

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PUCP

**MÉTODOS DE BALANCEO Y ALINEAMIENTO PARA
MÁQUINAS ROTATIVAS.**

**Trabajo de Investigación para obtener el grado académico de
BACHILLER EN CIENCIAS CON MENCIÓN EN INGENIERÍA
MECÁNICA**

AUTOR

César Adrián Maraví Chuquilín

ASESOR:

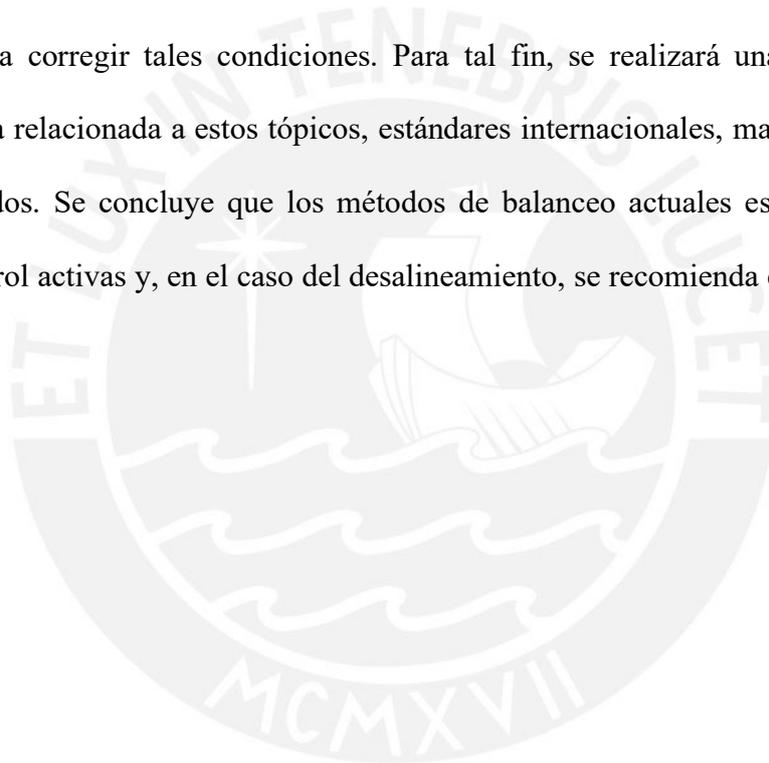
Dr. Ing. Jorge Hernán Alencastre Miranda

Diciembre, 2020

Lima, Perú

Resumen

Actualmente se fabrican máquinas rotativas que pueden alcanzar hasta 20'000 rpm durante su operación. Estas se usan en diferentes campos de aplicación y en diferentes tipos de industria. Según estadísticas, las causas de falla que más afectan a estos equipos son el desbalance, el desalineamiento y la soldadura estructural, lo cual se puede producir elevados niveles de vibración y afecta el normal desempeño de estos equipos, produciendo grandes costos para las empresas. En ese sentido, en este trabajo se busca describir los métodos y procedimientos más usados actualmente para corregir tales condiciones. Para tal fin, se realizará una recopilación de literatura técnica relacionada a estos tópicos, estándares internacionales, manuales y casos de estudio publicados. Se concluye que los métodos de balanceo actuales están enfocados en técnicas de control activas y, en el caso del desalineamiento, se recomienda el uso de sistemas láser.



Índice general

1. Antecedentes e Introducción	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Introducción.....	2
1.3 Nomenclatura.....	3
1.4 Principales causas de falla en Máquinas Rotativas.....	6
1.4.1 Desbalance.....	6
1.4.2 Desalineamiento	8
1.4.3 Soltura estructural de apoyos.....	9
1.5 Normas Técnicas Aplicables	12
2. Balanceo de Rotores Rígidos y Flexibles	1
2.1 Generalidades	1
2.2 Conceptos fundamentales.....	2
2.2.1 Desbalance.....	2
2.2.2 Clasificación de Rotores: Rígidos y Flexibles.....	10
2.3 Principales causas del desbalance.....	13
2.4 Tolerancias para el desbalance	14
2.4.1 Desbalance Residual Permisible para rotores rígidos.....	15
2.4.2 Desbalance Residual Permisible para rotores flexibles	19
2.5 Métodos de Balanceo	20
2.5.1 Balanceo de Rotores Rígidos.....	24
2.5.2 Balanceo de Rotores Flexibles	37
3. Desalineamiento de Máquinas Rotativas.....	39
3.1 Generalidades	39
3.2 Conceptos fundamentales.....	40
3.2.1 Alineamiento de Ejes	41
3.2.2 Desalineamiento	41
3.2.3 Representación del Desalineamiento	44
3.3 Acoplamientos	47
3.3.1 Acoplamientos Rígidos	48
3.3.2 Acoplamientos Flexibles.....	48
3.4 Tolerancias de desalineamiento de ejes	53
3.5 Métodos de alineamiento y procedimiento	58
3.5.1 Métodos visuales	61
3.5.2 Métodos usando comparadores (<i>dial indicators</i>)	64
3.5.3 Método de alineamiento con láser	71
4. Caso de estudio – Falla por fatiga en el rotor de un ventilador centrífugo.....	74
5. Conclusiones	79
6. Bibliografía	80

Índice de Figuras

Figura 1-1. Modelo de 1 grado de libertad considerando desbalance (Vance et al., 2010)	7
Figura 1-2. Falla del acoplamiento de disco debido un desalineamiento visible. (Piotrowski, 2007)	9
Figura 1-3. Soltura de Apoyos. Miranda, Carlos. Análisis de Vibraciones Nivel 1	10
Figura 1-4. Parte del procedimiento de corrección de la soltura de apoyos. (Piotrowski, 2007)	10
Figura 1-5. Formas de las láminas metálicas para corregir la soltura de apoyos. (Piotrowski, 2007)	11
Figura 2-1. Rotor con desbalance representado como un disco con una masa, m_d , ubicada a una distancia “ r ” (ISO, 21940-1 - Mechanical vibration - Rotor balancing - Part 1: Introduction, 2019a).....	3
Figura 2-2. El desbalance del disco representado como el vector U . (ISO, 2019a)	3
Figura 2-3. Desbalance del disco expresado como su excentricidad desde el centro del eje. (ISO, 2019a).	4
Figura 2-4. Distribución del desbalance en un rotor, modelado como K discos perpendiculares al eje z	5
Figura 2-5. Sistema reducible al plano del C.M: desbalance estático. (Thomson, 1981).....	6
Figura 2-6. Momento de desbalance resultante, reducido al plano R . (ISO, 21940-1 - Mechanical vibration - Rotor balancing - Part 1: Introduction, 2019a).....	7
Figura 2-7. Sistema con desbalance dinámico. (Thomson, 1981).....	8
Figura 2-8. Esquema básico de una Máquina de Balanceo de Rotores. (Thomson, 1981).....	9
Figura 2-9. Modos de Vibración de Cuerpo Rígido de un Rotor simétrico sobre apoyos elásticamente simétricos. Modo Paralelo (izquierda) y Modo Inclinado (derecha). (ISO, 2019a)	10

Figura 2-10. Representación esquemática de los tres primeros modos de flexión de un rotor simétrico con comportamiento flexible sobre una estructura soporte elástica. (ISO, 2019a).	12
Figura 2-11. Diferentes tipos de rotor que demuestran comportamientos particulares (ISO, 2019a).....	12
Figura 2-12. Clasificación de los Métodos de Balanceo (Zhou & Shi, 2001).....	20
Figura 2-13. Modos de vibración vs rigidez de los apoyos, en función de diferentes velocidades de giro (Swanson, Powell, & Weissman, 2005)	22
Figura 2-14. Efecto de la fuerza de desbalance en 01 plano y compensación (Pereira, 2005).	24
Figura 2-15. Amplitud de la vibración original (Landim, 2013).....	25
Figura 2-16. Amplitud de la vibración en 0° (V0°) (Landim, 2013).....	26
Figura 2-17. Amplitud de vibración en 120° (Landim, 2013).....	26
Figura 2-18. Amplitud de vibración en 240° y vector solución (Landim, 2013).	27
Figura 2-19. Región de intersección de los círculos (Landim, 2013).....	27
Figura 2-20. Configuración de la instrumentación para el rotor (Pereira, 2005)	31
Figura 2-21. Vibración inicial debido al desbalance U (Pereira, 2005).....	32
Figura 2-22. Vibración con la masa de calibración M' (Pereira, 2005).	32
Figura 2-23. Identificación del desbalance inicial U en el rotor (Pereira, 2005).....	33
Figura 2-24. Localización de la fuerza restauradora. Se puede adicionar masa en la dirección de 350° o retirar en la dirección de 170° (Pereira, 2005).....	34
Figura 2-25. Efecto de las fuerzas de desbalance en 02 planos (Pereira, 2005).....	35
Figura 2-26. Configuración de un rotor para el procedimiento de balanceo en 02 planos de compensación (Pereira, 2005)	35
Figura 3-1. Causas más comunes de la vibración lateral en máquinas y las características de vibración resultante.	40

Figura 3-2. Condición de desalineamiento presente entre 02 máquinas. Es necesario definir un método para cuantificarlo. (PRUFTECHNIK, 2017)	41
Figura 3-3. Tipos de desalineamiento entre 2 ejes. (Corne, Knockaert, & Desmet, 2017)...	42
Figura 3-4. Desalineamiento paralelo entre los ejes de un motor eléctrico y una bomba centrífuga. (Piotrowski, 2007).....	42
Figura 3-5. Desalineamiento angular entre un motor eléctrico y una bomba centrífuga. (Piotrowski, 2007).....	43
Figura 3-6. Desalineamiento combinado: con componente paralela y angular. (Piotrowski, 2007)	43
Figura 3-7. Parámetros que definen una condición de desalineamiento, en el plano vertical y horizontal. (PRUFTECHNIK, 2017)	44
Figura 3-8. Parámetros relacionados para definir angularidad de manera más precisa (PRUFTECHNIK, 2017).....	45
Figura 3-9. Relación entre el "gap" y la angularidad para diferentes condiciones de desalineamiento. (PRUFTECHNIK, 2017).....	45
Figura 3-10. Diferentes valores de offset para la misma condición de desalineamiento (PRUFTECHNIK, 2017).....	46
Figura 3-11. Acoplamiento rígido, modelo Taper-Lock (Dodge, 2015).....	48
Figura 3-12. Acoplamientos miniatura típicos usados en servo-mecanismos. Se pueden encontrar para ejes de Ø3mm hasta Ø25mm, en promedio (Piotrowski, 2007).....	49
Figura 3-13. Acoplamientos de cadena (Piotrowski, 2007)	50
Figura 3-14. Acoplamiento flexible del tipo <i>Gear Coupling</i> (Piotrowski, 2007)	50
Figura 3-15. Acoplamiento flexible, modelo Grid-Flex. (Piotrowski, 2007).....	51
Figura 3-16. Acoplamiento flexible, junta Universal (Cardán) (Piotrowski, 2007).....	51
Figura 3-17. Acoplamiento flexible elastomérico, modelo Dynaflex. (Piotrowski, 2007)....	51

Figura 3-18. Acoplamiento flexible elastomérico, modelo Ever-Flex. (Piotrowski, 2007)...	51
Figura 3-19. Acoplamiento flexible de garras. Los insertos pueden ser poliméricos, elastómeros o bronce. (Piotrowski, 2007).....	52
Figura 3-20. Acoplamiento flexible de membrana. (Piotrowski, 2007).....	52
Figura 3-21. Catálogo de Acoplamientos (SKF, 2018).....	53
Figura 3-22. Gráfica para los grados de alineamiento (Vogel, 2018).....	54
Figura 3-23. Desalineamiento máximo recomendado para máquinas rotativas con acoplamiento flexible. (Piotrowski, 2007)	55
Figura 3-24. Guías para calcular la desviación máxima de desalineamiento de (Piotrowski, 2007)	55
Figura 3-25. Tipos de soldadura estructural: angular y paralelo (PRUFTECHNIK, 2017).	60
Figura 3-26. Medición del desalineamiento a través de un método visual: la regla recta	61
Figura 3-27. Medición del desalineamiento a través de métodos visuales: calibración gruesa, con regla recta y con calibradores de espesor (Piotrowski, 2007).....	62
Figura 3-28. Medición del desalineamiento a través de calibradores de espesores (PRUFTECHNIK, 2017).....	63
Figura 3-29. Uso de comparadores para detectar el desalineamiento (PRUFTECHNIK, 2017).	64
Figura 3-30. Factores de influyen en la exactitud de los comparadores (PRUFTECHNIK, 2017).....	65
Figura 3-31. Configuración de los comparadores para el método radial-axial (PRUFTECHNIK, 2017).....	66
Figura 3-32. Método de la excentricidad y paralelismo (PRUFTECHNIK, 2017).	67
Figura 3-33. Medidas iniciales para el método de excentricidad y paralelismo (Martínez, 2004)	67

Figura 3-34. Cálculo de la corrección mediante la semejanza de triángulos (Martínez, 2004)	67
Figura 3-35. Configuración para el método de comparador inverso – algebraico (PRUFTECHNIK, 2017)	68
Figura 3-36. Medida de los comparadores en la dirección horizontal (no se toma en cuenta la SAG) (PRUFTECHNIK, 2017)	69
Figura 3-37. Gráfico realizado a partir de las mediciones de los comparadores en el plano horizontal (PRUFTECHNIK, 2017)	69
Figura 3-38. Medida de los comparadores en el plano vertical. Se corrigen por el valor del SAG = 0.10mm (PRUFTECHNIK, 2017)	70
Figura 3-39. Gráficos realizados para el plano vertical a partir de las mediciones obtenidas por los comparadores (PRUFTECHNIK, 2017)	70
Figura 3-40. Sistema de alineamiento láser. Modelo Rotalign Pro. (PRUFTECHNIK, 2017)	71
Figura 3-41. Esquema del panel de un detector laser (PRUFTECHNIK, 2017)	72
Figura 3-42. Principios de medición del rayo láser (Chaparro & Perdomo, 2007)	73
Figura 4-1. Una parte del rotor presentaba una falta de material (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018)	74
Figura 4-2. Esfuerzos equivalentes generados a la velocidad de operación, en el momento que se registró la falla (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018)	75
Figura 4-3. Configuración en la parte posterior del rotor para realizar la prueba de impacto (análisis modal) (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018)	76
Figura 4-4. Diagrama de Campbell para el rotor (diseño original) (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018)	76

Figura 4-5. Nueva geometría del rotor después de una modificación en el diseño: se extrajo porciones del rotor (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018)..... 77

Figura 4-6. Diagrama de Campbell para el rotor modificado (nuevo diseño) (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018)..... 78

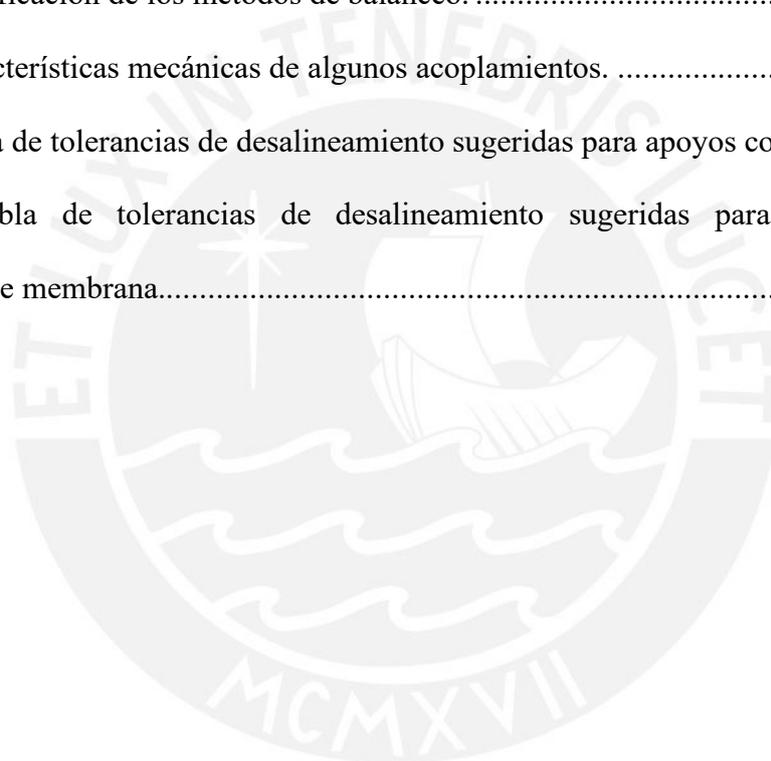


Lista de símbolos

e - Radio de desbalance (m).....	17
F_d - Fuerza de desbalance (N).....	17
F_d - Vector de la Fuerza de Desbalance [N].....	4
l_k - Vector de posición del desbalance "k"	7
m_d - Masa de desbalance (kg).....	17
P_k - Vector del Momento de desbalance en la posición "k".....	7
P_r - Vector de Momento de Desbalance Resultante	7
r - Vector de posición del desbalance	3
U - Vector de Desbalance [kg.m].....	3
U_k - Vector de desbalance en la posición "k".....	7
U_r - Vector del Desbalance Resultante.....	6
ω - Velocidad angular (rad/s).....	17

Lista de Tablas

Tabla 2-1. Posibles causas del desbalance.	13
Tabla 2-2. Guía para el grado en la calidad de balanceo para rotores con comportamiento rígido.	17
Tabla 2-3. Desbalance residual específico permisible basado en el grado G de la calidad del balanceo y la velocidad de servicio, n.....	18
Tabla 2-4. Clasificación de los métodos de balanceo.	23
Tabla 3-1. Características mecánicas de algunos acoplamientos.	50
Tabla 3-2. Tabla de tolerancias de desalineamiento sugeridas para apoyos cortos flexibles..	56
Tabla 3-3. Tabla de tolerancias de desalineamiento sugeridas para espaciadores y acoplamientos de membrana.....	57



1. Antecedentes e Introducción

1.1 Antecedentes

La industria global se está volviendo cada vez más dependiente de equipos mecánicos, de automatización y de control. Según (Moubray, 1997), “Cada vez que ocurre una falla en un activo físico, de alguna manera afecta a la organización que lo utiliza. Algunas fallas afectan la producción, la calidad del producto o la atención el cliente. (...) Algunas otras incrementan los costos operativos, por ejemplo, el consumo de la energía.” En ese sentido, si estas fallas no son previstas, la organización es directamente afectada en términos de tiempo, dinero y recursos.

Dentro de todo el espectro de equipos y maquinaria industrial que existe actualmente, las máquinas rotativas constituyen uno de los más grandes e importantes grupos debido a su capacidad de manejar altas potencias en un tamaño reducido. Por mencionar algunas aplicaciones, se usan en el transporte de fluidos, en manufactura, en la generación de energía y hasta en la propulsión de aeronaves. En nuestro medio, las máquinas rotativas más comunes son los motores eléctricos, bombas centrífugas, ventiladores y compresores, las cuales tienen una velocidad de operación promedio de 3600rpm.

De acuerdo con (Vance, Zeidan, & Murphy, 2010), la mayoría de problemas de malfuncionamiento en estos equipos se deben principalmente a 03 condiciones: desbalance, desalineamiento y soldadura estructural, siendo el desbalance el más frecuente. Por tal motivo, es importante conocer los diferentes métodos empleados para corregir tales condiciones y las tolerancias aplicables en estos casos.

En este trabajo se presentarán los métodos de balanceo y alineamiento más utilizados, así como las tolerancias aplicables.

1.2 Introducción

La Dinámica de Rotores es tópicos de la Ingeniería Mecánica que busca comprender el comportamiento dinámico de los rotores con el objetivo de diseñar, estimar o modificar los parámetros que influyen en su comportamiento.

El actual uso de las máquinas rotativas se debe a la gran capacidad que poseen los rotores para transformar la energía mecánica, debido a la gran velocidad de giro a la que operan, y en un espacio reducido. Debido a tal velocidad, las fuerzas inerciales producen grandes esfuerzos durante la operación, los cuales se propagan a través de los diferentes componentes que las soportan, y están asociados a potenciales problemas de vibración e inestabilidad en el equipo (Pereira, 2005).

Si bien tales esfuerzos son considerados durante el proyecto de diseño de la máquina, existen algunos factores de fabricación, montaje u operación que pueden producir comportamientos indeseables en las máquinas, como el desbalance y desalineamiento (Senko, Morais, Almeida, & Aquino, 2013). Por tales motivos, de acuerdo con (Pereira, 2005) el estudio de la Dinámica de Rotores contribuye en los siguientes objetivos:

- Predecir velocidades de resonancia¹: velocidades a las cuales la vibración debido al desbalance es máxima. Es posible estimarlas a partir de los datos de diseño del equipo para evitarlas durante la operación.
- Determinar modificaciones de diseño para alterar las velocidades de resonancia: cuando las velocidades de resonancia no fueron estimadas de manera adecuada, se vuelve necesario cambiar la velocidad de operación de la máquina o modificar las velocidades de resonancia.

¹ Actualizado según la norma vigente (ISO 21940-2:2017). El término “velocidad crítica” queda en desuso.

- Predecir las frecuencias naturales de vibración torsional. Cuando varios ejes están acoplados (transmisión desde un motor eléctrico hasta un compresor centrífugo, p. ej.), estos serán excitados por las pulsaciones del motor durante el arranque (*start-up*).
- Calcular las masas para la corrección del desbalance, así como su ubicación en el rotor a partir de datos de vibración: desarrollo de los métodos de balanceo de rotores.
- Predecir las amplitudes de vibración síncrona causadas por el desbalance.
- Predecir las frecuencias de vibración para inestabilidades dinámicas: no todas las fuerzas que desestabilizan a los rotores están bien caracterizadas.
- Determinar modificaciones de diseño para suprimir inestabilidades dinámicas.

Actualmente, los estudios en dinámica de rotores están enfocados en el desarrollo de métodos de supresión de vibración activos y pasivos (Zhou & Shi, 2001). Si bien los métodos pasivos son los más simples, estos están limitados por el número de modos de vibración que suprimen. En cambio, los métodos activos están limitados por el número de actuadores a emplear frente a un número infinito de modos de vibración. Esto se detallará en la sección 2.5 más adelante.

1.3 Nomenclatura

Antes de profundizar más en el tema, es pertinente aclarar algunas definiciones fundamentales sobre las Vibraciones Mecánicas y la Dinámica de Rotores. Existe una gran cantidad de literatura técnica sobre estos temas, en la que se puede encontrar varias definiciones sobre algunos conceptos. No obstante, en aras de la precisión y la vigencia de este trabajo, se van a considerar las definiciones contenidas en los estándares dados por la Organización Internacional de Normalización (ISO, por sus siglas en inglés).

Una lista completa de las normas y estándares consultados se encuentra al final de este primer capítulo.

- Rotor: Cuerpo con capacidad de rotación. A veces, se refiere con este nombre a cuerpos sin hacer referencia a los apoyos, por ejemplo, una voluta o una volante. Para propósitos de balanceo, se entiende por “rotor” al conjunto del rotor y eje. En este trabajo se denominará al conjunto rotor y eje como “sistema eje-rotor”.
- Velocidad de Resonancia: Velocidad característica a la cual las resonancias de un sistema (rotor) son estimuladas. Los términos “Velocidad crítica” y “Velocidad resonante” quedan obsoletos.
 - Velocidad de Resonancia del Modo Cuerpo Rígido.
Velocidad de resonancia para la cual la flexión del rotor puede ser despreciada.
 - Velocidad de Resonancia a Flexión.
Velocidad de resonancia para la cual la flexión del rotor no puede ser despreciada. En adelante, se utilizará este término para hacer referencia a la anteriormente llamada “velocidad crítica”.
- Desbalance: Condición que existe en un rotor cuando la fuerza de vibración (excitatriz) o el movimiento es ejercido a este y a sus apoyos, por las fuerzas centrífugas debido a excentricidades de masa.
- Velocidad de servicio: Velocidad angular a la cual opera el rotor en su instalación o ambiente final.
- Comportamiento Rígido: Rotor en el cual la flexión producida por la distribución de su desbalance puede ser despreciada, respecto a la tolerancia de desbalance permitida, para cualquier velocidad menor a la máxima velocidad de servicio.
- Comportamiento Flexible: Rotor en el cual la flexión producida por la distribución de su desbalance no puede ser despreciada, respecto a la tolerancia de desbalance permitida, para cualquier velocidad menor a la máxima velocidad de servicio.

- Cabeceo (*Whirling*): Movimiento del rotor en el cual los elementos individuales (del sistema eje-rotor) son deformados desde la línea de deflexión estática por influencia de, por ejemplo, fuerzas de desbalance.
- Giro (*Spin*): Movimiento del rotor alrededor del eje geométrico.
- Precesión (*Wobble, precession*): Movimiento combinado de cabeceo y giro del sistema eje-rotor. Similar al movimiento de precesión de la tierra.



1.4 Principales causas de falla en Máquinas Rotativas.

Como se mencionó anteriormente, después de la etapa del proyecto de diseño, existen ciertos factores en la fabricación, montaje y operación que pueden afectar el correcto funcionamiento de las máquinas.

Vance et al. (2010) afirma que la gran mayoría de problemas encontrados en Dinámica de Rotores involucran un cabeceo (*whirl*) síncrono, específicamente, en respuesta al desbalance.

La minoría restante involucra cabeceo a-síncrono o vibración que puede ser dividida en:

1. Vibración super-síncrona debido al desalineamiento del eje (la frecuencia dominante es doble de la velocidad del eje).
2. Vibración sub-síncrona y super-síncrona debido a la variación cíclica de parámetros, principalmente causado por la soltura de apoyos, entre otros.
3. Cabeceo asíncrono de rotor potencialmente inestable debido a fuerzas que aún no están completamente caracterizadas. Son los menos comunes debido a que se producen en máquinas de muy alto desempeño, como compresores y turbinas de varias etapas.

En resumen, las condiciones del sistema eje-rotor que suelen producir estas fallas son principalmente (1) desbalance, luego (2) desalineamiento y (3) la soltura de apoyos, también conocido como “pie-flojo”. A continuación, se introducirán estas condiciones, el origen de cada una y los efectos que producen.

1.4.1 Desbalance

En un sistema eje-rotor. la condición de desbalance se genera cuando el centro de masa del sistema eje-rotor difiere del centro geométrico de rotación. Durante la operación, esto genera una fuerza centrífuga que representa una excitación externa, cuyo efecto es la vibración del sistema.

Según la norma ISO 21940-2 del 2017 *Mechanical vibration – Rotor balancing: Vocabulary*, el desbalance es la condición que existe cuando una fuerza de vibración (excitatriz) o

movimiento es ejercido sobre el sistema (eje rotor y a apoyos), por las fuerzas centrífugas debido a excentricidades de masa.

El modelo más simple de modelar el desbalance en la dinámica de un rotor es mediante una fuerza externa que representa la fuerza centrípeta ejercida por la masa de desbalance.

$$F_d = m_d * \omega^2 * e \quad (1-1)$$

Donde:

- F_d : magnitud de la fuerza de desbalance [N]
- m_d : masa desbalanceada [kg]
- ω : velocidad angular de giro [rad/s]
- e : excentricidad o ubicación de la masa desbalanceada [m].

Dicha fuerza tiene una magnitud proporcional a la masa de desbalance, a la ubicación respecto al centro geométrico y al cuadrado de la velocidad de giro. Más adelante se desarrollará la inclusión de esta fuerza en un sistema de 1 grado de libertad, como se muestra debajo:.

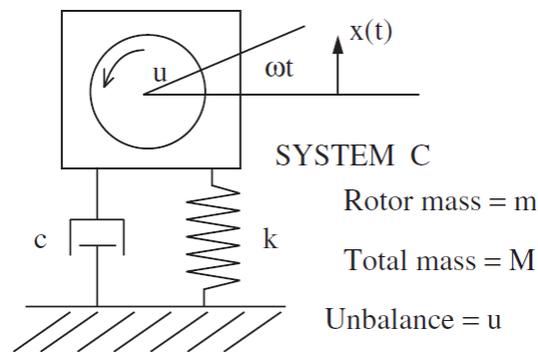


Figura 1-1. Modelo de 1 grado de libertad considerando desbalance (Vance et al., 2010)

El desbalance de los rotores se puede deber a un proceso de manufactura inadecuado, un mecanizado excéntrico, un proceso de fundición defectuoso e incluso un diseño en el cual no se tomaron en cuenta consideraciones dinámicas.

1.4.2 Desalineamiento

La condición de desalineamiento se produce cuando las líneas de centro de 02 ejes contiguos no son colineales. Esta es una condición recurrente en maquinaria rotativa industrial tales como ventiladores, cajas de transmisión, bombas centrífugas las cuales son accionadas por motores eléctricos (Piotrowski, 2007).

Es importante diferenciar entre el alineamiento de acoplamientos y el alineamiento de ejes. Como se verá más adelante, una de las funciones del acoplamiento (del tipo flexible) es admitir el desalineamiento de los ejes. En el caso de acoplamientos rígidos, estos están diseñados para no admitir desalineamiento y transmitir elevadas cargas.

El desalineamiento de ejes puede ser caracterizado como la combinación de las siguientes situaciones: desalineamiento angular y paralelo.

Según (Piotrowski, 2007), los signos más comunes del desalineamiento son:

- Falla prematura de sellos, rodamientos, eje o acoplamiento.
- Elevadas temperaturas en o cerca de los rodamientos o altas temperaturas en el aceite de descarga (sistema de lubricación).
- Cantidad excesiva de filtración de lubricante (grasa) en los sellos.
- Inusual y elevada cantidad de fallas en el acoplamiento o desgaste acelerado
- Rotura del eje cerca de los rodamientos o acoplamiento
- Soltura de los pernos de anclaje, causada típicamente por una condición de “soltura estructural”, y exacerbada por el desalineamiento; se puede generar rotura de pernos adicionalmente.
- Efectos sobre los niveles de vibración (esto se detallará más a profundidad en el Cap. 3)



Figura 1-2. Falla del acoplamiento de disco debido un desalineamiento visible. (Piotrowski, 2007)

Es importante comprender que cuando el desalineamiento alcanza niveles severos, el eje se deforma elásticamente para compensarlo, lo cual produce aumento en las cargas del tipo cíclicas sobre los ejes y rodamientos (Piotrowski, 2007). En ese sentido, los puntos más afectados son los concentradores de esfuerzo en los ejes y las partes de los rodamientos que están separadas por una película de lubricante porque se genera un alto riesgo de contacto metal-metal.

1.4.3 Soltura estructural de apoyos

Uno de los problemas más persistentes al alinear máquinas rotativas puede encontrarse en la interfaz entre la máquina y la base a la cual está anclada (Piotrowski, 2007). En esta se puede generar una condición llamada de “soltura de apoyos”, la cual consiste en una holgura excesiva entre la estructura civil metálica (o base rígida de concreto) y el sistema eje-rotor.

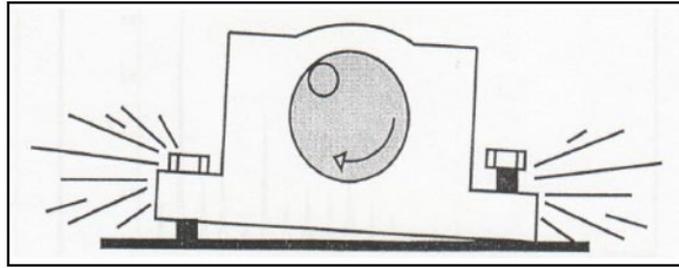


Figura 1-3. Soltura de Apoyos.
Miranda, Carlos. Análisis de Vibraciones Nivel 1

Esta condición puede ser atribuida a la concavidad o convexidad en la base de los apoyos de las máquinas y de estructura (civil o metálica) sobre la cual va a ser ubicada, ambos por un mecanizado inadecuado (Piotrowski, 2007). Adicionalmente, la vibración residual de la máquina, la corrosión y el esfuerzo producido por la tensión residual de las tuberías acopladas a los equipos pueden debilitar la unión entre la máquina y la base a la cual está anclada.

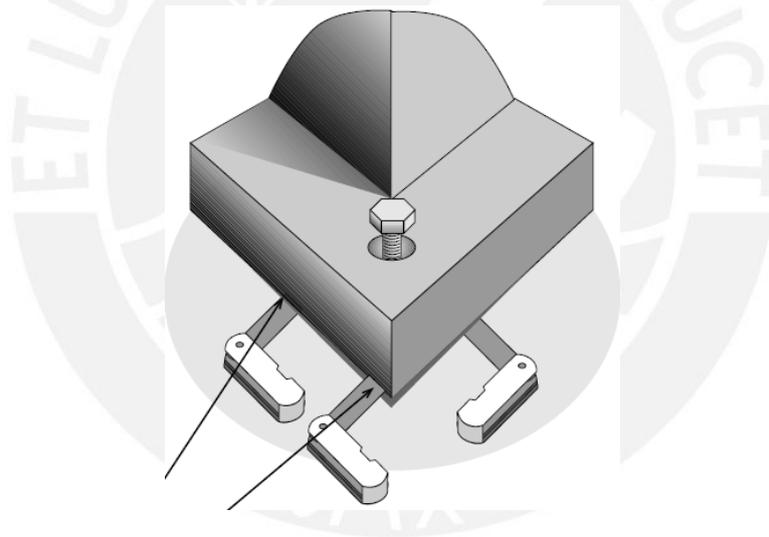


Figura 1-4. Parte del procedimiento de corrección de la soltura de apoyos.
(Piotrowski, 2007)

De acuerdo con (Piotrowski, 2007), los efectos producidos por el “pie-flojo” (otro nombre para la soltura de apoyos) son los siguientes:

- Dependiendo de la manera en que los pernos de sujeción son apretados, el centro de giro del equipo se puede desplazar a diferentes posiciones produciendo problemas de desalineamiento posteriores.

- Las tolerancias de componentes críticos como rodamientos, sellos en los ejes, anillos de sujeción, distancia entre la carcasa y el rotor, se pueden ver afectadas.
- Después de un prologado tiempo de operación, algunas zonas de alta concentración de esfuerzos pueden ser afectadas eventualmente por fatiga. Ello puede producir fallas en la carcasa de los equipos.
- En conjunto con la corrosión, la superficie de la bancada o estructura soporte se puede ver afectada.

Normalmente esta condición es sosegada ubicado láminas metálicas de diferentes espesores en la base de los apoyos que presentan holgura. Estas pueden tener diferentes formas, como se muestra en la siguiente imagen.

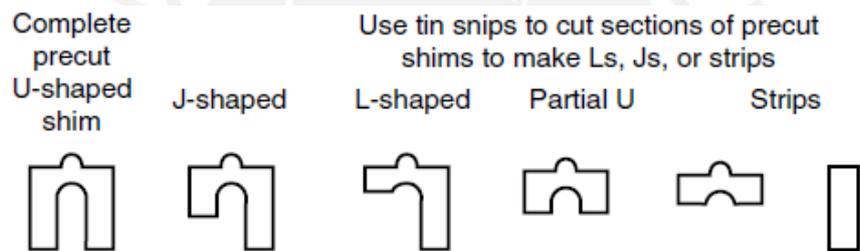


Figura 1-5. Formas de las láminas metálicas para corregir la soltura de apoyos. (Piotrowski, 2007)

1.5 Normas Técnicas Aplicables

Para el desarrollo de este trabajo se consultaron distintas fuentes de información tales como libros texto, manuales (*handbooks*) y *papers*, y se pudo apreciar que la información sobre Dinámica de Rotores es vasta, especialmente sobre tópico de Balanceo de Rotores. A diferencia de temas como el Desalineamiento y Soltura de Apoyos, desarrollados en capítulos posteriores, este ha sido investigado extensamente por diversos autores.

No obstante, sobre toda la bibliografía referida, se ha considerado como guía a las normas dadas por la Organización Internacional de Normalización (ISO). A continuación, se presenta una lista de todas las normas y estándares consultados para el desarrollo de este trabajo. La lista está dividida en 2 partes: la primera sobre normas para las definiciones, y la segunda sobre procedimientos y tolerancias.

Normas para las definiciones:

- ISO 2041:2018
Mechanical vibration, shock and condition monitoring - Vocabulary
- ISO 21940-2:2017 (Anterior ISO 1925:2001)
Mechanical vibration - Rotor Balancing - Part 2: Vocabulary

Normas para procedimientos y tolerancias:

- ISO 21940-1:2019
Mechanical vibration - Rotor Balancing - Part 1: Introduction
- ISO 21940-11:2016 (Anterior ISO 1940-1:2003)
Mechanical vibration - Rotor Balancing - Part 11: Procedures and tolerances for rotors with rigid behavior.
- ISO 21940-12:2016 (Anterior ISO 11342:1998)
Mechanical vibration - Rotor Balancing - Part 12: Procedures and tolerances for rotors with flexible behavior.

- ISO 20816-1:2016 (Anterior ISO 10816-1:1995)

Mechanical vibration - Measurement and evaluation of machine vibration - Part 1:

General guidelines



2. Balanceo de Rotores Rígidos y Flexibles

2.1 Generalidades

Un rotor balanceado es un requerimiento fundamental para la operación sostenida y confiable de cualquier máquina rotativa. Inicialmente, para el estudio y diseño de estas máquinas se considera que el eje de inercia² del rotor coincide con el eje de giro (geométrico) del rotor. En la realidad, esto no sucede debido a factores tales como la heterogeneidad del material, manufactura defectuosa, ensamble inadecuado, desgaste durante la operación, acumulación de sedimentos o algún evento operacional (ISO, 2019a).

Las fuerzas inerciales y momentos generados por el desbalance resultan en grandes fuerzas transmitidas a los apoyos y a la estructura soporte (Ehrich, 1992). Asimismo, el desbalance excesivo en un rotor ocasiona grandes amplitudes de vibración, fallas en rodamientos, daños al ambiente (estructura soporte o cimentación) e incluso, fractura del eje.

En general, la vibración producida por la condición de desbalance en un rotor es uno de los temas más críticos en el diseño y mantenimiento de máquinas rotativas. En ese sentido, el balanceo de rotores es una tarea importante que debe tomarse en cuenta durante la fabricación, montaje y mantenimiento. Este consiste en medir la distribución de masa en un rotor (o sistema eje-rotor) y modificarla para asegurar el cumplimiento de las tolerancias respectivas.

En este capítulo, se presentarán los conceptos fundamentales del desbalance y se desarrollarán analíticamente los métodos de balanceo principales. Además, se expondrán las principales causas del desbalance y finalmente, se enumerarán las normas y procedimientos de balanceo aplicables.

² El eje de mayor momento de inercia, también conocido como Eje de Inercia Polar.

2.2 Conceptos fundamentales

La nomenclatura del desbalance y las vibraciones mecánicas producidas está estandarizadas y ampliamente caracterizadas por normas ISO y la literatura técnica. Dichas normas son referencias fundamentales para los procedimientos de balanceo y contienen criterios sobre tolerancias que serán presentadas más adelante en este capítulo. Para el desarrollo de este trabajo se ha buscado utilizar la mayor cantidad posible de términos estandarizados.

2.2.1 Desbalance

De acuerdo con (ISO, 2017), es la condición que existe en un rotor cuando se le imparte una fuerza de vibración o movimiento al sistema eje-rotor o a sus apoyos debido a fuerzas centrífugas por masas excéntricas. En otras palabras, existe una condición de desbalance cuando el eje principal de inercia del rotor no coincide con el eje (geométrico) de rotación debido a la presencia de (masas) excéntricas.

Virtualmente es imposible fabricar un rotor perfectamente balanceado, por lo que siempre es admitido un balance residual³. A continuación, se presentará una descripción matemática del desbalance que permitirá posteriormente clasificar a los rotores según su comportamiento bajo los efectos del desbalance.

2.2.1.1 Desbalance de un disco

El modelo matemático más simple de un rotor con desbalance consiste en un disco soportado por apoyos por un eje sin masa, como se muestra en la (Figura 2-1):

³ Balance residual: Balance remanente después del balanceo que está dentro de límites específicos.

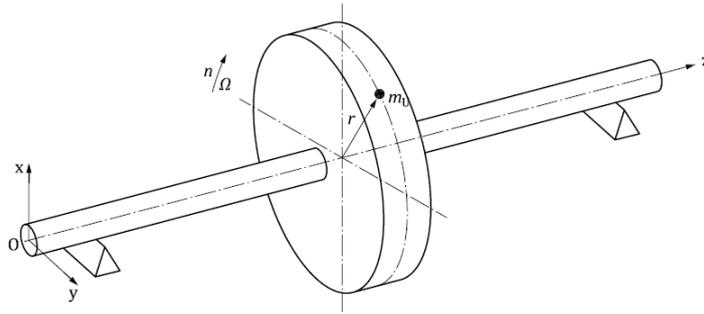


Figura 2-1. Rotor con desbalance representado como un disco con una masa, m_d , ubicada a una distancia "r"
(ISO, 21940-1 - Mechanical vibration - Rotor balancing - Part 1: Introduction, 2019a)

La masa de desbalance, m_d , localizada en el disco a una distancia radial del eje, r , genera el vector de desbalance expresado en la siguiente ecuación:

$$\vec{U} = m_d \times \vec{r} \quad (2-1)$$

Donde,

- \vec{U} : vector de desbalance [kg.m, gr.mm]
- m_d : masa de desbalance [kg, gr]
- \vec{r} : ubicación de la masa de desbalance [m, mm]

El vector de desbalance, \vec{U} , se define en unidades de masa por longitud, usualmente kg.m. Por practicidad, se pueden usar unidades más pequeñas (e.g. kg.m, g.mm). En la la Figura 2-2, se muestra al vector de desbalance ubicado en el rotor:

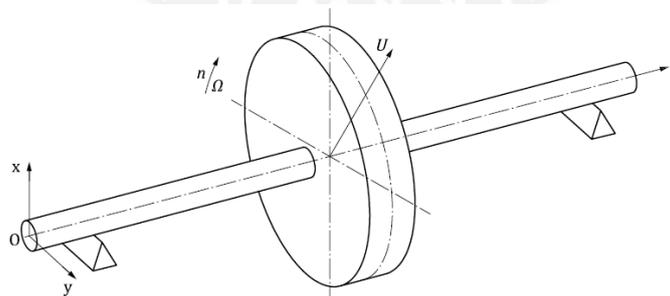


Figura 2-2. El desbalance del disco representado como el vector U.
(ISO, 2019a)

Cuando el rotor está en movimiento, el desbalance causa una fuerza centrífuga dada por la siguiente ecuación;

$$\vec{F}_d = \omega^2 \times \vec{U} \quad (2-2)$$

Donde,

- \vec{F}_d : es la fuerza de desbalance [N]
- \vec{U} : es el desbalance [kg.m]
- $\vec{\omega}$: es la velocidad angular [rad/s]

Adicionalmente, se puede expresar el desbalance U en términos de la excentricidad, e [m], que existe entre la masa del disco M [kg] y la línea longitudinal del eje, por medio de la expresión:

$$\vec{U} = M \times \vec{e} \quad (2-3)$$

Donde,

- \vec{U} es el vector desbalance en [kg.m]
- M es la masa rotor en [kg]
- \vec{e} es el vector excentricidad [kg.m]

Esta expresión representa el comportamiento del rotor como se muestra a continuación (Figura 2-3).

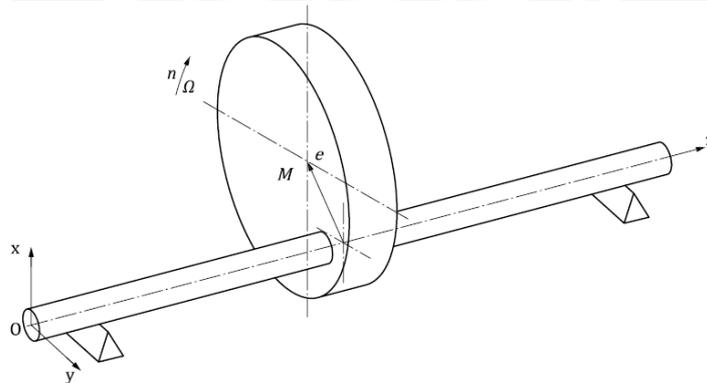


Figura 2-3. Desbalance del disco expresado como su excentricidad desde el centro del eje. (ISO, 2019a).

2.2.1.2 Distribución del desbalance

Un rotor cualquiera, de longitud arbitraria, está conformado por un número infinito de vectores de desbalance, distribuidos a lo largo del eje. Si se utiliza un modelo de masas concentradas para estimular un comportamiento⁴ como rotor, se obtiene que el desbalance del rotor puede ser representado por un número finito de vectores de desbalance, con diferentes magnitudes y orientaciones todos ellos, como se ilustra a continuación.

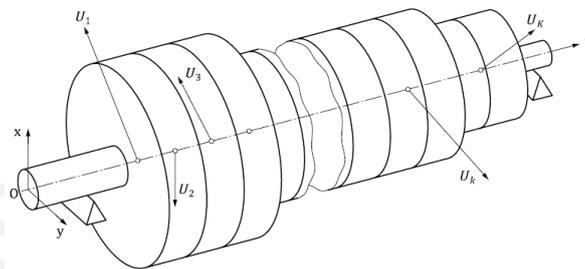


Figura 2-4. Distribución del desbalance en un rotor, modelado como K discos perpendiculares al eje z (ISO, 2019a)

2.2.1.3 Representación del desbalance

Considerando el modelo de los rotores mediante discos paralelos y perpendiculares, es casi imposible medir y corregir todos los vectores de desbalance. Si todos estos fueran corregidos, el rotor estaría perfectamente balanceado.

No obstante, no es necesario corregir el desbalance de todos los planos para tener una operación dentro de los límites aceptables, de acuerdo con (ISO, 2019a). A continuación, se presentarán los parámetros para representar y especificar el desbalance de un rotor.

⁴ En base a lo desarrollado en el punto 2.2.1.1.

2.2.1.3.1 Desbalance Resultante, U_r

Representa la suma de todos los vectores de desbalance distribuidos a lo largo del rotor y el plano en el que este se ubica a lo largo del eje, es arbitrario. Matemáticamente, el vector suma de todos los vectores desbalance, está definido por, considerando los índices de la (Figura 2-4).

$$\vec{U}_r = \sum_{k=1}^K \vec{U}_k \quad (2-4)$$

Donde,

- \vec{U}_r es el vector de desbalance resultante [kg.m]
- \vec{U}_k es el vector de desbalance de las diferentes porciones señaladas [kg.m]

Cuando los vectores de desbalance pueden reducirse respecto al plano del centro de masa (C.M.), se dice que el rotor presenta “Desbalance Estático”, como se muestra en la (Figura 2-5).

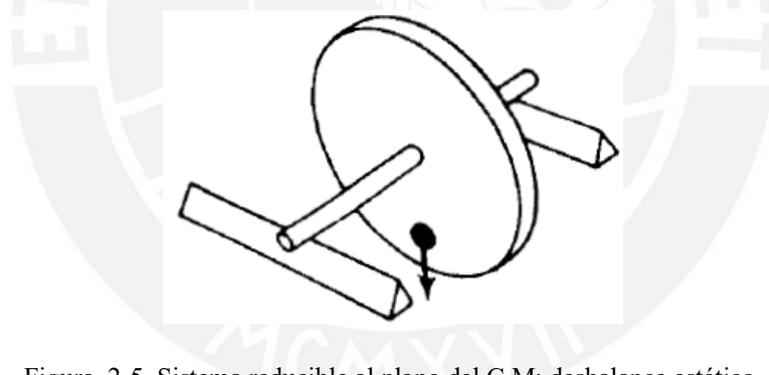


Figura 2-5. Sistema reducible al plano del C.M: desbalance estático.
(Thomson, 1981)

Lo anterior significa, que un rotor con desbalance estático puede reducirse hasta un rotor simple de disco, como el presentado en secciones anteriores

En general, el “Desbalance Estático” en un rotor puede ser detectado mediante una prueba estática que consiste en ubicar el sistema eje-rotor sobre 2 apoyos horizontales. Luego, ante cualquier impulso inicial del rotor, la posición final de equilibrio siempre será la misma, con el C.M. del rotor ubicado debajo en la vertical (dirección del desbalance).

2.2.1.3.2 Momento de Desbalance Resultante, P_r

Un Momento de Desbalance solo puede definirse respecto a un plano perpendicular al eje longitudinal, como el plano R en la (Figura 2-6). El Momento de Desbalance, P_k , puede ser calculado para un vector de desbalance, U_k , y el vector de posición, l_k , desde el plano elegido hasta donde está localizado el desbalance:

$$\vec{P}_k = \vec{l}_k \times \vec{U}_k \quad (2-5)$$

Adicionalmente, el Momento de Desbalance Resultante, P_r , respecto al plano elegido, es igual al vector suma de los desbalances individuales U_k , así:

$$\vec{P}_r = \sum_{k=1}^K \vec{l}_k \times \vec{U}_k \quad (2-6)$$

En este caso, se ha tomado como referencia (se ha reducido los momentos de desbalance respecto) al plano R, ubicado a una distancia, z_r , desde el origen, ver (Figura 2-6). Para el cálculo se han considerado todos los vectores de desbalance, U_k , desde la distancia, $-z_r$, hasta l_k .

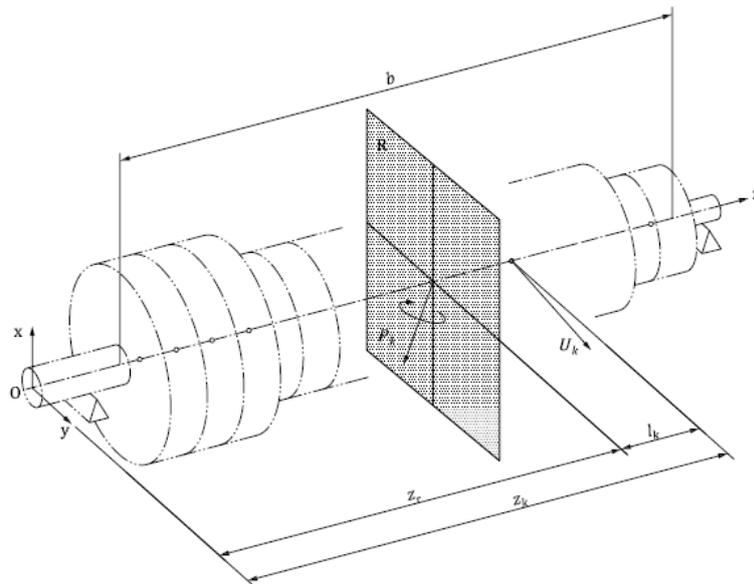


Figura 2-6. Momento de desbalance resultante, reducido al plano R.
(ISO, 21940-1 - Mechanical vibration - Rotor balancing - Part 1: Introduction, 2019a)

Cuando en un rotor, la reducción de disco, como el mostrado en la (Figura 2-5), incluye el vector de Desbalance Resultante, U_r , y adicionalmente un vector de Momento Resultante, P_r , diferente de 0, resulta que el rotor se tiene la condición de “Desbalance Dinámico”.

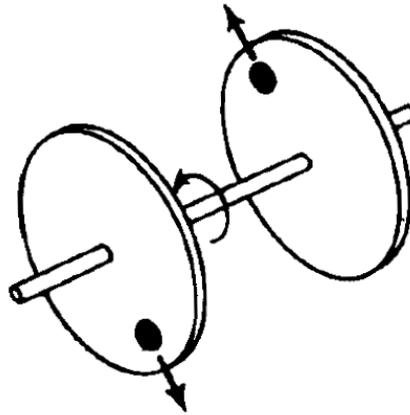


Figura 2-7. Sistema con desbalance dinámico.
(Thomson, 1981)

A diferencia del “desbalance estático”, el “desbalance dinámico” solo puede ser detectado a través de un giro prolongado. Por ejemplo, en la Figura 2-7, se puede observar un sistema con desbalance dinámico. Esta condición puede ser detectada mediante el giro del rotor, y por la posterior deflexión producida por el Momento Flector generado por las Fuerzas de Desbalance, en los apoyos.

La deflexión producida por el desbalance en los apoyos es el principio detrás de las Máquinas de Balanceo, las cuales están diseñadas para detectar y corregir el desbalance en los Rotores (Thomson, 1981). Esencialmente, estas consisten en apoyos montados sobre resortes que permitan visualizar y detectar el desbalance mediante su movimiento, como se muestra en la Figura 2-8.

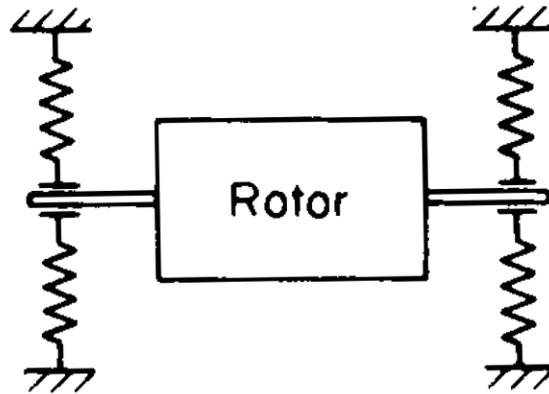
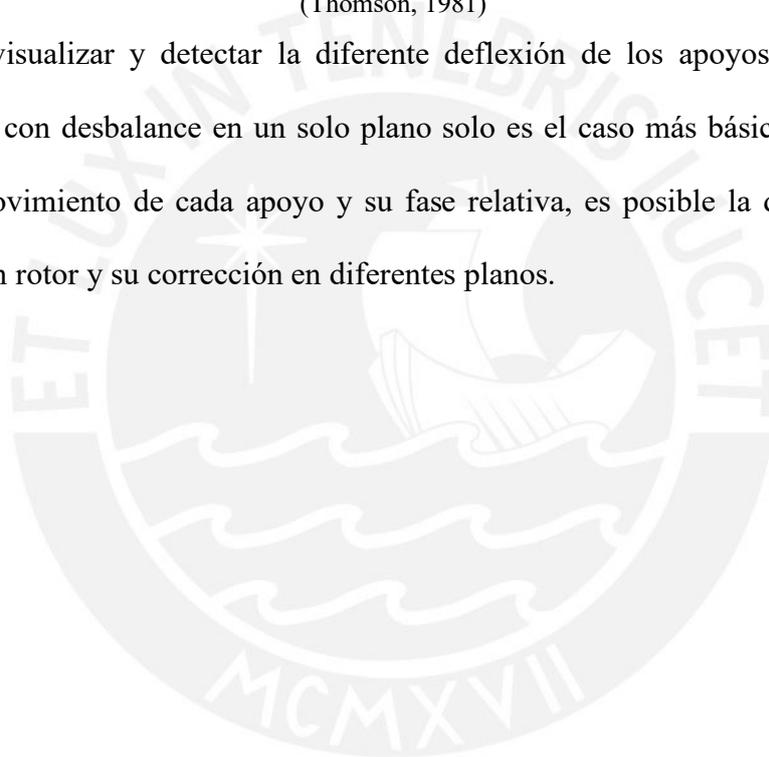


Figura 2-8. Esquema básico de una Máquina de Balanceo de Rotores.
(Thomson, 1981)

Es importante visualizar y detectar la diferente deflexión de los apoyos porque un rotor simétrico o uno con desbalance en un solo plano solo es el caso más básico. Conociendo la amplitud del movimiento de cada apoyo y su fase relativa, es posible la determinación del desbalance en un rotor y su corrección en diferentes planos.



2.2.2 Clasificación de Rotores: Rígidos y Flexibles

El desbalance es una condición intrínseca para cada rotor. En cambio, su comportamiento (respuesta) al desbalance depende de factores como las características dinámicas de los apoyos y de la estructura soporte (rigidez y amortiguamiento), así como la velocidad de giro del propio rotor (ISO, 2019a). Específicamente, el comportamiento de los rotores, para propósitos de Balanceo, puede dividirse como “Rígido” y “Flexible”, como se describe a continuación.

Adicionalmente, la calidad del balanceo del rotor deseada y la distribución del desbalance inicial, influyen en la selección del Método de Balanceo adecuado. Por tanto, un rotor puede tener comportamientos diferentes frente a distintas condiciones de velocidad de servicio⁵, desbalance inicial, tolerancia de desbalance aplicada, rigidez de los apoyos, etc. (ISO, 2019a)

2.2.2.1 Rotores con comportamiento Rígido

Se tiene un “comportamiento rígido” del rotor cuando la flexión del rotor (sistema eje-rotor) causada por la distribución de su desbalance puede ser ignorado, de acuerdo a su tolerancia de desbalance, para cualquier velocidad menor a su velocidad de servicio (ISO, 2017).

Un rotor con desbalance sobre apoyos flexibles que presenta un comportamiento rígido, tendrá desplazamientos los cuales serán alguna combinación de los modos de cuerpo rígido, mostrados en la Figura 2-9.

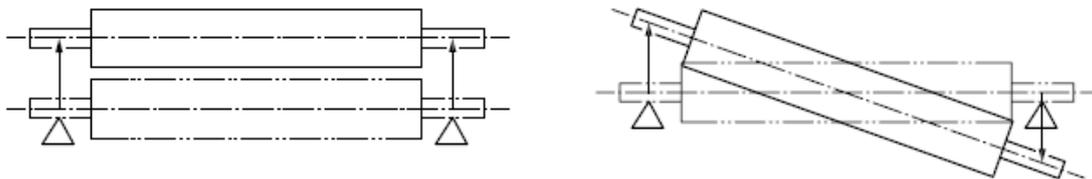


Figura 2-9. Modos de Vibración de Cuerpo Rígido de un Rotor simétrico sobre apoyos elásticamente simétricos. Modo Paralelo (izquierda) y Modo Inclinado (derecha). (ISO, 2019a)

⁵ Velocidad angular a la cual el rotor opera en su instalación o ambiente final. (ISO, 2017)

En el Modo Paralelo mostrado en la figura anterior, el eje principal de inercia del rotor se encuentra desfasado a una distancia paralela del eje, debido a la distribución de desbalance del rotor. Esto puede definirse como “Desbalance Estático”.

En el Modo Inclinado, el Eje Principal de Inercia se encuentra inclinado y cruza el eje geométrico del rotor por el C.M. del rotor debido al Momento de Desbalance resultante. La adición del Desbalance Estático (Desbalance Resultante) y el Momento de Desbalance, se define como Desbalance Dinámico.

En la práctica, todos los rotores tienen alguna cantidad de deflexión, respecto a la vibración de cuerpo rígido. Verificando que esta sea pequeña, considerando calidad de balanceo requerida, esta puede ser ignorada.

2.2.2.2 Rotores con comportamiento Flexible

El comportamiento flexible considera que la masa del rotor se puede mover en función de la velocidad rotacional del rotor. Según (ISO, 2019a), se incluyen los siguientes tipos: (1) comportamiento de eje flexible, (2) comportamiento de componentes elásticos y (3) comportamiento con asentamiento.

2.2.2.2.1 Comportamiento de eje Flexible

Se considera que un rotor tiene este comportamiento cuando el desbalance produce que el rotor se doble (flexión) en adición a los desplazamientos por los modos de cuerpo rígido, mostrados en la (Figura 2-9). A continuación, se muestran las formas de los modos de flexión más comunes para un rotor simétrico. Ver Figura 2-10.

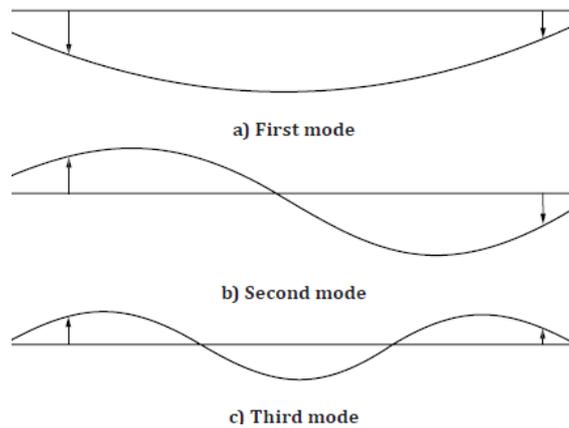


Figura 2-10. Representación esquemática de los tres primeros modos de flexión de un rotor simétrico con comportamiento flexible sobre una estructura soporte elástica. (ISO, 2019a)

2.2.2.2.2 Comportamiento de componentes elásticos

Los rotores pueden tener uno o más componentes que son en sí mismos flexibles o están montados de tal manera que el desbalance del sistema cambia en función a la velocidad. Se tiene como ejemplo, un tambor con barras que se deforman debido a las cargas centrífugas.

2.2.2.2.3 Comportamiento con asentamiento

Los rotores pueden ser diseñados con componentes que se asientan (acomodan) al alcanzar cierta velocidad de rotación o alguna otra condición. Es aquí que los rotores deben tener un comportamiento estable. Ejemplos incluyen el bobinado de los rotores de los motores eléctricos o las lavadoras de ropa de casa.

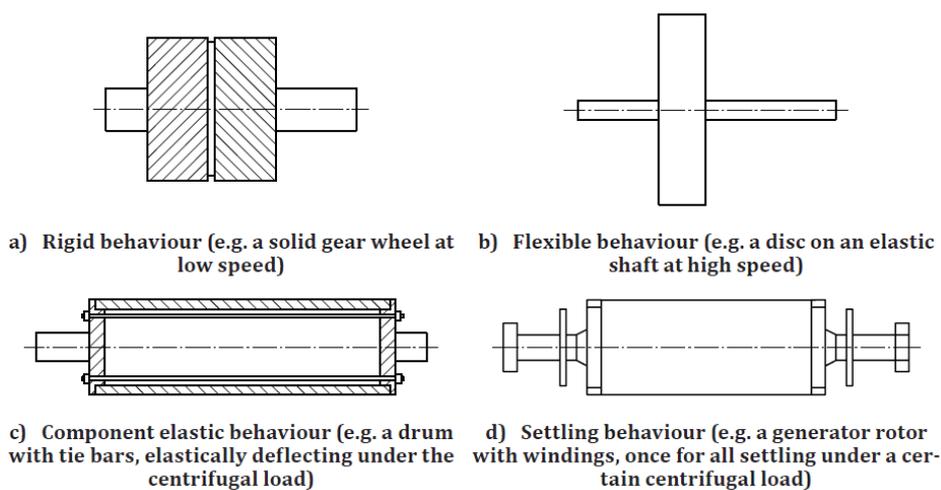


Figura 2-11. Diferentes tipos de rotor que demuestran comportamientos particulares (ISO, 2019a)

2.3 Principales causas del desbalance

La condición de desbalance en una máquina rotativa puede ser producida por diversos factores: puede ser resultado un proceso de fabricación inicial inadecuado, de un montaje ineficaz y también resultado de varios factores durante operación tales como erosión⁶, efectos térmicos y acumulación de material en las superficies del rotor. (Ehrich, 1992)

Durante la fabricación, puede existir algún desbalance residual⁷ en el mecanizado del rotor debido a las tolerancias de las máquinas-herramientas y/o a las heterogeneidades del material (en el caso de las fundiciones). Después del montaje del rotor, durante la operación, existen todavía varias situaciones que pueden generar desbalance en este, como se muestra a continuación:

Tabla 2-1. Posibles causas del desbalance.

Causa del desbalance	Signos observables
Deformación del eje; ensamble forzado	Desfase detectable a rotaciones lentas
Rotura de álabe o porción del rodete	Visualmente observable, vibración de rodamientos durante la operación
Acumulación excéntrica de sedimentos del proceso ⁸	Vibración de rodamientos
Expansión térmica	Deformación del eje, se reubica el centro de gravedad
Proceso de erosión no uniforme	Vibración de rodamientos
Soltura de pernos ó componentes	Reaparición de la vibración después del balanceo; posibles cambios en la fase y magnitud

Adaptado de (Rieger, 1986)

A continuación, antes de presentar los Métodos de Balanceo de Máquinas, se introducirán los valores permisibles de desbalance.

⁶ Pérdida de material en la superficie original debido a la interacción mecánica entre la superficie y un fluido o partículas sólidas (...). Adaptado de (ASTM, 2017)

⁷ Magnitud del desbalance remanente después del Balanceo.

⁸ Por ejemplo, caliche (depósitos de calcio) en bombas. *Process dirt*.

2.4 Tolerancias para el desbalance

Las máquinas modernas de balanceo permiten alcanzar reducidos valores de desbalance residual. Sin embargo, no es económico alcanzar un valor de desbalance residual demasiado bajo; es por ello que es necesario definir los valores permisibles de desbalance. En general, estos valores son definidos de tal manera que el rotor opere con valores de vibración y fuerzas dinámicas aceptables en su ambiente normal de servicio (ISO, 2019a).

Según (ISO, 2019a), para que el rotor alcance valores de vibración y fuerzas dinámicas aceptables en su operación *in situ*, los valores permisibles de desbalance residual deben ser definidos por el fabricante del rotor. Sin embargo, cuando esta información no se encuentre disponible, la serie de normas ISO 21940 puede proveer una guía.

Para el caso de rotores con comportamiento rígido, los valores medidos de la fuerza y la vibración están directamente relacionados al valor de desbalance residual permisible. Según la norma ISO 21940-11 del 2019, *Mechanical vibration – Rotor balancing: Procedures and tolerances for rotors with rigid behavior*, este puede ser definido en diferentes maneras. De esta manera, el desbalance resultante y el momento de desbalance resultante pueden ser balanceados hasta la tolerancia requerida para tal rotor.

Para el caso de rotores con comportamiento flexible, los valores medidos de fuerza y vibración dependen de la dinámica de todo el sistema eje-rotor, que incluye sus apoyos y la estructura soporte. En este caso, la norma ISO 21940-12 del 2019, *Mechanical vibration – Rotor balancing: Procedures and tolerances for rotors with flexible behavior*, describe métodos para calcular la tolerancia de desbalance basada en valores de vibración o en valores de desbalance residual permisible, derivados de los definidos en la ISO 21940-11.

El uso de valores límite de vibración para definir el desbalance permisible es común en rotores con comportamiento flexible y con máquinas de balanceo de alta velocidad. En este caso, los niveles fijados de vibración demuestran que los rotores balanceados similares pueden operar *in situ* dentro de estos límites sin problema.

2.4.1 Desbalance Residual Permissible para rotores rígidos

Para el caso simple de un rotor ubicado en el medio de los apoyos, el cual necesita solo un plano de corrección, el estado de desbalance puede ser descrita como una sola cantidad vectorial \vec{U} .

Para hacer que el rotor opere de manera satisfactoria, la magnitud de tal desbalance (desde ahora, desbalance residual, \vec{U}_{res} , no debe ser mayor que un valor permisible \vec{U}_{per} , como se muestra en la siguiente ecuación:

$$U_{res} \leq U_{per} \quad (2-7)$$

Donde las unidades para ambos son [kg.m].

De manera más general, se aplica lo mismo para cualquier tipo de rotor con comportamiento rígido, pero \vec{U}_{per} también contiene al desbalance resultante y al momento de desbalance resultante.

Es importante notar que \vec{U}_{per} está definido como la tolerancia total en el plano del centro de masa. En el caso de rotores que necesiten 02 planos de corrección, estas tolerancias se ubicarán en los planos de tolerancia, como lo define (ISO, 2016a).

A continuación, se establecerán los valores permisibles de desbalance residual y se definirá la ubicación de los planos de tolerancia.

Derivación de las tolerancias de desbalance

El valor del desbalance residual permisible puede ser determinado de 05 diferentes métodos.

Estos están basados en:

- Grados de calidad del balanceo, derivados a partir de varios años de experiencia en diferentes rotores.
- Evaluación experimental de desbalances residuales permisibles.
- Limitados por las fuerzas en los apoyos debido al desbalance.
- Limitados por la vibración debido al desbalance.
- Experiencia práctica establecida.

En este trabajo se describirán únicamente los grados de calidad de balanceo por tener un uso más extendido.

Grado G en la calidad del balanceo

El grado en la calidad del balanceo se designa por el valor del producto de las siguientes magnitudes, expresado en mm/s (milímetros por segundo).

$$\text{Grado de calidad de balanceo} = e_{per} \times \Omega \quad (2-8)$$

Tabla 2-2. Guía para el grado en la calidad de balanceo para rotores con comportamiento rígido.

Machinery types: General examples	Balance quality grade G	Magnitude $e_{per} \Omega$ mm/s
Crankshaft drives for large, slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently unbalanced	G 4000	4 000
Crankshaft drives for large, slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently balanced	G 1600	1 600
Crankshaft drives, inherently unbalanced, elastically mounted	G 630	630
Crankshaft drives, inherently unbalanced, rigidly mounted	G 250	250
Complete reciprocating engines for cars, trucks and locomotives	G 100	100
Cars: wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft drives, inherently balanced, elastically mounted	G 40	40
Agricultural machinery Crankshaft drives, inherently balanced, rigidly mounted Crushing machines Drive shafts (cardan shafts, propeller shafts)	G 16	16
Aircraft gas turbines Centrifuges (separators, decanters) Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds up to 950 r/min Electric motors of shaft heights smaller than 80 mm Fans Gears Machinery, general Machine tools Paper machines Process plant machines Pumps Turbo chargers Water turbines	G 6,3	6,3
Compressors Computer drives Electric motors and generators (of at least 80 mm shaft height), of maximum rated speeds above 950 r/min Gas turbines and steam turbines Machine-tool drives Textile machines	G 2,5	2,5
Audio and video drives Grinding machine drives	G 1	1
Gyroscopes Spindles and drives of high-precision systems	G 0,4	0,4
<p>NOTE 1 Typically, completely assembled rotors are classified here. Depending on the particular application, the next higher or lower grade may be used instead. For components, see Clause 9.</p> <p>NOTE 2 All items are rotating if not otherwise mentioned (reciprocating) or self-evident (e.g. crankshaft drives).</p> <p>NOTE 3 For some additional information on the chosen balance quality grade, see Figure 2 which contains generally used areas (service speed and balance quality grade G) based on common experience.</p> <p>NOTE 4 For some machines, specific International Standards stating unbalance tolerances exist.</p> <p>NOTE 5 The selection of a balance quality grade G for a machine type requires due consideration of the expected duty of the rotor when installed in situ which typically reduces the grade to a lower level if lower vibration magnitudes are required in service.</p> <p>NOTE 6 The shaft height of a machine without feet, or a machine with raised feet, or any vertical machine, is to be taken as the shaft height of a machine in the same basic frame, but of the horizontal shaft foot-mounting type. When the frame is unknown, half of the machine diameter should be used.</p>		

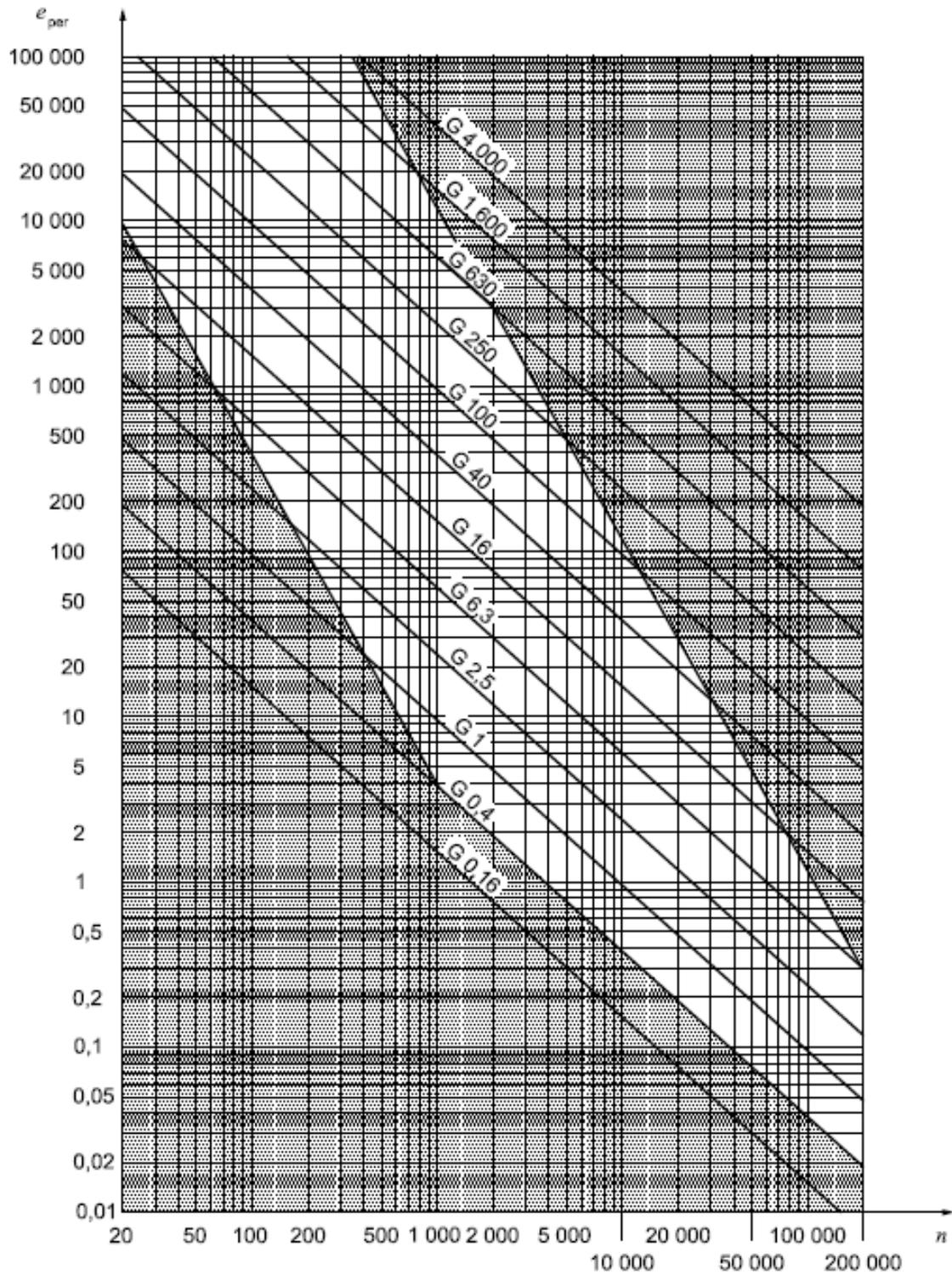
Fuente (ISO, 2016a)

En la siguiente gráfica se presentan ploteados los valores del desbalance residual permisible

específico ($e_{per} = \frac{U_{per}}{m}$, donde “m” es la masa del rotor) versus la velocidad de servicio

máxima, n.

Tabla 2-3. Desbalance residual específico permisible basado en el grado G de la calidad del balanceo y la velocidad de servicio, n



Fuente (ISO, 2016a).

Unidades: e_{per} $\left[g \cdot \frac{mm}{kg} \right]$; n $\left[\frac{r}{min} \right]$. La zona blanca representa el campo de aplicación usual.

2.4.2 Desbalance Residual Permissible para rotores flexibles

Como se mencionó en la sección previa, al balancear estos rotores, la fuerza medida y la vibración son dependientes de la dinámica de todo del sistema, incluyendo a los apoyos y la estructura soporte. En ese sentido la norma ISO 21940-12 describe los métodos para calcular la tolerancia de desbalance en base a los valores de vibración o balancea residual permisibles, derivados de la norma ISO 21940-11.

Por tanto, dependiendo de los diferentes modos a balancear para los rotores flexibles, los valores desbalance permisible son desviaciones menores a los valores para rotores rígidos. Por ejemplo, según (ISO, 2016b) para un balanceo en múltiples velocidades, el desbalance residual permisible equivalente debe ser menor al 60% del valor indicado para un rotor de comportamiento rígido.

Después de haber de haber definido las tolerancias del desbalance residual permisibles para los rotores, a continuación, se describirán los diferentes métodos de balanceo para rotores con ambos comportamientos, rígido y flexible.

2.5 Métodos de Balanceo

Dada una velocidad rotacional, son las propiedades físicas de los rotores y aquellas de su estructura soporte y apoyos, las que controlan la respuesta del rotor al desbalance distribuido a lo largo de este (ISO, 2019a). Son estos parámetros los que definen que el balanceo de un rotor cumpla determinada tolerancia. Por tal motivo, se han desarrollado diferentes métodos de balanceo para diferentes configuraciones.

Dado que cada método de balanceo es diferente y requiere diferentes datos de entrada, cada situación requiere máquinas de balanceo diferentes. Por tal motivo, es importante seleccionar el método adecuado para optimizar los procesos y alcanzar las tolerancias requeridas.

Cabe mencionar que las normas ISO definen los procedimientos para ejecutar el balanceo en diferentes condiciones y configuraciones, así como las tolerancias y las verificaciones necesarias. No obstante, los principios básicos el balanceo de rotores los describen diferentes textos de la Dinámica de Rotores.

Según (Zhou & Shi, 2001), los métodos de balanceo se pueden clasificar de la siguiente manera.

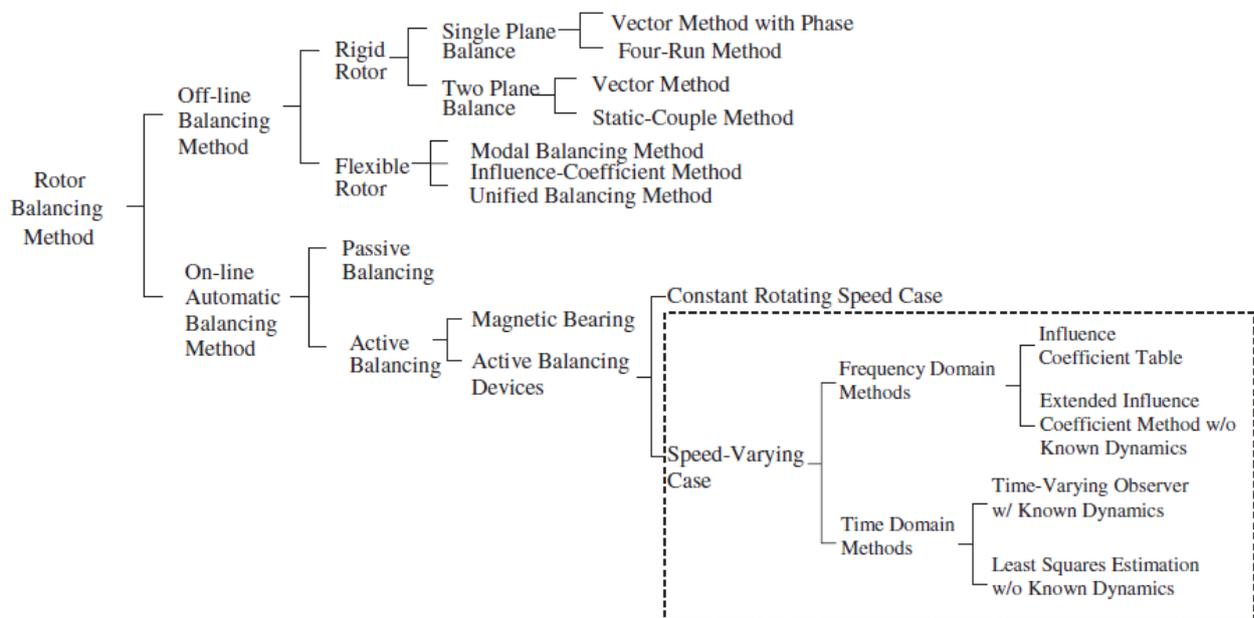


Figura 2-12. Clasificación de los Métodos de Balanceo (Zhou & Shi, 2001)

Esta clasificación divide a los métodos de balanceo en “estacionarios” (*off-line*) y “a tiempo real” (*online*). Los métodos estacionarios fueron los primeros en desarrollarse y se basan en modelos analíticos y experimentales (de varias pruebas). Por otro lado, los métodos a tiempo real están basados en los modelos de los métodos estacionarios e incluyen herramientas de control modernas.

Como muestra la imagen, los métodos de balanceo estacionarios se dividen en 2 grupos: para rotores rígidos y para rotores flexibles. Los métodos para rotores rígidos siguen el principio básico de adicionar (o retirar) una masa de contrapeso para eliminar el efecto del rotor desbalanceado, ya sea en 01 plano o 02 planos, dependiendo del tamaño de este (longitud).

Por otro lado, los métodos para rotores flexibles siguen el mismo principio, pero toman en cuenta la flexión del eje en los diferentes modos de vibración. Dentro de este grupo se encuentran el Método de los Coeficientes de Influencia, el Método de Balanceo Modal y el Método Unificado.

El Método de los Coeficientes de Influencia es un método completamente experimental y puede ser fácilmente automatizado. En ese sentido, las aplicaciones de este método se han extendido para los métodos de balanceo a tiempo real. Una desventaja de este método es que se necesitan más pruebas, y si la velocidad de operación cambia, todas las pruebas necesitan volverse a hacer porque los “coeficientes de influencia” están en función a las velocidades de operación. En este trabajo se detallará este método por ser el más ampliamente utilizado.

El Método de Balanceo Modal asume de manera general que el sistema eje-rotor tiene modos planos de vibración, como los mostrados en la Figura 2-13, y que el balanceo de un modo de vibración no debería afectar ningún otro modo. Si bien en este método no se considera el efecto sobre los modos de vibración más altos, usualmente este proceso es bastante eficiente.

El Método de Balanceo Unificado consiste en combinar el método modal y los coeficientes de influencia para obtener mejores resultados con menores pruebas. Esto se consigue mediante el

cálculo de masas modales de prueba, a través de los coeficientes de influencia, que tienen poco o ningún efecto sobre los modos de vibración que ya han sido balanceados.

Junto con el desarrollo de la tecnología y de la industria, han aparecido los métodos de balance a tiempo real. Estos son más complejos pero necesarios en máquinas de alto desempeño tales como turbinas, compresores y turbo maquinaria debido a los elevados regímenes de giro y el nivel de criticidad de estos equipos.

Los métodos a tiempo real consisten en la implementación de sistemas de control para la vibración producida por el desbalance en diferentes velocidades de giro. Estos se clasifican en métodos de balanceo automáticos pasivos y activos, dependiendo del tipo de dispositivos empleados.

En general, los métodos activos son más efectivos que los métodos de control de vibración pasivos (Zhou & Shi, 2001). Estos consisten en el uso de actuadores que aplican cargas laterales de control en el rotor y en actuadores que redistribuyen la masa en el rotor.

Actualmente están limitados actualmente por el número de actuadores a usar para controlar un número virtualmente infinito de modos de vibración.

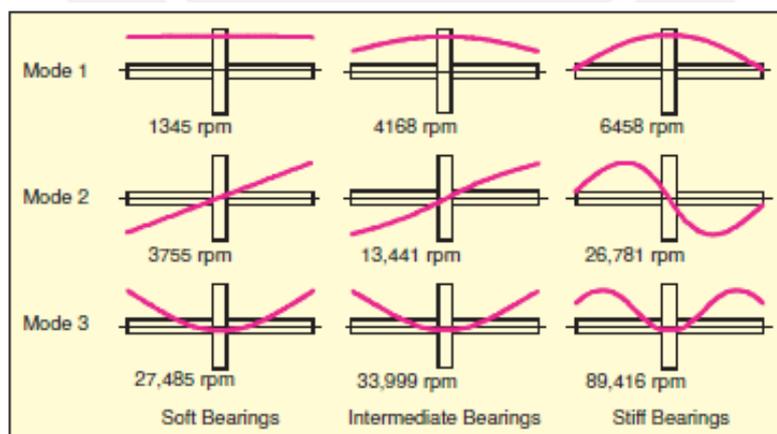


Figura 2-13. Modos de vibración vs rigidez de los apoyos, en función de diferentes velocidades de giro (Swanson, Powell, & Weissman, 2005)

Respecto a la clasificación de los métodos de balanceo, existen 02 estándares relacionados al balanceo de rotores según ISO.

- ISO 21940-11 para rotores con comportamiento rígido
- ISO 21940-12 para rotores con comportamiento flexible

Estas normas dividen a los métodos en función al comportamiento rígido o flexible que este pueda tener, como se muestra en el siguiente cuadro.

Tabla 2-4. Clasificación de los métodos de balanceo.

Description in this document		Description in the ISO 21940 series	
Rotor behaviour	Example	Relevant part	Balancing task or procedure
Rigid behaviour (as described in 5.2)	Figure 6 a)	ISO 21940-11	Single-plane and two-plane balancing ^a
Flexible behaviour (see 5.3)	Shaft-elastic behaviour (as described in 5.3.2)	ISO 21940-12	Six low-speed balancing procedures A to F Balancing procedure G: Multiple speed balancing Balancing procedure H: Service speed balancing
	Component-elastic behaviour (as described in 5.3.3)		Procedure I: Fixed-speed balancing
	Settling behaviour (as described in 5.3.4)		Settling of components at high speed, before (final) balancing ^b

^a Single-plane balancing can correct for the resultant unbalance and two-plane balancing can correct for the resultant unbalance and the resultant moment unbalance.

^b This procedure is mentioned in ISO 21940-12:2016, 7.3.3.12, but no designated letter is given.

Extraído de (ISO, 2019a)

A continuación, se describirán los principios básicos en los cuales están basados los diferentes procedimientos de balanceo.

2.5.1 Balanceo de Rotores Rígidos

En todos los métodos de balanceo, el principio básico consiste en generar fuerzas que compensen (o anulen) el efecto de las fuerzas centrífugas generadas por la condición del desbalance.

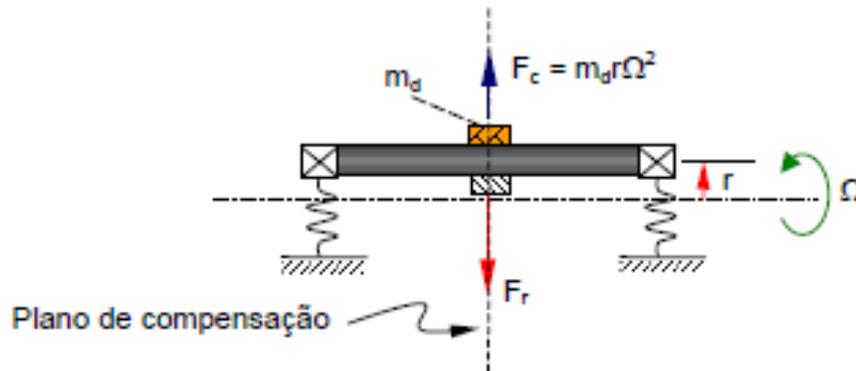


Figura 2-14. Efecto de la fuerza de desbalance en 01 plano y compensación (Pereira, 2005).

La figura anterior presenta un rotor girando con una velocidad Ω , con una órbita de radio r excitado por la masa de desbalance m_d que genera una fuerza centrífuga. En este caso, en el cual existe una sola masa de desbalance, la compensación (balanceo) se puede hacer en un solo plano, el cual recibe plano de compensación.

Balanceo en un solo plano

El balanceo en un solo plano de un rotor rígido es el caso más elemental. Si bien existen diferentes máquinas que realizan este procedimiento (diferentes capacidades con diferentes datos de entrada), la mayoría se basa en algún de los 02 métodos presentado a continuación:

2.5.1.1 Método de los tres puntos (o 4 vueltas)

Este método tiene como ventaja el hecho de no usar el valor de la fase de la vibración. En otras palabras, basta con obtener las amplitudes de la vibración para que el método pueda ser aplicado (instrumentación más sencilla).

No obstante, la desventaja es que es necesario operar la máquina en cuatro oportunidades. A continuación, se detallan los pasos a seguir el método.

1° paso:

- Definida una frecuencia (velocidad de giro), se mide la amplitud “V” de la vibración del rotor con desbalance (en mm/s).
- A partir de este, se diseña un círculo con un radio igual a “V”.
- Con el rotor en reposo, se escogen y se marcan las posiciones 0° , 120° y 240° .
- Se define la masa de prueba (M_t en gramos)

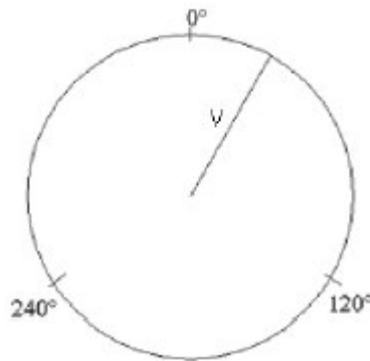


Figura 2-15. Amplitud de la vibración original (Landim, 2013)

2° paso:

- Se coloca la masa de prueba en la posición 0° y se hace girar el rotor con la misma velocidad de giro del 1° paso. Se mide la amplitud de la vibración V_{0° (en mm/s).
- En el círculo original, con centro en la posición 0° , se diseña un nuevo círculo con radio igual a V_{0° , como se indica en la figura

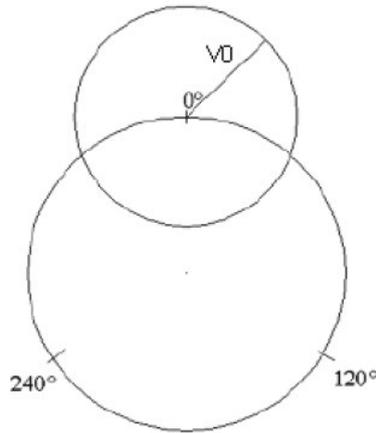


Figura 2-16. Amplitud de la vibración en 0° (V_0°) (Landim, 2013).

3° Paso:

- Con el sistema en reposo se coloca la masa de prueba en la posición 120° .
- Se mide la amplitud de la vibración V_{120° (en mm/s) en la misma condición de operación de los pasos 1 y 2.
- En el círculo original, con centro en la posición 120° , se dibuja un nuevo círculo con radio igual a V_{120° , como muestra la figura.

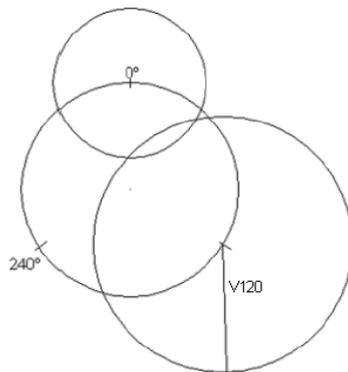


Figura 2-17. Amplitud de vibración en 120° (Landim, 2013).

4° Paso:

- Con el sistema en reposo se coloca la masa de prueba en la posición 240° .
- Se mide la amplitud de vibración V_{240° (en mm/s) en la misma condición de operación de los pasos 1°, 2° y 3°.

- En el círculo original, con centro en la posición 240° , se dibuja un nuevo círculo con radio igual a V_{240° .

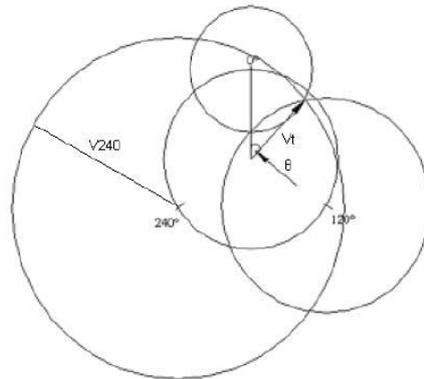


Figura 2-18. Amplitud de vibración en 240° y vector solución (Landim, 2013).

5° Paso:

- Puede ser observado en la figura ... que los 3 círculos se interceptan en un punto. Entonces, se debe trazar una vector que va desde el centro del círculo original hasta el punto de intersección de los otros círculos. De esa manera, se obtiene el vector de corrección V_t .
- En la práctica, se observa que no siempre los 3 círculos se interceptan en un punto, debido a las propias características físicas del sistema. Normalmente, se tiene una región de unión como la mostrada en la figura.

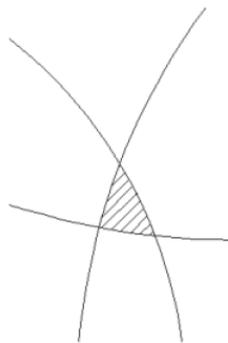


Figura 2-19. Región de intersección de los círculos (Landim, 2013).

- En el caso de la figura, el punto de intersección (para trazar V_t) puede ser calculado como el centro geométrico de aquella región.

6° Paso:

- Conociendo la magnitud V_t se hace el cálculo de la masa de corrección conforme a la ecuación abajo.

$$M_c = \frac{V}{V_t} \times M_t \quad (2-9)$$

- Donde, M_c es la masa de corrección del desbalance (con las mismas unidades de la masa de prueba).

7° Paso:

- El ángulo para el posicionamiento de la masa de corrección se obtiene a través de la medición del ángulo existente entre la posición 0° y el vector V_t (sentido antihorario), según la figura.

8° Paso:

- Adicionada la masa de corrección al sistema, se verifica si el desbalance está o no dentro de los rangos establecidos del balanceo. Si satisface, el método habrá resuelto el problema. Si no, se repite el método de forma iterativas hasta que los valores del desbalance se adecuen a los rangos indicados.

2.5.1.2 Método de los coeficientes de influencia para un plano

Como se mencionó en líneas anteriores, existen varios métodos de balanceo para los rotores. Uno de los más utilizados es el Método de los Coeficientes de Influencia, el cual puede ser aplicado para el balanceo de rotores y rígidos flexibles. Este fue inicialmente desarrollado en el año 1929 por diferentes ingenieros tales como Rathbone, Myklestad, Thearle y Hopkirk hasta llegar al método como lo conocemos hoy en día.

El método está basado en la cuantificación de la respuesta del sistema eje-rotor ante una fuerza aplicada, y la relación que existe entre ellas expresada de la siguiente manera:

$$\overrightarrow{\text{respuesta}} = \frac{\overrightarrow{\text{fuerza}}}{\overrightarrow{\text{rigidez}}}$$

En el campo del balanceo de rotores, la sensibilidad está relacionada a la rigidez del rotor asociada a una deflexión (o amplitud de la vibración) debido al desbalance. Por tanto, la ecuación puede ser escrito de la siguiente manera,

$$\overrightarrow{\text{vibración}} = \frac{\overrightarrow{\text{desbalance}}}{\overrightarrow{\text{sensibilidad}}}$$

Y es equivalente a,

$$\vec{A} = \frac{\vec{U}}{\vec{S}} \quad (2-10)$$

Donde,

- \vec{A} es el vector de vibración [mm]
- \vec{S} el vector de sensibilidad (o coeficiente de influencia) [gr/mm]
- \vec{U} el vector de desbalance [gr]

Notar que el vector sensibilidad está definido como la relación entre cierto valor de desbalance y la vibración generada. Asimismo, se asume constante y por tanto, establece una relación lineal.

El vector sensibilidad es determinado experimentalmente mediante la adición de una masa de calibración conocida colocándose en una posición conocida y midiéndose la amplitud de la vibración del rotor.

$$\vec{B} = \frac{\vec{U} + \vec{W}}{\vec{S}}$$

$$\vec{B} = \frac{\vec{U}}{\vec{S}} + \frac{\vec{W}}{\vec{S}}$$

$$\vec{B} = \vec{A} + \frac{\vec{W}}{\vec{S}}$$

$$\vec{B} - \vec{A} = \frac{\vec{W}}{\vec{S}}$$

Luego se obtiene el vector sensibilidad,

$$\vec{S} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{W} \\ \vec{B} - \vec{A} \end{array} \right\} \quad (2-11)$$

Entonces, se puede calcular el vector de desbalance original

$$\vec{U} = \vec{S} \times \vec{A} \quad (2-12)$$

Finalmente, con el desbalance calculado (con valor y dirección) solo hace falta adicionar o retirar una masa para compensar el desbalance.

Para llevar a cabo este método como instrumentación se necesitan 02 sensores de vibración instalados en cada uno de los apoyos del sistema eje rotor, que permitan medir las amplitudes de la vibración, como se observar en la imagen.

A continuación, se dará un ejemplo numérico para el método presentado.

Ejemplo numérico del método de los coeficientes de influencia

Considerar un rotor ubicado en la parte central del eje y los rodamientos con los siguientes parámetros:

- Longitud = 4.49 metros
- Diámetro del rotor = 380 mm
- Masa total = 3158 kg

A partir de los cálculos considerando la flexión del eje, se encuentra que la primera velocidad de resonancia del sistema se encuentra alrededor de 1700rpm. Por tanto,

- Primera frecuencia de resonancia = 29.5 Hz, 1767 rpm.

En este caso, se desea balancear el rotor en la velocidad de operación de $\Omega = 1900 \text{ rpm}$. Para tal fin, se acciona el rotor y se instala los sensores con la configuración mostrada en la Figura 2-20.

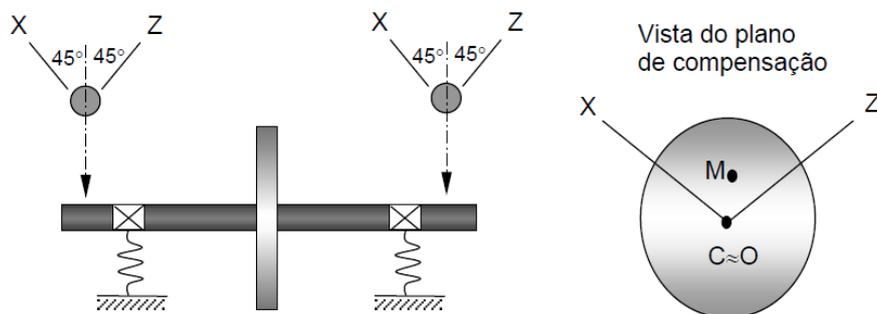


Figura 2-20. Configuración de la instrumentación para el rotor (Pereira, 2005)

A partir de las direcciones tomadas como referencia, se obtiene un vector de desplazamiento \vec{A} , que representa el efecto del desbalance inicial \vec{U} . El vector desplazamiento tiene el siguiente valor:

$$\vec{A} = 5.6 \mu\text{m} \angle 322^\circ \quad (2-13)$$

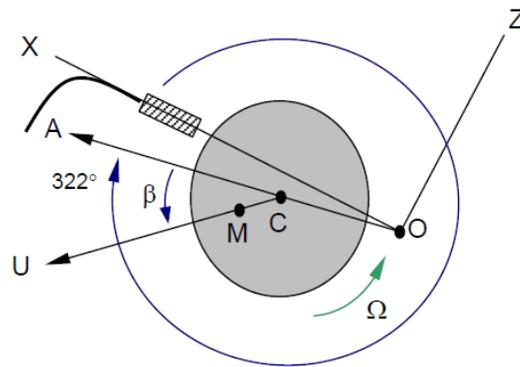


Figura 2-21. Vibración inicial debido al desbalance U (Pereira, 2005)

Luego, se introduce una masa de calibración M' de 567 gramos a 40° , como se muestra en la Figura 2-22:

$$\vec{W} = 567 \text{ gr} \angle 40^\circ \quad (2-14)$$

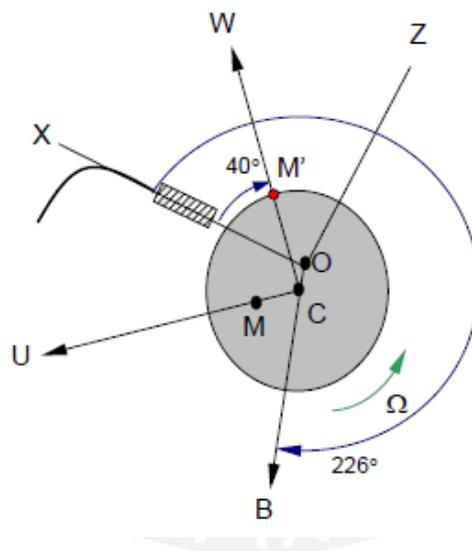


Figura 2-22. Vibración con la masa de calibración M' (Pereira, 2005).

Como se observa en la figura anterior, el desplazamiento resultante producto de la masa de calibración está dado por:

$$\vec{B} = 7.54 \mu\text{m} \angle 226^\circ \quad (2-15)$$

Recordar que la norma (ISO, 2016a) recomienda utilizar una masa de calibración, de tal manera que la fuerza centrífuga genera por esta debe estar entre 5% y 15% del peso del rotor.

Entonces, siguiendo la ecuación (2-11), el vector de sensibilidad (o coeficiente de influencia) se obtiene de la siguiente manera:

$$\vec{S} = \left\{ \frac{567 \text{ gr} \angle 40^\circ}{7.54 \mu\text{m} \angle 226^\circ - 5.6 \mu\text{m} \angle 322^\circ} \right\} \quad (2-16)$$

A partir del cual se obtiene:

$$\vec{S} = 57.56 \frac{\text{gr}}{\mu\text{m}} \angle 208^\circ \quad (2-17)$$

Entonces, de acuerdo con la ecuación (2-12), el desbalance inicial se calcula de la siguiente manera:

$$\vec{U} = \vec{S} \times \vec{A} = \left\{ 57.56 \frac{\text{gr}}{\mu\text{m}} \angle 208^\circ \right\} \times \{ 5.6 \mu\text{m} \angle 322^\circ \} \quad (2-18)$$

$$\vec{U} = 322 \text{ gr} \angle 170^\circ \quad (2-19)$$

El vector desbalance se encuentra representado en la siguiente figura:

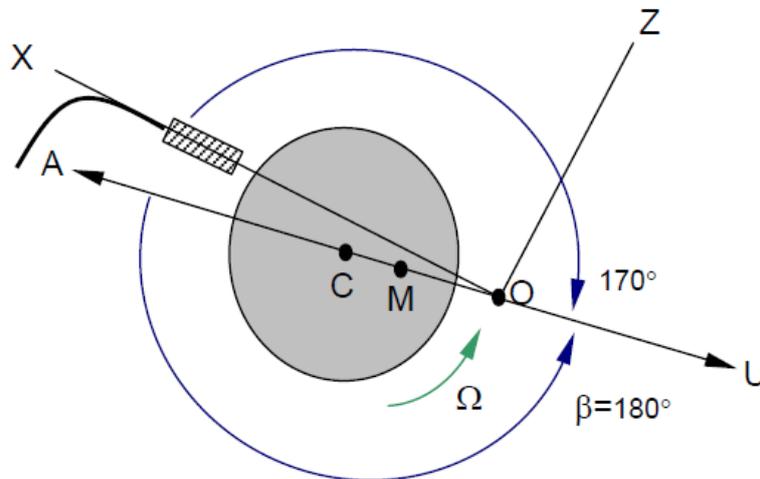


Figura 2-23. Identificación del desbalance inicial U en el rotor (Pereira, 2005).

Finalmente, como se desea balancear el rotor en una velocidad mayor a la frecuencia de resonancia, la respuesta de este se encuentra desfasada por 180°. Luego, la fuerza restauradora debe ser tal que:

Balanceo en dos planos

Como se muestra en la figura debajo, normalmente la masa de desbalance (resultante) produce un momento flector adicional a la fuerza centrífuga. En tal caso, no siempre es posible identificar el plano donde actúa la fuerza centrífuga resultante. Por tanto, en esta situación es necesario tener 02 planos de compensación como mínimo, de manera que el equilibrio en el sistema pueda ser reestablecido.

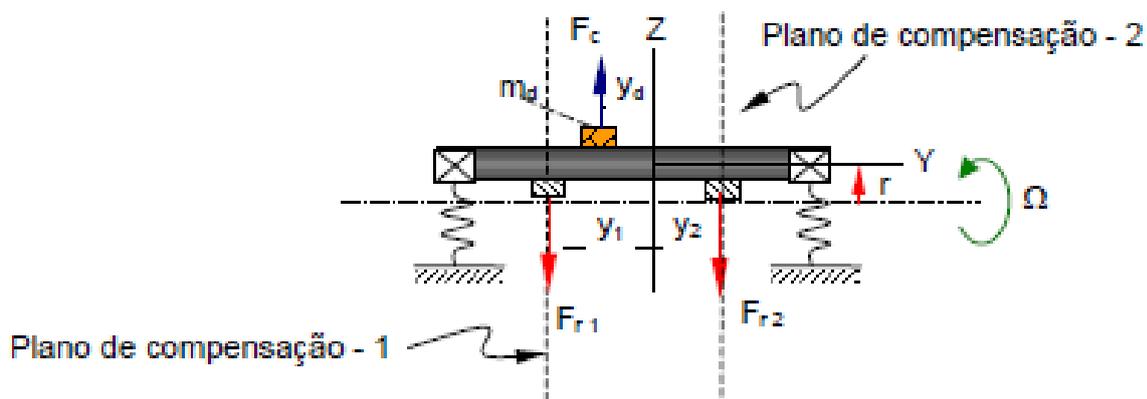


Figura 2-25. Efecto de las fuerzas de desbalance en 02 planos (Pereira, 2005)

El método de los coeficientes de influencia también puede ser aplicado en 02 planos de compensación (W_1 y W_2), tal como se ve en la imagen.

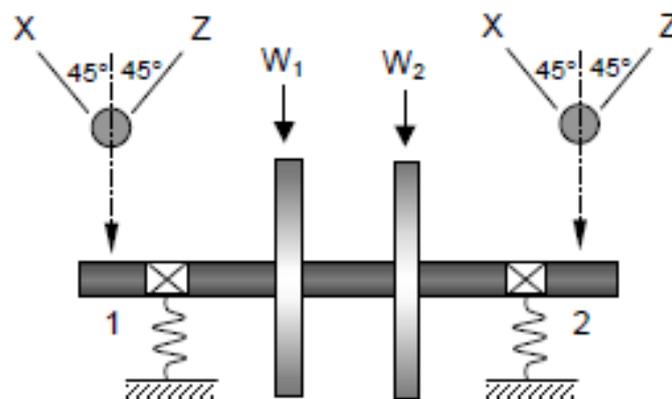


Figura 2-26. Configuración de un rotor para el procedimiento de balanceo en 02 planos de compensación (Pereira, 2005)

A continuación, se presentan las ecuaciones vectoriales en las que se basa este método.

2.5.1.3 Método de los coeficientes de influencia para dos planos

En este caso, las ecuaciones para los 02 planos de compensación se vuelven.

$$\vec{A}_1 = \frac{\vec{U}_1}{\vec{S}_{11}} + \frac{\vec{U}_2}{\vec{S}_{12}} \quad (2-21)$$

$$\vec{A}_2 = \frac{\vec{U}_1}{\vec{S}_{21}} + \frac{\vec{U}_2}{\vec{S}_{22}} \quad (2-22)$$

Donde,

A1 es el vector de vibración inicial medido en el apoyo 1

A2 es el vector de vibración inicial medido en el apoyo 2

U1 es el vector de desbalance en el plano 1

U2 es el vector de desbalance en el plano 2

S11 es el vector de sensibilidad en el apoyo 1 debido a W1

S12 es el vector de sensibilidad en el apoyo 1 debido a W2

S21 es el vector de sensibilidad en el apoyo 2 debido a W1

S22 es el vector de sensibilidad en el apoyo 2 debido a W2

Luego, introduciendo una masa de calibración en el plano 1 (W1), los nuevos vectores de vibración son:

$$\vec{B}_{11} = \frac{\vec{U}_1 + \vec{W}_1}{\vec{S}_{11}} + \frac{\vec{U}_2}{\vec{S}_{12}} \quad (2-23)$$

$$\vec{B}_{21} = \frac{\vec{U}_1 + \vec{W}_1}{\vec{S}_{21}} + \frac{\vec{U}_2}{\vec{S}_{22}} \quad (2-24)$$

Donde,

W1 es el nuevo vector de desbalance en el plano 1

B11 es el nuevo vector de vibración en el apoyo 1 debido a W1

B21 es el nuevo vector de vibración en el apoyo 2 debido a W1

Luego, retirando la masa de calibración del plano 1 (W1), e introduciendo la masa de calibración en el plano 2 (W2), se generan los nuevos vectores de vibración:

$$\vec{B}_{12} = \frac{\vec{U}_1}{\vec{S}_{11}} + \frac{\vec{U}_2 + \vec{W}_2}{\vec{S}_{12}} \quad (2-25)$$

$$\vec{B}_{22} = \frac{\vec{U}_1}{\vec{S}_{21}} + \frac{\vec{U}_2 + \vec{W}_2}{\vec{S}_{22}} \quad (2-26)$$

Donde,

W2 es el nuevo vector de desbalance en el plano 2

B12 es el nuevo vector de vibración en el apoyo 1 debido a W2

B22 es el nuevo vector de vibración en el apoyo 2 debido a W2

Las ecuaciones, pueden ser reescritas para obtener las sensibilidades S11, S12, S21, S22.

Substituyendo las sensibilidades en las ecuaciones..., los desbalances U1 y U2 pueden ser determinados.

$$\vec{U}_1 = \frac{(\vec{S}_{12} \times \vec{A}_1) - (\vec{S}_{22} \times \vec{A}_2)}{\frac{\vec{S}_{12}}{\vec{S}_{11}} - \frac{\vec{S}_{22}}{\vec{S}_{21}}} \quad (2-27)$$

$$\vec{U}_2 = \frac{(\vec{S}_{21} \times \vec{A}_2) - (\vec{S}_{11} \times \vec{A}_1)}{\frac{\vec{S}_{21}}{\vec{S}_{22}} - \frac{\vec{S}_{11}}{\vec{S}_{12}}} \quad (2-28)$$

2.5.2 Balanceo de Rotores Flexibles

Para el caso de rotores flexibles, el Método de los Coeficientes de Influencia, descrito en la sección anterior, debe ser utilizado en conjunto con una evaluación modal.

2.5.2.1 Método de Balanceo Modal

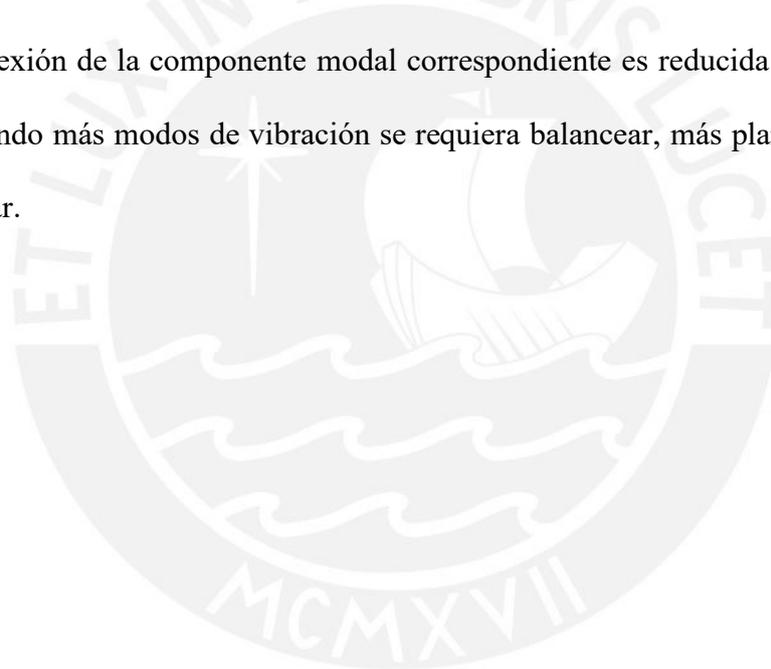
En general, este método asume que el rotor tiene modos planos de vibración y que balancear un modo no debería afectar a algún otro (Foiles & Gunter, 1998). Por tanto, se puede balancear los diferentes modos de desbalance uno a uno.

No obstante, los modos más altos de vibración no se consideran en este método, por lo que podrían verse afectados. El método parte de que la deflexión del rotor puede escribirse mediante la combinación lineal de ciertos modos de vibración. Por ejemplo, para considerando los 02 primeros modos de vibración:

$$K_1P + K_2T \quad (2-29)$$

Donde P representa un vector de desbalance y T, un momento de desbalance.

Según (ISO, 2016b), cuando un rotor gira a una velocidad cerca a la resonancia, usualmente es el modo asociado a tal resonancia lo que domina la deflexión. Si un desbalance modal en particular es reducido mediante la adición de un número de masas de corrección discretas, entonces la deflexión de la componente modal correspondiente es reducida similarmente. En ese sentido, cuando más modos de vibración se requiera balancear, más planos de corrección se deben emplear.



3. Desalineamiento de Máquinas Rotativas

3.1 Generalidades

El desalineamiento es una condición que se puede presentar al acoplar⁹ 02 máquinas mediante un montaje no apropiado, por el uso inadecuado de los acoplamientos elásticos y rodamientos auto-alineantes, o por la deformación de la máquina durante su operación; todo ello produce el desplazamiento de centro normal de giro (Taylor, 1994). Según Vance et al. (2010), el desalineamiento es la segunda causa de falla más común en máquinas rotativas, después del desbalance.

A diferencia del desbalance, no existe una respuesta única de los sistemas ante el desalineamiento. Por ejemplo, al producirse una fuerza constante y en una dirección, el efecto puede estar asociado a vibraciones con picos en la velocidad de operación (1x), pero también con múltiplos de esta (2x, 3x, etc.), frente al desbalance que prevalece en las vibraciones sincronas (ISO, 2018).

⁹ Unir mecánicamente 02 ejes, p. ej. de un motor eléctrico (conductor) y una bomba centrífuga (conducido) para transmitir movimiento entre ambos.

Figura 3-1. Causas más comunes de la vibración lateral en máquinas y las características de vibración resultante.

Cause	Characteristic vibration frequencies	Remarks (Phase measurements can give additional information for many causes.)
Unbalance	1× (i.e. once per revolution)	Changes in balance will give changes in the 1× vector. Vibration will be highest when running speed coincides with a rotor system critical speed. Significant vibration phase change will occur when passing through critical speeds. At a fixed speed vibration magnitudes are constant.
Bearing misalignment	1× or higher harmonics	Parallel or angular bearing misalignment is generally caused by foundation movements. Bearing misalignment is not a direct cause of vibration excitation but changes the dynamic characteristics of the support system.
Shaft misalignment	1×, 2× or higher harmonics	Angular/parallel misalignment due to coupling geometric inaccuracies. It introduces vibration excitation due to shaft bending. In some cases, the axial vibration component may be of similar magnitude to the radial components.
Journal bearing operating condition/ geometry	Subsynchronous or 1×, 2×, 3×	Changes in the bearing operating conditions or geometry can cause changes in the steady-state vibration at 1× and higher harmonics, or cause subsynchronous instability (oil or steam whirl). In the latter case the vibration is usually unsteady and can increase with time, often rapidly.

Fuente (ISO, 2018)

Adicionalmente, en algunos casos, el desalineamiento, al ser una fuerza constante y en una misma dirección, puede disminuir la vibración en una dirección en los apoyos (Piotrowski, 2007, pág. 39).

No obstante, un claro signo de la presencia de desalineamiento en las máquinas es el desgaste acelerado de rodamientos, sellos y chumaceras debido al exceso de cargas impuestas (Piotrowski, 2007). Al aumentar las cargas sobre tales elementos, estos se vuelven más propensos a fallar por fatiga, sobrecalentamiento o sobrecarga.

En resumen, en este capítulo se definirán el alineamiento y los parámetros que lo cuantifican, se clasificarán los diferentes tipos de desalineamiento, se describirán los diferentes tipos de acoplamientos que existen, así como las tolerancias de trabajo de estos. Finalmente se presentarán los métodos y procedimientos aplicados para corregir tal condición.

3.2 Conceptos fundamentales

A continuación, se describirán los conceptos fundamentales del alineamiento de ejes.

3.2.1 Alineamiento de Ejes

Según (Piotrowski, 2007), el “desalineamiento de ejes” ocurre cuando los centros de rotación de los ejes de dos (o más) máquinas no están alineados (Piotrowski, 2007). En ese sentido, se llama “Alineamiento de ejes” al proceso por el cual 02 o más máquinas son posicionadas (y acopladas) de tal manera que, en el punto de transferencia de potencia, los centros de rotación de ambos ejes son colineales cuando la máquina opera en condiciones normales.

Se dice que existe un correcto alineamiento de ejes cuando las líneas centrales de rotación de dos (o más) ejes son colineales al operar en condición normales (PRUFTECHNIK, 2017). No obstante, esta definición tiene algunas excepciones; las juntas cardán o los acoplamientos del tipo dentados (*gear coupling*) deben tener cierto valor de desalineamiento definido para asegurar una lubricación eficiente durante la operación.

3.2.2 Desalineamiento

Como se definió en la sección anterior, es la condición en la cual existe error en el alineamiento entre 02 ejes. Dado que este desalineamiento necesita ser medido y posteriormente corregido, es necesario definir un método o parámetros que cuantifiquen y describan el alineamiento requerido.

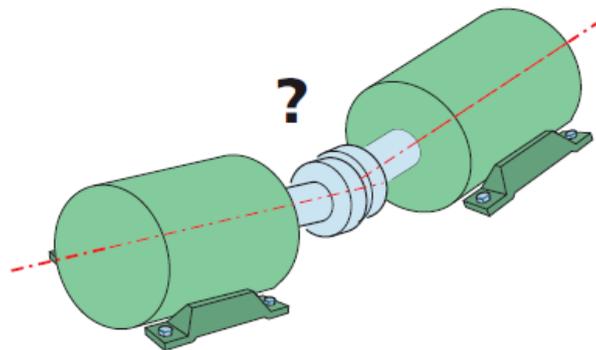


Figura 3-2. Condición de desalineamiento presente entre 02 máquinas. Es necesario definir un método para cuantificarlo. (PRUFTECHNIK, 2017)

Este puede ser dividido en tres categorías principales: (1) paralelo (o lateral), (2) angular, y (3) combinado. Cada uno de estos grupos puede dividirse en desalineamiento horizontal y vertical. En la Figura 3-3, p. 42, se muestran los tres tipos de desalineamiento en un plano bidimensional.

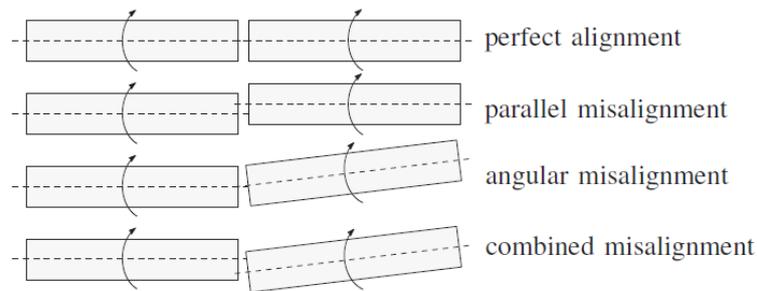


Figura 3-3. Tipos de desalineamiento entre 2 ejes. (Corne, Knockaert, & Desmet, 2017)

El desalineamiento paralelo es la distancia entre los centros de rotación de los ejes. Usualmente es medido en donde está localizado del acoplamiento. Este se puede dar tanto en el plano vertical como en el plano horizontal. Las unidades típicas son los “mils” (1mil=0.001 in) o los “mm” en SI.

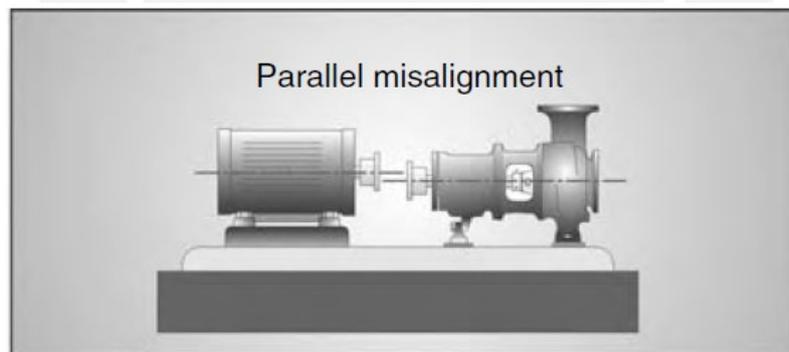


Figura 3-4. Desalineamiento paralelo entre los ejes de un motor eléctrico y una bomba centrífuga. (Piotrowski, 2007)

Por otro lado, el desalineamiento angular es la inclinación de la cara del eje respecto a la cara del otro eje. Las unidades de medición son la elevación respecto a la longitud del eje (mils/in)

o pueden ser grados sexagesimales ($^{\circ}$). En la siguiente sección se definirán unidades para este parámetro que suelen ser más prácticas a la hora de realizar el alineamiento.

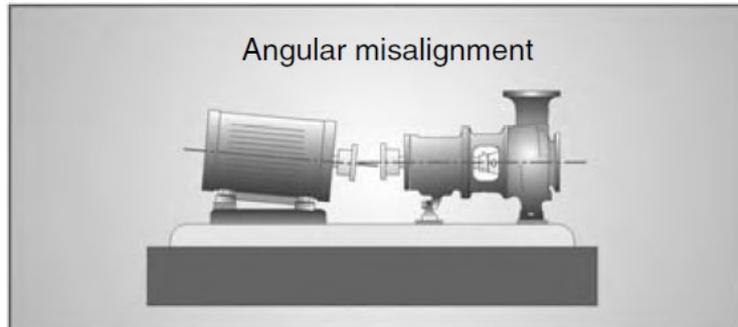


Figura 3-5. Desalineamiento angular entre un motor eléctrico y una bomba centrífuga.
(Piotrowski, 2007)

En la práctica, lo más común es encontrar el desalineamiento combinado, el cual es una combinación de componentes paralelas y angulares.

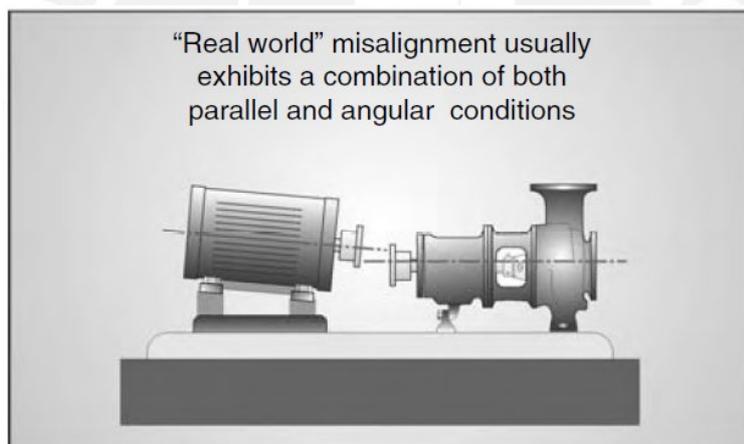


Figura 3-6. Desalineamiento combinado: con componente paralela y angular.
(Piotrowski, 2007)

A continuación, se definirán matemática el desalineamiento paralelo y angular, en términos de las dimensiones de los ejes y la distancia entre apoyos.

3.2.3 Representación del Desalineamiento

Tradicionalmente, el desalineamiento se ha descrito en términos de las medidas obtenidas con palpadores en la cara del acoplamiento o por los valores posición en la base de los equipos (donde van los pernos). Dado que los valores obtenidos por estos métodos, dependen de las dimensiones de los equipos, y que los palpadores con dial se pueden ubicar en diferentes configuraciones, la comparación de estas medidas puede ser problemática.

Es por ello que actualmente el desalineamiento se describe en términos de (1) angularidad y (2) paralelismo, tanto en el plano vertical como en el plano horizontal (PRUFTECHNIK, 2017). Como se muestra en la siguiente imagen, son necesarios 04 valores para definir el desalineamiento entre 02 equipos.

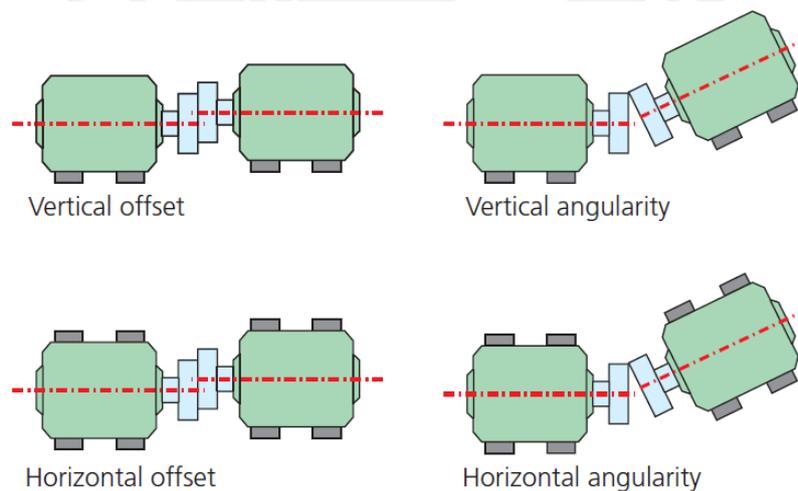


Figura 3-7. Parámetros que definen una condición de desalineamiento, en el plano vertical y horizontal. (PRUFTECHNIK, 2017)

Cada plano tiene una componente angular y paralela de desalineamiento, por lo que existen cuatro parámetros que deben ser medidos y corregidos. Estos son,

- Componente horizontal angular (HA, *horizontal angularity*)
- Componente horizontal paralela (HO, *horizontal offset*)
- Componente vertical angular (VA, *vertical angularity*)
- Componente vertical paralela (VO, *vertical offset*)

Angularidad, pendiente y paralelismo (*angularity, gap and offset*)

La angularidad describe el ángulo que existe entre 02 ejes. Esta puede ser expresada directamente como un ángulo en unidades sexagesimales ($^{\circ}$) o “mrads”. Adicionalmente, el ángulo puede ser descrito mediante la pendiente en unidades [mm/m]. Este último método es útil porque relaciona el ángulo entre los ejes con el diámetro del acoplamiento, lo cual resulta en una separación equivalente y más específica, como se muestra en las siguientes imágenes.

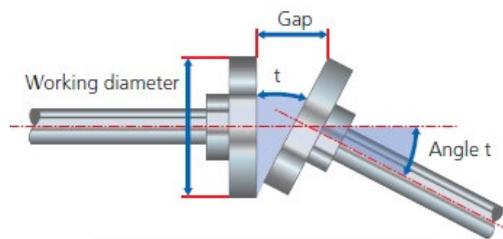


Figura 3-8. Parámetros relacionados para definir angularidad de manera más precisa (PRUFTECHNIK, 2017). De esta manera, el ángulo es más expresado en términos del “gap” y el diámetro de trabajo. Solo el valor del “gap” no es útil, pues debe estar dividido por el diámetro para tener sentido. Al diámetro señalado como “diámetro de trabajo” (*working diameter*) también se le dice “diámetro del acoplamiento”. Este puede tener cualquier valor (pequeño o grande), pero es la relación con el “gap” lo que es importante. (PRUFTECHNIK, 2017)

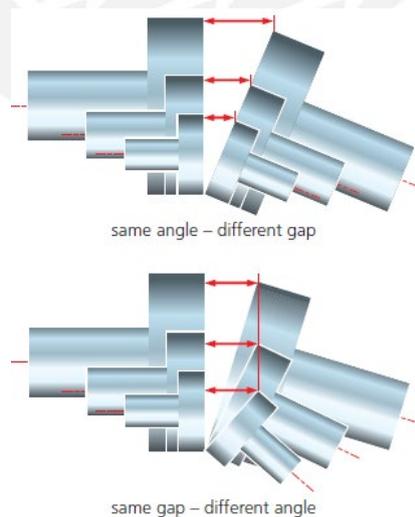


Figura 3-9. Relación entre el "gap" y la angularidad para diferentes condiciones de desalineamiento. (PRUFTECHNIK, 2017)

El *offset* es la distancia que existe entre los ejes de rotación en un determinado punto. Este parámetro es incorrectamente definido a veces, como la distancia paralela entre los ejes de rotación en general. No obstante, los ejes en general nunca son paralelos, por tanto, para la misma condición de desalineamiento se pueden tener diferentes valores de offset, como se muestra en la siguiente figura, dependiendo del punto donde se mida.

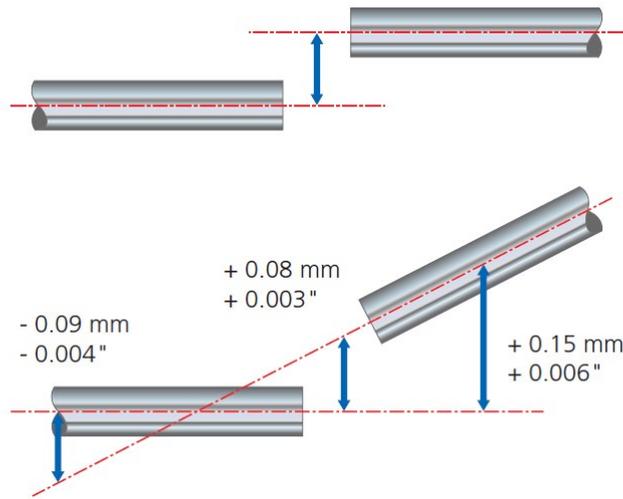


Figura 3-10. Diferentes valores de offset para la misma condición de desalineamiento (PRUFTECHNIK, 2017) Como se muestra en la imagen anterior, el valor del offset puede variar para una misma condición de desalineamiento. En la ausencia de instrucciones, el offset se mide en [mm o mils - milésimas de pulgada] en el centro del acoplamiento. Esta indicación aplica para acoplamientos flexibles cortos. En el caso de espaciadores, el offset se debe medir en los planos de transmisión de potencia del acoplamiento (PRUFTECHNIK, 2017).

3.3 Acoplamientos

Sin duda, uno de los elementos más importantes en la transmisión de las máquinas es el componente llamado “acoplamiento”. Estos tienen la función de transferir energía cinética de rotación entre 02 ejes o árboles.

Según (Budynas, 2011) los factores que se consideran al diseñar estos componentes son.

- La fuerza de accionamiento.
- El par de torsión (torque) y la potencia a transmitir.
- La temperatura de operación o calor generado.
- Velocidad de giro.
- Desalineamiento admisible.

Históricamente, el interés por desarrollar dispositivos para conectar mecánicamente ejes se inició junto con la revolución industrial, usando bocinas y tiras de cuero. Diversos diseños de acoplamientos flexibles aparecieron posteriormente, después del desarrollo del automóvil, entre los años 1900 y 1920 (Piotrowski, 2007). Luego, a medida que la velocidad de las máquinas rotativas aumentó, el diseño de estos ha sido refinando gradualmente para adecuarse a las nuevas exigencias.

Actualmente, los acoplamientos cumplen algunos roles adicionales, aparte de transmitir potencia mecánica entre los extremos de 02 ejes, tales como:

- Admitir el desalineamiento de las máquinas rotativas.
- Reducir (amortiguar) de vibración torsional.
- Amortiguar las cargas de impacto entre los ejes
- Ceder ante sobrecargas.

Hoy en día, existe una gran variedad de acoplamientos. Las principales diferencias entre estos conciernen al principio de transmisión de potencia: por forma o por fricción. En general, estos pueden ser clasificados en 02 tipos: rígidos y flexibles.

3.3.1 Acoplamientos Rígidos

La principal característica de estos es que unen a los ejes y restringen el movimiento relativo entre estos. Se usan en máquinas donde se requiere transmitir un elevado torque y donde se puede garantizar un alineamiento preciso (Mott, 2004).

El factor limitante en estos acoplamientos es la resistencia mecánica de las uniones empernadas, en donde puede producirse una falla por fatiga si se presenta un desalineamiento angular o paralelo excesivo.

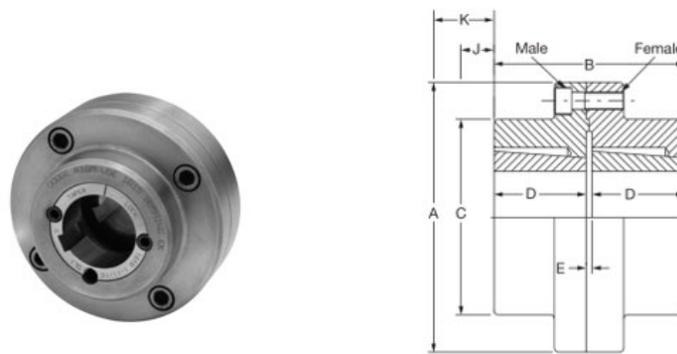


Figura 3-11. Acoplamiento rígido, modelo Taper-Lock (Dodge, 2015)

Algunas aplicaciones de estos acoplamientos son acoplamientos entre turbinas de alta potencia y en aplicaciones de turbinas verticales, en las cuales los apoyos del motor soportan todo el peso, en conjunto, de la armadura del rotor y del rotor de las bombas (Piotrowski, 2007).

3.3.2 Acoplamientos Flexibles

A diferencia de los acoplamientos rígidos, los acoplamientos flexibles están diseñados para transmitir torque de manera más suave y sostenida, admitiendo cierta cantidad de desalineamiento axial¹⁰, paralelo y angular. En ese sentido, los acoplamientos flexibles tienen más funciones que las mencionadas al inicio de este capítulo.

¹⁰ Cuando existen cargas axiales en los ejes, pueden ocurrir desplazamientos axiales que pueden dañar a los elementos de la transmisión. En este trabajo no se considera tal tipo de desalineamiento.

A continuación, se listan las funciones adicionales de los acoplamientos flexibles:

- Minimizar las cargas sobre los rodamientos debido al desalineamiento.
- Permitir desplazamiento axial (adicional al permitido por el apoyo flotante del eje) sin ejercer cargas a los equipos conectados (motor eléctrico, p. ej.).
- Servir como un signo advertencia de malfuncionamiento o sobrecarga de la máquina.
- Producir ninguna fuerza de desbalance¹¹.
- Tener un efecto mínimo en la velocidad de resonancia a flexión del sistema.

En general, de acuerdo con (Piotrowski, 2007), los acoplamientos flexibles se pueden clasificar en 04 grandes grupos: miniatura, mecánicamente flexibles, elastómeros y de membrana metálica/disco.

3.3.2.1 Miniatura

Estos acoplamientos son los usados en servo-mecanismos. Usualmente transmiten potencias menores a 1 hp.



Figura 3-12. Acoplamientos miniatura típicos usados en servo-mecanismos. Se pueden encontrar para ejes de $\text{Ø}3\text{mm}$ hasta $\text{Ø}25\text{mm}$, en promedio (Piotrowski, 2007).

Estos acoplamientos tienen la ventaja de tener un alto rango de velocidad, bajo peso y momento de inercia. Están fabricados con un elemento elastomérico en la parte central y en los extremos pueden ser fabricados de una aleación ligera de aluminio, que los vuelve antimagnéticos.

¹¹ Los acoplamientos también pueden tener desbalance y generar vibración los segmentos de eje que unen.

3.3.2.2 Mecánicamente Flexibles

Este es el grupo más grande de acoplamientos flexibles. Aquí se encuentran los acoplamientos de cadena, dentados, Grid-Flex, junta de unión universal, entre otros. Se presentan algunas imágenes referenciales.

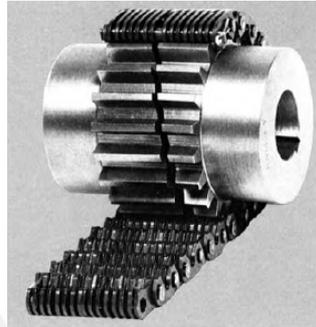


Figura 3-13. Acoplamientos de cadena (Piotrowski, 2007)



Figura 3-14. Acoplamiento flexible del tipo *Gear Coupling* (Piotrowski, 2007)

Tabla 3-1. Características mecánicas de algunos acoplamientos.

Tipo de acoplamiento	Capacidad de potencia	Velocidad máxima recomendada	Diámetro máximo del eje
De cadena	3000hp @ 1800rpm	Hasta 5000rpm	Hasta Ø200mm
De dientes	70'000 hp	Hasta 50'000 rpm	Hasta Ø300mm
De araña (<i>grid-flex</i>)	70'000hp @ 100rpm	6'000 rpm	Hasta Ø500mm
Junta universal	Hasta 35kN.m (torque)	Hasta 6'000 rpm	Hasta Ø200mm

Adaptado de (Piotrowski, 2007)



Figura 3-15. Acoplamiento flexible, modelo Grid-Flex. (Piotrowski, 2007)



Figura 3-16. Acoplamiento flexible, junta Universal (Cardán) (Piotrowski, 2007)

3.3.2.3 Elastómeros

Existen gran variedad de diseños que emplean un elemento elastomérico para transmitir torque y acomodar el desalineamiento, como se muestra en las siguientes figuras. Se presentan los modelos más comunes.



Figura 3-17. Acoplamiento flexible elastomérico, modelo Dynaflex. (Piotrowski, 2007)



Figura 3-18. Acoplamiento flexible elastomérico, modelo Ever-Flex. (Piotrowski, 2007)

La mayoría de acoplamientos de este tipo son torsionalmente “suaves”, por lo que tienen capacidad para absorber altos torques de arranque, así como cargas de impacto.

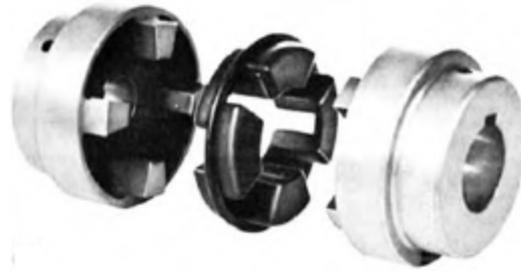


Figura 3-19. Acoplamiento flexible de garras. Los insertos pueden ser poliméricos, elastómeros o bronce. (Piotrowski, 2007)

En resumen, tienen una capacidad de potencia que alcanza los 67'000 hp @ 100rpm, pero esto varía ampliamente con el diseño. Se recomienda una velocidad máxima de operación de 5'000 rpm.

3.3.2.4 Membrana metálica/disco

La transmisión de potencia se da a través de 2 diafragmas metálicos flexibles, los cuales están unidos mediante pernos a la cara exterior de los cubos en cada eje, los cuales a su vez están conectados mediante un tubo espaciador (Piotrowski, 2007). Este tipo de acoplamiento permite el desalineamiento, así como el desplazamiento axial de los ejes.

Tienen la gran ventaja de no necesitar lubricación y que puede trabajar bajo condiciones severas (alta temperatura).

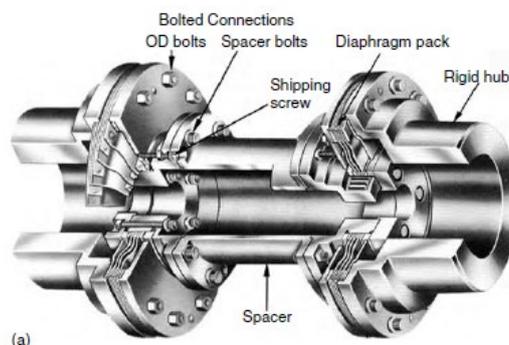


Figura 3-20. Acoplamiento flexible de membrana. (Piotrowski, 2007)

3.4 Tolerancias de desalineamiento de ejes

En esta sección, se presentarán los valores máximos permitidos para el desalineamiento en máquinas (tolerancias). Históricamente, los valores máximos de desalineamiento han estado definidos por resistencia mecánica de los acoplamientos, los cuales eran especificados por sus fabricantes.

Actualmente, se debe hacer una diferencia entre el alineamiento de los acoplamientos y el alineamiento de los ejes: los fabricantes presentan en sus catálogos los límites de resistencia mecánica para los acoplamientos mas no para las máquinas (ver Figura 3-21), y sus diferentes componentes (rodamientos, sellos, apoyos, etc.). En ese sentido, los valores ha considerar el alineamiento de ejes deben ser especificados por los fabricantes de los equipos o por los estándares internos de cada empresa.

SKF designation/name selection criteria	General type/family	Coupling type (→ note 1)	Shaft capacity range (→ note 2)	Maximum torque capacity (→ note 3)	Power capacity (per 100 r/min)	Maximum r/min (for smallest coupling)	Maximum parallel misalignment (β)	Maximum angular misalignment (α°)
–	–	–	mm	Nm	kW	r/min	mm	°
Flex	Tyre	E	9–190	14 675	525	4 500	1,1–6,6	≤ 4°
Gear	Gear	M	13–425	555 000	5,810	8 000	1,2–12,7	≤ 1,5°
Grid	Taper grid	M	12–420	336 000	3,523	4 500	0,3–0,76	≤ 1,4°
Disc	Laminate disc	M	10–190	40 000	4,200	24 000	(→ note 10)	≤ 0,67°
Chain	Chain	M	10–155	17 100	136	5 000	0,038	≤ 2°
FRC	Jaw	E	9–100	3 150	33	3 600	0,5	≤ 1°
Jaw (L)	Straight jaw	E	9–60	280	2,7	3 600	0,038	≤ 1°
Rigid	Rigid	M	32–125	4 000	118	4 500	Use only with very good alignment	
Universal joint	Universal joint	M	6–55	5 300	– (→ note 9)	1 800	Ref Cat.	≤ 25°
ES-Flex (USA only) (→ note 7)	Elastomer-in-shear	M	12–152	8 135	85	9 200	1,6	≤ 1°

Figura 3-21. Catálogo de Acoplamientos (SKF, 2018)

Es importante mencionar que actualmente no existen estándares internacionales relacionados específicamente a límites del desalineamiento (Vogel, 2018). Los estándares que existen tratan al desalineamiento como una fuente de vibración y presentan límites para la vibración de las máquinas producida por esta condición, así como sus características (en relación a la frecuencia de giro). Ver (ISO, 2015) y Figura 3-1 en la pág. 40.

En el caso de (API, 2009), se presentan recomendaciones y procedimientos para el montaje de máquinas, aplicadas a cierto tipo de industria. En cualquier caso, estas normas no son utilizadas ampliamente en todas las industrias.

Recientemente, en el año 2018, se publicó el primer estándar dedicado específicamente al desalineamiento por la Sociedad Acústica de América de los Estado Unidos (ASA, siglas en inglés) en conjunto con el Vibration Institute. Según (Vogel, 2018), este representa un intento de producir un estándar de Alineamiento de Ejes que busca ser aplicado a todos los tipos de industria. En la siguiente imagen se presentan un extracto de esta estándar que aún está en revisión, el cual presenta algunos valores de tolerancia, así como los “grados” de alineamiento:

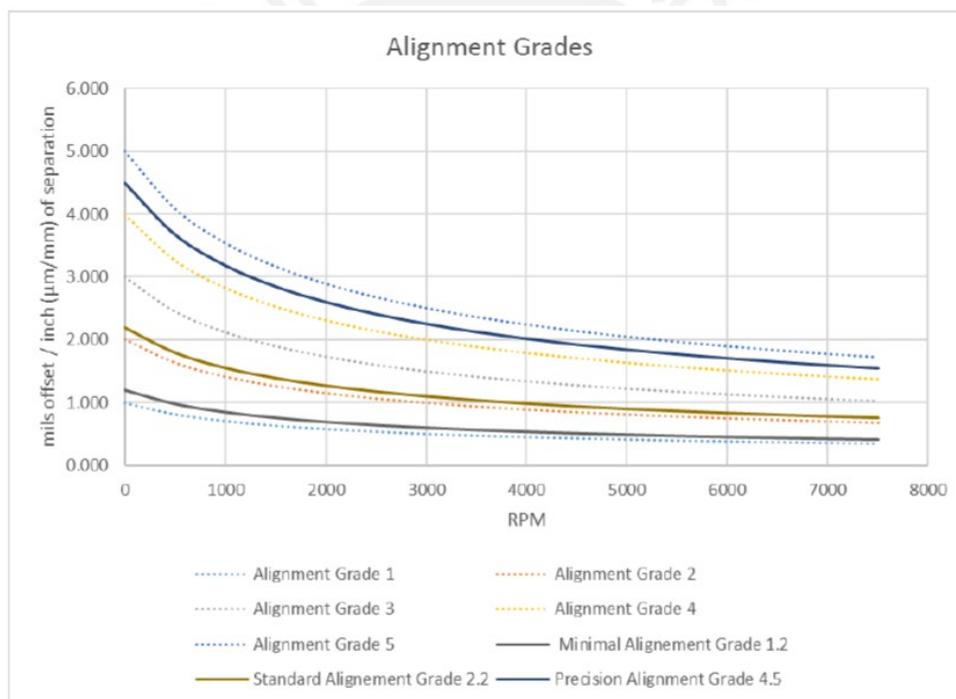


Figure 5: Alignment Grade Chart

Figura 3-22. Gráfica para los grados de alineamiento (Vogel, 2018)

Según (Piotrowski, 2007), el principal impedimento para obtener las Tolerancias de Desalineamiento generalizadas es que está ligado a la velocidad de operación, potencia, temperatura, tipos de acoplamiento, tamaño, entre otros factores. Sin embargo afirma que algunas industrias manejan sus propios Límites de Desalineamiento, como se muestra en la (Figura 3-23).

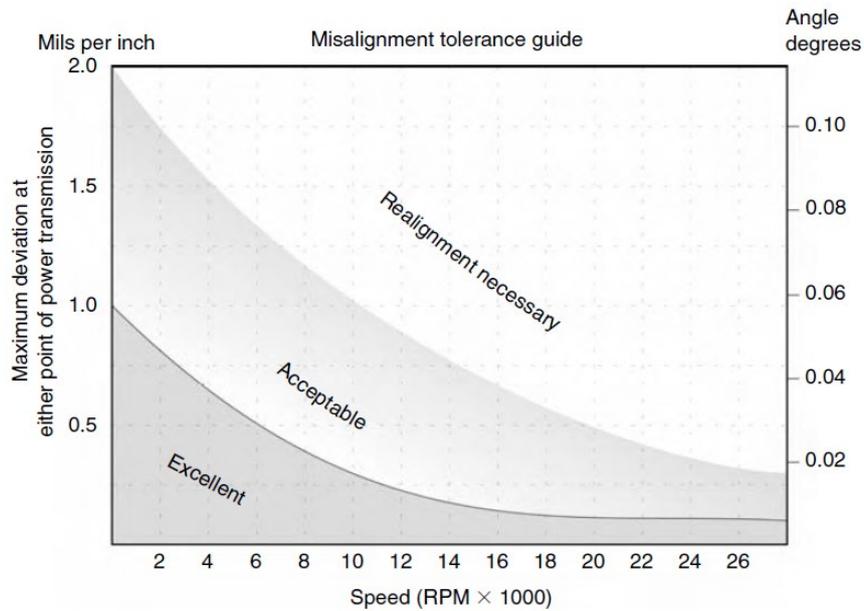


Figura 3-23. Desalineamiento máximo recomendado para máquinas rotativas con acoplamiento flexible. (Piotrowski, 2007)

En la Guía de Tolerancias del desalineamiento presentada en la figura anterior, se consideran 3 factores: (1) la velocidad de la máquina (en miles de rpm) en el eje X del gráfico, (2) la separación (offset) entre los puntos de transmisión de potencia (en mils/inch) en el eje Y, lado izquierdo, y (3) el desalineamiento angular en grados en el eje Y, lado derecho. Para el valor de “desviación máxima en cualquier punto de la transmisión” se calcula de la siguiente manera:

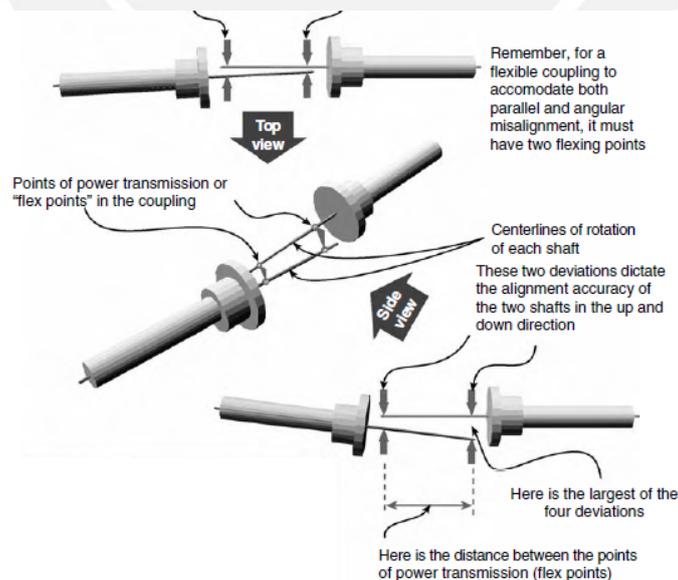
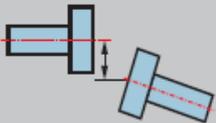
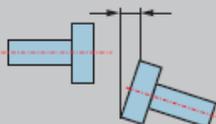


Figura 3-24. Guías para calcular la desviación máxima de desalineamiento de (Piotrowski, 2007)

Adicionalmente, la Figura 3-23 está dividida en tres secciones: (1) desalineamiento “excelente”, que es más fácil de alcanzar a bajas velocidades, (2) desalineamiento “aceptable” y (3) alineamiento necesario.

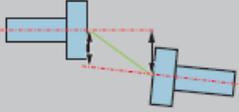
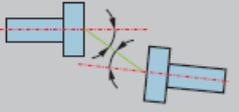
Por otro lado, existen diferentes manuales que recomiendan valores, como se muestra a continuación, tanto para acoplamientos cortos, así como para espaciadores. Recordar que los acoplamientos del tipo rígido no aceptan tolerancia de desalineamiento, por lo que deben ser alineados de la manera más precisa posible.

Tabla 3-2. Tabla de tolerancias de desalineamiento sugeridas para apoyos cortos flexibles.

Suggested alignment tolerance table					
	rpm	Tolerance – [mm]		Tolerance – [mils]	
Softfoot	any	0.06		2.0	
		Acceptable OK	Excellent 	Acceptable OK	Excellent 
Short flexible couplings					
Offset 	600			9.0	5.0
	750	0.19	0.09		
	900			6.0	3.0
	1200			4.0	2.5
	1500	0.09	0.06		
	1800			3.0	2.0
	3000	0.06	0.03		
	3600			1.5	1.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			1.0	0.5
Angularity (gap difference at coupling edge per 100 mm diameter or per 10" diameter) 	600			15.0	10.0
	750	0.13	0.09		
	900			10.0	7.0
	1200			8.0	5.0
	1500	0.07	0.05		
	1800			5.0	3.0
	3000	0.04	0.03		
	3600			3.0	2.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			2.0	1.0

Fuente: (PRUFTECHNIK, 2017).

Tabla 3-3. Tabla de tolerancias de desalineamiento sugeridas para espaciadores y acoplamientos de membrana.

Suggested alignment tolerance table					
	rpm	Tolerance – [mm]		Tolerance – [mils]	
Spacer shafts and membrane couplings		Acceptable	Excellent	Acceptable	Excellent
		OK	😊	OK	😊
Offset (per 100 mm or per 1" spacer length) 	600			3.0	1.8
	750	0.25	0.15		
	900			2.0	1.2
	1200			1.5	0.9
	1500	0.12	0.07		
	1800			1.0	0.6
	3000	0.07	0.04		
	3600			0.5	0.3
	6000	0.03	0.02		
	7200			0.3	0.2
		Tolerance – [mrad]		Tolerance – [mrad]	
Angularity (mrad) 	600			3.0	1.8
	750	2.5	1.5		
	900			2.0	1.2
	1200			1.5	0.9
	1500	1.2	0.7		
	1800			1.0	0.6
	3000	0.7	0.4		
	3600			0.5	0.3
	6000	0.3	0.2		
	7200			0.3	0.2

Fuente (PRUFTECHNIK, 2017).

Como se mencionó en líneas anteriores, no se tienen aún tolerancias estandarizadas debido a que se tendrían que considerar factores como rpm, potencia, tipo de acoplamiento, distancia del espaciador (cuando aplique), dimensiones del equipo y expectativa del tiempo de servicio por parte del usuario. Dado que no es posible tomar en cuenta todas estas variables, es necesaria cierta simplificación para poder presentar las tablas de esta sección.

En resumen, los cuadros de tolerancia para el desalineamiento como los mostrados en esta sección deben ser utilizados solamente cuando no se tienen estándares propios en las empresas o tolerancias especificados por el fabricante. Estos cuadros consideran la velocidad de operación (rpm), los parámetros de offset y angularidad, o el “gap” que los relaciona.

3.5 Métodos de alineamiento y procedimiento

Existen diferentes métodos con los cuales se puede alcanzar tolerancias de alineamiento aceptables, como las presentadas en la sección anterior. Estos métodos pueden consistir desde el uso de unas económicas “reglas rectas” hasta los más sofisticados, e inevitablemente más caros, sistemas láser (PRUFTECHNIK, 2017).

Estos métodos pueden ser agrupados en 3 grandes categorías:

- Métodos visuales (con regla recta y galgas)
- Métodos de desplazamiento mecánico (con palpadores)
- Métodos de alineamiento óptico (con sensores láser)

Dentro de cada categoría existen diferentes variaciones. Para la redacción de este texto, se han considerado los métodos más usuales en nuestro medio, de acuerdo a la literatura técnica consultada (PRUFTECHNIK, 2017). Para mayor detalle sobre los métodos ver (Piotrowski, 2007).

Procedimiento y consideraciones previas (Piotrowski, 2007)

Antes de comenzar con el procedimiento de alineamiento, varios autores recomiendan una serie de pasos para asegurar que la máquina se pueda desplazar tanto como sea requiera para ser alineada. El desplazamiento deber ser posible en la dirección vertical, en sentido positivo y negativo. Esto se puede verificar con la posibilidad de uso de dispositivos de izaje adecuados y también insertando galgas de 2 a 4 mm (0.08” – 0.16”) debajo de la base de ambas máquinas durante la instalación, de tal manera que permita compensar los cambios en los cimientos.

El posicionamiento horizontal de las máquinas debe ser realizado usando “*jack bolts*” o algún dispositivo hidráulico que permita desplazarlas de manera lenta y controlada. Los métodos que consisten en el empleo de martillos dificultan el posicionamiento exacto y pueden dañar las máquinas (i. e. rodamientos).

Procedimiento para instalación de máquinas

En el caso en el que las máquinas tales como bombas, cajas reductoras, compresores u otra maquinaria de planta se estén instalando por primera vez, se deben seguir las siguientes reglas generales. Para ver las recomendaciones completas ver (PRUFTECHNIK, 2017).

- La máquina conducida se instala normalmente primero, y la máquina conductora o motor se alinea al eje de la primera.
- Si la máquina conducida es accionada a través de una caja de engranajes, entonces la caja debería ser alineada a la máquina conducida, y el motor alineado a la caja de engranajes.
- Preparar las caras de la base y la superficie de montaje es de esencial importancia (limpieza).
- Asegurarse que las máquinas se encuentren ubicadas de manera adecuada y uniforme a la basa (soltura estructural, más adelante se describirá a detalle).

Cabe mencionar que la norma (API, 2009) se usa ampliamente en casi todos los tipos de industria y da recomendaciones para un montaje adecuado de los equipos.

Medición y corrección de la soltura estructural (soft-foot)

Corregir la soltura estructural es esencial antes de proceder a corregir el desalineamiento. Tratar de alinear una máquina con soltura estructural, es similar a tratar de ubicar un silla con una pata más corta que las otras. En ese sentido, cualquier ajuste que se haga posterior al montaje, generará diferentes condiciones de desalineamiento.

A continuación, se presentan los 02 tipos de soltura estructural conocidas:

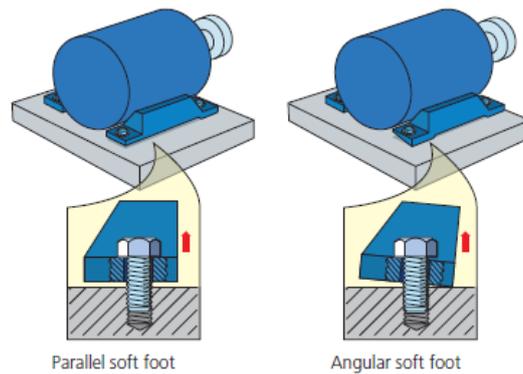


Figura 3-25. Tipos de soldadura estructural: angular y paralelo (PRUFTECHNIK, 2017).

Una soldadura estructural del tipo paralelo indica que la base del equipo y de la estructura soporte son paralelas entre sí. Este caso es fácil de resolver simplemente mediante la adición de placas con el espesor correcto, como se muestra en la Figura 1-5 en la página 11.

En el caso de la soldadura estructural angular, esta es causada porque las superficies forman algún ángulo. Una solución es usar placas en forma de cuñas para llenar el espacio angular entre las superficies (PRUFTECHNIK, 2017).

La medición de la soldadura estructural se puede realizar de las maneras mencionadas a continuación:

- Usando un dial indicador montado con una base magnética: se posiciona encima de una de las patas (bases), luego se cera la medida del indicador y se aflojan los demás pies de la máquina. Se registra cualquier cambio en la medida y se repite para los 04 pies.
- Usando un conjunto de calibre de espesor: se suelta cada uno de los pies, se mide el espacio entre la máquina y la base que aparece en cada pie y se registra. Luego se ajusta y se pasa al siguiente.
- Usando un sistema de alineamiento láser: se afloja una pata a la vez. El sistema de alineamiento láser registra la cantidad de movimiento al soltar cada pie. Luego de vuelve a ajustar y se pasa a la siguiente.

Es posible que la soldadura estructural también ser producto de cargas impuesta por el montaje del sistema de tuberías que conectan, por ejemplo, a una bomba centrífuga (Piotrowski, 2007).

3.5.1 Métodos visuales

Método con regla recta o cuchilla (straigh-edge)

Este método de alineamiento de ejes es el más ampliamente utilizado y constituye una práctica común en muchas plantas, siempre y cuando el acoplamiento entre las máquinas sea del tipo flexible (PRUFTECHNIK, 2017).

El método consiste en comparar la posición de los acoples o los ejes poniendo sobre sus superficies una cuchilla o algún elemento que permita apreciar si hay luz entre los dos lados.

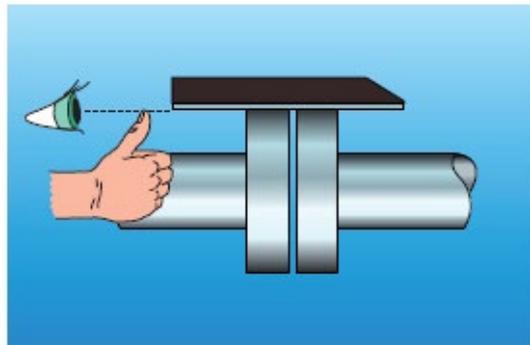


Figura 3-26. Medición del desalineamiento a través de un método visual: la regla recta (PRUFTECHNIK, 2017).

La cuantificación se realiza utilizando el calibrador métrico de hojas (o “calibrador de laines”); con el valor allí medido se corrigen la altura y la lateralidad, quitando o sacando “shims”, o desplazando lateralmente.

Para la angularidad o medida entre caras, se introduce el calibrador de espesores entre las caras del acople, realizando comparaciones arriba-abajo (para la vertical), y derecha-izquierda (para la horizontal). Si en las comparaciones existen diferencias, se tiene una condición de desalineamiento angular.

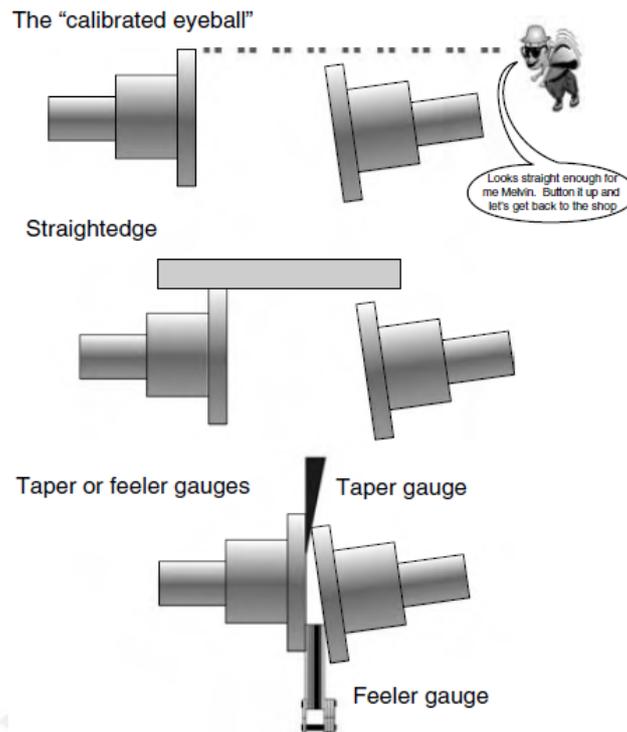


Figura 3-27. Medición del desalineamiento a través de métodos visuales: calibración gruesa, con regla recta y con calibradores de espesor (Piotrowski, 2007)

Dado que la resolución de este método está limitada por la resolución del ojo humano (0.1 mm), es aceptable para una instalación y alineamiento inicial. Adicionalmente, considerando que el estado del acople juega un papel determinante, el cual puede no cumplir la condición de perpendicularidad con el eje, este método podría describirse como “alineamiento de acoplamientos” y no como “alineamiento de ejes”.

Método con láminas (feeler gauges)

Si bien este método está considerado como “visual”, bajo ciertas condiciones y para ciertas máquinas es perfectamente aceptable (PRUFTECHNIK, 2017). Una de las características más importantes de este método es que es aplicable en acoplamientos rígidos, los cuales no permiten ningún tipo de desalineamiento angular o paralelo.

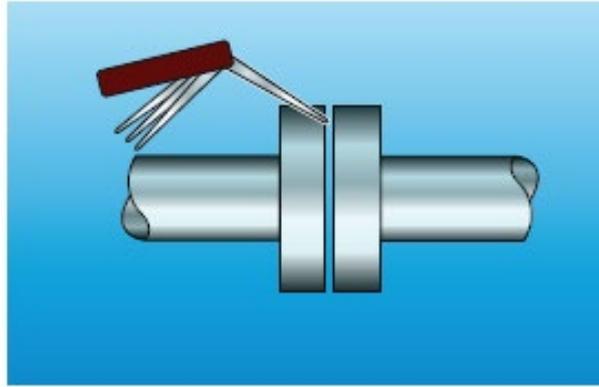


Figura 3-28. Medición del desalineamiento a través de calibradores de espesores (PRUFTECHNIK, 2017). Por ejemplo, para el caso de la instalación o alineamiento de una turbina, en la cual la mitad del acoplamiento forma parte integral del eje del rotor (acoplamiento rígido), es posible alinear adecuadamente las dos mitades del acoplamiento usando galgas o un medidor vernier (PRUFTECHNIK, 2017).

Para las máquinas que usen acoplamientos flexibles, este método presenta las mismas limitaciones que el método anterior y se convertiría en un método para alineación de acoplamientos solamente y no un alineamiento (Piotrowski, 2007). En por estos casos que se han desarrollado los siguientes métodos.

3.5.2 Métodos usando comparadores (*dial indicators*)

El uso de comparadores de dial en la mayoría de tareas de alineamiento de ejes donde se usan acoplamientos flexibles, representa un avance sustancial en la precisión del alineamiento de ejes.

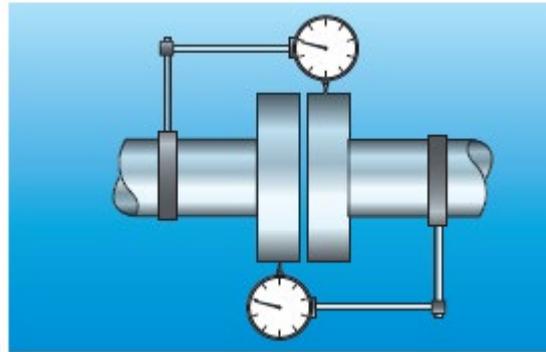


Figura 3-29. Uso de comparadores para detectar el desalineamiento (PRUFTECHNIK, 2017).

Actualmente, existen diferentes configuraciones de los comparadores que pueden ser usadas para el efecto de alinear maquinaria industrial. No obstante, existen una serie de factores que se deben de tomar en cuenta antes de realizar una tarea de alineamiento.

- Deflexión del indicador en voladizo: se debe tener en cuenta que el peso del indicador en un extremo puede afectar la medición. Se soluciona definiendo el cero al montar el indicador en una tubería metálica recta.
- Fricción interna/histéresis: se debe verificar que el cero está en la posición correcta antes de realizar cualquier medición.
- Resolución hasta la centésima de milímetro: Debido a esto, se puede generar un error del orden de (0.005 mm). Esto se puede evitar a través de varios conjuntos de mediciones.
- Errores de lectura: simples errores pueden ocurrir cuando los diales no están en una posición cómoda para realiza la lectura o cuando se tienen otras dificultades o restricciones de tiempo.

- Juego en el arreglo del indicador: pequeños valores de juego pueden pasar desapercibidos, pero afectan las mediciones.
- Juego axial: esto puede afectar las lecturas de angularidad, a menos que se realicen varias mediciones en tal dirección.

A continuación, la imagen Figura 3-30, presenta un resumen de los factores que pueden afectar a los comparadores.

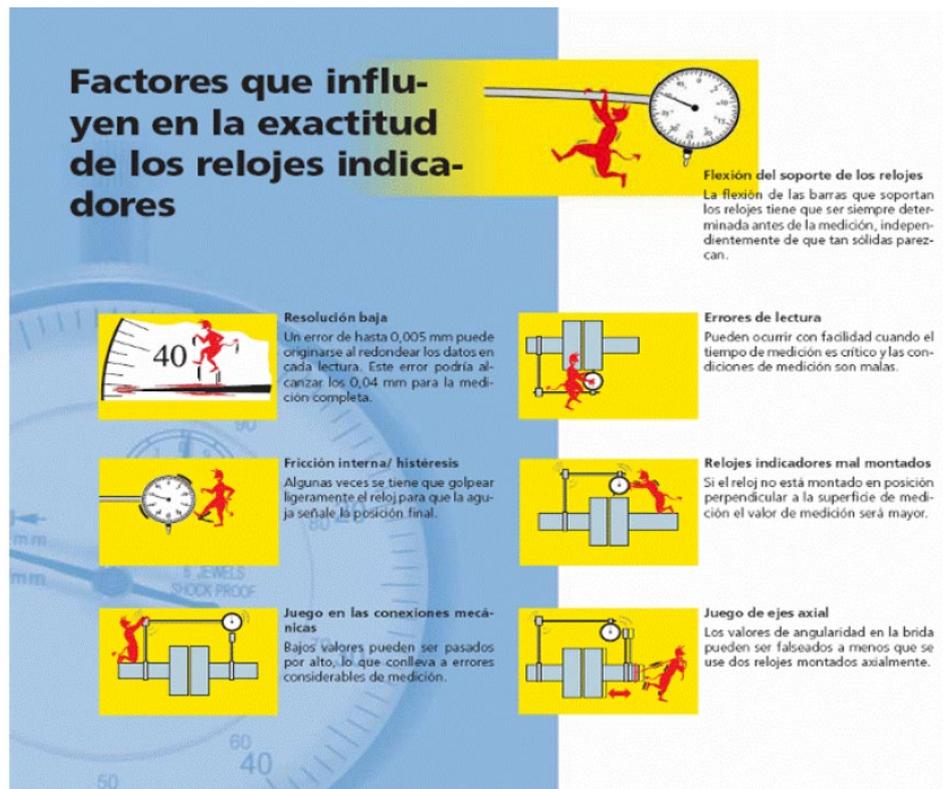


Figura 3-30. Factores de influyen en la exactitud de los comparadores (PRUFTECHNIK, 2017).

Método radial-axial (*rim and face*) – por prueba y error

Se realiza midiendo la excentricidad y el paralelismo con diales comparadores como muestra el arreglo mostrado en la Figura 3-31. La medición debe realizarse en superficies libres de grasa, pintura, herrumbre o polvo, porque estos afectan la precisión de las lecturas.

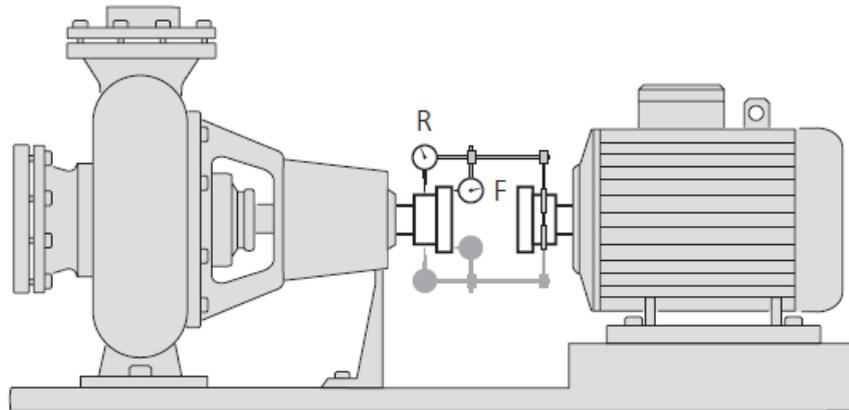


Figura 3-31. Configuración de los comparadores para el método radial-axial (PRUFTECHNIK, 2017).

En algunos casos, basta el entendimiento de las lecturas y la consideración de la geometría de las máquinas, para poder llevar a cabo el alineamiento mediante una serie de pasos de prueba y error. Es fácil identificar cuando este método se ha utilizado pues se pueden visualizar varios calibradores de espesor debajo de la base de la máquina.

Cuando sea posible, este método no debe ser utilizado, ya que usualmente produce un error significativo a la hora de alinear los ejes, y se debe preferir usar los otros métodos de indicadores o los métodos láser.

Método radial-axial (*rim and face*) – algebraico

En este caso, se toma en cuenta la geometría de la máquina y se utiliza la configuración con las medidas indicadas en la Figura 3-32. Este método es más preciso que su versión por prueba y error, dado que las correcciones son calculadas algebraicamente como se muestra en las figuras

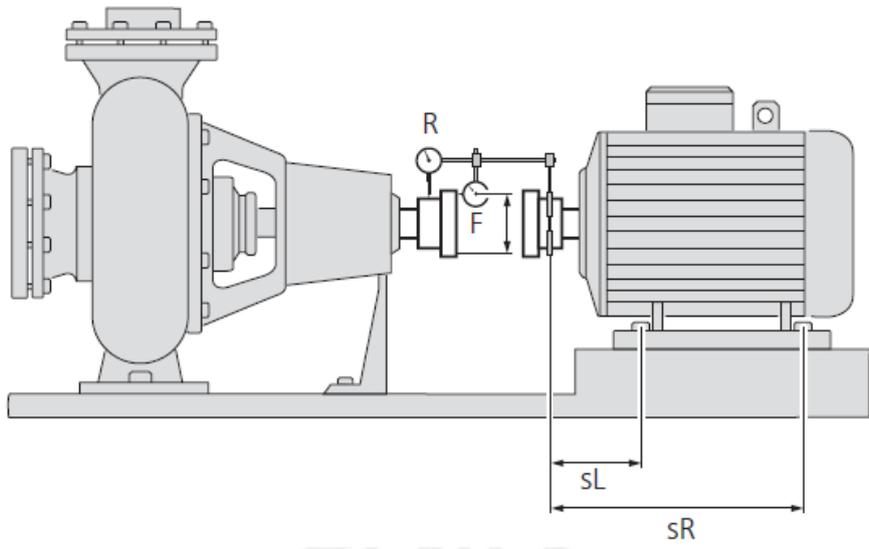


Figura 3-32. Método de la excentricidad y paralelismo (PRUFTECHNIK, 2017).

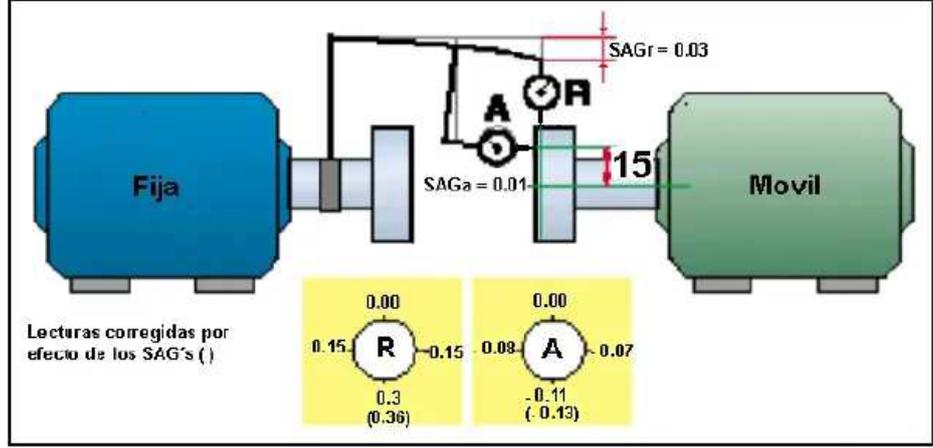


Figura 3-33. Medidas iniciales para el método de excentricidad y paralelismo (Martínez, 2004)

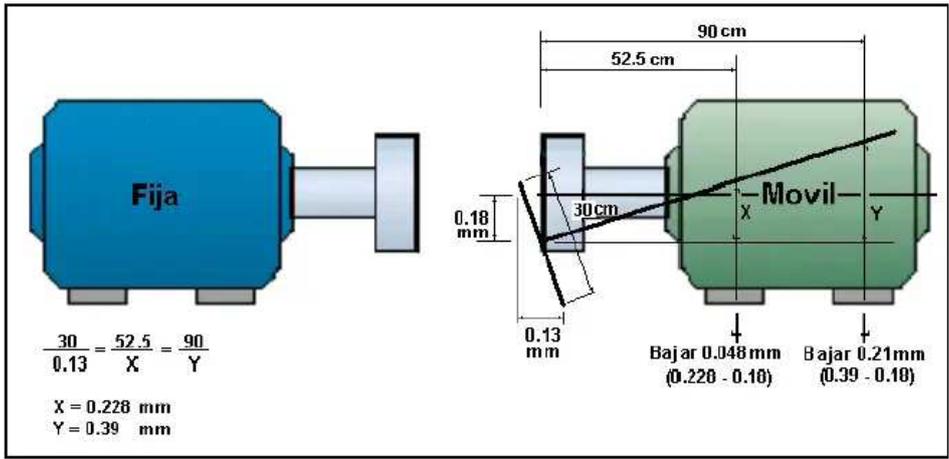


Figura 3-34. Cálculo de la corrección mediante la semejanza de triángulos (Martínez, 2004)

Método comparador inverso – algebraico y gráfico

Este es el método de alineamiento con comparadores más avanzado. Está recomendado por la *American Petroleum Institute* (API, 2009) como el método de alineamiento con comparadores preferido. Se usa la configuración mostrada en la

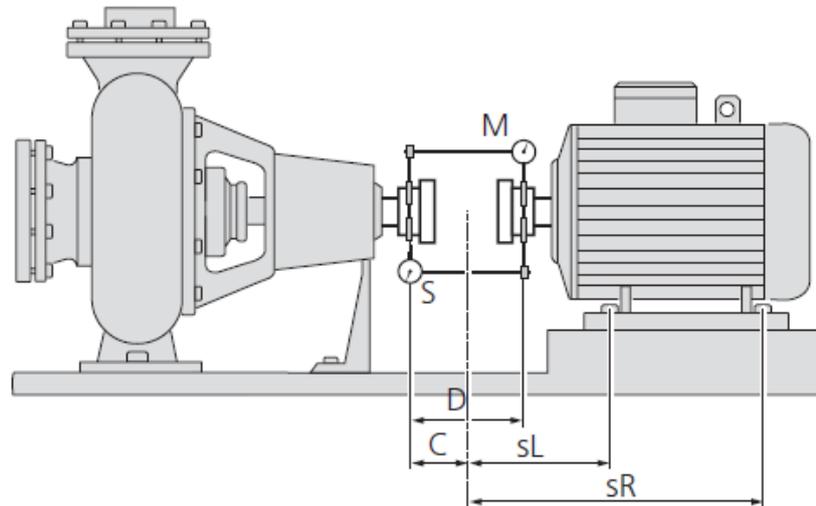


Figura 3-35. Configuración para el método de comparador inverso – algebraico (PRUFTECHNIK, 2017)
Este método recibe su nombre debido a que los comparadores se encuentran en las caras opuestas (o “inversas”) del acoplamiento. Se puede llevar a cabo mediante formulas para calcular los espesores de corrección o movimientos necesarios.

Adicionalmente, se puede realizar de manera gráfica, como se muestra en las figuras, las cuales tiene un valor de escala y están realizadas para el plano vertical y horizontal.

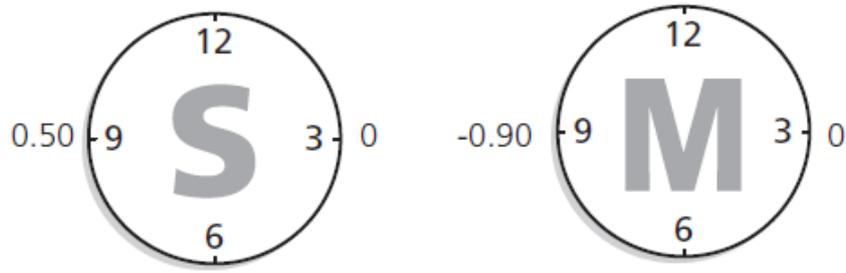


Figura 3-36. Medida de los comparadores en la dirección horizontal (no se toma en cuenta la SAG) (PRUFTECHNIK, 2017)

A continuación, se hará la representación de estos valores en una cuadrícula a escala.

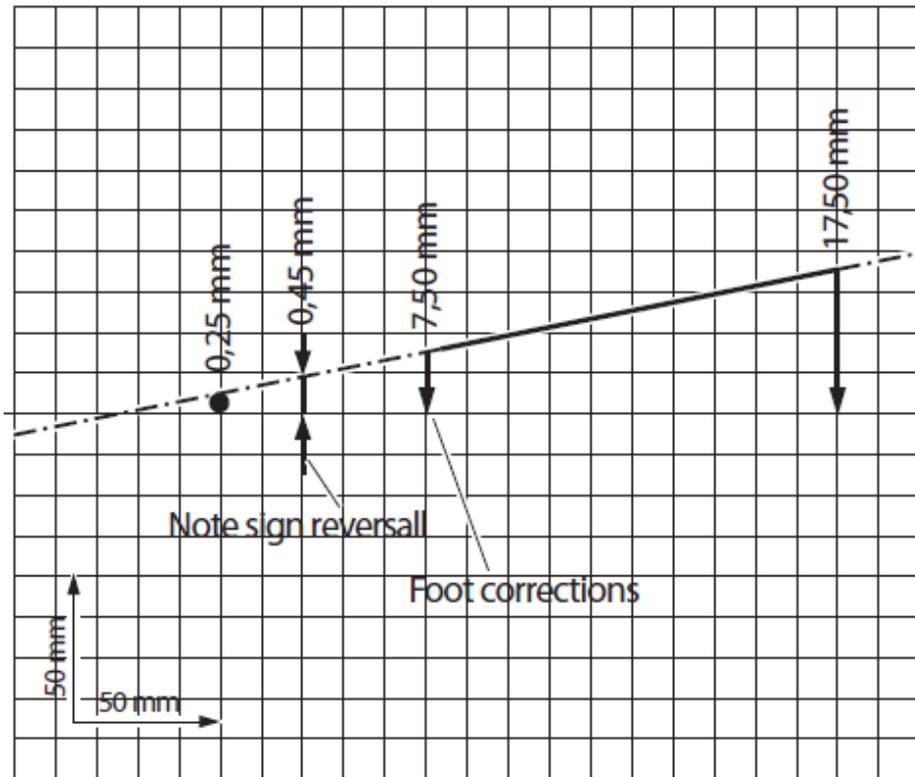


Figura 3-37. Gráfico realizado a partir de las mediciones de los comparadores en el plano horizontal (PRUFTECHNIK, 2017).

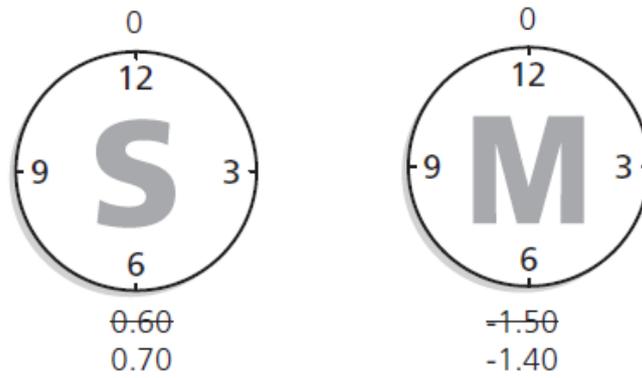


Figura 3-38. Medida de los comparadores en el plano vertical. Se corrigen por el valor del SAG = 0.10mm (PRUFTECHNIK, 2017)

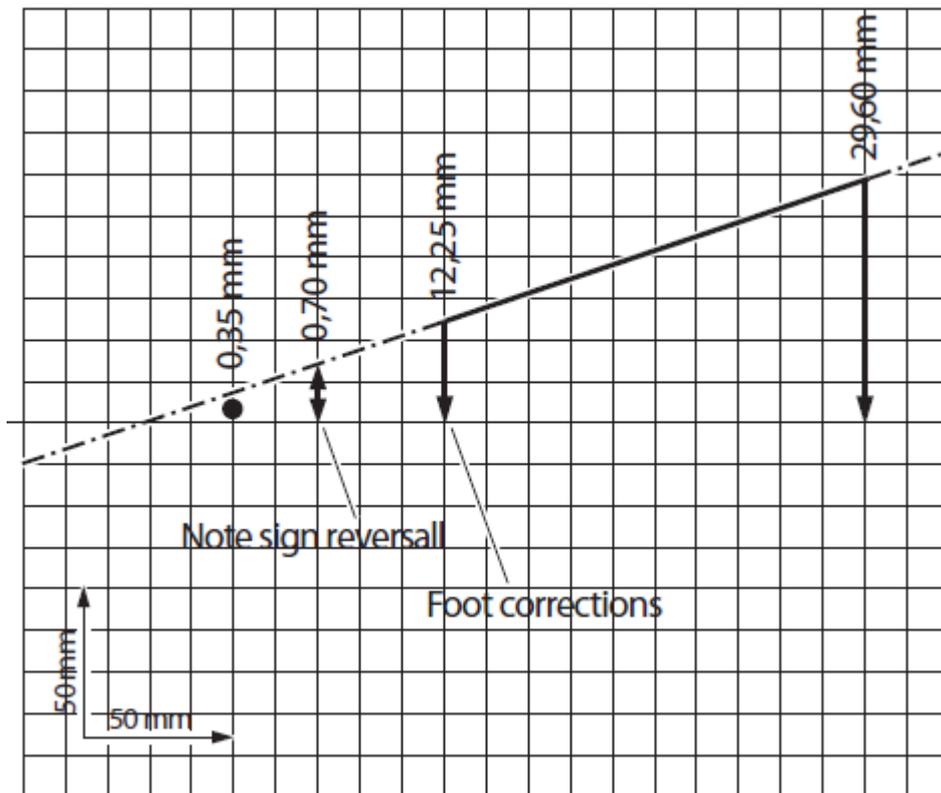


Figura 3-39. Gráficos realizados para el plano vertical a partir de las mediciones obtenidas por los comparadores (PRUFTECHNIK, 2017)

A continuación, se presentarán los sistemas de alineamiento con láser.

3.5.3 Método de alineamiento con láser

Considerando que la calidad del alineamiento es determinante para la confiabilidad de la maquinaria rotativa, siempre se han tratado de hacer optimizaciones tanto en los procedimientos como en los elementos utilizados, con el propósito de garantizar mayor precisión (PRUFTECHNIK, 2017). Un punto de inflexión se dio cuando la empresa alemana “Pruftechnik” introdujo los sistemas de alineamiento empleando tecnología láser. El primer equipo de alineación láser del mercado fue el “Optalign” lanzado en 1984 (PRUFTECHNIK, 2017).



Figura 3-40. Sistema de alineamiento láser. Modelo Rotalign Pro. (PRUFTECHNIK, 2017)

LASER son las siglas de la tecnología significa Luz Amplificada por Emisión Estimulada de Radiación (*Light Amplified by Stimulated Emisión of Radiation*). Para su entendimiento, son claves los siguientes conceptos:

- Fotónica: Campo de la electrónica que se refiere a los elementos semiconductores que emiten y detectan energía.

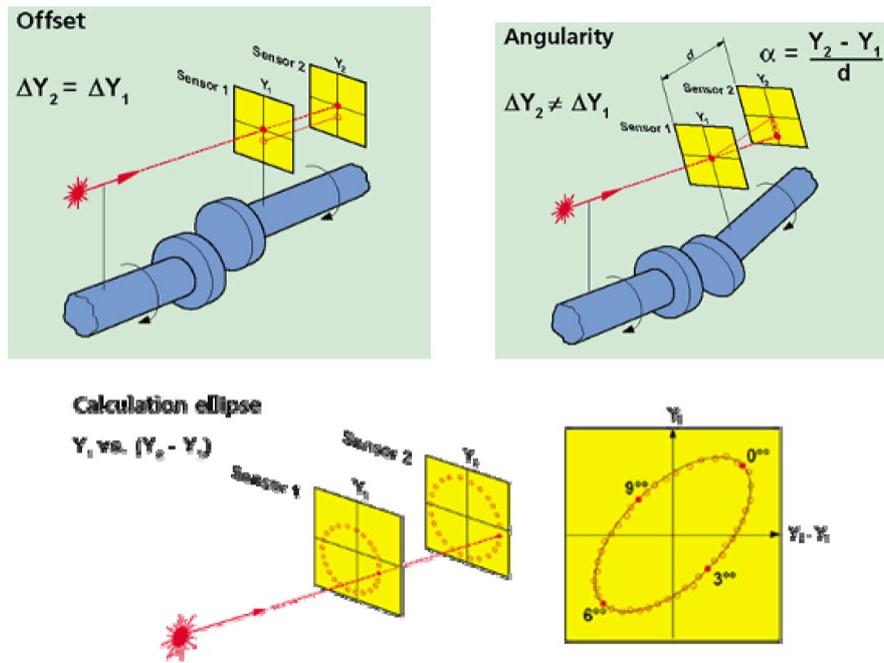


Figura 3-42. Principios de medición del rayo láser (Chaparro & Perdomo, 2007)

En el primer caso, el laser reflejado viaja hasta un elemento reflector, ubicado firmemente mediante abrazaderas al eje de la máquina que se designa inicialmente como móvil. Al regresar e impactar el detector, permite medir la posición relativa de la máquina móvil; al girar el conjunto, en el detector se formará una figura geométrica relacionada con el tipo y la magnitud del desalineamiento entre las 02 máquinas.

Actualmente, este método de alineamiento es el preferido por los siguientes motivos (Chaparro & Perdomo, 2007):

- Permite detectar la soltura estructural (pie flojo)
- Permite alinear máquinas verticales con mayor facilidad
- Permite alineaciones considerando rectitud, planitud, concentricidad y paralelismo.
- Ofrece un diagrama a tiempo real: permite “ver en la pantalla” los movimientos de corrección hasta lograr lo necesario.
- La precisión es máxima, tanto en máquinas donde no se puede realizar el giro completo (para tomar las 3 o 4 mediciones habituales) como en las máquinas donde se puede realizar un barrido continuo.

4. Caso de estudio – Falla por fatiga en el rotor de un ventilador centrífugo

En esta sección se va presentar un caso de estudio presentado en un Simposio de Turbo maquinaria y Bombas sobre el “Alcance multidisciplinario al análisis de falla en componentes de turbomáquinas” (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018).

El caso consiste en un soplador centrífugo que suministra aire para los procesos de una planta, y que ha sido removido para reparación luego de que “la vibración en el equipo alcanzara valores excesivos repentinamente”. El soplador es de una sola etapa, se encuentra ubicado en voladizo y está accionado por una turbina de vapor, que opera en un rango de velocidades de [4'722 rpm – 7'083 rpm].

Al momento de realizarse la inspección del rotor, se encontró que había una parte del rotor que había sido liberada, lo cual causada un desbalance excesivo y altas vibraciones. Ver Figura 4-1.



Figura 4-1. Una parte del rotor presentaba una falta de material (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018) El material del rotor fue identificado como un acero inoxidable 17-4 PH, con una medida de dureza de 28-35 HRC, lo cual sugiere una resistencia a la fluencia aproximada del material de 105ksi (la resistencia a la fluencia es aproximadamente el triple del valor de la dureza). El análisis de la falla comenzó con un estudio metalográfico de la superficie, lo cual identificó a un ciclo elevado de fatiga (*high cycle fatigue*, HCF) como el mecanismo de falla. Otros ensayos destructivos no pudieron ser llevados a cabo debido a que la planta quería reparar el rotor.

Posterior al análisis de materiales, se realizó un análisis mecánico estructural, el cual reunió datos de la planta, tales como histórico del equipo y condiciones en el momento de la falla. El

modelo desarrollado mediante elementos finitos mostró que todos los esfuerzos estaban dentro del rango elástico del material, específicamente con un factor de seguridad superior a 2.0, simulado a la velocidad de operación cuando se detectó el salto de las vibraciones. Ver Figura 4-2.

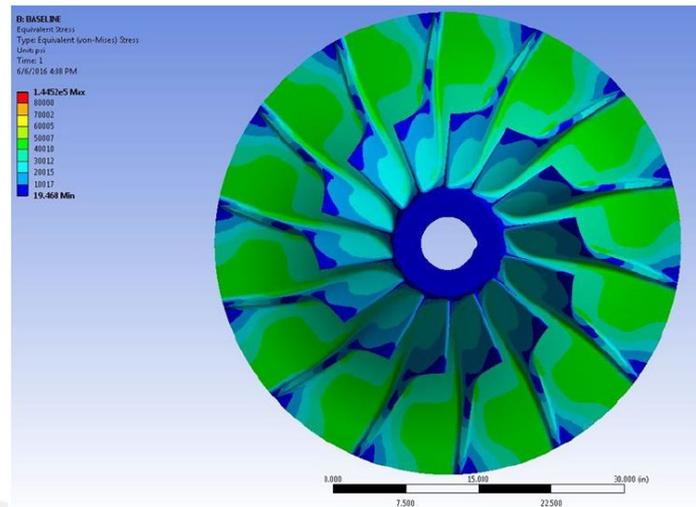


Figura 4-2. Esfuerzos equivalentes generados a la velocidad de operación, en el momento que se registró la falla (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018)

Dado que el análisis metalúrgico indicó que un alto ciclo de fatiga había sido el mecanismo de falla, el siguiente paso en el análisis de ingeniería fue determinar las fuentes externas de carga cíclica que haya podido resultar en valores de esfuerzo alternantes y excesivos sobre la placa del rotor (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018). Las causas más comunes de fuentes directas de cargas cíclicas en ventiladores centrífugos son las frecuencias de paso de las paletas (*Vane Passing Frequencies, VPF*) producto del movimiento del fluido en contacto con el rotor. Cuando estas frecuencias están cerca de alguna frecuencia natural del rotor en alguna velocidad de operación, un estado de resonancia es inminente. Las frecuencias de paso de las paletas se pueden calcular mediante la siguiente ecuación:

$$VPF = \text{Número de paletas} \times \frac{RPM}{60} \quad (4-1)$$

Para estudiar la posibilidad de una posible resonancia, se realizó un análisis modal en el rotor para identificar sus frecuencias naturales. El rotor fue analizado mediante una prueba de

impacto que usa un acelerómetro calibrado y unido al rotor, y un martillo para golpear los puntos exteriores al rotor, como se muestra en la siguiente imagen.



Figura 4-3. Configuración en la parte posterior del rotor para realizar la prueba de impacto (análisis modal) (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018).

Adicionalmente, los resultados obtenidos del análisis modal fueron comparados con los obtenidos por los elementos finitos y se observó una buena correlación entre estos. Posteriormente, con ayuda del Diagrama de Campbell se pudo visualizar que 02 frecuencias naturales interferían con la primera frecuencia de paso de paleta (1xVPF).

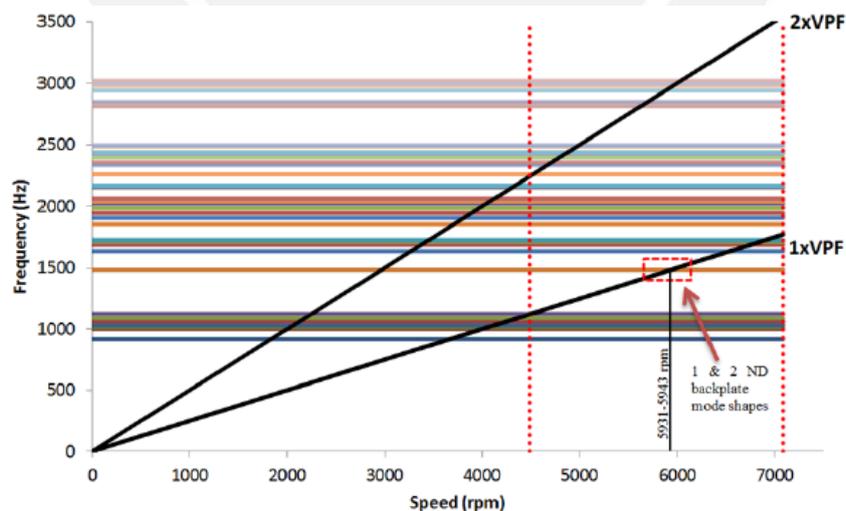


Figura 4-4. Diagrama de Campbell para el rotor (diseño original) (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018) Como se ve en la imagen anterior, entre 5'900-6'000 rpm, existen 02 frecuencias naturales, muy cercanas entre sí, que coinciden con (1x – VPF).

Después de revisar el histórico de operación de la máquina, se encontró que esta fue mantenida por un periodo prolongado dentro del rango de velocidades de 5'900-6'000 rpm, un bajo régimen de operación que se da cuando no se requiere un elevado flujo de aire en la planta.

A pedido del cliente, se hicieron cambios en el diseño del rotor para evitar que este problema de resonancia vuelva a ocurrir. Esto se pudo hacer de diferentes maneras tales como: cambiar el material del rotor o aumentar el número de paletas, pero no eran las más adecuadas técnica y económicamente. En lugar de ello, la solución fue maquinarse el rotor y retirar cierta porción de la placa, como se muestra en la Figura 4-5.



Figura 4-5. Nueva geometría del rotor después de una modificación en el diseño: se extrajo porciones del rotor (Grebinyk, Gowreesan, & Guerrero, 2018)

En este caso, al retirar masa del rotor, las frecuencias naturales de este se desplazaron a valores superiores. Adicionalmente, al cliente se le indicó 02 rangos de operación definidos como “seguros”, dentro de los cuales el rotor podía operar sin problemas, a diferentes regímenes. Ver Figura 4-6.

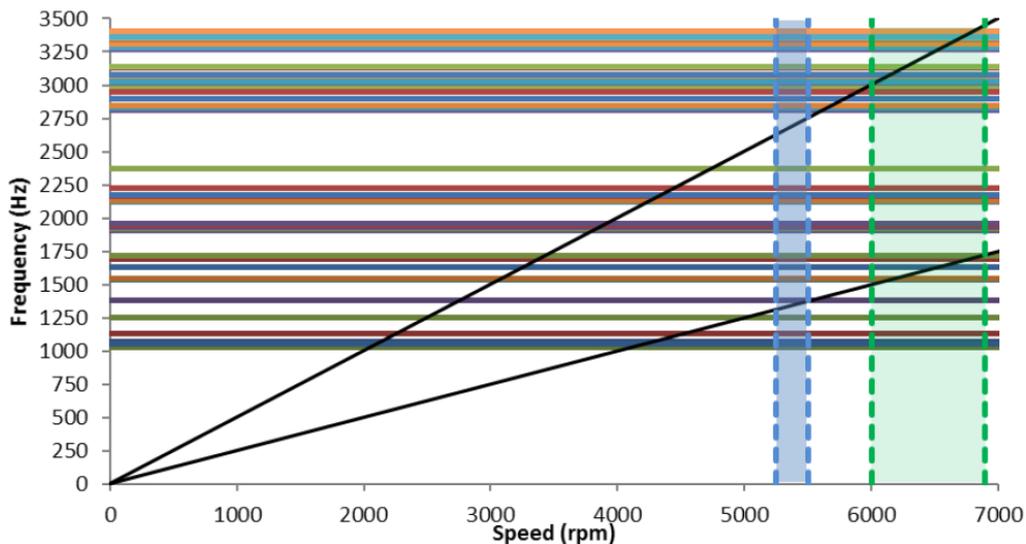


Figura 4-6. Diagrama de Campbell para el rotor modificado (nuevo diseño) (Grebinyk, Gowresan, & Guerrero, 2018)

Como se puede ver en la figura anterior, se señalaron 02 rangos para operación seguros: para bajo y a alto requerimiento de aire. Esto se comprobó mediante un análisis modal para el rotor modificado, y desde que este nuevo rotor fue instalado, no se han reportado fallas.

En síntesis, en este caso se reportó una turbomáquina de alta velocidad (7'000 rpm) por alta vibración. Se detectó que tenía una condición de desbalance producida por una rotura del rotor. De acuerdo a lo presentado en este Trabajo, tal condición pudo modelarse como un comportamiento flexible (dependiendo de las deflexiones) de 02 planos (debido a la dimensión axial).

Para balancear el rotor solo se podía trabajar en un plano: la placa del rotor. En este caso, se optó por retirar masa para conseguir una condición de balanceo adecuada, así como para cambiar los valores de la frecuencia natural de la estructura del rotor, con el objetivo de evitar la resonancia.

5. Conclusiones

A partir de los métodos mencionados y la literatura consultada, se puede concluir que los Métodos de Balanceo actuales están enfocados a sistemas de control activos, mediante actuadores y elementos magnéticos. No obstante, los principios básicos que emplean estos siguen siendo los tradicionales.

Siguiendo las recomendaciones de los diversos autores consultados, el orden para abordar un posible caso de desbalance debe ser el siguiente: en primer lugar, se debe medir y corregir la soltura estructural. Posterior a ello, se debe realizar un procedimiento de alineamiento, de preferencia con un sistema láser o con el método de comparador invertido. Después de haber realizado estos 02 pasos previos, es que se debe proceder a evaluar la posibilidad del desbalance y efectuar el método correspondiente (que usualmente, suele ser lo más costoso).

Por otro lado, el caso de estudio presentado muestra que los problemas presentes en la realidad son complejos, y que se requieren cada vez nuevas herramientas de análisis. En esta línea, la comprensión de los conceptos de Dinámica de Rotores tales como “Métodos de Balanceo” y “Diagrama de Campbell” permiten visualizar efectos particulares del funcionamiento de los rotores, así como encontrar nuevas soluciones que satisfacen el criterio técnico y económico.

6. Bibliografía

- Aguilar, E. (2020). *Diseño, fabricación y análisis dinámico de un rotor rígido sobre cojinetes magnéticos radiales*. Tesis de bachiller., Lima.
- Alencastre, J. (2017). *Vibraciones. Separatas del Curso*. Lima: Uso interno. .
- API. (2009). *686 - Recommended Practice for Machinery Installation and Installation Design*. Washington, DC - USA: American Petroleum Institute.
- ASTM. (2017). *G40-17, Standard Terminology Relating to Wear and Erosion*. West Conshohocken, USA: ASTM Standard .
- Budynas, R. (2011). *Shigley's mechanical engineering design* . New York, USA: McGraw-Hill .
- Chaparro, J., & Perdomo, C. (2007). *Alineamiento de Maquinaria Industrial*. Barrancabermeja: RBM.
- Corne, B., Knockaert, J., & Desmet, J. (2017). Misalignment and Unbalance Fault Severity Estimation Using Stator Current Measurements. *IEEE 11th International Symposium on Diagnostics for Electrical Machines, Power Electronics and Drives*. (págs. 2,3). Tinos, Grecia: IEEE.
- Dodge. (2015). *DODGE Power Transmission Components Catalog*. Baldor Electric Company.
- Ehrich, F. F. (1992). *Handbook of Rotordynamics*. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company .
- Foiles, W., & Gunter, E. (1998). Review: Rotor Balancing. *Shock and Vibration*, 7.
- Grebinyk, K., Gowreesan, V., & Guerrero, R. (2018). Multidisciplinary Approach to Failure Analysis of Turbomachinery Components. *47th Turbomachinery & 34th Pump Symposia* (págs. 19-23). Houston, Texas: Texas A&M Engineering Experiment Section .

- ISO. (2015). *13373-3 - Condition monitoring and diagnostics of machines - Vibration condition monitoring - Part 3: Guidelines for vibration diagnosis*. Switzerland: ISO copyright office.
- ISO. (2016a). *21940-11 - Mechanical vibration - Rotor balancing - Part 11: Procedures and tolerances for rotors with rigid behavior*. Vernier, Geneva, Switzerland: ISO copyright office.
- ISO. (2016b). *21940-12 - Mechanical vibration - Rotor balancing - Part 12: Procedures and tolerances for rotors with flexible behavior*. Vernier, Geneva, Switzerland: ISO copyright office.
- ISO. (2017). *21940-2 - Mechanical vibration - Rotor Balancing - Part 2: Vocabulary*. Switzerland: ISO copyright office.
- ISO. (2018). *13373-1 Condition monitoring and diagnostics of machines - Vibration condition monitoring - Part 1: General procedures*. Geneva, Switzerland: ISO copyright office .
- ISO. (2019a). *21940-1 - Mechanical vibration - Rotor balancing - Part 1: Introduction*. Switzerland: ISO copyright office.
- Landim, D. (2013). *Balancamento de Rotores utilizando os Métodos dos 3 pontos e do Coeficiente de Influência*. Rio de Janeiro, Brasil: Universidad Federal do Rio de Janeiro.
- Martínez, C. (2004). *Técnicas de Alineamiento y Balanceo*. Lima: Vibro Technology S.R.L.
- Mott, R. (2004). *Machine Elements in Mechanical Design* . Upper Saddle River, New Jersey, USA: Pearson: Prentice Hall.
- Moubray, J. (1997). *Reliability-centred Maintenance*. Asheville, North Carolina, USA: Aladon LLC.
- Pereira, J. C. (2005). *Introdução à Dinâmica de Rotores*. Florianópolis : Universidade Federal de Santa Catarina .

- Piotrowski, J. (2007). *Shaft Alignment Handbook*. Boca Ranton, FL, USA: Taylor & Francis Group - CRC Press.
- Ponge-Ferreira, W. (2019). Velocidade Crítica & Balanceamento de Rotor Flexível . En W. Ponge-Ferreira, *Velocidade Crítica & Balanceamento de Rotor Flexível* (págs. 11-12). São Paulo, Brasil: Departamento de Engenharia Mecânica - USP .
- PRUFTECHNIK. (2017). *An Engineer's Guide to shaft alignment, vibration analysis, dynamic balancing and wear debris analysis*. Ismaning, Germany: PRUFTECHNIK AG.
- Rieger, N. F. (1986). *Balancing of Rigid and Flexible Rotors*. Washington, DC: Technical Information Division, Naval Research Laboratory .
- Senko, R., Morais, J., Almeida, A., & Aquino, S. (2013). *Estudo do Comportamento Dinâmico de Rotores e Controle dos Níveis de Vibração sob Desbalanceamento Rotativo* . Campina Grande - PB, Brasil: Universidade Federal de Campina Grande .
- SKF. (2018). *Catálogo de Acoplamentos*. SKF Group. Obtenido de https://www.skf.com/binary/tcm:12-317965/0901d196806fd7be-SKF-Couplings---15822_2-EN_tcm_12-317965.pdf
- Swanson, E., Powell, C., & Weissman, S. (2005). A Practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes. *Sound and Vibration*. Ohio, North Carolina, New Jersey.
- Taylor, J. L. (1994). *The Vibration Analysis Handbook*. Vibration Consultants .
- Thomson, W. T. (1981). *Theory of Vibration with Applications* . Englewood Cliffs, New Jersey : Prentice-Hall, Inc. .
- Vance, J. M., Zeidan, F., & Murphy, B. (2010). *Machinery Vibration and Rotordynamics*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc. .
- Vogel, E. (2018). Shaft Alignment Methodology, Part 1: General Principles, Methods, Practices and Tolerances. *47th Turbomachinery & 34th Pump Symposia* (pág. 1). Houston, Texas: Texas A&M Engineering Experiment Station .

Zhou, S., & Shi, J. (2001). *Active Balancing and Vibration Control of Rotating Machinery: A Survey*. Ann Harbor, Michigan, USA: Sage Publications.

