



# **Universidad Austral de Chile**

**Facultad de Ciencias de la Ingeniería**

**Escuela de Ingeniería Naval**

## **“BALANCEO DINAMICO DE SISTEMAS ROTATIVOS”**

Tesis para optar al título de  
Ingeniero Naval Mención  
Máquinas Marinas

Profesor Patrocinante  
Héctor Legüe Legüe  
Ingeniero Civil Mecánico  
Msc. en Ingeniería Oceánica.

**Luís Antonio Moreno Barra**  
**2006**

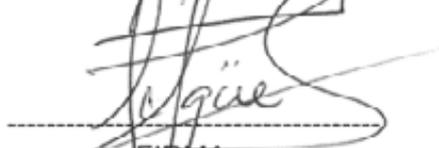
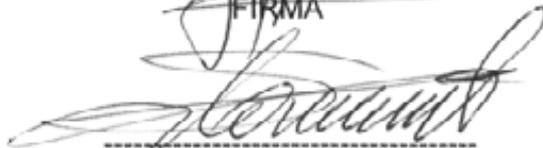
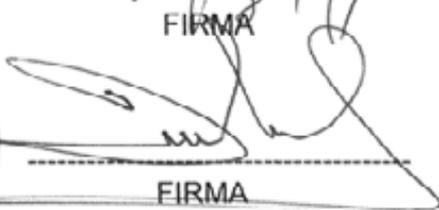
Esta Tesis ha sido sometida para su aprobación a la Comisión de Tesis, como requisito para obtener el grado de Licenciado en Ciencias de la Ingeniería.

La Tesis aprobada, junto con la nota de examen correspondiente, le permite al alumno obtener el título de **Ingeniero Naval**, mención **Máquinas Marinas**.

**EXAMEN DE TITULO:**

Nota de Presentación	(Ponderada) (1)	:	4,372
Nota de Examen	(Ponderada) (2)	:	1,400
Nota Final de Titulación	(1 + 2)	:	5,77

**COMISION EXAMINADORA:**

<u>PROF. FREDY RIOS M.</u>		
DECANO		FIRMA
<u>PROF. HECTOR LEGÜE L.</u>		
EXAMINADOR		FIRMA
<u>PROF. RAUL NAVARRO A</u>		
EXAMINADOR		FIRMA
<u>PROF. CARLOS SANGUINETTI V.</u>		
EXAMINADOR		FIRMA
<u>PROF. MILTON LEMARIE O.</u>		
SECRETARIO ACADEMICO		FIRMA

Valdivia, ENERO 16 DE 2007

Nota de Presentación	= NC/NA * 0,6 + Nota de Tesis * 0,2
Nota Final	= Nota de Presentación + Nota Examen * 0,2
NC	= Sumatoria Notas de Currículo, sin Tesis
NA	= Número de asignaturas cursadas y aprobadas, incluida Práctica Profesional.

## **AGRADECIMIENTOS**

En primer lugar quiero agradecer a Dios por la familia que me ha regalado, ya que sin su incondicional apoyo nada de esto hubiera sido posible, a mis padres Santiago y Sara a mis hermanos Jorge e Ito, a mi abuelita que ya no se encuentra entre nosotros, pero que fue parte importante en mi formación personal y a tantas personas que de una u otra manera me incentivaron a seguir mirando hacia adelante.

No puedo dejar de agradecer a mis amigos Paty, Jaime, a mi polola Sandra, a todos aquellos que no he individualizado, pero que de una u otra forma han marcado mi estadía en la Universidad.

Quiero agradecer a mi profesor guía por sus palabras de apoyo y su espíritu positivo, ha Jorge Martínez, por su desinteresada ayuda en el desarrollo del tema.

A todos, muchas gracias y hasta siempre.

## **INDICE**

<b>RESUMEN</b>	<b>1</b>
----------------	----------

### **CAPITULO I INTRODUCCION**

1.1	INTRODUCCIÓN	3
1.2	OBJETIVOS	5
1.2.1	Objetivos generales	5
1.2.2	Objetivos específicos	5
1.3	ANTECEDENTES QUE MOTIVARON EL TEMA	5

### **CAPITULO II TEORIA BASICA DE LAS VIBRACIONES**

2.1	INTRODUCCION	6
2.2	DESCRIPCION GENERAL	6
2.2.1	Vibración	6
2.3	CONCEPTOS UTILIZADOS	6
2.3.1	Centro de gravedad	6
2.3.2	Centro de masa	6
2.3.3	Eje de giro o de rotación	6
2.3.4	Velocidad crítica	6
2.3.5	Frecuencia natural	7
2.3.6	Resonancia	7
2.3.7	Impedancia mecánica (Z)	7
2.3.8	Ejes principales de inercia	8
2.3.9	Radio excéntrico	8
2.3.10	Fuerza perturbadora	8
2.3.11	Valor eficaz o RMS y valor medio	8
2.3.12	Grados de libertad	9
2.3.13	Transductores	9

2.4	PARAMETROS CARACTERISTICOS	10
2.4.1	Desplazamiento	10
2.4.2	Velocidad	10
2.4.3	Aceleración	11
2.4.4	Periodo de la vibración	12
2.4.5	Frecuencia de vibración	12
2.4.6	Fase de vibración	12
2.4.7	Espectro de frecuencia	12
2.5	CLASIFICACION DE LAS VIBRACIONES	12
2.5.1	Vibraciones libres	13
2.5.2	Vibraciones forzadas	13
2.5.2.1	Acciones Deterministas	14
2.5.2.1.1	Periódicas	14
2.5.2.1.2	No periódicas	14
2.6	VIBRACION CON UN GRADO DE LIBERTAD	16
2.7	SISTEMAS VIBRATORIOS CON VARIOS GRADOS DE LIBERTAD	17
2.7.1	Sistemas continuos	18
2.7.1.1	Ensayo de Percusión (Impacto)	20
2.7.1.2	Ensayo armónico	21

### **CAPITULO III MANTENIMIENTO SINTOMÁTICO MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES**

3.1	GENERALIDADES	23
3.2	OBJETIVOS Y BENEFICIOS DE LA MANTENCIÓN	23
3.3	MÉTODOS CONVENCIONALES DE MANTENCIÓN	24
<b>3.3.1</b>	Mantenimiento correctiva	24

<b>3.3.2</b>	Mantenimiento preventivo	24
<b>3.4</b>	<b>MANTENCIÓN PREDICTIVA</b>	24
<b>3.4.1</b>	Análisis comparativo de costos versus beneficios del Mantenimiento Predictivo	25
<b>3.5</b>	<b>MANTENCIÓN PREDICTIVA MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES</b>	26
<b>3.5.1</b>	La vibración como indicador de estado de la máquina	27
<b>3.5.2</b>	Objetivos y consideraciones del análisis de vibraciones	27
3.5.2.1	Detectar la falla	27
3.5.2.2	Diagnosticar la falla	27
3.5.2.3	Predecir la falla	28
3.5.2.4	Consideraciones en el muestreo para realizar un análisis de vibraciones	28
3.5.2.4.1	Ubicar los puntos de muestreo	28
3.5.2.4.2	Determinar la dirección en que se realizará la medida	29
3.5.2.4.3	Marcar y preparar la superficie	29
<b>3.6</b>	<b>CAUSAS COMUNES QUE PRODUCEN VIBRACIÓN EN MAQUINAS ROTATIVAS</b>	30
<b>3.6.1</b>	Desbalanceo	30
<b>3.6.2</b>	Interferencia y excentricidad	32
<b>3.6.3</b>	Desalineamiento de acoplamientos	33
3.6.3.1	Desalineación Angular	35
3.6.3.2	Desalineación longitudinal	35
<b>3.6.4</b>	Holguras, desgaste y/o juego excesivo	36
<b>3.6.5</b>	Cojinetes Antifricción	38
<b>3.6.6</b>	Rodamientos de bolas y rodillos	38
3.6.7	Transmisiones defectuosas por cadenas (Engranajes)	41
<b>3.7</b>	<b>RESUMEN</b>	43

## CAPITULO IV TEORIA DEL BALANCEO

4.1 INTRODUCCIÓN	44
4.2 CONCEPTOS UTILIZADOS	44
4.2.1 Rotor	44
4.2.2 Rotor rígido	44
4.2.3 Rotor flexible	45
4.2.4 Rotor delgado	45
4.2.5 Punto pesado	45
4.2.6 Punto alto	45
4.2.7 Punto liviano	45
4.2.8 Velocidad de balanceo	46
4.2.9 Masa desbalanceada	46
4.2.10 Fuerza de desbalanceo resultante	46
4.2.11 Momento resultante debido al desbalance	46
4.2.12 Angulo de fase	46
4.2.13 Planos de medición	46
4.2.14 Planos de corrección	46
4.2.15 Balanceo	47
4.2.16 Desbalanceo	47
4.2.17 Vector desbalanceo	47
4.2.18 Cantidad de desbalanceo	47
4.2.19 Tolerancia de desbalanceo	47
4.2.20 Peso de prueba	48
4.2.21 Ángulo de corrección	48
4.2.22 Ángulo de desbalance	48
4.2.23 Razón de reducción de desbalance ( R.R.D.)	49
4.3 TIPOS DE DESBALANCE	49
4.3.1 Desbalanceo estático	49
4.3.2 Desbalanceo par o de momento	50
4.3.3 Desbalanceo cuasi-estático o cuasi-dinámico	51
4.3.4 Desbalanceo dinámico	52
4.3.4.1 Combinaciones del desbalanceo dinámico	53

4.4	BALANCEO DE ROTORES	54
4.4.1	Balanceo de rotores en un plano	56
4.4.2	Balanceo de rotores en dos planos	57
4.4.3	Separación estático par	58
4.4.4	Rotores en voladizo	60
4.5	MÉTODOS UTILIZADOS EN EL BALANCEO	61
4.5.1	Método vectorial	61
4.5.2	Método de Den Hartog	63
4.5.3	Método de Siebert	66
4.5.4	Método de las masas de prueba	69
4.5	RECOMENDACIONES Y NORMAS PARA LÍMITES DE TOLERANCIA DE VIBRACION	73
<b>CAPITULO V APLICACIONES</b>		
6.1	INTRODUCCIÓN	76
6.2	DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS	76
6.3	EXPERIENCIA PRÁCTICA	77
6.3.1	Toma de mediciones	77
6.3.1.1	Medición de amplitud y fase vibratoria	77
6.3.1.2	Medición de la alineación y deflexión estática de los ejes	77
6.3.2	Procedimiento	78
6.3.3	Resultados	80
6.3.3.1	Método vectorial (midiendo amplitud y fase de vibración)	81
6.3.3.2	Método de Den Hartog	84
6.3.3.3	Método de Siebert	87
<b>CAPITULO VII CONCLUSIONES</b>		
7.1	CONCLUSIONES	91

## **CAPITULO VII REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS**

8.1	BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS DIGITALES	93
-----	--------------------------------------	----

## **CAPITULO VIII ANEXOS**

9.1	ANEXO I	i
9.2	ANEXO II	vi
9.3	ANEXO III	x
9.4	ANEXO IV	xiii
9.5	ANEXO V	xiv
9.6	ANEXO VI	xxii
9.7	ANEXO VII	xxiii
9.8	ANEXO VIII INSTRUMENTO UTILIZADO	xxiv

## **RESUMEN**

La principal motivación para el desarrollo del tema “Balanceo dinámico de sistemas rotativos”, está relacionada con la gran importancia que tiene el mantenimiento en todo proceso productivo, ya sea en la planificación de los tiempos de producción sin falla, en la disminución de los costos, en el aumento del nivel de seguridad, etc.

El desarrollo de la tesis presentada a continuación, está distribuida en seis capítulos los que muestran conceptos utilizados en el ámbito del análisis de vibraciones y específicamente lo relacionado con el balanceo dinámico, para ello en cada uno de los capítulos se profundiza en las materias necesarias para la comprensión del tema y lograr el objetivo propuesto.

El objetivo general pretende recopilar la información utilizada en el análisis de vibraciones y en particular lo que respecta al balanceo rotores, enfocado desde el punto de vista de la mantención predictiva mediante el análisis de vibraciones, conocer distintos métodos para realizar el balanceo y lograr por medio de éstos, balancear un rotor, dominar el uso de instrumentos y técnicas utilizadas en el análisis de vibraciones y específicamente en el balanceo dinámico de rotores, comparar los valores obtenidos con un instrumento balanceador y tres métodos de balanceo gráfico y vectorial respectivamente.

Finalmente se analizan los resultados obtenidos y se concluye sobre la aplicación práctica de los métodos utilizados y comparados.

## **SUMMARY**

The main motivation for the evolution of theme “Balance dynamic of system rotating”, is relation with the big importance who have the maintenance in all process productive, already be in the planning of the time of production without fault, in the diminution of the cost in the increase of level of security, etc.

The development of the thesis mostly present at continuation is distribute in six chapter the who show concept use in the ambit of the analysis of vibrations and specific the connect the balance dynamic, for it in every one of the chapter studio extend in the subject for the understanding of the theme and obtain the adjective propose.

The object general claim compile the information utilize in the analysis of vibrations and special the who concern balance rotors look form the point of see of the maintenance predict by means of the analysis of vibrations, distinguish different method for realize the balance and obtain for mid of this, balance an rotor, control the use of instruments and technical utilize in the analysis of vibrations and specify in the balance dynamic of rotors compare the value obtains with an instruments balance and three methods of balance graphic and vectorial respective.

Ultimate analyse result obtain and conclude on the application practice of the methods utilize and compare.

## **CAPITULO I: INTRODUCCION**

### **1.1 INTRODUCCIÓN**

Con el paso del tiempo y debido a los altos estándares desarrollados hoy en día, es necesario asegurar un óptimo funcionamiento de las máquinas y de este modo asegurar el proceso productivo, es por esto que el mantenimiento predictivo ha tenido una gran aceptación dentro de estos procesos, ya que de este modo se establecen de antemano las detenciones de los equipos, logrando una planificación del proceso productivo y evitando las molestas detenciones no planificadas.

Los factores más influyentes en el mantenimiento predictivo son el estudio y análisis de vibraciones, es aquí donde el balanceo tiene gran importancia, ya que el desbalanceo es uno de los principales factores causantes de vibración en las máquinas, trayendo consigo una disminución en el rendimiento de éstas.

En el capítulo II se estudia: “la teoría básica de las vibraciones”, para introducir los conceptos que cotidianamente se utilizan en el campo del mantenimiento por medio del análisis de vibraciones y en especial los utilizados en el balanceo de rotores, ya sea estático o dinámico.

En el capítulo III se estudia: “El mantenimiento sintomático mediante el análisis de vibraciones”, en él se dan a conocer los objetivos y beneficios que trae consigo el realizar análisis de los espectros vibratorios de las máquinas, para adoptar un correspondiente plan de mantenimiento y se enumeran y describen las diversas causas que producen vibración en las máquinas.

El capítulo IV trata: “La teoría del balanceo”, en él se enumeran los conceptos usados en el balanceo de rotores, se dan a conocer los distintos tipos de desbalanceo, según la norma ISO1925 se clasifican en cuatro tipos, que son:

- Desbalanceo estático
- Desbalanceo par o de momento
- Desbalanceo cuasi-estático o cuasi-dinámico
- Desbalanceo dinámico.

En este capítulo también se describen distintos métodos para corregir el desbalanceo, como son:

- Método vectorial (midiendo amplitud y fase de vibración)
- Método de Den Hartog (método gráfico)
- Método de Siebert (método gráfico)
- Método de las masas de prueba (coeficientes de influencia).

Para finalizar entregando algunas recomendaciones y normas para límites de tolerancia de vibración.

El capítulo V trata netamente del desarrollo práctico de lo estudiado en el capítulo anterior, realizándose el balanceo de un rotor en un plano por tres métodos distintos y comparando estos valores, producto del desarrollo del método y los obtenidos con un instrumento balanceador de máquinas.

En el capítulo VI se muestran las conclusiones del presente trabajo, para finalizar con los capítulos VII y VIII que corresponden a la bibliografía y los anexos respectivamente.

## **1.2 OBJETIVOS**

### **1.2.1 Objetivos generales**

Dentro de los objetivos generales del presente trabajo de titulación, está la recopilación de información utilizada en el análisis de vibraciones y en particular lo que respecta al balanceo de rotores, enfocado desde el punto de vista de la mantención predictiva mediante el análisis de vibraciones, utilizada como herramienta que garantiza el buen funcionamiento de una máquina por un periodo preestablecido. Conocer distintos métodos para realizar balanceo y lograr por medio de éstos balancear un rotor.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

Manejar los fundamentos teóricos necesarios para realizar diagnósticos de problemas vibratorios

Lograr el dominio de instrumentos y técnicas utilizadas en el análisis de vibraciones y específicamente en el balanceo dinámico de rotores.

Comparar los valores arrojados por un instrumento balanceador y los resultados obtenidos por tres métodos de balanceo distintos.

.

## **1.3 ANTECEDENTES QUE MOTIVARON EL TEMA**

La principal motivación para desarrollar este trabajo, es adquirir conocimientos acerca del análisis de vibraciones de manera práctica, especialmente lo que respecta al balanceo dinámico, por su influencia en la vibración de máquinas rotatorias, debido a que esta fuente de vibraciones es una de las más frecuentes en máquinas de este tipo.

## **CAPITULO II: TEORIA BASICA DE LAS VIBRACIONES**

### **2.1 INTRODUCCION**

Este capítulo recopila la información utilizada en el análisis de vibraciones mecánicas, para tener una visión general de los conceptos que serán la base de la comprensión del tema en estudio.

### **2.2 DESCRIPCION GENERAL**

#### **2.2.1 Vibración**

Una vibración en su sentido más general es, un movimiento de oscilación respecto de una posición de equilibrio de un cuerpo o una partícula.

### **2.3 CONCEPTOS UTILIZADOS**

#### **2.3.1 Centro de gravedad**

El centro de gravedad es el punto por el cual pasa la componente de la fuerza resultante del peso de las partículas componentes del cuerpo.

#### **2.3.2 Centro de masa**

El centro de masa, corresponde al punto donde se considera que se concentra toda la masa de un objeto, para efectos de cálculo estático y es por el cual generalmente actúa la fuerza de gravedad, siempre que el centro de gravedad sea coincidente.

#### **2.3.3 Eje de giro o de rotación**

El eje de rotación es también conocido como eje geométrico y se define como la línea sobre la cual el cuerpo rota o gira.

#### **2.3.4 Velocidad crítica**

Es la velocidad de rotación, que hace entrar al sistema en resonancia. En la práctica, cuando el eje pasa o se sitúa en estas velocidades, las vibraciones alcanzan tal amplitud, que trae como consecuencia esfuerzos de alta intensidad que pueden muchas

veces poner en peligro la integridad del rotor u elemento rotatorio y afectar la estructura de la máquina y sus fundaciones.

### 2.3.5 Frecuencia natural

Es una propiedad físico mecánica y se determina por el material, tipo de fabricación y por su armado, normalmente es un valor estable a través del tiempo. Es fácilmente reconocible al acercarse a las RPM de una de ellas, ya que la vibración se exagera notablemente.

Todo cuerpo donde existan elementos que puedan asimilarse a masas y resortes tienen al menos una frecuencia natural. Si estos cuerpos se someten a una fuerza externa que los deforma y se sueltan bruscamente, quedarían oscilando un cierto tiempo, según el grado de amortiguación.

La frecuencia a la que oscilan se denomina frecuencia natural ( $\omega_n$ )

### 2.3.6 Resonancia

Resonancia es un estado de vibración en que la frecuencia de excitación de un sistema coincide con una de las frecuencias naturales de éste.

### 2.3.7 Impedancia mecánica (Z)

Se define como la resistencia que opone una máquina al movimiento provocado por una fuerza. Mas exactamente se puede definir como el cuociente entre una fuerza  $F(f)$  y la velocidad de la vibración resultante  $V(f)$  que ésta produce.

$$Z(f) = \frac{F(f)}{V(f)}$$

**Donde:**

- $Z(f)$  = impedancia
- $F(f)$  = fuerza perturbadora
- $V(f)$  = velocidad de vibración (mm/s)
- $f$  = frecuencia (CPM)

Por lo tanto habrá una gran vibración si la fuerza excitatriz tiene una frecuencia ( $f$ ) donde  $Z(f)$  tiene un mínimo.

### 2.3.8 Ejes principales de inercia

Si los productos de inercia  $I_{x x}$  ( $i, j = 1, 2, 3$ ) son cero para un sistema de ejes cartesianos, tal sistema de ejes coordenados se llama eje principal de inercia.

### 2.3.9 Radio excéntrico

Es la distancia o diferencia que puede existir entre el eje de rotación y el correspondiente eje de inercia, medido en el centro de gravedad, perpendicular al eje de giro.

### 2.3.10 Fuerza perturbadora

Es la resultante de un defecto o mal funcionamiento que excita la vibración de la máquina.

Típicamente puede ser una fuerza centrífuga debido a desbalanceo.

$$F_c = m\omega^2 r$$

Donde:  $F_c$  = fuerza centrífuga  
 $m$  = masa del cuerpo  
 $\omega$  = velocidad de giro  
 $r$  = distancia entre el eje de giro y la masa excéntrica

### 2.3.11 Valor eficaz o RMS y valor medio

El valor eficaz es el valor cuadrático de una señal medida sobre un intervalo de tiempo "t" y se cuantifica por la siguiente expresión:

$$X_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int x^2 dt}$$

Donde "x" es el parámetro a ser medido.

La medición del valor eficaz es una medida de la potencia de la señal, por lo que depende del valor pick de la señal y además de la forma de ésta, generalmente se acepta como valor eficaz un 70% del valor pick.

El valor medio eficaz queda cuantificado por la siguiente expresión:

$$\bar{x} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} |x| dt$$

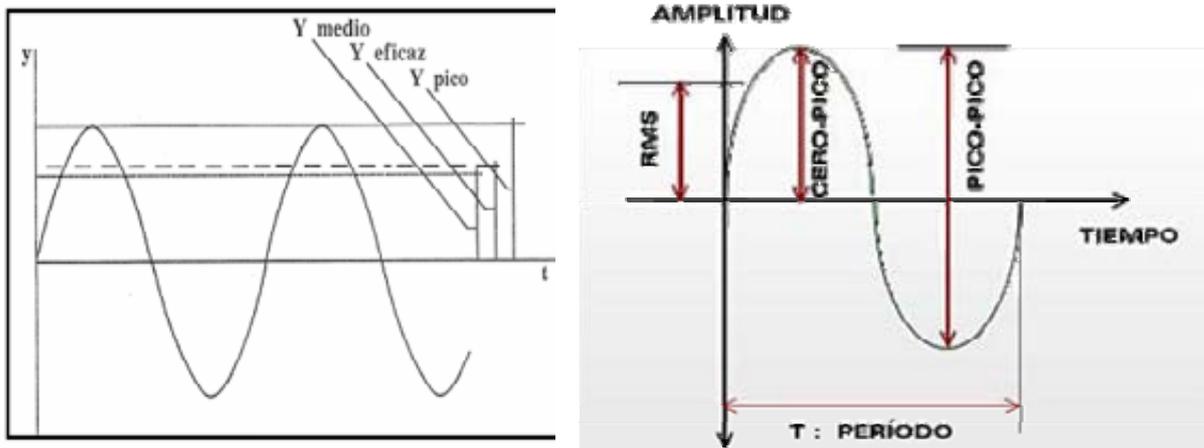


Figura N° 1. “Forma de onda de una señal simple, indicando los valores pico, medio y eficaz”

### 2.3.12 Grados de libertad

Esta expresión es utilizada para especificar la posición de un sistema mecánico la que depende de la movilidad del sistema el que puede ser de uno hasta “n” grados de libertad.

### 2.3.13 Transductores

Para medir, cuantificar y analizar una vibración es necesario contar con sensores capaces de percibir un movimiento oscilatorio y transformarlo en una unidad física equivalente que pueda ser procesada. Estos elementos son los denominados transductores, que en el fondo son, los instrumentos utilizados en la medición de las vibraciones para este caso en particular.

## 2.4 PARAMETROS CARACTERISTICOS

### 2.4.1 Desplazamiento

El desplazamiento tal como su nombre lo señala es una distancia entre dos puntos, en el caso de las vibraciones, es la distancia desde el punto de equilibrio al punto más alto, sumado a la distancia medida desde el punto de equilibrio a la posición más baja, para el caso de un resorte en posición vertical. En el movimiento armónico simple puede expresarse por:

$$\mathbf{x = A \text{ sen } \omega t ; \omega = 2\pi f}$$

Donde:       $x$  = desplazamiento  
                $A$  = amplitud  
                $\omega$  = frecuencia angular  
                $f$  = frecuencia CPM

### 2.4.2 Velocidad

La velocidad es la rapidez con que se mueve una masa oscilante. Estando la masa en movimiento la velocidad máxima se tendrá en la posición de equilibrio (en reposo) y se tendrá velocidad cero en los puntos extremos, ya que en esta posición la masa cambia la dirección de la oscilación.

De este razonamiento se puede comprender que la velocidad esta desfasada 90° respecto del desplazamiento y que la pendiente de la curva (derivada) indica su magnitud. Por lo que la velocidad puede expresarse como:

$$\mathbf{V = \frac{dx}{dt} = A \omega \text{ cos } \omega t}$$

Siendo:       $A\omega = V_0$   
 Entonces:     $V = V_0 \text{ cos } \omega t$

Otra propiedad de la velocidad es su dependencia de la frecuencia, ya que a una mayor frecuencia se tiene una mayor pendiente y por ende una mayor velocidad.

Por lo que para un mismo desplazamiento se podrá tener distintas velocidades, lo que va a depender de la frecuencia.

### 2.4.3 Aceleración

La aceleración se puede definir como el cambio que experimenta la velocidad con el tiempo. En términos matemáticos se puede expresar como:

$$a = \frac{dv}{dt} = -\omega V_0 \text{sen } \omega t = -\omega^2 A \text{sen } \omega t (dt)$$

Siendo:  $\mathbf{a_0} = -\omega^2 \mathbf{A}$

Entonces:  $\mathbf{a} = \mathbf{a_0} \text{sen } \omega t$

De aquí se puede deducir que: la aceleración es cero donde la velocidad es máxima y viceversa. La aceleración tiene mayor influencia de la frecuencia, ya que varía en forma cuadrática. Por lo tanto un pequeño desplazamiento a altas frecuencias genera una gran aceleración.

En resumen, para el caso del movimiento armónico simple se tiene la siguiente gráfica del desplazamiento, la velocidad y la aceleración con su respectivo desfase

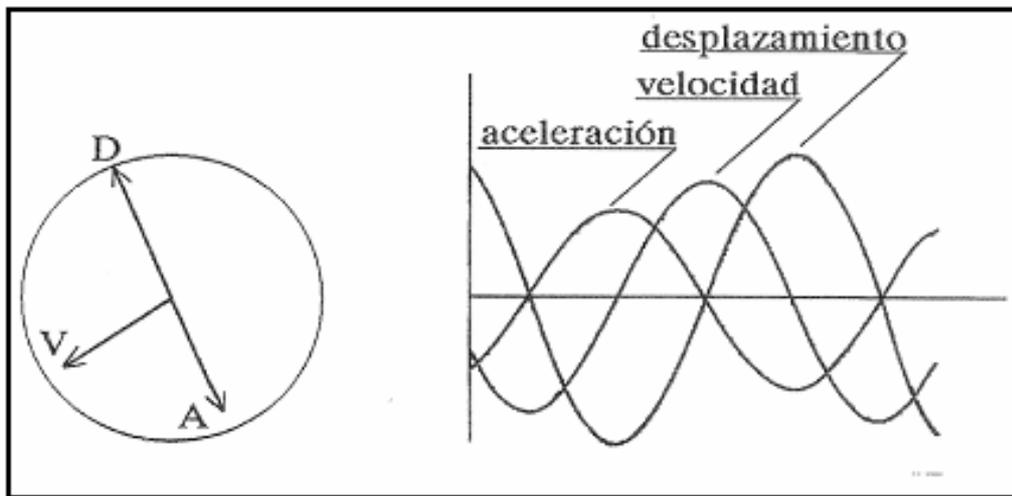


Figura N° 3. “Parámetros de una vibración”

De la figura N° 3 se puede apreciar que:

- La velocidad está desfasada  $90^\circ$  respecto al desplazamiento.
- La aceleración y el desplazamiento están en oposición de fase, o sea desfasados en  $180^\circ$  uno respecto del otro.
- El MAS queda definido por su periodo y cualquiera de las amplitudes de: desplazamiento, velocidad y/o aceleración.

#### **2.4.4 Periodo de la vibración**

Es el tiempo que tarda una partícula en completar un ciclo, como se indica en la figura N° 1.

#### **2.4.5 Frecuencia de vibración**

Es el inverso del periodo y representa el número de oscilaciones que efectúa la partícula por unidad de tiempo. Las unidades en que se mide son ciclos por segundo o hertz (Hz)

#### **2.4.6 Fase de vibración**

La fase de vibración es un parámetro de comparación, que permite establecer relaciones entre un punto o parte de una pieza, respecto a otro punto de la misma u otra diferente, utilizando como medio de comparación las señales vibratorias medidas en dichos puntos. La fase normalmente se expresa en grados de  $0^\circ$  a  $360^\circ$ .

#### **2.4.7 Espectro de frecuencia.**

Es un gráfico de la respuesta del pick máximo de un oscilador con un grado de libertad, en función de la frecuencia natural del oscilador. Por lo tanto, tipos distintos de excitación, conducirán a diferentes espectros de frecuencias característicos.

Estos espectros son utilizados para conocer el estado de la máquina mediante la comparación, ya que se debe tener espectros de frecuencia de la máquina, bajo condiciones normales de funcionamiento y con la máquina en buen estado, para realizar la comparación y determinar el grado de enfermedad de la máquina, después de un cierto periodo de uso, a fin de diagnosticar una posible falla mediante el análisis de vibraciones.

Las unidades en las que se miden los parámetros anteriormente descritos se pueden ver en la tabla N° 1:

Sistema Internacional (SI)	Magnitud	Otras unidades
m	Desplazamiento	Micras ( $\mu\text{m}$ ) ; Mil (0,001)
m/s	Velocidad	mm/s
$\text{m/s}^2$	Aceleración	“g” ( $1\text{g} = 9,8 \text{ m/s}^2$ )
s	Periodo	
Hz	Frecuencia	CPM ; cps
$\text{s}^{-1}$	Frecuencia Angular	rpm

Tabla N° 1. Unidades en que se miden las vibraciones según el SI.

## 2.5 CLASIFICACION DE LAS VIBRACIONES

Partiendo de la base de que cuando un sistema se encuentra en su posición de equilibrio no realiza movimiento alguno sino recibe alguna fuerza exterior. Atendiendo a la simultaneidad de las acciones exteriores con las vibraciones que producen, éstas se pueden clasificar en dos grupos:

### 2.5.1 Vibraciones libres

Denominadas así las vibraciones que se producen como consecuencia de una acción sobre el sistema, que cesa antes de producirse el movimiento.

### 2.5.2 Vibraciones forzadas

Una vibración se clasifica como forzada cuando las acciones sobre el sistema y las vibraciones producidas coexisten a lo largo del tiempo. Las acciones exteriores, que pueden ser variables con el tiempo y no dependientes del movimiento que provocan se pueden clasificar a su vez en:

### 2.5.2.1 Acciones Deterministas

Siempre que exista una ecuación algebraica que permita expresar su variación en el tiempo.

Las acciones deterministas las podemos dividir en:

#### 2.5.2.1.1 Periódicas

Cuando mantienen un periodo constante, es decir transcurrido un tiempo fijo la acción vuelve a tomar el mismo valor. Las acciones periódicas pueden ser:

- **Sinusoidales:** Se pueden representar mediante una función seno o coseno.
- **Compuestas:** Representables mediante una combinación de funciones sinusoidales.

#### 2.5.2.1.2 No periódicas.

### Acciones Aleatorias

Se denominan así cuando estas acciones sólo se pueden describir mediante parámetros estadísticos.

Podemos clasificar las acciones aleatorias en:

- **Estacionarias:** Cuando los parámetros estadísticos que las describen no dependen del tiempo.
- **No estacionarias.**

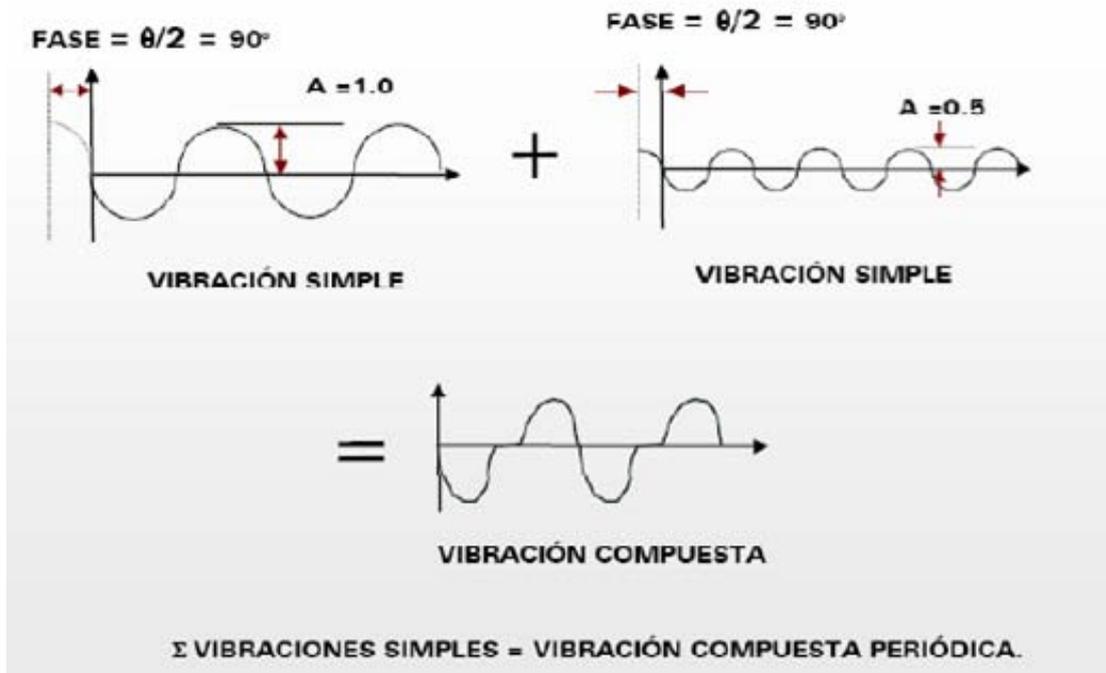


Figura N° 4. “Vibración compuesta”.

Se observa que una fuerza excitadora periódica al actuar sobre un sistema mecánico que producirá una vibración forzada periódica, cuyo periodo será el mismo que el de la fuerza excitadora. Se muestra como ejemplo en la figura N° 5:

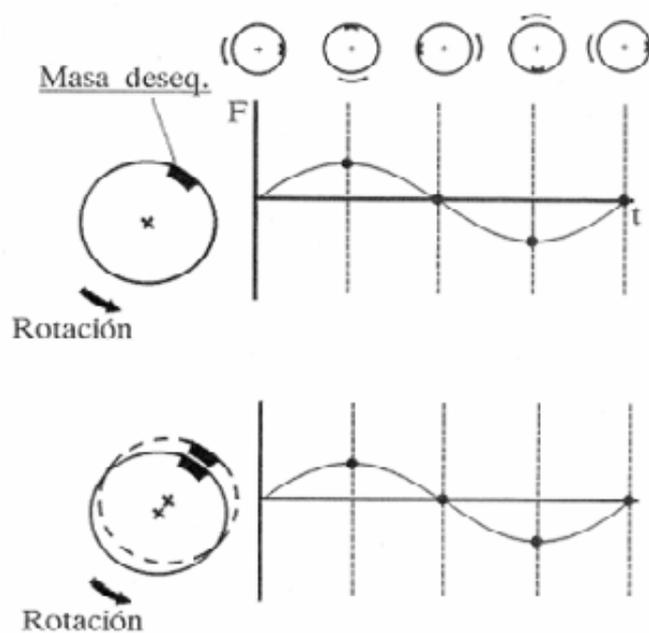


Figura N° 5. “Efecto de una masa desbalanceada en un rotor”

De la afirmación anterior se puede obtener dos conceptos que resultan fundamentales en el estudio de las vibraciones:

- La causa de toda vibración periódica en una máquina o sistema es una fuerza externa o interna del mismo periodo.
- La determinación de los parámetros característicos de la vibración permitirá la identificación de la fuerza exterior que la origina.

## 2.6 VIBRACION CON UN 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 término. Por ejemplo un embolo que se mueve confinado en un cilindro.

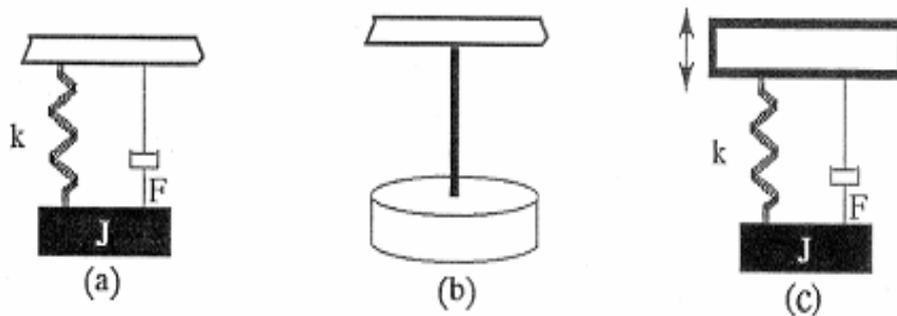


Figura N° 6. “Sistemas con un grado de libertad”.

De la figura N° 6, se puede deducir que:

- Representa un sistema compuesto por: una masa, un muelle y un amortiguador, en el cual la masa sólo puede realizar movimientos rectilíneos verticales.
- Representa un péndulo de torsión que puede únicamente girar alrededor de su eje (vertical).
- Se considera el mismo sistema de la figura a) pero unido a una fundación cuyo movimiento es conocido.

Como se ha comentado anteriormente, el sistema queda definido por la coordenada  $x$  que define la posición de la masa “ $m$ ”, la rigidez y el amortiguamiento son constantes y no dependen de la posición.

Se sabe entonces, las fuerzas que actúan y aplicando la Segunda Ley de Newton se tiene:

$$\sum F_{ext} = m \cdot a = m \cdot x''$$

$$\sum F_{ext} = k \cdot x$$

$$k \cdot x = m \cdot x'' = m \cdot (\omega^2 \cdot x)$$

## 2.7 SISTEMAS VIBRATORIOS CON VARIOS GRADOS DE LIBERTAD.

En sistemas de varios grados de libertad se tiene tantas frecuencias naturales como grados de libertad. Así un sistema de tres grados de libertad tendrá tres pulsaciones propias.

Se denominan sistemas de dos grados de libertad a aquellos en los que sus relaciones de ligadura permiten desplazamientos, que tienen que determinarse mediante más de un parámetro de posición.

Su análisis se inicia, mediante el planteamiento por cualquiera de los procedimientos de la dinámica, de “n” ecuaciones diferenciales (es decir, el mismo número de ecuaciones que grados de libertad que disponga el sistema) y cuyas incógnitas son las coordenadas elegidas para la descripción del sistema.

Este sistema es de la forma:

$$\sum_{j=1}^{j=n} M_{kj} x_j'' + \sum_{j=1}^{j=n} C_{kj} x_j' + \sum_{j=1}^{j=n} K_{kj} x_j = F(t)$$

Donde:

$M_{kj}$ : Son los coeficientes de inercia del sistema.

$C_{kj}$ : Son los coeficientes de amortiguamiento del sistema.

$K_{kj}$ : Son los coeficientes de rigidez del sistema.

De forma matricial quedaría de la siguiente forma:

$$[M](x'') + [C](x') + [K](x) = \{f\}$$

Donde se denomina:

[M] Matriz de inercia

[C] Matriz de disipación. Su determinación es, en general difícil e impreciso.

[K] Matriz de rigidez. Se obtiene a partir de datos del modelo físico o realizando sobre éste un ensayo estático.

(x) Coordenadas generalizadas

{f} Fuerzas excitadoras

### 2.7.1 Sistemas continuos.

Los sistemas continuos son aquellos que están constituidos por infinitas masas y rigideces, son los reales físicamente, como los recogidos en las siguientes figuras.



Figura N° 7 “Muestra un rodillo de la industria papelera” (véase referencia 16).



Figura N° 8. “Muestra el rotor de un motor de inducción jaula de ardilla, para ser balanceado” (véase referencia 16).

Al plantear las ecuaciones generales de estos sistemas nos encontramos con:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad i=1,2,\dots, \infty$$

Dicho sistema es irresoluble al tratarse de un sistema de infinitas ecuaciones con infinitas incógnitas.

Para poder realizar el cometido del estudio de estos Sistemas Continuos, que son los sistemas que nos encontramos en la práctica, la ingeniería ha desarrollado el método de la discretización.

La discretización consiste en la aproximación a dicho sistema mediante la creación de un modelo matemático con un número finito de elementos (nudos, barras, placas, etc...) cuyos movimientos o giros constituyen las coordenadas generalizadas a determinar. Se convierte así un sistema continuo en otro equivalente con un número finito de grados de libertad.

Como ejemplo podemos ver el rotor de una turbo bomba y como se aproxima a un modelo.

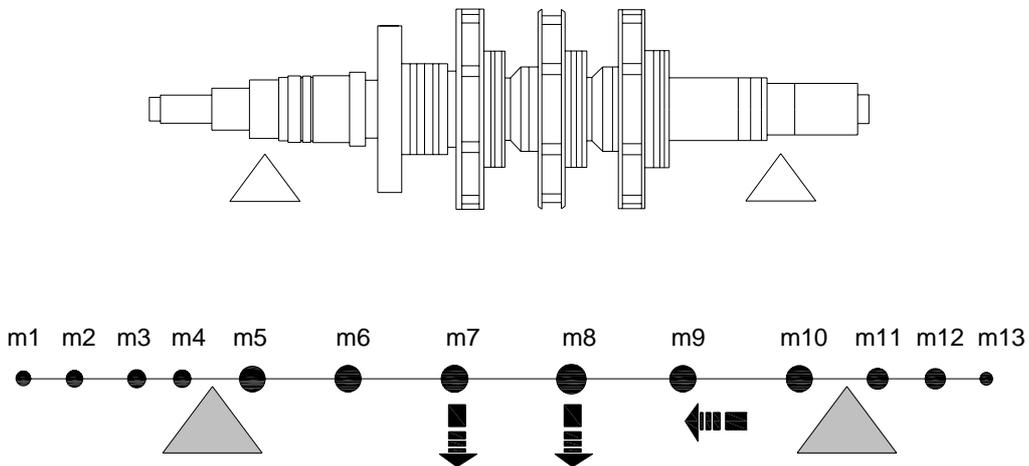


Figura N° 9 “Esquema modelo del rotor de una turbo bomba, analizado como una viga”.

Aunque también se modelan estructuras más complejas como podría ser un buque o cualquier tipo de máquina y/o estructura.

De este modo vemos como un sistema continuo tiene infinitas frecuencias propias y podemos calcular tantas, como grados de libertad hayamos considerado.

Podemos considerar que el cálculo de las primeras frecuencias propias es suficiente, ya que éstas son las más importantes desde el punto de vista de las situaciones que encontramos normalmente, además estas “primeras frecuencias” son más precisas debido a los menores errores que introduce el cálculo.

Otro problema que encontramos, es si el modelo discretizado representa fielmente el comportamiento real del sistema continuo, es decir, si las frecuencias propias y formas propias de vibrar del modelo coinciden con las que realmente tienen o caracterizan al sistema continuo o real.

Si esto ocurre, se dice que el modelo está contrastado experimentalmente. Cuando por el contrario, existan importantes desviaciones entre Modelo-Ensayos, se deberá proceder a revisar el modelo: sus condiciones de contorno, distribución de masas, hasta lograr aproximaciones dentro de los criterios de cálculo establecidos.

Se hace necesario, por tanto, llevar cabo ensayos experimentales para poder valorar la bondad de los modelos matemáticos. En otros casos, dada la complejidad del sistema, por ejemplo un auto, las técnicas experimentales desarrolladas en prototipos son la única herramienta disponible y fiable para evaluar el comportamiento dinámico real del sistema.

A continuación se describen dos ejemplos de ensayos:

### 2.7.1.1 Ensayo de Percusión (Impacto)

El ensayo de percusión o impacto es un método práctico y sencillo realizado para determinar la o las frecuencias naturales de un sistema o estructura. La finalidad del ensayo consiste en excitar las frecuencias naturales o propias del sistema mediante un golpe y que el sistema entre en resonancia.

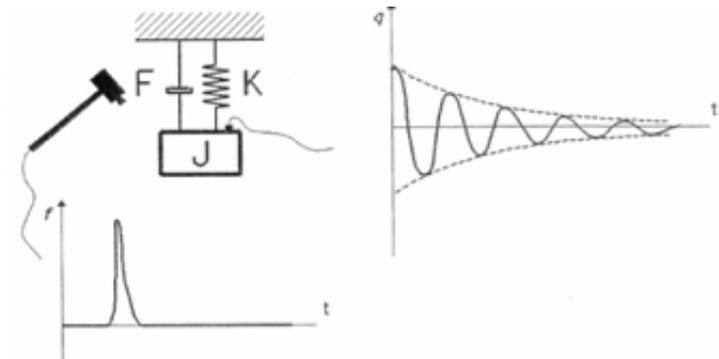


Figura N° 10. “Ensayo de percusión para determinar la o las frecuencias naturales de un sistema o estructura”.

Al representar en el dominio del tiempo las señales tanto de impulso como de respuesta, y en el dominio de la frecuencia los espectros de impulso y respuesta obtendríamos la siguiente representación:

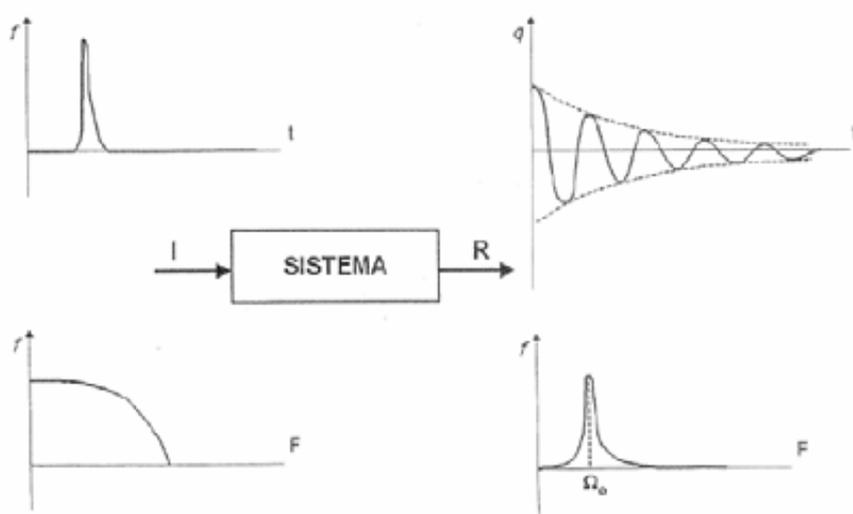


Figura N° 11. “espectros de impulso y respuesta del ensayo de percusión”

Si se captura un espectro de vibraciones durante el instante de tiempo que el sistema se encuentra en resonancia, se podrá determinar a partir de él, las frecuencias críticas del sistema.

### 2.7.1.2 Ensayo armónico.

Observando un sistema constituido por el rotor apoyado en ambos extremos y sobre el que aplicamos mediante un excitador (excéntrica) en uno de sus extremos una excitación armónica de frecuencia  $w$ , variable. Sobre distintos puntos del rotor y para poder evaluar y analizar la respuesta del sistema, colocamos captadores (acelerómetros).

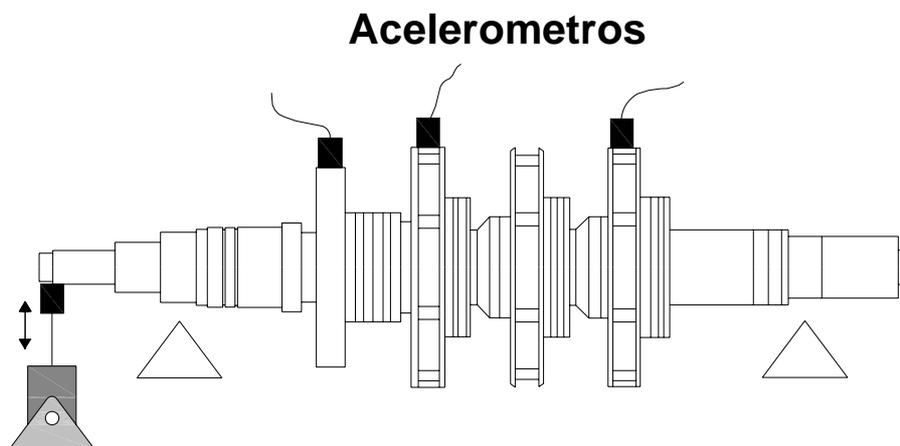


Figura N° 12. “Ubicación de los acelerómetros en un sistema continuo”

La amplitud de la vibración que obtendríamos en cualquiera de los puntos de la viga, se puede representar en función de la frecuencia de la excitación  $\Omega_e$  obteniendo la siguiente curva:

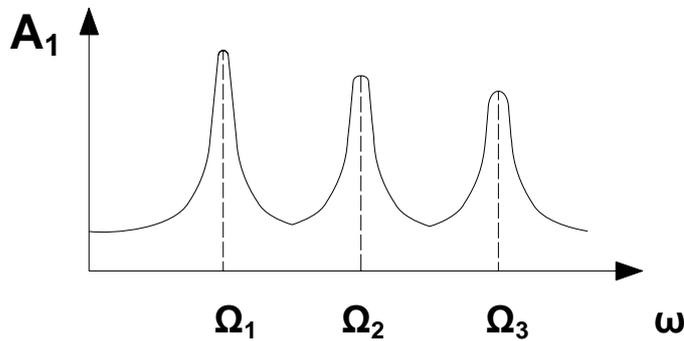


Figura N° 13. “Curva de resonancia”

A la curva de la figura N° 13 se le conoce como Curva de Resonancia y de ella podemos resaltar las siguientes observaciones:

- 3 En este caso existen varios máximos de amplitud que confirman la existencia de más frecuencias propias.
- 4 Los valores  $\Omega_1$ ,  $\Omega_2$  y  $\Omega_3$  ( $f_1$ ,  $f_2$  y  $f_3$ ) para los que se obtienen los máximos de amplitud como consecuencia de sendos fenómenos de resonancia, son las frecuencias propias del sistema ensayado.
- 5 A las velocidades del rotor que coincidan con las frecuencias propias se las conoce como Velocidades Críticas de Flexión (en este caso).

El siguiente paso del análisis es estabilizar el excitador a las frecuencias propias, representando espacialmente las amplitudes de cada acelerómetro para cada localización junto con las fases de las señales correspondientes, pudiéndose representar la geometría que adopta el rotor para cada frecuencia propia. A esta forma se le denomina “forma propia de vibrar” asociada a la frecuencia correspondiente. En este ensayo obtendríamos las siguientes formas propias:

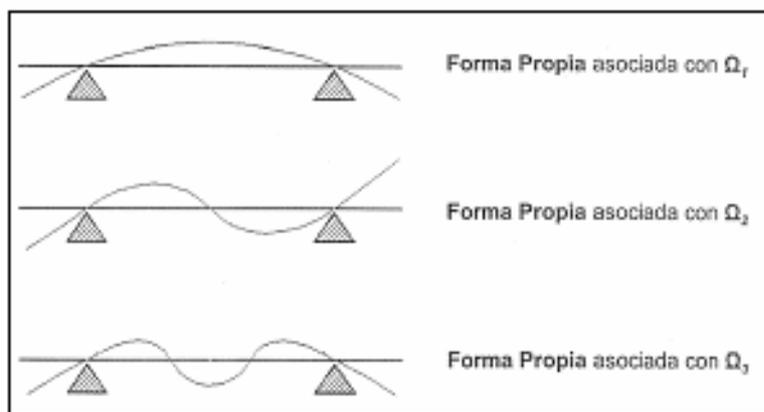


Figura N° 14. “Forma propia de vibrar”

## **CAPITULO III: MANTENIMIENTO SINTOMÁTICO MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES**

### **3.1 GENERALIDADES**

Hoy en día con el gran auge tecnológico es imprescindible contar con proceso de alta calidad, es por esto que el mantenimiento sintomático y en especial el predictivo ha tenido una gran aceptación dentro de los procesos productivos, ya que se asegura un compromiso de producción sin contratiempos que hagan colapsar el sistema, debido a que se planifica las detenciones de los equipos con un respaldo técnico, disminuyendo significativamente los tiempos y costos por concepto de mantención.

Es por esto, que este capítulo presenta las consideraciones de los métodos de mantención, a fin de establecer una pauta para la elección de un sistema de mantención más apropiado, según las necesidades del proceso.

### **3.2 OBJETIVOS Y BENEFICIOS DE LA MANTENCIÓN**

Los objetivos de la mantención son:

- Intentar eliminar las detenciones de los equipos durante el proceso productivo originadas por el deterioro o fallas de piezas y/o equipos.
- Minimizar los costos operacionales por concepto de mantención y por ende disminuir el costo de producción.
- Disminuir los riesgos a los operadores de los equipos.

Si la mantención cumple estos objetivos fundamentales, está siendo efectiva y debería mostrarnos sus beneficios, que se verán reflejados en lo siguiente:

- Al eliminar las detenciones, se tiene una menor pérdida en el proceso de producción y por ello un menor costo.
- Menor costo por concepto de reparación, ya que los ajustes se realizan oportunamente.
- Se aumenta la vida útil de los equipos.
- Se reduce el número de reparaciones.
- Se disminuye el número de equipos de reserva.
- Se reduce el stock de repuestos en bodega.

- El tiempo de las detenciones es menor.
- Aumenta la seguridad de los trabajadores (que influyen directamente en proceso productivo).

### **3.3 MÉTODOS CONVENCIONALES DE MANTENCIÓN**

Los métodos convencionales de mantención son:

#### **3.3.1 Mantención correctiva**

Consiste en reparar o cambiar componentes de un equipo una vez que se ha producido la falla. Por ello, es que este tipo de mantención tiene un alto costo, debido a que no se tiene un control continuo del estado de la máquina y/o equipo. Provocando frecuentemente el colapso de la producción.

#### **3.3.2 Mantención preventiva**

Consiste en inspeccionar la máquina y cambiar partes de ella en intervalos regulares de tiempo determinados estadísticamente.

Se basa en el conocimiento del límite de la vida útil de los componentes. De esta manera se pueden realizar mantenciones anticipadamente para minimizar la ocurrencia de una interrupción imprevista.

El costo de este tipo de mantención se ve encarecido debido al gran stock que se debe mantener y al cambio de partes en buen estado.

### **3.4 MANTENCIÓN PREDICTIVA**

La mantención predictiva o basada en la condición, es un método que considera a cada máquina en forma individual. Consiste en realizar mantenciones cuando la condición de la máquina lo indica. Esta condición es evaluada analizando señales que la máquina emite por medio de un transductor, reemplazando las tareas de mantención a intervalos fijos por chequeos a intervalos fijos.

Los factores más significativos en la evaluación de las señales son:

- Emisiones acústicas
- Vibraciones
- Impulsos de choque
- Ferrografía
- Residuos de desgaste
- Análisis de aceite
- Medidas de presión
- Toma de temperaturas
- Performance de la máquina

Si bien es cierto, la implementación de un sistema de mantención predictivo tiene un costo extra inicialmente, este costo se ve recompensado por sus grandes beneficios, ya que se disminuirá casi a cero las de detenciones en el periodo de producción, ya sea por fallas imprevistas o por trabajos de mantención realizados antes de tiempo.

Además en este tipo de mantención se realiza un monitoreo constante del funcionamiento de los equipos, por lo que se puede realizar una lista de chequeo de las partes más vulnerables y de este modo se logra limitar el lugar de la falla siendo más fácil su localización.

#### **3.4.1 Análisis comparativo de costos versus beneficios del mantenimiento predictivo.**

Antes de tomar cualquier decisión, es necesario realizar la evaluación económica de factibilidad de su implementación. Establecer un sistema de mantención predictivo no escapa de esta consideración, es por esto que como mínimo se deben tener en cuenta el costo de implementación y el beneficio que trae consigo.

##### **Costos de implementación.**

- Investigación inicial.
- Preparación de los puntos de monitoreo.
- Selección y compra de instrumentos.
- Instrucción y entrenamiento del personal que realizará el muestreo.
- Capacitación del personal analizador de resultados.

Dentro de los costos que se incluyen como “investigación inicial” se debe considerar:

- Identificar las máquinas que se incluyen en el plan, ya que sería antieconómico incluirlas todas.
- Determinar los niveles normales y límites aceptables de vibración (en máquinas nuevas o en buen funcionamiento según la experiencia), o en su efecto se puede consultar alguna guía como por ejemplo la norma ISO 2372, para relacionar los niveles vibratorios con el nivel de deterioro de la máquina.
- Fijar los intervalos entre mediciones.
- Adoptar un correcto sistema de archivo de datos para conocer el historial de cada máquina evaluada.

### **Beneficios**

- Virtual eliminación de paradas no planificadas (aumenta la confiabilidad y por ende la productividad).
- Eliminación de daños secundarios (por la falla de un rodamiento se podría dañar un máquina).
- Se evita reemplazar componentes en buen estado.
- Disminuye el stock de repuestos.
- Reducción en el tiempo de detección y reparación de una falla.
- Se disminuye el costo de las primas de la aseguradora.

### **3.5 MANTENCION PREDICTIVA MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES.**

En una máquina bien diseñada el nivel de vibraciones debe ser bajo, pero esta condición es imposible de mantener por un tiempo indefinido sin realizar los ajustes y mantenciones correspondientes, ya que el funcionamiento produce desgaste de las partes móviles, afectando las propiedades dinámicas, ya que aumentan las tolerancias de los ajustes, se desalinean los ejes, se desbalancean los rotores, teniendo como consecuencia un significativo aumento vibratorio de la máquina, produciendo una mayor carga dinámica en los descansos y rodamientos, lo que finalmente los puede llevar a la rotura y provocar serios daños tanto a la máquina misma, como a equipos acoplados a ésta.

### **3.5.1 La vibración como indicador de estado de la maquina.**

La mayoría de las máquinas presentan un nivel típico de vibración y un espectro de frecuencia con una forma característico cuando la máquina está en buenas condiciones.

Las vibraciones en las máquinas son normalmente producto de la transmisión de fuerzas y provocan desgastes acelerando las fallas. Cuando estos desgastes se manifiestan, el proceso dinámico de la máquina cambia y en consecuencia, algunas de las fuerzas que actúan sobre partes de ella cambian, modificando su respuesta vibratoria, es por esto que la medición de vibraciones permite conocer la condición de una máquina y detectar sus fallas.

### **3.5.2 Objetivos y consideraciones del análisis de vibraciones.**

Al realizar un análisis de vibración en una máquina se persigue tres objetivos fundamentales como son:

- Detectar las fallas
- Diagnosticar las fallas
- Predecir las fallas

#### **3.5.2.1 Detectar la falla.**

Con la finalidad de detener la máquina y realizar la mantencion correspondiente antes que se produzca la falla, que podría tener resultados catastróficos en el proceso productivo.

#### **3.5.2.2 Diagnosticar la falla.**

Identificar el lugar físico o parte componente de la máquina que está deteriorado.

Si bien es cierto un aumento en el nivel vibratorio usualmente indica una falla progresiva, esto no es suficiente para identificar el lugar exacto de la falla, es por esto que se debe tener un espectro de frecuencia como base para el diagnóstico, debido a que en el espectro aparecen aumentados algunos niveles de vibración en una o más frecuencias, de este modo es posible conocer las frecuencias de vibración características de las posibles fallas y por comparación encontrar aquellas que coinciden con la frecuencia de los componentes que presentan aumento.

### **3.5.2.3 Predecir la falla.**

Es conocer el comportamiento de la máquina bajo un aumento en el nivel vibratorio y de este modo predecir la tendencia de ésta. Esto se realiza para estimar hasta cuando es recomendable mantener en funcionamiento una máquina. Esto se logra graficando el nivel de vibración en función del tiempo. Extrapolando la tendencia de la curva se puede determinar cuando la condición alcanzará niveles límites (peligrosos), con el fin de planificar la mantención.

Un método muy usado en la mantención predictiva mediante el análisis de vibraciones, es realizar un monitoreo periódico del funcionamiento de la máquina y compararlo con un valor límite preestablecido como valor de intervención, para asegurarse de no alcanzar el valor límite máximo (falla).

El intervalo en que se deben realizar las mediciones, quedará establecido por el tiempo promedio entre averías, en este periodo se deben realizar a lo menos seis mediciones, con el fin de conocer la tendencia de los niveles de vibración, periodo que puede disminuirse al acercarse al tiempo promedio entre averías, a fin de no sobrepasar el límite preestablecido para realizar la mantención.

### **3.5.2.4 Consideraciones en el muestreo para realizar un análisis de vibraciones.**

Para lograr los objetivos de la mantención predictiva, es necesario cumplir rigurosamente los siguientes procedimientos a fin de obtener los resultados esperados del monitoreo y de este modo tomar la mejor decisión.

- **Ubicar los puntos de muestreo.**
- **Determinar la dirección en que se realizará la medida.**
- **Marcar y preparar la superficie.**

#### **3.5.2.4.1 Ubicar los puntos de muestreo.**

Esto es imprescindible, ya que se debe ubicar un punto representativo de la vibración de la máquina. Las fuerzas son transmitidas generalmente a través de los rodamientos y sus carcazas a la cimentación de la máquina. Es por ello que los puntos de medición deben estar ubicados en las carcazas de rodamientos o muy próximos a ellas.

Cabe destacar que las protecciones, los paneles, cubiertas y partes consideradas menos rígidas, no son adecuados como puntos de medición.

#### **3.5.2.4.2 Determinar la dirección en que se realizará la medida.**

Las fuerzas debidas al desequilibrio giran con el eje y por ello ocasionan vibraciones radiales, las que actúan en todas las direcciones del plano de rotación.

Las vibraciones axiales actúan como su nombre nos lo indica en la dirección longitudinal del eje y son generalmente producidas por mala alineación, ya sea por acoplamientos mal montados, ejes torcidos.

Lo normal es tomar lecturas en tres direcciones en cada punto de medición (vertical, horizontal, axial).

Las direcciones vertical y horizontal son mediciones radiales, las que nos indican:

- Lectura vertical, entrega información sobre la debilidad estructural.
- Lectura horizontal, es representativa de las condiciones de equilibrio.

#### **3.5.2.4.2 Marcar y preparar la superficie.**

Los puntos de medición deberán quedar muy bien establecidos, a fin de no inducir a errores en las próximas mediciones, ya que se debe realizar una comparación entre las medidas de cada periodo, para evaluar la tendencia de las vibraciones.

El transductor se debe sujetar en una superficie plana y lisa, mediante su base magnética. Si fuese necesario se debe alisar la superficie para tener un buen contacto del transductor.

### 3.6 CAUSAS COMUNES QUE PRODUCEN VIBRACIÓN EN MAQUINAS ROTATIVAS.

Las vibraciones en máquinas rotativas pueden deberse a distintos factores, a continuación se detallan y se describen algunas causales consideradas como representativas.

- Desbalanceo
- Interferencia y excentricidad
- Holguras, desgaste y/o juego excesivo
- Desalineamiento de acoplamientos y soportes (bancada y/o descansos)
- Flexión de ejes
- Transmisiones defectuosas por cadenas (Engranajes)
- Transmisiones defectuosas por correas
- Rodamientos en mal estado
- Roce
- Variaciones de torque
- Fuerzas electromagnéticas
- Fuerzas hidráulicas (cavitación)
- Fuerzas aerodinámicas (turbulencia)
- Resonancia

También existen vibraciones no tan comunes, pero no menos importantes como son:

- Fuerzas alternativas (en maquinas alternativas)
- Falta de rigidez mecánica
- Piezas flojas (seltas)
- Cuña de aceite (oil whip), en turbo máquinas de alta rotación con soportes de metal.

#### 3.6.1 Desbalanceo

El desbalanceo o desequilibrio es quizás la causa más común de vibraciones ya que todos los rotores, árboles, cigüeñales o partes rotativas tales como ventiladores, hélices, etc., lo presentan en mayor o menor grado.

Diremos que un rotor está perfectamente equilibrado cuando su eje de giro pasa por el centro de masas y coincide con un eje principal de inercia.

Este estado ideal no se produce nunca, entre otras cosas por las siguientes razones:

- Construcciones no simétricas.
- Defectos en el material: Poros, etc.
- Curvatura del propio eje.
- Corrosiones y desgastes.

De tal modo que en todas las máquinas rotativas se admite un grado de desequilibrio denominado “Desequilibrio residual”.

El desequilibrio es por tanto, consecuencia de una distribución desigual de masas del rotor alrededor del eje giro y se puede representar por una masa “Mx” con una excentricidad “e” que gira con la velocidad de la máquina. El desequilibrio da lugar, por tanto, a una fuerza “F” de dirección variable y módulo constante si la velocidad lo es.

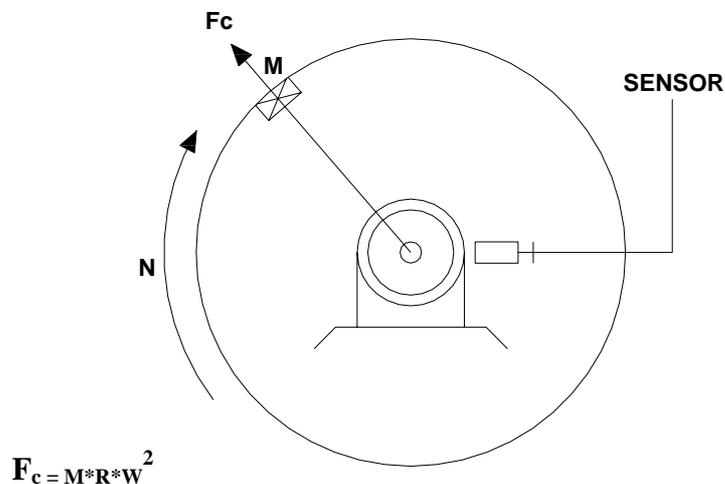


Figura N° 15. “Rotor desbalanceado”

Las acciones de esta fuerza sobre los cojinetes de la máquina dan lugar a las vibraciones características de este defecto.

El desequilibrio puede ser:

- Estático
- Dinámico

En todos los casos se produce una fuerza sobre los cojinetes de apoyo que es un vector que se detecta:

- Midiendo vibraciones en el exterior del cojinete, fundamentalmente en dirección radial (Horizontal- vertical).
- Midiendo el desplazamiento relativo entre el eje y sus soportes.

En cuanto a las características de este defecto, que se utilizan para diferenciarlo de otras averías que producen vibraciones similares son:

- La señal obtenida es sinusoidal con una frecuencia que corresponde al giro del rotor (1x RPM).
- La amplitud de la señal aumenta con la velocidad.
- Por ser la fuerza de desequilibrio dinámico un vector rotativo, la fase de la vibración que se produce, respecto a una referencia, varía con la posición angular del captador sobre la periferia del rotor; en tanto que la amplitud es prácticamente la misma.

### 3.6.2 Interferencia y excentricidad

Se produce este defecto cuando el eje de giro de un elemento rotativo y su eje geométrico no coincide. Se origina por:

- Defecto de construcción.
- Defectos de montaje.

Tiene lugar en: Poleas, cojinetes de rotores, ruedas dentadas, rotores de máquinas, etc.

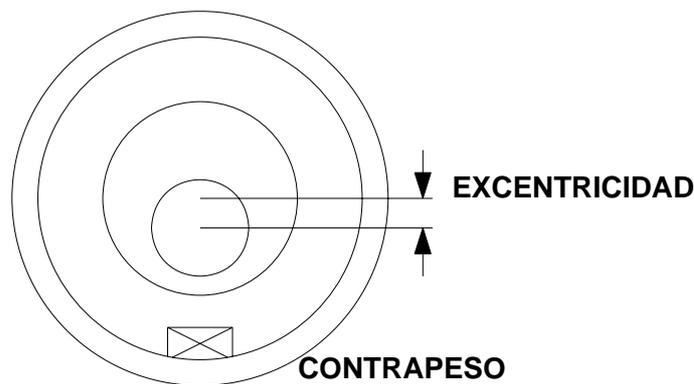


Figura N° 16. "Polea excéntrica"

Las características de las vibraciones debidas a excentricidad son las siguientes:

- Una frecuencia idéntica a la del giro (1x RPM).
- La amplitud es máxima en la dirección de la excentricidad.

Se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- No se debe confundir este defecto con el desbalanceo ya que, si bien ambos producen vibraciones muy semejantes, son de origen distinto.
- Existen casos, como por ejemplo, un rotor perfectamente balanceado, pero montado excéntricamente, que produce vibraciones semejantes a las del desbalanceo, y que se pueden corregir mediante un “falso” equilibrado. La masa de balanceo compensa la excentricidad.

A este desequilibrio se le llama “falso” por el hecho de que una sustitución del cojinete excéntrico por otro correcto, puede dar lugar a un problema de desbalanceo debido a la masa de corrección instalada erróneamente. Por ello, es conveniente que todos los rotores se equilibren en sus respectivos cojinetes.

### **3.6.3 Desalineamiento de acoplamientos**

Este es otro defecto tan frecuente como el desbalanceo en la maquinaria rotativa. Ello se debe a la dificultad, a pesar de la existencia de cojinetes autoalineables y acoplamientos elásticos, de alinear una serie de ejes y sus respectivos apoyos. Este defecto se puede presentar de tres formas:

- Desalineación angular (a).
- Desalineación longitudinal (b).
- Desalineación compuesta (c).

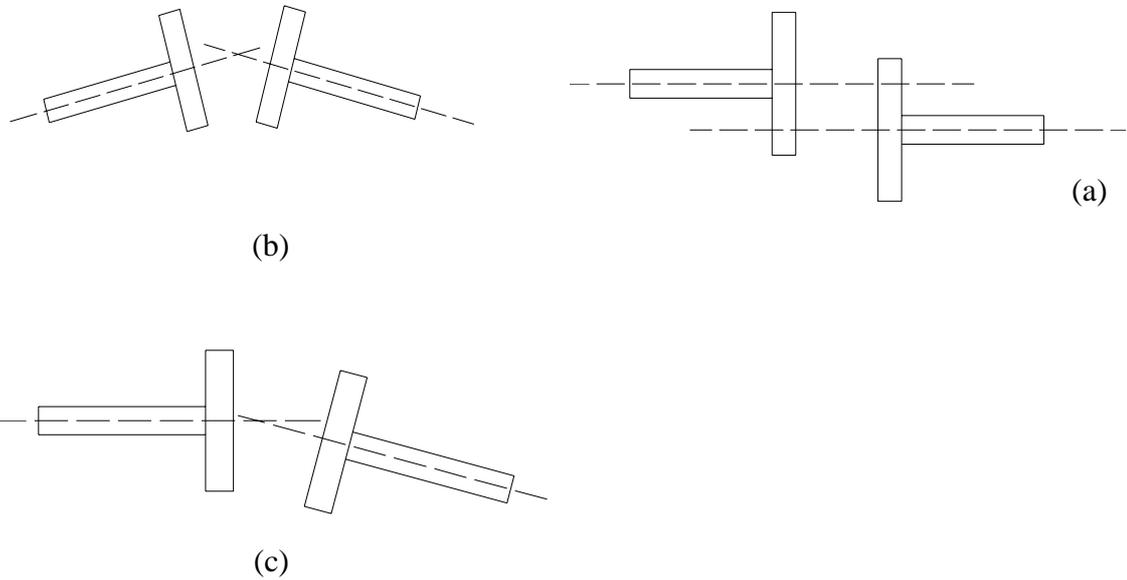


Figura N° 17. “Distintas formas en que se presenta desalineamiento de ejes”.

Si bien cada tipo de desalineación tiene características específicas que permiten su identificación, este tipo de vibraciones presentan los siguientes aspectos generales:

- Elevados niveles de vibración en dirección axial.
- La existencia de altas vibraciones axiales se debe a la componente axial de la fuerza debida a la desalineación.

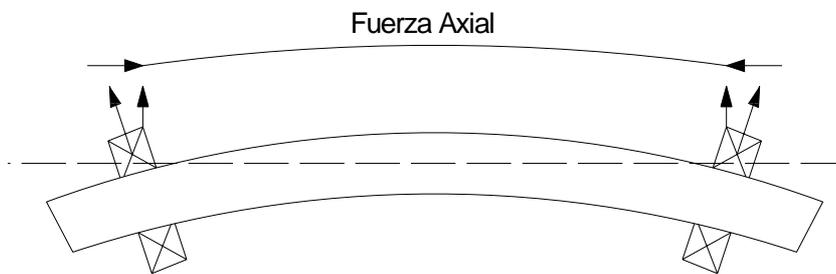


Figura N° 18. “Deformación de un eje por una fuerza axial”

- Presencia de una componente de frecuencia doble de la de giro del eje ( $2 \times \text{RPM}$ ) principalmente en dirección axial.
- Por otra parte, el parámetro fase puede ser, con algunas consideraciones prácticas, muy importante para completar la identificación de este defecto.

En cuanto a las características específicas de cada tipo de desalineación son las siguientes:

### **3.6.3.1 Desalineación Angular**

Tienen lugar cuando los ejes de los rotores acoplados forman un cierto ángulo no previsto en el diseño original. Los ejes curvados pueden considerarse un caso particular de este tipo de desalineación.

Los aspectos específicos son:

- Mayor nivel de vibración en dirección axial que en dirección radial, con frecuencia predominante (1xRPM) acompañadas a veces del armónico (2xRPM).
- A pesar de la presencia del armónico (1xRPM), se diferencia del desequilibrio por el mayor nivel de vibración en dirección axial.

Para confirmar lo anterior, y no confundirlo con una resonancia de la máquina en dirección axial, es necesario medir en otros puntos de la máquina.

### **3.6.3.2 Desalineación longitudinal**

Se produce cuando dos rotores están acoplados en serie con sus ejes paralelos, pero no coincidentes.

Las características principales:

- Vibraciones radiales de frecuencia (2x RPM) y/o (3xRPM) en la dirección de la desalineación a veces armónicos superiores, dependiendo del tipo de apoyo.

Las desalineaciones producidas en los cojinetes se dan por desplazamiento lateral o vertical forzando al rotor a una posición “doblada” que puede provocar el giro del cojinete, o bien por giro del cojinete en el montaje.

Si el cojinete es antifricción con engrase, no se producen vibraciones apreciables a menos que haya también desequilibrio (cosa que normalmente sucede) con lo que las fuerzas de reacción al desequilibrio en el cojinete mal montado son grandes y se producen vibraciones a (1x RPM) tanto en dirección radial como axial.

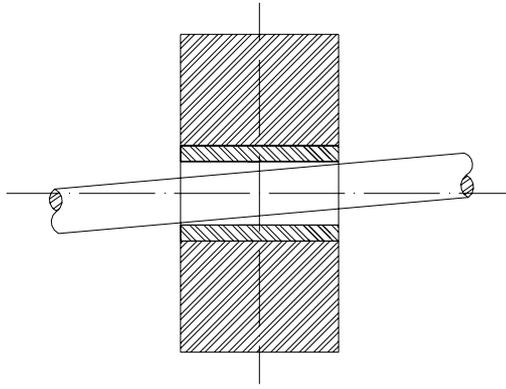


Figura N° 19. “Desalineamiento longitudinal por eje mal instalado”

Si el cojinete es de bolas o de rodillo, se producen vibraciones, tanto axiales como radiales, a frecuencia ( $1 \times \text{RPM}$ ) y sus primeros armónicos así como alguna otra relacionada con el número de bolas o rodillos.

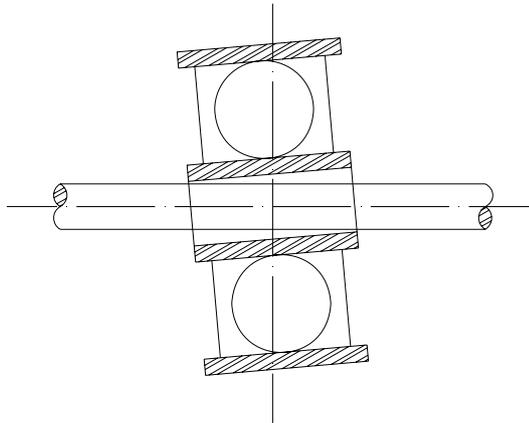


Figura N° 20. “Desalineamiento longitudinal por cojinete mal instalado”

Si estas vibraciones se detectan precozmente, se puede corregir fácilmente su causa y evitar un daño irremediable en cojinetes y/o rotor que causarían una larga parada y una costosa reparación.

#### 3.6.4 Holguras, desgaste y/o juego excesivo

Otro defecto que puede presentarse y que origina vibraciones no deseadas, son las holguras y/o juego excesivo, producto del desgaste de las piezas, no previstas en el proyecto del diseño original.

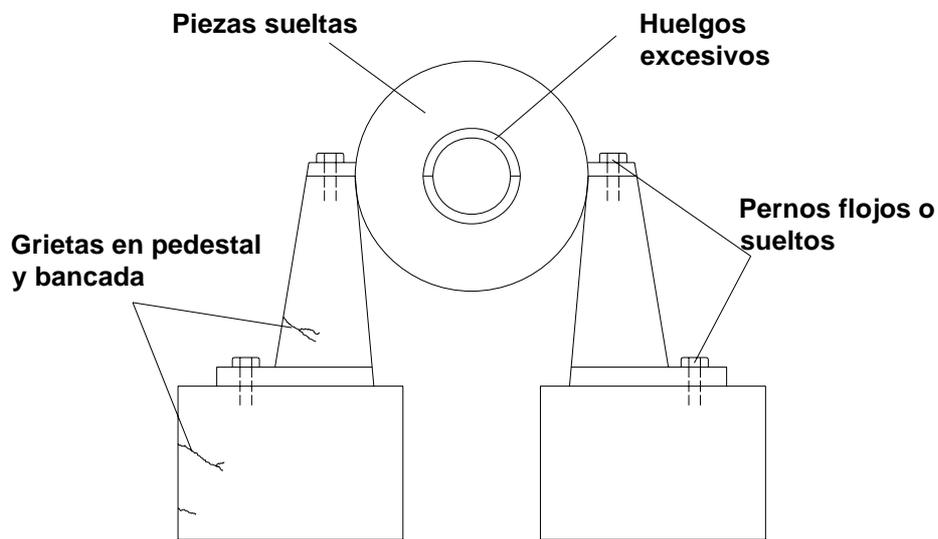


Figura N° 21. “Muestra los efectos de holguras y desgastes excesivos”

Este tipo de defectos da lugar a vibraciones con un elevado número de defectos armónicos de la frecuencia de giro ( $2xRPM$ ), ( $4xRPM$ ).etc.

Ello se debe a que las vibraciones debidas a otros defectos tales como desbalanceo y desalineación, ante la presencia de holguras, y dependiendo del tipo, se ven truncadas y amplificadas a un elevado número de componentes.

Las características de las vibraciones debidas a holguras son las siguientes:

- La amplitud de vibración en un mismo punto suele variar de un ensayo a otro.
- La vibración originada suele ser direccional, variando la amplitud y la fase con la proximidad de la holgura.
- La señal en el dominio del tiempo presenta componentes del golpeteo.
- Estos impulsos o limitaciones pueden excitar las frecuencias propias de la máquina, que aparecerán en el espectro de frecuencia de ésta.

En cuanto a las consideraciones prácticas a tener en cuenta, se tiene:

- Siempre que los armónicos sean altos, aunque menor que el fundamental, es conveniente investigar la existencia de holguras.
- La diferencia brusca de fase entre dos puntos próximos, como por ejemplo el cojinete y la bancada, puede revelar la existencia de un perno flojo.
- El carácter direccional de las vibraciones que produce este defecto, hace conveniente medir en distintos puntos y direcciones, observando amplitud y fase, para identificar la holgura.

### 3.6.5 Cojinetes Antifricción

En este tipo de apoyo de rotores, que pueden tener una lubricación natural o forzada, presentando los siguientes tipos de defectos y vibraciones características:

- **Vibraciones debidas a huelgos excesivos:** El huelgo entre el eje y cojinete es un parámetro crítico de diseño que condiciona no sólo el funcionamiento hidrodinámico del cojinete, sino también la interrelación eje-cojinete.

Así un cojinete con huelgos superiores a los correctos es menos capaz de absorber las fuerzas debidas al desequilibrio dinámico y da lugar a altos niveles de vibración de frecuencias (2xRPM) y (3xRPM).

El huelgo condiciona el posicionamiento del eje dentro del cojinete, de tal forma que un huelgo excesivo puede dar lugar a un posicionamiento incorrecto y en consecuencia, a un fenómeno de desalineación, con la aparición de las vibraciones y frecuencia característica de este defecto (2 x RPM).

Excesivo huelgo, en otros casos, puede conducir a un rozamiento entre eje y cojinete, dando lugar a desgastes y vibraciones de frecuencias, como consecuencia de la fricción seca.

- **Lubricación deficiente:** Cuando falla el sistema de lubricación o el aceite empleado no es el adecuado, puede llegarse al rozamiento “seco” entre el rotor y el cojinete, originándose una vibración tangencial parecida a la vibración de un vidrio cuando hacemos deslizar sobre él un dedo humedecido con suficiente presión.

Cuando aparece la frecuencia alta, característica de este rozamiento “seco”, se hace necesario buscar su origen en el lubricante o en su efecto en el sistema de engrase.

### 3.6.6 Rodamientos de bolas y rodillos

Una gran variedad de máquinas de proceso están equipadas con rodamientos de bolas.

En la mayoría de los casos, los rodamientos son los componentes de mayor precisión en las máquinas y generalmente su tolerancia es 10 veces más restrictiva que la tolerancia del resto de los componentes de la máquina. Aún más, solo entre un 10 y

un 20 % de los rodamientos alcanzan su vida de diseño, debido a diferentes factores. Estos incluyen principalmente lubricaciones inadecuadas, contaminación con partículas extrañas y/o suciedad, almacenamiento inadecuado fuera de su embalaje, entrada de humedad, rodamiento inadecuado para el tipo de máquina, mala instalación. En la siguiente figura se muestran los elementos de un rodamiento y la posición del captador de vibraciones. Cuando los elementos del rodamiento se desgastan, la señal de vibración se transmite fácilmente desde el defecto en la pista exterior hasta la carcasa donde está instalado el acelerómetro.

Estos defectos aparecerán en dos o más componentes del rodamiento antes del posible fallo del mismo.

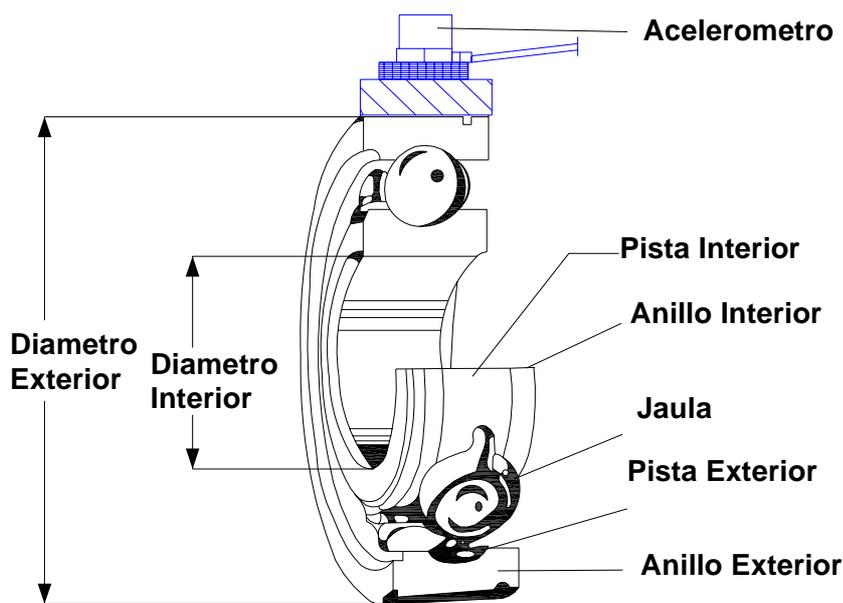


Figura N° 22. “Rodamiento de bolas”

Se han desarrollado tablas que ayudan a la detección de defectos específicos de los diferentes componentes de un rodamiento. Se puede detectar por separado las fallas en la pista exterior e interior, jaula y elementos rodantes. Estas tablas están basadas en la geometría del rodamiento, el número de bolas y la velocidad de giro. En ellas se tabulan las frecuencias de cada uno de los cuatro defectos para cada rodamiento.

Los defectos que se pueden producir son:

- Defecto en pista interior (DPI).
- Defecto en Jaula (DJA).
- Defecto en bola o rodillo (DBR).
- Defecto en pista Exterior (DPE).

Nótese que en la tabla N° 2 se incluye el número de bolas (Nb), el diámetro de las bolas (Bd), el diámetro primitivo (Pd), el ángulo de contacto ( $\theta$ ), la frecuencia de defecto en la pista exterior (DPE), (DPI), (DJA) y (DBR).

<b>Tipo de cojinete</b>	<b>Nb</b>	<b>DJA</b>	<b>DBR</b>	<b>DPE</b>	<b>DPI</b>
SKF N205	12	0.416	2.877	4.987	7.013
SKF N206	12	0.419	2.988	5.023	6.977
SKF N207	12	0.416	2.891	4.991	7.009
SKF N208	13	0.417	2.914	5.416	7.584
SKF N209	14	0.423	3.170	5.922	8.078
SKF N210	15	0.434	3.700	6.504	8.496
SKF N211	15	0.429	3.452	6.436	8.564
SKF N212	16	0.432	3.614	6.914	9.086
SKF N213	16	0.430	3.485	6.875	9.125
SKF N214	16	0.432	3.582	6.904	9.096
SKF N215	17	0.432	3.593	7.339	9.661
SKF N216	16	0.432	3.602	6.910	9.090
SKF N2217	16	0.433	3.664	6.928	9.072
SKF N218	16	0.428	3.398	6.847	9.153
SKF N219	16	0.428	3.415	6.853	9.147
SKF N220	16	0.429	3.431	6.858	9.142
SKF N222	16	0.426	3.297	6.814	9.186
SKF N224	18	0.428	3.417	6.854	9.146
SKF N225	18	0.433	3.683	7.800	10.200
SKF N226	18	0.433	3.682	7.800	10.200

Tabla N° 2. Valores de apoyo para considerar fallas de rodamientos, según el fabricante SKF.

La ventaja que proporciona el conocimiento de las frecuencias correspondientes a cada defecto en los rodamientos es que, por ejemplo, un analista puede evaluar de forma separada los rodamientos interiores y exteriores de una máquina.

Cuando existe un defecto en los propios elementos rodantes, bolas o rodillos, generalmente aparecen las frecuencias de defecto de bola y también la frecuencia de jaula.

La aparición de frecuencias de defecto en bolas no significa necesariamente que haya defectos en los elementos rodantes. Sin embargo, significa que hay algún problema. En este caso, puede indicar que una jaula está rota en el remache y las bolas golpean contra la jaula.

Las frecuencias de defecto en rodamientos se pueden utilizar para detectar si un rodamiento está sobrecargado o mal instalado (es decir, no necesariamente indicarán la existencia de un defecto en este). Por ejemplo, incluso cuando se instala un nuevo rodamiento, la falta de tolerancias entre la caja y el asiento del mismo puede ser la causa de que el rodamiento quede comprimido en su asiento, con lo que desaparecerían todas las holguras internas forzando a los elementos rodantes contra las pistas. Si tal cosa ocurre, el rodamiento generará frecuencias de paso de bola y de pista exterior e inferior, desde el arranque y de forma inmediata. Además sucede usualmente que un cojinete de empuje se ha instalado al revés.

Cuando un rodamiento está mal instalado se producen amplitudes altas a las frecuencias de defectos en pistas, algunas veces del orden de 25 mm/s e incluso mayores.

### **3.6.7 Transmisiones defectuosas por cadenas (Engranajes)**

La transmisión de movimiento entre dos ejes que giran a diferente velocidad se hace normalmente mediante ruedas dentadas que constituyen la caja de engranajes.

Los problemas inherentes a este tipo de transmisión se caracterizan porque presentan un espectro de vibración fácil de reconocer, pero a veces difícil de interpretar.

Esta dificultad se justifica por dos razones:

- No es fácil, en general, instalar un captador próximo al lugar del defecto.
- Las fuentes de vibración en una caja de engranajes con muchas ruedas son también múltiples, dando como resultado un espectro con bastantes frecuencias a identificar, lo que sólo puede lograrse utilizando un analizador de señales dinámicas.

Ello hace necesario identificar y corregir los problemas en su estado casi latente ya que un engranaje en avanzado estado de deterioro produce vibraciones cuyo espectro es muy difícil de interpretar.

Además los engranajes nuevos producen también vibraciones de un nivel relativamente alto, lo que implica la necesidad de tomar un espectro de referencia cuando el engranaje es nuevo, con el objeto de identificar cambios sustanciales de amplitud en alguna componente de frecuencia, o lo que es más significativo, la aparición posterior de nuevas componentes.

La frecuencia de engrane o contacto entre dientes, característica de los engranajes, se obtiene multiplicando el número de dientes por la frecuencia de giro, y habrá una por cada tren de engranajes, siendo más significativa aquella que corresponda a la rueda o piñón averiado.

A continuación se muestra la tabla N° 3 en que se indica la frecuencia de engrane.

	1	2	3	4
Z(N° de dientes)	15	48	31	60
N (rpm)	1440	450	450	323
Frecuencia (z x n)	21600	13950	13950	19380

Tabla N° 3. Frecuencia de engrane.

Además de las frecuencias características de engrane, pueden presentarse otras como consecuencia de defectos no imputables a los engranes como son:

- Desalineación de eje conductor.
- Desalineación de eje conducido.
- Ejes curvados.
- Dilatación térmica.

### 3.7 RESUMEN

A continuación en la tabla N° 4 se muestra un resumen de las causales más probables de vibraciones respecto a las frecuencias características.

<b>Frecuencia de vibración</b>	<b>Causa primarias</b>	<b>Causas secundarias y observaciones</b>
Síncrona	Eléctrica	Frecuencia de la red de alimentación.
2* Síncrona	Pulsos de torque. Soportes dañados.	Para motores eléctricos de 60 Hz. Altas frecuencias
Menos que ½ RPM	Cuña de lubricante Oil whip	Solamente en máquinas de alta rotación, con soportes deslizantes lubricados a presión.
1*RPM	Desbalanceo	Ejes flectados, desalineamiento, soportes excéntricos, Correas dañadas.
2*RPM	Piezas sueltas	Desalineamiento, fricción, correas dañadas.
3*RPM		Muy raro, generalmente combinación de desalineamiento y piezas sueltas. A veces soportes de rodamientos.
Varias veces RPM	Engranajes. Fuerzas hidráulicas y aerodinámicas.	RPM * N° de dientes.  RPM * N° de aspas.

Tabla N° 4. Posibles fallas según frecuencias características.

## **CAPITULO IV: TEORIA DEL BALANCEO.**

### **4.1 INTRODUCCIÓN.**

En este capítulo, se darán a conocer los conceptos más importantes utilizados en el balanceo de rotores, los tipos de desbalances que se pueden producir, realizándose un análisis de las situaciones de mayor ocurrencia.

Posteriormente se revisan los procedimientos para realizar el balanceo de rotores, ya sea en uno o dos planos, para finalizar revisando la normativa u/o recomendación vigente, para el análisis de vibraciones y en especial lo que respecta al balanceo de rotores.

### **4.2 CONCEPTOS UTILIZADOS.**

#### **4.2.1 Rotor.**

Es un cuerpo capaz de rotar en torno a un punto determinado, generalmente está provisto de un eje, el que se sostiene por medio de descansos.

#### **4.2.2 Rotor rígido.**

Son los rotores que normalmente giran a velocidades por debajo de la primera velocidad crítica. Por lo general este tipo de rotores gira en el orden del 80% de la velocidad crítica.

Normalmente el 99% de los rotores industriales son rígidos, en especial los de motores eléctricos, bombas, entre otros que giren a 500, 1000, 1500 RPM. Pero son peligrosamente fríos los ventiladores pues su estructura caracterizada por su esbeltez y liviandad les da una relación ancho diámetro y volumen peso, sugerentemente alta.

Por lo tanto los rotores rígidos son más fáciles de balancear, ya que el punto pesado coincide con el sentido de la vibración más alta.

### 4.2.3 Rotor flexible.

Son aquellos cuya velocidad de giro esta por sobre la primera frecuencia resonante crítica, lo cual significa que:

- En partidas y paradas se pasa necesariamente por una de velocidad crítica, la que debe ser reconocida para evitar permanecer en este rango.
- Al pasar por la velocidad crítica se produce un cambio en la manera de vibrar y forma de la flecha del eje del rotor. Por ende la fase de la frecuencia fundamental cambia en 180°.
- Por lo tanto el punto de balanceo ya no coincide con el sentido de mayor vibración

En general muchos rotores de ventiladores, y turbo-maquinaria son flexibles si giran a mas de 1000-1200 rpm los primeros y 1500 rpm las segundas.

### 4.2.4 Rotor delgado

Es aquel rotor cuyo diámetro es mucho mayor en relación a su largo (discos). En general se considera un rotor delgado cuando el largo no supera en un tercio al diámetro.

### 4.2.5 Punto pesado.

Es el punto imaginario resultante de la suma vectorial de las diferencias de discontinuidades del rotor en el plano de medición y es definido como el punto de balanceo del rotor.

### 4.2.6 Punto alto.

Es el punto que posee la mayor distancia al centro de rotación (en un rotor). El punto alto es la respuesta del rotor al desbalanceo.

El punto alto coincide con el punto pesado en los rotores rígidos.

### 4.2.7 Punto liviano.

Es el punto diametralmente opuesto al punto pesado.

#### **4.2.8 Velocidad de balanceo.**

Es la velocidad a la cual se realiza el balanceo del rotor. La que debe semejarse a la velocidad de trabajo.

#### **4.2.9 Masa desbalanceada.**

Es aquella que se considera localizada en un radio y ángulo determinado, perteneciente a uno o más planos perpendiculares al eje de rotación del rotor, de modo que el producto de ésta por su aceleración centrífuga entrega como resultado la fuerza de desbalanceo del sistema.

#### **4.2.10 Fuerza de desbalanceo resultante.**

Es la sumatoria vectorial de las fuerzas centrífugas del sistema, producto de todas las masas desbalanceadas pertenecientes al rotor.

#### **4.2.11 Momento resultante debido al desbalance.**

Es el momento debido a la fuerza resultante del sistema, en relación a un punto de referencia en un plano que contenga el centro de gravedad y el eje de giro del rotor.

#### **4.2.12 Angulo de fase**

Es el ángulo medido por el sensor de vibración, desde el instante en que una marca pasa por el sensor, hasta que el punto alto pasa también, y se mide en sentido contrario al de rotación.

#### **4.2.13 Planos de medición.**

Es un plano perpendicular al eje de giro del rotor, donde se realiza la medición de las vibraciones.

#### **4.2.14 Planos de corrección.**

Es el plano perpendicular al eje de giro, donde se realizan las correcciones correspondientes al balanceo (donde se adicionan o elimina masa para lograr el balanceo).

#### **4.2.15 Balanceo.**

Es un procedimiento para el análisis de la distribución de masa de un rotor, el cual indica cuando es necesario realizar una redistribución de masa para evitar que la fuerza de las vibraciones sobrepase niveles recomendados para cierta velocidad de operación, sobrepasando los límites de vibración recomendados.

#### **4.2.16 Desbalanceo.**

Es una condición que existe en un rotor cuando, producto de las fuerzas de inercia no compensadas se produce una manera anormal del modo de vibrar.

Cabe destacar que toda pieza rotatoria debe ser diseñada con un desbalance propio (desbalance residual), el que debe permitir al equipo trabajar dentro de ciertos estándares de vibración, según lo recomienda la normativa vigente.

#### **4.2.17 Vector desbalanceo.**

Es un vector cuya magnitud es la cantidad de desbalanceo y su dirección es el ángulo donde está ubicada la masa que produce el desbalanceo, medido respecto a las coordenadas de un plano de medición determinado.

#### **4.2.18 Cantidad de desbalanceo.**

Es una medida cuantitativa del desbalanceo de un rotor (referida a cualquier plano de medición) sin considerar la posición angular. Es obtenida del producto de la masa desbalanceada por la distancia de su centro de gravedad al centro de rotación. Se expresa en unidades de masa por distancia, generalmente gr-mm.

#### **4.2.19 Tolerancia de desbalanceo.**

Es un criterio que permite un desbalanceo máximo en el plano de medición. Este grado de precisión de equilibrado está establecido y comprende desde el G 0,4 mm/s hasta G 630 mm/s. según las recomendaciones de la norma ISO 1940.

#### 4.2.20 Peso de prueba

El peso de prueba tiene por objeto, modificar la condición de desbalanceo existente y poder medir la respuesta del rotor bajo efectos de una fuerza centrífuga de magnitud y dirección conocida. La respuesta que entregue el rotor será empleada para corregir la medición inicial y calcular adecuadamente el vector de corrección del desbalanceo.

Las fórmulas para el cálculo de la masa de prueba provienen de ecuaciones desarrolladas para el balanceo de rotores de turbinas donde el rotor pasa a través de velocidades críticas y que consideran que éste no debe producir una fuerza equivalente dinámica al 10% del peso estático del rotor.

Lo anterior queda traducido en la siguiente expresión:

$$W_{pr} = 9.09 \times (1000^2) \frac{W_r}{N^2 R}$$

Donde:  $W_{pr}$  = peso de prueba en gramos.  
 $W_r$  = peso del rotor en kg.  
 $N$  = velocidad del rotor en rpm.  
 $R$  = radio del peso de pruebas en cm.

Para la mayoría de los equipos que trabajan entre 1200 y 3600 rpm esta fórmula es usualmente simplificada a:

$$W_{pr} = 30 \frac{W_r}{R}$$

#### 4.2.21 Ángulo de corrección

Con respecto al sistema radial de coordenadas fijas en el rotor, es el ángulo en que la masa del rotor debe ser ajustada o corregida

#### 4.2.22 Ángulo de desbalance

Dado un sistema de coordenadas polares fijo en un plano perpendicular al eje de rotación y girando con el rotor, el ángulo de desbalance se define como el ángulo polar en el cual una masa desbalanceada es localizada.

#### 4.2.23 Razón de reducción de desbalance ( R.R.D.)

Es la razón entre la cantidad de desbalanceamiento que se reduce en una sola carrera de balanceamiento y el desbalance inicial.

$$R.R.D. = 1 - \frac{\text{Cantidad de desbalanceamiento residual}}{\text{Cantidad de desbalanceamiento inicial}}$$

#### 4.3 TIPOS DE DESBALANCE.

Los tipos de desbalance se definen, dependiendo de la cantidad de planos en los cuales yacen las fuerzas no balanceadas.

Por lo general se suele clasificar los desbalances en estático y dinámico, pero técnicamente existen cuatro tipos definidos según la norma ISO 1925, los que dependen del desplazamiento que sufre el eje principal de inercia respecto del eje de giro del rotor.

A continuación se definen los cuatro tipos de desbalance considerados en la norma ISO 1925.

##### 4.3.1 Desbalanceo estático

El eje principal de inercia está desplazado del eje axial de rotación en forma paralela. Esto hace que el centro de gravedad no coincida con el eje de rotación.

Su nombre (estático) se debe a que se determina estáticamente (girando manualmente), ya que el peso desbalanceador o punto pesado apunta en la dirección de la fuerza de gravedad.

La vibración que produce el desbalanceo estático, es reconocible por tres causas:

- La vibración está caracterizada por una fuerte componente 1\*RPM en sentido radial, en cada uno de los cojinetes terminales.
- Los componentes 1\*RPM crecen fuertemente al incrementarse la velocidad de rotación (al cuadrado de la variación de las RPM y directamente proporcional al crecimiento del grado de desbalanceo).
- Los componentes 1\*RPM están en fase, en ambos cojinetes.

En general, este tipo de desbalanceo es fácilmente reconocible y corregible, colocando pesos en el lado opuesto al cargado o sacando peso a este lado, ya que se busca restituir la coincidencia de ambos ejes.

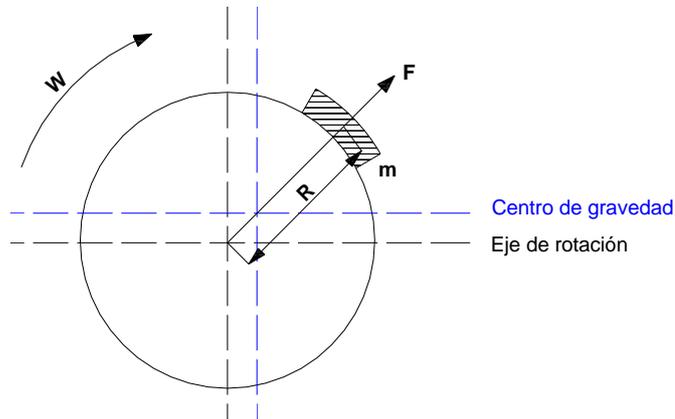


Figura N° 23. “Representa el desbalanceo estático de un rotor producido por una masa “m” sin compensar”.

Un caso particular de balanceo estático en que se elimina peso son las grandes hélices de empuje de los buques, las que se balancean estáticamente, debido a que la velocidad de funcionamiento es baja, no alcanzando la primera velocidad crítica, y por su condición de rotor delgado (gran diámetro con respecto al largo).

#### 4.3.2 Desbalanceo par o de momento

En este tipo de desbalanceo se produce cuando la línea de los centros de masa es oblicua respecto al eje de simetría axial, intersectándolo en el punto central y permaneciendo en un plano de simetría axial del rotor. Los desbalances son simétricos y opuestos  $180^\circ$ , además los momentos respecto al centro de gravedad son iguales y contrarios.

Este tipo de desbalanceo es casi teórico y puede darse en rotores diseñados para vibrar, por cuanto sus puntos pesados están dispuestos en sentidos opuestos, en planos extremos del rotor. No es fácil de reconocer por simple giro manual como el desbalanceo estático, ya que puede llevar a la falsa presunción, de que el rotor está perfectamente balanceado, pues estáticamente no muestra puntos pesados.

La vibración que produce este desbalanceo es reconocible por:

- La vibración presenta una fuerte componente  $1 \times \text{RPM}$  en el sentido radial, pero además aparece en sentido axial en cada cojinete extremo.
- Los componentes  $1 \times \text{RPM}$ , tanto radiales como axiales crecen fuertemente con el cuadrado de las RPM y directamente con la variación de la magnitud del desequilibrio.
- Los componentes  $1 \times \text{RPM}$ , están desfasados en  $180^\circ$  en ambos cojinetes extremos.

Este tipo de desbalance una vez reconocido es fácilmente resuelto adicionando o eliminando pesos diametralmente, cada uno en el plano contrario.

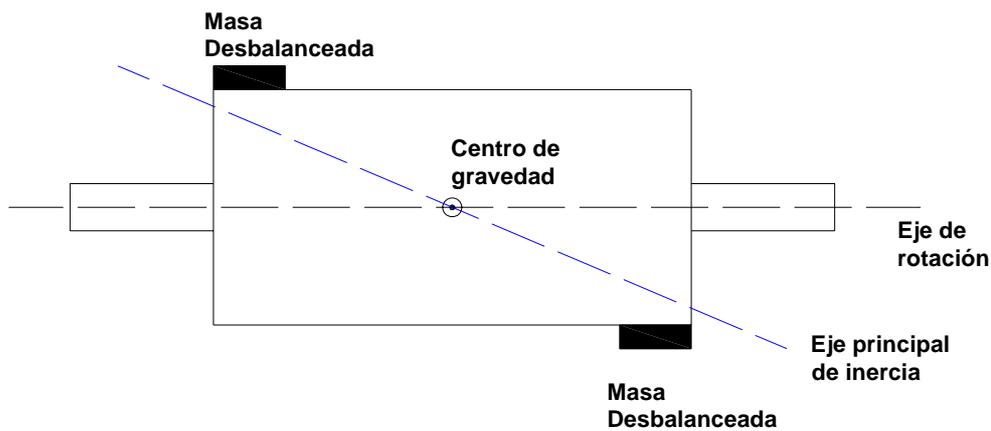


Figura N° 24. “Representa el desbalanceo par o de momento”.

### 4.3.3 Desbalanceo cuasi-estático o cuasi-dinámico

Es una situación particular del desbalanceo estático. Es una combinación de balanceo estático y par, encontrándose ambos desbalances en el plano longitudinal. En este desbalance el eje principal de inercia intersecta al eje de rotación en un punto que no coincide con el centro de gravedad.

Esta es una situación muy común en rotores en voladizo.

Muchas técnicas de balanceo de rotores en voladizo apuntan a corregir solamente el balanceo en un plano, dando en muchas ocasiones buenos resultados, pero los óptimos se obtendrán balanceando en dos planos pero separando las componentes estáticas de las par.

Por ejemplo si se tiene un rotor en voladizo (ventiladores, hélices, etc.) que ha sido balanceado en un banco y montado sobre su eje, el desbalanceo residual, especialmente la componente estática, creara una situación de desbalanceo cuasi estático o par falso. Este par falso se sumara a la componente de par residual, haciendo que el balanceo dinámico de un rotor en voladizo se haga muy complicado.

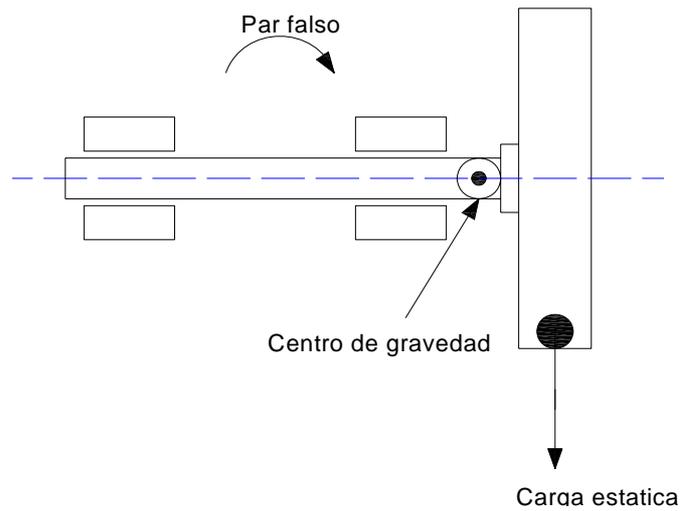


Figura N° 25. “Muestra un rotor en voladizo, indicando el par falso que se produce luego de balancearlo en un banco de balanceo”

#### 4.3.4 Desbalanceo dinámico

En este caso existe un eje principal de inercia que no corta al eje de rotación. Esta es la forma más general de desbalanceo, y consiste en una combinación de desbalanceo estático y par en cualquier posición angular.

La vibración que origina este desbalanceo no es tan característica como la de los casos anteriores:

- Fuertes componentes  $1 \times \text{RPM}$  radiales y axiales, pero aparecen otros armónicos.
- Alza fuerte de la vibración general con un aumento de la velocidad de giro.
- Los componentes  $1 \times \text{RPM}$  no están en fase, pero tampoco desfasadas en un ángulo preciso. Sin embargo el desfase permanece al variar la velocidad.

En el caso de rotores anchos (largos) con respecto a su diámetro, lo más común es balancearlos dinámicamente.

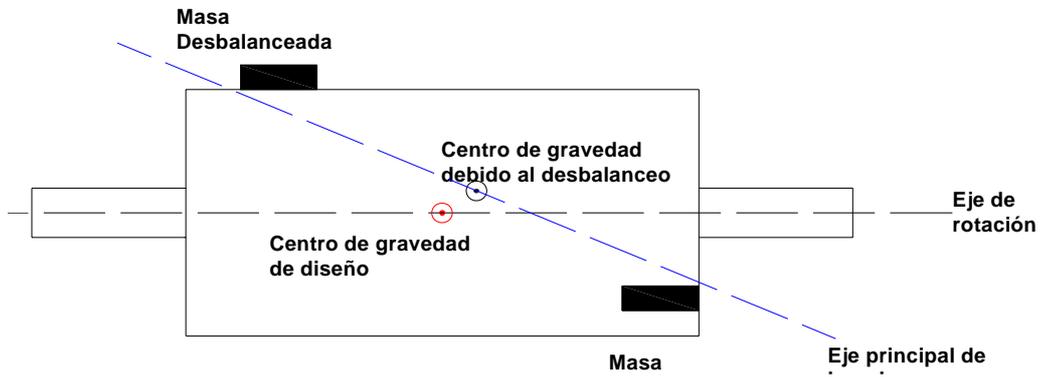


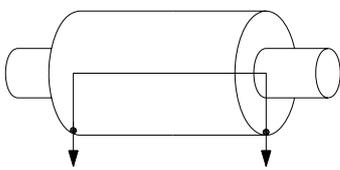
Figura N° 26. “Muestra de manera general como está distribuida la masa desbalanceada en un rotor que necesita ser balanceado dinámicamente”.

Dentro del desbalanceo dinámico podemos encontrar distintos casos, que se pueden descomponer en componentes estáticas y de momento, lo que es una herramienta útil para decidir el método más adecuado de balanceo.

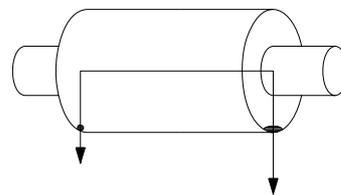
#### 4.3.4.1 Combinaciones del desbalanceo dinámico.

Como fue mencionado anteriormente el desbalanceo es producto de diversas causas producidas en distintos e infinitos planos.

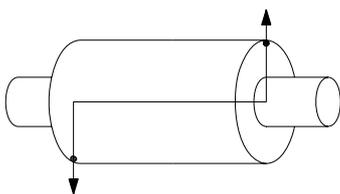
A continuación se muestran algunas situaciones de desbalanceo dinámico y como podemos descomponerlo



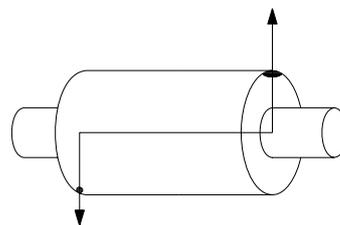
Desbalanceo de igual magnitud y en fase (diferencia de fase  $0^\circ$ ).



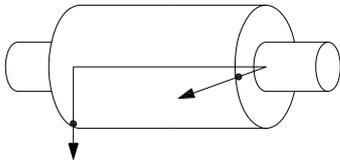
Desbalanceo de distintas magnitudes y en fase



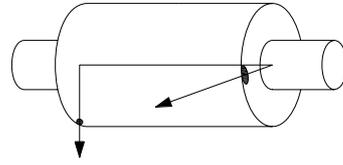
Desbalanceo de iguales magnitudes, fuera de fase en  $180^\circ$



Desbalanceo de distintas magnitudes fuera de fase en  $180^\circ$ .



Desbalanceo de iguales magnitudes,  
fuera de fase (distinta de 180°)



Desbalanceo de distintas magnitudes y  
fase distinta de 180°.

Figura N° 27. “Diferentes combinaciones en las que se puede presentar el desbalanceo”

#### 4.4 BALANCEO DE ROTORES.

Todo cuerpo físico tiene un centro de gravedad y tres ejes de inercia que pasan por él. Si el eje de rotación coincide con uno de los ejes se dice que el cuerpo está balanceado respecto a ese eje.

Es por esto que localización del centro de masa y el eje principal de inercia es muy importante para determinar y contrarrestar los efectos indeseables del desbalanceo en un cuerpo rotatorio.

Cualquier condición de desbalanceo puede ser corregida por la adición o remoción de peso en un radio y ángulo debidamente calculado.

La cantidad de desbalanceo  $U$ , se puede expresar como:

$$U = m \times r \text{ (gr. mm)}$$

Donde:  $m$  = Masa desbalanceadora

$r$  = Radio de la masa desbalanceadora.

Como se dijo anteriormente un rotor está balanceado con respecto a un eje de inercia, cuando éste coincide con el eje de rotación, por ende la no coincidencia indica desbalanceo, lo que puede traer como consecuencia que el centro de gravedad se desplace de la posición de diseño del rotor. Es por esto, que se debe conocer el origen del desbalanceo, el se debe a dos causas fundamentales, que son:

- **Desbalanceo de nacimiento:** es debido a defectos de fabricación (material no homogéneo), ocurre en rotores que no han sido balanceados previamente. Una vez balanceado el problema desaparece.
- **Desbalanceo por enfermedad:** es aquel que ocurre debido a la operación de la maquina y/o equipo. Este a su vez se subdivide en dos tipos, que son :
- **Desbalanceo repentino:** como su nombre lo indica es algo que sucede repentinamente, puede ser producto de desprendimiento de un alabe en el caso de una turbina, caída de pesos de balanceo, etc. Este tipo de desbalanceo produce un aumento súbito del nivel de vibraciones.
- **Desbalanceo crónico:** este tipo de desbalanceo provoca un aumento paulatino del nivel de vibración, y se produce por un desprendimiento de material (erosión, abrasión, corrosión o cavitación) o por depósito de materiales extraños asociados al lugar de trabajo de la máquina (cenizas, hollín, etc.). También se presenta producto de dilatación asimétrica del rotor, lo que provoca la flexión del eje, desplazando su centro de gravedad, un ejemplo típico de esta situación son los motores y generadores eléctricos, con bobinas en corto circuito creando puntos calientes y con ello la flexión del eje.

El desbalanceo por enfermedad requiere de chequeos periódicos para mantener niveles aceptables de vibración.

Dependiendo del tipo de desbalanceo (estático, par y/o dinámico), es el procedimiento que se debe realizar, a continuación se describen estos métodos:

#### 4.4.1 Balanceo de rotores en un plano

El balanceo en un plano implica colocar o sacar un peso de corrección en un solo plano para lograr corregir el desbalanceo. Este método es aplicable siempre en rotores delgados y rotores de mayor longitud que presenten desbalanceo puramente estático.

Para aplicar el balanceo en un plano debe chequearse lo siguiente:

- El rotor es rígido
- Las amplitudes en cada rodamiento son similares.
- El ángulo de fase de ambos rodamientos es similar ( se acepta por similar una diferencia de fase de no más de  $30^\circ$ )

En rotores en voladizo (caso especial), incluso en rotores largos, el balanceo en un plano entrega resultados satisfactorios siempre y cuando el peso de corrección sea ubicado en el plano del centro de gravedad.

El método mas común de corrección para este desequilibrio, es una prueba estática, en la que el conjunto eje rotor descansa sobre dos prismas perfectamente alineados o en su efecto sobre polines que permitan rotar libremente al conjunto eje rotor (mínimo roce). El rotor rodará libremente hasta que la posición del punto pesado quede lo más cerca del centro de la tierra. Una vez encontrada esta posición, bastará colocar la masa correctora desfasada en  $180^\circ$  que equilibre dicho punto u/o eliminar la masa que provoca el desbalanceo puliendo en la zona del punto pesado.

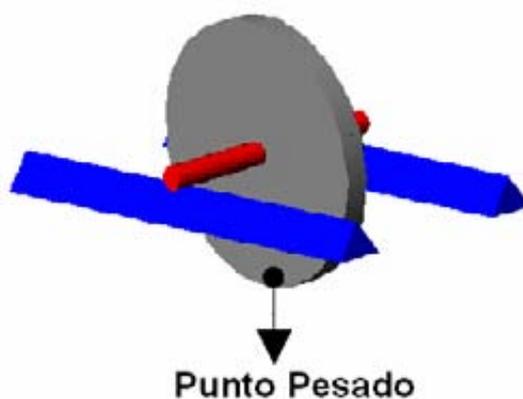


Figura N° 28. “Indica de manera esquemática como realizar el balanceo estático de un rotor”.

Una de las ventajas comparativas de este método, además de la facilidad de aplicación, es la no necesidad de giro, por lo que no es necesario usar una máquina de balanceo dinámico, lo que disminuye considerablemente los costos de operación.

#### **4.4.2 Balanceo de rotores en dos planos.**

El balanceo en dos planos resulta un poco más complicado que el balanceo en un plano y en algunas ocasiones no entrega los resultados esperados en forma inmediata. Esto depende de la respuesta a las fuerzas de cada rotor en particular.

Cuando las masas no balanceadas yacen en más de un plano, la resultante del desbalanceo es una fuerza y un momento. A esta condición se le conoce como desbalanceo dinámico y solo puede ser corregida con una prueba dinámica (máquina capaz de proporcionar tanto el peso de la masa correctora, como su posición en cada plano), la que corresponde a hacer girar el rotor a una velocidad similar a la de trabajo, con el fin de simular esta condición. En general se considera realizar balanceo dinámico en dos planos a rotores cuyo largo es mayor que la mitad de su diámetro.

El balanceo en dos planos tiene mejores resultados cuando la rigidez relativa de los descansos es débil en comparación con el rotor. Esto es el rotor es rígido y los descansos son flexibles pero no resonantes. Cuando esta relación cambia, también cambian los resultados del balanceo.

Como regla general el balanceo en dos planos debe efectuarse cuando se tienen las siguientes condiciones, producto de la medición de vibraciones:

- El rotor es rígido
- Los descansos son flexibles pero no resonantes
- Solo dos rodamientos soportan la carga radial
- Existe gran cantidad de desbalanceo par.

Es prácticamente imposible determinar balancear en uno o dos planos antes de realizar la medición de vibraciones del sistema.

El efecto del desbalanceo dinámico en un rotor se puede representar por la siguiente figura:

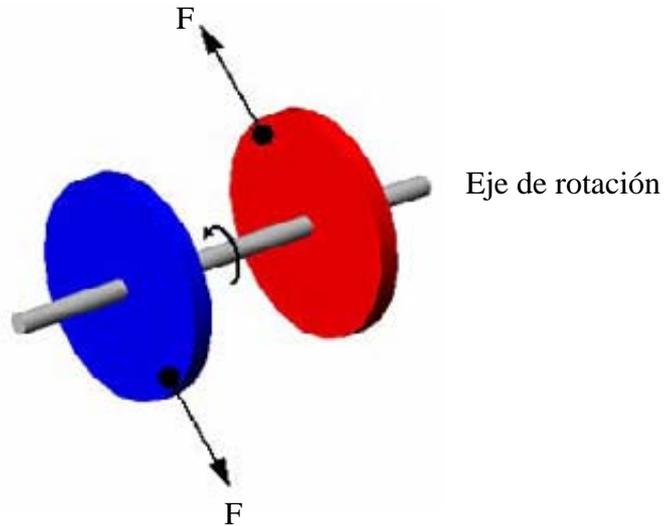


Figura N° 29. “Desbalanceo par o de momento”

Si las dos masas desbalanceadas son idénticas y opuestas (desfasadas en  $180^\circ$ ), el rotor estará balanceado estáticamente respecto del eje de rotación, sin embargo cuando el rotor gira, cada disco generará una fuerza centrífuga, produciéndose así un momento capaz de desplazar el eje de sus apoyos.

#### 4.4.3 Separación estático par

Este método consiste en una técnica sencilla para separar el desbalanceo par (momento) del estático.

La derivación estático par consiste en graficar en un diagrama polar los vectores obtenidos con un sensor (el sensor debe estar en la misma dirección en ambos descansos).

Por ejemplo, se tiene el siguiente diagrama según los datos obtenidos por un transductor puesto en cada una de las caras del rotor (descansos).

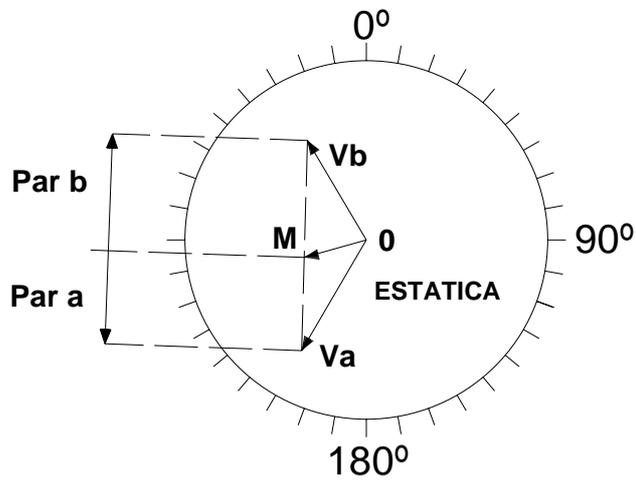


Figura N° 30. “Separación estático par para el balanceo, en un plano”.

La línea que va desde “Vb” a “Va” representa el desbalanceo par, hasta el punto medio “M”, de modo que la componente de vibración estática en cada plano de balanceo corresponde al vector “OM”

Por medio de este procedimiento se puede definir rápidamente si corresponde realizar balanceo en uno o dos planos.

La figura N° 31 es la representación en el espacio de la figura del ejemplo anterior.

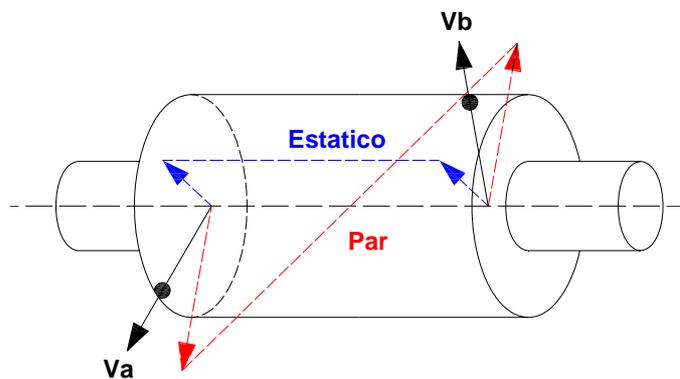


Figura N° 31. “Separación estático par para el balanceo, en dos planos”.

En la práctica el problema del ejemplo anterior puede ser resuelto en tres planos, mediante el método de la derivación estático par.

#### 4.4.4 Rotores en voladizo

Los rotores en voladizo presentan mayor grado de dificultad a la hora del balanceo, debido a su configuración (masa del rotor en un extremo del eje), ya que se presentan situaciones como resonancia, efecto cruzado y movilidad axial.

La configuración en voladizo, forma una condición de primer modo de flexión, siendo la frecuencia natural de tal sistema menor que para un rotor equivalente montado entre soportes.

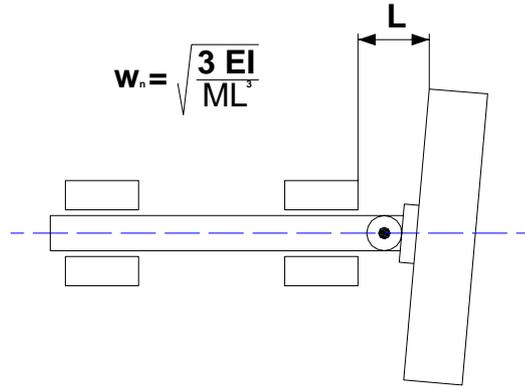


Figura N° 32. “Rotor en voladizo, flectado por el peso en su extremo”

La frecuencia natural puede caer dentro de la velocidad de operación fácilmente por soltura o cambios de rigidez de los soportes debido al tiempo de operación.

Este tipo de rotores, suele tener un cierto grado de efecto cruzado. En la siguiente figura se puede ver que la ubicación del centro de gravedad típicamente se encuentra cercano al plano A, por lo que el mayor desbalanceo en el plano B tendrá mayor influencia en el descanso 2, al igual que el desbalanceo del plano A se reflejará en el descanso 1. Sin embargo debido al grado de efecto cruzado, que depende de la flexibilidad de los rodamientos, los efectos pueden ser múltiples combinaciones.

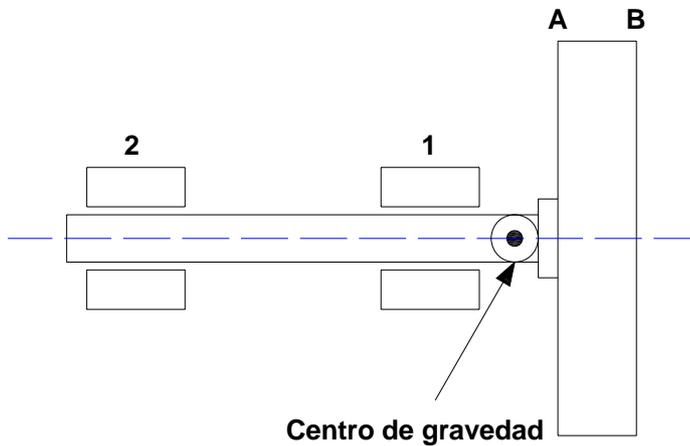


Figura N° 33. “Identificación de los puntos en que se deben ubicar los sensores para balancear, para evitar el efecto cruzado”.

#### 4.5 MÉTODOS UTILIZADOS PARA EL BALANCEO.

##### 4.5.1 Método vectorial (midiendo amplitud y fase de vibración)

El método vectorial de balanceo, es un método simple que permite realizar el balanceo de un rotor en uno y dos planos con el menor número posible de paradas y partidas de la máquina.

Para realizar la corrección por este método en un plano se debe conocer el desbalanceo inicial y su fase (O). Se detiene la máquina y se fija una masa conocida en una posición cualquiera del rotor (A). Se vuelve a medir (desbalanceo, fase) y se obtiene un desbalanceo y desfase resultante entre O y A.

A partir de esta información se puede dibujar un diagrama vectorial a escala, para observar el efecto de la masa agregada sobre el desbalanceo. Primero se traza un segmento proporcional a  $D_o$  y otro proporcional a  $D_r$  con su respectivo desfase ( $X^\circ$ ), uniendo los extremos de ambos se obtiene un tercer vector, que representa el desbalanceo que presentará el peso de prueba, si el rotor estuviese perfectamente balanceado, cuyo valor es  $D_p$ .

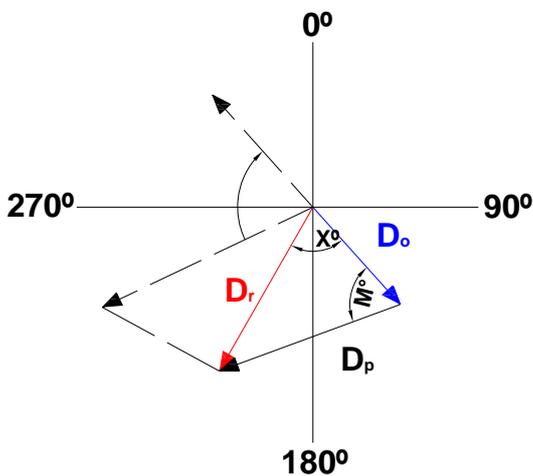


Figura N° 34. “Diagrama para desarrollar el método vectorial”.

Un balanceo ideal sugiere que el vector  $D_p$  sea igual y opuesto al desbalanceo original  $D_o$ . Para que  $D_p$  sea opuesto a  $D_o$ , deberá rotar un ángulo  $M^\circ$  en sentido horario, lo que se logra girando el peso tentativo en el mismo ángulo y sentido, como se ve en la figura.

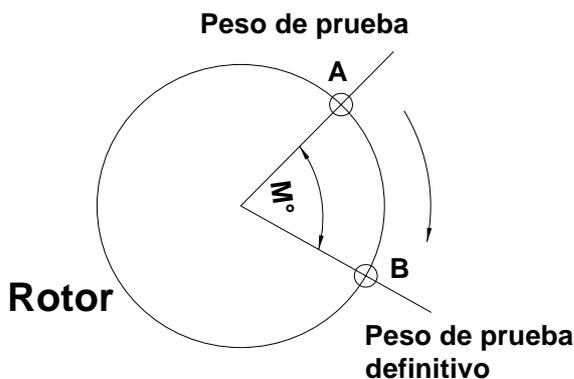


Figura N° 35. “Ubicación de los pesos de prueba para el desarrollo del método vectorial”

Por otra parte si las magnitudes de los vectores  $D_p$  y  $D_o$  son distintas, se debe aumentar o disminuir el peso de prueba según corresponda.

La masa definitiva se calcula multiplicando la masa de prueba por la razón de desbalanceos:

$$\text{Masa definitiva} = \text{Masa de prueba} * \frac{D_o}{D_p}$$

Realizando el procedimiento descrito anteriormente el balanceo queda concluido. En la práctica es normal que como resultado del balanceo una vibración remanente debido a los errores en la medición del ángulo de fase, es por esto que se debe repetir el proceso hasta alcanzar niveles aceptables de vibración residual.

Para el caso del balanceo en dos planos el procedimiento es análogo, solo que se debe realizar en ambos planos, es por esto que se debe tener en cuenta el fenómeno de efecto cruzado. Lo que significa que se produce una alteración en la vibración de un plano al balancear el otro, por ello este método se considera reiterativo, es decir se debe balancear cada plano en forma individual y alternada hasta conseguir niveles aceptables de vibración residual en cada uno de ellos.

#### 4.5.2 Método de Den Hartog (método gráfico)

A continuación se muestra una descripción general de método:

- Se mide la vibración original  $V_0$  (amplitud)
- Se marcan las posiciones angulares en el rotor ( $0, 90$  y  $180^\circ$ ).
- Se coloca una masa de prueba  $(m_e)_p$  en un ángulo  $\theta_1$  en el rotor y se mide la vibración resultante  $V_1$  (amplitud).
- Se retira la masa de prueba  $(m_e)_p$  y se coloca en un ángulo  $\theta_2 = \alpha_1 + 180^\circ$  en el rotor y se mide la vibración resultante  $V_2$  (amplitud)
- Se retira la masa de prueba  $(m_e)_p$  y se coloca en cualquier ángulo  $\theta_3$ , diferente a los anteriores en el rotor y se mide la vibración resultante  $V_3$  (amplitud), para conocer en que sentido se miden los ángulos, si en sentido horario o antihorario.
- Se construye el gráfico, se estima la masa correctiva  $(m_e)_0$  y la posición angular  $\alpha_0$ , siendo la suma de  $\alpha_1$  más el valor del ángulo que forma  $V_0$  y  $V_x$ .

Todas las medidas se deben hacer aproximadamente a la velocidad de operación de la máquina ( $\omega_{ope}$ )

Para realizar el balanceo por este método se debe seguir los siguientes pasos:

- 1) Hacer una circunferencia de radio  $V_0$

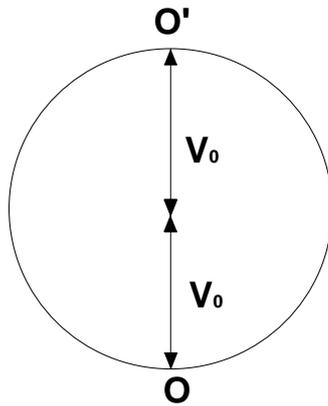


Figura N° 36. “Paso 1 para el desarrollo del método de Den Hartog”

- 2) Se trazan cuatro semi-circunferencias con centro en O y O' de radio  $V_1$  y  $V_2$  respectivamente.

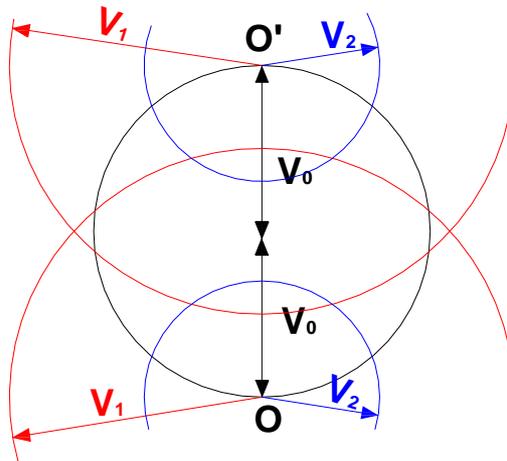


Figura N° 37. “Paso 2 para el desarrollo del método de Den Hartog”

3) Se mide  $V_x$  y se estima la masa correctiva

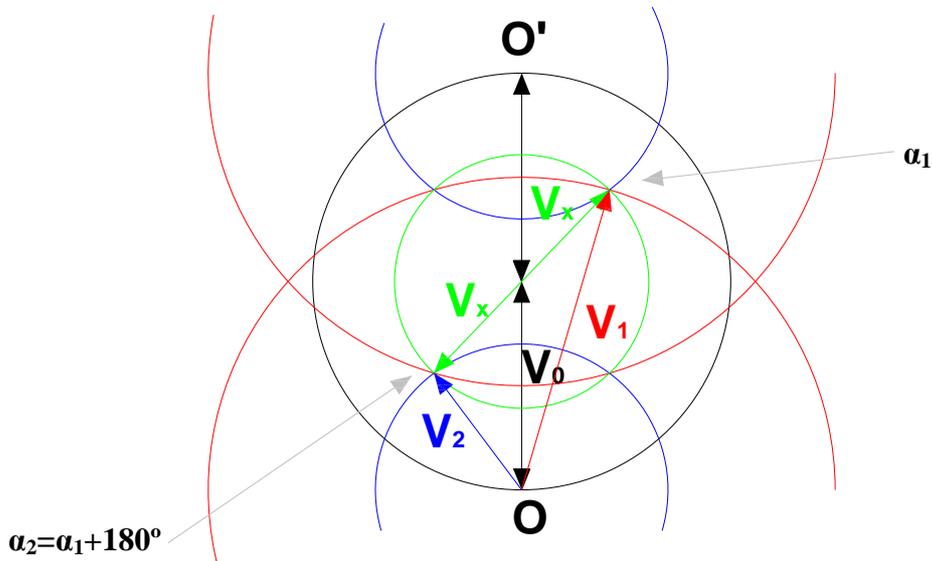


Figura N° 38. “Paso 3 para el desarrollo del método de Den Hartog”

Para realizar la estimación de la masa correctora se utiliza la siguiente ecuación:

$$(me)_0 = (me)_p \frac{|V_0|}{|V_x|}$$

Donde:

$(me)_0$  : es la masa correctiva.

$(me)_p$  : es la masa de prueba.

$V_0$  : es la vibración original (antes de adicionar la masa de prueba).

$V_x$  : vector resultante de la adición de peso.

- 4) Se traza una semicircunferencia de radio  $V_3$  con centro en  $O$  y se estima la posición angular de  $(me)_0$

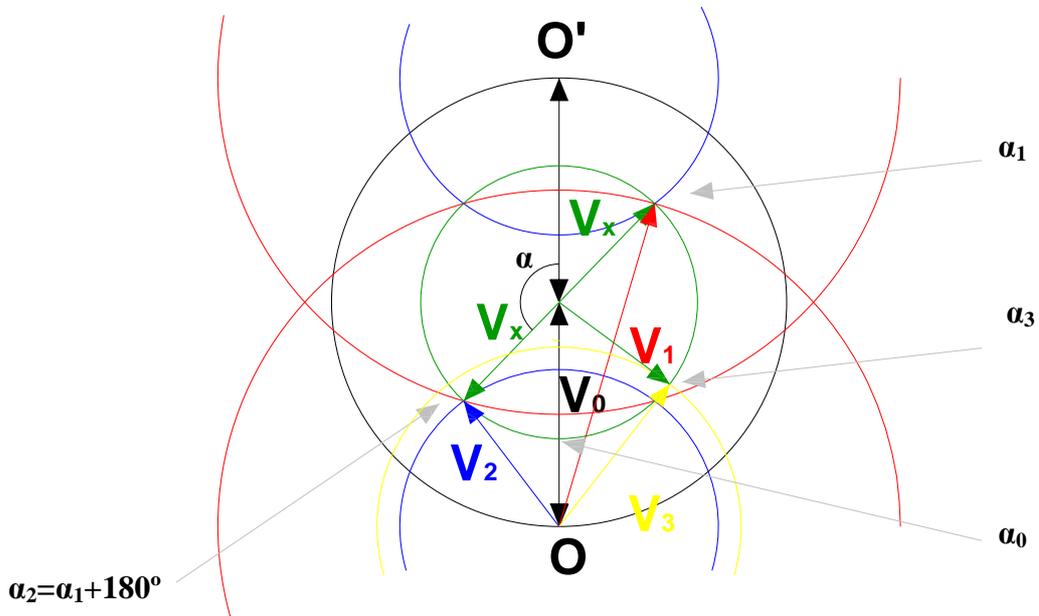


Figura N° 39. “Paso 4 para el desarrollo del método de Den Hartog”

Conociendo  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  y  $\alpha_3$  se estima la posición radial  $\alpha'_0$  de la masa correctora, ya que el valor angular de  $\alpha_0$  queda determinado por el ángulo formado entre la línea vertical  $V_0$  y  $V_x$  tal como se indica en la figura anterior.

Cabe destacar que el tercer valor de amplitud  $V_3$ , es sólo para comprobar que el triángulo que se forma de la intersección de  $V_1$ ,  $V_2$  y  $V_x$  está en la posición que corresponde.

### 4.5.3 Método de Siebert

Este es un método similar al descrito anteriormente, ya que también realiza el balanceo de manera gráfica y midiendo la amplitud de la vibración.

- Se mide la vibración original  $V_0$  (amplitud)
- Se marcan las posiciones angulares en el rotor
- Se coloca una masa de prueba  $(me)_p$  en un ángulo  $\alpha_1$  en el rotor y se mide la vibración resultante  $V_1$  (amplitud)
- Se retira la masa de prueba  $(me)_p$  y se coloca en un ángulo  $\alpha_2$ , diferente al anterior, en el rotor y se mide la vibración resultante  $V_2$  (amplitud)
- Se retira la masa de prueba  $(me)_p$  y se coloca en cualquier ángulo  $\alpha_3$ , diferente a los anteriores, en el rotor y se mide la vibración resultante  $V_3$  (amplitud)
- Se construye el gráfico y se estima la masa correctiva  $(me)_0$  y posición angular  $\alpha_0$

Todas las medidas se deben hacer aproximadamente a la velocidad de operación de la máquina ( $\omega_{ope}$ )

- 1) Se dibuja una circunferencia con radio  $V_0$  y se marcan las posiciones angulares en ella.

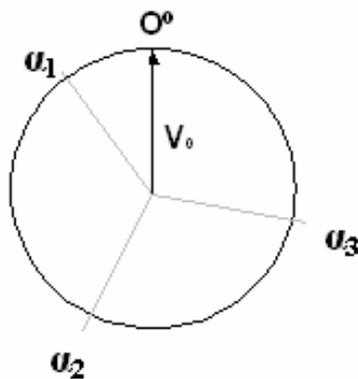


Figura N° 40. "Paso 1 para el desarrollo del método de Siebert"

- 2) Con origen en  $\alpha_1$  se traza una circunferencia de radio  $V_1$ , análogamente en  $\alpha_2$ , con radio  $V_2$  y en  $\alpha_3$  con radio  $V_3$ .

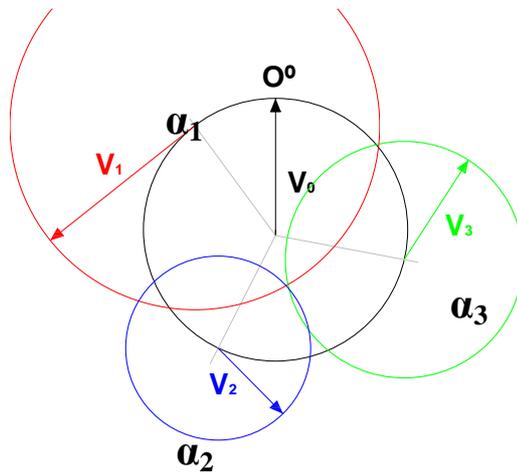


Figura N° 40. “Paso 1 para el desarrollo del método de Siebert”

- 3) Se mide  $V_x$  y se estima la masa de corrección  $(me)_0$  y el ángulo  $\alpha_0$ .

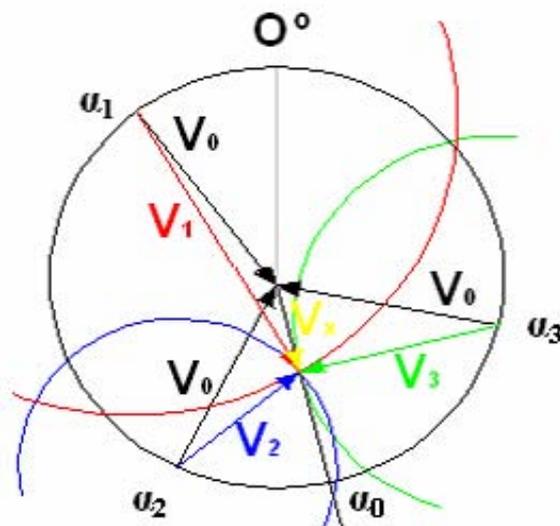


Figura N° 41. “Paso 2 para el desarrollo del método de Siebert”

La estimación de la masa correctora se hace utilizando la misma ecuación del método anterior.

#### 4.5.4 Método de las masas de prueba (coeficientes de influencia)

El método de las masas de prueba se ha desarrollado para contrarrestar el fenómeno del efecto cruzado, en este método se incluye la influencia real en el plano de medición que producirá el colocar un peso de prueba sobre otro plano independiente.

Es por ello que se deben encontrar los coeficientes de influencia, que es la razón entre la medida de la vibración en el plano de medición (donde estará ubicado el sensor) y el desbalance que genera un plano independiente a lo largo del rotor (donde se ubica la masa de prueba).

Una vez encontrado los coeficientes de influencia de un rotor, se puede encontrar un conjunto de fuerzas que anulen las vibraciones producidas por las perturbaciones en los planos de medición.

El método será aplicable a ensayos cuyo número de planos de corrección sea igual al número de planos de medición.

El desarrollo del método de las masas de prueba estará dado por la solución de un sistema de ecuaciones, obteniéndose con ello los respectivos pesos de las masas correctoras. Para luego descomponerlas en sus componentes cartesianas y llevar luego las expresiones a una representación matricial.

Cabe destacar que con el apoyo de una calculadora programable es posible realizar este procedimiento en un tiempo bastante reducido.

#### Desarrollo del método

- Se mide la vibración original  $V_{0A}$  en el plano A y  $V_{0B}$  en el plano B
- Se marcan las posiciones angulares en ambos planos del rotor
- Se coloca una masa de prueba  $w_A$  en el plano A y se mide la vibración resultante  $V_{1A}$  en el plano A y  $V_{1B}$  en el plano B.
- Se retira la masa de prueba  $w_A$
- Se coloca una masa de prueba  $w_B$  en el plano B y se mide la vibración resultante  $V_{2A}$  en el plano A y  $V_{2B}$  en el plano B.
- Se retira la masa de prueba  $w_B$ .
- Se calculan las masas correctivas  $w'_A$  y  $w'_B$  a colocar en los planos A y B respectivamente.

- 1) se mide la vibración original:  $V_{0A}$  en el plano A  
 $V_{0B}$  en el plano B



Figura N° 42. “Paso 1 para el desarrollo del método de las masas de prueba”

- 2) Se coloca la masa de prueba  $w_A$  en el plano A y se mide la vibración resultante:  $V_{1A}$  en el plano A  
 $V_{1B}$  en el plano B

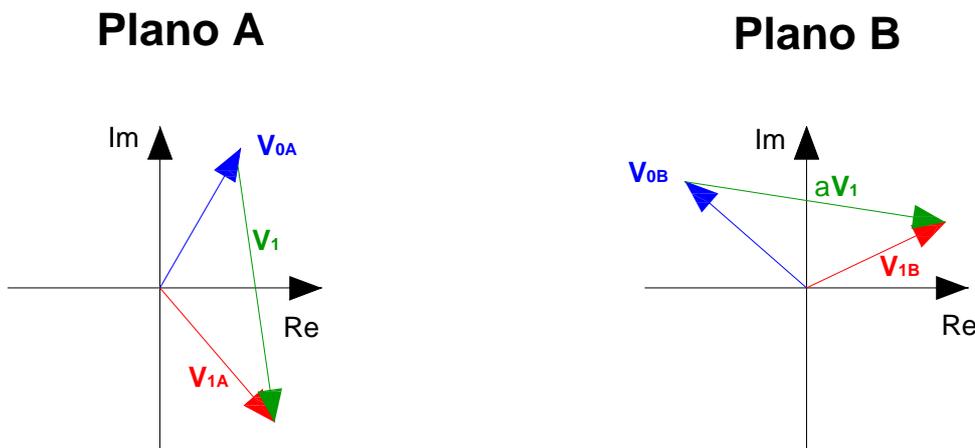


Figura N° 43. “Paso 2 para el desarrollo del método de las masas de prueba”

$$V_1 = V_{1A} - V_{0A}$$

$$\alpha V_1 = V_{1B} - V_{0B}$$

$$\alpha = \frac{V_{1B} - V_{0B}}{V_{1A} - V_{0A}}$$

- 3) Como el procedimiento indica que se debe colocar una masa de prueba en cada plano de balanceo, se coloca una masa  $w_B$  en el plano B y se debe medir la vibración resultante en ambos planos, análogo a lo descrito anteriormente:

$V_{2A}$  en el plano A

$V_{2B}$  en el plano B

Obteniéndose del desarrollo anterior, las siguientes ecuaciones:

$$\beta V_2 = V_{2A} - V_{0A}$$

$$V_2 = V_{2B} - V_{0B}$$

$$\beta = \frac{V_{2A} - V_{0A}}{V_{2B} - V_{0B}}$$

4) el paso siguiente es colocar ambas masas  $w_A$  y  $w_B$  en los planos A y B respectivamente, obteniéndose:

$V_{RA}$  en el plano A

$V_{RB}$  en el plano B

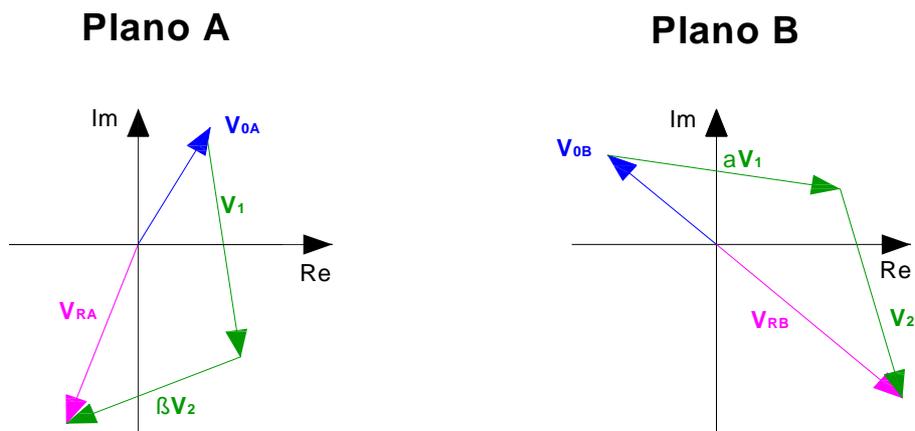


Figura N° 44. “Paso 4 para el desarrollo del método de las masas de prueba”

Los valores de  $V_{RA}$  y  $V_{RB}$  son distintos de cero, ya que  $w_A$  y  $w_B$ , corresponden a los valores obtenidos con las masas de prueba y no a las masas correctivas.

- 5) Para solucionar el problema se debe colocar simultáneamente  $w'_A = \sigma w_A$  en el plano A y  $w'_B = \gamma w_B$  en el plano B, para obtener:

$$V_{RA} = 0 \text{ en el plano A}$$

$$V_{RB} = 0 \text{ en el plano B}$$

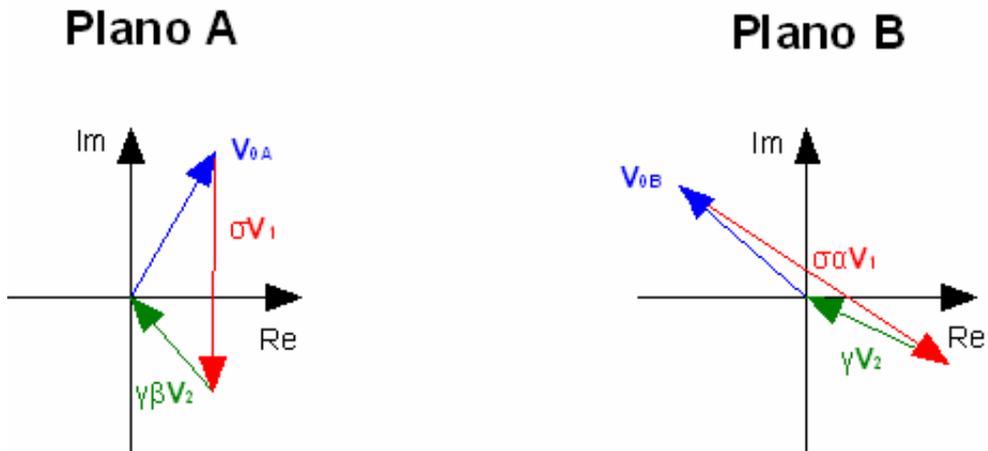


Figura N° 45. “Paso 5 para el desarrollo del método de las masas de prueba”

Desarrollando las siguientes igualdades, se obtienen los valores de  $\sigma$  y  $\gamma$  respectivamente.

$$V_{RA} = V_{0A} + \sigma V_1 + \gamma \beta V_2 = 0$$

$$V_{RB} = V_{0B} + \sigma \alpha V_1 + \gamma V_2 = 0$$

$$\sigma = \frac{\beta V_{0B} - V_{0A}}{(1 - \alpha \beta) V_1}$$

$$\gamma = \frac{\alpha V_{0A} - V_{0B}}{(1 - \alpha \beta) V_2}$$

#### **4.6 RECOMENDACIONES Y NORMAS PARA LÍMITES DE TOLERANCIA DE VIBRACION.**

La manera de cómo se lleve a cabo el balanceo depende netamente de las condiciones físicas del rotor (flexible o rígido). Pero más allá de estas condiciones, el procedimiento de balanceo es esencial, ya sea en la ubicación de los puntos de muestreo, como en la corrección misma. Dado que el problema del desbalanceo es solucionado estableciéndose un determinado límite de amplitud, velocidad o aceleración para una frecuencia de vibración determinada.

Como el nivel de tolerancia no es más que un criterio basado en experiencias, no se debe descartar la posibilidad de una falla antes de alcanzar tales niveles de vibración.

Antiguamente, la vibración de las máquinas era medida en términos de la amplitud en  $\mu\text{m}$  o mils. Actualmente, mediante un acuerdo internacional se estableció la medida del valor eficaz (RMS) usada en la medición y análisis de vibración es la velocidad  $V_{\text{RMS}}$ . A este parámetro se le conoce como severidad o gravedad de vibración y puede ser medido en mm/s o in/s.

Se ha creado una diversa gama de normas estándar y recomendaciones, para especificar el requerimiento operacional de los rotores, entre las cuales se destacan las siguientes:

ISO	: “International Standards for Organization”
ANSI	: “American National Standards Institute”
BS	: “BRITISH Standards”
VDI	: “German Standards Institution”
API	: “American Petroleum Institute”,
NCH	: “Norma chilena”, etc.

- **ISO 1925**

“Vibraciones Mecánicas – vocabulario, balanceando”

- **ISO 1940/1 - VDI 2060 (Anexo I)**

“Recomendación para evaluación de vibraciones mecánicas de máquinas”

- **ISO 2372 - VDI 2056** (Anexo II)

“Vibraciones mecánicas de máquinas con una velocidad de funcionamiento comprendida entre 600 y 1200 rpm”.

- **ISO - DIN 2373** (Anexo III)

“Vibraciones mecánicas de máquinas rotativas eléctricas con altura al eje entre 80 y 400 mm”

- **ISO 3945** (Anexo IV)

“Vibraciones mecánicas de máquinas rotativas grandes con rangos de velocidades entre 10 y 200 rev/s”.

- **ISO 10816** (Anexo V)

“Vibración Mecánica - Evaluación de máquinas por medición en partes no rotatorias”.

- **ISO 11342**

“Vibración Mecánica – Métodos y criterios para el balanceo mecánico de rotores flexibles”

- **ISO 7919.** (Anexo VI)

“Vibración mecánica de máquinas no alternativas – Medidas y evaluación en ejes rotativos”

- **ISO 2631** (Anexo VII)

“Evaluación de la exposición del cuerpo humano a las vibraciones”

- **ISO 20806**

“Balanceo de rotores in-situ”

- **ISO 2631**

“Evaluación de la exposición del cuerpo humano a las vibraciones”

- **BRITISH STANDARD 4675**

“Una base para evaluación comparativa de vibración en maquinarias”

Siempre que se realice un balanceo se debe considerar un valor residual, ya que es imposible alcanzar el perfecto balanceo, es por lo mismo que las normas nos entregan rangos considerados como niveles vibratorios normales.

Para balanceo en dos planos será admisible para cada plano la mitad del desbalanceo residual, calculado para la respectiva clase de calidad.

Se puede concluir, por tanto que a mayor masa del rotor, a una velocidad constante de operación, se permite un mayor desbalanceo residual, pero si la velocidad de trabajo aumenta el valor del desbalanceo residual disminuye.

## CAPITULO V: APLICACIONES

### 5.1 INTRODUCCIÓN

En esta etapa se confrontan los elementos teóricos con la experiencia práctica, es decir, se corroborará si los métodos definidos en el capítulo IV logran el propósito planteado.

### 5.2 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS

- Instrumento portátil para medir vibraciones mecánicas

Marca	IDEAR
Modelo	VibraCHECK
Procedencia	Argentina.
Año de fabricación	2005

Las especificaciones técnicas pueden ser vistas en el anexo VIII.

- Tacómetro óptico
- Acelerómetro B&K Ty 4332
- Programa de procesamiento de señales (software MAINTraq)
- Banda reflectante
- Reloj comparador Mitutoyo, res: 0,01 mm
- Balanza digital
- Gramil con base magnética Mitutoyo
- Banco de pruebas de balanceo (INACAP sede Valdivia)
- Regulador de velocidad (incorporado al banco de pruebas)

### **5.3 EXPERIENCIA PRÁCTICA**

El objetivo de esta experiencia, es comparar distintos métodos gráficos de balanceo en un plano, respecto a los valores obtenidos con un instrumento balanceador.

#### **5.3.1 Toma de mediciones**

##### **5.3.1.1 Medición de amplitud y fase vibratoria**

Se utilizó el parámetro de velocidad vibratoria RMS, tanto para caracterizar la vibración generada por todo el sistema rotor (vibración en banda ancha, cuyo rango de medición se seleccionó por medio de filtros pasa bajos y altos incorporados en el instrumento), como la componente armónica debida exclusivamente a la velocidad de rotación del rotor. Para el montaje del acelerómetro, se utilizó una base magnética que el dispositivo trae como accesorio.

La medición del ángulo de fase, no tiene mayor inconveniente ya que el instrumento automáticamente ingresa la señal de vibración filtrada a la frecuencia equivalente a la velocidad de giro del rotor, la que es comparada con la señal del tacómetro, ambas tienen la misma frecuencia, por lo que el valor indicado por el display digital del equipo (en un rango de 0° a 360°), corresponde a la distancia en grados entre el pulso tacométrico y el primer valor de amplitud positivo de vibración (teóricamente nivel instantáneo de cero amplitud vibratoria). La figura N° 48, muestra la instalación del tacómetro.

##### **5.3.1.2 Medición de la alineación y deflexión estática de los ejes**

La medición de este parámetro, fue realizada para disipar dudas e intentar provocar en el banco de pruebas solo desbalanceo como falla. Este procedimiento consistió en medir distancias en micrómetros (*um*), obtenidas por medio de un reloj comparador con resolución máxima de 1 *um*, y de este modo disminuir al mínimo el desalineamiento de los ejes, además de conocer la deflexión estática, ya que para hacer más real el ensayo, la transmisión al eje en que se ubicaba el disco a balancear se conectaba por medio de engranajes rectos, como se muestra en la figura N° 46

### 5.3.2 Procedimiento

Para el desarrollo de la experiencia, se dispone de un banco de pruebas de balanceo, un disco perforado a distintos radios, ángulos y diversas masas de prueba, para llevar a cabo el balanceo.

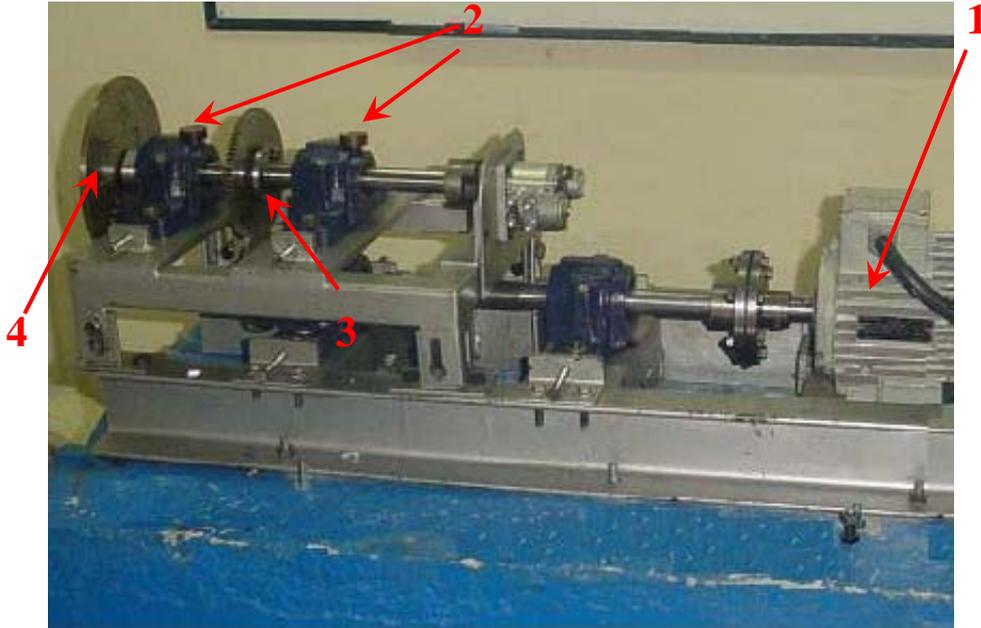


Figura N° 46. Banco de pruebas utilizado.

1. Motor de accionamiento.
2. Puntos de medición (donde se ubican los acelerómetros)
3. Engranaje de transmisión.
4. Disco perforado a balancear.

El primer paso, es introducir un desbalanceo al sistema mediante la adición de masa al disco de pruebas, observar el comportamiento del sistema (desbalanceado intencionalmente), midiendo con el instrumento balanceador IDEAR (medidor de vibraciones mecánicas VibraCHECK), adicionar una nueva masa conocida, volver a medir, obteniéndose de este modo la corrección del instrumento para el desbalanceo, indicado en grados respecto de la posición de la masa de prueba y en porcentaje de peso referido a ésta. Este procedimiento se realiza análogamente hasta obtener un valor de desbalanceo aceptable para el tipo de máquina.

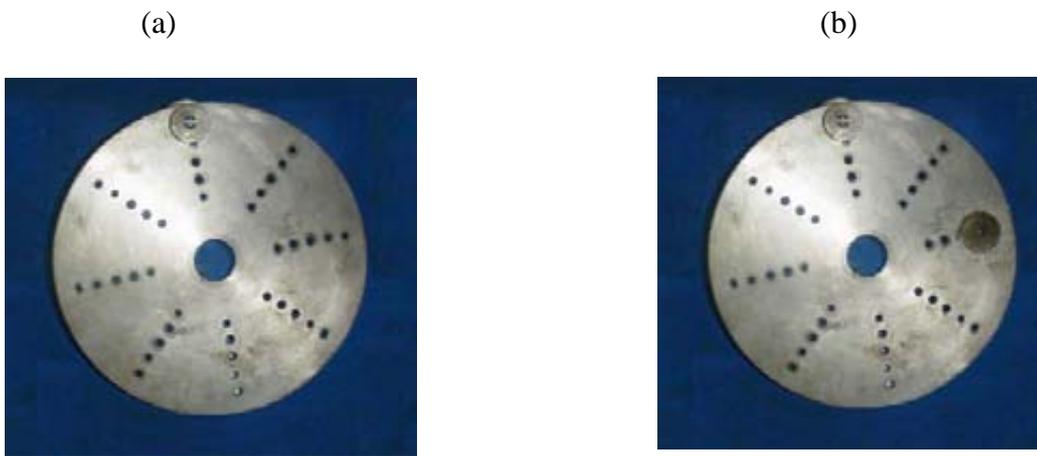


Figura N° 47. Discos de balanceo a) con masa para producir desbalanceo b) con masa desbalanceada y masa de prueba.

A continuación se muestra el montaje del instrumento en el banco de balanceo:



Figura N° 48. Montaje del instrumento.

### 5.3.3 Resultados

Antes de comenzar el balanceo de un rotor, es necesario cerciorarse de que la falla existente en la máquina, es efectivamente causada por desbalanceo, para ello se debe realizar la medición de los valores globales de vibración, lo que nos indicará el tipo de falla. Los valores globales para el rotor estudiado pueden verse en la tabla N° 5, son los siguientes:

Posición del sensor.	Aceleración (g)	Velocidad (mm/s)	Desplazamiento ( $\mu\text{m}$ )
Axial	0.187	0.19	1.95
Vertical	0.236	0.24	2.46
Horizontal	0.226	0.23	2.36

Tabla N° 5. Valores globales, antes de realizar la corrección.

Luego de analizar los valores globales, y comprobar que la falla presentada corresponde a desbalanceo, se debe determinar si corresponde realizar balanceo en uno, dos o “n” planos.

Nota: para determinar si la falla es desbalanceo solo es necesario conocer la velocidad de vibración.

#### Datos del rotor:

Diámetro (d)	:	210 mm
Longitud (L)	:	7 mm
Relación L/d	:	0.033
Velocidad máxima	:	1500 rpm.

Antes de realizar balanceo dinámico en un plano, es necesario corroborar que la relación entre la longitud y el diámetro del rotor, no esté entre los siguientes rangos:

- Menor que 0.5 y gira a más de 1500 rpm
- Mayor que 0.5 y gira a más de 150 rpm.

Al encontrarse dentro de éstos, el balanceo en un plano no satisface las necesidades y es imprescindible realizar el balanceo en dos planos.

Debido a las condiciones del disco de pruebas (rotor), el balanceo en un plano satisface los requerimientos, ya que no se encuentra entre los rangos descritos anteriormente.

Para realizar el balanceo se utilizarán distintos métodos gráficos, que consisten en la medición de la vibración, para el desbalanceo y el cálculo de la masa correctora que se fijará a cierta distancia del eje de rotación, en una cierta posición angular que debe ser determinada gráficamente. Repitiéndose el procedimiento hasta alcanzar un nivel vibratorio aceptable.

A continuación se detallan los métodos utilizados (descritos en el capítulo IV), se enumeran los resultados obtenidos en las mediciones de las vibraciones, se calcula el peso de la masa correctora y su posición angular, para compararlos con los resultados obtenidos con el instrumento.

### 5.3.3.1 Método vectorial (midiendo amplitud y fase de vibración).

Se obtiene la primera medición de vibración  $D_0$  y el ángulo de fase  $\theta_0$ . Se detiene la máquina (banco de pruebas) y se coloca un peso de prueba, con esto se obtiene un segundo valor de vibración y ángulo de fase ( $D_r$  y  $\theta_r$ ).

El peso de prueba tiene por objeto, modificar la condición de desbalanceo existente y poder medir la respuesta del rotor bajo efectos de una fuerza centrífuga de magnitud y dirección conocida. La respuesta que entregue el rotor será empleada para corregir la medición inicial y calcular adecuadamente el vector de corrección del desbalanceo.

Velocidad de giro	= 700 rpm	
Peso de prueba $m_e$	= 63.74 gr.	
Vibración original ( $D_0$ )	= 0.24 mm/s	$\theta_0 = 174^\circ$
Vibración con peso 1 ( $D_r$ )	= 0.40mm/s	$\theta_r = 90^\circ$

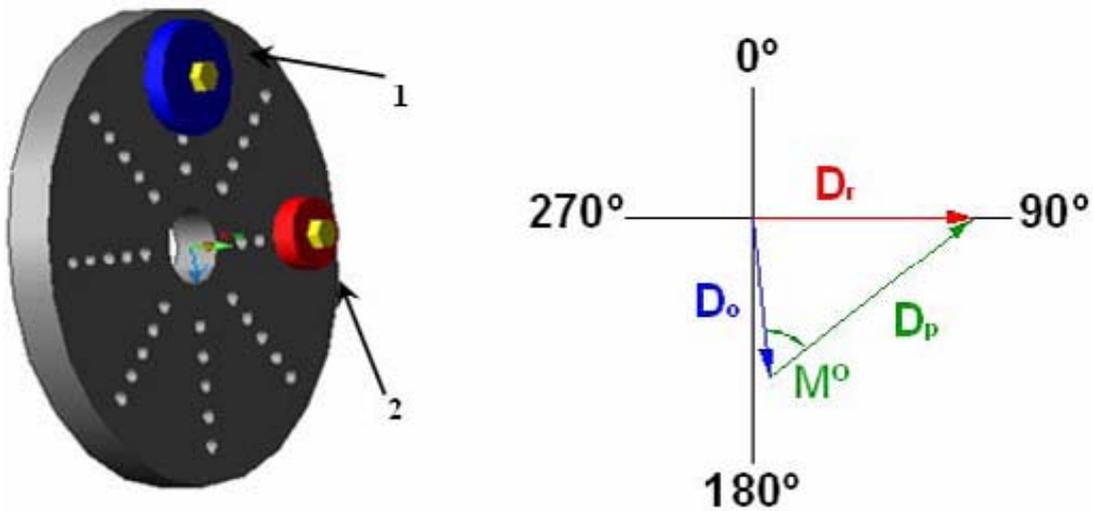


Figura N° 49. Desarrollo del método vectorial.

1. Masa desbalanceadora (ángulo cero).
2. Masa de prueba.

Se calcula el valor de  $\vec{D}_p = \vec{D}_r - \vec{D}_o$

$$D_p = (0.40i ; 0j) - (0.025i ; - 0.239j)$$

$$D_p = (0.375i ; 0.239j)$$

$$|D_p| = 0.445$$

$D_p$  representa el efecto neto en vibración producido por la masa de prueba.

Se calcula el valor de la masa de correctiva

$$(me)_0 = (me)_c \frac{|D_o|}{|D_p|}$$

$$(me)_0 = 63.74 \frac{0.24}{0.445}$$

$$(me)_0 = 34.38 \text{ gr.}$$

Se mide el valor del ángulo  $M^o$  en el diagrama vectorial de la figura N° 49 y se suma ( $M^o = 64^o$ ) desde la posición de la masa de prueba, en sentido horario, se coloca la masa correctora definitiva  $me_0$  en esta posición angular y en el mismo radio en que se había ubicado la masa de prueba.

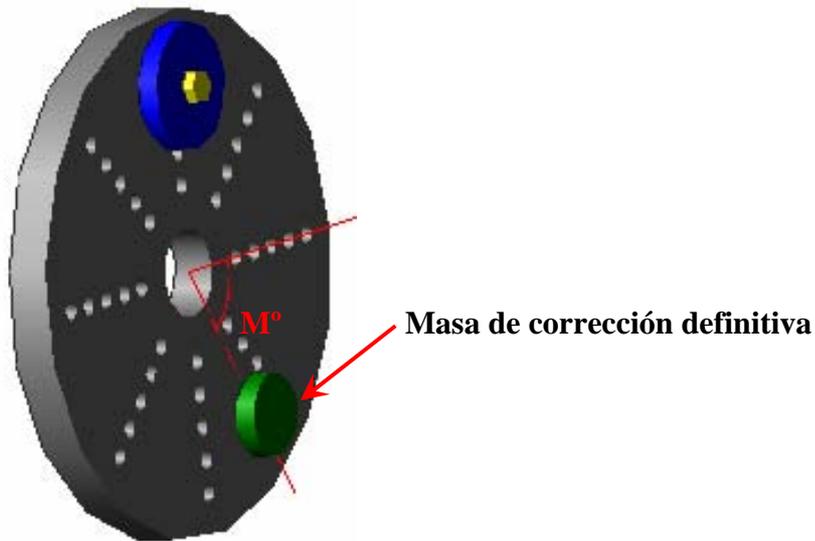


Figura N° 50. Ubicación definitiva de la masa de corrección.

La figura N° 50 indica la ubicación definitiva de la masa de corrección, según el cálculo realizado por el método descrito anteriormente (vectorial), por ende la masa de corrección se debe ubicar desfasada  $154^\circ$  del punto pesado (ángulo cero del rotor) y en sentido horario.

El valor de balanceo obtenido con el instrumento es:

El peso de pruebas es 1.73 veces el peso de corrección definitivo ( $me_0$ ) y está ubicado  $275^\circ$  de la posición del peso de pruebas en sentido antihorario.

Es decir, existe una diferencia de aproximadamente 2.46 gr. entre el valor obtenido por desarrollo vectorial y valor obtenido con el instrumento, en el peso de la masa de corrección y una diferencia aproximada de  $37^\circ$  en la posición angular definitiva. La que debe ubicarse en el mismo radio de la masa de prueba como se indica en la figura N° 50.

### 5.3.3.2 Método de Den Hartog.

El primer paso es medir la vibración original  $V_0$  (amplitud). Seguidamente se deben marcar las posiciones angulares en el rotor, en sentido horario. Se coloca la masa de prueba  $(me)_p$  en un ángulo  $\alpha_1$  y se mide la vibración resultante  $V_1$  (amplitud). Obteniéndose los siguientes valores:

Velocidad de giro	= 700 rpm	
Peso de prueba $(me)_p$	= 29.86 gr.	
Vibración original ( $V_0$ )	= 0.24 mm/s	
Vibración con peso 1 ( $V_1$ )	= 0.33 mm/s	$\alpha_1 = 90^\circ$

Se retira la masa de prueba  $(me)_p$  y se reubica en un ángulo  $\alpha_2 = \alpha_1 + 180^\circ$  y se mide la vibración resultante  $V_2$  (amplitud).

Vibración con peso 2 ( $V_2$ )	= 0.30 mm/s	$\alpha_2 = 270^\circ$
--------------------------------	-------------	------------------------

Se retira la masa de prueba nuevamente y se coloca en una posición cualquiera  $\alpha_3$ , diferente de las dos anteriores y se mide la vibración resultante  $V_3$ .

Vibración con peso 3 ( $V_3$ )	= 0.18 mm/s	$\alpha_3 = 135^\circ$
--------------------------------	-------------	------------------------

Nota: los valores referenciales para los ángulos  $\theta$ , están medidos a partir de la masa desbalanceada y en sentido horario (en este caso la masa adicionada para provocar un desbalanceo apreciable).

A continuación se construye el gráfico, se estima el valor de la masa correctiva  $(me)_0$  y la posición angular  $\alpha_0$

$$(me)_0 = (me)_p \frac{|V_0|}{|V_x|}$$

La figura N° 51 entrega la magnitud del segmento  $V_x$ , reemplazando éste en la igualdad anterior se obtiene el valor de la masa correctiva  $(me)_0$ .

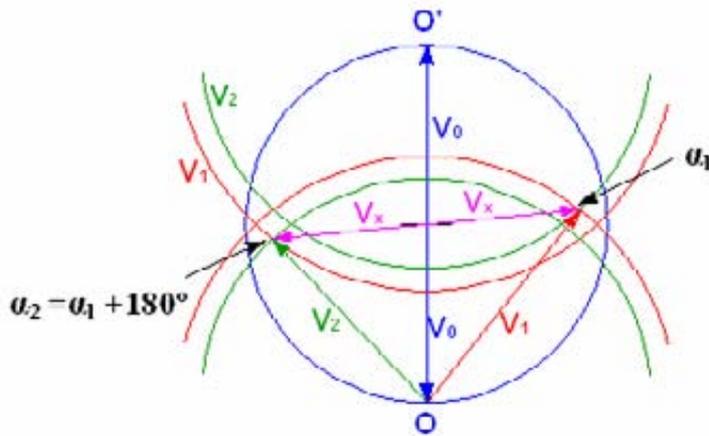


Figura N° 51. Metodo de Den Hartog.

Gráficamente de la figura N° 51, se obtiene el valor de  $V_x$

$$V_x = 0.205 \text{ mm/s.}$$

Entonces el valor de la masa correctiva es:

$$(me)_0 = 29.86 \frac{0.24}{0.205}$$

$$(me)_0 = 34.96 \text{ gr.}$$

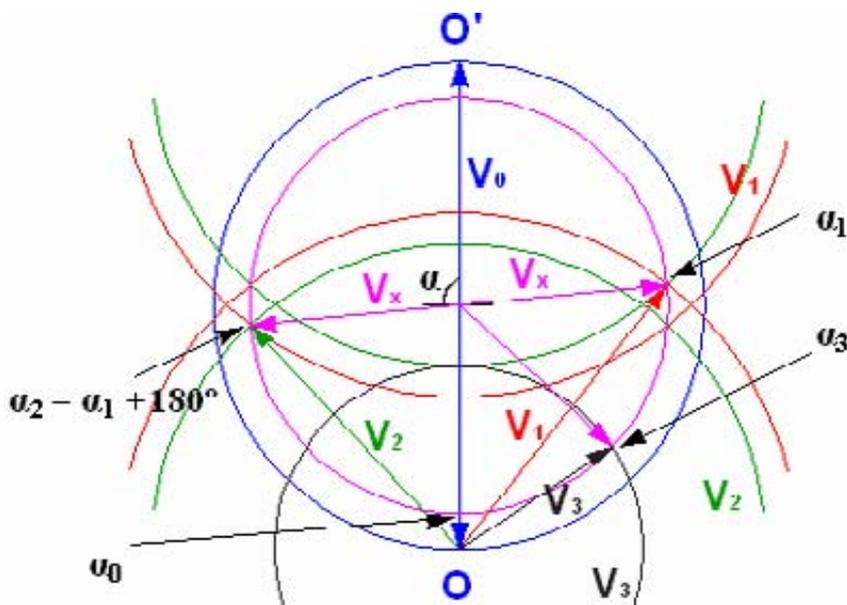


Figura N° 53. Posición de la masa de corrección del desbalance.

El valor de  $\alpha = 96^\circ$  ha sido determinado de la figura N° 53.

Luego del desarrollo del balanceo y según la figura N° 53, se determinó que el ángulo  $\alpha$  que se forma entre la línea vertical ( $V_0$ ) y  $V_x$  tiene un valor de  $96^\circ$ , al que se debe agregar el valor del ángulo  $\alpha_1$  (ángulo en que ubica la masa de prueba 1), para obtener el valor definitivo de  $\alpha_0$ , por lo tanto la masa de corrección se debe ubicar a  $186^\circ$  del punto pesado, ya que este punto se ha considerado como ángulo cero (punto que fue marcado en el disco antes de colocar las masas de prueba y después de medir la amplitud original  $V_0$ ), en sentido antihorario y en la misma posición radial de la masa de prueba 1.

Los resultados entregados por el instrumento balanceador son:

El peso de pruebas es 0.91 veces el peso de corrección ( $me_0$ ) y debe ser ubicado a  $268^\circ$  medidos desde el peso de pruebas 1, en sentido antihorario y en la misma posición radial que ésta.

Es decir que existe una diferencia de aproximadamente unos 2.15 gr en cuanto al peso de la masa de corrección y un desfase de  $8^\circ$  aproximadamente en la ubicación de la masa de corrección definitiva.

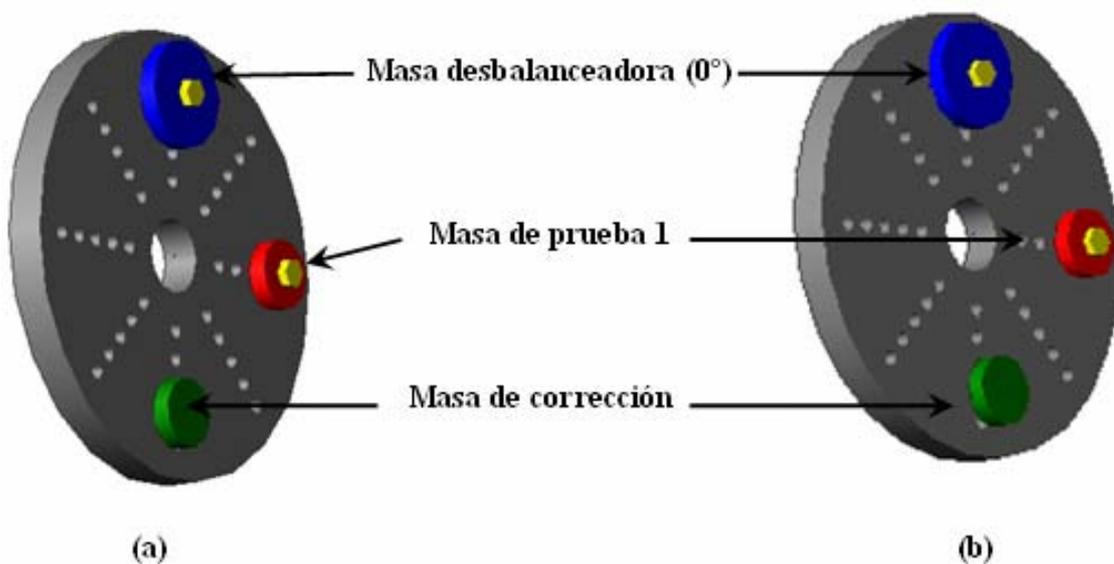


Figura N° 54. Ubicación definitiva de las masas de corrección. (a) según el instrumento; (b) según el método aplicado

### 5.3.3.3 Método de Siebert.

El procedimiento para este método es idéntico al anterior, la única diferencia radica en que, la masa en la segunda posición angular no está desfasada en  $180^\circ$ , sino en un ángulo cualquiera.

Los valores obtenidos son los siguientes:

Velocidad de giro	= 700 rpm	
Peso de prueba $(me)_p$	= 29.86 gr.	
Vibración original ( $V_0$ )	= 0.24 mm/s	
Vibración con peso 1 ( $V_1$ )	= 0.38 mm/s	$\alpha_1 = 45^\circ$

Se retira la masa de prueba  $(me)_p$  y se reubica en un ángulo  $\alpha_2$  distinto del anterior y se mide la vibración resultante  $V_2$  (amplitud).

$$V_2 = 0.18 \text{ mm/s} \qquad \alpha_2 = 135^\circ$$

Se retira la masa de prueba nuevamente y se coloca en una posición cualquiera  $\alpha_3$ , diferente de las dos anteriores y se mide la vibración resultante  $V_3$ .

$$V_3 = 0.30 \text{ mm/s} \qquad \alpha_3 = 270^\circ$$

A continuación se construye el gráfico, se estima el valor de la masa correctiva  $(me)_0$  y la posición angular  $\alpha_0$

$$(me)_0 = (me)_p \frac{|V_0|}{|V_x|}$$

Nota: los valores referenciales para los ángulos  $\alpha$ , están medidos a partir de la masa desbalanceada y en sentido antihorario (en este caso la masa adicionada para provocar un desbalanceo apreciable).

La figura N° 55 indica la posición de los ángulos  $\alpha$  y las magnitudes de las amplitudes de vibración.

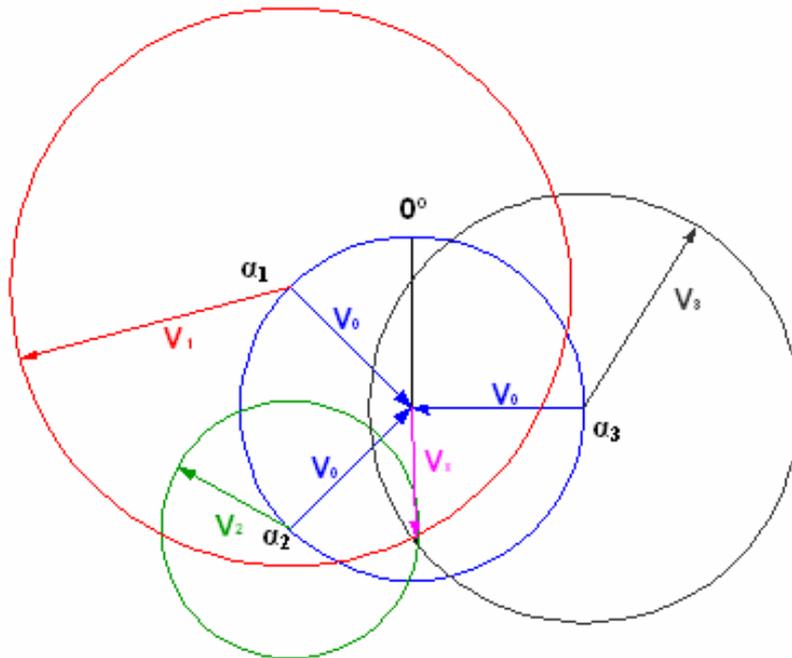


Figura N° 55. Metodo de Siebert.

De la figura N° 55 se obtiene el el valor de  $V_x$ , con el que se calcula el valor de la masa de corrección.

$$(me)_0 = (me)_p \frac{|V_0|}{|V_x|}$$

$$(me)_0 = 29.86 \frac{0.24}{0.188}$$

$$(me)_0 = 38.12 \text{ gr}$$

Luego del desarrollo del balanceo y según la figura N° 55, se determinó que el ángulo  $\alpha_0$  que se forma entre la línea vertical ( $0^\circ$ ) y  $V_x$  tiene un valor de  $183^\circ$ , por lo tanto la masa de corrección se debe ubicar en ese punto, ya que el punto  $0^\circ$  fue marcado en el disco antes de colocar las masas de prueba y después de medir la amplitud original  $V_0$ , los ángulos se deben medir en sentido antihorario y en la misma posición radial de la masa de prueba 1.

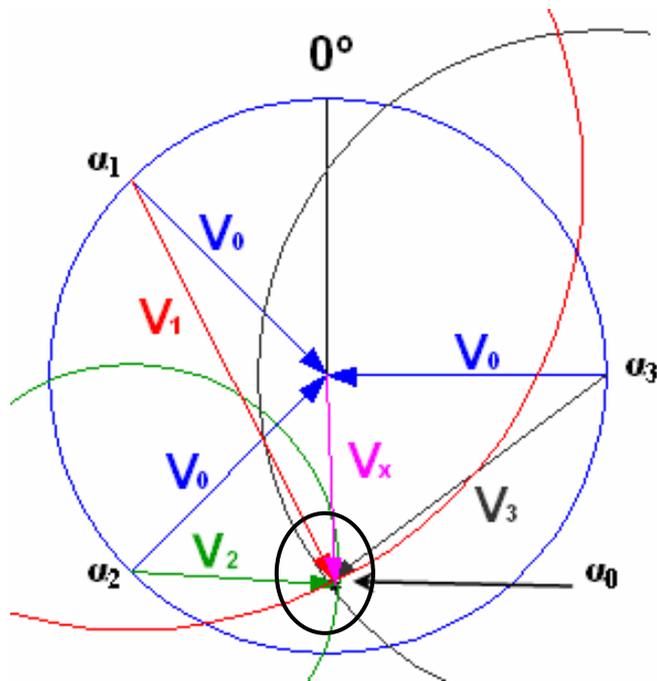


Figura N° 56. Desarrollo final del método de Siebert.

Los resultados entregados por el instrumento balanceador son:

El peso de pruebas es 0.87 veces el peso de corrección ( $me_0$ ) y debe ser ubicado a  $258^\circ$  medidos desde el peso de pruebas 1 en sentido antihorario y en la misma posición radial que ésta.

Es decir que existe una diferencia de aproximadamente unos 3.8 gr. en cuanto al peso de la masa de corrección y un diferencia de  $15^\circ$  aproximadamente en la ubicación de la masa de corrección.

Los valores obtenidos con este método tiene una mayor diferencia que los obtenidos con los otros métodos y el instrumento, la diferencia tiene su origen en la no coincidencia de las amplitudes en un punto común, cabe destacar que entre más grande es el triángulo que se forma entre la intersección de las amplitudes mayor es el grado de error, ya que existen otras fuentes de vibración, principalmente soldadura mecánica.

Para finalizar el procedimiento de balanceo se analizan los valores globales del sistema balanceado los que se muestran en la siguiente tabla N° 6:

Posición del sensor.	Velocidad (mm/s)
Axial	0.10
Vertical	0.09
Horizontal	0.07

Tabla N° 6. Valores globales de vibración después de balancear.

Haciendo una comparación entre los valores globales, obtenidos antes de realizar el procedimiento de balanceo (tabla N° 5) y los valores obtenidos una vez finalizado el procedimiento (tabla N° 6) se puede apreciar una considerable disminución en éstos, variando entre un 48 y un 70 %, lo que muestra la efectividad de los métodos empleados.

## CAPITULO VI: CONCLUSIONES

Al finalizar este trabajo puedo decir que he adquirido una valiosa experiencia en el ámbito de las vibraciones mecánicas, captando señales y realizando diagnósticos a partir de ellas, profundizando y reforzando los conceptos teóricos de las vibraciones mecánicas, conociendo parte de su amplio campo de aplicación en el mantenimiento predictivo.

También pude comprobar la efectividad de cuatro métodos de balanceo, los que pueden ser realizados directamente en el lugar de funcionamiento de la máquina (in situ), como son: “El método Vectorial”, “El método de Den Hartog”, “El método de Siebert” y por último con un “Instrumento analizador de vibraciones mecánicas”.

De los resultados obtenidos en el desarrollo de los métodos, puedo concluir que:

Lo primero que se debe hacer antes de medir, es ubicar y definir los puntos de medición, donde la severidad de vibratoria sea representativa, nunca en protecciones o piezas con apreciable debilidad.

Se debe evitar el funcionamiento en los estados de resonancia del rotor, para no causar daños estructurales a las partes y piezas componentes de la máquina, (pasar rápidamente por las velocidades críticas).

En cuanto al desarrollo de los métodos gráficos (Den Hartog y Siebert) solo es necesario medir amplitud de vibración, lo que puede ser realizado con un vibrómetro, comparativamente más barato que un instrumento analizador de vibraciones más sofisticado.

Además se comprobó la efectividad de estos métodos, ya que el nivel de severidad de vibración disminuyó considerablemente (entre un 48 y un 70 %). Es por esto que resulta ventajosa la aplicación de ellos, ya que no es necesario realizar complejos cálculos, sino simples gráficos, los que requieren de una hoja de papel, un compás, un escalímetro o simplemente el apoyo de un software para dibujo.

Una limitación de estos métodos, es que la aplicación, sería recomendable mayormente para rotores planos, vale decir con un diámetro considerablemente mayor que su largo y prácticamente contenidos en un solo plano (rotores angostos).

Finalmente se puede concluir que no se puede alcanzar el perfecto balanceo dinámico, debido a los múltiples factores que influyen en el funcionamiento de una máquina, es por ello que se aplican los estándares, para establecer rangos determinados de vibración que no afecten la salud de la máquina ni de los operarios.

Por ende, se ha llegado a término cumpliendo los objetivos planteados al comienzo de este trabajo de titulación.

## CAPITULO VIII: REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

### 8.1 BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS DIGITALES

1. “Problemas de vibración en ingeniería”; S. Timoshenko - D. H. Young Editorial Continental; Primera edición en español año 1959.
2. “Mecanismos y dinámica de maquinaria”; Hamilton H. Mabie – Charles Reinholtz; Editorial LIMUSA WILEY; Segunda edición; año 2001.
3. “Theory of vibration with applications”; William T. Thomson; Editorial Prentice –Hall Inc.; Segunda edición 1981.
4. “Fundamentos de mecánica vibratoria”; Dr. Pedro Saavedra G., Curso, Depto. de Ing. Mecánica, Facultad de Ingeniería; Universidad de concepción, 1987.
5. “Vibraciones mecánicas”; Roca Vila R. - Juan León L.; Editorial LIMUSA WILEY; Primera edición 1981.
6. “Diagnóstico de fallas mediante el análisis de vibraciones”; Bianchi - Falcinelli.; Editorial nueva librería; Primera edición1986.
7. “Mecánica de las vibraciones”; Den Hartog, J. P. Traducido de la cuarta edición por Antonio Martín-Lunas; Compañía Editorial Continental SA 1964
8. “Teoría de Máquinas y Mecanismos”; Shigley, J., Uicker, J.; Mc Graw-Hill, 1995.
9. "Teoría y Práctica del Balanceo dinámico, Manual de diagnóstico de Equipos Rotativos"; ATECMA; Publicación Empresa de capacitación ATECMA, Santiago Chile.
10. “Vibraciones en Sistemas Mecánicos ME-754” (versión preliminar); Dr. Rodrigo Pascual J.; Departamento de Ing. Mecánica Universidad de Chile; Abril 2004.

11. “Modelamiento de Sistemas Rotores ME755” (versión preliminar); Dr. Rodrigo Pascual J.; Departamento de Ing. Mecánica Universidad de Chile; Septiembre 2004
12. “Evaluación de la severidad vibratoria” Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería; Universidad de Concepción, Concepción, febrero del 2002
13. “Curso de Dinámica de maquinas, Métodos de balanceo de rotores en campo”; Dr. Euro Casanova; Departamento de Mecánica Universidad Simón Bolívar, Venezuela.
14. Curso de doctorado “Introducción al fenómeno de las vibraciones mecánicas, Tema 7 - normativa sobre vibraciones”; Departamento de Ingeniería Mecánica Energética y de Materiales. Universidad de Navarra
15. Publicaciones; “Impacto del mantenimiento proactivo en la productividad”, “Técnicas de diagnóstico para el análisis de vibraciones de rodamientos”; Dr. Pedro Saavedra G. Msc. Edgar Estupiñan P., Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería; Universidad de Concepción,
16. <http://www.equitob.com/balanceo.htm>
17. <http://www.tiresafety.com/espanol/glossary/GlossComp.asp>
18. <http://www.mantenimiento-predictivo.com>
19. <http://www.pisteros.com/Secciones/HTM/Diccionario/b.htm>
20. <http://www.balco.com>
21. <http://www.metas.com.mx>
22. <http://www.balances-dinamicos.com/pages/precision.htm>
23. <http://www.bluewaterboats.com.ar/articulos/propulsionparte2.htm>

24. <http://www.mantenimiento-predictivo.com/fbalanceod.htm>
25. <http://www.elettrorava.es/espanol/docum/equilibrado/secc-01.html>
26. [www.dim.udec.cl/lvm](http://www.dim.udec.cl/lvm)

## CAPITULO IX: ANEXOS

### 9.1 ANEXO I

#### ISO 1940/1 - VDI 2060

“Recomendación para evaluación de vibraciones mecánicas de máquinas”

**Tabla 1.- Calidad del grado de balanceo para varios grupos de rotores rígidos, según ISO 1940/1**

Calidad del grado de balanceo	Producto de la relacion de $(e_{per} \times \omega)$ <sup>(1) (2)</sup> mm/s	Tipo de rotor – ejemplos generales
G 4000	4000	Cigüeñal de motores marinos de dos tiempos lentos montados en cojinetes rígidos con número irregular de cilindros. (3) (4)
G 1600	1600	Cigüeñal de motores de dos tiempos montados en cojinetes rígidos.
G 630	630	Cigüeñal de motores de cuatro tiempos montados en cojinetes rígidos. Cigüeñales de motores diesel marinos en cojinetes elásticos.
G 250	250	Cigüeñal de motores grandes de cuatro tiempos, montados en cojinetes rígidos.(4)
G 100	100	Cigüeñales de motores rápidos diesel de seis o mas cilindros, montados en cojinetes rígidos.(4) Motores completos de autos, camiones y locomotoras.(5)
G 40	40	Ejes de transmisión, llantas y ruedas de automóviles. Cigüeñales en cojinetes rígidos de motores rápidos de 6 cilindros. (4) Motores de locomotoras y camiones.

G 16	16	<p>Ejes articulados, transmisiones, propulsores.</p> <p>Partes de maquinas trituradoras, maquinaria agrícola.</p> <p>Componentes de motores a gasolina o diesel de autos, camiones y locomotoras.</p> <p>Cigüeñales de motores de cuatro tiempos, en cojinetes rígidos, de 6 ó mas cilindros para requerimientos especiales.</p>
G 6.3	6.3	<p>Ejes articulados especiales.</p> <p>Montaje de rotores de turbinas de aeronaves.</p> <p>Partes de maquinas de plantas de procesos.</p> <p>Rotores de motores eléctricos.</p> <p>Bombas de paletas.</p> <p>Piezas rotatorias de máquinas herramientas.</p> <p>Tambores centrífugos.</p> <p>Rodillos de papeleras.</p> <p>Ventiladores.</p> <p>Volantes.</p> <p>Turbina de engranajes.</p> <p>Componentes de cigüeñales de motores de locomotoras y camión, cigüeñales de motores especiales de 6 ó mas cilindros.</p>
G2.5	2.5	<p>Turbogeneradores.</p> <p>Rotores de motores pequeños.</p> <p>Motores eléctricos especiales.</p> <p>Turbinas de vapor y gas (incluyendo turbinas principales de buques mercantes).</p> <p>Ventiladores.</p> <p>Ejes de máquinas herramientas.</p> <p>Turbocompresores.</p> <p>Componentes de cigüeñales especiales.</p>
G 1 <i>precisión</i>	1	<p>Accionamientos de rectificadoras.</p> <p>Rotores de motores pequeños especiales,</p> <p>Turbopropulsores.</p> <p>Accionamientos de magnetófonos y vídeos.</p>

G 0,4 <i>alta</i> <i>precisión</i>	0.4	Giroscopios. Rotores para rectificadoras de alta precisión, ejes de discos y rodetes.
---------------------------------------	-----	--

- (1)  $\omega$  la velocidad angular esta en radianes por segundo.
- (2) Para asignar el desbalance residual de los planos de corrección  $e_{per}$ .
- (3) en un eje cigüeñal ensamblado se incluye a: el eje cigüeñal, el volante, embrague, poleas, amortiguador de vibraciones, metales de la biela, etc.
- (4) Para los propósitos de esta parte de la norma ISO 1940/1, son considerados motores diesel lentos los que la velocidad del pistón es menores que 9 m/s y son considerados rápidos aquellos cuya velocidad es mayor que 9 m/s.
- (5) En motores completos, la masa del rotor abarca la suma de todas las masas incluyendo los ejes cigüeñales descritos en el punto (3) antes mencionado.

Figure 1-A Maximum permissible residual unbalance,  $e_{per}$   
 (Imperial values adapted from ISO 1940/1)

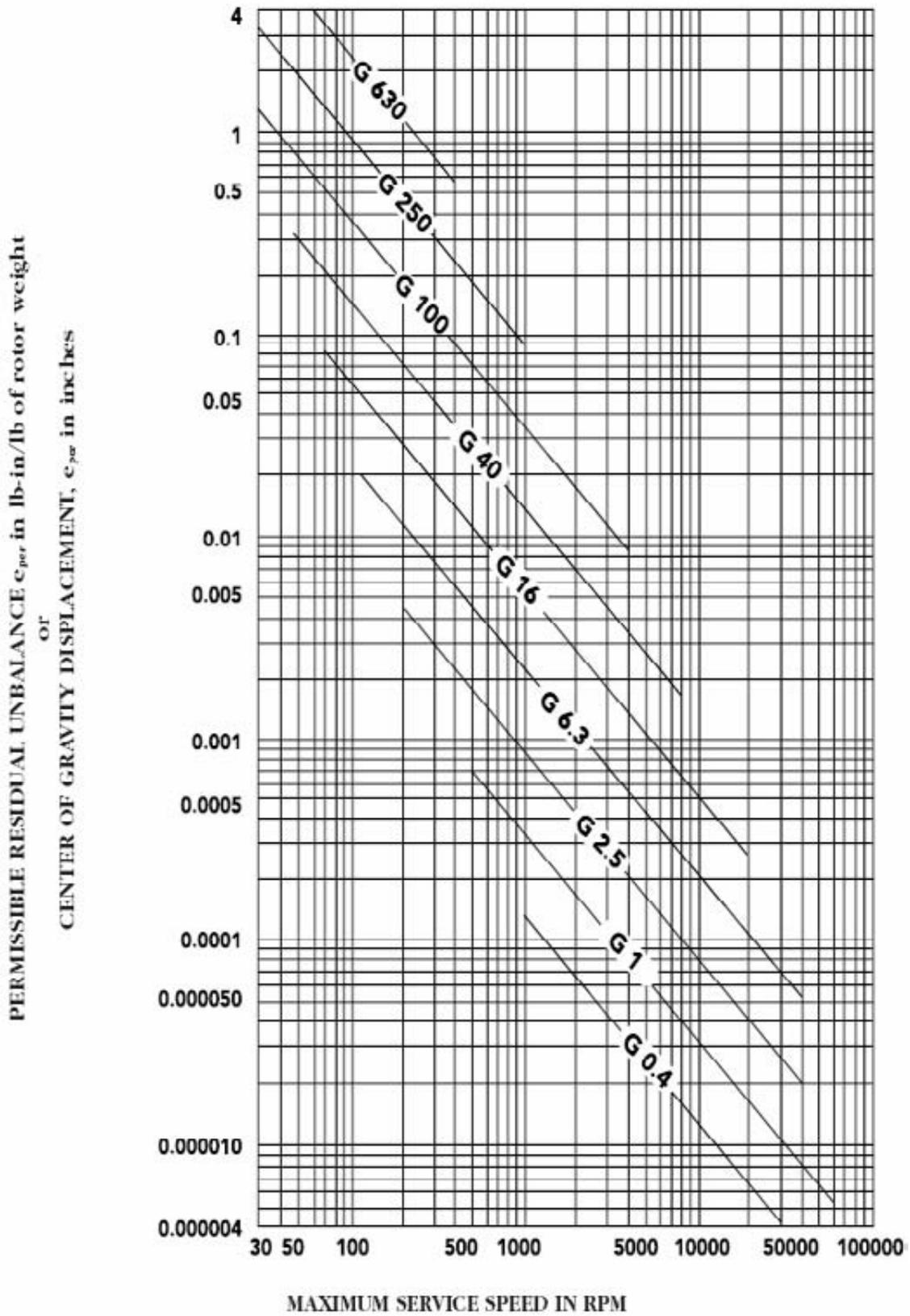
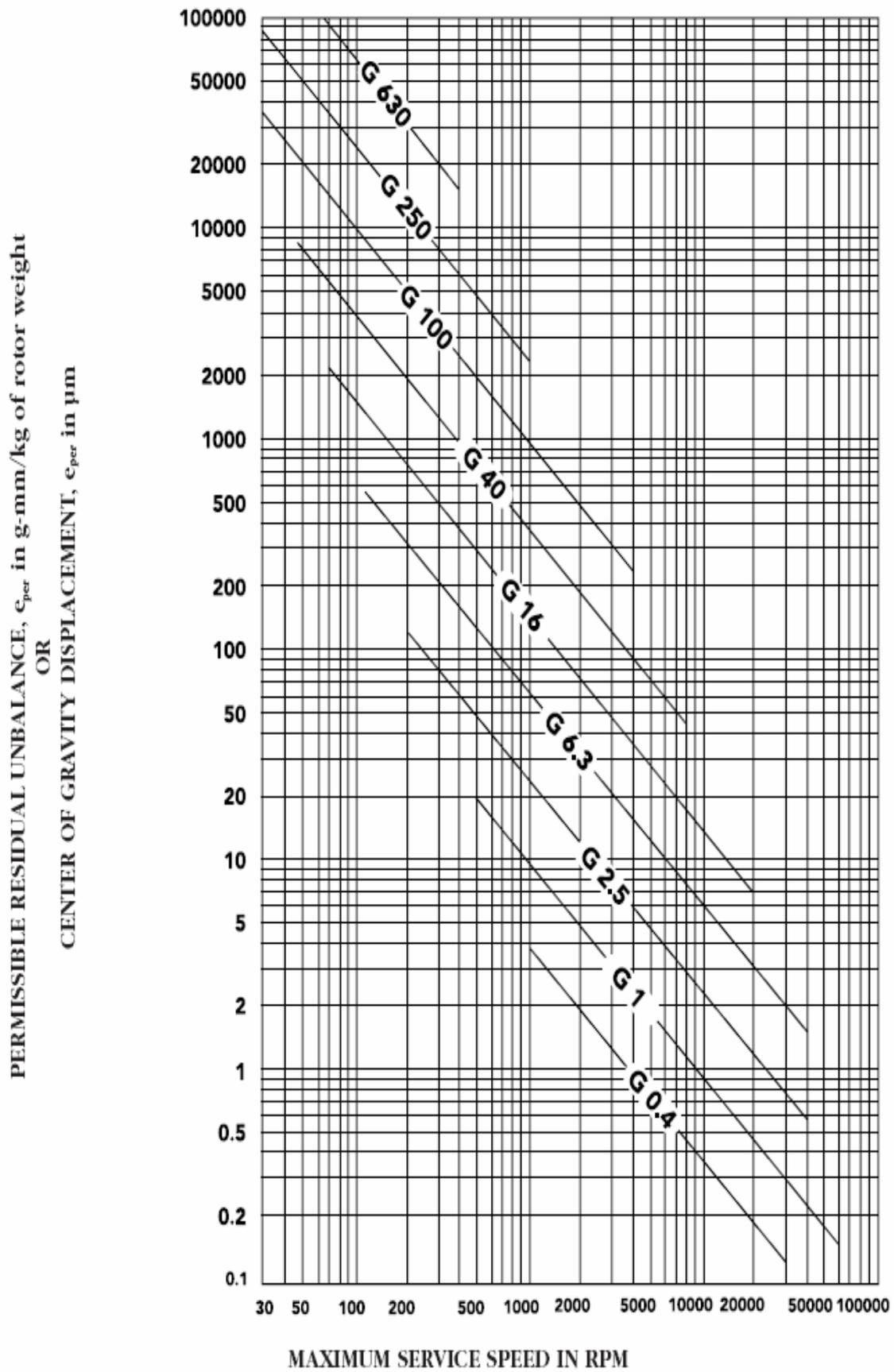


Figure 1-B Maximum permissible residual unbalance,  $e_{per}$   
(From ISO 1940/1)



## 9.2 ANEXO II

### ISO 2372 -1974.

“Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación”.

Esta recomendación es en general para máquinas rotatorias, diseñada para evaluar principalmente la severidad vibratoria de máquinas en taller o en los ensayos de aceptación. Las especificaciones vibratorias para ensayos de aceptación, garantizan que el equipo está estadísticamente normal o con buena salud inicial.

En este estándar, las máquinas se clasifican en función de:

- Tamaño o Potencia total
- Tipo de montaje utilizado (apoyo rígido o elástico)
- Uso de la máquina.

De este modo define los siguientes seis clases:

**CLASE I:** Máquinas pequeñas con apoyo rígido.

Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 KW.

**CLASE II:** Máquinas pequeñas sin cimientos especiales.

Máquinas de tamaño mediano con potencia entre 15 y 75 KW, o máquinas rígidamente montadas hasta 300 KW.

**CLASE III:** Máquinas grandes con potencia sobre 300 KW, montadas en soportes rígidos.

**CLASE IV:** Máquinas grandes con potencia sobre 300 KW, montadas en soportes flexibles.

**CLASE V:** Máquinas y sistemas conductores con fuerzas de inercia desbalanceadas debido al movimiento recíproco (de alguno de sus elementos), montadas en fundaciones las cuales son relativamente rígidas en la dirección de la medición de la vibración.

**CLASE VI:** Máquinas con fuerzas de inercia desbalanceadas, montadas en fundaciones las cuales son relativamente elásticas en la dirección de la medición de la vibración, tales como harneros vibratorios, máquinas centrífugas, molinos, etc.

El significado de “relativamente elástico” y “relativamente rígido” se refiere siempre a que el apoyo sea rígido o elástico en la dirección de medida de las vibraciones.

Las máquinas de las clases V y VI difieren mucho entre sí, y los valores admisibles de vibración varían entre amplios límites. Las de las clases I, II, III y IV, son fácilmente encuadrables entre ellos, de forma que los valores admisibles de vibración se mantienen dentro de los mismos límites.

En la tabla N° 1 correspondiente a estas cuatro clases podemos ver los valores límite, en el caso de las demás clases se deberá llevar a cabo un tratamiento particular.

Tabla N° 1: Rangos de severidad vibratoria para máquinas normales

Rango de velocidad Efectiva RMS (mm/s)	Tipos de Máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 - 0,28	A	A	A	A
0,28 - 0,45				
0,45 - 0,71				
0,71 - 1,12	B	B	B	A
1,12 - 1,8				
1,8 - 2,8	C	C	C	B
2,8 - 4,5				
4,5 - 7,1	D	D	D	C
7,1 - 11,2				
11,2 - 18				
18 - 28	D	D	D	D

## **Soportes de la máquina a ensayar**

Dos tipos de soportes se utilizan para clasificar la severidad vibratoria. Para un soporte flexible, la frecuencia fundamental del sistema soporte-máquina es más baja que su frecuencia principal de excitación (en la mayoría de los casos es la frecuencia de rotación), es decir, máquinas que giran sobre su primera velocidad crítica. Para un soporte rígido, la frecuencia fundamental del sistema soporte-máquina es mayor que su frecuencia principal de excitación.

## **Evaluación de la severidad vibratoria**

Basándose en consideraciones teóricas y experiencias prácticas, se define como unidad de medida para cuantificar la severidad vibratoria el valor RMS de la velocidad de la vibración. Vibraciones con el mismo valor RMS de la velocidad en la banda de frecuencias de 10 a 1000 Hz se considera que tienen igual severidad vibratoria. Este estándar considera que se produce un cambio significativo en la respuesta vibratoria cuando esta cambia en la razón 1:1.6, como se aprecia en la tabla N°1. Es decir, se estima que se produce un cambio en el nivel vibratorio, cuando las vibraciones varían en un 60 % aproximadamente. También se puede observar de la tabla N°1 que se produce un cambio en la condición de la máquina cada vez que se producen dos cambios en el nivel vibratorio de la máquina  $1.6 \times 1.62.56$ , es decir, cuando la vibración aumenta en aproximadamente 2.5 veces.

## **Calidad de la vibración**

La calidad de la vibración permite tener un parámetro para evaluar cualitativamente una máquina dada.

**A: Buena**

**B: Satisfactoria**

**C: Insatisfactoria**

**D: Inaceptable**

Debe tenerse presente que esta es una evaluación cualitativa. Un nivel vibratorio **BUENO** significa que este nivel vibratorio le permitirá a la máquina funcionar en el largo plazo libre de problemas. Es decir, la vibración no disminuirá la vida nominal esperada en los componentes de la máquina.

Por otro lado, un nivel vibratorio **INACEPTABLE** significa que la vida especificada para los elementos de la máquina disminuirá significativamente.

## **VDI 2056**

“Recomendación para evaluación de vibraciones mecánicas de máquinas”

Idéntica a la norma ISO 2372, procede de la Asociación Alemana de Ingenieros Mecánicos y recoge la experiencia del fabricante y del usuario de las máquinas. Su utilización debe hacerse exactamente igual que la norma ISO.

Se clasifica en los siguientes grupos de máquinas:

**Grupo K:** Comprende un grupo de máquinas motrices y dispositivos mecánicos solidarios del conjunto rotativo.

Se aplica especialmente a los motores eléctricos de serie hasta 15Kw=20 CV.

**Grupo M:** Máquinas de mediana importancia, en particular motores eléctricos de 15 a 75 kW.

Además partes de máquinas motrices y otras máquinas (justo hasta 300 kW) con piezas animadas solamente de un movimiento rotativo con fundaciones especiales.

**Grupo G:** Máquinas bastante importantes montadas sobre fundaciones con frecuencia propia elevada, rígidas o pesadas, máquinas motrices y de trabajos bastante importantes don las masas son sólo rotativas.

**Grupo T:** Máquinas motrices y de trabajo bastante importante, sobre fundaciones de baja frecuencia, con masas donde el movimiento es solamente rotativo, por ejemplo grupos de turbina, en particular donde las fundaciones son en ejecución ligera.

### 9.3 ANEXO III

#### ISO - DIN 2373

“Vibraciones mecánicas de máquinas rotativas eléctricas con altura al eje entre 80 y 400 mm – Medida y evaluación de la severidad de vibración”.

Esta norma constituye una adaptación especial de la ISO 2372 para motores eléctricos, y se aplica a motores de corriente alterna trifásica y a motores de corriente continua con alturas de eje (distancia vertical entre la base del motor y la línea central del eje) entre 80 y 400 mm.

Las vibraciones en las máquinas eléctricas son causadas por:

- Desbalanceamiento en las máquinas rotatorias.
- Ligeras deformaciones de la carcasa o de su base, producida por cierta atracción magnética entre el estator y el rotor.
- Rodamientos. Cargas aerodinámicas y algunos efectos secundarios tales como inestabilidades de eje en los descansos hidrodinámicos, resistencia pasiva, expansión asimétrica, etc.

En este caso, el criterio de severidad de vibración (el mismo que el de la ISO 2372) se toma en términos del valor RMS de amplitud de vibración en velocidad, en el rango de 10 a 1.000 Hz, cuando la medida se lleva a cabo con una instrumentación que cumple los requerimientos establecidos por la ISO 2954.

Las medidas se realizan con la máquina suspendida libre (por ejemplo, suspendida o montada sobre un soporte elástico de muelles o material elastomérico). El motor opera a la frecuencia nominal (para los motores AC) y a su velocidad nominal.

Cuando se trata de máquinas que disponen de varias velocidades o velocidades variables, los ensayos son llevados a cabo a diferentes velocidades de operación.

Salvo que se diga lo contrario, las medidas de la severidad de vibración deben de realizarse sin carga de operación y a la temperatura alcanzada por el motor después de un periodo suficiente de operación en situación sin carga.

## **Equipo de medición**

El equipo debe ser capaz de medir el verdadero valor RMS de la vibración en el rango de frecuencias de 10 Hz a 1000 Hz con una exactitud de al menos 10 % del valor indicado.

La sensibilidad transversal del transductor de vibración debe ser menor que el 10% de la sensibilidad en la dirección normal de la medición.

## **Montaje de la máquina**

La medición de la vibración esta directamente relacionada con el montaje de la máquina.

Es entonces, deseable realizar las mediciones en condiciones de operación y montajes de trabajo de la máquina. Sin embargo, para estimar la calidad respecto al balanceamiento y a las vibraciones de las máquinas rotatorias eléctricas, es necesario medir sobre la máquina sola, bajo determinadas condiciones de ensayo, los cuales permiten realizar ensayos reproducibles y proveer medidas comparables.

Para asegurar ensayos reproducibles y medidas comparables, la máquina debería ser instalada en suspensión libre. Esta condición se obtiene suspendiendo la máquina sobre resortes o monitoreándola sobre soportes elásticos. La frecuencia natural de oscilación del sistema suspensión-motor en los seis grados de libertad, debería ser menor que un cuarto de la frecuencia correspondiente a la velocidad de rotación más baja de la máquina bajo ensayo.

## **Condiciones de medición**

**Chaveta:** el extremo del eje debería tener una chaveta de tamaño y longitud normal, a menos que se especifique lo contrario. La chaveta debe ser la misma usada para balancear el motor.

**Puntos de medición:** Las mediciones se deben tomar en los descansos en la cercanía al eje en tres direcciones perpendiculares (vertical, horizontal, axial). La máquina debe operar en la posición que ocupa bajo funcionamiento normal (horizontal o vertical).

**Condiciones de operación:** Los motores serán alimentados con un voltaje constante y frecuencia nominal (para corriente alterna) y la medición será a velocidad nominal.

Para máquinas con velocidades críticas o velocidad variable, la medición será a varias velocidades de operación.

En ausencia de instrucciones contrarias, las mediciones de la velocidad vibratoria deberían realizarse bajo operación sin carga a la temperatura alcanzada por el motor después de un periodo suficiente de funcionamiento sin carga.

La clasificación de las máquinas eléctricas y las zonas límites se indican en la tabla N° 1.

Tabla N° 1: Límites recomendados de la severidad de la vibración

Grado de calidad	Velocidad	Máximo valor RMS de la velocidad vibratoria para alturas de eje H					
		80 H 132		132 H 225		225 H 400	
		rpm	mm/s	in/s	mm/s	in/s	mm/s
N (Normal)	600 a 3600	1,8	0,071	2,8	0,11	4,5	0,177
R (Reducido)	600 a 1800	0,71	0,028	1,12	0,044	1,8	0,071
	1800 a 3600	1,12	0,044	1,8	0,071	2,8	0,11
S (especial)	600 a 1800	0,45	0,018	0,71	0,028	1,12	0,044
	1800 a 3600	0,71	0,028	1,12	0,044	1,8	0,071

## 9.4 ANEXO IV

### ISO 3945

“Medida y evaluación de la severidad de vibración en grandes máquinas rotativas, in situ; velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s”

Esta norma, como su mismo título indica, permite clasificar la severidad de vibración de grandes máquinas rotativas “in situ”, para velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s, tal como se indica en la tabla N° 1. Se aplica a máquinas rotatorias grandes es decir, sobre 300KW, Clases III y IV definidas por el estándar ISO 2372.

rms Severidad de la velocidad de vibración		Clasificación de los soportes	
mm/s	in/s	soporte rígido	soporte flexible
0,46	0,018	Bueno	Bueno
0,71	0,028		
1,12	0,044		
1,8	0,071	Satisfactorio	Satisfactorio
2,8	0,11		
4,6	0,18	Insatisfactorio	Insatisfactorio
7,1	0,28		
11,2	0,44	Inaceptable	Inaceptable
18	0,71		
28	1,1		
46	1,8		
71	2,8		

Tabla N° 1 Severidad de vibración según el tipo de soporte.

En este caso, la clasificación de la severidad de vibración depende de las características de flexibilidad o rigidez del sistema soporte que presenta la máquina:

- Se dice que los soportes son flexibles si la frecuencia fundamental de la máquina sobre dichos soportes es menor que la principal frecuencia de excitación.
- Los soportes se dicen rígidos si la frecuencia fundamental de la máquina sobre los mismos es menor que la principal frecuencia de excitación.

## 9.5 ANEXO V

### ISO 10816

“Vibración Mecánica – Evaluación de máquinas por medición en partes no rotatorias”.

Es una normativa más reciente que las anteriores. Recoge una serie de normas, que describen los procedimientos para la evaluación de la vibración en máquinas en base a medidas realizadas en partes no rotativas de las mismas.

Este estándar consta de seis partes bajo el título general, mencionado anteriormente:

- Part 1:** General guidelines
- Part 2:** Large land-based steam turbine generator sets in excess of 50 MW.
- Part 3:** Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ.
- Part 4:** Gas turbine driven sets excluding aircraft derivatives.
- Part 5:** Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants.
- Part 6:** Reciprocating machines with power rating above 100 MW.

Cada una de las partes de esta norma proporciona un estándar individual para una serie de máquinas y define información específica y criterios aplicables únicamente a esas máquinas.

El criterio general relaciona el monitorizado en condiciones de operación y el ensayo de aceptación de la máquina; y se expresa tanto en términos de magnitud de vibración como de variación en dicha magnitud. Es decir, no hace referencia sólo a valores absolutos, sino también a valores relativos, a variaciones y tendencias.

No sólo habla de velocidad, sino también de aceleración y desplazamiento.

Este estándar evalúa la severidad vibratoria de máquinas rotatorias a través de mediciones efectuadas en terreno en partes no giratorias de ellas. Envuelve y amplía los estándares citados anteriormente.

A continuación se citan algunas de las partes que abarca este estándar:

### **Parte 1 “Normativa general”**

Provee una descripción general de dos criterios usados para la evaluación de la severidad vibratoria en los distintos tipos de máquinas. Un criterio considera la magnitud de la vibración global en un ancho de banda y el segundo criterio considera los cambios en la magnitud de la vibración, independiente de si aumentan o decrecen.

### **Criterio I: Magnitud de la vibración**

Este criterio define límites para la magnitud de la vibración consistente con aceptables cargas dinámicas en los descansos y aceptables vibraciones transmitidas al ambiente a través de sus soportes. La máxima magnitud de la vibración medida en cada descanso es usada para evaluar la severidad de la vibración de acuerdo al tipo de máquina y al tipo de soporte.

Las siguientes zonas de evaluación son definidas para permitir una evaluación cualitativa de una máquina dada y proveer guías sobre posibles acciones a tomar.

**ZONA A:** La vibración de máquinas nuevas o recientemente reacondicionadas puestas en servicio, normalmente debería estar en esta zona.

**ZONA B:** Máquinas con vibración en esta zona son normalmente consideradas aceptables para operar sin restricción en un período largo de tiempo.

**ZONA C:** Máquinas con vibración en esta zona son normalmente consideradas insatisfactorias para una operación continua para un tiempo prolongado.

Generalmente, estas máquinas pueden operar por un periodo limitado en esta condición hasta que se presente una oportunidad conveniente para reparar la máquina.

**ZONA D:** Los valores de la vibración de esta zona son considerados normalmente como suficientemente severos para causar daño a la máquina.

Mayores valores que los indicados en este estándar requieren que el fabricante de la máquina explique las razones de esto y en particular confirme que la máquina no sufrirá daño operando con valores vibratorios mayores.

Los valores para los límites de las zonas se dan en las tablas N° 1, N° 2, N° 3 y N° 4. Al usar estas tablas se debe tomar el valor más alto de la vibración medido en las direcciones radiales de cualquier descanso y la vibración axial en el descanso de empuje. Se puede utilizar el valor del desplazamiento o de la velocidad de la vibración. Se utilizará el que sea más restrictivo según las tablas anteriormente mencionadas.

### **Criterio II: Cambios en la magnitud de la vibración**

Este criterio evalúa los cambios de la magnitud de la vibración con relación a un valor de referencia previamente establecido. Si ocurre un cambio significativo en la magnitud de la vibración en un ancho de banda (10 Hz a 1000 Hz) puede necesitar una acción correctiva aunque no haya alcanzado la zona C del criterio I. Estos cambios pueden ser instantáneos o progresivos con el tiempo y pueden indicar un daño incipiente o alguna otra irregularidad. El criterio II se aplica en base al cambio de la magnitud de la vibración que ocurre bajo la condición de funcionamiento en estado estacionario de la máquina.

Cuando el criterio II es aplicado, la medición de la vibración que se compara se debe tomar con el mismo sensor, en la posición y orientación anterior y bajo aproximadamente las mismas condiciones de operación de la máquina. Cambios manifiestos en la magnitud de la vibración normal, sin importar su valor total, debe ser investigada para evitar una situación peligrosa. Cuando los cambios en la magnitud de la vibración exceden el 25 % del valor superior de la zona B para las tablas N° 1, N° 2, N° 3 y N° 4, ellos deben ser considerados significativos, particularmente si son repentinos. De ser así, se debe diagnosticar la razón de los cambios y determinar que acciones a tomar son adecuadas.

Estos valores se aplican al valor global RMS de la velocidad y desplazamiento vibratorio en el rango de frecuencias de 10 a 1000 Hz para máquinas con velocidad de rotación sobre 600 cpm, o en el rango de 2 a 1000 Hz para máquinas con velocidad de rotación bajo 600 cpm. Si se espera que el espectro contenga componentes a baja frecuencia, la evaluación debería basarse tanto en la medición de la velocidad como del desplazamiento RMS, sino, como sucede en la mayoría de los casos es suficiente con medir únicamente la velocidad vibratoria.

Tabla N° 1: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo 1.

Desplazamiento RMS m	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 29	bajo 2,3	A	A
29 - 45	2,3 - 3,5	B	
45 - 57	3,5 - 4,5		B
57 - 90	4,5 - 7,1	C	
90 - 140	7,1 - 11,0	D	C
sobre 140	sobre 11,0		D

Tabla N° 2: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo 2.

Desplazamiento RMS m	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 22	bajo 1,4	A	A
22 - 37	1,4 - 2,3	B	
37 - 45	2,3 - 2,8		B
45 - 71	2,8 - 4,5	C	
71 - 113	4,5 - 7,1	D	C
sobre 113	sobre 7,1		D

Tabla N° 3: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo 3.

Desplazamiento RMS m	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 18	bajo 2,3	A	A
18 - 28	2,3 - 3,5	B	
28 - 36	3,5 - 4,5		B
36 - 56	4,5 - 7,1	C	
56 - 90	7,1 - 11,0	D	C
sobre 90	sobre 11,0		D

Tabla N° 4: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo 4.

Desplazamiento RMS m	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 11	bajo 1,4	A	A
11 -18	1,4 - 2,3	B	
18 - 22	2,3 - 2,8		B
22 - 36	2,8 - 4,5	C	
36 - 56	4,5 - 7,1	D	C
sobre 56	sobre 7,1		D

### Configuración de valores de ALARMAS y de PARADAS

Los valores de ALARMA pueden variar considerablemente, hacia arriba o hacia abajo, para diferentes máquinas. Los valores elegidos son normalmente configurados relativos a un valor base (línea base) determinado por la experiencia para la posición o dirección de la medición para esa máquina en particular.

Se recomienda que el valor de ALARMA sea configurado sobre la línea base en una cantidad igual al 25% del límite superior para la zona B. Si la línea base es baja, la ALARMA puede estar bajo la zona C.

Donde no esté establecida una línea base (por ejemplo con una máquina nueva) la configuración inicial del valor de ALARMA debería basarse sea en la experiencia con otras máquinas similares o en relación con valores de aceptación acordados. Después de un período de tiempo, se podrá establecer un valor para la línea base en estado estacionario y la configuración del valor ALARMA debería ajustarse en concordancia. Se recomienda que el valor de ALARMA normalmente no sobrepase 1,25 veces el límite superior de la zona B.

Si la línea base en el funcionamiento estacionario de la máquina cambia (por ejemplo, después que una máquina ha sido reparada), la configuración del valor de ALARMA debería revisarse en concordancia.

Los valores de PARADA generalmente se relacionan con la integridad mecánica de la máquina y es dependiente de sus características específicas de diseño, las cuales

han sido introducidas para permitir que la máquina resista fuerzas dinámicas anormales. Los valores usados deberán, por consiguiente, generalmente ser los mismos para todas las máquinas de diseño similar y no debería normalmente estar relacionado con el valor de la línea base en el estado estacionario usado para la configuración de ALARMAS.

Aquí pueden haber diferencias para las máquinas de diferente diseño y no es posible dar guías claras para valores absolutos de PARADAS. En general, el valor de PARADA estará dentro de la zona C o D, pero es recomendado que el valor de PARADA no debería exceder 1,25 veces el límite superior de la zona C.

**Parte 3:** Máquinas industriales con potencia sobre 15 kW y velocidad nominal entre 120 rpm y 15000 rpm.

Los criterios de vibración provistos en este estándar se aplican a un conjunto de máquinas con potencia sobre 15 KW y velocidad entre 120 rpm y 15000 rpm.

El conjunto de máquinas que cubre este estándar incluye:

- Turbinas a vapor con potencia hasta 50 MW
- Turbinas a vapor con potencia mayor que 50 MW y velocidades bajo 1500 cpm o sobre 3600 cpm
- Compresores rotatorios
- Turbinas a gas con potencia hasta 3 MW
- Bombas centrifugas, de flujo axial o mixto
- Generadores, excepto cuando son usados en plantas hidráulicas y plantas de bombeo
- Motores eléctricos de cualquier tipo. Sopladores y ventiladores

**NOTA:** Sin embargo, el criterio presentado en esta norma generalmente es aplicable sólo a ventiladores con potencia sobre 300 KW u otros ventiladores con carcazas razonablemente rígidas las cuales no son soportadas flexiblemente.

Este estándar también incluye máquinas, las cuales pueden tener engranajes o rodamientos, pero no está orientada a dar un diagnóstico de evaluación de los engranajes o de los rodamientos.

Los criterios solo son aplicables para vibraciones producidas por la máquina misma y no para vibraciones las cuales son transmitidas a la máquina desde fuentes externas.

Los criterios de evaluación de este estándar son aplicables para:

- Ensayos de aceptación de máquinas
- Monitoreo continuo o no continuo de la condición de operación de las máquinas

Esta norma se aplica a mediciones de vibraciones realizadas en terreno, las cuales son tomadas en la caja de los descansos o en la carcasa de la máquina operando bajo condiciones de operación estacionarias dentro del rango nominal de velocidades de rotación.

Las mediciones se deben realizar en puntos de la máquina que sean accesibles.

Se debe tener cuidado de que las mediciones representen razonablemente a las vibraciones medidas en la caja del descanso y que no incluyan resonancias locales o amplificaciones.

Las ubicaciones y direcciones de las vibraciones deberán ser tales que provean adecuada sensibilidad a las fuerzas dinámicas en la máquina.

Típicamente esto requerirá tres puntos de medición, dos puntos ortogonales en la dirección radial en cada descanso y un punto en la dirección axial. Las direcciones vertical y horizontal son generalmente utilizadas para máquinas montadas horizontalmente. Para máquinas montadas verticalmente o inclinadas los puntos más usados son donde la lectura de la vibración sea máxima. La dirección del eje elástico debería ser uno de los puntos utilizados.

Las mediciones deben realizarse cuando el rotor y los descansos principales han alcanzado sus temperaturas estacionarias de trabajo y con la máquina funcionando bajo condiciones nominales o especificadas, por ejemplo velocidad, voltaje, flujo, presión y carga.

En máquinas con velocidad o carga variable, las mediciones deben realizarse bajo todas las condiciones a las cuales se espera que la máquina trabaje por periodos prolongados de tiempo. Los máximos valores medidos, bajo estas condiciones, serán considerados representativos de la severidad de la vibración.

Si la vibración es superior a lo que el criterio permite y se sospecha de excesiva vibración de fondo, las mediciones se deben realizar con la máquina detenida para determinar el grado de influencia de la vibración externa. Si la vibración con la máquina detenida excede el 25 % de la vibración medida con la máquina operando, acciones correctivas son necesarias para reducir el efecto de la vibración de fondo.

**NOTA:** En algunos casos el efecto de la vibración de fondo se puede anular por análisis espectral o eliminando las fuentes externas que provocan las vibraciones de fondo.

La severidad de la vibración se clasifica conforme a los siguientes parámetros:

- Tipo de máquina
- Potencia o altura de eje
- Flexibilidad del sistema soportante

#### **Clasificación de acuerdo al tipo de máquina, Potencia o altura de eje**

Las significativas diferencias en el diseño, tipos de descanso y estructuras soportantes de la máquina, requieren una separación de ellas en diferentes grupos. Las máquinas de estos grupos pueden tener eje horizontal, vertical o inclinado y además pueden estar montados en soportes rígidos o flexibles.

**GRUPO 1:** Máquinas rotatorias grandes con potencia sobre 300 KW.

Máquinas eléctricas con altura de eje H 315 mm.

**GRUPO 2:** Máquinas rotatorias medianas con potencia entre 15 y 300 KW.

Máquinas eléctricas con altura de eje H entre 160 mm y 315 mm.

**GRUPO 3:** Bombas con impulsor multipaletas y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia sobre 15 KW.

**GRUPO 4:** Bombas con impulsor multipaletas y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia sobre 15 KW.

## 9.6 ANEXO VI

### ISO 7919.

“Vibración mecánica de máquinas no alternativas – Medidas y evaluación en ejes rotativos”

Una máquina rotativa que tiene una carcasa relativamente rígida y/o pesada en comparación con su masa rotativa, a menudo puede llegar a considerarse como que tiene un eje rotor flexible.

En tal caso, las condiciones de vibración han de ser evaluadas con un mayor grado de sensibilidad si las medidas son llevadas a cabo sobre los elementos rotativos y no sobre los componentes estáticos de la máquina.

Para este tipo de máquinas resulta preferible aplicar la normativa recogida en la serie de normas englobada por esta ISO 7919 y que se enumera a continuación:

**Part 1:** General guidelines

**Part 2:** Large land-based steam turbine generator sets

**Part 3:** Coupled industrial machines

**Part 4:** Gas turbine sets.

**Part 5:** Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants.

Antes que considerar la ISO 2372 o la ISO 3945. Estas dos últimas pueden no caracterizar adecuadamente las condiciones de funcionamiento de la máquina; aunque la realización de las medidas de acuerdo con lo establecido en estas dos normas sí puede resultar útil.

Hay máquinas, tales como aquellas que tienen rotores flexibles montadas en descansos hidrodinámicos, para las cuales las mediciones en la caja de los descansos puede no ser totalmente adecuada como criterio de evaluación. En tales casos puede ser necesario monitorear la máquina usando más mediciones directamente al eje de los rotores. Para tales máquinas los requerimientos establecidos en ISO 7919 son complementarios a los indicados en ISO 10816.

## **9.7 ANEXO VII**

### **ISO 2631**

“Evaluación de la exposición del cuerpo humano a las vibraciones”

Este estándar consta de cuatro partes:

**Parte 1:** Requerimientos generales

**Parte 2:** Vibraciones continuas y aceleraciones bruscas inducidas en estructuras (1 to 80Hz).

**Parte 3:** Vibración vertical en el cuerpo (0.1 to 0.63 Hz)

Este estándar limita las vibraciones de las superficies que están en contacto con el ser humano. La severidad vibratoria es cuantificada midiendo aceleración vibratoria en el rango de 1 a 80 Hz.

## **9.8 ANEXO VIII INSTRUMENTO UTILIZADO.**

### **Medidor portátil de vibraciones mecánicas.**

VibraCHECK, es un medidor de vibraciones mecánicas portátil que controla el buen funcionamiento de máquinas en forma rápida y sencilla.

- Diseñado para que el personal de mantenimiento pueda conocer como están funcionando sus máquinas aplicando procedimientos simples, rápidos y efectivos.
- Mayor capacidad de medición, registro y velocidad de evaluación de máquinas que la de analizadores de vibraciones mecánicas complejos y costosos.

### **Características principales**

- Fácil de usar.
- La más alta velocidad de operación.
- Mide aceleración, velocidad, desplazamiento y envolvente.
- Muestra y mide espectros o formas de onda.
- Permite escuchar rodamientos con auriculares estándar o en PC.
- Califica la condición de máquinas de acuerdo a la norma ISO10816-3.
- Detecta fallas en rodamientos, cavitación y otros problemas que producen vibraciones de alta frecuencia.
- Detecta desbalanceos, desalineaciones, soldaduras mecánicas y otros problemas que producen vibraciones de baja frecuencia.
- Trabaja con rutas de mediciones generadas en el software MAINTraq.
- Funciones configurables por software Mejora la productividad del personal de mantenimiento.
- Coordina el trabajo entre el personal de mantenimiento y los especialistas en análisis de maquinaria

## ¿Cómo trabaja VibraCHECK?

VibraCHECK utiliza un acelerómetro para medir las vibraciones mecánicas.

Mide simultáneamente aceleración, velocidad, desplazamiento y envolvente dando la mayor velocidad de operación.

Simplemente, el inspector tiene que ubicar el sensor en el punto de medición, registrar las lecturas y pasar al punto siguiente hasta completar la máquina.

Las mediciones se descargan en el PC, donde el software busca los síntomas de fallas e informa al operador cuales son las máquinas que presentan anomalías.

Los espectros y formas de onda registrados automáticamente por VibraCHECK pueden ser enviados por correo electrónico a especialistas en análisis de vibraciones para que elaboren los diagnósticos de las máquinas que presenten alarmas

MAINTraQ es el software modular para Windows que maneja toda la información relacionada con el estado de funcionamiento de las máquinas.

Ha sido pensado para que el personal de mantenimiento pueda implementar rápidamente un programa de mantenimiento predictivo sobre sus bombas, motores, ventiladores y máquinas rotantes en general.

Las características principales de este software son las siguientes:

- Permite definir las máquinas a controlar
- Propone el conjunto de mediciones y frecuencia de inspección recomendado para cada tipo de máquina
- Evalúa la condición de las máquinas de acuerdo a criterios predefinidos o según norma ISO 10816-3
- Carga las rutas de máquinas en VibraCHECK
- Descarga y almacena las mediciones realizadas
- Genera un reporte con las máquinas que presentan problemas
- Muestra las tendencias de las mediciones
- Registra las reparaciones realizadas
- Mantiene el historial de cada máquina: Mediciones, Informes y Reparaciones

- Exporta las mediciones, espectros y formas de onda por correo electrónico para que los especialistas puedan realizar los diagnósticos utilizando el módulo de análisis de vibraciones

### **Medición de valores globales**

VibraCHECK mide simultáneamente la aceleración, la velocidad, el desplazamiento y la envolvente en cada punto de la máquina.

Si alguna de estas variables sale del rango de operación normal el instrumento da una indicación de alarma y graba un espectro o forma de onda para que sea evaluado en el módulo de análisis de vibraciones de MAINTraq para PC por el personal especializado.

### **Rutas de espectros y formas de onda.**

VibraCHECK puede ser programado para que registre espectros o formas de onda en los puntos de medición.

Estas mediciones se descargan en el software MAINTraq donde se evalúan y almacenan en el historial de cada máquina.

Por ejemplo, un mecánico puede realizar las inspecciones con VibraCHECK para que el personal especializado pueda interpretar las mediciones en aquellas máquinas que MAINTraq señale.

### **Medición de vibraciones**

- Entrada dinámica para conexión de acelerómetro
- Rango de frecuencias: 5 Hz – 1.5 KHz para velocidad y desplazamiento. 0.5Hz-10KHz para aceleración.
- Rango de medición de aceleración: 80 g pico
- Rango dinámico: 105 dB Rango de temperatura: 0 a 70°C
- Error de medición: <1% Mediciones simultáneas de aceleración, velocidad, desplazamiento y envolvente Máxima resolución espectral: 800 o 3200 líneas de acuerdo al modelo
- Muestra o graba espectros o formas de onda de aceleración envolvente, velocidad y desplazamiento

- Demodulador de envolvente digital con filtro pasabandas y tiempo de retención configurables desde MAINTraq para adaptarlo a las condiciones particulares de cada máquina
- Realiza hasta 1000 promedios de cada espectro

### Software MAINtraq compatible

- Navegador de máquinas
- Módulo de inspecciones
- Navegador de variables
- Analizador espectral
- Analizador de señales

### Capacidad de memoria

- 8 MBytes
- 6000 Puntos de medición
- 1000 máquinas
- 6000 espectros de 400 líneas

### Características mecánicas

- Dimensiones: 165 x 95 x 30 mm
- Peso: 500 gramos.
- Material de la caja: ABS

### Acelerómetro

- Wilcoxon Research 784A
- Sensibilidad 100 mV/g
- Rango de frecuencia 2Hz-10KHz
- Rango de aceleración: 50 g pico
- Rango de temperatura -50°C a 120°C
- Cable espiralado de 1,8 metros
- Base magnética de 40 libras



### **Electrónica**

- Procesador digital de señales DSP de 100 MHz
- Conversor analógico digital de 24 bits
- Memoria de 8 MBytes
- Display gráfico de cuarzo líquido de 124 x 32 píxeles
- Detector de fallas en acelerómetro y cable

### **Salida para auriculares**

- Salida para auriculares estándar de 32 Ohms
- Control de volumen digital

### **Comunicaciones**

- Se comunica con PC por puerto USB
- Velocidad de transferencia: 256 KBits/s Transferencias automáticas

### **Baterías**

- 2 Celdas de Litio Ion 12 horas de autonomía
- Cargador incorporado
- Fuente de alimentación Standard de 110 – 220V a 12V

### **Condiciones ambientales**

- Rango de temperatura: 0 a 70°C
- IP65: Protegido contra el ingreso de polvo y agua