciden. Así pues a altas velocidades de rotación, el centro de gravedad permanecerá en reposo, ya que si **G** no estuviera en reposo entonces la fuerza de inercia sería muy grande (infinita).

Del equilibrio $K_r = mw^2r + mw^2e$ podemos establecer que para una flecha perfectamente balanceada ($e = 0$) la fuerza restauradora Kr es igual a la fuerza centrífuga mw^2r y la flecha estará en equilibrio indiferente. Puede girar para cualquier valor de su formación, mientras que para velocidades menores que la crítica, la flecha ofrece cierta resistencia elástica a las fuerzas laterales; a la velocidad crítica esto no sucede. La más mínima fuerza lateral origina un aumento indefinidamente grande en la deformación.

Por otro lado para el caso de velocidades menores que la crítica, **G** está más lejos del centro **B** que **S**, mientras que a mayores velocidades que la crítica **S** es la más lejana. Los puntos **S** y **G** están del mismo lado de **B** para todas las velocidades. Así pues por debajo de la velocidad crítica, el lado más pesado tiende a separarse, mientras que arriba de las velocidades críticas, el que tiende a separarse es el lado menos pesado.

La fuerza de inercia o fuerza centrífuga es proporcional a la electricidad de **G**, la cual es $(r+e)$ y la fuerza elástica es proporcional a la excentricidad de **S**, la cual es

r . Las constantes de proporcionalidad son respectivamente mw^2 y K . A velocidades menores que la crítica, mw^2 es menor que K , de manera que $r+e$ deberá ser mayor que r , para que necesariamente se equilibren ambas fuerzas. A la velocidad crítica, $r+e$ y r deben ser iguales, esto requiere que r sea infinitamente grande. Arriba de la velocidad crítica, $r+e$ es menor que r , lo cual hace que r sea negativa.

1.5.2 Balanceo de rotores sólidos

Si miramos la figura 6, notamos que el disco cuyo centro de gravedad está a una distancia e pulgadas del centro de la flecha, que gira con la velocidad angular constante W , vibrará y originará fuerzas rotativas que se transmiten a los apoyos. Esta vibración y estas fuerzas pueden eliminarse adjuntando una pequeña pesa en el lado ligero del disco, de manera que el centro de gravedad G se desplace haciéndolo coincidir con el centro de S de la flecha.

Si e es la excentricidad original, M la masa del disco y m la masa de corrección aplicados a una distancia radial r de S , entonces:

$$mp = eM \quad \text{ó} \quad m = \frac{e}{r}M \quad \text{III A}$$

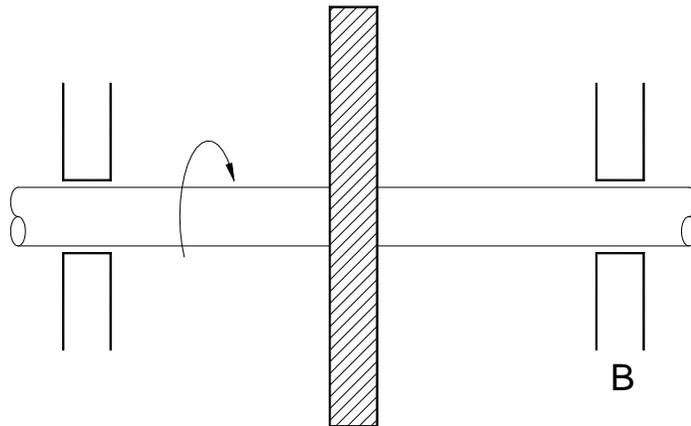
El producto de la masa de corrección m por la distancia radial r (mr) se conoce como **DESEQUILIBRIO** y se mide generalmente en onzas - pulgadas.

Para determinar la posición de la corrección se puede hacer por la estática elemental por ejemplo, la flecha puede colocarse sobre dos rieles horizontales y paralelos, entonces la parte pesada se deslizará hacia abajo y el peso de corrección se colocará tentativamente en la parte superior del disco. Luego se va variando la magnitud de este peso hasta que el disco permanezca en equilibrio indiferente, es decir, que no muestre tendencia a deslizarse de la posición en

que se coloque. Con el objeto de tener los mínimos errores con este procedimiento, los rieles deben estar contruidos de acero duro, firmemente ahogados en concreto, de manera que la deformación por la carga sea la más pequeña posible.

En las máquinas donde la masa rotativa tiene forma de disco, es decir que la dimensión a lo largo del eje es pequeña, el balanceo estático es el único balanceo que es necesario para garantizar una operación silenciosa a cualquier velocidad, como se aprecia en la figura siguiente.

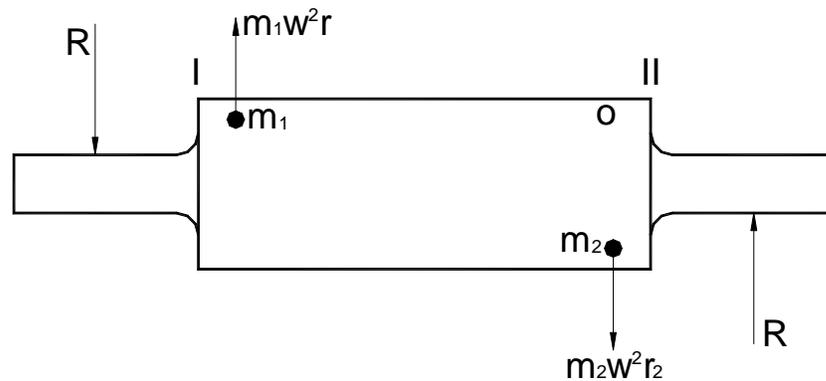
Figura 10.



VIBRACIONES MECANICAS. COCHABAMBA: UNSS (UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN SIMON, FACULTAD DE CIENCIAS Y TECNOLOGIA CARRERA DE INGENIERIA MECANICA, MARZO 2001)

Cuando el rotor sea un cuerpo alargado como el que muestra la figura 8, el simple balanceo estático no es suficiente.

Figura 11.



VIBRACIONES MECANICAS. COCHABAMBA: UNSS (UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN SIMON, FACULTAD DE CIENCIAS Y TECNOLOGIA CARRERA DE INGENIERIA MECANICA, MARZO 2001)

Un rotor como el que se muestra en la figura 9, con aparente perfecta simetría rotacional excepto por las dos masas iguales m_1 y m_2 que se encuentran acoplados en dos puntos geométricos y opuestos. Permanece su equilibrio estático, puesto que las dos masas no desplazan al centro de gravedad del centro del eje de la flecha.

Pero en la rotación existen fuerzas centrífugas que actúan sobre m_1 y m_2 y constituyen un momento que origina en los apoyos reacciones rotativas R como se muestra.

Entonces este rotor está estáticamente balanceado pero dinámicamente desbalanceado.

Cualquier desbalanceo de un rotor rígido (estático, dinámico o combinado) puede corregirse colocando pesos adecuados en dos planos diferentes. Generalmente se escogen los dos planos del rotor I y II.

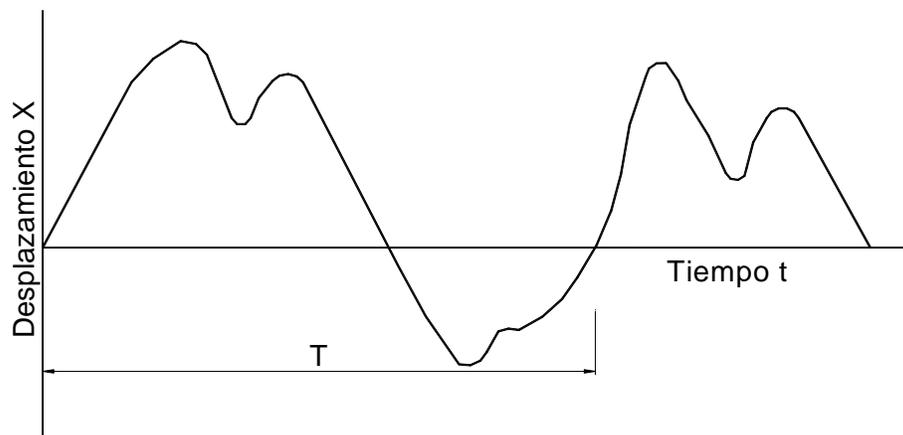
2. CINEMATICA DE LAS VIBRACIONES

2.1 VIBRACIÓN

Una vibración es, en un sentido más general, un movimiento periódico, es decir un movimiento que se repite en todas sus características después de un cierto intervalo de tiempo llamado período de la vibración, designado generalmente por la letra T .

Para mostrar el comportamiento de partículas en una vibración se emplea una gráfica de desplazamiento y contra el tiempo, que en algunos casos puede ser muy complicada como en el movimiento del pedestal en una chumacera de una turbina de vapor, que es aproximadamente como sigue:

Figura 12.



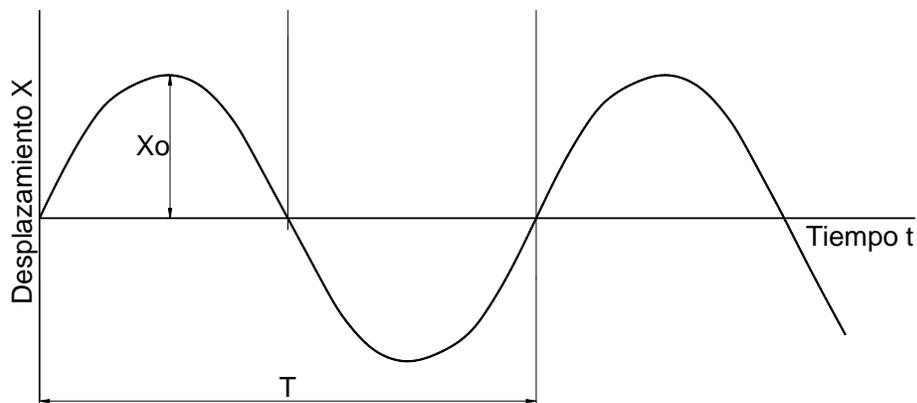
TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

2.2 MOVIMIENTO ARMÓNICO SIMPLE (M.A.S.)

Es el tiempo más sencillo de movimiento periódico, en este movimiento la relación entre X y T puede expresarse por: $X = B \text{ Sen } \omega t$

Que podrá ser por ejemplo las pequeñas oscilaciones de un péndulo simple; y se puede representar como la siguiente gráfica.

Figura 13.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

El valor máximo del desplazamiento X_0 es llamado amplitud de la vibración.

El período T generalmente se mide en segundos, y su recíproco $f = 1/T$.

Es la frecuencia de la vibración, medida en ciclos por segundos o en HERTZ en honor al primer investigador en ondas de radio (que son vibraciones eléctricas).

La velocidad angular ω medida en radianes por segundo, es el ángulo descrito por un punto referido a una circunferencia en la unidad de tiempo, para el movimiento vibratorio.

El período de vibración de este movimiento es:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} S_g \quad \text{II B} \quad \text{y como} \quad \int = \frac{1}{T} \Rightarrow \int = \frac{\omega}{2\pi} \text{ ciclos}/S_g \quad \text{III B}$$

Es un movimiento armónico en el cual el desplazamiento x es función del tiempo $x=f(T)$ y este relacionado por la ecuación $x = x_0 \text{ Sen } \omega t$ (IB), la velocidad y aceleración se encuentra derivando dos veces respectivamente con respecto al tiempo a saber:

$$x = x_0 \text{ Sen } \omega t \quad \text{(I B)}$$

$$\frac{d_x}{d_t} = x = x_0 \omega \text{ Cos } \omega t \quad \text{IV B}$$

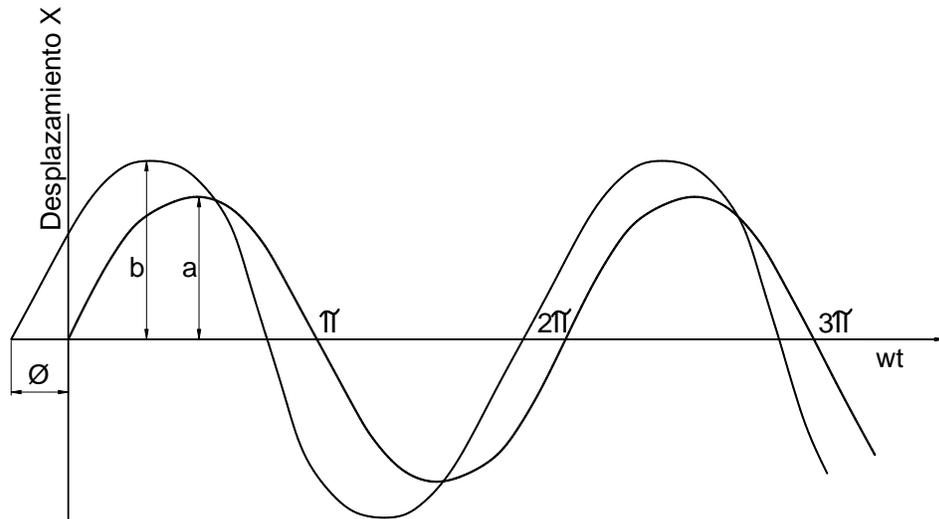
$$\frac{d^2 x}{dt^2} = x = -x_0 \omega^2 \text{ Sen } \omega t \quad \text{V B}$$

Por lo tanto la velocidad y aceleración resultan también armónicas y con valores máximos.

$$V_{\max} = x_0 \omega \quad \text{VI B} \quad \wedge \quad a_{\max} = x_0 \omega^2 \quad \text{VII B}$$

Ahora analicemos el caso cuando existen dos vibraciones dadas por $x_1 = a \text{ Sen } \omega t$ y $x_2 = b \text{ Sen } (\omega t + \phi)$ como se muestra en la gráfica.

Figura 14.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

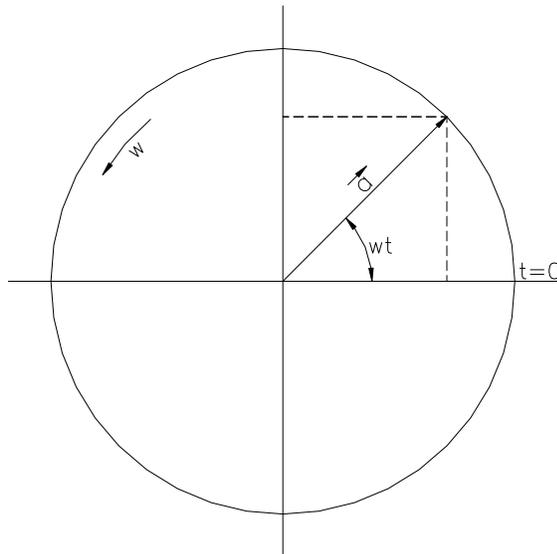
Debido a la presencia de la magnitud ϕ , las dos vibraciones no lograrán su desplazamiento en el mismo instante, ya que una de ellas estará ϕ/ω Sg detrás de la otra. La magnitud ϕ se conoce con el nombre de ángulo de fase o diferencia de fase entre las dos vibraciones. Puede verse que las dos vibraciones tienen la misma ω y por lo tanto la misma J . El ángulo de fase tiene significado solamente, tratándose de dos movimientos con la misma frecuencia, por que si las frecuencias son diferentes, el ángulo de fase no tiene sentido alguno.

2.3 LAS VIBRACIONES REPRESENTADAS VECTORIALMENTE

El movimiento de una partícula en vibración, puede representarse convenientemente por medio de un vector rotativo.

Sea el vector \vec{a} de la siguiente figura girando con una velocidad angular uniforme w , en sentido contrario a las manecillas del reloj.

Figura 15.



DEN HARTOG, J.P. MECANICA DE LAS VIBRACIONES, SEPTIMA EDICION, MEXICO D.F., 1978.

Cuando el tiempo se mide desde la posición horizontal del vector como punto de partida, la proyección horizontal del vector como punto de partida, la proyección horizontal del vector puede escribirse como $a \text{ Cos } wt$ y la proyección vertical como $a \text{ Sen } wt$, cualquiera de las dos proyecciones puede tomarse como representativas de un movimiento recíproco en la siguiente argumentación, sin embargo, consideremos la proyección horizontal.

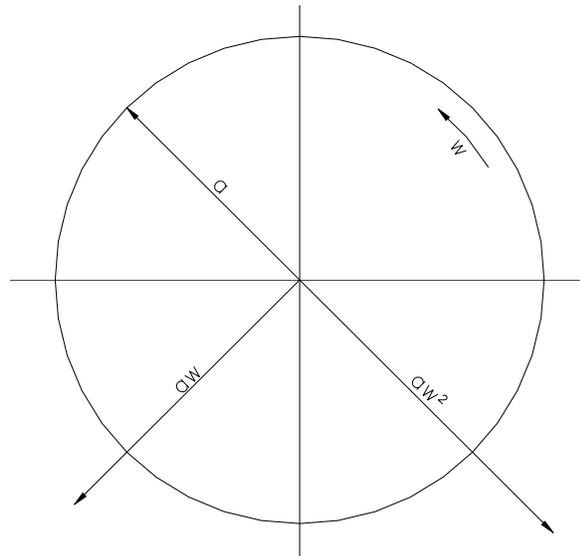
Esta representación ha dado origen al nombre de frecuencia circular para w . La magnitud w representará la velocidad angular del vector medida en radianes por segundos. Así podrá verse que $w = 2\pi f$.

La velocidad del movimiento $x = \alpha \cos wt$ será: $v = dx/dt = -\alpha w \sin wt$ VIII B

Lo cual podrá representarse por (la proyección horizontal de) un vector de longitud αw , girando con la misma velocidad angular w que el vector del desplazamiento, pero situada siempre 90° delante de ese vector.

La aceleración será $-\alpha w^2 \cos wt$ y estará representada por (la proyección horizontal de) un vector de longitud αw^2 girando con la misma velocidad angular w y 180° delante con respecto a la posición del vector de desplazamiento, o bien 90° delante del vector velocidad como se ilustra en la siguiente figura.

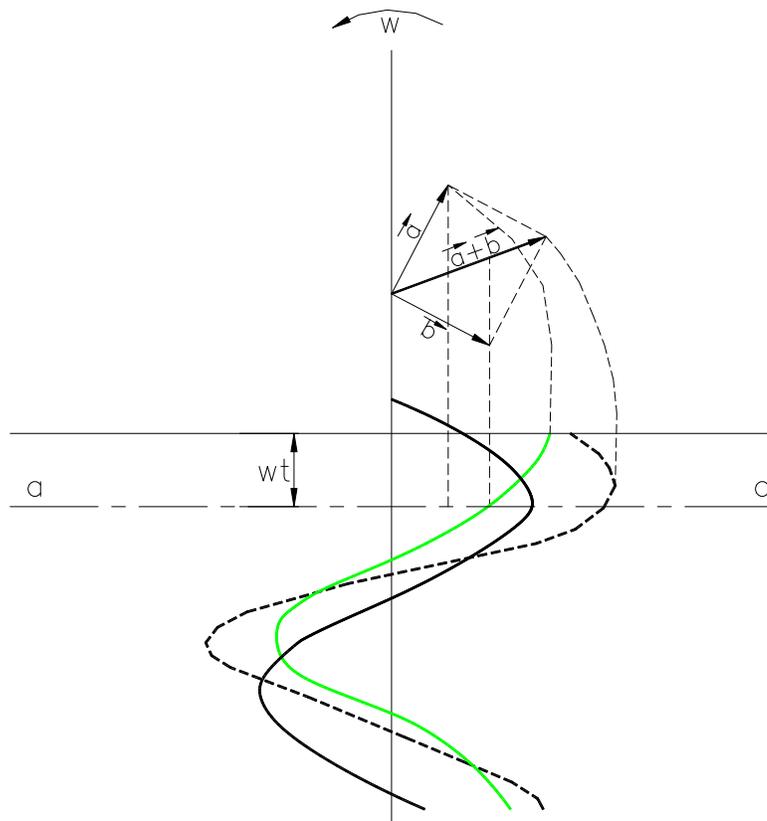
Figura 16.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

El método vectorial de visualizar movimientos recíprocos resulta sumamente conveniente. Por ejemplo, si un punto está simultáneamente sujeto a dos movimientos con la misma frecuencia, pero que difieren en el ángulo de fase α , sean $a \cos wt$, y $b \cos (wt - \alpha)$, la suma de estas dos expresiones por métodos trigonométricos resultaría tedioso. Sin embargo, los dos vectores pueden fácilmente dibujarse, y el movimiento total quedará representado por la suma geométrica de los dos vectores, como se muestra en la parte superior de la siguiente figura.

Figura 17.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

El paralelogramo \vec{a}, \vec{b} , se considera girando en sentido contrario a las manecillas del reloj, con la velocidad angular uniforme w , y la proyección horizontal de los diferentes vectores representará el desplazamiento en función del tiempo. Esto se muestra en la parte inferior de la anterior figura 15, donde la línea a-a representa el instante de tiempo particular para el cual se ha dibujado el diagrama, puede verse también, que el desplazamiento de la suma (línea punteada) es de hecho la suma de las ordenadas de \vec{a} y \vec{b} . También es evidente que con la suma de estos vectores se obtiene el resultado correcto, porque $a \cos wt$ es la proyección horizontal del vector \vec{a} y $b \cos (wt - \varphi)$ es la proyección horizontal del vector \vec{b} . La proyección horizontal de la suma geométrica de estos dos vectores es evidentemente igual a la suma de las proyecciones horizontales de sus dos componentes vectoriales, que es justamente lo que se quería.

En el caso especial que la suma vectorial es de una onda senoidal y otra cosenoidal de diferente amplitud: $a \sin wt$ y $b \cos wt$, en este caso los dos vectores son perpendiculares por lo que resulta de inmediato que:

$$a \sin wt + b \cos wt = \sqrt{a^2 + b^2} \sin (wt + \varphi) \quad \text{IX B}$$

$$\text{Tg } \varphi = \frac{b}{a} \quad \text{X B}$$

2.4 TRABAJO EFECTUADO EN LOS MOVIMIENTOS ARMONICOS

Sea $p = X \cos (wt + \varphi)$, una fuerza que está actuando sobre un cuerpo cuyo movimiento esta dado por $x = x_0 \sin wt$. El trabajo efectuado por la fuerza durante un desplazamiento infinitesimal dx será $p dx$, el cual puede escribirse

$$\text{como: } p \frac{dx}{dt} dt$$

Durante un ciclo de vibración, ωt varía de 0 a 2π y como consecuencia t varía de 0 a $\frac{2\pi}{\omega}$. El trabajo efectuado durante un ciclo es:

$$\int_0^{2\pi/\omega} p \frac{dx}{dt} dt = \frac{1}{\omega} \int_0^{2\pi} p \frac{dx}{dt} d(\omega t) \quad \text{XII B}$$

$$= p_0 x_0 \int_0^{2\pi} \text{Sen}(\omega t + \varphi) \text{Cos} \omega t d(\omega t)$$

$$= p_0 x_0 \int_0^{2\pi} \text{Cos} \omega t [\text{Sen} \omega t \text{Cos} \varphi + \text{Cos} \omega t \text{Sen} \varphi] d(\omega t)$$

$$= p_0 x_0 \text{Cos} \varphi \int_0^{2\pi} \text{Sen} \omega t \text{Cos} \omega t d(\omega t) + p_0 x_0 \text{Sen} \varphi \int_0^{2\pi} \text{Cos}^2 \omega t d(\omega t)$$

En donde la primera integral es cero y la segunda es π por lo tanto el trabajo efectuado en un ciclo es $w = \pi p_0 x_0 \text{Sen} \varphi$ **XIII B**

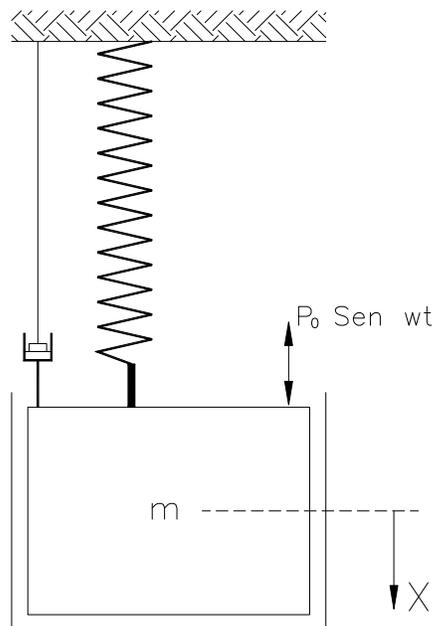
2.5 GRADOS DE LIBERTAD EN LOS SISTEMAS MECANICOS

2.5.1 Sistema con un solo grado de libertad

Se dice que un sistema mecánico tiene un grado de libertad, si podemos expresar su posición geométrica en cualquier instante mediante un solo número. Por ejemplo, un embolo que se mueve confinado en un cilindro. Como su posición, en cualquier instante, puede determinarse por su distancia desde el extremo del cilindro, tenemos, por tanto, un sistema con un solo grado de libertad. Otro ejemplo es el caso de un cigüeñal que descansa en unos cojinetes rígidos. Aquí la posición del sistema queda completamente determinada por el ángulo que forma cualquiera de sus codos con el plano vertical.

Un peso suspendido de un resorte, de tal manera que sea restringido por guías que le permitan desplazarse solamente en dirección vertical, es un sistema típico de vibraciones con un solo grado de libertad, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 18.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

Considere una masa m suspendida de un techo rígido por medio de un resorte, como se muestra en la figura anterior. La rigidez del resorte está dada por su constante de resorte K , que por definición es el número de kilogramos necesarios para alargar el resorte 1 cm.

Entre la masa y la pared rígida hay también un mecanismo amortiguador de aire o aceite. Se supone que éste no transmite fuerza alguna a la masa, siempre y cuando esté en reposo; pero tan pronto como se mueva la masa, la “fuerza de amortiguamiento” del mecanismo es CX ó $C \frac{dx}{dt}$ es decir proporcional a la velocidad y en dirección opuesta. La magnitud C se conoce como constante de amortiguamiento o, como coeficiente de amortiguamiento viscoso.

Sea la fuerza exterior alterna $P_0 \text{ Sen } \omega t$ actuando sobre la masa m , el problema consiste en calcular el movimiento de la masa debido a la fuerza exterior. Si X es la diferencia entre cualquier posición instantánea de la masa durante su movimiento y su posición de equilibrio, tendremos que obtener X en función del tiempo.

La segunda ley de Newton establece que fuerza = masa x aceleración; para este sistema las fuerzas que actúan sobre la masa son: La fuerza del resorte que es de magnitud kx , la fuerza de amortiguamiento $-c\dot{x}$ y la fuerza $P_0 \text{ Sen } \omega t$. Aplicando la segunda ley nos da:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = m\ddot{x} = -kx - c\dot{x} + P_0 \text{ Sen } \omega t \quad \text{XIV B}$$

$$\Rightarrow m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_0 \text{ Sen } \omega t$$

$$\Rightarrow m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_0 \text{ Sen } \omega t \quad \text{XV B}$$

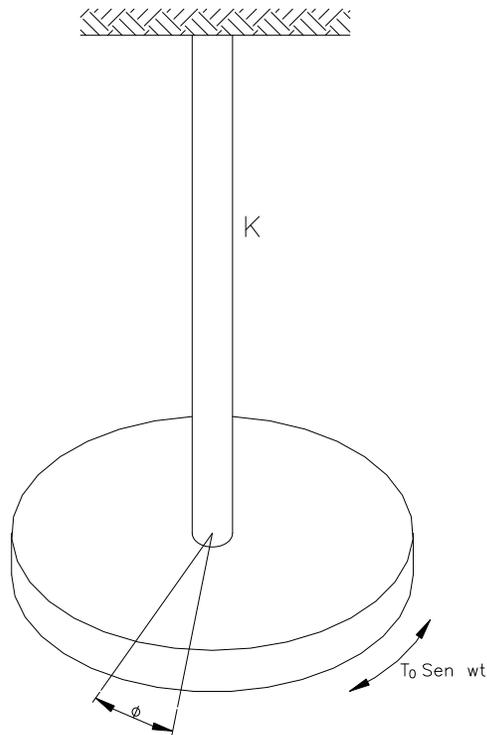
Que es la ecuación diferencial de un sistema con un solo grado de libertad en donde $m\ddot{x}$ es la fuerza de inercia, $c\dot{x}$ es la fuerza de amortiguamiento, kx es la fuerza del resorte y $P_0 \text{ Sen } \omega t$ es la fuerza externa.

Es importante anotar que la expresión anterior también tiene su analogía mecánica para el caso de la torsión, es decir vibraciones mecánicas para un disco que gira a saber: aplicando la segunda ley de Newton para la torsión tenemos:
Par de torsión = momento de inercia x aceleración angular.

$$T = I\alpha \quad \text{XVI B}$$

$$T = I \frac{d^2\phi}{dt^2} = I\ddot{\phi} \quad \text{XVII B}$$

Figura 19.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

Como anterior hay tres pares de torsión actuando sobre el disco.

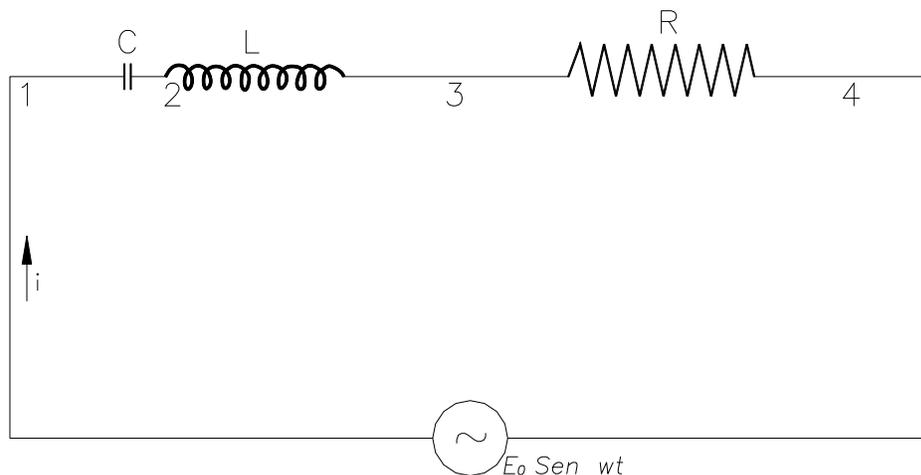
El par del resorte, el par de amortiguamiento y el par exterior. Entonces:

$$I \ddot{\phi} + c \dot{\phi} + k\phi = T_0 \text{ Sen } \omega t \quad \text{XVIII B}$$

$$T \frac{d^2\phi}{dt^2} + c \frac{d\phi}{dt} + K\phi = T_0 \text{ Sen } \omega t \quad \text{XIX B}$$

Pero estas vibraciones también tienen su análoga eléctrica como se observará en un circuito de la figura siguiente.

Figura 20.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

En donde $E_0 \text{ Sen } \omega t$ es una corriente alterna generada por algún generador, C es un condensador, R es una resistencia y L es una inductancia, todas conectadas en serie.

Para la demostración de la ecuación diferencial utilizamos la relación que establece que el voltaje instantáneo del generador $e = E_0 \text{ Sen } \omega t$ es igual a la suma de los tres voltajes al través de C, R y L. Sea i el valor instantáneo de la corriente en el circuito como se muestra en la figura anterior.

Por la ley de ohm el voltaje a través de la resistencia es $V_3 - V_4 = Ri$

El voltaje a través de la inductancia es $V_2 - V_3 = L \frac{di}{dt}$.

En el condensador, la relación $Q = CV$, donde Q es la carga, C es la capacitancia y V es el voltaje.

$$dQ = i dt \quad \text{XX B} \quad \text{y } i = \frac{dq}{dt} = \dot{Q} \quad \text{ó } Q = \int i dt \quad \text{XXI B}$$

$$V_1 - V_2 = \frac{Q}{C}$$

$$V_2 - V_3 = L \frac{di}{dt} = L \frac{d^2 q}{dt^2} = L \ddot{Q}$$

$$V_3 - V_4 = Ri = R \frac{dq}{dt} = R \dot{Q}$$

Sumando los tres voltajes debe ser igual al voltaje del generador.

$$L \ddot{Q} + R \dot{Q} + \frac{1}{C} Q = E_0 \text{ Sen } \omega t \quad \text{XXII B}$$

Que tiene la misma estructura de las vibraciones con un solo grado de libertad.

2.5.2 Vibraciones libres sin amortiguamiento

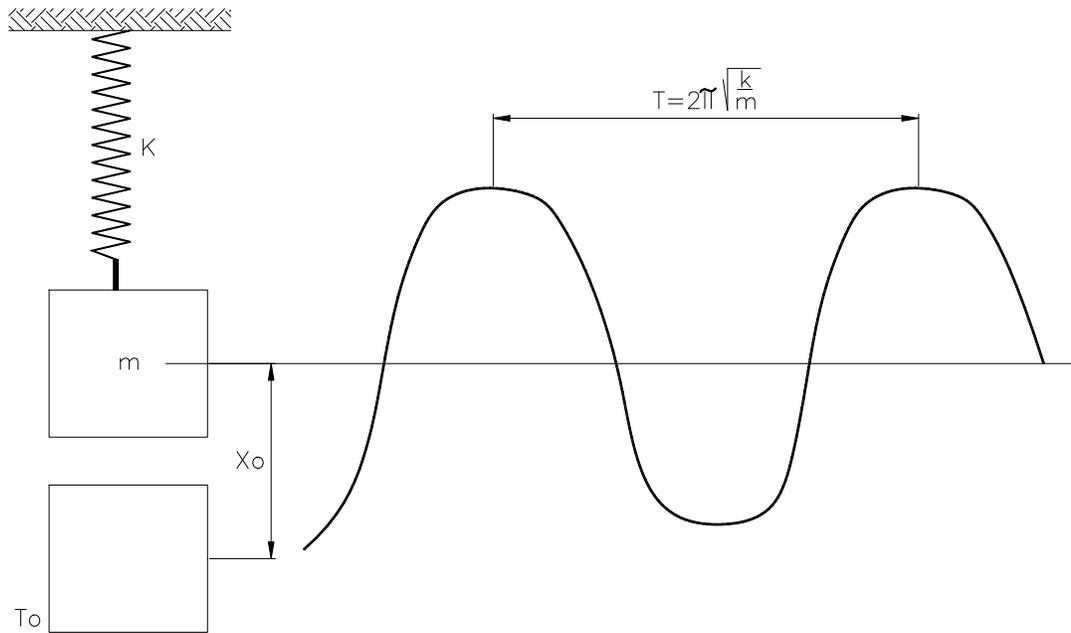
En el caso especial que no halla fuerza exterior aplicada a la masa $P_0 \text{ Sen } \omega t$ ni amortiguamiento ($c=0$), la forma general se reduce a $m\ddot{x} + kx = 0$, cuya solución

es $\ddot{x} = -\frac{k}{m}x$ **XXIII B**

$$X = C_1 \text{ Sen } t\sqrt{\frac{k}{m}} + C_2 \text{ Cos } t\sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{XXIV B}$$

Donde C_1 y C_2 son constantes arbitrarias que serán halladas por las condiciones de movimiento.

Figura 21.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

Si alargamos la masa se encuentra en una posición X_0 para un tiempo

$$t_0 = 0 \Rightarrow X = X_0 \text{ en } t = t_0 = 0$$

$$X_0 = C_1 \text{Sen } (c) \sqrt{\frac{k}{m}} + C_2 \text{Cos } (0) \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\Rightarrow C_2 = X_0$$

Ahora derivamos y remplazando:

$$0 = C_1 \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot 1 - C_2 \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot 0 \Rightarrow C_1 = 0$$

Sustituyendo en la solución general obtenemos una solución particular de la

forma $X = X_0 \text{Co.}$ **XXV B**

Cuando $T =$ tiempo empleado e un ciclo \Rightarrow

$$\sqrt{\frac{k}{m}} \cdot T = 2\pi \Rightarrow T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \quad \text{XXVI B}$$

Es común denominar a $\sqrt{\frac{k}{m}}$ por ω_n llamada frecuencia circular natural. El

valor $\sqrt{\frac{k}{m}} = \omega_n$ es la velocidad angular del vector rotativo que representa el

movimiento vibratorio. El recíproco del T (período) es la frecuencia natural \int_n

cuya fórmula es: $\int_n = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{\omega_n}{2\pi}$ **XXVII B**

Esta frecuencia está dada en ciclos por segundo.

Si suponemos que el movimiento es armónico, la frecuencia puede calcularse fácilmente por la ecuación de la energía.

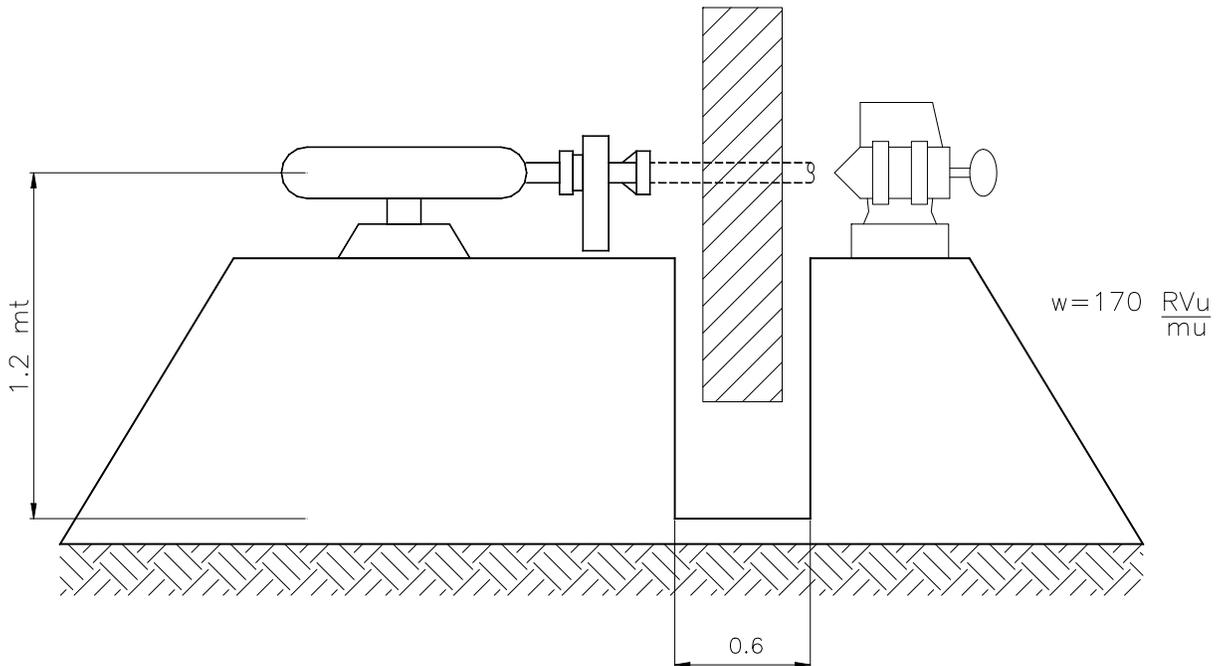
Procederemos ahora a calcular las energías, la fuerza del resorte es Kx , y el trabajo efectuado al aumentar el desplazamiento en dx es $KX.dX$, la energía potencial o elástica del resorte cuando se comprime una longitud X , es $\int_0^x kx.dx = \frac{1}{2}kx^2$ la energía cinética en cualquier instante es $\frac{1}{2}mv^2$. Suponemos que el movimiento es $X = X_0 \text{ Sen } \omega t$, entonces $V = X_0 \omega \text{ Cos } \omega t$. La energía potencial en la posición extrema es $\frac{1}{2}KX_0^2$, y la energía cinética en la posición neutral, donde la velocidad es máxima, es $\frac{1}{2}mV_{\text{max}}^2 = \frac{1}{2}m\omega^2 X_0^2$ por lo tanto $\omega^2 = \frac{k}{m}$, independientemente de la amplitud X_0 .

Carga máx. \Rightarrow 150 Kg.

Volteo máx. \Rightarrow 1.2 mt.

\varnothing máx. \Rightarrow 0.8 mt.

Figura 22.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

$$Vt = rw \quad P = Tw \quad \varphi = 4 \text{ Rad}/Sg^2$$

$$at = r\alpha \quad T = I\alpha \quad I = \frac{1}{2}mR^2$$

$$a_n = rw^2 \quad I = \frac{1}{2}(150)(0.4)^2$$

$$T = (12)(4) \quad I = 12 \text{ Kg} \cdot m^2$$

$$T = 48 \text{ kg} \cdot m$$

$$P = (48) \left(178 \frac{\text{Rad}}{\text{Seg}} \right) \Rightarrow P = 8544 \text{ watt}$$

$$P = 15 \text{ hp}$$

2.5.3 Vibraciones libres con amortiguamiento viscoso

Ya sabemos que una vibración libre sin amortiguamiento continúa sin detenerse, sin embargo esto nunca ocurre en la realidad, porque todas las vibraciones libres acaban por sucumbir después de transcurrir después de transcurrido cierto tiempo.

Consideremos la ecuación (XV B), haciéndole el segundo miembro igual a cero, donde el término del amortiguamiento viscoso se asocia siempre con la expresión $c\dot{x}$, ya que representa las condiciones de amortiguamiento debidos a la viscosidad del aceite en un amortiguador.

La solución de la ecuación anterior no puede obtenerse tan fácilmente, pero si consideramos la función $x = e^{st}$, donde t es el tiempo y s es una constante desconocida, se ve que, al obtener la derivada, resulta la misma función pero multiplicada por una constante.

Si sustituimos esta función en la ecuación y nos permite dividir por e^{st} lo que nos conllevaría a una ecuación algebraica, en lugar de una ecuación diferencial. De esta forma podemos suponer que la solución es e^{st} , con esto la ecuación nos queda: $(ms^2 + cs + K = 0)$ XXVIII B

Que es una ecuación de segundo grado en s , dónde hay dos valores s_1 y s_2 , que hacen que el primer miembro de la ecuación sea igual a cero.

$$s_{1,2} = -\frac{C}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{C}{2m}\right)^2 - \frac{K}{m}} \quad \text{XXIX B}$$

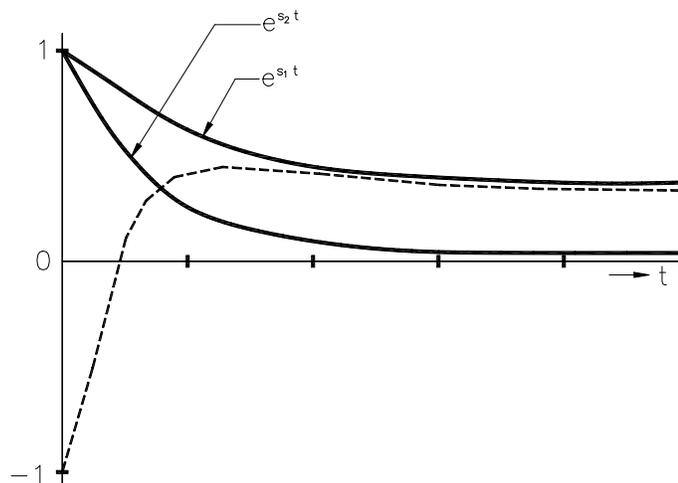
La solución más general es $X = c_1 e^{s_1 t} + c_2 e^{s_2 t}$, donde c_1 y c_2 son constantes arbitrarias.

Al interpretar el comportamiento físico de esta ecuación consideramos dos casos que dependen de que las expresiones de S sean reales o complejas.

Si $\left(\frac{c}{2m}\right)^2 > k/m$, la expresión dentro del radical es positiva, siendo entonces reales los dos valores de S .

Si ambos valores son negativos, como la raíz cuadrada es menor que el primer término $\left(\frac{c}{2m}\right)$, la ecuación $x = c_1 e^{s_1 t} + c_2 e^{s_2 t}$ describe una solución que consiste en la suma de dos curvas exponenciales decrecientes, así como se aprecia en la siguiente gráfica.

Figura 23.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

Determinando C_1 y C_2 la gráfica muestra que el movimiento no es una vibración, sino un regreso lento a la posición de equilibrio, porque cuando $\left(\frac{C}{2m}\right)^2 > k/m$, el amortiguamiento C es sumamente grande. Para valores pequeños de e , se obtienen valores complejos para S , y la solución de la ecuación $X = c_1 e^{s_1 t} + c_2 e^{s_2 t}$ no tendría significación alguna.

Al amortiguamiento C , en el que ocurre esto se llama amortiguamiento crítico C_c :

$$C_c = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2\sqrt{mk} = 2mw_n \quad \text{XXX B}$$

En el caso que el amortiguamiento sea menor que este valor, la ecuación

$$S_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}, \quad \text{se puede escribir de la siguiente forma:}$$

$$S_{1,2} = -\frac{C}{2m} \pm j\sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2} = -\frac{C}{2m} \pm jq \quad \text{donde } j = \sqrt{-1} \quad \text{con lo que la solución de la}$$

$$\text{ecuación } X = c_1 e^{s_1 t} + c_2 e^{s_2 t} \text{ será: } X = e^{-\frac{c}{2m}t} [(c_1 + c_2)\text{Cos } q t + (jc_1 - jc_2)\text{Sen } q t] \quad \text{XXXI B}$$

2.5.4 Vibraciones forzadas sin amortiguamiento

Este es el caso cuando el término $c\dot{x}$ se hace igual a cero en la ecuación $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_0 \text{Sen } \omega t$ (XV B). Lo que nos daría la oportunidad para estudiar la ecuación $m\ddot{x} + kx = P_0 \text{Sen } \omega t$ **XXXII B**

Si la función $x = x_0 \text{ Sen } wt$ es una solución de la anterior ecuación, en efecto

$$-mw^2 x_0 \text{ Sen } wt + k x_0 \text{ Sen } wt = p_0 \text{ Sen } wt$$

tendremos $\rightarrow X_0(k - mw^2) = P_0 \rightarrow X_0 = \frac{P_0}{(k - mw^2)} \rightarrow X_0 = \frac{P_0/k}{\left(1 - \frac{mw^2}{k}\right)}$

$$\rightarrow X_0 = \frac{P_0/k}{1 - (w/w_n)^2} \text{ y finalmente } X = \frac{P_0/k}{1 - (w/w_n)^2} \text{ Sen } wt \quad \text{XXXIII B}$$

Que es una solución de la ecuación $m\ddot{x} + kx = P_0 \text{ Sen } wt$ en donde la expresión del denominador es la deformación estática del resorte bajo la carga constante P_0 , de

donde podemos escribir $\frac{P_0}{k} = \varphi_{est}$; donde φ_{est} es la deformación estática y la

solución particular resultaría $\frac{x}{\varphi_{est}} = \frac{1}{1 - (w/w_n)^2} \text{ Sen } wt$ y la solución mas general

que debe contener dos constantes de integración quedará:

$$X = C_1 \text{ Sen } w_n t + C_2 \text{ Cos } w_n t + \frac{\varphi_{est}}{1 - (w/w_n)^2} \text{ Sen } wt \quad \text{XXXIV B}$$

Donde los dos primeros términos constituyen la vibración libre sin amortiguamiento, el tercer termino es la vibración forzada no amortiguada.

2.5.5 Vibraciones forzadas con amortiguamiento viscoso

Para este caso consideraremos toda la ecuación completa $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_0 \text{ Sen } wt$ (XV B) es posible suponer que la solución de la anterior

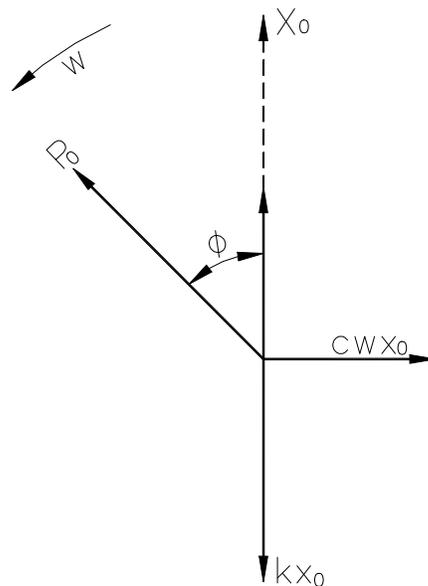
ecuación es de la forma $X = A \text{ Sen } wt + B \text{ Cos } wt$, si se sustituye este valor en la ecuación $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_0 \text{ Sen } wt$. Se presentarán los términos que contengan

$\text{Sen } wt$ y $\text{Cos } wt$ quedando las dos constantes A y B disponibles.

Para este caso supondremos que la solución es una onda senoidal con frecuencia forzada w . Por tanto las cuatro fuerzas $m\ddot{x}$, $c\dot{x}$ y $P_0 \text{ Sen } wt$, serán ondas senoidales con esta frecuencia y se podrán representar como vectores. Su derivada es equivalente a multiplicar las longitud del vector por w con un giro hacia delante de 90° .

Si representamos el desplazamiento por $X = X_0 \text{ Sen } (wt - \phi)$, donde X_0 y ϕ aún son desconocidas y dibujamos este desplazamiento como un vector vertical hacia arriba (con línea punteada en la figura).

Figura 24.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

La fuerza del resorte $-kx$ tiene una amplitud Kx_0 y se presenta dirigida hacia abajo, la fuerza $-c\dot{x}$ que es la de amortiguamiento tiene una amplitud $C_w X_0$ y

está 90° adelantada con respecto a la fuerza del resorte. La fuerza de inercia $-m\ddot{x}$ se encuentra adelantada 90° con respecto a la fuerza de amortiguamiento y tiene una amplitud mw^2x_0 .

La exterior $P_0 \text{ Sen } wt$ está φ grados delante del desplazamiento $X_0 \text{ Sen}(wt - \varphi)$.

Si aplicamos la ley de Newton que la suma de las cuatro fuerzas sea igual a cero en todo instante.

Componente vertical: $Kx_0 - mw^2x_0 - P_0 \text{ Sen}\varphi = 0$

Componente horizontal: $CwX_0 - P_0 \text{ Sen}\varphi = 0$

A partir de estas ecuaciones obtenemos los valores de X_0 y φ .

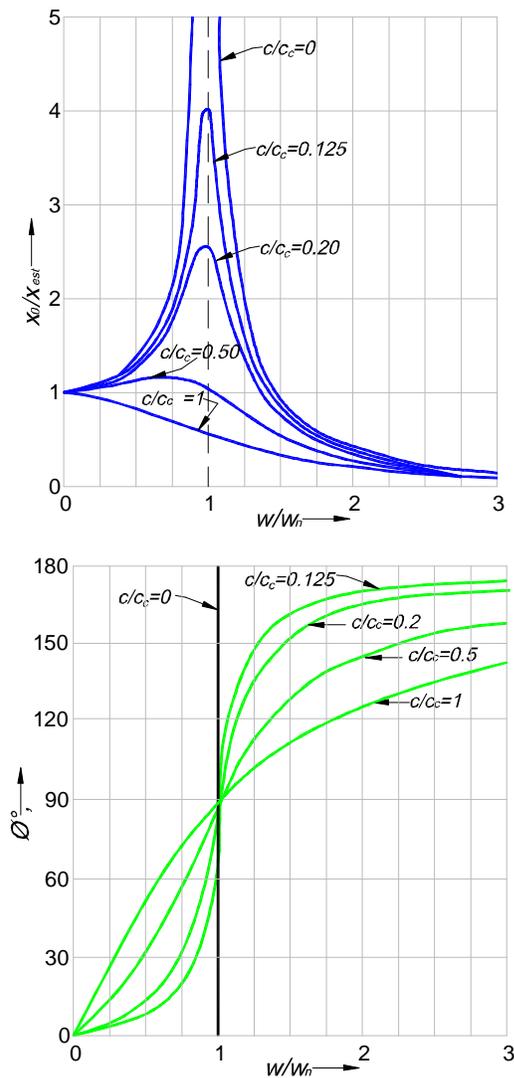
$$X_0 = \frac{P_0}{\sqrt{(cm)^2 + (k - mw^2)^2}} = \frac{\frac{P_0}{k}}{\sqrt{(1 - w^2 / w_n^2) + (2 \frac{C}{C_c} \cdot \frac{w}{w_n})^2}} \quad \text{XXXV B}$$

$$\text{Tang}\varphi = \frac{Cw}{k - mw^2} = \frac{2 \frac{C}{C_c} \cdot \frac{w}{w_n}}{1 - \left(\frac{w^2}{w_n^2}\right)} \quad \text{XXXVI B}$$

Donde $\frac{C}{C_c}$ y $\frac{w}{w_n}$ son las razones de amortiguamientos y de frecuencias respectivamente y C_c es el amortiguamiento crítico.

Para estas relaciones nos remitiremos a las gráficas que nos muestran comportamientos con familias de curvas para cada valor de amortiguamiento C .

Figura 25. Amplitud de la fuerza de vibración.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

Como se observa todas las curvas aparecen debajo del amortiguamiento cero, y por lo tanto la amplitud de la vibración forzada, disminuye con el amortiguamiento, por otro lado el máximo de las diferentes curvas no vuelve a ocurrir cuando $\frac{w}{w_n} = 1$ sino en una frecuencia menor.

En las vibraciones amortiguadas se distinguen tres frecuencias diferentes, las cuales coinciden todos cuando $C=0$.

a. $W_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ frecuencia natural no amortiguad.

b. $q = \sqrt{k/m - (c/2m)^2}$ frecuencia natural amortiguada.

c. La frecuencia de la máxima amplitud forzada. La que es la misma frecuencia de resonancia.

Estas tres frecuencias resultan muy cercanas para pequeños valores del amortiguamiento.

En el diagrama ángulo-fase, se puede observar que para un amortiguamiento nulo ($c=0$) y por debajo de la resonancia, la fuerza y el desplazamiento están en fase ($\varphi=0$), mientras que por encima de la resonancia se encuentran desfasados 180° .

Para valores de amortiguamiento diferentes de cero, las otras curvas representan el ángulo de fase. Puede verse que, en general el amortiguamiento tiende a suavizar las crestas de los diagramas de amortiguamiento nulo, tanto en la amplitud como en la fase.

2.6 SISTEMAS CON DOS GRADOS DE LIBERTAD

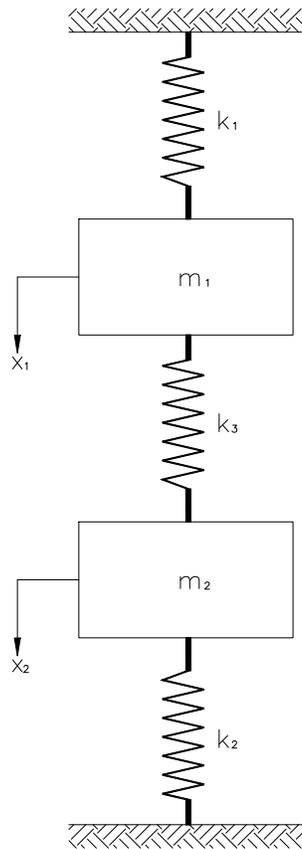
2.6.1 Modo natural en vibraciones libres

Ya hemos analizado anteriormente la teoría de las vibraciones para un sistema con un solo grado de libertad y con amortiguamiento viscoso.

Pero raramente este ideal sistema se presenta en la realidad, lo que nos permite obtener conclusiones de importancia práctica. Esta teoría del sistema con un grado de libertad nos permite explicar el fenómeno de la resonancia en diferentes máquinas, calcular las frecuencias naturales de un cierto número de estructuras.

El sistema más general con dos grados de libertad sin amortiguamiento, puede reducirse siempre a uno de dos masas m_1 y m_2 suspendida de dos resortes k_1 y k_2 unidas entre si por medio de un tercer resorte k_3 acoplado, como muestra la siguiente figura.

Figura 26.



TNOMSON T. WILLIAM. TEORIA DE LAS VIBRACIONES. SL: EDITORIAL PHH

Si suponemos que las masas por algún modo estén guiadas a que solo experimenten desplazamientos verticales, tendremos un sistema con dos grados de libertad, ya que las dos masas pueden moverse independientemente la una de la otra.

Si por algún método valido encontramos las posiciones verticales x_1 y x_2 , la configuración queda completamente determinada.

Refiriéndonos a la figura anterior notamos que hay dos fuerzas diferentes actuando sobre la masa m , la fuerza del resorte principal k_1 y la fuerza del resorte acoplado k_3 . La fuerza principal y actuando hacia abajo es $-k_1x_1$; entonces el acortamiento del resorte de acople es x_1-x_2 de tal manera que su fuerza compresora $k_3(x_1-x_2)$, de manera que la ecuación de su movimiento es:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -k_1 x_1 - k_3 (x_1 - x_2)$$
$$\Rightarrow m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_3 (x_1 - x_2) = 0 \quad \text{XXXVII B}$$

El mismo concepto se guardará para la segunda masa, pero girando el sistema de arriba hacia abajo e invirtiendo las direcciones de x_1 y x_2 , entonces m_2 y k_2 tomarán las posiciones de m_1 y k_1 , luego la ecuación de la masa m_2 es:

$$m_2 \ddot{x}_2 + (k_2 + k_3)x_2 - k_3 x_1 = 0 \quad \text{XXXVIII B}$$

Si suponemos ahora que m_1 y m_2 ejecutan un movimiento armónico con la misma frecuencia w (no conocida aún) y con diferentes amplitudes a_1 y q_2 (también desconocidas) entonces:

$$x_1 = a_1 \text{ Sen } wt$$
$$x_2 = q_2 \text{ Sen } wt$$

Como esto es suposición, no sabemos si este movimiento es posible, para aclarar dudas sustituimos estos valores en las ecuaciones diferenciales así:

$$[-m_1 a_1 w^2 + (k_1 + k_3)a_1 - k_3 a_2] \text{ Sen } wt = 0$$
$$[-m_2 a_2 w^2 + (k_2 + k_3)a_2 - k_3 a_1] \text{ Sen } wt = 0$$

Estas ecuaciones deben satisfacerse en cualquier instante de tiempo. Representan ondas senoidales, de manera que, para que, sean cero en todo tiempo, las amplitudes de los corchetes deberán ser cero.

$$a_1(-m_1w^2 + k_1 + k_3) - k_3a_2 = 0 \quad \text{XXXIX B}$$

$$-k_3a_1 + a_2(-m_2w^2 + k_2 + k_3) = 0 \quad \text{XL B}$$

Si la suposición $x_1 = \alpha \text{ Sen } wt$ y $x_2 = \alpha_2 \text{ Sen } wt$ es correcta, se requiere que satisfaga las ecuaciones.

$$\begin{aligned} a_1(-m_1w^2 + k_1 + k_3) - k_3a_2 &= 0 \\ -k_3a_1 + a_2(-m_2w^2 + k_2 + k_3) &= 0 \end{aligned}$$

Lo que no es cierto. Sin embargo será siempre posible escoger a_1/a_2 y w de manera que se satisfagan las ecuaciones anteriores de manera que $x_1 = a_1 \text{ Sen } wt$ y $x_2 = a_2 \text{ Sen } wt$ resulta una solución entonces de la primera ecuación tenemos:

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{-k_3}{m_1w^2 - k_1 - k_3} \text{ y de la segunda ecuación tenemos:}$$

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{m_2w^2 - k_2 - k_3}{-k_3}, \text{ si queremos concordancia es necesario que}$$

$$\frac{-k_3}{m_1w^2 - k_1 - k_3} = \frac{m_2w^2 - k_2 - k_3}{-k_3} \quad \text{XLI B}$$

Desarrollándola tenemos:

$$w^4 - w^2 \left(\frac{k_1 + k_3}{m_1} + \frac{k_2 + k_3}{m_2} \right) + \frac{k_1k_2 + k_2k_3 + k_1k_3}{m_1m_2} = 0 \quad \text{XLII B}$$

Que es la ecuación de la frecuencia de tal manera que podemos hallar dos valores para la frecuencia.

Si queremos simplificar el sistema haciéndolo simétrico $k_1 = k_2 = k$ y $m_1 = m_2 = m$, la anterior ecuación se reduce a $w^4 - 2w^2 \frac{k_1 + k_3}{m} + \frac{k(k + 2k_3)}{m^2} = 0$ de soluciones:

$$w^2 = \frac{k + k_3}{m} \pm \sqrt{\left(\frac{k_1 + k_3}{m}\right)^2 - \frac{k - (k + 2k_3)}{m^2}}$$

$$w_1^2 = \frac{k}{m} \quad \text{XLIII B} \quad \text{y} \quad w_2^2 = \frac{k + 2k_3}{m} \quad \text{XLIV B}$$

Que son las dos frecuencias naturales del sistema, ahora si sustituimos estos valores en $\frac{a_1}{a_2} = \frac{-k_3}{m_1 w^2 - k_1 - k_3}$ obtenemos $\frac{a_1}{a_2} = +1$ y $\frac{a_1}{a_2} = -1$ cuyo significado físico es el siguiente:

El hecho de que $\frac{a_1}{a_2} = +1$ significa que las dos masas se mueven en la misma dirección recorriendo el mismo espacio. El resorte de unión no se estira ni se comprime durante el proceso. Pero la frecuencia de este movimiento es $w^2 = \frac{k}{m}$, ya que el sistema se reduce a dos sistemas independientes con un solo grado de libertad. El hecho de que $\frac{a_1}{a_2} = -1$ significa que las dos masas recorren el mismo espacio, pero en dirección opuesta la una de la otra. Este movimiento es totalmente simétrico de manera que el punto medio del resorte de unión k_3 permanece inmóvil. Si este punto móvil permanece sujeto, no experimentaría cambio alguno en el movimiento. Así pues, el sistema puede, una vez más, dividirse en dos sistemas independientes con un solo grado de libertad. Pero,

esta vez la masa está conectada al suelo por medio de dos resortes: uno de rigidez k y otro de rigidez $2k_3$, de manera que la frecuencia es $\omega^2 = (k + 2k_3)/m$. Así pues, tenemos dos movimientos con modo natural, cada uno de ellos muestra que, si al sistema se le proporciona una perturbación inicial de $x_1 = +1$ y $x_2 = +1$ y después se le libera, el movimiento consecuente será puramente senoidal, con la frecuencia $\omega_1^2 = \frac{k}{m}$ y oscilando en el primer modo natural. Por otro lado, si el desplazamiento inicial es $x_1 = +1$ y $x_2 = -1$ tendremos, una vez más, un movimiento senoidal puro de frecuencia $\omega_2^2 = (k + 2k_3)/m$ que es el segundo modo.

3. MEDICIÓN DE LAS VIBRACIONES

3.1 PARAMETROS DE LA MEDICIÓN

Los parámetros que se emplean para expresar el movimiento de la vibración son:

1. Desplazamiento
2. Velocidad
3. Aceleración
4. Frecuencia
5. Fase

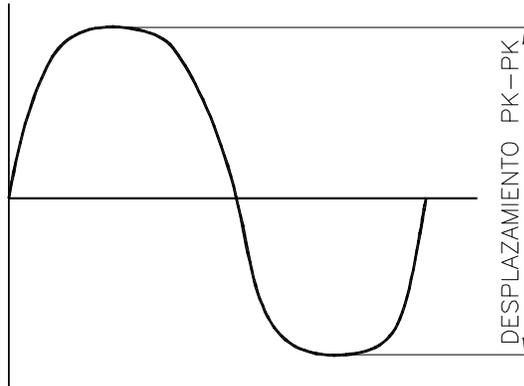
Cualquiera de estos parámetros, se puede utilizar como indicador de la severidad de la vibración.

3.1.1 Desplazamiento

Es la distancia total recorrida por la parte que vibra desde el extremo superior, hasta el extremo inferior, y se denomina “DESPLAZAMIENTO PICO A PICO”, normalmente es medido en unidades de “mils o micrones”.

El desplazamiento es un indicador “de cuanto” esta vibrando el cuerpo.

Figura 27.



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

3.1.2 Velocidad

La pesa de la figura A, tiene que desplazarse a alguna velocidad, sin embargo, la velocidad de la pesa cambia constantemente. Al límite superior del movimiento tendrá velocidad de cero, puesto que se va a parar la pesa antes de poder tomar la dirección contraria, siendo mayor la velocidad al pasar la pesa por la posición neutral. Así que la velocidad de movimiento es decididamente una característica de la vibración, pero varía constantemente durante un ciclo, la velocidad más elevada o de “pico” es la que se escoge para ser medida, normalmente se expresa la velocidad de la vibración en pulgadas por segundo o en milímetros por segundo pico.

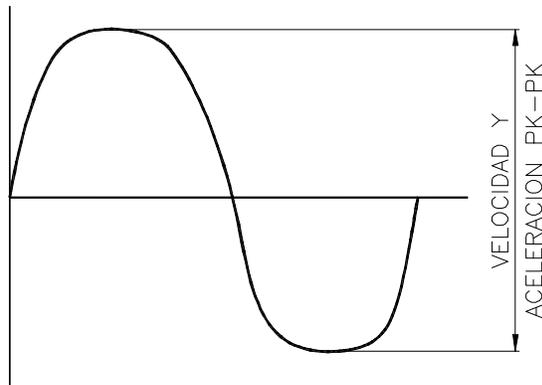
La velocidad es una medida “de la rapidez” con la cual el cuerpo está vibrando.

3.1.3 Aceleración

La variación de la velocidad en la unidad de tiempo (dv/dt), es definida como la aceleración, al referirnos a la velocidad de vibración, señalamos que la velocidad se aproxima a cero en los límites máximos. Desde luego, cada vez que la pieza se para al límite de movimiento, tendrá que acelerarse, aumentando velocidad en su trayecto hacia el otro límite de movimiento.

La aceleración es un indicador de las “fuerzas” que generan la vibración del cuerpo.

Figura 28.



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

3.1.4 Frecuencia

Es el número de eventos que se repiten en la unidad de tiempo y en términos de vibración es el inverso del período ($F=1/T$).

La frecuencia de la vibración permite identificar la causa de la vibración y así de esta manera relacionar los problemas en particular, normalmente es expresada en forma relativa al tiempo y relativo a la rotación del eje.

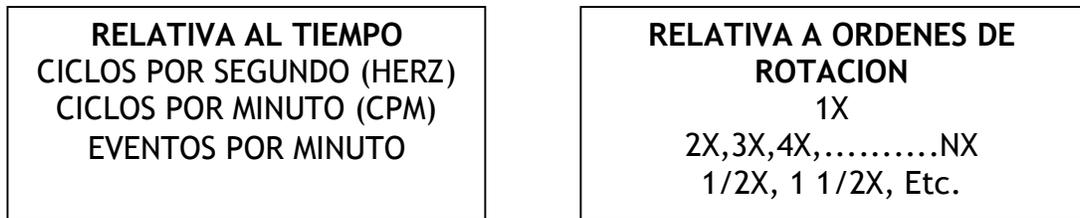
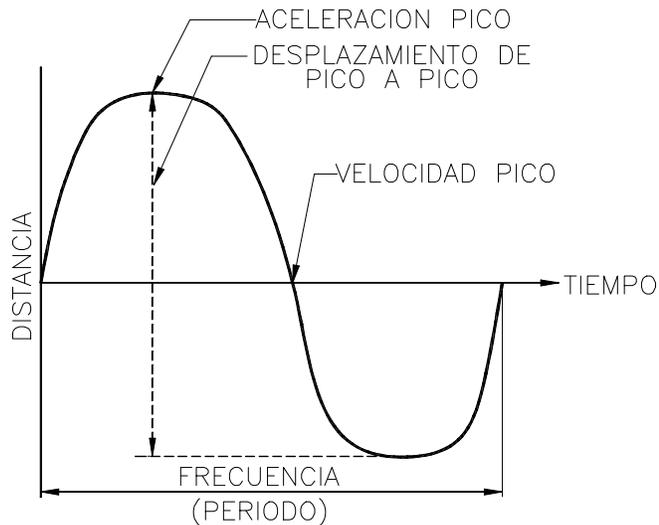


Figura 29. Características de vibración



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

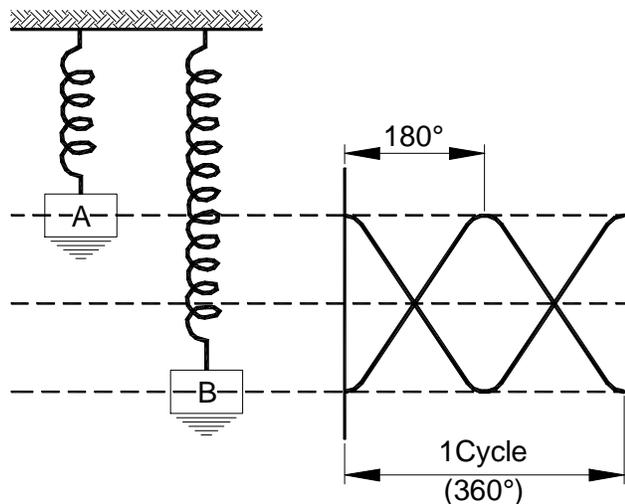
3.1.5 Fase

Está definida como la medición en grados de la relación en tiempo entre eventos, también como la posición de una pieza que vibra en un instante dado con relación a un punto fijo o a otra pieza que vibra.

Las medidas de fase constituyen un modo conveniente de comparar un movimiento vibracional con rotor, o de determinar como vibra una pieza con respecto a otra, la variación de la fase puede ocurrir en lapsos de tiempo cortos o largos.

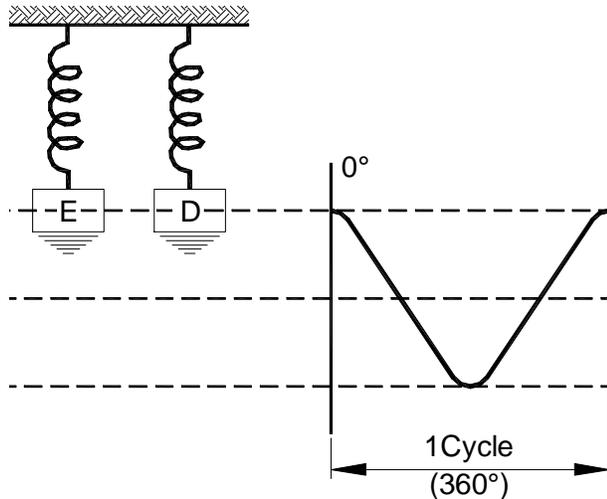
Si asociamos esta característica a la variación de la amplitud, podremos identificar problemas como son el desbalanceo, soltura mecánica, torcedura de ejes, etc.

Figura 30. Pesas que vibran en defasaje de 180°



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

Figura 31. Pesas que vibran en fase.



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

3.2 SENSORES

3.2.1 Transductores para la medición de la vibración

Un transductor no es más que un dispositivo sensor que convierte una forma de energía en otra forma. El Sensor de vibraciones convierte el movimiento mecánico en una señal electrónica proporcional.

Para realizar las mediciones de vibración en maquinaria rotativa, se emplean tres tipos de sensores que son:

- Sensor de no contacto de proximidad
- Sensor sísmico o de velocidad
- Acelerómetro

3.2.2 ¿Por qué se utilizan los transductores?

Para operar de manera segura y eficiente, las maquinas rotativas requieren el uso de diversos trasnductores. Sin trasnductores que suministren información zital de funcionamiento, el usuario no estaría al tanto de condiciones de las maquinas que podrían ser perniciosas y caras.

Una vez que se haya decidido utilizar transductores para dar seguridad y eficiencia a sus maquinas de trabajo, la selección de estos es el primer paso importante en la instrumentación de su maquina.

3.2.3 Selección de un transductor

La selección de un transductor está influenciada por diversos factores, siendo el más importante el factor mecánico.

Cuales son las características de la vibración de la maquina bajo condiciones normales y anormales de funcionamiento

El transductor óptimo es aquel que produce un cambio máximo en la señal de salida como resultado de un cambio mínimo en la condición, de vibración de la maquina.

El transductor ideal es adecuado tanto para la monitorización como para el diagnostico de fallas de las maquinas. Además, pesto que la mayoría de los problemas de vibración de las máquinas se originan en el sistema rotor o en el eje, el transductor óptimo es el que indica de la mejor manera un cambio en la vibración del eje.

Sin embargo otros factores entran en juego en el proceso de selección y por lo general comprometen la decisión. Las otras consideraciones incluyen la importancia de la maquina con respecto al proceso completo de la planta (el costo del tiempo de parada de la maquina), la razón de la medición (monitorización de las maquinas o capacidad de monitorización y diagnóstico), personal y seguridad de la planta, cobertura de seguros y estándares industriales.

El objetivo apropiado es no permitir que estos otros factores afecten la selección hasta el punto en que la integridad mecánica de la medición se ponga en peligro. Como se estableció antes, si la medición inicial no es la correcta, estos otros factores estarán comprometidos de alguna forma en la instalación final.

Desde un punto de vista puramente mecánico, los sistemas transductores de vibración están naturalmente divididos en tres grupos, basados en el tipo de mediciones realizadas por cada uno de ellos.

El transductor ideal para la aplicación de un equipo determinado depende de las características de vibración de la maquina.

3.2.4 Sensor de no contacto o proximidad

Mide el movimiento de **DESPLAZAMIENTO** y la posición de una superficie observada con respecto a la posición de instalación de la sonda.

Típicamente, las sondas de proximidad utilizadas para las mediciones de las maquinas rotativas funcionan bajo el principio de la corriente de **Eddy** y miden el movimiento de desplazamiento del eje y la posición relativa al cojinete (s) o caja de la maquina.

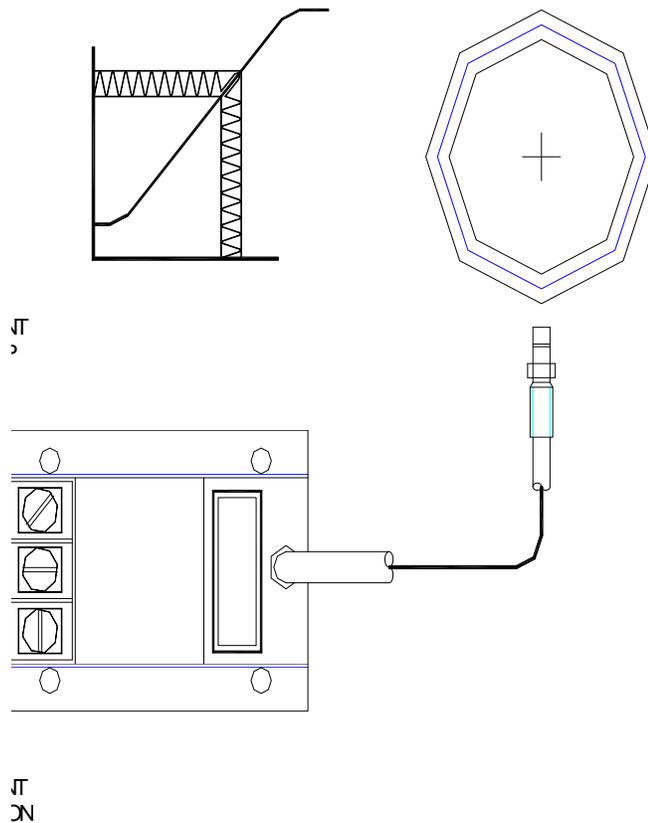
Estos transductores son necesarios para maquinas con cojinetes de película fluida, Este dispositivo de medición de desplazamiento indica el movimiento dinámico del eje con respecto al cojinete, con unas pocas excepciones para maquinas de este tipo, la energía del movimiento dinámico es disipada como vibración relativa del eje del cojinete.

La medición de desplazamiento pico a pico puede estar relacionada directamente con holguras internas de la maquina (cojinetes y sellos), demostrando de esta forma el grado de “absorción de la holgura”.

Además de medir la vibración del eje, la señal promedia (dc) de la sonda de proximidad representa la posición radial promedia del eje dentro del cojinete. Esta es una ventaja definitiva de la medición de la sonda de proximidad puesto que ciertos mecanismos de fallas de las maquinas producen un cambio importante de la posición promedia del eje antes, o en vez de, un cambio en la vibración del eje.

Para la medición con sensores de proximidad, se recomienda instalar dos sondas por cojinete, montadas radialmente a 90 grados (XY). Esta disposición es además necesaria para determinar de manera precisa la posición promedio del eje dentro de la holgura del cojinete.

Figura 30. Captador no contacto.



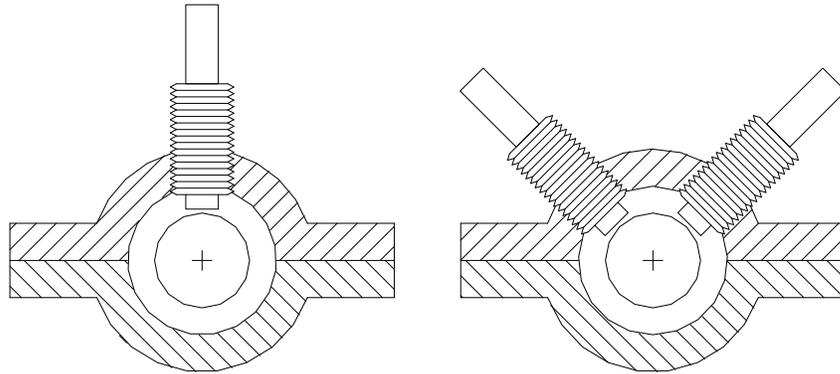
CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

3.2.5 Uso de los sensores de proximidad

Los sensores de proximidad, se usan generalmente de las siguientes maneras:

1. Normalmente se instalan en agujeros taladrados y roscados en la caja de la maquina o en la tapa del cojinete de acuerdo con la figura.

Figura 31.

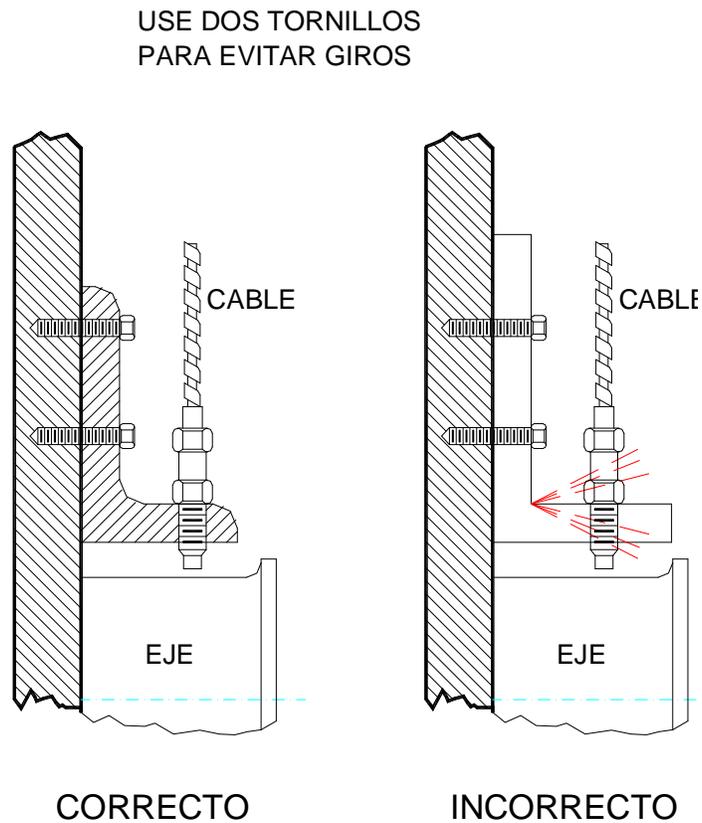


CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

2. Montado en una extensión rígida (soporte) y conectada a la caja del Cojinete.

En muchos casos las instalaciones se realizan en el sitio de trabajo sin que se haya previsto el montaje de los captadores dentro de un cojinete, estos pueden ser montados sobre un soporte o adaptador rígido, cada vez que se utilicen los adaptadores o soportes para montar el sensor, se debe tener mucho cuidado para que estos, estén bien firmes, por lo tanto se recomienda el uso de soportes cortos y macizos para tener a lo mínimo cualquier vibración que afecte el montaje.

Figura 32.



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

3.2.6 Ventajas y desventajas de un sensor de proximidad

3.2.6.1 Ventajas.

1. Mide directamente el movimiento dinámico del eje (siendo esta la mayor causa de vibración en las maquinas).
2. Mide en función del desplazamiento.

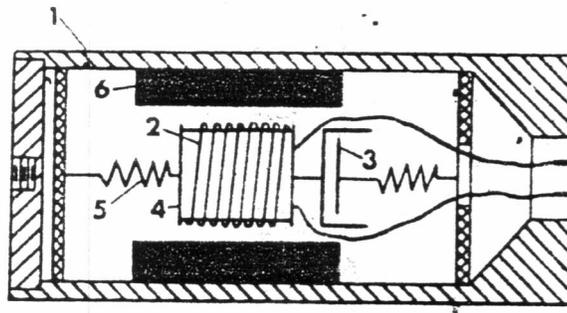
3. Su contextura es sólida, sin partes móviles para mayor seguridad.
4. Cubre las más duras Exigencias y proporciona un servicio en línea continuo.
5. Su medición se realiza sin medio de contacto.
6. Mide simultáneamente tanto la posición media del eje (componente DC) como el movimiento dinámico del eje, respecto a la carcasa (componente AC).
7. Se emplea para realizar las mediciones de vibración radial, posición axial, excentricidad, velocidad del rotor, ángulo de fase y medición de expansión diferencial.
8. Se puede utilizar en la mayoría de los ambientes a que están expuestas las máquinas.
9. Es pequeño.
10. Fácil de calibrar. Solamente se requiere la calibración estática (entrehierro estático), usando un voltímetro digital.
11. Su respuesta en frecuencia es de 0 a 10 khz (0 a 600.000 CPM).

3.2.6.2 Desventajas.

1. Se requiere de un buen acabado de las superficies.
2. Se debe evitar la presencia de campos magnéticos en la zona que observará el sensor.

3. Es sensible a algunos materiales y puede requerir especial calibración para estos materiales.
4. Su montaje es delicado y puede ser difícil dependiendo de las características de diseño de la maquina.
5. Necesita una fuente de energía externa.

Figura 33. Construcción básica de un captador de vibración tipo velocidad sísmica.



- | | |
|----------------------|------------|
| 1. Caja del captador | 4. Masa |
| 2. Bobina de alambre | 5. Resorte |
| 3. Amortiguador | 6. Imán |

CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

3.3 FORMAS DE INSTALACIÓN DE LOS SENSORES SISMICOS.

El sensor sísmico puede ser usado de una de las siguientes formas:

3.3.1 Montaje con espárrago.

Sin duda alguna, el mejor método y el mas seguro es el de fijar el sensor directamente a la superficie por medir, mediante un espárrago roscado, la superficie de montaje debe ser plana permitiendo el contacto con toda la cara del sensor de acuerdo con la ilustración de la figura.

El largo del espárrago es factor importante que hay que considerar, ya que no debe ser tan largo que penetre su punta en la tapa terminal del captador como se ve en la figura (). Permitir que penetre el espárrago en la tapa terminal del sensor no solo daña el sensor mismo al penetrar el espárrago por la tapa sellada, sino también hará el efecto de reducir la gama de frecuencias útil del montaje.

3.3.2 Método manual sin varilla extensora

El uso del sensor sostenido en la mano sin varilla, resulta satisfactorio para la mayoría de las revisiones periódicas de vibración y de los análisis. El sensor hay que sostenerlo contra una superficie razonablemente plana. Al aplicarlo a las superficies curvadas o irregulares, tenga en cuenta que el sensor no mide la vibración mas que en un sentido paralelo al eje del sensor y que cualquier inestabilidad de la mano que permita moverse, repercutirá en lecturas de vibraciones inestables.

No haga mas que la fuerza estrictamente necesaria, para impedir que el sensor produzca un castaño o que “camine” por la superficie. Al sostener el sensor en la mano, cualquier sensación como de hormigueo que se tenga indicara la presencia de vibraciones de alta frecuencia y que hay necesidad de aplicarle mas presión.

3.3.3 Método con varilla extensora

La varilla extensora es un dispositivo que de modo cómodo sirve para poder alcanzar los puntos mas retirados para medir y para ayudar a colocar el sensor sobre un sitio específico de la maquina.

La varilla puede ser empleada para la mayoría de las aplicaciones en las revisiones y análisis periódicos. Sin embargo, hay que proceder con cuidado si se trata de frecuencias vibratorias superiores a 16.000 CPM.

3.3.4 Métodos con tenazas de agarre tornillo

Las tenacillas con agarra de tornillo, deben ser montadas firmemente de preferencia, puestas las quijadas en contacto con la superficie de montaje por su largo entero.

En realidad las quijadas tipo tornillo se utilizan para mayor comodidad únicamente para el balanceo en sitio y no se recomienda para fines de análisis de vibraciones por la gama de frecuencias tan limitada que tienen.

3.3.5 Montaje con base magnética

El sensor se debe montar sobre una superficie más o menos lisa y limpia, cualquier suciedad o grasa que haya entre el imán y la superficie de montaje disminuye la fuerza aplicada del imán y por consiguiente reduce así mismo la frecuencia útil máxima.

Si la superficie magnética no queda al ras de la superficie de montaje, es que el portasensor puede mecer a alguna frecuencia impredecible reducida, dando

lugar a lecturas equivocadas Si se le aplica debidamente, la base magnética da buenos resultados.

3.3.6 Montaje con palo para eje

Muchas veces resulta útil saber cual es la real vibración de un eje para poderla comparar, con la de la carcasa del cojinete, lo que pasa a menudo en el caso de las maquinas de alta velocidad como las turbinas, las bombas centrifugas y los compresores, donde tanto la cubierta de la maquina como los cojinetes rígidos presentarán muy poca vibración aun cuando el rotor y el eje estén vibrando excesivamente dentro del juego de tolerancias de los cojinetes.

El palo para ejes, utilizándolo junto con el sensor de velocidad constituyen un modo conveniente de medir la vibración de un eje, el palo para eje no es mas que un pedazo de madera dura en forma de cola de pez, provisto de un espárrago para fijarle el sensor.

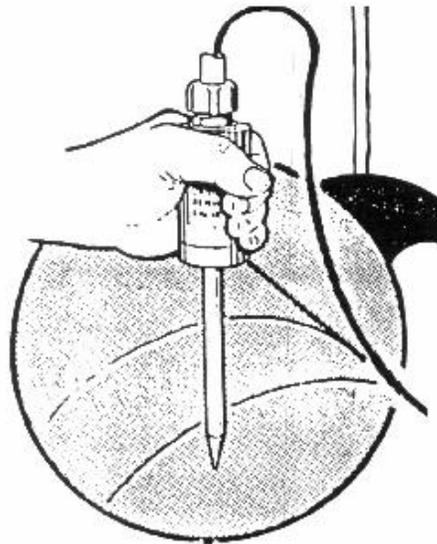
La forma que tiene de cola de pez da los dos puntos de contacto que se requieren para sostener el palo para eje contra la circunferencia de un eje que gira, y que permite también el empleo del palo con un eje p rodillo de cualquier diámetro. Además, la punta del palo tiene forma cónica para reducir la superficie de contacto con el eje, con esto a su vez, la fricción e impedir el castaño.

Los ejes deben ser lisos, preferiblemente de tipo torneado o esmerilado, si se aplica el palo a cualquier eje que tenga corrosión, irregularidades o que sea de superficie por otro motivo áspera, se obtendrán datos dudosos, y a la vez se podrá deteriorar el palo.

En el caso de velocidades de eje que pasen de 3.600 RPM, se debe evitar colocar el palo contra el eje durante mucho tiempo, puesto que el aumento de calor debido a la fricción podrá quemar el palo o hasta rayar el eje, para esto se recomienda aplicar un aceite de lubricación medio, con el fin de reducir la fricción como el aumento de calor en los ejes de alta velocidad.

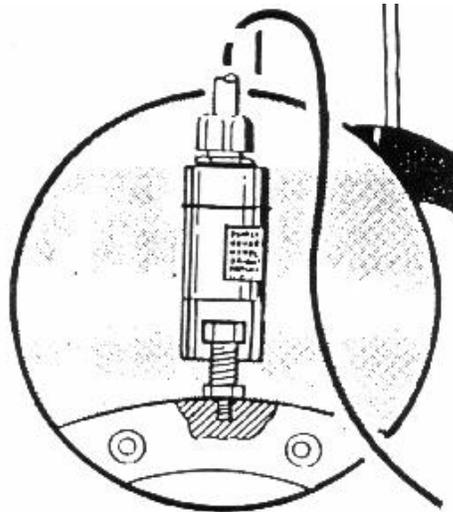
Normalmente se debe sostener el palo con las dos manos, una sobre el palo para impedir que este “camine” por el eje y la otra sobre el sensor para regular la presión y control de la posición angular del sensor.

Figura 34. Montaje con extensor



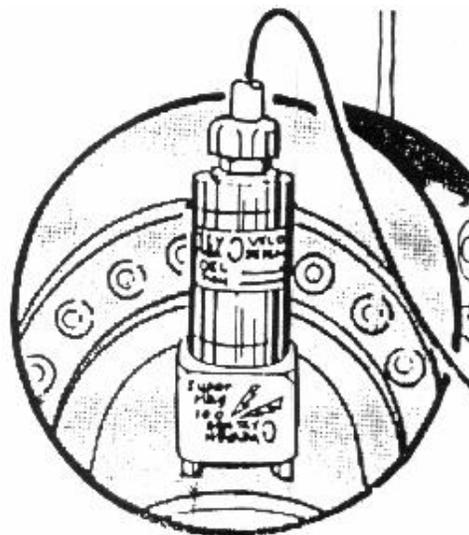
CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

Figura 35. Montaje rápido



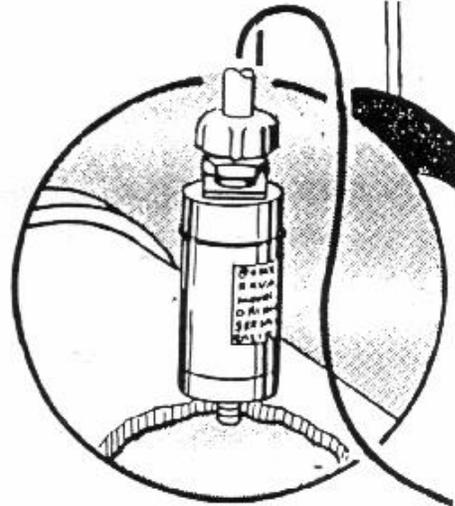
CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

Figura 36. Base magnética



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

Figura 37. Montaje con espárrago



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

3.3.7 Ventajas y desventajas del sensor sísmico

3.3.7.1 Ventajas

1. No se requiere de una fuente externa de energía para su aplicación.
2. Puede ser instalado de varias maneras.
3. Su instalación es fácil y va montado sobre la carcasa de la maquina o chumacera.
4. Sirve para altas temperaturas.
5. Se pueden encontrar desde diferentes rangos de medición.

6. A partir del sensor de velocidad se puede conocer el desplazamiento, solo se necesita realizar la integración.

7. Es fuerte y sólido.

3.3.7.2 Desventajas

1. Es fabricado como un sola unidad, por lo cual cualquier falla en el transductor requiere de un cambio total.

2. Relativamente grande y pesado.

3. Provee información muy limitada del movimiento dinámico.

4. Dificultad en el chequeo de su calibración.

5. Se presentan errores de amplitud y fase a bajas frecuencias.

6. Sus partes móviles se pueden deteriorar con el tiempo.

3.4 TRADUCTOR DE ACELERACIÓN

3.4.1 Acelerómetros

El acelerómetro es un dispositivo autogenerador de salida proporcional a la aceleración vibratoria. Como la aceleración es función de los valores de

desplazamiento y del cuadrado de la frecuencia, son especialmente sensibles a las vibraciones que se produzcan a frecuencias muy elevadas lo que hace que sea particularmente útil para medir y analizar la vibración que emiten los engranajes o cojinetes antifricción.

Muchas veces se instalan permanentemente para que actúen como monitores para las vibraciones de las turbinas de gas y otras maquinas de velocidades rotativas muy altas.

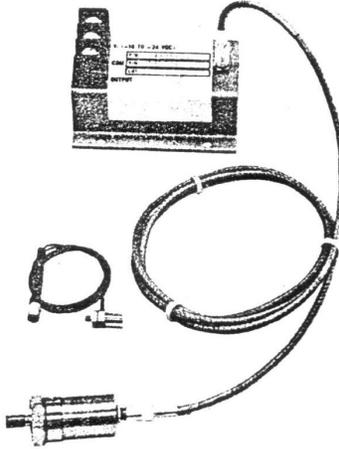
El tamaño reducido y el peso liviano del acelerómetro hacen que se adapte muy bien a las aplicaciones donde haya espacio limitado o el peso sea factor importante.

Además, los acelerómetros son mucho menos sensibles a los campos magnéticos casuales de lo que son los captadores de velocidad y por eso tienen aceptación cada vez mayor para el monitoreo de vibraciones en los grandes motores y alternadores AC.

Los acelerómetros se utilizan además como suplemento a las mediciones de los sensores de proximidad en algunos tipos de maquinas con cojinetes de película fluida que muestran una vibración de frecuencia distintiva. Ejemplos de esto lo constituyen la vibración de los engranajes, del paso de alabe o paletas, la resonancia del alabe y las perturbaciones fluidicas como la cavitación.

En la mayoría de los casos, la frecuencia de vibración no esta mas allá del rango de los sensores de proximidad, pero el desplazamiento de la vibración puede ser tan pequeño que la característica de alta frecuencia puede perderse en el nivel general (por lo general mayor)de la señal. Los acelerómetros, por otro lado, enfatizan las vibraciones de frecuencias mayores.

Figura 38. Acelerómetro BNC. Con módulo de interfase



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

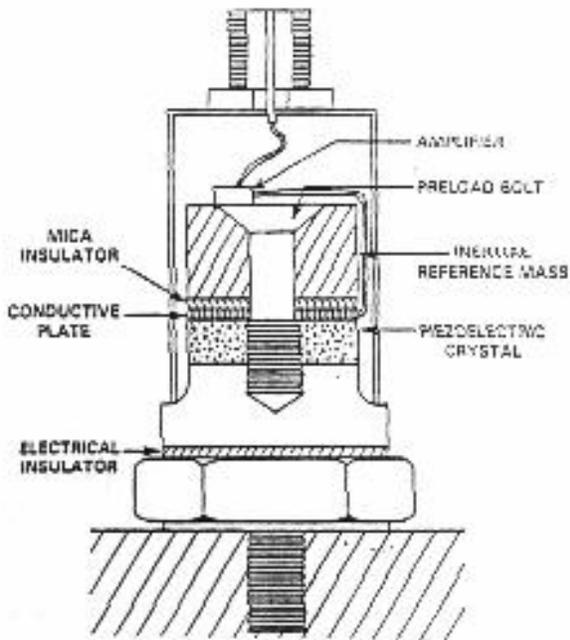
3.4.2 Funcionamiento de un sistema transductor de aceleración

El acelerómetro utiliza un cristal piezoeléctrico situado entre la base del acelerómetro y la masa de referencia inercial. Cuando se monta el acelerómetro en la caja de una maquina o en la carcasa de un cojinete, la vibración de la maquina produce fuerza de tensión o compresión.

Entonces, el cristal genera una carga eléctrica desplazada. Un amplificador integral convierte la carga en voltaje, que se transmite a través del cable de interconexión al modulo de la interfase.

El modulo de interfase tiene una sensibilidad de 100 mv/g.

Figura 39. El acelerómetro se vale del material piezoeléctrico, que produce una carga eléctrica cada vez que se halla bajo fuerzas vibratorias.



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

3.4.3 Montaje del acelerómetro

Como montar el acelerómetro puede ser un factor más crítico de lo que es el caso tratándose del sensor tipo velocidad, y esto se debe a la sensibilidad del acelerómetro a la vibración de alta frecuencia.

Por lo tanto, al medir la vibración de alta frecuencia, superior a los 60.000 CPM hasta 120.000 CPM, hay que tener mucho cuidado al escoger tanto el sitio como los medios de fijar el sensor.

Como pocas veces se suministran maquinas ya provistas de agujeros taladrados y roscados que correspondan a los requisitos del acelerómetro en cuanto a su

montaje, se necesita a menudo recurrir a un soporte o adaptador. La pieza de montaje debe ser sujeta firmemente para que no ocurra ningún desacoplamiento mecánico entre la pieza y la superficie que vibra.

3.4.4 Ventajas y desventajas del acelerómetro

3.4.4.1 Ventajas

1. Fácil de instalar.
2. Son de tamaño pequeño.
3. Buenos para mediciones de alta frecuencia.
4. Posee las ventajas de un sensor de proximidad.

3.4.4.2 Desventajas

1. Presenta errores de amplitud y fase a bajas frecuencias (menores de 1.200 CPM).
2. Tienen un alto costo.
3. Algunos necesitan de una fuente de poder externa.
4. Es sensible a impactos.
5. Se requiere de filtros para las aplicaciones de monitoreo.

3.5 RELACION DE PARÁMETROS

3.5.1 Relación entre los parámetros de medición

Las relaciones exactas, entre los diferentes parámetros utilizados para evaluar la amplitud de la vibración se expresan de la siguiente forma.

D = DESPLAZAMIENTO PICO A PICO (MICRONES O MILS)

V = VELOCIDAD PICO (MM/SEG - IN/SEG).

A = ACELERACIÓN PICO (G'S - G'S).

Tabla 1

SISTEMA METRICO	SISTEMA INGLES
$D = \frac{(1.9 \times 10^4) \cdot V}{CPM}$	$D = \frac{(1.9 \times 10^4)}{CPM} \cdot V$
$V = \frac{(9.36 \times 10^4) \cdot A}{CPM}$	$V = \frac{(3.7 \times 10^3)}{CPM} \cdot A$
$A = \frac{(CPM)^2 \cdot D}{1.78 \times 10^9}$	$A = \frac{(CPM)^2}{7.1 \times 10^7} \cdot D$

3.5.2 Gráfica comparativa de las señales de medición

En la siguiente grafica se podrá apreciar la señal de vibración y sus correspondientes amplitudes para las mediciones de desplazamiento, velocidad y aceleración, realizadas en un mismo punto de una máquina.

La señal del desplazamiento es conseguida, haciendo la integración a través de la medición con el sensor sísmico, que a su vez da directamente la de velocidad.

La aceleración ha sido registrada con un acelerómetro.

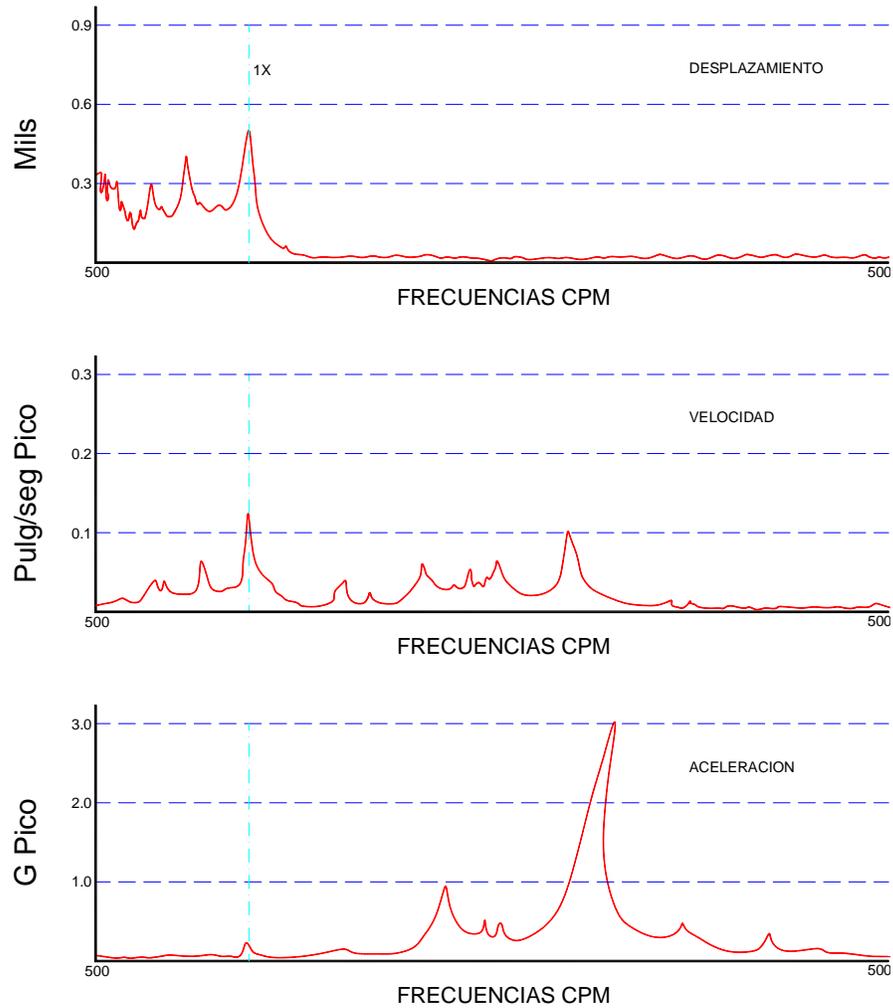
Las mediciones realizadas en desplazamiento, muestran mayor énfasis en las vibraciones que se registran a bajas frecuencias, la aceleración se hace más notoria en las mediciones de alta frecuencia.

Las mediciones Realizadas en velocidad de la vibración, reflejan una respuesta equilibrada para bajas, medias y alta frecuencia.

De acuerdo a las características presentadas, podemos decir que no existe un sensor con el cual podamos realizar los tres tipos de mediciones para conseguir los tres rangos de frecuencia esperados (baja, media y alta frecuencia).

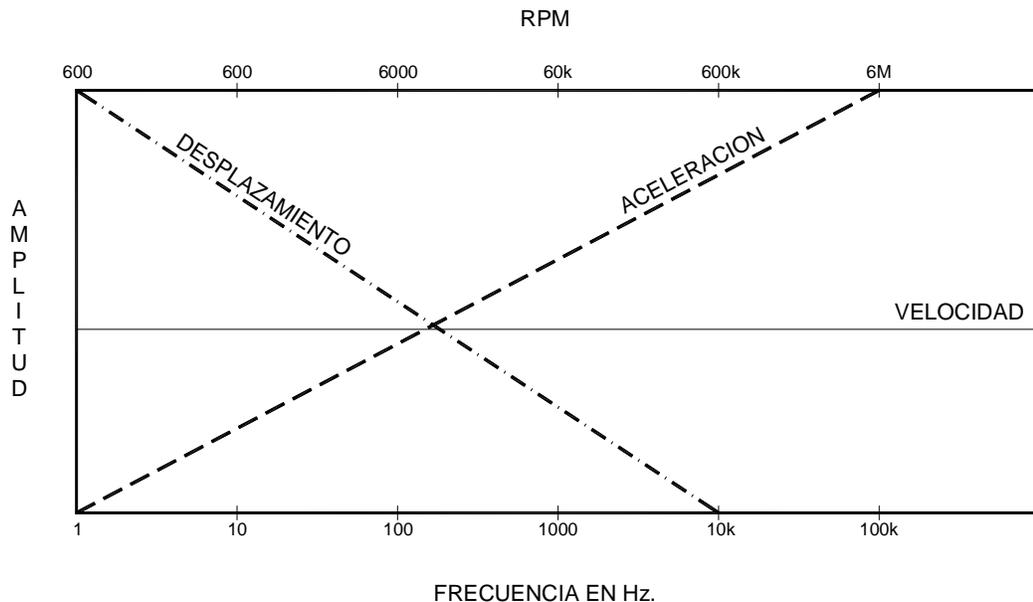
La siguiente figura nos da una mayor ilustración de su aplicación.

Figura 40. Frecuencias en CPM



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

Figura 41. Frecuencia en Hz.



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

3.5.3 Importancia de la medición de velocidad

Las lecturas que se toman de la amplitud de la vibración para evaluar el estado general de una maquina indican la severidad de la vibración, pero cual es la mejor indicación de esta severidad, el desplazamiento, la velocidad o aceleración.

Para contestar esta pregunta, piense lo que pasa al flexionar repetidamente de un lado para otro un alambre o trozo de lámina. Al cabo de un rato, dicho flexionamiento hace que falle el metal por la fatiga que afecta la zona

flexionada, caso semejante a lo que pasa al fallar una maquina o componente de maquina, por los ciclos repetidos de flexión provocada por la vibración excesiva. El tiempo que se requiere para que falle el alambre o lámina podrá verse reducido por lo siguiente:

1. Un aumento en la flexión (desplazamiento), mientras mas se flexiona cada vez el metal, mas fácil será que falle.
2. Un aumento en la frecuencia del flexionamiento. Como es evidente, mientras mas veces por minuto que se flexione el metal, mas pronto fallará.

Así es que la severidad de la acción de flexionar es función tanto de hasta donde se flexiona el metal (desplazamiento) como cuanto más rápido es flexionado (frecuencia).

La severidad vibratoria, entonces parece ser función del desplazamiento y de la frecuencia, es lógico concluir que medir la velocidad de la vibración es tomar medida directa de la severidad vibratoria.

La velocidad vibratorio es la mejor indicación del estado de una maquina.

Algunas veces se utilizan las lecturas sobre el desplazamiento y la aceleración para medir la severidad de la vibración. Sin embargo, al tomar estos valores de desplazamiento y aceleración, es necesario saber cual es la frecuencia de la vibración.

Como ejemplo podemos decir que un desplazamiento de 1.0 milésima a la frecuencia de 1.200 CPM queda dentro de un rango de vibración bueno, mientras que el mismo desplazamiento de 1.0 milésima a la frecuencia de 20.000 CPM, se halla dentro de un rango malo de vibración.

Las líneas diagonales que marcan las zonas de severidad velocidad constante, lo que quiere decir que una velocidad de 0.5 pulgadas por segundo pico queda dentro de la zona de malo, sea cual sea la frecuencia de la vibración.

3.5.4 Importancia de la medición del desplazamiento

Aunque no se recomienda el empleo de las lecturas del desplazamiento para determinar el estado general de una maquina, si hay ocasiones en que se deben tomar las mediciones de desplazamiento para establecer la amplitud.

Por ejemplo, bajo condiciones de tensión dinámica, el desplazamiento puede ser una indicación muy buena de la severidad. Para ilustrar la importancia de la relación que existe entre el desplazamiento y la tensión dinámica, imagínese una máquina muy grande que gire despacio, como por ejemplo a 50 RPM, digamos que tiene una vibración en desplazamiento de 100 milésimas pico a pico y a una frecuencia de 50 CPM (1 x RPM) debido al desbalanceo. Si comparamos esta medición en la tabla, podemos ver que equivale a una velocidad de 0.26 pulgadas por segundo pico, y se encuentra dentro de una zona marcada como ligeramente mala, lo que no da por que preocuparse por lo pronto.

Se debe tener en cuenta que el cojinete de la maquina está siendo desviado en 100 milésimas, bajo estas condiciones puede que se produzca una falla por tensión (desplazamiento), mas bien que por la fatiga (velocidad).

En otras palabras, la estructura de la maquina o su pedestal de soporte podrá agrietarse o romperse por lo mucho que es flexionado y no por los muchos ciclos repetidos de flexionamiento.

Debido a la importancia que tienen las medidas de desplazamiento a las frecuencias muy reducidas donde hace un efecto importante la tensión, se sugiere que se tomen las lecturas de desplazamiento en las maquinas que pueden estar sometidas a la vibración de baja frecuencia.

Se Considera “baja” una frecuencia de vibración, que se sitúe por debajo de 600 CPM, pero se debe tomar desde luego una medida de velocidad global para poder determinar el estado general de la maquina a las frecuencias de vibración mas elevadas, por encima de 600 CPM.

3.5.5 Importancia de la medición de la aceleración

La medición de la aceleración de la vibración guarda una relación muy estrecha Con las fuerzas de vibración que se aplican a la maquina, produciéndose fuerzas bastantes considerables a las frecuencias elevadas aun cuando sean mínimos sus desplazamientos y la velocidad de la vibración. Esto se ve con claridad si se da cuenta de que la aceleración es función del desplazamiento y la frecuencia al cuadrado.

Por ejemplo, consideramos una máquina que presente un desplazamiento de 1.0 milésimas pico a pico a una frecuencia de 6.000 CPM, lo que equivale a una lectura de velocidad de 0.3 pulgadas por segundo pico, lo cual está dentro de un

rango ligeramente severo para la maquinaria en general, este valor también corresponde a una aceleración de la vibración de 0.5 G'S.

Luego consideremos una vibración de 0.00001 milésima de pulgada pico a rico que se produzca a una frecuencia de 600.000 CPM, aunque esta vibración también coincide con una lectura de velocidad de 0.3 pulgadas por segundo pico, representa también una aceleración de la vibración de 50 G'S y según el Gráfico de severidad, está dentro de una zona de vibración muy severa.

En el caso de la vibración que se da a la frecuencia de 6.000 CPM es fácil que la falla se produzca por fatiga (velocidad), sin embargo, a la frecuencia mas elevada de 600.000 CPM, cualquier falla que se presente será por la fuerza excesiva que puede acabar descomponiendo la lubricación y destruyendo la superficie de los cojinetes.

En general, se recomienda medir la aceleración de la vibración para frecuencias por encima de 60.000 CPM.

3.5.6 Tablas de severidad

Para las ayudas en la evaluación de los niveles de vibración, se presentan algunas de las tablas de severidad que podrán ser consultadas con el fin de tomar una determinación sobre el estado de la maquinaria.

4. DIAGNOSTICO DE LAS VIBRACIONES

4.1 DETECCION Y DIAGNOSTICO DE LAS VIBRACIONES

Es evidente que el modo más deseable de realizar el mantenimiento de las máquinas es mediante la detección y diagnóstico de los problemas mientras están funcionando.

Si se puede descubrir un defecto antes de que este de lugar a una falla extensiva y si se puede diagnosticar la naturaleza del problema mientras anda la máquina:

1. Puede programarse un paro para efectuar reparaciones en un momento conveniente.
2. Puede prepararse un plan de trabajo que incluya todo lo necesario en lo que respecta a la mano de obra, herramientas y repuestos antes del paro programado. Además se reduce así mismo la posibilidad de hacer daño a la máquina por una falla forzada. Todo esto requiere decir que se puede reducir el tiempo pasado en reparaciones y por lo tanto la duración del paro.
3. La eliminación de los defectos mecánicos que producen una vibración excesiva también sirve para reducir los ruidos, lo que da respaldo a cualquier programa de control de ruido exigido por muchas organizaciones.

4. Naturalmente, las maquinas en buen estado operacional pueden seguir trabajando mientras no presenten problemas sin perder tiempo y el dinero desarmando maquinas que ya trabajan debidamente.

4.1.1 Indicación en el estado de las máquinas

Las vibraciones como dijimos anteriormente, son consecuencia de la transmisión de fuerzas por la maquina que provocan su desgaste y aceleran su rotura. Los elementos de la maquina que soportan esas fuerzas, como los cojinetes, suelen ser accesibles desde el exterior, y así, en esos puntos pueden medir las vibraciones resultantes de las fuerzas de excitación.

Mientras las fuerzas de excitación se mantengan constantes, o varíen solo dentro de ciertos límites, el nivel de las vibraciones se mantendrá también constante, o variaran muy poco. Además, en la mayor parte de las maquinas, las vibraciones presentan un nivel “típico” y sus espectros de frecuencia son de forma “característica” cuando la maquina está en buen estado.

Ese espectro, que consiste en un gráfico de la amplitud de las vibraciones en función de la frecuencia, es el patrón de vibración de la maquina y se obtiene analizando en frecuencia la señal de la vibración.

El hecho de que las señales de vibración lleven tanta información sobre el estado de la maquina Constituye la base del empleo de la medida y el análisis de vibraciones como indicación del estado de la maquina y de la necesidad de revisarla.

4.1.2 Diagnóstico de fallas

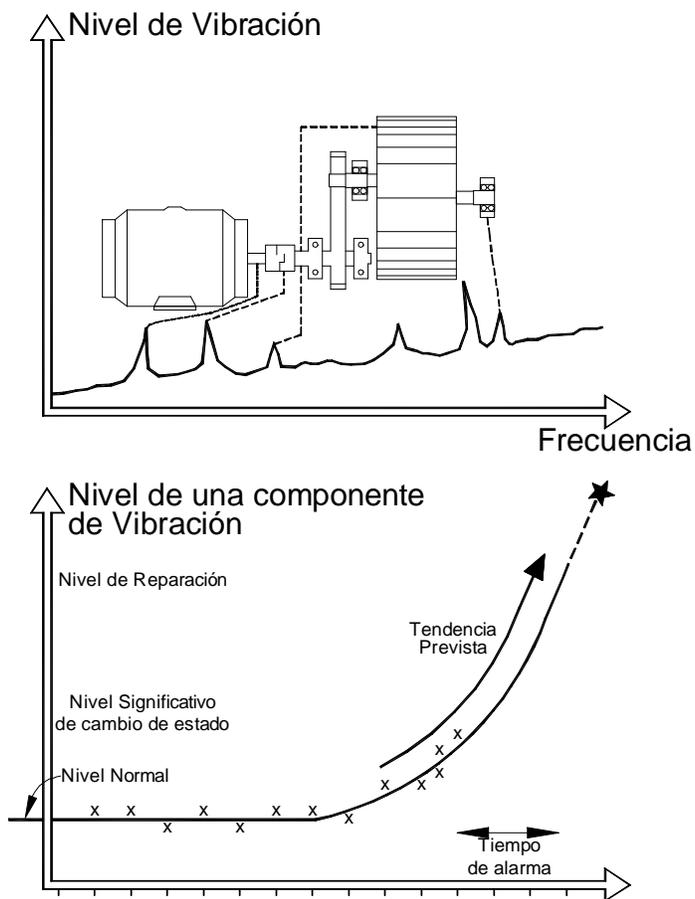
Los aumentos de nivel de los componentes de la señal no solo indican la existencia de fallas sino que, además, las frecuencias a que se producen señalan cuales son las piezas de la maquina que se están deteriorando.

Para cada punto de monitoreo, el desbalanceo, el desalineamiento, el desgaste de los cojinetes, el deterioro de engranajes, etc. Tienen frecuencias características, que se pueden revelar con ayuda del análisis de frecuencias.

4.1.3 Predicción de tendencias

Si dibujamos los niveles en función del tiempo de una o mas componentes de frecuencia a través de medidas regulares, podemos seguir la tendencia Nivel/Tiempo de las fallas. Las curvas resultantes se pueden extrapolar en el tiempo para determinar cuando se alcanzará la condición de límite peligroso y fijar una fecha adecuada para la operación de mantenimiento.

Figura 44



CONSULTORIA DE MANTENIMIENTO POR VIBRACIÓN. SL: ESPECTROM LTDA.

5. CONTROL

5.1 CONTROL DE LAS VIBRACIONES

Los métodos para controlar o reducir las vibraciones pueden ser agrupados en tres categorías.

5.1.1 Modificación o reducción de los esfuerzos excitadores

Disminuir la amplitud de las fuerzas excitadoras por:

1. Balanceado de los efectos de inercia de las masas móviles (masas rotatorias o con movimientos alternativos).
2. Balanceo de las fuerzas magnéticas.
3. Control de juegos en las maquinas.

Variar la frecuencia de la fuerza excitadora de manera de evitar una excitación cerca de las frecuencias de resonancia de la maquina (por ejemplo aumentando o reduciendo la velocidad de rotación de la maquina).

Modificar el contenido espectral de la excitación, por ejemplo transformando un fenómeno armónico en aleatorio (un ejemplo conocido ha consistido en construir fresas de maquinas, herramienta cuyos dientes no tengan un paso constante, lo que ocasiona una excitación repartida sobre un cierto ancho de banda de

frecuencias, en lugar que toda la energía vibratoria esté localizada en una frecuencia única).

5.1.2 Modificación de las características modales de la estructura

cuando no se pueden modificar los esfuerzos excitadores (por ejemplo fuerzas y momentos en un compresor o motor alternativo ya construido). Una modificación estructural adecuada podría separar en una cantidad necesaria frecuencias de resonancia y frecuencias de las fuerzas de excitación.

Se prefiere en general operar agregando masas sobre la estructura (disminuyendo o aumentando la rigidez) que es una operación generalmente más fácil y mas reversible que quitar masas.

5.1.3 Creación del amortiguamiento

Cuando es imposible modificar los esfuerzos excitadores, así como la repartición de masa y rigidez de la estructura, se puede tratar de aumentar el valor del amortiguamiento para limitar las vibraciones cerca de las zonas de resonancia.

Los procedimientos usuales para la creación del amortiguamiento son indicados en la siguiente tabla:

Tabla 2.

TIPO DE AMORTIGUAMIENTO	PROCEDIMIENTO USUAL	COMENTARIOS
Amortiguamiento discreto o puntual	<p>Amortiguadores (hidráulicos, neumáticos o a fricción) o plots (en caucho, elastómeros o metálicos).</p> <p>Acoplamientos fluidos o convertidor de cuplas.</p>	<p>Montaje en los vientres de los modos a amortiguar.</p> <p>Para amortiguar modos de vibración en torsión.</p>
Amortiguamiento repartido	<p>Elección del material de construcción.</p> <p>Elección del tipo de construcción:</p> <p>a. Constr. Remachadas.</p> <p>b. Constr. Sándwich..</p>	<p>Recuerde que el coeficiente de amortiguamiento de los metales es pequeño.</p> <p>Disipación de la energía vibratoria por microfrotamiento de las piezas ensambladas.</p> <p>Se pega un material visco elástico sobre la estructura a amortiguar sea en una capa simple, sea en una capa entre placas.</p>

5.1.4 Análisis de la información

Para realizar un buen diagnóstico, mediante la medición y el análisis de vibraciones, es necesario conocer las características dinámicas de la maquina, tipo de maquina, RPM, número de dientes de los piñones, tipos de rodamientos, número de elementos rodantes, número de alabes, velocidad de las correas, número de correas, número de cilindros, número de tiempos, etc.

De esto dependerá que se dé un buen diagnóstico y por consiguiente una determinación sobre el estado dinámico de la maquina.

5.1.5 Clasificación de los problemas

Los problemas presentados por vibraciones, los podemos relacionar de dos tipos:

1. RELACIONADOS AL ROTOR
2. RELACIONADOS A LA ESTRUCTURA

RELACIONADOS AL ROTOR	
Entre los mas comunes tenemos:	
DESBALANCEO	PROBLEMAS EN RODAMIENTOS
DESALINEACION	PROBLEMAS EN ENGRANAJES
BEAT	GIRO Y LATIGAZO DE ACEITE ROCES
EJER TORCIDOS	FUERZAS HIDRÁULICAS
JUEGO EXCESIVOS	FUERZAS AERODINÁMICAS
PARTES RODANTES SUELTAS	PROBLEMAS ELÉCTRICOS

EXCENTRICIDAD FALLAS EN CORREAS FALLAS EN CADENAS	RELACIONADOS AL PROCESO
RELACIONADOS A LA ESTRUCTURA	
RESONANCIAS ESTRUCTURALES SOLTURA DE PARTES FIJAS FUERZAS EN TUBERIAS	DETERIORO DE SOPORTES DISTORSIÓN TERMICA DESGASTE DE CARCAZA

5.1.6 Vibraciones inducidas por diseño

La vibración que se produce por diseño es inherente a la manera de operar y está presente en los siguientes elementos:

VIBRACIÓN INDUCIDA POR DISEÑO	
EJES ASIMÉTRICOS ACOPLES PASO DE ALABES MAQUINAS RECIPROCANTES MOTORES ELECTRICOS	JUNTAS UNIVERSALES CONTACTO ENTRE DIENTES DE ENGRANAJES CONTACTO CON LOS ELEMENTOS RODANTES CON SUS PISTAS EN UN RODAMIENTO

5.1.7 Vibraciones inducidas por desbalanceo

El desbalanceo es tal vez la causa más común de la vibración. La vibración ocasionada por desbalanceo se da a una frecuencia equivalente a 1X RPM de la parte desequilibrada (solo ocurre a la velocidad de rotación de la maquina), mientras que la amplitud de la vibración es proporcional a la importancia del desbalanceo existente.

Normalmente, se miden las amplitudes más severas en la dirección radial (horizontal o vertical), pero en rotores que presentan un montaje en cantiliver, se presentará alta vibración por desbalanceo en la dirección axial, la cual puede ser tan significativa como las registradas radialmente.

Tiene su origen cuando el centro de masa de un cuerpo en rotación no coincide con su centro geométrico de giro.

La ecuación que rige el desbalanceo se expresa de la siguiente manera:

$$F = m * e * w^2 .$$

Donde :
F = Fuerza centrífuga.
m = Masa del rotor.
e = Excentricidad.
w = Velocidad angular

La anterior fórmula nos indica que la fuerza de desbalanceo aumenta al cuadrado de la velocidad, por esta razón entre más velocidad tenga la pieza o maquina a ser balanceada, se debe obtener un grado de desbalanceo residual menor.

6. EL EQUILIBRADO

Se ha descubierto que el desequilibrio es una de las causas más comunes de vibración en la maquinaria y que se encuentra en grado mayor o menor en todas las maquinas giratorias.

En este capítulo, se presenta la información básica que se necesita para resolver la mayor parte de los problemas de equilibrado con el “analizador de vibraciones o equilibrador dinámico”: (I.R.D.)

Las condiciones que deben existir para poder equilibrar una pieza con el analizador de vibraciones son:

- a. LA VIBRACIÓN, debe ser el resultado de un desequilibrio.
- b. Se deben poder efectuar correcciones de peso en el rotor.

En la mayor parte de los casos, las correcciones de peso se pueden efectuar cuando el rotor está colocado en su instalación normal y funcionando como de costumbre. El proceso mediante el cual se equilibra una pieza sin necesidad de desmontarla de la maquina, se llama “equilibrado en sitio”.

El equilibrado en sitio, elimina el proceso costoso y tardado de desarmar una máquina y evita el posible daño que le puede ocurrir al rotor durante la remoción, el traslado a la maquina equilibradora y su reinstalación en la máquina de trabajo. Cuando la corrección de un equilibrado no se puede realizar localmente en la máquina como sucede con los rotores cerrados, tales como:

bombas, compresores, turbinas, turbo-generadores, etc. se extrae el rotor de su instalación para equilibrarlo en una máquina de equilibrio como se ve en la figura.

6.1 CONCEPTOS DE EQUILIBRADO.

El equilibrado práctico, exige que el cuerpo a equilibrar, llegue a la máquina equilibradora, ya en condiciones constructivas que compensen las masas en lo posible y con un mecanizado conveniente para que las correcciones a aplicar en el equilibrado se limiten a subsanar solo las diferencias individuales, inevitables en la fabricación.

A.) Según la “VDI” (ASOCIACION DE INGENIEROS ALEMANES) Equilibrar quiere decir: Corregir la distribución de las masas de un cuerpo rotatorio, el cual gira sobre un eje geométrico, rigurosamente construido, en tal forma que las fuerzas centrífugas producidas por las masas sin compensar, no sobre pasen las tolerancias admisibles.

B.) Según la “OIP” (ORGANIZACIÓN INTERNACIONAL DE PATRONES): El desequilibrio es la condición que existe en un rotor, cuando la fuerza o el movimiento de vibración se transmite a sus cojinetes a causas de las fuerzas centrífugas. Se ha descubierto que el desequilibrio es una de las causas más comunes de vibración en la maquinaria y que se encuentra en mayor o menor grado en casi todas las máquinas giratorias.

C.) Resumiendo podemos decir que: Equilibrar un equipo rotatorio, es hacer que el peso de su masa esté igualmente distribuido alrededor de la línea central rotativa.

6.2 CAUSAS DE DESEQUILIBRIO

Hay muchas causas de desequilibrio en un rotor. Las más comunes se describen brevemente en los párrafos siguientes:

A.) **SOPLADURAS OCASIONADAS POR FUNDICIONES**, a veces los rotores de fundición tales como los impulsores de bombas o las roldadas grandes tendrán sopladuras o agujeros ocasionados por el proceso de fundición, vea la figura 45¹. Las sopladuras pueden estar dentro de la pieza y no se pueden detectar mediante la inspección visual corriente; sin embargo el vacío que se forma puede ser la causa de un desequilibrio verdaderamente importante.

B.) **EXCENRICIDAD**, Hay excentricidad cuando la línea de centro geométrico no coincide con la línea central rotativa. El rotor puede ser totalmente cilíndrico y sin embargo el centro de rotación se ha detectado “descentrado”.

C.) **AÑADIDURAS DE CUÑOS Y CUÑEROS**, desafortunadamente, hay pocas normas reconocidas a través de la industria en cuanto a la añadidura de cuños cuando se realiza un equilibrado de componentes. Un fabricante de motores puede equilibrar su producto con un cuño completo, medio corto o quizá sin cuño alguno. Por consiguiente si un fabricante de poleas equilibra su polea sin cuño y un fabricante de motores equilibra su motor sin cuño y luego estos dos componentes se arman con cuños, se producirá desequilibrio. Así mismo si ambos equilibran sus productos con un cuño completo, las unidades armadas estarán desequilibradas.

¹Todas Las figuras que aparecen de aquí en adelante están registrada en los anexos.

D.) **DISTORSION**, Aunque una pieza esté razonablemente bien equilibrada después de su fabricación, muchas causas pueden distorsionar o cambiar la forma del rotor y así alterar su equilibrio inicial. Las causas más comunes de semejante distorsión son el desfatigamiento y la distorsión térmica. A veces el alivio de tensión es un problema que tienen los rotores fabricados por soldadura. En efecto, cualquier pieza, que se ha amolado por presión, estiramiento, flexión, extrusión, etc. tendrá naturalmente altas tensiones internas. Si no se alivia la tensión del rotor o de las piezas que lo componen durante la fabricación, es posible que pasen por este problema de por sí, por un período de tiempo, y la consecuencia es que el rotor se pueda distorsionar un poco para tomar nuevas formas. La distorsión que ocurre por un cambio de temperatura se llama “distorsión térmica”. Es normal que el metal se expanda cuando se caliente; sin embargo debido a imperfecciones menores y al calentamiento desigual, la mayoría de los rotores se expanden desigualmente, lo que producirá distorsión. Esta distorsión térmica es muy común en máquinas que funcionan a temperaturas elevadas tales como motores eléctricos, ventiladores, sopladores, compresores, expansores, turbinas, etc. La distorsión térmica puede requerir que el rotor esté desequilibrado en la temperatura normal de funcionamiento, aunque en frío este bien equilibrado.

E.) **TOLERANCIAS DE CLARO**, Una de las causas más comunes de desequilibrio, es la posible acumulación de tolerancias que pueden efectuarse durante el montaje de una máquina. En la figura 46, se ve un ejemplo típico de la acumulación de tolerancias en las diferentes piezas, lo que produce desequilibrio. El diámetro menor de la polea es necesariamente mayor que el diámetro del eje, y cuando se usa un cuño o un tornillo de presión, la compensación del despejo, desplaza el peso de la polea a un lado de la línea de centro giratorio del eje.

F.) **CORROSION Y DESGASTE**, La mayoría de los rotores, especialmente los ventiladores, sopladores, compresores y rotores de bombas como también los rotores que se usan en los proceso de manejo de materiales, son susceptibles a la corrosión, abrasión y desgaste. Si la corrosión y el desgaste no ocurren uniformemente, se producirá desequilibrio.

G.) **ACUMULACION DE DEPOSITOS**, Los rotores que se usan en el manejo de materiales se pueden desequilibrar a causa de la acumulación desigual de depósitos en el rotor. El aumento gradual del desequilibrio que se produce, se puede convertir rápidamente en un problema grave, cuando las partículas de sedimento se empiezan a desprender. A medida que se desprenden depósitos pequeños, la vibración aumenta y se desprenden más depósitos, lo que rápidamente puede ocasionar un problema grave de desequilibrio de vibración.

En resumen, todas las causas de desequilibrio expuestas pueden ocurrir en un rotor en grado mayor o menor. Sin embargo, la suma vectorial de todo el desequilibrio se puede considerar como una concentración en el sitio llamado “el punto pesado”. La técnica de equilibrado se usa para determinar el grado de concentración, la posición de este punto pesado para que se pueda eliminar una cantidad equivalente de peso en este lugar o para que se le pueda aportar una cantidad equivalente de peso en la posición directamente opuesta al punto pesado.

6.3 UNIDADES QUE SE USAN PARA EXPRESAR EL DESEQUILIBRIO

La cantidad de desequilibrio en una pieza giratoria, se representa corrientemente como el peso de desequilibrio (dado en onzas, gramos, etc.) multiplicado por la distancia de la línea central rotativa (dada en pulgadas,

centímetros, milímetros, etc.). Por lo tanto las medidas que se usan para expresar desequilibrio son generalmente: onzas-pulgada, gramos-pulgada, gramos-centímetro, gramos-milímetro, etc. Por ejemplo: una onza-pulgada de desequilibrio, es un punto pesado de una onza, situado a un radio de una pulgada de la línea central giratoria; 3 onzas de peso situadas a un radio de 3 pulgadas de la línea central, representa 9 onzas-pulgada de desequilibrio. Otro ejemplo es un gramo-milímetro de desequilibrio, es un punto pesado de un gramo situado a un radio de un milímetro, de la línea central giratoria; 30 gramos de peso situados a un radio de 50m.m de la línea central representa 1.500 gramos-milímetro de desequilibrio.

6.4 PORQUE ES IMPORTANTE EL EQUILIBRADO DINÁMICO

El equilibrio es importante porque las fuerzas ocasionadas por el desequilibrio son dañinas para la duración de la máquina: el rotor, los cojinetes y la estructura de soporte.

La cantidad de fuerza producida por el desequilibrio, depende de la velocidad de rotación “R.P,M” y del grado de desequilibrio.

La pieza de la figura 47 representado por el punto pesado (W),. Situado a cierto radio (R) de la línea central giratoria.

Si conocemos el peso que está ocasionando el desequilibrio, el radio y la RPM de la máquina, se puede encontrar la fuerza centrífuga generada, usando la siguiente fórmula:

$$F = 1.77 \times \left(\frac{\text{R.P.M}}{1.000} \right)^2 \times \text{onzas - pulgada.}$$

En esta fórmula el desequilibrio se expresa en onzas-pulgada y “F” que es la fuerza se expresa en LIBRAS. La constante “1.77” se necesita para lograr que la fórmula sea correcta dimensionalmente. Por ejemplo: la fuerza producida por un peso de 3 onzas, situado a un radio de 30” en un rotor que gira a 3.600 RPM. Es más de 2.000 libras.

$$F = 1.77 \times \left(\frac{3.600}{1.000} \right)^2 \times 3 \text{ onzas} \times 30 \text{ pulgadas}$$

$$F = 1.77 \times 12.96 \times 90 = \underline{2.064.528 \text{ libras}}$$

Cuando el desequilibrio se expresa en términos de “gramos-pulgada” la fórmula centrífuga se puede encontrar en libras usando la siguiente fórmula:

$$F = 1/16 \times \left(\frac{\text{R.P.M}}{1.000} \right)^2 \times \text{gramos- pulgada.}$$

Por ejemplo: Cual será la fuerza centrífuga expresada en libras, que produce una masa de 50 gramos, situada a un radio de 10 pulgadas, en u rotor que gira a 1.500 RPM.

$$F = 1/66 \times \left(\frac{1.500}{1.000} \right)^2 \times 50 \text{ gramos} \times 10 \text{ pulgadas}$$

$$F = 1/66 \times (1.5)^2 \times 500 \text{ gramos- pulgada} = 0.06 \times 2.25 \times 500 = \underline{67.5 \text{ libras}}$$

Cuando el equilibrio se expresa en “gramos-centímetro) podemos hallar la fuerza centrífuga, expresada en kilogramos, usando la siguiente fórmula:

$$F = 0.01 \times \left(\frac{\text{R.P.M}}{1.000} \right)^2 \times \text{gramos-centímetros}$$

Por ejemplo: ¿Cuál será la fuerza centrífuga, expresada en kilogramos, en un rotor que gira a 1.200 RPM. y tiene una masa sin equilibrar de 100 gramos situada a un radio de 100 centímetros?

$$F = 0.01 \times \left(\frac{1.200}{1.000} \right)^2 \times 100 \text{ gramos} \times 100 \text{ centímetros}$$
$$F = 0.01 \times (1.2)^2 \times 10.000 = 0.01 \times 1.44 \times 10.000 = 0.0144 \times 10.000$$
$$F = \underline{144 \text{ Kilogramos}}$$

Se puede observar que en las fórmulas de fuerza, la fuerza centrífuga producida por el desequilibrio, aumenta a razón del cuadrado de las “R.P.M.” del rotor. Por ejemplo: La fuerza centrífuga, producida por un peso de 3 onzas, fijado a un radio de 30 pulgadas sobre un rotor que gira a 3.600 RPM, es mas de dos mil libras. Si se duplica la velocidad o sea a 7.200 RPM, la fuerza centrífuga de desequilibrio asciende a mas de 8.000 libras.

$$F = 1.77 \times \left(\frac{3.600}{1.000} \right)^2 \times 3 \text{ onzas} \times 30 \text{ pulgadas}$$

$$F = 1.77 \times (3.6)^2 \times 90 = 1.77 \times 12.96 \times 90 = \underline{2.064.528 \text{ libras}}$$

$$F = 1.77 \times \left(\frac{7.200}{1.000} \right)^2 \times 3 \text{ onzas} \times 30 \text{ pulgadas}$$

$$F = 1.77 \times 7.2 \times 90 \text{ onzas-pulgadas} = 1.77 \times 51.84 \times 90 = 91.7568 \times 90$$

$$F = \underline{8.258.112 \text{ libras.}}$$

Por consiguiente, en máquinas de velocidades muy altas, un peso de desequilibrio relativamente pequeño, produce una cantidad bastante elevada de fuerza centrífuga.

6.5 FUERZA CENTRIFUGA EXPRESADA EN KILOPONDIOS SEGÚN LA VDI.

Cuando sobre un disco perfectamente equilibrado, adicionamos una masa “u” ubicada sobre un radio “r” y el disco gira a “n” revoluciones por minuto, se produce una fuerza “P”, la cual llamamos Fuerza centrífuga. Cuando “u” está expresada en gramos, “r” en milímetros y “n” en RPM., la fuerza centrífuga se da en kilopondios (kp). Un kilopondio es igual 9.8 Newton, un Newton es igual a $10^{-6} \text{ gr.mm/seg}^2$; significa la velocidad angular del cuerpo giratorio es en seg^{-1} , y la fuerza Π en la dimensión de 10^{-6} Newton; es decir el valor aproximadamente igual a 10^{-7} kilopondios. La fuerza Π , es una magnitud vectorial, dirigida en el sentido de \square , es decir que la fuerza centrífuga Π , gira al compás de las revoluciones, variando continuamente de dirección y aparece en los cojinetes como fuerza vibrante. Las líneas horizontales colocadas sobre Π y \square , nos están indicando que son magnitudes vectoriales.

Podemos calcular la Fuerza centrífuga, usando la siguiente fórmula:

$$\Pi = u \times r \times \square^2$$

$\Pi = u \times r \times \square^2$

$\square = \text{Velocidad angular. } \square = 2\pi n/60\text{seg.};$
 $\square = \left(\frac{2\pi n}{60\text{seg}} \right)^2 / \left(\frac{60\text{seg}}{60\text{seg}} \right)^2$

Por ejemplo: Una masa aislada sin equilibrar de 200 gramos, puesta sobre un radio de 500mm., cuyo rotor gira a 3.00RPM. produce una fuerza centrifuga aproximadamente de 1.00 kilopondios. Aplicando la fórmula tenemos :

$$\Pi = 200g. \times 500mm. \times \omega^2$$

$$\omega^2 = (2\pi n)^2 / (60seg)^2 = \frac{(2 \times 3.14 \times 3.000)^2}{(60seg)^2} = \frac{4 \times 9.8596 \times 9.000.000}{3.600 \text{ seg.}} = 98.596 \text{ n/s}^2$$

Entonces:

$$\Pi = \frac{200gr. \times 500mm \times 98.596}{seg.^2} = 100.000 \times 98.596 \text{ gr.mm/seg}^2$$

$$\Pi = 9.859.600.000 \text{ gr.mm/seg}^2$$

Luego: $\Pi = \frac{9.859.600.000}{10^6} = \frac{9.859.600.000}{1.000.000} = 9.859,6 \text{ Newton}$

Como un kilopondio es igual 9,8 Newton, entonces: $9.859.6/9,8 = 1.006,08$ kilopondios.

Por ejemplo: Si el mismo rotor del ejemplo, gira a solo 300 RPM., ¿Cuál será la fuerza centrífuga expresada en: gr.x mm/seg² ; Kilogramos metro/seg² ; Newton y kilopondios.

$$\Pi = u \times r \times \omega^2, \text{ Entonces: } \omega^2 = \left(\frac{2 \cdot n}{60seg} \right)^2 = \frac{4 \times 9.859,6 \times 90.000}{3.600 \text{ seg}^2} = \frac{985,96}{\text{Seg}^2} \quad R$$

$$\Pi = 200gr. \times 500mm \times 98.596/seg^2 = 98.596.000 \text{ gr.mm/seg}^2 \quad R$$

$$\Pi = \frac{98.596.000gr.mm/seg^2}{10} = \frac{98.596.000 \text{ gr.mm/seg}^2}{1.000.000} = 98,596 \text{ Kg.m/seg}^2 \text{ o Newton } R$$

$$\Pi = 98,596 / 9,8 = 10,0608 \text{ Kilopondios } R$$

De los dos ejemplos anteriores podemos deducir que al amplificar la velocidad por 10 la fuerza centrífuga se eleva aproximadamente al cubo.

Nota: Velocidad angular (ω), es el espacio que recorre un cuerpo giratorio en un segundo, cuando se desplaza sobre un círculo, cuyo radio es igual a un metro.

Fuerza igual a: masa, por longitud, por tiempo al cuadrado $F = M \times L \times T^2$

En el sistema M.K.S. las medidas se dan en: metro, kilogramo, segundo, por lo tanto la unidad de fuerza será aquella que produce en una masa de un kilogramo una aceleración de un metro por segundo al cuadrado. Esta unidad se llama Newton. Luego un (1) Newton = $1 \text{ kg} \times \text{m}/\text{seg}^2$. 1 Newton también será igual

$$\frac{1.00\text{gr.} \times 1.000\text{mm}}{\text{Seg.}^2}$$

6.6 DESPLAZAMIENTO DEL CENTRO DE GRAVEDAD DE UN ROTOR CAUSADO POR LA FUERZA CENTRIFUGA

Puesto que la fuerza centrífuga (Π) depende del cuadrado de la velocidad angular momentánea, su valor numérico es poco adecuado para caracterizar el estado de equilibrio de un cuerpo.

Mejor se presta para este fin el llamado desequilibrio “ \bar{U} ”, que se define como el producto del peso “ u ” de la masa sin compensar multiplicado por su correspondiente radio “ \square ”.

Luego: $\bar{U} = u \times \square$

El valor de “ \bar{U} ” aparece generalmente en la dimensión gr.mm.; pese a la coincidencia con esta dimensión, el desequilibrio \bar{U} no es un momento desde el punto de vista dinámico, sino que representa una magnitud vectorial dirigida en sentido radial.

\bar{U} equivale tanto por su valor numérico como por su dirección, a la fuerza centrífuga referida en la igualdad: $\square = 1/\text{seg.}$, cuando \bar{U} es medida en la unidad: gr. mm. Y “ Π ” en 10^{-7} kilopondios.

El desequilibrio de un cuerpo, que se puede admitir en la práctica, depende en primer lugar del peso del cuerpo.

Una medida independiente de este peso “G” que denota la perfección del estado de equilibrio, se encuentra al dividir el desequilibrio “ \bar{U} ” por el peso del cuerpo a equilibrar, el resultado se llama “Desplazamiento del centro de Gravedad” y se representa por \bar{E} . Entonces $\bar{E} = \bar{U} / G$, o también $\bar{E} = u \times r / G$

\bar{E} , tiene la dimensión de una longitud, su valor se expresa generalmente en micras ($m\mu$) y coincide con el desplazamiento que experimenta el centro de gravedad del cuerpo a equilibrar, bajo el efecto del desequilibrio.

NOTA: $1\mu = 1/1000$ mm.

Por ejemplo: al equilibrar un rotor, a la velocidad de trabajo, el cual pesa 4000 kilogramos, los vectorímetros nos indican que tiene una masa sin compensar en uno de los planos de 50 gr. sobre un radio de 200 mm. Cuál será el desplazamiento del centro de gravedad del eje del rotor, causado por el desequilibrio?

$$\bar{U} = u \times \square = 50\text{gr} \times 200\text{mm} = 10.000 \text{ gr.mm.}$$

$$\bar{E} = \frac{\bar{U}}{G} = \frac{10.000 \text{ gr mm}}{4.000 \text{ kg}} = \frac{10.000 \text{ gr mm}}{4.000 \text{ kg}} = \frac{1 \text{ gr mm}}{4.00\text{gr}} = 0,0025 \text{ mm}$$

= 2,5 micras R

6.7 FÓRMULA APROXIMADA

Con una velocidad de “n” = 3000 RPM, y un desplazamiento del centro de gravedad $\bar{E} = 10$ mm., la fuerza centrífuga resulta igual al peso del cuerpo a equilibrar. Con “n” = 3000 RPM, y un desplazamiento del cuerpo de gravedad $\bar{E} = 0,1$ mm. Se obtiene el mismo resultado.

Nota: Esta norma se comprueba en los ejemplos anteriores.

Cuando un rotor con una masa de 200 gr. sin equilibrar, gira a 300 RPM, produce una fuerza centrífuga de 98,596 Newton o sea 10,0608 kilopondios.

En el ejemplo 5.1 vemos: Al aumentar la velocidad a 3000 RPM. en este mismo rotor la fuerza centrífuga se eleva a 9.859,6 Newton, o sea 1.006,08 kilopondios.

Para obtener una marcha exenta de vibraciones, en un cuerpo cilíndrico rígido, son indispensables masas de compensación en dos planos diferentes. Por otro lado la compensación en dos planos es suficiente, porque las unidades de las masas no compensadas de un cuerpo, pueden reducirse a dos fuerzas de desequilibrio que se cruzan, es decir, que pueden sustituirse por dos fuerzas resultantes diferentes entre si, en magnitud y dirección y que pueden estar situadas en dos planos libremente elegidos.

6.8 PRINCIPIOS BASICOS DEL EQUILIBRIO

La técnica de equilibrio es el proceso, mediante el cual se averigua el monto y la posición del punto pesado, para así poder agregarle igual concentración de peso al lado opuesto del rotor, o quitarle peso al punto pesado.

Se sabe que entre más desequilibrio hay, mayor será la fuerza y por consiguiente mayor será la amplitud de vibración. Por eso se utiliza la amplitud de vibración para determinar el grado de desequilibrio que se tiene.

Además se usa la ubicación de un signo de referencia en la pieza, detectado con la luz estroboscópica analizadora, para determinar el sitio de desequilibrio. (En nuestro caso, este punto es indicado en el vectorímetro respectivo).

Si se le agrega un peso de desequilibrio a un rotor perfectamente equilibrado, la pieza vibra con cierta amplitud y parecerá que la señal de referencia en la pieza permanece inmóvil en una posición específica bajo la luz estroboscópica.

Por ejemplo: Si le agregamos un peso de desequilibrio de 2 gr. al rotor equilibrado Figura 48-B; le ocasiona una vibración de amplitud de 5.0 milésimas, mientras que la señal de referencia aparece en posición de 270° , si duplicamos el peso que ocasiona el desequilibrio a 4 gr. sin cambiar su posición, el resultado es que la vibración asciende a 10 milésimas, y la señal de referencia aparece en la misma posición o sea a 270° bajo la luz estroboscópica. Ver figura 48-C.

Este experimento indica que si se duplica el desequilibrio, la amplitud de vibración se duplica también.

En otras palabras y para fines prácticos, la amplitud de vibración está en proporción directa a la cantidad de desequilibrio, y se puede usar la amplitud de vibración como un indicador de la cantidad de desequilibrio que hay.

En el ejercicio anterior la señal de referencia apareció en la misma posición de 270° en ambos experimentos, ya que la ubicación del desequilibrio era igual en ambos casos.

Ahora se verá cuando cambia la posición del punto pesado de desequilibrio; si se observa la figura 49-A, vemos que el punto pesado de 4 gr. se ha trasladado a 60° hacia la derecha de su posición inicial de la figura 48-C.

Nótese que ahora la señal de referencia aparece a 210° o sea 60° hacia la izquierda de donde estaba antes.

En la figura 49-B, el punto pesado de 4 gr. se ha movido 45° hacia la izquierda de su posición inicial en la figura 48-C, y ahora la señal de referencia aparece en los 315° o sea 45° hacia la derecha de donde se observó primero.

Los ejercicios resumidos en los párrafos anteriores, exponen dos puntos básicos sobre el proceso de equilibrado:

PRIMERO: La cantidad de vibración está en proporción directa a la cantidad de desequilibrio.

SEGUNDO: La señal de referencia cambia en dirección opuesta del cambio del punto pesado; y el ángulo de cambio de la señal de referencia es igual al ángulo de cambio del punto pesado.

6.9 EQUILIBRADO EN PLANO UNICO

Cuando se empieza un problema de equilibrado no se sabe la exacta del punto pesado, ni se sabe su plena ubicación en la pieza. (Esto cuando se equilibran rotores en SITIO, con el equilibrador Dinámico y luz estroboscópica).

El desequilibrio de la pieza al comienzo del problema se llama “Desequilibrio Inicial” y las medidas de amplitud de vibración y de fase, que representan este desequilibrio se llaman “Medidas Iniciales”.

Por ejemplo: La pieza de la figura 50, tiene un desequilibrio inicial de 5.0 milésimas a 120°.

Una vez que se ha registrado y anotado al desequilibrio inicial, se le agrega un peso de prueba a la pieza para a cambiar el desequilibrio inicial.

El desequilibrio que se produce de esta manera en la pieza, tendrá una nueva amplitud de vibración y un nuevo ángulo de fase.

El cambio ocasionado por el peso de prueba, se puede usar para determinar el grado y ubicación del desequilibrio inicial o el sitio donde se debe colocar el peso de prueba, para que se encuentre en posición opuesta del punto pesado de desequilibrio inicial y para determinar el monto del peso inicial que se necesita para que sea igual al peso del punto pesado inicial.

Cuando se agrega un peso de prueba a la pieza desequilibrada, puede suceder una de las tres alternativas:

PRIMERO: Si se tiene suerte, es posible que se coloque el peso de prueba, exactamente en el punto pesado. Si esto sucede, la amplitud de vibración

aumenta, y el ángulo de fase permanece en la misma posición que al comienzo del experimento.

Para equilibrar la pieza se debe trasladar el peso de prueba al sitio directamente opuesto a la posición inicial y adaptar la cantidad de peso hasta lograr un equilibrado satisfactorio.

SEGUNDO: En segundo lugar, lo que puede ocurrir es que se coloque el peso de prueba en la posición exactamente opuesta al punto pesado.

Si el peso de prueba es menor que el desequilibrio, se observará una disminución de la amplitud de vibración y el ángulo de referencia permanecerá en la misma posición que al comienzo del experimento.

En este caso lo que se debe hacer, para equilibrar la pieza es aumentar el peso hasta que se logre un nivel de vibración o equilibrio satisfactorio.

Si el peso de prueba es mayor que el desequilibrio, el lugar donde se colocó el peso de prueba, se convertirá en el punto pesado y la señal de referencia cambiará a 180° o sea en la posición directamente opuesta a la inicial.

En este caso para eliminar el desequilibrio de la pieza, se reduce el peso de prueba hasta obtener un nivel de vibración satisfactorio.

TERCERO: La tercera alternativa es que se coloque el peso de prueba de manera que no esté ubicado ni en el punto pesado, ni opuesto al punto pesado.

Si esto sucede, cambiará tanto la posición de la señal de referencia o ángulo de fase, como también en grado de amplitud de vibración, o desequilibrio.

En este caso, se debe cambiar el ángulo y punto de colocación del peso de prueba y si se usa un diagrama vectorial se puede determinar el aumento o reducción del peso que se necesita para que sea igual y opuesto al punto pesado de desequilibrio inicial.

6.9.1 Método Vectorial De Equilibrado en Plano Único

Un vector es simplemente una línea, cuya longitud expresa el grado de desequilibrio, y cuya dirección indica el ángulo de desequilibrio.

Por ejemplo: Si la amplitud de la vibración es de 5.0 milésimas y la posición del ángulo de fase o de la señal de referencia es 120° , el desequilibrio se puede expresar mediante una línea con punta de flecha (vector) con 5.0 divisiones de longitud y que señala a 120° , como lo indica la figura 51.

Para simplificar el dibujo de vectores generalmente se usa papel cuadriculado de coordenada polar. Las líneas radiales emitidas del centro u origen, señalan la posición angular del vector y están graduadas por grados ascendentes, con dirección hacia la derecha.

Los círculos concéntricos que tienen un centro común de origen, están espaciados equitativamente para trazar la longitud de los vectores.

Cuando se le agrega un peso de prueba a una pieza, en realidad se aumenta el desequilibrio inicial. El desequilibrio que se produce, se encontrará en una nueva posición entre el peso de prueba y el desequilibrio inicial. Dicho desequilibrio tiene nuevo ángulo de fase y nueva medida de amplitud de vibración.

El desequilibrio inicial que muestra la figura 50 es de 5.0 milésimas y de 120° de fase. Cuando se le agrega el peso de prueba figura 52, el desequilibrio ocasionado por el peso inicial, más el peso de prueba, es de 8.0 milésimas y de 30° de fase. Estas dos medidas se pueden expresar con vectores.

Si se usa papel cuadrulado polar, se traza el vector de desequilibrio inicial con una línea que parte del centro y al mismo ángulo que la señal de referencia, o sea 120° , como se indica en la figura 53.

Se escoge una escala apropiada para hincar la longitud del vector. En este ejemplo cada división importante equivale a una (1.0) milésima. Por consiguiente el vector de desequilibrio inicial tiene 5 divisiones importantes de longitud que representan 5 milésimas.

El vector de desequilibrio inicial se denomina: "0"; luego, el vector que representa el peso de prueba, más el peso inicial se traza a igual proporción y en el nuevo ángulo de fase que se observó.

En el ejemplo en cuestión, el vector se traza con una longitud de 8 divisiones importantes, lo que representa 8,0 milésimas, con posición de 30° ...(nuevo ángulo de fase).

El vector del peso de prueba más el vector inicial, se denomina: "0 + T" como se indica en la figura 53.

El vector de conexión se denomina: Vector "T"; y representa la diferencia entre el vector "0" y el vector "0 + T". el vector "0+T" menos el vector "0" igual al vector "T". o sea: $"0+T" - "0" = "T"$.

No obstante el vector “T” solamente señala el efecto del peso de prueba, si se mide la longitud del vector “T” con la misma escala que se usó para medir “0” y “0+T”, se puede determinar el efecto del peso de prueba desde el punto de vista de la amplitud de vibración.

Por ejemplo, el vector “T” en la figura 53 tiene una longitud de 9.4 milésimas. Esto indica que el peso de prueba que se le agregó al rotor, produjo un efecto equivalente a 9.4 milésimas de vibración.

Esta relación se puede usar para determinar el peso que se necesita para igualar el desequilibrio inicial “0”. Se puede encontrar el peso de equilibrio correcto si se usa la siguiente fórmula:

$$\text{PESO CORRECTO} = \text{PESO DE PRUEBA} \times O/T$$

Digamos que en el ejemplo mencionado, la cantidad de peso de prueba que se le agregó al rotor de la figura 52 es de 10 gramos. El diagrama vectorial de la figura 53 indica que “0” = 5.0 milésimas y “T” = 9.4 milésimas, entonces:

$$\text{Peso correcto} = 10 \text{ gr} \times \frac{5,0 \text{ mls}}{9,4 \text{ mls}} = 10 \text{ gr} \times 0,53 = 5,3 \text{ gr. R}$$

Para equilibrar un rotor, nuestro fin es ajustar el vector “T”, para que tenga igual longitud y dirección opuesta, que el vector inicial de desequilibrio “0”.

De esta manera el efecto del peso modificador, anulará el desequilibrio inicial y producirá un equilibrio en el rotor.

Si se ajusta la cantidad de peso de acuerdo a la fórmula de peso correcto, el vector “0” tendrá igual longitud que el vector “0”. Luego, se debe determinar la posición angular correcta del peso.

La dirección del peso de prueba, en relación al desequilibrio inicial se representa mediante la orientación del vector “T”. Ver la figura 53.

El vector “T” siempre se puede visualizar como señalando en dirección contraria del extremo el vector “O”. Por lo tanto el vector “T” se debe colocar según el ángulo comprendido (θ) entre el vector “O” y el vector “T” para que tenga dirección opuesta al vector “O”.

Es evidente que para colocar el vector “T” según el ángulo que se necesita, el peso de prueba deberá mover a razón de un ángulo equivalente.

Si se observa el diagrama vectorial de la figura 53, se verá que el ángulo que se midió (θ), entre “O” y “T” es de 58° ; por consiguiente, el peso de prueba se mueve de su posición en el rotor, de acuerdo al ángulo que se determina por el diagrama vectorial.

Esto no es un ángulo que proviene de la señal de referencia, sino que es el ángulo comprendido entre la posición inicial del peso de prueba y la posición que se necesita.

Para determinar la dirección de la colocación del peso hacia la derecha o hacia la izquierda hay que recordar que el experimento efectuado en la figura 49, la señal de referencia cambió en dirección opuesta del punto pesado. Por lo tanto se debe usar la siguiente regla para determinar la dirección del traslado del peso.

6.9.2 El peso de prueba siempre se cambia en dirección opuesta del cambio observado de la señal de referencia; es decir de “O” A “O+T”

Por lo tanto si la señal de referencia cambia hacia la izquierda de “O” a “O+T”, el peso de prueba se debe cambiar hacia la derecha.

Esta regla se aplica sin considerar la dirección relativa del rotor.

En la figura 53, el cambio de fase de “C” a “O+T”, es un cambio hacia la izquierda, por lo tanto el peso correcto se debe mover 58° hacia la derecha de la posición inicial del peso de prueba.

6.9.3 Repaso

La técnica vectorial en plano es sencilla y proporciona información precisa para equilibrar un rotor.

PRIMERO PASO. Se acciona el rotor en velocidad de equilibrado y se mide y registra la información inicial de desequilibrio, la amplitud de vibración y el ángulo de fase con el filtro del analizador de vibraciones, sintonizado en $1 * \text{RPM}$.

SEGUNDO PASO: Se apaga la máquina y se le agrega un peso de prueba al rotor. Se registra la cantidad del peso de prueba, (es decir se mide el peso).

TERCER PASO: De nuevo se acciona la máquina a la velocidad de equilibrio y se observa y registra la nueva información de desequilibrio, amplitud de vibración y ángulo de fase, así encontramos el vector “O+T”.

CUARTO PASO: Se trazan los vectores que representa “O” y “O+T” en el papel cuadriculado polar

QUINTO PASO: Se traza el vector “T”, conectando los extremos de los vectores “C” y “0+T” debe apuntar de “0” hacia “0+T”.

SEXTO PASO: Se mide la longitud del vector “T” y se usa la fórmula para determinar el peso correcto de equilibrio que se necesita; peso correcto = peso de prueba * “0”/”T”, luego se ajusta la cantidad de peso en la forma debida.

SEPTIMO PASO: Se mide el ángulo comprendido entre “0” y “T”, (ver figura 53) con un transportador. Se cambia la posición del peso rectificado según el ángulo medido desde la posición inicial del peso de prueba. La dirección de este cambio es opuesta a la dirección del cambio del ángulo de fase de 20” a “0+T”.

Si se siguen estas instrucciones cuidadosamente, el resultado será una pieza equilibrada, sin embargo si se cometen pequeños errores al medir el ángulo de fase, al trasladar el peso y al modificar el peso a la cantidad correcta, el desequilibrio puede ocasionar alguna vibración.

Si es necesario efectuar correcciones adicionales, simplemente se observa y se anota la nueva amplitud de vibración y el nuevo ángulo de fase.

Por ejemplo: supongamos que la corrección de equilibrio que se usa según el diagrama vectorial de la figura 53 produce una medida nueva de amplitud de 1.0 mls. Y una medida nueva de fase de 270°:

Se traza esta nueva medida con un vector nuevo “0+T” en el papel cuadrículado polar, junto con el vector de desequilibrio inicial “0”, como se indica en la figura 54. Luego se traza una línea que conecte el extremo del vector inicial “0” con el extremo del nuevo vector “0+T”; para encontrar el nuevo vector “T”.

Se mide la longitud del nuevo vector “T”; la figura 54, indica que “T” = 5.9 mls. Se usa la nueva dimensión del vector “T” junto con la amplitud de vibración

inicial del vector “0”, para encontrar el nuevo peso de corrección de equilibrio, usando la fórmula conocida: PESO CORRECTO = PESO DE PRUEBA X “0”/”T”.

Se debe recordar que la cantidad de peso de prueba que se usa en esta fórmula es la cantidad de peso que el rotor tiene actualmente, y no la cantidad de peso que se usó en la primera prueba. En este ejemplo el peso de prueba inicial mera de 10 gr. sin embargo, este se ajustó a 5.3 gr. cuando se obtuvo el primer resultado vectorial figura 53.

Por lo tanto la fórmula para resolver el nuevo peso correcto es:

$$\text{PESO CORRECTO} = 5.3 \text{ gr.} \times 5.0 \text{ mls} / 5.9 \text{ mls} = 5.3 \text{ gr.} \times 0,84 = 4.5 \text{ gr. } \underline{R}$$

Para determinar la colocación del peso rectificador se mide el ángulo comprendido entre el vector inicial de “0” y el nuevo vector “T”. Este ángulo es aproximadamente 5°. En el ejemplo de la figura 54, y ya que el cambio del ángulo de fase del vector “0” al nuevo ángulo de fase del vector “0+T”, es hacia la derecha, entonces el peso se debe cambiar 5° hacia la izquierda.

Si se efectúa esta nueva rectificación de equilibrado, la vibración de desequilibrio, se debe reducir aún más. Este procedimiento se puede repetir cuantas veces sea necesario, usando las nuevas medidas del nuevo vector “0+T” y del peso de prueba, pero siempre usando el vector inicial “0”.

6.9.4 Método a cuatro pasos para equilibrado en Plano Único

Otro método de equilibrio que no resulta tan preciso como el método vectorial, sigue el mismo procedimiento básico, excepto que no se construye un diagrama vectorial.

El método a cuatro pasos, sigue unas cuantas reglas sencillas destinadas a localizar el sitio donde se debe colocar la pesa de corrección. Luego se ajusta la cantidad de peso que se requiere para equilibrar el rotor.

Como se trata de un procedimiento que requiere que se arranque y pare la máquina repetidas veces, no ha gozado de mucha aceptación salvo en los casos en que el número de tentativas de equilibrado no sea tan importante, y se pueda poner en movimiento la máquina y pararla rápida y fácilmente, como en el caso de la Balanceadora.

PRIMERO: Opere el rotor, observe y apunte la amplitud de vibración y el ángulo de fase originales de desequilibrio.

Para el ejemplo de la figura 55-A, el desequilibrio inicial “0” es de 9.0 milésimas y el ángulo de fase 300°; se trata de la primera tentativa y por lo tanto todos los datos que se recojan en el futuro, serán comparados con estas lecturas, al igual que se hace en el método vectorial de plano único.

SEGUNDO: Luego, agregue una pesa de ensayo al rotor y observe la nueva amplitud de vibración y el nuevo ángulo de fase, producidos por el desequilibrio.

En la figura 55-B se ha agregado una pesa de ensayo al rotor, dando lugar a una lectura “0+T” de 8.0 milésimas sobre un ángulo de fase 0°.

El primer objetivo que perseguimos, es el de mudar la pesa de ensayo hasta un sitio donde vuelva la marca de referencia a su posición original o a 180° de la misma, lo que indicará que la pesa se halla directamente sobre el lugar liviano o pesado.

Esto se hace cambiando la pesa en dirección opuesta al cambio en la marca de referencia.

No vacile en mudar la pesa de ensayo a través de un ángulo importante pero menos de 180° , porque si se le desplaza mucho la próxima lectura que se tome dará indicación de devolverla.

En el ejemplo, la marca de referencia fue cambiada de 300° a 0° al agregar la pesa de ensayo.

Se trata de un cambio de fase hacia la derecha y por lo tanto habrá que mudar la pesa hacia la izquierda.

En la figura 55-C hemos mudado la pesa de ensayo aproximadamente 90° hacia la izquierda desde la primera posición que ocupaba. La nueva lectura es de 5.2 mls. a 200° , lo que nos indica que hemos desplazado la pesa demasiado, como la marca de referencia ya se halla hacia la izquierda de la lectura original de 300° . Por resultado la marca de referencia ya aparece en la posición original de 300° , y se redujo la vibración a 0.8 mls. Esto quiere decir que la pesa ya se halla en el sitio debido, y solo nos falta aumentar el peso de la misma para reducir más el desequilibrio.

Si hubiera aparecido la marca de referencia a 180° , de su posición original de 300° , esto habría indicado que la pesa de ensayo se hallaba en el sentido debido, pero pesaba mucho.

Si la marca de referencia se hubiera regresado a su posición original, pero con un aumento en la amplitud de vibración original, entonces la pesa de ensayo se habría quedado sobre el sitio pesado.

6. 10 EQUILIBRADO DE UNA SOLA TENTATIVA

Al inicio de un problema de equilibrio, no hay modo de que sepamos precisamente que peso se requiere, ni tampoco donde colocarlo, para poder equilibrar el rotor. Pero una vez equilibrado un rotor, bien sea por el método vectorial o por el método de cuatro pasos, es posible determinar cuánto peso debemos agregar o quitar y en qué sitio podemos hacerlo.

Ya demostramos anteriormente que existe una relación directa entre la cantidad del desequilibrio que afecta un rotor y la amplitud de la vibración que resulta. En la figura 48 agregamos una pesa de dos gramos (2 gr.) a un rotor equilibrado, provocando así una vibración de 5.0 mls.; al duplicar la pesa de desequilibrio a 4.0 gr. se logró duplicar así mismo la vibración hasta 10.0 mls., experimento que nos ha señalado que la amplitud de una vibración guarda una relación directamente proporcional al peso de desequilibrio. Además ya sabemos que la vibración es producida por un determinado desequilibrio.

Por ejemplo: Si 2.0 gr. de desequilibrio, producen en un rotor una vibración de 5.0 mls. en la figura 48, esto quiere decir que 1.0 mls. de vibración equivale a 0.4 gr. de desequilibrio, o sea $2 \text{ gr.} / 5 \text{ mls.} = 0.4 \text{ gr./mls.}$

De ser necesario volver a equilibrar este rotor en un futuro, será fácil determinar que peso correctivo se le puede aplicar. (Teniendo en cuenta el mismo medio). Solo tendríamos que multiplicar la amplitud de la vibración, por el desequilibrio, por la constante 0.4 gr.

Así se podría elaborar una constante de desequilibrio para otros rotores que requieran un equilibrio frecuente.

Después de equilibrar el rotor con éxito la primera vez, por el método vectorial o a cuatro pasos, no se tiene más que dividir el peso de equilibrio definitivo por la amplitud original de vibración.

Por ejemplo: si la amplitud de vibración original fuera de 12 mls. y si después de equilibrado, notará que una pesa correctiva de 18 gr. había sido agregada, es que el rotor tiene una constante de desequilibrio de:

$$18 \text{ gr.} / 12 \text{ mls.} = 1.5 \text{ gr.} / \text{mls.}$$

Si el rotor en cuestión hay que volverlo a equilibrar en el futuro, se puede determinar fácilmente, qué peso de desequilibrio se necesita, multiplicando la nueva amplitud de vibración original, por la constante de desequilibrio: 1,5 gr

milésima

O sea: PESO DE EQUILIBRADO = CONSTANTE DE DESEQUILIBRIO X AMPLITUD DE VIBRACION ORIGINAL.

Además de la constante: $\frac{\text{PESO DE DESEQUILIBRIO}}{\text{AMPLITUD DE VIBRACIÓN}}$ hay otra relación constante que se puede determinar para encontrar donde está el desequilibrio.

Refiriéndonos nuevamente al experimento anterior que se representa en la figura 48 y 49. al agregar un peso de 2 gr. al rotor equilibrado en la figura 48, la marca de referencia aparecía bajo la luz estroboscópica en la posición 270° y el lugar pesado de 2 gr. a 30°, porque la posición de desequilibrio no ha sido cambiada.

En la figura 49-A, el lugar pesado de 4 gr. ha sido cambiado en 60° hacia la derecha de la posición original, lo que produce una cambio hacia la izquierda de la marca de referencia de 270° hasta 315° pero, como antes, el lugar pesado sigue a 30° bajo la luz estroboscópica.

Se puede hacer una observación muy importante a la luz del referido experimento, es la que se enuncia a continuación:

Múdese a donde se mude el lugar de desequilibrio, siempre aparece bajo la luz estroboscópica, en el mismo sitio angular.

En el caso del rotor de la figura 49, sabemos que el lugar pesado siempre va a aparecer a 30° , sea igual fuere su peso o posición física sobre el rotor.

Otro sitio pesado semejante puede localizarse en cualquier rotor después de su primer equilibrado.

La posición del lugar pesado sobre un rotor, relativo al Captador de Vibración es de define como el **ángulo de destello.**

El ángulo de Destello de un rotor dado, es el ángulo medido en la dirección rotacional del eje, entre el punto de aplicación del captador de vibraciones y la posición del lugar pesado, al pulsar la luz estroboscópica. Ver figura 56.

La marca de referencia no tiene nada que ver con esta relación ya que se le puede colocar en cualquier parte del rotor.

La marca de referencia solo sirve para ver la posición del rotor al pulsar la luz estroboscópica.

Para poder conocer el ángulo de Destello, para cualquier rotor, proceda como sigue:

PRIMERO: Tome nota de las lecturas de desequilibrio originales y proceda a equilibrar el rotor, por el método vectorial o de cuatro pasos.

SEGUNDO: Después de equilibrar con éxito un rotor, pare la pieza que se trabaja y luego dele vuelta hasta colocar la marca de referencia en la misma posición observada bajo la luz estroboscópica durante la primera tentativa.

TERCERO: Puesto el rotor en dicha posición, observe el sitio que ocupa la pesa correctiva de desequilibrio aplicada. Esto representa el sitio del lugar liviano original del rotor. Claro que a 180° o directamente opuesto al lugar liviano original, se halla el lugar pesado original.

CUARTO: Siguiendo la dirección rotacional del eje, fíjese en el ángulo que hay entre el punto de aplicación del captador de vibraciones y la posición del lugar pesado. Este ángulo constituye el ángulo de destello del rotor.

Después de conocer la constante de peso, así como el ángulo de destello de la pieza, resulta sencillo volver a equilibrar la pieza en un futuro. Además este dato, que se ha conocido equilibrando un rotor, podrá servir para equilibrar cuantos rotores idénticos sea necesario en la producción. Todo lo que hace falta es que: las revoluciones por minuto, el sitio del captador, y la configuración del rotor (esto es: masa, contextura, etc.) sean cada vez iguales.

Para poder equilibrar una pieza de una sola tentativa, proceda como sigue:

PRIMERO: Ponga en marcha la máquina, apunte los datos importantes del desequilibrio: la amplitud de vibración y el ángulo de fase.

SEGUNDO: Pare la máquina, dé vuelta al rotor manualmente, hasta ubicar la marca de referencia en el mismo sitio observado bajo la luz estroboscópica.

TERCERO: Puesto el rotor en dicha posición, mida el ángulo de destello desde el captador en la dirección rotacional del eje para poder encontrar el lugar pesado del rotor.

CUARTO: Luego, multiplique la constante de desequilibrio por la amplitud de la vibración, por desequilibrio; para saber que peso se tiene que retirar del lugar pesado o agregar al lugar liviano que se halla directamente opuesto, para conseguir el equilibrio del rotor.

NOTA. El ángulo de destello para un rotor dado, será específicamente determinado por los equipos utilizados para medir la amplitud de vibración y el ángulo de fase, producidos por el desequilibrio.

Primero debido a la diferencias que se presentan entre los analizadores Eléctricos de estado sólido modelos; 330, 340, 345, 350, etc. Estos darán lecturas de fase que difieren en 180° con respecto a las lecturas que dan los instrumentos provistos de tubos al vacío, modelos: 660, 601, 314, etc.

Por resultado, el ángulo de destello presentado por un rotor a utilizar un instrumento analizador tipo: estado sólido, va a diferir exactamente en 180° en relación con el ángulo de destello indicado por un analizador de tubo.

Además del tipo de captador que se utilice, tipo de velocidad, sonda directa, acelerómetro, o tipo no contacto, podrá afectar el ángulo de destello de una pieza o rotor.

Por fin, el parámetro de la amplitud medida: (desplazamiento, velocidad o aceleración) deberá ser el mismo en cada caso. Por ejemplo: las medidas de

fase realizadas en desplazamiento han de diferir exactamente en 90° de las tomadas por medio de las unidades de velocidad.

7. TIPOS DE DESEQUILIBRIO

Anteriormente definimos el desequilibrio, como la distribución desigual de la masa de un rotor, alrededor de su línea central rotativa.

El desequilibrio, también puede definirse como la condición que existe cuando la línea central rotativa y el eje central principal no sean idénticos.

Se puede imaginar el eje central principal, como el eje alrededor del cual se halla distribuido igualmente el peso de un rotor, siendo también el eje en torno al cual gira la pieza, como si nada se lo impidiera.

Si el rotor está restringido por sus cojinetes, entonces habrá vibración, si el eje central principal y la línea central rotatoria no son idénticos.

Hasta aquí hemos venido tratando el desequilibrio y como corregirlo cuando este se presenta en un disco o plano único.

En la práctica se presentan cuatro tipos de desequilibrio a saber:

Desequilibrio Estático, Desequilibrio por par, Desequilibrio cuasi-estático y Desequilibrio Dinámico.

Según el tipo de desequilibrio que tenga el rotor, se hace necesario realizar el equilibrado en dos y a veces más planos de compensación.

Cada tipo de desequilibrio, se define por la relación que guarden entre sí, el eje central principal y la línea central rotativa del rotor.

7.1 DESEQUILIBRIO ESTÁTICO

El desequilibrio estático, es la condición de desequilibrio que produce al quedar desplazado el eje central principal, en paralelo con la línea central rotativa del eje. Ver figura 57.

El desequilibrio estático, que a veces se denomina “desequilibrio cinético de fuerza”, puede detectarse colocando la pieza a equilibrar, sobre los filos de dos navajas en paralelo; así el lado pesado del rotor irá a parar hacia la parte más baja, atraído por la fuerza de gravedad. La pesa correctiva podrá ser agregada o removida según requiera el caso, considerándose estáticamente equilibrado el rotor cuando gire libremente sobre los filos de navaja sin sufrir ningún retroceso, sea cual fuere la posición en que se coloque.

El desequilibrio estático que afecta a una pieza rotativa, puede ser amenudo detectado comparando la amplitud de vibración y el ángulo de fase de un cojinete o del eje en los extremos del rotor.

Un rotor apoyado entre cojinetes, revelará lecturas idénticas de amplitud y fase vibraciones, tanto sobre los cojinetes como a cada extremo del eje, si el desequilibrio de que se trata es de tipo estático.

Esta regla no se aplica a los rotores que estén montados en una configuración saliente, o en voladizo.

El desequilibrio estático puede corregirse agregando o quitando peso en un solo correctivo; sin embargo, es de mucha importancia realizar la corrección en el plano debido.

Para aclararlo, consideremos los tres métodos posibles de corregir el desequilibrio estático, que aparecen en la figura 58.

En la figura 58-A, una sola pesa de corrección, se coloca en el mismo plano, que el centro de gravedad del rotor, peso que hará que el rotor, esté muy bien equilibrado.

En la figura 58-B, se demuestra otro método aceptable para corregir un desequilibrio estático, colocando las pesas de corrección linealmente en los extremos opuestos del rotor. Se recurre a este método, cuando no es posible agregarle una sola pesa correctiva en el centro de gravedad o parte central del rotor.

En la figura 58-C, observamos que se ha agregado una pesa de corrección, pero no en el mismo plano que contiene el centro de gravedad del rotor.

Este rotor, puede considerarse estáticamente equilibrado, debido al hecho de que no hay lugar pesado, que baja hacia el fondo al colocar el rotor sobre filos de navaja, puestos a nivel y en paralelo.

Sin embargo, al girar el rotor en cuestión el lugar pesado original, junto con la pesa de corrección, hallándose en planos distintos, producen momentos inerciales que hacen que el eje central principal y la línea central rotativa se crucen, lo cual produce otro tipo de desequilibrio.

7.2 DESEQUILIBRIO POR PAR DE FUERZAS

El desequilibrio por par de fuerzas, es la condición que existe cuando el eje central principal cruza la línea central rotatoria en el centro de gravedad del rotor. UN PAR NO ES MAS QUE DOS FUERZAS iguales en paralelo que actúan en sentido contrario una de la otra, pero no en la misma línea recta.

El desequilibrio portar de fuerzas, es entonces la condición que se da cuando hay un ligar pesado en cada extremo del rotor, pero que se hallan en lados opuestos de la línea central rotatoria, como se ve en la figura 59.

El desequilibrio por par de fuerzas, no puede ser detectado colocando la pieza sobre filos de navajas. Solo se hace patente dicho desequilibrio, al hacer girar la pieza a velocidad de trabajo o de equilibrado y comparar las lecturas de una amplitud de vibración y ángulo de fase, tomadas sobre un cojinete o en el eje en cada extremo del rotor.

Pro ejemplo: Un rotor como el que se ve, figura 59 , apoyado entre cojinetes dará lecturas de amplitud y fase vibracionales iguales a 180° , si se trata de un desequilibrio “por par de fuerzas”.

Nuevamente se recuerda que este método no se debe aplicar a los rotores en voladizo o saliente.

A diferencia del desequilibrio estático, que puede ser corregido en un solo plano, el desequilibrio por par de fuerzas, solo se puede corregir realizando correcciones de equilibrado en dos planos.

Un rotor, rara vez presenta un desequilibrio puramente estático o que se deba puramente al par de fuerzas. Lo normal es que cualquier rotor desequilibrado, presente síntomas de ambos tipos; por lo que las combinaciones de desequilibrio estático y por par de fuerzas se subclasifican como de “cuasi-estático y dinámico”.

7.3 DESEQUILIBRIO CUASI-ESTÁTICO

El desequilibrio cuasi-estático, se define como la condición en la que el eje central principal, cruza la línea central rotacional, pero no en el centro de gravedad del rotor. Véase figura 60.

El desequilibrio de dicho tipo, se puede considerar como la combinación del desequilibrio estático y el desequilibrio por par de fuerzas, en este caso el desequilibrio estático, se halla directamente alineado con uno de los momentos del par de desequilibrio, según se observa en la fig. 60.

El desequilibrio cuasi-estático, es similar en muchos aspectos al desequilibrio por par de fuerzas. En el caso de los rotores montados entre cojinetes las lecturas comparadas del ángulo de fase, varían más o menos en 180° , pero la amplitud de vibración se notará más elevada en uno de los extremos del rotor que en el otro. Un desequilibrio así, solo puede corregirse haciendo correcciones de peso, por lo menos en dos planos.

7.4 DESEQUILIBRIO DINÁMICO

El desequilibrio Dinámico, es el tipo de desequilibrio que se encuentre más a menudo en los rotores.

Se define simplemente como un desequilibrio en el que, el eje central principal y la línea central rotatoria, no coinciden ni se tocan.

Este desequilibrio existe, cuando hay presente un desequilibrio tanto estático como por par de fuerzas, en el que el desequilibrio estático no se halla alineado directamente con ninguno de los dos componentes del par de fuerzas.

Por tal resultado, el eje central principal, está al mismo tiempo inclinado y desplazado de la línea central rotatoria. Vea fig. 61.

Por lo general, las lecturas del ángulo de fase comparativas, que resultan de un caso de “desequilibrio dinámico”, no serán ni igual, ni directamente opuestas. Además se trata de una condición de desequilibrio, que solo se puede solucionar mediante correcciones de peso en dos o más planos.

8. PROBLEMAS TÍPICOS DEL EQUILIBRADO

Aunque no sea indispensable poder reconocer, si un rotor dado presenta un desequilibrio estático, cuasi-estático, dinámico o por par de fuerzas, para poder solucionar el problema, ya salta a la vista que no todos los problemas de equilibrados pueden ser resueltos equilibrando en un solo plano de corrección.

Para determinar si se requiere un equilibrado de plano único o en dos planos, un Autor afirma que: “El número de de planos de corrección en el equilibrado debe basarse en la relación LONGITUD / DIAMETRO de la pieza o rotor”, o sea dividiendo la longitud del rotor por el diámetro del mismo. Dicha relación, L/D, se calcula utilizando los diámetros del rotor, sin contar el eje que lo apoya.

Con referencia al grafico que aparece en la figura 62, en el caso de la relación L/D, menores de 0.5 resulta suficiente normalmente el equilibrado de plano único en el caso de velocidades operacionales hasta 1.000 RPM.

Por encima de el 1.000 RPM. se requiere a menudo un equilibrado en dos planos. En el caso de la relación L/D, mayores que 0.5 se requiere un equilibrado en dos planos si las revoluciones por minuto pasan de 150. es importante tener en cuenta que en todo este procedimiento, sobre cómo decidirse entre el equilibrado de plano único frente al equilibrado en dos planos a base de la relación: L/D. en la velocidad del rotor se ofrece para fines de orientación, ya que puede suceder que no se aplique a todos los casos.

Por ejemplo: La experiencia nos revela que el equilibrado de plano único, normalmente es admisible en el caso de rotores como las poleas de ranura única, ruedas para esmeriles y otras piezas semejantes, aun cuando su velocidad operacional sea mayor que 1.000 RPM.

9. ROTORES FLEXIBLES FRENTE A ROTORES RIGIDOS

Pocos rotores están compuestos de uno o dos disco, en cambio hay muchos rotores con un gran número de discos, montados en forma compleja, como se ve en la figura 63, ya sea en una turbina o en un compresor, etc. Esto hace que sea prácticamente imposible saber en que disco se halla el desequilibrio.

El desequilibrio pudiera estar en cualquier plano o planos, situado a lo largo del rotor y por lo tanto sería muy difícil y costaría mucho tiempo determinar donde. Además no es siempre posible hacerse correcciones por peso en cualquier plano. Por tal motivo, lo acostumbrado es realizar correcciones en los dos planos más conveniente que haya disponible. Lo que es posible, porque cualquier condición de desequilibrio puede ser compensada haciendo correcciones por peso en los dos planos que se aconsejan. Pero esto es posible sólo cuando en u rotor y el eje, son rígidos y no se deformen ni flexionen debido a las fuerzas centrifugas, producidas por el desequilibrio.

La clasificación de un rotor como rígido o flexible, depende de la relación que existe entre la velocidad rotatoria (RPM) y su frecuencia natural. Debemos tener en cuenta que todo objeto, incluyendo el rotor y el eje de una máquina, tienen una frecuencia natural, una frecuencia a la que quiere vibrar. Por eso, si la frecuencia natural de alguna parte de la máquina, también es igual a la velocidad rotatoria u otra frecuencia vibratoria excitadora, existe una coedición de resonancia. La velocidad rotacional, a la que el rotor mismo entra en resonancia se llama: “velocidad critica”.

Estando parada una máquina, luego la ponemos en movimiento, y cuidadosamente vamos aumentando su velocidad y al mismo tiempo medimos la amplitud de vibración, esto nos dará un trazado como el que aparece en la fig. 64.

Tome nota del aumento de la vibración, seguido de una baja a un nivel mas o menos constante. El valor de la revoluciones por minuto al pico, es donde se produce la resonancia, por lo que se llama: “la velocidad crítica”.

En la práctica, cualquier trazado que se haga de la amplitud de la vibración, frente a las RPM. podrá presentar varios picos, de acuerdo con la fig. 65. Los picos adicionales pueden se producidos por la resonancia de los cojinetes y la estructura que los apoya, o puede suceder que el eje y el rotor tengan varias velocidades críticas.

En todo caso al comparar los rotores rígidos con los rotores flexibles, nos referimos a la velocidad crítica del eje y rotor, y no a la resonancia que tengan la estructura de soporte.

POR REGLEA GENERAL: Los rotores que funcionan a un nivel por debajo del 70% de la velocidad crítica, se llaman rotores rígidos.

Los rotores que trabajan a un nivel por encima del 70% de la velocidad crítica se llaman rotores flexibles.

Los rotores flexibles, se deforman o flexionan debido a las fuerzas centrifugas producidas por el desequilibrio.

Un rotor flexible que esté equilibrado a una velocidad operacional, puede no estarlo a otra velocidad. Para aclarar este punto, consideremos el rotor desequilibrado que aparece en la figura 66 -A.

El desequilibrio que se presenta es de tipo dinámico, es decir un desequilibrio combinado que se debe al desequilibrio por par de fuerzas y al desequilibrio estático.

Si se equilibra primero el rotor a una velocidad por debajo de un 70% de la primera velocidad crítica, agregando pesas de corrección en los dos planos de los extremos, compensarían éstas, todas las fuerzas de desequilibrio que hubieran a través del rotor entero.

Pero si se aumenta la velocidad del rotor hasta exceder el 70% de la velocidad crítica, empezaría a desviarse el rotor, debido a la fuerza centrífuga producida por el desequilibrio existente en la parte central del rotor, como se ve en la figura 66-B.

A medida que se desvíe o flexione el rotor, el peso del mismo se irá alejando de la línea central rotativa, crea así una nueva condición de desequilibrio, el cual puede ser corregido volviendo a realizar el equilibrado por los dos planos de extremos, pero esto dejaría el rotor en desequilibrio, en lo que respecta a las velocidades mas bajas donde no hay flexión.

La única solución posible que asegure un funcionamiento uniforme, es realizar las correcciones de equilibrio, en los planos de desequilibrio verdadero, haciendo un equilibrado múltiple en tres planos: uno en cada extremo y uno en el centro. El rotor flexible de la figura 66, representa el tipo de rotor flexible más sencillo.

Un rotor podrá desflexionarse en varias maneras según su velocidad operacional y la distribución del desequilibrio a lo largo del rotor. Por ejemplo, la figura 67 representa tres modos flexionales que pueden afectar el rotor. En las máquinas de alta velocidad, un rotor puede presentar: primera, segunda y tercera velocidades críticas, dando lugar a tres modos flexionales. Estos casos se dan en los rotores de las bombas centrífugas de múltiples etapas, en los compresores, en las turbinas a gas y a vapor, etc. Estos equipos pueden requerir correcciones de equilibrio en varios planos, para asegurar el funcionamiento uniforme, tanto a velocidades elevadas como a velocidades reducidas.

9.1 LOS ROTORES FLEXIBLES LOS PODEMOS UBICAR EN TRES CATEGORIAS

PRIMERO: Si el rotor trabaja únicamente a una velocidad y si un poco de deflexión no acelera el desgaste ni impide la productividad de la máquina, entonces un equilibrado en dos planos puede ser suficiente para fines prácticos.

SEGUNDO: Si un rotor flexible trabaja a una sola velocidad, pero si es indispensable que la deflexión del mismo sea mínima, es necesario equilibrar en varios planos.

TERCERO: Si es indispensable que un rotor funcione uniformemente por toda una gama amplia de velocidades, siendo rígido el rotor a velocidades reducidas, pero volviéndose más flexible a velocidades elevadas, se requiere un equilibrado en varios planos.

10. EQUILIBRADO EN DOS PLANOS

El equilibrado en dos planos se realiza de la misma manera aproximadamente, que el equilibrado en plano único. Sin embargo, el procedimiento en dos planos, si requiere una atención especial debido al efecto cruzado, el cual a veces se denomina: “interferencia por planos de corrección”, definiéndose la misma como el efecto operado en la lectura de desequilibrio en un extremo del rotor, por un desequilibrio existente en el extremo opuesto.

El mejor modo de explicar el efecto cruzado, se basa en que esté perfectamente equilibrado el rotor que aparece en la Fig. 68 - A.

Al agregar un desequilibrio en el plano de corrección de la derecha, según la fig. 68-B, da una lectura de vibración en el cojinete derecho de 5.0 milésimas a 90° , se nota también una vibración de 0.06 milésimas sobre el cojinete de la izquierda con fase de 300° ; esta vibración se debe al efecto cruzado, es decir a la vibración en el cojinete de la izquierda, y es provocada por el desequilibrio del plano de corrección de la derecha.

Para ver de que modo afecta el equilibrado en dos planos, fíjese que el desequilibrio que se agrega en el plano de corrección a la izquierda, fig. 68-C, cambia tanto la lectura de vibración como el ángulo de fase en los cojinetes de la derecha a 6.4 milésimas y a 120° .

Por el efecto cruzado las indicaciones de desequilibrio que se observan en cada extremo del rotor, no representan precisamente el desequilibrio existente en los

planos de corrección respectivos. Lo que sucede es que cada indicación resulta del desequilibrio que existe en el plano de corrección asociado mas al efecto cruzado originado en el extremo opuesto.

Al empezar a estudiar el problema de equilibrado, no hay modo de conocer, ni la cantidad ni la fase del efecto cruzado. Además la cantidad y la fase del efecto cruzado, serán distintas en diferentes máquinas.

10.1 METODO VECTORIAL DE PLANO ÚNICO PARA EQUILIBRADO EN DOS PLANOS.

Al equilibrar en dos planos hay que tener en cuenta el efecto cruzado y para dicho fin hay muchos modos de realizarlo. Lo mas común es tratar cada plano de corrección como si fuera un problema monopolar tomando el cojinete mas cercano como punto de partida para las lecturas de vibración. Por medio de dicho procedimiento, cada plano se equilibra por separado, uno por uno.

Los equipos que típicamente, se utilizan en el equilibrado de dos planos son: un analizador de vibraciones con captador y cables adicionales, de acuerdo con la figura 69. Otros accesorios necesarios deben ser: un protactor o un transportador, una regla, papel gráfico con coordenadas polares, una balanza para pesar las pesas de equilibrio. También resultan muy útiles unas tenacillas de quijadas o un porta-captador magnético que fije el captador de vibraciones a la máquina. Estos equipos ayudan a realiza un equilibrado preciso con el menor número posible de tentativas. Se recomienda seguir el procedimiento que se indica a continuación:

PRIMERO: Observe el ángulo de fase y la amplitud de vibración en ambos cojinetes y escoja el que presente mayor vibración para equilibrarlo primero.

SEGUNDO: Por el método vectorial de plano único ya descrito, proceda a equilibrar el extremo de mas vibración, realizando las correcciones en el plano de corrección mas cercano.

TERCERO: Después de equilibrar con éxito el primer plano, observe y apunte los nuevos datos de amplitud de vibración y ángulo de fase, para el segundo extremo. Estas lecturas de amplitudes y fase forman las originales en que se basa para el equilibrado en el segundo plano. Ordinariamente el equilibrado del primer extremo dará por resultado un nuevo juego de lecturas en el segundo extremo, debido ala remoción del desequilibrio que afectaba el primer plano producido por el efecto cruzado.

CUARTO: Con los nuevos datos proceda a equilibrar el segundo extremo mediante la técnica vectorial estándar de plano único.

QUINTO: Después de equilibrar el segundo plano, debido a que ya ha sido eliminado el efecto cruzado operado por el desequilibrio del segundo plano en el primer plano (lo que al principio estuvo compensado en el primer plano). En todo caso si el cambio habido, representa un aumento hasta un nivel inadmisibles, habrá que volver a equilibrar el primer plano de corrección. Por lo tanto observe y apunte los nuevos datos sobre desequilibrio para el primer plano y basándose en dichos datos como una nueva lectura original, realice el reequilibrio. Pero no altere las correcciones antes aplicadas. Empiece por colocar una nueva pesa de ensayo y lleve a cabo el reequilibrado como si fuera un nuevo problema.

SEXTO: Si el efecto cruzado es muy pronunciado, habrá que repetir este procedimiento varias veces, equilibrando un extremo y luego el otro alternativamente hasta que queden equilibrados ambos extremos a un nivel aceptable. Cada vez que se cambian los planes de corrección se da inicio a un nuevo problema con nuevas lecturas originales. No altere las correcciones anteriores.

El método vectorial de plano único aplicado al equilibrado en dos planos constituye un buen ejemplo de cómo es útil conocer el ángulo de destello, así como la constante de peso del rotor, para poder educir el número de tentativas de equilibrado.

Después de equilibrar el primer extremo, los datos recogidos pueden servir para reducir el desequilibrio en cada extremo del rotor. En algunos casos se encuentra un efecto cruzado tan severo que se hace muy difícil realizar el equilibrado en dos planos por el método vectorial de plano único. Hay sistemas que revelan efectos cruzados en los que el desequilibrio en un plano de corrección, puede que haga mayor efecto en la vibración indicada en el cojinete que se halla mas lejos en vez del mas cercano. Cuando acontece este, se dice que el efecto cruzado pasa del 100%. Configuraciones de rotores como los que se ven en la figura 70, harán a menudo efecto cruzado mayor que el 100%.

Frente a dicha situación, una solución apropiada puede ser sencillamente trocar los planos de corrección. Por ejemplo, con referencia al rotor de la fig. 70-A, se sugiere equilibrar en el plano de corrección “X” haciendo uso de las lecturas de vibración del cojinete “B” y equilibrar en el plano de corrección “Y” mediante las lecturas de vibración que presenta el cojinete “A”.

Mas adelante se describe un procedimiento especial para el equilibrado de los rotores salientes como el que se ilustra en la figura 70-B.

10.2 CÁLCULO VECTORIAL PARA EL EQUILIBRADO EN DOS PLANOS

Si no fuera por el efecto cruzado, el equilibrado en dos planos podría realizarse solo dos o tres tentativas operacionales de arranque y parada, agregando pesas de ensayo en ambos planos de compensación al mismo tiempo y construyendo diagramas de vectores que den la debida solución.

Desafortunadamente, siempre hay presente cierto grado de efecto cruzado y por lo tanto uno debe estar preparado para realizar pruebas tentativas de equilibrado, para obtener un buen resultado mediante la técnica vectorial de plano único. Sin embargo, hay máquinas que requieren desde medio día hasta un día entero para llevar a cabo una sola operación de arranque y parada. En el caso de dichas máquinas sería muy útil poder reducir el número de tentativas de equilibrado. Así es que cuando se necesita mucho tiempo, para arrancar y parar una máquina, o en el caso de encontrar un efecto cruzado muy marcado, el problema de equilibrado podría hacerse mas sencillo recurriendo al “método vectorial de dos planos”. En breve, la solución vectorial en dos planos, hace que sea posible equilibrar en dos planos a base de tan solo tres operaciones de arranque/parada.

PRIMERO: Se apuntan las lecturas originales de desequilibrio tomadas en los dos cojinetes de la máquina. Luego se agrega una pesa de ensayo en el primer plano de corrección, tomando nota y apuntando las lecturas que resulten de ambos cojinetes. Finalmente se remueve la pesa de ensayo del primer plano de corrección y se agrega una de ensayo en el segundo plano de corrección.

Colocando dicha pesa en el segundo plano, note y apunte de nuevo las lecturas que den ambos cojinetes.

Con los datos apuntados sobre la primera tentativa y las dos que siguen, junto con el peso de posición conocidos de las pesas de ensayo, una serie de diagramas vectoriales mas los cálculos correspondientes, hacen que sea posible eliminar el efecto cruzado del sistema y encontrar al mismo tiempo tanto valor del peso como la posición donde se debe colocar la pesa de equilibrio que se necesita en cada plano de corrección.

La solución vectorial en dos planos requiere desde 15 hasta 30 minutos para terminarla. Por lo tanto es indispensable que todos los datos en que se basa el cálculo sean tan exactos como sea posible.

Las lecturas mas importantes son las medidas de fase, tienen que ser exactas. Por este motivo, se sugiere utilizar un “tarjeta de referencia de fase”, la cual se puede elaborar fácilmente con un trozo de papel grafico polar.

Se fija el papel a un pedazo de cartón y se corta un agujero en el centro del papel lo suficientemente grande como para pasar sobre el eje de la máquina. Ver la [fig. 71](#).

Monte la tarjeta sobre el eje sujetándola a la caja del cojinete u otro soporte.

La hoja para cálculos de datos [fig. 72](#) ha sido desarrollada para calcular los vectores en dos planos para servir de guía y para simplificar la teneduría de datos.

Los números romanos en la columna al extremo izquierdo, corresponden a los puntos detallados en el procedimiento descrito a continuación:

LO DEL EXTREMO CERCANO (N), Se refiere al cojinete y al plano de corrección mas próximo al punto de observar la fase, y el extremo lejano (F), se refiere al cojinete y plano de corrección opuestos.

Las medidas que se tomen de fase, tanto para el extremo cercano como para el extremo lejano deben usar como punto de partida la misma marca de referencia y tarjeta de fase en un solo extremo de la máquina.

El procedimiento es como sigue:

I... Trabajando la máquina a la velocidad de equilibrado y sintonizado...

El filtro del analizador debidamente, observe y apunte la fase original para el extremo cercano (Ítem #1) N,

La amplitud original para el extremo cercano (Ítem # 2) N. y la fase original para el extremo lejano F (Ítem # 3) y la amplitud original para el extremo lejano F (Ítem # 4).

La figura 76. Se notará en el formulario de datos en la fig.73, que el vector A lleva la designación de: $A=(N \rightarrow N2)$, anotación que sirve para indicar la dirección del vector A y quiere decir que el vector A apunta desde el extremo del vector N hacia el extremo del vector N2. La dirección es muy importante para poder calcular el ángulo del vector A, ítem #17. El ángulo del vector A, se calcula pasando el vector A de nuevo al origen del papel gráfico polar, según ilustra la fig.76.

Una regla puesta en paralelo o un juego de triángulos pueden ser utilizados para pasar de nuevo precisamente el vector A en paralelo hasta el origen. En nuestro ejemplo, el ángulo del vector A es de 201° el cual se apunta en la tabla como ítem #17. La amplitud del vector A , ítem #18, puede saberse sencillamente, midiendo su longitud con la misma escala que se ha escogido para medir los vectores: N , F , $N2$, $F2$, $N3$, $F3$. Para fines de nuestro ejemplo, la fig.76, el vector $A = 7,6$ milésimos.

Siguiendo el mismo procedimiento como el que aprovechamos para conocer el ángulo y la amplitud de fase del vector A , proceda a hallar los valores correspondientes al vector $B = (F \rightarrow F3)$, $aA = (F \rightarrow F2)$, $BB = (N \rightarrow N3)$.

Apunte dichos valores en el formulario de datos como los ítems 19 a 24 inclusive.

VIII. Realice los cálculos indicados para poder saber los valores de los ítems #25 a 32 Inclusive. Tome nota de que los números que van en la columna titulada: "Procedimiento para cálculos", se refieren todos a los números de ítem. Así es q_n ($25 = 21 - 17$) quiere decir que el valor del ítem #25 se calcula restándole el valor del ítem #17 del valor del ítem #21.

NOTA: Durante los cálculos, puede que le salgan negativas (-) algunas soluciones en lo que respecta a los ángulos superiores a 360° . Un ángulo negativo, digamos de -35° , puede convertirse en su equivalente positivo, restándole el ángulo a 360° , Así: $360^\circ - 35^\circ = 325^\circ$. Un ángulo superior a 360° , se conviene en uno inferior a 360° , restándole 360° del ángulo en cuestión. Por ejemplo: $463^\circ - 360^\circ = 103^\circ$.

IX. Construya los vectores aN y BF del mismo modo y la misma escala utilizada

para los vectores: N, F, N2, F2, N3, F3. El ángulo y largo del vector \underline{a}_N , se obtienen de los datos calculados: ítems #29 y 30. Haga uso de los vectores calculados de ítems: #31 y 22, para construir el vector \underline{B}_F .

X. Siguiendo el mismo procedimiento utilizado para construir los vectores A, B, - etc., bajo el punto VII, indicado anteriormente, proceda a construir el vector, $C = (N \rightarrow 3F)$ y el vector $D = (F \rightarrow a_N)$. Calcule y apunte los valores correspondientes a los vectores C y D, ítems 33 a 36 inclusive.

XI. Calcule los valores para los ítems #37 y 38, siguiendo el mismo procedimiento descrito bajo el punto VIII, para los ítems #25 a 32 inclusive.

XII. En una hoja nueva de papel gráfico polar, construya el vector de unidad (U) (Vea la fig. 168) 1,00 unidades de largo a un ángulo de 0° . Tome nota, que los valores correspondientes al vector de unidad se hallan entrados en el formulario de datos como los ítems #39 y 40. El vector de unidad, siempre es de 1,0 unidades a 0° para todos los problemas vectoriales de dos planos. Una escala que se sugiere para el vector de unidad es de 1,0 unidad = 2,5 pulgadas. Vea la fig. 168.

NOTA: No confunda la escala del vector unidad con la que se usa para designar la amplitud de vibración para los vectores: N, F, N2, F2, N3, F3, etc. Se puede considerar el vector de unidad, como un vector sin dimensiones. Esto es porque se ha sugerido que se utilizará una hoja de gráfico separada, para evitar confusiones.

XIII. En el mismo papel gráfico con el vector de unidad, ...construya el vector \underline{a}_B , empleando la misma escala como la que se selecciono para el vector de unidad.

Se obtienen los valores para el vector \underline{aB} de los datos calculados, en los ítems #37 y 38.

No olvide que el valor del vector aB , ítem #38 se expresa en unidades par lo que en el ejemplo, de la fig. 168, $aB=0,22$ unidades de largo a un ángulo de 311° .

XIV. Siguiendo el mismo procedimiento utilizado para la construcción de los vector A, B, etc. enunciado en el numeral VII, construya el vector $E = (\underline{aB} \cdot U)$. Calcule y apunte los valores correspondientes al vector E, ítems #41 y 42. No olvide medir el largo de \underline{aB} , ítem 42 con la misma escala de unidad.

XV. Calcule los valores de los ítems #43 al 54 inclusive, siguiendo el mismo procedimiento descrito en el punto VIII.

Los ítems #51 y 52 representan la posición y la cantidad de peso de equilibrio que se necesita para el plano de corrección del EXTREMO CERCANO.

Los ítems #53 y 54, constituyen la posición y la cantidad de peso de equilibrio que se necesita para el plano de corrección del EXTREMO LEJANO.

Los ángulos que sirven para situar las pesas para equilibrar, van hacia la derecha desde la marca de referencia.

XVI. Antes de aplicar las pesas para corregir el equilibrio según indican los ítems: #51 al 54 inclusive, se sugiere que se realice una comprobación gráfica de la solución calculada de acuerdo con el siguiente detalle: (Una revisión así, nos revelará si han habido errores o no, en la solución).

Primero. - En una nueva hoja de papel gráfico polar, construya el vector θA , según los datos calculados en los ítems #43 y 44, y el vector $\underline{\theta B}$, de los ítems #45 y 46. Observe la fig. 78.

Para el largo de dichos vectores utilice la misma escala seleccionada para los vectores: N, F, N2, F2, N3, F3.

Segundo: -Calcule los valores de amplitud y ángulo para el vector $\emptyset BB$, (Vea fig. 78.) La amplitud = ítem #50 x ítem #24 y el ángulo = ítem #49 + ítem #23.

Tercero: - Calcule los valores de amplitud y ángulo para el vector θaA , (fig.169).

Amplitud = ítem #48 x ítem #22, o sea: $1,08 \times 2,9 = 3,13$.

Ángulo de fase = ítem # 47 + ítem # 21, o sea: $56^\circ + 350^\circ \times 406^\circ$;

$406^\circ - 360^\circ = 46^\circ$.

Cuarto: - Por medio de los valores calculados, proceda a construir los vectores: $\emptyset BB$ y θaA , según la misma escala utilizada para $\emptyset B$ y θA . Vea la fig.169.

Quinto - Construya el vector \underline{Y} , sumando los vectores $\emptyset B$ y $\emptyset BB$, complete el paralelogramo que aparece en la fig. 79.

La diagonal de dicho paralelogramo es el vector \underline{X} que debe ser igual al vector N , original, en su largo pero directamente opuesto.

Sexto: - Construya el vector \underline{Y} , sume los vectores $\emptyset B$ y θaA , nuevamente completando el paralelogramo. El vector \underline{X} , debe ser igual al vector original \underline{F} , en su longitud y directamente opuesto al mismo. Vea Fig. 79.

Séptimo: - Si los vectores N y X o los vectores F y Y , no son iguales y opuestos, seguramente ha habido un error en la solución.

XVII. Si la comprobación gráfica indica que la solución ha sido calculada correctamente, proceda a realizar la corrección de equilibrado indicado en el numeral XV.

NOTA: No deje de quitar la pesa de ensayo agregada en el punto IV.

XVIII. Aplicadas las correcciones de equilibrio, opere el rotor y revise si la vibración ha sido reducida a un nivel aceptable.

XIX. En el caso de que las correcciones aplicadas hayan reducido de modo significativo el desequilibrio, y que aun se necesite mas corrección, observe y

apunte los nuevos datos de desequilibrio, amplitud y fase, para ambos extremos, CERCANO y LEJANO.

En una nueva hoja para datos vectoriales en dos planos, (Ver hoja fig. 164) de entrada a dichos datos como los ítems #1 al 4 inclusive. También apunte sobre el nuevo formulario los ítems que estén marcados con un asterisco (*) en los datos originales. (Esto es los ítems: 5, 6, 11, 12, 17, 18, 19, 20, 25, 26, 27, 28, 41 y 42).

Ahora, no haga más que volver a calcular los ítems 29 a 26 y 43 a 54 inclusive, para calcular que correcciones de equilibrio se requieren.

No altere las correcciones anteriores.

Este es otro caso en que se puede realizar una comprobación gráfica, para comprobar si es correcta la solución calculada antes de aplicar los correctivos adicionales.

El procedimiento que se sigue para aplicar más correcciones de equilibrio puede ser de mucho valor en el caso de que el rotor se daba equilibrar en el futuro. No se tiene más que conectar los captadores de vibración, en las mismas posiciones que durante el equilibrado original tomando las lecturas de fase a base de la misma marca de referencia.

Apunte los nuevos datos sobre desequilibrio, de entrada en la hoja todos los ítems que vengan marcados con asterisco (*) volviendo a calcular luego para conocer las nuevas correcciones de equilibrio que se requieren.

En resumen, una vez elaborado con éxito el cálculo vectorial para dos planos en o para un rotor dado, este rotor podrá ser equilibrado en dos planos, en el futuro en una sola tentativa.

11. COMO EQUILIBRAR LOS ROTORES SALIENTES

Un rotor saliente es el que tiene los planos de corrección de equilibrio al exterior de los cojinetes que lo apoyan como se ve en la fig. 80. Esta configuración de rotor es la que a menudo se encuentra en los abanicos, sopladores y bombas, siendo muchas veces difícil equilibrarlos si se equilibra un solo plano de corrección.

Por lo general los rotores salientes, tendrán relaciones de longitud frente al diámetro o sea relaciones L/D bastante inferiores a 0,5.

Esto quiere decir que muchos problemas de rotores, pueden ser corregidos solamente solucionando el desequilibrio estático, Por lo tanto, refiriéndonos al rotor de la fig.80, el procedimiento que se recomienda es de empezar a equilibrar de acuerdo con las lecturas vibracionales del cojinete “A” con las pesas de corrección puestas en el plano N° 1. Utilice el vector estándar de plano único, para determinar tanto el peso como el sitio de las pesas que se necesita en el plano N° 1.

Consideremos que el cojinete “A” es el que responde al desequilibrio estático que hay en el sistema. Ya sabemos que puede corregirse una condición de desequilibrio estático, colocando una sola pesa en el mismo plano del centro de gravedad del rotor y que así mismo en el caso del rotor saliente de la fig. 80, el plano de corrección “B”, será normalmente el plano más próximo al centro de gravedad del rotor

Si la vibración en el cojinete sigue siendo inaceptable después del equilibrado en el plano N° 1, proceda a equilibrar para eliminar la vibración del cojinete “B”, realizando correcciones de peso en el plano N° 2. Sin embargo, la colocación de una pesa de ensayo en el plano N° 2 destruirá el equilibrado estático conseguido en el cojinete “A”. Por lo tanto, para poder mantener el equilibrio estático

en el cojinete “A”, se debe de utilizar una pesa de ensayo en forma de “PAR”. Un “par” consiste precisamente en una pesa de ensayo en el plano N° 2, con una pesa de igual peso colocada a 180° de la misma, pero colocada en el plano N° 1, como se ve en la fig. 81.

Para poder equilibrar la vibración en el cojinete “B”, la pesa para corrección de equilibrio del plano N° 2, siempre tiene que ir acompañada de una pesa igual, colocada 180° en el plano N° 1. Una vez agregado el peso en forma “par” los planos N° 2 y N° 1, proceda a equilibrar la vibración presentada en el cojinete “B”, mediante el cálculo vectorial estándar de plano único.

Después de realizar el equilibrado con respecto al cojinete “B”, revise a ver si el cojinete “A” sigue siendo aceptable. En caso de presentarse un aumento de vibración en el mismo hasta un nivel inaceptable, vuelva a equilibrar según el procedimiento seguido para el plano N° 1. Entonces, revise de nuevo el cojinete “B” reequilibrando si es necesario, valiéndose nuevamente de las pesas de ensayo en forma de un “par”. Repita el procedimiento mientras sea necesario hasta que tanto el cojinete “A” como el cojinete “B” hayan sido reducidos a vibraciones de niveles aceptables.

12. SUGERENCIAS PARA EL EQUILIBRADO

Hasta aquí hemos venido describiendo varias técnicas destinadas a resolver distintos problemas de equilibrado. Además de un conocimiento completo de dichos métodos de calcular la cantidad y posición de las pesas de corrección, hay muchos factores igualmente importantes para poder equilibrar con éxito. Estos se describen a continuación de manera resumida:

1. Antes de tratar de llevar a cabo un equilibrado, analice prime la vibración para estar seguro de que de veras se trata de un problema de desequilibrio. Aunque sí hemos puesto mucho énfasis en el equilibrado, esto no quiere decir que todos los problemas de vibración puedan resolverse así.
2. Inspeccione la máquina por si hay señales obvias de averías, tales como grietas en el rotor o en el eje. Asegúrese de que todos los pernos de anclaje estén debidamente ajustados. Revise el rotor a ver si hay mugre u otros depósitos acumulados. Cualquier equilibrado que se realice para corregir por una acumulación desigual de depósitos podrá ser una solución temporal ya que es fácil que dicho depósitos se desprendan luego.
3. A base de los datos analíticos que tiene, tome nota de que lecturas radiales resultan más elevadas, si las horizontales o las verticales, colocando los captadores de vibraciones en el sentido de la amplitud de vibración mas elevada que se haya medido. Se prefiere que las lecturas que se tomen en cada cojinete de la máquina sean en el mismo sentido, aunque esto no es indispensable.
4. Antes de apuntar las lecturas de desequilibrio, asegúrese de haber permitido que la máquina se establezca. Muchas máquinas al ser arrancadas de un estado de inmovilidad fría, requiere de un tiempo para estabilizarse en lo que respecta

a la velocidad, temperatura, etc., por lo que es muy fácil que las lecturas que den de amplitud de vibración y de ángulo de fase cambien de acuerdo con el cambio de velocidad y de temperatura. Por ejemplo: hay algunos turbo-generadores grandes que según se ha observado requieren hasta tres días para que las lecturas de amplitud de vibración y ángulo de fase lleguen a marcar un valor fijo.

5. Examine detenidamente el filtro de su analizador a ver si está debidamente sintonizado a la velocidad rotativa de la máquina, de observar y apuntar los datos sobre el desequilibrio, tanto en el caso de la primera tentativa como para las que le siguen, ya que si no se halla debidamente sintonizado el filtro a la amplitud pico, esto podrá introducir un cambio considerable de fase, dando lugar a soluciones equivocadas.

6. Mientras se está parando la máquina para agregar pesas de ensayo, pase el filtro de su analizador a la posición de filtrar (OUT) para observar el medidor de amplitud al parar la máquina en marcha libre. Si la máquina trabaja por debajo de una velocidad crítica, la vibración irá disminuyendo a paso regular al reducirse la velocidad. Pero si la máquina se halla funcionando a una velocidad superior a la crítica, la vibración se verá disminuir, volver a aumentar y disminuir de nuevo. La velocidad crítica aparecerá en el frecuencímetro, en el momento de producirse los picos de vibración. Tome nota de la cantidad de vibración presente a la velocidad de equilibrar, habrá que proceder con cuidado al escoger las pesas de ensayo a fin de evitar daños a la máquina, cuando esta se ponga en movimiento.

7. Con la máquina parada, observe y apunte cualquier vibración “ambiental” proveniente de otras máquinas que estén cerca. Una vibración ambiental que se produzca a la misma frecuencia que la velocidad de equilibrado o cerca de la misma, limitará el nivel al cual se podría equilibrar la máquina, haciendo extremadamente difícil el equilibrado del rotor.

8. Tenga cuidado al escoger las pesas de ensayo, puesto que si se escoge una pesa muy pequeña, no se notará cambio alguno de la amplitud o de la fase, por lo cual se desperdiciara el intento de equilibrado. En cambio, una pesa de ensayo demasiado grande puede dañar la máquina, sobre todo si esta funciona por encima de la velocidad crítica.

Por regla general, la pesa de ensayo que produzca un cambio del 30% de la vibración o un cambio del 30% de fase, será la que dará resultados satisfactorios en lo que respecta a los cálculos exactos.

Un modo común de escoger una pesa de ensayo, es utilizar una pesa que produzca una fuerza desequilibradora en el cojinete de soporte igual al 10% del peso del rotor que apoya el cojinete.

Por ejemplo: - El rotor que aparece en la figura 82, gira a 3.600 RPM, pesa 2.000 libras, y cada cojinete apoya 1000 libras, del peso del mismo. Una pesa de ensayo conveniente para cada plano de corrección, debería producir una fuerza de 10% de las 1.000 libras, o sea de 100 libras. Por la fórmula de fuerza presentada con anterioridad, el valor de la pesa de ensayo se podrá calcular como sigue:

Fuerza (en libras) = $1.77 \times (\text{RPM}/1.000)^2 \times \text{onzas-pulgadas}$.

Fuerza = $1.77 \times (3.600/1.000)^2 \times \text{onzas-pulgada}$

100 libras fuerza = $1.77 \times (3.6)^2 \times \text{onzas-pulgada}$.

Luego: $\text{Onzas-pulgadas} = 100 \text{ lbs.} / 1.77 \times 12,96 = 100 / 22,9392 = 4,36$.

En el ejemplo anterior que se expone arriba, una de las pesas de ensayo convenientes sería 4,36 onzas-pulgadas. Si se fuera a colocar la pesa a un radio de 6 pulgadas, el peso necesario sería de: $4,36 \text{ onzas-pulgada} / 6 \text{ pulgadas} = 0,73 \text{ onzas}$.

9. Sujete bien las pesas de ensayo para que no se vayan volando al poner a trabajar la máquina. Hay tantas maneras de agregar la pesa de ensayo, que una inspección visual del rotor, dará las más veces, el modo más apropiado de las aplicaciones particulares del caso.

Varias pesas de aceptación general aparecen en la fig. 83. Si hay una flange o bien, una zona empotrada, el barro para moldear, la cera de abejas sintéticas o la plastilina, pueden servir muy bien para pesas de ensayo. En el caso de los abanicos o sopladores grandes, las abrazaderas para vigas y los sujetadores en U pueden ser sujetados al filo interior de las aletas de abanico, de modo que la fuerza centrífuga ayude a tener la pesa en su sitio. Las pesas tipo tenazas que se ven en la fig. 83, las suministra la RED MECHANALYSIS en juegos Standard que se componen de pesas de ensayo en varios tamaños.

En el caso de los abanicos y sopladores tipo artillería se utilizan comúnmente las pesas tipo tenaza de la fig. 83, para correcciones provisionales y permanentes, pesas también suministradas IRD. MECHANALYSIS en juegos Standard de pesas de distintos tamaños.

Los sujetadores para mangueras, fajas de embalaje, y cinta de fiberglass se utilizan a menudo para aplicar una pesa de ensayo a los ejes o rodillos de 3 nudos. Así mismo se puede utilizar un compuesto epoxi/plomo tanto como una pesa de ensayo como un modo de llevar a cabo una corrección permanente en muchas piezas. Este material se vende en la plaza en una forma no conductora, para aplicaciones como las armaduras de motores eléctricos y generadores.

Las correcciones por pesas provisionales y permanentes, también pueden efectuarse soldando trozos de metal o metiendo arandelas o pernos en los agujeros roscados. En el caso de las máquinas totalmente encerradas que no

tengan posibilidad de agregarle peso, la adición de un “anillo de equilibrio” puede ser la solución, sobre todo si se requiere a menudo un equilibrado compensador.

Un anillo de equilibrio puede ser sencillamente una rueda como la que se ve en la fig. 84, que tenga agujeros roscados dispuestos al rededor de la circunferencia para agregar pernos y arandelas

10. Mire que se repitan las mismas condiciones de trabajo de la máquina con cada tentativa de equilibrado que se realice. Cualquier cambio de velocidad, carga o circulación, puede producir un cambio en las lecturas originales de desequilibrio. Cuando pase eso, inicie un nuevo problema.

Siguiendo estas sugerencias, tendremos pocos problemas de equilibrado, con cualquier técnica de las que se han descrito anteriormente.

Sin embargo, si se encuentra una situación cuyos datos analíticos indican claramente que el problema es de desequilibrio, a pesar de lo cual todo esfuerzo que se haga por equilibrar, deje de dar resultados, puede haber otro problema mecánico. A continuación se exponen unos cuantos problemas que se encuentran con mucha frecuencia: PRIMERO: Material Suelto; muchas máquinas como los abanicos, sopladores, etc. acumulan mugre o agua dentro de las aletas o ejes huecos. Si este es el caso, entonces cada vez que se arranca o para la máquina, el material en cuestión cambiara de posición lo que resulta desde luego, un cambio en desequilibrio original. SEGUNDO: El rotor anda suelto sobre su eje, este problema se da de vez en cuando en el caso de los rotores que han sido montados a presión sobre su eje. Si el ajuste de interferencia es incorrecto, pueda que el rotor de vuelta un poco

sobre el eje por resultado de la torsión de arranque o bajo una carga pesada, lo que naturalmente cambiará el desequilibrio inicial.

TERCERO: La máquina trabaja a velocidad de resonancia; si el rotor o la estructura que lo apoya resultan resonantes a la velocidad operacional, el equilibrado será en muchos casos muy difícil, puesto que al nivel de resonancia, la máquina puede hallarse muy sensible a los cambios relativamente mínimos en la cantidad o posición de la pesa de ensayo.

CUARTO: Juego excesivo de los cojinetes; la soltura y el juego excesivo de los cojinetes, a veces lleva al sistema a responder de Modo no lineal, similar, en fin, a los problemas que se encuentran al nivel de resonancia.

Otros problemas que a menudo hacen difícil el equilibrado (algunas veces imposible) incluyen la desalineación, los ejes deformados, la excentricidad, problemas eléctricos fuerzas recíprocas.

Estas fuentes de vibración las podemos corregir con un análisis detenido y una corrección o inspección visual.

13. COMO CAMBIAR EL RADIO DE LAS PESAS DE EQUILIBRADO.

Algunas veces, el radio al cual podemos agregar la pesa de ensayo, puede no ser el mismo que utilizamos para realizar cambios permanentes de peso. En un caso así, es necesario calcular la cantidad de peso permanente que se debe agregar al nuevo radio. Esto se hace asegurándose de que el producto de la pesa de ensayo por el radio sea igual.

Por ejemplo, supongamos que equilibráramos un rotor utilizando una pesa temporal de 24 gramos al radio de 30 pulgadas, sin embargo la pesa permanente tiene que ser colocada a un radio de 12 pulgadas únicamente. Para poder calcular que peso se necesita al radio de 12 pulgadas, utilice la fórmula que sigue:

$$\text{PESO 1 X RADIO 1} = \text{PESO 2 X RADIO 2}$$

entonces:

$$\frac{\text{PESO 2} = \text{PESO 1 X RADIO 1}}{\text{RADIO 2}}$$

$$24\text{gr} \times 30 \text{ pulgadas} = x \text{ gr.} \times 12 \text{ pulgadas} \quad \text{Entonces: } x \text{ gr. } \frac{24 \text{ gr} \times 30''}{12''}$$

$$x \text{ gr} = \frac{720 \text{ gr.} \cdot \text{pulgadas}}{12 \text{ pulgadas}} = 60 \text{ gramos.} \quad \mathbf{R}$$

Así es que una pesa de 60 gramos colocada a un radio de 12 pulgadas, es equivalente a la pesa de 24 gramos colocada a un radio de 30 pulgadas.

13.1 COMO DIVIDIR LAS PESAS PARA CORREGIR EL EQUILIBRIO.

Algunos rotores pueden tener un número muy limitado de posiciones angulares útiles para hacer correcciones de peso y es muy frecuente que una solución vectorial, requiera que se fije una pesa de equilibrio donde no hay lugar. La solución que requiere un problema así será agregando pesas a ambos lados de posición deseada, para que el resultado neto sea igual al que se obtendría con el peso puesto en el sitio indicado. Por ejemplo, al equilibrar un abanico de 6 palas o aletas, como el que se ve la [fig. 85](#), estando dispuestas las aletas a intervalos iguales de 60° . Después de agregar una pesa de ensayo a la aleta N° 1, el diagrama vectorial nos dirige que pasemos la pesa hacia la derecha a 75° , ajustándola a la vez a 20 gramos. Como se ve no hay aleta a 75° a la izquierda para colocar la pesa de equilibrio requerida. El problema ahora consiste en calcular el peso que vamos a agregar en cada aleta.

Para poder calcular el peso que requieren las hojas N° 2 y N° 3, construiremos un diagrama vectorial. Sobre una hoja de papel gráfico polar, trace la posición angular relativa de las aletas N° 2 y N° 3 de acuerdo con la [figura 86-A](#).

Luego, trace un vector que represente el peso correctivo requerido. La posición angular de dicho vector se halla a 75° a la derecha de la aleta N° 1, y mide 20 gramos de largo según dicta nuestro cálculo vectorial. Vea la [Fig. 86-B](#).

Ahora, complete el paralelogramo de acuerdo con la [fig. 177-C](#). trazando una línea desde el extremo del vector “cw”, paralela a la aleta N° 3, hasta cortar la aleta N° 2, tire así mismo una línea desde el extremo del vector cw paralela a la aleta N° 2 hasta cortar la aleta N° 3.

Para poder calcular que peso se requiere sobre la aleta N° 2, solo basta medir el largo del vector OA utilizando la misma escala que para el vector CW. Igualmente mida el vector OB para conocer el peso requerido para la aleta N°3. Ver fig- 86-D los vectores OA y OB demuestran que se necesitan 16,3 gramos de peso en la aleta N° 2 y 6,0 gramos en la aleta N° 3. Estas son desde luego las mismas pesas que se han agregado en el mismo radio que la pesa de ensayo original sobre la aleta N° 1. Tenga en cuenta que las dos pesas juntas ascienden a mas de 20 gramos.

Esto es normal puesto que las dos siempre dan un total mayor que el vector resultante CW.

13.2 COMO COMBINAR LAS PESAS PARA CORREGIR EL EQUILIBRADO.

Después de equilibrar un rotor en dos planos por el método vectorial de plano único, puede presentarse el caso de que 2,3, o mas pesas de equilibrado, han sido agregadas en un plano de corrección por resultados de equilibrados repetidos para eliminar el efecto cruzado. En vez de corregir de modo permanente para cada una de estas pesas pequeñas, resulta a menudo aconsejable combinar estas pesas en un solo plano, pueden ser combinadas en una sola pesa construyendo un diagrama vectorial.

Por ejemplo, consideremos las tres pesas de equilibrio sobre el rotor que se ve en la fig. 87 - A; para poder combinar estas pesas, se tiene que conocer tanto su peso como su posición angular.

Primero, trace un vector que represente la pesa de equilibrio N° 1. Vea la fig. 87 - B.

Para fines de comodidad, ya escogimos la mayor pesa para el N° 1 y construimos el vector correspondiente a 0° . La longitud de dicho vector corresponde al valor de su peso, 25 gramos. Luego, desde el extremo del vector del peso de equilibrio N° 1, construya un vector de 10 gramos de largo para representar la pesa de equilibrio N° 2, de acuerdo con la fig. 87 -C. Fíjese en que se traza el vector para la pesa de equilibrio N° 2 a un ángulo de 30° hacia la derecha desde la pesa de equilibrio N° 1, puesto que la posición de la pesa se halla a 30° a la derecha de la posición N° 1. Ahora desde el extremo del vector de la pesa de equilibrio N° 2, construya el vector para el peso de equilibrio N° 3, que es de 5 gramos de largo, vea la fig. 178 -D. Este vector se construye al ángulo de 45° , a la derecha del vector de la pesa de equilibrio N° 1.

Después de construir los vectores correspondientes a cada pesa de equilibrio según se indica, construya el vector “R” tirando una línea desde el origen (0) hasta el extremo del último vector según la fig.87-D. Este vector “R” resulta de la cantidad y posición de una sola pesa y la representa, y equivale a las tres pesas de equilibrio. Desde el vector “R”, vemos que se requiere una pesa de 38 gramos situada a una posición a 13° a la derecha de la pesa de equilibrio N° 1.

14. TOLERANCIAS PARA EL EQUILIBRADO

Una que otra vez durante la descripción del equilibrado se ha dicho repetidamente un componente debe ser “equilibrado hasta un nivel aceptable”. Pero, en que consiste un nivel aceptable de desequilibrio? Claro que un equilibrio bueno, sería el que no presentara desequilibrio alguno. Pero, querer conseguir un desequilibrio casi perfecto, no es ni práctico ni económicamente factible. Por lo tanto, se debe definir un límite razonable de aceptación.

En el caso de rotores equilibrados en el mismo sitio donde trabajan, la aceptación es normalmente determinada por el nivel de vibración de eje y cojinetes. Dichos niveles pueden ser los establecidos por las manufactureras de la máquina o por el usuario a base de la experiencia que ha tenido con los equipos. A defecto de límites establecidos, pueden servir de guía los gráficos sobre tolerancias vibracionales que aparecen a continuación.

14.1 GUÍA TENTATIVA A LAS TOLERANCIAS VIBRACIONALES PARA LAS MAQUINAS HERRAMIENTAS.

Desplazamiento de vibraciones leídas por medio de un captador sobre la caja de los cojinetes del husillo hacia el corte.

TIPO DE MÁQUINAS RECTIFICADORAS GAMA DE TOLERANCIAS

Fresadora de roscas	0.01	--	0.06	milésimas
Perfiladora	0.03	--	0.08	”

Rectificadora de cilindros	0.03 -- 0,10 ”
Esmeril de superficie (lectura vertical)	0.03 -- 0.2 ”
Tipo gardner o besly	0.05 -- 0.2 ”
Rectificadora sin centros	0.04 -- 0.1 ”
Cilindradora	0.06 -- 0.1 ”
Tornos	0.2 -- 1.0 ”

Los valores anteriormente citados, desprenden de la experiencia del personal de la IRD, que hace muchos años que identifican problemas en las máquinas, herramientas, mediante los equipos IRD. Sirven meramente para indicar la gana dentro de la cual se han producido partes satisfactorias, variando dichos valores según el tamaño y las tolerancias de acabado.

CUADRO 1 -- VELOCIDAD DE VIBRACIÓN

(PULGADAS /SEGUNDO PICO)

0.000 – 0,005pul/seg.	Sumamente	uniforme
0.005 – 0.01 pul/seg.	Muy	uniforme
0.01 – 0.02 pul/seg.	Uniforme	
0.02 --- 0.04 pul/seg.	Muy	bien
0.04 – 0.08 pul/seg.	Bien	
0.08 – 0.16 pul/seg.	Regular	
0.16 – 0.32 pul/seg.	Algo	violenta
0.32 – 0.64 pul/seg.	Violenta	
Arriba de 0.64 pul/seg.	Muy violenta.	

Los rotores equilibrados por máquina, normalmente lo son para un nivel específico de “desequilibrio residual admisible”, expresado en unidades de:

onzas-pulgadas, gramos-pulgadas, gramos-centímetros, gramos-milímetros, etc. Dichas tolerancias de desequilibrio pueden especificarlas el fabricante de la máquina, pero a su defecto, hay otros parámetros que pueden ser empleados.

Por ejemplo, un AUTOR sugiere: que sea el límite, una fuerza razonable aplicada a un cojinete debido al desequilibrio del 10% del peso del rotor que apoya el cojinete.

Para aclarar este método, Consideremos un rotor que pesa 5.000 libras y gira a velocidad de 1.800 RPM.; el cual está apoyado sobre dos cojinetes.

Por tanto la fuerza centrífuga admisible sobre cada cojinete debido al desequilibrio, sería de 250 libras.

O sea: $5.000 \times 10\% / 100 = 500 / 2 = 250$ libras por cada cojinete.

Ahora, si tenemos en cuenta la fórmula vista anteriormente, cuando deseábamos hallar la fuerza centrífuga en onzas-pulgada, diremos que:
 $F = 1.77 \times (\text{RPM}/1000)^2 \times \text{onzas-pulgada}.$

$$\begin{aligned} \text{luego: Onzas-pulgada} &= \frac{\text{FUERZA}}{1.77 \times (\text{RPM}/1000)^2} = \frac{250 \text{ libras}}{1.77 \times (\text{RPM}/1000)^2} \\ &= \frac{250}{5,73} = 43,6 \text{ R} \end{aligned}$$

Por lo tanto, de acuerdo con esta norma, la tolerancia de desequilibrio, o sea el desequilibrio residual admisible es de 43,6 onzas-pulgada.

Si el radio que hemos elegido para equilibrar el rotor es de 10 pulgadas, entonces el peso que ocasiona el desequilibrio no puede ser mayor que: 4,36 onzas.

O sea: Peso de la masa que ocasiona el desequilibrio =

$$= \frac{43,6}{10} = 4,36 \text{ onzas.}$$

$$\frac{\text{Onzas} - \text{pulgada}}{\text{Radio en pulgadas}}$$

14.2 COMO CONVERTIR LAS UNIDADES DE AMPLITUD VIBRACIONAL EN UNIDADES DE DESEQUILIBRIO

En muchos casos, los mismos instrumentos que sirven para el análisis de vibraciones y el equilibrado en sitio, también se aplican a la máquina de equilibrado.

Como normalmente dichos instrumentos dan lecturas en unidades de desplazamiento o velocidad, sería deseable poder establecer la correspondencia entre unidades vibración y unidades de desequilibrio, para saber si un rotor ha quedado equilibrado dentro las tolerancias requeridas o no.

Esta relación puede ser fácilmente establecida, para cada plano de corrección, tal como se explica en el ejemplo que sigue: Dado un rotor que requiere que se equilibre hasta una tolerancia de tres onzas-pulgada en dos planos, al funcionar sobre la máquina equilibradora las lecturas originales que da para los planos de corrección son: Plano de corrección izquierdo 10 milésimos a 240°
Plano de corrección derecho 7 milésimos a 200°

PRIMERO: Para poder determinar el nivel de vibración hasta dónde debemos equilibrar en el plano izquierdo, solo se tiene que agregar una pesa de ensayo en el plano de corrección izquierdo, por lo que se agrega una pesa de ensayo de 3

onzas a un radio de 6 pulgadas. Así, que la pesa de ensayo igual a: $3 \times 6 = 18$ onzas-pulgada.

Colocada la pesa de ensayo en el plano izquierdo, se vuelve a poner en marcha el rotor para obtener la lectura de "0+T", En nuestro ejemplo "0+T" 8 milésimos a 120° en el cojinete izquierdo.

Luego sobre una hoja de papel gráfico polar, proceda a construir el vector "0" (10 milésimos a 240°) y el vector "0+T" (8 milésimos a 120°).

Ahora, conecte el extremo del vector "0" al extremo del vector "0+T" para localizar el vector "T". Vea la fig. 89.

Mida la longitud del vector T con la misma escala que para 0 y 0+T. De acuerdo con el ejemplo que aparece en la fig. 89, el vector T igual a 15,5 milésimos.

El vector T representa el efecto producido por la pesa de ensayo sola. En otras palabras, la pesa de ensayo de 18 onzas-pulgadas equivale a 15,5 milésimos de vibración. Conociendo esta igualdad o equivalencia, podremos ya determinar el nivel de vibración equivalente a la tolerancia de desequilibrio de 3 onzas-pulgada, exigida en este ejemplo para el plano izquierdo.

Si, 18 onzas-pulgada produjeron un efecto de 15.5 milésimos de vibración... 1 onza-pulgada producirá...

Luego: $\frac{18 \text{ onzas-pulgadas}}{1 \text{ onza - pulgada}} = \frac{15,5 \text{ milésimos vibración}}{X}$

$X = \frac{1 \text{ onza-pulgadas} \times 15,5 \text{ milésimos vibración}}{18 \text{ onzas-pulgadas}} = 0,86 \text{ milésimos de vibración}$

Para cumplir con el requisito de 3 onzas-pulgada, diremos:

3 onzas-pulgada, multiplicadas por 0.86 milésimos de vibración igual a 2,58 milésimos.

$$3 \times 0,86 = 2,58$$

De lo anterior concluimos que es necesario equilibrar hasta una cifra inferior a 2.58 milésimos de vibración en el cojinete izquierdo, para poder cumplir con la tolerancia específica de 3 onzas-pulgada.

Para poder calcular el nivel de vibración máximo requerido en el cojinete derecho, agregue una pesa de ensayo conocida en el plano de corrección derecho y realice los cálculos de manera semejante.

RESUMEN

Los informes proporcionados en el presente capítulo permiten resolver los problemas que se encuentran con respecto al equilibrado, tanto en el sitio donde trabaja la máquina como en el taller de equilibrado.

Hay muchas otras técnicas y problemas relacionados con el equilibrado que no se han presentado aquí, como por ejemplo el equilibrado multiplanar, equilibrado de rodillos flexibles, equilibrado sin medición de fase, como cumplir con una tolerancia de equilibrio residual. Estos sectores, así como muchos problemas especiales relacionados con el equilibrado en sitio y por máquinas se incluyen en el programa IRD MECHANALYSIS de capacitación adelantada.

14.3 OTRA NORMA PARA TOLERANCIAS DE EQUILIBRADO SEGÚN LA VDI

Otra norma que sirve para establecer tolerancias de desequilibrio, es la “Guía de tolerancias de desequilibrio para rotores rígidos”, de la fig. 88. Se trata de una norma o guía desarrollada por la sociedad de Ingenieros

Alemanes (VDI), que tiene en cuenta tanto a velocidad rotativa, como el tipo de pieza que equilibra. Si observamos el gráfico de la figura 88, notaremos que nos indica seis bandas de tolerancias, correspondiendo cada una a una clasificación específica del rotor.

Para usar la “guía de tolerancias de desequilibrio”, lo primero que se hace es determinar a que clasificación pertenece el rotor, según los ejemplos que se dan en el cuadro.

La armadura de motor de 5.000 libras de nuestro ejemplo anterior se clasifica bajo G2.5, debido a su gran envergadura.

Luego refiriéndonos a la banda de tolerancias G2.5 del cuadro fig.88, localice los valores superiores e inferiores de la tolerancia de desequilibrio, cifras que se expresan en unidades de: ONZAS PULGADA X PESO DEL ROTOR LIBRAS/1.000.

El valor de las RPM. sobre el que se escoge la tolerancia debe ser el de la velocidad normal máxima de trabajo del rotor en su instalación final.

En nuestro ejemplo, RPM. máxima = 1.800; por lo que los límites superior e inferior respectivos son de 8.0 y 3.5 según el gráfico de la fig 88. Al utilizar este gráfico, se sugiere utilizar los valores correspondientes al límite superior si se va a instalar el rotor en una estructura rígida y maciza.

En cambio se utilizan los valores para el límite inferior, si se trata de una estructura flexible de peso liviano.

En nuestro ejemplo utilizamos el valor 8,0 para el límite superior.

El valor de la tolerancia de 8,0 que da el gráfico, se expresa en onzas por pulgada por cada 1.000 libras de peso del rotor. Por lo tanto si el rotor pesa 5.000 libras, se calcula la tolerancia total dividiendo el peso del rotor por 1.000 y el resultado se multiplica por el valor obtenido del gráfico.

Ejemplo: tolerancia total de desequilibrio (5.000libras/1.000) X 8.0

$$= 5 \times 8.0 = 40 \text{ onzas-pulgada. } \underline{R}$$

El valor de tolerancia que así se obtiene, representa la tolerancia total de desequilibrio.

Si el rotor se equilibra en más de un plano de corrección, dicho valor total tiene que ser dividido por el número de planos de corrección, para poder determinar la tolerancia de desequilibrio de cada uno.

Si el rotor presenta un problema de plano único, se aplica la tolerancia total al único plano de corrección.

En resumen, los parámetros que aquí se presentan para establecer las tolerancias de desequilibrio, pueda que no se acomoden a todas las aplicaciones específicas, pero si sirven al fin propuesto, para establecer un punto de partida.

14.4 CALIDAD DEL EQUILIBRADO SEGÚN LA VDI

De la calidad de compensación de la masa, depende la tranquilidad de marcha de un cuerpo giratorio.

Una medida exacta absoluta de la calidad de equilibrado, es la que forman los desequilibrios residuales existentes en el cuerpo, y que pueden representarse perfectamente por el desequilibrio estático en g.mm el cual actúa en el centro de gravedad, y por el momento de desequilibrio en g.mm; pero que puede referirse también de una manera terminante a dos planos del cuerpo a equilibrar.

Así pues, la forma más indicada que debe darse a las prescripciones de calidad en los planos de taller, es la indicación del desequilibrio residual admisible (D.R.A) en g.mm, para cada uno de los planos de compensación.

La magnitud de los desequilibrios admisibles depende, en primer lugar del peso del rotor. En iguales circunstancias, un rotor grande deberá tener un

desequilibrio admisible grande y un rotor pequeño, deberá tener un desequilibrio admisible pequeño.

Por este motivo, para establecer las comparaciones y como regla general, se recomienda la medida de DESEQUILIBRIO ESPECÍFICO (\bar{E}), que se define como la relación entre la magnitud del desequilibrio (\bar{U}) en g.mm y la masa (G) del cuerpo a equilibrar, en Kg.

La dimensión: $\text{g. X mm/Kg.} = \frac{\bar{U}}{G} = \bar{E}$

\bar{E} , es el desequilibrio específico, y equivale al desplazamiento del centro de gravedad del eje rotacional, producido por el desequilibrio.

Si recordamos lo visto en el capítulo 5.0, cuando decíamos $\bar{U} = u \times r$; también podemos decir ahora que; $\bar{E} = u \times r / G$

NORMAS PARA DETERMINAR LA CALIDAD DEL EQUILIBRADO NECESARIAS.

GRUPO DE CALIDAD	CLASE DE ROTOR	Desequilibrio residual admisible en mm.g por cada kg de peso del cuerpo a equilibrar.
A	Giroscopio de gran número de revoluciones, inducidos, ejes y discos de rectificadoras de precisión.	0.2.....1.0
B	Inducidos de pequeños motores de máximo número de revoluciones, turbinas de gas pequeñas y medias, ventiladores de marcha rápida, transmisiones de rectificadoras.	0.5.....2.5
C	Inducidos de motores pequeños, ventiladores de carga, turbinas a gas y de vapor, turbo-generadores,	2.....10

	compresores y bombas centrífugas.	
D	Inducidos de motores eléctricos comerciales corrientes, ventiladores, elementos de máquinas y piezas de máquinas-herramientas, engranajes de marcha rápida, cigüeñales de motores de 4 o más cilindros; piezas de marcha rápida de la técnica de procedimientos.	5.....25
E	Ejes cardán, cigüeñales de 1, 2 y 3 cilindros (con fuerzas de masas de vaivén no compensables), ruedas de automóviles, llanta, juegos de ruedas, piezas de marcha lenta de máquinas trituradoras, máquinas textiles, cilindros de trilladoras, etc.	20.....100

NOTA 1mm. g/kg equivale a un desplazamiento del centro de gravedad de 1/1000 mm. O sea: 1/1000 mm. = 0.001 mm. = 1 mμ

14.5 COMO CALCULAR EI DESEQUILIBRIO RESIDUAL ADMISIBLE, EN BASE AL DESEQUILIBRIO ESPECIFICO.

Podemos también determinar el DRA, en base al desplazamiento del centro de gravedad, producto de la fuerza centrífuga de una masa sin compensar, la cual ocasiona un desequilibrio: U

En la unidad N°6, página 9 vimos que $U = u \times r$; también vimos que $U/G = E$ Luego si E, equivale al desplazamiento del centro de gravedad, que es el mismo “desequilibrio específico”, entonces podemos decir que:
 $DRA = U/G = (u \times r)/G = E$

Se debe tener en cuenta que el valor de E: en este caso se da en (micras—metro). La tabla vista arriba nos indica- los valores- del desequilibrio residual admisible en micras, para cada uno de los grupos de calidad.

14.6 RELACIÓN ENTRE LAS TOLERANCIAS O DESEQUILIBRIO Y LAS REVOLUCIONES DE SERVICIO

Las calidades de *equilibrado* que pueden considerarse necesarias, se pueden determinar en base a los siguientes aspectos:

1. Por el peso del equipo a equilibrar.
2. Por las revoluciones de servicio del Equipo.
- 3 Por la necesidad de aplicación o empleo.
4. Por la relación entre masas de las partes giratorias y no giratorias de la máquina.
5. Por el grado de rigidez del rotor y de sus alojamientos. (es decir por la magnitud del aumento de resonancia)

La determinación del “desequilibrio residual admisible” no se debe dejar a discreción del taller, sino que debe establecerse en cada caso por medio de pruebas prácticas.

En las condiciones de servicio, se comprobará a partir de qué magnitud las oscilaciones producidas por el desequilibrio exceden del nivel de las oscilaciones perturbadoras normales, o a partir de qué magnitud se influye en la duración o seguridad del apoyo.

Especialistas del Ramo Técnico de las oscilaciones, de la VDI.,_basados en las observaciones prácticas de muchos años, dividieron los cuerpos rotatorios a equilibrar en seis categorías o grupos.

A cada uno de estos grupos le asignaron una constante de calidad (Q), las cuales oscilan dentro de una banda con márgenes superiores e inferiores de tolerancias. Los valores correspondientes a las márgenes superiores de la banda, se pueden

aplicar a cuerpos rígidos, bastante pesados, cuya velocidad de trabajo esté por debajo del 70% de la velocidad de deflexión del rotor a equilibrar, o sea, por debajo de la velocidad crítica.

El valor correspondiente a los márgenes inferiores de las bandas, se aplica a los rotores flexibles y livianos cuya velocidad de trabajo está por encima del 70% de la velocidad de deflexión o primera velocidad crítica del rotor Ver figura 88.

15. GRUPOS DE ELEMENTOS A EQUILIBRAR SEGÚN LAS NORMAS DE CALIDAD VDI

Grupos de calidades	Ejemplos para tipos de rotores	Desequilibrio máx. Admisible en g. mm por kg masa de rotor, es decir, e adm en um para revoluciones de servicio max. n					e adm 10 00
		n U/mi n.	30 0	95 0	30 00	950 0	
G 4.0	Ruedas de automóvil, llantas, ruedas de ferrocarril, ejes cardán: grupos de accionamiento de motores de automóviles, camiones y locomotoras		125 0	40 0	125 0		4.0
			500	16 0	50		16
G 1.5	Ejes cardán con requisitos especiales. Piezas de máquinas trituradoras y máquinas de agricultura, elementos unitarios de accionamiento de motores de automóviles, camiones y locomotoras; motores a presión (6 y más cilindros) con requisitos especiales) ²		560	16 0	50	16	16
			200	63	20	6.3	6.3
G 6.3	Partes de máquinas de la técnica de procesos; tambores centrífugos, ventiladores, volantes, bombas centrífugas, piezas de máquinas herramientas, inducidos normales de electromotores,		200	63	2	6.3	2
						2	6.3

² Para cuerpos rígidos con dos planos de compensación, en general es admisible por cada plano la mitad del valor indicativo correspondiente. Para rotores discoideos con un plano de compensación corresponde el valor indicativo total. El desequilibrio mismo residual admisible, es en ambos casos 0.

	piezas unitarias de accionamientos por cigüeñal con requisitos especiales.	80	25	8	2.5	0.8	2.5
G 2.5	Rotores de turbinas de motopropulsoras, turbinas a gas y a vapor, turboventiladores, turbogeneradores, accionamiento de máquinas herramientas, inducidos de electromotores medianos y grandes con requisitos especiales, inducidos de motores pequeños, bombas con accionamiento a turbina.		25	8	2.5	0.8	2.5
			10	3.15	1	0.315	1
G 1 Equilibrado de precisión	Accionamiento de magnetófonos y accionamiento de máquinas rectificadoras, inducidos de motores pequeños con requisitos especiales.			3.15	1	0.315	1
				1.25	0.4	0.125	0.4
G 0.4 Equilibrado de alta precisión	Inducidos-ejes y discos de máquinas rectificadoras de alta precisión, giroscopios.			1.25	0.4	0.125	0.4
				0.5	0.16	0.05	0.16

15. 1 GRUPO DE ELEMENTOS A EQUILIBRAR CON REQUISITOS ESPECIALES

Los elementos del grupo G1, deben equilibrarse en sus propios rodamientos de bolas, o por lo menos, girando en el anillo interior. Por consiguiente, la tolerancia de este desequilibrio de este grupo es menor que el posible desplazamiento del centro de gravedad, por el calado de los rodamientos de bolas.

Cuando sea necesario desmontar previamente el rodamiento de bolas para efectuar después el montaje final de un rotor equilibrado en sus cojinetes, debe marcarse la posición angular del anillo interior del cojinete con respecto al árbol. En el caso de que los rotores del G1, giren sobre cojinetes deslizantes, (chumaceras) debe tener cuidado de colocarlos en la equilibradora exactamente en los lugares de los cojinetes de servicio, pues las menores desviaciones axiales, aunque solo se trate de unos milímetros, puede producir desplazamiento del centro de gravedad de 1 a 2 μm incluso en ejes rectificadas.

Al equilibrar piezas de rotor sobre ejes o en bridas auxiliares, podrán mantenerse las tolerancias señaladas únicamente si además del desequilibrio del eje auxiliar, también se somete a control la marcha y el juego de las superficies de ajustes.

15.2 DESEQUILIBRIO RESIDUAL ADMISIBLE D.R.A.

Cuando se conoce la constante de calidad (Q) dad por la VID., el desequilibrio residual admisible (DRA), se encontrará en la hoja de diagramas, como sigue:

Partiendo desde el número de revoluciones de servicio del equipo a equilibrar; (sobre la abscisa) se sigue perpendicularmente hacia arriba hasta encontrar la línea que nos indica la constante de calidad (Q), según la banda correspondiente al grupo del equipo que estemos balanceado. Desde allí nos dirigimos horizontalmente hacia la izquierda hasta encontrar la ordenada, aquí se lee el valor del grado de la calidad (K), del desequilibrio residual admisible, expresado en gramos por milímetro por cada kilo de peso.

NOTA: Procure no confundir la constante del grupo de calidad (Q), con la constante de calidad (K) del desequilibrio residual admisible.

Al conocer la constante de desequilibrio, podemos hallar el desequilibrio residual admisible multiplicando el valor de la constante de calidad dado en: gr. X mm/kg. por el peso en kilogramos masa, del rotor a equilibrar y dividiendo el producto por el valor del radio o radios de los planos de compensación dados en milímetros.

Si representamos el peso de la masa del rotor por..... M = masa en kilos

Si representamos la constante del desequilibrio por K = g X mm/kg.

Si representamos radio del plano de compensación por r = mm.

Podemos decir que:

Para los rotores discoideos, con un solo plano de compensación, podemos aplicar la fórmula anterior.

Para rotores o cuerpos rígidos con dos planos de compensación y colocados simétricamente sobre los caballetes de apoyo de la máquina equilibradora se aplica la fórmula:

EJEMPLO: El rotor de una turbina pesa 1.000 kilogramos masa, gira a 1.500 RPM, está colocado simétricamente sobre los dos caballetes de apoyo de la equilibradora, si los planos de compensación están ubicados sobre un radio de 400 mm. ¿Cuál será el DRA. para cada uno de los planos de compensación?

Desarrollo del problema enunciado en la segunda hoja anterior. Según el diagrama de la página anterior, la constante del grado de calidad para turbinas es R 2.5.

Analizando el diagrama en la forma descrita, encontramos que $K = 16$

$$\text{Luego, si : } DRA = \frac{K \times M}{2r}$$

$$\text{Entonces: } DRA = \frac{16g. mn/kg \times 1.000 kg}{2(400) mm} = \frac{16g. \times 1.000}{800 mm} = 20 \text{ gramos.}$$

Esto quiere decir que el “desequilibrio residual admisible” para cada plano de compensación es de 20 gramos. Por lo tanto las lecturas que indique los vectorímetros “E1” y “E2” no deben sobre pasar dicho valor.

EJEMPLO N° 2: El rotor de un compresor pesa 400 kilogramos masa, trabaja a 9500 RPM. está ubicado simétricamente sobre los dos caballetes de apoyo de la equilibradora, para su balanceo hemos seleccionado los planos de compensación “E1” y “E2” sobre un radio de 100 milímetros.

Deseamos conocer cual es el máximo “desequilibrio residual admisible” para este equipo.

DATOS DEL PROBLEMA:

Peso del rotor a equilibrar.....400 kilos

Velocidad de trabajo..... 9 .500 RPM.

Radios de los planos de compensación.....100 mm.

El rotor pertenece al grupo de calidad..... Q 2,5

El grado de calidad según el diagrama.....K 2,5

Aplicando la fórmula tenemos: $DRA. = k \times M/2r$ DRA.

$$\text{Entonces: } DRA = \frac{2,5 g. mm/kg \times 400 kg}{200 mm} = \frac{1.000g}{200} = 5 \text{ gramos.}$$

De lo anterior, podemos deducir que el máximo desequilibrio que puede aceptar un rotor en estas condiciones es de 5 gramos, en cada uno de los caballetes de apoyo.

Dicho desequilibrio se manifiesta en los vectorímetros, bajo la indicación del punto luminoso.

16. DISEÑO DEL DISPOSITIVO PARA BALANCEO

16.1 FORMULACION DE HIPOTESIS

El desbalanceo y la vibración en las máquinas rotativas, perjudica y afecta directamente la eficiencia de estas máquinas.

16.1.1 Operacionalizacion De Las Variables

VARIABLE	INDICADORES	RPM	FUENTE
Desbalanceo	0 onzas/pulgadas	10000	Operation and maintenance instruction manual
	1 onzas/pulgadas	10000	
	2 onzas/pulgadas	10000	
	3 onzas/pulgadas	10000	
	4 onzas/pulgadas	10000	
	5 o más onz/pulg.	10000	
Eficiencia	96 %	10000	Operation and maintenance instruction manual
	90 %	10000	
	85 %	10000	
	79 %	10000	
	75 %	10000	
	70 %	10000	

16. 2 DISEÑO METODOLOGICO

16.2.1 Tipo De Investigación

Hasta ahora todo lo relacionado con el problema objeto de esta investigación es experimental dado que se está trabajando con máquinas en donde se requieren procedimiento de cálculos técnicos para satisfacer las necesidades de la industria y se pretende alcanzar el objetivo a través de ensayos y experiencias.

16. 3 POBLACION Y MUESTRA

16.3.1 Población

Para nuestra investigación tomamos una población de todas las máquinas rotativas como: turbinas, bombas, motores, reactores, torres de enfriamiento en general.

16.3.2 Muestra

Por método (MAS.)

BOMBAS CENTRIFUGAS

A. TAMAÑO DE LA MUESTRA (n)

$$N = 600/2 \qquad n = \frac{\sigma^2}{\frac{\sigma^2}{Z^2} + \frac{E^2}{N^2}} = 174$$

Entonces el tamaño de la muestra es de 174

$\sigma=0.4$ $E=5\%$ $Z=1.96$

16.4 RECOLECCIÓN Y FUENTES DE INFORMACIÓN

16.4.1 Fuentes Primarias

Para esta investigación la recolección de la información está basada en la observación directa dado que los investigadores están trabajando en talleres donde día a día hay necesidad de resolver los problemas acarreados por vibraciones y desbalanceamiento en las máquinas de la zona industrial de Mamonal. Además de recopilar y analizar las sugerencias hechas por técnicos especializados en el ramo y que tengan experiencia en el mismo.

16.4.2 Fuentes Secundarias

La información secundaria para el diseño de este proyecto se obtendrá por medio de catálogos, revistas, libros especializados en el tema, así como de páginas de Internet y de tesis ya existentes.

16.4.3 Procesamiento De La Información

Para el procesamiento de la información primero se recolectarán las sugerencias y observaciones hechas por operarios de estas máquinas, basados en eso se procederá a definir parámetros necesarios para el diseño del banco de prueba para el análisis de vibraciones, utilizando consultas bibliográficas en Internet y la asesoría experta. Además contamos con los datos técnicos del manual COLTPM para la lectura y codificación de la señal.

16.5 LABORATORIOS Y LOCALES REQUERIDOS

Este proyecto utilizará recursos, y herramientas de la empresa AMERICAN CHEMICAL SERVICES LTDA, quien tiene una infraestructura adecuada para

realizar dicho diseño, además de contar con personal calificado para el montaje del mismo.

16.5.1 Especificación De Actividades

ACTIVIDAD 1: Recolección y tratamiento de la información.

En esta actividad se obtendrá la mayor cantidad de información posible referente al tema a través de las fuentes arriba mencionadas y clasificarla de acuerdo a su importancia y utilidad en el desarrollo del proyecto.

ACTIVIDAD 2: DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

Se buscará la geometría adecuada para el alojamiento del equipo codificador COLTPM existente, para que opere dinámicamente con éxito.

ACTIVIDAD 3: DIMENSIONAMIENTO DEL BANCO

En esta etapa se originarán las medidas de la parte estructural del Banco de pruebas para el análisis de balanceo, teniendo en cuenta las dimensiones del Equipo medidor y codificador de señales COLTPM existente.

ACTIVIDAD 4: CALCULO DE LA PARTE ESTRUCTURAL.

En esta etapa se hará lo referente a los cálculos de las partes componentes del diseño de manera que sean muy ajustadas evitando el desperdicio de materiales para no tener sobre costos.

ACTIVIDAD 5: COTIZACION DE MATERIALES

Para esto se visitarán varias distribuidoras locales, como de otras ciudades para escoger los mejores precios.

16. 6 PRESUPUESTO

16.6.1 Presupuesto De Diseño

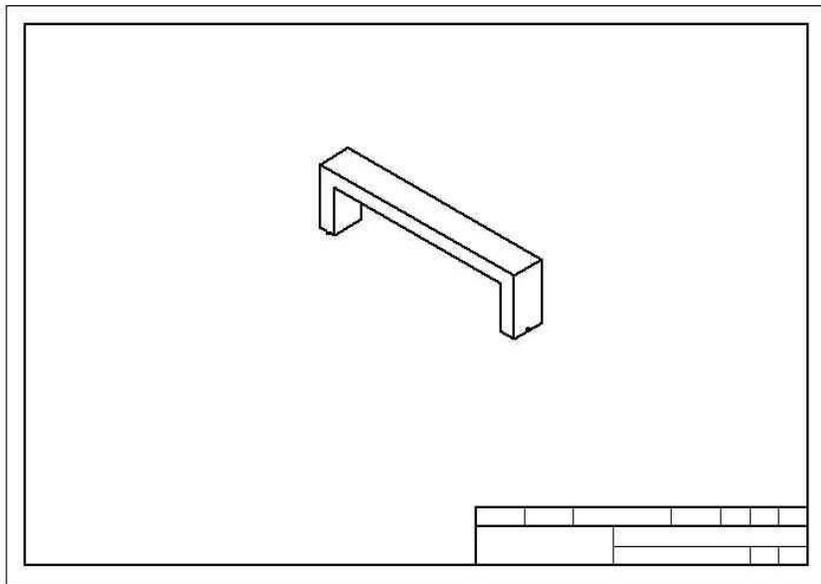
ITEM	VALOR
<ul style="list-style-type: none"> • Transcripciones • Fotocopias • Transporte • Digitalización de planos • Empaste y anillado de documentos • Digitalización de gráficas • Fotografías • Literatura • Papelería y útiles de oficina 	290.000 60.000 350.000 150.000 70.000 150.000 80.000 159.000 210.000
TOTAL	\$1.519.000

16.6. 2 Presupuesto De Construcción

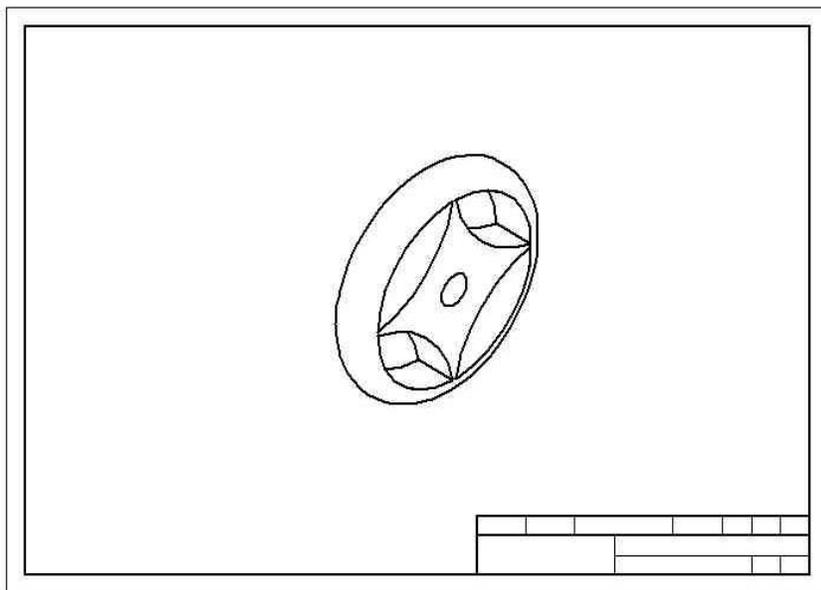
(Cuando la empresa decida construirla)

ITEM	VALOR
EQUIPO COLTPM	
<ul style="list-style-type: none"> • Perfilaría y accesorios varios • Mano de obra • Transporte de materiales • imprevistos 	2.300.000 648.000 200.000 150.000
TOTAL	\$3.298.000

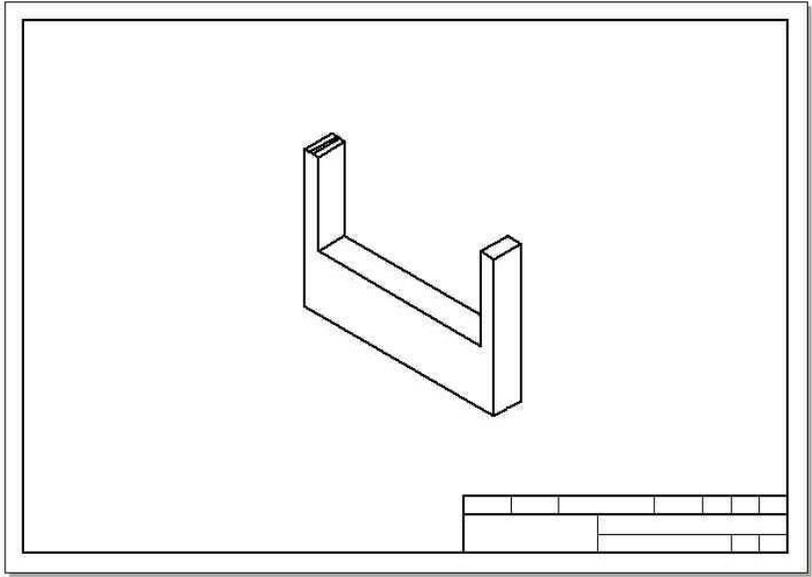
16.7 PLANOS DE REFERENCIAS DE LA MÁQUINA



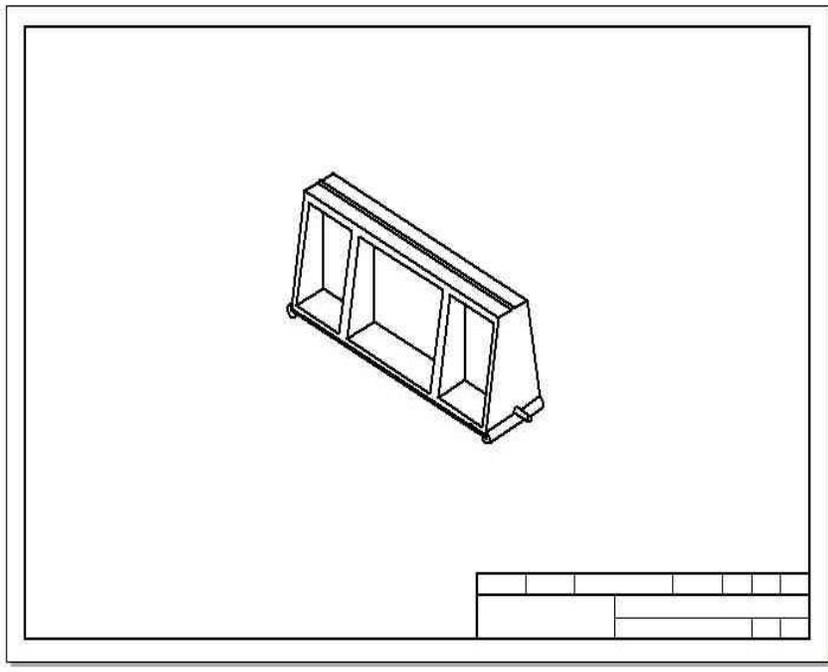
Soporte de Sensores



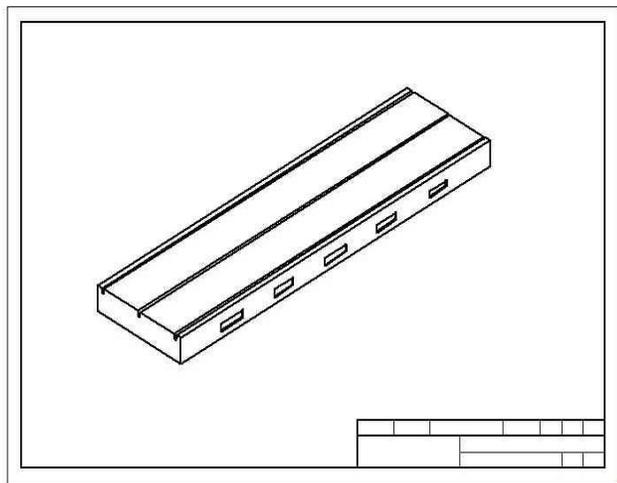
Manubrio para mover el carro



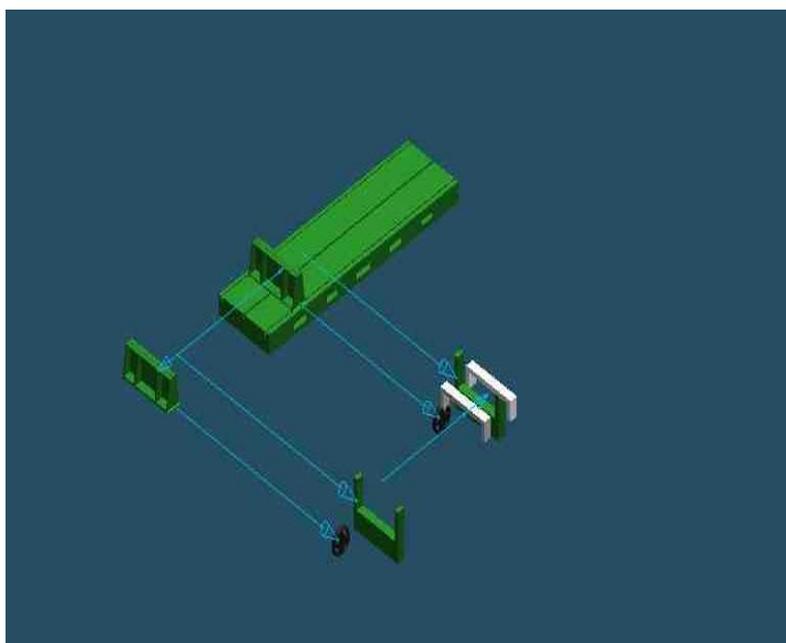
Soporte para eje a balancear



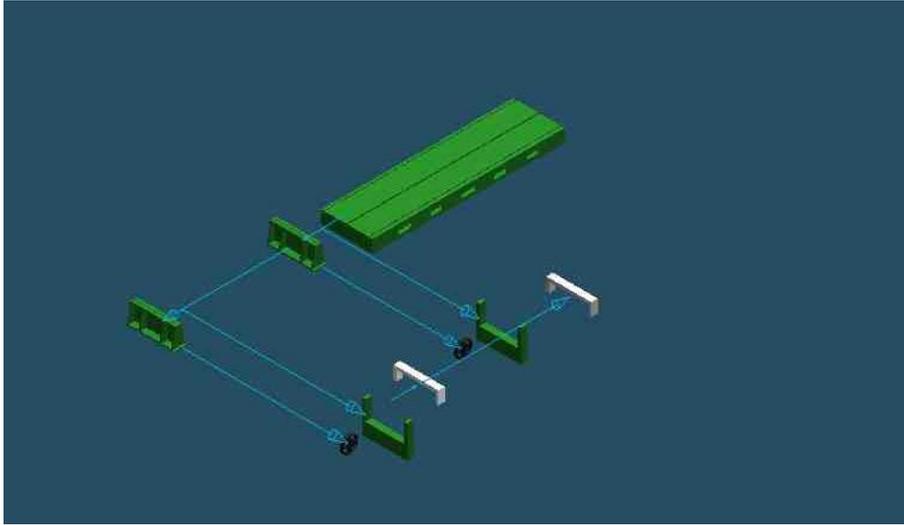
Refuerzo de los soportes



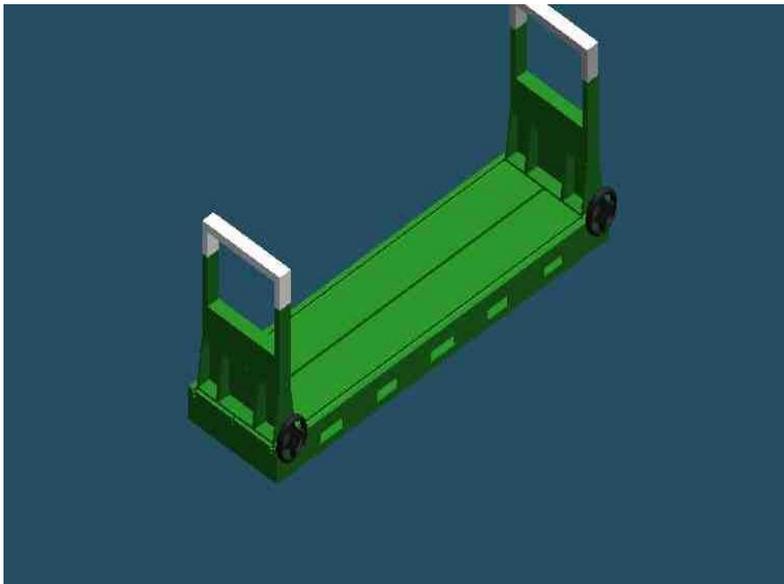
Base del dispositivo



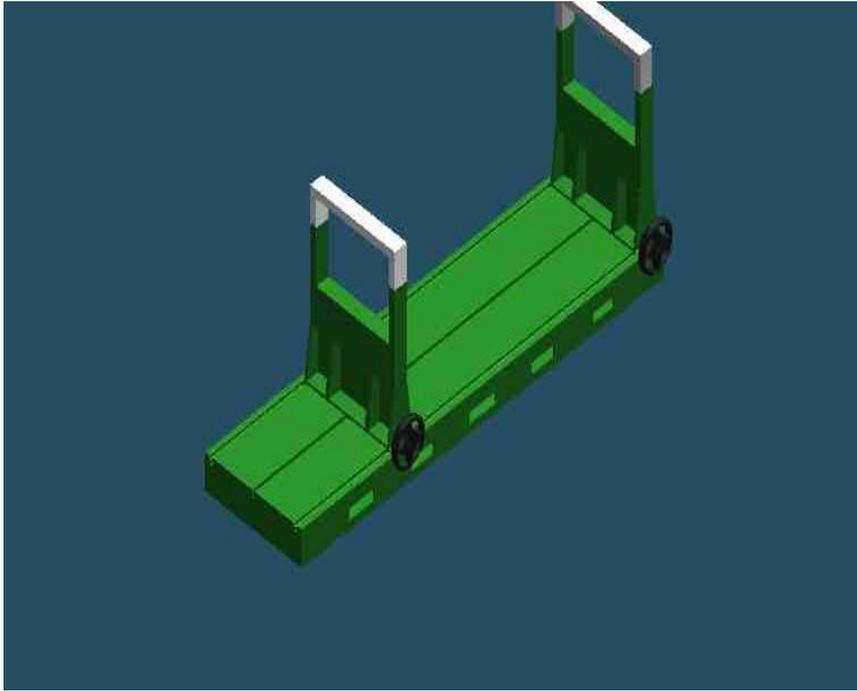
Ensamble de la base del dispositivo de balanceo



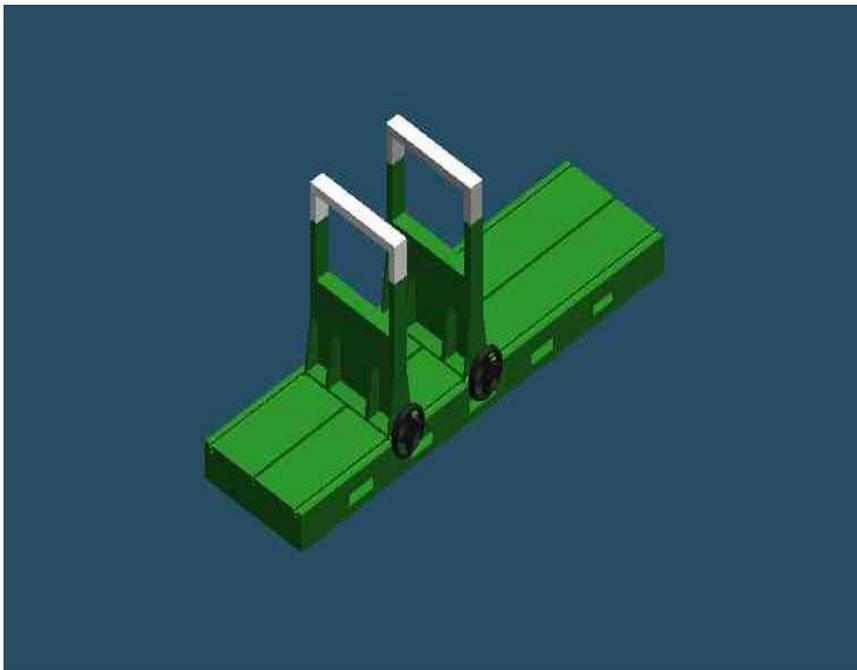
Parte de la base del dispositivo



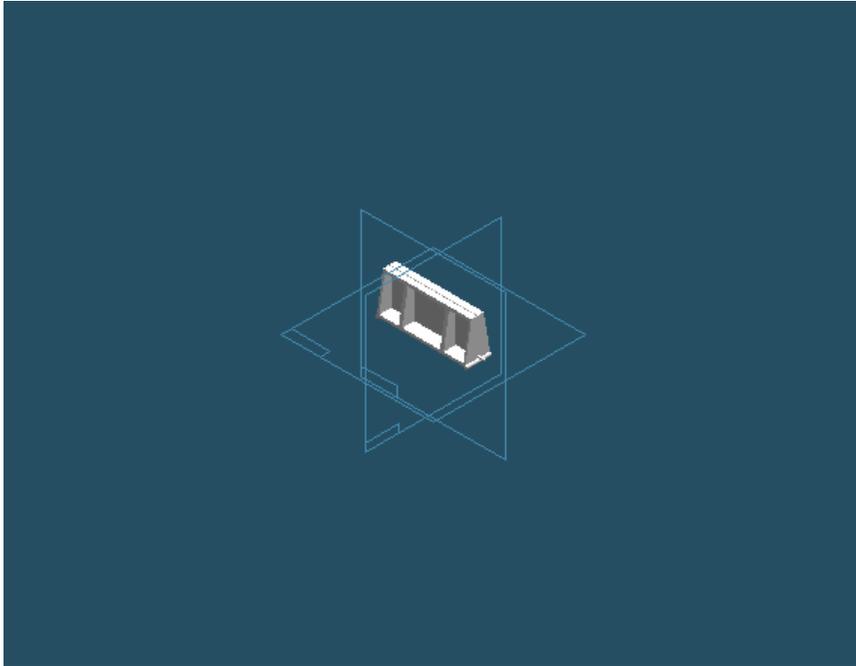
Dispositivo de balanceo armado



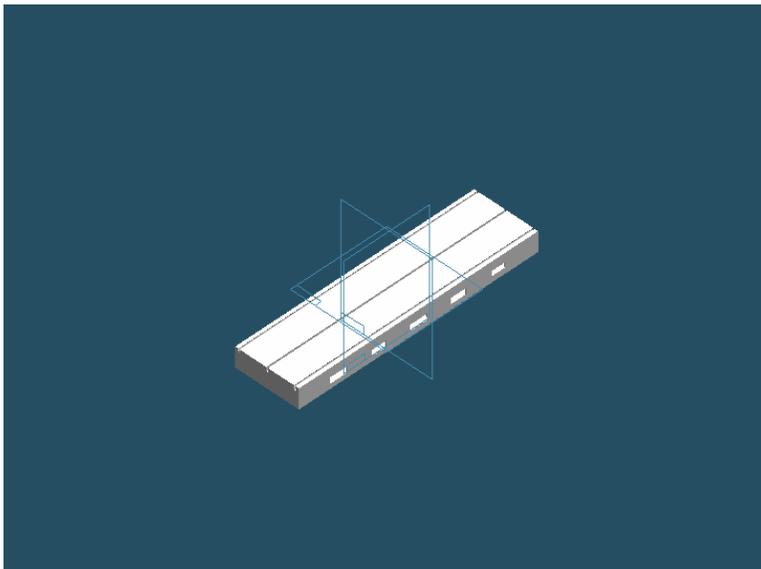
Dispositivo de balanceo armado



Dispositivo de balanceo armado



Refuerzo de la base

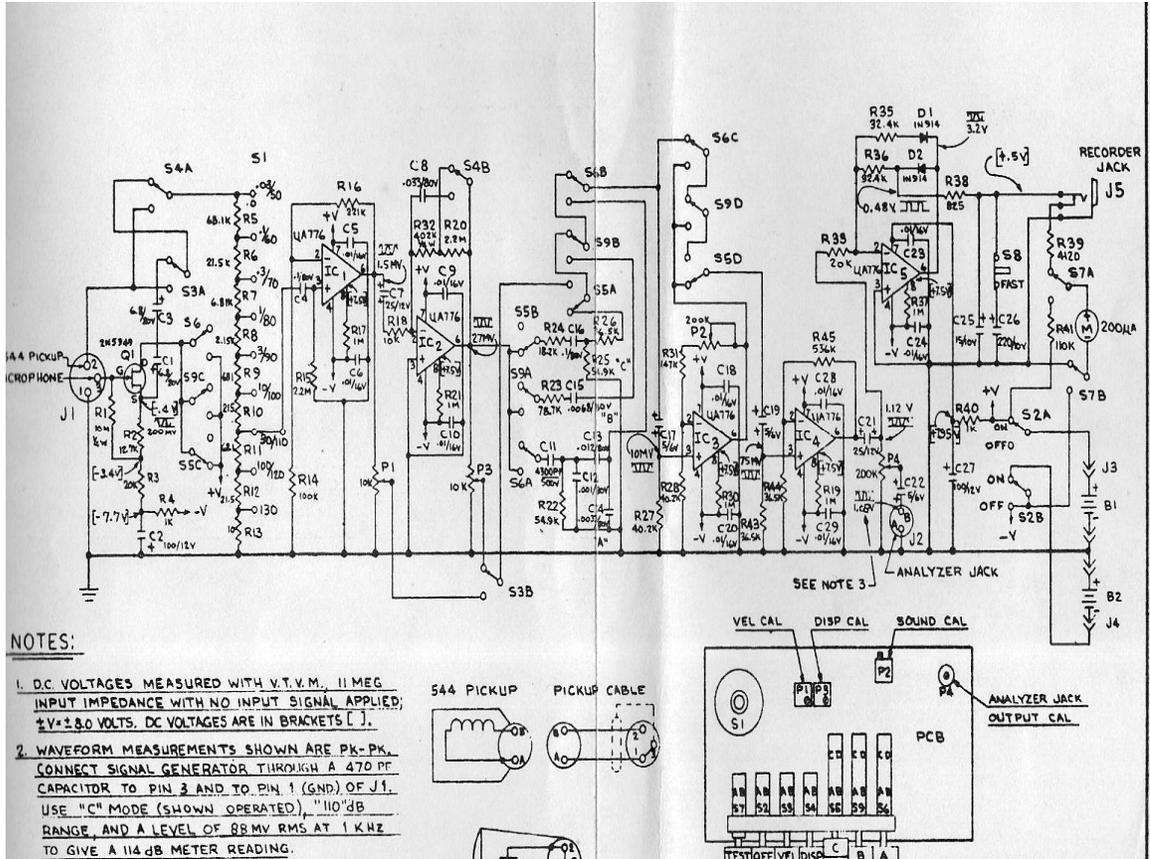


Base guía del carro

16.8 DISPOSITIVO DE FUNCIONAMIENTO



16. 9 TARJETA ELECTRONICA DEL DISPOSITIVO DE RECOLECCION DE DATOS DE LOS SENSORES.



BIBLIOGRAFIA

MEJIA OSPINA, Rohelphy. DIJERONIMO CAITAN. *Variaciones Mecánicas al mantenimiento predictivo. Diseño y construcción de un equipo didáctico de balanceo dinámico.* 1980.

MURILLO PADILLA, José. *Diseño, Construcción, Selección y Clasificación de Impulsores.* 1984.

INDUSTRIAL HIDRAULICS MANUAL, FIRST EDITION 1970, CICKERSK.

OPERATION AND MAINTENANCE INSTRUCTION. MANUAL FOR IRD MECHANALYSIS.

VIBRACION - SOUN LEVEL METER. MODEL - 380

<http://ideanet.com.ar>

ANEXOS

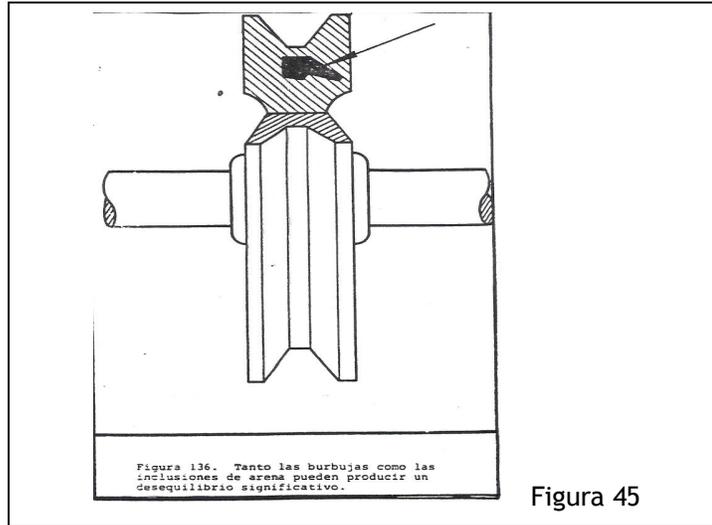


Figura 45

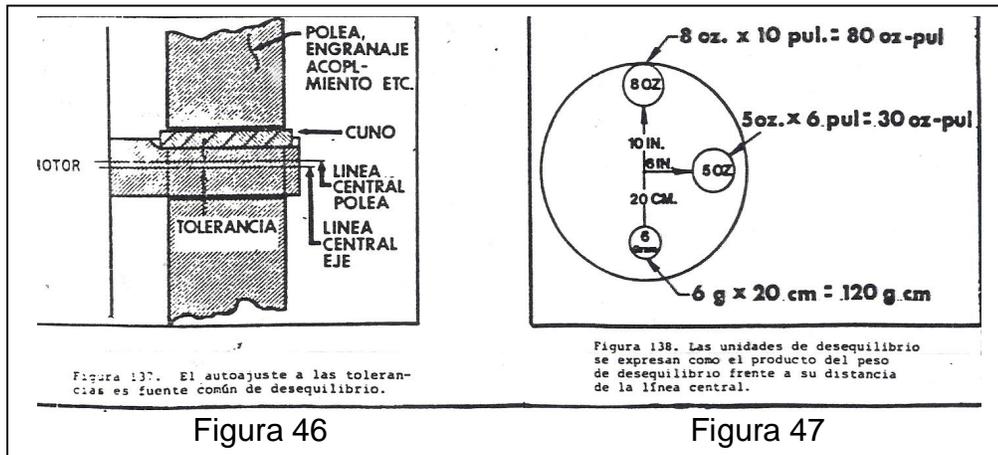


Figura 46

Figura 47

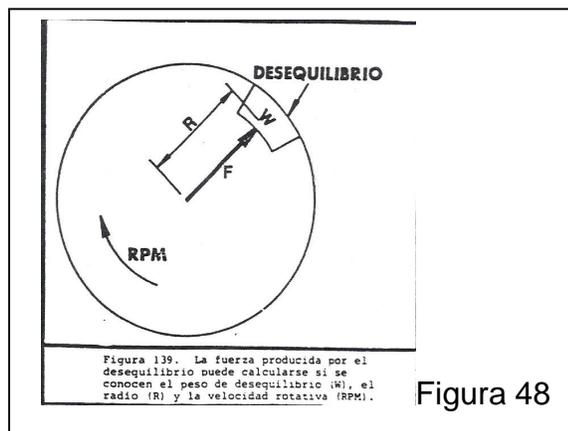
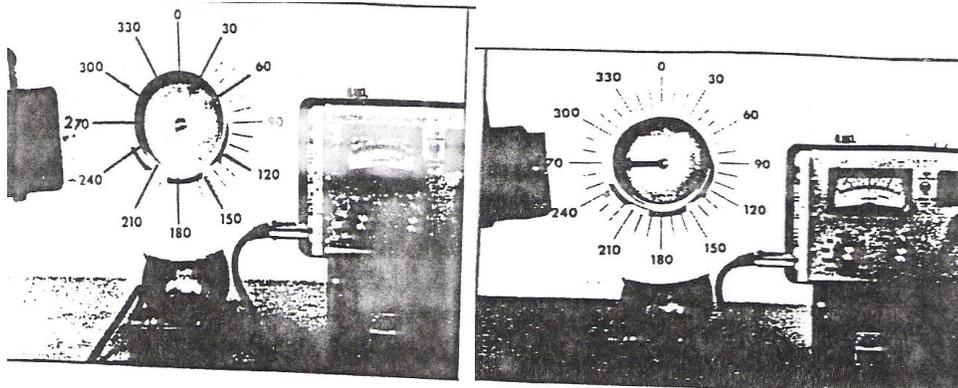


Figura 48

Figura 49



Este rotor está muy bien equilibrado porque no se produce vibración alguna a la frecuencia de la velocidad rotativa.

Agregando 2 gramos de desequilibrio, se aumentó la vibración en 5 milésimos

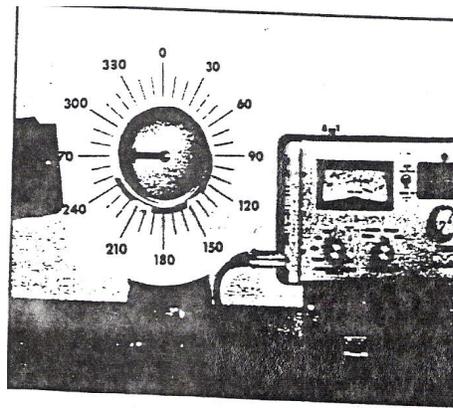


Figura 50

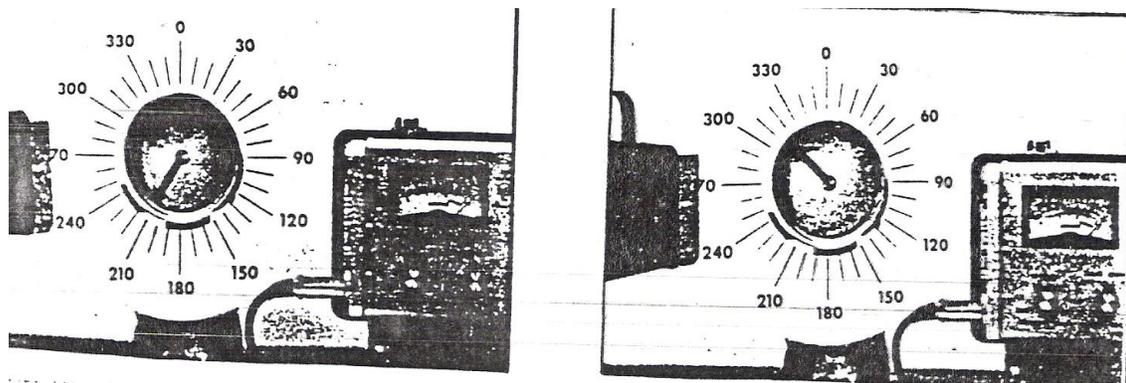


Figura 51

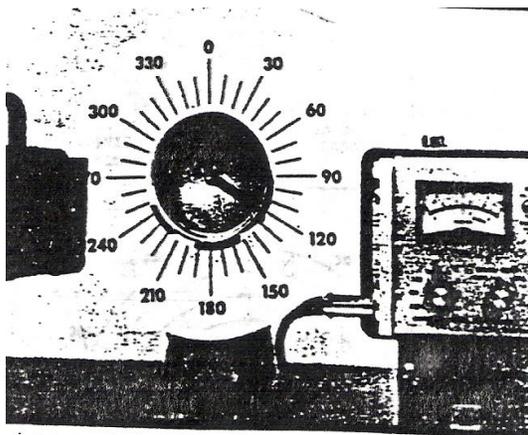


Figura 142. Este rotor presenta un desequilibrio inicial de 5,0 milésimos a 120º.

Figura 52

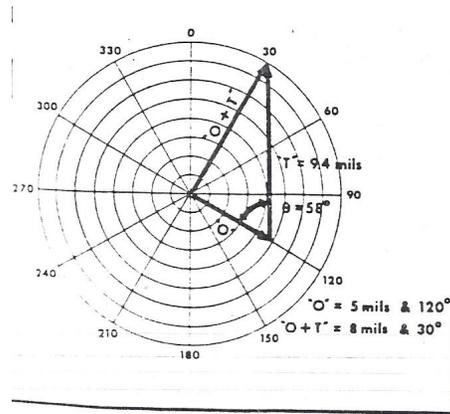


Figura 145. Solución vectorial de plano único.

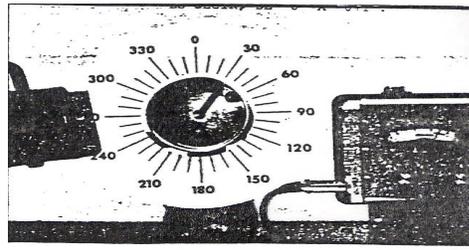


Figura 144. Agregando una pesa de ensayo al rotor se convierte en desequilibrio INICIAL MAS LA PESA DE ENSAYO de 8 milésimos a 30º.

Figura 53

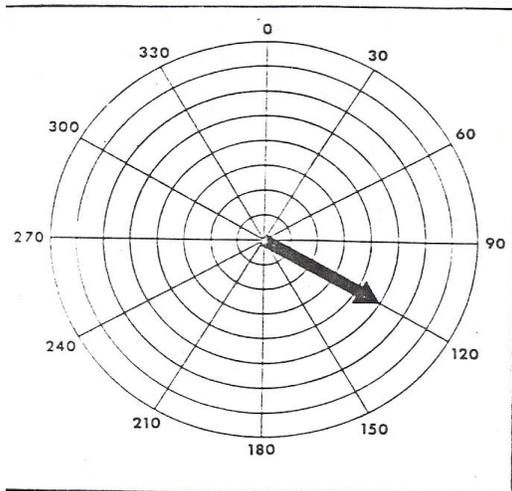


Figura 143. Un desequilibrio de 5 milésimos a 120º puede ser representado por medio de un vector trazado con un largo de 5 graduación y apuntado hacia 120º.

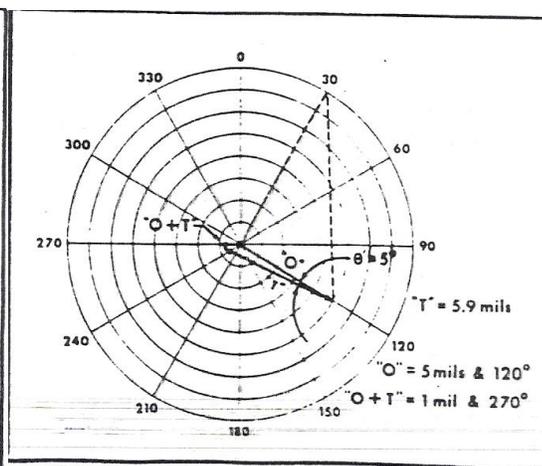
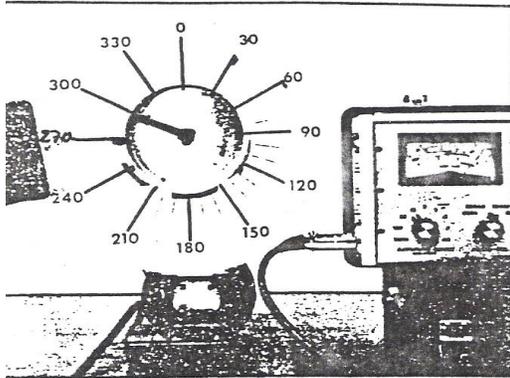


Figura 146. El desequilibrio podría reducirse aún más elaborando un diagrama vectorial valiéndose del nuevo vector $O + T$ más el vector inicial "O".

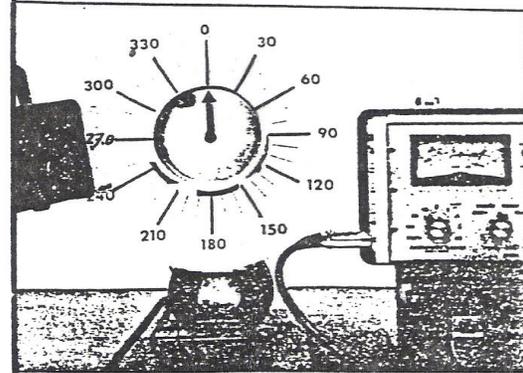
Figura 54

Figura 55

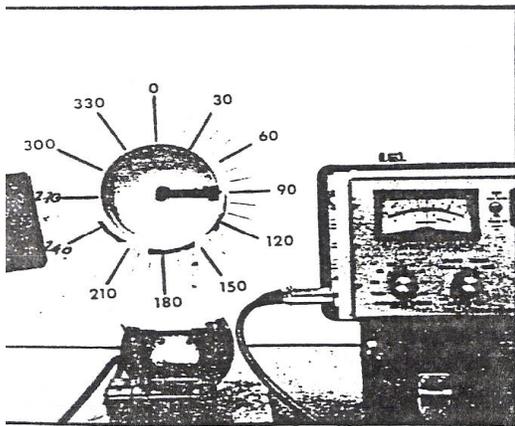
Figura 56



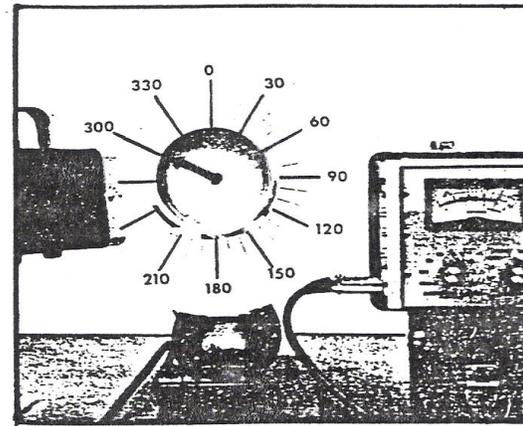
A. El desequilibrio inicial "C" es de 9 milésimos a 300g.



B. Después de agregarle una pesa de ensayo de 10 gramos, es desequilibrio es de 8 milésimos a 30g.



C. El desplazar la pesa de ensayo en 90° hacia la izquierda altera el desequilibrio hasta 5,2 milésimos a 220g, lo que indica que se ha desplazado de más.



D. Volver a desplazar la pesa hacia la derecha en un 35° mueve la marca de referencia a 300g reduciendo a la vez la amplitud a 0,5 milésimos que quiere decir que se ha logrado localizar el sitio liviano de la pieza.

Figura 56. El método a cuatro pasos para el equilibrado en plano fino.

Figura 57

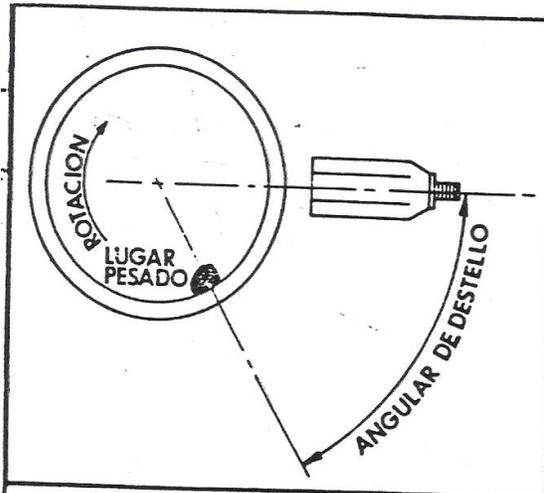


Figura 148. Angulo de destello.

Figura 58

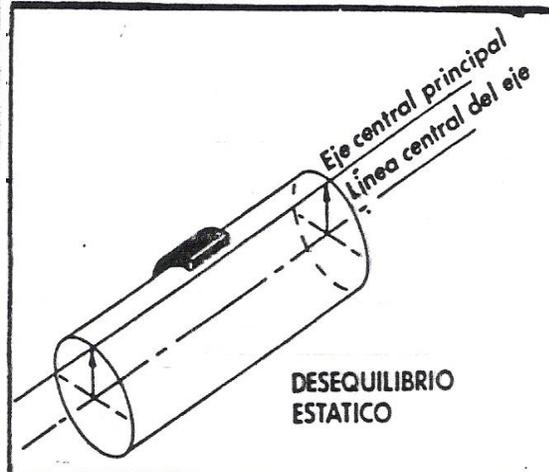


Figura 149. Desequilibrio estático.

Figura 59

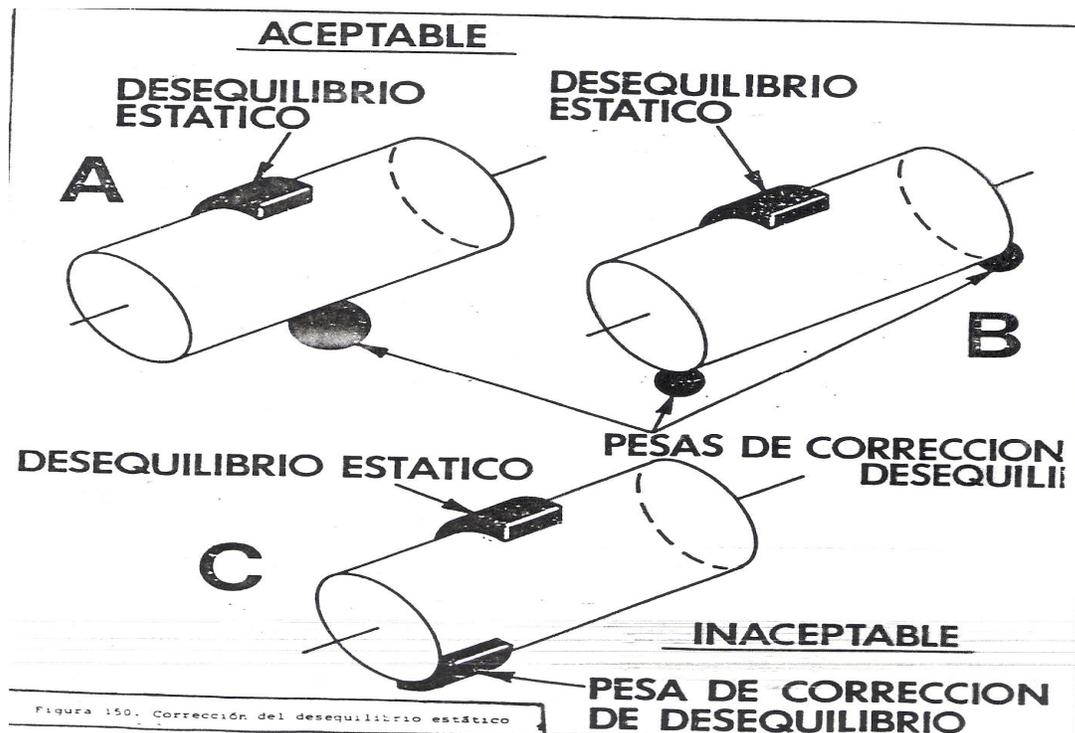


Figura 150. Corrección del desequilibrio estático

Figura 60

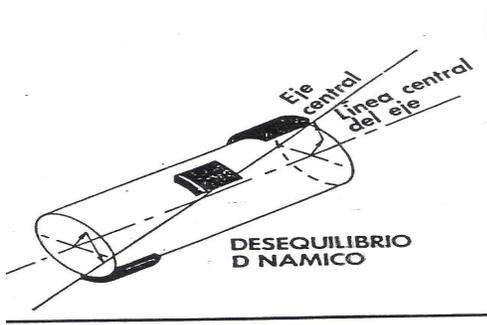


Figura 153. Desequilibrio dinámico

Figura 61

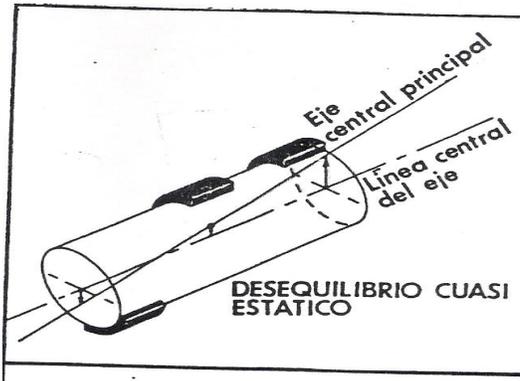


Figura 152. Desequilibrio cuasi estático.

Figura 62

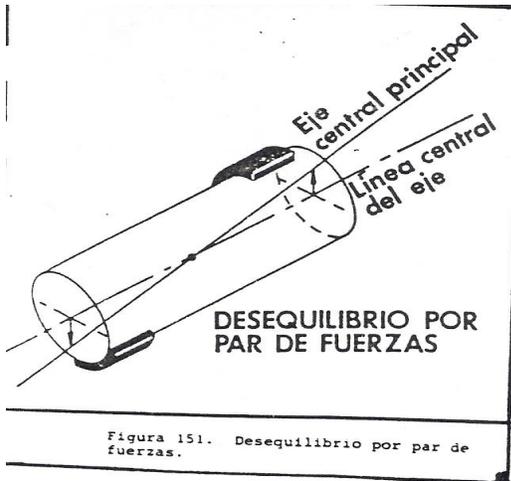


Figura 151. Desequilibrio por par de fuerzas.

Figura 63

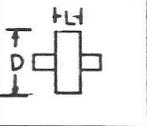
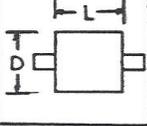
	RELACION L/D	CORRECCION DE DESEQUILIBRO	
		PLANO UNICO	EN DOS PLANOS
	MENOS DE 0,5	RPM HASTA 1000	POR ENCIMA DE 1000 RPM
	MAS DE 0,5	RPM HASTA 150	POR ENCIMA DE 150 RPM

Figura 154. Seleccionamiento de plano unico en vez de dos planos a base de la relación largo/diámetro (L/D) más las RPM del motor.

14.0 ROTORES FLEXIBLES FRENTE A ROTORES RIGIDOS.

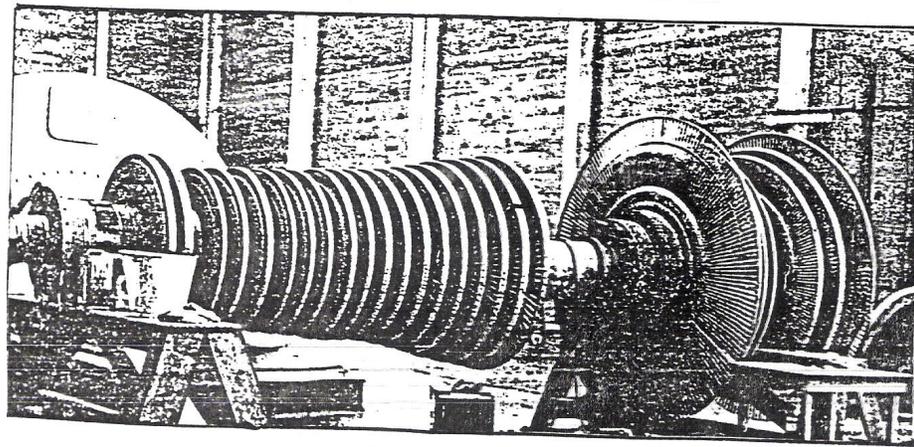


Figura 155. Rotores complejos

Figura 64

Figura 65

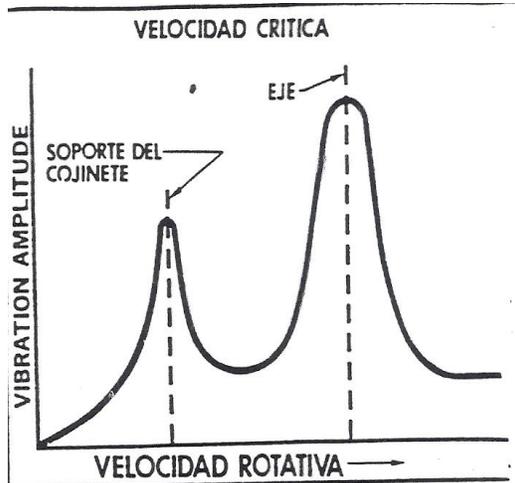


Figura 157. Velocidades críticas de la caja del cojinete y del eje.

Figura66

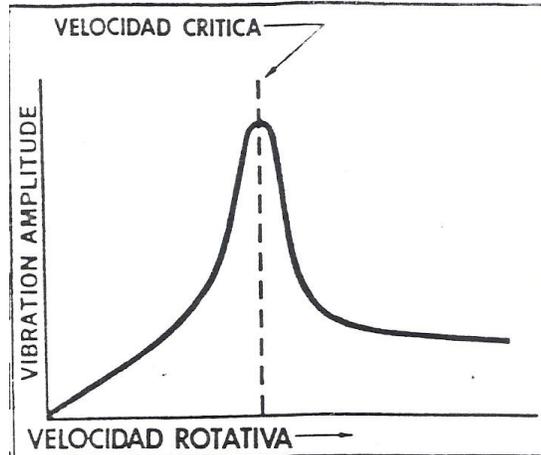
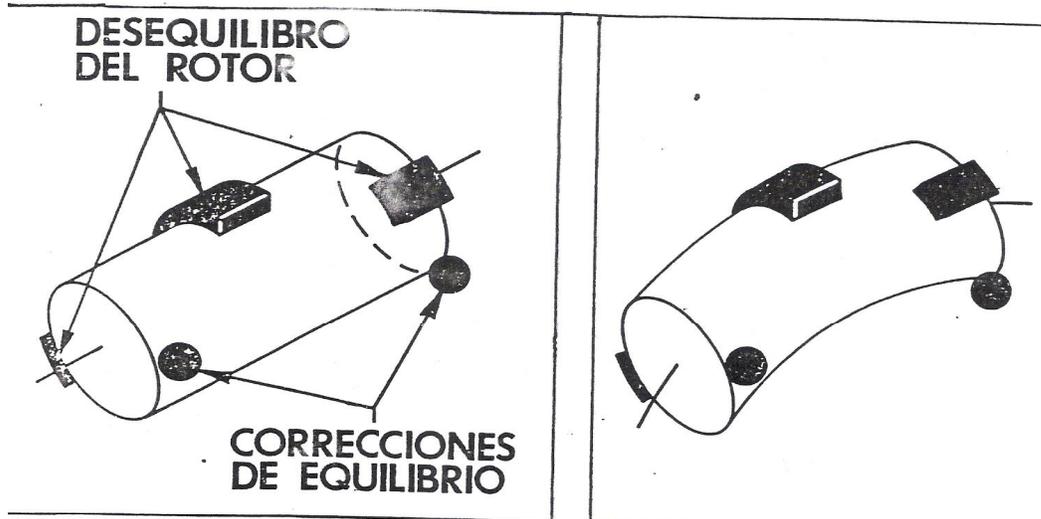


Figura 156. Trazado de la velocidad crítica.

Figura 67



A. Aquí un rotor con desequilibrio dinámico equilibrado en dos planos por debajo de la velocidad crítica.

B. Funcionandó por un desequilibrio por encima de la velocidad crítica el rotor se desvía por el desequilibrio que hay en su parte central.

Figura 158. El desvío del rotor debido a un desequilibrio por encima de la velocidad crítica.

Figura68

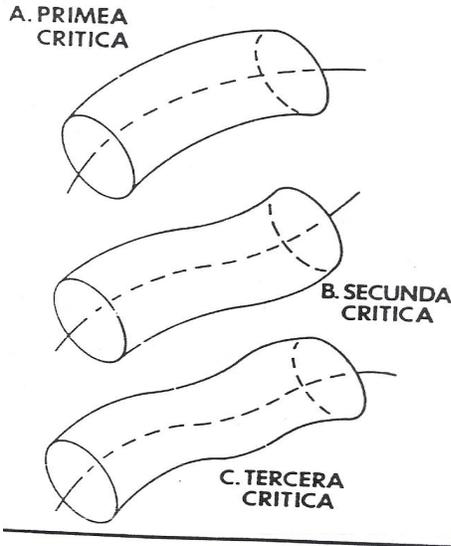


Figura 159. Primera, segunda y tercera criticas.

Figura69

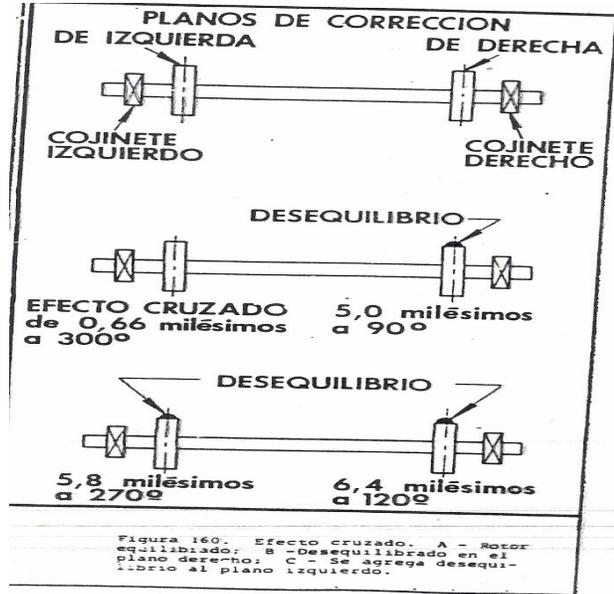


Figura 70

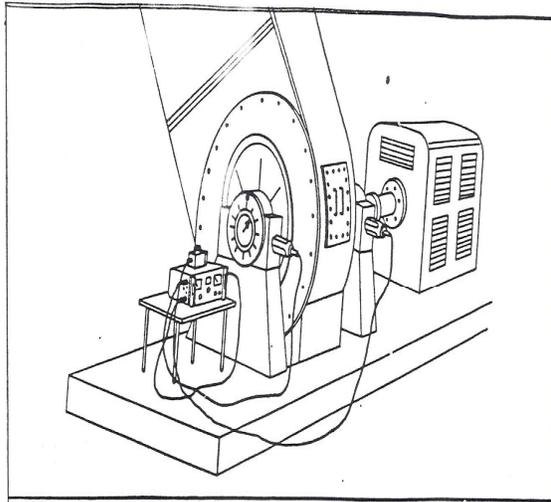


Figura 161. Disposición típica para equilibrado en dos planos.

Figura 71

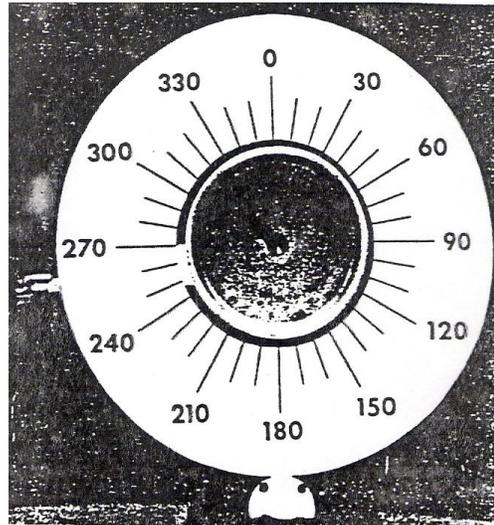


Figura 163. Una tarjeta de referencia de fase ayudará a obtener lecturas de fase exactas.

Figura 72

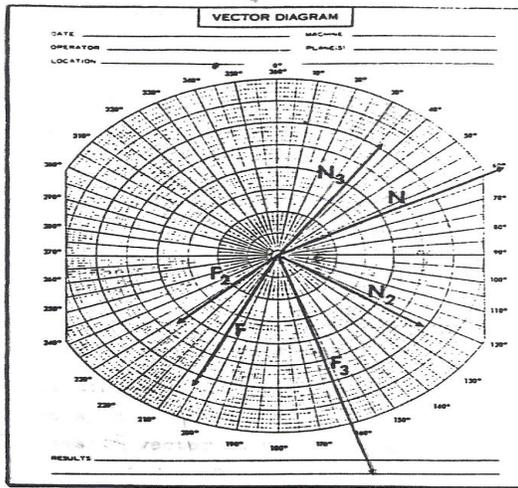


Figura 166. Construya los vectores N, F, N2, F2, N3 y F3 haciendo uso de la escala más grande posible.

Figura 73

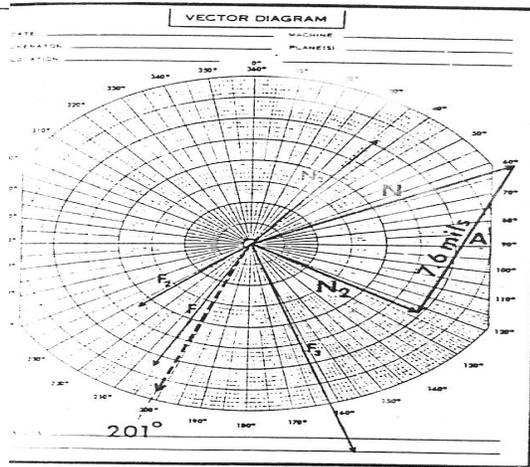


Figura 167. Construya el vector "A" conectando el extremo de N al extremo de N2.

Figura 74

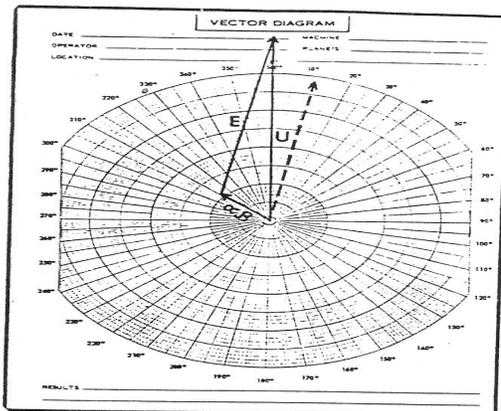


Figura 168. Trazado vectorial unitario.

Figura 75

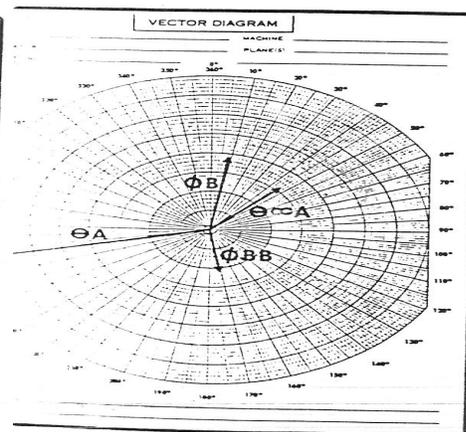


Figura 169. Comprobación gráfica de la división.

Figura 76

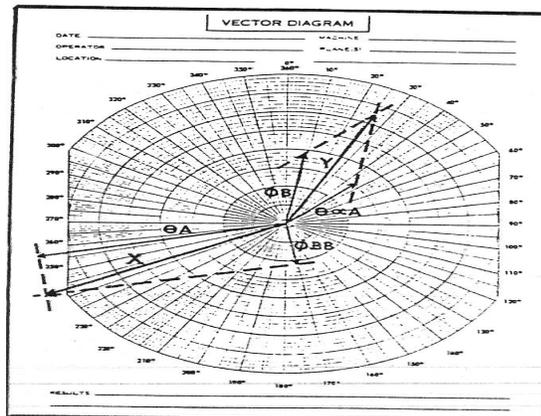


Figura 170. El vector "X" debe de ser equivalente al vector "Y" debe de ser opuesto al vector "Y".

Figura 77

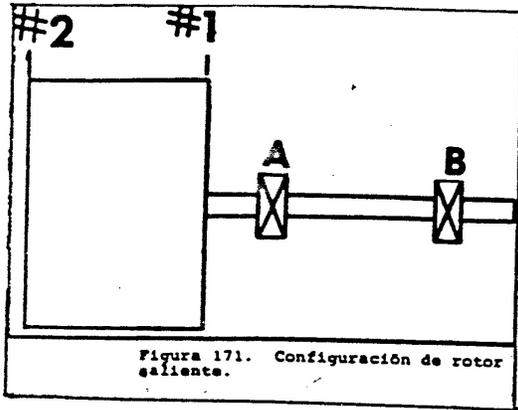


Figura 171. Configuración de rotor saliente.

Figura 78

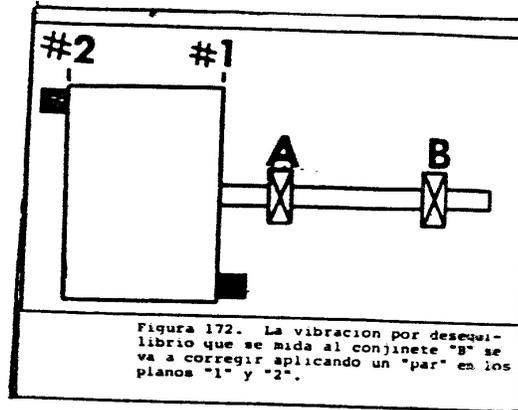


Figura 172. La vibración por desequilibrio que se mide al conjinete "B" se va a corregir aplicando un "par" en los planos "1" y "2".

Figura 79

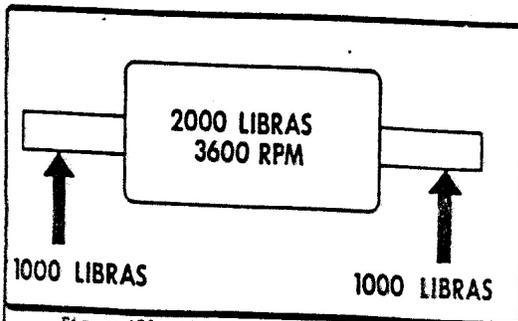


Figura 173. Una pesa de ensayo conveniente para este rotor produciría una fuerza de 100 lbs (10% de 1000) en cada cojinete de soporte.

Figura 80



Figura 174. Pesas típicas de ensayo para el equilibrado.

Figura 81

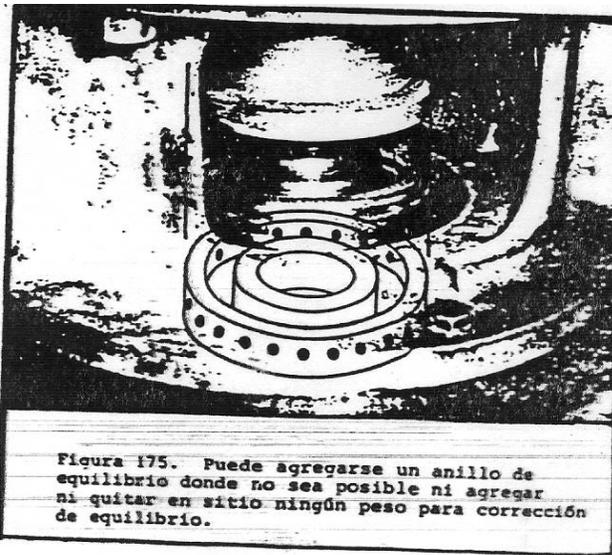


Figura 175. Puede agregarse un anillo de equilibrio donde no sea posible ni agregar ni quitar en sitio ningún peso para corrección de equilibrio.

Figura 82

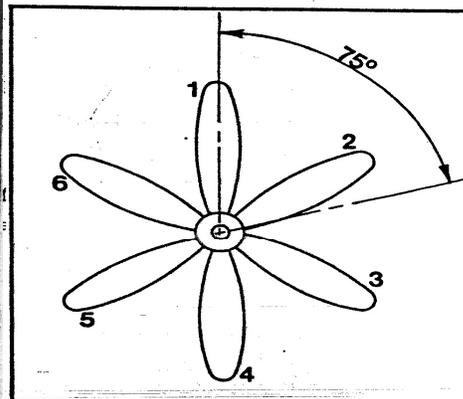
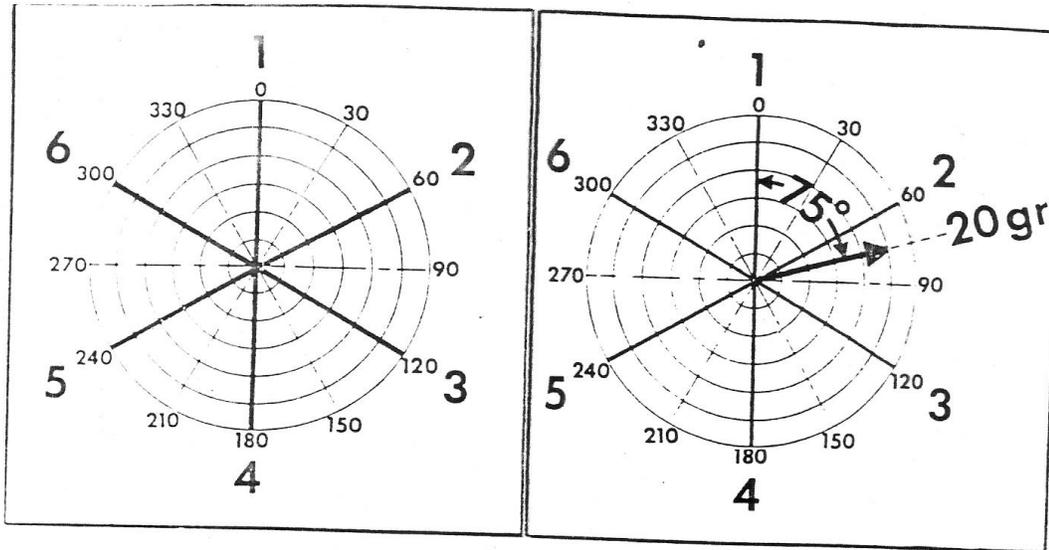


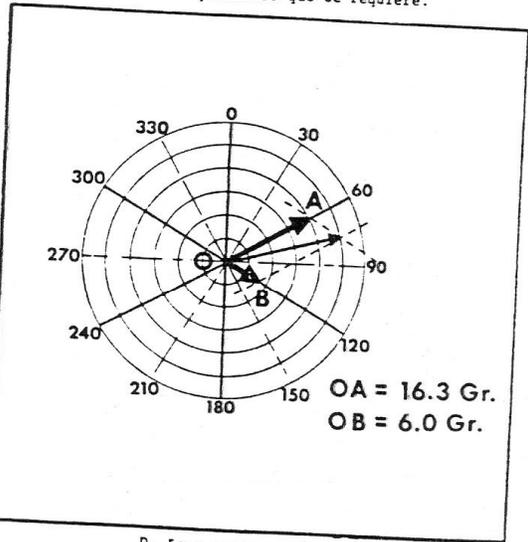
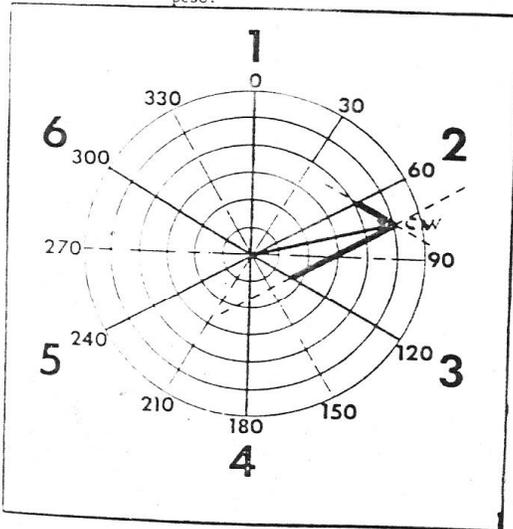
Figura 176. Se aplican las correcciones de peso a las aletas No 2 y No 3 para producir la corrección resultante necesaria.

Figura 84



A. En papel gráfico polar, marque los sitios angulares relativos donde se pueden hacerse correcciones de peso.

B. Construya un vector que represente la corrección de equilibrio que se requiere.

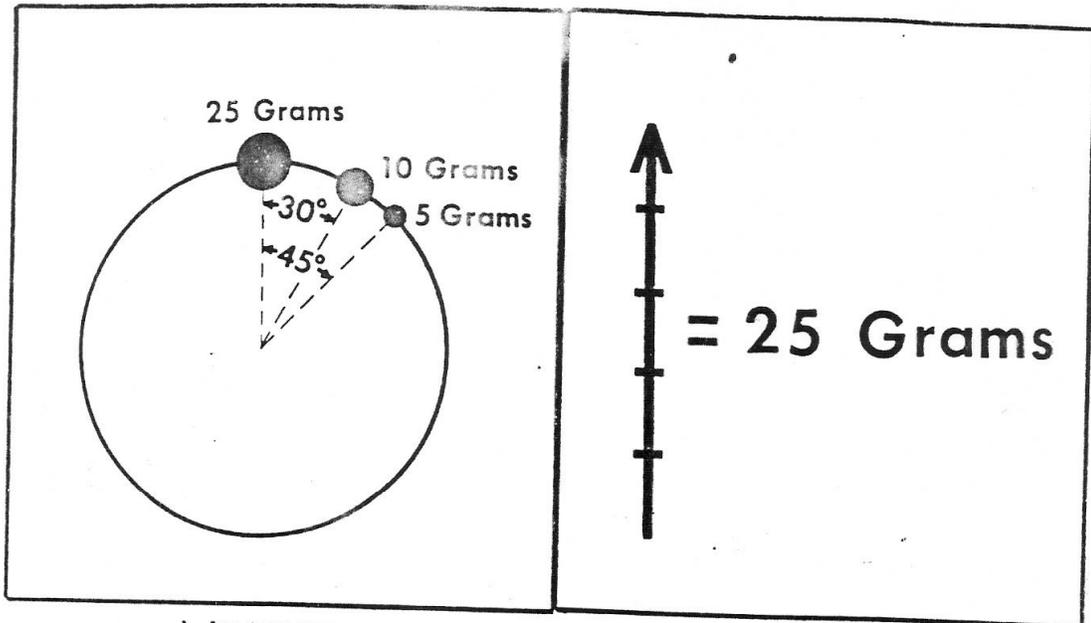


C. Complete el paralelogramo.

D. Para poder producir los 20 grados a 75 que se requieren, se necesita agregar 16,3 gramos a la aleta No. 2 y 6,0 gramos a la aleta No. 3.

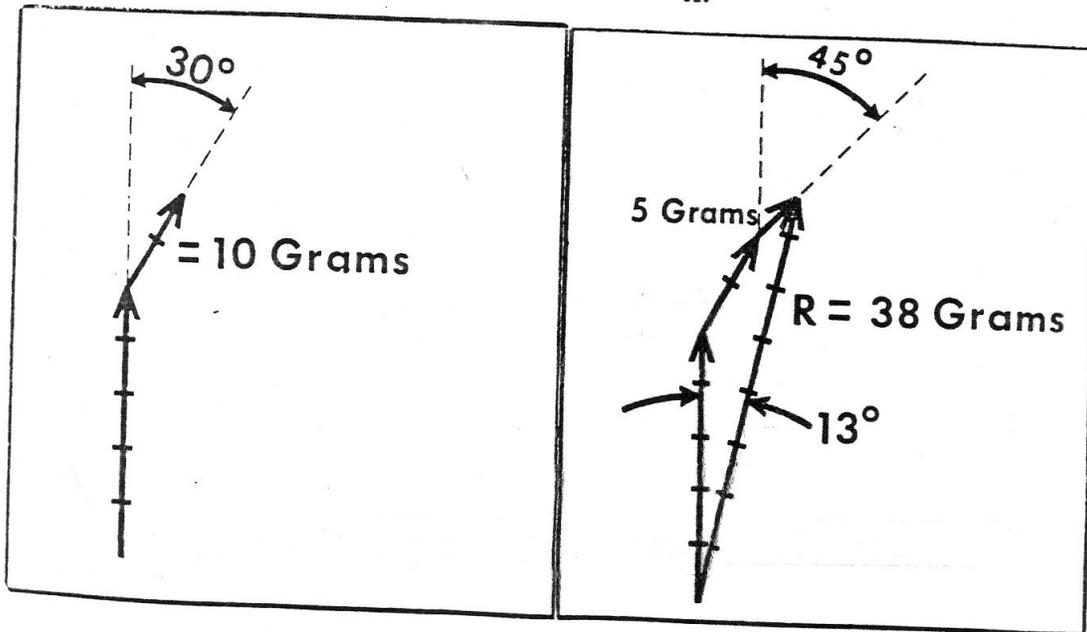
Figura 177. Solución vectorial lograda partiendo las pesas.

Figura 85



A. Las tres pesas que se indican arriba pueden ser combinadas en una sola equivalente.

B. Primero, construya un vector que represente la pesa mayor de 25 gramos a 0g.



C. Luego, construya un vector que representa la segunda pesa.

D. Después de construir vectores para todas las pesas, pase a construir el vector resultante "R".

Figura 178. Solución vectorial para combinar las pesas.

Figura 86

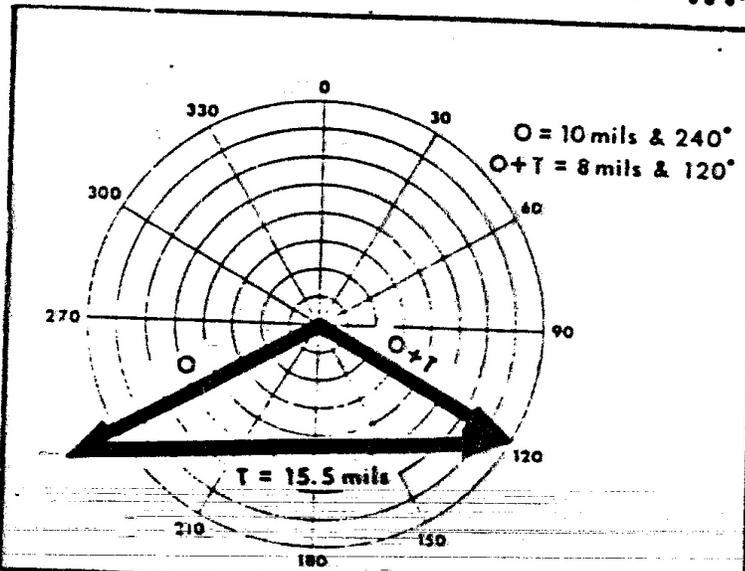


Figura 189. Solución vectorial mono-planar standard.

Buy Now to Create PDF without Trial Watermark!!