industriales
etsii

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Universidad Politécnica de Cartagena

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

DISEÑO DE UNA MÁQUINA EQUILIBRADORA DE PRECISIÓN

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERIA MECANICA

Autor: **Pedro Javier Munuera Otón**
Director: José Luis Aguirre Martínez

Cartagena, 26 de Junio del 2017

ÍNDICE

CAPÍTULO 1. OBJETIVOS Y ESTRUCTURA DEL PROYECTO

1.1. INTRODUCCIÓN 1

1.2. OBJETIVOS 3

1.3. METODOLOGÍA EMPLEADA 4

1.4. ESTRUCTURA DEL PROYECTO 5

CAPITULO 2. FUNDAMENTOS DEL EQUILIBRADO DE MÁQUINAS

2.1. INTRODUCCIÓN 7

2.2. DISEÑO Y EQUILIBRADO DE MAQUINAS 9

2.3. OPERACIÓN, MANTENIMIENTO Y EQUILIBRADO DE MAQUINAS 13

2.4. ROTORES RIGIDOS Y FLEXIBLES 14

2.5. FUNDAMENTOS DEL DESEQUILIBRIO DE ROTORES RIGIDOS 16

2.5.1. ROTORES RÍGIDOS. DESEQUILIBRIO ESTÁTICO 17

2.5.2. ROTORES RÍGIDOS. DESEQUILIBRIO DINÁMICO 19

2.5.3. ROTORES RÍGIDOS. DESEQUILIBRIO ESTÁTICO Y DINÁMICO 19

2.5.4. EQUILIBRADO ESTÁTICO. MÉTODOS 21

2.5.5 EQUILIBRADO ESTÁTICO-DINÁMICO. MÉTODO 33

2.5. FUNDAMENTOS DEL DESEQUILIBRIO DE ROTORES FLEXIBLES 40

2.5.1. MÉTODO DEL EQUILIBRADO MODAL 41

CAPÍTULO 3. EQUIPOS DE MEDIDA Y DIAGNOSIS DEL EQUILIBRIO DE MÁQUINAS

3.1. INTRODUCCIÓN 44

3.2. FUERZA DESEQUILIBRADORA Y VIBRACIONES EN MÁQUINAS. CAUSAS DEL DESEQUILIBRIO EN OPERACIÓN 45

3.3. REPERCUSIÓN DE LAS FUERZAS DESEQUILIBRADORAS EN EL FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA 47

3.3.1. CONSECUENCIAS DE LAS FUERZAS DESEQUILIBRADORAS 47

3.4. EQUIPAMIENTO PARA LA MEDIDA DE LA VIBRACION Y DE LA FASE DE LAS FUERZAS DESEQUILIBRADORAS 49

3.4.1. TRANSDUCTORES DE VIBRACIÓN 49

3.4.1.1. Tipos de transductores 49

3.4.1.2. Parámetros de medida 51

3.4.1.3. Técnicas de montaje 52

3.4.2. MEDIDOR DE FRECUENCIA DE ROTACION. TACOMETRO 53

3.4.2.1. Tipos de tacómetro y su funcionamiento 53

3.4.3. DISPOSITIVO DEL EQUIPO Y ANÁLISIS DE DATOS 56

3.4.4. MASA INICIAL ESTIMADA 58

3.5. DESEQUILIBRIO Y ESPECTRO DE VIBRACION 59

3.6. CONSIDERACIONES PARA LA DIAGNOSIS DEL DESEQUILIBRIO 61

3.6.1. DESEQUILIBRIO DE ROTORES 61

3.6.2. EXCENTRICIDAD 62

3.6.3. ENTREHIERRO NO UNIFORME EN ROTORES ELECTRICOS 63

3.6.4. EJE DEFORMADO 64

3.6.5. DESALINEACION 65

3.6.6. HOLGURAS 66

3.6.7. RESONANCIAS 67

CAPITULO 4. NORMATIVA DE SEVERIDAD DE VIBRACIÓN Y EQUILIBRADO DE ROTORES RÍGIDOS

4.1. INTRODUCCIÓN. 69

4.2. SEVERIDAD DE LA VIBRACIÓN. CARTA DE RATHBONE. 70

4.3. EVOLUCIÓN HISTÓRICA DE LA NORMATIVA. 72

4.4. ISO 10816. Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas 75

4.5. UNE 20113-14. Máquinas eléctricas rotativas. Vibraciones mecánicas de determinadas máquinas con altura de eje igual o superior a 56 mm. Medición, evaluación y límites de intensidad de vibración. 80

4.6. ISO 1940-1. Requisitos de calidad de equilibrado para rotores rígidos Parte 1: Especificación y verificación de las tolerancias de equilibrado 81

4.6.1. TÉRMINOS Y DEFINICIONES 81

4.6.2. ASPECTOS DE INTERES DEL DESEQUILIBRIO 85

4.6.2.1. General 85

4.6.2.2. Representación del desequilibrio 85

4.6.2.3. Efectos del desequilibrio 87

4.6.2.4. Planos de referencia para las tolerancias del desequilibrio 87

4.6.2.5. Planos de corrección 87

4.6.2.6 Desequilibrio residual permisible 89

4.6.3. CONSIDERACIONES DE SIMILITUD 89

4.6.3.1. Desequilibrio residual permisible y masa del rotor 89

4.6.3.2. Desequilibrio residual permisible específico (excentricidad) y velocidad de servicio. 90

4.6.4. ESPECIFICACIONES DE LAS TOLERANCIAS DE EQUILIBRADO 91

4.6.4.1. Generalidades 91

4.6.4.2. Grados G de calidad del equilibrado 91

4.6.4.3. Evaluación Experimental 92

4.6.4.4. Métodos basados en un objetivo específico 95

4.6.4.5. Métodos basados en la experiencia adquirida 95

4.6.5. ASIGNACIÓN DEL DESEQUILIBRIO RESIDUAL ADMISIBLE EN LOS DOS PLANOS DE TOLERANCIA 96

4.6.5.1 En plano único 96

4.6.5.2. En dos planos 96

4.6.6. ASIGNACIÓN DE LAS TOLERANCIAS DE EQUILIBRADO EN LOS DOS PLANOS DE CORRECCIÓN 98

4.6.7. ROTORE MONTADOS. EQUILIBRADO IN SITU. 98

4.6.7.1. Generalidades 98

4.6.7.2. Equilibrado integral del rotor 99

4.6.7.3. Equilibrado a nivel de componente 99

4.6.8. VERIFICACIÓN DEL DESEQUILIBRIO RESIDUAL 100

4.6.8.1. Generalidades 100

4.6.8.2. Criterios de aceptación 100

4.6.8.3. Verificación en una máquina de equilibrado 101

4.6.8.4. Verificación in situ. 101

4.6.9. EJEMPLO DE ESPECIFICACIÓN DEL DESEQUILIBRIO RESIDUAL ADMISIBLE BASADO EN EL GRADO DE CALIDAD DEL EQUILIBRADO G Y ASIGNACIÓN A LOS PLANOS DE TOLERANCIA 102

4.6.10. REGLAS PARA LA ASIGNACIÓN DE TOLERANCIAS DE EQUILIBRADO A PARTIR DE LOS PLANOS DE TOLERANCIA A LOS PLANOS DE CORRECCIÓN 105

4.6.10.1. Generalidades. 105

4.6.10.2. Planos de corrección interiores a los planos de tolerancia. 105

4.6.10.3. Planos de corrección exteriores a los planos de tolerancia 105

CAPITULO 5. DISEÑO DE UNA MAQUINA EQUILIBRADORA PARA ROTORES RIGIDOS DE HASTA 80 Kg DE PESO

5.1. INTRODUCCIÓN 108

5.2. ESPECIFICACIÓN DE DISEÑO 110

5.3. CÁLCULO Y DISEÑO DE LA BANCADA 111
5.3.1. Bancada inferior 112
5.3.1.1. Cerramientos 113
5.3.1.2. Perfiles. 114
5.3.2. Soporte de los apoyos. 114
5.3.2.1. Base. 115
5.3.2.2. Perfiles UF. 115
5.3.2.2. Guía del vástago. 116
5.4. CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS PUNTOS DE APOYO DEL ROTOR 117
5.4.1. Desplazamiento respecto al eje X 118
5.4.2. Desplazamiento respecto al eje Y 118
5.4.2.1. Eje vertical. 119
5.4.2.2. Tope inferior. 120
5.4.2.3. Muelle vertical. 120
5.4.3. Desplazamiento respecto al eje Z 129
5.4.3.1. Guías de desplazamiento lateral. 131
5.4.3.2. Muelles horizontales. 132
5.4.4. Rotación respecto al eje X 134
5.4.4.1. Rodamientos. 134
5.4.4.2. Eje de los rodamientos. 135
5.4.4.3. Apoyo de disposición variable. 135
5.4.5. Rotación respecto al eje Y 137
5.4.6. Rotación respecto al eje Z 138
5.5. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO 139
5.5.1. Motor. 139
5.5.2. Correa. 140
5.5.2.1. Cálculo fuerza vertical de arranque y funcionamiento. 141
5.5.3. Polea. 142
5.5.4. Soporte del motor. 143

5.5.5. Sistema de tensores. 144
5.5.5.1. Anclajes a los perfiles HEB. 144
5.5.5.2. Estructura de los tensores. 145
5.5.5.3. Manivela. 145
5.5.5.4. Tensores. 146
5.6. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE MEDIDA 146
5.6.1. Acelerómetro. 147
5.6.2. Tacómetro. 147
5.6.3. Soporte del tacómetro. 148
5.7. ESTUDIOS Y COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA Y FRECUENCIA 149
5.7.1. Apoyo de precisión. 151
5.7.1.1. Estudio de resistencia. 151
5.7.1.2. Estudio de frecuencia. 154
5.7.2. Soporte de los apoyos. 155
5.7.2.1. Estudio de resistencia. 155
5.7.2.2. Estudio de frecuencia 160
5.7.3. Soporte motor. 161
5.7.3.1. Estudio de resistencia. 161
5.7.3.2. Estudio de frecuencia 162
5.7.4. Sistema de tensores. 163
5.7.3.1. Estudio de resistencia. 163
5.7.3.2. Estudio de frecuencia 165

CAPITULO 6. CONCLUSIONES

6.1. INTRODUCCIÓN 166
6.2. CONCLUSIONES GENERALES 167
6.3. CONCLUSIONES ESPECÍFICAS 168
6.4. DESARROLLOS FUTUROS 169

BIBLIOGRAFIA 171

ANEXOS 173

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Ventajas e inconvenientes del lugar de equilibrado.

Tabla 2. Recomendaciones del número de planos en el que equilibrar según la firma IRD Mechanalysis.

Tabla 3. Medidas de los niveles de vibración y ángulos de la fase del ejemplo 2.

Tabla 4. Medidas empleadas para cuantificar la vibración

Tabla 5. Software para cálculo de equilibrado en dos planos.

Tabla 6. Software para cálculo de equilibrado en un plano.

Tabla 7. Fuerza vertical soportada con rotores simétricos.

Tabla 8. Fuerza vertical soportada con centros de gravedad descentrados.

Tabla 9. Selección del muelle vertical.

Tabla 10. Ángulo de contacto según el rotor y apoyo seleccionado.

Tabla 11. Propiedades acero galvanizado.

Tabla 12. Propiedades acero inoxidable AISI 316.

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Fuerza de desequilibrio asociada a una mala distribución de la masa.

Figura 2. Apariencia del desequilibrio estático y dinámico.

Figura 3. a) Equilibrado estático, b) Equilibrado dinámico c) la combinación de ambos.

Figura 4. Vibración libre en una pletina empotrada por un extremo.

Figura 5. Rango de velocidades de giro que permite distinguir el comportamiento rígido o flexible de un rotor en relación a la velocidad de ensayo y ubicación de su frecuencia natural.

Figura 6. Diferencia de comportamiento entre rotores rígidos y flexibles a diferentes velocidades.

Figura 7. Desequilibrio estático de un rotor.

Figura 8. Equilibrado estático de un rotor.

Figura 9. Desequilibrio dinámico de un rotor.

Figura 10. Equilibrado dinámico en un rotor.

Figura 11. Desequilibrio estático y dinámico en un rotor

Figura 12. Equilibrado del desequilibrio estático y dinámico

Figura 13. a) Modelo de rotor con desequilibrio dinámico. b) Compensación del desequilibrio dinámico mediante masas en dos planos de corrección.

Figura 14. Esquema de colocación de la instrumentación para el equilibrado en un plano sin utilizar la medida de la fase de la vibración.

Figura 15. Esquema de colocación de las masas de referencia para el equilibrado en un plano sin utilizar la medida de la fase de la vibración.

Figura 16. Diagrama vectorial para resolver el problema de equilibrado en un plano sin medidor de fase o keyphasor.

Figura 17. Sentido en el que se toma el ángulo α en el que se encuentra el desequilibrio en función de la relación entre Vt y V3.

Figura 18. Esquema de colocación de la instrumentación para el equilibrado en un plano utilizando la medida de la fase de la vibración.

Figura 19. Medida de la amplitud de la vibración (V) y de la fase temporal (t) directamente de las señales temporales de vibración y sonda tacométrica.

Figura 20. Medida de la amplitud de la vibración (V) y de la fase (θ) directamente de las señales del espectro de vibración y de la sonda tacométrica.

Figura 21. Posicionamiento de la masa de referencia y sentido en el que se miden los ángulos en el rotor.

Figura 22. Diagrama vectorial para resolver el problema de equilibrado en un plano con medida de la fase.

Figura 23. Esquema en el que se presenta la diferencia angular entre el sensor del tacómetro y el de medida de vibración.

Figura 24. Montaje equilibrado del ejemplo 1.

Figura 25. Diagrama vectorial del ejemplo 1.

Figura 26. Esquema de colocación de la instrumentación para el equilibrado en dos plano utilizando la medida de la fase de la vibración.

Figura 27. Representación vectorial de los niveles de vibración. Ejemplo2.

Figura 28. Efecto de la variación de la rigidez de los soportes en la forma y frecuencia de los tres primeros modos de vibración de un eje.

Figura 29. Distribución de pesos para la corrección del primer modo de flexión.

Figura 30. Distribución de pesos para la corrección del segundo modo de flexión.

Figura 31. Distribución de pesos para la corrección del tercer modo de flexión.

Figura 32. Desequilibrio mecánico en un rotor.

Figura 33. Esquema de funcionamiento de la sonda de desplazamiento

Figura 34. Transductor de velocidad

Figura 35. Acelerómetro piezoeléctrico

Figura 36. Relación de los parámetros de medida con la frecuencia.

Figura 37. Funcionamiento de un tacómetro óptico

Figura 38. Tacómetro estroboscópico.

Figura 39. Tacómetro por contacto.

Figura 40. Montaje del equipamiento de medición

Figura 41. Comparativa entre la señal temporal de la sonda tacométrica y la señal de vibración.

Figura 42. Onda de vibración descompuesta en su espectro en frecuencia y en tiempo.

Figura 43. Componentes armónicas de un movimiento periódico complejo.

Figura 44. Espectro de vibración.

Figura 45. Espectro rotor desequilibrado

Figura 46. Desfase entre las señales temporales de dos sondas de proximidad colocadas a 90.

Figura 47. Espectro motor con entrehierro no uniforme.

Figura 48. Eje deformado.

Figura 49. Espectro eje deformado.

Figura 50. Espectro desalineación del eje.

Figura 51. Espectro eje con holguras.

Figura 52. Espectro eje con vibraciones con varias frecuencias resonantes excitadas.

Figura 53. Carta de Rathbone (años treinta). Primera guía de referencia para valorar la severidad de la vibración de una máquina.

Figura 54. Norma IEC 34-14. Grado de severidad de la vibración de una máquina.

Figura 55.Severidad de la vibración según ISO 2372.

Figura 56. Severidad de la vibración según ISO 2373.

Figura 57. Severidad de la vibración según ISO 3945.

Figura 58. Direcciones de mediada de las vibraciones en máquinas con disposición horizontal.

Figura 59. Direcciones de mediada de las vibraciones en máquinas con disposición vertical.

Figura 60. Severidad de la vibración según ISO 10816.

Figura 61.- Severidad de la vibración según UNE 20113-14.

Figura 62. Guía para el grado de calidad del equilibrado G según el tipo de máquina.

Figura 63. Desequilibrio específico residual permisible basado en el grado de calidad del equilibrado G y la velocidad de servicio n

Figura 64. Norma DIN

Figura 65. Rotor interior con centro de masa en posición asimétrica

Figura 66. Rotor exterior con centro de masa en posición de sobrecarga

Figura 67. Maquina equilibradora para ejes de hasta 80kg.

Figura 68. Maquina equilibradora en posición de funcionamiento.

Figura 69. Bancada inferior.

Figura 70. Cerramiento del lado largo.

Figura 71. Cerramiento del lado corto.

Figura 72. Cerramiento del soporte del motor.

Figura 73. HEB100 de 1 metro de longitud.

Figura 74. HEB100 de 710 milímetros de longitud.

Figura 75. Soporte de los apoyos.

Figura 76. Tabla de sujeción a la bancada.

Figura 77. Perfil lateral UF 60.3

Figura 78. Perfil superior UF 60.3

Figura 79. Guía del vástago

Figura 80. Apoyo de precisión.

Figura 81. Grados de libertad.

Figura 82. Conjunto eje, tope y muelle.

Figura 83. Eje vertical.

Figura 84. Tope inferior.

Figura 85. Unión del eje con el soporte.

Figura 86. Fuerzas verticales en el rotor apoyado.

Figura 87. Desplazamientos del rotor sobre los apoyos.

Figura 88. Variación de la frecuencia natural según la posición del centro de masas a los apoyos.

Figura 89. Variación aproximada de la frecuencia natural, según la inercia del rotor en el caso más desfavorable.

Figura 90. Guías de desplazamiento lateral. En posición de funcionamiento.

Figura 91. Unión superior. En posición de funcionamiento.

Figura 92. Unión inferior. En posición de funcionamiento.

Figura 93. Guías de desplazamiento lateral.

Figura 94. Unión por presión.

Figura 95. Estudio de los muelles horizontales.

Figura 96. Rodamientos de apoyo con disposición variable.

Figura 97. Rodamiento NUTR.

Figura 98. Eje de los rodamientos.

Figura 99. Posición 1, juego A, distancia entre centros 64 mm.

Figura 100. Posición 2, juego B, distancia entre centros 51 mm.

Figura 101. Posición 3, juego C, distancia entre centros 43 mm.

Figura 102. Posición 4, juego A, distancia entre centros 37 mm.

Figura 103. Montaje del conjunto.

Figura 104. Giro permisible entre eje y soporte.

Figura 105. Soporte de rodamientos.

Figura 106. Detalle de la unión atornillada

Figura 107. Sistema de accionamiento del rotor.

Figura 108. Fuerza de tensión necesaria en el arranque.

Figura 109. Polea.

Figura 110. Soporte del motor y polea.

Figura 111. Escuadras de sujeción.

Figura 112. Chapa de sujeción.

Figura 113. Sistema de tensores.

Figura 114. Anclajes.

Figura 115. Detalles de las conexiones atornilladas.

Figura 116. Estructura de los tensores.

Figura 117. Manivela.

Figura 118. Roldana KRE 32 PPA de SKF.

Figura 119. Detalla del montaje de los tensores.

Figura 120. Endevco, Model 7290E.

Figura 121. Sensores de reflexión sobre espejo E3T-SR4.

Figura 122.Unión del tacómetro al soporte de sujeción.

Figura 123. Sistema de agarre.

Figura 124. Posicionamiento del tacómetro en la medida.

Figura 125. Vista explosionada del apoyo de precisión.

Figura 126. Modelo de cálculo del apoyo del rotor.

Figura 127. Resultados de esfuerzos de Von Mises.

Figura 128. Resultados del factor de seguridad.

Figura 129. Resultados de deflexiones.

Figura 130. Resultados comprobación de los tornillos.

Figura 131. Resultados de esfuerzos de Von Mises.

Figura 132. Resultados del factor de seguridad

Figura 133. Resultados de deflexiones.

Figura 134. Resultados comprobación de los tornillos.

Figura 135. Resultados de los modos de vibración del apoyo de precisión.

Figura 136. Fuerzas que actúan en el apoyo de precisión.

Figura 137. Cálculo de las reacciones en las guías.

Figura 138. Modelo de cálculo en elementos finitos de los componentes a estudio.

Figura 139. Resultados de esfuerzos de Von Mises.

Figura 140. Resultados del factor de seguridad.

Figura 141. Resultados de deflexiones.

Figura 142. Comprobación de uniones atornilladas.

Figura 143. Resultados de esfuerzos de Von Mises.

Figura 144. Resultados del factor de seguridad.

Figura 145. Resultados de deflexiones.

Figura 146. Resultados de los modos de vibración del soporte del apoyo.

Figura 147. Resultados de esfuerzos de Von Mises.

Figura 148. Resultados de deflexiones.

Figura 149. Resultados del factor de seguridad.

Figura 150. Resultados de los modos de vibración del conjunto motor-polea con su soporte.

Figura 151. Resultados de esfuerzos de Von Mises.

Figura 152. Resultados de deflexiones.

Figura 153. Resultados del factor de seguridad

Figura 154. Resultado del primer modo de vibración del enganche a la estructura de los tensores.

Figura 155. Resultado del primer modo de vibración de la estructura de los tensores.

CAPÍTULO 1

OBJETIVOS Y ESTRUCTURA DEL PROYECTO

1.1. INTRODUCCIÓN

Sin duda el desequilibrio mecánico en los equipos rotativos es una de las principales causas de vibración, pero este problema resulta relevante si se analizan los modos de fallo más frecuentes de las máquinas. El desequilibrio por su idiosincrasia, es probablemente la causa principal de un buen número de fallos en elementos mecánicos como: rodamientos, cierres mecánicos, cojinetes, transmisiones mecánicas, deformación de ejes, etc. Las fuerzas desequilibradoras generan esfuerzos fluctuantes sobre estos elementos mecánicos, sobre los cuales se inicia un defecto funcional que va evolucionando, debido a la carga cíclica, hasta el fallo.

Pero este problema no existe desde el origen de las primeras máquinas rotativas ideadas por el ser humano, como es el caso de las ruedas de los carros, de los molinos empleados para obtener harina, o incluso, de las primeras norias que facilitaban el trabajo de nuestros antepasados aprovechando la energía hidráulica. En realidad estos artilugios rotaban a una velocidad moderada y las fuerzas del desequilibrio carecían en la mayoría

de los casos de importancia. Con la invención de la primera máquina de vapor y su utilización de forma masiva a partir de la revolución industrial en el siglo XIX, las máquinas comenzaron a moverse a velocidades considerables y, las fuerzas de desequilibrio adquirieron definitivamente todo su importancia en la fase de construcción de los primeros vehículos automóviles, en ferrocarriles y en la industria en general.

Desde ese momento hasta nuestros días las máquinas han sido diseñadas para alcanzar velocidades cada vez mayores, sobre todo en el sector del automóvil, pero especialmente en el diseño de las turbo-máquinas que pueden girar a más de 20000 rpm.

Las fuerzas de desequilibrio se caracterizan por su dependencia cuadrática de la velocidad y, por lo tanto, es de vital importancia diseñar cualquier equipo con un grado de equilibrado aceptable y constatable mediante indicadores que nos permitan cuantificar el grado de equilibrio alcanzado una vez construida la máquina. Se puede afirmar que un buen equilibrado no se puede alcanzar si no se ha realizado un buen diseño de cada uno de los elementos que conforman un equipo rotativo. En un motor se deben pesar y equilibrar por separado cada uno de los mecanismos del mismo y, proceder a continuación a un equilibrado de conjunto del mecanismo, volante de inercia-cigüeñal-biela-pistón. En la fase de diseño se debe dejar previsto donde va a ser necesario hacer el ajuste final de distribución de masas.

No todas las máquinas se pueden equilibrar de igual forma, con el mismo grado de precisión y con el mismo método. Por ejemplo, el turbocompresor de un motor debe estar equilibrado con mucha precisión, ya que su elevada velocidad de funcionamiento no soportaría grandes fuerzas desequilibradoras si causar un fallo grave en el mismo. La mayor precisión se consigue mediante una máquina equilibradora que sea capaz de sustentar el rotor de la forma más libre posible.

En el presente trabajo se ha diseñado una máquina que no impide el movimiento del elemento a equilibrar en ninguno de sus movimientos, aunque es cierto que no todos los grados de libertad poseen el mismo tipo de restricción. Además para conseguir un buen grado de precisión es necesario que no existan frecuencias resonantes estructurales o de cualquier rigidez que limite el movimiento en una dirección concreta.

Se debe conseguir que en una franja suficientemente de revoluciones, la máquina equilibradora no se vea afectada por la presencia de alguna frecuencia natural que pueda provocar un error en los sensores de media, tanto de vibración como de fase.

Para valorar el grado de desequilibrio se utiliza, entre otras, la norma ISO 1940, que ha sido estudiada y utilizada en el presente proyecto. Esta norma es de aplicación tanto para los equilibrados in situ, como para los procedimientos de equilibrado con máquina.

En general, las máquinas equilibradoras se diseñan para un grupo de elementos mecánicos concretos, como es el caso de las máquinas para equilibrado de ruedas de vehículos, para rodetes o hélices marinas, para rotores de motores eléctricos, etc. En este trabajo se ha diseñado una máquina para rotores con dos apoyos y el centro de gravedad comprendido entre ellos interiormente.

1.2. OBJETIVOS

Para el desarrollo del presente trabajo se plantearon una serie de objetivos generales y, unos requisitos que debía cumplir el diseño final. Una vez iniciado el trabajo se modificaron alguno de los requisitos. Los objetivos planteados inicialmente se modificaron con la finalidad de permitir un abanico de rotores a equilibrar mucho mayor del previsto. Se estableció como requisito de peso máximo del rotor a equilibrar de 80 kg. Por lo tanto, las dimensiones de la máquina se vieron afectadas, ya que debería permitir variar la distancia entre apoyos hasta 1 metro de longitud.

Teniendo en cuenta estas modificaciones los objetivos iniciales fueron:

1.- Diseñar una máquina equilibradora para rotores rígidos cuyo peso esté comprendido entre 5 y 80 Kg.

2.- Calcular los elementos estructurales exentos de frecuencias naturales en el ancho de banda comprendido entre 8 Hz y 60 Hz.

3.-Realizar un diseño suficientemente detallado que permita la construcción de la máquina equilibradora. Se aportará por la tanto, los planos constructivos.

4.- Realizar la programación necesaria para obtener las medidas de vibración y fase en dos planos, así como las medidas correctoras para equilibrar el rotor.

5.- Implementar en el proceso de cálculo la norma ISO 1940.

Para conseguir los objetivos se plantearon las siguientes fases de trabajo:

a) Estudio de los fundamentos del equilibrado estático y dinámico de rotores.

b) Recopilación de información sobre las máquinas comerciales existentes.

c) Estudio de la cadena de medida.

d) Diseño de los distintos elementos que configuran la máquina equilibradora. Análisis resistente y dinámico de dichos elementos.

e) Desarrollo de una hoja de cálculo para la toma de medidas y obtención de resultados.

f) Redacción final del trabajo.

1.3. METODOLOGÍA EMPLEADA

La metodología empleada ha consistido en realizar inicialmente una búsqueda de información sobre los fundamentos del desequilibrio, diferentes métodos del equilibrado de rotores, sistemas de medida necesarios para la realización de las medidas, normativa referente al equilibrado y grado de desequilibrio, máquinas equilibradoras existentes en el mercado, etc. Concluida esta fase, se realiza un pre-diseño que cumpliera con aquellos aspectos funcionales esenciales que debía verificar la máquina. En esa fase del trabajo se apreció que la máquina debía tener un sistema de sustentación que le permitiera en los apoyos todos los giros posibles (3 grados de libertad). Así mismo, los tres grados de libertad de traslación deberían de tener restricciones calculadas para que no aparecieran fenómenos resonantes.

Para ello fue necesario diseñar un sistema específico para cada uno de los movimientos. El cabeceo del rotor y el desplazamiento vertical debía estar restringido por dos muelles que no tuviera sus frecuencias naturales en el rango de funcionamiento para el equilibrado de la máquina. En concreto, ambas frecuencias naturales (cabeceo y desplazamiento vertical) debían estar comprendidas por encima del límite máximo, que se estableció en las restricciones iniciales (60Hz). Igualmente se procedió para el giro sobre el eje vertical y la traslación horizontal, en este caso para darle más estabilidad al mecanismo, se dispusieron cuatro muelles en cada apoyo que controlaban el movimiento y, cuyas frecuencias naturales, debían estar también por debajo de la frecuencia mínima (8Hz). Respecto de la rotación, no solo no debía impedirse el movimiento, sino que debía minimizarse las fuerzas de rozamiento para que el rotor pudiera ser accionado por un pequeño motor eléctrico de corriente continua, que pudiera transmitir el par necesario a la velocidad requerida por medio de una correa plana. Finalmente el movimiento axial, en principio es un movimiento que no debería existir, ya que no hay fuerzas en esa dirección, no obstante la única restricción que existe al respecto es la fricción del eje en los apoyos.

Una vez diseñados los apoyos, para permitir los movimientos anteriormente mencionados se seleccionaron los elementos mecánicos necesarios y se diseñaron los elementos estructurales de cada apoyo. El siguiente paso consistió en diseñar la estructura que debía soportar todos los elementos: rotor, apoyos, motor eléctrico y bancada. Esta debía cumplir con la condición de poder ajustar, en dirección axial, la posición de los apoyos en función del tamaño de los rotores a equilibrar. La bancada tuvo un proceso de rediseño hasta conseguir un buen equilibrio entre el peso y rigidez de la misma y su respuesta dinámica desde el punto de vista frecuencial. Todas las frecuencias naturales debían estar por encima del límite máximo establecido (60 Hz). Así mismo, se vio que la bancada debía de disponer de un sistema de tensión de la correa plana que permitiera que la tracción de la correa estuvieran siempre en el plano vertical,

ya que el plano de medida de vibración y fase utilizado en este proyecto es el horizontal. Para conseguir el tensado pretendido, fue necesario colocar pequeños tensores sobre guías para ajustar las distancias.

Una vez concluido el diseño en SolidWorks, se procedió al mallado parcial de los apoyos y total de la estructura para resolver por el Método de Elementos Finitos (MEF), el cálculo de resistencia estructural y el análisis frecuencial, donde se obtuvieron las frecuencias naturales de la estructura y se apreció que algunos refuerzos introducidos en el diseño inicial eran innecesarios y además entraban en resonancia a frecuencias excesivamente bajas. Se volvió a rediseñar la estructura, hasta conseguir un comportamiento próximo al óptimo.

Respecto al procedimiento de cálculo se ha desarrollado una hoja de cálculo que permite introducir los valores de amplitud de la vibración y de la fase, y calcula para dos planos, la ubicación de las masas a colocar y su cantidad. Obviamente, la misma cantidad de masa se puede quitar a 180 grados de la posición calculada por la hoja de cálculo. También se puede obtener el grado de equilibrado alcanzado según la ISO 1940.

1.4. ESTRUCTURA DEL PROYECTO

Este Trabajo Final de Grado (TFG) se ha estructurado es 6 capítulos, donde se ha recopilado los fundamentos del equilibrado de máquinas, los procedimientos de medida y corrección del desequilibrio, el diseño mecánico y su justificación y, finalmente, las conclusiones más relevantes. A continuación se describirá con algo más de detalle, los contenidos de cada capítulo.

En el capítulo 1, el presente, se ha expuesto la justificación del TFG, así como los objetivos iniciales planteados y las modificaciones realizadas en las fases iniciales del proyecto y las que posteriormente han sido requeridas en el proceso de optimización del resultado final. Se ha explicado la metodología de trabajo para un mayor conocimiento de los problemas que ha sido necesario abordar.

En el capítulo 2 se han aportado los fundamentos del desequilibrio para rotores rígidos con medida de la fase y sin ella. Igualmente se ha detallado los fundamentos matemáticos que definen el equilibrado en un plano y en dos, aportándose un par de ejemplos. Para el equilibrado en dos planos se ha elaborado una hoja de cálculo que permite determinar las masas correctoras y su ubicación respecto de la señal tacométrica.

En el capítulo 3 se describe el proceso de medida. Se han detallado los distintos tipos de sensores necesarios para la medida de la vibración y la fase de esta con respecto a una señal tacométrica. Teniendo en cuenta que el desequilibrio es fácilmente detectable a través de un espectro de vibración, se ha analizado otros defectos mecánicos que pueden inducir a un error de diagnóstico por su semejanza con el espectro característico

del desequilibrio. Se ha comparado con el espectro que define el defecto de eje doblado, resonancia, desalineación, etc.

En el capítulo 4 se ha realizado una recopilación histórica de la normativa que se ha utilizado para valorar los niveles de vibración de distintos tipos de máquinas en función de su velocidad de giro, así como, la normativa actualmente en vigor que permite subdividir los equipos dinámicos según su funcionalidad, tamaño, potencia y velocidad de giro. En este capítulo se ha analizado de forma minuciosa los contenidos de la norma ISO 1940 que permite valorar el grado de equilibrado de un rotor o máquina en su conjunto. La norma se puede aplicar tanto para el equilibrado estático como dinámico.

El capítulo 5 hace referencia al diseño y cálculos justificativos de la máquina equilibradora diseñada. Se ha documentado de forma detallada cada uno de los sistemas que componen la máquina: accionamiento, tensado de la correa plana, montaje de los distintos rotores, transductores de medida, etc. Dado que el objetivo principal de este proyecto es conseguir un diseño donde no existan posibles resonancias estructurales a nivel global o local de la estructura, se ha analizado mediante Solidworks el comportamiento en frecuencia, así como, la verificación en cuanto al cumplimiento de los requisitos de resistencia mecánica.

Aunque no se recoge en este capítulo las múltiples modificaciones realizadas para garantizar el cumplimiento de la especificación técnica inicial, resulta interesante saber que el diseño final ha sido objeto de múltiples modificaciones dimensionales y funcionales de cada uno de los sistemas. Los planos constructivos se aportan como un anexo al trabajo.

Finalmente en el capítulo 6 se aportan las conclusiones más relevantes encontradas en el desarrollo de este TFG y las posibles líneas de futuro que pueden permitir una mejora en el diseño. También se aconseja realizar los ensayos pertinentes mediante la Técnica de Análisis Modal que permita contractar los resultados teóricos obtenidos con el comportamiento real de la máquina equilibradora una vez construida.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS DEL EQUILIBRADO DE MÁQUINAS

2.1. INTRODUCCIÓN

El desequilibrio es una de las fuentes más frecuentes de vibraciones mecánicas en máquinas con partes rotativas. Diariamente es posible encontrar el fenómeno del desequilibrio en máquinas subestimando muchas veces su efecto. La vibración es un factor muy importante que debe ser considerado en el diseño de las máquinas actuales, especialmente donde la elevada velocidad de rotación y la fiabilidad son aspectos significativos a tener en cuenta.

El desequilibrio genera unos esfuerzos sobre el sistema, variables con el tiempo, que produce vibraciones. Dichas vibraciones son un fenómeno indeseable en los sistemas mecánicos. En el supuesto de un rotor, se entiende por desequilibrio, cuando la fuerza y el momento resultante en los apoyos no es cero o constante.

Se pueden diferenciar tres tipos de desequilibrio mecánico: desequilibrio estático, desequilibrio dinámico y la combinación de ambos. En la práctica el desequilibrios más frecuente y el más utilizado para los cálculos de equilibrado es la combinación de ambos desequilibrios.

Como equilibrado designamos al hecho de determinar y compensar un desequilibrio mecánico, es decir, el centrado de las masas de un cuerpo que gira de forma que el eje de inercia coincida con el eje de rotación. Con el equilibrado se eliminan del rotor masas o se añaden masas al mismo, de manera que el centro de gravedad o el eje de inercia principal coincidan con el eje de rotación.

El equilibrado de un rotor se puede realizar, o bien directamente en la máquina o estructura soporte donde se encuentra, equilibrado 'in-situ', o bien llevando el rotor a una máquina de equilibrar, equilibrado 'ex-situ', este método es mucho más preciso debido a que no tienen interferencias de vibraciones de otra naturaleza que no sea el desequilibrio. Cada uno de ellos tiene sus ventajas y sus inconvenientes que se muestran en la tabla siguiente: .

Lugar de equilibrado	Ventajas	Inconvenientes
'in-situ'	• No es necesario desmontar ni trasladarlo el rotor de su ubicación en el equipo. • En el proceso de equilibrado el rotor gira sobre sus propios apoyos. • La velocidad de equilibrado es la misma que la de operación. • No se necesita un equipo especial.	• Tiene que ser posible parar y poner en marchas el equipo varias veces. • Las zonas del rotor en las que se debe medir y corregir deben estar accesibles. • Si en el equipo existe otro tipo de defectos, desalineación, roce, etc. puede cometerse un error importante o incluso no ser posible el equilibrado.
'ex-situ'	• Alta precisión en los cálculos y correcciones. • Fácil manejo del equipo de equilibrado. • En estos equipos el rotor se encuentra al descubierto y por tanto se puede acceder a cualquiera de sus partes para realizar las correcciones oportunas.	• Necesidad de desmontar y trasladar el rotor. • Los apoyos no son los mismos que los que se utilizan durante operación normal. • La velocidad de equilibrado suele ser diferente a la de servicio. • Los equipos de equilibrado son caros.

Tabla 1. *Ventajas e inconvenientes del lugar de equilibrado*

El equilibrado "ex-situ" contemplado en este trabajo, pretende alcanzar un nivel de precisión alto, el manejo del equipo es fácil y se puede acceder a cualquiera de las partes del rotor. Aunque sus desventajas son: que se necesita desmontar y trasladar el rotor,

los apoyos no son los mismos que durante la operación de la máquina, la velocidad de giro de operación suele ser diferente y es caro de realizar.

Se puede cuantificar la cantidad de desequilibrio que tiene un rotor como el producto de una masa desequilibrante M por la distancia al eje de rotación también llamada excentricidad. El desequilibrio se suele representar por la letra U y la excentricidad por la letra e. Por lo que podemos afirmar que:

$$U = M \cdot e$$

Podemos hallar la excentricidad que provoca una masa de peso conocido colocada a una determinada distancia de eje de giro de rotor a partir de la formula anterior. Ya que la cantidad de desequilibrio de una masa conocida es el producto de su masa y su posición respecto al eje. De esta manera podemos saber el lugar y la cantidad de masa que se ha de poner o quitar en el rotor para eliminar esta cantidad de desequilibrio. Dependiendo del tipo de rotor que tengamos y el método de equilibrado que se vaya a utilizar, se realiza de una manera diferente el cálculo de esta masa o masas equilibradoras y la posición en las que se deben colocar.

Es necesario conocer cuál es la cantidad de desequilibrio admisible para un rotor para que las máquinas funcionen correctamente, sin vibraciones, y con el menor coste posible. No ajustar correctamente el grado de precisión de equilibrado puede suponer una calidad insuficiente y que el rotor vibre, o bien una calidad excesiva, lo cual será beneficioso para el rotor pero habrá tenido un coste muy alto sin ser necesario. Para determinar cuál puede ser ese desequilibrio residual permisible en cada elemento existe una normativa específica, se desarrollará con detalle en el capítulo 4. Estas normas dan una serie de recomendaciones para realizar correctamente el equilibrado y cuales son les desequilibrios máximos tolerables para los diferentes tipos de rotores que se pueden encontrar en la industria.

2.2. DISEÑO Y EQUILIBRADO DE MAQUINAS

El desequilibrio en una parte rotativa de una máquina es uno de los defectos más importantes a tener en cuenta a la hora de asegurar el buen funcionamiento de la máquina y prolongar su vida útil. Actualmente en el sector industrial es muy importante conseguir unos objetivos de eficiencia, optimización de procesos y productos industriales con el objetivo de ser lo más competitivos posibles y aumentar la calidad del producto y el beneficio. Para lograr estos objetivos las maquinas deben funcionar en sus condiciones óptimas durante el mayor tiempo posible y tener un mantenimiento enfocado en la prevención para asegurar su buen funcionamiento y evitar paradas en la producción. Debido a estos hechos, es de vital importancia que los componentes

rotativos de dichas máquinas mantengan un grado de equilibrado dentro de los márgenes recomendados por la norma.

El desequilibrio puede estar producido por cargas externas, que introducen una fuerza desequilibradora en el sistema, debido a las condiciones de operación de la máquina. Esta situación puede ser modificable al cambiar las condiciones de operación de la máquina, por el contrario, si el desequilibrio está producido por una distribución de masas heterogénea en el rotor producida en el proceso de diseño y fabricación del elemento, aparecerá una fuerza de inercia asociada al rotor que es debida a esta distribución heterogénea, el desequilibrio será permanente y deberá de ser corregido a partir de un método de equilibrado.

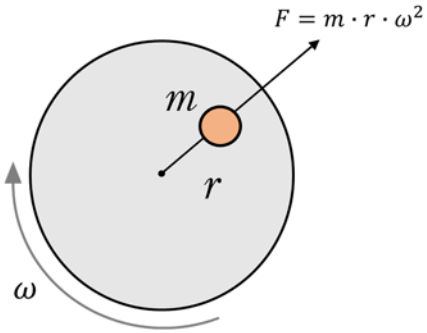


Figura 1. *Fuerza de desequilibrio asociada a una mala distribución de la masa.*

Un bueno diseño y un buen proceso de producción son esenciales para que el elemento rotatorio no comience con un desequilibrio demasiado significativo desde el principio. En la etapa de diseño, se debe procurar que el centro de gravedad de la pieza diseñada ,definido por la distribución de la masa de la pieza a una referencia dada, este localizado en el eje de rotación que tenga el elemento en su situación de operación. Esta distribución de masas puede parecer muy fácil en elementos como rotores, volantes de inercia, etc., pero es una labor mucho más compleja en piezas cuya distribución de masas no sea completamente simétrica respecto al eje principal de la pieza, como por ejemplo el diseño de un cigüeñal.

Aunque en el proceso de diseño se consiga un distribución geométrica perfecta, es en el proceso de producción donde más posibilidades hay de que se produzca un desequilibrio en el resultado final obtenido, ya que el material nunca tienen una densidad igualmente distribuida por toda su extensión debido por ejemplo a imperfecciones como mezclas de materiales imperfectas o pequeñas burbujas de aire encerradas dentro del material.

Además, todos los procesos de producción tienen limitaciones respecto al resultado geométrico, dando como resultado una pieza cuyas medidas están dentro de unas tolerancias respecto a las medidas geométricas de diseño.

Por estos y otros motivos es imposible (o demasiado caro) realizar una pieza que no tenga ningún tipo de desequilibrio inicial. Por ello, se debe ajustar lo máximo posible este desequilibrio dentro de unos márgenes que se consideren aceptables.

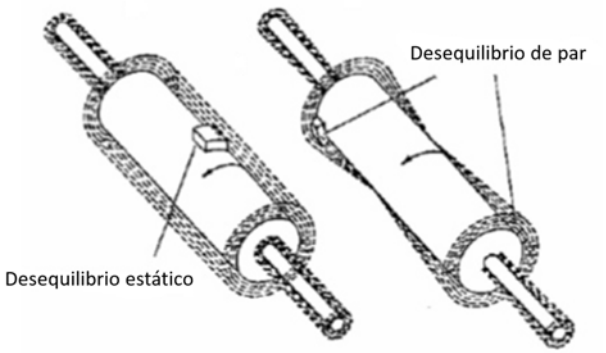
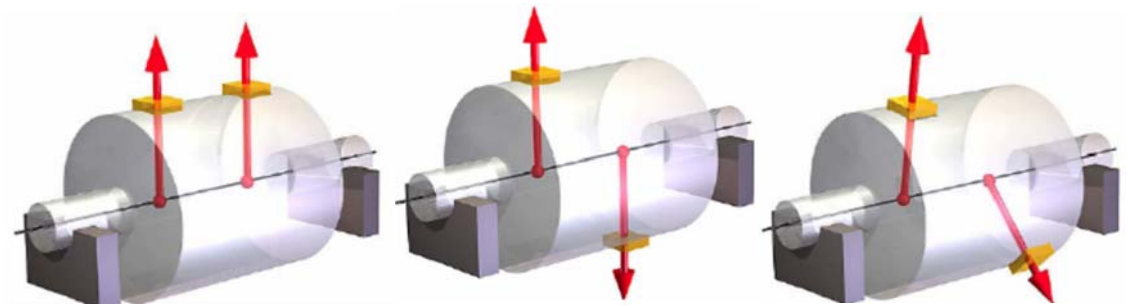


Figura 2. *Apariencia del desequilibrio estático y dinámico.*

El equilibrado implica el cambio de la distribución de masas del rotor para prevenir la aparición de fuerzas centrífugas desequilibrantes, y con ellas las fuerzas de reacción en los apoyos. Estas fuerzas no se pueden eliminar por completo, pero se limitaran para que estén dentro de un rango de valores permisible.

El equilibrado estático consiste en hacer coincidir el centro de gravedad del rotor con el eje de giro. Esto se realiza por lo general añadiendo o eliminando una masa a la pieza giratoria en el plano del desequilibrio. La variación de masa introducida deberá producir el mismo desequilibrio U, pero en dirección opuesta al desequilibrio original.

El equilibrado dinámico además de hacer coincidir el centro de gravedad del rotor con el eje de giro, también hace que el eje del rotor y el eje de giro coincidan. Para lograr esto, además de contrarrestar el desequilibrio de la fuerza se debe contrarrestar el desequilibrio de los momentos que actúan sobre el rotor. Para ello se colocan masas en dos planos diferentes del rotor de tal manera que la fuerza resultante de la suma de las masas provoque un desequilibrio igual y de sentido contrario al desequilibrio inicial. Y el momento resultante de estas dos masas respecto al centro de gravedad del rotor debe ser igual y de sentido contrario al momento que se produce por el desequilibrio.



a) b) c)

Figura 3. *a) Equilibrado estático, b) Equilibrado dinámico c) la combinación de ambos*

Partiendo de una pieza con un desequilibrio inicial, es importante la realización de un buen equilibrado para obtener finalmente un producto con el menor desequilibrio posible. Para ello se han de tener en cuenta una serie de factores.

Importancia del equilibrado mecánico

El desequilibrio genera unas fuerzas centrífugas que aumentan con el cuadrado de la velocidad de rotación y se manifiesta por una vibración con tensiones sobre el rotor y la estructura soporte. Las consecuencias pueden ser muy severas:

- Desgaste excesivo en cojinetes, casquillos, ejes y engranajes.
- Problemas en rodamientos que acortan su vida de diseño.
- Fatiga en soportes y estructuras.
- Disminución del rendimiento.
- Transmisión de vibraciones al operador y otras máquinas.
- Perdida de precisión en los trabajos de las máquinas.
- Aflojado de tornillos u otros elementos que pueden producir averías.
- Ruidos molestos.

Para minimizar el efecto es necesario añadir masas puntuales de equilibrado, de manera que los ejes y apoyos no reciban fuerzas de excitación o, al menos, éstas sean mínimas.

Por tanto el equilibrado tiene por objeto:

- Incrementar la vida de cojinetes y rodamientos.
- Minimizar las vibraciones y el ruido.
- Minimizar las tensiones mecánicas.
- Minimizar las pérdidas de energía.
- Minimizar la fatiga del operador.
- Etc…

2.3. OPERACIÓN, MANTENIMIENTO Y EQUILIBRADO DE MAQUINAS

El buen equilibrado de los componentes rotativos en una industria es esencial para conseguir una calidad de resultados óptima. Para asegurar este comportamiento preciso de todas las máquinas de una línea de producción, se utiliza un mantenimiento predictivo cuyo objetivo es cambiar o arreglar las piezas que van a fallar antes de que lo hagan adelantándose al error y por tanto evitando una parada de producción unas consecuencias más severas para la máquina. El seguimiento y diagnosis de las máquinas se realiza a través de los niveles de vibración, teniendo indicadores de niveles máximos de vibración aceptables.

El desequilibrio es una de las principales causas de vibración en los componentes rotativos por ello es tan importante realizar un buen equilibrado. Para conseguir unos niveles óptimos de equilibrado es esencial realizar la operación de equilibrado en las mejores condiciones posibles para ello se han de tener en cuenta algunas consideraciones.

Observaciones especiales para un correcto equilibrado

1. Estabilidad de la velocidad de giro. La velocidad de giro no puede estar cerca del rango de velocidades donde la maquina entra en resonancia ya que pequeñas variaciones del número de revoluciones causarían grandes errores.
2. No linealidades. Cuando existe un comportamiento no lineal entre la vibración y la fuerza que genera, es necesario repetir varias veces el proceso de equilibrado para acercarse al resultado óptimo.
3. Equilibrado de rotores elásticos. Hay que equilibrar las distintas formas propias a sus frecuencias resonantes y, es importante que, según se vayan equilibrando modos propios de mayor frecuencia, no se destruya el equilibrado de los modos anteriores.

Las nuevas tendencias de mantenimiento, mantenimiento centrado en la fiabilidad (Reliability Centred Maintenance o RCM) o mantenimiento productivo total (Total Productive Maintenance o TPM), incluyen en su filosofía la mejora continua y el aumento de la vida útil de los equipos, para lo cual se requiere mantener los equipos industriales con un bajo nivel de vibración, y por tanto, unas buenas condiciones de equilibrado durante su operación.

En muchas plantas industriales tales como papeleras o laminadores de acero, el desequilibrio de algún elemento (rodillo) de la línea de producción afecta sustancialmente a la calidad del producto final, por lo que el equilibrado de rotores es una práctica necesaria para la mejora continua de la calidad.

2.4. ROTORES RIGIDOS Y FLEXIBLES

Para poder equilibrar un rotor de manera adecuada es esencial diferenciar entre sistemas rígidos y sistemas flexibles. Para hacer esta diferencia nos guiaremos por la frecuencia natural de los elementos donde se produce la resonancia. Un procedimiento teórico para poder detectar la frecuencia natural de un sistema es separarlo de su posición de equilibrio y luego liberarlo (figura 4), esto provocará una vibración a una frecuencia determinada, esta frecuencia se denomina frecuencia natural ω_n. Si a este sistema se le introduce un esfuerzo variable a la frecuencia natural, verá aumentado exponencialmente el efecto de sus oscilaciones. Es entonces cuando se dice que el sistema ha entrado en resonancia.

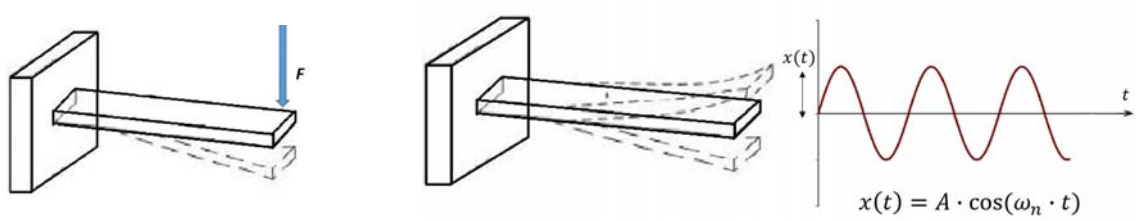


Figura 4. *Vibración libre en una pletina empotrada por un extremo.*

En referencia al efecto de las oscilaciones en un eje podemos distinguir entre rotores flexibles, el rotor presenta un aumento en el valor de sus oscilaciones con cierta similitud a una deformación debida a un comportamiento elástico, y rotores rígidos, se aprecian deformaciones mucho menores y por lo tanto unas oscilaciones menos severas. Debido a la facilidad de conocer la frecuencia de giro de un rotor sabiendo su velocidad de rotación, se utiliza como criterio para clasificar los rotores en rígidos o flexibles la relación de su velocidad de funcionamiento con la velocidad crítica, que es la velocidad de giro con la que el rotor entra en resonancia a su frecuencia natural. Se puede considerar un comportamiento rígido en los rangos de velocidad superiores e inferiores a su velocidad crítica como se aprecia en la siguiente figura.

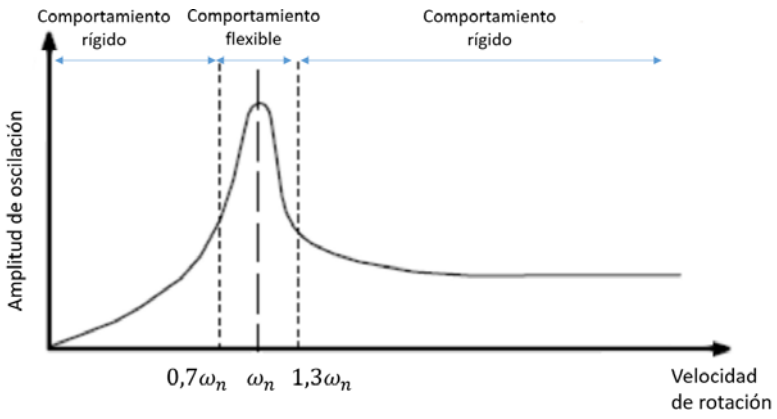


Figura 5. *Rango de velocidades de giro que permite distinguir el comportamiento rígido o flexible de un rotor en relación a la velocidad de ensayo y ubicación de su frecuencia natural.*

Aunque la velocidad usada en el equilibrado normalmente está por debajo del primer modo de vibración del rotor y siempre se debe equilibran en un rango de velocidades donde el comportamiento sea rígido para poder percibir los efectos del desequilibrio en las vibraciones del rotor sin ningún otro factor que altere estas oscilaciones.

En el caso de que la velocidad de rotación en la máquina equilibradora no supere el 70% de la velocidad crítica se considera rígido, si trabaja por encima del 70% de la velocidad crítica se considera flexible.

Una forma de determinar si un rotor debe considerarse rígido o flexible es haciendo el "test de flexibilidad" cuyo procedimiento es el siguiente:

1. Se colocan dos masas en planos próximos a los apoyos y en la misma posición angular y se hace girar al rotor a la velocidad de servicio.
2. Se mide la vibración (V_1).
3. Se colocan las dos masas anteriores en el centro del rotor en la misma posición angular y vuelve a hacer girar al rotor a la velocidad de servicio.
4. Se mide de nuevo la vibración (V_2).

Se hace el siguiente análisis:
$$\begin{cases} \text{Si} \quad \frac{V_2 - V_1}{V_1} < 0.2 \quad \Rightarrow \quad \text{El rotor se considera rígido} \\ \text{Si} \quad \frac{V_2 - V_1}{V_1} \geq 0.2 \quad \Rightarrow \quad \text{El rotor se considera flexible} \end{cases}$$

Como ya hemos visto, si el rotor se hace girar a una velocidad próxima a su frecuencia natural, el desequilibrio del rotor introduce un esfuerzo de inercia cuya frecuencia es igual a la de giro, y por tanto, cercana a la natural. Así, se producen oscilaciones grandes, que alejan todavía más la posición del centro de gravedad respecto del eje de giro, incrementándose el efecto del desequilibrio. Por ello, en el caso de un rotor flexible, un equilibrado realizado a la velocidad de giro de la máquina equilibradora puede no ser válido cuando este rotor vaya a operar a su velocidad nominal en la máquina.

La velocidad de equilibrado que disponen en los talleres esta normalmente en el primer tramo de la figura 5, en el que el rotor se comporta como rígido, sin deformaciones excesivas, por lo que en su situación real de funcionamiento la deflexión del rotor

cambiará respecto a la que manifestó en la máquina equilibradora, y los pesos de corrección no resolverán el desequilibrio.

Por todo ello, las técnicas de equilibrado de rotores rígidos y flexibles son diferentes y se presentaran a continuación de este capítulo de forma separada.

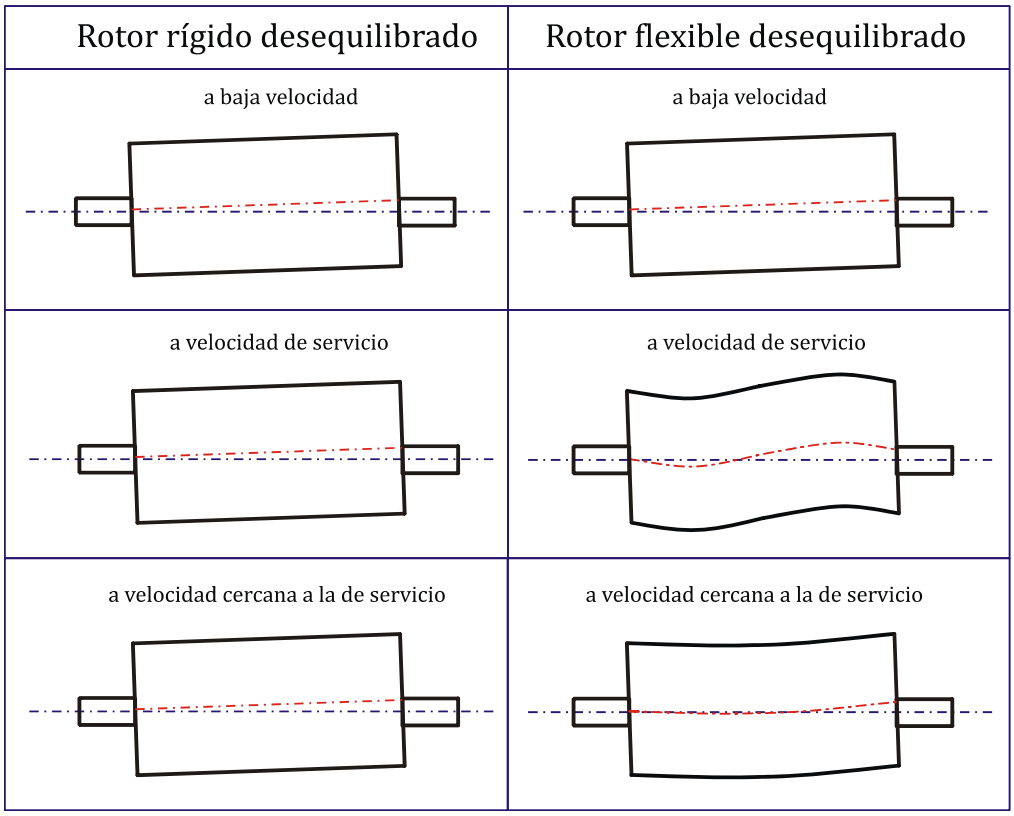


Figura 6. *Diferencia de comportamiento entre rotores rígidos y flexibles a diferentes velocidades.*

2.5. FUNDAMENTOS DEL DESEQUILIBRIO DE ROTORES RIGIDOS

Es de gran importancia determinar el número de planos de corrección del rotor en los que se debe aportar o quitar masa, esto depende de varios factores. En primer lugar la consideración del eje como rígido o flexible, en el caso que el rotor se considere flexible, el equilibrado se realizará a la velocidad de operación, a otra velocidad más baja sería inservible. Habrá que analizar las deformaciones que va a sufrir este rotor dentro de su rango de velocidades de servicio para elegir los planos en los que se debe corregir el desequilibrio. En el caso de considerar el rotor como rígido, los planos de corrección dependen de la magnitud y la distribución del desequilibrio inicial y del diseño del elemento. De forma general el aspecto más relevante es la relación entre su longitud (L) y su diámetro (D).

.

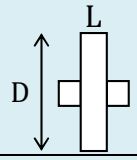
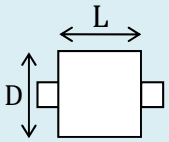
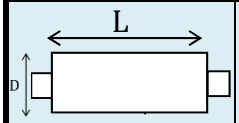
Rotor	Relación $\frac{L}{D}$	Un plano	Dos planos	Múltiples planos
	Menor de 0.5	**Hasta 1000 rpm**	**Más de 1000 rpm**	**No necesario**
	Entre 0.5 y 2	**Hasta 150 rpm**	**Entre 150 y 2000 rpm o inferior al 70% de la Velocidad Crítica**	**Más de 2000 rpm ó superior al 70% de la Velocidad Crítica**
	Mayor de 2	**Hasta 100 rpm**	**Más de 100 rpm e inferior al 70 % de la Velocidad Crítica**	**Superior al 70% de la Velocidad Crítica**

Tabla 2. *Recomendaciones del número de planos en el que equilibrar según la firma IRD Mechanalysis*

Existen casos en los que en el rotor sólo existe una fuerza resultante de desequilibrio que se encuentra fuera de lo tolerable y el momento resultante de desequilibrio se encuentra dentro de lo admisible. Esto ocurre normalmente en los rotores en forma de disco, siempre y cuando:

- la distancia entre cojinetes sea suficientemente grande
- el disco gire con muy poca excentricidad axial
- el plano para corregir la resultante del desequilibrio está bien elegido.

Después de equilibrar en un solo plano se debe comprobar si el desequilibrio residual resultante es aceptable. En caso contrario se debe equilibrar en dos planos.

Aunque todos los rotores rígidos, teóricamente se pueden equilibrar en dos planos, a veces se utilizan más de dos planos de corrección, por ejemplo:

- En el caso de que la corrección de la fuerza resultante de desequilibrio y el par resultante de desequilibrio no se realice en los mismos planos de corrección.
- Si la corrección se extiende a lo largo del rotor.

2.5.1. ROTORES RÍGIDOS. DESEQUILIBRIO ESTÁTICO.

El centro de gravedad de todos los elementos móviles permanece en una relación fija con relación a la bancada de la máquina cuando el rotor está equilibrado, esto ocurre cuando el eje de giro del sistema y el eje de inercia del rotor son coincidentes. En este caso el sistema no tiene una posición de equilibrio predominante.

Por el contrario, cuando el eje principal de inercia del rotor se encuentra desplazado paralelamente al eje del árbol se considera que se presenta un desequilibrio estático. La posición de equilibrio estable de este sistema es única, hacia abajo por el efecto de la gravedad. El desequilibrio estático por tanto se puede detectar sin necesidad de que el rotor esté en movimiento. De ahí el adjetivo estático. En este tipo de desequilibrio únicamente aparece una fuerza de inercia resultante ($\overrightarrow{F_R}$) desequilibradora en dirección radial que gira a la velocidad del eje.

$$\overrightarrow{F_R} = \omega^2 \cdot M \cdot \overrightarrow{r_G}$$

Esta fuerza de inercia provoca una deformación cíclica sobre el eje que aleja el rotor del eje de giro; es decir, se generan vibraciones.

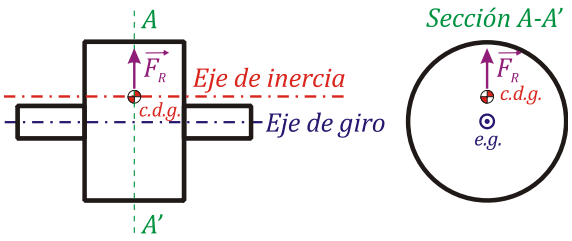


Figura 7. *Desequilibrio estático de un rotor.*

La fuerza de inercia durante el giro es absorbida por los apoyos, de forma que el problema de desequilibrio será fácil de detectar mediante la medida de vibraciones en dirección radial sobre los apoyos del rotor, donde se observará un pico en el espectro de frecuencias a la misma frecuencia que la del régimen de giro. Se corrige colocando una masa correctora en lugar opuesto al desplazamiento del centro de gravedad (c.d.g.), en el mismo plano que el c.d.g. La masa debe compensar la fuerza resultante de desequilibrio ($\overrightarrow{F_C} = \overrightarrow{F_R}$). El problema también puede ser resuelto eliminando la masa que sobra.

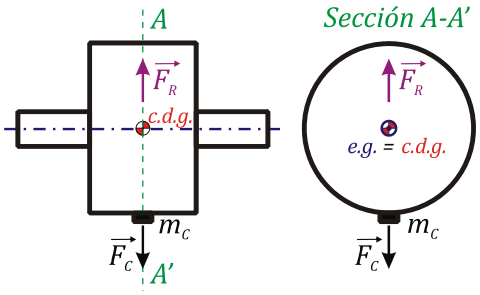


Figura 8. *Equilibrado estático de un rotor.*

2.5.2. ROTORES RÍGIDOS. DESEQUILIBRIO DINÁMICO

También llamado desequilibrio de momento o de par porque en este tipo de desequilibrio únicamente aparece un momento resultante desequilibrador; la resultante de fuerzas es nula. Para su corrección se precisa un equilibrado de tipo dinámico. Este tipo de desequilibrio, solo se puede detectar cuando el rotor está en movimiento. De ahí el adjetivo dinámico

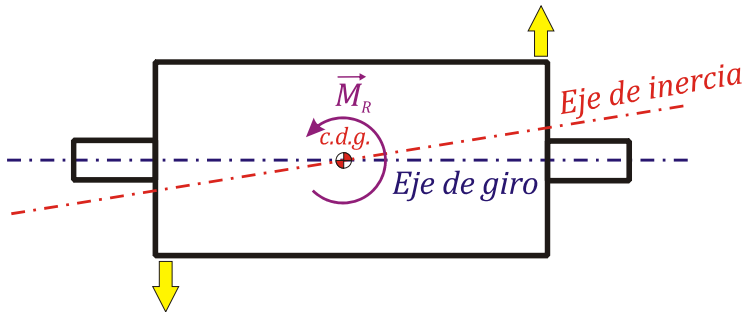


Figura 9. *Desequilibrio dinámico de un rotor.*

No se pueden equilibrar con una sola masa en un solo plano. Se precisan al menos dos masas, cada una en un plano distinto y giradas 180º entre sí. En el caso de que las dos masas de corrección (m_C) sean iguales, se debe cumplir que: $\vec{d} \times \overrightarrow{F_C} = \overrightarrow{M_R}$

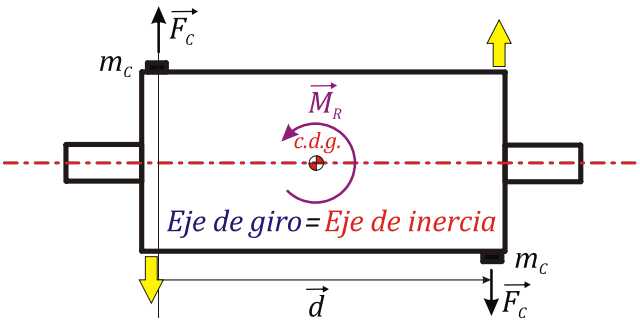


Figura 10. *Equilibrado dinámico en un rotor.*

2.5.3. ROTORES RÍGIDOS. DESEQUILIBRIO ESTÁTICO Y DINÁMICO

Representa una combinación de desequilibrio estático y desequilibrio dinámico. En este desequilibrio se produce una fuerza resultante en dirección radial y un par resultante en una dirección perpendicular al eje de giro y a la fuerza resultante.

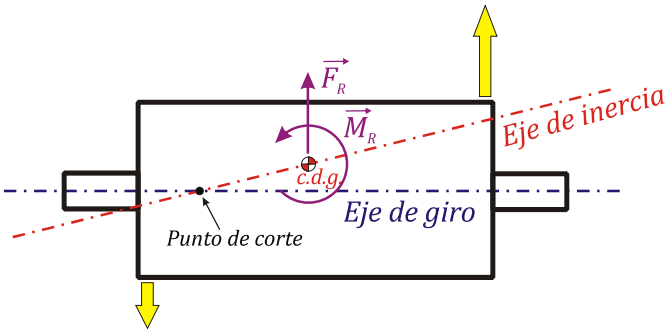


Figura 11. *Desequilibrio estático y dinámico en un rotor*

Para su corrección se precisa un equilibrado de tipo dinámico. Se precisan al menos dos masas, cada una en un plano distinto y giradas 180º entre sí. Sumatorio de fuerzas y momentos deben ser cero en el c.d.g.

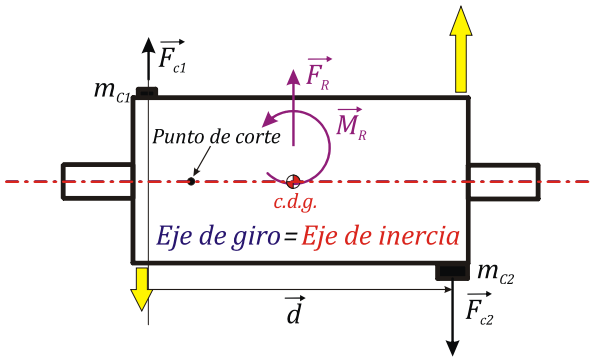
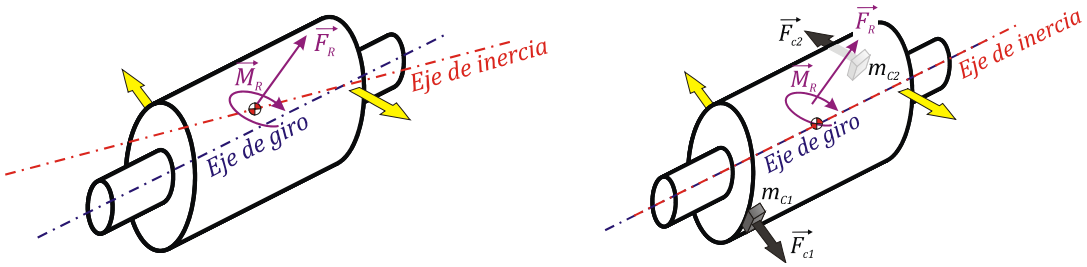


Figura 12. *Equilibrado del desequilibrio estático y dinámico*

Se puede observar otra variante del desequilibrio estático y dinámico conjunto en un rotor cuando el eje principal de inercia no es ni paralelo al eje de giro ni lo corta en ningún punto: dos masas en distintos planos y no diametralmente opuestas. Es el más común de los desequilibrios y necesita equilibrarse necesariamente en, al menos, dos planos perpendiculares al eje de giro.



a) b)

Figura 13. *a) Modelo de rotor con desequilibrio dinámico. b) Compensación del desequilibrio dinámico mediante masas en dos planos de corrección.*

2.5.4. EQUILIBRADO ESTÁTICO. MÉTODOS

En este apartado se explicarán diferentes formas de equilibrar rotores en los que únicamente sea necesario compensar la fuerza resultante de desequilibrio (se supone que solo existe desequilibrio estático) y por tanto se pueda equilibrar el rotor añadiendo o quitando masa en una única sección del rotor.

Se presentan dos métodos diferentes para realizar el equilibrado estático según se disponga de más o menos instrumentación.

EQUILIBRADO EN UN PLANO SIN MEDIR LA FASE

Instrumentación necesaria

a. Transductor de vibraciones
b. Medidor de vibraciones que sea capaz de mostrar el nivel de vibración a la frecuencia requerida, es decir que sea capaz de mostrar el valor de la componente 1X del espectro de vibración, vibración a la frecuencia que gira el rotor. En el caso de tener un medidor que solo sea capaz de dar un nivel global de la vibración se puede intentar realizar el equilibrado con este método pero teniendo presente que existen factores que pueden hacer que los resultados obtenidos estén equivocados o el error cometido sea muy grande.

Procedimiento

1. En primer lugar, se debe colocar el sensor de vibraciones sobre uno de los cojinetes del rotor, preferiblemente el más cercano o en el que pueda existir menos vibración procedente de otros sistemas ajenos. Ver figura 14.

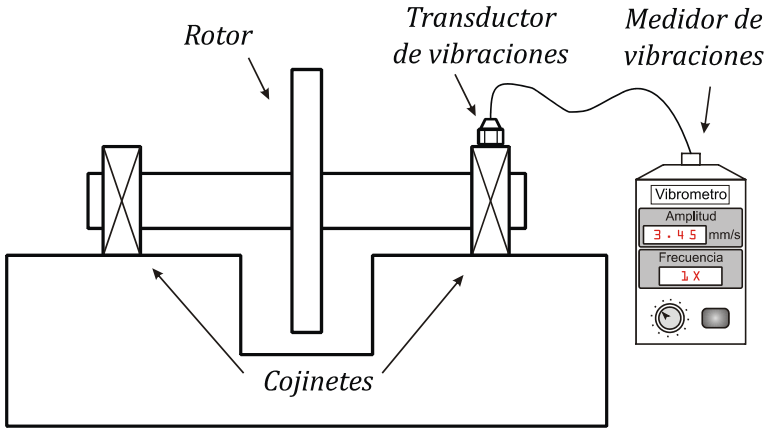


Figura 14. *Esquema de colocación de la instrumentación para el equilibrado en un plano sin utilizar la medida de la fase de la vibración.*

2. Se pone el rotor a girar a la velocidad adecuada, normalmente a la de servicio (ω).
3. Se mide con el vibrómetro la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X (V_0).
4. Parar el rotor y colocar una masa de valor conocido (m_r) en un ángulo que será considerado como de referencia (0°). Ver figura 15. a)
5. Volver a poner el rotor a girar a la misma velocidad que antes (ω).
6. Medir de nuevo la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X (V_1).
7. Parar el rotor y quitar la masa de valor conocido (m_r) , colocarla en un ángulo de ($180°$) respecto de la anterior. Es imprescindible poner siempre la masa con el mismo radio. Ver figura 15. b)
8. Volver a poner el rotor a girar a la misma velocidad que antes (ω).
9. Medir de nuevo la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X (V_2).
10. Parar el rotor y quitar la masa de valor conocido (m_r), colocarla en un ángulo de ($90°$) respecto a la anterior. Es imprescindible poner siempre la masa con el mismo radio. Ver figura 15. c)

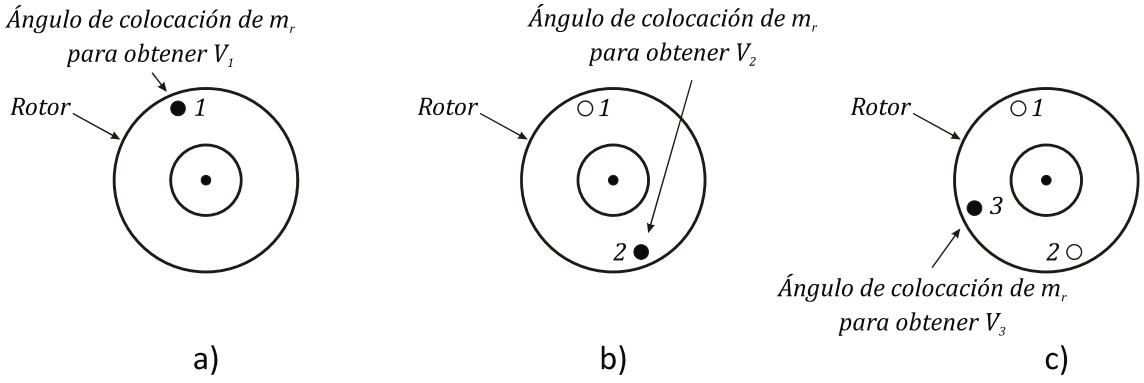


Figura 15. *Esquema de colocación de las masas de referencia para el equilibrado en un plano sin utilizar la medida de la fase de la vibración.*

11. Volver a poner el rotor a girar a la misma velocidad que antes (ω).
12. Medir de nuevo la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X (V_3).
13. Con los cuatro valores obtenidos de vibración se calcula el desequilibrio del rotor y por tanto se puede determinar la masa para equilibrar (m_e) y el ángulo de colocación (φ_e). Para ello se hace siguiente razonamiento y cálculo.

    La vibración V_0 se considera que es la producida por el desequilibrio que tiene el rotor y por tanto la que se desea eliminar. La vibración V_1 será la suma vectorial de la inicial V_0 y la que aporta la masa de referencia (m_r) colocada en la posición 1, V_{t1}, es decir que: $\overrightarrow{V_1} = \overrightarrow{V_0} + \overrightarrow{V_{t1}}$, de igual forma: $\overrightarrow{V_2} = \overrightarrow{V_0} + \overrightarrow{V_{t2}}$.

    Como las vibraciones $\overrightarrow{V_{t1}}$ y $\overrightarrow{V_{t2}}$ son la que se producen por la misma masa de referencia cuando se colocan en las posiciones 1 y 2, y estas posiciones se

encuentran a $180°$, estos vectores se encuentran completamente en oposición y se puede formar el diagrama vectorial que se muestra en la figura 16.

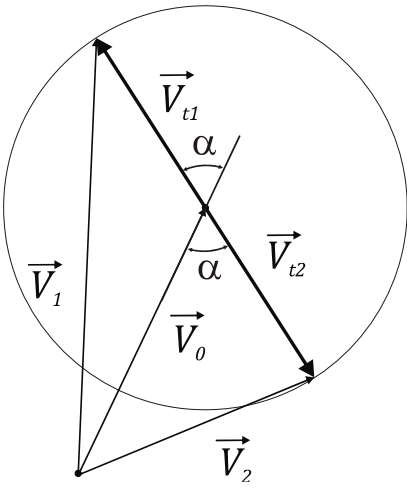


***Figura 16**. Diagrama vectorial para resolver el problema de equilibrado en un plano sin medidor de fase o keyphasor.*

Con el diagrama vectorial de la figura 16 se puede obtener la vibración (V_t) que aparece como consecuencia de colocar la masa de referencia (m_r) ya que por el teorema del coseno se pueden hacer las siguientes relaciones entre los vectores:

$$V_1^2 = V_{t1}^2 + V_0^2 + 2 \cdot V_{t1} \cdot V_0 \cdot \cos(180 - \alpha)$$

$$V_2^2 = V_{t2}^2 + V_0^2 + 2 \cdot V_{t2} \cdot V_0 \cdot \cos(\alpha)$$

Sabiendo que: $V_t = V_{t1} = V_{t2} = \left|\overrightarrow{V_{t1}}\right| = \left|\overrightarrow{V_{t2}}\right|$ se puede despejar tanto V_t como α según las expresiones:

$$V_t = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2V_0^2}{2}}$$

$$\alpha = \cos^{-1}\left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{4 \cdot V_t \cdot V_0}\right)$$

Ahora, como se sabe que la vibración V_t la ha producido la masa m_r se puede obtener el *índice o coeficiente de influencia* y por tanto la relación que existe entre el desequilibrio y la vibración. De esta manera se puede obtener el desequilibrio que tiene el rotor con la siguiente relación de proporcionalidad:

$$\frac{V_t}{m_r \cdot r_r} = \frac{V_0}{M \cdot e} = \text{índice de influencia}$$

$$U_d = M \cdot e = \frac{m_r \cdot r_r}{V_t} \cdot V_0$$

Donde r_r es el radio en el que se ha colocado la masa de referencia, M es la masa del rotor y e es la excentricidad del c.d.g.

Para compensar este desequilibrio habrá que colocar una masa m_e a un radio r_e de modo que se cumpla que:

$$m_e \cdot r_e = U_d = M \cdot e = \frac{m_r \cdot r_r}{V_t} \cdot V_0$$

En el caso de que la masa con la que se quiere compensar el desequilibrio se coloque al mismo radio que el de referencia: $r_e = r_r$ la expresión anterior se queda como:

$$m_e = \frac{m_r}{V_t} \cdot V_0$$

Falta por determinar la posición angular en la que se debe colocar la masa para equilibrar. Este ángulo se tiene ya calculado puesto que el ángulo α es el que forma el vector de la vibración que desequilibra el rotor $\overrightarrow{V_0}$ con el que produce la masa m_r colocada en la posición 1 que suponemos como 0°, $(\overrightarrow{V_{t1}})$. Ahora bien, falta saber en qué sentido se debe suponer el ángulo α. Para conocer esta dirección se comparan los valores de V_t con los de V_3 y se hace la siguiente regla:

$Si\ V_3 > V_t \quad \Rightarrow \quad El\ desequilibrio\ está\ en\ el\ mismo\ sentido\ que\ la\ posición\ 3$

$Si\ V_3 < V_t \quad \Rightarrow \quad El\ desequilibrio\ está\ en\ sentido\ opuesto\ a\ la\ posición\ 3$

Ver la figura 17.

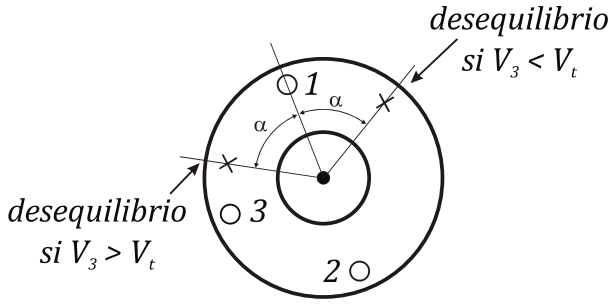


Figura 17. *Sentido en el que se toma el ángulo α en el que se encuentra el desequilibrio en función de la relación entre V_t y V_3.*

14. Quitar la masa de referencia (m_r) y colocar la masa para equilibrar (m_e) en la posición opuesta a la calculada en el paso 13º, esto es:

$$\varphi_e = \alpha + 180$$

Si el desequilibrio se corrige quitando masa entonces se debe hacer en:

$$\varphi_e = \alpha$$

15. Medir de nuevo la vibración.
16. Volver a repetir los pasos, del 4º al 13º.
17. Comprobar que el desequilibrio residual se encuentra por debajo de la clase de calidad deseada. Para comprobar el desequilibrio se necesita el nuevo valor de (m_e) y las revoluciones de la máquina. Se calcula $G = e_R \cdot \omega$ donde e_R es la excentricidad residual del c.d.g. que se obtiene de: $e_R = \frac{m_e \cdot r_e}{M}$. La masa M se corresponde con la del rotor.
18. En el caso de que no se cumplan las expectativas de calidad, volver al paso 14º.

Existe también la posibilidad de realizar este mismo ensayo, pero colocando la masa de referencia (m_r) en ángulos separados $120°$. Este método se conoce como el de los 4 pasos o carreras y se resuelve de forma similar.

EQUILIBRADO EN UN PLANO MIDIENDO LA FASE

Instrumentación necesaria

a. Transductores de vibraciones
b. Medidor de vibraciones que sea capaz de mostrar el nivel de vibración a la frecuencia requerida, es decir que sea capaz de mostrar el valor de la componente 1X del espectro de vibración, vibración a la frecuencia que gira el rotor. Además, este equipo debe tener entrada para medir la señal proveniente de la sonda tacométrica y con ella medir la fase de la vibración de la componente 1X respecto a esta señal de la sonda tacométrica.
c. Transductor de referencia o sonda tacométrica. Es un sensor que produce un pulso cada vez que el rotor da una vuelta. Esto se consigue colocando una marca sobre el rotor y que cada vez que pasa frente a la sonda tacométrica estimula un cambio en esta para que produzca una pulsación. Este sensor puede ser de diferente tipo: óptico, inductivo, capacitivo, etc. La clase de sensor condiciona la marca a poner sobre el rotor, por ejemplo, con un sensor óptico, la marca será un papel reflectante o de color, si es de tipo inductivo, la marca será un elemento con características ferromagnéticas diferentes a las del rotor (un hueco o un saliente de acero).

Procedimiento

1. En primer lugar, se realiza el montaje de los instrumentos de medida sobre el equipo a equilibrar. Ver la *figura 18*, Se debe colocar el sensor de vibraciones sobre uno de los cojinetes del rotor, preferiblemente el más cercano o en el que pueda existir menos vibración procedente de otros sistemas ajenos.

   Aunque no es imprescindible, se recomienda colocar el sensor de la sonda tacométrica en la misma dirección y sentido que el transductor de vibraciones.

   Se debe comprobar que la marca de la sonda tacométrica produce en su sensor una pulsación clara cada vez que pasa por delante de este ya que si no es así, el medidor de vibraciones puede cometer grandes errores al determinar la fase.

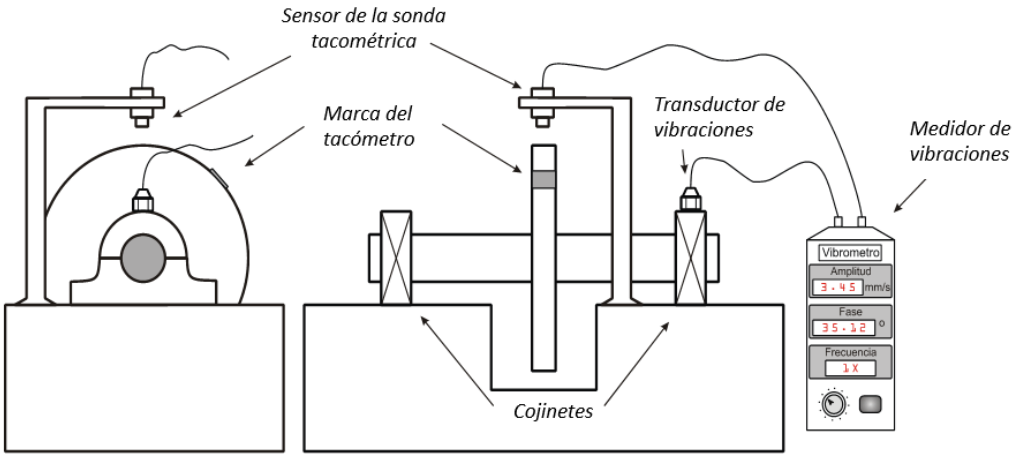


***Figura 18**. Esquema de colocación de la instrumentación para el equilibrado en un plano utilizando la medida de la fase de la vibración.*

2. Se pone el rotor a girar a la velocidad adecuada, normalmente a la de servicio (ω).
3. Se mide con el vibrómetro la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X (V_0) y la fase de esa vibración respecto a la señal generada por la sonda (θ_0). Con la amplitud y la fase se forma el vector de vibración inicial ($\overrightarrow{V_0} = V_0\lfloor\theta_0$). En el caso de que el medidor de vibraciones sea un dispositivo donde se grafiquen las señales temporal de vibración y del tacómetro (por ejemplo un osciloscopio), la amplitud y la fase en tiempo se obtienen directamente de las gráficas.

   Para tener la fase en ángulo se aplica la siguiente relación:

$$\theta = 360 \cdot \frac{t}{T} \quad (°)$$

$$\theta = 2\pi \cdot \frac{t}{T} \quad (rad)$$

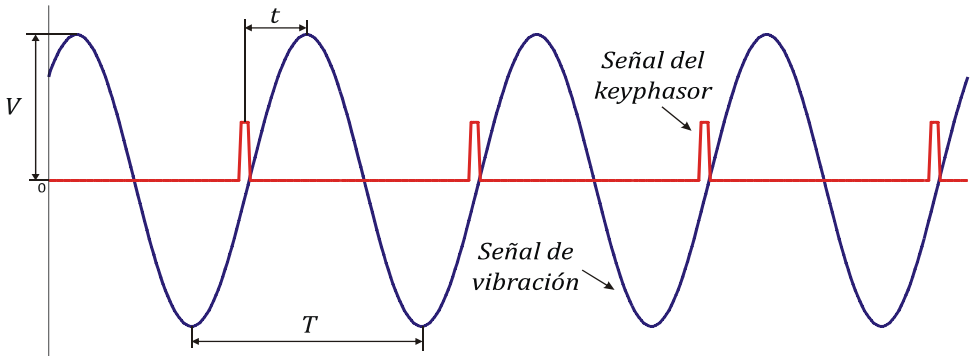


Figura 19. *Medida de la amplitud de la vibración (V) y de la fase temporal (t) directamente de las señales temporales de vibración y sonda tacométrica.*

Con el espectro de vibración también es posible obtener los valores requeridos, para ello se debe tener el espectro de amplitudes y de fases de las señales de vibración. De estos espectros se coge, por un lado la amplitud de la componente 1X del espectro de amplitudes de la vibración, esto será: V, y por otro lado la diferencia entre la fase de la señal de la sonda tacométrica y de la vibración también para la componente 1X, esto será: θ. Ver figura 20.

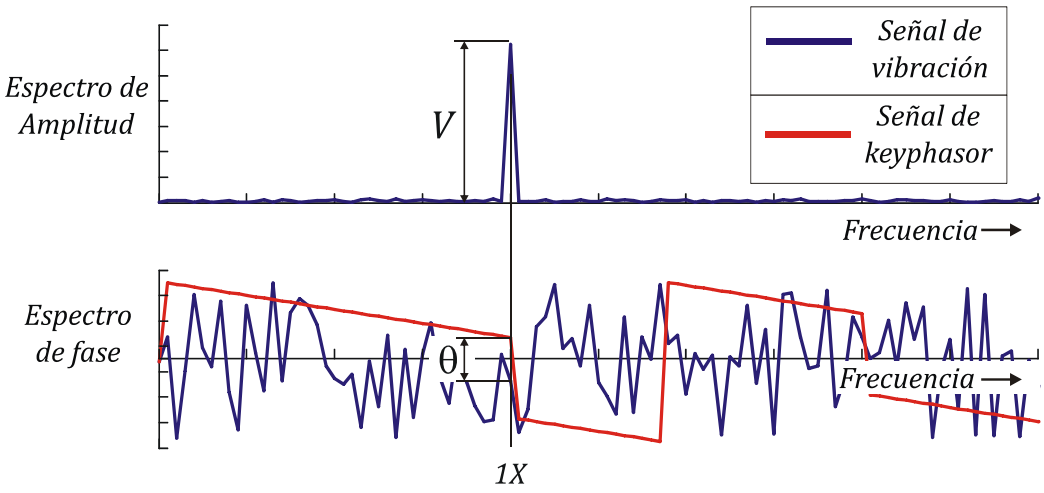


Figura 20. *Medida de la amplitud de la vibración (V) y de la fase (θ) directamente de las señales del espectro de vibración y de la sonda tacométrica.*

4. Parar el rotor y colocar una masa (m_r) de valor conocido (*no debe ser una masa excesivamente pequeña puesto que no produciría prácticamente cambios en la vibración y el error en los resultados sería grande, ni excesivamente grande puesto que podría producir fuerzas y vibraciones tan grandes en la máquina que podrían dañarla*) y en un ángulo (φ_r) también conocido. Los ángulos en el rotor se miden respecto de la señal de la sonda tacométrica que será tomada como ángulo 0 y aumentan en el sentido contrario al movimiento del rotor, es decir, si

el rotor gira en sentido antihorario, los ángulos se miden en sentido horario. Ver figura 21.

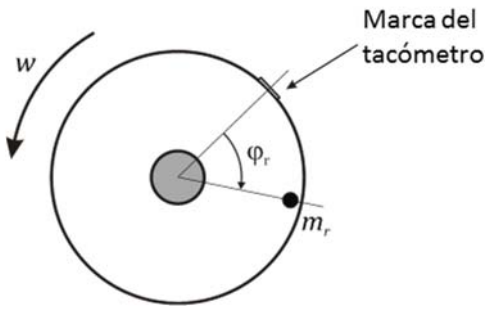


Figura 21. *Posicionamiento de la masa de referencia y sentido en el que se miden los ángulos en el rotor.*

5. Volver a poner el rotor a girar a la misma velocidad que antes (ω).
6. Volver a medir la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X, (V_1) y la fase de esa vibración respecto a la señal generada por la sonda (θ_1). Con la amplitud y la fase se forma el vector de vibración secundario ($\overrightarrow{V_1} = V_1 \lfloor \theta_1$).
7. Con estas dos medidas se calcula el desequilibrio y, por lo tanto, la masa para equilibrar (m_e) y su ángulo de colocación (φ_e) a partir del siguiente razonamiento y cálculo.

   La vibración V_0 se considera que es la producida por el desequilibrio que tiene el rotor y por tanto la que se desea eliminar. La vibración V_1 será la suma vectorial de la inicial V_0 y la que aporta la masa de referencia (m_r) en la posición en la que se ha colocado (esta vibración que produce la masas de referencia se denominará (V_r). De esta forma se puede poner la expresión siguiente:

$$\overrightarrow{V_1} = \overrightarrow{V_0} + \overrightarrow{V_r}$$

   La representación gráfica de esta ecuación vectorial se muestra en la figura 22.

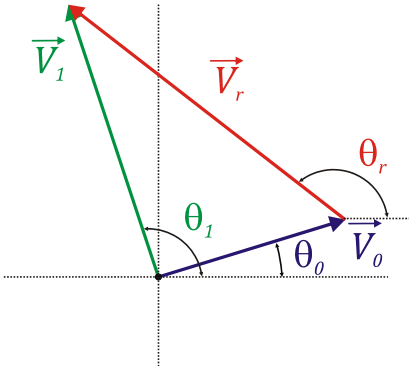


Figura 22. *Diagrama vectorial para resolver el problema de equilibrado en un plano con medida de la fase.*

Como se han medido tanto $\overrightarrow{V_0}$ como $\overrightarrow{V_1}$, se puede calcular el vector de vibración $\overrightarrow{V_r}$ como:

$$\overrightarrow{V_r} = \overrightarrow{V_1} - \overrightarrow{V_0}$$

Al ser una resta vectorial se puede obtener el módulo y el ángulo de $\overrightarrow{V_r}$ como:

$$\left|\overrightarrow{V_r}\right| = \sqrt{\left(\left|\overrightarrow{V_1}\right| \cdot \cos\theta_1 - \left|\overrightarrow{V_0}\right| \cdot \cos\theta_0\right)^2 + \left(\left|\overrightarrow{V_1}\right| \cdot \operatorname{sen}\theta_1 - \left|\overrightarrow{V_0}\right| \cdot \operatorname{sen}\theta_0\right)^2}$$

$$\theta_r = \tan^{-1}\left(\frac{\left|\overrightarrow{V_1}\right| \cdot \operatorname{sen}\theta_1 - \left|\overrightarrow{V_0}\right| \cdot \operatorname{sen}\theta_0}{\left|\overrightarrow{V_1}\right| \cdot \cos\theta_1 - \left|\overrightarrow{V_0}\right| \cdot \cos\theta_0}\right)$$

Ahora, como se sabe que la vibración V_r la ha producido la masa m_r, se puede obtener el *índice o coeficiente de influencia* y por tanto la relación que existe entre el desequilibrio y la vibración. De esta manera se puede obtener el desequilibrio que tiene el rotor con la siguiente relación de proporcionalidad:

$$\frac{V_r}{m_r \cdot r_r} = \frac{V_0}{M \cdot e} = \text{índice de influencia}$$

$$U_d = M \cdot e = \frac{m_r \cdot r_r}{V_r} \cdot V_0$$

Donde r_r es el radio en el que se ha colocado la masa de referencia, M es la masa del rotor y e es la excentricidad del c.d.g.

Para compensar este desequilibrio habrá que colocar una masa m_e a un radio r_e de modo que se cumpla que:

$$m_e \cdot r_e = U_d = M \cdot e = \frac{m_r \cdot r_r}{V_r} \cdot V_0$$

En el caso de que la masa con la que se quiere compensar el desequilibrio se coloque al mismo radio que el de referencia: $r_e = r_r$ la expresión anterior se queda como:

$$m_e = \frac{m_r}{V_r} \cdot V_0$$

Falta por determinar la posición angular en la que se debe colocar o quitar la masa para equilibrar. El ángulo del desequilibrio se encuentra respecto a la posición de la masa colocada (m_r) a un ángulo de:

$$\varphi_d^{(respecto\ a\ m_r)} = \theta_0 - \theta_r$$

$$\varphi_d^{(respecto\ a\ 0°)} = \theta_0$$

De esta forma, el ángulo para equilibrar será:

$método$	$\underline{Respecto\ a\ m_r}$ ↓	$\underline{Respecto\ a\ 0°}$ ↓
Quitando masa⟩ →	$\theta_0 - \theta_r$	θ_0
Poniendo masa⟩ →	$\theta_0 - \theta_r + 180°$	$\theta_0 + 180°$

En el caso de que se conozca también la diferencia angular que existe entre el sensor del tacómetro y el de vibración (supóngase Δ_s), también sería posible calcular el desfase existente entre la fuerza del desequilibrio y la señal tacométrica que ésta produce sobre el punto de medida (Δ_s).

Para esto, hay que observar que durante el equilibrado se ha colocado la masa de referencia a un ángulo φ_r y sin embargo la vibración como consecuencia de la colocación de esa masa ha aparecido a un ángulo θ_r. En el caso de que los sensores se encontraran en la misma dirección y sentido ($\Delta_S = 0$).

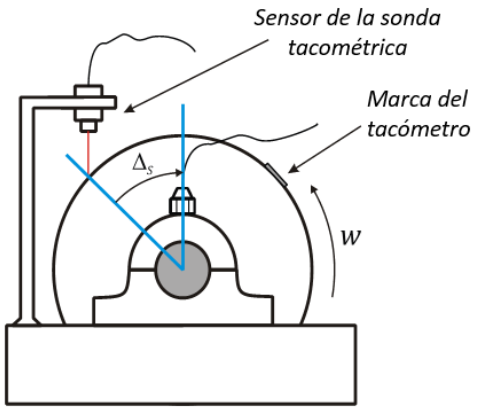


Figura 23. *Esquema en el que se presenta la diferencia angular entre el sensor del tacómetro y el de medida de vibración.*

En caso de que $\Delta_S \neq 0$ el desfase será:

$$\theta_0 = \theta_0^{'} - \Delta_S$$

Esta ecuación será válida siempre y cuando el sensor de vibración mida valores positivos, si es al revés habrá que tener en cuenta que Δ_S sumará.

8. Quitar la masa de referencia (m_r) y colocar o quitar la masa para equilibrar (m_e) en la posición φ_e y r_e calculada en el paso 7º.
9. Medir de nuevo la vibración.
10. Volver a repetir los pasos, del 4º al 7º.
11. Comprobar que el desequilibrio residual se encuentra por debajo de la clase de calidad deseada. Para comprobar el desequilibrio se necesita el nuevo valor de

(m_e) y las revoluciones de la máquina. Se calcula $G = e_R \cdot w$ donde e_R es la excentricidad residual del c.d.g. que se obtiene de: $e_R = \frac{m_e \cdot r_e}{M}$

12. En el caso de que no se cumplan las expectativas de calidad, volver al paso 8º.

Ejemplo 1:

Se desea equilibrar un rotor rígido con un disco en la mitad de la longitud del eje a partir del método de equilibrado de rotores rígidos en un plano con un acelerómetro para medir las vibraciones y un tacómetro para medir la fase. La máquina se pone en funcionamiento en sentido horario con una velocidad de rotación de 1490 rpm. Después de ajustar los aparatos de medida a la frecuencia de rotación, se registran las medidas de la vibración y fase en rotación libre que son 3,4 mm/s y +116º respectivamente. Después se coloca una masa de prueba de 2 gramos, cuando la maquina vuelve a ponerse en marcha con la misma velocidad de rotación, las medidas de vibración y fase son 1,8 mm/s y +42º. La posición y magnitud de la masa de equilibrado se obtendrá con los siguientes cálculos y diagrama vectorial.

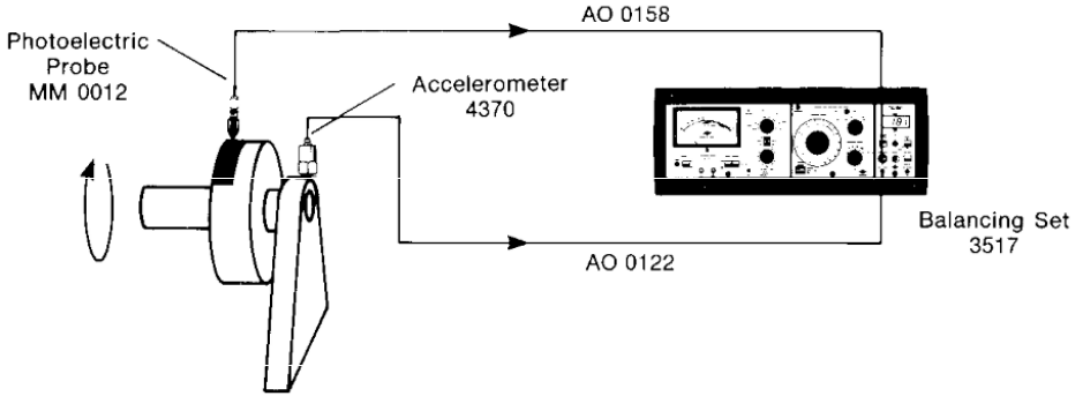


Figura 24. *Montaje equilibrado del ejemplo 1.*

La primera de las medidas indica el comportamiento del desequilibrio inicial del rotor, la segunda medida en cambio es la suma vectorial de este primer desequilibrio con la fuerza desequilibrante que aporta la masa de prueba conocida.

$$\overrightarrow{V_1} = \overrightarrow{V_0} + \overrightarrow{V_r}$$

Despejando $\overrightarrow{V_r}$:

$$\overrightarrow{V_r} = \overrightarrow{V_1} - \overrightarrow{V_0}$$

Para poder operar vectorialmente se utilizan las componentes de abscisas y ordenadas de los vectores para calcular modulo y ángulo del vector del desequilibrio de la masa de prueba.

$$\left|\overrightarrow{V_r}\right| = \sqrt{\left(\left|\overrightarrow{V_1}\right| \cdot \cos\theta_1 - \left|\overrightarrow{V_0}\right| \cdot \cos\theta_0\right)^2 + \left(\left|\overrightarrow{V_1}\right| \cdot \operatorname{sen}\theta_1 - \left|\overrightarrow{V_0}\right| \cdot \operatorname{sen}\theta_0\right)^2}$$

$$\left|\overrightarrow{V_r}\right| = \sqrt{(1{,}8 \cdot \cos 42 - 3{,}4 \cdot \cos 116)^2 + (1{,}8 \cdot \operatorname{sen} 42 - 3{,}4 \cdot \operatorname{sen} 116)^2}$$

$$\boldsymbol{\left|\overrightarrow{V_r}\right| = 3{,}35}$$

$$\theta_r = \tan^{-1}\left(\frac{\left|\overrightarrow{V_1}\right| \cdot \operatorname{sen}\theta_1 - \left|\overrightarrow{V_0}\right| \cdot \operatorname{sen}\theta_0}{\left|\overrightarrow{V_1}\right| \cdot \cos\theta_1 - \left|\overrightarrow{V_0}\right| \cdot \cos\theta_0}\right)$$

$$\theta_r = \tan^{-1}\left(\frac{1{,}8 \cdot \operatorname{sen} 42 - 3{,}4 \cdot \operatorname{sen} 116}{1{,}8 \cdot \cos 42 - 3{,}4 \cdot \cos 116}\right)$$

$$\boldsymbol{\theta_r = -33^{\underline{o}} = 327^{\underline{o}}}$$

Una vez obtenido el vector de la masa de prueba ya se puede calcular el desequilibrio a corregir y, por tanto, la masa y ángulo necesarios para una posición radial dada.

$$\frac{V_r}{m_r \cdot r_r} = \frac{V_0}{M \cdot e} = \text{índice de influencia}$$

$$U_d = M \cdot e = \frac{m_r \cdot r_r}{V_r} \cdot V_0$$

$$m_e \cdot r_e = U_d = M \cdot e = \frac{m_r \cdot r_r}{V_r} \cdot V_0$$

Si el radio de la posición donde se va a añadir o quitar masa es el mismo que el radio donde se ha puesto la masa de prueba:

$$m_e = \frac{m_r}{V_r} \cdot V_0$$

$$\boldsymbol{m_e} = \frac{2}{3{,}35} \cdot 3{,}4 = \boldsymbol{2{,}03g}$$

Respecto a la posición relativa de la masa de equilibrado depende de donde se mida el ángulo, tomaremos de referencia la posición de la masa de prueba y aportaremos

material para el equilibrado ya que estas son las condiciones usuales que se tienen en cuenta.

$método$	$\underline{Respecto\ a\ m_r}$ $\downarrow$	$\underline{Respecto\ a\ 0°}$ $\downarrow$
Quitando masa⟩ $\rightarrow$	$\theta_0 - \theta_r$	θ_0
Poniendo masa⟩ $\rightarrow$	$\theta_0 - \theta_r + 180°$	$\theta_0 + 180°$

$$\boldsymbol{\theta_e} = \theta_0 - \theta_r + 180° = 116 - 327 + 180 =$$

$$= \boldsymbol{-31°}\ respecto\ a\ la\ masa\ de\ referencia$$

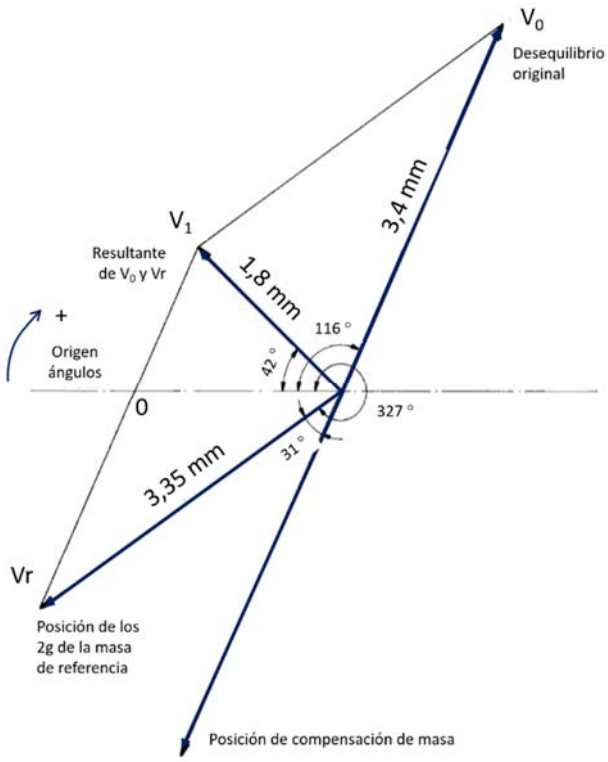


Figura 25. *Diagrama vectorial del ejemplo 1.*

2.5.5 EQUILIBRADO ESTÁTICO-DINÁMICO. MÉTODO.

Instrumentación necesaria

a. Dos transductores de vibraciones o acelerómetros.
b. Medidor de vibraciones que sea capaz de mostrar el nivel de vibración a la frecuencia requerida, es decir que sea capaz de mostrar el valor de la componente 1X del espectro de vibración, vibración a la frecuencia que

gira el rotor. Además, este equipo debe tener entrada para medir la señal proveniente de la sonda tacométrica y con ella medir la fase de la vibración de la componente 1X respecto a esta señal de la sonda.

Si es posible, y con el fin de agilizar el proceso de medida, el equipo debe tener la posibilidad de medir dos señales de vibración y una del tacómetro simultáneamente.

c. Transductor de referencia o de sonda tacométrica. Es un sensor que produce un pulso cada vez que el rotor da una vuelta. Esto se consigue colocando una marca sobre el rotor (marca del tacómetro) y que cada vez que pasa frente al sensor estimula un cambio en este para que produzca una pulsación. Este sensor puede ser de diferente tipo: óptico, inductivo, capacitivo, etc. La clase de sensor condiciona la marca a poner sobre el rotor, por ejemplo, con un sensor óptico, la marca será un papel reflectante o de color, si es de tipo inductivo, la marca será un elemento con características ferromagnéticas diferentes a las del rotor (un hueco o un saliente de acero).

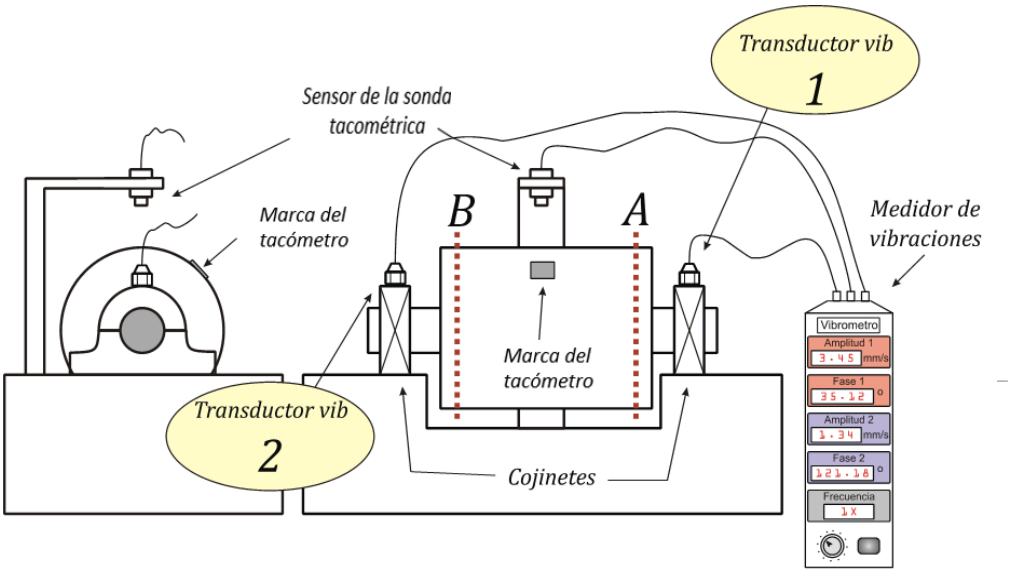


Figura 26. *Esquema de colocación de la instrumentación para el equilibrado en dos plano utilizando la medida de la fase de la vibración.*

Procedimiento

1. En primer lugar, se realiza el montaje de los instrumentos de medida sobre el equipo a equilibrar. Se deben colocar los sensores de vibraciones sobre los dos cojinetes del rotor. En el caso de no tener dos transductores o un instrumento de medida que pueda captar simultáneamente los valores de los dos sensores se puede colocar y medir la vibración sobre un cojinete y luego sobre el otro.

Cada uno de los puntos de medida o sensores de vibración se identifica con un número (**1** y **2**). También se seleccionan e identifican las secciones del rotor en las que se va a realizar la compensación de masas, en este caso se identifican como ***A*** la que se encuentra más cerca al transductor **1** y como ***B*** la que se encuentra más cerca del transductor **2**.

Aunque no es imprescindible, se recomienda colocar el sensor de la sonda tacométrica en la misma dirección y sentido que el transductor de vibraciones.

Se debe comprobar que la marca de tacómetro produce en su sensor una pulsación clara cada vez que pasa por delante de este ya que si no es así, el medidor de vibraciones puede cometer grandes errores al medir la fase.

2. Se pone el rotor a girar a la velocidad adecuada, normalmente a la de servicio (ω).

3. Se mide con el vibrómetro la amplitud y la fase de la vibración a la frecuencia 1X en los dos sensores **1** y **2**, obteniéndose los valores ($\overrightarrow{V_{01}} = V_{01}\lfloor\theta_{01}$) y ($\overrightarrow{V_{02}} = V_{02}\lfloor\theta_{02}$) que son los vectores de vibración inicial en cada uno de los puntos de medida.

4. Parar el rotor y colocar en el plano ***A*** una masa (m_r) de valor conocido (no debe ser una masa excesivamente pequeña puesto que no produciría prácticamente cambios en la vibración y el error en los resultados sería grande, ni excesivamente grande puesto que podría producir fuerzas y vibraciones tan grandes en la máquina que podrían dañarla y, en un ángulo (φ_r) también conocido. Los ángulos en el rotor se miden respecto de la señal de la sonda que será tomada como ángulo 0 y aumentan en el sentido contrario al movimiento del rotor, es decir, si el rotor gira en sentido anti-horario, los ángulos se miden en sentido horario.

5. Volver a poner el rotor a girar a la misma velocidad que antes (w).

6. Volver a medir la amplitud y fase de la vibración a la frecuencia 1X en los dos transductores. A los valores de estas dos medidas las designamos como: $\overrightarrow{V_{A1}} = V_{A1}\lfloor\theta_{A1}$ y $\overrightarrow{V_{A2}} = V_{A2}\lfloor\theta_{A2}$ que son los vectores de vibración en cada uno de los puntos de medida cuando en la sección ***A*** se coloca una masa (m_r) en un ángulo (φ_r).

7. Parar el rotor, quitar la masa (m_r) del plano ***A*** y colocarla en el plano ***B*** en el mismo ángulo (φ_r) que antes.

8. Volver a poner el rotor a girar a la misma velocidad que antes (w).

9. Volver a medir la amplitud y fase de la vibración a la frecuencia 1X en los dos transductores. A los valores de estas dos medidas las designamos como: $\overrightarrow{V_{B1}} = V_{B1}\lfloor\theta_{B1}$ y $\overrightarrow{V_{B2}} = V_{B2}\lfloor\theta_{B2}$ que son los vectores de vibración en cada uno de los puntos de medida cuando en la sección ***B*** se coloca una masa (m_r) en un ángulo (φ_r).

10. Con estas seis medidas de vibración se calcula el desequilibrio y por ende las masas para equilibrar (m_{eA} y m_{eB}) y unos ángulos de colocación (φ_{eA} y φ_{eB}) a partir del siguiente cálculo.
    Matemáticamente el problema está en encontrar dos vectores operacionales $\widehat{Q_1}$ (con módulo Q_1 y ángulo γ_1) y $\widehat{Q_2}$ (con módulo Q_2 y ángulo γ_2), que satisfagan las siguientes ecuaciones:

$$Q_1(V_{1,1} - V_{1,0}) + Q_2(V_{1,2} - V_{1,0}) = -V_{1,0}$$
$$Q_1(V_{2,1} - V_{2,0}) + Q_2(V_{2,2} - V_{2,0}) = -V_{2,0}$$

    Escribiendo Q_1 en función de Q_2 en una de las ecuaciones:

$$Q_1 = \frac{-V_{1,0} - Q_2(V_{1,2} - V_{1,0})}{V_{1,1} - V_{1,0}}$$

    Sustituyendo el valor de Q_1 en la otra ecuación y escribiendo esta solo en función de Q_2:

$$Q_2 = \frac{V_{2,0}(V_{1,1} - V_{1,0}) - V_{1,0}(V_{2,1} - V_{2,0})}{(V_{2,1} - V_{2,0})(V_{1,2} - V_{1,0}) - (V_{2,2} - V_{2,0})(V_{1,1} - V_{1,0})}$$

11. Quitar la masa de referencia (m_r) de todos los planos de corrección (si no se han quitado antes) y colocar o quitar las masas para equilibrar (m_{eA}, m_{eB}) en las posiciones φ_{eA} y φ_{eB} a un radio r_e.

12. Medir de nuevo la vibración en los dos cojinetes **1** y **2**.

13. Volver a repetir los pasos, del 4º al 10º.

14. Comprobar que el desequilibrio residual se encuentra por debajo de la clase de calidad deseada. Para comprobar el desequilibrio se necesitan los nuevos valores de (m_{eA}, m_{eB}) y las revoluciones de la máquina.

    Con el grado de calidad exigido (G), la velocidad (w) y la masa del rotor (M), se obtiene el desequilibrio permisible del rotor como:

$$U_{per} = e_{per} \cdot M = \frac{G}{w} \cdot M$$

Para ver como se reparte el desequilibrio entre los dos planos de equilibrado, se suele utilizar la expresión siguiente, aunque dependiendo de los casos es necesario utilizar otras relaciones entre desequilibrios permisibles (ver capítulo 3).

$$U_{per-A} = \frac{U_{per} \cdot h_B}{b}$$
$$U_{per-B} = \frac{U_{per} \cdot h_A}{b}$$

Donde h_A es la distancia del c.d.g. del rotor al plano ***A***, h_B es la distancia del c.d.g. del rotor al plano ***B*** y b es la distancia entre los planos ***A*** y ***B***.

15. En el caso de que no se cumplan las expectativas de calidad, volver al paso 8º.

Ejemplo 2:

Se desea equilibrar un rotor rígido a partir de un equilibrado (dinámico) en dos planos, con un acelerómetro en cada plano y con un tacómetro para medir la fase. El equilibrado se realizará ex-situ en una máquina de equilibrado donde el eje se apoyará sobre unos rodamientos. Después de ajustar los aparatos de medida a la frecuencia adecuada de las medidas, se registran las medidas de la vibración y fase en rotación libre. Después se coloca una masa de prueba de 2,5 gramos en el plano 1, cuando la maquina vuelve a funcionar con la misma velocidad de rotación, se registran las medidas de vibración y fase. Después se coloca la masa de prueba de 2,5 gramos en el plano 2, cuando la maquina vuelve a funcionar con la misma velocidad de rotación, se registran las medidas de vibración y fase. Las medidas registradas necesarias para hacer los cálculos aparecen en la siguiente tabla:

Masa de prueba Tamaño y localización	Efectos medidos de la masa de prueba					
	Plano 1			Plano 2		
Rotación libre	7,2 mm/s	283°	$\overline{V_{1,0}}$	13,5 mm/s	296°	$\overline{V_{2,0}}$
2,5g en Plano 1	4,9 mm/s	114°	$\overline{V_{1,1}}$	9,2 mm/s	347°	$\overline{V_{2,1}}$
2,5g en Plano 2	4,0 mm/s	79°	$\overline{V_{1,2}}$	12,0 mm/s	292°	$\overline{V_{2,2}}$

Tabla 3. *Medidas de los niveles de vibración y ángulos de la fase del ejemplo 2.*

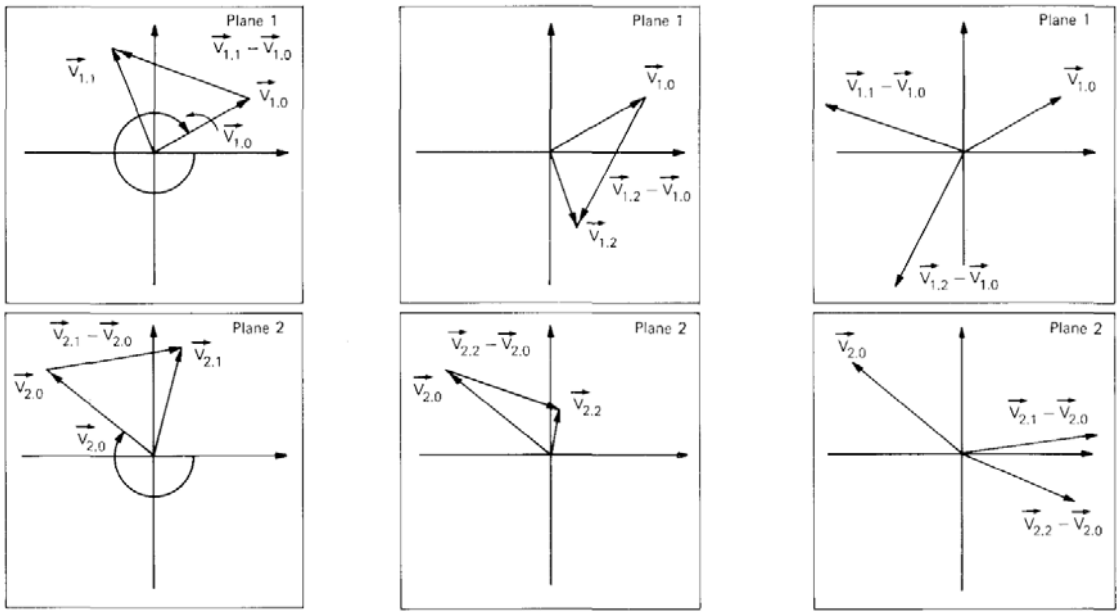


Figura 27. *Representación vectorial de los niveles de vibración. Ejemplo2.*

Matemáticamente, el problema se resume en encontrar dos vectores, $\overrightarrow{Q_1}$ y $\overrightarrow{Q_2}$, que satisfagan las ecuaciones siguientes:

$$Q_1(V_{1,1} - V_{1,0}) + Q_2(V_{1,2} - V_{1,0}) = -V_{1,0}$$
$$Q_1(V_{2,1} - V_{2,0}) + Q_2(V_{2,2} - V_{2,0}) = -V_{2,0}$$

$$Q_1 = \frac{-V_{1,0} - Q_2(V_{1,2} - V_{1,0})}{V_{1,1} - V_{1,0}}$$

$$Q_2 = \frac{V_{2,0}(V_{1,1} - V_{1,0}) - V_{1,0}(V_{2,1} - V_{2,0})}{(V_{2,1} - V_{2,0})(V_{1,2} - V_{1,0}) - (V_{2,2} - V_{2,0})(V_{1,1} - V_{1,0})}$$

Los valores medidos de los niveles de vibración y ángulos de las fases, son las coordenadas polares de los vectores $\bar{V}$. Utilizaremos un sistema de coordenadas cartesianas, con componentes reales e imaginarias, donde $\bar{V} = a + jb$. De esta manera podremos calcular la solución de las ecuaciones anteriormente mostradas.

Las coordenadas polares se convierten en cartesianas por medio de estas dos fórmulas:

$$a = V.\cos\gamma$$
$$b = V.\operatorname{sen}\gamma$$

En la siguiente tabla se presentan las conversiones y las operaciones vectoriales más simples del cálculo.

V	V	γ	a	jb
$\bar{V}_{1,0}$	7,2	238°	-3,82	-6,12 j
$\bar{V}_{1,1}$	4,9	114°	-2	4,48j
$\bar{V}_{1,2}$	4	79°	0,76	3,93j
$\bar{V}_{2,0}$	13,5	296°	5,92	-12,13j
$\bar{V}_{2,1}$	9,2	347°	8,96	-2,07j
$\bar{V}_{2,2}$	12	292°	4,5	-11,13j
$(\bar{V}_{1,1}\text{-}\bar{V}_{1,0})$			1,82	10,60j
$(\bar{V}_{2,1}\text{-}\bar{V}_{2,0})$			3,04	10,06j
$(\bar{V}_{1,2}\text{-}\bar{V}_{1,0})$			4,58	10,05j
$(\bar{V}_{2,2}\text{-}\bar{V}_{2,0})$			-1,42	1,00j

A continuación sustituimos los resultados calculados en la ecuación y obtenemos el valor de Q_2.

$$Q_2 = \frac{(5{,}92 - 12{,}13j)(1{,}82 + 10{,}60j) - (-3{,}82 - 6{,}12j)(3{,}04 + 10{,}06j)}{(3{,}04 + 10{,}06j)(4{,}58 + 10{,}05j) - (-1{,}42 + 1{,}00j)(1{,}82 + 10{,}60j)}$$

$$\boldsymbol{Q_2 = +0,1598 - 1,1264j}$$

Podemos convertir el valor en coordenadas cartesianas a coordenadas polares, que nos serán de mayor utilidad, de la siguiente manera:

$$V = +\sqrt{a^2 + b^2}$$

Para $a > 0$ $\quad \gamma = tan^{-1}\frac{b}{a} \quad -90° < \gamma < +90°$

Para $a < 0$ $\quad \gamma = 180° + tan^{-1}\frac{b}{a} \quad +90° < \gamma < +270°$

Por lo tanto podemos afirmar que:

$$\boldsymbol{Q_2 = 1,1376}$$

$$\boldsymbol{\gamma_2 = -81,9°}$$

Repitiendo este mismo proceso para la ecuación de Q_1 podemos calcular su valor de igual modo.

$$\boldsymbol{Q_1 = 1,1720}$$

$$\boldsymbol{\gamma_1 = +50,4°}$$

De una manera teórica podemos definir la masa necesaria y su posición angular para solventar el desequilibrio actuando en dos planos de corrección. Estos resultados deben ser constatados en la realidad realizando otra prueba de equilibrado y realizar nuevos cálculos si es necesario. Con este método de realimentación podemos llegar a reducir el desequilibrio hasta los niveles permisibles que tengamos que respetar.

Plano 1:

$M_{COMP} = 1{,}172 \times 2{,}5g = \mathbf{2{,}93g\ colocados\ a} + \mathbf{50{,}4}°$

(2,5g fue la masa de prueba utilizada)

Plano 2:

$M_{COMP} = 1{,}1376 \times 2{,}5g = \mathbf{2{,}84g\ colocados\ a} - \mathbf{81{,}9}°$

2.5. FUNDAMENTOS DEL DESEQUILIBRIO DE ROTORES FLEXIBLES

Todos los rotores son flexibles en cierto grado, puesto que nada es perfectamente rígido. Se entiende por rotor flexible a aquel en el que se generan deflexiones significativas que afectan de forma inesperada a la respuesta vibratoria. En la práctica, son aquellos que operan a velocidades cercanas a sus velocidades críticas, y pueden identificarse por la elevada relación entre su longitud y su diámetro. Ejemplos de este tipo de rotores son las turbinas de alta velocidad, generadores, compresores multietapa, etc.

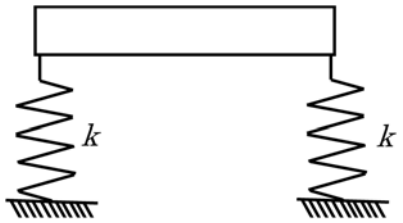
La flexibilidad de un rotor varía gradualmente con la velocidad de giro, creciendo exponencialmente cerca de las resonancias o velocidades críticas. La fuerza centrífuga del desequilibrio produce en el eje esbelto una deformación elástica *x* que viene dada por la ley de Hooke:

$$m \cdot (r_G + x) \cdot \omega^2 = K_e \cdot x$$

Es decir, el desequilibrio produce durante el giro una deformación elástica y una fuerza restauradora que se opone a dicha deformación. Por ello, en el caso de un rotor flexible, un equilibrado realizado a la velocidad de giro de la máquina equilibradora de un taller especializado puede no ser válido cuando ese rotor vaya a operar a su velocidad nominal en la máquina.

La vibración de un rotor es la superposición de sus diferentes modos de vibración. Para un rotor flexible son curvas planas rotando alrededor del eje de giro. La distribución del desequilibrio puede expresarse en términos de componentes modales, de forma que la vibración en cada modo se debe a la correspondiente componente de desequilibrio. Por ello, cuando un rotor gira a una velocidad cercana a una crítica adopta la forma de la deformada correspondiente al modo asociado con esa velocidad crítica.

La reducción de las componentes modales de desequilibrio es la base del método de equilibrado modal de rotores flexibles, que es el que se presenta a continuación.



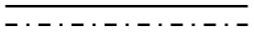
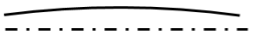
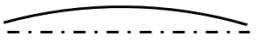
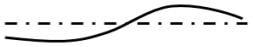
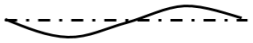
Modos de vibración / Rigidez de los apoyos	1	2	3
K=0			
Rigidez baja			
Rigidez elevada			
K=∞			

Figura 28. *Efecto de la variación de la rigidez de los soportes en la forma y frecuencia de los tres primeros modos de vibración de un eje.*

2.5.1. MÉTODO DEL EQUILIBRADO MODAL

El equilibrado modal de rotores flexibles consiste básicamente en una serie de operaciones de equilibrado individuales a velocidades del rotor sucesivamente más elevadas, hasta alcanzar la velocidad de régimen.

a) **Equilibrado de baja velocidad**. El rotor se comporta como si fuese rígido, por lo que este primer paso se aborda con las técnicas presentadas anteriormente.
b) **Equilibrado para el primer modo de flexión.** El rotor se hace girar a una velocidad cercana a la primera frecuencia de resonancia. En este caso el equilibrado se realiza colocando masas en tres planos correspondientes a los dos apoyos extremos y al plano medio del eje. Se añade un peso de prueba (masa *m*) en el plano medio del eje, y otros dos pesos (masa *m/2*) en los planos extremos, diametralmente opuestos al primero. De esta manera los pesos introducidos no perturban el equilibrado rígido previamente realizado. Se mide nuevamente la amplitud de vibración en uno de los apoyos y se utiliza el procedimiento de equilibrado en un plano para calcular los pesos de corrección necesarios.

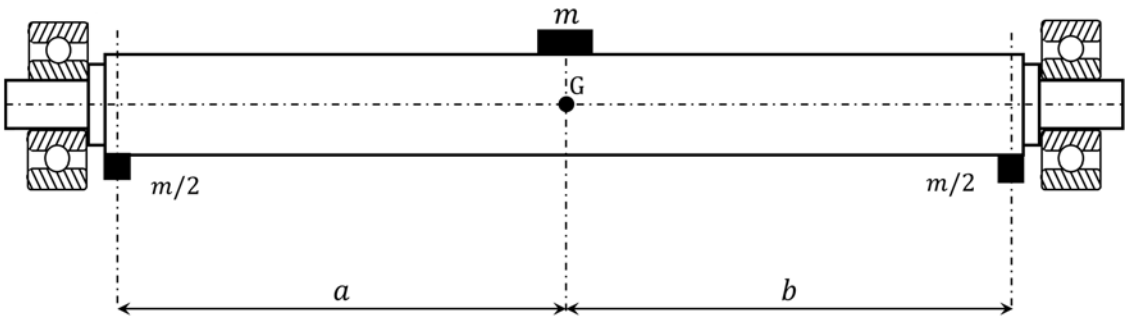


Figura 29. *Distribución de pesos para la corrección del primer modo de flexión.*

c) **Equilibrado para el segundo modo de vibración**. El rotor se hace girar a una velocidad cercana a la segunde frecuencia de resonancia. El equilibrado se realiza colocando masas en cuatro planos. Los pesos introducidos no perturban el equilibrado previamente realizado. En estas condiciones se mide nuevamente la amplitud de vibración en uno de los apoyos y se utiliza el procedimiento de equilibrado en un plano para calcular los pesos de corrección necesarios.

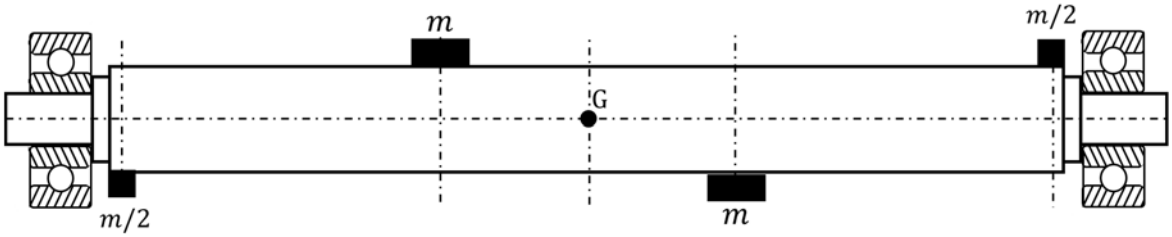


Figura 30. *Distribución de pesos para la corrección del segundo modo de flexión.*

d) **Equilibrado para el tercer modo de vibración**. Se hace girar el rotor a una velocidad próxima a la tercera frecuencia de resonancia. El equilibrado se realiza colocando masas en cinco planos, de forma que no perturban el equilibrado anterior. En estas condiciones se mide nuevamente la amplitud de vibración en uno de los apoyos y se utiliza el procedimiento de equilibrado en un plano para calcular los pesos de corrección necesarios.

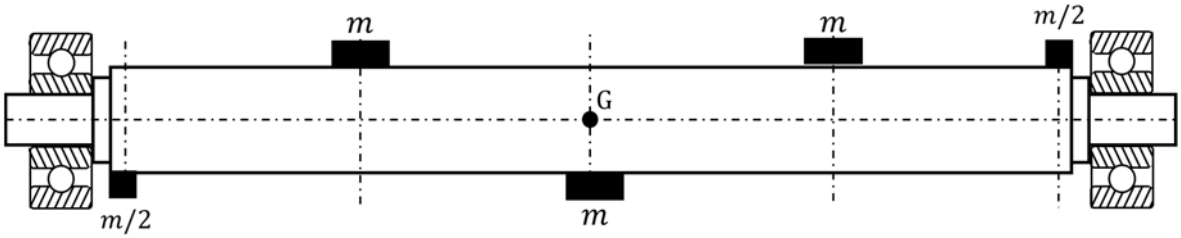


Figura 31. *Distribución de pesos para la corrección del tercer modo de flexión.*

e) **Equilibrado de sucesivos críticos**. Se debe equilibrar para todas las frecuencias de resonancia que aparezcan por debajo de la velocidad de régimen. El equilibrado se realiza de forma análoga a las secciones anteriores teniendo en cuenta que el número de planos de compensación requeridos para el momento de flexión *n* será *n+2.*

f) **Equilibrado a velocidad de régimen.** Finalmente se realiza el equilibrado del rotor a la velocidad de servicio añadiendo pesos de corrección sólo en los planos extremos.

CAPÍTULO 3

EQUIPOS DE MEDIDA Y DIAGNOSIS DEL EQUILIBRIO DE MÁQUINAS

3.1. INTRODUCCIÓN

Para medir el desequilibrio de un determinado rotor es necesario medir las fuerzas que se producen como consecuencia de la incorrecta distribución de masas en el mismo, se tiene que utilizar un parámetro que sea posible medir en el rotor y del que se pueda relacionar con las fuerzas de desequilibrio, este parámetro es la vibración.

Por otro lado, la vibración que aparece en los apoyos de la máquina no solo puede estar originada por las fuerzas de desequilibrio, sino que su origen puede ser otro. Por esta razón es necesario aislar la vibración que proviene únicamente del desequilibrio, quedándonos únicamente con la componente frecuencia 1X que es la que origina el desequilibrio.

Dado que las vibraciones a medir son producidas por la fuerza centrífuga, que aumenta con la velocidad, para el equilibrado no se debería elegir un número de revoluciones demasiado bajo, ni demasiado elevado en una primera fase. Se debe tener especial cuidado en no medir en frecuencias que exista resonancia. Las vibraciones se miden en general en las proximidades del plano de equilibrado. Pero esto no es forzosamente necesario. Durante todo el ensayo se debe medir la vibración exactamente en el mismo punto.

Durante el proceso de equilibrado se mide la vibración y se relaciona su componente a la frecuencia 1X con la masa que produce el desequilibrio. Entre la masa que se coloca en un punto del rotor y la vibración que esta genera en la posición de medida existe lo que se conoce como una función de transferencia. Esta función depende de la posición en la que se mida la vibración y también de la velocidad del rotor. Si estos dos aspectos se mantienen constantes, la función de transferencia se convierte en un factor de proporcionalidad que se llama índice de influencia o coeficiente de influencia. Si se conoce este índice se calcula fácilmente el desequilibrio del rotor, a partir de la señal de vibración.

3.2. FUERZA DESEQUILIBRADORA Y VIBRACIONES EN MÁQUINAS. CAUSAS DEL DESEQUILIBRIO EN OPERACIÓN

Existen dos grandes grupos en los que podemos dividir los diferentes tipos de desequilibrio:

- Desequilibrios exteriores o de operación, que son los producidos por una fuerza externa que puede ser motriz o de carga y que genera el desequilibrio.

- Desequilibrios mecánicos, este es el tipo de desequilibrio que se estudiará en este proyecto, se produce cuando el eje de inercia del rotor no coincide con su eje de giro. En este desequilibrio aparecen fuerzas y momentos como consecuencia de las fuerzas centrífugas cuando el motor comienza a girar. A partir de este punto, cuando se hable de desequilibrio se entenderá que es un desequilibrio mecánico.

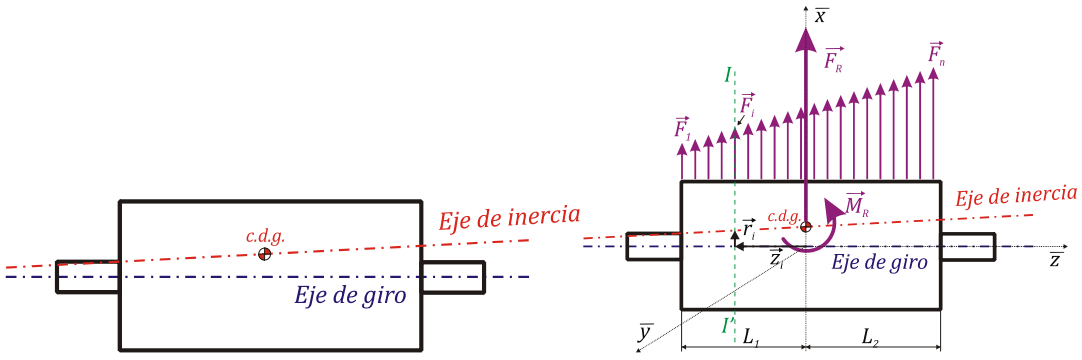


Figura 32. *Desequilibrio mecánico en un rotor.*

El desequilibrio del rotor es debido a una mala distribución de la masa del mismo, la vibración es producida por la interacción de la masa de desequilibrio y la aceleración radial producida por la rotación, que conjuntamente producen la fuerza centrífuga. Esta

fuerza rota a la vez que la masa que la provoca e intenta mover el rotor a lo largo de su línea de acción.

Se puede considerar que en una sección cualquiera ($I - I'$) perpendicular al eje de rotación aparece una fuerza centrífuga ($\vec{F_i}$) cuyo valor depende de la velocidad de giro del rotor ($\vec{\omega}$), de la masa concentrada en esa sección (m_i), y de la distancia que existe en esa sección entre el eje de giro y el eje de inercia (o lo que es lo mismo entre el centro de giro de esa sección y el c.d.g. de la misma), según la expresión siguiente:

$$\vec{F_i} = \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r_i}) \cdot m_i$$

La fuerza centrífuga resultante ($\overrightarrow{F_R}$) como consecuencia de la no coincidencia del eje de inercia y del de giro viene dada por la expresión:

$$\overrightarrow{F_R} = \sum_{i=1}^{n} \vec{F_i} = \sum_{i=1}^{n} \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r_i}) \cdot m_i = \omega^2 \cdot \sum_{i=1}^{n} \vec{r_i} \cdot m_i$$

El momento resultante será:

$$\overrightarrow{M_R} = \sum_{i=1}^{n} \vec{z_i} \times \vec{F_i} = \omega^2 \cdot \sum_{i=1}^{n} \vec{z_i} \times \vec{r_i} \cdot m_i$$

Por la definición de c.d.g. para un sistema discreto: $\overrightarrow{r_G} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \vec{r_i} \cdot m_i}{M}$, la expresión anterior se puede poner como:

$$\overrightarrow{F_R} = \omega^2 \cdot M \cdot \overrightarrow{r_G}$$

Donde M es la masa del rotor.

El vector $\sum_{i=1}^{n} \vec{z_i} \times \vec{r_i} \cdot m_i$ se puede denominar momento centrífugo de inercia respecto al eje *z* y al plano *x*-*y*. Designando a este momento como $\overrightarrow{I_{ir}}$, se obtiene la ecuación:

$$\overrightarrow{M_R} = \omega^2 \cdot \overrightarrow{I_{ir}}$$

Es muy perjudicial a la vida útil de una máquina cuando aparecen vibraciones indeseadas como en el caso de un rotor cuyo eje de giro no coincide con el eje central de inercia. Ello es debido a que se generan fuerzas de inercia por acción centrífuga como hemos explicado anteriormente, que afectarán a los cojinetes o rodamientos de apoyo.

El desequilibrio puede provenir de errores de mecanizado, del uso de tornillos o remache de tamaños distintos, etc. En la práctica, es imposible fabricar un rotor perfectamente equilibrado, hay que considerar las tolerancias de fabricación, la imperfecta homogeneidad del material, etc. Por ello, aparecen desequilibrios que será necesario corregir. A medida que las máquinas se hacen más rápidas, el equilibrado debe ser más preciso, por el aumento de las fuerzas centrífugas.

3.3. REPERCUSIÓN DE LAS FUERZAS DESEQUILIBRADORAS EN EL FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

El desequilibrio es la fuente más común de vibraciones en los equipos rotativos, ya que en mayor o menor grado está presente en todos los rotores. El desequilibrio del rotor produce fuerzas y momentos variables, los valores de las fuerzas que provoca el desequilibrio se repiten con la misma frecuencia que la frecuencia de giro del rotor. Estas fuerzas variables producirán una vibración cuyo periodo de repetición será una vez por vuelta, por este motivo, a la componente de vibración a esta frecuencia se le suele llamar 1X.

La vibración característica de un desequilibrio es la 1X, esto no quiere decir que en una máquina con desequilibrio solo se presente esta componente, ya que pueden existir elementos u otros defectos que incrementen o generen otras componentes vibratorias, como veremos más adelante en este mismo capítulo, tales como 2X, 3X, etc.

3.3.1. CONSECUENCIAS DE LAS FUERZAS DESEQUILIBRADORAS

Estos esfuerzos variables producen vibraciones que pueden ser tanto más peligrosas cuanto más se acerquen a las frecuencias naturales de algunos componentes del sistema, dado que se provocarán resonancias. Dichas vibraciones son un fenómeno indeseado por diversas razones.

- Repercuten en el **tiempo de vida útil de las máquinas**, pues, por ejemplo, cojinetes, suspensiones, carcasas y bancadas son sometidos a mayores esfuerzos. Una vibración en los puntos de unión de dos componentes de una máquina como puede ser un cojinete, provoca que el contacto entre sus superficies no sea uniforme ni tenga las condiciones que se presuponen en la etapa de diseño. Si, por ejemplo, en el caso de un cojinete la lubricación no es la adecuada para estas nuevas condiciones de funcionamiento se producirá un rozamiento excesivo e irregular que desgastara el material mucho más rápido de lo previsto.
- Afectan a la **seguridad de la máquina** y por consecuente a la **seguridad de los operarios** que puedan manejarla debido a que puede ser causa de un accidente laboral, las máquinas no están diseñadas para funcionar con niveles de vibración excesivamente altos respecto a las funciones que tengan. Una fuerza de desequilibrio lo suficientemente grande puede provocar que los tornillo se puedan aflojar, las conexiones eléctricas puedan tener falsos contactos, etc. Provocando esto un fallo operativo o incluso un fallo catastrófico dejando sin funcionamiento a dicha máquina hasta ser reparada.

- Asimismo repercuten **sobre el usuario**, las vibraciones representan un riesgo, ya que pueden producir en el organismo de las personas expuestas, daños específicos en función de la zona del cuerpo a la que afectan y de la frecuencia dominante de la vibración. La magnitud del efecto será proporcional a la amplitud de la vibración. La vibración que se transmite a través del sistema brazo-mano puede provocar problemas vasculares, de huesos o de articulaciones, nerviosos o musculares. Por otra parte, la vibración que se transmite a todo el cuerpo puede provocar lumbalgias y lesiones de la columna vertebral.
- Produce un nivel de **ruido desaconsejable para la salud y bienestar** del operario. Hay tareas que, por el alto grado de concentración que exigen, se ven dificultadas si existen altos niveles de ruido. En otros casos, la permanencia de un ruido molesto de fondo aumenta la sensación de fatiga al término de la jornada o aumenta la monotonía del trabajo. Por otra parte, el ruido dificulta la comunicación, lo que en algunas actividades puede influir en que se cometan errores y ocurran accidentes. A niveles de ruido demasiados altos se corre un riesgo de sordera permanente o transitoria y el organismo permanece en un estado de estrés con un ritmo cardíaco más alto pudiendo provocar daños graves a la salud.
- **Disminuyen la calidad de la operación** realizada por la máquina, como por ejemplo el acabado superficial de una máquina herramienta, debido a que los componentes de la máquina se desajustan provocando holguras que restan mucha precisión en las operaciones que lleva a cabo la máquina o que la fuerza desequilibrante no permita lograr la precisión necesaria para dicha operación debido a que la vibración provoca una inercia en los componentes de la máquina que hace que su posición relativa a la operación varié de su funcionamiento óptimo de operación.

Estas son las consecuencias de una vibración excesiva y perjudicial para el funcionamiento de la máquina y el bienestar del operario. El objetivo del mantenimiento predictivo es analizar y solucionar a tiempo estos comportamientos para evitar la reducción de la vida útil y la eficiencia de la máquina, además de evitar posibles accidentes laborales o paradas en la producción por culpa de problemas severos en las máquinas.

3.4. EQUIPAMIENTO PARA LA MEDIDA DE LA VIBRACION Y DE LA FASE DE LAS FUERZAS DESEQUILIBRADORAS

3.4.1. TRANSDUCTORES DE VIBRACIÓN

3.4.1.1. Tipos de transductores

El tipo de sensores y técnicas de adquisición de datos empleados en el equilibrado es un factor crítico que puede determinar su éxito o fracaso. Su precisión, correcta aplicación y apropiado montaje determinarán si los datos obtenidos son o no válidos. Hay tres tipos de transductores de vibración que pueden usarse para monitorizar las condiciones mecánicas de una máquina, cada uno con sus aplicaciones específicas y sus limitaciones: Sonda de desplazamiento, medidor de velocidad o velocímetro y acelerómetro.

Medida	Unidades	Descripción
Desplazamiento	µm (P-P) mils (P-P)	Movimiento de las máquinas o estructuras, se relaciona con esfuerzo.
Velocidad	mm/s (0-P o rms) ips (0-P o rms)	Rapidez de cambio del desplazamiento, se relaciona con fatiga
Aceleración	m/s^2 (0-P o rms) g`s (0-P o rms)	Está relacionado con las fuerzas presentes en las componentes de las máquinas

Tabla 4. *Medidas empleadas para cuantificar la vibración*

Sondas de desplazamiento. Las sondas de desplazamiento o sondas de proximidad o de corrientes de fuga (Foucault) se diseñan para medir el movimiento absoluto de un eje de máquina con respecto a la sonda. Por lo tanto, la sonda de desplazamiento deberá montarse rígidamente sobre una estructura con el fin de asegurar un dato seguro y repetible. Las sondas de desplazamiento montadas permanentemente, suministran los datos más seguros en máquinas con rotor de bajo peso (en relación con la carcasa o estructura de soporte). Turbinas, compresores y otros componentes suelen llevar captadores de desplazamiento montados permanentemente en posiciones de medida claves para el suministro de datos al programa de mantenimiento. La gama de frecuencias útiles para las sondas de desplazamiento es de 10 a 1.000 Hz (600 a 60.000 r.p.m.). Los componentes en frecuencia fuera de esta gama se distorsionarán y resultarán inútiles para la determinación de las condiciones de la máquina.

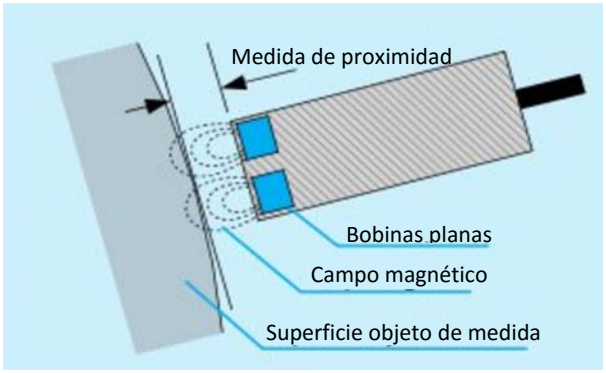


Figura 33. *Esquema de funcionamiento de la sonda de desplazamiento*

Velocímetros. Los transductores de velocidad (velocímetros) son sensores electromecánicos utilizados para monitorizar o registrar vibraciones relativas. Se compone de un imán permanente ubicado en el centro de una bobina de hilo de cobre. Cuando la carcasa vibra, se crea un movimiento relativo entre el imán y el bobinado, induciéndose por la ley de Faraday una tensión proporcional a la velocidad del movimiento. Los sensores de velocidad, como las sondas de desplazamiento, tienen una gama efectiva de frecuencias de 10 a 10.000 Hz. No deben ser usados para registrar frecuencias por debajo o por encima de esta gama. La mayor limitación de los captadores de velocidad es su sensibilidad a los daños mecánicos o térmicos. El uso normal puede causar una pérdida de calibrado y, por lo tanto, debe establecerse un estricto programa de recalibración (por ejemplo, cada seis meses) para prevenir la distorsión de las medidas. Aun así, con calibraciones periódicas, los programas que usan captadores de velocidad son propensos a datos erróneos o distorsionados resultantes de una pérdida de calibrado.

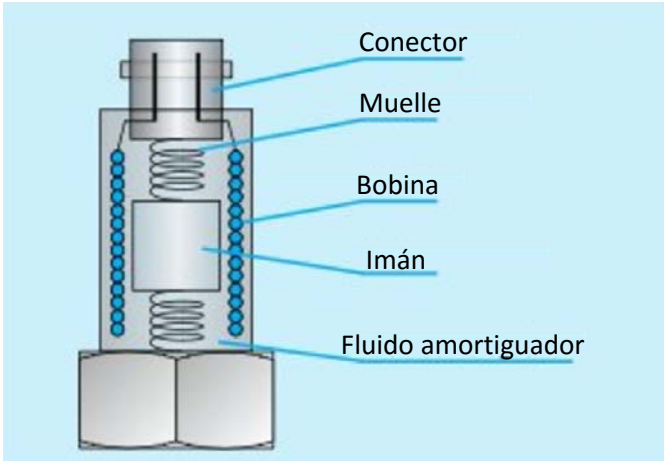


Figura 34. *Transductor de velocidad*

Acelerómetros. En este proyecto, este será el trasductor elegido para medir la amplitud de la vibración en el eje desequilibrado. Los acelerómetros pueden estar basados en

tecnologías diferentes: piezoeléctricos, piezoresistivos, capacitivos,... Los más utilizados son los acelerómetros piezoeléctricos que a partir de un cristal con propiedades piezoeléctricas convierten la energía mecánica del movimiento en señales eléctricas. Por regla general, las aceleraciones determinadas por este tipo de sensores suelen venir expresadas en términos de la aceleración de la gravedad: g (9.8 m/s^2). Los acelerómetros son susceptibles de averías térmicas. Si se permite que un calor suficiente irradie al cristal es posible que éste se averíe o destruya. Sin embargo, como el tiempo de utilización recomendado es relativamente corto, el daño térmico es raro. El rango efectivo de los acelerómetros de uso general es de 1 a 10.000 Hz. Aunque pueden encontrarse acelerómetros ultrasónicos válidos para frecuencias de hasta 1 MHz.

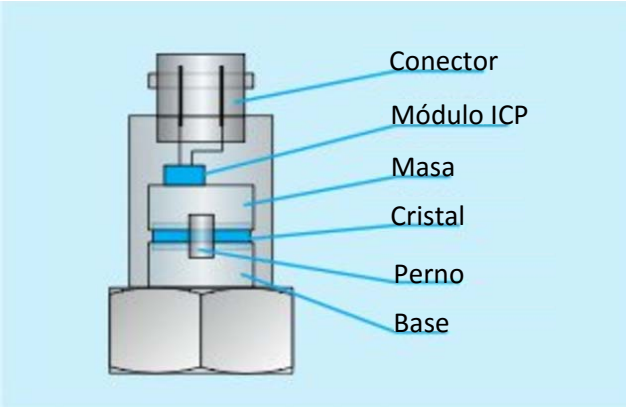


Figura 35. *Acelerómetro piezoeléctrico*

3.4.1.2. Parámetros de medida

Es muy importante seleccionar el aparato que mejor se adapte y adecue a nuestro caso en particular y a las condiciones que se plantean para tomar las medidas correspondientes. Igualmente, es importante seleccionar correctamente los parámetros de medida utilizados según el transductor de vibración usado para que la señal vibratoria sea lo más clara posible para poder obtener la mayor precisión en los cálculos. Un análisis previo de la frecuencia de la vibración a medir puede servir de guía para la selección del parámetro más adecuado. La vibración se puede medir a partir de la aceleración, la velocidad o el desplazamiento de las oscilaciones, la figura 36 muestra la relación de estos tres parámetros respecto a la frecuencia. Los tres parámetros tienen pendientes diferentes en sus gráficas pero el pico ocurre en el mismo rango de frecuencia en los tres. Las curvas de los tres parámetros proporcionan la misma información de los niveles vibratorios, por el contrario, la manera en la que presentan esta información es considerablemente diferente.

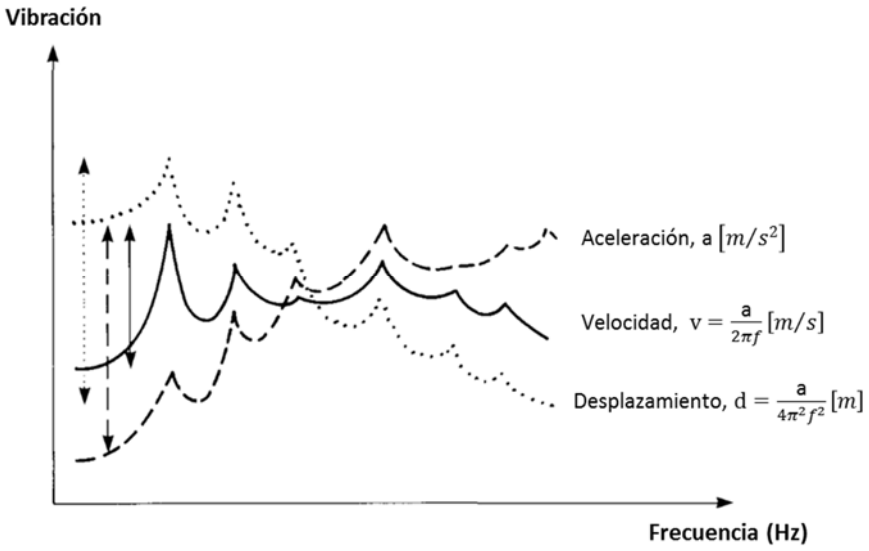


Figura 36. *Relación de los parámetros de medida con la frecuencia.*

El parámetro que se suele seleccionar más frecuentemente es el que tiene una curva de valores más horizontal ya que requiere el menor rango dinámico en los instrumentos de medida utilizados, esto quiere decir que la relación señal/ruido es la mayor, reduciendo al mínimo las interferencias de ruido en la medida. La experiencia ha mostrado que normalmente es el parámetro de la velocidad el que tienen una curva más plana, por ello es el más utilizado. Los valores de la aceleración tienden a enfatizar las frecuencias altas, por lo que este parámetro es seleccionado cuando el ruido a baja frecuencia es un problema. El desplazamiento, por el contrario, enfatiza las frecuencias bajas por lo que tiende a evitar las frecuencias altas de ruido. Este último parámetro no se suele utilizar debido a que el transductor de medida utilizado, el acelerómetro, toma medidas de aceleración, así que para obtener el desplazamiento se ha de integrar dos veces los resultados, hecho que disminuye mucho la fiabilidad de los resultados.

3.4.1.3. Técnicas de montaje

La desviación del punto exacto u orientación afectará a la exactitud del dato conseguido. Por lo tanto, es importante que cada medición, a lo largo de toda la duración del proceso, se consiga exactamente en el mismo punto y orientación. Además, la fuerza de compresión aplicada al transductor deberá ser exactamente la misma en cada medición. Para la seguridad del dato, es absolutamente necesaria una unión mecánica directa con la tapa del cojinete. Las pequeñas desviaciones en esta carga inducirán a errores en la amplitud de las vibraciones y puede crear también componentes de falsa frecuencia que no tienen nada que ver con la máquina.

Usar **transductores fijos**, es el mejor método para asegurarse que los tres factores son exactamente los mismos cada vez. Para ello, es necesario afianzar fuertemente los

detectores de vibración en los puntos de medición seleccionados. Esto garantizará la seguridad y repetitividad del dato recogido.

Para eliminar el coste asociado a transductores instalados de forma permanente, puede usarse un **conector rápido** bien diseñado. Esta técnica consiste en montar una clavija de desconexión rápida. Para la obtención de datos se usa entonces un acelerómetro normal dotado de un manguito acoplable a una clavija. El montaje de una técnica de desconexión rápida, bien diseñada, suministrará la misma seguridad y repetitividad que una técnica de montaje permanente, pero a un menor coste. Sin embargo, este procedimiento no es muy utilizado en la práctica.

La tercera técnica de montaje que puede usarse es un **montaje magnético.** Para uso general, por debajo de los 1.000 Hz, puede emplearse un transductor juntamente con una base magnética. Aun cuando el conjunto transductor/base magnética tendrá una frecuencia de resonancia que puede provocar alguna distorsión al dato registrado, esta técnica puede usarse con éxito marginal. Como la base magnética, en principio, puede colocarse en cualquier lugar de la máquina, no puede garantizarse que la situación y orientación exacta se mantenga en cada medición.

Teniendo en cuenta que no todos los elementos de una carcasa de una máquina son ferromagnéticos, también se suelen utilizar sistemas de pegado de una plaquita desechable y roscada al acelerómetro mediante cianoacrilato.

3.4.2. MEDIDOR DE FRECUENCIA DE ROTACION. TACOMETRO

El tacómetro es un dispositivo que mide las revoluciones por minuto de un rotor o elemento rotatorio. En nuestro caso, aunque se podría hacer un equilibrado correctamente sin la necesidad de utilizar uno de estos aparatos, será útil debido al método analítico elegido para la resolución del problema de equilibrado tanto en un plano como en dos planos de medición. Existen principalmente tres tipos de tacómetros en el mercado, tacómetros ópticos, tacómetros de contacto y tacómetros estroboscópicos.

3.4.2.1. Tipos de tacómetro y su funcionamiento

Tacómetro óptico: Estos tacómetros, generalmente sin contacto, utilizan un medio luminoso para determinar la velocidad de rotación de las piezas. Este instrumento mide con precisión la velocidad rotatoria (RPM) usando un haz de luz visible, puede ser usado a una distancia de hasta 8 mm en un elemento rotatorio. La construcción robusta, portabilidad y características notables del tacómetro óptico lo hacen ideal para labores de mantenimiento y otras aplicaciones en máquinas.

En general estos sensores producen un haz luminoso ya sea de tipo láser, de luz visible, o infrarrojo que se dirige a la pieza en movimiento, en la pieza se ha marcado una zona de color blanco (o una pegatina reflectante) que refleja el haz luminoso en mayor proporción que el resto de la superficie, de manera que cada vez que pasa la zona blanca frente al tacómetro se produce por un instante una reflexión mayor del haz. Este pulso luminoso reflejado es detectado por un sensor colocado junto al emisor de luz y convertido a pulso eléctrico dentro del tacómetro. Un circuito convenientemente calibrado a unidades de velocidad de rotación mueve la aguja al valor apropiado o genera un número en una pantalla digital. Entre

Para el procedimiento de equilibrado se requiere que esta sonda tacométrica transmita la señal frente al tiempo, de manera que se pueda obtener el periodo entre pulsos. Las señales pulsatorias del tacómetro tienen que ser comparadas con el paso del pico de vibración a la frecuencia 1X para poder determinar la fase de la señal vibratoria frente a la referencia de la sonda tacométrica.

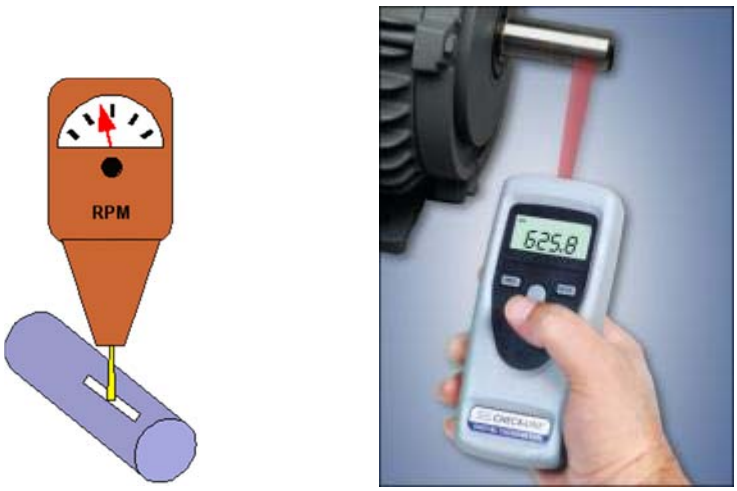


Figura 37. *Funcionamiento de un tacómetro óptico*

Tacómetro estroboscópico: Estos tacómetros basan su funcionamiento en el efecto estroboscópico, esto es, en la visualización de los objetos que rotan como estacionarios cuando estos son iluminados con una luz de encendido y apagado rápido sincronizada con la velocidad de rotación. Cuando se quiere medir la velocidad de rotación de un objeto, se enfoca la lámpara hacia él y con los controles del instrumento se va variando de manera gradual la frecuencia de destello. En el momento en el que el objeto se perciba detenido, estarán sincronizadas las velocidades de rotación con la frecuencia de destello. Estos instrumentos precisan de un operario que sincronice las frecuencias de la máquina y el instrumento, esto es un impedimento a la hora de realizar los cálculos con un software y de una manera autónoma y programada. Pero a cambio podría permitir la visualización de la ubicación del desequilibrio al menos en un plano.

Figura 38. *Tacómetro estroboscópico.*

Tacómetro de contacto: mide con precisión la velocidad de rotación mediante el contacto con una superficie o con el extremo de un eje. Permite que el usuario reciba lecturas en una amplia variedad de unidades de medidas. Esta medición se lleva a cabo mediante un adaptador mecánico con cabeza en forma de cono que se ajusta al extremo del eje en sentido axial o mediante una rueda que se pone en contacto radialmente con el eje.

Este tipo de instrumentos son óptimos para establecer las revoluciones de máquinas, piezas e instalaciones giratorias (por ejemplo: cintas transportadoras, motores y mecanismos accionados por correas, entre otros).

Figura 39. *Tacómetro por contacto.*

Este tipo de tacómetros no suelen tener salida de señal, simplemente miden las revoluciones de giro de un eje, luego difícilmente podrán ser utilizados en el proceso de equilibrado.

Sondas tacométricas: estos sensores son los ideales en el proceso de equilibrado. Suelen ser de tipo óptico y las más utilizadas son la que se basan en el fenómeno fotoeléctrico o las de tipo laser.

3.4.3. DISPOSITIVO DEL EQUIPO Y ANÁLISIS DE DATOS

Para hacer mediciones de vibraciones pueden usarse diferentes aparatos portátiles llamados vibrómetros. Este instrumento es un pequeño microprocesador diseñado específicamente para recoger, acondicionar y almacenar datos de vibración tanto en el dominio del tiempo como de la frecuencia.

En nuestro caso se montarán dos acelerómetros, uno en cada plano de apoyo del eje a estudio, además de un tacómetro para tener monitorizados la magnitud de la vibración y la frecuencia de giro del rotor. Estos datos se recogerán y analizaran en un software de captación de datos y cálculo. Si el acelerómetro y el tacómetro se colocan en la misma posición angular con respecto al eje, la diferencia entre los puntos máximos de estas señales, periódicas en el tiempo, corresponderá a la posición angular de la masa desequilibradora en el eje, y podremos omitir el ángulo de desfase en los cálculos realizados ya que es nulo.

El software de captación de datos y cálculo, registrará las medidas de vibración y fase tanto con la masa de referencia como sin ella.

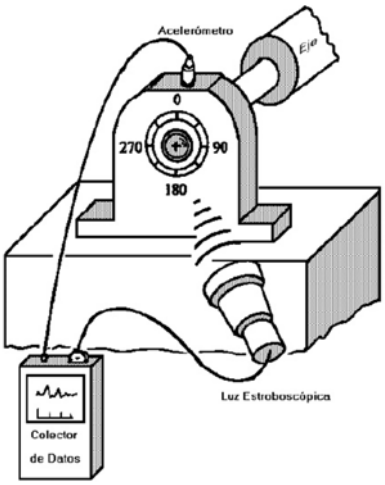


Figura 40. *Montaje del equipamiento de medición*

Y a partir de esos datos dará como respuesta la cantidad de material que hay que adicionar o quitar en el rotor, en que plano hay que hacerlo y en qué posición angular. Se ha realizado en una hoja de Excel la programación aproximada que tendrá el software, siguiendo las fórmulas y el procedimiento que se ejemplifica en el capítulo 2. Hay dos posibilidades de cálculo, el equilibrado para dos plano (método de equilibrado dinámico) y el equilibrado en un solo plano (método de equilibrado estático).

Ecuaciones para el equilibrado en dos planos

$$Q_1 = \frac{-V_{1,0} - Q_2(V_{1,2} - V_{1,0})}{V_{1,1} - V_{1,0}}$$

$$Q_2 = \frac{V_{2,0}(V_{1,1} - V_{1,0}) - V_{1,0}(V_{2,1} - V_{2,0})}{(V_{2,1} - V_{2,0})(V_{1,2} - V_{1,0}) - (V_{2,2} - V_{2,0})(V_{1,1} - V_{1,0})}$$

	$m_{ref(gramos)}$	φ ref
Plano 1	3,1	90
Plano 2	3,1	90

VECTOR	V(mm/s)	θ(º)	a	bj	
V10	3,52	92,00	-0,12	3,52	
V11	1,31	168,00	-1,28	0,27	
V12	2,32	165,00	-2,24	0,60	
V20	1,55	164,00	-1,49	0,43	
V21	6,39	-138,00	-4,74	-4,28	
V22	5,97	-132,00	-3,99	-4,44	
V11-V10	3,45	-109,75	-1,16	-3,24	
V21-V20	5,73	-124,70	-3,25	-4,71	
V12-V10	3,60	-126,10	-2,12	-2,91	
V22-V20	5,47	-117,23	-2,50	-4,87	
V20(V11-V10)	5,34	54,25	3,12	4,33	Diferencia 1
V10(V21−V20)	20,15	-32,70	16,96	-10,88	
Diferencia 1	20,57	132,29	-13,84	15,22	
(V21-V20)(V12-V10)	20,63	-250,80	-6,83	19,47	Diferencia 2
(V22-V20)(V11-V10)	18,86	-226,98	-12,90	13,76	
Diferencia 2	8,33	43,25	6,07	5,71	
Q2	2,47	89,05			
Q2(V12-V10)	8,90	-37,05	7,10	-5,36	
(-V10-Q2(V12-V10)	7,22	165,30	-6,98	1,84	
Q1	2,10	275,05			

RESULTADO		
M1	6,50	
φ1	275,05	185,05
Respecto:	Tacómetro	mref
M2	7,66	
φ2	89,05	-0,95
Respecto:	Tacómetro	mref

Tabla 5. *Software para cálculo de equilibrado en dos planos.*

Ecuaciones para el equilibrado en un plano

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_0 + \vec{V}_r$$

$$\frac{V_r}{m_r \cdot r_r} = \frac{V_0}{M \cdot e} = \text{indice de influencia}$$

$$m_e \cdot r_e = U_d = M \cdot e = \frac{m_r \cdot r_r}{V_r} V_0$$

$método$	$\frac{Respecto\ a\ m_r}{\downarrow}$	$\frac{Respecto\ a\ 0°}{\downarrow}$
Quitando masa⟩ →	$\theta_0 - \theta_r$	θ_0
Poniendo masa⟩ →	$\theta_0 - \theta_r + 180°$	$\theta_0 + 180°$

	m (gr)	ϕ(º)		Radio(mm)
Masa prueba	2			10
Masa equilibrio	2,01167596	149,211249	329,211249	10
		quitando	*poniendo*	

VECTOR	V(mm/s)	θ(º)	a	bj
V0	3,4	116	-1,4904619	3,05589976
V1	1,8	42	1,33766069	1,20443509
Vr	3,38026608	*	2,82812258	-1,85146467
1º Cuadrante		33,2112488	(+)	(+)
2º Cuadrante		33,2112488	(-)	(+)
3º Cuadrante		99,6337463	(-)	(-)
4º Cuadrante		-33,2112488	(+)	(-)

Tabla 6. *Software para cálculo de equilibrado en un plano.*

3.4.4. MASA INICIAL ESTIMADA

Para iniciar un estudio correcto del desequilibrio y posterior equilibrado de un rotor también es importante seleccionar una masa de prueba inicial adecuada de tal manera que sus efectos en el desequilibrio sean notables pero no excesivos. Esta masa de

prueba produce alteraciones temporales en la distribución de masas del rotor para determinar la relación entre la cantidad de desequilibrio y la vibración en los rodamientos. Se utiliza al inicio del equilibrado del rotor para poder realizar los cálculos convenientes y obtener la masa exacta necesaria para paliar el desequilibrio. Para estimar correctamente el valor de la masa de prueba en Kg y el valor del radio donde debe colocarse en mm se debe determinar la masa residual máxima, en gramos, (M_{MR}) que se obtiene de la siguiente manera:

$$M_{MR} = \frac{U \,.\, M_R}{R_C}$$

Dónde:

U = Cantidad de desequilibrio que se necesita corregir

$\boldsymbol{M_R}$= Masa total del rotor

$\boldsymbol{R_C}$= Radio de corrección

3.5. DESEQUILIBRIO Y ESPECTRO DE VIBRACION

El análisis del espectro en el tiempo de la señal del transductor de vibraciones y de la señal del tacómetro, nos permite calcular fácilmente la posición relativa de la masa desequilibradora total que posee el rotor respecto al punto 0 o inicial que estará definido por la posición de montaje de los instrumentos de medida. La diferencia entre la señal del tacómetro y el punto de máxima señal de vibración, define la posición relativa de esta fuerza desequilibradora como se ve en la figura 41. La diferencia de fase medida desde el punto máximo de la señal del tacómetro hasta el punto máximo de la señal de la vibración será la diferencia de ángulo en la dirección de giro del rotor. Si los instrumentos de medida estuvieran desfasados en su colocación y montaje, habría que tener en cuenta este desfase a la hora de hacer los cálculos. En base a este espectro también se podrían analizar otros resultados importantes aunque ese estudio se analizará de una manera más simple con el espectro de frecuencia.

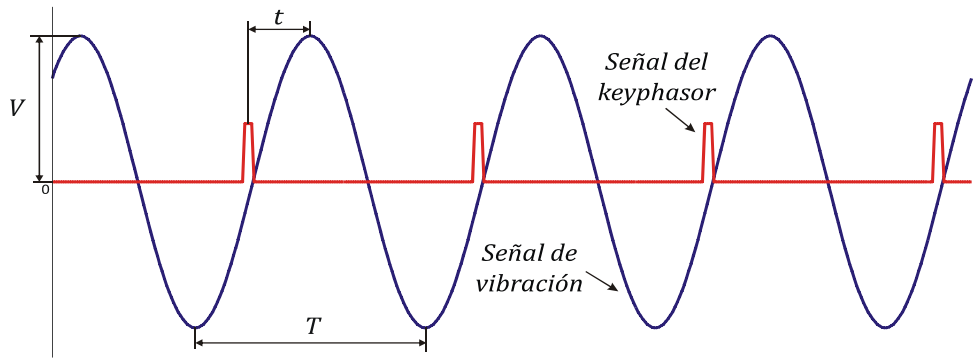


Figura 41. *Comparativa entre la señal temporal de la sonda tacométrica y la señal de vibración.*

El análisis del espectro de frecuencia es una de las herramientas más importantes en el diagnóstico y ratificación de las causas del desequilibrio u otros problemas que pudiera tener el rotor. Este análisis se hace imprescindible cuando las medidas de vibración se toman a partir de acelerómetros, ya que en estos casos la señal en el tiempo se hace mucho más difícil de interpretar.

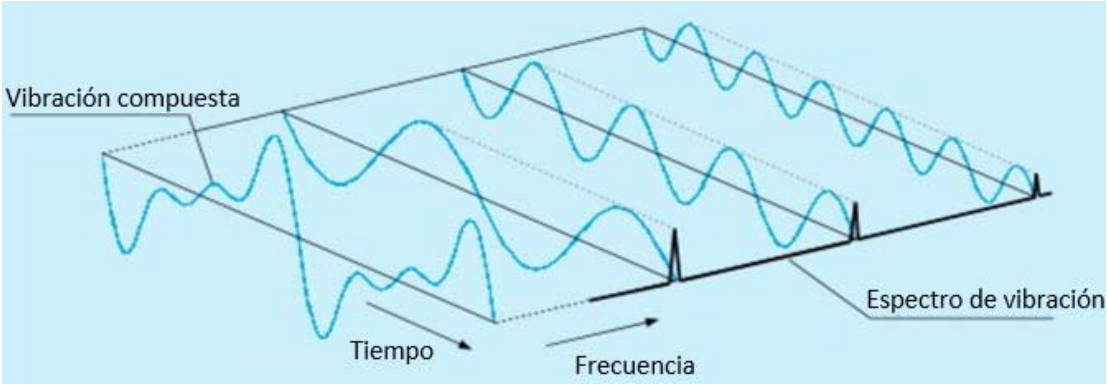


Figura 42. *Onda de vibración descompuesta en su espectro en frecuencia y en tiempo.*

La ventaja del análisis en frecuencia es que la mayor parte de los defectos se da con un periodo característico, lo que se traduce en un valor de frecuencia predominante, acompañado en muchas ocasiones por otras frecuencias de menor magnitud. Cuando un defecto tiene lugar, aparece un pico en el espectro a la frecuencia correspondiente. Una señal de vibración compuesta está definida por la suma de varias señales a frecuencias diferentes, que en muchas ocasiones suelen ser armónicas.

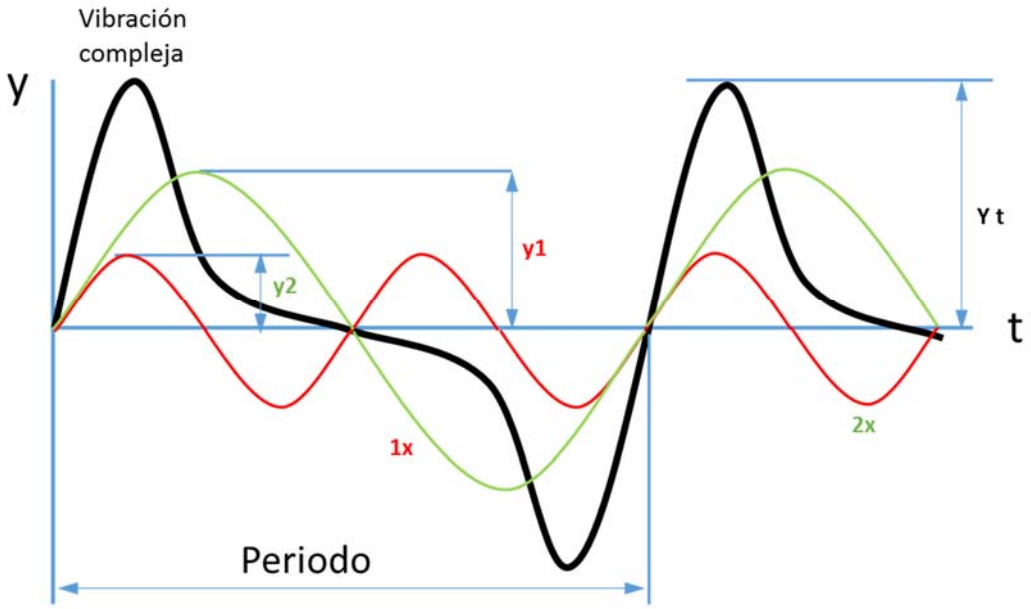


Figura 43. *Componentes armónicas de un movimiento periódico complejo.*

El uso de los diferentes espectros (desplazamiento, velocidad, aceleración) está en función de la zona que se pretende estudiar. Dado que como ya se ha visto, el desplazamiento, resalta las baja frecuencia y, la aceleración, la zona de frecuencias altas. Las unidades utilizadas en el eje de abscisas pueden ser hertzios (Hz), revoluciones por minuto (rpm) u órdenes (1x, 2x, 3x, que indica la relación entre la frecuencia y la frecuencia de giro del eje.)

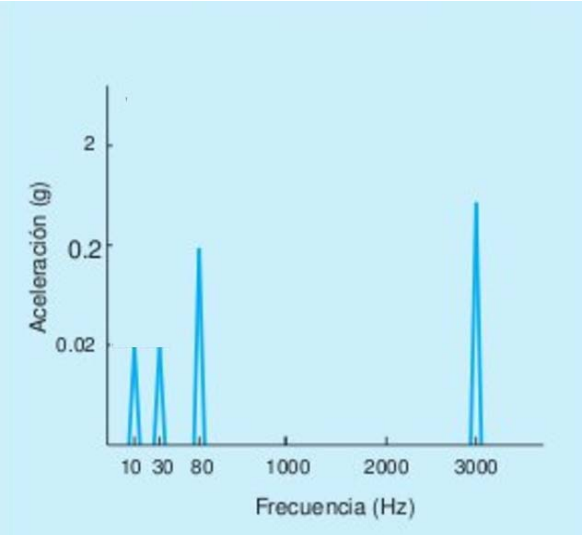


Figura 44. *Espectro de vibración.*

3.6. CONSIDERACIONES PARA LA DIAGNOSIS DEL DESEQUILIBRIO

A continuación se verá la forma de detectar las diferentes anomalías de funcionamiento más comunes de una máquina, a partir del análisis de las medidas vibratorias adquiridas y que podrían dar lugar a confusión con un desequilibrio mecánico. Una correcta definición de las bandas de frecuencia permitirá ya en una primera fase tener una idea aproximada de cuál puede ser el origen del problema, lo que puede corroborarse posteriormente con el uso de las diferentes técnicas de análisis especializadas.

La confluencia de una serie de valores en los parámetros analíticos, correctamente interpretados, sirve al ingeniero para establecer las causas más probables de los síntomas observados (en este caso un aumento de la vibración). A continuación se analizan los problemas más frecuentes en maquinaria con elementos rotativos y su diagnóstico a partir del análisis de las medidas vibratorias.

3.6.1. DESEQUILIBRIO DE ROTORES

El desequilibrio se debe a la presencia de fuerzas de inercia no compensadas en elementos rotatorios debido a una mala distribución de la masa. Estas fuerzas de inercia

giran con el rotor transmitiéndose a los apoyos de los ejes y provocando una vibración de la máquina, pudiendo deberse a defectos de fabricación, deterioros o roturas de palas o alabes, acumulación de suciedad o depósitos, etc.

El desequilibrio se caracteriza en el análisis espectral por una elevada amplitud a una frecuencia de 1xRPM, y una amplitud baja de los armónicos (2xRPM, 3xRPM, etc.), así como un bajo nivel de vibración no síncrona (a frecuencias no múltiplos enteros de las de régimen) y subsíncrona (a frecuencias inferiores a la de régimen).

Los niveles de vibración axial son de pequeña amplitud en relación con los radiales. En cuanto a la onda en el tiempo, es aproximadamente sinusoidal, con un período correspondiente al régimen de giro del eje desequilibrado.

La diferencia entre las lecturas de fase en las direcciones horizontal y vertical en un mismo apoyo será de unos 90º, correspondiente al ángulo físico entre ambas (ya que en cada una el pico de vibración se producirá cuando pase por el transductor la fuerza de inercia desequilibrada). En el caso de desequilibrio estático, la fase coincidirá aproximadamente en las medidas radiales en los apoyos de los dos extremos del eje. En cambio si el desequilibrio es dinámico las fases serán opuestas (diferencia de 180º aproximadamente) en ambos extremos. En un caso de desequilibrio general las fases no coincidirán ni serán opuestas.

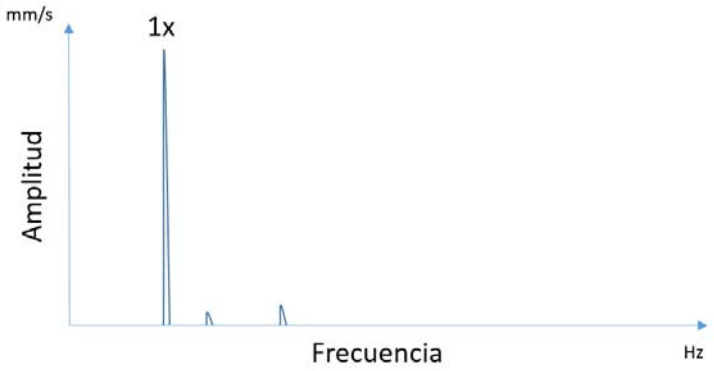


Figura 45. *Espectro rotor desequilibrado*

3.6.2. EXCENTRICIDAD

Se denomina excentricidad a la no coincidencia entre el eje de giro y el eje geométrico de un elemento unido a un eje giratorio. Puede deberse a un posicionamiento incorrecto en una polea o en una rueda dentada o también al desgaste desigual en el caso de una polea.

En el espectro se manifiesta con un pico a 1xRPM, por lo que puede confundirse con un desequilibrio, aunque la magnitud de la vibración que se mide depende en muchos casos de la carga. Provocando en el eje fuerzas oscilantes aunque la carga sea constante y el régimen de funcionamiento sea estacionario. Estas fuerzas sobre el eje que son variables

con la posición provocan vibraciones importantes cuya magnitud depende, entre otros factores, de la excentricidad.

Para distinguir la excentricidad del desequilibrio puede recurrirse a la medida de fase en las dos señales radiales (horizontal y vertical). Como se ha dicho, en el caso de desequilibrio, la diferencia de fase será aproximadamente 90º (como se aprecia en la figura 46.), mientras que en el caso de una polea o rueda dentada excéntrica será aproximadamente nula. Esto se debe a que la excentricidad provoca una excitación periódica con una dirección de la fuerza (dirección de las ramas de la correa o de la línea de presión) constante, viéndose el máximo simultáneamente en ambos puntos de medida.

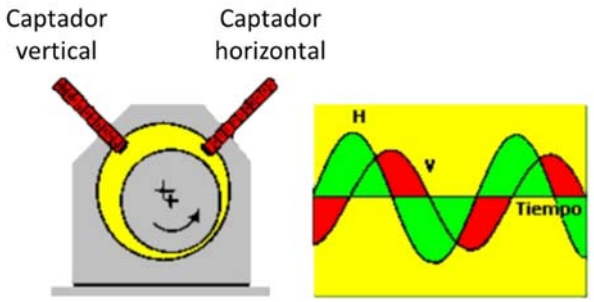


Figura 46. *Desfase entre las señales temporales de dos sondas de proximidad colocadas a 90°.*

3.6.3. ENTREHIERRO NO UNIFORME EN ROTORES ELECTRICOS

En motores eléctricos puede existir excentricidad entre el rotor y el estator. Esta excentricidad da lugar a un entrehierro no uniforme y por tanto a un desequilibrio en el campo magnético. Este desequilibrio de fuerzas magnéticas da lugar a la aparición de fuerzas magnéticas desequilibradoras y variables en lugar de sólo un par de fuerzas que sería lo correcto. Este problema se manifiesta a una frecuencia doble de la de la red eléctrica (En Europa 100Hz) independientemente del número de polos del estator. La amplitud de vibración aumenta con la carga y desaparece al suprimir la corriente eléctrica. En ocasiones un motor con una pata mal anclada puede mostrar este síntoma. En efecto, la pata mal anclada puede ocasionar la deformación del estator y, por tanto, la aparición de un entrehierro no uniforme. Pero en este caso al suprimir la corriente, se mantienen los efectos de la vibración durante el proceso de parada. Como se aprecia en la siguiente figura aparecen bandas laterales de baja amplitud.

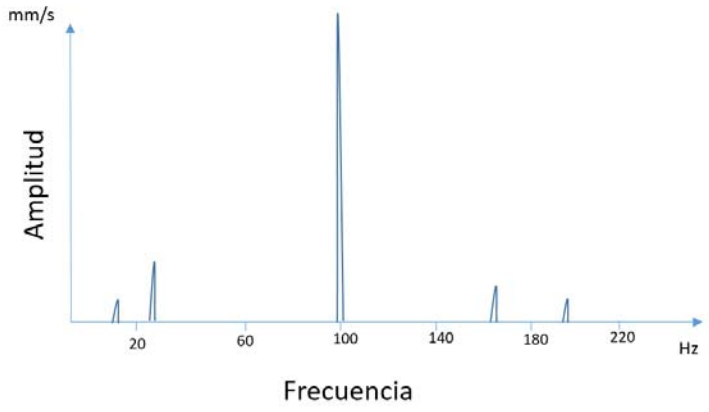


Figura 47. *Espectro motor con entrehierro no uniforme.*

3.6.4. EJE DEFORMADO

En el espectro se manifiesta a una frecuencia de 1xRPM pero, a diferencia del desequilibrio, existirá vibración considerable en dirección axial. Además, la fase en la medida axial en ambos extremos será opuesta, mientras que en la medida radial la aceleración en ambos extremos lleva el mismo sentido, en la medida axial llevan sentidos opuestos, lo que equivale a un desfase de 180º.

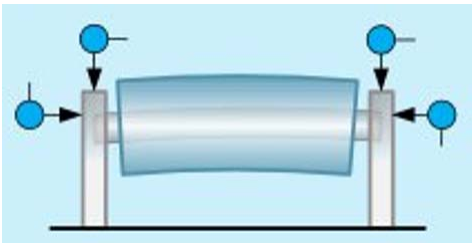


Figura 48. *Eje deformado.*

El espectro de un eje deformado se caracteriza por el proceso de evolución del defecto. En una primera fase aparece claramente la componente 1X, con un valor de la 2X bastante minimizado. Conforme aumenta la deformación del eje, la componente 2X va cobrando importancia. Cuando el defecto tiene una importancia considerable, la componente 2X supera a la 1X. El proceso de equilibrado de un eje doblado es inviable. Lo primero que se aprecia es que la vibración del eje no se reduce significativamente después de haber añadido las masas de corrección.

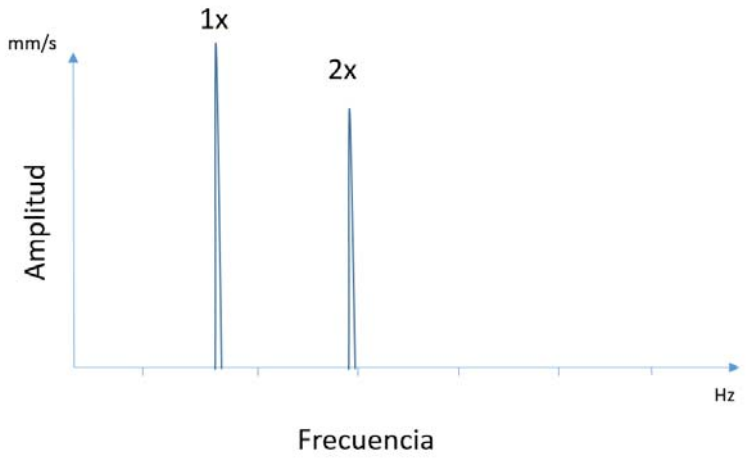


Figura 49. *Espectro eje deformado.*

3.6.5. DESALINEACION

La desalineación es, tras el desequilibrio, uno de los problemas más habituales en las máquinas. La desalineación provoca desplazamientos laterales en los ejes, provocando a largo plazo desgastes de los cojinetes o rodamientos, doblado de los ejes, rodaduras o desgastes excesivos en los acoplamientos, aparte de mayor consumo eléctrico.

La desalineación se manifiesta en el espectro por una vibración en las direcciones axiales y radiales fundamentalmente a las frecuencias 1x y 2x. Debido a la periodicidad de las deformaciones que se producen en cada caso, en la desalineación angular predomina ligeramente la componente 1x mientras que en la paralela la 2x es más importante. En ambos casos suelen presentarse armónicos superiores de menor amplitud.

A diferencia de lo que ocurre en el desequilibrio, la fase a ambos lados del acoplamiento medida en la misma dirección será diferente, lo que permite distinguir ambos problemas. La vibración axial puede ser importante, especialmente en el caso de la desalineación angular. La fase en la vibración radial en ambos extremos del eje está en contrafase, es decir, desfasada 180º.

Ligado a la desalineación, las máquinas suelen presentar un defecto conocido como pata-coja. Sucede cuando los pernos de sujeción de la máquina a su bancada no aprietan por igual debido a un fallo de planitud de la bancada y, por lo tanto, un mal asiento de la máquina en la misma.

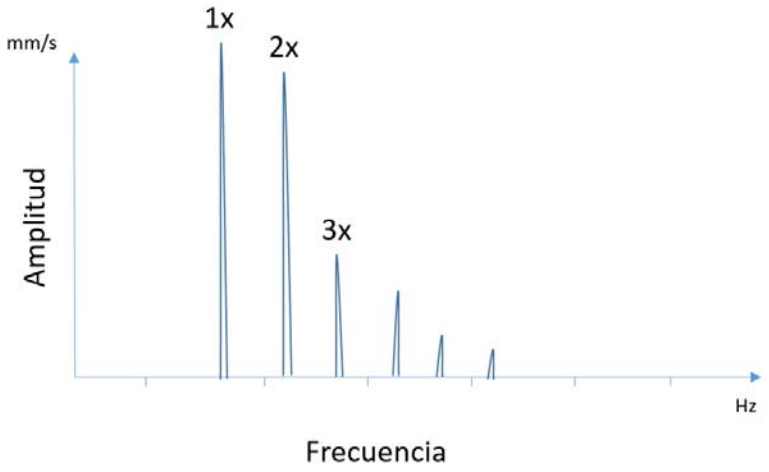


Figura 50. *Espectro desalineación del eje.*

El espectro característico en este caso, es similar al del eje deformado, aparecen las componentes 1X y 2X. A veces se confunden ambos defectos, que a su vez pueden ser confundidos con un problema de desequilibrio en una máquina.

3.6.6. HOLGURAS

Las holguras mecánicas pueden deberse a factores como falta de apriete entre diferentes elementos mecánicos o a desgastes que introducen juegos excesivos entre las piezas, produciendo una amplificación de las vibraciones como consecuencia de un pequeño desequilibrio, desalineación u otra fuerza excitadora.

Las holguras en los elementos rotativos se caracterizan por presentar abundante actividad espectral en una gran cantidad de armónicos de la frecuencia de giro. La dirección de vibración predominante es la radial. Otro tipo de holgura son las estructurales, que se producen por tornillos mal puestos en patas de anclaje o en cajeras de rodamientos. La actividad espectral se concentra igualmente en los primeros armónicos de la velocidad de giro, creciendo las componentes de 2xRPM y 3xRPM respecto a la de 1xRPM con el aumento de la holgura, llegando a ser mayores que esta.

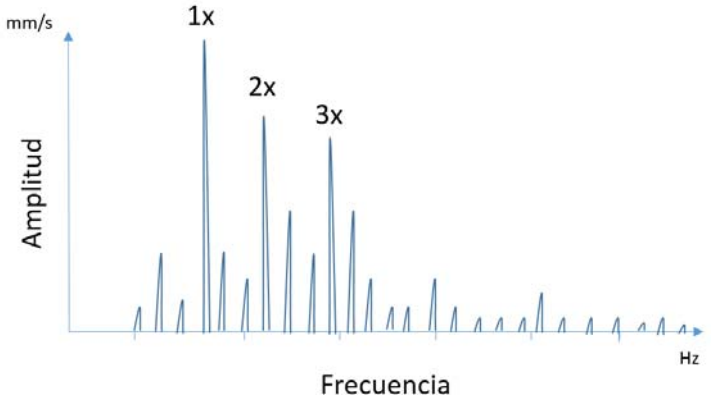


Figura 51. *Espectro eje con holguras.*

3.6.7. RESONANCIAS

El problema de la resonancia se da cuando en una maquina existen fuerzas excitadoras variables con el tiempo y cuya frecuencia de repetición es similar a alguna de las primeras frecuencias naturales de la máquina.

El desequilibrio de un rotor es una de las causas habituales que alimentan fenómenos de resonancia cuando la frecuencia de giro de la máquina excita alguno de los modos naturales de vibración del sistema.

El fenómeno de resonancia del eje puede ocasionar amplitudes de vibración muy elevadas y llegar a producir otros problemas como roces del eje con partes fijas.

La determinación de las frecuencias y modos naturales de vibración de una máquina es una tarea importante para el diagnóstico del problema de resonancia. En general el fenómeno de resonancia se caracteriza por una amplitud de la vibración elevada en la componente 1x. Si la máquina funciona a velocidad por debajo de la primera frecuencia natural, un incremento de la velocidad supondrá un incremento en el nivel de la vibración, ya que la máquina se acercará al punto de resonancia.

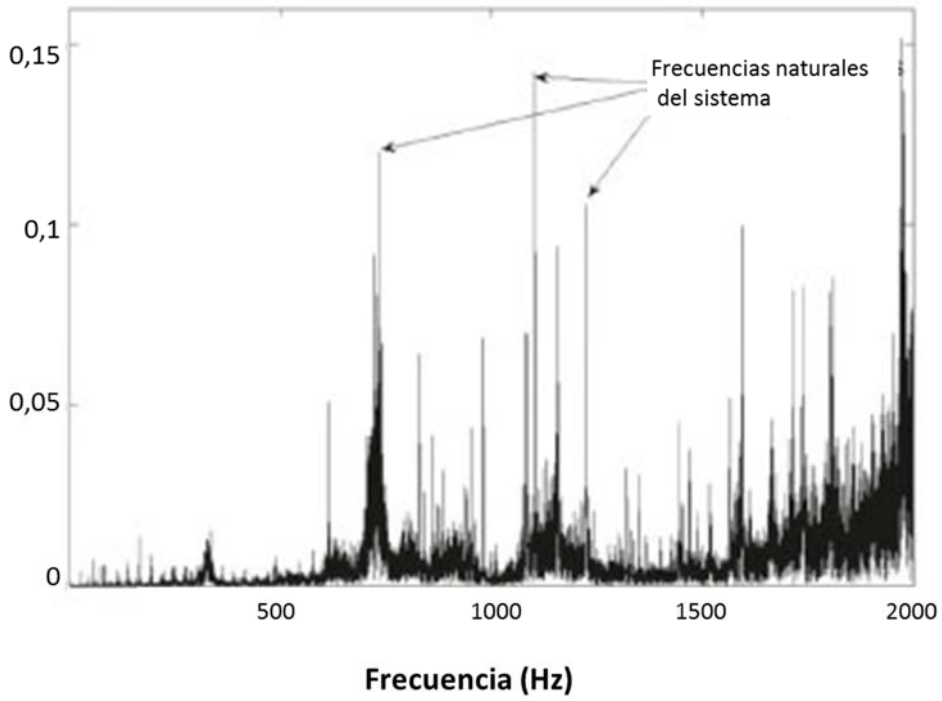


Figura 52. *Espectro eje con vibraciones con varias frecuencias resonantes excitadas.*

La resonancia del propio eje, es decir lo que se conoce como su velocidad crítica, es una de los factores más importantes que puede inducir a error en el diagnóstico de un desequilibrio. Igualmente sucede con respecto a una resonancia estructural. Lo que suele suceder en estos casos es que un grado de desequilibrio aceptable, puede inducir la activación de una frecuencia natural, al aproximarse a ella la velocidad de giro. La máquina es esta situación, con su velocidad de rotación en la zona de influencia de la

resonancia, comienza a vibrar con mayor intensidad. El eje se ve rotando en una condición de desequilibrio, que en caso de deformarse, se agravaría.

En el caso de que la máquina tenga alguna/as velocidad/es críticas en el régimen de arranque o parada, debe protegerse para evitar deformaciones en el eje que posteriormente se conviertan en desequilibrios permanentes. En estos casos, el arranque debe hacerse lo más rápido posible para evitar que la resonancia llegue a producir amplitudes excesivas.

CAPÍTULO 4

NORMATIVA DE SEVERIDAD DE VIBRACIÓN Y EQUILIBRADO DE ROTORES RÍGIDOS

4.1. INTRODUCCIÓN.

El ruido y la vibración son dos fenómenos físicos que deben tenerse en cuenta siempre en la fase de diseño de las máquinas. El principal motivo de vibración en una máquina rotativa, que funciona correctamente, viene motivado por el desequilibrio residual de los elementos mecánicos que la conforman. Resulta muy difícil establecer límites objetivos de niveles de vibración para cada tipo de máquina, porque cualquier máquina vibra durante su funcionamiento debido al desequilibrio remanente, que por otra parte es imposible de eliminar totalmente. Además existen otros aspectos igualmente importantes relacionados con el nivel final de vibración de un equipo, tales como: resonancias estructurales, las condiciones de operación, la sustentación elástica diseñada o su montaje sobre una fundación rígida, etc.

En el presente capítulo se resaltarán especialmente dos normas ISO relacionadas con la temática del Trabajo Fin de Grado. En primer lugar se hará mención a una serie de normas que supusieron el origen de la cuantificación de la severidad de vibración de una máquina. A continuación se comentarán las normas en vigor, especialmente la ISO 10816. En dicha norma se establecen las condiciones y procedimientos generales para

la medición y evaluación de la vibración. Finalmente se hará un estudio pormenorizado de la norma ISO 1940 sobre la calidad de equilibrado de rotores rígidos.

La ISO 10816. puede utilizarse como referencia para un buen número de máquinas. Aunque habría que puntualizar que la vibración de una máquina depende de bastantes más factores que el desequilibrio de sus partes en movimiento y, sobre todo, que la vibración puede convertirse en un problema si es la consecuencia de un defecto funcional que está evolucionando, o bien, si se pretende diseñar y construir una máquina especialmente silenciosa.

La ISO 1940 permite clasificar el grado de equilibrado obtenido finalmente en una máquina. Para conseguir niveles de ruido suficientemente bajos es necesario partir de un buen diseño, de un proceso de fabricación riguroso, un ajustado montaje y una perfecta puesta en marcha del equipo.

4.2. SEVERIDAD DE LA VIBRACIÓN. CARTA DE RATHBONE.

Cuando la medida de la vibración se convierte en una tecnica consolidada a mediados del siglo XX, los ingenieros manifestaron su interés por conocer los niveles de vibración que podían considerarse normales para cada máquina. La primera tabla que se utilizó como guía fue la Carta de Rathbone, figura 0, que ha sido ampliamente aceptada durante varias décadas en el sector de la industria.

La Carta dispone de una doble escala logarítmica para representar la frecuencia en Hercios o rpm y la amplitud de la vibración en desplazamiento y velocidad (valor pico-pico), mediante las cuales podremos determinar directamente la severidad de la vibración.

La carta Rathbone tiene ciertas limitaciones a la hora de valorar la severidad de la vibración. Entre otras no tiene en cuenta ni el tipo de máquina, ni su potencia y ni la rigidez de la bancada, así como el sistema de sujección del equipo. Además, solo es aplicable a máquinas rotativas y no a alternativas.

Como se aprecia en la figura 0, cuanto mayor es la frecuencia, la amplitud de vibración en desplazamiento tiene que ser menor para que se conserve la misma severidad, es decir, si un equipo vibra a 1500 rpm con 2 mm/s (pico-pico). La severidad se considera buena, pero si la misma amplitud corresponde a una frecuencia de 3.000 rpm, entonces la severidad es mala. Por lo tanto, para el mismo nivel, si la máquina gira más lenta se considera que el nivel de vibración es menos severo, subestimando el peligro de vibraciones de alta frecuencia. Hay que recordar que los engranajes y los rodamientos pueden mostrar niveles altos de vibración a altas frecuencias.

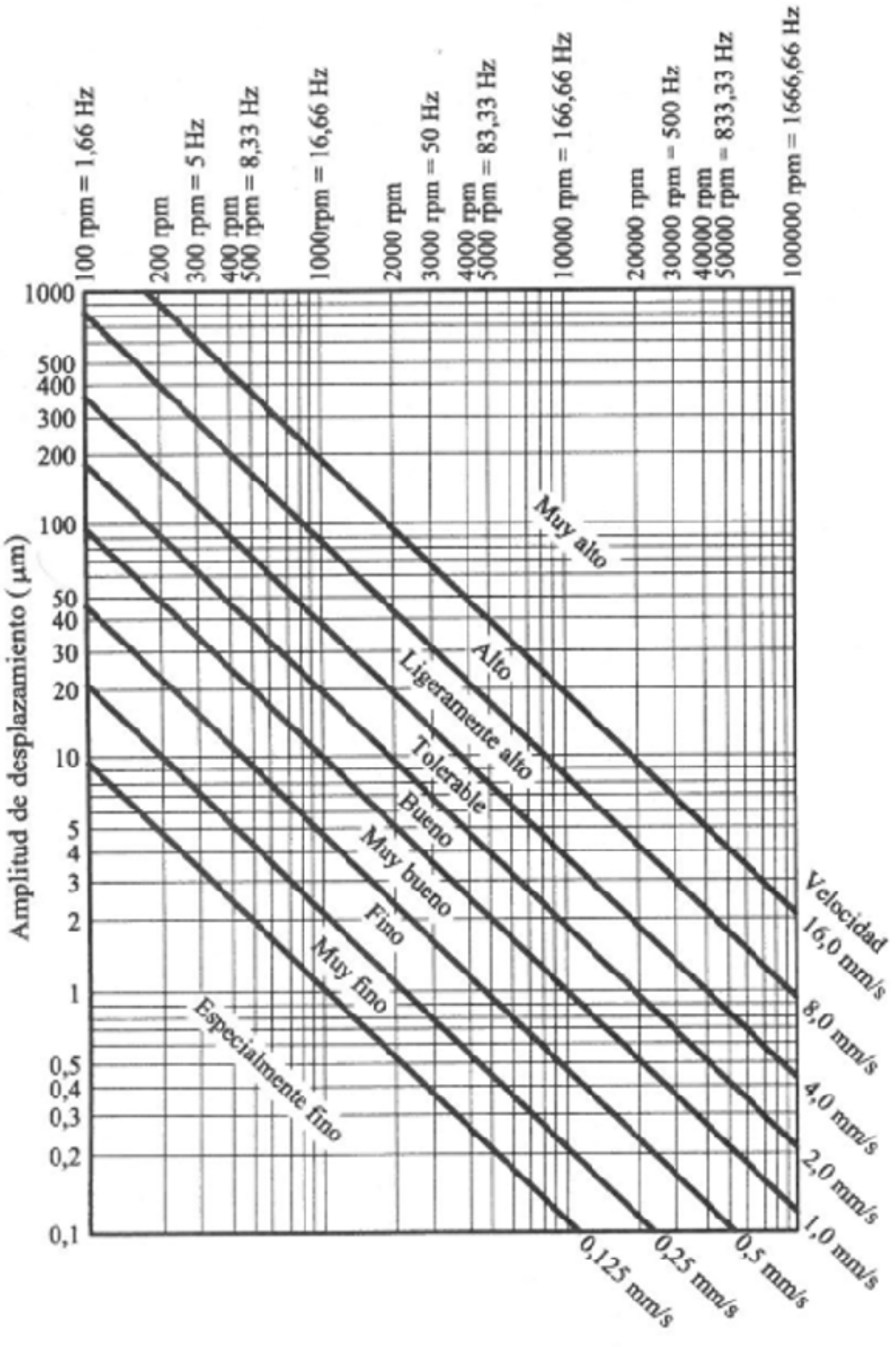


Figura 53. *Carta de Rathbone (años treinta). Primera guía de referencia para valorar la severidad de la vibración de una máquina.*

La carta de Rathbone fue creada en origen para máquinas que giran a bajas rpm y, hoy se considera una referencia obsoleta.

4.3. EVOLUCIÓN HISTÓRICA DE LA NORMATIVA.

Como ya se ha comentado en el apartado anterior la Carta de Rathbone, fue considerada durante varios años como una guía de referencia. Posteriormente se generaron normas que recogían algunos de los aspectos no contemplados en la Carta de Rathbone. Entre otras se encuentran las siguientes:

- Norma IEC 34-14
- Norma ISO 2372
- Norma ISO 2373
- Norma ISO 3945

La norma IEC 34-14 incorpora el valor RMS en velocidad que es mucho más preciso para valorar la severidad de la vibración de una máquina. La raiz cuadrada de la media cuadrática (RMS) de la señal de vibración está relacionada con la energía de la onda vibratoria. Esta norma también tiene en cuenta si la sustentación es flexible o rigida y, así como, el tamaño de la máquina.

rpm	Valores límite en velocidad rms para ejes de altura H en mm			
	Fundamentos de baja frecuencia (Flexibles)			Fundamentos de alta frecuencia (Rígidos)
	56 ≤ H ≤ 132 (mm/s)	132 < H ≤ 225 (mm/s)	H > 225 (mm/s)	H > 400 (mm/s)
≥ 600 ≤ 1,800	1.8	1.8	2.8	2.8
> 1,800 ≤ 3,600	1.8	2.8	4.5	2.8

Figura 54. *Norma IEC 34-14. Grado de severidad de la vibración de una máquina.*

La International Standards Organization (ISO) define la *severidad de la vibración* como el mayor valor RMS de la amplitud de velocidad de vibración medido en la banda de frecuencia de 10 – 1.000 Hz en unos puntos preestablecidos de la estructura, siendo las medidas normalmente triaxiales en los soportes de los cojinetes. Esta organización posee una extensa gama de normas relacionadas con la severidad de la vibración en máquinas.

Norma ISO 2372. *Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 ciclos por segundo (Hz). Bases para la especificación de estándares de evaluación.*

Es aplicable a máquinas rotativas con rotores rígidos y a máquinas rotativas con rotores flexibles en los que la medida de vibración, en la tapa del cojinete, resulta significativa sobre el comportamiento vibracional del mismo. Sólo estudia vibración global, sin bandas de frecuencias. El dato que se requiere para su aplicación es la medida del nivel

global de vibración en velocidad (valor eficaz RMS) en un rango de frecuencia entre 10 y 1.000 Hz (severidad de la vibración, según ISO).

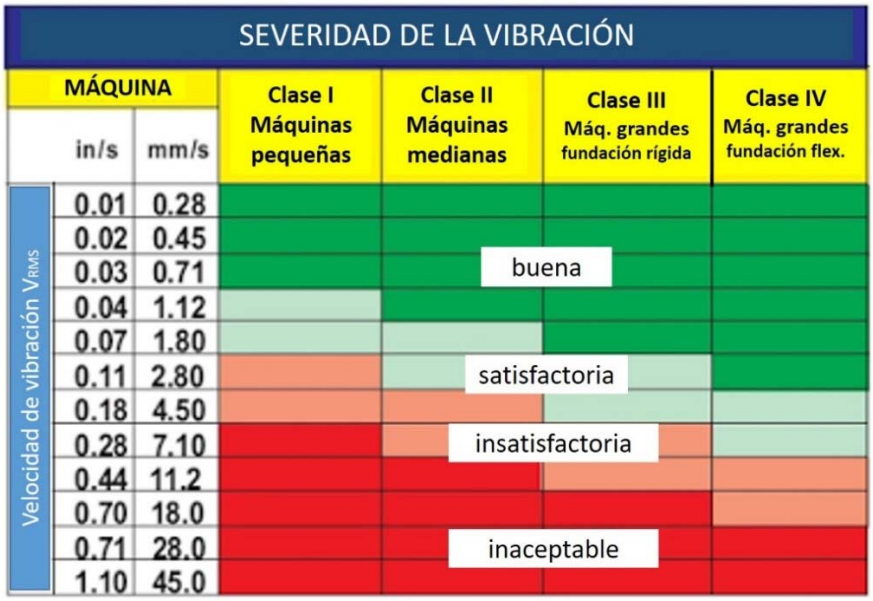


Figura 55.*Severidad de la vibración según ISO 2372.*

De cara al establecimiento de la severidad de vibración admisible, se distinguen varias clases de máquinas rotativas:

- CLASE I – Componentes individuales, totalmente conectados al conjunto de la máquina en condiciones normales de operación. Por ejemplo, pequeños motores eléctricos hasta 15 kW.
- CLASE II – Máquinas de tamaño medio. Por ejemplo, motores eléctricos de 15 a 75 kW o hasta 300 kW en motores con cimentación especial.
- CLASE III – Motores principales grandes, con cimentación rígida y pesada.
- CLASE IV - Motores principales grandes montados sobre cimentación blanda y ligera. Por ejemplo, Turbomaquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica).

Como puede observarse en la tabla anterior, la severidad de vibración se divide en cuatro rangos: A-Buena, B-Satisfactoria, C-Insatisfactoria o D-Inaceptable. Para utilizar la norma ISO 2372, basta con clasificar la máquina en estudio dentro de la clase correspondiente y, una vez obtenido el valor global (RMS) de vibración entre 600 y 60.000 rpm, localizar en la tabla la zona en la que se encuentra. La clasificación de la máquina se llevará a cabo en base a una serie de consideraciones:

- El tipo y tamaño de la máquina.
- El tipo de servicio que realiza.
- El sistema de sustentación de la máquina.

• El efecto de la vibración procedente de otras fuentes.

En general, se suele considerar que la severidad de vibración de la máquina se mantiene invariable si presenta siempre el mismo valor RMS de amplitud de velocidad de vibración en el rango de frecuencias de 10 – 1.000 Hz.

Norma ISO 2373. *Vibración mecánica en cierta maquinaria eléctrica rotativa con alturas de eje entre 80 y 400 mm – Medida y evaluación de la severidad de vibración.*

Esta norma constituye una adaptación especial de la ISO 2372 para motores eléctricos, y se aplica a motores de corriente alterna trifásica y a motores de corriente continua con alturas de eje (distancia vertical entre la base del motor y la línea central del eje) entre 80 y 400 mm. En este caso, el criterio de severidad de vibración (coincidente con la ISO 2372) se toma en términos del valor RMS de amplitud de vibración en velocidad, en el rango de 10 a 1.000 Hz.

Las medidas se realizan con la máquina sustentada con aisladores de vibración (metálicos o de elastómero). El motor gira a la frecuencia de red nominal y a su velocidad de giro nominal. Cuando se trate de máquinas que disponen de varias velocidades o velocidad variable, los ensayos son llevados a cabo a diferentes velocidades de operación. Salvo que se diga lo contrario, las medidas de la severidad de vibración deben de realizarse sin carga de operación y a la temperatura alcanzada por el motor después de un periodo suficiente de operación en situación de carga en vacio.

La tabla siguiente establece los límites recomendados de la severidad en vibración para varios tamaños de motor. Lo relevante de esta norma es que incorpora distintos grados de severidad en términos de calidad, calificándolos como: normal, reducido y especial. Tiene en cuanta las revoluciones de la máquina y el tamaño de la misma.

GRADO DE CALIDAD	REGIMEN DE SERVICIO	VALOR MÁXIMO DE VELOCIDAD DE VIBRACIÓN RMS PARA EJES DE ALTURA H (mm)					
		80 ≤ H ≤ 132		132 ≤ H ≤ 225		225 ≤ H ≤ 400	
	rpm	mm/s	in/s	mm/s	in/s	mm/s	in/s
N Normal	600 to 3600	1.8	0.071	2.8	0.110	4.5	0.177
R Reducido	600 to 1800 1800 to 3600	0.71 1.12	0.028 0.044	1.12 1.8	0.044 0.071	1.8 2.8	0.071 0.110
S Especial	600 to 1800 1800 to 3600	0.45 0.71	0.018 0.028	0.71 1.12	0.028 0.044	1.12 1.8	0.044 0.071

Figura 56. *Severidad de la vibración según ISO 2373.*

Norma ISO 3945. *Medida y evaluación de la severidad de vibración en grandes máquinas rotativas , in situ; velocidades de operación entre 10 y 200 ciclos por segundo (Hz).*

Esta norma, como su mismo título indica, permite clasificar la severidad de vibración de grandes máquinas rotativas “in situ”, para velocidades de operación también entre 600 y 12.000 RPM, mediante la Tabla de la página siguiente. Se aplica a los grandes motores principales (Clases III y Clase IV) definidos en la norma ISO 2372.

VALOR DE LA VIBRACIÓN		TIPOS DE FUNDACIONES	
V_{RMS} (mm/s)	V_{RMS} (in/s)	RIGIDA O PESADA (ALTA FRECUENCIA)	FLEXIBLE O LIGERA (BAJA FRECUENCIA)
0,4	0,016	BUENO	BUENO
0,71	0,028		
1,12	0,044		
1,8	0,071		
2,8	0,110	PERMITIDO	
4,6	0,181		PERMITIDO
7,1	0,280	TODAVÍA PERMITIDO	
11,2	0,441		TODAVÍA PERMITIDO
18	0,709	NO PERMITIDO	
28	1,102		NO PERMITIDO
71	2,795		

Figura 57. *Severidad de la vibración según ISO 3945.*

En este caso, la clasificación de la severidad de vibración depende de las características de flexibilidad o rigidez del sistema de sustentación que presenta la máquina, es decir, si está montada sobre una bancada pesada o sobre soportes elásticos. Se dice que los soportes son flexibles si la frecuencia fundamental de la máquina sobre su sustentación es menor que la principal frecuencia de excitación. Los soportes se dicen rígidos si la frecuencia fundamental de la máquina sobre los mismos es mayor que la principal frecuencia de excitación.

4.4. ISO 10816. *Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas.*

Esta norma reemplaza a las ISO 2372 e ISO 3945, que han sido objeto de revisión técnica. Este nuevo estándar evalúa la severidad de la vibración de maquinaria rotativa y alteranativa a través de mediciones efectuadas in situ en partes no giratorias de las mismas. Engloba y amplia los estándares citados anteriormente. El criterio general de evaluación se basa tanto en la monitorización operacional como en pruebas de validación que han sido establecidas fundamentalmente con objeto de garantizar un funcionamiento fiable de la máquina a largo plazo.

Partes de la norma:

Parte 1.-Indicaciones generales.

Parte 2.-Turbinas de vapor y generadores que superen los 50 MW con velocidades típicas de trabajo de 1500, 1800, 3000 y 3600 rpm.

Parte 3.-Maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15000 rpm.

Parte 4.-Conjuntos movidos por turbinas de gas excluyendo las empleadas en aeronáutica.

Parte 5.-Conjuntos de maquinas en plantas de hidrogeneración y bombeo

Parte 6.- Máquinas alternativas con potencias superiores a 100 kW.

Parte 7.- Bombas roto-dinámicas para aplicaciones industriales, incluidas medidas sobre ejes giratorios.

En este apartado se recoge los aspectos más relevantes relacionados con la parte 1 y 3 de la ISO 10816. La parte 1 porque recoge las líneas generales de aplicación y, la parte 3, porque describe los tipos de máquinas más comunes en la industria. Los criterios de vibración de esta normar se aplican a un conjunto de máquinas con potencia superior a 15 kW y velocidad entre 120 rpm y 15.000 rpm. Los criterios son sólo aplicables para vibraciones producidas por la propia máquina y no para vibraciones que son transmitidas a la máquina desde fuentes externas. El valor eficaz (RMS) de la velocidad de la vibración se utiliza para determinar la condición de la máquina. Este valor se puede determinar con casi todos los equipos comerciales que se utilizan para medida de vibración en máquinas. Se debe prestar especial atención en asegurarse que los sensores estén montados correctamente para obtener buena precisión en las medidas. Los puntos de medida habitualmente son tres, dos puntos ortogonales en la dirección radial en la zona próxima a los apoyos del eje y un punto en dirección axial.

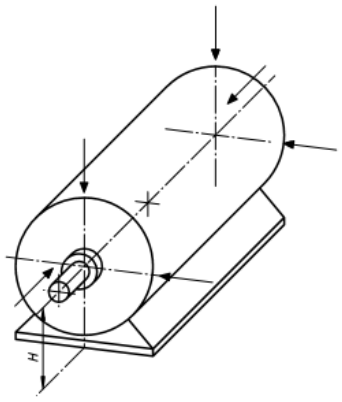


Figura 58.- *Direcciones de mediada de las vibraciones en máquinas con disposición horizontal.*

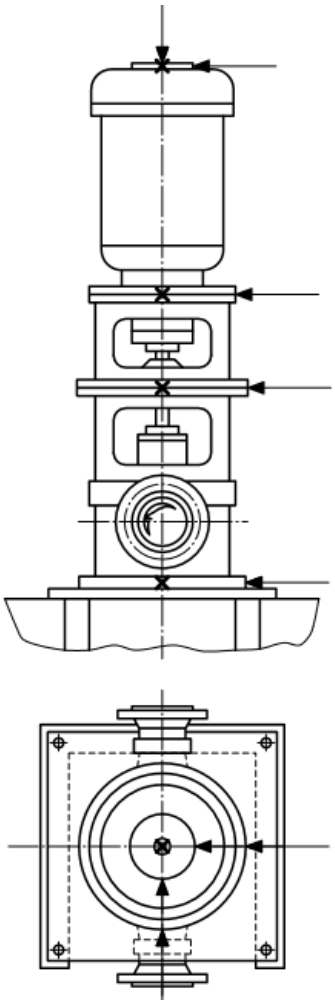


Figura 59.- *Direcciones de mediada de las vibraciones en máquinas con disposición vertical.*

Las mediciones deben realizarse cuando el rotor y los cojinetes han alcanzado sus temperatura estacionaria de trabajo y con la máquina funcionando bajo condiciones nominales o específicas (por ejemplo de velocidad, voltaje, flujo, presión y carga).

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

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

En algunos casos la influencia de la vibración de fondo se puede anular por análisis espectral o eliminando las fuentes externas que provocan dichas vibraciones de fondo (aislamiento de vibración).

Clasificación de las máquinas

1.- Tipo de máquina.

2.- Potencia nominal o altura de eje.

3.- Flexibilidad del sistema soporte.

Clasificación de acuerdo al tipo de máquina, potencia o altura de eje.

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

Grupo 1: Máquinas rotatorias grandes con potencia superior 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje $H \geq 315$ mm.

Estas máquinas normalmente montan cojinetes de fricción. La gama de velocidades operativas o nominales es relativamente amplia y puede oscilar entre 120 rpm y 15 000 rpm.

Grupo 2: Máquinas rotatorias medianas con potencia entre 15 y 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje es, $160 \leq H \leq 315$ mm.

Estas máquinas normalmente tienen rodamientos y velocidades de operación superiores a 600 rpm.

Grupo 3: Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.

Las máquinas de este grupo pueden tener cojinetes de fricción o rodamientos.

Grupo 4: Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.

Las máquinas de este grupo pueden tener cojinetes de fricción o rodamientos.

NOTA: La altura del eje H de una máquina está definida como la distancia medida entre la línea de centro del eje y el plano base de la máquina. La altura del eje H de una máquina sin patas o de una máquina con patas o cualquier máquina vertical, debe tomarse como la altura desde el eje de la máquina al plano base como si fuera de montaje horizontal. Cuando la base es desconocida, se debe utilizar la mitad del diámetro de la máquina.

Clasificación según la flexibilidad del sistem soporte.

Si la primera frecuencia natural del sistema máquina-soporte en la dirección de la medición es mayor que su frecuencia principal de excitación (en la mayoría de los casos es la frecuencia de rotación) en al menos un 25%, entonces el sistema soporte puede ser considerado rígido en esa dirección. Por el contrario si la frecuencia de excitación es al menos un 25% mayor que la primera frecuencia natural del conjunto máquina-soporte puede ser considerados flexibles.

En algunos casos el sistema máquina-soporte puede ser considerado rígido en una dirección de medición y flexible en otra dirección. Por ejemplo, puede suceder que la primera frecuencia natural en la dirección vertical esté por encima de la frecuencia principal de excitación mientras que la frecuencia natural horizontal pueda estar por debajo de la frecuencia de excitación. Tales sistemas serían rígidos en el plano vertical y flexibles en el plano horizontal. En estos casos, la vibración debe ser evaluada de acuerdo con la clasificación que les corresponda en función del soporte.

Zonas de evaluación.

Las siguientes zonas de evaluación se han definido para permitir una evaluación cualitativa de la vibración de una máquina dada y proporcionar directrices sobre posibles acciones.

Zona A: La vibración de las máquinas recién puesta en servicio normalmente caería dentro de esta zona.

Zona B: Las máquinas con vibración dentro de esta zona normalmente se consideran aceptables para operaciones sin restricciones a largo plazo.

Zona C: Las máquinas con vibración dentro de esta zona se consideran normalmente insatisfactorias para un funcionamiento continuo a largo plazo. Generalmente, la máquina puede ser operada durante un período limitado en esta condición hasta que surja una oportunidad adecuada para la acción correctiva.

Zona D: Los valores de vibración dentro de esta zona normalmente se consideran de una severidad suficiente para causar daños a la máquina.

Los valores numéricos asignados a los límites de la zona no están destinados a servir como especificaciones de aceptación, las cuales estarán sujetas a un acuerdo entre el fabricante de la máquina y el cliente. Sin embargo, estos valores proporcionan pautas para asegurar que se evitan las deficiencias graves o los requisitos poco realistas. En ciertos casos, puede haber características específicas asociadas con una máquina en particular que requieran valores diferentes a los especificados en la norma y que pueden ser mayores o menores.

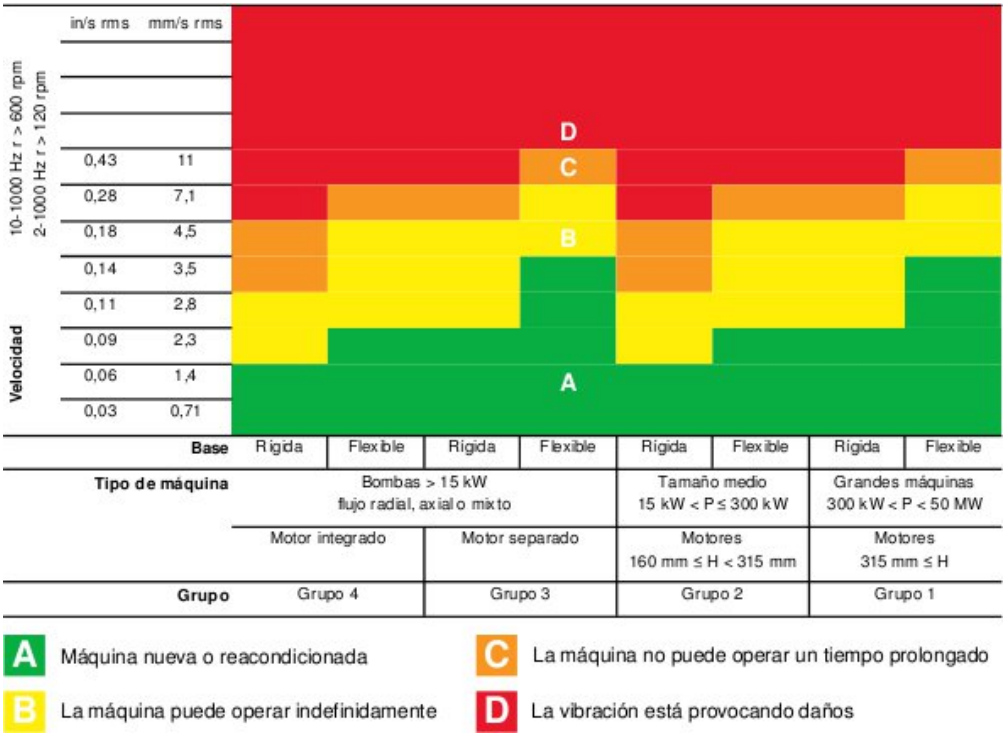


Figura 60.- *Severidad de la vibración según ISO 10816.*

En tales casos, es necesario que el fabricante de la máquina explique las razones y, en particular, confirme que la máquina no se pondría en peligro al operar con valores de vibración más elevados.

4.5. UNE 20113-14. *Máquinas eléctricas rotativas. Vibraciones mecánicas de determinadas máquinas con altura de eje igual o superior a 56 mm. Medición, evaluación y límites de intensidad de vibración.*

En esta norma se establecen los niveles de vibración aceptables en máquinas eléctricas rotativas que giran a velocidades entre 600 y 3600 rpm. Los límites coinciden básicamente con los establecidos en la norma ISO 2373 que es una adaptación de la ISO 2372 de aplicación en motores eléctricos.

Los requisitos impuestos son comparables a los recogidos también en la norma ISO 10816, en términos de velocidad de la vibración, en valor RMS y en el rango de frecuencia entre los 10 a y los 1000 Hz. La máquina debe funcionar a su velocidad nominal en vacío.

Los requisitos impuestos son comparables a los recogidos también en la norma ISO 10816, en términos de velocidad de la vibración, en valor RMS y en el rango de frecuencia entre los 10 a y los 1000 Hz.

Límites de intensidad de vibración

Clase	Velocidad nominal n (rpm)	Valores eficaces máximos de la velocidad de vibración para una altura de eje H (mm)				
		Máquinas medidas en estado de suspensión libre				Montaje rígido
		56≤H≤132 (mm/s)	132<H≤255 (mm/s)	255<H≤400 (mm/s)	H>400 (mm/s)	H>400 (mm/s)
N (normal)	600<n≤3600	1,8	2,8	4,5	4,5	2,8
R (reducido)	600≤n≤1800 1800<n≤3600	0,71 1,12	1,12 1,8	1,8 2,5		
S (especial)	600≤n≤1800 1800<n≤3600	0,45 0,71	0,71 1,12	1,12 1,8		

Figura 61.- *Severidad de la vibración según UNE 20113-14.*

La máquina debe funcionar a su velocidad nominal en vacío. Se han incluido esta norma de forma específica porque, la máquina diseñada en este trabajo fin de estudios es idónea para el equilibrado de rotores de este tipo.

4.6. ISO 1940-1. *Requisitos de calidad de equilibrado para rotores rígidos Parte 1: Especificación y verificación de las tolerancias de equilibrado*

La parte 1 de esta norma ISO es específica para rotores de rigidez constante, recogiéndose en ella, los siguientes aspectos:

a) Tolerancias de equilibrado
b) El número necesario de planos de corrección
c) Métodos para la verificación del desequilibrio residual

Las recomendaciones se dan teniendo en cuenta siempre los requisitos de calidad para un tipo de máquina y una velocidad nominal determinada. Estas recomendaciones están basadas en la experiencia internacional.

El objetivo es facilitar los criterios de aceptación estandarizados para la verificación del desequilibrio residual. Facilitando así la comunicación y el entendimiento entre fabricante y usuario.

4.6.1. TÉRMINOS Y DEFINICIONES

Con el objetivo de aclarar y simplificar el contenido aportado en este capítulo se aplicará el vocabulario que se relaciona a continuación.

Equilibrado

Procedimiento por el cual se controla la distribución de masas de un rotor y, si es necesario, se ajusta para asegurar que el desequilibrio residual, la vibración o fuerzas sobre los cojinetes a la frecuencia de rotación está dentro de los límites especificados.

Desequilibrio

Condición que existe en un rotor cuando las fuerzas de vibración se encuentran presentes en los rodamientos como resultado de fuerzas centrifugas.

Desequilibrio inicial

Desequilibrio que existe en el rotor antes de equilibrar.

Desequilibrio residual o final

Desequilibrio que permanece en el rotor después de equilibrar.

Desequilibrio resultante

Suma de todos los vectores de desequilibrio distribuidos a lo largo del rotor. Puede ser expresado como:

$$\vec{U}_r = \sum_{k=1}^{K} \vec{U}_k$$

Donde

$\vec{U}_r$ Es el vector del desequilibrio resultante (g.mm)

$\vec{U}_k$ Es el vector individual de desequilibrio, numerado de 1 hasta k

Momento resultante del desequilibrio

Suma vectorial de los momentos creados por todas las fuerzas de desequilibrio que hay en el rotor sobre el plano del desequilibrio resultante.

Nota 1: El momento resultante junto con la fuerza resultante del desequilibrio describen completamente el desequilibrio de un rotor de rigidez constante.

Nota 2: El vector resultante de desequilibrio no está relacionado con un plano radial en particular. Pero la cantidad y dirección angular del momento de desequilibrio resultante dependen de la localización axial que se haya elegido para el desequilibrio resultante.

Nota 3: El vector de desequilibrio resultante es la suma vectorial de los vectores de desequilibrio complementarios del desequilibrio dinámico.

Nota 4: El momento de desequilibrio resultante se expresa como un par de vectores de desequilibrio de igual magnitud en dos planos radiales diferentes y con direcciones opuestas.

Esto puede ser expresado como:

$$\vec{P}_r = \sum_{k=1}^{K} \left(\vec{z}_{U_r} - \vec{z}_k\right) \times \vec{U}_k$$

Donde

$\vec{P}_r$ Es el momento resultante del desequilibrio ($g.mm^2$)

$\vec{U}_k$ Son los vectores individuales de desequilibrio, numerados de 1 a k.

$\vec{z}_{U_r}$ Es el vector de posición axial desde una marca de referencia hasta el plano del desequilibrio resultante. U_r

$\vec{z}_k$ Es la posición axial del vector desde la misma marca de referencia hasta el plano de $\vec{U}_k$

Par de desequilibrio

Par de vectores de desequilibrio de igual magnitud pero de ángulos opuestos en dos planos radiales, formando un momento desequilibrante debido a la distancia entre planos.

Desequilibrio dinámico

Condición donde el eje axial principal de giro tiene alguna posición relativa con respecto al eje geométrico del rotor.

Nota 1: En casos especiales, puede ser paralelo o cruzar al eje geométrico.

Nota 2: La medida cuantitativa del desequilibrio dinámico se puede dar por dos vectores de desequilibrio complementarios perpendiculares al eje axial, que representan el desequilibrio total o completo de un rotor rígido.

Cantidad de desequilibrio

Producto de la masa de desequilibrio y la distancia (radio) de su centro de masa respecto al eje axial. Las unidades de la cantidad de desequilibrio son gramos por milímetro (g mm).

Ángulo de desequilibrio

Ángulo polar en donde está localizada la masa de desequilibrio medido desde un sistema de coordenadas referenciado a un plano perpendicular del eje que gira conjuntamente con él.

Vector de desequilibrio

Vector cuya magnitud es la cantidad de desequilibrio y cuya dirección es el ángulo de desequilibrio.

Estado del rotor

Estado determinado por el comportamiento del desequilibrio del eje dependiendo de factores como la velocidad, el tipo de desequilibrio que debe ser corregido y la capacidad del rotor de mantener o cambiar la posición de la masa desequilibrante y su centro de masas relativo, evaluado esto en todo el rango de velocidad de giro de la máquina.

NOTA 1: En la mayoría de los casos el desequilibrio no cambia considerablemente con la velocidad, solo en casos especiales como alcanzar la velocidad de un modo de vibración puede provocar una cambio considerable a tener en cuenta en el desequilibrio.

NOTA 2: Las masas de prueba son útiles para describir la distribución de masas del rotor y los posibles cambios con la velocidad. Estas masas de prueba pueden ser elementos finitos de los cuales se sepan sus características físicas.

NOTA 3: El estado del rotor está influenciado por su diseño, construcción y ensamblaje.

NOTA 4: La respuesta del desequilibrio del rotor puede cambiar con la velocidad y también está influenciada por las condiciones de trabajo de los rodamientos o elementos de sujeción. La aceptabilidad de la respuesta se determina por las tolerancias de equilibrado exigibles.

NOTA 5: El rango de velocidades con las que se debe evaluar el rotor incluye desde la parada hasta la velocidad máxima de servicio, pero también se puede incluir una sobre-velocidad como margen para cargas de servicio en unas condiciones que no sean las óptimas.

NOTA 6: Con respecto al equilibrado, solo es necesario considerar los cambios en la posición de las masas o elementos del rotor que no sean simétricos al eje axial.

Rotor de rigidez constante

Estado de un rotor en el que los desequilibrios no cambian considerablemente con la velocidad, solo el desequilibrio resultante y/o el momento de desequilibrio resultante

están fuera de los límites especificados, y la posición de los elementos de masa del rotor entre sí, permanecen constantes dentro del rango de velocidades.

4.6.2. ASPECTOS DE INTERES DEL DESEQUILIBRIO

4.6.2.1. General

El desequilibrio en un rotor puede ser causado por su diseño, por el tipo de material y por su proceso de fabricación o ensamblaje. Cada rotor tiene una distribución de desequilibrio individual a lo largo de su longitud, incluso en una producción en serie.

El equilibrado es un procedimiento mediante el cual se comprueba la distribución de masa de un rotor y, si es necesario, se ajusta para asegurar que el desequilibrio residual o la vibración de los cojinetes y/o fuerzas en los cojinetes a una frecuencia correspondiente a la velocidad de servicio están dentro de los límites especificados.

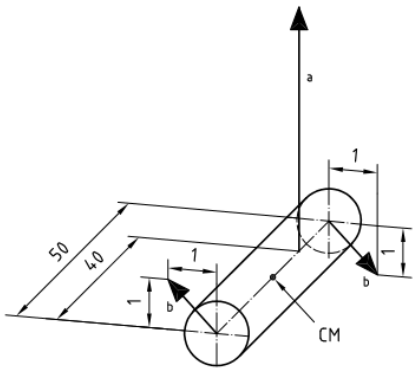
4.6.2.2. Representación del desequilibrio

El desequilibrio en un rotor considerado rígido puede ser representado por cantidades vectoriales de diferentes maneras como se verá a continuación.

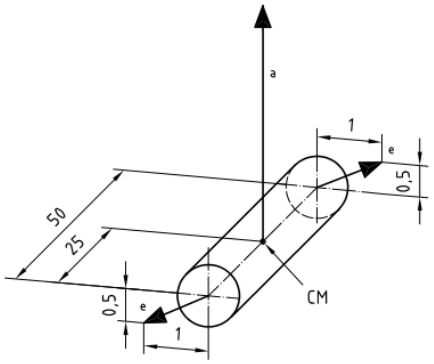
Las figuras a, b y c muestran diferentes representaciones en términos de vector de desequilibrio resultante y de par de desequilibrio resultante, mientras que las figuras d, e y f hacen referencia en términos de desequilibrio dinámico en dos planos.

NOTA 1: El vector de desequilibrio resultante puede estar situado en cualquier plano radial (sin cambiar la cantidad de desequilibrio y el ángulo). Sin embargo, el par de desequilibrio resultante depende de la localización del vector de desequilibrio resultante.

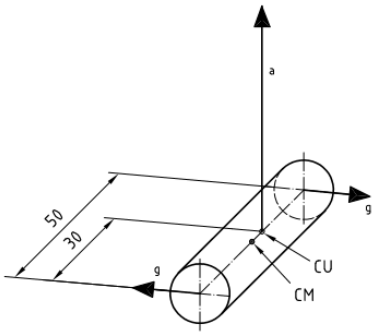
NOTA 2: El centro del desequilibrio es el punto en el eje donde la aplicación de la resultante del desequilibrio en dicho punto hace que el momento resultante del desequilibrio se haga mínimo.



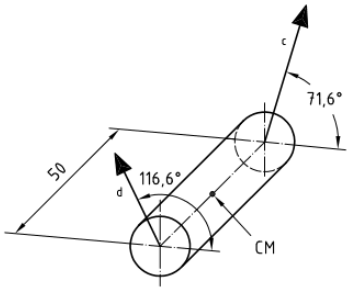
a) Un vector de desequilibrio junto con un momento de desequilibrio asociado en los planos finales.



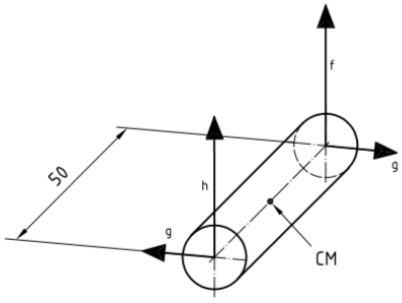
b) Caso especial de a) donde el vector del desequilibrio está localizado en el centro de masas CM del eje (desequilibrio estático), junto con el momento de desequilibrio asociado en las caras del eje.



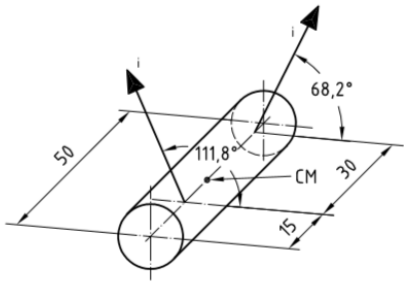
c) Caso especial de a) donde el vector resultante del desequilibrio esta aplicado en el centro de desequilibrio CU. El momento de desequilibrio asociado es mínimo y esta aplicado en un plano ortogonal al vector del desequilibrio.



d) Un vector de desequilibrio en cada uno de los planos finales del eje.



e) Dos componentes de desequilibrio a 90 grados en cada uno de los planos finales.



f) Un vector de desequilibrio diferente en otros dos planos.

4.6.2.3. Efectos del desequilibrio

El momento resultante y la fuerza resultante debidas al desequilibrio tienen diferentes efectos sobre las fuerzas que actúan en los cojinetes y en los niveles de vibración que generan en la máquina. En la práctica, por tanto, ambos desequilibrios suelen ser considerados por separado. En la mayoría de los casos cuando el desequilibrio empieza por un desequilibrio dinámico tiene unos efectos diferentes a los efectos que se presentarían si el desequilibrio es producido simplemente por una fuerza de desequilibrio o por un momento de desequilibrio actuando solos.

4.6.2.4. Planos de referencia para las tolerancias del desequilibrio

Es deseable utilizar planos de referencia especiales para las tolerancias de equilibrado. Para estos planos, sólo la magnitud de cada desequilibrio residual debe permanecer por debajo del valor de tolerancia respectivo, cualquiera que sea la posición angular.

Siempre hay dos planos ideales para evaluar las tolerancias de desequilibrio en un rotor de rigidez constante. En la mayoría de los casos estos planos están cerca de los planos que contienen a los cojinetes. Además, el objetivo del equilibrado es normalmente reducir las vibraciones y fuerzas transmitidas a través de los cojinetes o rodamientos al medio ambiente. Para facilitar este enfoque, esta parte de ISO 1940 toma los planos de cojinete A y B como planos de referencia para tolerancias de equilibrado (planos de tolerancia).

4.6.2.5. Planos de corrección

Los rotores cuya vibración está fuera de las tolerancias de equilibrado deben ser corregidos. Estas correcciones del desequilibrio habitualmente no pueden ser realizadas en los planos donde las tolerancias del equilibrado se establecieron, debido a que deben realizarse donde el material se pueda añadir, extraer o reubicar. El número de planos de corrección necesarios depende de la magnitud y distribución del desequilibrio inicial, así como del diseño del rotor. En el diseño debe tenerse en cuenta la forma de los planos de corrección y su ubicación en relación con los planos de tolerancia.

Rotores que solo necesitan un plano de corrección

En algunos rotores, solo la fuerza de desequilibrio está fuera de las tolerancias, el momento resultante cumple con los requisitos de las tolerancias. Esto pasa en los rotores que tienen un disco o una pequeña parte del rotor con un diámetro mucho mayor al resto. Siempre que cumpla las siguientes condiciones.

- La distancia entre los rodamientos es suficientemente grande.
- El disco rota con un desplazamiento axial suficientemente pequeña.
- El plano de corrección para el desequilibrio está correctamente elegido.

Se debe comprobar si se cumplen estas condiciones en cada caso individual. Cuando la operación de equilibrado se ha llevado a cabo un número suficiente de veces, se determina el momento de desequilibrio más grande que presenta el rotor y se divide por la distancia que hay entre los apoyos, obteniendo un momento de desequilibrio (par de desequilibrio). Si en el peor de los casos, los desequilibrios encontrados de esta manera son aceptables, se puede esperar que la corrección en un único plano sea suficiente.

Para una corrección en un único plano, el rotor no necesita estar girando, sin embargo, este equilibrado se realiza con el eje rotando por razones de exactitud y sensibilidad.

Rotores que necesitan dos planos de corrección

Si un rotor rígido no cumple con las condiciones del apartado 5.2.5.1, el momento del desequilibrio debe ser tenido en cuenta y reducido. En la mayoría de los casos, la fuerza resultante y el momento de desequilibrio resultante se unen en un desequilibrio dinámico: dos vectores de fuerza desequilibran en dos planos distintos, (figura 1d), llamados vectores de desequilibrio complementarios

Para la corrección en dos planos es necesario que el rotor esté girando, de lo contrario el momento resultante sería indetectable.

Rotores con más de dos planos de corrección

Teóricamente todos los rotores rígidos pueden ser equilibrados con dos planos, sin embargo, se usan más de dos planos de corrección en algunos casos en concreto.

- En el caso de realizar una corrección por separado de la resultante de la fuerza y del momento de desequilibrio, si la corrección de estas resultantes no se ha realizado conjuntamente en uno o en ambos planos de corrección.
- Si la corrección se extiende a lo largo del rotor.

NOTA: En casos especiales, extender la corrección a lo largo del rotor puede ser necesario debido a las restricciones en los planos de corrección (en los cigüeñales

perforando los contrapesos), o si es necesario mantener la funcionalidad y resistencia del componente.

4.6.2.6. Desequilibrio residual permisible

En el caso de un rotor con una longitud axial pequeña, en el cual, el momento de desequilibrio resultante puede ser ignorado, su estado de desequilibrio puede ser descrito con una simple magnitud vectorial, el desequilibrio $\vec{U}$.

Para obtener un funcionamiento satisfactorio de del rotor, la magnitud de este desequilibrio (el desequilibrio residual U_{res}) no debe ser superior al valor permisible U_{per}.

$$U_{res} \leq U_{per}$$

NOTA: La unidad en el SI para el vector de desequilibrio es (kg·m), pero con el propósito de ser más útil en un proceso de equilibrado se mide en (g·mm).

U_{per} Se define como la tolerancia total en el plano del centro de masas CM.

4.6.3. CONSIDERACIONES DE SIMILITUD

4.6.3.1. Desequilibrio residual permisible y masa del rotor

Algunas consideraciones de similitud pueden ayudar a entender y calcular la influencia de la masa de un rotor y su velocidad de servicio en el desequilibrio residual permisible. En general, para rotores del mismo tipo, el desequilibrio residual permisible U_{per} es proporcional a la masa del rotor.

$$U_{per} \sim m$$

Si el valor del desequilibrio residual permisible se relaciona con la masa del rotor, obtenemos el desequilibrio residual permisible específico, también conocido como excentricidad permisible e_{per}.

$$e_{per} = \frac{U_{per}}{m} \qquad (\frac{g.mm}{kg})$$

U_{per} Las unidades en el SI para U_{per}/m es kilogramos metro por kilogramo (kg.m/kg), pero una unidad más práctica es gramos milímetros por kilogramo (g·mm/kg), lo que corresponde a micrómetros.

e_{per} Las unidades en el SI para e_{per} es de kilogramos metros por kilogramo (kg.m/kg) o metros (m). Una unidad más práctica es el micrómetro (µm) porque muchos desequilibrios específicos residuales permisibles están entre 0,1 µm y 10 µm. El término

e_{per} es útil especialmente si se tiene que relacionar las tolerancias geométricas (giro excéntrico o runout) con las tolerancias de equilibrado.

NOTA 1: En el caso de un rotor con sólo un desequilibrio resultante (por ejemplo, un disco, perpendicular al eje geométrico), e_{per} es la distancia entre el centro de masa y el eje geométrico. En el caso general de un rotor con ambos tipos de desequilibrio, e_{per} es una cantidad artificial que contiene los efectos del desequilibrio resultante, así como del desequilibrio de momento resultante. Por lo tanto e_{per} no se puede visualizar en un rotor general.

NOTA 2: Hay límites para el desequilibrio residual permisible específico e_{per}, dependiendo de las condiciones de montaje del rotor en la máquina de equilibrado, por ejemplo su centrado, los rodamientos o la puesta en marcha.

NOTA 3: Los valores pequeños de e_{per} sólo pueden alcanzarse en la práctica si la precisión de los diámetros del eje (redondez, rectitud, etc.) son adecuados. En algunos casos, puede ser necesario equilibrar el rotor en sus propios cojinetes de servicio, usando transmisión por correa, aire o auto-conducido. En otros casos, el equilibrado debe llevarse a cabo con el rotor completamente montado en su propia carcasa con cojinetes y auto-conducido, en condiciones de servicio y temperatura.

4.6.3.2. Desequilibrio residual permisible específico (excentricidad) y velocidad de servicio.

Para rotores del mismo tipo, la experiencia nos muestra que, en general, el valor de la excentricidad permisible e_{per} varía de manera inversamente proporcional con la velocidad *n* del rotor.

$$e_{per} \sim \frac{1}{n}$$

Expresada de manera diferente, esta relación viene dada por la siguiente ecuación, donde Ω es la velocidad angular del rotor a la velocidad máxima de servicio:

$$e_{per}.\Omega = constante$$

Esta relación se deriva también del hecho de que para los rotores geométricamente similares que funcionan a velocidades periféricas iguales, las tensiones en los rotores y las cargas específicas del cojinete (debido a las fuerzas centrífugas) son las mismas. Los grados de calidad de equilibrio G (véase Figura 62 y 63) se basan en esta relación.

NOTA Para los rotores con una velocidad de servicio significativamente inferior a la velocidad máxima para la que se diseñó el rotor (por ejemplo, algunos tipos de motores de corriente alterna diseñados para 3 000 rpm, utilizados con un estator que los hace

girar a 1500 rpm). En tales casos puede admitirse un valor más elevado de e_{per} (proporcional a 3 000/1500).

4.6.4. ESPECIFICACIONES DE LAS TOLERANCIAS DE EQUILIBRADO

4.6.4.1. Generalidades

Las tolerancias de equilibrado pueden ser determinadas por cinco métodos diferentes, dependiendo de cuál sea el criterio de valoración. Los métodos se basan en:

- Grados de calidad del equilibrado, derivados de la experiencia práctica a largo plazo con un gran número de rotores diferentes.
- Evaluación experimental de los límites de desequilibrio admisibles.
- Fuerzas limitadas en los cojinetes debido al desequilibrio.
- Vibraciones limitadas debido al desequilibrio.
- Experiencia establecida con tolerancias de equilibrado.

La elección del método debe acordarse entre el fabricante y el usuario del rotor.

4.6.4.2. Grados G de calidad del equilibrado

Clasificación

Sobre la base de la experiencia internacional y las consideraciones de similitud ya mencionadas, se han establecido los grados de calidad de equilibrado G que permiten clasificar los requisitos de calidad del equilibrado para distintos tipos de maquinaria (véase figura 62).

Los grados de calidad del equilibrado, G, se designan según la magnitud del producto $e_{per}.\Omega$, expresado en milímetros por segundo (mm/s). Si la magnitud es igual a 6,3 mm/s, su grado de calidad de equilibrado designado será G 6,3. Los valores de e_{per} están representados junto a la velocidad máxima de servicio en la figura 63.

Los grados de calidad del equilibrado están separadas entre sí por un factor de 2,5. Puede ser necesaria una clasificación más fina en algunos casos, especialmente cuando se requiere un equilibrado de alta precisión, pero no debe ser inferior a un factor de 1,6.

Los valores de e_{per} (idénticos a U_{per}/m) se representan en función de la velocidad máxima de servicio en la Figura 63. Esta gráfica se ha elaborado en base a la experiencia acumulada.

Diseños especiales

Los grados de calidad están basados en el diseño usual de una máquina, donde la masa del rotor es una fracción de la masa de la máquina completa. En casos especiales es

necesario tener en cuenta unas modificaciones. Cuando el peso del rotor corresponda al 10% o menos del porcentaje del peso total de la máquina, el desequilibrio permitido es hasta 3 veces mayor que el tabulado. Por el contrario, si el porcentaje del peso del rotor es del 90% o superior en el conjunto de la máquina, el desequilibrio permisible es 3 veces menor al permitido según la norma.

Los grados de calidad del equilibrado se basan en el diseño de máquinas usuales, donde la masa del rotor es una determinada fracción de la máquina completa. En casos especiales se necesitan modificaciones. Por ejemplo, los motores eléctricos de altura de eje inferior a 80 mm se agrupan en G 6,3 y el desequilibrio admisible se derivará de esta clase. Este valor de desequilibrio admisible es aplicable, siempre y cuando la masa del rotor sea un porcentaje normal de la masa de la máquina, por ejemplo el 30%. En el caso de rotores ligeros (rotor sin hierro), la masa del rotor puede ser sólo el 10% de la masa total. Como resultado, se puede aceptar tres veces el desequilibrio permitido. Por el contrario, si la masa del rotor es extremadamente alta (en el caso de un motor de rotor externo), puede ser hasta un 90%. El desequilibrio admisible puede reducirse por un factor de 3.

Desequilibrio residual permisible

El desequilibrio residual permisible U_{per} puede ser determinado a partir del grado de calidad G por la siguiente ecuación:

$$U_{per} = 1000 \cdot \frac{\left(e_{per}.\Omega\right) \cdot \mathrm{m}}{\Omega}$$

Donde,

U_{per} Es el valor numérico del desequilibrio residual persistente, expresado en gramos por milímetro (g.mm).

$e_{per}\cdot\Omega$ Es el valor numérico del grado de calidad seleccionado, expresado en milímetros por segundo (mm/s).

m Es el valor numérico de la masa del rotor, expresado en kilogramos (kg)

Ω Es el valor numérico de la velocidad angular a la velocidad de servicio, expresada en radianes por segundo (rad/s).

4.6.4.3. Evaluación Experimental

La evaluación experimental de la calidad del equilibrado requiere aplicar una masa de prueba. Las mediciones comúnmente se realizan *in situ*. El desequilibrio residual permisible se determina tras la realización de varios procesos de equilibrado de manera sucesiva en su plano correspondiente, la evaluación de la calidad del equilibrado se debe

hacer en base a un criterio, los más representativos son los criterios de vibración, fuerza, ruido causado por el desequilibrio, etc.

Machinery types: General examples	Balance quality grade G	Magnitude $e_{per} \cdot \Omega$ mm/s
Crankshaft drives for large slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently unbalanced	G 4000	4 000
Crankshaft drives for large slow marine diesel engines (piston speed below 9 m/s), inherently balanced	G 1600	1 600
Crankshaft drives, inherently unbalanced, elastically mounted	G 630	630
Crankshaft drives, inherently unbalanced, rigidly mounted	G 250	250
Complete reciprocating engines for cars, trucks and 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

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.

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

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

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

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

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

Figura 62. Guía para el grado de calidad del equilibrado G según el tipo de máquina.

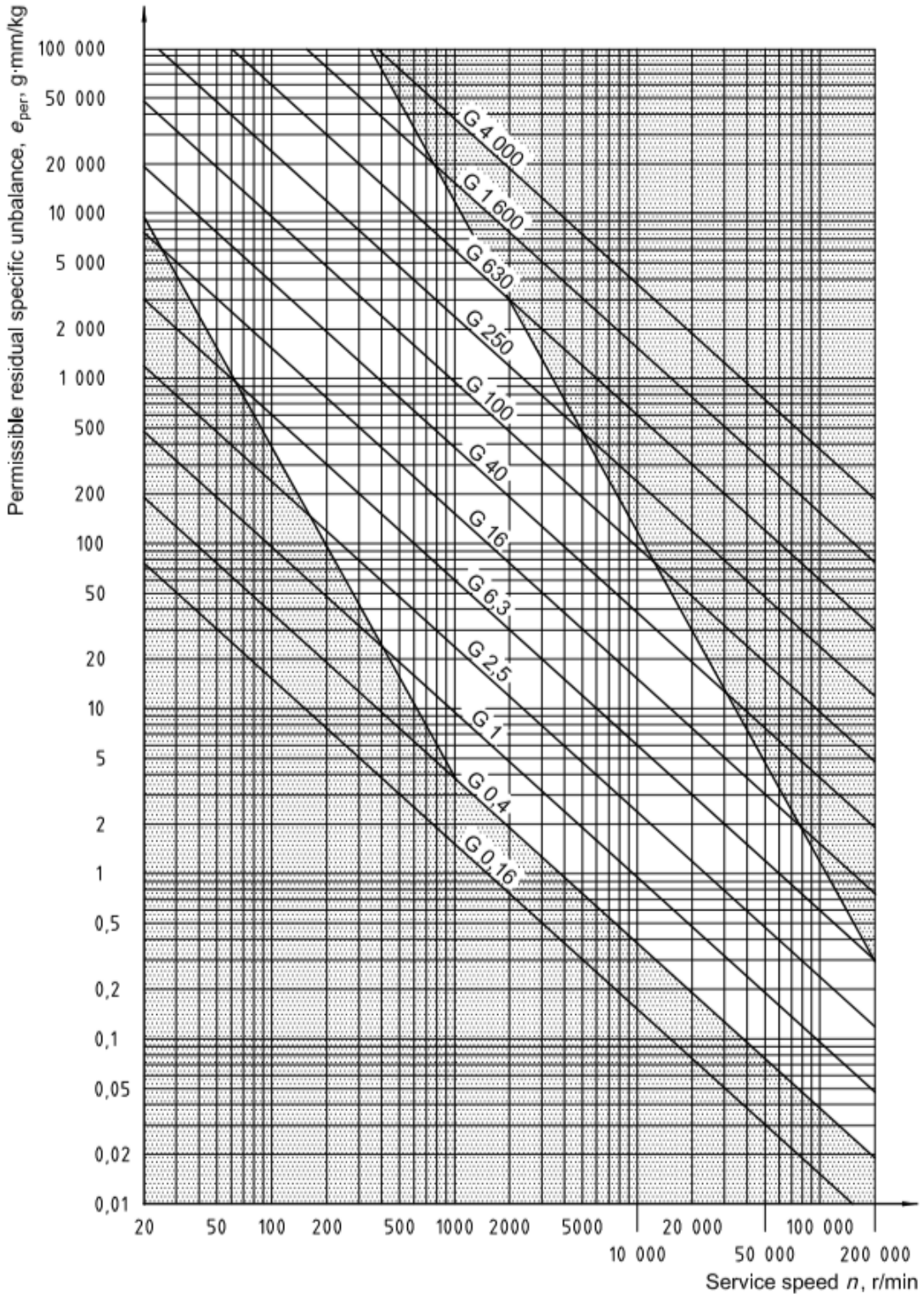


Figura 63. Desequilibrio específico residual permisible basado en el grado de calidad del equilibrado G y la velocidad de servicio n

4.6.4.4. Métodos basados en un objetivo específico

Fuerzas limitadas en los cojinetes

El principal objetivo del equilibrado puede ser limitar las fuerzas sufridas en los apoyos a causa del desequilibrio. La limitación se encuentra en las condiciones de las fuerzas sufridas en los cojinetes, pero esto debe ser traducido consecuentemente en la aparición de un desequilibrio. En el caso de que la sujeción del cojinete con la bancada sea lo suficientemente estable, esta transformación simplemente utiliza la ecuación de la fuerza centrífuga.

En un caso diferente a este, se debe considerar el comportamiento dinámico de la estructura bajo las condiciones de servicio. No hay reglas sencillas que se puedan aplicar en estos casos.

Vibraciones limitadas

El objetivo principal en este caso es limitar las vibraciones en ciertos planos. Esto puede ser de interés, por ejemplo, para máquinas de mano. Los requisitos de calidad de equilibrio pueden derivarse de estos límites.

4.6.4.5. Métodos basados en la experiencia adquirida

Si una empresa ha adquirido suficiente experiencia para evaluar la calidad de sus productos, puede utilizarla plenamente. Suponiendo que el objetivo general sigue siendo el mismo, entonces la nueva tolerancia de equilibrado puede basarse en la experiencia adquirida con otros rotores.

Para un nuevo tamaño de rotor, casi idéntico al de otros que han sido equilibrados con éxito, se aplican las mismas tolerancias de equilibrio. Se deben utilizar los mismos límites en planos de tolerancia ubicados de forma similar.

Para una gama de rotores del mismo tipo, se aplican reglas de similitud para la masa y la velocidad del rotor. El desequilibrio residual permisible $\mathbf{U_{per}}$ es proporcional a la masa del rotor **m** e inversamente proporcional al servicio Velocidad **n**. Para calcular el desequilibrio residual admisible para un nuevo tamaño de rotor sobre la base de un conocido, se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$U_{per\ nuevo} = U_{per\ conocido} \cdot \frac{m_{nuevo}}{m_{conocido}} \cdot \frac{n_{nuevo}}{n_{conocido}}$$

Si se conocen desequilibrios residuales permisibles para los planos de tolerancia, pueden utilizarse ecuaciones similares para calcular los valores para un nuevo tamaño de rotor.

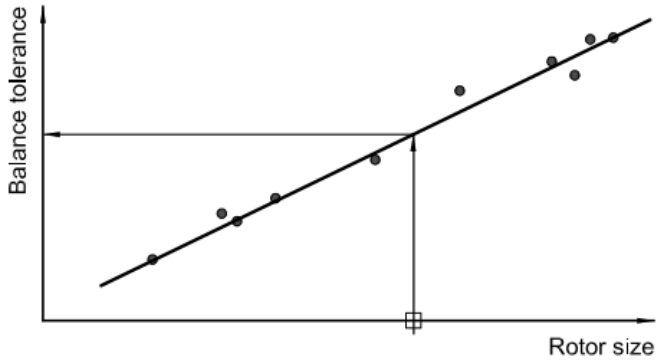


Figura 64.- Norma DIN

Con los datos conocidos se puede interpolar las tolerancias de equilibrado en función del tamaño del nuevo rotor, como se muestra en la figura anterior.

4.6.5. ASIGNACIÓN DEL DESEQUILIBRIO RESIDUAL ADMISIBLE EN LOS DOS PLANOS DE TOLERANCIA

4.6.5.1 En plano único

En el caso de corrección de un solo plano, U_{per} se refiere exclusivamente a este plano. En todos los demás casos, U_{per} se asignará a los dos planos de tolerancia.

4.6.5.2. En dos planos

Caso general

El desequilibrio residual permisible U_{per} se asigna proporcionalmente a las distancias desde el centro de masa hasta el plano de tolerancia opuesto . Si los planos de tolerancia son los planos de apoyo A y B, se aplican las siguientes ecuaciones:

$$U_{per\ A} = \frac{U_{per} \cdot L_B}{L} \qquad U_{per\ B} = \frac{U_{per} \cdot L_A}{L}$$

$U_{per\ A}$ Es el desequilibrio residual admisible en el plano de apoyo A.

$U_{per\ B}$ Es el desequilibrio residual admisible en el plano de apoyo B.

U_{per} Es el desequilibrio residual admisible total en el plano del centro de masas CM.

L_A Es la distancia desde el plano del centro de masas y el plano del apoyo A.

L_B Es la distancia desde el plano del centro de masas y el plano del apoyo B.

L Es la distancia entre los apoyos A y B.

Limitaciones rotores situados entre los dos apoyos (interior)

Si el centro de masa está cerca de un cojinete, la tolerancia calculada para este cojinete se hace muy grande, cerca del valor de U_{per} y el valor para el cojinete remoto se hace muy pequeña, próxima a cero. Para evitar valores excesivamente elevados de tolerancia, se estipula que:

- El valor mayor no debe ser superior a 0,7 U_{per}
- El valor menor no debe ser inferior a 0,3 U_{per}

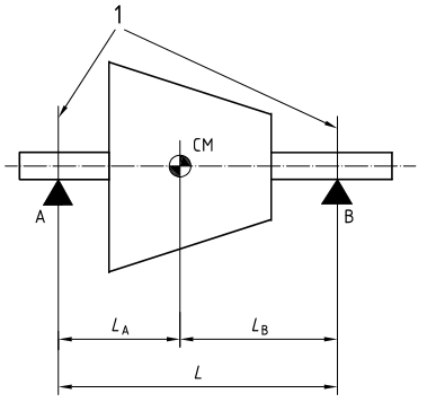


Figura 65. Rotor interior con centro de masa en posición asimétrica

1 planos de tolerancia (planos de cojinetes) **CM** es el centro de masa.

Limitaciones para rotores externos

Los valores se calculan de acuerdo con las ecuaciones del apartado anterior. Sin embargo, para evitar valores excesivamente elevados de tolerancia, se estipula que:

- El valor mayor no debe ser mayor que 1,3 U_{per}
- El valor menor no debe ser menor que 0,3 U_{per}

El límite de desequilibrio superior es diferente del interior. Esto supone que el cojinete B y la estructura de soporte están diseñados para soportar la carga estática ejercida por la masa sobrecargada. Por lo tanto, también soportará una carga proporcionalmente más alta causada por desequilibrios. Si no es así, deben aplicarse las limitaciones para los rotores interiores.

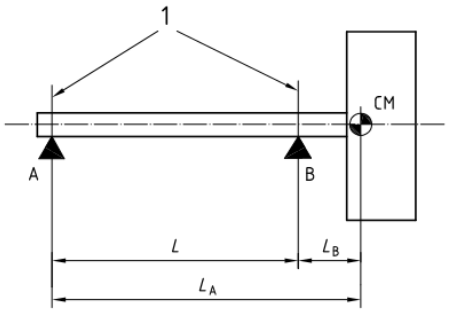


Figura 66. Rotor exterior con centro de masa en posición de sobrecarga

1 planos de tolerancia (planos de cojinetes) **CM** es el centro de masa.

4.6.6. ASIGNACIÓN DE LAS TOLERANCIAS DE EQUILIBRADO EN LOS DOS PLANOS DE CORRECCIÓN

Se recomienda utilizar planos de referencia especiales para las tolerancias del estado de equilibrado, pero muchos de los procesos de equilibrado actuales siguen aplicando tolerancias de equilibrado en los planos de corrección. Dado que los planos de corrección se seleccionan de acuerdo con el proceso de corrección, normalmente no son ideales para las tolerancias de equilibrado (véase 5.2.4). Si las tolerancias tienen que ser asignadas a los planos de corrección, las dos consideraciones siguientes son importantes.

a) Tanto la magnitud de los desequilibrios residuales como su posición angular relativa influyen en el estado de desequilibrio. Sin embargo, incluso en estos casos las tolerancias se definen generalmente sólo en términos de cantidad, no de relación angular.
b) Cualquier regla de asignación es, por lo tanto, un compromiso. Tiene que considerarse el peor caso de relación angular entre los desequilibrios residuales en ambos planos de corrección. Para todas las demás condiciones, los mismos desequilibrios residuales crearán efectos menores sobre el rotor.

Por lo tanto, utilizando tolerancias de equilibrio en planos de corrección, muchos rotores se equilibran a valores de desequilibrio más pequeños de lo necesario.

4.6.7. ROTORE MONTADOS. EQUILIBRADO IN SITU.

4.6.7.1. Generalidades

Los rotores pueden ser equilibrados in situ, es decir montados sobre la máquina y con todos sus compones. Se puede decir que se realiza un equilibrado integral del conjunto

de elementos que participan de la rotación del eje o rotor. En cada montaje los desequilibrios de los componentes se superponen y los errores de montaje crean además desequilibrios adicionales, por ejemplo, debido a desviaciones dimensionales y holguras principalmente.

NOTA Si los errores de montaje no son decisivos, la elección del proceso de equilibrado se puede regir por la disponibilidad de máquinas de equilibrado.

4.6.7.2. Equilibrado integral del rotor

La mejor manera de cuidar todos los desequilibrios en el rotor y todos los errores de ensamblaje relacionados en un paso, es equilibrar el rotor como una unidad completamente ensamblada.

Si un rotor está equilibrado como un conjunto, pero necesita ser desmontado después (por ejemplo, para montarlo en su alojamiento), se recomienda marcar cada componente angularmente para asegurar posiciones angulares idénticas durante el montaje posterior.

NOTA Los problemas antes mencionados como el run out y las holguras todavía pueden existir.

4.6.7.3. Equilibrado a nivel de componente

Si los componentes individuales se equilibran por separado, es importante tener en cuenta lo siguiente:

a) Por lo general, todos los componentes se equilibran con el mismo desequilibrio residual específico. El desequilibrio residual específico de cada componente debe ser menor que el desequilibrio residual específico para el sistema ensamblado.

b) Si esto supone un problema, se permite cualquier regla de distribución, siempre que el desequilibrio total del conjunto se mantenga dentro de la tolerancia.

c) Debe alcanzarse un acuerdo previo entre el fabricante y el usuario sobre la fijación de elementos de conexión.

Si la tolerancia de equilibrado para un conjunto no puede lograrse equilibrando cada componente por separado, el conjunto se equilibrará finalmente como una unidad. En tales casos, se recomienda reconsiderar si el equilibrado en el nivel del componente es realmente necesario o si se puede omitir.

4.6.8. VERIFICACIÓN DEL DESEQUILIBRIO RESIDUAL

4.6.8.1. Generalidades

Es aconsejable verificar el desequilibrio residual en los planos de tolerancia y no en los planos de corrección. Cualquier medición contiene errores. Para verificar el desequilibrio residual de un rotor, los errores de equilibrado no pueden ser despreciados (ver ISO 1940-2 para su evaluación y consideración).

4.6.8.2. Criterios de aceptación

Los errores sistemáticos en las lecturas tiene que ser corregidos y, ΔU es el error combinado restante (véase ISO 1940-2). Para los planos de cojinete A y B, se considera que:

$U_{per\ A}$ Magnitud del desequilibrio residual permisible en el plano A.

$U_{per\ B}$ Magnitud del desequilibrio residual permisible en el plano B.

$Ur_{\ m\ A}$ Magnitud del desequilibrio residual medido en el plano A de una sola lectura.

$Ur_{\ m\ B}$ Magnitud del desequilibrio residual medido en el plano B de una sola lectura.

ΔU_A Magnitud del error combinado en el plano A.

ΔU_B Magnitud del error combinado en el plano B.

Por parte del Fabricante

Durante el proceso de equilibrado, el equilibrio del rotor debe considerarse aceptable si se cumplen las siguientes condiciones

$$U_{r\ m\ A} \leq U_{per\ A} - \Delta U_A \qquad \text{y} \qquad U_{r\ m\ B} \leq U_{per\ B} - \Delta U_B$$

Por parte del Usuario

Si se realiza una comprobación de equilibrio separada, el equilibrio del rotor debe considerarse aceptable si se satisfacen las siguientes condiciones:

$$U_{r\ m\ A} \leq U_{per\ A} + \Delta U_A \qquad \text{y} \qquad U_{r\ m\ B} \leq U_{per\ B} + \Delta U_B$$

Si se detecta que ΔU_A o ΔU_B son inferiores al 5% de $U_{per\ A}$ o $U_{per\ B}$, respectivamente, puede no tenerse en cuenta. La magnitud del error combinado ΔU_A o ΔU_B normalmente será diferente en diferentes máquinas de equilibrado. Por lo tanto, pueden aplicarse valores diferentes para el fabricante y el usuario. Repitiendo las mediciones mas de una vez con personal especializado y en las mismas condiciones siempre en cuanto a componentes y montaje pueden reducirse estadísticamente los errores.

4.6.8.3. Verificación en una máquina de equilibrado

Los errores sistemáticos se deben verificar / tratar primero de acuerdo con la norma ISO 1940-2. Cuando la verificación se lleve a cabo en una máquina de equilibrado, el desequilibrio residual puede medirse directamente. Las características de la máquina, la relación de reducción del desequilibrio (URR) y el desequilibrio residual mínimo alcanzable (U_{mar}) deberán cumplir el objetivo previsto (véase ISO 2953).

El procedimiento descrito en 4.6.8.4 también puede usarse en una máquina de equilibrado, pero esto puede estar restringido a las velocidades de servicio del rotor, ya que a bajas velocidades la señal de vibración puede ser demasiado pequeña.

4.6.8.4. Verificación in situ.

El desequilibrio residual se puede determinar in situ (fuera de una máquina equilibradora), por medio de un dispositivo capaz de medir la amplitud y la fase de la vibración simultaneamente en una revolución de la máquina.

Comprobar el comportamiento vibratorio mediante la siguiente secuencia de medición con y sin desequilibrios o masas de prueba:

1- Medir el rotor en la situación de partida, con sus desequilibrios tal cual.

2.- Aplicar un desequilibrio o masa de prueba en un plano y medir de nuevo.

3.- Eliminar el desequilibrio de prueba en el plano anterior, aplicar un desequilibrio de prueba en el otro plano y medir nuevamente.

4.- Evaluar las lecturas utilizando el método del coeficiente de influencia u otro equivalente.

El procedimiento es similar a un proceso de equilibrado in-situ, pero sin realizar las correcciones finales de desequilibrio. Es esencial que todos los cambios en las lecturas sean causados solamente por los desequilibrios de prueba. Por lo tanto, las mediciones se realizarán en condiciones idénticas, por ejemplo a la misma velocidad y con vibraciones estacionarias.

Si la precisión de medición, especialmente la linealidad, está en duda, se recomienda repetir el procedimiento con diferentes desequilibrios de prueba, variando el posicionamiento angular y la cantidad de masa.

4.6.9. EJEMPLO DE ESPECIFICACIÓN DEL DESEQUILIBRIO RESIDUAL ADMISIBLE BASADO EN EL GRADO DE CALIDAD DEL EQUILIBRADO G Y ASIGNACIÓN A LOS PLANOS DE TOLERANCIA

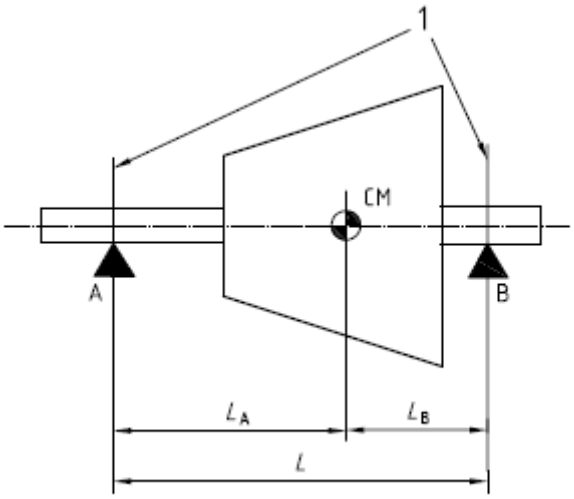
Datos del rotor

Considerese que es un rotor de turbina con los siguientes datos (vea la Figura):

Masa del rotor (m): 3.600 kg

Velocidad de servicio (n): 3.000 rpm

Distancias: L_A = 1.500 mm LB = 900 mm L = 2.400 mm



1 planos de tolerancia (planos de cojinetes) **CM** es el centro de masa.

El grado de calidad del equilibrado se ha seleccionado de acuerdo con la figura 62, para el tipo de maquinaria "turbinas de gas y turbinas de vapor", siendo este de **G 2,5**.

Determinar:

a) El desequilibrio residual permisible en los planos A y B.
b) Las fuerzas trasmitidas a los cojinetes para dicho desequilibrio residual.

Calculos:

a) El desequilibrio residual permisible en los planos A y B.

Velocidad angular de la velocidad de servicio, desde

$$\Omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 314{,}2\ rad/s$$

Determinación de U_{per}

$$U_{per} = 1000 \cdot \frac{\left(e_{per}.\,\Omega\right) \cdot \mathrm{m}}{\Omega} = 1000 \cdot \frac{2{,}5 \cdot 3600}{314{,}2} = 28{,}6 \times 10^3\ g \cdot mm$$

Dónde,

U_{per} Es el valor numérico del desequilibrio residual admisible, expresado en gramos milímetros (g·mm).

(e_{per}·Ω) Es el valor numérico del grado de calidad del equilibrado seleccionado, expresado en milímetros por segundo (mm/s).

m Es el valor numérico de la masa del rotor, expresado en kilogramos (kg).

Ω Es el valor numérico de la velocidad angular de la velocidad máxima de servicio, expresada en radianes por segundo (rad/s).

El mismo resultado se obtendría utilizando la figura 63.

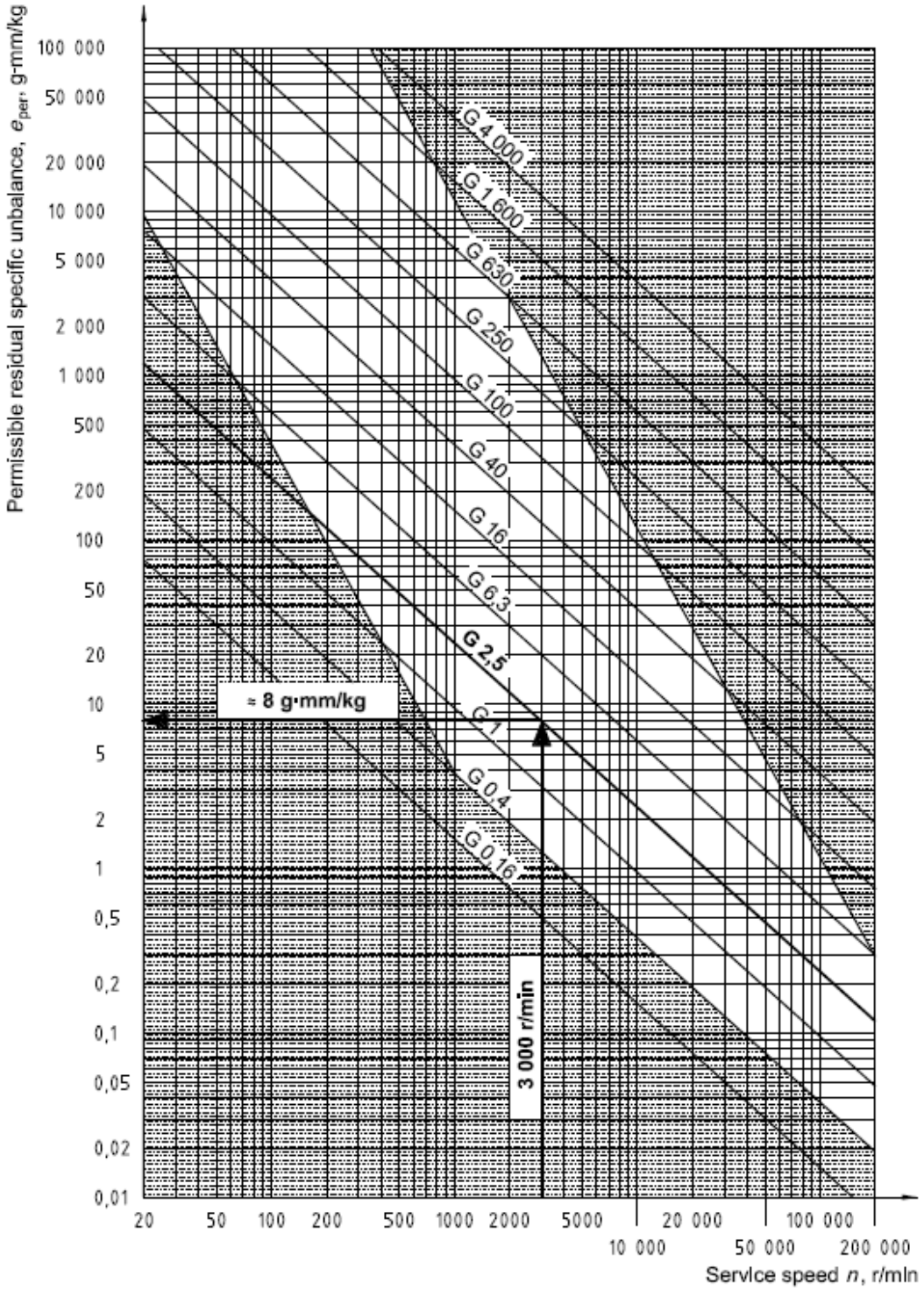
Para la velocidad de servicio dada y el grado de calidad del equilibrio:

$e_{per} \approx 8$ g mm/kg

Multiplicado por la masa del rotor, el desequilibrio residual admisible es:

$U_{per} \approx 8 \times 3\,600 = 28{,}8 \times 10^3$ g·mm

Debido a la apreciación de la tabla no se consigue la misma precisión que utilizando la formulación anterior.



Asignación a planos de tolerancia (planos de cojinetes)

El desequilibrio residual admisible calculado anteriormente se puede asignar a los planos de cojinetes de la siguiente manera:

$$U_{per\ A} = \frac{U_{per} \cdot L_B}{L} = \frac{28{,}6 \times 10^3 \cdot 900}{2400} = 10{,}7 \times 10^3\ g \cdot mm$$

$$U_{per\ B} = \frac{U_{per} \cdot L_A}{L} = \frac{28{,}6 \times 10^3 \cdot 1500}{2400} = 17{,}9 \times 10^3\ g \cdot mm$$

Verificación de las limitaciones para el rotor interior

El valor mayor no debe ser superior a 0,7 U_{per}, es decir $U_{per\ max} \leq 20{,}0 \times 10^3$ g·mm

El valor más pequeño no debe ser inferior a 0,3 U_{per}, es decir $U_{per\ min} \geq 8{,}6 \times 10^3$ g·mm

En ambos casos se cumple los valores límite.

b) Las fuerzas trasmitidas a los cojinetes para dicho desequilibrio residual.

Para el cálculo de las fuerzas en los cojinetes es importante tener en cuenta las unidades del SI, por lo tanto:

$$U_{per\ A} = 10{,}7 \times 10^{-3}\ kg \cdot m \qquad\qquad U_{per\ B} = 17{,}9 \times 10^{-3}\ kg \cdot m$$

Como las fuerzas que originan el desequilibrio son fuerzas centrífugas,

$$U_{per\ A} = \frac{F_A}{\Omega^2} \qquad F_A = U_{per\ A} \cdot \Omega^2 = 10{,}7 \times 10^{-3} \cdot 314{,}2^2 = 1056{,}32\ N$$

$$U_{per\ B} = \frac{F_B}{\Omega^2} \qquad F_B = U_{per\ B} \cdot \Omega^2 = 17{,}9 \times 10^{-3} \cdot 314{,}2^2 = 1767{,}11\ N$$

4.6.10. REGLAS PARA LA ASIGNACIÓN DE TOLERANCIAS DE EQUILIBRADO A PARTIR DE LOS PLANOS DE TOLERANCIA A LOS PLANOS DE CORRECCIÓN

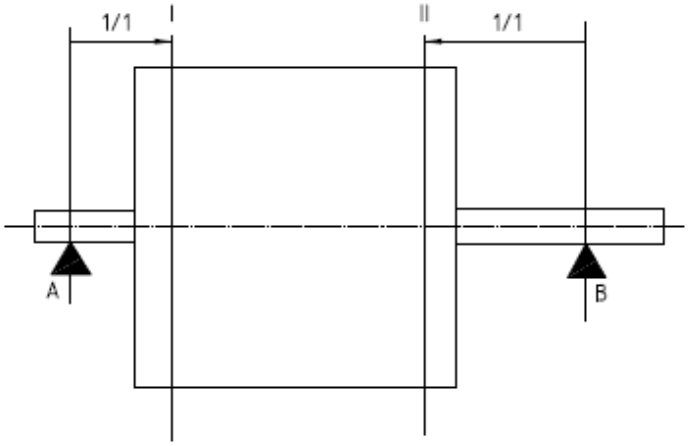
4.6.10.1. Generalidades.

Como ya se explicó, se recomienda utilizar los planos de tolerancia (a menudo coincidentes a los planos de cojinete) y no los planos de corrección para definir las tolerancias de desequilibrio. En el caso en que se requiera las tolerancias de equilibrado en los planos de corrección, a continuación de dan algunas reglas básicas.

4.6.10.2. Planos de corrección interiores a los planos de tolerancia.

Para una situación tal como se muestra en la siguiente figura, se debe utilizar las tolerancias de equilibrado del plano adyacente. Teniendo en cuenta que los planos de tolerancia del cojinete son A y B, mientras que los planos de corrección son I y II.

$U_{per\ I} = U_{per\ A}$ $U_{per\ II} = U_{per\ B}$



Dónde,

$U_{per\ I}$ es el desequilibrio residual admisible en el plano de corrección I

$U_{per\ II}$ es el desequilibrio residual permisible en el plano de corrección II

$U_{per\ A}$ es el desequilibrio residual admisible en el plano de tolerancia del cojinete A.

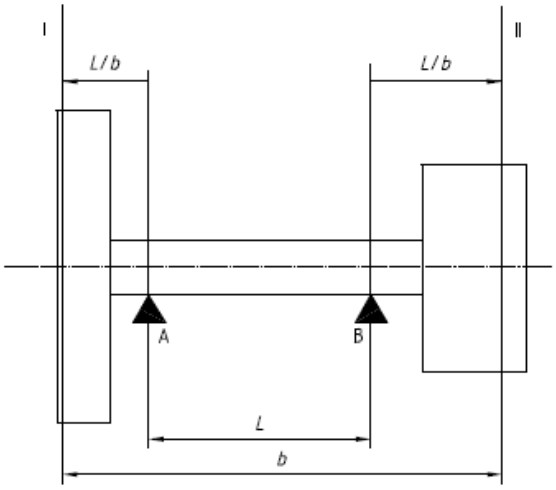
$U_{per\ B}$ es el desequilibrio residual admisible en el plano de tolerancia delcojinete B.

4.6.10.3. Planos de corrección exteriores a los planos de tolerancia

Para una situación como de la siguiente figura, se debe reducir el valor de tolerancia de equilibrado de forma proporcional a la relación de la distancia entre el cojinete y el plano de corrección.

$$U_{per\ I} = U_{per\ A} \cdot \frac{L}{b}$$

$$U_{per\ II} = U_{per\ B} \cdot \frac{L}{b}$$



dónde

$U_{per\ I}$ Es el desequilibrio residual admisible en el plano de corrección I.

$U_{per\ II}$ Es el desequilibrio residual permisible en el plano de corrección II.

$U_{per\ A}$ Es el desequilibrio residual admisible en el plano de tolerancia del cojinete A.

$U_{per\ B}$ Es el desequilibrio residual admisible en el plano de tolerancia cojinete B

L Es la distancia entre cojinetes.

B Es la distancia entre los planos de corrección I y II.

CAPÍTULO 5

DISEÑO DE UNA MÁQUINA EQUILIBRADORA PARA ROTORES RÍGIDOS DE HASTA 80 KG DE PESO

5.1. INTRODUCCIÓN

La etapa de diseño de una máquina es sin duda una de las más importantes en el proceso de creación y fabricación. Debido a que es en este momento donde se debe idear y elegir las mejores configuraciones y diseños para que la máquina se adapte de la mejor manera a las condiciones de trabajo y los objetivos a conseguir en sus funciones, y todo esto con un compromiso entre funcionalidad y coste. Para esto se han de tener en cuenta muchos factores, desde el proceso de fabricación que han de llevar todas y cada una de las piezas hasta el manejo de la máquina con el fin de conseguir los mejores resultados posibles. Y todo esto teniendo en cuenta la vida útil de sus componentes, el mantenimiento de la máquina, la facilidad de montaje para el operario, la flexibilidad a la hora de operar con diferentes modificaciones y situaciones, etc.

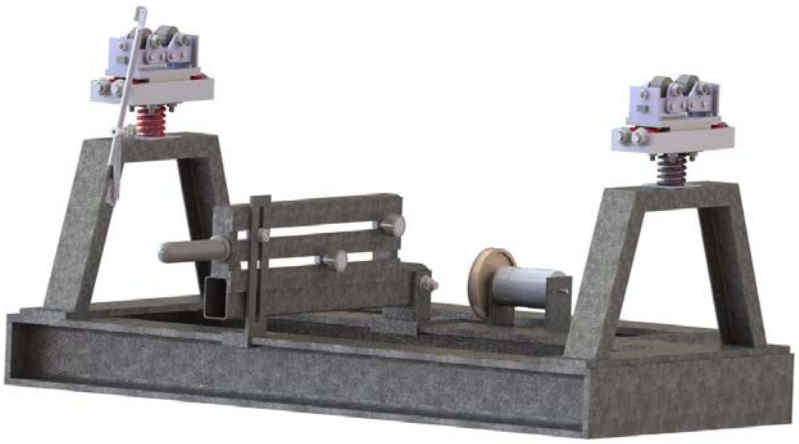
Para realizar el diseño de la máquina, se han dividido sus componentes en subconjuntos agrupados por su función dentro de todo el conjunto. Los diferentes sistemas que componen la máquina son: bancada, apoyo del rotor, sistema de accionamiento y sistema de medida. El diseño de los componentes está enfocado a conseguir una serie de objetivos, entre ellos destaca la precisión del equilibrado y la adaptación a rotores de diferentes geometrías. Pero también se deben de marcar límites o condiciones de

diseño que especifiquen los rangos de funcionamiento de la máquina y el tipo de rotores que podrían ser equilibrados en ella. Las máquinas de equilibrado suelen estar destinadas para un tipo específico de rotores como por ejemplo la máquina de equilibrado de ruedas, en este caso, se podrían equilibrar rotores de hasta 80 kg con el centro de gravedad situado entre los dos apoyos.

Uno de los retos más importantes es conseguir que el rotor tenga en el apoyo todos los grados de libertad, con el fin de que sus vibraciones solo dependan del desequilibrio. Para ello se ha debido de diseñar un mecanismo específico para permitir el movimiento en cada grado de libertad, tres rotaciones y tres translaciones, con las menores restricciones posibles. Respecto a las rotaciones, se ha optado por un sistema de muelles para facilitar y controlar los movimientos verticales y horizontales del eje, se deberá prestar especial atención a estos muelles ya que, referido a las posibles resonancias que puedan crear, son un punto crítico.

A continuación, se presenta el diseño final de la máquina que es fruto de un proceso basado en la retroalimentación del diseño enfocado en cada pieza del conjunto con el objetivo de solventar todos los problemas iniciales y los que surgen a raíz del propio diseño. Todo ello basado en unos cálculos justificativos y unos cálculos de comprobación de la resistencia y la frecuencia natural del conjunto de los componentes de la máquina.

Para la comprobación de la resistencia y la frecuencia de los componentes se ha utilizado el método de elementos finitos (MEF) con el programa de diseño y cálculo SolidWorks. Se han realizado modelos de cálculo de los componentes con unas condiciones de contorno que simulen su comportamiento en la realidad y un mallado de cálculo más preciso en las zonas de mayor esfuerzo y en los componentes más críticos pudiendo obtener unos resultados precisos sin que esto suponga un exceso de tiempo de cálculo ni de recursos de memoria. Sin embargo, estos cálculos de comprobación deben de ser ratificados con ensayos reales de un prototipo de la máquina, prestando especial atención a los ensayos modales para calcular la verdadera frecuencia modal de los componentes.



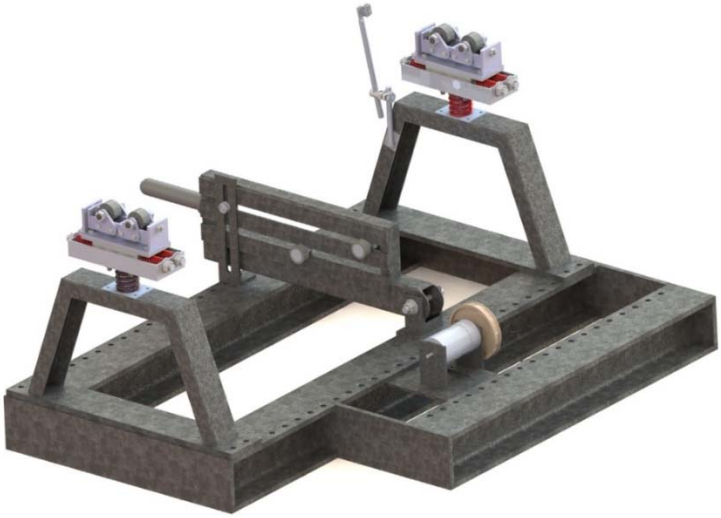


Figura 67. *Maquina equilibradora para ejes de hasta 80kg.*

Figura 68. *Maquina equilibradora en posición de funcionamiento.*

5.2. ESPECIFICACIÓN DE DISEÑO

Antes de iniciar el diseño de la máquina se han de tener en cuenta todas las premisas y conceptos teóricos comentados anteriormente además de los cálculos de comprobación y selección de los componentes que veremos a continuación. Se buscará realizar un diseño que se adapte lo mejor posible a las especificaciones que se requieren para esta máquina en concreto. Sabiendo que sus funciones y condiciones de trabajo están acotadas sobre todo a tres objetivos básicos, la precisión a la hora de equilibrar y definir el desequilibrio que presenta el rotor, intentando que no influya en las mediciones otros posibles problemas como resonancias o fuerzas resultantes en los apoyos. Que tenga una estructura adaptable a diferentes longitudes, diámetros y pesos de los rotores sin

que se vea una disminución en la precisión en los resultados. Y por último, que sea fácil de fabricar y montar, además de que pueda ser transportado con cierta facilidad. A partir de las premisas que se presentan a continuación, se iniciará el diseño de la máquina:

- Facilidad en la utilización del software y el manejo de la máquina
- Precisión en los resultados obtenidos
- Adaptación a las dimensiones de los rotores
- Facilidad de fabricación
- Materiales y componentes de fácil acceso
- Coste de materiales y fabricación
- Estructuras resistentes a las condiciones de trabajo

Aunque esta máquina presente facilidades para adaptarse a los rotores, habrá que marcar una serie de límites para poder calcular y acotar el funcionamiento de dicha máquina. En primer lugar definiremos el rango de **pesos** que ha de tener el rotor como los comprendidos entre **4 Kg y 80 Kg**, teniendo una distribución diferente de los componentes en la máquina según el peso del rotor. Respecto a las dimensiones geométricas con las que la máquina permitirá trabajar, el **diámetro de apoyo** del rotor estará acotado entre **15 mm y 70 mm**. Sin embargo, el **diámetro** de agarre para la **correa** puede llegar **hasta 350 mm**. La **longitud** mínima del rotor será de **270 mm** y la máxima de **1 m**. Y por último, los rotores deben de tener su **centro de gravedad entre los apoyos**, al menos a un 30 % de la distancia total entre apoyos desde el centro de gravedad al apoyo más cercano. No se estudiarán ejes en voladizo con el centro de gravedad fuera de los apoyos, aunque podría ser una línea de desarrollo para futuras aplicaciones. Respecto a las mediciones, la velocidad de giro estará en torno a **1000 RPM**, pudiendo ser flexible esta cifra para buscar la velocidad donde mejores condiciones de trabajo se tengan.

5.3. CÁLCULO Y DISEÑO DE LA BANCADA

La bancada es la encargada de la sujeción de los apoyos del rotor y de los sistemas de accionamiento, es robusta para que no se transmitan con facilidad las vibraciones y sobre todo para que sus frecuencias armónicas sean mucho más elevadas que las frecuencias en las que se operará. Está compuesto por una base formada por 3 perfiles HEB de entre 1 y 0,75 metros que se unen entre sí por unos cerramientos soldados al alma y ala de los perfiles, haciendo que mantengan su posición. Encima de esta estructura se colocaran los dos soportes de los apoyos del rotor. Todo el conjunto se ha hecho con perfiles normalizados fáciles de conseguir para facilitar su montaje y

fabricación. La elección de los perfiles está en relación a los requerimientos geométricos, como que la longitud del ala sea suficiente para poder realizar perforaciones, y también buscando una rigidez elevada. Ya que los esfuerzos que deben soportar suponen un aprovechamiento muy bajo de sus límites de fluencia.

5.3.1. Bancada inferior.

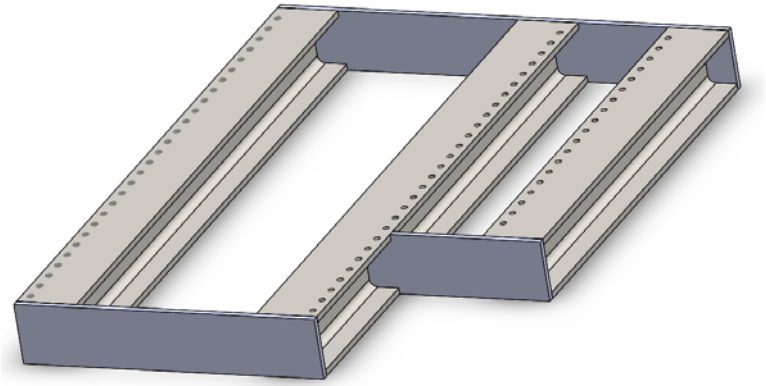


Figura 69. *Bancada inferior.*

La función de esta bancada es ofrecer un apoyo a los elementos necesarios para la realización del equilibrado, dotando a estos elementos de flexibilidad en cuanto a la combinación de su posicionamiento para facilitar la adaptación de la máquina al eje que se quiera estudiar. Está compuesta por tres perfiles HEB 100 dos de 1 metro y uno de 0,75 metros, se han elegido esta serie de perfiles para que haya unas dimensiones suficientemente amplias en sus alas como para apoyar y sujetar de una forma adecuada los elementos que se montan sobre estas piezas. En sus alas se han hecho una serie de perforaciones para poder permitir el ajuste de los componentes que van unidos a él. Sus dimensiones, unidas al montaje de los elementos necesarios para completar esta máquina, permiten trabajar con rotores de entre 270 mm y 1 metro de longitud.

Los dos perfiles principales será donde se fijen los soportes de los apoyos del eje con tornillos, por ello tanto en esta bancada como en los soportes de los apoyos se practicaran unos orificios de métrica 10 para los tornillos de fijación, y el perfil más corto servirá para proporcionar un soporte al motor. Estos perfiles están unidos de forma permanente con unos cerramientos que van soldados para garantizar la alineación y el ajuste de las perforaciones a la hora de montar el conjunto de la máquina.

Se recomienda que no se monte directamente en el suelo y se utilice un aislante de vibraciones, como podría ser un tapete de goma u otro material que absorbiera las vibraciones. Con este aislamiento se quiere pretender que la precisión de las medidas del acelerómetro sea lo más óptima posible.

5.3.1.1. Cerramientos

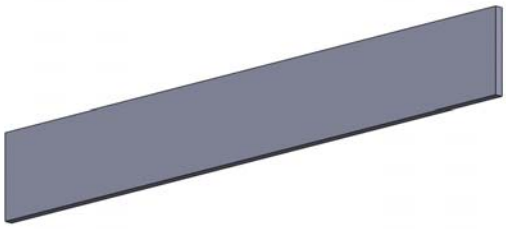


Figura 70. *Cerramiento del lado largo.*

El cerramiento que une los tres perfiles y proporciona el ancho total de la máquina, 750 mm, es el cerramiento más largo. Se adapta a las medidas del perfil con 100 mm de altura y un espesor de 10 mm para proporcionar la rigidez adecuada.

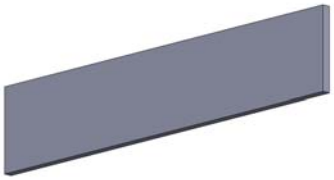


Figura 71. *Cerramiento del lado corto.*

El cerramiento que une a los dos perfiles centrales que sujetan los apoyos y el tensor, tiene 500 mm de largo y el mismo espesor y altura que el anterior. Este cerramiento al igual que los otros dos, están unidos a los perfiles mediante una soldadura discontinua en el alma y en el ala de los perfiles.

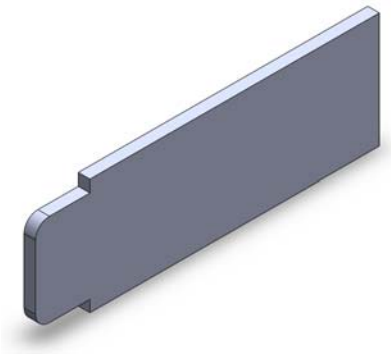


Figura 72. *Cerramiento del soporte del motor.*

El cerramiento del soporte del motor tiene las mismas condiciones que los dos nombrados anteriormente, con la excepción de que en uno de sus extremos se debe ajustar al perfil HEB100 para que presente una disposición correcta y se facilite su soldadura.

5.3.1.2. Perfiles.

Figura 73. *HEB100 de 1 metro de longitud.*

Figura 74. *HEB100 de 710 milímetros de longitud.*

Tal y como se explica anteriormente, el motivo de elegir el perfil HEB es debido a que en sus alas se practicarán unos taladros para poder apoyar y fijar los componentes que se colocan encima de estos perfiles. Gracias a esto se puede modificar las distancias entre los apoyos, la colocación del tensor y la placa del motor ajustando la máquina a las necesidades según la geometría que presente cada rotor que se quiera estudiar.

5.3.2. Soporte de los apoyos.

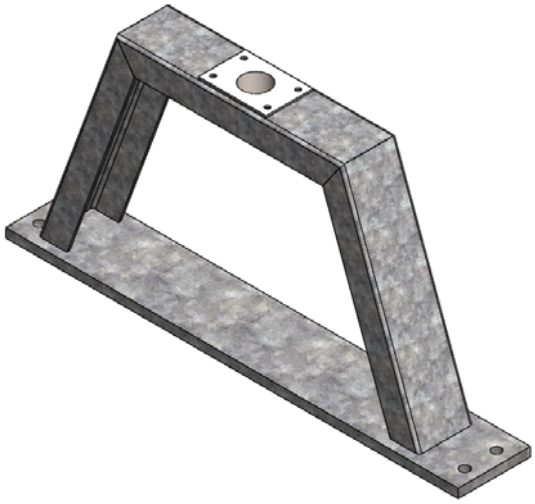


Figura 75. *Soporte de los apoyos.*

La función de este soporte es servir de sujeción a los apoyos del rotor. Está compuesto por tres perfiles UF60.3 soldados a una placa que está unida a la bancada inferior por medio de tornillos. Además se añaden unos casquillos de acero inoxidable en el orificio por donde desliza el vástago de los apoyos para conseguir que el roce de componentes sea entre piezas de acero inoxidable. Estos soportes permiten trabajar de una manera más cómoda y salvan la altura necesaria para que el tensor de la correa se pueda colocar sin interferir con el rotor. La distancia entre los soportes y por lo tanto entre los apoyos del rotor es ajustable gracias a que se pueden atornilla en la configuración que se desee para ajustarse a las medidas del rotor.

5.3.2.1. Base.

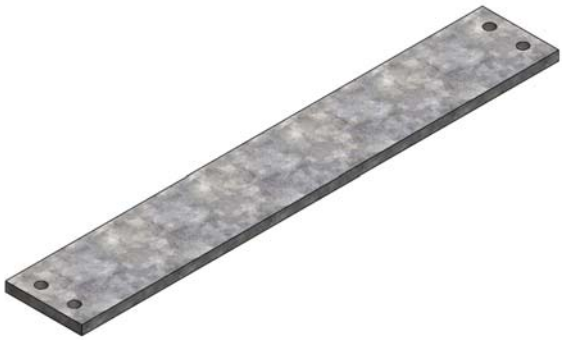


Figura 76. *Tabla de sujeción a la bancada.*

Esta tabla tiene 80 mm de ancho y 500 mm de largo, la misma longitud que hay entre un lado y otro de los perfiles principales de la bancada. En sus extremos hay dos perforaciones de métrica 10 que coinciden con los que hay en las alas de los perfiles y permiten la sujeción del conjunto en la posición que se necesaria.

5.3.2.2. Perfiles UF.

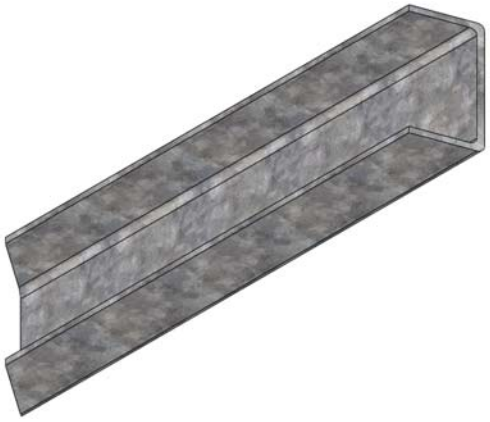


Figura 77. *Perfil lateral UF 60.3*

Figura 78. *Perfil superior UF 60.3*

La estructura del soporte, está construida con perfiles UF soldados con una cierta inclinación para conformar una estructura ligera y resistente. Con una rigidez en todos sus ejes suficiente como para evitar un daño y desplazamiento excesivo debido a las vibraciones. El perfil superior posee una perforación en donde se atornillará un casquillo, en donde se alojará la base del apoyo de rotor. Este casquillo trabajará como guía y por tanto deberá estar siempre engrasado, permitirá restringir el cabeceo del eje del apoyo debido al momento creado por el desequilibrio y la desalineación del rotor con el centro geométrico de la pieza.

Por la parte de inferior, el recorrido estará limitado por un tope atornillado en la base inferior del vástago del apoyo, que es de mayor diámetro que el orificio. Y por la parte superior su desplazamiento máximo se definirá por la rigidez de un muelle insertado en el vástago.

5.3.2.2. Guía del vástago.

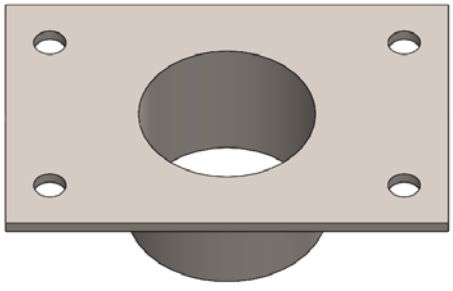


Figura 79. *Guía del vástago.*

Para evitar el posible mal funcionamiento de la máquina debida al deterioro de las superficies que están en contacto y tienen un rozamiento constante, se utiliza un casquillo de acero inoxidable que hace las funciones de guía del vástago del apoyo. Su longitud es de 21 mm y absorbe el momento de fuerza generado por las fuerzas de

desequilibrio y por la posible desalineación del rotor con el centro geométrico del vástago del apoyo. Es muy importante que la superficie interior de esta pieza este bien engrasada para poder iniciar el equilibrado. El rozamiento entre esta pieza y el vástago además del muelle, suponen el único impedimento al movimiento vertical y el giro respecto al vástago del sistema.

5.4. CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS PUNTOS DE APOYO DEL ROTOR

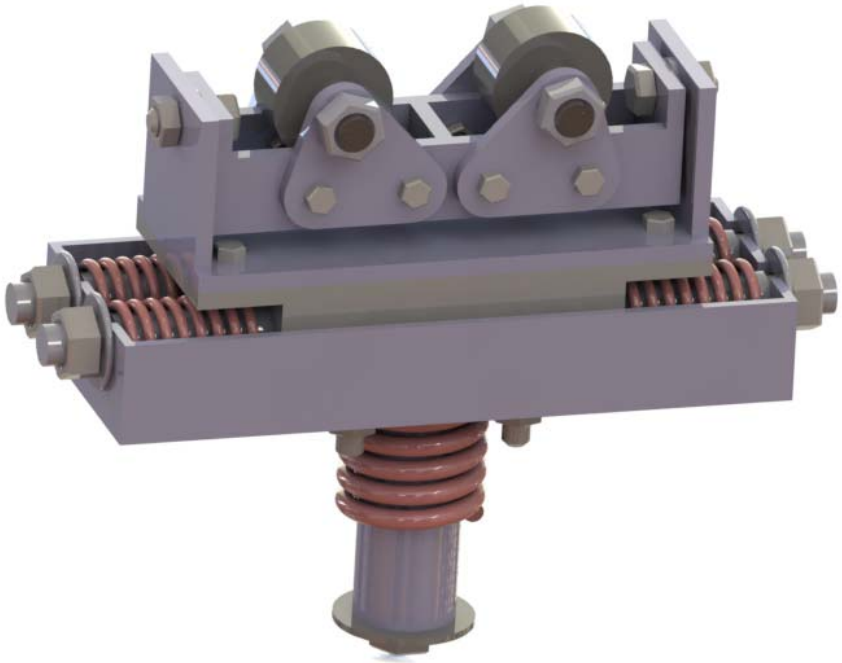


Figura 80. *Apoyo de precisión.*

El apoyo de precisión para el rotor es quizás la parte más importante de la máquina debido a que su objetivo es permitir el apoyo del rotor con la menor restricción posible a su movimiento. Esta función es esencial a la hora de hacer un diagnóstico preciso del estado vibratorio del eje, ya que si no fuese así, las tensiones generadas por las fuerzas de reacción en los puntos de apoyo influirían en el espectro de vibración mezclándose con el verdadero problema de desequilibrio en el rotor, que es el que queremos analizar y corregir.

Para poder hacer el diseño de este componente, se deben de saber claramente cuáles son los seis grados de libertad que existen y sobretodo como poder permitir ese desplazamiento. Grados de libertad hay seis, tres desplazamientos respecto a los tres ejes cartesianos y tres giros respecto a estos mismos ejes que se nombran como *X, Y, Z*. Como aclaración, se define la dirección de los ejes de coordenadas sabiendo que el eje *X* se orienta en la dirección axial del rotor que se apoya en los rodamientos, y con sentido

positivo en la dirección que va hacia el otro apoyo de que sujeta el eje. Y el eje *Y* en dirección vertical y con sentido positivo hacia arriba. A continuación se describirán las partes de este componente referidas a los grados de libertad que permiten.

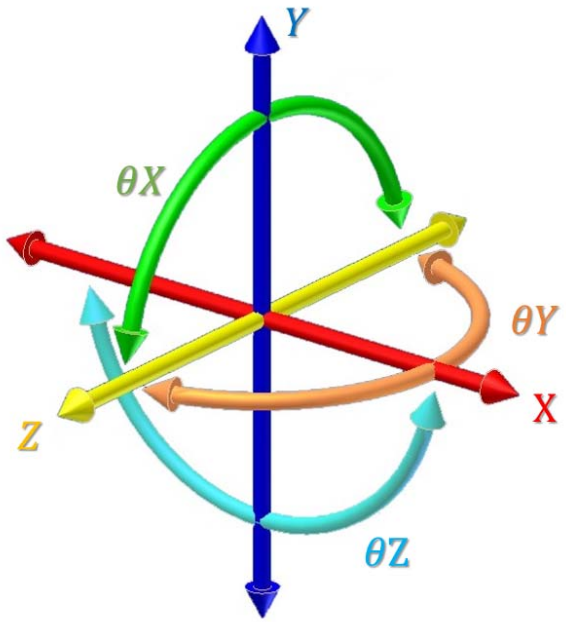


Figura 81. Grados de libertad.

5.4.1. Desplazamiento respecto al eje *X*

En esta dirección, la dirección axial de eje, no hay ningún sistema que favorezca el desplazamiento ni tampoco ningún impedimento, más allá del rozamiento que se genera entre los rodamientos de apoyo y el propio eje. Esto es debido a que teóricamente no debería aparecer ningún esfuerzo en esta dirección ya que las fuerzas producidas por la gravedad y las fuerzas de inercia debidas al desequilibrio solo aparecen en el plano contenido entre los ejes *Z* e *Y.*

5.4.2. Desplazamiento respecto al eje *Y*

Hay que favorecer el desplazamiento vertical para permitir la vibración libre debido al desequilibrio. Aparte, permite una alineación correcta del eje para que no aparezcan vibraciones en el espectro relacionadas con la desalineación. Para ello se utiliza el eje vertical de apoyo junto con un tope y un muelle para limitar estos movimientos verticales, figura 82.

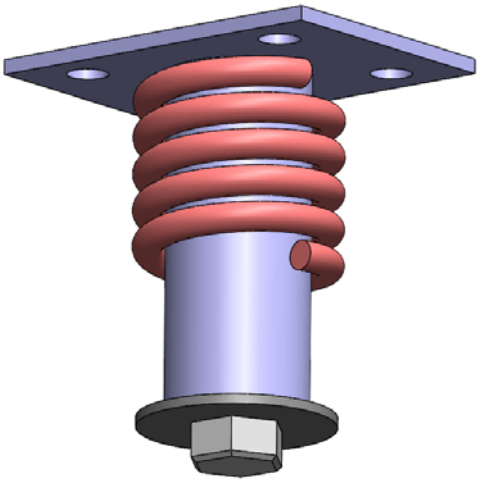


Figura 82. *Conjunto eje, tope y muelle.*

5.4.2.1. Eje vertical.

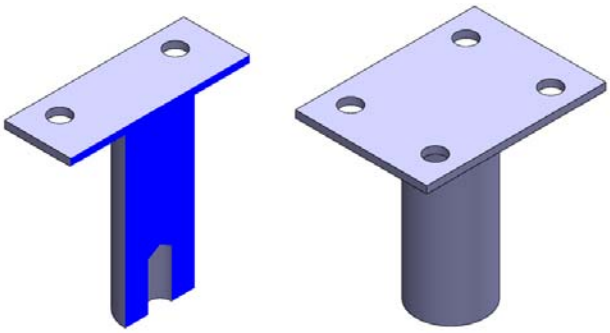


Figura 83. *Eje vertical.*

Este eje presenta una pieza restangular en la parte superior que permite la union de este eje al soporte superior, a través de cuatro tornillos de métrica 8. La longitud del eje viene definida por la carrera efectiva que tendrá, en función de la rigidez del muelle y la fuerza prevista que deberá soportar dicho muelle. En la parte inferior se ha practicado una perforación roscada de métrica 10 y 20mm de profundidad para permitir la fijación del tope inferior al eje.

Como se ha dicho anteriormente, este eje permite la unión del apoyo al soporte através de un orificio por el que desliza. En el soporte hay una guía que garantiza un movimiento vertical evitando el cabeceo del apoyo, debido a los pequeños momentos desequilibrantes que sufrirá por la fuerza de inercia del rotor desequilibrado. Esta guía debera de ir engrasada antes de realizar las pruebas del equilibrado para que el movimiento encuentre las menores restriciones posibles.

5.4.2.2. Tope inferior.

Figura 84. *Tope inferior.*

La función de este tope es acotar por completo el recorrido de vaivén que pueda producirse en el apoyo debido a la fuerza de inercia debida al desequilibrio. Fijando en la parte superior por la fuerza que presiona el muelle y en la parte inferior atornillando el tope que ya hemos mencionado. El apoyo de precisión estará contenido sin remedio en el soporte que ofrece la bancada. Aunque se le permitirá un cierto movimiento ascendente y descendente definido por la rigidez del muelle. Debido a esto, se permite el grado de libertad en dirección vertical.

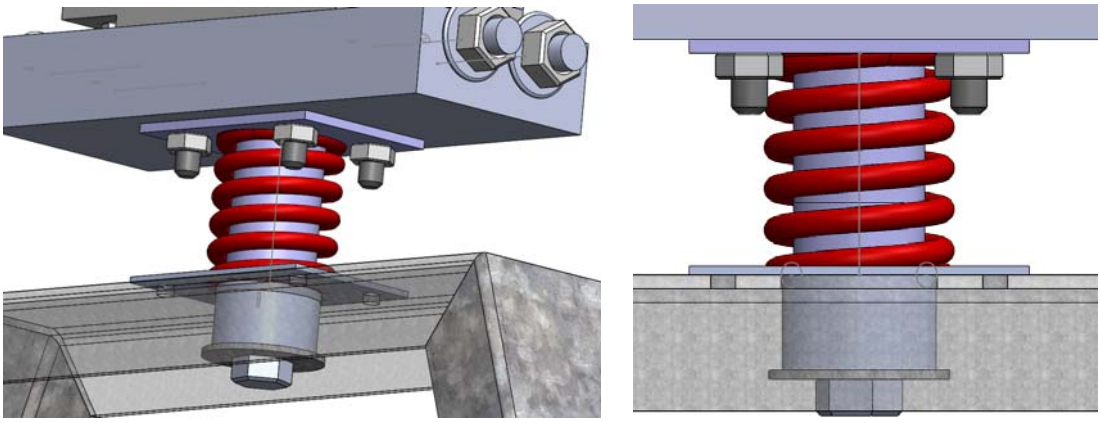


Figura 85. *Unión del eje con el soporte.*

5.4.2.3. Muelle vertical.

La unión del apoyo a la bancada permite un movimiento axial determinado por un tope inferior como ya hemos visto y por un tope superior que será un muelle. Debido a la variedad de rotores con los que se puede trabajar, la elección de un único muelle tendía un comportamiento inadecuado en los ejes menos pesados (con una rigidez demasiado alta) y en los ejes más pesados (por tener una rigidez demasiado pequeña). Por este motivo se decide que haya tres muelles elegibles para la prueba dependiendo de las características del rotor.

En primer lugar se calcula la fuerza que deben soportar los muelles de cada uno de los dos apoyos. Para ello, se sumará el peso del propio del apoyo de precisión que es aproximadamente de 5 Kg, la fuerza que repercute sobre cada apoyo debido al peso del rotor, la fuerza de tensión necesaria para la correa y por último la fuerza de inercia que se añada cuando hay un desequilibrio. Para poder presuponer la fuerza del desequilibrio, se presuponen las condiciones más severas, que serían para un rotor de 80 kg con un desequilibrio en uno de sus planos, de 10 gramos situado radialmente a 100mm del centro geométrico del eje. El resultado de esta suposición es una fuerza radial de 11 N. Si el desequilibrio inicial fuese mayor a este, se debe de hacer un pre equilibrado en otra máquina hasta que la magnitud de desequilibrio entre en este rango. Para los ejes de peso menor se aplicara una fuerza desequilibradora linealmente proporcional a ésta y según su peso. Además, para hacer los cálculos del muelle respecto a la variación de pesos, este desequilibrio deberá asumirse entre los dos muelles dependiendo del reparto de masas que tenga el rotor y donde se encuentre su centro de gravedad.

A continuación se presentan dos tablas referidas a las fuerzas verticales que se deberán de soportar. Las tablas corresponden a rotores simétricos y a rotores cuya distancia entre el apoyo más cercano y el centro de gravedad se encuentre a un 30% de la distancia total entre los apoyos.

Apoyo (N)	Rotor (Kg)	Desequilibrio (N)	Correa(N)	Fuerza (N)
49,05	4,00	0,30	0,79	69,76
49,05	8,00	0,60	1,57	90,46
49,05	15,00	1,13	2,95	126,70
49,05	25,00	1,88	4,92	178,47
49,05	40,00	3,00	7,87	256,12
49,05	60,00	4,50	11,81	359,66
49,05	80,00	6,00	15,70	463,15

Tabla 7. *Fuerza vertical soportada con rotores simétricos.*

Apoyo (N)	Rotor (Kg)	Desequilibrio (N)	Correa(N)	Fuerza
49,05	4	0,42	0,79	77,728
49,05	8	0,83	1,57	106,386
49,05	15	1,56	2,95	156,565
49,05	25	2,6	4,92	228,245
49,05	40	4,16	7,87	335,76
49,05	60	6,24	11,81	479,12
49,05	80	7,7	15,70	621,81

Tabla 8. *Fuerza vertical soportada con centros de gravedad descentrados.*

A partir de la tabla anterior se observa que la fuerza máxima que debe soportar el muelle es de 621,81 N. A la hora de seleccionar un muelle que aguante esta fuerza, se ha de tener en cuenta que para todo el rango de pesos, su rigidez no debe ser demasiado baja como para provocar desplazamientos excesivos y una frecuencia natural que interfiera con la frecuencia de funcionamiento, ni demasiado alta como para impedir el movimiento vertical que provoca la fuerza de desequilibrio. Además, si la longitud del muelle es mayor que la del vástago, el muelle estará precomprimido por lo que para que inicie el descenso, la fuerza inicial debe ser mayor que la fuerza de compresión que ya tiene. Para ello se estudia una serie de muelles con diferentes medidas y rigideces eligiendo los tres que mejor se adaptan a toda la gama de pesos permisibles, de tal manera que complementándolos se permite el buen funcionamiento en todo el rango de pesos con unos niveles de vibración máxima (medidos en desplazamiento) de 0,10 mm.

	mm	*mm*	*N/mm*	*N*	*N*	*mm*	*mm*
Muelle	**ΔL mín**	**ΔL máx**	**K**	**F mín**	**F máx**	**Vibracion min.**	**Vibracion máx.**
C.360.240.0490.I	3,00	34,32	2,94	8,83	101,02	0,10	0,34
C.450.250.0475.I	1,50	31,67	1,77	2,66	56,21	0,17	0,56
C.420.300.0480.I	2,00	31,18	5,19	10,39	161,97	0,06	0,19
C.410.350.0480.A	2,00	26,79	10,35	20,71	277,37	0,03	0,10
C.410.420.0470.I	1,00	21,00	18,21	18,21	382,44	0,02	0,05
C.410.470.0490.A	2,00	18,25	30,57	61,14	557,90	0,01	0,10
C.430.600.0530.AP	7,00	17,18	85,63	599,41	1471,12	0,00	0,07
C.400.500.0500.A	4,00	16,38	40,82	163,28	668,63	0,07	0,15
C.409.560.0610.I	14,00	16,38	60,00	840,00	982,80	0,05	0,10
C.420.560.0490.A	2,00	12,85	61,10	122,20	785,14	0,05	0,10

Tabla 9. *Selección del muelle vertical.*

La forma de cambiar los muelles es desatornillando el tope inferior del eje del apoyo para poder desvincular el apoyo de la bancada. Se monta el muelle deseado, y se vuelve a introducir en la bancada fijándose abajo el tope inferior para que quede retenido y no pueda salir la pieza.

Debido a que el rotor no tendrá un movimiento de translación vertical uniforme, sino que además es posible que se produzca un giro complementario a este movimiento, provocado por un momento. Habrá dos frecuencias naturales, la de translación y la de giro, provocada por el momento de cabeceo, debido a su acoplamiento dinámico.

Una vez seleccionados los muelles se debe comprobar que sus frecuencias naturales no coincidan (con un margen del 30% por arriba o por abajo del valor de la frecuencia

natural del muelle) con las 1000 RPM con las que se realizará la prueba, añadiendo una vibración que impediría sacar conclusiones adecuadas de la vibración.

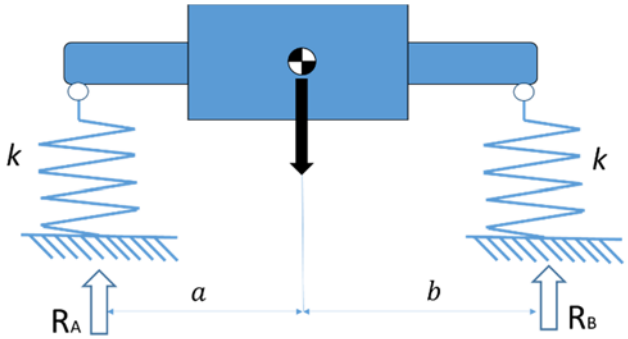


Figura 86. *Fuerzas verticales en el rotor apoyado.*

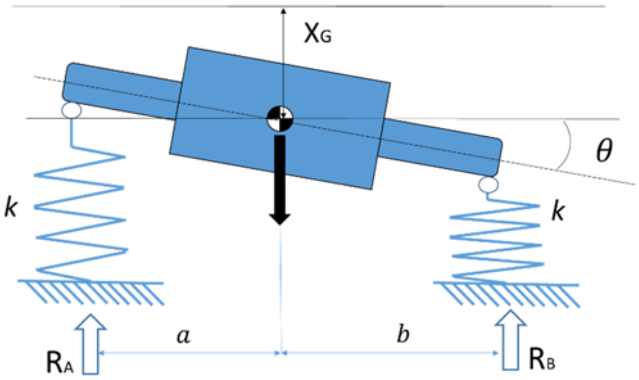


Figura 87. *Desplazamientos del rotor sobre los apoyos.*

ECUACIONES DEL MOVIMIENTO

$$\sum F = m \cdot \ddot{X}_G$$

$$k(X_G - \theta \cdot a) + k(X_G + \theta \cdot b) = m \cdot \ddot{X}_G$$

$$kX_G - k\theta \cdot a + kX_G + k\theta \cdot b = m \cdot \ddot{X}_G$$

$$m \cdot \ddot{X}_G + 2kX_G + k\theta(b - a) = 0$$

$$\boxed{m \cdot \ddot{X}_G + 2kX_G + k\theta(b - a) = 0}$$

$$\sum M_G = I_G \cdot \ddot{\theta}$$

$$k(X_G - \theta \cdot a) \cdot a - k(X_G + \theta \cdot b) \cdot b = I_G \cdot \ddot{\theta}$$

$$kX_G \cdot a - k\theta \cdot a^2 - kX_G \cdot b - k\theta \cdot b^2 = I_G \cdot \ddot{\theta}$$

$$kX_G \cdot (a - b) - k\theta \cdot (a^2 + b^2) = I_G \cdot \ddot{\theta}$$

$$\boxed{I_G \cdot \ddot{\theta} + kX_G \cdot (b - a) + k\theta \cdot (a^2 + b^2) = 0}$$

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_G \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{X_G} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k & k(b-a) \\ k(b-a) & k \cdot (a^2 + b^2) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_G \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 2k - m\omega^2 & k(b-a) \\ k(b-a) & k \cdot (a^2 + b^2) - I_G\omega^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_G \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

CÁLCULO DE FRECUENCIAS NATRURALES

El determinante nulo de la anterior matriz permite calcular las frecuencias naturales.

$$(2k - m\omega^2) \cdot [(k \cdot (a^2 + b^2) - I_G\omega^2)] - [k(b-a)]^2 = 0$$

$$(2k - m\omega^2) \cdot [(k \cdot (a^2 + b^2) - I_G\omega^2)] - [k(b-a)]^2 = 0$$

$$2k^2 \cdot (a^2 + b^2) - 2k \cdot I_G\omega^2 - m\omega^2 \cdot k(a^2 + b^2) + mI_G\omega^4 - [k(b-a)]^2 = 0$$

$$mI_G\omega^4 - [2k \cdot I_G + m \cdot k(a^2 + b^2)]\omega^2 + [2k^2 \cdot (a^2 + b^2) - k^2 \cdot (b-a)^2] = 0$$

$$\boxed{mI_G\tau^2 - [2k \cdot I_G + m \cdot k(a^2 + b^2)] \cdot \tau + [2k^2 \cdot (a^2 + b^2) - k^2 \cdot (b-a)^2] = 0}$$

Donde $\tau = \omega^2$

La resolución de esta ecuación bicuadrada proporcionará dos valores positivos que coinciden con la frecuencia natural del muelle, una debido al momento de cabeceo y la otra frecuencia natural debida a la translación. Como se observa en la ecuación final, las frecuencias naturales dependerán de la inercia del rotor $\boldsymbol{I_G}$, la masa que crea la fuerza a la que se ve sometido el muelle $\boldsymbol{m}$, la rigidez del muelle $\boldsymbol{k}$ y por último, la distancia del centro de gravedad a los apoyos $\boldsymbol{a}$ y $\boldsymbol{b}$. Debido a que todos estos datos son variables en nuestro sistema que dependen de las características del rotor y el acople con la máquina, los cálculos presentados a continuación deben tomarse como una referencia general del posible comportamiento del rotor, pero para realizar un cálculo preciso, se

deberá de conocer la inercia exacta de nuestro rotor así como el resto de sus propiedades.

Se ha desarrollado una hoja de cálculo para proporcionar las frecuencias naturales a partir de los datos anteriormente mencionados. A partir de esta hoja de cálculo, se comprobarán los muelles seleccionados. Suponiendo la inercia del rotor como $\frac{1}{12} m \cdot (3 \cdot r^2 + l^2)$ donde l es la distancia entre apoyos y el radio hace referencia a la zona entre apoyos, donde las magnitudes pueden ser mucho mayores. Las condiciones de trabajo seleccionadas son las más desfavorables dentro de un rango de geometrías lógicas para un rotor.

La comprobación se calculará para las fuerzas sometidas en un rotor asimétrico, donde el centro de masas se encuentre, respecto al apoyo mas cercano, al 30% de la distancia total entre apoyos. Ya que como se puede observar en la figura 88, esta es la posición mas desfavorable, previendo que trabajaremos en una frecuencia que se encuentra por encima de las dos frecuencias naturales.

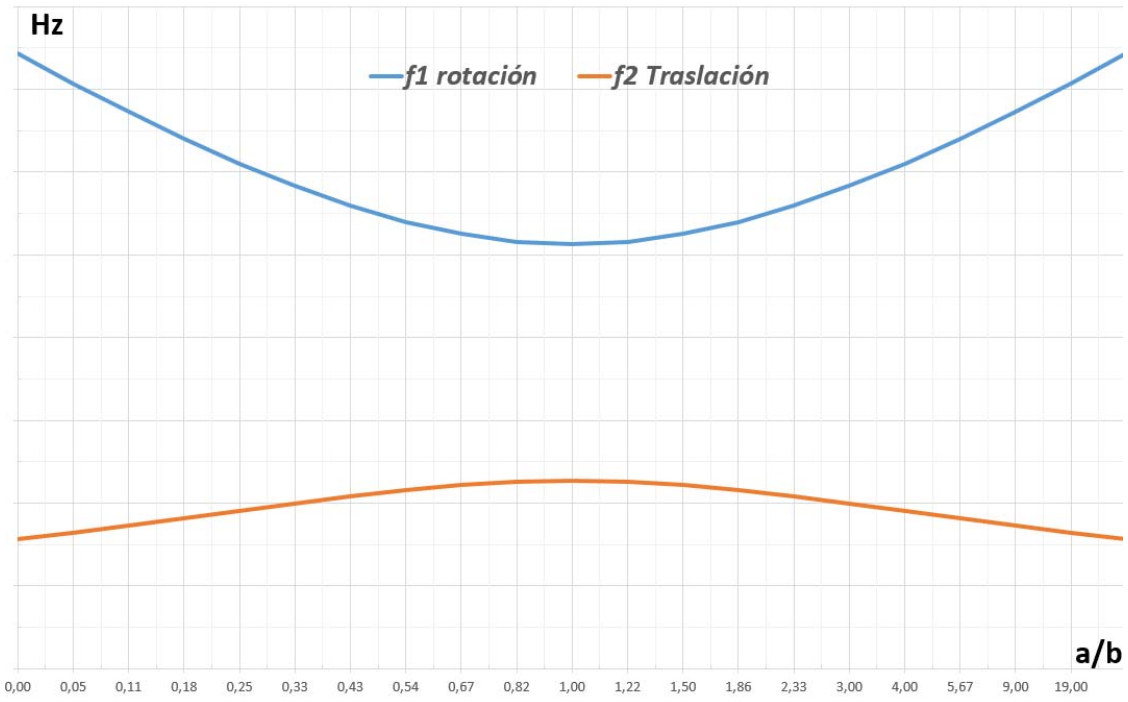


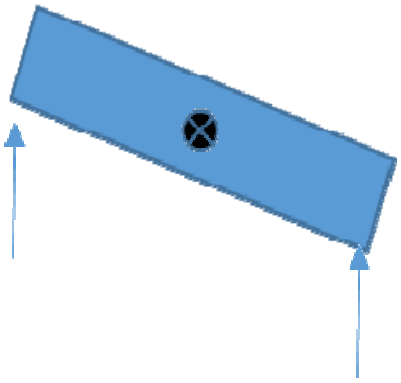
Figura 88. *Variación de la frecuencia natural según la posición del centro de masas a los apoyos.*

Estudio del muelle C.420.560.0490.A

kg	kgxm^2	N/m	m	m
M	**IG**	**K**	**a**	**b**
70	3,56	61100	0,14	0,56

MxIG	249,0833333	249,0833333	ω^4
2xKxIG	434828,3333	-1859924,733	ω^2
mxk(a^2+b^2)	1425096,4		
2*k^2(a^2+b^2)	2487811144	1829272900	
k^2(b-a)^2	658538244		

	W	ω rad/s	Hz	rpm	
fr. natural 1	6301,669678	79,38305662	12,64061411	758,436847	rotación
fr. natural 2	1165,408542	34,13808053	5,436000084	326,160005	traslación



Inercia respecto al eje de giro

r	L	m	IG
0,2	0,7	70	3,56

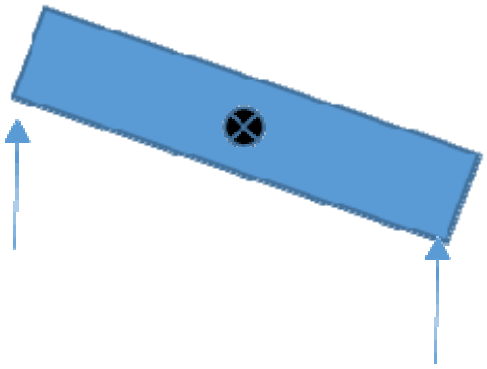
Mín.(RPM)	Máx.(RPM)	
530,91	985,97	rotación
228,31	424,01	traslación

Estudio del muelle C.410.470.0490.A

kg	kgxm^2	N/m	m	m
M	**IG**	**K**	**a**	**b**
40	0,88	30570	0,1	0,4

MxIG	35,29333333	35,29333333	ω^4
2xKxIG	53945,86	-261821,86	
mxk(a^2+b^2)	207876		ω^2
2*k^2(a^2+b^2)	317738466	233631225	
k^2(b-a)^2	84107241		

	W	ω rad/s	Hz	rpm	
fr. natural 1	6381,051582	79,8814846	12,71998162	763,198897	rotación
fr. natural 2	1037,399305	32,2086837	5,128771289	307,726277	traslación



Inercia respecto al eje de giro

r	L	m	IG
0,07	0,5	40	0,88

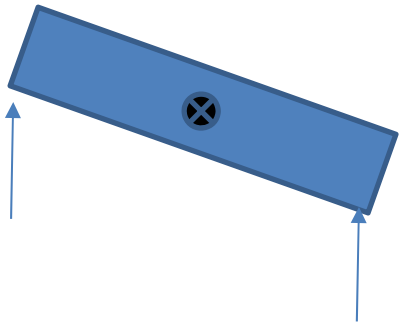
Mín.(RPM)	Máx.(RPM)	
534,24	992,16	rotación
215,41	400,04	traslación

Estudio del muelle C.410.350.0480.A

kg	kgxm^2	N/m	m	m
M	**IG**	**K**	**a**	**b**
14	0,57	10350	0,14	0,56

MxIG	4,102933333	4,102933333	ω^4
2xKxIG	6066,48	-30699,48	
mxk(a^2+b^2)	24633		ω^2
2*k^2(a^2+b^2)	36421650	26780625	
k^2(b-a)^2	9641025		

	W	**ω rad/s**	**Hz**	**rpm**	
fr. natural 1	6474,129006	80,46197242	12,81241599	768,744959	rotación
fr. natural 2	1008,195835	31,75209969	5,056066829	303,36401	traslación



Inercia respecto al eje de giro

r	L	m	IG
0,015	0,7	14	0,57

Mín.(RPM)	Máx.(RPM)	
529,77	983,86	rotación
208,76	387,70	traslación

Para los rotores más pequeños y menos pesados se debe utilizar el muelle C.410.350.0480.A, para unas dimensiones y un peso medio el C.410.470.0490.A y por último, para los rotores más grandes y pesados el C.420.560.0490.A. Estas recomendaciones son para casos generales, antes de hacer la prueba se deberá de considerar el rotor específico que se quiere equilibrar y las condiciones específicas de trabajo para poder hacer una buena selección ya que el sistema permite una flexibilidad en la elección del muelle utilizado para facilitar la adaptación a las condiciones concretas de trabajo.

En la siguiente grafica se muestra de una manera cualitativa el comportamiento del rango de influencia de las frecuencias naturales de los muelles conforme aumenta la inercia, esta suposición se ha realizado con una geometría coherente de los diferentes rotores teniendo en cuenta la magnitud de sus medidas geométricas y peso. La información detallada de los tres muelles se puede encontrar en el anexo 1.

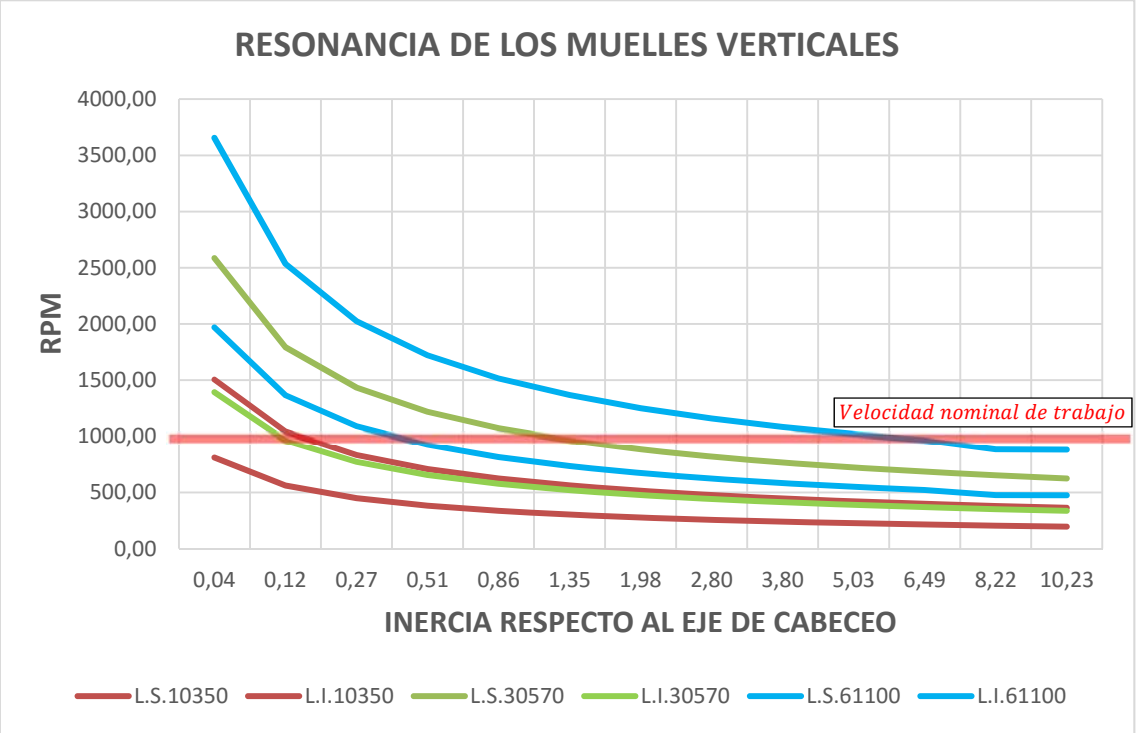


Figura 89. *Variación aproximada de la frecuencia natural, según la inercia del rotor en el caso más desfavorable.*

5.4.3. Desplazamiento respecto al eje Z

Este grado de libertad en el eje Z, ayuda a evita que haya tensiones debidas a la desalineación y sobre todo permite una vibración libre en este eje que es donde se colocará el acelerómetro para tomar las medidas. Gracias a un sistema de muelles es

posible controlar o acotar los niveles de vibración y devolver al rotor a su posición inicial, evitando así las tensiones que provocan los apoyos cuyo movimiento relativo está bloqueado.

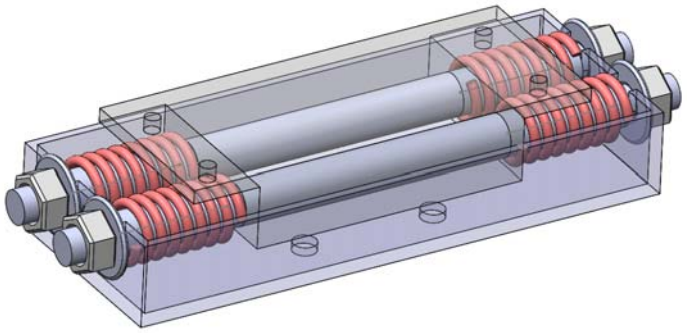


Figura 90. *Guías de desplazamiento lateral. En posición de funcionamiento.*

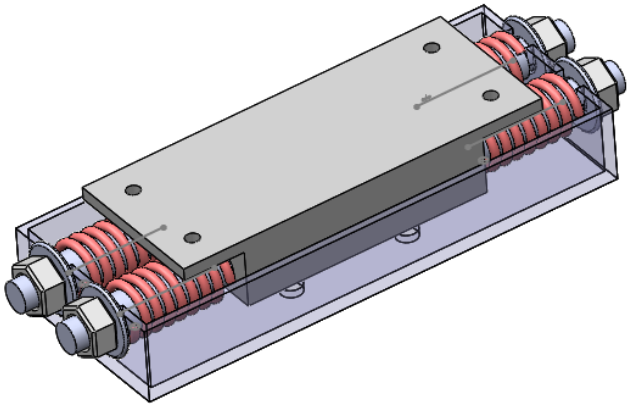


Figura 91. *Unión superior. En posición de funcionamiento.*

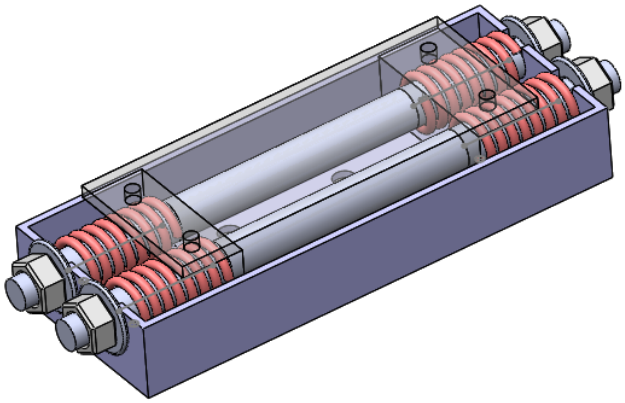


Figura 92. *Unión inferior. En posición de funcionamiento*.

Al contrario que el muelle que absorbe el movimiento vertical, estos muelles emparejados dos a dos en cada lado se mantienen para todo el rango de pesos permitidos en la máquina. Esto se debe a que solo se ven afectados por las fuerzas horizontales y por lo tanto el peso no les afecta más que en la fricción producida por las

superficies. La fuerza de inercia producida por el desequilibrio del eje es la única fuerza horizontal que debe aparecer durante el proceso de la prueba, por lo tanto se necesitara un muelle con una rigidez mucho menor que el del eje vertical.

El funcionamiento de esta unión permite unir una parte inferior, que permanece fija y se une a través de cuatro tornillos al eje, a una parte superior que se desliza a través de dos guías. La parte inferior como se aprecia en la figura 92, sirve de soporte de fijación de las dos guías que pueden montarse y desmontarse de una manera simple ya que sus extremos van roscados. Antes de fijar estas guías, se deben introducir los cuatro muelles y unirse a la parte superior a través de dos perforaciones, como muestra la figura 91. Debido al contacto superficial entre las piezas deslizantes, sus superficies deben estar engrasadas o lubricadas correctamente, hay una holgura que facilita el movimiento relativo entre estos componentes.

El hecho de que esta unión se encuentre en una posición relativamente cerca del apoyo del eje se debe a que de esta manera el momento transmitido es menor evitando un cabeceo de la pieza que podría imposibilitar el deslizamiento o provocar un mal funcionamiento debido al aumento de la fuerza de rozamiento.

5.4.3.1. Guías de desplazamiento lateral.

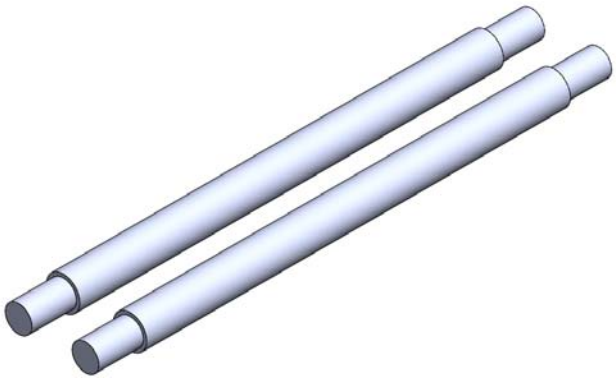


Figura 93. *Guías de desplazamiento lateral.*

Las guías son necesarias para que exista este grado de libertad sin perder la estabilidad y el apoyo del rotor. Es de vital importancia que se mantengan bien engrasadas o lubricadas para que no haya restricciones al movimiento debidas al rozamiento.

Estas guías se unen a la pieza superior a través de unas perforaciones y en la parte inferior, se quedan ajustadas a ambos laterales con un cambio de sección y una tuerca, como muestra la figura 94.

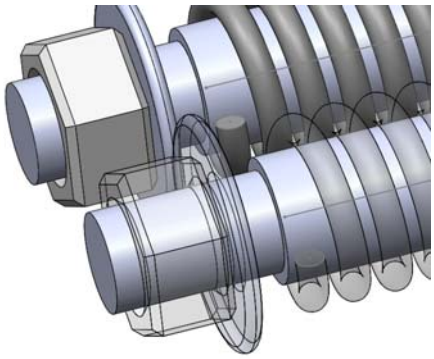


Figura 94. *Unión por presión.*

5.4.3.2. Muelles horizontales.

Los muelles horizontales permiten que haya una vibración libre en este eje, a la cual se opone solamente la fuerza elástica del muelle que provoca que el apoyo vuelva siempre a su posición original y que el nivel de vibración esté acotado y pueda ser controlado. Como se ha comentado anteriormente, estos muelles teóricamente solo tendrán que soportar la fuerza de inercia producida por el desequilibrio del eje ya que el peso tanto del apoyo como del rotor solo aparecen en las componentes verticales. Para la selección de los muelles más adecuados, se ha de tener en cuenta las dimensiones geométricas de las que se dispone, las frecuencias naturales de los muelles y una fuerza máxima estimada de desequilibrio de 11 N repartida entre los dos apoyos.

Con estas premisas se elige un muelle **C.311.320.0450.I** con una constante de rigidez de **10 N/mm** para formar el conjunto de cuatro muelles que son necesarios en cada apoyo. Este muelle tiene la longitud exacta del espacio geométrico que se dispone para dicho muelle, debido a esto, podemos afirmar que los muelles trabajaran a compresión y alternativamente por parejas. Consiguiendo un comportamiento lineal en su movimiento y en las fuerzas que actúan sobre el apoyo. Las especificaciones del muelle elegido se muestran en el anexo 1.

Los niveles máximos de vibración que tendríamos suponiendo el caso más extremo que hemos considerado, dependerán de la fuerza de desequilibrio que se transmite, esta fuerza máxima es de 7,7 N y al trabajar por parejas, cada muelle cargará con **3,85 N**. Con esta fuerza, el desplazamiento máximo previsto del muelle será:

$$\Delta l = \frac{F}{k} = 0{,}385\ mm$$

Al igual que el muelle vertical, se debe comprobar que los muelles no entren en resonancia durante la prueba. Para ello, se realizará el mismo análisis dinámico que para los muelles horizontales despreciando la fuerza de desequilibrio frente a la inercia del rotor. Calculamos entonces su frecuencia natura con una zona de influencia del 30% por encima y debajo de este valor.

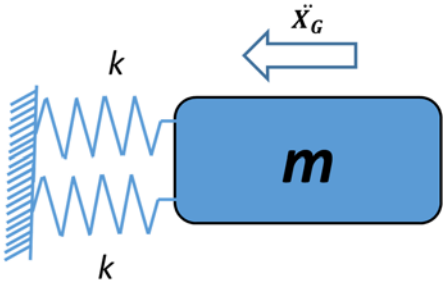


Figura 95. *Estudio de los muelles horizontales.*

$$\sum F = m \cdot (-\ddot{X}_G)$$

$$2k = m \cdot (-\ddot{X}_G)$$

$$m \cdot \ddot{X}_G + 2k = 0$$

$$\boldsymbol{\omega = \sqrt{\frac{2k}{m}}}$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{20000}{80}} = 2{,}52\ Hz$$

El límite superior sería de 3,276 lo que equivale a 196,56 RPM, por debajo de la velocidad de funcionamiento. Al aumentar la frecuencia natural cuando disminuye la masa, el mayor valor de frecuencia se obtendrá con el menor peso del rotor, por tanto se estudiará la frecuencia de un rotor de 4 Kg. Demostrando que sigue siendo inferior a la velocidad de funcionamiento.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{20000}{4}} = 11{,}16\ Hz$$

El límite superior sería de 14,638 lo que equivale a 878,28 RPM, por debajo de la velocidad de funcionamiento.

Aparte de la frecuencia natural de translación, se estudiará al igual que el caso de los muelles verticales, la frecuencia debida a un giro del rotor en el plano XZ. El desarrollo matemático es el mismo que en el muelle vertical visto anteriormente, ya que la fuerza del peso no se tuvo en cuenta en el muelle vertical porque se contrarresta con la fuerza de compresión inicial del muelle y en este caso tampoco se tienen en cuenta porque pertenece al plano XY y no al XZ, por lo que no influye en el análisis. La frecuencia natural en el caso de máxima inercia se queda por encima de la frecuencia nominal de trabajo y con el rotor de mínimo peso se obtienen una frecuencia natural de 8,56 Hz, aplicando el 30% de margen para la zona de influencia, son 11,13 Hz que equivale a 667,8 RPM, por debajo de la velocidad de funcionamiento.

5.4.4. Rotación respecto al eje *X*

Este grado de libertad corresponde al giro de funcionamiento del rotor, que le es trasferido a través de un motor eléctrico y un sistema de polea y correa. Debido a que el diámetro es variable y se le debe dejar libertad de movimiento al rotor, se ha elegido un sistema de rodamientos capaces de adaptarse a cualquier diámetro del rotor con ayuda de los demás componentes del apoyo. El sistema consta simplemente de dos rodamientos sobre los cuales se apoya el rotor adaptándose al diámetro que se necesite y tres juegos de placas, de cuatro piezas cada uno, que soporten estos rodamientos. En cada juego, se varía la posición entre centros de los rodamientos para adaptarse mejor al eje seleccionado.

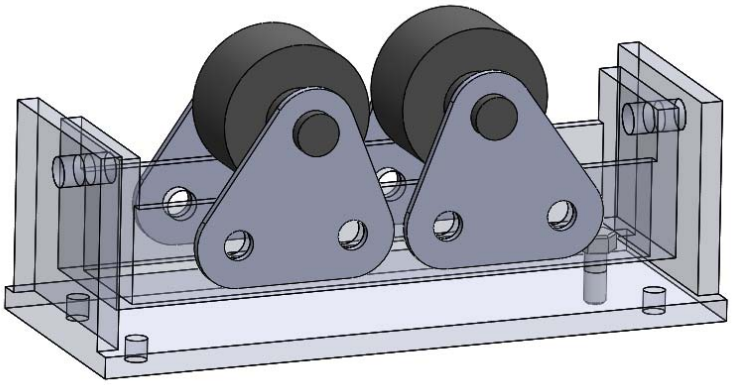


Figura 96. *Rodamientos de apoyo con disposición variable.*

5.4.4.1. Rodamientos.

Para la selección de los rodamientos adecuados, se busca un rodamiento radial cuyo diámetro interior sea mucho menor a su diámetro exterior debido a la geometría que interesa tener dentro del apoyo. Y que a su vez, posea una anchura suficiente como para poder tener un buen contacto con el rotor y que transmita los giros entorno al eje Y. En cuanto a la resistencia estática y de fatiga, la mayoría de rodamientos estudiados cumplen esta condición así que no es la condición más restrictiva. Una opción alternativa podría ser la selección de unos rodillos de transparenta que tienen una resistencia considerablemente alta y se ajustan a la geometría requerida en cuanto a un diámetro interior mucho menor que el exterior, el problema encontrado está en su anchura ya que son demasiado anchas y esto ocasiona problemas de montaje y posicionamiento que obligaría a rediseñar todo el apoyo. Teniendo en cuenta todos estos factores se ha elegido del catálogo de SKF un rodamiento radial de rodillos, **NUTR 15 X**, la ficha técnica de dicho rodamiento aparece en el anexo 2.

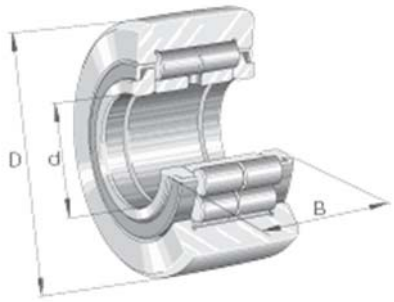


Figura 97. *Rodamiento NUTR.*

5.4.4.2. Eje de los rodamientos.

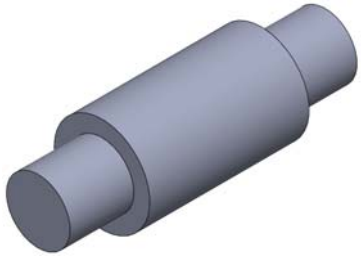


Figura 98. *Eje de los rodamientos.*

Este eje tiene dos cambios de sección ya que el alojamiento del rodamiento tiene un diámetro interior de 15 mm y para poder sujetarlo en las placas que se apoyan hace falta un diámetro de 10 mm, a los extremos de 10 mm de diámetro se les mecanizará una rosca para poder fijarlos a las placas. El rodamiento se colocara en la mitad del eje a través de un montaje con ajuste.

5.4.4.3. Apoyo de disposición variable.

Esta pieza o juego de piezas son las encargadas de mantener a los rodamientos y sobre todo de ajustar la distancia entre centros de los rodamientos, pudiendo variar así el diámetro del rotor a evaluar. Una de las grandes ventajas de este sistema es poder abarcar todas las separaciones que se deseen realizando únicamente ocho perforaciones en la pieza donde van montadas estas placas. Los juegos de placas son intercambiables, coincidiendo los agujeros inferiores y modificando el superior para conseguir las combinaciones deseadas.

El interés porque la separación entre rodamientos sea la óptima es debido a que se persigue que el ángulo de contacto entre superficies del rotor con el rodamiento esté dentro de una horquilla (de 35 a 55 ˚) que asegura la buena transmisión del movimiento y la estabilidad del rotor dentro del apoyo, para todos los diámetros permisibles del rotor. En la tabla 10 aparecen los ángulos obtenidos con cada posición diferente de montaje para cada diámetro de rotor, se resaltan los ángulos que se consideran aceptables y por los cuales se debe regir la selección del tipo de montaje del apoyo.

Los tres juegos de cuatro placas cada uno se denominan A, B Y C y la utilización de cada uno de ellos provoca que se consigan las posiciones 1, 2, 3 y 4 (el juego A permite dos posiciones según la orientación de sus caras). En las figuras 99, 100, 101 y 102 se muestran los montajes de cada uno de los juegos con la distancia entre centros que supone.

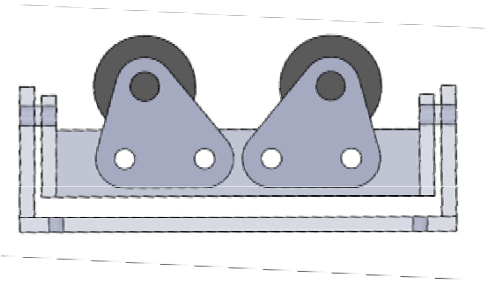


Figura 99. *Posición 1, juego A, distancia entre centros 64 mm.*

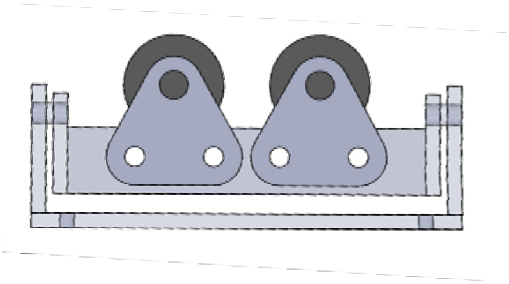


Figura 100. *Posición 2, juego B, distancia entre centros 51 mm.*

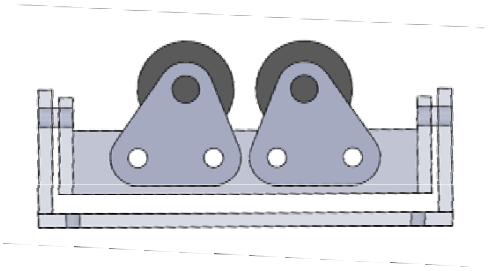


Figura 101. *Posición 3, juego C, distancia entre centros 43 mm.*

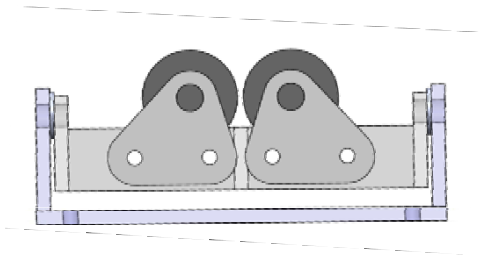


Figura 102. *Posición 4, juego A, distancia entre centros 37 mm.*

Diámetro de los rotores (mm) \ Ángulo de contacto	Distancia entre los ejes de los rodamientos (mm)			
	37	43	51	64
15	42,2685844	30,6834171		
20	47,7220924	38,5726508		
25	51,9268767	44,2200444	31,7883306	
30	55,3033976	48,5826896	38,31488	
35	58,0910173	52,0999627	43,2332348	
40	60,4400916	55,0170021	47,156357	31,4239065
45	62,451454		50,3943476	36,8698976
50	64,1959895		53,1301024	41,154202
55	65,7253478		55,4818922	44,6746096
60			57,5310751	47,6479452
65			59,3361703	50,2081805
70			60,9407189	52,4449207

Tabla 10. *Ángulo de contacto según el rotor y apoyo seleccionado.*

Tanto las distintas piezas como el eje del rodamiento se unen con tornillos, la sección menor del eje va roscada. El cambio de sección en el rotor sirve para colocar las piezas justo a la distancia exacta de la anchura del apoyo para que sea fácil y efectivo su montaje y se consigan las mejores condiciones para su puesta en funcionamiento.

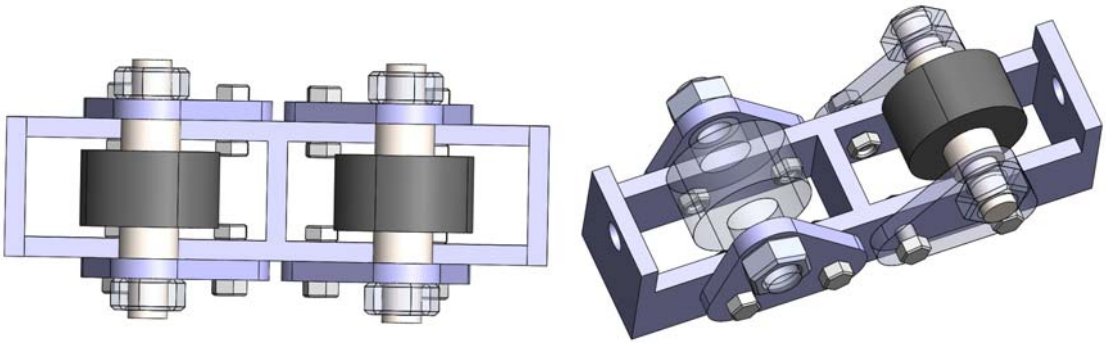


Figura 103. *Montaje del conjunto.*

5.4.5. Rotación respecto al eje *Y*

Este grado de libertad es importante para evitar desalineaciones en el eje por culpa de los apoyos. Para conseguir este giro se utilizará la misma guía del soporte, que bien lubricada actuará como un cojinete. Con este giro se conseguirá orientar los apoyos en la dirección axial del rotor, de esta manera los dos extremos de los apoyos siempre estarán bien alineados, o en caso que el rotor se deforme por las fuerzas de inercia, este giro permitirá la adaptación inmediata a esas orientaciones para seguir manteniendo la dirección axil del eje.

El eje no va a rotar, solo pivotará entorno a su posición inicial y los giros no deben de ser grandes. Por tanto, es suficiente la facilidad que da el diseño de la máquina y sus conexiones entre piezas para este grado de libertad, contando solo con la oposición a ese giro, del rozamiento del muelle vertical y del eje con el soporte, que irá engrasado.

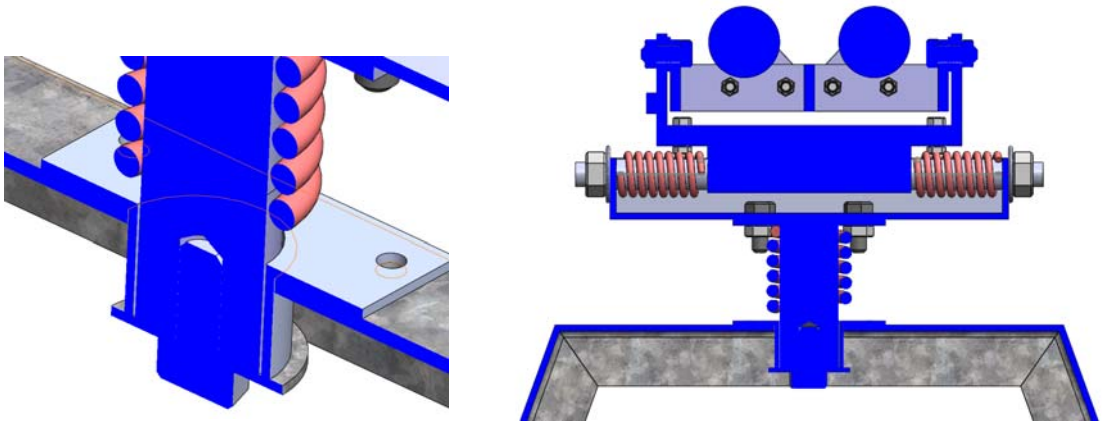


Figura 104. *Giro permisible entre eje y soporte.*

5.4.6. Rotación respecto al eje *Z*

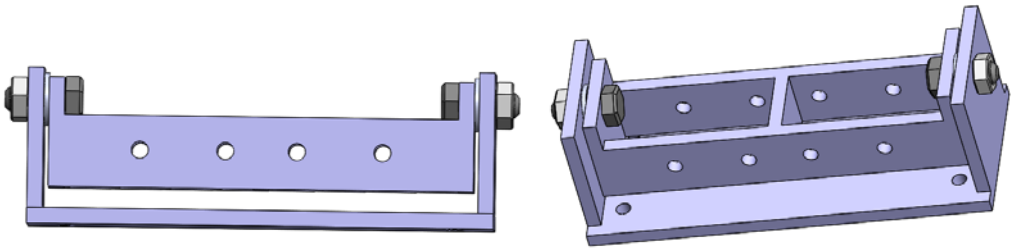


Figura 105. *Soporte de rodamientos.*

El giro respecto al eje Z se consigue con la combinación de las dos piezas que forman el soporte donde se montan los rodamientos. Estas piezas están unidas a través de dos tornillos con una arandela que separa las superficies de las dos piezas. El par de apriete que se le aplique a esta union atornillada será lo que defina el grado de libertad que se permite a este giro, debe ser un par pequeño, lo suficiente para que no se afloje en exceso esta unión debido a las vibraciones. Al igual que la rotación respecto al eje Y, en este grado de libertad solo se producirá una pivotación respecto a la posición de equilibrio, no se realizará ningún giro.

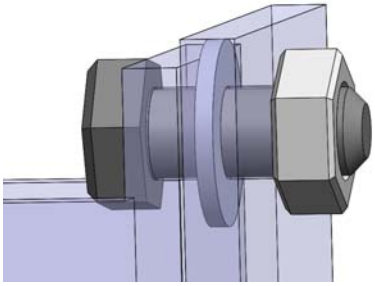


Figura 106. *Detalle de la unión atornillada.*

5.5. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

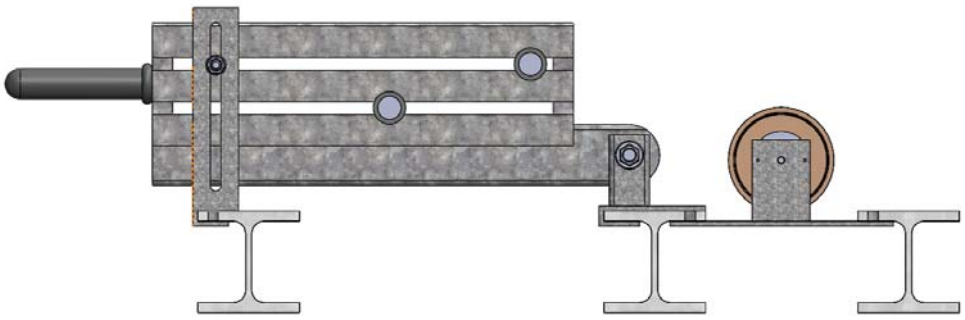


Figura 107. *Sistema de accionamiento del rotor.*

Para la realización del equilibrado, el eje debe estar rotando a una velocidad constante, para lograr esto, es necesario un motor y un sistema que transmita de manera eficiente la velocidad del motor al rotor. Los objetivos que se buscan para este sistema son: facilitar el montaje y desmontaje del rotor, rotación continua y estable sobre las 1000 RPM y evitar el deslizamiento o discontinuidad que pueda ocasionar vibraciones que interfieran en las medidas.

5.5.1. Motor.

Para la selección del motor se debe de tener en cuenta las cargas que ha de soportar y en qué condiciones de trabajo estará. En este caso, las cargas en funcionamiento son mínimas porque solo recibe una resistencia de fricción entre el rotor y la correa para mantener el rotor girando. Por el contrario es mucho mayor la carga necesaria para vencer la inercia del rotor y llevarlo al rango de velocidad de giro necesaria en el para el buen funcionamiento de la prueba, que son 1000 RPM. El caso más adverso lo encontramos cuando se presenta un rotor de 80 kg y un diámetro en la zona donde se agarra la correa de 350 mm. Se calculará la potencia del motor a partir de este caso ya que si cumple con este rotor, cumplirá con los demás también.

En primer lugar se calcula el rango de velocidad angular que debe tener el motor para que cualquier rotor pueda girar a 1000 RPM, sabiendo que la polea usada para transmitir el movimiento es de 100 mm de diámetro.

La máxima velocidad será con el máximo diámetro permitido:

$$n_m = \frac{D_r}{D_m} n_r = \frac{350}{100} \cdot 1000 = 3500\ RPM$$

La mínima velocidad será con el mínimo diámetro permitido:

$$n_m = \frac{D_r}{D_m} n_r = \frac{15}{100} \cdot 1000 = 150\ RPM$$

Para calcular el momento resistente que debe vencer el motor se calcula la inercia, y la aceleración angular que ha de llevar el rotor para llegar a la velocidad de servicio en 30 segundos.

$$I = \frac{1}{2}mr^2 = \frac{1}{2} \cdot 80 \cdot 0{,}175^2 = 1{,}225\ Kg.m^2$$

$$\omega_m = \frac{2\pi 3500}{60} = 105\ rad/s$$

$$\alpha = \frac{\omega_m}{t} = \frac{105}{30} = 3{,}5\ rad/s^2$$

Por lo tanto el momento de inercia que hay que vencer es:

$$M_I = \alpha \cdot I = 3{,}5 \cdot 1{,}225 = 4{,}2875\ N.m$$

Por lo tanto el par necesario en el motor y su potencia serán:

$$M_m = \frac{\omega_I}{\omega_m} \cdot M_I = \frac{1000}{3500} \cdot 4{,}2875\ = 1{,}225\ N.m$$

$$N_m = M_m \cdot \omega_m = 1{,}225 \cdot \frac{2\pi 3500}{60} = 449\ w$$

Es preferible un motor DC en vez de AC para este caso porque tendremos una velocidad de rotación mucho más constante y de esa manera se evitan posibles interferencias en la medida de vibraciones. Teniendo en cuenta esto, se ha seleccionado un **motor de dc RS Pro, 24 V, sin escobillas, 3.500 rpm, 40 A.** Este motor proporciona un par de salida **máximo de 1,8 Nm.** Por lo tanto, es adecuado ya que el máximo par necesario será al arrancar, en la puesta en marcha para cualquiera de los casos. Sus especificaciones se encuentran en el anexo 3.

5.5.2. Correa.

Para la selección de la correa se busca una que tenga un coeficiente de rozamiento elevado para facilitar el arranque al inicio y poder realizarlo con el menor par posible del motor. A parte, es fundamental que no haya deslizamiento entre la correa y el rotor, sobre todo cuando se alcanza la velocidad nominal. De lo contrario, no habría una rotación continua y por lo tanto se producirían errores a la hora de medir la vibración provocada únicamente por el desequilibrio.

Para proporcionarle a la correa la tensión necesaria para la puesta en funcionamiento, hay un mecanismo que permite colocar primero la correa, obteniendo el tiro adecuado con los tensores, y tensarla después hasta el punto que se considere adecuado para el arranque. Gracias a los tensores, se puede modificar el ángulo de abrazamiento al rotor y hacer un tensado previo. Es adecuado que el tiro sea vertical y que esa fuerza sea absorbida por el muelle vertical que sustenta el apoyo. De lo contrario, un tiro con una dirección oblicua añadiría una componente horizontal a la fuerza que debe soportar el apoyo influyendo así en las medidas de vibración que se realizan en la dirección horizontal del apoyo.

Teniendo en cuenta lo previamente mencionado, se elige una **correa plana de uretano** con un coeficiente de rozamiento de **0,7**. Anchura de 12,7 mm y espesor de 1,5748 mm. Esta correa tiene una restricción en cuanto al diámetro de polea en la que se puede utilizar, deben ser mayores de 9,625 mm, tanto la seleccionada para el motor como el diámetro mínimo del rotor cumplen esta condición. Estos datos se pueden encontrar en las tablas 17-2 y 17-3 de la novena edición de *"Diseño en ingeniería mecánica de Shigley"* en las páginas 856 y 857.

5.5.2.1. Cálculo fuerza vertical de arranque y funcionamiento.

La fuerza de tensado es necesaria para que la correa pueda hacer su función sin dificultades y no haya problemas de deslizamiento. Esta fuerza será absorbida por el apoyo del rotor, por lo tanto se debe de calcular tanto en su condición nominal de funcionamiento como en el arranque, donde deberá ser mayor para vencer la inercia del rotor.

La situación más desfavorable para el cálculo se da, al igual que para los cálculos del motor, cuando el diámetro del rotor donde se abraza la correa es de 350 mm y el peso del rotor de 80 Kg. Suponemos que mediante los tensores se consigue un abrazamiento de 180 grados.

Según la ecuación de Euler, la relación entre las fuerzas de los dos brazos de la correa se relaciona con:

$$\frac{F_A}{F_B} = e^{\mu \cdot \emptyset} = e^{0,7 \cdot \pi} = 9,017$$

$$F_A = F_B \cdot 9,017$$

A parte, estas fuerzas también se pueden relacionar con el par del rotor así:

$$F_A - F_B = \frac{M_I}{r} = \frac{4,2875}{0,35/2} = 24,5\ N$$

Por tanto,

$$F_B \cdot 9,017 - F_B = 29,4\ N$$

$$F_B = 3,06\ N$$

$$F_A = 27,56\ N$$

La fuerza que se produce en el arranque será la suma de ambas y la fuerza de inercia en funcionamiento, la mitad de esta suma.

$$Arranque \implies F_A + F_B = 30,62\ N$$

$$En\ funcionamiento \implies F_I = \frac{F_A + F_B}{2} = 15,31\ N$$

A continuación se presenta una gráfica orientativa donde se puede observar la fuerza de tensión de arranque necesaria en la correa dependiendo de las diferentes combinaciones de rotor que se pueden albergar en la máquina. Como es evidente, al

aumentar la geometría del eje, se aumenta su inercia y por lo tanto la fuerza necesaria para poder iniciar la rotación y acelerar el rotor aumenta considerablemente.

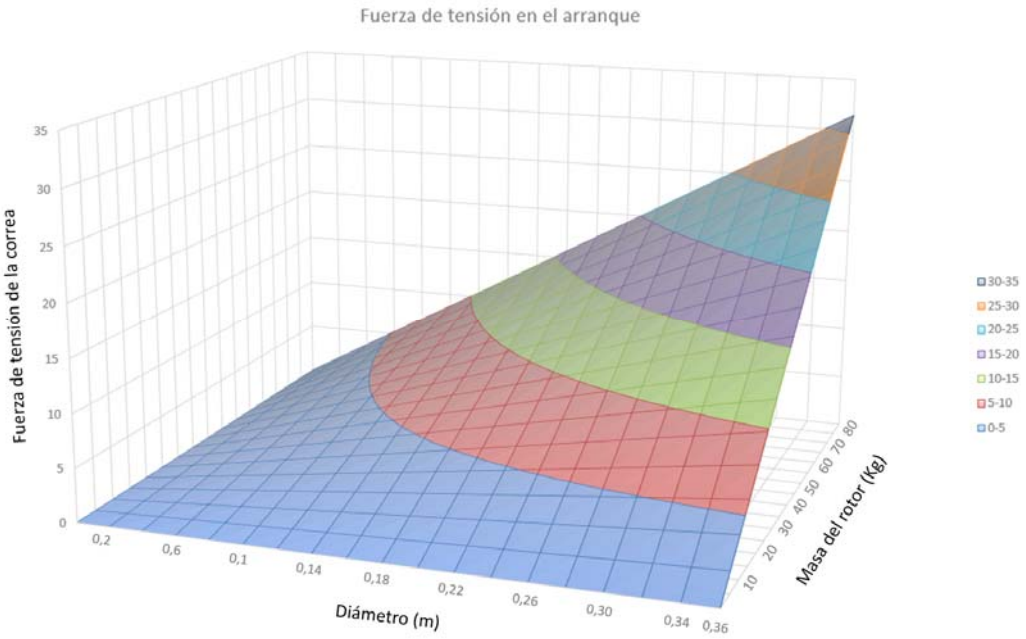


Figura 108. *Fuerza de tensión necesaria en el arranque.*

5.5.3. Polea.

Figura 109. *Polea.*

Como se ha visto anteriormente en el motor, la polea debe de tener 100 mm de diámetro exterior y 8 mm de diámetro interior para que se pueda alojar en el eje del motor, además la hendidura donde se aloja la correa plana se adapta a su ancho y espesor. La regulación de la posición del motor en las diferentes posiciones en las que se puede atornillar, está ajustada para que la polea y los tensores se alineen consiguiendo que la correa funcione dentro de un mismo plano. Esta pieza se puede fabricar fácilmente con un proceso de torno y fresado.

5.5.4. Soporte del motor.

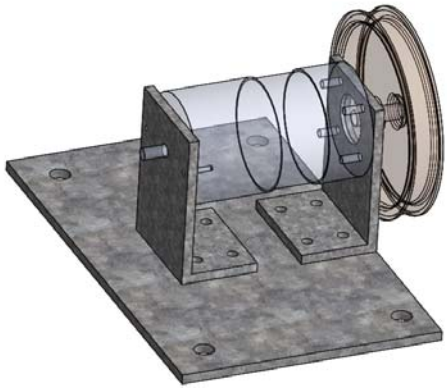


Figura 110. *Soporte del motor y polea.*

El motor está soportado por dos escuadras que van atornilladas a una chapa de 5 mm de grosor. Esta chapa se atornilla a su vez a los perfiles HEB por la parte inferior del ala, pudiendo ajustar así su posición relativa al conjunto.

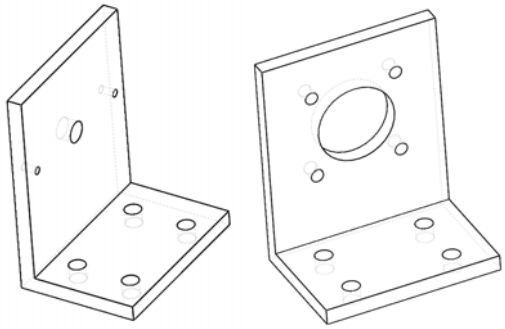


Figura 111. *Escuadras de sujeción.*

Las escuadras se adaptan a los orificios roscados que presentan las dos caras del motor, de esta manera se fijan a él. En la parte inferior tienen 4 orificios que coinciden con los que también se han practicado en la chapa, como se puede ver en la figura 112. De esta manera se pueden fijar estas escuadras a la chapa que será la que sustentará todo el peso, fuerzas de tensión de la correa y par del motor. Es importante asegurar que esta chapa no entra en resonancia durante las pruebas.

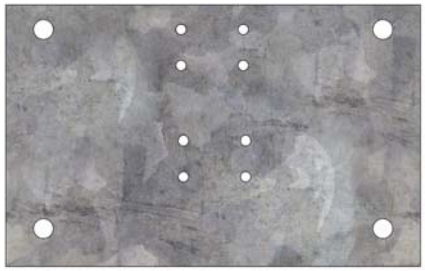


Figura 112. *Chapa de sujeción.*

5.5.5. Sistema de tensores.

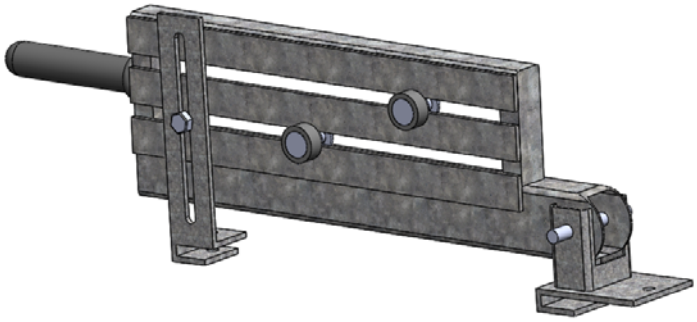


Figura 113. *Sistema de tensores.*

El sistema de tensores permite, después de colocar la correa, tensarla con la fuerza necesaria para el arranque e incluso destensarla un poco una vez puesto en marcha el rotor y con una velocidad de rotación cercana a los 1000 RPM necesarios. Además de esto, tambien sirve para ajustar la geometría de los tensores con el fin de ajustarse a la longitud de la correa y el diámetro del rotor sin perder la tensión necesaria para el arranque ni el ángulo de abrazamiento adecuado para que haya una buena transmisión del movimiento.

5.5.5.1. Anclajes a los perfiles HEB.

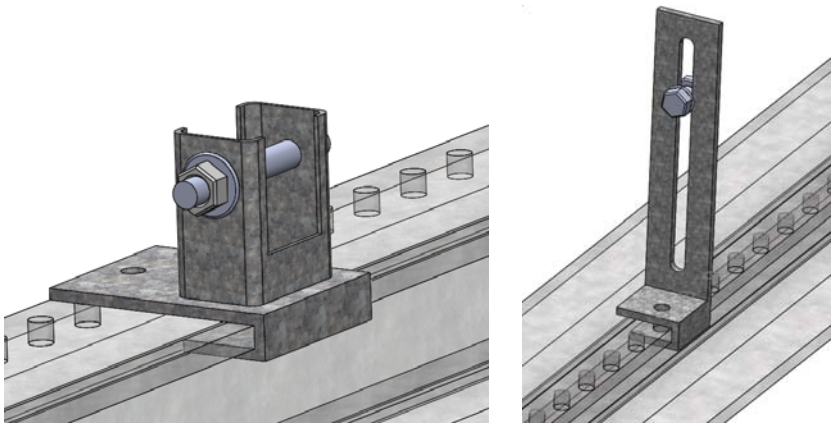


Figura 114. *Anclajes.*

La función de estos anclajes es fijar el sistema de tensores a la bancada, por ello su geometría se adapta al ala de los perfiles para conseguir una fijación más precisa. Para evitar que se puedan soltar se unen a los perfiles por medio de tornillos, al igual que el resto de elementos de esta máquina, este sistema permite tener una posición adaptable para garantizar las mejores condiciones en el equilibrado. La unión a la estructura de los tensores también se hace a través de tornillos o pasadores roscados como se puede observar en las siguientes imágenes.

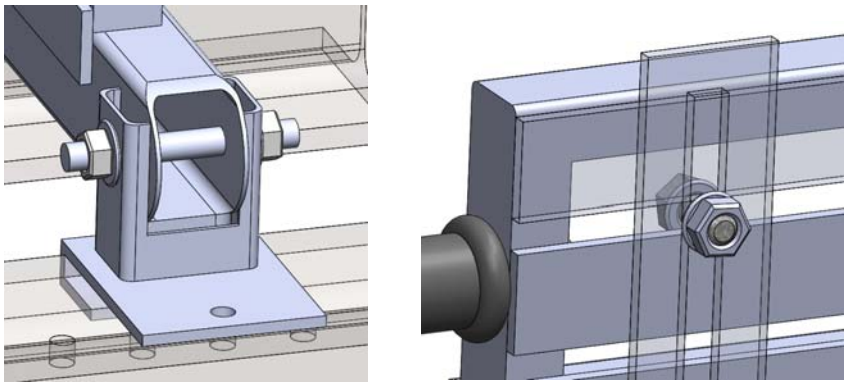


Figura 115. *Detalles de las conexiones atornilladas.*

5.5.5.2. Estructura de los tensores.

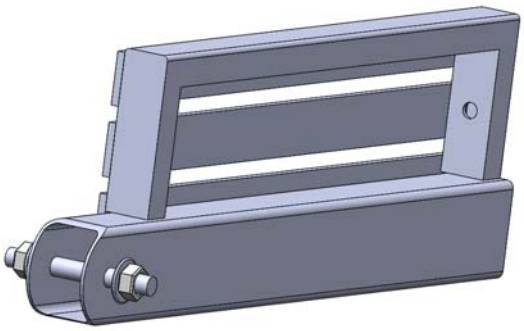


Figura 116. *Estructura de los tensores.*

Esta estructura está formada por perfiles cerrados rectangulares normalizados de facil adquisición y tres chapas soldadas a la estructura para crear unos carriles, que permitan ajustar los tensores en una posición cualquiera dentro de la longitud de estas guías. La elección de usar perfiles cerrados está justificada por la busqueda de una estructura que geométricamente permita el ajuste de los tensores y conexión con la bancada, con una resistencia suficiente para aguantar la fuerza que introduce el tensado de la correa, y todo ello con el menor peso posible. El perfil inferior que conecta con la bancada es un perfil X60.40.2.

5.5.5.3. Manivela.

Figura 117. *Manivela.*

Se atornilla una manivela a la estructura de los tensores para poder ejercer la fuerza necesaria para el tensado de la correa de una manera cómoda. Una vez aplicada la fuerza, se aprieta la unión atornillada que une el anclaje a los carriles, formados por las chapas soldadas en esta estructura, para asegurar que esta tensión se mantiene durante el proceso.

5.5.5.4. Tensores.

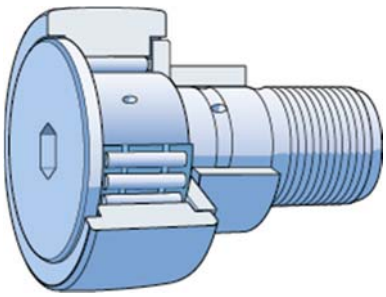


Figura 118. *Roldana KRE 32 PPA de SKF.*

Los tensores permiten el ajuste geométrico de la correa al rotor y a la polea del motor, con el objetivo de que el abrazamiento sea el mayor posible para aumentar la eficiencia de la transmisión. Gracias a estos tensores se puede conseguir que el tiro de la correa en el rotor sea vertical evitando así incluir fuerzas en la dirección horizontal que podrían interferir en las medidas de la vibración del desequilibrio.

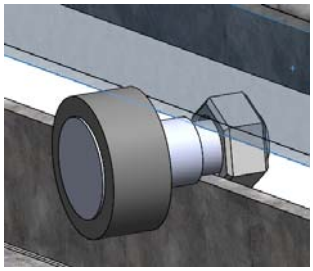


Figura 119. *Detalla del montaje de los tensores.*

Se ha seleccionado unas roldanas o rodillos de leva con eje de SKF, *KRE 32 PPA,* que vienen ya provistos con un eje roscado ensamblado en el rodamiento. El cambio de sección que presenta en el eje, permite atornillar la roldana presionando las chapas, fijando así el tensor en la posición seleccionada pero sin que haya un rozamiento directo de este con las chapas. Todos los datos técnicos de estos elementos seleccionados se encuentran en el anexo 4.

5.6. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE MEDIDA

Como ya se explicó en el capítulo 3, necesitaremos un captador de vibraciones (acelerómetro), un medidor de fase (tacómetro) y por último un software de captación y cálculo de los datos que se recogerán en estos aparatos. La programación que debe tener ese software se vio también en el capítulo 3, por tanto, ahora pondremos la atención en los aparatos de medición y su mejor colocación dentro del sistema. Antes de continuar, se debe aclarar que hay diferentes y diversas posibilidades para la selección del acelerómetros y del tacómetro, todas ellas igual de válidas. Aun así se elegirá un modelo concreto para tomarlo de referencia, al igual que la posibilidad del soporte del tacómetro es solo una opción de su disposición pudiéndose cambiar si se ve conveniente. Tanto el acelerómetro como el tacómetro deben de orientarse en la misma

posición y dirección respecto al eje (horizontales) para que no haya un ángulo de desfase entre las medidas, si esto no fuera así, se debe de contemplar este ángulo en los cálculos del equilibrado como se explica en el capítulo 2.

5.6.1. Acelerómetro.

Para la selección del acelerómetro se ha tenido en cuenta el grado de sensibilidad y error en la medida del aparato para asegurar que puede llegar a registrar sin problemas y con la mayor exactitud, las vibraciones producidas por el desequilibrio. El nivel mínimo de vibración que debe captar con la mayor precisión debe estar en el rango de un equilibrado de máximo nivel como se especifica en el capítulo 4. Con estas condiciones hay una gran gama de acelerómetros que podrían cumplir con esta labor, se ha decidido por un acelerómetro capacitivo de ***Endevco Model 7290E,*** sus características técnicas se pueden consultar en el anexo 5. La colocación del aparato en la máquina debe de ser en una zona donde pueda recoger la señal de las vibraciones lo más clara posible, una opción es en un lateral de uno de los apoyos del rotor.

Figura 120. *Endevco, Model 7290E.*

5.6.2. Tacómetro.

El tipo más eficaz y sencillo que podemos elegir para medir la fase del rotor a estudio es un tacómetro óptico, al igual que el acelerómetro, hay una gran variedad de aparatos que podemos elegir y que pueden ser igual de válidos. Se ha elegido un tacómetro de reflexión sobre espejo **E3t-sr41-cm3j** con un cable incorporado de 30 cm. Las características técnicas de este aparato se pueden encontrar en el catálogo del anexo 6. Su rango de distancias entre el aparato y el rotor, donde la medición se considera precisa está entre 3º mm y 200 mm, en nuestro caso siempre estaremos entre estas dos distancias.

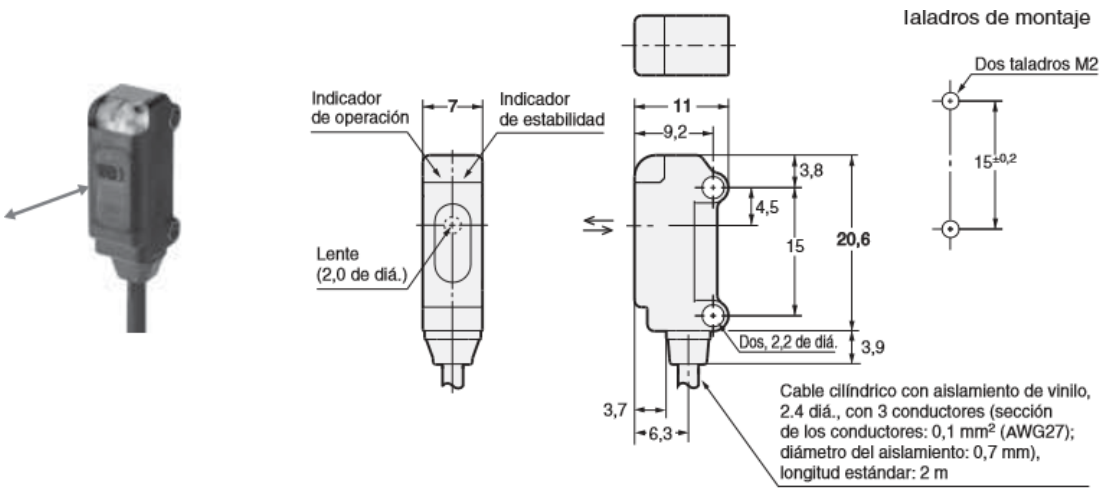


Figura 121. *Sensores de reflexión sobre espejo E3T-SR4.*

5.6.3. Soporte del tacómetro.

El soporte del tacómetro debe permitir la adaptación del aparato a la posición de medida en el rotor. El eje del rotor puede cambiar su posición vertical debido a su peso, a los diferentes diámetros que puede tener y a la posición en el apoyo con los diferentes juegos de piezas para posicionar los rodamientos. A parte, según la geometría del rotor, se permitirá adaptar la posición en dirección axial al eje de la banda reflectante de la que se obtiene la señal de medida. Con estos requisitos, se diseña un agarre que permite colocar el tacómetro, en un plano a unos 130 mm del eje y en lan dirección horizontal del rotor (para estar en fase con las medidas del acelerómetro). La distancia máxima y mínima entre el tacómetro y la superficie de medida vendrá definida por el radio del rotor teniendo una distáncia máxima de 123 mm y una mínima de 95 mm, de manera que siempre estamos dentro del rango de medida del aparato. La unión del tacómetro con el soporte se hará a través de una escuadra aprovechando los orificios que presenta el aparato para poder ser atornillado.

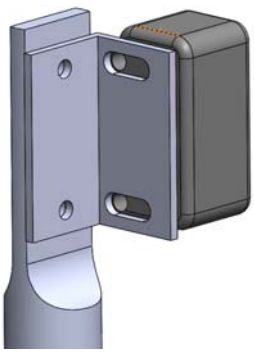


Figura 122.*Unión del tacómetro al soporte de sujeción.*

El sistema de agarre del brazo del tacómetro permite alcanzar cualquier punto dentro de un plano a 130 mm respecto al centro, se mueve a cualquier punto del plano dentro de un sistema de coordenadas polares pudiendo decidir nosotros el radio y el ángulo del punto deseado. Solo está limitado por las características geométricas del soporte. Cuando posicionamos el tacómetro

en la posición indicada, se asegura la fijacióin a través de un tornillo que presiona los componentes del agarre entre ellos. Este tipo de agarre se puede adquirir sin necesidad de ser fabricado.

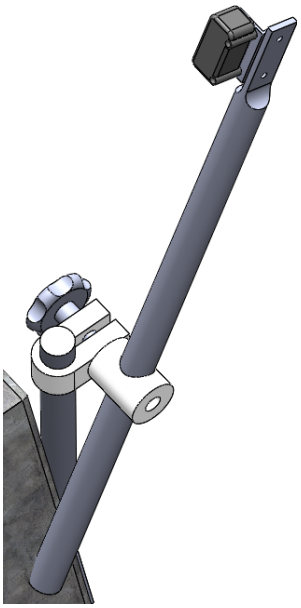


Figura 123. *Sistema de agarre.*

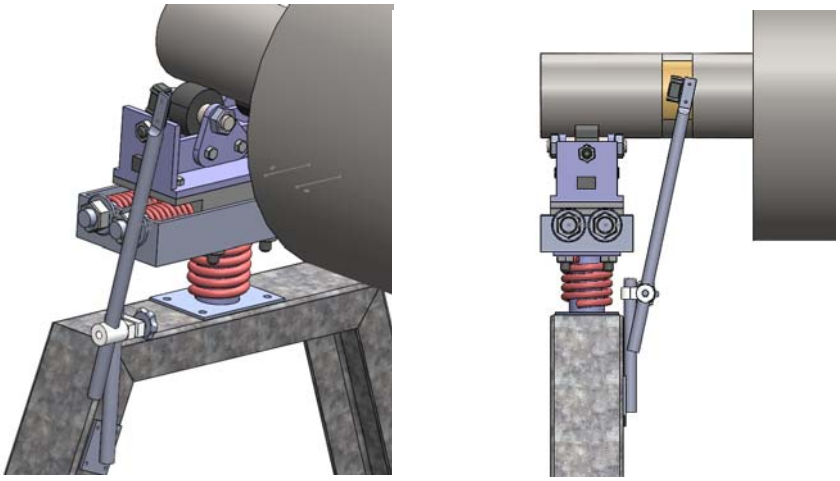


Figura 124. *Posicionamiento del tacómetro en la medida.*

5.7. ESTUDIOS Y COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA Y FRECUENCIA

Una vez hecho el diseño de la máquina, se ha de comprobar que estructuralmente resiste los esfuerzos a los que estará sometida y para ello se ha de establecer el caso más desfavorable en el que se estudiará y comprobará tanto la resistencia a fluencia como la frecuencia natural que poseen para que no entren en resonancia.

A partir de lo que se ha visto en el apartado "5.4. CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS PUNTOS DE APOYO DEL ROTOR" los apoyos tienen 5 grados de libertad de movimiento, los movimientos lineales en dirección vertical y horizontal, y por tanto las fuerzas que los provocan, encuentran su reacción en el sistema de muelles que se implanta. Los momentos que crean una rotación, por el contrario, no encuentran más oposición a sus efectos de movimiento que el rozamiento que pueda haber entre algunas de las piezas del apoyo, pero a efectos de cálculo serían despreciables teniendo así el comportamiento de una rótula.

El caso más desfavorable es cuando se introduce un rotor de 80 Kg con un centro de gravedad que dista de un apoyo una distancia del 70% de la distancia total entre los apoyos y por tanto el otro apoyo se encuentra a una distancia del 30% de esta distancia total, siendo este el más perjudicado ya que sus reacciones serán mayores. Como se ha visto en el apartado *"5.4.2.3. Muelle vertical.",* la fuerza vertical que debe soportar el apoyo debido al peso de los componentes, el peso del rotor y la fuerza de tensado de la correa es de 614,11 N (despreciando la fuerza centrífuga de la correa), a esta fuerza vertical se le suma la fuerza de inercia debido al desequilibrio de 7,7 N, que se presenta con una posición radial y variable con el giro. El caso más desfavorable no es cuando las dos fuerzas coincidan en su dirección, produciendo una resultante de 621,81 N, sino cuando la fuerza de desequilibrio se encuentra en una dirección perpendicular a la del peso, transmitiéndose como fuerza horizontal y un par de fuerza a otras piezas del sistema.

Para poder realizar el estudio, se deben de conocer y tener en cuenta las propiedades de los materiales de los que están compuestas las piezas. Las piezas que están sometidas a un rozamiento debido al movimiento relativo entre sus componentes, como en los apoyos de los ejes, estarán hechas de acero inoxidable AISI 316. La decisión de escoger este material es debida a que proporciona unos valores de resistencia adecuados y evita el problema de agarre o gripado entre componentes que deban de estar sometidos a un rozamiento continuo entre ellos. Una de las desventajas del acero inoxidable es su dificultad para ser soldado, por ello las uniones de las piezas del apoyo en general se conectan con uniones atornilladas. Los componentes que por el contrario no deban sufrir una fricción recurrente entre ellos, están compuestos por un acero galvanizado.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm^2
Coeficiente de Poisson	0.29	N/D
Módulo cortante		N/mm^2
Densidad de masa	7870	kg/m^3
Límite de tracción	356.9006745	N/mm^2
Límite de compresión		N/mm^2
Límite elástico	203.9432426	N/mm^2
Coeficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica		W/(m·K)
Calor específico		J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

***Tabla 11**. Propiedades acero galvanizado.*

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	192999.9974	N/mm^2
Coeficiente de Poisson	0.27	N/D
Límite de tracción	580.0000008	N/mm^2
Límite elástico	172.3689323	N/mm^2
Módulo tangente		N/mm^2
Coeficiente de expansión térmica	1.6e-005	/K
Densidad de masa	8000	kg/m^3
Factor de endurecimiento	0.85	N/D

Tabla 12. *Propiedades acero inoxidable AISI 316.*

A la hora de realizar los estudios, se dividirán en diferentes componentes de la máquina con el fin de poder estudiar el comportamiento de los componentes por separado y para facilitar el procesamiento de cálculos en el programa SolidWorks que trabaja con el método de elementos finitos. Se pondrá especial interés en el estudio de esfuerzos del apoyo que a priori es el componente que más riesgo tiene de fallar a fluencia y en el estudio de frecuencia se estudiará por separado el ensamblaje del motor.

Para las uniones atornilladas, se utilizarán las tablas del Shigley que aparecen en el anexo 7 de donde se seleccionará según la métrica, las dimensiones, el área de fluencia, la resistencia y la precarga que deben de tener. Para finalizar, se advierte que los resultados obtenidos no pueden tomarse como ciertos con una seguridad del 100% sino que se ha de realizar un prototipo para verificar estos resultados antes de dar el diseño de la máquina por concluido.

5.7.1. Apoyo de precisión.

5.7.1.1. Estudio de resistencia.

Este estudio no se realizará a la totalidad del conjunto sino que se estudiarán diferentes subconjuntos de manera que todas las piezas estén comprobadas, pero estudiando en detalle las que se presuponen en peores condiciones para resistir el fallo.

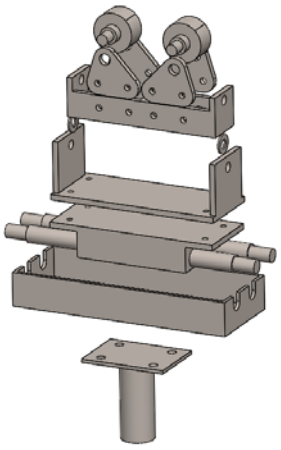


Figura 125. *Vista explosionada del apoyo de precisión.*

Para los siguientes cálculos se utiliza el método de elementos finitos, por lo tanto el primer paso es crear el modelo de cálculo de la pieza, figura 126. Para ello se introducen las fuerzas verticales y la fuerza horizontal de desequilibrio además de definir las conexiones y restricciones

necesarias para adaptar nuestro modelo al comportamiento real que tendría la máquina. Se realiza un primer estudio con un mallado estándar de la pieza y una malla fina en todos los orificios y cambios de sección donde es más probable que se encuentre el valor de tensión máxima y después se irá refinando la maya hasta que converjan los resultados.

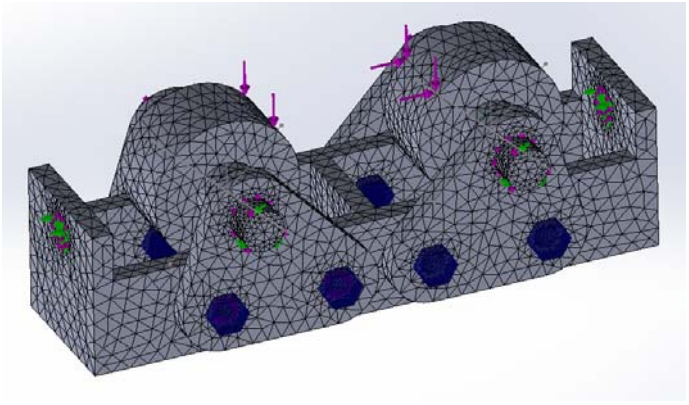


Figura 126. *Modelo de cálculo del apoyo del rotor.*

Se muestra en las siguientes figuras los resultados de cálculo obtenidos. Siendo estos un esfuerzo máximo de **28773 MPa** en la base de los tornillos de **4,792**. Y por último una deflexión máxima de **0.001 mm** en el rodillo que sufre la fuerza horizontal de inercia.

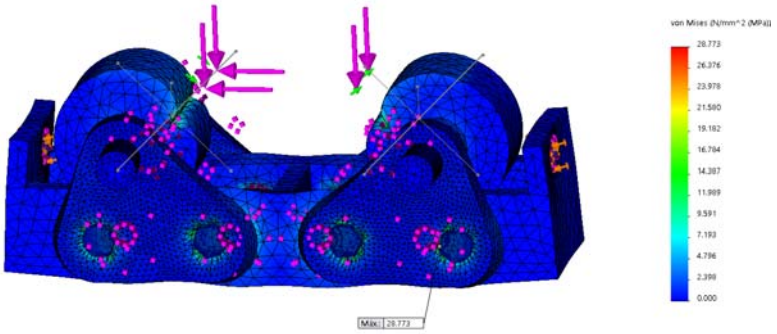


Figura 127. *Resultados de esfuerzos de Von Mises.*

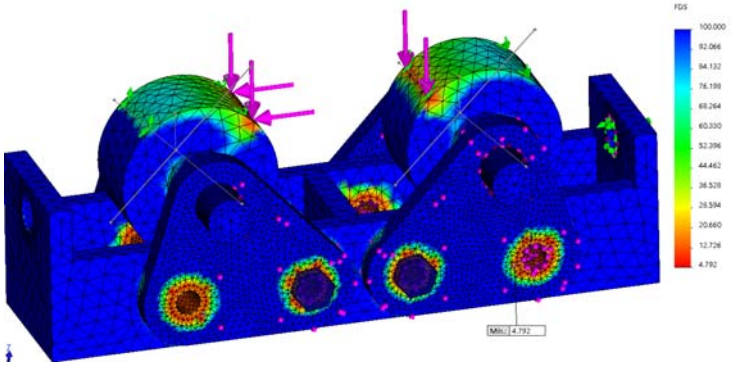


Figura 128. *Resultados del factor de seguridad.*

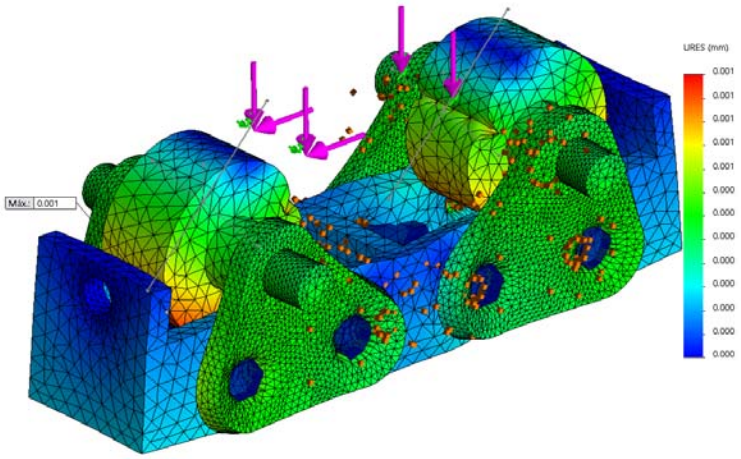


Figura 129. *Resultados de deflexiones.*

El factor de seguridad más pequeño esta en las bases de los tornillos ya que son estos los que soportan todo el peso del rotor y la tensión de la correa, los tornillos deben soportar la fuerza vertical y las fuerzas horizontales que se crean en consecuencia y que intentan separar los dos rodamientos. Una vez comprobada la resistencia de la pieza, se comprueban los tornillos, observando que todos resisten con un factor de seguridad mínimo de aproximadamente **6,8.**

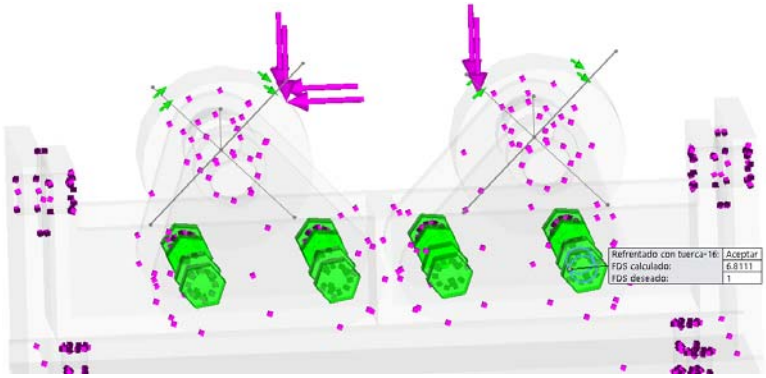


Figura 130. *Resultados comprobación de los tornillos.*

Una vez comprobado que la estructura de apoyo del rotor en los rodamientos es resistente a los esfuerzos máximos a los que se someterá la máquina, se presenta un estudio de esta pieza unida al soporte que permite su giro. Este nuevo estudio se centrará en la aceptación de los tornillos que aseguran la unión entre las piezas, aparte de corroborar los resultados obtenidos en el estudio anterior pero con una malla más gruesa para permitir el cálculo.

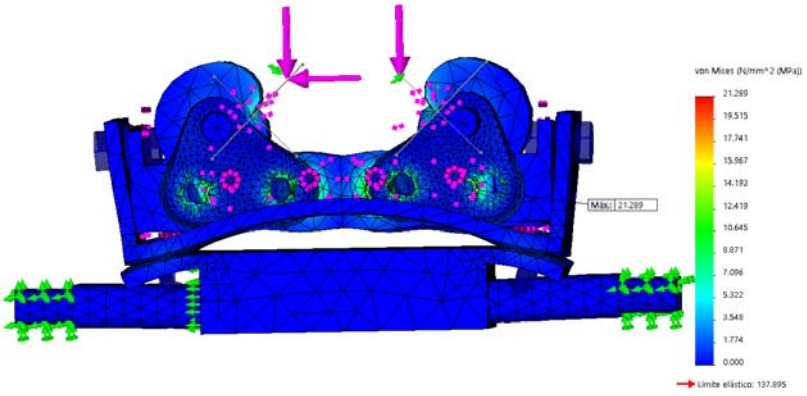


Figura 131. *Resultados de esfuerzos de Von Mises.*

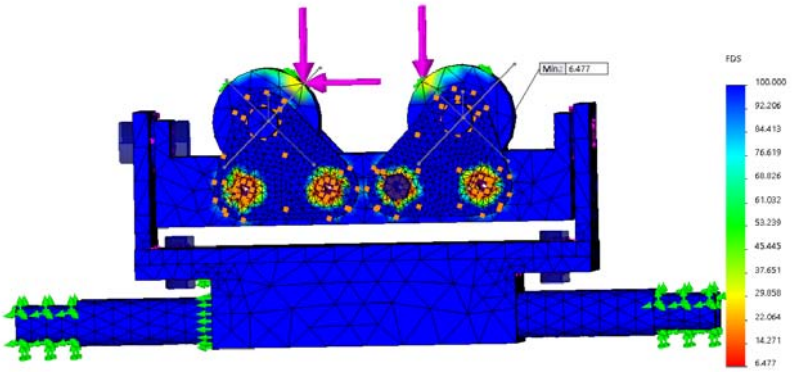


Figura 132. *Resultados del factor de seguridad*

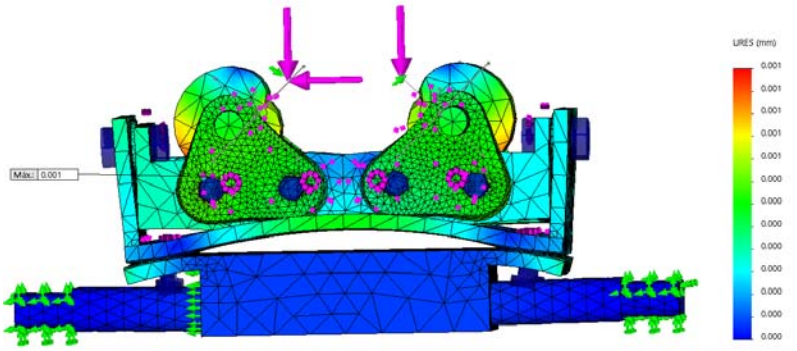


Figura 133. *Resultados de deflexiones.*

Los resultados obtenidos corroboran el estudio realizado anteriormente y muestran que los tornillos cumplen con este esfuerzo máximo, teniendo un factor de seguridad mínimo de **5,3** aproximadamente.

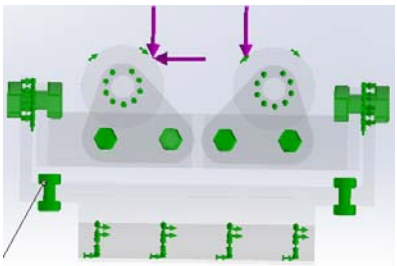
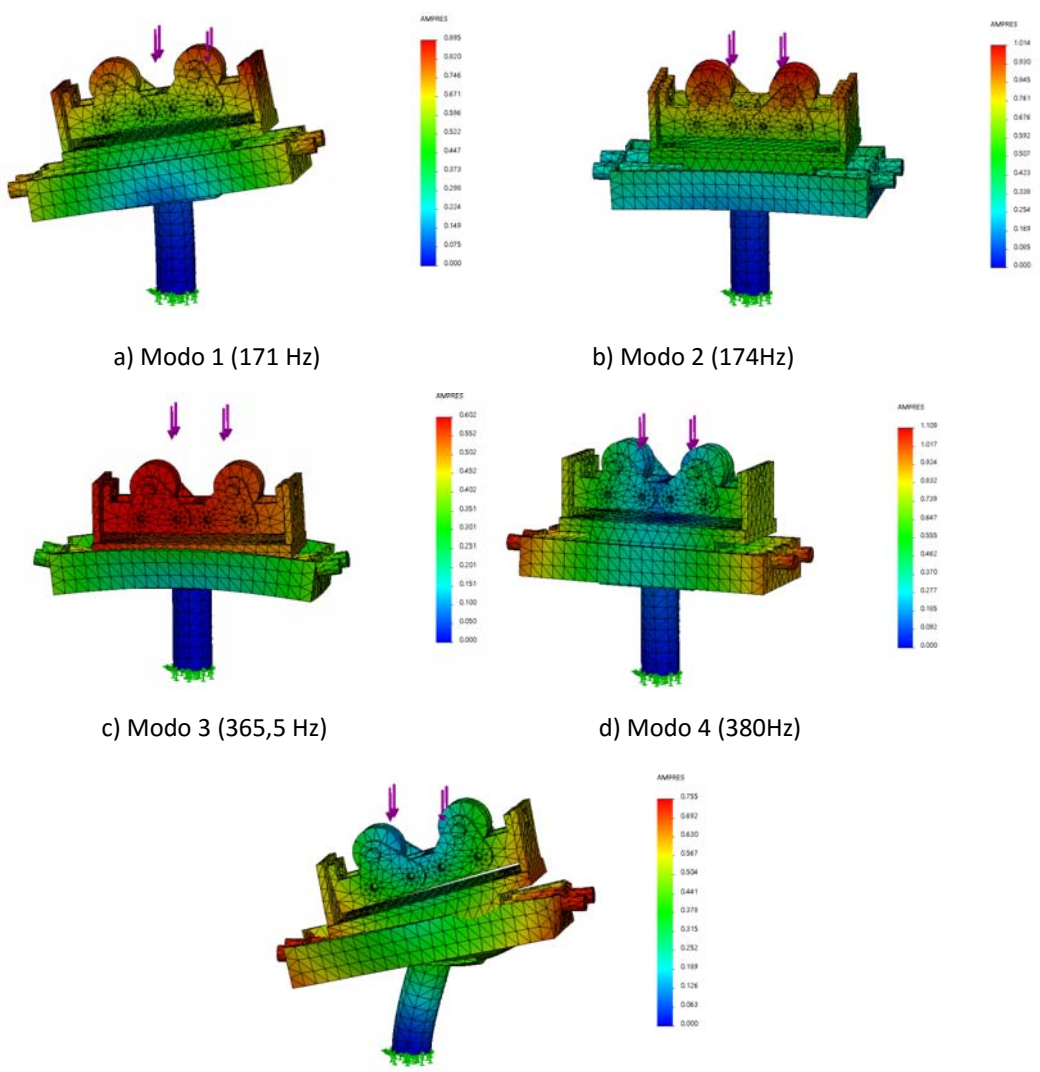


Figura 134. *Resultados comprobación de los tornillos.*

5.7.1.2. Estudio de frecuencia.

Como ya se ha mencionado anteriormente, debemos asegurarnos que todos los componentes tienen una frecuencia natural alejada de nuestro rango de funcionamiento. Para ello se deben de definir las condiciones de contorno relacionadas con fuerzas, conexiones o sujeciones de la misma forma que el estudio de resistencia. Los resultados de este estudio concluyen que las frecuencias naturales de los cinco primeros modos de vibración del apoyo son 171 Hz, 174 Hz, 365,5 Hz, 380 Hz y 711,5 Hz.



a) Modo 1 (171 Hz)

b) Modo 2 (174Hz)

c) Modo 3 (365,5 Hz)

d) Modo 4 (380Hz)

d) Modo 5 (711,5 Hz)

Figura 135. *Resultados de los modos de vibración del apoyo de precisión.*

L a velocidad de rotación del rotor en la prueba se de 1000 RPM, esto equivale a 16,7 Hz. Para que la frecuencia de resonancia no afecte en su rango de influencia dejamos un margen del 30% para asegurar que no se entra en la zona de resonancia de tal manera que las frecuencias naturales deben de estar por encima de 23,8 Hz o por debajo de 12,8 Hz. En este caso se cumple esta condición. Al disminuir la carga, la frecuencia natural tenderá a subir alejándose más aún del límite por tanto, nunca deberá entrar en resonancia bajo las condiciones de trabajo.

5.7.2. Soporte de los apoyos.

5.7.2.1. Estudio de resistencia.

Para facilitar el cáculo del programa y poder hacer un estudio unicamente de los componentes que nos interesa en este momento, se transladarán las fuerzas a las que está sometrida la máquina hasta los apoyos de las guías. Para calcular estas reacciones, se supondrá que el centro

de gravedad del apoyo está desplazado 3 mm del centro geométrico, creando un pequeño momento de vuelco, debido al desplazamiento provocado por las fuerzas de desequilibrio y a una posible desalineación inicial del rotor con los apoyos.

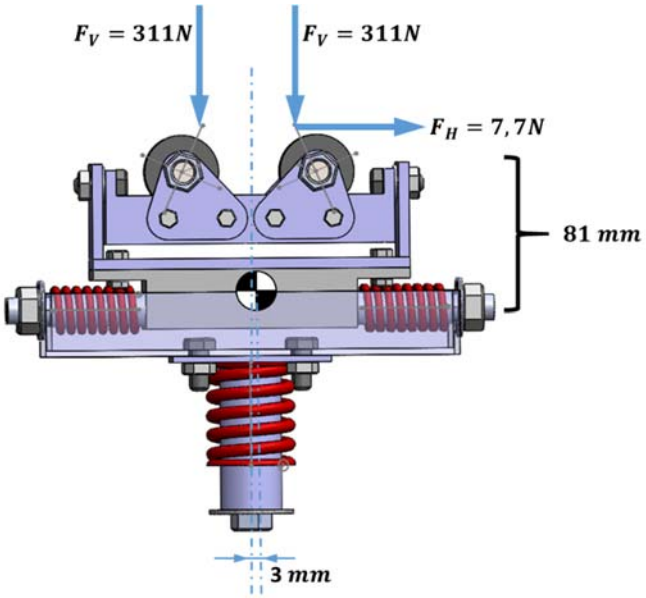


Figura 136. *Fuerzas que actúan en el apoyo de precisión.*

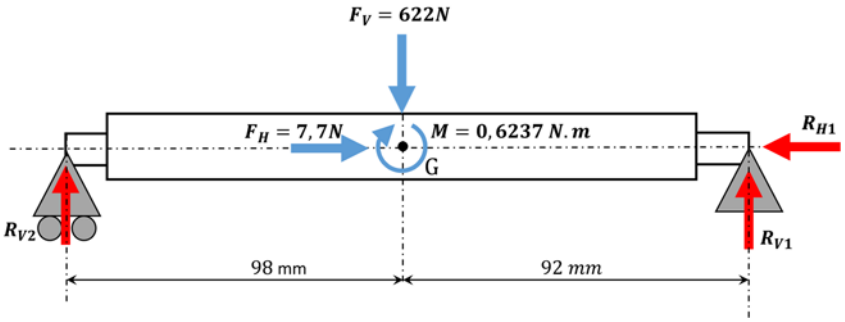


Figura 137. *Cálculo de las reacciones en las guías.*

$$\sum Fx = 0$$

$$F_H = R_{H1} = 7{,}7\ N$$

$$\sum Fy = 0$$

$$F_V = R_{V1} + R_{V2} = 622\ N$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$R_{V1} \cdot 0{,}19 - F_V \cdot 0{,}098 - M = 0$$

$$R_{V1} \cdot 0{,}19 - 622 \cdot 0{,}098 - 0{,}6237 = 0$$

$$\boldsymbol{R_{V1} = 321\ N}$$

$$\boldsymbol{R_{V2} = 298\ N}$$

$$\boldsymbol{R_{H1} = 7{,}7\ N}$$

El procedimiento a seguir en este cálculo es el mismo que para el apoyo de preción. Debido a que es un análisis estático y no de movimiento, se estudiará la pieza en el caso concreto de que el muelle esté en su posición de máxima compresión y con una precarga, para hacer el estudio, de los 622 N que debe aguantar en dirección vertical. La distancia entre el apoyo y la bancada es de aproximadamente 39 mm, debido a que el muelle está en un estado de compresión de 622 N con una rigidez de 61100 N/m y una longitud libre de 49 mm. Por tanto, como para aguantar 622 N se debe desplazar 10,18 mm, la longitud del muelle en esta situación es de 38,81 mm. Definiendo esta situación y mallando en las zonas de mayores esfuerzos hasta que converjan los resultados, el análisis estático es el siguiente.

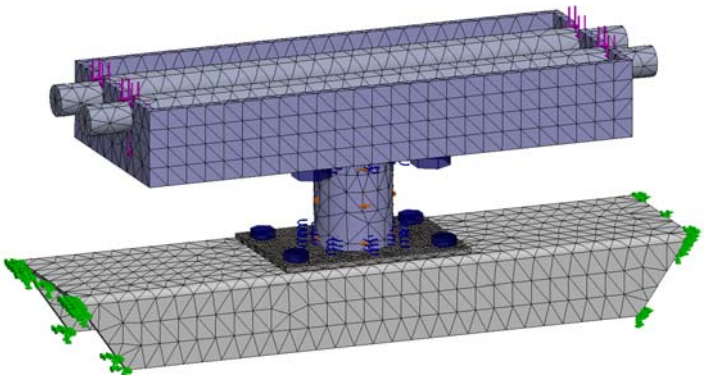


Figura 138. *Modelo de cálculo en elementos finitos de los componentes a estudio.*

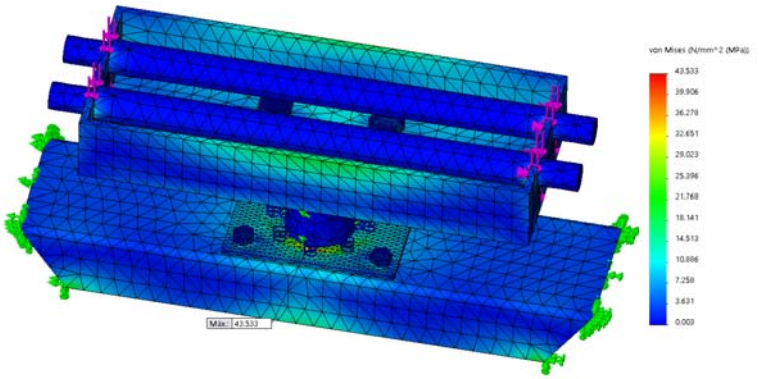


Figura 139. *Resultados de esfuerzos de Von Mises.*

.

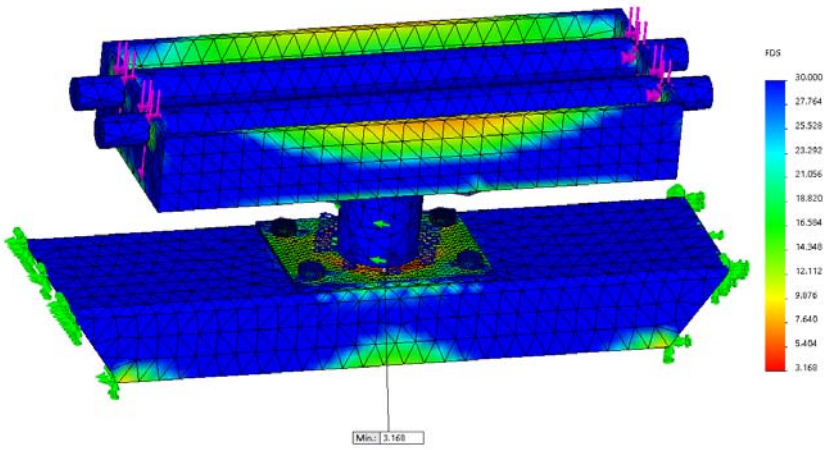


Figura 140. *Resultados del factor de seguridad.*

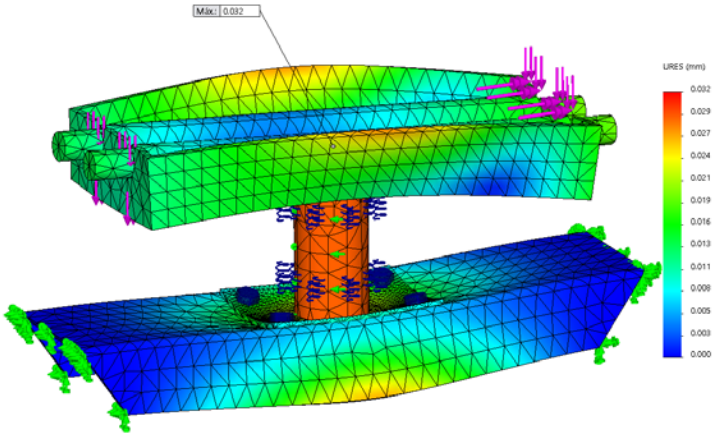


Figura 141. *Resultados de deflexiones.*

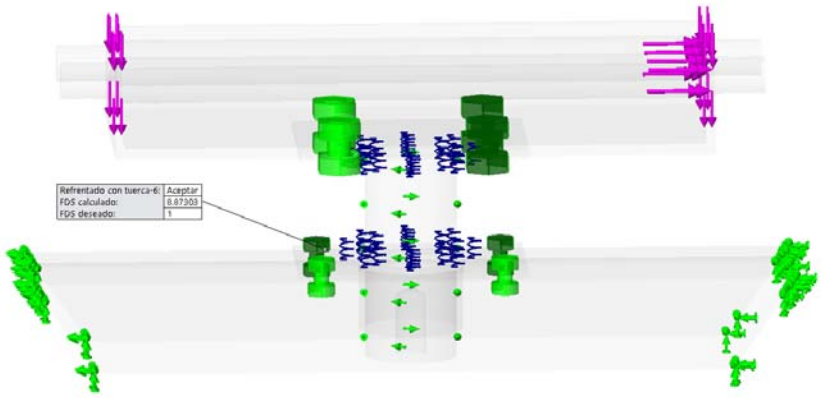


Figura 142. *Comprobación de uniones atornilladas.*

Los resultados del estudio muestran que hay una **tensión** máxima de **43 533 MPa** en la zona donde se apoya el muelle. En este mismo punto, el **factor de seguridad** mínimo es de **3,168**. La **deformación** máxima es de **0,032 mm** y es debido al movimiento del vástago por la presión del muelle. Por último, al comprobar los **pernos**, el **factor de seguridad** mínimo es de **8,873**. Una vez comprobado con más detalle esta zona, que era más propensa a fallar, se puede hacer un estudio simplificado del soporte de los apoyos para comprobarlo, suponiendo solo la fuerza vertical y despreciando la conexión del muelle con el vástago que ya se ha estudiado. Los datos obtenidos coinciden con el estudio anterior en cuanto a la localización del punto con la resistencia más desfavorable y confirman que ya se ha estudiado en caso más desfavorable teniendo una resistencia mayor en el resto de la estructura del soporte.

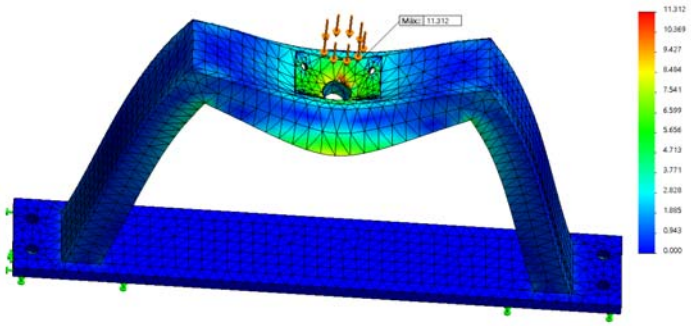


Figura 143. *Resultados de esfuerzos de Von Mises.*

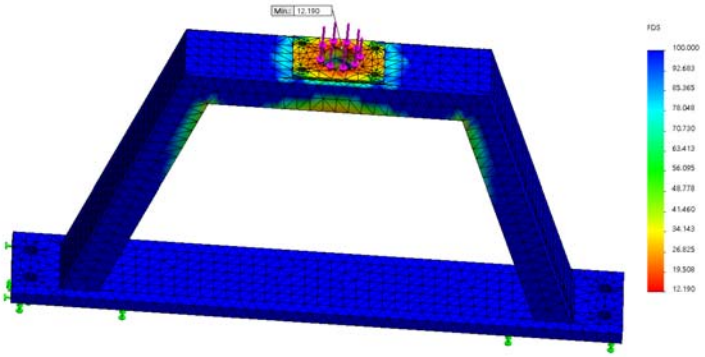


Figura 144. *Resultados del factor de seguridad.*

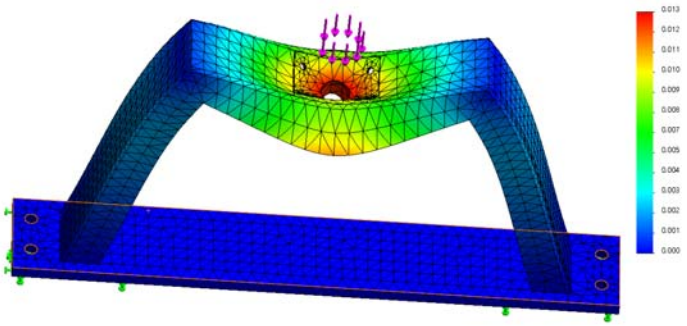
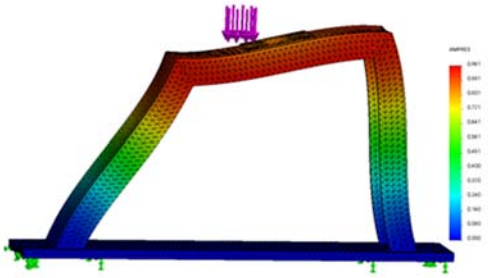


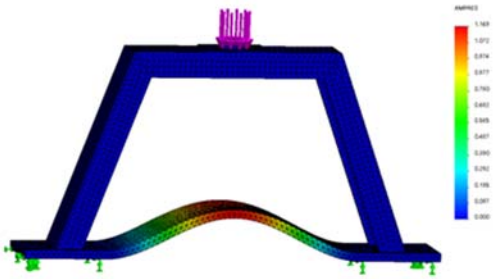
Figura 145. *Resultados de deflexiones.*

5.7.2.2. Estudio de frecuencia.

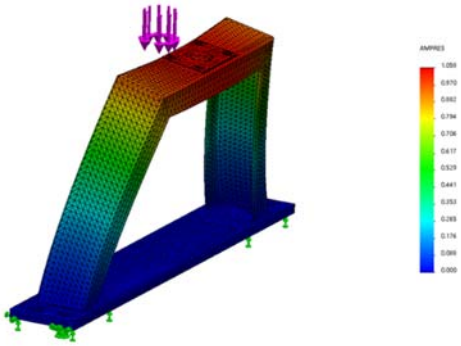
A continuación se presentan los primeros 5 modos de vibración del soporte comprobando que todos están por encima de nuestra frecuencia nominal de trabajo mencionada anteriormente y al igual que en el apoyo, la frecuencia natural aumentará más aun al disminuir las cargas. Este estudio nos confirma que el soporte no entrará en resonancia si el funcionamiento de la máquina sigue los propósitos del diseño.



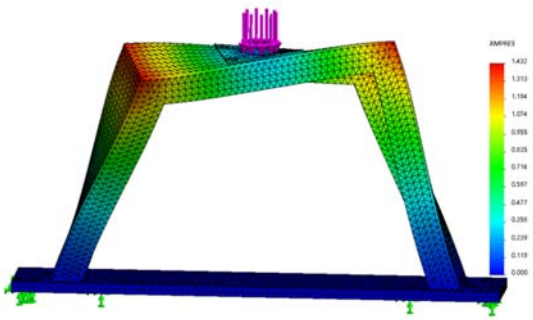
a) Modo 1 (501Hz)



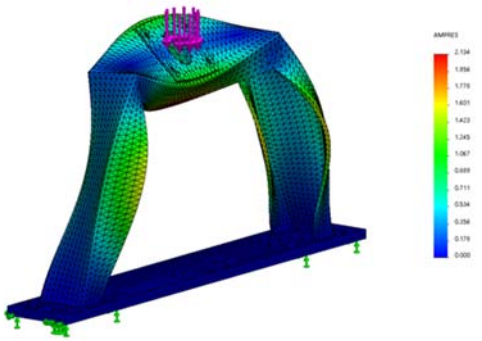
b) Modo 2 (559Hz)



a) Modo 3 (562 Hz)



b) Modo 4 (933Hz)



a) Modo 5 (1272 Hz)

Figura 146. *Resultados de los modos de vibración del soporte del apoyo.*

5.7.3. Soporte motor.

5.7.3.1. Estudio de resistencia.

El motor junto con la polea y el soporte que sustenta a ambos, están sometidos sus esfuerzos más altos en el momento en el que se arranca y se debe vencer la inercia del rotor, suponien do el rotor con la mayor inercia posible. La chapa se une a través de cuatro tornillos a los perfiles HEB por la parte inferior de las alas. Las fuerzas a las que se le somete es el peso del conjunto, el par de arranque del motor y la fuerza de tensión que ejerce la correa y se transmite a la polea. Realizando, al igual que en los otros casos, un modelo de cálculo con un mallado más fino en las zonas donde se presentan los esfuerzos más grandes, los resultados son los siguientes.

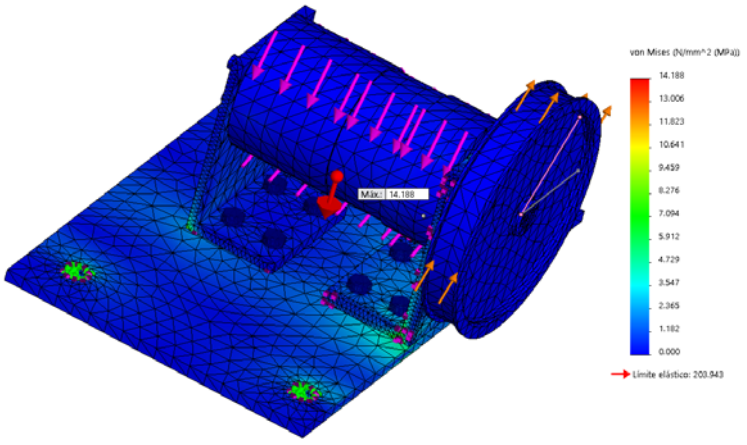


Figura 147. *Resultados de esfuerzos de Von Mises.*

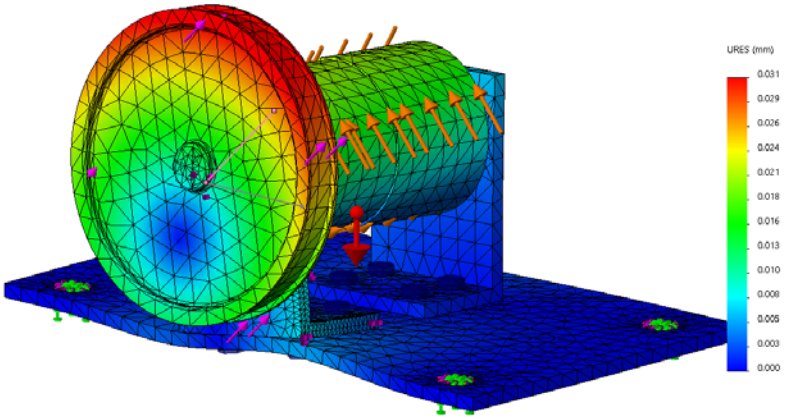


Figura 148. *Resultados de deflexiones.*

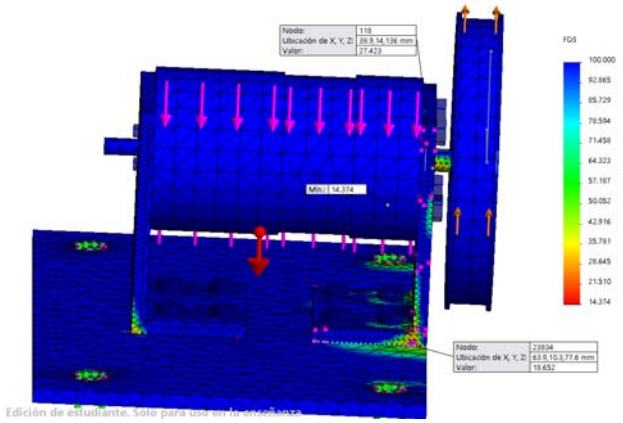


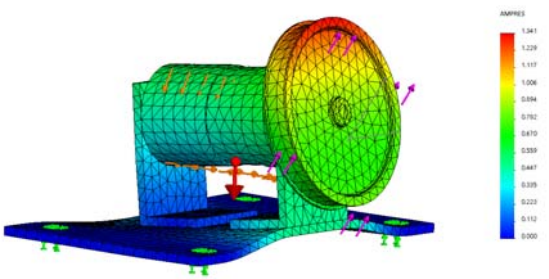
Figura 149. *Resultados del factor de seguridad.*

Los resultados del estudio muestran que hay una **tensión** máxima de **14 188 MPa** en la unión atornillada del motor con los angulares de soporte. En este mismo punto, el **factor de seguridad** mínimo es de **14,374**; siendo también importantes el eje del motor con un factor de seguridad de **27,423** y el cambio de sección del angular derecho con **18,652**. La **deformación** máxima es de **0,031 mm** en la polea.

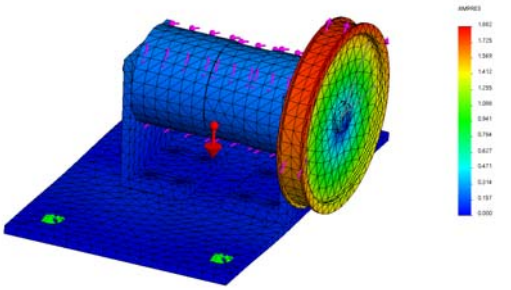
5.7.3.2. Estudio de frecuencia.

El estudio en frecuencia de este conjunto difiere del de los soportes o el apoyo debido a que la fuente de vibración predominante en el soporte no es la velocidad de giro del rotor sino la velocidad máxima del motor. Esto supone que la velocidad nominal de trabajo máxima será de 3500 RPM y la mínima de 150 RPM. Esto significa que el rango de frecuencias donde pueden afectar las resonancias naturales será de 1,92 Hz y 83,3 Hz, teniendo en cuenta el 30% en el límite superior e inferior donde se entraría en las

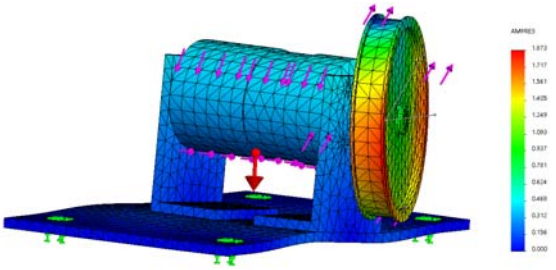
zonas de resonancia. Como muestra la siguiente figura, se puede ver que las frecuencias naturales del conjunto están muy por encima de estos límites, sabiendo que al disminuir la carga las frecuencias naturales aumentan, podemos afirmar que no habrá problemas de resonancia en este soporte.



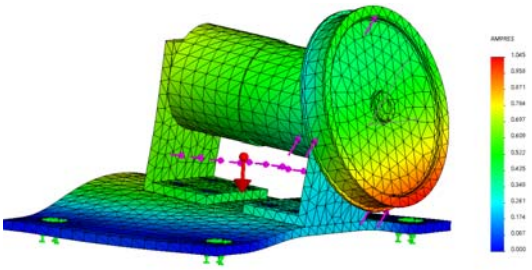
a) Modo 1 (236Hz)



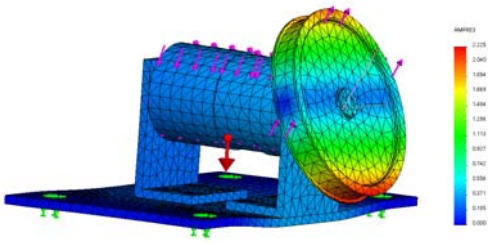
b) Modo 2 (274Hz)



a) Modo 3 (360Hz)



b) Modo 4 (395Hz)



b) Modo 5 (426Hz)

Figura 150. *Resultados de los modos de vibración del conjunto motor-polea con su soporte.*

5.7.4. Sistema de tensores.

5.7.4.1. Estudio de resistencia.

La estructura que permite tensar la correa está sometida precisamente a esta tensión necesaria para que se transmita el movimiento rotativo de forma eficiente desde el motor hasta el rotor. En el peor de los casos la fuerza que debe soportar es de 30,6 N,

que como se ha visto anteriormente es con el eje de mayor inercia, y en el momento del arranque, cuando hay que vencer la inercia hasta girar a 1000 RPM. Estudiando este sistema en estas condiciones concretas se obtienen los siguientes resultados.

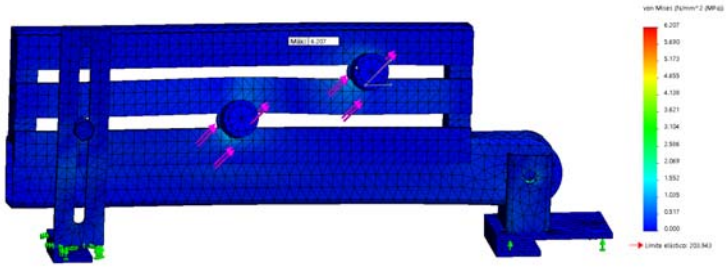


Figura 151. *Resultados de esfuerzos de Von Mises.*

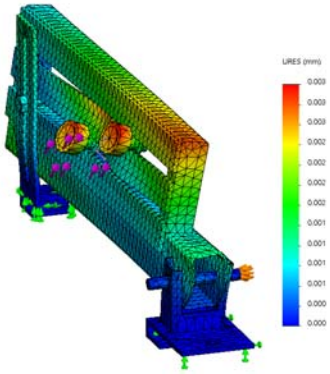


Figura 152. *Resultados de deflexiones.*

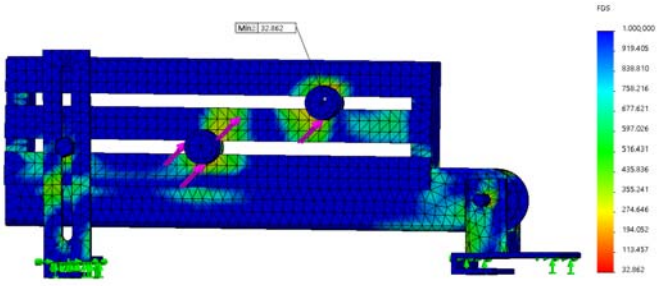


Figura 153. *Resultados del factor de seguridad.*

Los resultados del estudio muestran que hay una **tensión** máxima de **6 207 MPa** en la unión atornillada de los tensores con las chapas que forman las guías de ajuste. En este mismo punto, el **factor de seguridad** mínimo es de **32,862**. La **deformación** máxima es de **0,003 mm**.

5.7.4.1. Estudio de frecuencia.

En lugar de estudiar la frecuencia natural del conjunto entero, se estudia los dos componentes más críticos por separado y sin ningún tipo de unión con el resto del conjunto. Estos resultados de frecuencias naturales teóricos, se deben de ver incrementados si se analiza con las conexiones adecuadas de estas piezas con el resto del conjunto ya que la rigidez se verá incrementada. A pesar de esto, las frecuencias naturales del primer modo de vibración obtenidas son de **96,198 Hz** para el enganche y **175,56 Hz** para la estructura de los tensores.

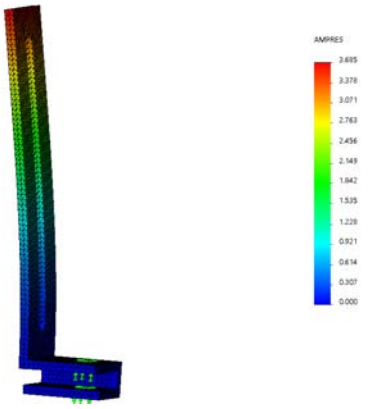


Figura 154. *Resultado del primer modo de vibración del enganche a la estructura de los tensores.*

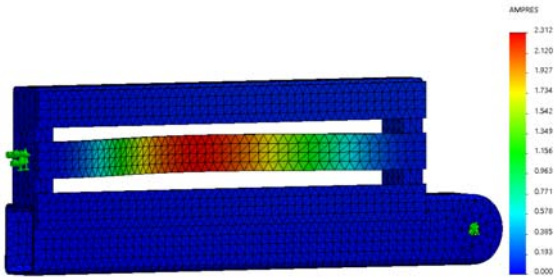


Figura 155. *Resultado del primer modo de vibración de la estructura de los tensores.*

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES

6.1. INTRODUCCIÓN

Una vez concluido y analizado el diseño de la máquina equilibradora, se va a proceder en este capítulo explicar las principales conclusiones, así como las posibles líneas de futuro que pudieran mejorar el diseño de dicha máquina. Las conclusiones se han dividido en dos tipos, las de carácter general y las específicas.

Antes de proceder a enunciarlas, es necesario indicar que el desarrollo de una máquina de estas características, no puede abarcar la totalidad de casos en los que es necesario aplicar el procedimiento de equilibrado. En primer lugar porque existen infinidad de rotores, rodetes, volantes de inercia, turbinas, etc., que pueden una disposición muy diferente en cada caso y, contemplar todos los supuestos, es una tarea inviable. Por lo tanto, se puede afirmar que en general existe una máquina específica para cada elemento a equilibrar, donde se tienen en cuenta todas las particularidades del mismo.

Además, dentro del mismo tipo sistema mecánico a equilibrar, el tamaño y el peso, limita las características de la máquina, es decir, existen una serie de máquinas dispuestas de forma similar, pero que sirven para equilibra distintas gamas del mismo elemento dinámico. Por ejemplo no es la misma máquina que equilibra ruedas de vehículos pequeños que las que equilibran ruedas de camiones de gran tonelaje.

Por lo tanto, hay que considerar que esta máquina, aunque versátil, se ha diseñado fundamentalmente para el equilibrado de rotores de motores eléctricos de hasta 80 kg y una longitud de un metro. Eso no impide que pudieran equilibrarse otro tipo de rotores cuyo centro de gravedad este comprendido entre los apoyos.

6.2. CONCLUSIONES GENERALES

Durante el proceso de diseño de la máquina equilibradora, se ha tenido como referente los objetivos descritos en el capítulo 1. En el diseño final, se ha llegado a una consecución total o parcial, en el caso de alguno de los objetivos, a través de un proceso de modificaciones reiterativas del prediseño inicial.

Se ha logrado diseñar una máquina para rotores rígidos entre 5 y 80 kg, pero durante el proceso de cálculo y diseño se han acotado las características geométricas de estos rotores. La consecución de este objetivo se ha logrado a partir del diseño de una máquina capaz de modificar su geometría y adaptarse a las especificaciones del rotor que se desea estudiar.

Se ha logrado que en el diseño teórico de la máquina no aparezcan frecuencias resonantes que interfirieran en la medida de vibraciones y que impidieran recoger y analizar las vibraciones producidas únicamente por el desequilibrio. Las frecuencias predominantes son las de velocidad de giro del rotor que son 1000 rpm y la del motor que va desde 150 a 3500 rpm. Si solo existiera la del rotor sería más sencillo, pero como el diámetro del rotor es variable y debe desmontarse y montarse con facilidad, el movimiento conductor proviene del motor a través de un sistema de poleas que varía su velocidad dependiendo del diámetro del rotor a estudio, creando así un rango amplio de velocidades de trabajo del motor donde no deben aparecer resonancias. La mayoría de los componentes tienen su frecuencia natural fuera del rango comprendido entre 8 Hz y 60 Hz como se pretendía en los objetivos iniciales, aunque no se ha conseguido que todos los componentes tengan su frecuencia natural fuera del rango debido a las diferentes condiciones de trabajo y a que el rango de rotores aceptables para su equilibrado es muy amplio. A pesar de ello, se consigue con un rango de seguridad suficiente que no haya resonancias dentro de los regímenes de funcionamiento.

Se ha realizado un diseño en detalle de todos los componentes y realizado una búsqueda comercial de los que pueden ser adquiridos sin necesidad de fabricación con el fin de

tener un desarrollo suficiente para permitir su construcción. Se ha tenido en cuenta durante el proceso de diseño, el proceso de fabricación necesario para cada pieza y la utilización de perfiles normalizados así como el proceso de montaje y la facilidad para el mismo.

Se ha conseguido implementar un software de cálculo en Excel para equilibrar a partir de las fórmulas vistas en el capítulo 2, donde se calcula tanto en un plano como en dos planos el grado de desequilibrio y la masa y ángulo de equilibrado necesarias a partir de las medidas de vibración y fase captadas por la instrumentación de medida. A demás de ello, también se han implementado diferentes hojas de cálculo en el mismo programa para otros cálculos importantes en el equilibrado como las frecuencias naturales de los muelles o la fuerza de tensión necesaria en la correa, todo en función del rango de posibilidades y diferentes configuraciones que admite la máquina.

Se ha conseguido hacer un estudio de resistencia de los componentes y un estudio de frecuencia de los mismos a partir de un modelo de cálculo definiendo las condiciones de contorno de tal manera que el comportamiento virtual sea lo más próximo posible al comportamiento que debería tener en la realidad. Para la creación de estos modelos y su posterior cálculo se ha utilizado un mallado con un control de malla más fina en las zonas de mayores esfuerzos, de manera que los resultados sean fiables y precisos sin que esto suponga un exceso de tiempo de cálculo ni de recursos de memoria.

Se ha logrado también diseñar el sistema de captación de las medidas de vibración y de fase de manera que está fijo a la máquina y se puede adaptar a la posición del rotor. La sensibilidad de los equipos y su eficiencia en la toma de medidas es suficiente como para medir niveles de desequilibrios localizados en la zona de mayor calidad de equilibrado que nos indica la norma ISO 1940.

6.3. CONCLUSIONES ESPECÍFICAS

En el cálculo de esfuerzos y frecuencias naturales a partir del método de elementos finitos, se ha conseguido una estructura que cumple tanto con los esfuerzos a los que estará sometida como con los rangos de frecuencias naturales que no deben estar dentro del rango definido para el funcionamiento de la máquina. Aunque los factores de seguridad en algunos de los elementos tengan valores muy por encima de su estado óptimo en cuanto a resistencia a fluencia se refiere, no hay que pasar por desapercibido que se ha llegado a este diseño cumpliendo con un compromiso entre el comportamiento estático en los casos más desfavorables y la rigidez que permite un comportamiento dinámico adecuado, estando siempre fuera de los rangos de frecuencias naturales que podrían ocasionar resonancias.

A partir de los mencionados estudios realizados de esfuerzos y frecuencias y, como consecuencia de un proceso continuo de desarrollo y mejora, se han modificado los componentes hasta el diseño final de la máquina. En consecuencia de este proceso se han descartado posibles diseños previos, como por ejemplo, en el soporte de los apoyos de precisión que tenía unas chapas de refuerzo y se comprobó que no eran necesarias para alcanzar un factor de seguridad de resistencia adecuado y que introducían ruido y vibraciones en la máquina bajando bastante su frecuencia natural de resonancia.

Debido al gran rango de pesos y diferentes geometrías que pueden tener los rotores sometidos al proceso de equilibrado en esta máquina, evitar las frecuencias resonantes que puedan darse en cualquiera de las configuraciones de rotor y máquina es una tarea minuciosa y compleja en algunos casos. Para conseguir evitar resonancias en los muelles, se ha ideado un sistema de muelles intercambiables que se complementan de tal manera que siempre se puedan evitar las resonancias en la configuración especifica que tengamos para el equilibrado. Para poder seleccionar de manera adecuada el muelle que se debe de colocar en un caso preciso, es necesario saber las inercias del rotor, su peso y sus magnitudes geométricas y a partir de las ecuaciones desarrolladas en el capítulo 5 o con la ayuda de una hoja de cálculo que se proporciona se puede saber si hay peligro de resonancia o no. Si se tienen un rotor con una geometría específica, parecida a la de un cilindro regular (por ejemplo el eje de un motor eléctrico) se proporciona una gráfica donde podremos conocer las frecuencias naturales de los muelles a partir de la inercia conocida del eje.

6.4. DESARROLLOS FUTUROS

Las líneas de mejoras y desarrollo posterior a este proyecto pueden ser muchas y muy variadas, pero aquí se propondrán las que se consideran más interesantes y beneficiosas para completar y ampliar los objetivos marcados al inicio del proyecto.

Desarrollar un sistema de seguridad para evitar un posible accidente debido a que el rotor abandone su posición de apoyo sobre las dos parejas de rodamientos en las que se sustenta. Este sistema no debe añadir restricciones al movimiento del apoyo en conjunto pero si al desplazamiento relativo del rotor respecto de dicho apoyo, aunque siempre sin añadir fuerzas debidas a las restricciones que puedan influir en las medidas de vibración.

Realizar un estudio y adaptación de la máquina si fuera necesario para dar cabida a rotores con geometrías que no presenten el centro de gravedad entre los dos apoyos. Por ejemplo ejes en voladizo con un disco como los de una turbina.

Optimización del diseño, revisando y recalculando espesores, geometrías, disposiciones de los componentes, materiales de fabricación, etc. Este proceso de optimización debe

tener siempre presente el compromiso en cuanto a resistencia estructural y rigideces que definen el comportamiento dinámico referido a las frecuencias resonantes.

Por último, se deberá de realizar un prototipo de estudio, el cual se deberá de someter a ensayos de laboratorio con el fin de ratificar las suposiciones tomadas en este proyecto y validar los cálculos teóricos obtenidos a través del método de elementos finitos.

BIBLIOGRAFIA

[1] Apuntes de la asignatura Diseño de elementos de máquinas (2015), Universidad Politécnica de Cartagena.

[2] Apuntes de la asignatura Diseño computacional (2016), Universidad Politécnica de Cartagena.

[3] Dr. Evelio Palomino Marín. *La medición y el análisis de vibraciones en el diagnóstico de máquinas rotatorias.*

[4] Eisenmann, R. C. Sr.; Eisenmann, R. C. JR. (1998): *Machinery Malfunction Diagnosis and Correction, Prentince Hall, New Jersey.*

[5] Edgar Moreno Lemaitre*. Máquina para equilibrado dinámico con fines docentes basada en Arduino,* Universidad Politécnica de Cataluña.

[6] Francisco T. Sánchez Marín, Antonio Pérez González, Joaquín L. Sancho Bru, Pablo J. Rodríguez Cervantes. *Mantenimiento mecánico de máquinas. 2ª edición.*

[7] Fraga Lopez, P. (1998): *Análisis dinámico de Máquinas Rotativas por Vibraciones,* Universidad da Coruña, A Coruña.

[8] https://www.youtube.com/watch?v=Q0EaLD6O4xs

[9] http://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeperfiles.html

[10] Julio Muñoz García. *Diseño de una plataforma para prácticas de ensayo de equilibrado de rotores,* Universidad Politécnica de Madrid.

[11] Juan Martín Santesteban Cizur. *Máquina de equilibrado para rotores rígidos*, Universidad Pública de Navarra.

[12] Macdara MacCamhaoil*. Static and Dinamic Balancing of Rigid Rotors.*

[13] Norma ISO 10816.

[14] Norma ISO 1940-1-2003.

[15] Norma ISO 2372.

[16] Norma ISO 2953.1999.

[17] Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett. *Diseño en ingeniería mecánica de Shiley. Octava edición.*