



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería mecánica

**Estudio y análisis de desequilibrios en máquinas
industriales como medida de mantenimiento
preventivo**

Autor:

Alonso – Miñón Delgado, Fernando

Tutores:

**Jiménez Gómez, María Isabel
CMeIM EGI ICGF IM IPF / IPF**

**Muñoz Fora, Pablo
Fluince**

Valladolid, mayo 2021.

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría mostrar mi más sincero agradecimiento a mi familia, sin la cual nada de esto habría sido posible, ya que me han acompañado durante todos estos años aportándome ánimo, cariño y soporte, y demostrando sin duda una paciencia infinita.

En segundo lugar, a mi pareja Aina, quien ha sido de vital importancia estos últimos años, y a mis amigos Jaime y Gonzalo, por dar sentido a estos siete años compartiéndolos conmigo desde el primer día hasta el último.

También me gustaría agradecer a mis tutores Maribel y Pablo, por convencerme para sumergirme en la gran aventura que ha supuesto este TFG y por orientarme y ayudarme en todo momento.

Y por último, gracias a Dios por no dejarme rendirme ante ningún obstáculo y guiarme a lo largo de este duro y apasionante camino.

Resumen

Este Trabajo Fin de Grado (TFG) consiste en un estudio y análisis riguroso de vibraciones en ventiladores industriales para una empresa del sector de mantenimiento de dichos elementos. A lo largo de todo el trabajo se realiza un estudio exhaustivo de las vibraciones producidas en máquinas rotatorias, elaborando una memoria que presenta desde el concepto más básico que es la onda, hasta llegar al espectro de vibraciones en el dominio de la frecuencia.

El objetivo principal, que requiere la mayor dedicación de este trabajo, es encontrar el origen de las vibraciones producidas en los ventiladores industriales, una vez estos están equilibrados. De esta forma, se quiere poder establecer relaciones directas entre las vibraciones y su origen, con el fin de poder reducirlas o eliminarlas.

Palabras clave

- Armónico
- Equilibrado
- Espectro de frecuencia
- Ventilador
- Vibración

Abstract

This final dissertation entails a study and analysis of vibrations in industrial fans for an enterprise that is a specialist in that scope. A comprehensive study of the vibrations produced in rotating machines has been carried out throughout the whole project, making a report that begins with the most basic concept, the wave, and finishing with the vibration spectrum in the frequency domain.

The main goal and focus of this project is to trace back the source of the vibrations produced in industrial fans once they have been balanced. Once this is traced, it will be possible to establish direct relations between vibrations and their origin, in order to be able to reduce or remove them.

Keywords

- Balancing
- Fan
- Frequency spectrum
- Harmonic
- Vibration

Índice de la memoria

CAPÍTULO 1 - INTRODUCCIÓN	21
1.1. CONTEXTO	21
1.2. JUSTIFICACIÓN	22
1.3. OBJETIVOS	23
1.3.1. Objetivo principal	24
1.3.2. Objetivos secundarios	24
1.4. MEDIOS	25
1.4.1. Equipos	25
1.4.2. Programas informáticos	26
1.5. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA	26
CAPÍTULO 2 - VIBRACIONES	27
2.1. INTRODUCCIÓN	27
2.2. CONCEPTOS BÁSICOS Y ANTECEDENTES	27
2.2.1. Movimiento oscilatorio	27
2.2.2. Movimiento armónico simple	31
2.2.3. La onda	33
2.3. VIBRACIONES: DEFINICIÓN Y TIPOLOGÍA	40
2.4. VIBRACIONES EN MÁQUINAS	41
2.5. DESEQUILIBRIO	45
2.5.1. Fundamento matemático	45
2.5.2. Tipos de desequilibrio asociados a rotores	52
2.5.2.1. Desequilibrio estático	52
2.5.2.2. Desequilibrio par o de momento	53
2.5.2.3. Desequilibrio cuasi estático o cuasi dinámico.....	54
2.5.2.4. Desequilibrio dinámico	56
2.6. CARACTERIZACIÓN Y PROCESAMIENTO DE SEÑALES DE VIBRACIONES Y ANÁLISIS EN FRECUENCIA	57
2.6.1. Dominio del tiempo.....	59
2.6.2. Dominio de frecuencia	60
2.7. ARMÓNICOS	62
2.8. ANÁLISIS EN UNA MÁQUINA REAL	66
2.9. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	69
CAPÍTULO 3 - MANTENIMIENTO	71
3.1. INTRODUCCIÓN	71
3.2. TIPOS DE MANTENIMIENTO	72

3.3.	MANTENIMIENTO PREVENTIVO: PLAN DE MANTENIMIENTO	73
3.4.	MANTENIMIENTO PREDICTIVO.....	75
3.5.	CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	77
<i>CAPÍTULO 4 - VENTILADORES INDUSTRIALES Y SU PROBLEMÁTICA</i>		79
4.1.	INTRODUCCIÓN.....	79
4.2.	VENTILADORES INDUSTRIALES	79
4.3.	TIPOS DE VENTILADORES.....	81
4.3.1.	Ventiladores centrífugos	81
4.3.2.	Ventiladores axiales.....	83
4.4.	MANTENIMIENTO PREVENTIVO EN VENTILADORES INDUSTRIALES	85
4.5.	PROBLEMÁTICA EXISTENTE	90
4.6.	CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	91
<i>CAPÍTULO 5 - BANCO DE PRUEBAS, MEDIOS Y PROCEDIMIENTOS.....</i>		93
5.1.	INTRODUCCIÓN.....	93
5.2.	BANCO DE PRUEBAS.....	93
5.2.1.	Fabricación y montaje del banco.....	93
5.2.2.	Partes del banco	99
5.3.	EQUIPOS EMPLEADOS	106
5.4.	PROCEDIMIENTO DE LAS PRUEBAS.....	111
5.5.	CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	114
<i>CAPÍTULO 6 - CASO DE ESTUDIO: MEDICIONES.....</i>		115
6.1.	INTRODUCCIÓN.....	115
6.2.	MODELOS DE LAS MEDICIONES	116
6.3.	DISEÑO DE LAS MEDICIONES	117
6.3.1.	Pruebas preliminares.....	117
6.3.2.	Apriete mecánico	120
6.3.3.	Tensión de la correa	123
6.3.4.	Estado de los rodamientos	125
6.4.	RESULTADOS DE LAS PRUEBAS PRELIMINARES	127
6.4.1.	Equilibrado de dos discos entre apoyos y dos en voladizo.....	127
6.4.2.	Equilibrado de un plato en voladizo	132
6.4.3.	Cambio de posición del plato y Tollok.....	137
6.4.4.	Búsqueda de puntos de resonancia	138
6.5.	CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	140

CAPÍTULO 7 - CASO DE ESTUDIO: EXPERIMENTOS PROPUESTOS Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS	141
7.1. INTRODUCCIÓN.....	141
7.2. APRIETE MECÁNICO	141
7.2.1. Cuatro discos en voladizo	141
7.2.2. Cuatro discos entre apoyos	149
7.3. TENSIÓN DE LA CORREA	155
7.3.1. Cuatro discos entre apoyos	156
7.3.2. Cuatro discos en voladizo	159
7.4. ESTADO DE LOS RODAMIENTOS	162
7.4.1. Cuatro discos en voladizo	162
7.4.2. Cuatro discos entre apoyos	169
7.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	174
CAPÍTULO 8 - CASO DE ESTUDIO: ANÁLISIS Y CONCLUSIONES DE MEDICIONES Y COMPARATIVA CON CASO REAL	175
8.1. INTRODUCCIÓN.....	175
8.2. ANÁLISIS DE PRUEBAS PRELIMINARES.....	175
8.2.1. Equilibrado de dos discos entre apoyos y dos en voladizo.....	176
8.2.2. Equilibrado de un plato en voladizo	176
8.2.3. Cambio de posición del plato y Tollok.....	177
8.2.4. Búsqueda de puntos de resonancia	177
8.3. ANÁLISIS DE APRIETE MECÁNICO	178
8.3.1. Dos discos en voladizo.....	178
8.3.2. Cuatro discos en voladizo	178
8.3.3. Cuatro discos entre apoyos	179
8.4. ANÁLISIS DE TENSIÓN DE LA CORREA	180
8.4.1. Cuatro discos entre apoyos	180
8.4.2. Cuatro discos en voladizo	180
8.5. ANÁLISIS ESTADO DE LOS RODAMIENTOS	181
8.5.1. Cuatro discos en voladizo	181
8.5.2. Cuatro discos entre apoyos	182
8.6. RELACIÓN FALLOS-VIBRACIÓN Y ESPECTRO DE FRECUENCIA	182
8.6.1. Apriete mecánico	182
8.6.2. Tensión de la correa	183
8.6.3. Estado de los rodamientos.....	184
8.7. COMPARATIVA CON CASO REAL.....	185
8.7.1. Primer caso.....	185
8.7.2. Segundo caso.....	189
8.8. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO	191

CAPÍTULO 9 - CAPÍTULO ECONÓMICO	193
9.1. INTRODUCCIÓN.....	193
9.2. COSTES DIRECTOS	193
9.2.1. Material.....	193
9.2.2. Personal.....	196
9.3. COSTES INDIRECTOS.....	197
9.4. COSTES TOTALES	198
9.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO.....	198
CAPÍTULO 10 - CONCLUSIONES Y LINEAS FUTURAS.....	199
10.1. CONCLUSIONES.....	199
10.2. LÍNEAS FUTURAS.....	200
CAPÍTULO 11 - BIBLIOGRAFÍA.....	203
CAPÍTULO 12 - ANEJOS.....	205
12.1. PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS	205
12.2. RESULTADOS DE LAS PRUEBAS	205

Índice de ilustraciones

<i>Ilustración 1. Sistema masa muelle en reposo. [Serway y Jewett, 2008]</i>	28
<i>Ilustración 2. Sistema masa muelle estirado. [Serway y Jewett, 2008]</i>	29
<i>Ilustración 3. Sistema masa muelle comprimido. [Serway y Jewett, 2008]</i>	29
<i>Ilustración 4. Onda mecánica [ETOOLS, 2020]</i>	34
<i>Ilustración 5. Onda electromagnética. [AREATECNOLOGIA, 2020]</i>	35
<i>Ilustración 6. Onda longitudinal 1. [EFL, 2020]</i>	36
<i>Ilustración 7. Onda longitudinal 2. [Serway y Jewett, 2008]</i>	36
<i>Ilustración 8. Onda transversal. [Serway y Jewett, 2008]</i>	36
<i>Ilustración 9. Amplitud de una onda. [Elaboración propia]</i>	37
<i>Ilustración 10. Periodo de una onda. [Elaboración propia]</i>	38
<i>Ilustración 11. Punto de equilibrio de una onda. [Elaboración propia]</i>	38
<i>Ilustración 12. Desfase de una onda. [Elaboración propia]</i>	39
<i>Ilustración 13. Ondas desfasadas. [Elaboración propia]</i>	39
<i>Ilustración 14. Frentes de onda. [Elaboración propia]</i>	39
<i>Ilustración 15. Desalineación paralela. [Gómez Carnicero, 2015]</i>	42
<i>Ilustración 16. Desalineación angular. [Gómez Carnicero, 2015]</i>	42
<i>Ilustración 17. Desalineación combinada. [Gómez Carnicero, 2015]</i>	42
<i>Ilustración 18. Sólido rígido en rotación. [Cañamón Valera, 2019]</i>	46
<i>Ilustración 19. Componentes tangencial y normal de la aceleración del centro de masas. [Cañamón Valera, 2019]</i>	47
<i>Ilustración 20. Cilindro vertical sobre apoyos. [Cañamón Valera, 2019]</i>	48
<i>Ilustración 21. Cilindro vertical sobre apoyos con centro de masas desplazado. [Cañamón Valera, 2019]</i>	49
<i>Ilustración 22. Cilindro diagonal sobre apoyos. [Cañamón Valera, 2019]</i>	50
<i>Ilustración 23. Cilindro diagonal sobre apoyos con centro de masas desplazado. [Cañamón Valera, 2019]</i>	51
<i>Ilustración 24. Rotor estrecho entre dos apoyos. [Power-MI, 2020]</i>	52
<i>Ilustración 25. Desequilibrio estático. [Gómez Carnicero, 2015]</i>	53
<i>Ilustración 26. Desequilibrio par o de momento. [Gómez Carnicero, 2015]</i>	54
<i>Ilustración 27. Rotor estrecho en voladizo sobre dos apoyos. [Power-MI, 2020]</i>	55
<i>Ilustración 28. Desequilibrio cuasi estático o cuasi dinámico. [Gómez Carnicero, 2015]</i>	55
<i>Ilustración 29. Rotor ancho sobre dos apoyos. [Power-MI, 2020]</i>	56
<i>Ilustración 30. Desequilibrio dinámico. [Gómez Carnicero, 2015]</i>	56
<i>Ilustración 31. Desplazamiento, velocidad y aceleración de un movimiento vibratorio. [Power-MI, 2020]</i>	58
<i>Ilustración 32. Suceso mecánico de ondulación. [EFL, 2020]</i>	59
<i>Ilustración 33. Procesado de una onda vibratoria compleja. [Power-MI, 2020]</i>	61
<i>Ilustración 34. Suma de vibraciones simples en el dominio de la frecuencia. [Power-MI, 2020]</i>	62
<i>Ilustración 35. Cuerda fija por dos extremos. [Grigioni, 2016]</i>	62
<i>Ilustración 36. Cuerdas con uno y dos nodos intermedios. [Grigioni, 2016]</i>	63
<i>Ilustración 37. Amplitud pico - pico. [Elaboración propia]</i>	67
<i>Ilustración 38. Amplitud 0 - pico. [Elaboración propia]</i>	67
<i>Ilustración 39. Amplitud RMS. [Elaboración propia]</i>	68
<i>Ilustración 40. Funcionamiento de un ventilador centrífugo. [Ballesteros Hernández, 2015]</i>	80
<i>Ilustración 41. Esquema ventilador centrífugo. [UBA, 2020]</i>	82

<i>Ilustración 42. Esquema ventilador axial helicoidal. [Ballesteros Hernández, 2015]</i>	83
<i>Ilustración 43. Esquema ventilador axial tubular. [Ballesteros Hernández, 2015]</i>	84
<i>Ilustración 44. Límites permisibles según norma ISO 10816-3. [A-MAQ, 2020]</i>	88
<i>Ilustración 45. Límites permisibles de vibraciones ADASH. [A-MAQ, 2020]</i>	88
<i>Ilustración 46. Gráfico de tendencias. [A-MAQ, 2020]</i>	89
<i>Ilustración 47. Máquina de corte laser 2D y 3D [Elaboración propia]</i>	94
<i>Ilustración 48. Tronzadora de cinta [Elaboración propia]</i>	94
<i>Ilustración 49. Plegadora y tándem de plegado [Elaboración propia]</i>	95
<i>Ilustración 50. Grupo de soldadura [Elaboración propia]</i>	95
<i>Ilustración 51. Inicio de construcción de banco de pruebas 1 [Elaboración propia]</i>	96
<i>Ilustración 52. Inicio de construcción de banco de pruebas 2 [Elaboración propia]</i>	96
<i>Ilustración 53. Banco de pruebas operativo para experimentos 1 [Elaboración propia]</i>	97
<i>Ilustración 54. Banco de pruebas operativo para experimentos 2 [Elaboración propia]</i>	97
<i>Ilustración 55. Banco de pruebas finalizado 1 [Elaboración propia]</i>	98
<i>Ilustración 56. Banco de pruebas finalizado 2 [Elaboración propia]</i>	98
<i>Ilustración 57. Eje [Elaboración propia]</i>	99
<i>Ilustración 58. Disco perforado [Elaboración propia]</i>	100
<i>Ilustración 59. Tollok [Elaboración propia]</i>	100
<i>Ilustración 60. Rodamiento [Elaboración propia]</i>	101
<i>Ilustración 61. Apoyo [Elaboración propia]</i>	101
<i>Ilustración 62. Rueda dentada [Elaboración propia]</i>	102
<i>Ilustración 63. Correa de transmisión [Elaboración propia]</i>	102
<i>Ilustración 64. Motor [Elaboración propia]</i>	103
<i>Ilustración 65. Tensores [Elaboración propia]</i>	103
<i>Ilustración 66. Variador de velocidad [Elaboración propia]</i>	104
<i>Ilustración 67. Soporte del banco [Elaboración propia]</i>	104
<i>Ilustración 68. Mesa [Elaboración propia]</i>	105
<i>Ilustración 69. Abrazaderas de fijación [Elaboración propia]</i>	105
<i>Ilustración 70. Contrapesos [Elaboración propia]</i>	106
<i>Ilustración 71. Equipos de seguridad [Elaboración propia]</i>	107
<i>Ilustración 72. VIBXPERT II [Elaboración propia]</i>	110
<i>Ilustración 73. Tacómetros [Elaboración propia]</i>	110
<i>Ilustración 74. Disparador óptico 2 [Elaboración propia]</i>	111
<i>Ilustración 75. Esquema dos discos en voladizo y dos entre apoyos [Elaboración propia]</i>	118
<i>Ilustración 76. Esquema un disco en voladizo 1 [Elaboración propia]</i>	119
<i>Ilustración 77. Esquema un disco en voladizo 2 [Elaboración propia]</i>	119
<i>Ilustración 78. Esquema banco sin discos [Elaboración propia]</i>	120
<i>Ilustración 79. Esquema dos discos en voladizo [Elaboración propia]</i>	121
<i>Ilustración 80. Esquema cuatro discos en voladizo [Elaboración propia]</i>	122
<i>Ilustración 81. Esquema cuatro discos entre apoyos [Elaboración propia]</i>	122
<i>Ilustración 82. Esquema tensión de la correa 1 [Elaboración propia]</i>	124
<i>Ilustración 83. Esquema tensión de la correa 2 [Elaboración propia]</i>	125
<i>Ilustración 84. Esquema estado de los rodamientos 1 [Elaboración propia]</i>	126
<i>Ilustración 85. Esquema estado de los rodamientos 2 [Elaboración propia]</i>	127
<i>Ilustración 86. Medición RMS y O-Pico inicial, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia]</i>	128

<i>Ilustración 87. Espectro de frecuencia inicial, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>128</i>
<i>Ilustración 88. Diagrama de fase inicial, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia]</i>	<i>129</i>
<i>Ilustración 89. Diagrama polar de equilibrado, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>131</i>
<i>Ilustración 90. Medición de RMS y 0-Pico final, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>131</i>
<i>Ilustración 91. Espectro de frecuencia final, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>132</i>
<i>Ilustración 92. Medición RMS y 0-Pico inicial de un plato en voladizo [Elaboración propia]</i>	<i>133</i>
<i>Ilustración 93. Espectro de frecuencia inicial de un plato en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>133</i>
<i>Ilustración 94. Diagrama de fase inicial de un plato en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>134</i>
<i>Ilustración 95. Diagrama polar de equilibrado de un plato en voladizo [Elaboración propia]</i>	<i>135</i>
<i>Ilustración 96. Medición de RMS y 0-Pico final de un plato en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>136</i>
<i>Ilustración 97. Espectro de frecuencia final de un plato en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>137</i>
<i>Ilustración 98. Espectro de frecuencia de primer punto de resonancia [Elaboración propia]</i>	<i>139</i>
<i>Ilustración 99. Espectro de frecuencia de segundo punto de resonancia [Elaboración propia]</i>	<i>139</i>
<i>Ilustración 100. Banco de pruebas con apoyos "A" y "B" [Elaboración propia]</i>	<i>141</i>
<i>Ilustración 101. Diagrama polar de equilibrado de cuatro platos en voladizo. Apriete mecánico [Elaboración propia].....</i>	<i>142</i>
<i>Ilustración 102. Mediciones de cuatro discos en voladizo equilibrados. Apriete mecánico [Elaboración propia].....</i>	<i>143</i>
<i>Ilustración 103. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 0Nm en "A" [Elaboración propia]</i>	<i>144</i>
<i>Ilustración 104. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 30Nm en "A" [Elaboración propia]</i>	<i>144</i>
<i>Ilustración 105. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 60Nm en "A" [Elaboración propia]</i>	<i>144</i>
<i>Ilustración 106. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 110Nm en "A" [Elaboración propia]</i>	<i>144</i>
<i>Ilustración 107. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 0Nm en "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>145</i>
<i>Ilustración 108. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 30Nm en "B" [Elaboración propia]</i>	<i>146</i>
<i>Ilustración 109. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 60Nm en "B" [Elaboración propia]</i>	<i>146</i>
<i>Ilustración 110. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 110Nm en "B" [Elaboración propia]</i>	<i>146</i>
<i>Ilustración 111. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 0Nm en "A" y "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>147</i>
<i>Ilustración 112. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 30Nm en "A" y "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>147</i>
<i>Ilustración 113. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 60Nm en "A" y "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>148</i>
<i>Ilustración 114. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 110Nm en "A" y "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>148</i>

<i>Ilustración 115. Diagrama polar de equilibrado de cuatro platos entre apoyos. Apriete mecánico [Elaboración propia].....</i>	<i>149</i>
<i>Ilustración 116. Mediciones de cuatro discos entre apoyos equilibrados. Apriete mecánico [Elaboración propia].....</i>	<i>150</i>
<i>Ilustración 117. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 0Nm en "A" [Elaboración propia].....</i>	<i>151</i>
<i>Ilustración 118. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 30Nm en "A" [Elaboración propia].....</i>	<i>151</i>
<i>Ilustración 119. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 60Nm en "A" [Elaboración propia].....</i>	<i>151</i>
<i>Ilustración 120. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 110Nm en "A" [Elaboración propia].....</i>	<i>151</i>
<i>Ilustración 121. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 0Nm en "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>152</i>
<i>Ilustración 122. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 30Nm en "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>152</i>
<i>Ilustración 123. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 60Nm en "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>153</i>
<i>Ilustración 124. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 110Nm en "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>153</i>
<i>Ilustración 125. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 0Nm en "A" y "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>154</i>
<i>Ilustración 126. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 15Nm en "A" y "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>154</i>
<i>Ilustración 127. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 30Nm en "A" y "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>154</i>
<i>Ilustración 128. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 60Nm en "A" y "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>155</i>
<i>Ilustración 129. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio. Tensión de la correa [Elaboración propia].....</i>	<i>156</i>
<i>Ilustración 130. Espectro de vibraciones de banco equilibrado de cuatro discos entre apoyos. Tensión de la correa [Elaboración propia].....</i>	<i>157</i>
<i>Ilustración 131. Mediciones con correa completamente destensada de cuatro discos entre apoyos [Elaboración propia].....</i>	<i>157</i>
<i>Ilustración 132. Mediciones con correa parcialmente destensada de cuatro discos entre apoyos [Elaboración propia].....</i>	<i>158</i>
<i>Ilustración 133. Mediciones con correa tensada de cuatro discos entre apoyos [Elaboración propia]....</i>	<i>158</i>
<i>Ilustración 134. Mediciones con correa muy tensada de cuatro discos entre apoyos [Elaboración propia].....</i>	<i>158</i>
<i>Ilustración 135. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio. Tensión de la correa [Elaboración propia].....</i>	<i>159</i>
<i>Ilustración 136. Mediciones con correa muy tensada de cuatro discos en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>160</i>
<i>Ilustración 137. Mediciones con correa tensada de cuatro discos en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>160</i>
<i>Ilustración 138. Mediciones con correa parcialmente destensada de cuatro discos en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>161</i>

<i>Ilustración 139. Mediciones con correa completamente destensada de cuatro discos en voladizo [Elaboración propia].....</i>	<i>161</i>
<i>Ilustración 140. Espectro del banco equilibrado con cuatro discos en voladizo. Estado de los rodamientos [Elaboración propia].....</i>	<i>162</i>
<i>Ilustración 141. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos en voladizo. Apoyo "A". Estado de los rodamientos [Elaboración propia].....</i>	<i>163</i>
<i>Ilustración 142. Mediciones de cuatro discos en voladizo con rodamiento defectuoso en "A" [Elaboración propia].....</i>	<i>164</i>
<i>Ilustración 143. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos en voladizo. Apoyo "B". Estado de los rodamientos [Elaboración propia].....</i>	<i>165</i>
<i>Ilustración 144. Mediciones de cuatro discos en voladizo con rodamiento defectuoso en "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>166</i>
<i>Ilustración 145. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos en voladizo. Ambos apoyos. Estado de los rodamientos [Elaboración propia].....</i>	<i>167</i>
<i>Ilustración 146. Mediciones de cuatro discos en voladizo con rodamientos defectuosos en "A" y "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>168</i>
<i>Ilustración 147. Espectro del banco equilibrado con cuatro discos entre apoyos. Estado de los rodamientos [Elaboración propia].....</i>	<i>169</i>
<i>Ilustración 148. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos entre apoyos. Apoyo "A". Estado de los rodamientos [Elaboración propia].....</i>	<i>170</i>
<i>Ilustración 149. Mediciones de cuatro discos entre apoyos con rodamiento defectuoso en "A" [Elaboración propia].....</i>	<i>170</i>
<i>Ilustración 150. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos entre apoyos. Apoyo "B". Estado de los rodamientos [Elaboración propia].....</i>	<i>171</i>
<i>Ilustración 151. Mediciones de cuatro discos entre apoyos con rodamiento defectuoso en "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>172</i>
<i>Ilustración 152. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos entre apoyos. Ambos apoyos. Estado de los rodamientos [Elaboración propia].....</i>	<i>173</i>
<i>Ilustración 153. Mediciones de cuatro discos entre apoyos con rodamientos defectuosos en "A" y "B" [Elaboración propia].....</i>	<i>173</i>
<i>Ilustración 154. Espectro de frecuencia previo al equilibrado. Caso real 1 [Elaboración propia].....</i>	<i>186</i>
<i>Ilustración 155. Valores globales de RMS y 0-Pico previos al equilibrado. Caso real 1 [Elaboración propia].....</i>	<i>186</i>
<i>Ilustración 156. Diagrama polar de equilibrado. Caso real 1 [Elaboración propia].....</i>	<i>187</i>
<i>Ilustración 157. Espectro de frecuencia posterior al equilibrado. Caso real 1 [Elaboración propia].....</i>	<i>187</i>
<i>Ilustración 158. Espectro de frecuencia previo al equilibrado. Caso real 2 [Elaboración propia].....</i>	<i>189</i>
<i>Ilustración 159. Diagrama polar de equilibrado. Caso real 2 [Elaboración propia].....</i>	<i>190</i>
<i>Ilustración 160. Espectro de frecuencia posterior al equilibrado. Caso real 2 [Elaboración propia].....</i>	<i>190</i>

Índice de Tablas

<i>Tabla 1. Equilibrado de dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia]</i>	130
<i>Tabla 2. Equilibrado de un pato en voladizo [Elaboración propia]</i>	135
<i>Tabla 3. Equilibrado en cambio de posición y Tollok [Elaboración propia]</i>	138
<i>Tabla 4. Equilibrado de cuatro platos en voladizo. Apriete mecánico [Elaboración propia]</i>	142
<i>Tabla 5. Equilibrado de cuatro discos entre apoyos. Apriete mecánico [Elaboración propia]</i>	149
<i>Tabla 6. Costes amortizables de material adquirido [Elaboración propia]</i>	194
<i>Tabla 7. Costes no amortizables de material adquirido [Elaboración propia]</i>	194
<i>Tabla 8. Costes no amortizables de plegado [Elaboración propia]</i>	195
<i>Tabla 9. Costes no amortizables de soldadura [Elaboración propia]</i>	195
<i>Tabla 10. Costes no amortizables de pintura [Elaboración propia]</i>	195
<i>Tabla 11. Costes no amortizables de corte laser [Elaboración propia]</i>	196
<i>Tabla 12. Costes de personal [Elaboración propia]</i>	197
<i>Tabla 13. Costes indirectos [Elaboración propia]</i>	197
<i>Tabla 14. Costes totales [Elaboración propia]</i>	198

CAPÍTULO 1 - INTRODUCCIÓN

Este Trabajo Fin de Grado (TFG) consiste en la realización de un proyecto para el estudio de los desequilibrios en ventiladores industriales y de las vibraciones que estos provocan. Siendo parte fundamental de este estudio, la búsqueda de vibraciones causadas por motivos ajenos al desequilibrio y, que pueden originar ambigüedad en la detección de las vibraciones producidas en los ventiladores industriales.

1.1. CONTEXTO

El contexto en el que se desarrolla este proyecto (TFG) abarca el ámbito de los ventiladores industriales y los fenómenos que en ellos se producen.

El fenómeno de la vibración mecánica es el hilo conductor que dirige todas las partes de este trabajo, ya que es el fenómeno principal que se estudia y a partir del que se trata de obtener conclusiones, y si es posible, soluciones.

Las vibraciones son un suceso muy común en todo tipo de maquinaria industrial y concretamente en los ventiladores industriales. Este suceso durante un tiempo prolongado puede ser dañino para la maquinaria, por lo que se trata de reducir lo máximo posible. Pese a ello, el fenómeno de la vibración es prácticamente imposible de eliminar por completo, pese a que se tomen todas las medidas oportunas.

En este intento de reducir las vibraciones en los ventiladores industriales se pone especial atención en el equilibrado de éstos, el cual garantiza una reducción de dichas vibraciones. Una vez se ha conseguido un equilibrado lo más preciso posible, se trata de reducir las vibraciones residuales mediante otros métodos, tratando de averiguar, además, a qué son debidas.

Un proceso cada vez más empleado es el análisis de vibraciones mediante software específico para dicha labor. Gracias dicha herramienta se obtienen mediciones exactas de las vibraciones, que algunos casos permiten discernir la magnitud, la gravedad e incluso la procedencia de dichas vibraciones.

Dichas herramientas de software de análisis de vibraciones se basan en la Transformada de Fourier, la cual permite procesar las señales vibratorias recogidas en el dominio del tiempo, para presentarlas en el dominio de la frecuencia. El resultado que se muestra gracias a este procesado es el espectro de vibraciones en el dominio de la frecuencia, el cual aporta gran cantidad de información, ya que

ofrece mediciones como la amplitud y la frecuencia de los picos de vibración que aparecen en los sucesivos armónicos.

1.2. JUSTIFICACIÓN

La empresa Fluince, ubicada en Valladolid, se ha especializado en el equilibrado de ventiladores industriales, ofreciendo así este servicio a multitud de empresas. De este modo, cuando a una empresa le surge la necesidad de realizar un equilibrado de sus ventiladores, por cualquier motivo, ya sea de forma urgente o programada, los profesionales de Fluince acuden con su propio equipo y realizan dicho equilibrado, siempre acompañado de un certificado donde se presenta el trabajo realizado y se garantiza que las vibraciones que produce el ventilador se encuentran dentro de la norma.

Pese a que, tras el equilibrado, las vibraciones producidas por el ventilador cumplan con los límites establecidos por la norma, siempre se mantienen unas vibraciones residuales. Algunas de ellas son debidas a que el equilibrado no es perfecto, pese a que se intenta ajustar al máximo; pero en su mayor parte, dichas vibraciones se deben a motivos ajenos al equilibrado, como pueden ser fallos mecánicos, falta de apriete o lubricación, entre otros.

Al encontrarse con este problema, los profesionales de Fluince llegan a la conclusión de que para mejorar el equilibrado, es necesario conocer exactamente a qué se deben dichas vibraciones y cómo se muestran en el espectro de vibraciones, para así poder identificarlas una a una.

La justificación de este proyecto parte de la necesidad de la empresa para la realización de este estudio; así como de la realización del TFG por parte del alumno. De hecho, al mismo tiempo que la empresa Fluince le surge la necesidad de realizar un estudio sobre el análisis de desequilibrios y vibraciones en ventiladores industriales; el estudiante, por su parte, tiene la necesidad de encontrar un proyecto interesante, que presente un reto para culminar de la mejor manera sus estudios en ingeniería en el Grado de mecánica.

De este modo, se establece la relación entre empresa y alumno, con la intención de que al final de este proyecto ambos salgan beneficiados. Es por eso que, ambas partes ponen a disposición de la otra todos los medios de los que disponen para que este proyecto nazca, evolucione y se culmine de la mejor manera.

Fluince

Fluince (Fluidos Industriales y Cerramientos) es una empresa Vallisoletana especializada en ingeniería y mantenimiento industrial, con más de 25 años de antigüedad.

Ofrecen servicios de ingeniería, calderería industrial, fluidos industriales, estructuras metálicas, obra civil y mantenimiento industrial; en todos ellos son especialistas, además de ofrecer otra serie de servicios gracias a la gran cantidad de maquinaria y medios de los que disponen.

Trabajan para diferentes sectores de la industria entre los que destacan el sector de la alimentación, del automóvil, el ferroviario, la ingeniería y la construcción y obra civil.

Disponen de más de 6000 metros cuadrados de instalaciones donde cuentan con una gran variedad de maquinaria de última tecnología, entre la que destaca maquinaria para corte láser 2D y 3D, líneas de punzonado, líneas de aplanado y corte, plegadoras de hasta 12 metros, curvadora de chapas, curvadora de perfiles e instalaciones propias para mantenimiento de superficies.



1.3. OBJETIVOS

El objetivo general de este proyecto (TFG) es que, a base de la realización de un estudio sobre vibraciones, sometiendo un banco de pruebas a diferentes condiciones, se adquiriera un conocimiento suficiente para dominar el campo de las vibraciones en ventiladores industriales, y en consecuencia, aumentar el conocimiento y la calidad técnica al hacer equilibrados en ventiladores industriales. Resultado de todo ello, se elaborará una documentación que refleje todo el procedimiento para realizar las mediciones, obtención de resultados, su análisis y deducción propuesta.

1.3.1. Objetivo principal

Como objetivo principal de este TFG, destaca por encima de los demás el de establecer una relación entre las fallas que se pueden dar en un ventilador industrial con las vibraciones que estas provocan, mediante el análisis del espectro en frecuencia de las vibraciones.

De este modo, se trata de obtener unos patrones, para así poder identificar individualmente y de forma sencilla las fallas que se producen en los ventiladores. Para ello, se observan los picos que aparecen en el espectro de vibraciones en el dominio de la frecuencia, lo que permite realizar una puesta a punto del ventilador de mayor calidad, al saber de dónde proceden las vibraciones residuales ajenas al desequilibrio.

1.3.2. Objetivos secundarios

Este proyecto (TFG) cuenta además con una serie de objetivos complementarios al objetivo principal, que busca la relación de fallas con las vibraciones que estas producen. Dichos objetivos van de la mano con el objetivo principal y son también necesarios para garantizar la calidad, validez y fiabilidad del estudio.

Entre los objetivos secundarios se encuentran desde los más básicos, como son:

- Aprender a hacer equilibrados en uno y dos planos.
- Aprender a hacer equilibrados con diferentes disposiciones del rotor, es decir, entre apoyos o en voladizo.
- Conocer la correlación entre los espectros de vibraciones en el dominio de la frecuencia, y su comportamiento en el dominio del tiempo.
- Ser capaz de discernir si es necesario un equilibrado en uno o dos planos, en función del desfase entre las vibraciones captadas en los dos apoyos.
- Adquirir la capacidad, mediante pensamiento crítico, de equilibrar el ventilador sin seguir las indicaciones del software de análisis de vibraciones.
- Entender cómo afectan las variaciones de las masas colocadas en cada plano del rotor con respecto a cada uno de los apoyos.

Y algunos más complejos como:

- Averiguar correlación entre la amplitud de las vibraciones y la masa del rotor.
- Averiguar correlación entre la amplitud de las vibraciones y la velocidad de giro del rotor.

- Averiguar correlación entre la amplitud de las vibraciones y la disposición del rotor con respecto a los apoyos, es decir, si se encuentra entre apoyos o en voladizo.
- Averiguar correlación entre la amplitud de las vibraciones y la distancia del rotor a los apoyos.
- Encontrar los puntos de resonancia del banco de pruebas en diferentes disposiciones, es decir, sin discos, con discos entre apoyos o con discos en voladizo.

1.4. MEDIOS

Los medios de los que se ha dispuesto para este proyecto (TFG) han sido en gran parte suministrados por la empresa Fluince y en menor medida por el propio estudiante y por la Universidad de Valladolid.

Dichos medios conforman una larga lista que va desde la indumentaria necesaria para realizar los experimentos en la empresa, pasando por todos los utensilios mecánicos junto con el banco de pruebas, hasta todos los medios informáticos necesarios para el análisis de vibraciones y para el desarrollo de la memoria de este TFG.

1.4.1. Equipos

Los equipos de los que ha dispuesto el alumno a lo largo de todo el desarrollo de este proyecto son los siguientes:

- Indumentaria de fábrica: la indumentaria para la realización de las pruebas, en su capa más superficial, constaba de una cazadora reflectante, pantalones vaqueros, zapatos de seguridad, guantes y gafas de seguridad.
- Instrumentos para recopilación de datos: para tomar nota de los procedimientos y sucesos que se llevaban a cabo a lo largo del desarrollo de los experimentos se disponía de lapicero o bolígrafo y papel, y para almacenar los resultados obtenidos del software de análisis de vibraciones, se disponía del ordenador personal del estudiante.
- Ordenador personal del estudiante: un MacBook Air de la marca Apple, de 13" y del año 2015. Utilizado para el almacenamiento y análisis de resultados, y para la realización de la memoria del TFG.
- Herramienta: para cualquier trabajo mecánico que fuere necesario se disponía de toda la herramienta con la que cuenta la empresa Fluince.

- VIBXPERT: es el equipo para el análisis de vibraciones y equilibrado del banco de pruebas, propiedad de la empresa y cedido al estudiante para la realización de los experimentos.
- Banco de pruebas: es el equipo de mayor importancia, construido y diseñado por la empresa Fluince, y cedido al estudiante para la realización de los experimentos.

1.4.2. Programas informáticos

Los programas informáticos que han sido utilizados a lo largo desarrollo del proyecto han sido provistos tanto por el estudiante, como por la universidad y por la empresa. Dichos programas son los siguientes:

- Paquete Office
- AutoCAD
- Safari
- Adobe Acrobat
- Photoshop

1.5. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA

La estructura de esta memoria esta principalmente dividida en dos partes, que son, primero la parte teórica y seguidamente la parte práctica.

La memoria comienza con este capítulo de introducción donde se justifica la realización de este TFG y se presentan los objetivos. Después, aparecen una serie de capítulos teóricos, sobre vibraciones, mantenimiento y ventiladores industriales.

A continuación, comienza la parte práctica, donde se describe de forma exhaustiva el banco de pruebas junto con todos los medios utilizados en el desarrollo de este TFG. Seguidamente, se muestran todas las pruebas realizadas acompañadas de sus resultados, junto con un posterior análisis exhaustivo.

Finalmente, aparecen una serie de capítulos a modo de cierre del TFG, que son, el capítulo económico, el de conclusiones y líneas futuras, la bibliografía y los anexos.

CAPÍTULO 2 - VIBRACIONES

2.1. INTRODUCCIÓN

En un sistema mecánico ideal no existe la disipación de energía durante los procesos de transmisión o conversión de esta, ya que un sistema mecánico ideal no cuenta con las causas que provocan dichas pérdidas, que originan la disipación de energía.

Sin embargo, en los sistemas reales, sí se tienen en cuenta dichas pérdidas, que vienen originadas debido a la aparición de unas fuerzas excitadoras, que disminuyen la energía útil entregada por el sistema.

Estas fuerzas excitadoras vienen manifestadas por las vibraciones. Los sistemas reales tienen una masa específica y una cierta elasticidad, que puede ser mayor o menor, pero nunca nula. Debido a esto, cuando un sistema real experimenta un desplazamiento, aparece una fuerza de reacción en sentido contrario al desplazamiento, que intenta devolverlo a su posición original, lo cual genera un movimiento oscilatorio alrededor de una posición o punto de equilibrio.

[White, 2010]

2.2. CONCEPTOS BÁSICOS Y ANTECEDENTES

El estudio y análisis de las vibraciones es un campo que viene precedido del conocimiento de una variedad de conceptos básicos, necesarios para comprender el origen, el desarrollo y las consecuencias de un movimiento vibratorio.

2.2.1. Movimiento oscilatorio

Se denomina oscilación al movimiento repetitivo que realiza una partícula o un conjunto de ellas, durante un periodo de tiempo determinado, hasta volver a una posición conocida llamada posición de equilibrio.

El movimiento periódico es un movimiento que aparece en multitud de aspectos de la vida cotidiana. Un claro ejemplo puede ser un objeto colgado mediante una cuerda del techo, éste se mantiene en su posición de equilibrio siempre que no experimente una fuerza exterior. Si se le aplica una fuerza puntual a este objeto, experimenta una

oscilación en un plano, que va disminuyendo de amplitud con velocidad uniforme, hasta volver a su punto de equilibrio.

Si en el ejemplo anterior se aplica una fuerza proporcional a la posición del objeto con respecto al punto de equilibrio y en dirección a éste, se obtiene lo que se denomina movimiento armónico simple.

Movimiento masa muelle

El movimiento masa muelle es un ejemplo de movimiento oscilatorio. Para partir del supuesto de equilibrio, el sistema debe estar en posición horizontal, con el muelle en su posición natural, ni estirado ni comprimido, y la masa (m) no debe tener rozamiento con el plano de apoyo (horizontal). A esta posición de equilibrio se le denomina $x = 0$.

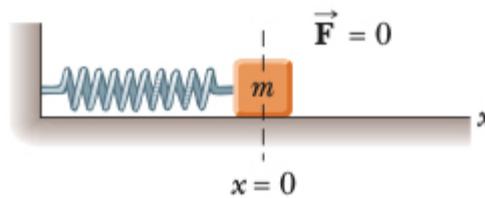


Ilustración 1. Sistema masa muelle en reposo. [Serway y Jewett, 2008]

Una vez tenemos este supuesto de equilibrio, si se aplica una fuerza sobre la masa en la dirección longitudinal del muelle, el sistema experimenta un movimiento oscilatorio en la misma dirección.

Al desplazarse la masa de su posición de equilibrio, aparece una fuerza ejercida por el muelle sobre dicha masa, opuesta al desplazamiento de la masa, es decir, siempre en dirección a la posición de equilibrio, tratando así de devolver el sistema a su posición original. Esta fuerza es directamente proporcional al producto negativo de la constante elástica del muelle por el desplazamiento de la masa. Para medir dicho desplazamiento se toma siempre como referencia la posición de equilibrio $x = 0$, y tomara valores positivos cuando la masa se aleja del muelle, es decir, cuando éste se estira, y valores negativos cuando la masa se acerca al muelle, es decir, cuando éste se comprime.

Esta fuerza recibe el nombre de fuerza restauradora, ya que como se menciona en anteriormente, ésta trata de devolver la masa a su posición original (posición de equilibrio). La ecuación que rige esta fuerza viene dada por la Ley de Hooke (1).

$$F = -K \cdot x \quad (1)$$

En la anterior ecuación, la constante elástica del muelle (k) tiene las unidades de N/m (Newton/metro) o bien Kg/s^2 (Kilogramo/segundo al cuadrado), siempre y cuando se trabaje en el Sistema Internacional de Unidades.

En las siguientes imágenes se puede apreciar el suceso explicado anteriormente, y se puede visualizar la dirección y magnitud de la fuerza en función del desplazamiento, que es la única variable del sistema.

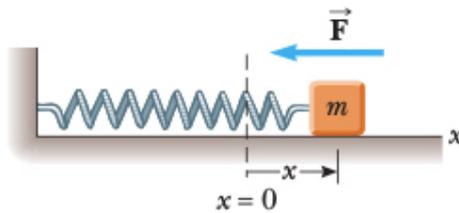


Ilustración 2. Sistema masa muelle estirado. [Serway y Jewett, 2008]

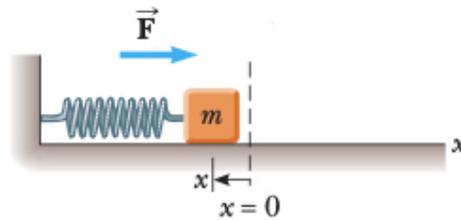


Ilustración 3. Sistema masa muelle comprimido. [Serway y Jewett, 2008]

En la ilustración “2” se puede ver como la fuerza es negativa ya que el desplazamiento es positivo, mientras que en la ilustración “3” aparece una fuerza positiva debido a que el desplazamiento es negativo. Del mismo modo también se puede apreciar como la fuerza, representada con flechas de diferente tamaño, en la ilustración “2” es más grande que en la ilustración “3”, debido a que el desplazamiento en valor absoluto es mayor en la primera que en la segunda.

La amplitud del movimiento es la distancia máxima que alcanza la masa en el eje horizontal, la cual va disminuyendo en función del tiempo hasta llegar a cero.

La aceleración con la que la masa va hacia la posición de equilibrio se obtiene gracias a la Segunda ley de Newton o principio fundamental de la dinámica junto con ley de Hook.

$$F = m \cdot a \quad (2)$$

$$m \cdot a = -k \cdot x$$

$$a = -\frac{k}{m} \cdot x \quad (3)$$

Despejando dicha ecuación, se deduce que, siendo x la única variable, la aceleración es directamente proporcional al desplazamiento, es decir, cuanto mayor sea el desplazamiento o más lejos se encuentre la masa de su posición de equilibrio, mayor es su aceleración para volver a dicho punto.

Gracias al principio fundamental de la dinámica, aplicado ahora a un movimiento circular, podemos obtener una relación directa entre la velocidad angular, la masa del objeto y la constante elástica del muelle.

$$F = m \cdot a_n \quad (4)$$

$$a_n = \frac{v^2}{r} \quad (5)$$

$$v = \omega \cdot r \quad (6) \quad \rightarrow \quad a_n = \omega^2 \cdot r$$

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot x = k \cdot x$$

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad (7)$$

Como se aprecia en la sucesión de ecuaciones que se muestran arriba, la fuerza que experimenta una partícula o conjunto de éstas, en un movimiento circular, es igual al producto de su masa por la aceleración normal. A su vez la aceleración normal es

igual a al producto del cuadrado de la velocidad angular por el radio, es decir por la amplitud de la oscilación. De este modo se obtiene que, igualando el valor absoluto de la fuerza obtenido por la ley de Hook con el obtenido por el principio fundamental de la dinámica, el cuadrado de la velocidad angular es igual a la constante elástica del muelle dividido entre la masa de la partícula o conjunto de ellas.

[Serway y Jewett, 2008]

2.2.2. Movimiento armónico simple

El movimiento armónico simple es la base fundamental para comprender las ondas mecánicas. Es un tipo de oscilación periódica, y a su vez los movimientos periódicos se presentan como combinación de movimientos armónicos simples.

El movimiento armónico simple por definición es el que describe una partícula sometida a una fuerza restauradora proporcional a su desplazamiento con respecto a la posición de equilibrio.

El ejemplo más común de movimiento armónico simple es el descrito en el anterior apartado, denominado sistema masa-muelle. A partir de este sistema se obtiene la ecuación diferencial del desplazamiento de la partícula en movimiento armónico simple y, en consecuencia, las ecuaciones de velocidad y aceleración.

Partiendo de las premisas obtenidas en el apartado anterior que son las ecuaciones (6) y (7):

$$a = -\frac{k}{m} \cdot x \qquad \omega^2 = \frac{k}{m}$$

De las cuales se obtiene que:

$$a = -\omega^2 \cdot x \qquad (8)$$

Y sabiendo que la aceleración es la derivada segunda del desplazamiento:

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} \qquad (9)$$

Se deduce que:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -w^2 \cdot x \quad (10)$$

Gracias a esta última ecuación, se sabe que la ecuación diferencial del desplazamiento para un movimiento armónico simple, tiene que ser una función cuya derivada segunda sea igual a dicha función pero con valor negativo y multiplicada por la velocidad angular al cuadrado.

A priori, la única manera de obtener este comportamiento es mediante una función trigonométrica que al hacer su derivada segunda cambia de signo, y que a su vez contenga la velocidad angular en su argumento, de tal manera que, al hacer su derivada segunda, se obtiene el cuadrado de ésta.

Por lo que la solución a la ecuación diferencial para un movimiento armónico simple es la siguiente:

$$x(t) = A \cdot \cos (w \cdot t + \phi) \quad (11)$$

Esto expresa que, la variación de la posición en función del tiempo es igual al producto de la amplitud de la oscilación por el coseno del ángulo formado por el producto de la velocidad angular por el tiempo, más el desfase de la oscilación.

Una vez se obtiene dicha función, para obtener las ecuaciones diferenciales de velocidad y aceleración basta con derivar la anterior en función del tiempo de la siguiente manera:

$$v(t) = \frac{dx}{dt}$$

$$a(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}$$

De tal manera que las ecuaciones diferenciales del movimiento armónico simple son:

$$x(t) = A \cdot \cos(w \cdot t + \phi)$$

$$v(t) = -w \cdot A \cdot \text{sen}(w \cdot t + \phi) \quad (12)$$

$$a(t) = -w^2 \cdot A \cdot \cos(w \cdot t + \phi) \quad (13)$$

Para comprobar que se cumple la premisa inicial (eq. 8) basta con comparar las ecuaciones de posición y aceleración.

$$\frac{x}{a} = \frac{A \cdot \cos(w \cdot t + \phi)}{-w^2 \cdot A \cdot \cos(w \cdot t + \phi)} \rightarrow a = -w^2 \cdot x$$

Es decir:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -w^2 \cdot x$$

[Serway y Jewett, 2008]

2.2.3. La onda

El movimiento repetitivo alrededor de un punto de equilibrio, durante un tiempo determinado, el cual se denomina oscilación, es la base para comprender el concepto de onda. Las ondas mecánicas vienen siempre producidas por alguna fuente de oscilación.

La onda, desde un punto de vista físico, es una perturbación que se propaga y que transporta energía y cantidad de movimiento, pero nunca transporta materia (masa). Mientras que la onda se puede propagar por un espacio con materia, por ejemplo, si lo hace por fluidos como agua, aire, etc. o por algún medio sólido. También puede propagarse por un espacio sin materia como el vacío.

La clasificación de las ondas puede realizarse en función de diferentes criterios, y según los cuales existen diferentes tipos de clasificación.

En función del medio en el que se propagan

- **Ondas mecánicas:** son aquellas que se propagan por un medio material elástico ya sea gaseoso, líquido o sólido. En este caso las partículas oscilan alrededor de un punto fijo, por lo que no se produce un desplazamiento neto. Las ondas mecánicas por lo general son apreciables a simple vista ya que originan una deformación comúnmente elástica, como puede ser la oscilación de una cuerda, las ondas que se producen en el agua, las ondas de sonido, etc.

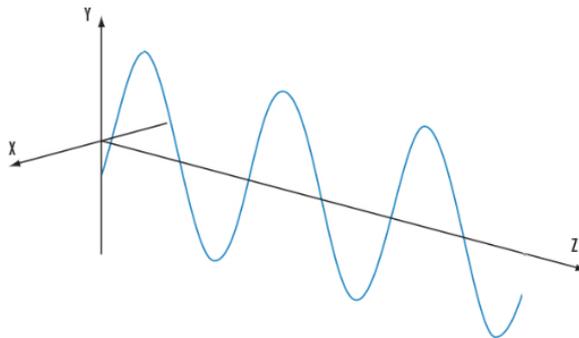


Ilustración 4. Onda mecánica [ETOOLS, 2020]

- **Ondas electromagnéticas:** son aquellas que se propagan sin necesidad de un medio material, por lo que puede propagarse en el vacío, gracias a que son unas ondas producidas debido a la interacción entre un campo eléctrico y un campo magnético. Estas ondas se desplazan a velocidades próximas a la velocidad de la luz (299.792,458 km/h) aproximadamente 300 m/s. A partir de dichas velocidades obtenemos un rango de frecuencias en el cual se encuentra dichas ondas, denominado Espectro Electromagnético, que sirve para clasificar a estas.

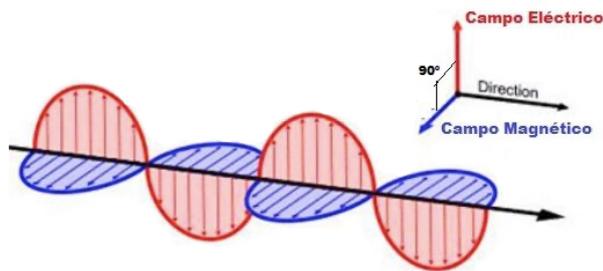


Ilustración 5. Onda electromagnética. [AREATECNOLOGIA, 2020]

- **Ondas gravitacionales:** en este caso la onda no se desplaza por ningún medio material ni por ningún espacio, sino que propiamente son una alteración del espacio y el tiempo.

En función de su dirección

- **Ondas unidimensionales:** son las que se propagan en una única dirección y sus frentes de onda son planos y paralelos, como puede ser la oscilación de una cuerda o la de un muelle.
- **Ondas bidimensionales o superficiales:** son las que se propagan en dos direcciones, por lo que pueden desplazarse en cualquier dirección en un mismo plano, dando lugar a circunferencias concéntricas. Pueden ser las ondas que se producen en un fluido debidas a una perturbación puntual.
- **Ondas tridimensionales o esféricas:** son las que se propagan en las tres direcciones, por lo que pueden desplazarse en cualquier dirección en el espacio, dando lugar a esferas concéntricas. Pueden ser las ondas de sonido o de luz.

En función del movimiento de sus partículas

- **Ondas longitudinales:** son con aquellas en las que el movimiento de las partículas, es decir, la dirección de desplazamiento del frente de onda coincide con la dirección de propagación de la onda. Pueden ser las ondas sonoras, las ondas que se producen en un fluido al experimentar una perturbación puntual, un muelle que vuelve a su posición original.

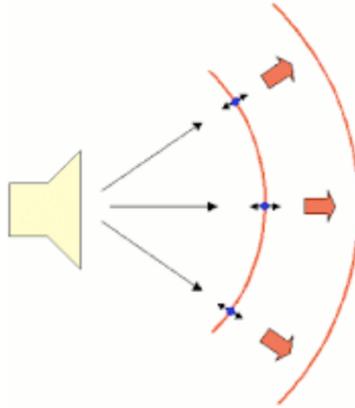


Ilustración 6. Onda longitudinal 1. [EFL, 2020]

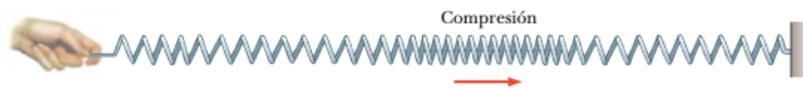


Ilustración 7. Onda longitudinal 2. [Serway y Jewett, 2008]

- **Ondas transversales:** al contrario que las anteriores, en este caso la dirección de desplazamiento del frente de onda es perpendicular a la dirección de propagación de la onda. Pueden ser las ondas de radio, o las que se producen en una cuerda.

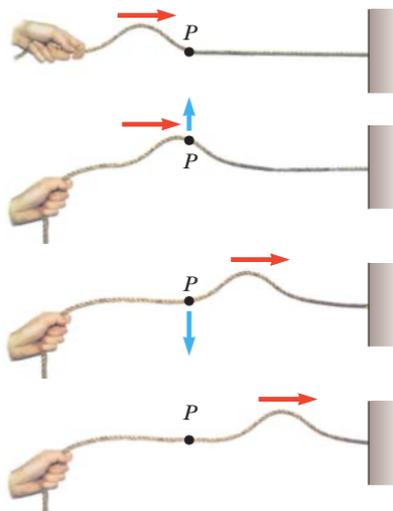


Ilustración 8. Onda transversal. [Serway y Jewett, 2008]

En función de su periodicidad

- **Ondas periódicas:** son aquellas que son provocadas por una perturbación que produce ciclos repetitivos, es decir, da lugar a una onda con ciclos iguales.
- **Ondas no periódicas:** son aquellas que son provocadas por perturbaciones independientes no repetitivas, es decir, dan lugar a ciclos diferentes.

Para cualquier tipo de onda existen unos conceptos básicos que definen y caracterizan la propia onda y que son necesarios conocer para el estudio de ésta. En el caso práctico que se desarrolla en este trabajo, para estudiar la onda vibratoria se utiliza una representación unidimensional, transversal y periódica. A continuación, se explican dichos conceptos para el tipo de onda que se trata en el caso práctico.

- La **amplitud** es la distancia desde un punto de la onda hasta el punto de equilibrio. Por lo general, definiremos amplitud de onda, como la distancia entre el punto más lejano o más alto de la onda y el punto de equilibrio.

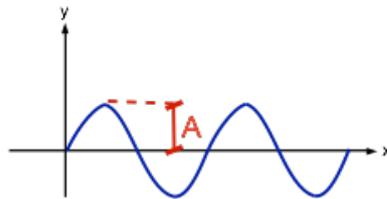


Ilustración 9. Amplitud de una onda. [Elaboración propia]

- El **periodo** o periodo de oscilación, es el tiempo que tarda la onda en completar un ciclo. Por tanto, para obtenerlo, se divide el recorrido de la onda, es decir, un ciclo (2π radianes), entre la velocidad de oscilación:

$$T = \frac{2\pi}{w} \quad (14)$$

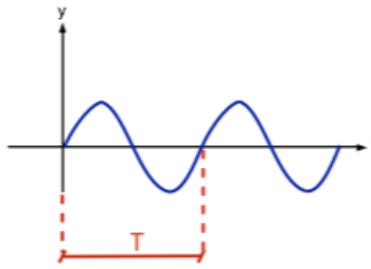


Ilustración 10. Periodo de una onda. [Elaboración propia]

- La **frecuencia** o frecuencia de oscilación, es la inversa del periodo, es decir, el número de ciclos completos que realiza la onda por unidad de tiempo.

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (15)$$

- El **punto de equilibrio** es la posición en la que se encuentran las partículas del sistema cuando éste está en reposo, es decir cuando no hay ninguna perturbación. Es la posición de referencia a partir de la cual se toman las medidas.

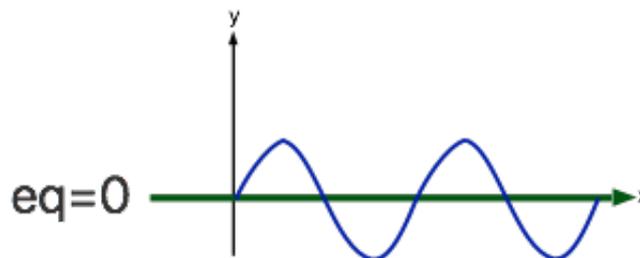


Ilustración 11. Punto de equilibrio de una onda. [Elaboración propia]

- La **fase** o ángulo de fase, es cada una de las posiciones en las que se encuentra la onda a lo largo de un ciclo y va desde 0 hasta 2π radianes. De la misma manera se puede denominar **fase** a la distancia entre dos puntos de la onda, o dos puntos correspondientes de diferentes ondas, medida siempre de manera angular. Por esto se dice que dos ondas están en fase cuando dicha distancia es igual a cero.

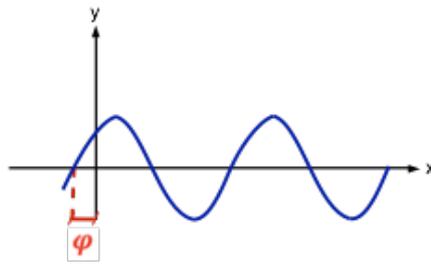


Ilustración 12. Desfase de una onda. [Elaboración propia]

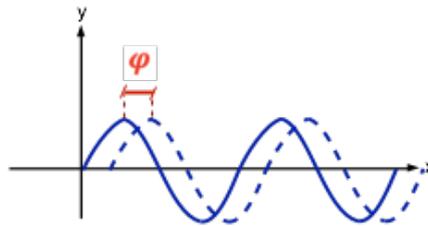


Ilustración 13. Ondas desfasadas. [Elaboración propia]

- El **frente de onda** es cada posición de la onda donde la fase es constante, es decir, en el caso de una onda bidimensional, el frente de onda es cada una de las circunferencias concéntricas con respecto al punto de equilibrio, mientras que, en una onda unidimensional, el frente de onda es toda la trayectoria de ésta.

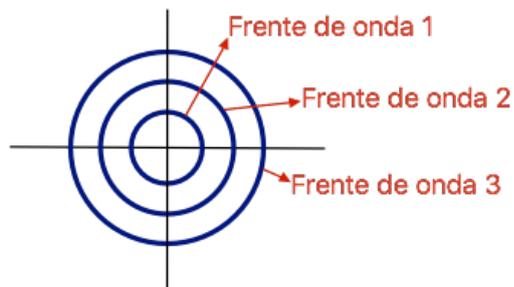


Ilustración 14. Frentes de onda. [Elaboración propia]

- La **longitud de onda** es la distancia entre el punto inicial del ciclo de la onda y el punto final. Es la distancia medida en el eje de abscisas entre dos puntos consecutivos en los que la onda pasa por el punto de equilibrio.

[Balachandran y Magrab, 2006]

[Serway y Jewett, 2008]

2.3. VIBRACIONES: DEFINICIÓN Y TIPOLOGÍA

Una vibración es un movimiento de un sólido o sistema mecánico alrededor de un punto de equilibrio sin producirse un desplazamiento neto de éste. Es decir, es un movimiento oscilatorio alrededor de la posición de equilibrio. [White, 2010]

La posición de equilibrio es aquella a la que llegará el sólido cuando las fuerzas de reacción que éste experimenta sean cero.

Las fuerzas excitadoras que producen la vibración pueden originarse dentro del sólido, o bien pueden ser fuerzas externas a éste. Esto da lugar a 3 tipos de vibraciones:

- **Vibración libre:** es aquella en la que no intervienen fuerzas externas al sistema. En este caso el movimiento se amortigua después de un tiempo y resulta complicado saber a qué frecuencias se produce.
- **Vibración forzada:** es aquella en la que interviene una fuerza externa constante.
- **Vibración autoexcitada:** es aquella en la que interviene una fuerza externa, pero a diferencia del caso anterior, ésta no es constante, ya que depende del movimiento del sistema.

Si debido a las fuerzas externas, la frecuencia de vibración que alcanza la máquina es igual a la frecuencia natural del sistema, se produce el fenómeno de resonancia. Este fenómeno puede ser extremadamente perjudicial para el sistema ya que puede llegar a destruirlo.

[Balachandran y Magrab, 2006]

También se pueden clasificar las vibraciones atendiendo a otro tipo de criterios, como puede ser su forma de propagación a lo largo del tiempo y el espacio. En tal caso se pueden dividir en los tres siguientes tipos.

- **Vibración armónica:** es aquella que se propaga describiendo un movimiento armónico simple, que es la manera más común y simple de oscilación, ya que se presenta en multitud de ocasiones en la vida cotidiana y consta de un movimiento totalmente uniforme, con una amplitud, velocidad, frecuencia y fase constantes.
- **Vibración periódica:** en este caso presenta un movimiento periódico, pero no necesariamente armónico, ya que el movimiento puede constar de diferentes

amplitudes que se repiten a lo largo del tiempo de manera similar y periódica, es decir, en el mismo orden.

Una vibración periódica es debida a una fuerza excitadora periódica, de tal manera que ambas tienen el mismo periodo.

- **Vibración aleatoria:** en este caso no se presenta una repetición periódica de las oscilaciones, ya que cada oscilación posee una amplitud, frecuencia y fase diferentes, y éstas no se repiten a lo largo del tiempo. El espectro resultante es una sucesión de diferentes oscilaciones cada una con características totalmente independientes.

[Gómez Carnicero, 2015]

2.4. VIBRACIONES EN MÁQUINAS

Una máquina en funcionamiento presenta una serie de vibraciones, es decir, unos movimientos oscilatorios de baja amplitud, debido a unas fuerzas que aparecen en el interior de ésta, que a su vez son generadas por la energía de rotación de los ejes, el ajuste y la holgura de sus componentes, etc.

Los componentes que están llamados a concentrar y disipar todas las fuerzas que se producen en el interior de una máquina son los bujes, los rodamientos y los cojinetes. Esto hace que sean las piezas perfectas donde analizar las vibraciones producidas en la máquina, ya que en este entorno es donde se producen la mayoría de las perturbaciones.

[A-MAQ, 2019]

Existen multitud de problemas en sistemas mecánicos que pueden originar vibraciones, más o menos perjudiciales, pero se puede afirmar que son cuatro los principales problemas que ocasionan una vibración en un sistema mecánico. Estos son desalineación, sobrecarga, lubricación y desequilibrio.

A continuación, se describen a grandes rasgos los tres primeros mencionados, que son desalineación, sobrecarga y lubricación; y posteriormente se dedica un apartado completo a desequilibrio, ya que es el problema más complejo, que da lugar a un estudio exhaustivo y el más común, además de ser el caso de estudio principal de este trabajo.

Desalineación

La desalineación es un fenómeno que se da cuando los ejes de dos rotores no se encuentran alineados debido a la falta de precisión en la alineación entre pares de piezas, concretamente en elementos de unión y acoplamiento como ejes y rodamientos. Algunos ejemplos de estos sucesos son la utilización de rodamientos autoalineables o cojinetes elásticos, los cuales no tiene la suficiente precisión, desplazamiento de uno de los dos ejes de cada rotor debido al funcionamiento prolongado de la máquina, etc.

Principalmente existen 3 tipos de desalineación:

- **Paralela:** en este caso los ejes o las prolongaciones de éstos no se cruzan nunca, es decir, están separados de forma paralela.

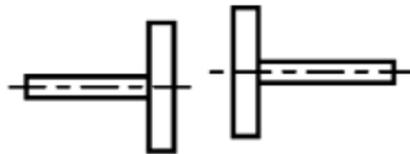


Ilustración 15. Desalineación paralela. [Gómez Carnicero, 2015]

- **Angular:** al contrario que en el caso anterior, en este caso los ejes sí se cruzan, de tal manera que coinciden en el centro de giro de uno de los rotores.

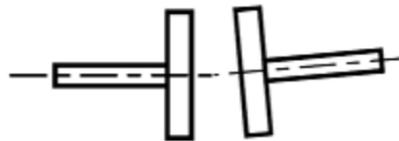


Ilustración 16. Desalineación angular. [Gómez Carnicero, 2015]

- **Combinada:** en este caso tenemos una desalineación producto de las dos anteriores, ya que los ejes entre sí forman un ángulo y a su vez se encuentran separados, por lo que ninguno de los dos ejes corta con el centro de giro del otro rotor.

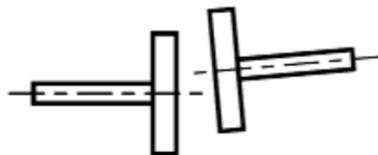


Ilustración 17. Desalineación combinada. [Gómez Carnicero, 2015]

Esta desalineación tiende a dar lugar a vibraciones en múltiples direcciones, lo cual genera diferentes problemas en el sistema mecánico, como pueden ser:

- Sobrecargas en el sistema motriz
- Desgaste prematuro de los componentes móviles o aquellos que experimentan fricción.
- Calentamiento de rodamientos o cojinetes.
- Roturas.
- Ruidos molestos.
- Una mayor desalineación.

Tradicionalmente han existido diferentes maneras de medir esta desalineación, mediante patrones o relojes comparadores. Pero actualmente existen sistemas de medición y corrección mucho más avanzados, los cuales mediante software de ingeniería miden y corrigen automáticamente dicho problema.

Lubricación

La lubricación es un ejercicio muy común, que se puede encontrar tanto en el ámbito industrial como en la vida cotidiana, cuyo fin principal es evitar el exceso de fricción entre dos cuerpos. Esto no quiere decir que la fricción sea siempre un suceso perjudicial, ya que en muchos casos es algo necesario para el correcto funcionamiento de un sistema mecánico.

La fricción supone un problema cuando origina un desgaste excesivo de las superficies que se encuentran en contacto, o bien cuando genera un exceso de calor entre dichas superficies, ya que una de ellas o ambas podrían llegar a fundirse e incluso a unirse.

Para evitar este exceso de fricción entre dos superficies sólidas se introduce un medio líquido, que es el lubricante, el cual disminuye el contacto entre las superficies, disminuyendo así el rozamiento y en consecuencia la fricción. Este proceso de abastecimiento de líquido puede ser estacionario, ya que en ciertas máquinas se introduce una cantidad fija de líquido y ésta se mantiene durante el tiempo. O bien puede ser no estacionario, lo cual implica un abastecimiento constante de lubricante ya que éste se va eliminando según se usa.

Si no se lleva a cabo una buena lubricación, ya sea por falta de lubricante o porque éste no es el idóneo para el proceso industrial que realiza la máquina, se produce cualquiera de los fenómenos mencionados anteriormente, dando lugar a un desgaste o rotura de la máquina prematuros.

Para saber si se está llevando a cabo una buena lubricación, basta con analizar los restos del lubricante utilizado, ya que éstos pueden contener trazas del material desgastado. También se puede medir la temperatura del lubricante en funcionamiento para comprobar si éste está cumpliendo correctamente su función, o por el contrario existe un rozamiento excesivo. Otra manera, menos técnica pero igualmente efectiva, es comprobar si las superficies en contacto generan un ruido excesivo.

Sobrecarga

La sobrecarga es un suceso muy común en la industria, ya que todas las máquinas están diseñadas para trabajar en un rango específico de solicitación, es decir, a una potencia, velocidad o carga máximas. Cuando este límite se supera por cualquier motivo, la máquina sufre una sobrecarga, que por definición etimológica es un trabajo por encima de la carga.

Este suceso genera una serie de daños en el interior de la máquina, los cuales pueden manifestarse la primera vez que se produce una sobrecarga, o tras una sucesión de ellas. Antes o después, si la máquina está sometida a sobrecarga, fallará de manera catastrófica, dando lugar a la rotura de parte de la máquina o a todo su conjunto.

Algunos de los primeros indicadores que aparecen cuando se produce una sobrecarga pueden ser el descenso de la velocidad de operación de la máquina, un exceso de vibraciones, o incluso algún ruido poco común. Más tarde estos indicadores pueden ir seguidos de otros como un aumento de la temperatura de la máquina o incluso la rotura de alguna de sus partes. Estos indicadores, como se puede deducir, solo una persona que conoce la máquina en operación es capaz de detectarlos, ya que son pequeñas anomalías inapreciables para alguien que no está habituado al continuo funcionamiento de dicha máquina.

Desequilibrio

El desequilibrio es el problema más común que se manifiesta en máquinas rotatorias y también es el problema que más profundamente se aborda en este TFG. Por ello a continuación se le dedica un apartado completo.

[Gómez Carnicero, 2015]

2.5. DESEQUILIBRIO

El desequilibrio es uno de los problemas más comunes que existen en los sistemas mecánicos y especialmente en las máquinas rotativas. Y son, a su vez, la principal causa de vibraciones en dichos sistemas.

El problema del desequilibrio se da cuando en un cuerpo que rota, su centro de masas no coincide con el centro de rotación, o dicho de otra manera, cuando el eje principal de inercia no coincide con el de rotación.

El principal motivo por el cual se da este suceso de no coincidencia de ejes es la falta de uniformidad en el cuerpo rotatorio, ya que por mucha precisión que se utilice en el conformado o mecanizado de una pieza, siempre existe un grado de desequilibrio.

Este suceso de no uniformidad puede ser debido a diferentes factores, de los cuales el factor principal es la densidad variable a lo largo del cuerpo rotativo, debido a que en la práctica los materiales no son isotrópicos, sino que son anisotrópicos, es decir, que sus propiedades mecánicas y térmicas no son las mismas en todas las direcciones.

Otros factores importantes que provocan la no uniformidad son la falta de precisión en la fabricación, una tolerancia demasiado grande en la fabricación, la porosidad del material, pérdidas o acumulaciones de material debido al uso o la limpieza del cuerpo rotativo, deformación del material rotativo debido al uso prolongado, o demasiado juego en las piezas de ajuste.

2.5.1. Fundamento matemático

El desequilibrio es un suceso que se produce cuando hay un movimiento de un sólido rígido alrededor de un eje fijo.

Para estudiar dicho desequilibrio se supone que se tiene un sólido rígido que rota con una velocidad angular constante ($w = cte$) alrededor de un eje fijo que pasa por los puntos O_1 y O_2 , cuyo centro de masas (C) está a una cierta distancia δ del eje de rotación.

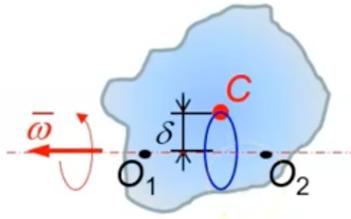


Ilustración 18. Sólido rígido en rotación. [Cañamón Valera, 2019]

En primer lugar, se aplica el **teorema del centro de masas**, suponiendo que O_1 y O_2 son los puntos del eje donde se apoya el sólido rígido para poder realizar dicho movimiento de rotación. Al aplicar dicho teorema, se distinguen dos tipos de fuerzas de ligadura, que son las reacciones en los apoyos, cada una con su respectiva componente, además de la componente del peso. De este modo se obtiene la siguiente ecuación:

$$\bar{P} + \bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R}'_1 + \bar{R}'_2 = M \cdot \bar{a}_c \quad (16)$$

Los dos tipos de fuerzas de ligadura que aparecen en dicha ecuación son, por un lado, las reacciones estáticas que surgen en los apoyos debidas al peso \bar{R}_1 y \bar{R}_2 , que son las que contrarrestan la acción del peso en los apoyos, por lo que el sumatorio de dichas fuerzas junto con el peso es nulo. Y por otro lado están las reacciones dinámicas \bar{R}'_1 y \bar{R}'_2 , que son las reacciones que se producen en los apoyos cuando el sólido está en movimiento.

En el otro lado de la ecuación se encuentra el producto de la masa del sólido rígido por la aceleración del centro de masas. Dicha aceleración, tiene dos componentes, una tangencial y una normal, la componente tangencial es nula, ya que el sólido gira a velocidad angular constante ($w = cte$), por lo que la única componente que permanece es la componente normal de la aceleración, denominada aceleración centrípeta que es igual a al cuadro de la velocidad lineal del centro de masas dividido entre la distancia del centro de masas al eje de rotación. Por lo que la ecuación del teorema del centro de masas finalmente queda de la siguiente manera:

$$\bar{R}'_1 + \bar{R}'_2 = M \cdot \frac{v_c^2}{\delta} \bar{n} \quad (17)$$

A continuación, se muestra la imagen del sólido rígido en rotación, con las componentes tangencial y normal de la aceleración, de las cuales como ya se sabe, la tangencial es nula.

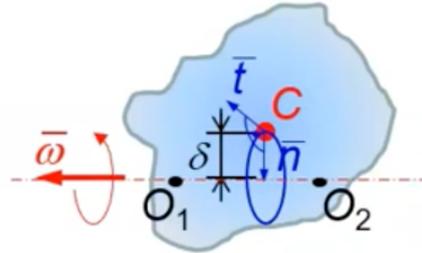


Ilustración 19. Componentes tangencial y normal de la aceleración del centro de masas. [Cañamón Valera, 2019]

Una vez obtenida la anterior ecuación gracias al teorema del centro de masas, se procede a aplicar el **teorema del momento cinético** en el centro de masas, obteniéndose la siguiente ecuación:

$$\bar{N} + \bar{N}' = \frac{d\bar{L}}{dt} \quad (18)$$

Donde N es el momento generado por las fuerzas estáticas, es decir, por el peso más las reacciones estáticas. Dicho momento es igual a cero, porque como se menciona previamente estas fuerzas tienen un sumatorio nulo, luego el momento debido a dichas fuerzas también debe ser nulo. Mientras que, N' es el momento generado por las fuerzas dinámicas.

Al aplicar este teorema con un sistema de ejes de rotación móviles, solidarios al sólido rígido, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\bar{N} + \bar{N}' = \left(\frac{d\bar{L}}{dt}\right)_{CXYZ} + \bar{\omega} \wedge \bar{L} \quad (19)$$

En el cual la variación del vector del momento cinético con respecto al tiempo es igual a cero. Esto es debido a que el momento cinético (L) es igual al producto del tensor de inercia (I) por la velocidad angular (w), donde el tensor de inercia no varía ya que se tiene un sistema de ejes móviles solidario al sólido rígido, por lo que se puede extraer de la derivada, mientras que la derivada de la velocidad es igual a cero ya que esta es constante.

Teniendo esto último en cuenta y que el momento debido a las fuerzas estáticas (N) también es igual a cero, se deduce que el momento debido a las fuerzas dinámicas \bar{N}' es igual al producto vectorial de la velocidad angular (\bar{w}) por el momento cinético (\bar{L}).

$$\bar{N}' = \bar{w} \wedge \bar{L} \quad (20)$$

Partiendo de estas deducciones existen dos equilibrados que son el estático si el centro de masas (C) se encuentra en el eje de rotación, por lo que el sólido rígido no rota debido a su peso. Y el equilibrado dinámico, cuando las fuerzas de ligadura dinámicas son iguales a cero, lo cual sucede cuando el eje de rotación es un eje principal central de inercia. Si existe desequilibrio estático, no podrá haber equilibrio dinámico.

A continuación, se muestran cuatro ejemplos donde, aplicando las dos ecuaciones obtenidas (17 y 20), se pueden apreciar fácilmente y de manera visual dichos equilibrados. En este ejemplo se supone un cilindro con una masa (M) que gira con velocidad constante ($w = cte$) alrededor de un eje apoyado en los puntos M y N.

- I. **Ejemplo 1.** Para este ejemplo se tiene un cilindro cuyo eje de revolución es perpendicular al eje de giro, con su centro de masas (C) en el eje de giro, en el punto medio entre los apoyos M y N.

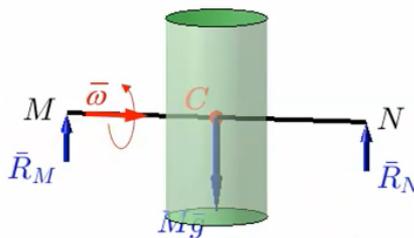


Ilustración 20. Cilindro vertical sobre apoyos. [Cañamón Valera, 2019]

En este caso aparecen las reacciones estáticas en los apoyos las cuales compensan la acción del peso, y como se menciona anteriormente su sumatorio es igual a cero y, en consecuencia, los momentos debidos a dichas fuerzas también son nulos.

Usando la ecuación obtenida del teorema del teorema del centro de masas (17), tenemos que, al encontrarse dicho centro de masas en el eje de giro, su velocidad es igual a cero, por lo que el sumatorio de las fuerzas dinámicas también es igual a cero.

$$\bar{R}'_M + \bar{R}'_N = M \cdot \frac{v_c^2}{\delta} \bar{n} = 0$$

Usando la ecuación obtenida del teorema del momento cinético (20), tenemos que, al ser eje de giro un eje principal central de inercia, el producto vectorial de la velocidad angular por el momento cinético es igual a cero.

$$\bar{N}' = \bar{\omega} \wedge \bar{L} = 0$$

Con estos resultados se puede afirmar que en este caso existe un equilibrio estático y un equilibrio dinámico.

- II. **Ejemplo 2.** Para este ejemplo se tiene un cilindro cuyo eje de revolución es perpendicular al eje de giro, con su centro de masas (C) a una distancia determinada (δ) del eje de giro, en el punto medio entre los apoyos M y N.

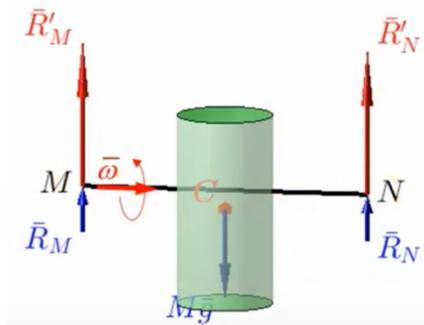


Ilustración 21. Cilindro vertical sobre apoyos con centro de masas desplazado. [Cañamón Valera, 2019]

En este caso aparecen las mismas reacciones estáticas, pero también aparecen unas reacciones dinámicas, debidas a que el centro de masas se encuentra a una distancia determinada del eje de giro, por lo que presenta una velocidad y en consecuencia una aceleración centrípeta. De este modo, usando la ecuación obtenida del teorema del centro de masas (17) se obtiene que la suma de las fuerzas dinámicas no es igual a cero.

$$\bar{R}'_M + \bar{R}'_N = M \cdot \frac{v_c^2}{\delta} \bar{n}$$

A su vez, usando la ecuación obtenida del teorema del momento cinético (20), tenemos que, al no ser el eje de giro un eje principal central de inercia, en este caso, el producto vectorial de la velocidad angular por el momento cinético ya no es igual a cero.

$$\bar{N}' = \bar{\omega} \wedge \bar{L} \neq 0$$

Con estos resultados se puede afirmar que en este caso no existe un equilibrio estático, ni un equilibrio dinámico.

- III. **Ejemplo 3.** Para este ejemplo se tiene un cilindro cuyo eje de revolución corta de forma diagonal al eje de giro, con su centro de masas (C) en el eje de giro, en el punto medio entre los apoyos M y N.

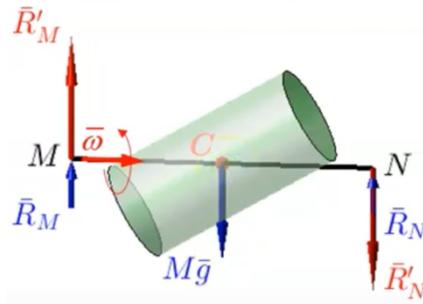


Ilustración 22. Cilindro diagonal sobre apoyos. [Cañamón Valera, 2019]

En este caso aparecen las mismas reacciones estáticas, pero también aparecen unas reacciones dinámicas, ya que el eje de rotación no es un eje principal de inercia. Sin embargo, en este caso, las reacciones dinámicas son iguales y de sentido contrario, por lo que se compensan.

De este modo, usando la ecuación obtenida del teorema del centro de masas (17) se obtiene que la suma de las fuerzas dinámicas sigue siendo igual a cero, ya que la velocidad de su centro de masas es igual a cero.

$$\bar{R}'_M + \bar{R}'_N = M \cdot \frac{v_C^2}{\delta} \bar{n} = 0$$

Usando la ecuación obtenida del teorema del momento cinético (20), tenemos que, al no ser el eje de giro un eje principal central de inercia, en este caso, el producto vectorial de la velocidad angular por el momento cinético ya no es igual a cero.

$$\bar{N}' = \bar{\omega} \wedge \bar{L} \neq 0$$

Con estos resultados se puede afirmar que en este caso sí existe un equilibrio estático, pero no un equilibrio dinámico.

- IV. **Ejemplo 4.** Para este ejemplo se tiene un cilindro cuyo eje de revolución corta de forma diagonal al eje de giro, con su centro de masas (C) a una distancia determinada (δ) del eje de giro, en el punto medio entre los apoyos M y N.

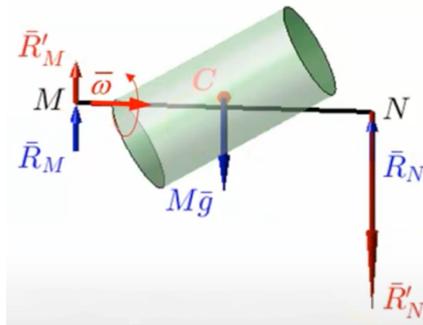


Ilustración 23. Cilindro diagonal sobre apoyos con centro de masas desplazado. [Cañamón Valera, 2019]

En este caso aparecen las mismas reacciones estáticas, pero aparecen unas reacciones dinámicas diferentes a las de todos los casos anteriores, ya que se suman el par de fuerzas debido al desplazamiento diagonal del eje principal de inercia, junto con el debido a la distancia del centro de masas al eje de giro. Quedando así una reacción dinámica menor en M y mayor en N.

De este modo, usando la ecuación obtenida del teorema del centro de masas (17) se obtiene que la suma de las fuerzas dinámicas no es igual a cero.

$$\bar{R}'_M + \bar{R}'_N = M \cdot \frac{v_C^2}{\delta} \bar{n}$$

Usando la ecuación obtenida del teorema del momento cinético (20), tenemos que, al no ser el eje de giro un eje principal central de inercia, en este caso, el producto vectorial de la velocidad angular por el momento cinético ya no es igual a cero.

$$\bar{N}' = \bar{\omega} \wedge \bar{L} \neq 0$$

Con estos resultados se puede afirmar que en este caso no existe un equilibrio estático, ni un equilibrio dinámico.

[Avello Iturriagagoitia, 2014]

[Cañamón Valera, 2019]

2.5.2. Tipos de desequilibrio asociados a rotores

Una vez descrito el fundamento matemático en el que se basan los desequilibrios, donde se atiende a dos grandes grupos, que son el equilibrado estático y el equilibrado dinámico, los cuales en función de sus combinaciones pueden dar lugar a otros subgrupos, se procede a describir estos tipos de desequilibrio de una forma más visual y didáctica, aplicada a rotores.

Dentro de estas dos familias o a medio camino entre una y otra se encuentran una serie de divisiones más específicas. Según la norma ISO 1925 existen cuatro tipos de desequilibrio en función del plano sobre el que actúan las fuerzas, que son, estático, par o de momento, cuasi estático y dinámico.

2.5.2.1. Desequilibrio estático

Generalmente es el desequilibrio más fácil de diagnosticar y viene normalmente ocasionado por un desgaste superficial a lo largo del radio del rotor, o bien por la no uniformidad a la hora de la fabricación. Este tipo de desequilibrio se da prácticamente siempre en rotores cuyo radio es mucho mayor que su anchura.

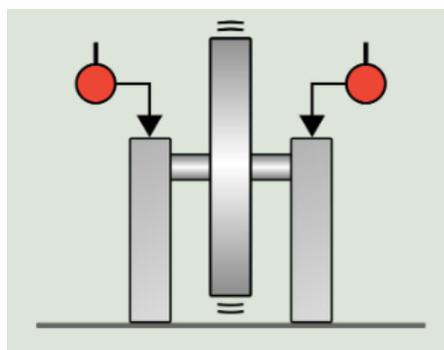


Ilustración 24. Rotor estrecho entre dos apoyos. [Power-MI, 2020]

Al desplazar el centro de gravedad en un plano tan estrecho, la propia fuerza gravitatoria de ese punto origina un movimiento de giro del rotor, el cual da lugar a una fuerza centrífuga que hace que el eje principal de inercia se separe del eje de rotación de forma paralela y a una distancia determinada.

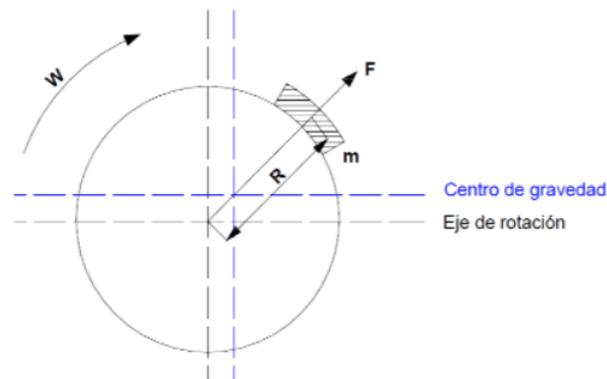


Ilustración 25. Desequilibrio estático. [Gómez Carnicero, 2015]

Para corregir este desequilibrio la opción más recomendada es el equilibrado en un plano, el cual será perpendicular al eje de rotación y coincidente con el centro de gravedad del rotor.

Basándose en el fundamento matemático, este tipo de desequilibrio es el correspondiente al del **ejemplo 2**, por lo que no se tiene ni equilibrado estático ni dinámico.

2.5.2.2. Desequilibrio par o de momento

Este tipo de desequilibrio es el menos común de todos, hasta tal punto que se podría decir que es un desequilibrio prácticamente teórico, ya que solo se da para una posición concreta de las masas que lo producen.

En este caso el rotor debe tener una anchura considerable con respecto a su radio, lo cual propicia el origen de este desequilibrio, que viene dado por la posición de dos masas diametral y longitudinalmente opuestas, es decir, la línea imaginaria que une los dos centros de masa de los planos opuestos del rotor, corta con el eje del mismo, pasando por el punto medio de dicho eje.

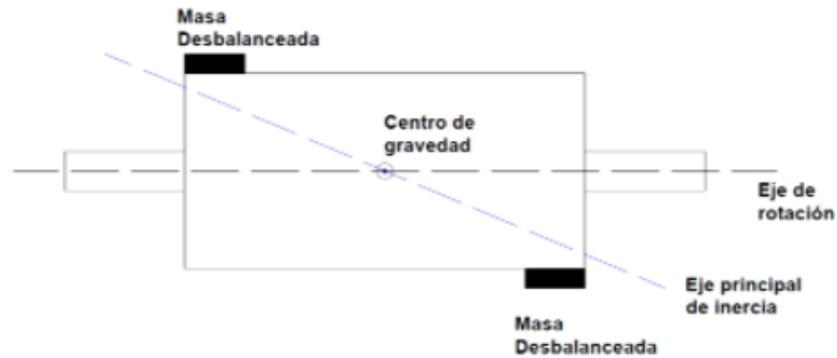


Ilustración 26. Desequilibrio par o de momento. [Gómez Carnicero, 2015]

Esta disposición de los centros de masas tan concreta, da lugar a unas fuerzas que producen dos momentos simétricos respecto al centro del rotor, teniendo así dos desequilibrios simétricos y opuestos. Esto puede hacer que sea difícil de identificar, pero una vez identificado el tipo de desequilibrio, tiene un equilibrado muy sencillo, que consiste en colocar dos masas diametralmente opuestas en cada una de las masas de desequilibrio originales, cada una en su respectivo plano.

Basándose en el fundamento matemático, este tipo de desequilibrio es el correspondiente al del **ejemplo 3**, por lo que en este caso sí se tiene ni equilibrado estático, pero no dinámico.

2.5.2.3. Desequilibrio cuasi estático o cuasi dinámico

Este caso es una combinación de los dos anteriores ya que aparece un desequilibrio estático y uno de par o momento. Esta combinación tiene lugar cuando se tiene un rotor en voladizo, el cual tiene una anchura despreciable con respecto a su radio, por lo que se puede considerar que es un desequilibrio en un solo plano. Tampoco es incorrecto considerarlo como un desequilibrio en dinámico debido a la combinación de los dos tipos anteriores. Este desequilibrio se suele dar por doblamiento del eje del rotor o bien por desgaste en la superficie del rotor.

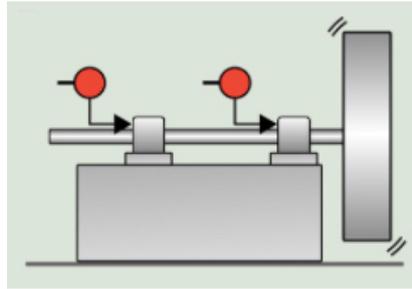


Ilustración 27. Rotor estrecho en voladizo sobre dos apoyos. [Power-MI, 2020]

En este tipo de desequilibrio se tiene una posición un tanto particular del eje principal de inercia con respecto al de rotación, ya que, debido a la combinación del desequilibrio estático y el desequilibrio par, ambos en el mismo plano, el eje principal de inercia tiene una inclinación con respecto al de rotación, cortándose ambos en un punto siempre diferente al centro de masas.

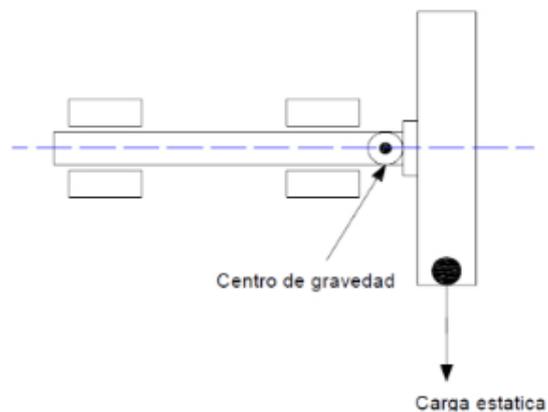


Ilustración 28. Desequilibrio cuasi estático o cuasi dinámico. [Gómez Carnicero, 2015]

Al ser una combinación de los dos desequilibrios anteriores, como se menciona anteriormente, se puede realizar de forma acertada tanto un equilibrado en un plano como en dos, siendo el primero más común en estos casos, mientras que el segundo es más preciso.

Basándose en el fundamento matemático, este tipo de desequilibrio es el correspondiente al del **ejemplo 4**, por lo que no se tiene ni equilibrado estático ni dinámico.

2.5.2.4. Desequilibrio dinámico

Este es el más común de todos los tipos de desequilibrio, que del mismo modo que el anterior, es una combinación de los dos primeros, es decir, del desequilibrio estático y el desequilibrio par. Sin embargo, en este caso se pueden dar en cualquier posición angular, dando así lugar a un desequilibrio dinámico en el que aparecen fuerzas en ambos planos del rotor, las cuales originan diferentes momentos o pares con respecto al centro de gravedad del rotor.

En este caso el rotor tiene una anchura considerable con respecto al radio del mismo, y es por eso que aparecen las fuerzas mencionadas anteriormente en ambos planos del rotor.

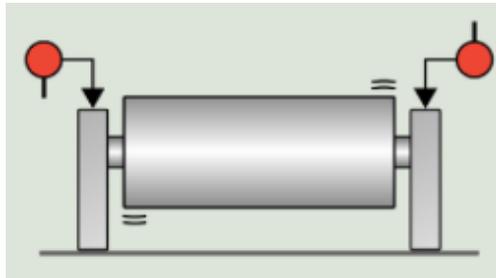


Ilustración 29. Rotor ancho sobre dos apoyos. [Power-MI, 2020]

Esta combinación de desequilibrios en cualquier posición angular da lugar a que el eje principal de inercia del rotor no corte necesariamente en ningún punto con el eje de rotación de éste.

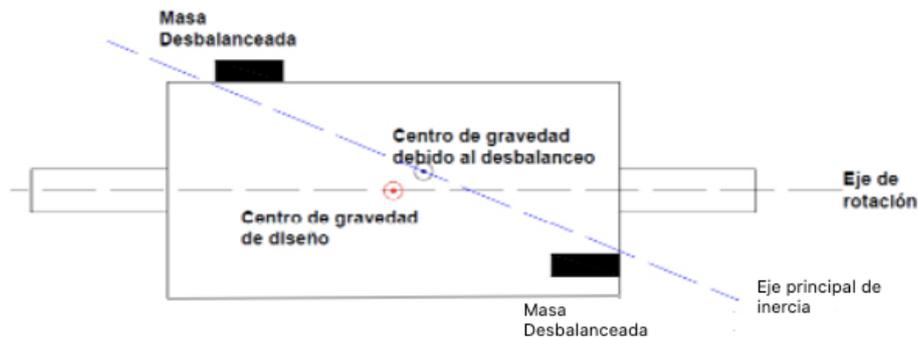


Ilustración 30. Desequilibrio dinámico. [Gómez Carnicero, 2015]

En este caso se recomienda por norma general hacer un equilibrado en dos planos ya que el desequilibrio que se presenta tiene una complejidad mayor a todos los anteriores y es necesario una precisión también mayor.

Basándose en el fundamento matemático, el ejemplo más cercano a este desequilibrio es el **ejemplo 4**. En este caso no se tiene ni equilibrado estático ni dinámico.

[Avello Iturriagagoitia, 2014]

[Cañamón Valera, 2019]

[Gómez Carnicero, 2015]

[Power-MI, 2020]

2.6. CARACTERIZACIÓN Y PROCESAMIENTO DE SEÑALES DE VIBRACIONES Y ANÁLISIS EN FRECUENCIA.

Existen principalmente dos maneras de representar las vibraciones, una en función del tiempo y otra en función de la frecuencia.

Para describir estas representaciones, es necesario tener en cuenta los conceptos definidos previamente de amplitud, periodo y frecuencia.

- La **amplitud**, distancia desde un punto de la onda hasta el punto de equilibrio
- El **periodo** o periodo de oscilación, tiempo que tarda la onda en completar un ciclo.
- La **frecuencia** o frecuencia de oscilación, es la inversa del periodo, es decir, el número de ciclos completos que realiza la onda por unidad de tiempo.

Comúnmente, para hablar de la amplitud de la vibración de un sistema, se usa el **desplazamiento** desde el punto de equilibrio, el cual se mide por lo general en *mm* (milímetros). Este sistema, a parte de desplazamiento, presenta también una velocidad y una aceleración, ambas variables.

La **velocidad** es la variación del desplazamiento en función del tiempo, por lo que ésta se mide usualmente en mm/s (milímetros por segundo). La **aceleración** es la variación de la velocidad en función del tiempo, por lo que pasa a medirse en mm/s^2 (milímetros por segundo al cuadrado).

Como se muestra a continuación, el desplazamiento en un movimiento vibratorio describe una señal sinusoidal, por lo que la velocidad y la aceleración, que describen la misma magnitud en función del tiempo, son también señales sinusoidales.

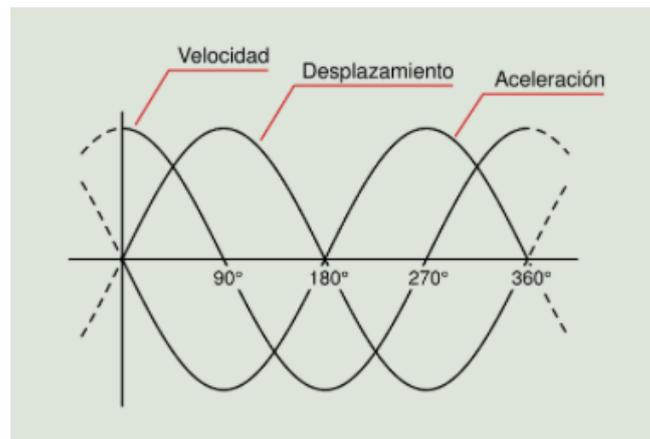


Ilustración 31. Desplazamiento, velocidad y aceleración de un movimiento vibratorio. [Power-MI, 2020]

También se puede apreciar en la imagen anterior, como cada onda está desfasada 90° con respecto a la anterior. Es decir, la onda de la velocidad está adelantada 90° con respecto a la onda del desplazamiento, y la onda de la aceleración se encuentra adelantada 90° con respecto a la de la velocidad.

Dicho de otra manera, cuando el desplazamiento alcanza su punto máximo, es decir, cuando nuestro sistema se encuentra en el punto más alejado de la posición de equilibrio, la velocidad se hace cero. Mientras que cuando el desplazamiento llega al valor cero, es decir, su posición de equilibrio, la velocidad es máxima. Ocurre el fenómeno contrario con la aceleración, ya que al estar desfasada 180° con respecto al desplazamiento, la aceleración es máxima cuando el desplazamiento es máximo y es cero cuando el desplazamiento es 0.

[Power-MI, 2020]

Procesamiento de señales

Comúnmente se tiene una percepción de la imagen de la onda asociada al dominio del tiempo, ya que es la representación más común que viene dada por cualquier máquina de detección de ondas, ya sean vibratorias o de cualquier tipo. Esta

representación resulta bastante intuitiva y contiene mucha información. Sin embargo, existe también la representación en el dominio de la frecuencia, la cual, pese a no ser tan intuitiva a simple vista, proporciona una información más detallada de la onda.

2.6.1. Dominio del tiempo

El estudio de las vibraciones en el dominio del tiempo, a priori, nos da unas señales que nos muestran toda la información acerca de todos los componentes del sistema, pero resulta prácticamente imposible distinguir los comportamientos característicos de cada parte del sistema de forma independiente, ya que aparece toda la información compactada en un mismo bloque.

Esta representación es más sencilla de entender a priori, ya que muestra la onda de una manera similar a su forma física, es decir, la onda que se puede observar a simple vista al hacer oscilar una cuerda unida por un extremo a un punto fijo es exactamente igual a la representación gráfica en el dominio del tiempo.



Ilustración 32. Suceso mecánico de ondulación. [EFL, 2020]

En la onda vibratoria originada en un ventilador industrial, aparecen diferentes picos de amplitud con diferentes periodos. Este suceso hace que se puedan apreciar los diferentes picos en la representación del dominio del tiempo, pero no se pueden distinguir de manera correcta

Por eso, para analizar estas vibraciones, en vez de en el dominio del tiempo, lo hacemos en el dominio de frecuencia, en el que se proporciona mayor información de utilidad para su estudio.

[Gómez Carnicero, 2015]

[Power-MI, 2020]

2.6.2. Dominio de frecuencia

Jean Baptiste Fourier (1768-1830) fue quien averiguó la forma de representar una señal vibratoria en el dominio de la frecuencia, a partir de unas curvas sinusoidales, con unos valores de amplitud y frecuencia determinados.

La base matemática del análisis de una onda vibratoria en el dominio de frecuencia es la Transformada de Fourier, que es una función que se puede adaptar de forma matemática según el tipo de señal. Todas estas maneras en las que puede aparecer la Transformada de Fourier concuerdan en que la señal vibratoria está compuesta por un número de componentes sinusoidales, cada uno con su respectiva amplitud, frecuencia y fase.

Para obtener la Transformada de Fourier se parte de las Series de Fourier, de tal manera que si se tiene una función periódica $g(t) = g(t + nT)$, donde T es el periodo de oscilación y n cualquier número entero, se tiene que dicha función se puede representar como una suma de componentes sinusoidales a frecuencias equiespaciadas kf_1 , siendo k otro número entero y f_1 la frecuencia. Cualquiera de esas componentes se puede obtener mediante la siguiente operación.

$$G(f_k) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t) e^{-j2\pi f_k t} dt \quad (21)$$

De esta manera se pueden extraer todos los componentes de $g(t)$ en función de su respectiva frecuencia. Una vez tenemos cada componente, se puede obtener la función $g(t)$ como suma de cada componente con su respectiva frecuencia.

$$g(t) = \sum G(f_k) e^{-j2\pi f_k t} \quad (22)$$

Obtenida la ecuación $G(f_k)$ para señales periódicas, se puede extender a casos más generales haciendo que $T = \infty$, obteniendo así una función continua en f .

$$G(f) = \int_{-\infty}^{\infty} g(t) e^{-j2\pi f t} dt \quad (23)$$

$$g(t) = \int_{-\infty}^{\infty} G(f)e^{j2\pi ft} dt \quad (24)$$

Siendo $G(f)$ la Transformada de Fourier directa y $g(t)$ la Transformada de Fourier inversa.

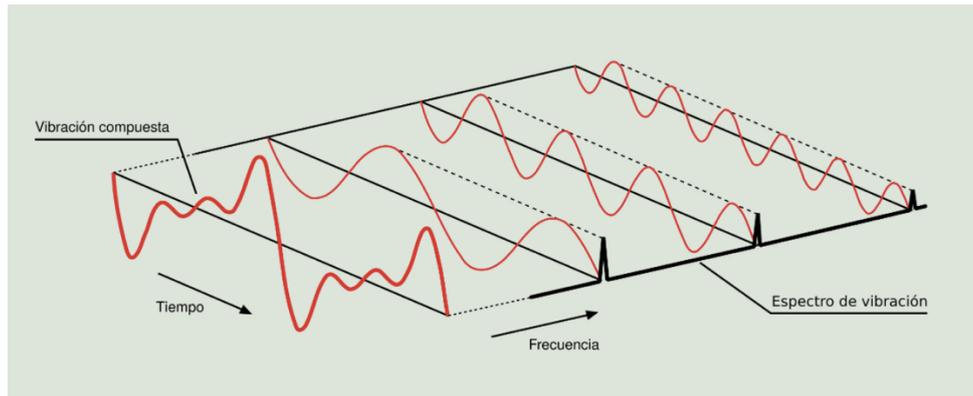


Ilustración 33. Procesado de una onda vibratoria compleja. [Power-MI, 2020]

Como se puede apreciar en la imagen anterior, de manera sencilla y gráfica, obtenemos una representación en el dominio de la frecuencia, a partir de la representación en el dominio temporal.

Para obtener esta representación, mediante la Transformada de Fourier, obtenemos cada onda que constituye la señal inicial, cada una con su respectiva frecuencia, pudiendo así diferenciar cada una de las vibraciones simples.

Una vez tenemos bien diferenciadas cada una de las vibraciones simples, las sumamos en un gráfico de amplitud en función de la frecuencia, obteniendo así el **espectro de vibraciones**.

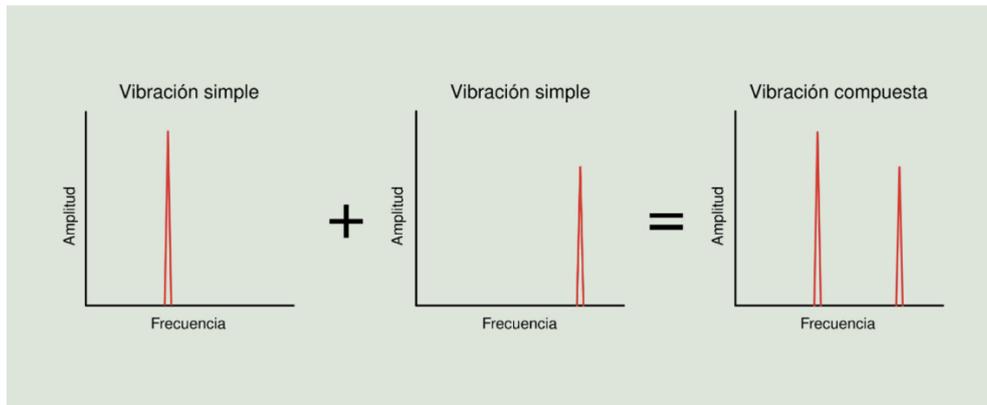


Ilustración 34. Suma de vibraciones simples en el dominio de la frecuencia. [Power-MI, 2020]

[Gómez Carnicero, 2015]

[Power-MI, 2020]

[Prieto García, 2017]

2.7. ARMÓNICOS

Para definir el concepto de armónico, la manera más simple y visual es mediante el ejemplo de la vibración de una cuerda fija por ambos extremos.

Se parte de la premisa de una cuerda con una longitud determinada (L), fija por ambos extremos que serán los nodos, obteniendo así el valor “ n ” igual al número de nodos menos uno, con una velocidad constante de la onda que avanza por la cuerda (v) y una longitud de onda (λ) igual al doble de la longitud de la cuerda ($2L$).

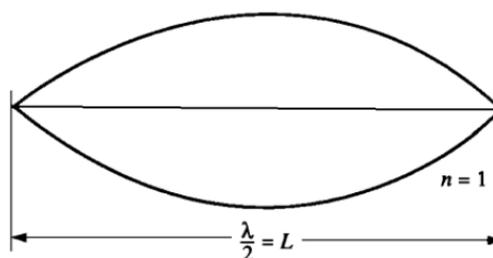


Ilustración 35. Cuerda fija por dos extremos. [Grigioni, 2016]

Lo primero a tener en cuenta es que la longitud de onda varía en función del número de nodos, de tal manera que, si se fija la cuerda en puntos intermedios equidistantes, aumentando el número de nodos, disminuye la longitud de onda. Como se aprecia en la imagen anterior, la longitud de onda para una cuerda con dos nodos es igual al doble de su longitud, mientras que si ésta cuenta con tres nodos, su longitud de onda es igual a su longitud, y en el caso de que sean cuatro nodos será igual a dos tercios de su longitud.

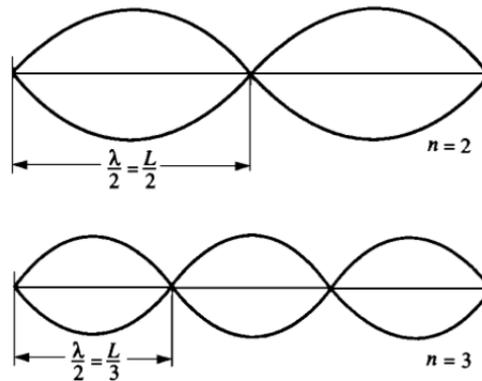


Ilustración 36. Cuerdas con uno y dos nodos intermedios. [Grigioni, 2016]

Partiendo de los ejemplos gráficos anteriores se deduce que la longitud de onda es igual al doble de la longitud de la cuerda dividido entre el número de nodos menos uno (siendo el valor “n” dicho número de nodos menos uno).

$$\lambda = \frac{2L}{n} \quad (25)$$

Por otro lado, se tiene que el periodo de dicha onda es igual al espacio recorrido dividido entre la velocidad. La representación más común del periodo es mediante magnitudes angulares de la siguiente manera:

$$T = \frac{2\pi}{w}$$

Por tanto, consta del espacio angular recorrido, es decir, 2π radianes, entre la velocidad angular, es decir, w radianes por segundo. De este modo, en magnitudes lineales se obtienen la frecuencia y el periodo en función de dichas magnitudes.

$$T = \frac{\lambda}{v} \quad (26)$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{v}{\lambda}$$

Como se puede observar, se obtiene que el período sigue siendo igual al espacio entre la velocidad, pero en este caso es longitud de onda entre velocidad lineal, y en consecuencia, sabiendo que la frecuencia es la inversa del periodo, se deduce que es igual a la velocidad entre la longitud de onda.

Una vez se conocen todas estas premisas, se puede deducir la frecuencia de la onda en función del número de nodos, para una velocidad y longitud fijas, con lo que la ecuación de la frecuencia queda de la siguiente manera:

$$f_n = \frac{v}{\lambda_n} = \frac{nv}{2L} \quad (27)$$

De esta deducción se puede afirmar que la frecuencia de oscilación en función del número de nodos es igual a la velocidad de la onda por el número de nodos menos uno, entre dos veces la longitud de la cuerda.

Con este ejemplo de la cuerda fija por los dos extremos se demuestra que la frecuencia de oscilación de una onda, para una velocidad fija, varía en función de la longitud de onda, por lo que existe una frecuencia fundamental para una velocidad concreta. Esta frecuencia fundamental, en el caso de la cuerda es aquella que corresponde con $n = 1$, de tal manera que todos sus múltiplos para cada valor entero de n , son los denominados armónicos.

Extrapolando este ejemplo a una máquina rotativa, existe una frecuencia fundamental para cada velocidad de giro de dicha máquina, que será el primer armónico y todos sus múltiplos por valores enteros serán los sucesivos armónicos.

Comúnmente el primer armónico se denomina 1X, el segundo 2X, el tercero 3X, dando así a entender que son todos múltiplos del primero.

Por ejemplo, si se tiene una maquina rotativa que gira a 920 rpm, existe una frecuencia de oscilación asociada a dicha velocidad, la cual es la frecuencia fundamental, que a su vez corresponde con el primer armónico y se obtiene de la siguiente manera:

$$w = 920 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{60 \text{ s}} = 96,34217 \text{ rad/s}$$

$$f = \frac{w}{2\pi} = \frac{96,34217}{2\pi} = 15,3333 \text{ Hz}$$

Luego la frecuencia fundamental para la velocidad de giro de 920 rpm es igual a 15,33 Hz, por lo que la frecuencia del primer armónico es 15,33 Hz. Y uniendo las dos ecuaciones anteriores se obtiene una ecuación genérica para hallar la frecuencia de cualquier armónico que es la siguiente:

$$nX = n \cdot \left(RPM \cdot \frac{2\pi}{60} \right) \cdot \frac{1}{2\pi} = n \cdot \frac{RPM}{60} \quad (28)$$

De este modo tenemos que las frecuencias asociadas a los sucesivos armónicos son las siguientes:

- 1X (primer armónico) = 15,3333 Hz
- 2X (segundo armónico) = 30,6666 Hz
- 3X (tercer armónico) = 46,00 Hz
- 4X (cuarto armónico) = 61,3333 Hz
-
- NX (enésimo armónico) = N x 15,33333 Hz

También existen los subarmónicos, que son aquellos que se encuentran en frecuencias intermedias, es decir aquellos que se encuentran en posiciones intermedias a las de los armónicos. Éstos tienen la misma definición y características que los armónicos, salvo por una excepción, mientras que los armónicos son los múltiplos por números enteros, los subarmónicos también son los múltiplos, pero por números no enteros. Por ejemplo:

- $1/3 X$
- $1/2 X$
- $3/2 X$

[Chapman, 2001]

[Grigioni, 2016]

[Herramientas de Ingeniería, 2021]

2.8. ANÁLISIS EN UNA MÁQUINA REAL

Podemos obtener información sobre este comportamiento vibratorio que queremos analizar, sobre una máquina concreta, a través de unos sistemas de monitoreo de vibraciones. Dichos sistemas nos indicarán el momento en el que una vibración es nociva para nuestro sistema, y qué parte de nuestro sistema es el que está generando dicha vibración, con el fin de poder buscar una solución a tiempo y evitar un mal mayor.

Comúnmente se utilizan acelerómetros para medir las vibraciones, los cuales se colocan sobre los cojinetes, que es donde se producen la mayoría de las perturbaciones. El acelerómetro en cuestión recibe una señal vibratoria generada por todos los elementos que se encuentran alrededor del rodamiento, y la convierte en una señal eléctrica. Esta señal eléctrica es procesada por un software de análisis de vibraciones, que proporciona diferentes interpretaciones, como puede ser la onda sinusoidal asociada a la misma señal eléctrica, o el espectro de vibraciones en el dominio de la frecuencia, entre otras.

El **espectro de vibraciones** en el dominio de la frecuencia es uno de los resultados más importantes a la hora del monitoreo de vibraciones, ya que aporta gran cantidad de información. Mediante una serie de modelos matemáticos, el software de análisis

de vibraciones es capaz de eliminar las componentes de la vibración debidas al ruido, mostrando así una señal vibratoria más limpia, a partir de la cual se pueden obtener gran cantidad de datos como la posición de los armónicos, la amplitud de las vibraciones, entre otros.

Podemos conocer a qué pueden deberse las vibraciones y hasta qué punto son más o menos perjudiciales, gracias al valor global de la vibración, el cual nos lo da la amplitud. Es un cálculo de mucha complejidad, pero a su vez nos proporciona el dato más importante que se calcula en cualquier análisis de vibraciones. Existen tres diferentes maneras de medir esta amplitud:

- **Pico – pico:** en este caso se mide la distancia de una punta a la otra de la onda, es decir, desde el valor más bajo al valor más alto de amplitud.

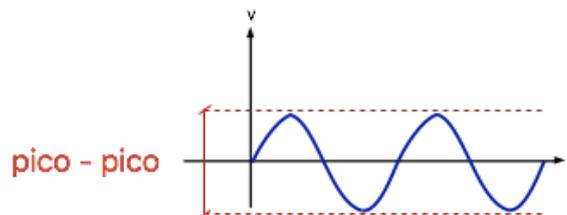


Ilustración 37. Amplitud pico - pico. [Elaboración propia]

- **Cero – pico:** en este caso se mide desde el punto medio de la onda hasta el punto más alto, es decir, desde la posición de equilibrio hasta el valor máximo de amplitud.

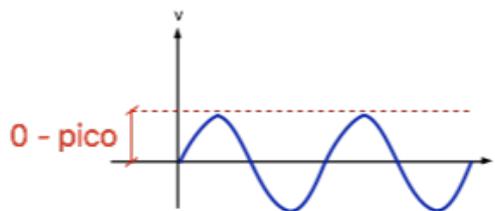


Ilustración 38. Amplitud 0 - pico. [Elaboración propia]

- **RMS (Root Mean Square o Raíz Media Cuadrada):** este caso es el más común, ya que, al estar normalizado, se utiliza para delimitar la frontera entre un valor nocivo de vibración y un valor admisible. La forma de obtener este valor es realizando un promedio entre los diferentes valores de amplitud, descartando valores atípicos puntuales que pueden ser debidos a arranques o a fallos de lectura. Este valor suele ser un 70% del valor cero – pico, estrictamente es exactamente igual a el producto del valor cero – pico por $\frac{\sqrt{2}}{2}$, es decir, un 70,71% del valor cero - pico.

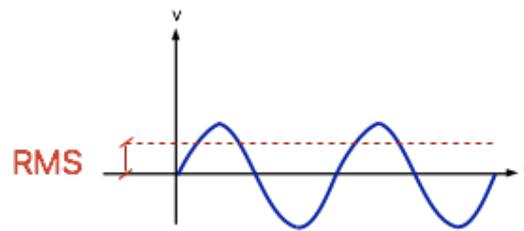


Ilustración 39. Amplitud RMS. [Elaboración propia]

Un acelerómetro nos puede proporcionar fácilmente valores de frecuencia altos, lo cual asociado a la onda acústica que produce dicha vibración son los sonidos agudos. Mientras que, para poder observar valores de frecuencia bajos, es decir, asociado a la onda acústica, los sonidos graves, se capta la señal con el acelerómetro y se integra con el software de análisis de vibración para obtener la velocidad de la onda. Las características de estas dos ondas vibratorias son:

- Frecuencias altas: son aquellas asociadas a sonidos agudos, y que son debidas por lo general a problemas de lubricación en diversos elementos de la máquina, o a fallos en cojinetes o engranajes. Es decir, son debidas al contacto entre metales.
- Frecuencias bajas: son aquellas asociadas a sonidos graves, y son debidas a problemas de holgura o la desalineación del eje.

[Gómez Carnicero, 2015]

[Mosquera, 2001]

[Power-MI, 2020]

[Prieto García, 2017]

2.9. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

Este capítulo es uno de los más extensos en lo que a teoría se refiere, ya que aborda las vibraciones desde el concepto más básico hasta el más complejo, todos ellos necesarios para comprender el estudio que se realiza en este proyecto (TFG).

Comienza presentando las nociones básicas del movimiento oscilatorio y de la onda, continua con la definición y los tipos de vibraciones, concretando las vibraciones en máquinas industriales y explicando sus causas, poniendo especial detalle en el desequilibrio, que es la causa que se estudia de manera más exhaustiva en este proyecto (TFG).

Seguidamente se aborda el tema de la caracterización y el procesamiento de señales vibratorias, donde posteriormente se explica al detalle el concepto de armónico, necesario para entender la señal vibratoria en el dominio de la frecuencia.

Finalmente se trata el tema del análisis de vibraciones en una máquina real, con el objetivo de llevar el conocimiento teórico a la parte experimental.

3.1. INTRODUCCIÓN

Las máquinas industriales, por lo general, tienen un funcionamiento continuo, debido a las altas necesidades de producción de las empresas. Sin embargo, es bastante común que dichas máquinas fallen o den algún problema a lo largo de su actividad debido a multitud de factores, como pueden ser picos de tensión, sobrecargas, uso prolongado, exceso de vibraciones, desequilibrio, fallo humano, etc.

Por ello surge el concepto de mantenimiento, ya que las empresas necesitan que estas máquinas produzcan durante el máximo tiempo posible, y al mayor ritmo posible, buscando a su vez unos valores lo más alto posibles de fiabilidad y calidad, es decir, no solo interesa que estas máquinas no se paren, sino que también interesa alargar su vida útil lo máximo posible.

El **mantenimiento** es el conjunto de todas las acciones, técnicas, administrativas y de gestión, que se llevan a cabo durante el ciclo de vida de una instalación; destinadas a mantenerlo o restablecerlo en el estado en el que pueda cumplir la función requerida. El mantenimiento contribuye, por tanto, a garantizar y prolongar la vida de la instalación.

Los cuatro pilares esenciales para llevar a cabo un buen mantenimiento son:

- Trabajar en común mantenimiento y fabricación.
- Adaptar los medios a las necesidades.
- Mejorar la fiabilidad y la eficacia mediante dinámicas, métodos y herramientas.
- No realizar mantenimiento a cualquier precio, es decir, no realizar un mantenimiento mayor, más costoso o más frecuente de lo necesario.

Se puede describir el funcionamiento normal de un sistema, es decir sin averías, como aquel en el que las anomalías no se salen de un cierto margen denominado norma. Una vez estas anomalías sobrepasan los márgenes de la norma, se produce una avería, dentro de la cual podemos distinguir dos partes. El síntoma, que es la parte visible de la avería, es decir la consecuencia; y la causa, que es el motivo por el cual se ha producido el síntoma. Atendiendo a esta diferenciación entre las dos partes de la avería, se realizan tres tipos de acciones, a corto, medio y largo plazo:

- **Corto plazo:** son acciones paliativas, en las que solo se soluciona o se trata el síntoma.

- **Medio plazo:** dentro de este tipo de acciones se encuentran diferentes subgrupos. Las acciones correctivas, que tratan la causa, y las acciones curativas, que eliminan la causa y la causa raíz. Esta última también podría catalogarse como medio-largo plazo.
- **Largo plazo:** son las acciones e inspecciones preventivas y predictivas, que eliminan la causa antes de que ésta pueda ocurrir.

[Michelin, 2020]

3.2. TIPOS DE MANTENIMIENTO

Principalmente existen tres tipos de mantenimiento. Tradicionalmente las empresas han utilizado el mantenimiento correctivo y el preventivo, pero en los últimos años se está trabajando en una transición hacia el mantenimiento predictivo, que pese a ser más costoso en su implantación, presenta también más beneficios que los otros dos.

- **Mantenimiento correctivo:** es aquel que no se realiza hasta que la máquina falla. Tiene la ventaja principal de que permite que la máquina este en operación durante el mayor tiempo sin pausa, y también el ahorro de medidas preventivas o predictivas, que son aún más costosas. Presenta el inconveniente de que no se sabe cuándo puede fallar, y esto puede ocasionar paradas en momentos no esperados, lo cual puede generar mayor tiempo de inoperatividad y mayores costes. Al no tomar ningún tipo de prevención, también puede ocasionar un fallo más grave, que en consecuencia es más difícil de reparar o incluso irreparable, generando de esta manera un mayor coste.
- **Mantenimiento preventivo:** en este caso no se deja operar a la máquina hasta el fallo, sino que se le realizan una serie de mantenimientos cada cierto periodo de tiempo, para evitar el fallo de ésta. El periodo de tiempo entre cada mantenimiento se puede establecer de dos maneras, en función del tiempo de trabajo, o en función del número de ciclos de la máquina. Este periodo de tiempo se establece en base a datos previos que se tienen sobre nuestra máquina, obtenidos gracias a la experiencia o las especificaciones de la máquina.
Al programar las paradas para mantenimiento, existe la ventaja de que se reduce el tiempo de inoperatividad, por lo que no disminuye la producción tanto como el mantenimiento correctivo, lo cual disminuye los costes. También se disminuye la probabilidad de fallo gracias a la periodicidad de estos mantenimientos, y en el caso de que ocurra un fallo la probabilidad de

que este sea grave también es menor. Este tipo de mantenimiento es más costoso que el correctivo ya que se realiza un número mayor de veces, y tiene la desventaja de que se puede intervenir una máquina cuando esta no lo necesita, generando un gasto innecesario. También se le suma el coste del proyecto de ingeniería que implica el plan de mantenimiento.

- **Mantenimiento predictivo:** a diferencia del mantenimiento preventivo, en este caso no se programa una intervención en base a la experiencia o especificaciones de la máquina, sino que se realiza un análisis exhaustivo de esta, con diferentes instrumentos de medida (lo más automáticos y autónomos posible), para así determinar el momento óptimo en el que realizar el mantenimiento.

La principal ventaja de este método es que, al analizar la probabilidad y la frecuencia de fallo de la máquina, solo se intervienen las máquinas propensas al fallo, y antes del momento en el que se estima que este fallo ocurrirá. Esto evita un exceso número de intervenciones no necesarias, que se traduce en un ahorro de tiempo y en un mayor tiempo de producción, ya que se realizan menos paradas por mantenimiento. La principal desventaja es que este método es el más caro de los tres, ya que tanto los equipos de análisis de máquinas, como los programas software necesarios para este análisis, tienen un coste muy elevado. En este caso también se le suma el coste del proyecto de ingeniería, pero en principio, el coste de un análisis de maquinaria para mantenimiento predictivo será mayor que el coste de la creación de un plan de mantenimiento para mantenimiento preventivo.

[Michelin, 2020]

3.3. MANTENIMIENTO PREVENTIVO: PLAN DE MANTENIMIENTO

Un plan de mantenimiento es un conjunto de tareas de mantenimiento preventivo, agrupadas o no, siguiendo algún tipo de criterio; con el objetivo de mejorar la fiabilidad de las máquinas e instalaciones.

“Un plan de mantenimiento es el conjunto de tareas preventivas a realizar en una instalación con el fin de cumplir unos objetivos de disponibilidad, de fiabilidad, de coste y con el objetivo final de aumentar al máximo posible la vida útil de la instalación. Existen al menos tres formas de elaborar un plan de mantenimiento, es decir, de determinar el conjunto de tareas preventivas a llevar a cabo en la instalación: basarse en las recomendaciones de los fabricantes, basarse en protocolos genéricos o basarse en un análisis de fallos potenciales.” [García Garrido, 2003]

El plan de mantenimiento es la parte fundamental del mantenimiento preventivo. La forma más sencilla de elaborar un plan de mantenimiento, a la par que la más empleada, es basándose en las especificaciones de los fabricantes, ya que de esa manera no se necesita un gran conocimiento sobre la máquina, y se puede conservar la garantía proporcionada por el fabricante.

Otra manera cada vez más frecuente para elaborar un plan de mantenimiento es analizando los posibles fallos que puede dar la máquina. De esta forma se pueden anticipar posibles fallos de la máquina, imprevistos por el fabricante, ahorrando así una pérdida de tiempo y de dinero imprevista. El riesgo que se puede correr en este caso es la pérdida de la garantía del fabricante, y a su vez, este método exige un mayor conocimiento de la máquina.

[García Garrido, 2003]

Los aspectos principales a tener en cuenta en un plan de mantenimiento, ordenados por orden cronológico, son los siguientes:

- Acciones a realizar en el mantenimiento
- Frecuencia
- Material necesario
- Herramientas necesarias
- Personal
- Orden de trabajo o tarea
- Seguridad

Resultados obtenidos en un mantenimiento preventivo

Si catalogamos las incidencias recogidas en una intervención de mantenimiento, en cada una de las partes de la máquina, se indican de la siguiente manera:

- “A”: incidencia positiva, es decir, no hay ningún tipo de fallo ni rotura, ni ningún indicio de que estos puedan ocurrir próximamente.
- “B”: incidencia negativa, es decir, hay algún fallo leve como una pequeña rotura, o indicios de un fallo próximo, pero no es necesario la intervención inmediata de la máquina.
- “C”: incidencia catastrófica o destructiva, es decir, existe un fallo grave como la destrucción de una parte importante de la máquina que puede ocasionar la inoperatividad de esta, y es necesaria una intervención urgente.

Obtendremos, en cada caso, las respectivas conclusiones:

- No es un buen plan de mantenimiento si se obtienen todo “A”, ya que en ese caso no era necesaria la intervención, por lo que no se ha establecido bien la periodicidad del mantenimiento.
- No es un buen plan de mantenimiento si se obtienen todo “B”, ya que fallan o pueden fallar todos los componentes, lo que conlleva un riesgo excesivo, por lo que, nuevamente no se ha establecido bien la periodicidad del mantenimiento.
- No es un buen plan de mantenimiento si obtenemos una o más “C”, ya que una o más partes de nuestra máquina ha sufrido un fallo destructivo, lo cual se podría haber solucionado, haciendo una intervención más temprana, ya que esa “C”, probablemente sería previamente una “B”.

De esta forma, se deduce que un buen plan de mantenimiento es aquel en el que se establece una periodicidad acorde con las posibles incidencias que puede sufrir la máquina, tratando de evitar fallos destructivos, pero sin hacer excesivas intervenciones, ya que estas conllevan un coste que se puede evitar fijando una periodicidad correcta.

[Michelin, 2020]

3.4. MANTENIMIENTO PREDICTIVO

El mantenimiento predictivo es un tipo de mantenimiento en el que se realiza un análisis exhaustivo de un sistema, mediante una serie de técnicas y herramientas específicamente diseñadas para ello, con el objetivo de detectar posibles fallos futuros, para así poder tomar medidas con antelación, y evitar que estos sucedan.

Este tipo de mantenimiento es el más ventajoso ya que es el que menos tiempo de parada conlleva, reduce al máximo los fallos y aumenta la vida útil de la máquina o sistema. A su vez es el más costoso debido al alto precio del material necesario para el análisis y el coste del proyecto de ingeniería que este conlleva.

En un mantenimiento predictivo existen una serie de acciones o análisis, cada uno de los cuales es más ventajoso en función de las solicitudes de nuestro sistema. Y normalmente, los más útil es una combinación de estos, para realizar un estudio más específico y fiable. Las acciones de mantenimiento predictivo realizadas con mayor frecuencia son las siguientes:

- **Análisis de vibraciones:** se miden todas las vibraciones que se manifiestan en el sistema, mediante una serie de elementos, por lo general acelerómetros, colocados en una zona próxima a los apoyos del eje, como pueden ser los rodamientos o cojinetes. Mediante un software de análisis de vibraciones se analizan los datos obtenidos y se diagnostica si puede haber algún fallo o si existe la posibilidad de algún fallo inminente.
Este análisis ofrece la posibilidad de detectar fallos como holguras, problemas de cojinetes o engranajes, desalineación o desequilibrios en el sistema, entre otros.
- **Termografía:** se miden las diferentes temperaturas que se manifiestan en un sistema mediante unas cámaras termográficas, que muestran las diferentes temperaturas con una escala de colores.
Este análisis presenta la posibilidad de detectar el calentamiento excesivo debido a rozamiento entre piezas en movimiento, fugas de gases fríos o calientes, o calentamiento de circuitos eléctricos.
- **Ultrasonido:** algunos fallos internos de nuestro sistema producen una serie de sonidos a unas frecuencias muy elevadas, las cuales son imperceptibles por el oído humano, que son aquellas superiores a 20.000 Hz. Para poder detectar estos sonidos se utilizan unos sensores de ultrasonidos, que permiten transformar la onda de sonido a una frecuencia menor, perceptible por el oído humano.
- **Análisis de aceite:** se hace un análisis del aceite lubricante que circula por el sistema, extrayendo una muestra.
Este análisis da la posibilidad de detectar el desgaste de la máquina ya que puede contener trazas de metal, o detectar componentes perjudiciales para el correcto funcionamiento del sistema.
- **Pruebas eléctricas en motores:** se hace una medición de la corriente eléctrica en el motor mediante una serie de sensores específicos para circuitos eléctricos, en diferentes etapas el funcionamiento del motor y en estático.
Este análisis otorga la posibilidad de conocer el estado del circuito eléctrico del motor, el rendimiento en cuanto a potencia eléctrica, el estado del aislamiento, entre otros.

[A-MAQ, 2019]

3.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

Atendiendo a los aspectos de **calidad, fiabilidad, profesionalidad y técnica de procedimientos**, el mantenimiento predictivo presenta grandes avances con respecto al mantenimiento preventivo y correctivo, ya que dispone de unos medios técnicos y tecnológicos superiores a estos.

Gracias a esta superioridad técnica y tecnológica del mantenimiento predictivo, este nos ofrece una gran cantidad de información, la cual es de gran utilidad siempre y cuando sea analizada de la forma correcta. También aporta la gran ventaja de la anticipación, ya que al estudiar el comportamiento de la máquina se puede llegar a conocer su tendencia, conociendo así los sucesos que se pueden dar previamente a que estos sucedan.

Sin embargo, como todos los tipos de mantenimiento y pese a su gran exactitud, este no puede predecir los sucesos que pueden acontecer en la máquina con un 100% de fiabilidad, ya que siempre pueden ocurrir anomalías, ajenas o no al control de dicho estudio predictivo, que pueden afectar al funcionamiento normal o a la tendencia de la máquina. Es por eso por lo que el mantenimiento preventivo es también necesario, ya que una acción de mantenimiento realizada con cierta frecuencia puede detectar dichas anomalías u otro tipo de fallas que el mantenimiento predictivo puede no haber tenido en cuenta, evitando así que dichas anomalías encuentren desprevenido al personal responsable de ello.

Aún con todo y con ello, realizando una predicción y prevención lo más exactas y fiables posibles, como en el caso anterior, siempre puede aparecer un error o anomalía inesperados, ya sea debido a un pico de tensión, una sobrecarga, un fallo humano o cualquier tipo de problema impredecible. En este caso, pese a la gran labor preventiva y predictiva que se haya realizado, puede ocurrir una avería de mayor o menor gravedad, la cual conlleva una sustitución o una reparación, es decir, un mantenimiento correctivo.

Atendiendo al aspecto **económico**, por norma general, el coste del mantenimiento es directamente proporcional a los aspectos presentados anteriormente, es decir, a la fiabilidad, calidad, profesionalidad, tecnicidad y tecnología.

En este caso, es importante destacar que, pese al coste de dichos mantenimientos, los resultados obtenidos a largo plazo son inversamente proporcionales a dichos aspectos previamente mencionados, ya que un análisis exhaustivo, preventivo y predictivo de una máquina, puede ahorrar grandes costes en sustitución y reparación de maquinaria.

Por el contrario, en algunas ocasiones se puede dar el caso de que sea menos costoso reparar una máquina, que crear un plan de mantenimiento para dicha máquina o que realizar un análisis predictivo demasiado exhaustivo.

También es un hecho notable que una empresa de mayor envergadura y con mayores fondos, puede permitirse realizar un estudio de predicción y prevención de mayor coste, mientras que empresas más modestas económicamente o en fase de creación, pueden estar más interesadas en reducir los costes a corto plazo.

Como **conclusión** de este capítulo, un buen mantenimiento depende de una gran variedad de factores y no se puede afirmar de forma generalizada que un mantenimiento sea mejor que otro. Un mantenimiento completo y en consecuencia un buen mantenimiento, es aquel que incluye los tres tipos de mantenimiento (correctivo, preventivo y predictivo) de forma equilibrada, reduciendo costes y daños y aumentando beneficios, fiabilidad y calidad.

CAPÍTULO 4 - VENTILADORES INDUSTRIALES Y SU PROBLEMÁTICA

4.1. INTRODUCCIÓN

El ventilador es una máquina cuyas dos funciones principales son evacuar aire de un espacio cerrado y renovarlo por el aire que se encuentra en el exterior. Otra de sus funciones es crear corrientes de aire también en espacios abiertos. Se cree que el origen del ventilador, concebido para esas funciones, proviene del concepto del molino de viento, hacia el siglo XVIII.

Esta idea de ventilador se empezó a plantear cuando la falta de ventilación en lugares interiores públicos comenzó a suponer un problema de relativa gravedad. A su vez, uno de los lugares donde era más necesaria la renovación de aire era en las minas, donde la acumulación de gases nocivos sí representaba un grave problema para la salud de los trabajadores.

Fue en 1838 cuando el ingeniero francés Charles Combes llevó a cabo el primer análisis científico sobre el problema de la renovación de aire en lugares de cohabitación de personas, quien sugirió que se debía proceder a una evacuación de dicho aire mediante ventiladores introducidos en cámaras estancas.

Más tarde, en 1858, otro ingeniero también de origen francés, llamado Théophile Guibal, llevo a la práctica la idea de un ventilador dinámico introducido en una cámara estanca, el cual solucionaba los problemas en caso de bloqueo del ventilador, manteniendo el habitáculo constantemente ventilado.

Finalmente, fue otro ingeniero francés, llamado Louis Ser quien publicó la primera teoría analítica sobre los ventiladores, en el año 1878, basada en un estudio intensivo de la mecánica de fluidos.

4.2. VENTILADORES INDUSTRIALES

Existen diversos métodos para el proceso de transporte o intercambio de aire de un habitáculo a otro o de este con el exterior. Se puede llevar a cabo en ausencia de elementos mecánicos, por convección, o bien mediante elementos mecánicos como ventiladores, creando así un sistema de ventilación.

Para el proceso de ventilación, es necesario aportar cierta energía para vencer las pérdidas de carga del sistema, esta energía viene producida por el elemento mecánico denominado ventilador.

El ventilador es una maquina rotativa o turbomáquina que suministra energía mecánica al fluido a través del giro del rotor a una velocidad suficiente, incrementando así la energía cinética del fluido, lo cual genera una diferencia de presión entre ambos lados del ventilador, que provoca un flujo continuo de fluido.

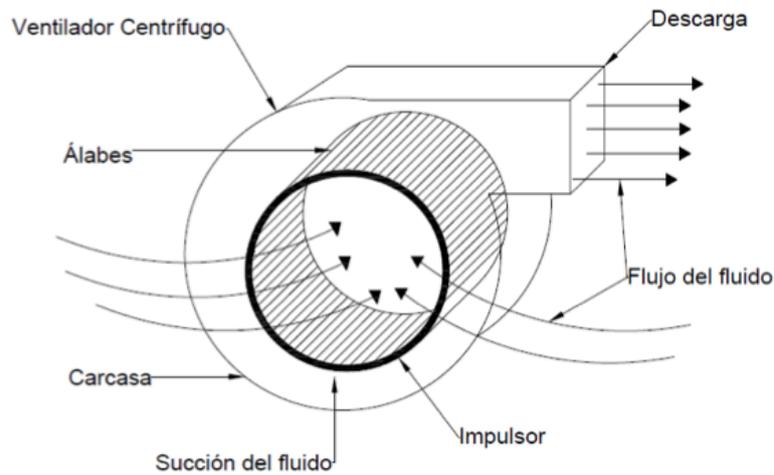


Ilustración 40. Funcionamiento de un ventilador centrífugo. [Ballesteros Hernández, 2015]

Un ventilador industrial cumple la misma función que un ventilador convencional, pero a mayor escala y con una mayor sollicitación. Es decir, son aquellos que se emplean en la industria para movimiento o evacuación de gases y pueden resistir condiciones de presión y temperatura extremas. Estos ventiladores normalmente suelen tener una mayor envergadura que un ventilador convencional y en consecuencia un peso mucho mayor, esto sumado a las velocidades tan altas a las que suelen trabajar debido a su sollicitación en la industria, hace que también estén fabricados con materiales mucho más resistentes y costosos.

[Ballesteros Hernández, 2015]

[Soler & Palau, 2021]

[UBA, 2020]

4.3. TIPOS DE VENTILADORES

Los ventiladores se pueden clasificar de diferentes maneras atendiendo a diferentes criterios, pero la manera más habitual de clasificación de ventiladores es atendiendo a la trayectoria del aire que circula a través de ellos.

Así mismo, existen dos grandes grupos en los que se clasifican los ventiladores en función de la trayectoria del aire, y estos a su vez se dividen en grupos más específicos para así catalogarlos con mayor exactitud. Estos dos grandes grupos son los ventiladores centrífugos y los ventiladores axiales.

4.3.1. Ventiladores centrífugos

En este tipo de ventiladores la entrada del aire es paralela al eje del rotor, mientras que la salida del aire es de forma tangencial a la circunferencia que forman los extremos de los álabes del rotor, es decir, la salida es perpendicular a la entrada, produciéndose así un cambio de dirección del fluido de 90°.

Este tipo de ventiladores se usa comúnmente para una ventilación localizada, es decir, para extraer y hacer circular el aire a gran velocidad entre espacios relativamente pequeños. En este caso el rotor puede trabajar en un rango de velocidades de giro que va desde 200 hasta 5000 rpm, y la diferencia de presión puede llegar hasta 1500 milímetros de columna de agua (mmcda), la cual es considerablemente alta con respecto a las presiones que se alcanzan en los ventiladores axiales.

Los ventiladores centrífugos, a su vez, se subdividen en función de la orientación de la curvatura de sus álabes en tres tipos:

- **Ventiladores con álabes curvados hacia delante:** en este caso el rotor dispone de un gran número de álabes con poca separación entre ellos, por lo que estos deben de ser suficientemente estrechos como para poder hacer circular el aire a través de ellos.

Como indica el nombre de este tipo de ventilador, sus álabes se encuentran curvados hacia delante, es decir, que el extremo de los álabes lleva una orientación tal, que coincide con el sentido de giro del rotor. Esta disposición de los álabes hace que trabajen en contra al movimiento, por lo que tienen una sollicitación de resistencia mecánica mayor al resto de ventiladores centrífugos, ya que soportan fuerzas mayores.

Este tipo de ventiladores son idóneos para sistemas en los que se tiene un pequeño caudal, pero una alta presión.

- Ventiladores con álabes curvados hacia atrás:** en este caso el rotor dispone de un menor número de álabes que en el caso anterior, pero de mayor tamaño y grosor.

Como indica su nombre, sus álabes se encuentran curvados hacia atrás, de tal manera que la orientación del extremo de los álabes se encuentra en dirección contraria al sentido de giro. Al contrario que en el caso anterior, esta disposición de los álabes hace que no soporten fuerzas tan elevadas como los curvados hacia delante, por lo que tienen una menor sollicitación en cuanto a resistencia mecánica y corren menor riesgo de sobrecarga. Este tipo de ventiladores son idóneos para evacuar gases que pueden contener partículas sólidas.
- Ventiladores radiales o con álabes rectos:** en este caso el ventilador consta de un diseño bastante sencillo, ya que los álabes son rectos y están dispuestos de forma radial, lo cual proporciona una gran resistencia mecánica.

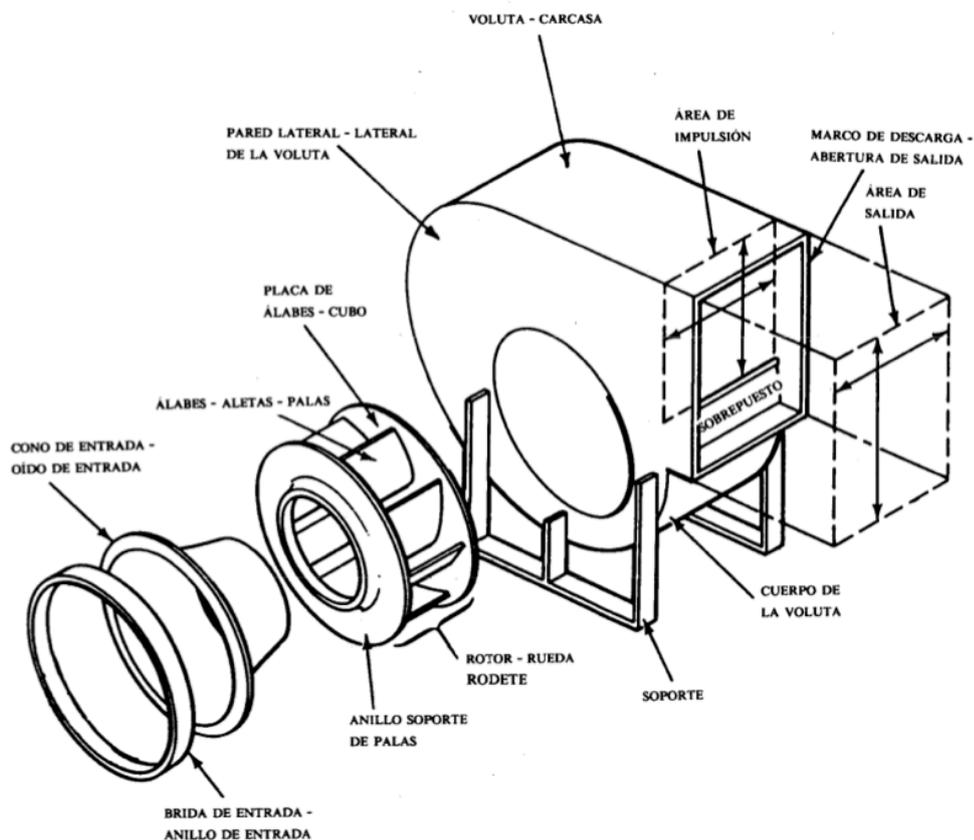


Ilustración 41. Esquema ventilador centrífugo. [UBA, 2020]

[Ballesteros Hernández, 2015]

[Soler & Palau, 2021]

[UBA, 2020]

4.3.2. Ventiladores axiales

En este tipo de ventiladores, igual que en el caso anterior, la entrada del aire tiene una dirección paralela al eje del rotor, pero en este caso la salida también es paralela al eje del rotor, es decir, avanza conservando la dirección del eje del rotor.

Este tipo de ventiladores se usa comúnmente para desplazar cantidades grandes de fluido en espacios abiertos, por lo que trabajan con presiones menores que los ventiladores centrífugos, entre 5 y 25 milímetros de columna de agua (mmcda).

Debido a estas características, su aplicación más común es la ventilación regular, consiguiendo una extracción o aportación de aire en un habitáculo, ya que pueden mover grandes cantidades de fluido con menos esfuerzo que los ventiladores centrífugos.

A su vez los ventiladores axiales se subdividen en dos pequeños grupos según su envolvente:

- **Ventiladores helicoidales:** es el ventilador más usado para la circulación de aire en naves industriales, pero a su vez su aplicación más común es en baños, ya sean públicos o privados. En ambos casos este tipo de ventilador es capaz de hacer circular grandes caudales de aire en comparación con su tamaño. Su disposición más habitual cuando se encuentran en funcionamiento, es incrustados en pared, de ahí su nombre más coloquial que es ventilador mural, también es habitual localizarlos incrustados en paredes de vidrio.

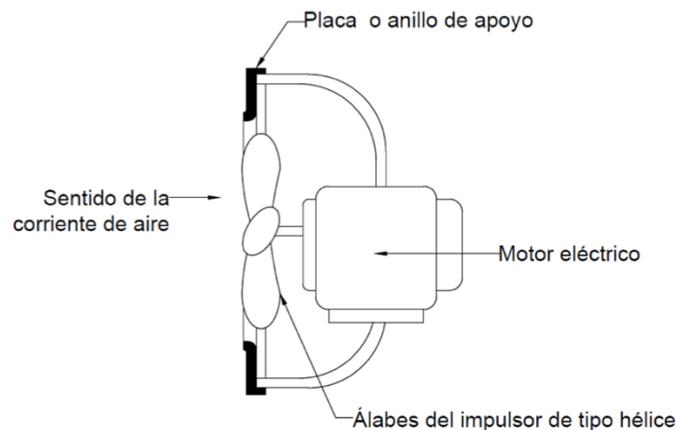


Ilustración 42. Esquema ventilador axial helicoidal. [Ballesteros Hernández, 2015]

- **Ventiladores tubulares:** una de las aplicaciones más comunes de este ventilador es la de extractor en procesos industriales y es capaz de conducir gases con partículas sólidas, como puede ser en cabinas de pintura o para extracción de humos. También es bastante común encontrarlo como extractor en Parkings de vehículos, o como ventilador complementario a un ventilador helicoidal, ya que es capaz de realizar las mismas funciones que este, pudiendo ambos transportar grandes caudales a bajas presiones. Consta de un rotor rodeado por álabes generalmente orientables y debido a su disposición es idóneo para trasladar aire a través de tubos.

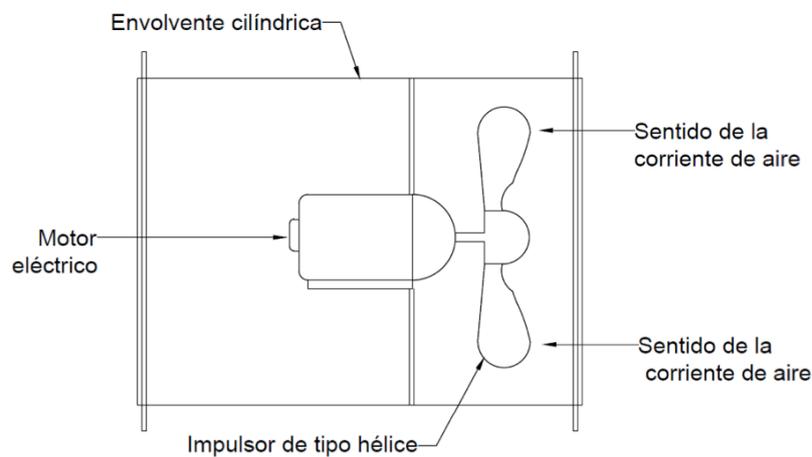


Ilustración 43. Esquema ventilador axial tubular. [Ballesteros Hernández, 2015]

[Ballesteros Hernández, 2015]

[Soler & Palau, 2021]

[UBA, 2020]

Por todo ello, para la elección de un ventilador existen múltiples aspectos a tener en cuenta. El ventilador idóneo para un proceso industrial determinado es aquel que satisface sus necesidades en cuanto al caudal que debe circular por su interior, presiones y temperaturas soportadas y de operación, velocidad de giro del rotor, potencia suministrada y consumida, máximos permisibles de ruido, e incluso su tamaño.

4.4. MANTENIMIENTO PREVENTIVO EN VENTILADORES INDUSTRIALES

Los ventiladores industriales a lo largo de su vida operativa (ciclo de vida) se encuentran expuestos a una serie de condiciones ambientales que, unas más y otras menos, pueden influir en el correcto funcionamiento de dichos ventiladores causando variados problemas, desde leves hasta irreversibles. Esta serie de condiciones pueden ser condiciones de temperatura extremas, gran humedad, gases con partículas sólidas en suspensión y gases contaminantes o nocivos.

Estas condiciones, junto a los daños que ellas producen, se pueden paliar o incluso evitar con un adecuado mantenimiento predictivo, preventivo y correctivo. En caso contrario, y como en cualquier tipo de maquinaria industrial, estos darán lugar a una falla prematura, que conlleva la disminución de la vida útil del ventilador pudiendo incluso dañar o contaminar zonas aledañas a este.

Uno de los problemas más comunes de la falta de un mantenimiento adecuado en ventiladores industriales es la aparición de desequilibrios, que puede ser debida a diferentes factores como el desgaste de los álabes del rotor o la adición de partículas sólidas a dichos álabes, provocando así un desplazamiento del centro de masas del rotor, que lleva consigo el ya mencionado desequilibrio.

Otro de los problemas comunes que presentan los ventiladores en ausencia de un buen mantenimiento es la aparición de microorganismos como bacterias, los cuales acarrearán variedad de problemas como malos olores o contaminación. Este problema puede llevar consigo un daño para el ventilador en cuestión, para su ambiente cercano y también para el medio ambiente, acarreando problemas graves de contaminación medioambiental, lo cual aparte de influir perjudicialmente a la instalación y al medio ambiente, puede convertirse en un problema de incumplimiento de leyes.

Para realizar un mantenimiento de ventiladores industriales adecuado, existen una serie de directrices comunes a seguir. Aunque no existe un criterio absoluto, estos son los pasos más recomendables a la hora de realizar el mantenimiento de un ventilador industrial:

- **Inspección de componentes mecánicas:** consiste en una inspección, ya sea visual o en detalle, de todos los componentes de montaje del ventilador, que son aquellos que mantienen el sistema fijo y anclado en una posición y, que debido a las vibraciones y el movimiento del rotor pueden verse deteriorados. Ejemplos de estos componentes son los pernos, cojinetes, espigas, chavetas, remaches, tuercas, etc.

- **Inspección de cableado:** como en cualquier maquinaria industrial, el cableado es uno de los elementos más importantes y vulnerables, conviene revisarlo con frecuencia para evitar posibles cortocircuitos.
- **Equilibrado:** debido a los factores previamente mencionados, los ventiladores tienden a desequilibrarse cada cierto tiempo, por lo que conviene realizar un equilibrado por personal homologado para ello.
- **Análisis de vibraciones:** como se describe detalladamente en el apartado de mantenimiento, en el análisis de vibraciones se miden todas las vibraciones que se manifiestan en el sistema, mediante una serie de elementos, por lo general acelerómetros, colocados en una zona próxima a los apoyos del eje, como pueden ser los rodamientos o cojinetes. Este es el método que permite realizar el equilibrado de los ventiladores, ya que, mediante un software de análisis de vibración, se van detectando las diferentes vibraciones en los apoyos del eje, y dicho software va indicando los pasos a seguir para el equilibrado, de una manera iterativa.
- **Limpieza de partículas adheridas:** es importante retirar las partículas que pueden quedar adheridas a los álabes del rotor, ya que estas pueden deteriorar el estado del rotor y provocar desequilibrios. Es conveniente realizar una limpieza previa al equilibrado para que este sea más preciso.
- **Limpieza y sustitución de filtros:** muchos sistemas de ventilación vienen provistos de filtros, los cuales, debido a su función, retienen gran cantidad de suciedad. Esta suciedad debe ser eliminada mediante la limpieza de dichos filtros, o si fuera necesaria, su sustitución.

[H2O TEK, 2021]

Análisis de vibraciones

Esta es una parte fundamental, por no decir la más importante, de cara al mantenimiento preventivo y predictivo en ventiladores industriales, ya que permite detectar fallos o comportamientos anómalos que de otra manera serían imperceptibles.

Si se realiza un análisis de vibraciones con mucha frecuencia, es decir, muy a menudo, se pueden detectar tendencias en el comportamiento vibratorio del sistema, las cuales no se pueden percibir sin este método, ya que van avanzando de forma lenta y progresiva. Gracias a esto se pueden detectar y atacar los problemas que puede presentar el sistema en un futuro con suficiente anterioridad.

Como aparece en el Capítulo 2, “2.8. Análisis en una máquina real” existen tres formas de medir el valor global de la vibración, es decir tres tipos de formas de medir la amplitud de vibración, que son amplitud pico - pico, amplitud 0 – pico y valor RMS. En este caso nos vamos a centrar en el valor RMS, ya que está normalizado y posee ciertas características que aportan mayor fiabilidad a la medición que los anteriores.

El valor de amplitud RMS se mide comúnmente en mm/s y es aproximadamente igual al 70% del valor de la amplitud 0 – pico. Al ser un valor que viene calculado por los software de análisis de vibración, nos da un valor medio más exacto, ya que dicho software es capaz de descartar de forma autónoma picos de amplitud anómalos, debidos a fallos de lectura o a sucesos irrelevantes que no se deben de tener en cuenta a la hora de la medición. Esto hace que sea la forma más extendida y generalizada para analizar la magnitud o la energía total de la vibración.

Para un estudio de vibraciones completo se recomienda tomar los valores de RMS en velocidad y en aceleración. Una vez obtenidos, se requiere valorar si es un valor alto o bajo de RMS, es decir, para calificar la gravedad de ese valor, se deben tener en cuenta varios factores. También se ha de tener en cuenta que todos los ventiladores industriales, en mayor o menor medida, presentan siempre vibraciones a diferentes amplitudes.

Uno de los factores a tener en cuenta es la función para la que se ha diseñado la máquina, por ejemplo, un martillo neumático está diseñado para operar con unas vibraciones mucho mayores que las de un ventilador.

Otro de los factores también muy importantes a tener en cuenta es la rigidez del soporte de la máquina, ya que una misma máquina permite unas vibraciones de mayor amplitud si está anclada a un soporte flexible que a uno rígido, mientras que si está amarrada a un soporte rígido las vibraciones son mucho mas perjudiciales.

Por tanto, determinar el nivel de gravedad de una vibración en un ventilador industrial no es tarea fácil. Para el caso concreto de este proyecto existe una tabla de umbrales de vibración, que viene dada por la norma ISO 10816-3, que es la norma para máquinas impulsadas por motores eléctricos. Dicha tabla clasifica los umbrales de vibración en función del tipo de soporte al que está anclado la máquina y en un rango de frecuencias de 10 a 10.000 Hz.

LÍMITES PERMISIBLES SEGÚN NORMA ISO 10816-3

Para valores globales tomados en Velocidad entre 10 -1000Hz

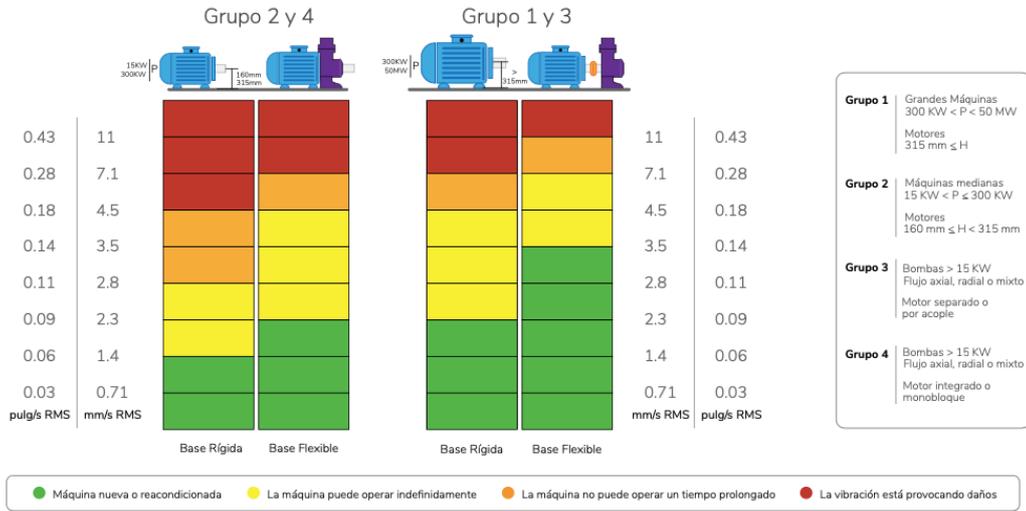


Ilustración 44. Límites permisibles según norma ISO 10816-3. [A-MAQ, 2020]

Sin embargo, para hacer una interpretación más sencilla de dicha norma, el fabricante llamado ADASH, ha creado otra tabla a partir de esta, que determina dichos umbrales en función de la velocidad de la máquina y para un rango de frecuencias mayor, entre 500 y 16.000 Hz.

LÍMITES PERMISIBLES DE VIBRACIONES

Gráficos producidos por el fabricante de analizadores de vibración ADASH

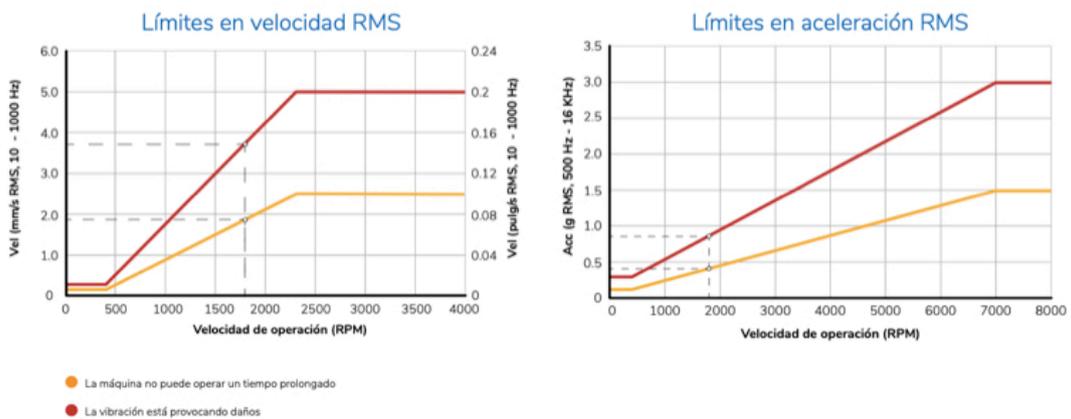


Ilustración 45. Límites permisibles de vibraciones ADASH. [A-MAQ, 2020]

En dicho gráfico se toma como ejemplo una máquina que gira a 1800 rpm. Como se aprecia en el gráfico de la izquierda, que es el de límites de RMS en velocidad, para una velocidad de la máquina de 1800 se tiene que el límite amarillo es de $1,85 \text{ mm/s RMS}$, que como se indica en la leyenda es el límite a partir del cual la máquina no puede operar durante un tiempo prolongado. Mientras que, para la misma velocidad, el límite rojo es de $3,71 \text{ mm/s RMS}$, que como se indica también en la leyenda, es el límite a partir del cual la vibración está provocando daños.

Atendiendo al gráfico de la parte derecha, que es el de límites de RMS en aceleración, para una velocidad de 1800 rpm, se tiene que el límite amarillo es de $0,4 \text{ g RMS}$, que es igual a $3924 \text{ mm/s}^2 \text{ RMS}$ y el límite rojo es de $0,85 \text{ g RMS}$, que es igual a $8338,5 \text{ mm/s}^2 \text{ RMS}$.

Una vez determinado el nivel de gravedad de la vibración gracias a los umbrales dados por la norma, conviene realizar un análisis de vibraciones sobre el ventilador industrial con cierta frecuencia, para así poder crear un gráfico de tendencia, que da una representación de la evolución de las vibraciones del ventilador a lo largo del tiempo. Cuanto mayor es la frecuencia de mediciones, más fiable es el gráfico de tendencias.

Gracias al gráfico de tendencia se puede ver en qué estado se encuentra el ventilador, y la tendencia que sigue, de tal manera que se puede prever la evolución de este, pudiendo así intervenir antes de que sea tarde.

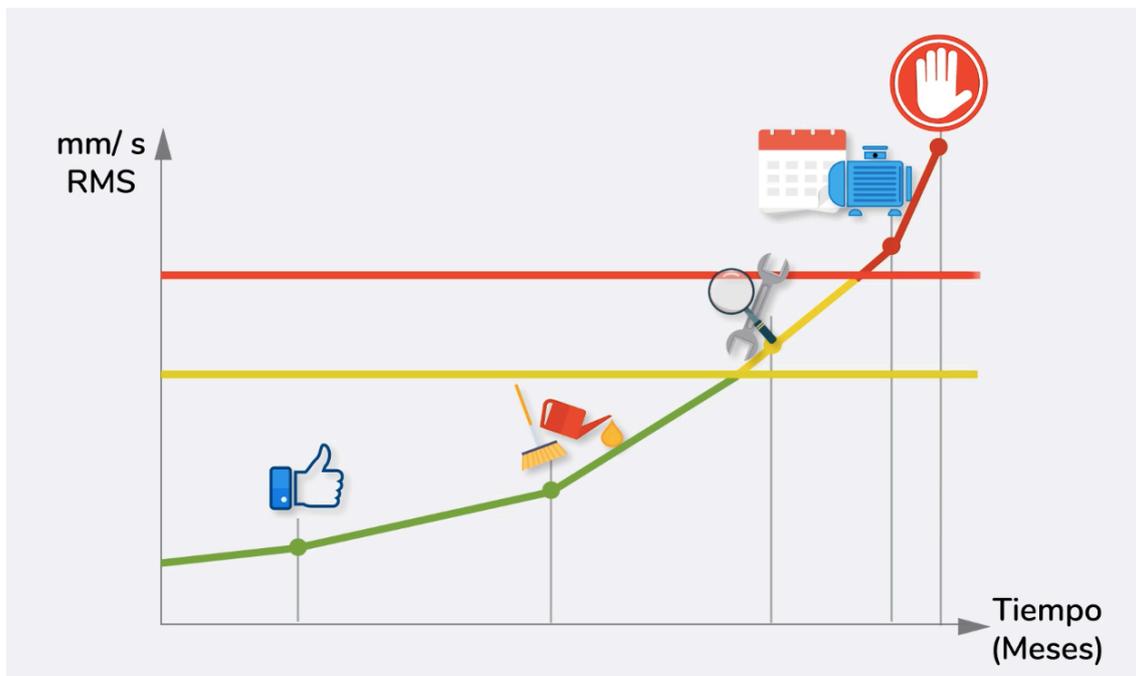


Ilustración 46. Gráfico de tendencias. [A-MAQ, 2020]

En este ejemplo didáctico de un gráfico de tendencia se pueden apreciar los tres estados principales en los que se puede encontrar el ventilador en función de la amplitud de sus vibraciones.

El primer punto del gráfico que se encuentra en la zona verde indica que el ventilador se encuentra en buen estado. El segundo punto, que se encuentra en la misma zona, pero con una amplitud de vibración ligeramente mayor, indica que el problema se puede solucionar mediante limpieza o lubricación, es decir, no tiene mayor gravedad. El tercer punto, ya en la zona amarilla, indica que el ventilador requiere una inspección más profunda e incluso alguna reparación de importancia leve. El cuarto punto, perteneciente a la zona roja requiere una inspección a fondo acompañado de alguna reparación o ajuste de mayor importancia. El último punto indica que es necesaria una parada inmediata del ventilador, ya que existen problemas de mayor gravedad que deben ser atendidos sin demora.

[A-MAQ, 2020]

4.5. PROBLEMÁTICA EXISTENTE

El objetivo general de este proyecto es el análisis de vibraciones en ventiladores industriales. De esta manera se trata de conseguir un conocimiento exhaustivo de las vibraciones en dichos ventiladores, para hallar la manera de reducirlas lo máximo posible, o bien de reducir sus consecuencias perjudiciales para el sistema de ventilación y su entorno.

Esta necesidad surge puesto que una vez que se realiza el equilibrado de un ventilador industrial mediante un balanceo, se reduce considerablemente la amplitud de las vibraciones que este presenta durante su funcionamiento. Sin embargo, es imposible reducir dichas vibraciones a cero mediante dicho proceso, por lo que se tratan de dejar a unos niveles mínimos que estén dentro de la normativa estipulada en función de la región o país.

Esas vibraciones residuales que permanecen tras el equilibrado se pueden deber a una gran variedad de motivos, como puede ser la flexibilidad de la estructura o soporte del ventilador, el estado de los componentes mecánicos que lo componen, la lubricación entre superficies que deslizan una sobre la otra, vibraciones transmitidas por el sistema motriz, entre otros.

Al llevar a cabo el análisis de dichas vibraciones en el dominio de la frecuencia, se trata de asociar cada uno de esos fenómenos que pueden dar lugar a esas vibraciones residuales, con cada pico de vibración que se produce en dicho rango de frecuencias.

Comúnmente los picos de vibración más destacados se dan en los sucesivos armónicos de la onda, relacionados a la frecuencia de rotación, en el dominio de frecuencia, es decir, en los múltiplos enteros de la frecuencia asociada a la velocidad de giro del rotor, es decir, en el 1X, 2X, 3X, etc. O en su defecto en subarmónicos que se encuentran en el punto medio entre dichos armónicos, es decir, en el 0,5X, 1,5X, 2,5X, etc.

Una vez identificadas dichas vibraciones asociadas a sus respectivas causas, resulta mucho más sencillo afrontar la causa en concreto, para reducir así la vibración relativa a dicha causa. De esta manera, se puede comprobar fiablemente si un cambio en alguna de las condiciones que pueden provocar las vibraciones residuales, origina verdaderamente cambios en el espectro de vibraciones del ventilador.

4.6. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

En este capítulo se presentan los ventiladores industriales, que son el objeto de estudio de este proyecto (TFG), sobre los cuales se trata de conocer la máxima información posible para aumentar la calidad del estudio y así obtener resultados útiles y concluyentes.

Para comenzar se define el concepto de ventilador industrial, acompañado de sus diferentes tipos. Seguidamente se explica el tipo de mantenimiento que llevan dichos ventiladores, para finalmente acabar exponiendo la problemática que se presenta a lo largo de la vida útil del ventilador.

CAPÍTULO 5 - BANCO DE PRUEBAS, MEDIOS Y PROCEDIMIENTOS

5.1. INTRODUCCIÓN

El instrumento sobre el que se desarrolla todo este proyecto, en el que se realizan las simulaciones y del que se obtienen los resultados es el banco de pruebas.

El banco de pruebas consiste en un sistema que trata de simular un ventilador real, el cual consta de un eje que gira sobre dos apoyos donde se encuentran dos rodamientos. En un extremo del eje se encuentra una rueda dentada, la cual unida mediante una correa a la rueda motriz transmite el par torsor al eje para que este pueda rotar en el sentido indicado. La rueda motriz va acoplada a un motor eléctrico cuya velocidad se regula a través de un variador de velocidad.

Este sistema mecánico se encuentra anclado a una estructura rígida de metal, que a su vez está apoyada sobre una mesa de metal sin ningún tipo de anclaje fijo, sin embargo, para la mayoría de las pruebas se amarra la estructura a la mesa mediante un dos o tres mordazas.

Para simular el rotor del ventilador se dispone de cuatro discos de aluminio independientes, de esta manera es posible realizar simulaciones con mayor o menor masa. Estos discos cuentan con una serie de talador donde se pueden introducir los contrapesos para facilitar el equilibrado del sistema, aunque también es posible anclar los contrapesos en el perímetro de los discos.

5.2. BANCO DE PRUEBAS

Este banco ha sido diseñado y construido por la empresa Fluince, para estudiar las vibraciones en ventiladores industriales y para instruir al personal de fábrica en el ámbito de vibraciones y equilibrado de ventiladores industriales.

5.2.1. Fabricación y montaje del banco

Fabricación

El primer paso para la construcción del banco de pruebas, después del diseño de este, es la fabricación de los componentes junto con la obtención de aquellos que son comerciales.

A continuación, se describen los materiales y la maquinaria utilizados para la fabricación de dichas piezas. La empresa está autorizada para aplicar el marcado CE a todas las piezas conformadas y estructuras fabricadas con la maquinaria que se encuentra en las instalaciones.

Para la fabricación de la mesa, el soporte del banco, el soporte del motor y la parte inferior de los apoyos; se ha utilizado chapa de 4mm, 10mm y 12 mm de acero S275 JR. Dicha chapa ha sido cortada plegada y soldada hasta alcanzar la forma final deseada.

El eje del banco es del mismo acero S275 JR, el cual ha sido obtenido a partir de una barra calibrada de 65 mm de diámetro. Los discos son de aluminio y han sido conformados mediante torneado y fresado por una empresa externa.

El resto de las piezas, como los rodamientos o la parte superior de los apoyos, son comerciales y han sido compradas por parte de la empresa.

Para el proceso de corte de la chapa y de la barra de acero se utilizan dos instrumentos de corte, que son la sierra o tronzadora de cinta de la marca Bomar y, la máquina de corte laser en 2D y 3D de la marca Durma, con una potencia de 4KW la cual corta mediante fibra y no CO_2 .



Ilustración 47. Máquina de corte laser 2D y 3D [Elaboración propia]



Ilustración 48. Tronzadora de cinta [Elaboración propia]

Para el proceso de plegado de las chapas se utiliza un tándem de plegado de la marca Durma, que consiste en dos plegadoras de 6 metros, por lo que puede plegar longitudes de hasta 12 metros, con una fuerza de 200 toneladas.



Ilustración 49. Plegadora y tándem de plegado [Elaboración propia]

Por último, para el proceso de soldadura se utiliza un grupo de soldadura de la marca Selco, con el cual se realiza una soldadura del tipo MIG/MAG, también denominada GMAW.



Ilustración 50. Grupo de soldadura [Elaboración propia]

Una vez se disponen de todas las partes del banco se procede al montaje de dichas partes, tal y como indican los diseños. Es importante aclarar que no es banco comprado directamente, si no que ha sido diseñado por la empresa Fluince y, algunas de las partes pueden encontrarse sobredimensionadas para este experimento, como por ejemplo el eje, el cual tiene unas dimensiones y un peso de un orden mucho mayor a las dimensiones y el peso de los discos. Esto es debido a que este banco también ha sido pensado para un uso posterior a este proyecto, con la intención de que el banco pueda admitir rotores de mucho mayor peso y tamaño, y pueda operar en condiciones más extremas.

Montaje

A continuación, se muestran unas imágenes del proceso final de construcción del banco de pruebas, en las cuales se pueden distinguir claramente las diferentes partes que lo componen.

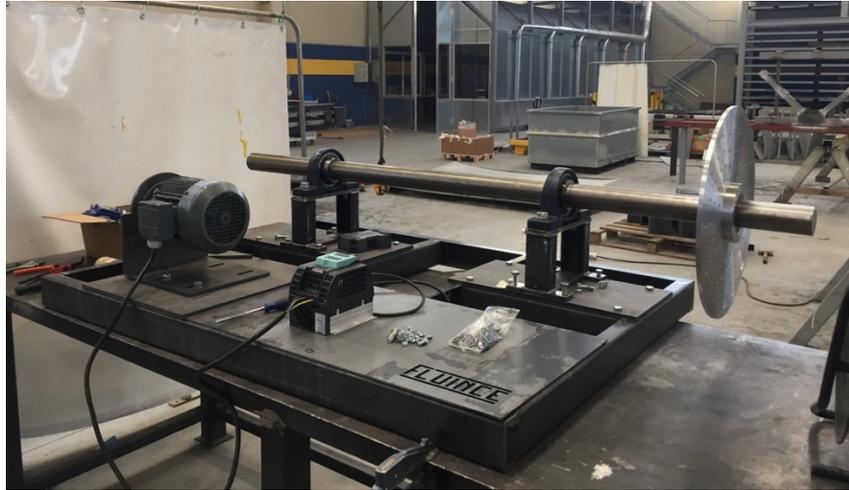


Ilustración 51. Inicio de construcción de banco de pruebas 1 [Elaboración propia]



Ilustración 52. Inicio de construcción de banco de pruebas 2 [Elaboración propia]

Estas imágenes son de una de las primeras visitas que se realizaron a la empresa de Fluince, donde el banco de pruebas estaba prácticamente terminado, a falta de las dos ruedas dentadas y de la correa de transmisión. También destacar que en esta imagen no aparecen los equipos de medición.

La siguiente imagen corresponde con el mismo día por lo que falta los mismos componentes, pero en este caso aparece montado el equipo de medición, con la

intención de realizar una primera toma de contacto con dicho equipo, para ver el procedimiento de montaje y utilización y así adquirir una mayor independencia para los primeros días de medición.

Las siguientes imágenes corresponden con los primeros días de realización de pruebas, en este caso el banco cuenta con todos sus componentes, en una de las imágenes aún sin los equipos de medida y en la otra con ellos ya correctamente montados y preparados para lo que fue el primer equilibrado, con dos discos entre apoyos y dos en voladizo.

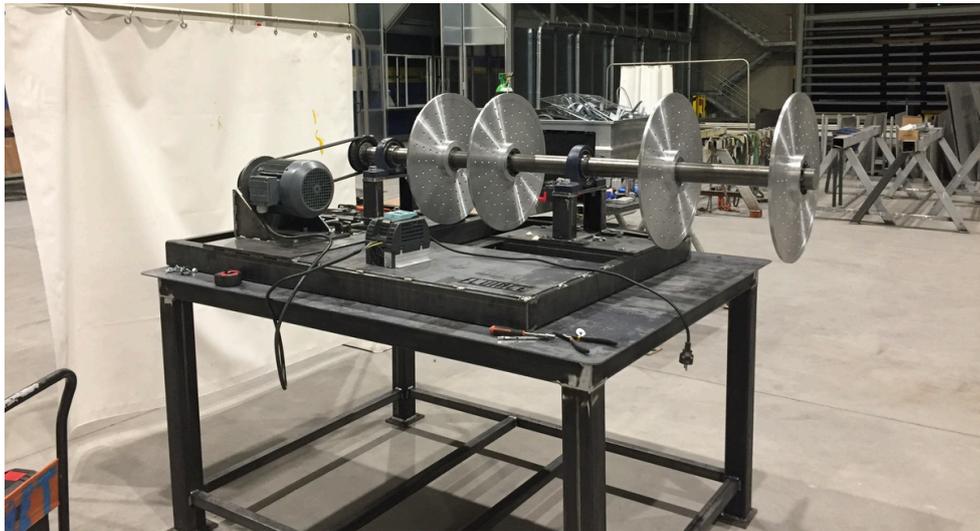


Ilustración 53. Banco de pruebas operativo para experimentos 1 [Elaboración propia]

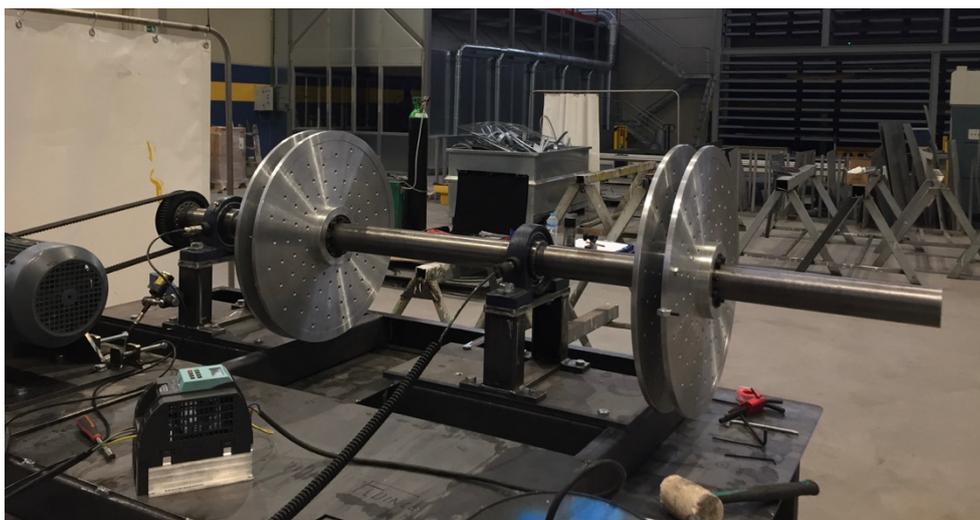


Ilustración 54. Banco de pruebas operativo para experimentos 2 [Elaboración propia]

Para finalizar, las siguientes imágenes son las que corresponden a los últimos días de experimentos, cuando el banco ya había sido barnizado y pintado, es decir, cuando ya se había dado por finalizada la construcción completa del banco de pruebas.

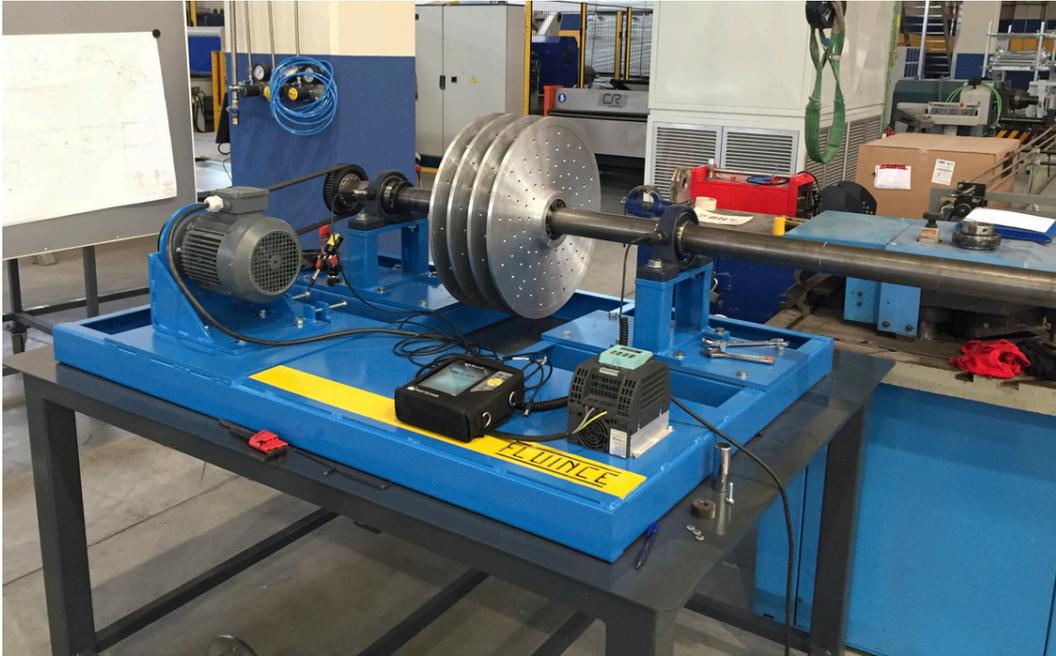


Ilustración 55. Banco de pruebas finalizado 1 [Elaboración propia]



Ilustración 56. Banco de pruebas finalizado 2 [Elaboración propia]

Estas imágenes son el resultado final del banco de pruebas en operación, es decir, con todos sus componentes correctamente montados, con la apariencia final deseada y con los equipos de medición correctamente instalados y en funcionamiento.

5.2.2. Partes del banco

Como se puede ver en las imágenes, este banco consta de diferentes partes, que cada una tiene una función determinada y sin la cual el banco no cumpliría todos los requisitos para los que ha sido diseñado.

Las partes fundamentales que componen el banco de pruebas son:

- **Eje:** es un cilindro de acero S275 JR calibrado, con una longitud 1800mm y un diámetro 65mm, va unido por un extremo a la transmisión y es el que transmite el giro a los discos que simulan el rotor del ventilador. Esta sujeto por dos apoyos con sus respectivos rodamientos, que permiten el giro de este.

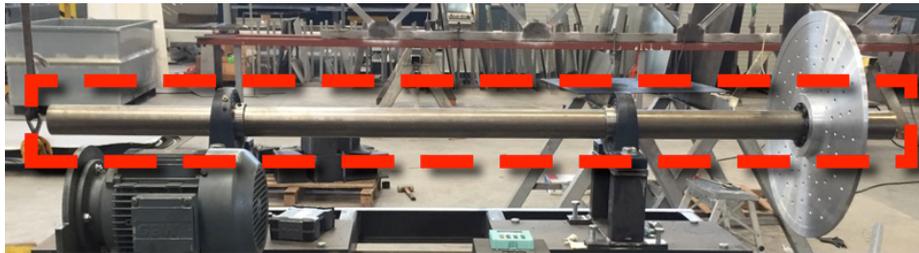


Ilustración 57. Eje [Elaboración propia]

- **Discos:** son cuatro discos de aluminio de diámetro 500mm y espesor 10mm, con sucesivas perforaciones a lo largo de unas posiciones radiales en veinticuatro posiciones angulares, las cuales permiten la fácil colocación de contrapesos para el equilibrado del sistema. Estos discos no tienen una posición fija, por lo que se pueden poner en cualquier posición a lo largo del eje o incluso se pueden extraer del banco.



Ilustración 58. Disco perforado [Elaboración propia]

- **Tollok:** Tollok es el nombre comercial de la unidad cónica de fijación que se usa para amarrar los discos al eje, de tal manera que se transmita completamente el giro del eje a los discos. Consta de dos piezas cilíndricas por su parte exterior y cónicas por su parte interior, de tal manera que al acoplarse una sobre la otra aumenta el diámetro de la que va por fuera, fijando así el disco al eje correctamente, debido a su forma tienen también la característica de que son autocentrantes, siempre y cuando se realice el apriete de ellos tornillos de manera correcta.

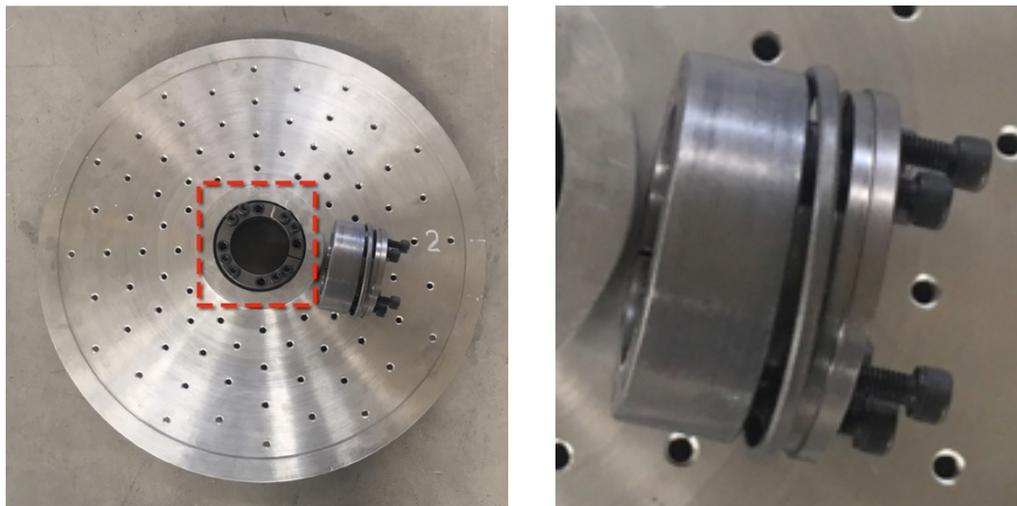


Ilustración 59. Tollok [Elaboración propia]

- **Rodamientos:** son dos rodamientos de bolas comerciales de la marca WHX con un diámetro interior de 65mm y un diámetro exterior 115mm, los cuales permiten el giro del eje sin rozamiento.



Ilustración 60. Rodamiento [Elaboración propia]

- **Apoyos:** los dos apoyos constan de dos partes perfectamente diferenciables, una es la parte superior en la cual se encuentra introducido el rodamiento y dispone de un orificio para engrasar dicho rodamiento, tiene forma circular y dos salientes a los lados para amarrarlo a la parte inferior del apoyo. La otra parte, que es la inferior, consta de un lado horizontal sobre el que se apoya y amarra la parte superior y de dos patas, cada una con dos salientes para amarrar los apoyos al soporte del banco.



Ilustración 61. Apoyo [Elaboración propia]

- **Ruedas dentadas:** son dos ruedas dentadas, una unida al eje con diámetro 145mm y la otra unida al motor con diámetro 145mm, ambas con un espesor de 35mm. Estas ruedas, unidas por la correa de transmisión, son las que transmiten el par necesario para hacer girar al eje a la velocidad deseada.

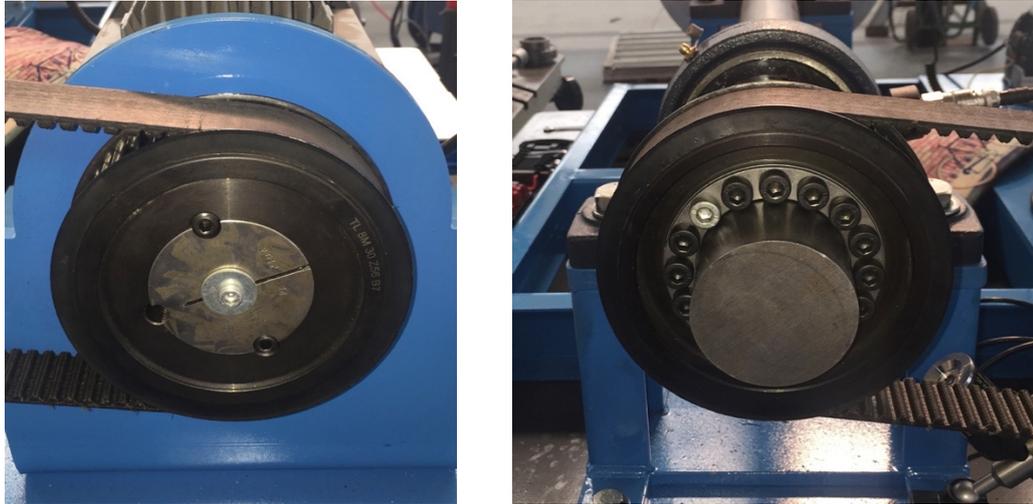


Ilustración 62. Rueda dentada [Elaboración propia]

- **Correa de transmisión:** es una correa de caucho con una longitud de 1520mm y un espesor de 30mm, la cual permite la transmisión entre las dos ruedas dentadas.

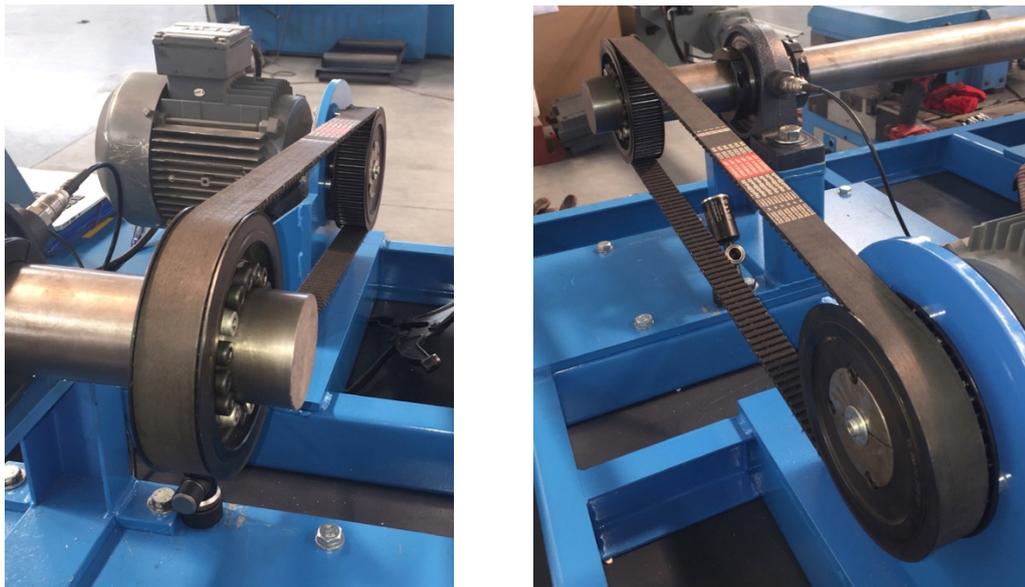


Ilustración 63. Correa de transmisión [Elaboración propia]

- **Motor:** es un motor eléctrico trifásico de la marca SEW EURODRIVE, con una potencia de 1,5KW, el cual va amarrado mediante una placa de sujeción al soporte de la mesa, siendo esta móvil para permitir variar la posición del motor ajustando así la tensión de la correa.



Ilustración 64. Motor [Elaboración propia]

- **Tensores:** es un sistema formado por dos tornillos de longitud 110mm y métrica 10, los cuales, mediante dos soportes roscados unidos a la mesa, permiten variar la distancia del motor al eje, variando así la distancia entre las dos ruedas dentadas, de tal manera que se puede conseguir la tensión deseada para la correa.



Ilustración 65. Tensores [Elaboración propia]

- **Variador de velocidad:** es un dispositivo electrónico de la marca SIEMENS, el cual te permite variar la frecuencia de la señal eléctrica transmitida al motor, de tal manera que la velocidad de giro de la rueda motriz aumenta proporcionalmente con dicha frecuencia, es decir, que una vez calculada la velocidad de giro del eje para una frecuencia concreta, se puede obtener la velocidad deseada variando la frecuencia desde el variador.



Ilustración 66. Variador de velocidad [Elaboración propia]

- **Soporte del banco:** es una estructura rígida de acero S275 JR, la cual tiene una masa suficiente para, estando el resto de elementos del sistema amarrados a ella, no permitir el desplazamiento del banco y garantizar su estabilidad y seguridad.

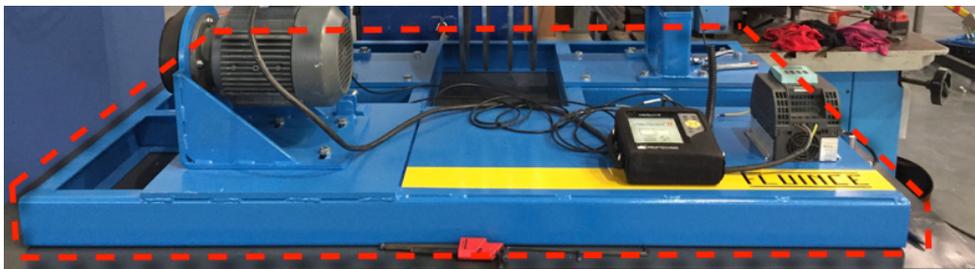


Ilustración 67. Soporte del banco [Elaboración propia]

- **Mesa:** es una mesa de acero S275 JR sobre la que se encuentra apoyada el banco de pruebas y que permite mantener el banco a una altura idónea y cómoda para la realización de los experimentos de manera correcta.



Ilustración 68. Mesa [Elaboración propia]

- **Abrazaderas de fijación:** son dos toques con forma circular que se colocan a ambos lados del rodamiento cuando se realiza el experimento con el rodamiento roto, para así evitar cualquier tipo de desplazamiento o rotura inesperada y peligrosa para la integridad del banco y del operario que realiza el experimento.



Ilustración 69. Abrazaderas de fijación [Elaboración propia]

- **Contrapesos:** son los elementos utilizados para equilibrar los discos, los cuales en función de su forma se acoplan a los discos en su perímetro o en los orificios dispuestos para ello.



Ilustración 70. Contrapesos [Elaboración propia]

- **Elementos de unión:** son diferentes tornillos, turcas y arandelas de diferentes longitudes y métricas que se usan para garantizar el amarre de aquellas partes que deben permanecer unidas durante los experimentos.

5.3. EQUIPOS EMPLEADOS

A parte del banco de pruebas, que es el equipo principal para la realización de este experimento, han sido utilizados una serie de equipos, todos ellos también necesarios y, sin los cuales no se podría haber llevado a cabo el proyecto o habría resultado más dificultoso.

Estos equipos han sido suministrados en su mayor parte por la empresa y en una parte menor por el alumno. A su vez estos equipos se pueden dividir en tres grupos principales, que son los equipos de seguridad, los de toma y análisis de datos y la herramienta.

Equipos de seguridad

En este caso los equipos han sido aportados en su mayor parte por el alumno, a que disponía de ellos con anterioridad. Estos equipos sirven para garantizar la seguridad del alumno, ya no solo a la hora de la toma de datos con la máquina en funcionamiento, si no durante toda su estancia en el recinto de la empresa. Dichos equipos son los siguientes:

- **Cazadora reflectante:** garantiza la buena visibilidad del alumno durante todo el tiempo que este permanece dentro de la fábrica, advirtiéndolo así de su presencia en todo momento. También aporta un cierto confort a la hora de la realización de los experimentos.

- **Gafas de seguridad:** protegen el rostro del alumno ante posibles proyecciones de material o desprendimiento de contrapesos durante el funcionamiento del banco.
- **Guantes:** protegen las manos del alumno ya que es el instrumento fundamental durante la realización de los experimentos, evitando de este modo posibles cortes, quemaduras o atrapamientos.
- **Zapatos de seguridad:** protegen los pies del alumno ante posibles caídas de objetos pesados, ya que tanto en el entorno del banco de pruebas como en toda la fábrica se depositan objetos de gran peso. También garantizan la seguridad a la hora de montar y desmontar elementos del banco que puedan caer al suelo y que también poseen un gran peso.
- **Pantalones vaqueros:** no forman parte de una indumentaria habitual de seguridad, pero sin embargo son bastante resistentes al calor y a filos cortantes.



Ilustración 71. Equipos de seguridad [Elaboración propia]

Herramienta e instrumentos de medida

La herramienta en este proyecto ha sido utilizada para diferentes funciones, por un lado, la de montaje y desmontaje de partes del banco a lo hora de cambiar de un experimento a otro, o a la hora de hacer diferentes modificaciones dentro de un experimento. Por otro lado, la herramienta se ha utilizado también para garantizar el buen apriete de todos los componentes al inicio de cada jornada de experimentos y para ajustar los contrapesos de manera correcta a la hora de los equilibrados. También se incluyen en el apartado de herramienta los diferentes instrumentos de medida, junto con los contrapesos utilizados para el equilibrado del banco.

Toda la herramienta utilizada a lo largo de este proyecto ha sido proporcionada por la empresa. Puntualmente se han utilizado gran variedad de herramientas, pero las más comunes y en consecuencia las más utilizadas son las siguientes:

- Llaves combinadas con carraca articulada
- Llaves planas
- Llave inglesa
- Llaves Allen
- Llave dinamométrica
- Destornillador de impacto
- Llave de carraca
- Laves de vaso
- Juego de vasos
- Maza de nylon
- Alicates
- Amoladora angular
- Disco abrasivo y disco de corte
- Marcadores permanentes
- Flexómetro
- Calibre
- Báscula de precisión
- Pegatina reflectante para el tacómetro

Equipos de toma y análisis de datos

Estos equipos han sido aportados por ambas partes, tanto por la empresa como por el alumno.

Principalmente son dos, el ordenador personal del alumno y el equipo de análisis de vibraciones. Sin embargo, también se tiene en cuenta como equipo de toma de datos el papel y el bolígrafo utilizados para las anotaciones puntuales durante los experimentos.

- **Cuaderno o diario de experimentos:** pese a no tener la relevancia de los otros dos equipos, ha sido utilizado en cada jornada de experimentos, tanto como para anotar datos de relevancia o anomalías, como para tomar nota del diseño de cada experimento que se realiza.
- **Ordenador personal del alumno:** es un MacBook Air de la marca Apple, de 13" y del año 2015, cuenta con un procesador de 1,6 GHz Intel Core i5 de doble núcleo, una memoria RAM de 8GB y una tarjeta gráfica Intel HD Graphics 6000 1536 MB.
Este ordenador ha sido utilizado para almacenar todos los datos obtenidos de los experimentos, para posteriormente analizarlos y plasmarlos en la memoria. También ha sido utilizado para la realización de todo el proyecto, realizando tareas como la recopilación de información, redacción de toda la memoria, edición de imágenes, edición de planos, entre otras.
- **VIBXPERT II:** es un recopilador de datos FFT, analizador de señales y equilibrador de campo de la marca PRÜFTECHNIK AG.
VIBXPERT es un dispositivo portátil para el monitoreo de vibraciones que cuenta con diferentes funciones, tiene la ventaja de ser un dispositivo de poco peso, alta manejabilidad y fácil montaje, que permite realizar un análisis de vibraciones en poco tiempo.
Este equipo ha sido utilizado a lo largo de toda la parte práctica de este proyecto, desde el inicio probando a hacer equilibrados y descubriendo la gran variedad de datos que es capaz de recopilar cuando el banco está en funcionamiento, hasta todos los experimentos realizados donde ha sido indispensable para el equilibrado y obtención de resultados.
Este dispositivo cuenta con una serie de canales para poder conectar todos los dispositivos periféricos que lo acompañan. Entre dichos dispositivos se pueden destacar por un lado los dos tacómetros, uno para cada apoyo del eje, los cuales son los encargados de recoger y transformar todas las vibraciones para que posteriormente sean analizadas por VIBEXPERT, y por otro lado el disparador óptico, que es el encargado de medir la velocidad de giro del rotor gracias a una pegatina reflectante colocada en el eje de dicho rotor.
A continuación, se muestran imágenes detalladas de todas las partes destacables del dispositivo VIBXPERT junto con sus dispositivos periféricos.

VIBXPert II



Ilustración 72. VIBXPert II [Elaboración propia]

Acelerómetros

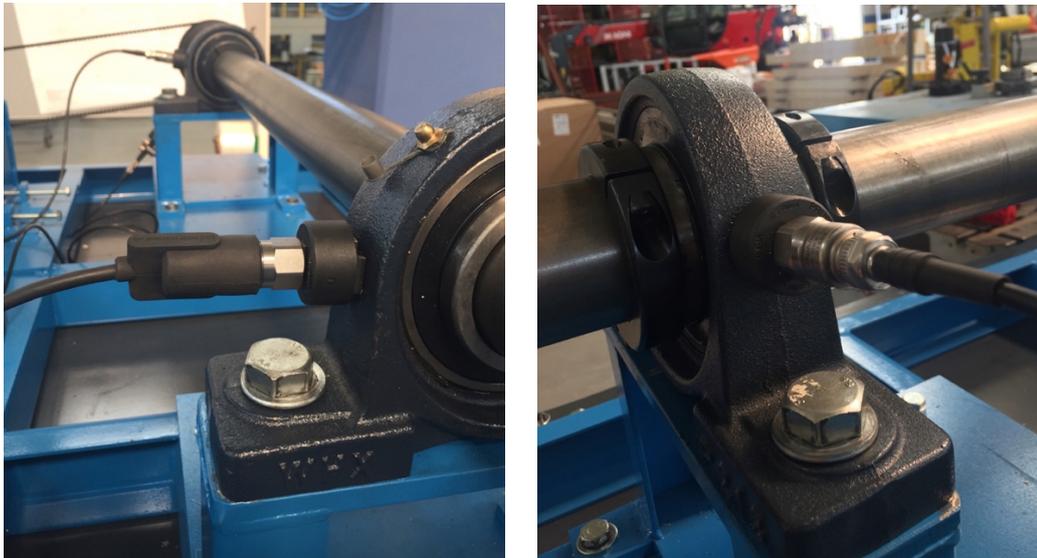


Ilustración 73. Tacómetros [Elaboración propia]

Disparador óptico o tacómetro

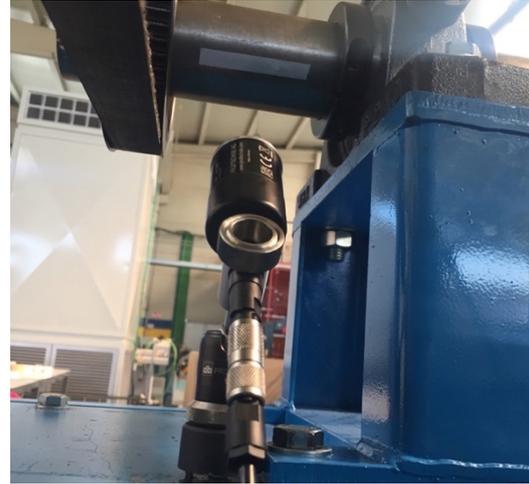


Ilustración 74. Disparador óptico 2 [Elaboración propia]

5.4. PROCEDIMIENTO DE LAS PRUEBAS

A la hora de realizar los diferentes experimentos sobre el banco de pruebas, existen una serie de procedimientos comunes que se han de realizar siempre por diferentes motivos. Algunos de los motivos por los que se realizan esta serie de pasos son: por seguridad, para asegurarse de que el experimento sea válido y de ese modo no perder el tiempo, para garantizar la fiabilidad de los resultados, para hacer un buen uso del material y no cometer ningún error que pueda dañar los instrumentos de medida, especialmente por su alto coste, entre otros.

Dichos procedimientos comunes se muestran a continuación en un orden lógico, aunque no estrictamente necesario, ya que existen ciertas comprobaciones o acciones que no necesitan ser realizadas de manera previa a otras. De todas formas, conviene seguir siempre el mismo orden para no cometer errores y para asegurarse del correcto funcionamiento del banco y de la fiabilidad de las pruebas.

Procedimientos comunes

- Montar y colocar acelerómetros y velocímetro
- Colocar pegatina reflectante entre el engranaje de la transmisión y el cojinete más próximo.

- Colocar disco o discos (rotor), siempre teniendo en cuenta que el software de análisis de vibraciones toma como referencia angular, es decir, la posición 0° , aquella que coincide con la posición de la pegatina reflectante.
Es también importante recalcar que para amarrar de manera correcta los discos al eje mediante la unidad cónica de fijación, se deben apretar los tornillos siguiendo un sistema de cruz, es decir, apretando siempre el que está en la posición opuesta al anterior.
- Preparar los contrapesos para el equilibrado junto con una báscula para pesarlos.
- Engrasar de cojinetes.
- Comprobar el apriete de los cojinetes con el eje y el de los tornillos de amarre a la estructura.
- Conectar los acelerómetros y el velocímetro al ordenador.
- Conectar el motor eléctrico que impulsa el sistema a la corriente.
- Comprobar que el velocímetro lee correctamente haciendo una regla de tres entre las velocidades que da el velocímetro y las frecuencias que da el variador de velocidad del motor eléctrico.
- Comprobar tensión de la correa de transmisión.
- Tomar nota de las medidas en función de la disposición del banco de pruebas, es decir, en función de la prueba a realizar.
Dichas medidas son las distancias entre rodamientos, discos y engranaje, la distancia entre los 2 engranajes de la transmisión.
- Realizar comprobaciones de fase y espectros de vibraciones previas al equilibrado, para tener unas nociones previas y decidir si conviene más un equilibrado en uno o dos planos o si puede estar sucediendo alguna anomalía ajena al desequilibrio.
- Llevar a cabo equilibrado previo del disco o discos que se van a utilizar para el experimento. (Para este paso existe un procedimiento concreto que se explica al final de esta lista)
- Tomar nota del tipo de experimento a realizar y el tipo de variación o modificación que se va a realizar en el banco.
Es necesario realizar el paso de la medición de los elementos del banco de pruebas cada vez que se cambia de tipo de experimento.

- Guardar datos de los resultados en el ordenador.
- Comparar los datos e imprimir en PDF los más relevantes.

A la hora de realizar cualquier equilibrado, en cuanto a la forma de colocar los contrapesos, el dispositivo VIBXPERT ofrece tres modalidades diferentes, en función de las necesidades o las posibilidades que se te tienen a la hora de añadir o eliminar masa del rotor:

- Angular:** en esta modalidad el dispositivo indica una posición angular a lo largo del perímetro exterior del rotor donde añadir o eliminar la masa. Este caso es necesario para rotores en los que no se puede añadir ni quitar masa a lo largo de su superficie interior.
- Angular y radial:** en esta modalidad el dispositivo indica cualquier posición a lo largo del rotor donde añadir o eliminar la masa, especificando la posición angular y el radio. Este caso se emplea en rotores en los que se puede añadir o eliminar masa en toda su superficie.
- Posiciones fijas:** en esta modalidad se le indica un número concreto de posiciones angulares al sistema en las que puede dividir la circunferencia exterior del rotor, de este modo sistema solo puede elegir esas posiciones concretas donde añadir o eliminar masa. Este caso es necesario para rotores con número determinado de alabes, en los cuales se añade o elimina masa en su parte más exterior. Concretamente esta última modalidad es la utilizada a lo largo de todos los experimentos realizados en este proyecto (TFG).

Estas tres mediciones tienen un aspecto en común, que es de vital importancia tener en cuenta, y es que dichas posiciones donde se añade o elimina masa, ya se ordenen de forma numerada o indicando el ángulo, siempre toman como valor 0 (cero) el lugar donde se encuentra la pegatina reflectante y se cuenta en la dirección opuesta al giro del rotor.

A parte de esta sucesión de procedimientos comunes, existen algunos que se realizan con gran frecuencia debido a la similitud en los diferentes tipos de experimentos, también existen algunos que se realizan únicamente en un tipo concreto de experimento. Todos ellos vienen más concretamente detallados en su respectivo apartado.

5.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

En este capítulo se han tratado en profundidad todos los medios utilizados a lo largo de este proyecto (TFG). Se comenzó por el más importante, que es el banco de pruebas, del cual se ha explicado en detalle su fabricación, montaje, partes y piezas, y su funcionamiento.

Seguidamente se han expuesto los equipos empleados, como los de seguridad, de medición y herramienta. Y finalmente se han abordado los procedimientos comunes que se repiten en la realización de cada una de las pruebas.

6.1. INTRODUCCIÓN

En este TFG se realiza un estudio, desarrollo y análisis exhaustivos de los experimentos de medición sobre un banco de pruebas, de los elementos objeto del proyecto realizado para la empresa.

El conjunto de mediciones realizadas a lo largo de todo el estudio comprende una gran variedad pruebas y experimentos, desde mediciones iniciales, o pruebas preliminares, para la primera toma de contacto con la máquina, hasta los experimentos finales para relacionar los posibles fallos de la máquina con las vibraciones producidas.

Las primeras semanas de estudio consistieron en su mayor parte en la realización de equilibrados con uno, dos, tres y cuatro discos colocados en diferentes posiciones, observando los problemas que surgen con cada una de las disposiciones de los discos, analizando los espectros de vibraciones, comprobando las fases, entre otras tareas. Es decir, inicio del trabajo con el banco de pruebas y con el software de análisis de vibraciones, viendo todas las posibilidades que ellos dos nos ofrecen. Y además, conociendo la extraordinaria variedad de datos que el software es capaz de proporcionar, para así, analizar y valorar cuáles resultan ser los más interesantes para este proyecto.

Posteriormente, se fueron realizando ciertas pruebas para comprobar cómo reaccionaba el banco en situaciones límite, y al mismo tiempo, tratando de encontrar dichas situaciones límite. Por ejemplo, buscando los puntos de resonancia del banco con y sin discos, observando cómo reacciona frente a altas velocidades de giro, entre otros casos.

Una vez realizadas toda esta serie de pruebas preliminares, se procedió a realizar los primeros experimentos diseñados para asociar los fallos de la máquina a las vibraciones que esta produce. Esto se consiguió provocando pequeños fallos en el banco y observando los resultados que nos ofrecía el software de análisis, especialmente en el espectro de vibraciones, los valores de RMS y O – Pico o incluso la fase, entre otros.

6.2. MODELOS DE LAS MEDICIONES

A lo largo de todo este proyecto se han realizado una gran multitud de mediciones, cada una de las cuales tiene aspectos en común y también aspectos diferenciadores del resto, ya sea por la disposición del banco de pruebas, por los datos observados de los resultados o incluso por la finalidad del experimento.

Para un mejor análisis y exposición de los resultados obtenidos, estas mediciones se presentan clasificadas en cuatro grandes grupos, dentro de los cuales, posteriormente, habrá otras subdivisiones, en función de los diseños del experimento. Estos cuatro grupos son los siguientes:

- 1. Pruebas preliminares:** Este grupo de mediciones recibe este nombre ya que fueron los primeros experimentos realizados, con la finalidad de que el estudiante conociese la máquina, descubriese las diferentes funciones que ofrece tanto el dispositivo de análisis de vibraciones como el banco de pruebas, además de aprender a hacer los primeros equilibrados con todas las disposiciones que ofrece el banco de pruebas.
Dentro de esta etapa se realizaron diferentes pruebas didácticas, como por ejemplo la búsqueda del punto de resonancia del banco con diferentes disposiciones, es decir, sin discos, con discos en voladizo, con discos entre apoyos, entre otras. También se realizaron todos los equilibrados posibles con todas las disposiciones que el banco ofrece, a fin de descubrir los posibles problemas que pueden surgir en función de la colocación de los discos o del desmontaje y montaje en la misma posición.
- 2. Apriete mecánico:** En estos experimentos, como en los dos siguientes, la finalidad es descubrir cómo afectan o cómo se manifiestan en el espectro de vibraciones las diferentes modificaciones que se pueden realizar en el banco de pruebas, siendo por lo general, dichas modificaciones perjudiciales para el normal funcionamiento del banco.
En este caso se probó a variar el apriete de los tornillos que sujetan los dos apoyos con una llave dinamométrica. Para ello se toman mediciones siguiendo una serie de patrones, como por ejemplo, aflojando solo un apoyo, luego el otro y luego los dos, con los discos en voladizo; y posteriormente el mismo patrón, pero con los discos entre apoyos.
- 3. Tensión de la correa:** en estos experimentos se probó a variar la tensión de la correa en cuatro o cinco posiciones medidas de forma cualitativa de la siguiente manera, muy tensa, tensa, poco tensa y completamente destensada, ya que en este caso no se contaba con un instrumento de medida para comprobar la tensión de la correa, por lo que se valoraba en función de la distancia del soporte del motor al eje, y en función de la tensión comprobada de manera visual y táctil.

En este caso, se realizan únicamente dos variantes del experimento, una con los discos en voladizo y la otra con los discos entre apoyos.

4. **Estado de los rodamientos:** en estos experimentos se procedió, en primer lugar, a deteriorar el estado de los rodamientos dejándolos durante 15 días sumergidos en disolvente, posteriormente un par de días en la calle y finalmente se les propinaron una serie de golpes con un martillo hasta tener la evidencia de que la calidad de giro estaba bastante de la original. En este caso, igual que en el de apriete mecánico, se realizaron mediciones con seis disposiciones diferentes, con el rodamiento dañado en un apoyo, posteriormente en el otro y finalmente en los dos, con los discos en voladizo y posteriormente el mismo patrón, pero con los discos entre apoyos.

Es importante subrayar que, en los tres últimos grupos de mediciones, es decir, en apriete mecánico, tensión de la correa y estado de los rodamientos, todas y cada una de las mediciones se realiza tres veces y de manera consecutiva, para avalar los datos. De este modo, se comprueba que el resultado no es algo azaroso, sino que si se repiten de manera consecutiva, proporcionan así una evidencia, además de aportar un rigor científico a todos y cada uno de los experimentos.

6.3. DISEÑO DE LAS MEDICIONES

Como se menciona en el apartado anterior, dentro de cada uno de los cuatro grandes grupos se realizan una serie de diferentes experimentos. En cada uno de ellos se presenta una disposición diferente del banco de pruebas, y se realizan una serie de procedimientos a mayores de los procedimientos ya citados en el apartado 5.4. Procedimiento de las pruebas.

Por este motivo, dentro de cada uno de los cuatro grupos, se realizan divisiones en subgrupos. A continuación, se muestran dichas subdivisiones, cada una de ellas con un croquis del banco y una breve explicación del procedimiento a seguir en cada uno de los experimentos.

6.3.1. Pruebas preliminares

Equilibrado de dos discos entre apoyos y dos en voladizo

Para comenzar con la toma de contacto, se parte de la disposición más completa, que es colocando dos discos entre los apoyos y los otros dos en voladizo. En este caso se realiza un primer equilibrado con la ayuda del ingeniero responsable de los

equilibrados, adquiriendo las nociones básicas y a preñdiendo los pasos a seguir para realizar un correcto equilibrado.

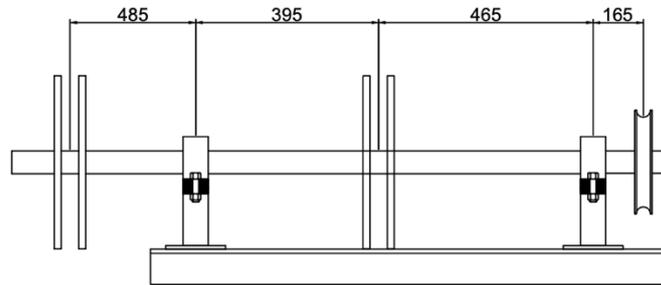


Ilustración 75. Esquema dos discos en voladizo y dos entre apoyos [Elaboración propia]

En esta prueba se observan diferentes datos que priori, y sin aún un vasto conocimiento sobre el banco y el sistema de análisis de vibraciones, resultan de cierta relevancia o utilidad.

Primero se observa el espectro de vibraciones y los valores de RMS antes del equilibrado, con la intención de ver en qué armónicos se encuentran los picos más destacados, además del orden de magnitud que presentan. Esto lo proporciona el espectro de vibraciones, mientras que los valores de RMS dan una noción general de la magnitud de las vibraciones en cada apoyo.

Por otro lado, también se observa la fase inicial de las vibraciones en cada apoyo, es decir, el desfase que presentan dichas vibraciones. De este modo se valora si es conveniente un equilibrado en uno o en dos planos, de acuerdo con el criterio de, si el desfase es menor de 60° es conveniente el equilibrado en un plano, mientras que si es mayor de 60° es necesario pasar a un equilibrado en dos planos.

Equilibrado de un plato en voladizo

Una vez observados los detalles del equilibrado y vibraciones con la disposición más completa del banco, procedo, de forma autónoma, a realizar el equilibrado de un disco en voladizo, con cada uno de los cuatro discos de los que dispongo, es decir, que se realiza cuatro veces el mismo experimento. Para obtener unos resultados concluyentes y comparables, en los cuatro casos se utiliza la misma disposición del banco, conservando las mismas medidas.

consecuencia, valorar si cada vez que se produzca una alteración en el sistema, por pequeña que sea, es necesario realizar nuevamente un equilibrado.

Búsqueda de puntos de resonancia

En este experimento se trata de buscar a qué velocidades o a qué frecuencias entra el sistema en resonancia. En este caso se prueba con el banco sin discos, por lo que es un experimento inicial meramente investigador y didáctico, ya que en función de la cantidad de discos y del lugar en el que se coloquen, cambiarán dichas velocidades o frecuencias.

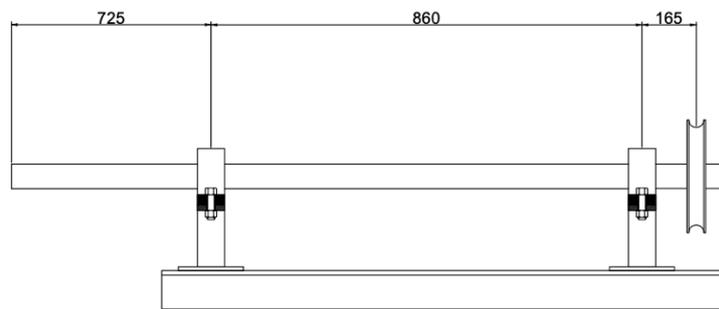


Ilustración 78. Esquema banco sin discos [Elaboración propia]

El procedimiento a seguir en este experimento consiste en aumentar la velocidad de giro, de forma lenta y progresiva, al mismo tiempo que se trata de observar de forma visual cuándo el banco pasa por un punto de resonancia. Cuando el banco pasa por dichos puntos de resonancia se mantiene esa velocidad y se guarda el espectro de vibraciones.

6.3.2. Apriete mecánico

En este experimento se trata de comprobar cómo afecta el apriete de las uniones de los apoyos a la estructura del banco, a las vibraciones producidas en el banco en general, además de ver cómo se muestran particularmente dichas vibraciones en el espectro de vibraciones.

Para ello, se realizan una serie de experimentos, aflojando uno o los dos apoyos, con diferentes disposiciones de los discos dentro del banco de pruebas.

Primero se realiza un experimento con dos discos en voladizo, aflojando primero un apoyo, después el otro y después ambos. Posteriormente se realiza la misma

secuencia, pero con cuatro discos en voladizo en vez de dos; de este modo, se trata de comprobar cómo afecta la masa de los discos a los resultados.

Posteriormente, al valorar que el aumento de masa aumenta la magnitud de las vibraciones y en consecuencia aporta unos resultados más contundentes, con unos picos de vibración más destacados, se decide continuar con el resto de los experimentos con cuatro discos.

Para una mejor comparación de resultados, en todos los experimentos se ha seguido la misma sucesión de pruebas, y se ha trabajado en las mismas condiciones, es decir, manteniendo siempre la misma tensión de la correa, una velocidad de 920 rpm y, además, por cada disposición del banco se ha repetido tres veces el mismo experimento con cuatro aprietes diferentes, que son:

- **0 N/m** (Sin par, totalmente aflojado)
- **30 N/m**
- **60 N/m**
- **110 N/m**

Para estos aprietes se han utilizado dos llaves dinamométricas, una para los pares de apriete más bajos y la otra para los más altos.

De este modo, se realiza una sucesión de experimentos que es la siguiente:

Dos discos en voladizo

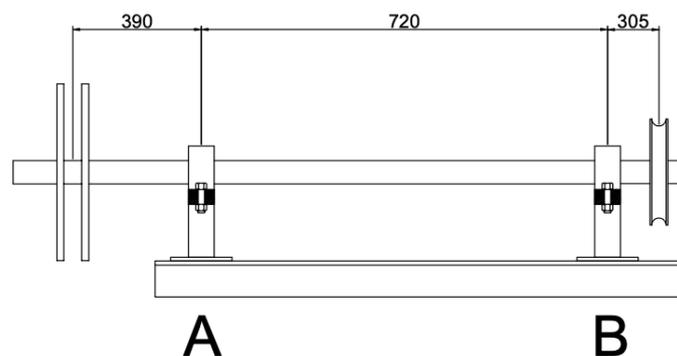


Ilustración 79. Esquema dos discos en voladizo [Elaboración propia]

En este caso primero se ha realizado el experimento aflojando el apoyo B y recogiendo los resultados tres veces por cada apriete. Posteriormente, se realizó el mismo procedimiento, pero con el apoyo A y, finalmente, el mismo procedimiento aplicando el mismo apriete a ambos apoyos.

Cuatro discos en voladizo

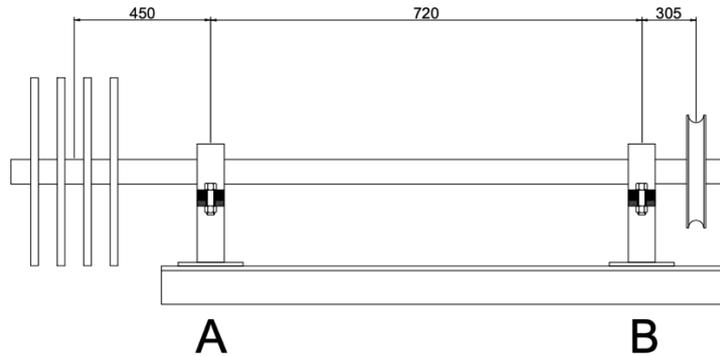


Ilustración 80. Esquema cuatro discos en voladizo [Elaboración propia]

Al observar que los resultados del experimento con 2 discos en voladizo, en ocasiones, presentan mediciones con magnitudes de vibraciones de relativa relevancia, pero con una magnitud intermedia, se toma la decisión de continuar el experimento aumentando la masa del rotor añadiendo dos discos. De este modo, se trata de obtener unos resultados con mayores magnitudes de vibración y, en consecuencia, más visuales y concluyentes.

En este caso, igual que en el anterior, primero se ha hecho el experimento aflojando el apoyo B y recogiendo los resultados tres veces por cada apriete, para posteriormente realizar el mismo procedimiento, pero con el apoyo A y, finalmente, el mismo procedimiento aplicando el mismo apriete a ambos apoyos. Y de igual forma en el siguiente caso.

Cuatro discos entre apoyos

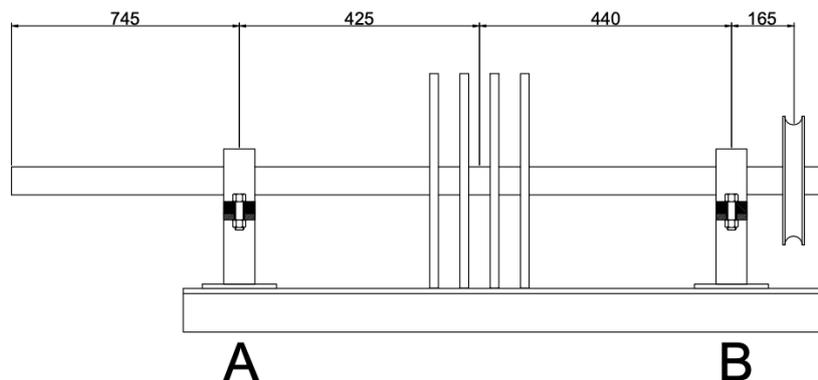


Ilustración 81. Esquema cuatro discos entre apoyos [Elaboración propia]

Finalmente, los únicos resultados que se muestran de este experimento son los que se realizan con cuatro discos, ya que son los que muestran unos resultados más concluyentes e implican una comparación más fácil entre ellos.

6.3.3. Tensión de la correa

En estos experimentos se trata de comprobar cómo afecta la tensión de la correa a las vibraciones producidas en el banco, en general, además de ver cómo se muestran particularmente dichas vibraciones en el espectro de vibraciones.

En este caso únicamente hay dos variantes para el experimento, una con los cuatro discos en voladizo y la otra con los cuatro discos entre apoyos.

Igual que en el conjunto de experimentos anteriores, para los dos experimentos realizados en esta parte se trabaja en las mismas condiciones, es decir, con una velocidad de giro de 920 rpm y con un apriete de las uniones de los apoyos con un par de 110 N/m.

El procedimiento a seguir en estos experimentos consiste en mover el soporte del motor, para variar la distancia entre el motor y el eje, es decir, entre las dos ruedas dentadas, y de este modo variar la tensión de la correa. Para cuantificar el nivel de tensión y poder comparar resultados de la forma más exacta posible, se van realizando marcas con la posición del soporte del motor, para así comparar los resultados de una posición y otra.

En un principio se plantean cinco niveles de tensión, pero después de realizar el primer experimento, al observar que no existe una variación notable entre los niveles intermedios de tensión, añadido a que dichos niveles tienen una dificultad para ser medidos con exactitud, se decide realizar únicamente cuatro mediciones correspondientes a cuatro niveles de tensión.

De este modo la sucesión de experimentos es la siguiente:

Cuatro discos entre apoyos

Aprovechando la disposición del experimento anterior, se procede a realizar el experimento de la correa con las mismas posiciones de apoyos y discos, y en consecuencia, con las mismas medidas.

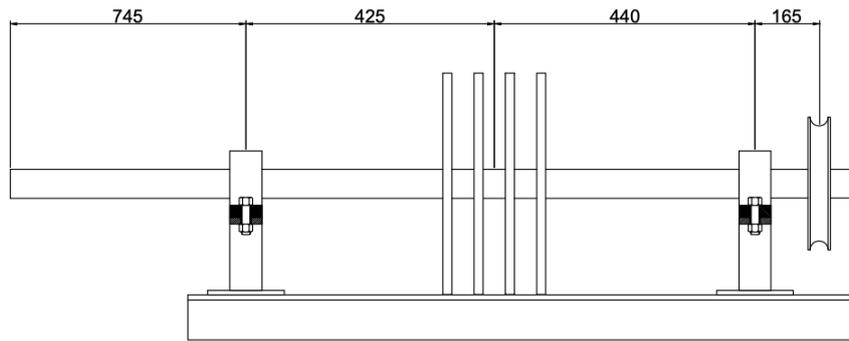


Ilustración 82. Esquema tensión de la correa 1 [Elaboración propia]

Partiendo de dicha disposición, y que la correa cuenta con una tensión que se podría denominar normal, se realiza un equilibrado, para garantizar que las vibraciones debidas al desequilibrio son mínimas y para saber cuáles de las vibraciones que posteriormente se mostrarán en el espectro de vibraciones, son debidas al desequilibrio.

A continuación, se procede a destensar completamente la correa, hasta el límite en el cual se puede seguir garantizando un correcto giro del eje, y se recogen los datos que muestra el espectro de vibraciones y los valores globales de RMS. Seguidamente, se procede a tensar la correa ligeramente y se sigue el mismo procedimiento, y así sucesivamente hasta alcanzar un nivel máximo de tensión de la correa. De esta manera, se obtienen cuatro resultados diferentes correspondientes a cuatro niveles de tensión que son:

- Correa completamente destensada
- Correa parcialmente destensada
- Correa tensada
- Correa muy tensada

Cuatro discos en voladizo

En este caso se sigue exactamente el mismo procedimiento que en el caso anterior, pero con los cuatro discos en voladizo.

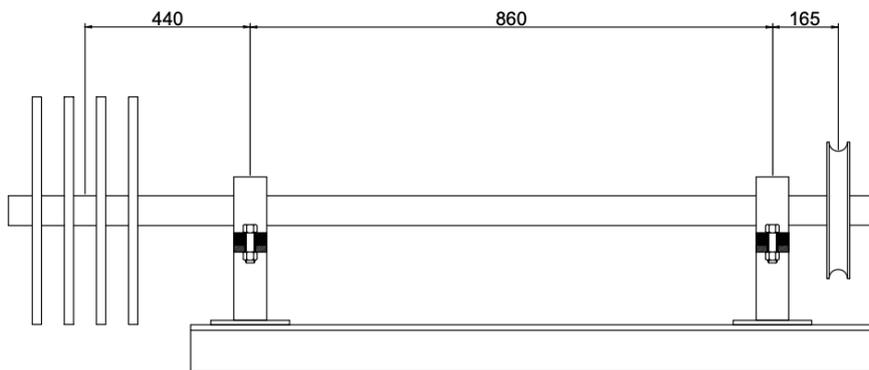


Ilustración 83. Esquema tensión de la correa 2 [Elaboración propia]

En este caso, al conocer los resultados del experimento anterior, y poder observar la poca diferencia que hay entre los niveles intermedios, se proponen directamente cuatro niveles de tensión, que son los mismos que se muestran en el diseño anterior.

- Correa completamente destensada
- Correa parcialmente destensada
- Correa tensada
- Correa muy tensada

6.3.4. Estado de los rodamientos

En este experimento se trata de identificar cómo afecta el estado de los rodamientos que permiten el giro del eje, a las vibraciones producidas en el banco en general, además de ver cómo se muestran particularmente dichas vibraciones en el espectro de vibraciones.

Para realizar este experimento el procedimiento a seguir es muy similar al del apriete mecánico, ya que se tienen tres experimentos por cada disposición de los discos en el banco de pruebas. Cada uno de los cuales, como en el resto de los experimentos, se repite tres veces para garantizar la fiabilidad de los resultados.

Dicho procedimiento consiste, ya sea en el caso de cuatro discos en voladizo o entre apoyos, en colocar un rodamiento defectuoso en un apoyo, después en el otro y finalmente en ambos.

Igual que en los dos experimentos anteriores se trabaja con unas condiciones constantes, con una velocidad de 920 rpm, un apriete de las uniones de los apoyos con un par de 110 N/m y una tensión de la correa constante.

De este modo, la sucesión de experimentos es la siguiente:

Cuatro discos en voladizo

Igual que en el experimento anterior, se aprovecha la disposición del último experimento, con lo que se procede a realizar el experimento del rodamiento defectuoso con las mismas posiciones de apoyos y discos, y en consecuencia, con las mismas medidas.

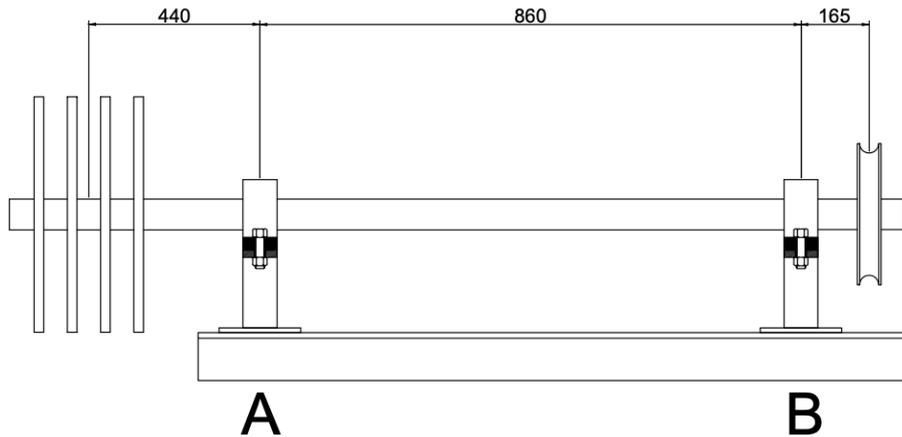


Ilustración 84. Esquema estado de los rodamientos 1 [Elaboración propia]

En este caso, se vuelve a equilibrar el banco con ambos rodamientos en buen estado y se guardan los resultados de las vibraciones y del equilibrado, para así poder compararlo una vez se coloquen los rodamientos defectuosos.

A continuación, se procede a colocar el rodamiento defectuoso en el apoyo A, posteriormente en el B y finalmente se colocan rodamientos defectuosos en ambos apoyos. Sin embargo, para este último caso se coloca el rodamiento con peor estado en B, mientras que el que se coloca en A, pese a ser también defectuoso, no llega al nivel del otro.

Cuatro discos entre apoyos

En este caso, se sigue exactamente el mismo procedimiento que en el caso anterior, incluido el último experimento, en el que se coloca el rodamiento más defectuoso en B y el menos defectuoso en A. La diferencia con el experimento anterior es que en este caso los discos se encuentran entre apoyos.

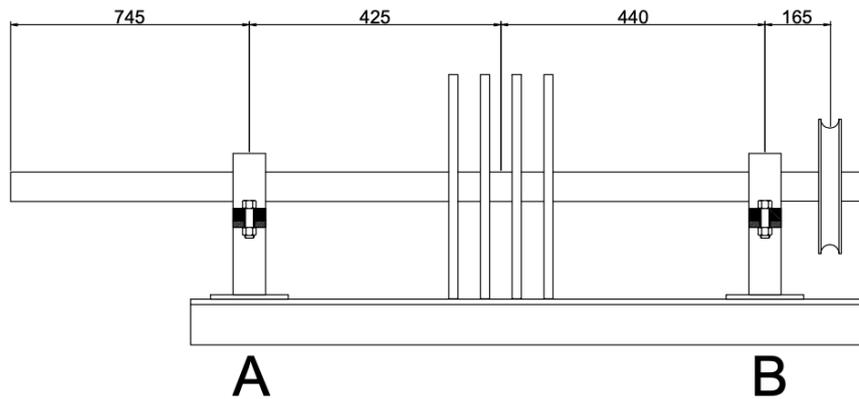


Ilustración 85. Esquema estado de los rodamientos 2 [Elaboración propia]

Es importante destacar que, en esta modalidad de experimentos, cada vez que se sustituye un rodamiento o se cambia de posición, se vuelve a equilibrar el banco, ya que el proceso de cambio o sustitución lleva una serie de modificaciones que normalmente desequilibran el banco.

6.4. RESULTADOS DE LAS PRUEBAS PRELIMINARES

A continuación, se muestran los resultados de las pruebas preliminares, junto con la explicación de la medición realizada y un análisis de los resultados obtenidos, y sus respectivas conclusiones.

Para la obtención de resultados, el software de análisis siempre proporciona los resultados de cada canal de forma independiente, existiendo dos canales que son el A y el B, los cuales corresponden con los apoyos A y B, respectivamente. En todos y cada uno de los experimentos, el apoyo A es el que se encuentra en el extremo más alejado a las ruedas motrices y el apoyo B el que se encuentra más cercano, como se muestra en los diseños de las mediciones.

6.4.1. Equilibrado de dos discos entre apoyos y dos en voladizo

El primero paso es calcular la frecuencia natural de giro del rodete, en función de la velocidad de giro seleccionada, que en este caso es de 920 rpm. Como se menciona anteriormente, dicha frecuencia corresponde al primer armónico, denominado 1X.

$$1X = \frac{RPM}{60} = \frac{920 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 15,33 \text{ s}^{-1} = 15,33 \text{ Hz}$$

Las tres primeras mediciones que se obtienen en este experimento, previas al equilibrado, son el espectro de vibraciones, el valor global de RMS y O-Pico y la fase.

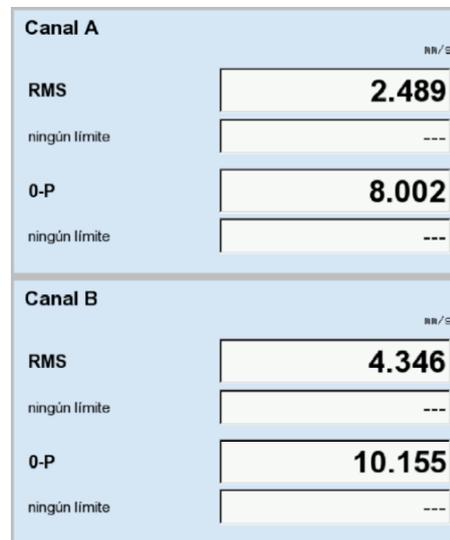


Ilustración 86. Medición RMS y O-Pico inicial, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia]

En esta imagen se pueden apreciar los valores globales de RMS y O-Pico de cada canal, los cuales proporcionan una noción de la magnitud de las vibraciones, pero no indican a qué frecuencia se producen.

Este valor puede ser de utilidad para comparar la vibración global antes y después de un equilibrado o una modificación, pero no para identificar dónde se produce dicha vibración.

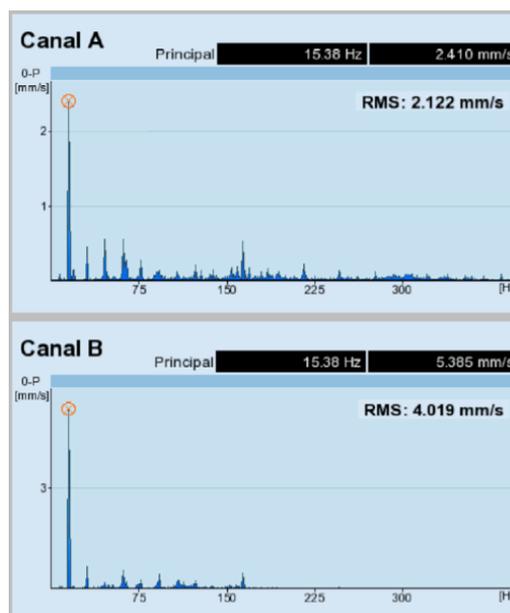


Ilustración 87. Espectro de frecuencia inicial, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia]

En esta imagen se muestra el espectro de vibraciones, representado en unidades de velocidad, en el dominio de la frecuencia. Se puede observar claramente como existe un pico de vibraciones en el primer armónico (1X), en ambos canales. Esta medición, suponiendo que el banco se encuentra calibrado y en perfectas condiciones, indica que la mayoría de las vibraciones se manifiestan en el primer armónico.

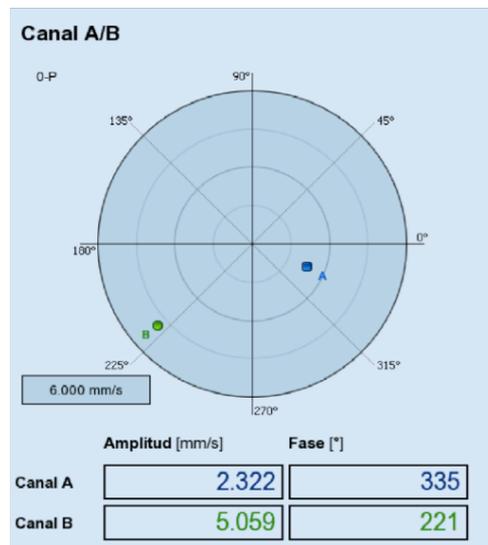


Ilustración 88. Diagrama de fase inicial, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia]

Ésta es la imagen de la fase inicial, la cual nos muestra el desfase entre las vibraciones producidas en el apoyo “A” y en el “B”. Es indispensable realizar esta medición previamente al equilibrado, ya que indica si es conveniente realizar un equilibrado en un plano o en dos.

En este caso ambos canales presentan un desfase de 114° , que al ser mayor de 60° , indica que es conveniente un equilibrado en dos planos. Por ello, a continuación, se procede a realizar un equilibrado en dos planos.

En el equilibrado que se muestra a continuación, al ser en dos planos, el software automáticamente sitúa su atención en equilibrar ambos planos de forma simultánea, requiriendo colocar los contrapesos a un lado u otro del rodete, en función de la disposición de los discos.

Pasos para balanceo

No.	Masa [g]	Angulo [°]	Vibration Ef. [mm/s]	Angulo [°]	Revolución [1/min]
0 A	---	---	0.626	145	925
0 B	---	---	7.149	257	925
1 AA	8.1	300	0.575	147	926
1 AB	---	---	7.117	240	926
1 BA	---	---	0.637	132	926
* 1 BB	6.6	30	9.149	241	926
2 A	49.9	137	1.151	4	924
2 B	39.2	286	3.101	146	924
3 A	57.8	310	0.223	250	923
3 B	58.4	132	1.477	36	923
4 A	8.9	214	0.237	170	923
4 B	10.8	24	0.601	347	923
5 A	12.1	108	0.239	208	923
5 B	11.7	296	0.601	332	923

Tabla 1. Equilibrado de dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia]

En esta tabla se muestran los pasos a seguir para equilibrar los discos, donde aparecen las masas y las posiciones respectivas donde se deben colocar, junto con la lectura de la vibración debida al desequilibrio.

En este caso, al tener dos discos entre apoyos y dos en voladizo, cuando el software pide contrapesos en A, se refiere a los discos situados entre apoyos, mientras que cuando los pide en B, se refiere a los que se encuentran en voladizo. Esto se debe a que teóricamente, dichos planos donde se colocan los contrapesos son los que afectan a los dos planos de balanceo respectivamente.

Como se puede observar en la imagen, primero pide unas masas de prueba de 8,1g y 6.6g para ver cómo afectan al desequilibrio y así autocalibrarse. Observando las vibraciones producidas tras colocar los contrapesos, se puede identificar que, al colocar la masa de prueba en A, las vibraciones mejoran, mientras que al colocarla en B empeoran. Por este motivo se deja puesto el contrapeso colocado en A y se retira el de B, es por eso por lo que aparece un asterisco justo delante de la fila que comienza por 1BB.

A continuación, una vez el sistema se ha calibrado, va pidiendo masas de valores mayores, de tal manera que las vibraciones se reducen de manera considerable, llegando hasta tal punto que las vibraciones en A son de 0,239 mm/s y en B de 0,601 mm/s, valores que de sobra entran en la norma ISO 10816 (<6mm/s) y que corresponderían a los valores de un ventilador a estrenar.

Estos resultados, junto con la evolución del desequilibrio durante el proceso de equilibrado, se pueden observar perfectamente en el diagrama polar que se muestra a continuación.

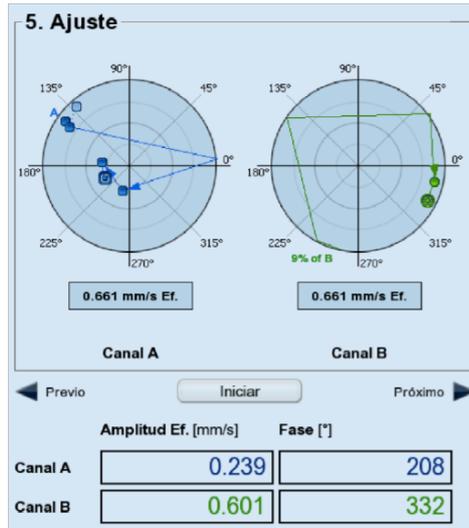


Ilustración 89. Diagrama polar de equilibrado, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia]

Una vez, se tiene el banco equilibrado, se procede a realizar las mismas mediciones que antes del equilibrio, para poder compararlas y obtener resultados concluyentes.

Canal A		mm/s
RMS		2.075
ningún límite		---
0-P		7.796
ningún límite		---
Canal B		mm/s
RMS		2.422
ningún límite		---
0-P		7.786
ningún límite		---

Ilustración 90. Medición de RMS y 0-Pico final, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia]

En esta imagen se puede observar cómo, mientras el valor de RMS en ambos canales no se ha reducido en gran medida, sí lo ha hecho el valor 0-Pico, por lo que se puede deducir que ha disminuido el valor global de las vibraciones.

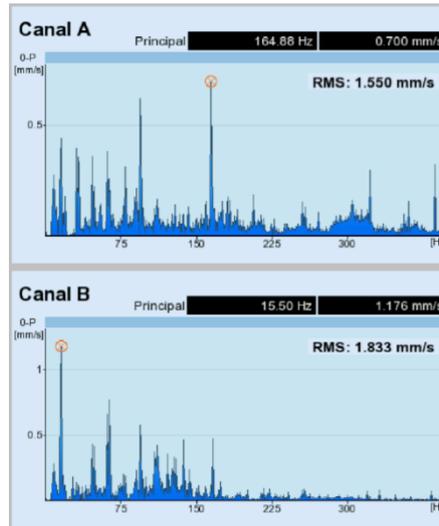


Ilustración 91. Espectro de frecuencia final, dos discos entre apoyos y dos en voladizo [Elaboración propia]

Este es el espectro de vibraciones final, donde sí se puede apreciar que el valor del pico de vibraciones en el primer armónico se ha reducido de forma muy considerable, hasta tal punto que en el canal A existen vibraciones residuales debidas a factores ajenos al desequilibrio, las cuales son mayores que las debidas a este.

Al comparar este espectro con el inicial, se observa que las vibraciones del primer armónico se han reducido desde 2,410 hasta un valor entorno a 0,4 mm/s y, en el canal B desde un valor de 5,385 hasta 1,176 mm/s. Este resultado tiene especial sentido cuando se observa que en el equilibrado se han dejado unas vibraciones mayores en B que en A.

También, al aumentar la escala de la gráfica, ahora se pueden observar la cantidad de vibraciones que presenta el banco por diferentes factores, ajenos al desequilibrio, que a priori se desconocen. Es importante destacar también, que dichas vibraciones se presentan generalmente en los sucesivos armónicos y presentan magnitudes similares.

6.4.2. Equilibrado de un plato en voladizo

Igual que en el caso anterior comenzamos calculando la frecuencia del primer armónico (1X) que, al mantener la velocidad de 920 rpm, será la misma que en el caso anterior.

$$1X = \frac{RPM}{60} = \frac{920 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 15,33 \text{ s}^{-1} = 15,33 \text{ Hz}$$

A continuación, también se sigue el mismo procedimiento que en el caso anterior, recogiendo las medidas previas al equilibrado para compararlas con las posteriores al equilibrado.

En este caso, ya que las cuatro pruebas son exactamente iguales, solo se muestran las mediciones de una de ellas, el resto aparecen en los anexos.



Ilustración 92. Medición RMS y O-Pico inicial de un plato en voladizo [Elaboración propia]

Estos son los valores globales de RMS y O-Pico.

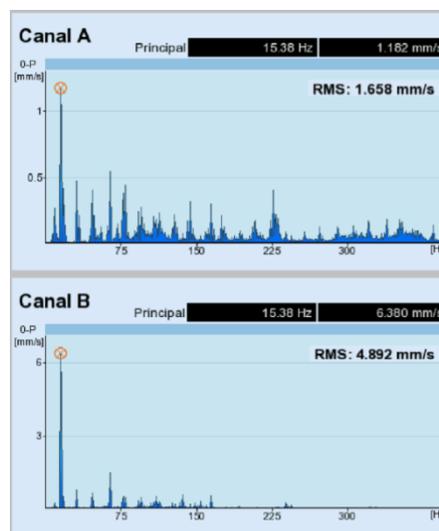


Ilustración 93. Espectro de frecuencia inicial de un plato en voladizo [Elaboración propia]

Este es el espectro inicial, en el cual, como en el caso anterior, se puede apreciar un pico muy destacable en el primer armónico en ambos canales.

A diferencia del caso anterior en el que se tienen dos discos entre apoyos y dos en voladizo, en este únicamente se tiene uno en voladizo, lo cual tiene su consecuencia

en el espectro, ya que como se puede apreciar hay unas vibraciones mucho más altas en el canal B, correspondiente al apoyo B.

Esta diferencia de vibraciones entre un canal y otro es debida a que, cuando se tiene un disco de poco grosor en voladizo, los desequilibrios producidos en este afectan en mayor medida al apoyo más lejano. Uno de los motivos es que al encontrarse mucho más lejano al apoyo B, las fuerzas debidas al desequilibrio ejercen un par mucho mayor.

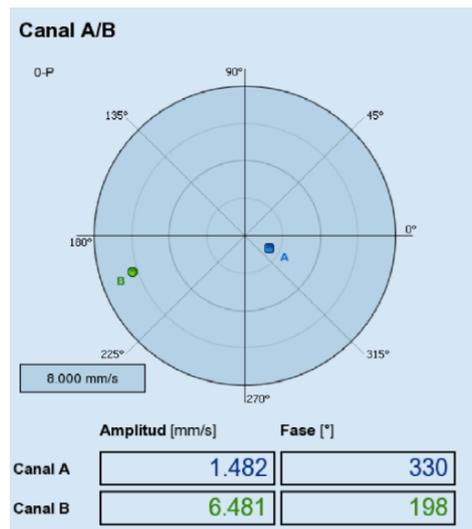


Ilustración 94. Diagrama de fase inicial de un plato en voladizo [Elaboración propia]

En este caso el diagrama de fase muestra un desfase de 132°, sin embargo, al tener un único plato y de poco grosor, no se considera necesario realizar un equilibrado en dos planos. Si se tratase de realizar un equilibrado en dos planos no sería posible, ya que cuando el software indica colocar las masas en dos planos diferentes, no se puede llevar a cabo, por que físicamente solo existe un plano donde colocar dichas masas, debido al poco grosor del disco.

Pasos para balanceo

No.	Masa [g]	Angulo [°]	Vibration Ef. [mm/s]	Angulo [°]	Revolución [1/min]
0 A+	---	---	0.743	6	931
0 B	---	---	4.842	180	931
* 1 A+	3.8	150	0.947	9	930
1 B	---	---	5.462	189	930
2 A+	16.9	273	0.357	45	930
2 B	---	---	1.950	224	930
3 A+	4.9	315	0.238	71	930
3 B	---	---	0.798	239	930
4 A+	1.9	345	0.206	96	930
4 B	---	---	0.243	236	930

Tabla 2. Equilibrado de un plato en voladizo [Elaboración propia]

En esta tabla se puede apreciar como solo nos pide contrapesos en un plano, ya que hemos seleccionado la modalidad de balanceo en un plano. Cuando se selecciona esta modalidad, es necesario decirle a la máquina en qué plano quieres que centre el balanceo, pero en nuestro caso también marcamos la opción para que, aun centrándose en equilibrar ese plano, intente ir mejorando el otro. En este caso concreto se ve que el plano elegido es el A.

Igual que en el equilibrado en dos planos, comienza con una masa de prueba, esta vez solo una. A continuación, una vez se ha autocalibrado, comienza a pedir unas masas mayores hasta llegar a los valores que se pueden observar en las dos últimas filas.

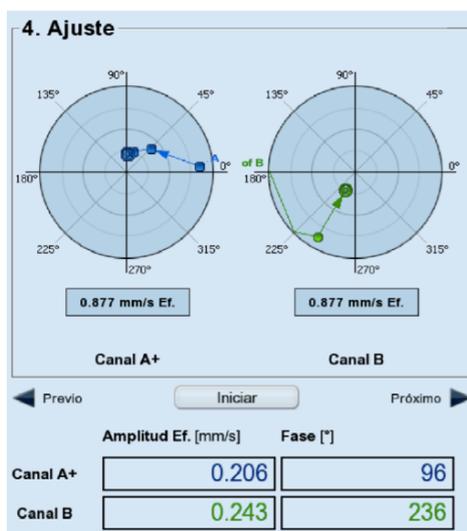


Ilustración 95. Diagrama polar de equilibrado de un plato en voladizo [Elaboración propia]

En este diagrama polar se puede apreciar cómo ha ido variando el desequilibrio en ambos canales hasta llegar a esos valores de 0,206 mm/s en A y 0,243 mm/s en B.

A continuación, se muestran las mediciones realizadas posteriormente al equilibrado, para compararlas con las mediciones previas.

Canal A		mm/s
RMS	2.486	
ningún límite	---	
0-P	8.863	
ningún límite	---	

Canal B		mm/s
RMS	2.482	
ningún límite	---	
0-P	8.355	
ningún límite	---	

Ilustración 96. Medición de RMS y 0-Pico final de un plato en voladizo [Elaboración propia]

Estos son los valores finales globales de RMS y 0-Pico, donde se puede observar que las vibraciones en el canal B han disminuido de forma considerable.

Este resultado corrobora lo mencionado anteriormente, de que, con esta disposición del banco, es decir, con un disco en voladizo, el desequilibrio que aparece en dicho disco influye en mayor medida en el plano B, hasta tal punto que comparando esta imagen con la tomada previamente al equilibrado, se puede observar que las vibraciones en A han aumentado.

Cabe destacar que realmente las vibraciones han disminuido en ambos planos, es por eso por lo que se menciona previamente que los valores globales de RMS y 0-Pico sirven únicamente para tener una idea general de las vibraciones. Sin embargo, en el espectro que se muestra a continuación se puede apreciar como ambas vibraciones sí que disminuyen.

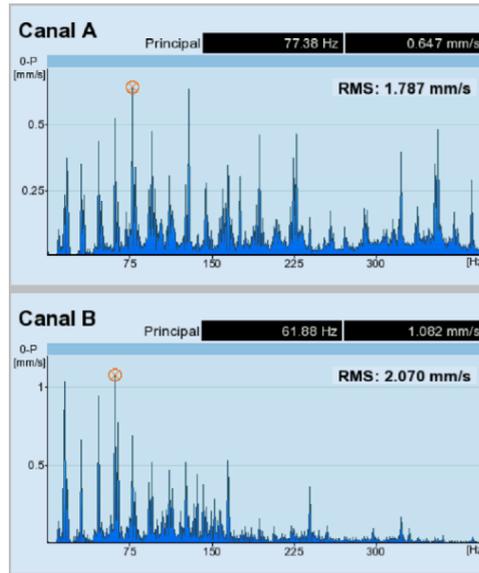


Ilustración 97. Espectro de frecuencia final de un plato en voladizo [Elaboración propia]

En este espectro, igual que en el del experimento anterior, se aprecia como las vibraciones localizadas en el primer armónico (1X) han disminuido de forma considerable.

También se ve claramente como al aumentar la escala de la gráfica aparecen una serie de vibraciones residuales, todas ellas localizadas en los sucesivos armónicos, y prácticamente todas de una magnitud similar y muy inferior.

6.4.3. Cambio de posición del plato y Tollok

Para la realización de este experimento únicamente se aflojan los tornillos del Tollok y se giran tanto el plato como el Tollok, cada uno en una dirección, pero no se desplazan longitudinalmente a lo largo del eje.

En este caso, para comprobar que efectivamente el plato se desequilibra al aflojarlo y cambiarlo de posición, se mira únicamente las mediciones que proporciona el balanceo, ya que estas nos proporcionan las vibraciones debidas a desequilibrio.

Pasos para balanceo

No.	Masa [g]	Angulo [°]	Vibration Ef. [mm/s]	Angulo [°]	Revolución [1/min]
0 A+	---	---	0.334	80	924
0 B	---	---	4.538	133	924
1 A+	3.7	225	0.267	53	924
1 B	---	---	3.912	134	924
2 A+	24.5	219	0.249	289	923
2 B	---	---	3.105	298	923
3 A+	18.7	45	0.149	50	923
3 B	---	---	2.198	155	923
4 A+	10.6	270	0.216	8	924
4 B	---	---	0.952	59	924
5 A+	6.6	150	0.090	35	924
5 B	---	---	0.565	244	924
6 A+	4.4	2	0.035	305	925
6 B	---	---	0.455	108	925
7 A+	2.5	195	0.104	310	923
7 B	---	---	0.241	230	923

Tabla 3. Equilibrado en cambio de posición y Tollok [Elaboración propia]

Efectivamente, como se puede comprobar en la segunda fila de la tabla, en el canal B ha aumentado el desequilibrio hasta 4,538 mm/s, valor que se encuentra fuera de norma. Además, han sido necesarias hasta siete iteraciones para volver a equilibrar el plato.

6.4.4. Búsqueda de puntos de resonancia

Este experimento se realiza retirando todos los platos del banco, por lo que no se puede hacer un equilibrado previo. Con lo cual, se procede a aumentar la velocidad de giro del eje lentamente, mientras se observa de forma visual cuando pasa por un punto con altas vibraciones.

Realizando este procedimiento se encuentran hasta dos puntos de resonancia entre las velocidades de 0 y 1500 rpm. Es probable que a velocidades mayores puedan aparecer más, pero a dichas velocidades no se puede garantizar la seguridad del banco ni del usuario que realiza las pruebas.



Ilustración 98. Espectro de frecuencia de primer punto de resonancia [Elaboración propia]

Este espectro muestra el primer punto de resonancia encontrado, a una velocidad de giro de 722,5 rpm. Haciendo el cálculo realizado en los experimentos previos tenemos que el primer armónico es:

$$1X = \frac{RPM}{60} = \frac{722,5 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 12,04 \text{ s}^{-1} = 12,04 \text{ Hz}$$

Por lo que se puede afirmar que las vibraciones debidas a la resonancia se manifiestan también en el primer armónico, llegando a magnitudes similares en ambos canales, de 14,598 mm/s en A y de 15,147 en B. Los cuales son valores poco habituales cuando el eje gira a esta velocidad.

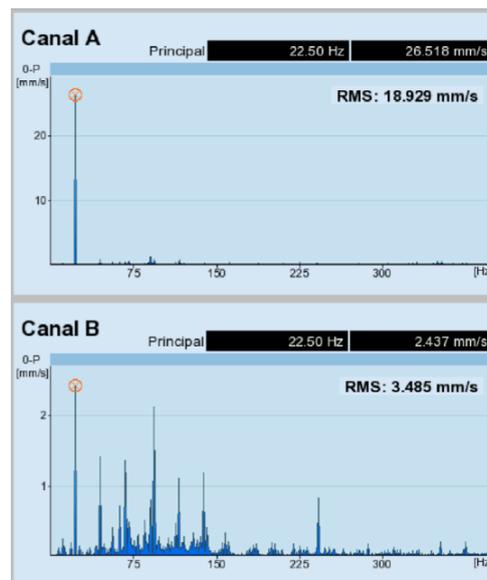


Ilustración 99. Espectro de frecuencia de segundo punto de resonancia [Elaboración propia]

Este es el segundo y último punto de resonancia encontrado, a una velocidad de giro de 1339 rpm. Haciendo el cálculo anterior tenemos que el primer armónico es:

$$1X = \frac{RPM}{60} = \frac{1339 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 22,31 \text{ s}^{-1} = 22,31 \text{ Hz}$$

En este caso ocurre un suceso parecido, ya que los dos picos de vibraciones más altos aparecen en el primer armónico, pero en este caso, en el canal B no se puede afirmar que existan unas vibraciones altas para esa velocidad de giro. De hecho, los picos de los sucesivos armónicos son del mismo orden de magnitud.

Sin embargo, en el canal A aparecen unas vibraciones exageradamente altas en el primer armónico, con un valor de 26,518 mm/s, el cual es tan alto que apenas se aprecian los picos de los sucesivos armónicos.

6.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

En este capítulo se han expuesto con detalle cada uno de los experimentos que se realizan a lo largo del proyecto (TFG), con sus respectivos diseños. Estos se clasifican principalmente en cuatro grandes grupos que son: las pruebas preliminares, pruebas de apriete mecánico, pruebas de tensión de la correa y pruebas de estado de los rodamientos.

Finalmente se han expuesto las pruebas preliminares, las cuales han sido fundamentales a la hora del diseño de los experimentos, ya que han permitido calcular y estimar diferentes factores necesarios para la realización y comprensión de los experimentos, como puede ser, por ejemplo, una idónea velocidad de giro del eje rotor o una colocación correcta de los discos.

CAPÍTULO 7 - CASO DE ESTUDIO: EXPERIMENTOS PROPUESTOS Y PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

7.1. INTRODUCCIÓN

A continuación, en este capítulo, se muestran los resultados de todos los experimentos realizados en este TFG, junto con una breve explicación de la medición realizada y un análisis de los resultados obtenidos. En el siguiente capítulo se presenta un análisis más exhaustivo, para posteriormente extraer las conclusiones relevantes al respecto.

Al igual que en las pruebas preliminares, en todos los experimentos realizados, el software de análisis siempre proporciona los resultados de cada canal de forma independiente, existiendo dos canales que son el A y el B, los cuales corresponden con los apoyos A y B, respectivamente. Donde el apoyo A es el que se encuentra en el extremo más alejado a las ruedas motrices y el apoyo B el que se encuentra más cercano.

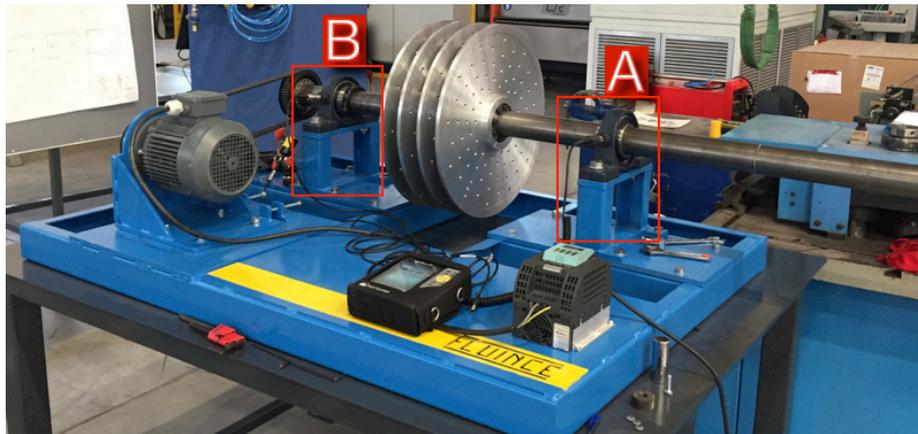


Ilustración 100. Banco de pruebas con apoyos "A" y "B" [Elaboración propia]

7.2. APRIETE MECÁNICO

7.2.1. Cuatro discos en voladizo

En este experimento se calcula la frecuencia del primer armónico, para este y para todos los de apriete mecánico, ya que se va a operar siempre a una velocidad de 920 rpm.

$$1X = \frac{RPM}{60} = \frac{920 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 15,33 \text{ s}^{-1} = 15,33 \text{ Hz}$$

En este caso se muestran los sucesivos espectros de frecuencia en función del apriete para facilitar la comparación entre ellos, observando cómo evolucionan las vibraciones en función del apriete. Debido a que en las mediciones anteriores se observa que los espectros son los que presentan las mayores diferencias y los que proporcionan la mayor y más importante información para este experimento.

Para comenzar con el experimento, se acoplan los dos nuevos discos y se procede a equilibrar el banco. En este caso, se realiza un equilibrado en un plano, en el que bastan cuatro pasos, para dejar el banco con unas vibraciones debidas a desequilibrio de 0,768 mm/s en el canal “A” y de 0,521 en el “B”.

Pasos para balanceo

No.	Masa [g]	Angulo [°]	Vibration Ef. [mm/s]	Angulo [°]	Revolución [1/min]
0 A+	---	---	1.356	231	926
0 B	---	---	13.730	234	926
* 1 A+	14.7	15	1.531	203	925
1 B	---	---	14.658	215	925
2 A+	45.4	287	1.073	180	925
2 B	---	---	8.238	104	925
3 A+	23.3	150	0.935	223	925
3 B	---	---	2.176	253	925
4 A+	5.5	285	0.768	213	926
4 B	---	---	0.521	265	926

Tabla 4. Equilibrado de cuatro platos en voladizo. Apriete mecánico [Elaboración propia]

Y presentando el siguiente diagrama polar donde se aprecia la variación de la posición y magnitud del desequilibrio en cada uno de los dos canales.

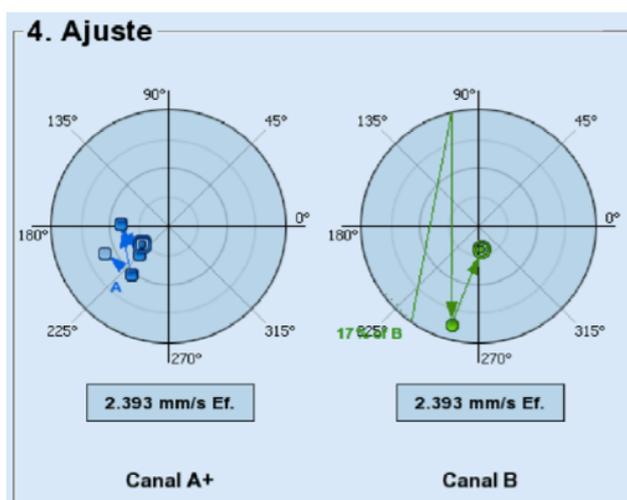


Ilustración 101. Diagrama polar de equilibrado de cuatro platos en voladizo. Apriete mecánico [Elaboración propia]

Una vez se tiene el banco equilibrado se obtiene el espectro de vibraciones y los valores de RMS y O-Pico globales para posteriormente poder compararlos con las mediciones en función del apriete.

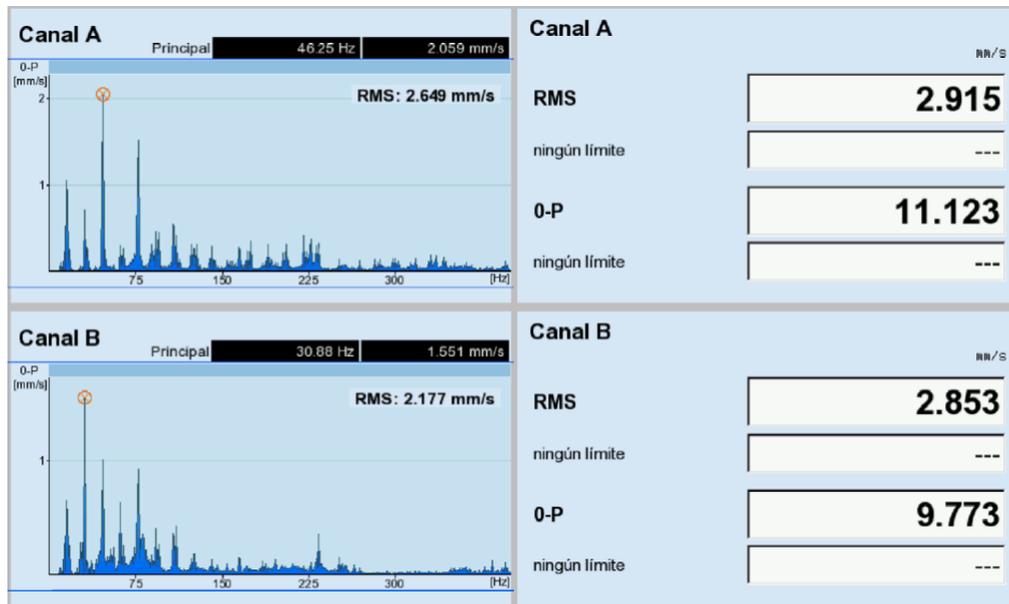


Ilustración 102. Mediciones de cuatro discos en voladizo equilibrados. Apriete mecánico [Elaboración propia]

Como se aprecia en el espectro, las vibraciones en el primer armónico (1X) presentan valores bastante bajos, correspondientes a los valores del banco equilibrado. También aparecen una serie de picos en los sucesivos armónicos en ambos canales, presentando magnitudes del mismo orden en los cinco primeros armónicos.

También, los valores de RMS y O-Pico corresponden a valores normales del banco equilibrado, en ambos canales.

Apoyo A

A continuación, se comienza aflojando los tornillos que amarran el apoyo “A” hasta dejarlos completamente sueltos, es decir, con un par de 0 Nm. Seguidamente se sigue el mismo patrón que en el experimento de dos discos en voladizo, aplicando unos pares de apriete de 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm, obteniéndose los siguientes resultados.

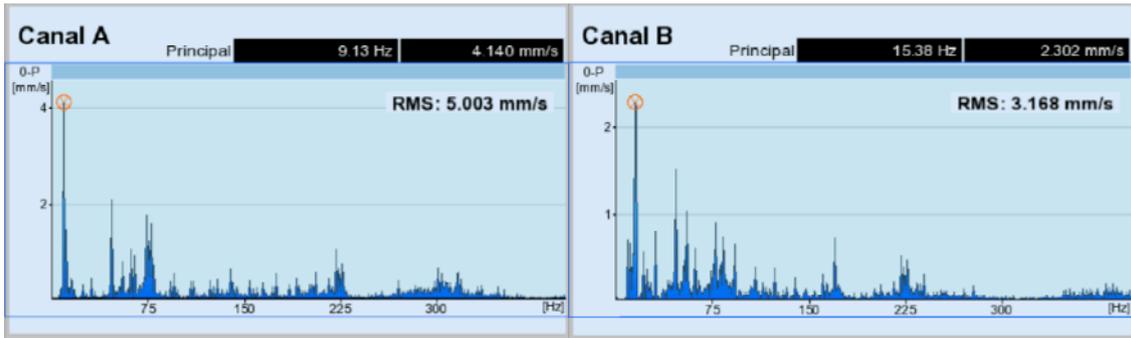


Ilustración 103. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 0Nm en "A" [Elaboración propia]

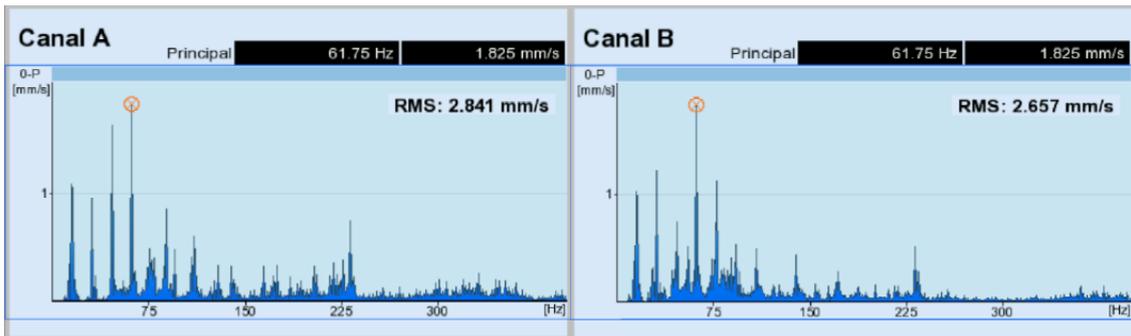


Ilustración 104. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 30Nm en "A" [Elaboración propia]

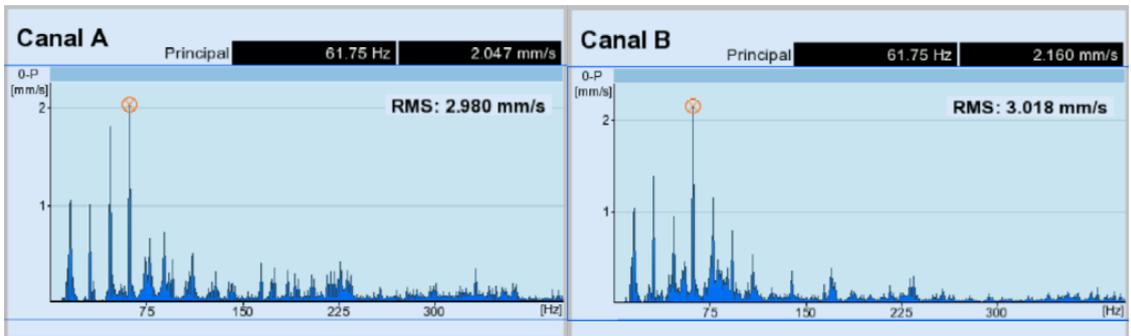


Ilustración 105. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 60Nm en "A" [Elaboración propia]

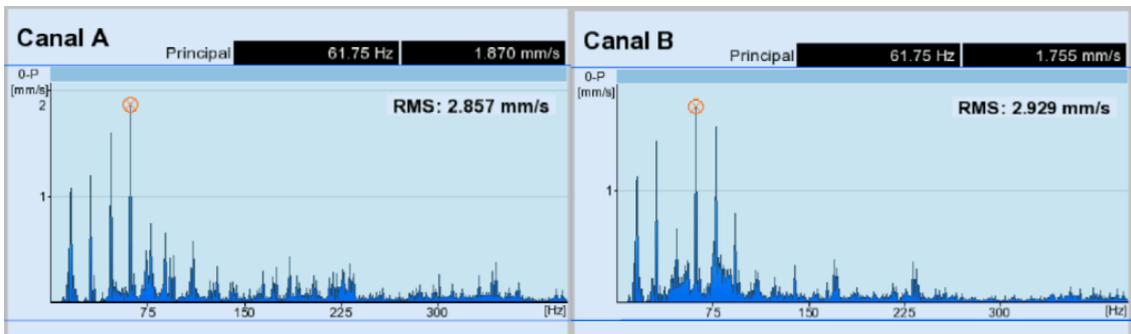


Ilustración 106. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 110Nm en "A" [Elaboración propia]

En este caso se aprecia como al aumentar el peso del rotor aparece una diferencia en el espectro de vibraciones para un apriete de 0 Nm. Dicha diferencia es que aparece un pico de una magnitud considerable, en el canal "A", a una frecuencia correspondiente con la mitad de la del primer armónico, es decir, en el primer medio armónico (0,5X).

También es un hecho notable que la magnitud de los picos de los dos primeros armónicos se ve bastante reducida con respecto al espectro inicial equilibrado. Los siguientes armónicos, por el contrario, siguen un patrón más común, con unas magnitudes más altas en el 3º, 4º y 5º y, unas magnitudes más bajas en los sucesivos armónicos.

Por otro lado, en el canal "B" aparece un pico en el primer armónico, con una magnitud de 2,302 mm/s, y seguidamente una serie de picos de magnitudes más bajas en los sucesivos armónicos, los cuales se van atenuando a partir del quinto armónico.

En el resto de las medidas tomadas, para los aprietes de 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm en el apoyo "A", aparecen unos espectros muy similares, hasta el punto de que no parece existir diferencia alguna entre los diferentes aprietes.

En todos ellos, en el canal "A", aparecen una serie de picos de magnitud ascendente hasta el cuarto armónico, llegando a valores entre 1,825 mm/s y 2,047 en dicho armónico y, seguidamente, aparecen una serie de picos en los sucesivos armónicos que se van atenuando. En el canal "B" se muestra una situación muy similar, obteniéndose el pico más alto también en el cuarto armónico, alcanzando magnitudes entre 1,755 mm/s y 2,160 mm/s.

Apoyo B

A continuación, se realiza el mismo procedimiento en el apoyo "B", aflojando al máximo los tornillos que amarran dicho apoyo y, seguidamente, aplicando los pares de apriete de 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm, obteniéndose los siguientes resultados.

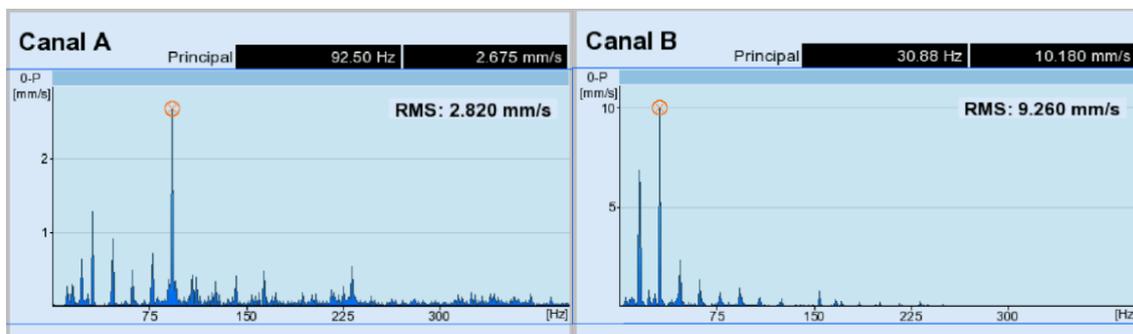


Ilustración 107. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 0Nm en "B" [Elaboración propia]

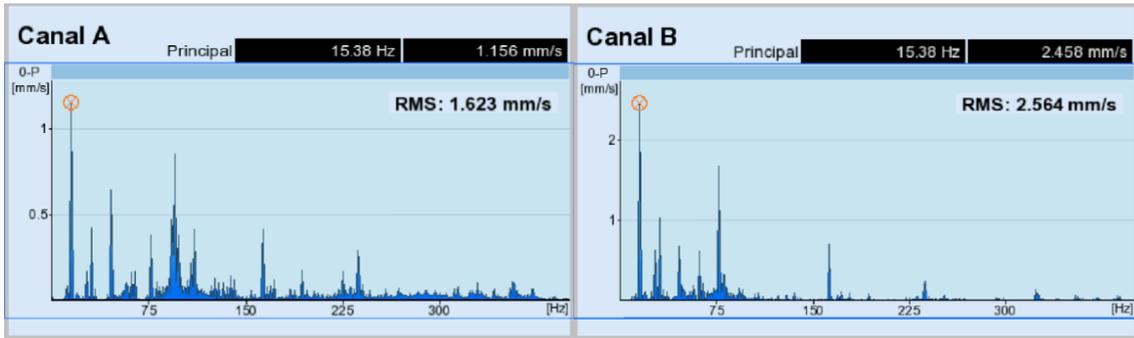


Ilustración 108. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 30Nm en "B" [Elaboración propia]

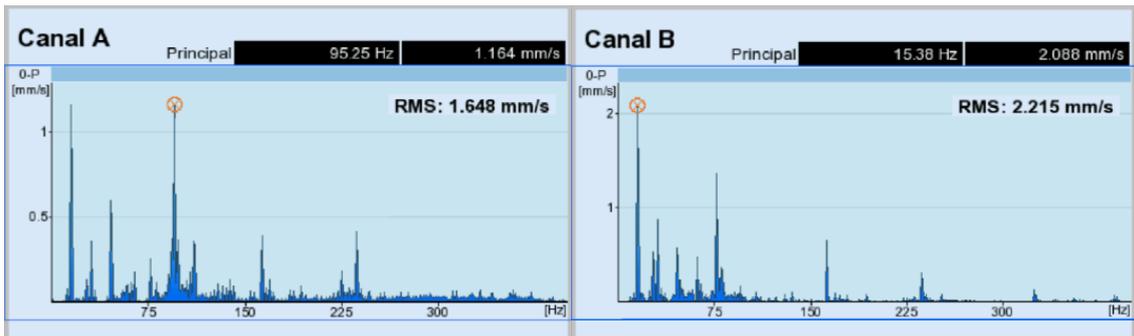


Ilustración 109. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 60Nm en "B" [Elaboración propia]

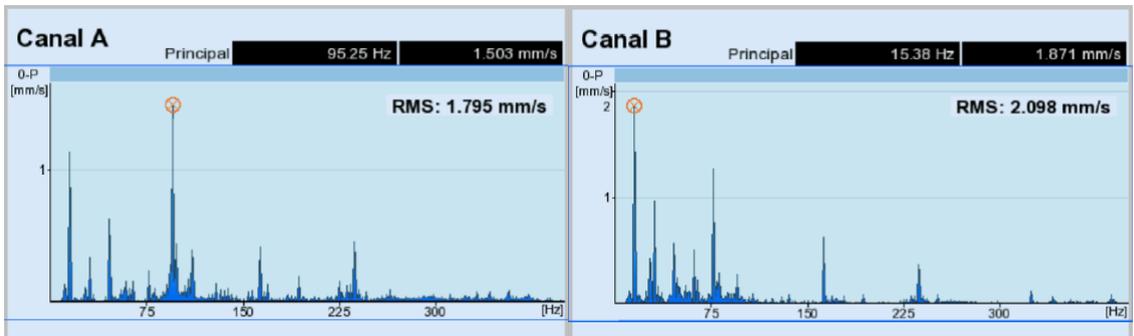


Ilustración 110. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 110Nm en "B" [Elaboración propia]

En este caso, para un par de apriete de 0 Nm en el apoyo "B", aparecen dos picos notables en el canal "B", uno en el primer armónico (1X), con una magnitud en torno a 6,5 y 7 mm/s y, otro en el segundo armónico (2X), con una magnitud de 10,180 mm/s. Por otro lado, en el canal "A" aparecen una serie de picos con un orden de magnitud bajo en los primeros cinco armónicos, pero en el sexto (6X), aparece un pico bastante más pronunciado de 2,675 mm/s.

Las vibraciones producidas en ambos canales presentan un comportamiento notablemente diferente al del experimento realizado con dos discos en voladizo, no solo en la magnitud de las vibraciones, sino en la posición de los picos en el rango de frecuencias.

En el resto de las medidas tomadas, para los aprietes de 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm en el apoyo “B”, sucede algo parecido al experimento anterior, y es que todas ellas presentan un espectro muy similar.

En los tres casos se puede observar como en ambos canales, tanto en el “A” como en el “B”, aparecen una serie de picos en los primeros seis armónicos, todos ellos de una magnitud muy similar y notablemente baja.

En el canal “A” se muestran como picos predominantes los del primer y sexto armónico (1X y 6X) con magnitudes bajas, entre 1,1 y 1,5 mm/s. Mientras, en el canal B los dos picos predominantes están en el primer y en el quinto armónico (1X y 5X), pero a diferencia del canal “A”, estos picos van disminuyendo ligeramente su magnitud en función del apriete.

Ambos apoyos

Finalmente, para culminar las pruebas con esta disposición del banco de pruebas, se realiza la misma secuencia de pruebas con los mismos pares de apriete de 0 Nm, 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm, pero esta vez aplicándolos de forma simultánea en ambos apoyos, obteniéndose los siguientes resultados.

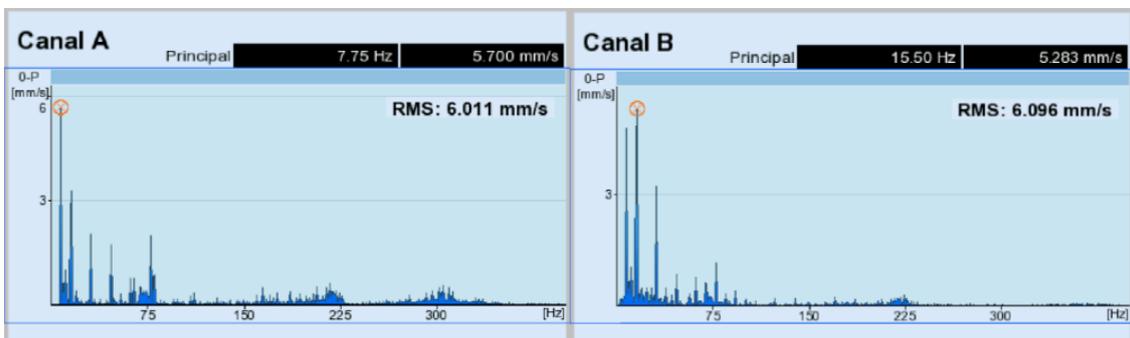


Ilustración 111. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 0Nm en “A” y “B” [Elaboración propia]

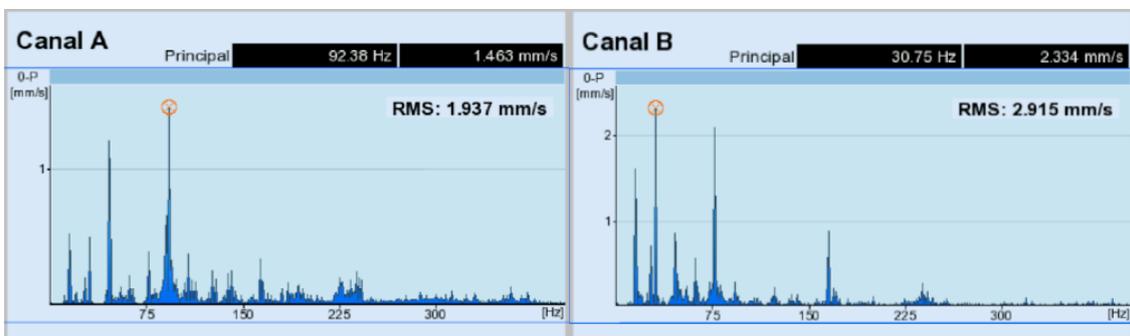


Ilustración 112. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 30Nm en “A” y “B” [Elaboración propia]

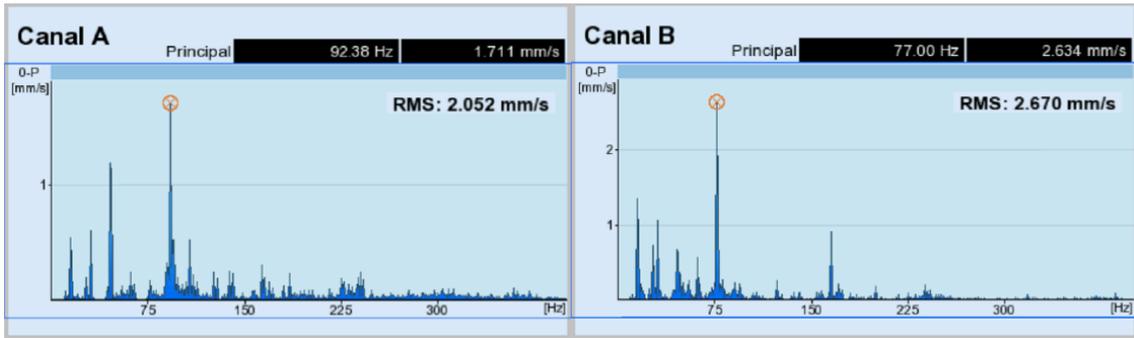


Ilustración 113. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 60Nm en "A" y "B" [Elaboración propia]

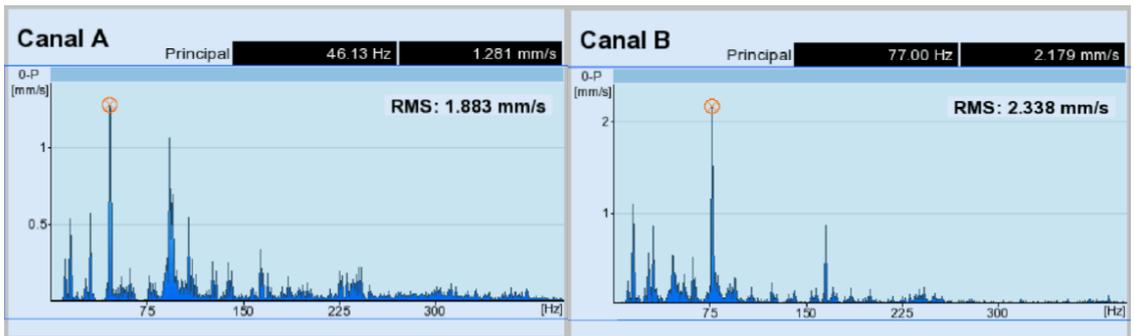


Ilustración 114. Medición de cuatro discos en voladizo con un par de 110Nm en "A" y "B" [Elaboración propia]

En este caso, para un par de apriete de 0 Nm en los apoyos "A" y "B", aparecen en el canal "A", un pico con una magnitud de 5,7 mm/s, a una frecuencia correspondiente con la mitad de la del primer armónico, es decir, en el primer medio armónico (0,5X) y otro pico en el primer armónico (1X) con una magnitud de en torno a 3,1 mm/s. En el canal "B" también aparecen dos picos de magnitudes muy similares en los mismos armónicos, el primero (0,5X) en torno a 5,1 mm/s y el segundo (1X) de 5,283 mm/s.

También en este caso, las vibraciones producidas en ambos canales presentan comportamientos diferentes al experimento de los dos discos en voladizo, no solo en la magnitud de las vibraciones, sino en la frecuencia de los picos más notables.

Igual que en el resto de las mediciones de cuatro discos en voladizo, para los pares de apriete de 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm, se obtienen espectros muy similares, en los que no se aprecia prácticamente variación en función del par de apriete.

Todos los espectros correspondientes a dichos pares presentan picos del mismo orden de magnitud en los primeros cinco o seis armónicos, con vibraciones ligeramente mayores en el canal "B" que en el "A".

7.2.2. Cuatro discos entre apoyos

Este experimento sigue el mismo procedimiento que el anterior, para así garantizar el rigor científico y poder comparar los resultados de forma más válida.

Se colocan los cuatro discos entre los dos apoyos, en un punto intermedio, y se procede a equilibrar el banco. Este equilibrado en concreto resultó bastante tedioso, pues se tuvo que hacer alternativamente en uno y dos planos, según lo requería el propio software o la diferencia de fase entre ambos canales. Finalmente, en el último equilibrado, realizado en un plano, se consiguen alcanzar los valores de 1,137 mm/s en el canal “A” y 1,172 mm/s en el “B”.

Pasos para balanceo

No.	Masa [g]	Angulo [°]	Vibration Ef. [mm/s]	Angulo [°]	Revolución [1/min]
0 A+	---	---	0.910	201	920
0 B	---	---	2.240	180	920
* 1 A+	13.0	345	1.499	167	919
1 B	---	---	3.180	175	919
2 A+	16.8	178	1.343	276	920
2 B	---	---	1.358	212	920
3 A+	4.9	261	1.137	291	920
3 B	---	---	1.172	202	920

Tabla 5. Equilibrado de cuatro discos entre apoyos. Apriete mecánico [Elaboración propia]

Del mismo modo, el diagrama polar de este último equilibrado, donde se aprecian las variaciones de posición y magnitud del desequilibrio, es el siguiente.

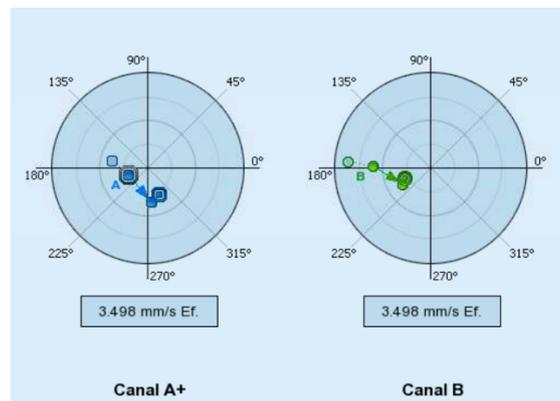


Ilustración 115. Diagrama polar de equilibrado de cuatro platos entre apoyos. Apriete mecánico [Elaboración propia]

Una vez se tiene el banco equilibrado, se realizan las mediciones del espectro de vibraciones en el dominio de la frecuencia y de los valores globales de RMS y 0-Pico. Dichas mediciones sirven como referencia para ser comparadas posteriormente con las mediciones en función del apriete.

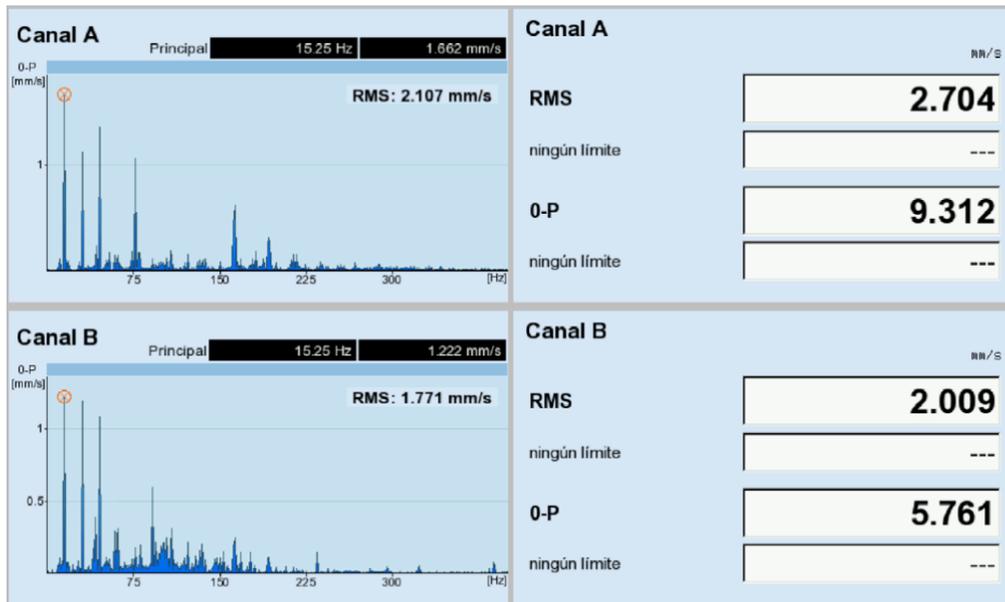


Ilustración 116. Mediciones de cuatro discos entre apoyos equilibrados. Apriete mecánico [Elaboración propia]

Como se aprecia en el espectro de vibraciones, aparecen una serie de picos en los primeros armónicos, con magnitudes menores y similares, en ambos canales. Los dos canales presentan el pico más alto en el primer armónico (1X) con unas magnitudes de 1,662 mm/s y 1,525 mm/s, en los canales “A” y “B” respectivamente, valores bajos y normales para el banco equilibrado en esta disposición y más teniendo en cuenta que las vibraciones debidas al desequilibrio, en este caso, están en valores un poco por encima de 1 mm/s.

Las mediciones de los valores globales de RMS y 0-Pico siguen la misma tendencia, presentando unos valores de vibración bastante bajos, acordes con el banco equilibrado.

Apoyo A

A continuación, se comienza aflojando los tornillos que amarran el apoyo “A” hasta dejarlos completamente sueltos, es decir, con un par de 0 Nm. Seguidamente se sigue el mismo patrón que en el experimento anterior, aplicando unos pares de apriete de 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm, obteniéndose los siguientes resultados.

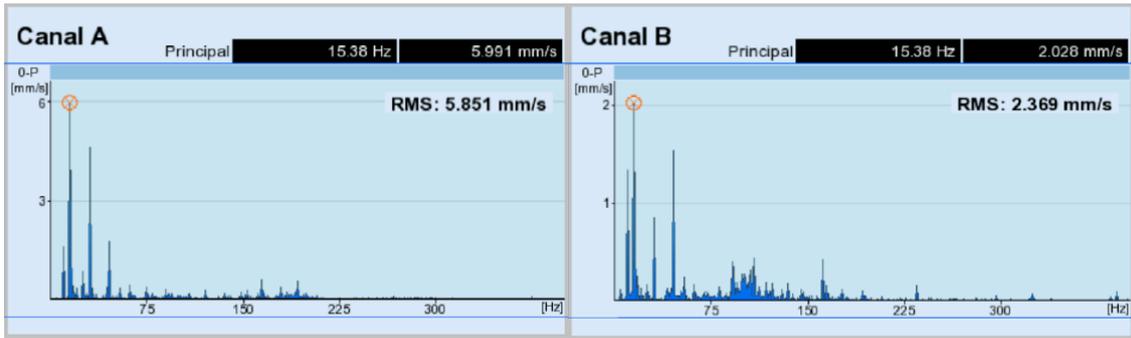


Ilustración 117. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 0Nm en "A" [Elaboración propia]

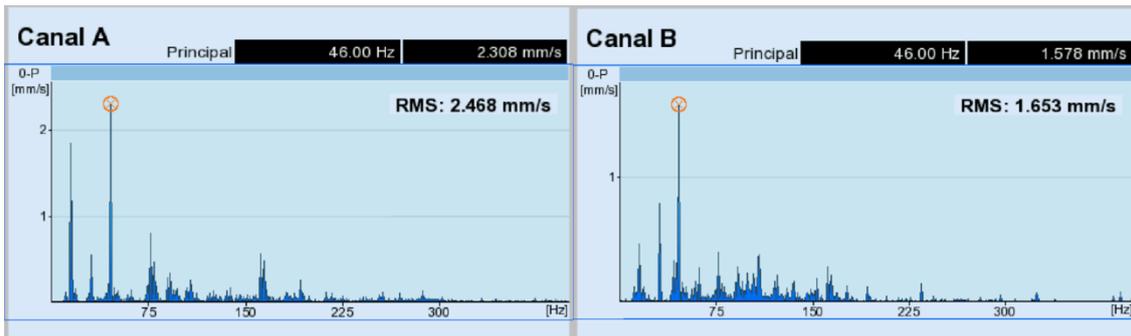


Ilustración 118. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 30Nm en "A" [Elaboración propia]

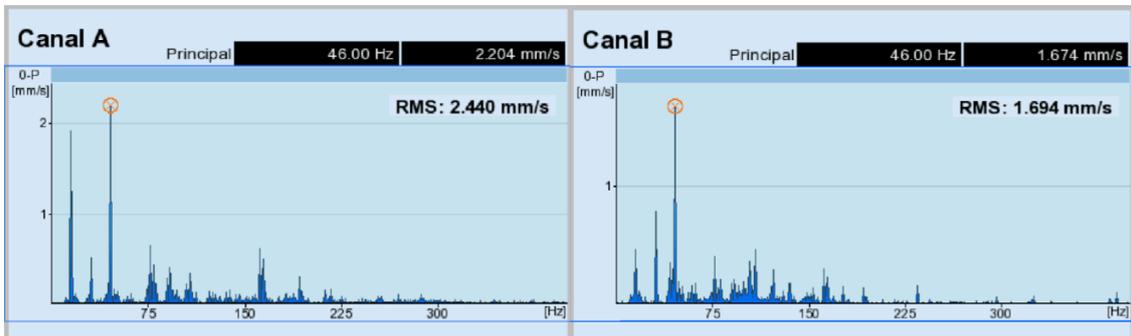


Ilustración 119. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 60Nm en "A" [Elaboración propia]

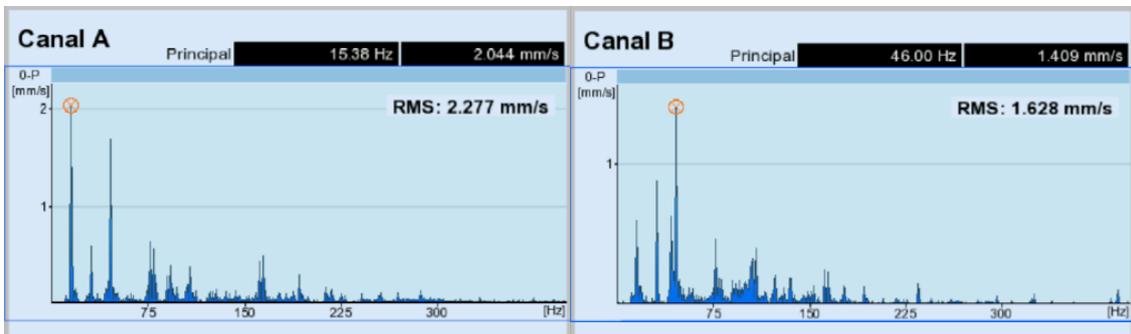


Ilustración 120. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 110Nm en "A" [Elaboración propia]

En este caso, para un par de apriete de 0 Nm en el apoyo "A", aparece en el canal "A" un pico en el primer armónico (1X) de 5,991 mm/s seguido de otros dos picos

menores y de magnitud decreciente en el segundo y tercer armónico (2X y 3X). Mientras que, en el canal "B" un pico en el primer armónico (1X), con una magnitud no muy lejana a la que tenía antes de aflojar los tornillos, seguido de otros dos picos, también en el segundo y tercer armónico (2X y 3X), con una magnitud bastante similar al primero.

Del mismo modo que en el experimento anterior, encontramos que para los pares de apriete de 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm, se obtienen espectros muy similares, en los que no se aprecia prácticamente variación en función del par de apriete.

La única variación que se aprecia entre dichos espectros es una ligera disminución de la magnitud de las vibraciones, mientras que la localización y la proporción de los picos permanece relativamente constante.

Apoyo B

A continuación, se realiza el mismo procedimiento en el apoyo "B", aflojando al máximo los tornillos que amarran dicho apoyo y, seguidamente, aplicando los pares de apriete de 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm, obteniéndose los siguientes resultados.

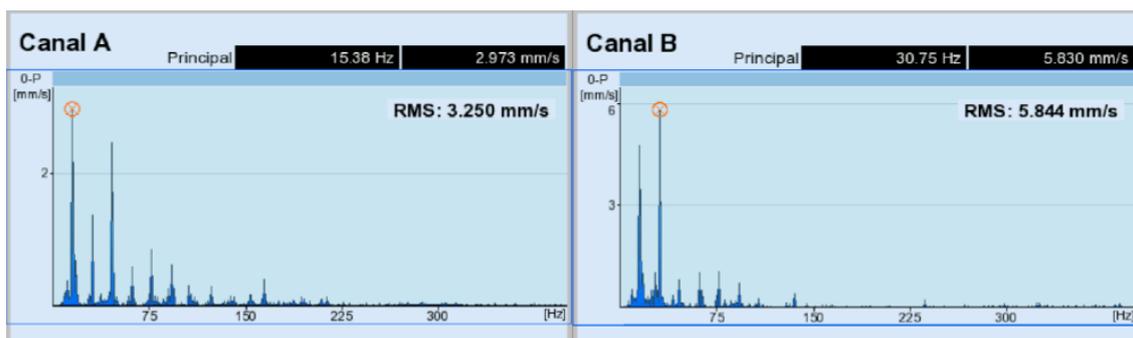


Ilustración 121. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 0Nm en "B" [Elaboración propia]

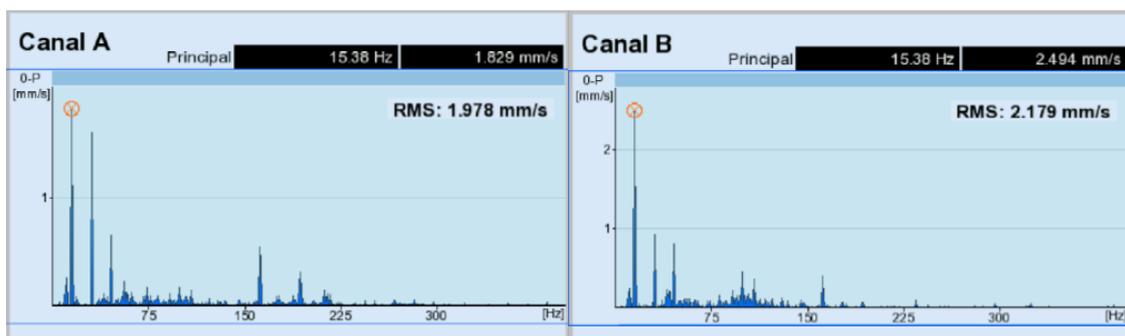


Ilustración 122. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 30Nm en "B" [Elaboración propia]

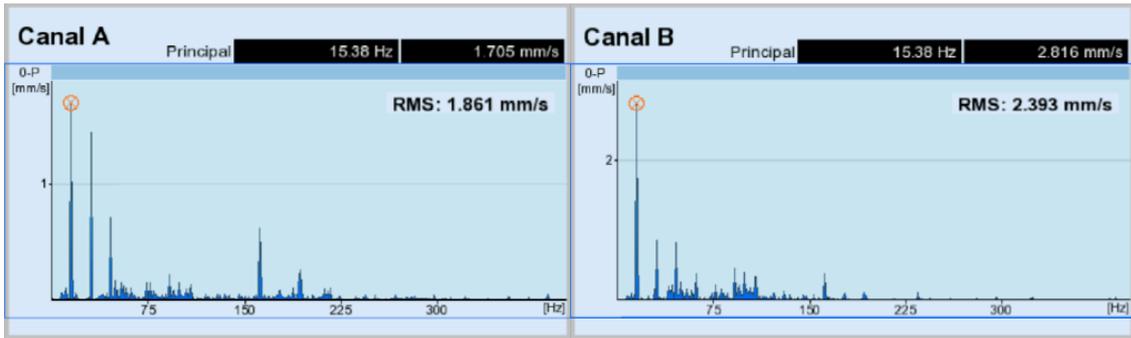


Ilustración 123. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 60Nm en "B" [Elaboración propia]

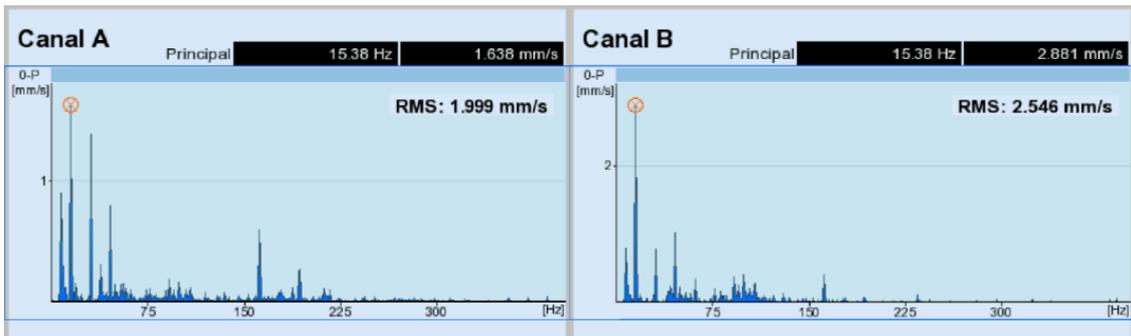


Ilustración 124. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 110Nm en "B" [Elaboración propia]

En este caso, para un par de apriete de 0 Nm en el apoyo "B", aparecen dos picos en los dos primeros armónicos (1X y 2X) del canal correspondiente a dicho apoyo, es decir, el "B", siendo algo mayor el pico del segundo armónico (2X) con una magnitud de 5,830 mm/s. Mientras, en el canal "A" aparecen 3 picos en los tres primeros armónicos, de una magnitud similar, siendo el más destacable el primero (1X) con una magnitud de 2,973 mm/s.

Por otro lado, para los pares de apriete de 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm, encontramos una respuesta muy similar a los experimentos anteriores, ya que los espectros correspondientes a dichos pares de apriete no difieren apenas entre sí. Se aprecia una muy ligera disminución en las vibraciones en el canal "A" en función del apriete, pero no en el canal "B".

Ambos apoyos

Finalmente, para finalizar los experimentos de apriete mecánico, se realiza esta última prueba con los cuatro discos entre apoyos y aplicando el mismo par de apriete en ambos apoyos, siguiendo la misma secuencia que en los casos anteriores, salvo por una excepción.

En este caso se sustituye el par de apriete de 110 Nm por uno de 15 Nm, ya que en los casos anteriores se ha comprobado que no existe apenas diferencia entre los pares de apriete altos. De este modo se trata de descubrir si aparece alguna anomalía entre los pares de apriete de 0 Nm y 30 Nm, que no se haya podido

observar en los experimentos anteriores, por lo que en este caso se aplican unos pares de apriete de 0 Nm, 15 Nm, 30 Nm y 60 Nm, obteniéndose los siguientes resultados.

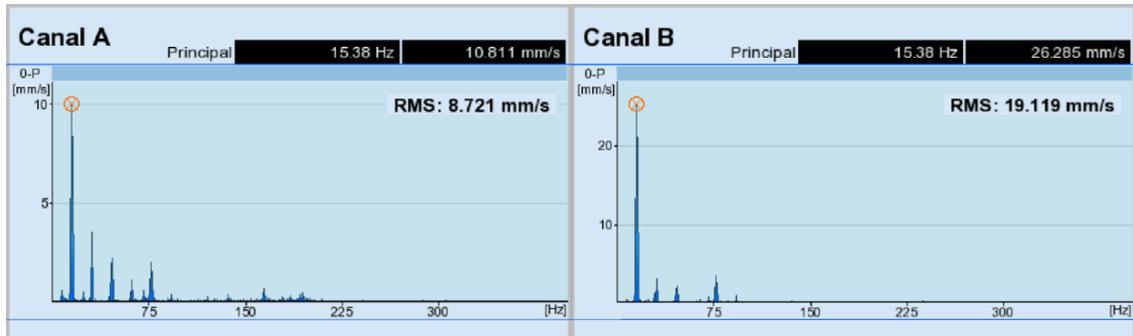


Ilustración 125. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 0Nm en "A" y "B" [Elaboración propia]

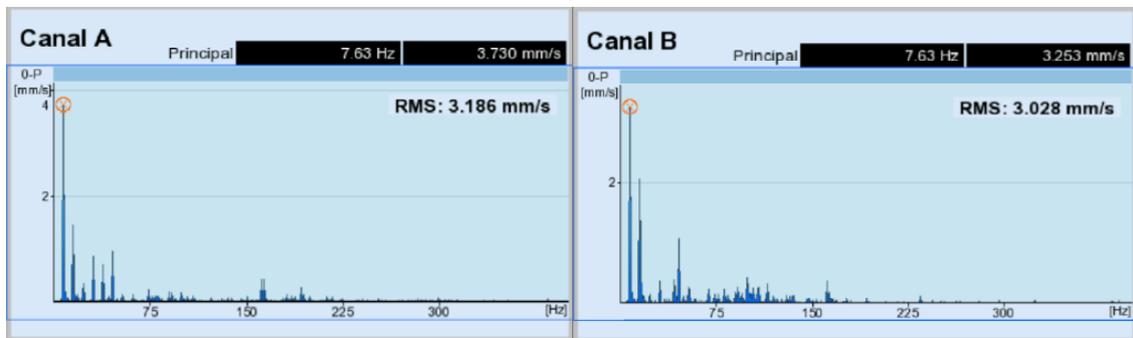


Ilustración 126. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 15Nm en "A" y "B" [Elaboración propia]

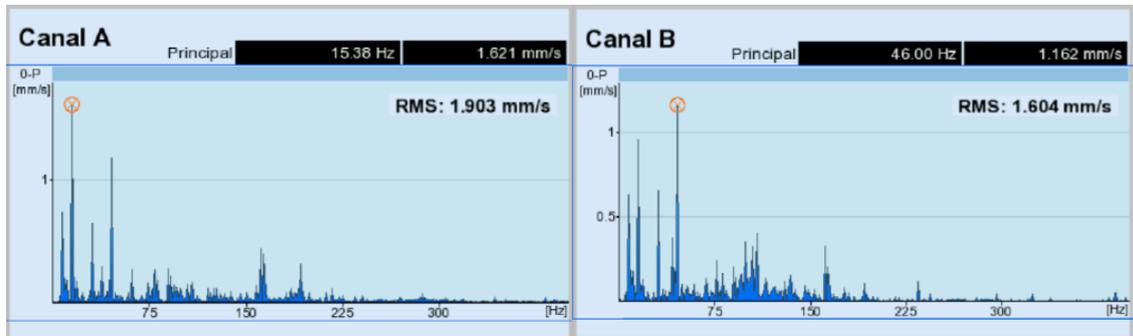


Ilustración 127. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 30Nm en "A" y "B" [Elaboración propia]

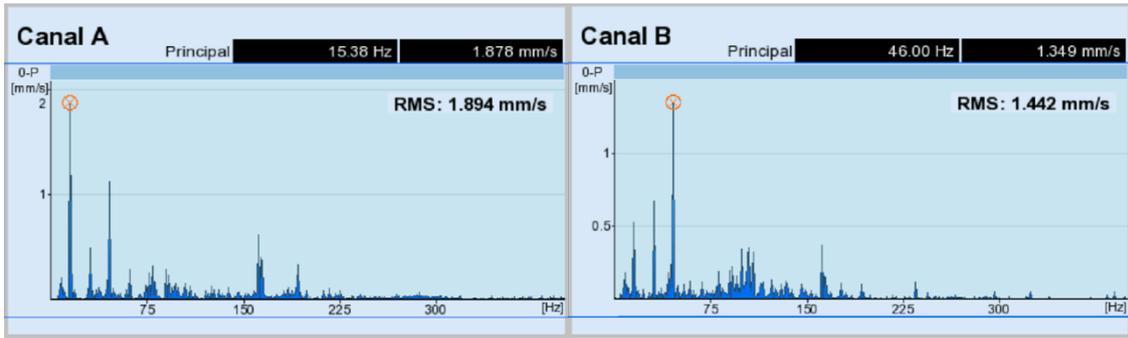


Ilustración 128. Medición de cuatro discos entre apoyos con un par de 60Nm en “A” y “B” [Elaboración propia]

En este caso, para un par de apriete de 0 Nm en los apoyos “A” y “B”, aparece un pico bastante notable en el primer armónico (1X) de ambos canales, con una magnitud de 10,811 mm/s en el canal “A” y de 26,285 mm/s en el canal “B”. Seguidamente se muestran una serie de picos de mucha menor magnitud en los sucesivos armónicos.

Posteriormente, para un par de 15 Nm, se observa una gran disminución del pico del primer armónico (1X), mientras que aparece un pico en el primer medio armónico (0,5X). Este suceso aparece en ambos canales con un pico de 3,730 en el canal “A” y otro de 3,253 en el canal “B”. También en este caso aparecen una serie de picos de menor magnitud en los sucesivos armónicos.

Para los pares de apriete de 30 Nm y 60 Nm, se observa un suceso muy similar al de los experimentos anteriores, disminuyendo el pico del primer medio armónico (0,5X) que aparecía con el par de 15 Nm y, con unas vibraciones muy similares en los tres primeros armónicos de ambos canales. Cabe destacar que en el canal “A” despunta el primer armónico (1X) en ambos casos y en el canal “B” es el tercer armónico (3X) el que destaca por encima de los otros dos, también en ambos casos.

7.3. TENSIÓN DE LA CORREA

Como en los experimentos anteriores, el primer paso consiste en calcular la frecuencia del primer armónico, a partir de la velocidad de giro del eje y los discos, que igual que en el resto de los experimentos, es de 920 rpm.

$$1X = \frac{RPM}{60} = \frac{920 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 15,33 \text{ s}^{-1} = 15,33 \text{ Hz}$$

Esta frecuencia corresponde al primer armónico a lo largo de todos los experimentos de tensión de la correa, ya que todos ellos se realizan a la misma velocidad.

7.3.1. Cuatro discos entre apoyos

Para este experimento se aprovecha la disposición del experimento anterior, ya que con el apriete y afloje de las uniones de los apoyos, los discos y en consecuencia el banco, no se han desequilibrado.

De todos modos, para comenzar este experimento se procede a utilizar el instrumento para el equilibrado, para comprobar que efectivamente el banco no se ha desequilibrado, obteniendo el siguiente resultado.

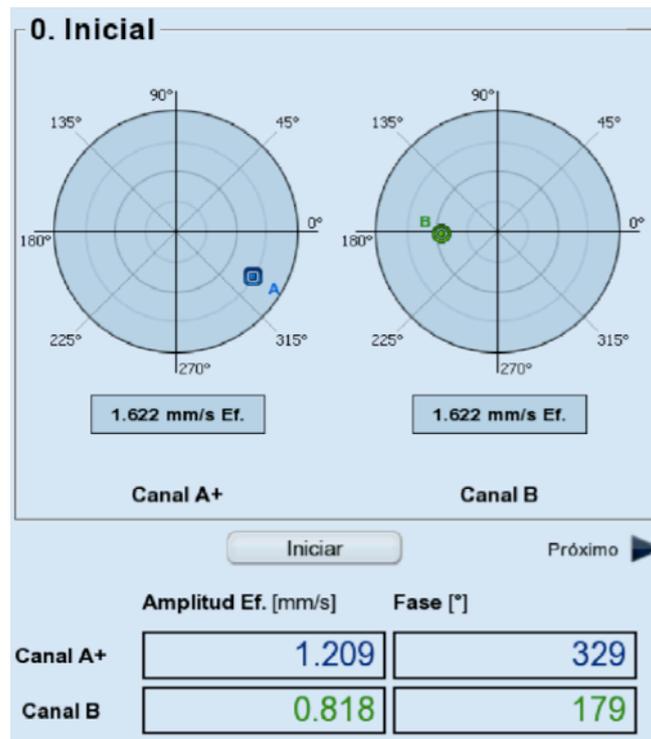


Ilustración 129. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio. Tensión de la correa [Elaboración propia]

Se ratifica que, efectivamente, las vibraciones debidas al desequilibrio se encuentran en valores muy próximos a 1 mm/s, siendo de 1,209 mm/s en el canal "A" y de 0,818 mm/s en el canal "B". Valores que son perfectamente válidos para la realización del experimento y, para poder comprobar si existe una variación notable en las vibraciones en función de la tensión de la correa.

Del mismo modo, se comprueba el espectro de vibraciones, para verificar que tampoco existe ningún pico de una magnitud notable, que indique que pueda existir alguna anomalía en el banco.

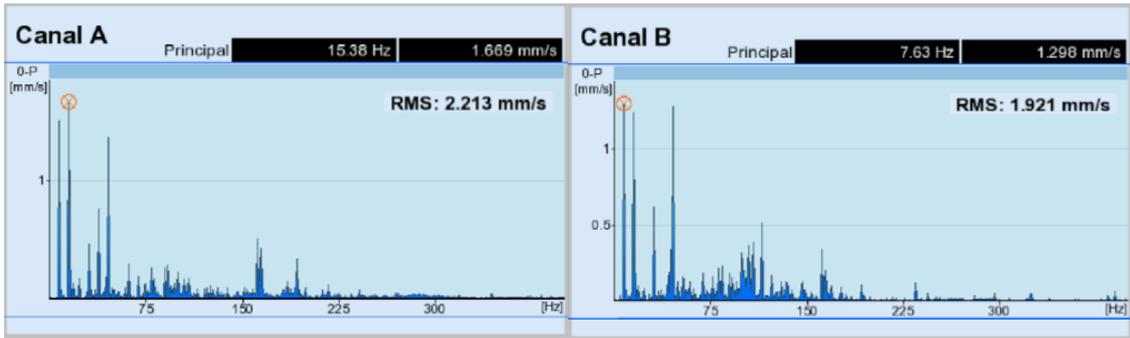


Ilustración 130. Espectro de vibraciones de banco equilibrado de cuatro discos entre apoyos. Tensión de la correa [Elaboración propia]

Como se puede observar en el espectro, aparecen vibraciones del mismo orden de magnitud en los tres primeros armónicos, con una amplitud baja, entre 0,6 y 1,669 mm/s, valores que corresponden al banco equilibrado.

Estos valores mostrados anteriormente corresponden al banco equilibrado, funcionando a 920 rpm y con una tensión de la correa catalogable como normal, es decir, una tensión que favorece el correcto funcionamiento del banco, ni excesiva, ni muy leve.

A continuación, se procede a la realización de los experimentos variando la tensión de la correa, como se explica en el diseño del experimento, adoptando en este caso, cuatro tensiones diferentes que son:

- Correa completamente destensada
- Correa parcialmente destensada
- Correa tensada
- Correa muy tensada

Obteniéndose, por lo tanto, los resultados de dichas mediciones en el orden expuesto anteriormente, que son los siguientes.

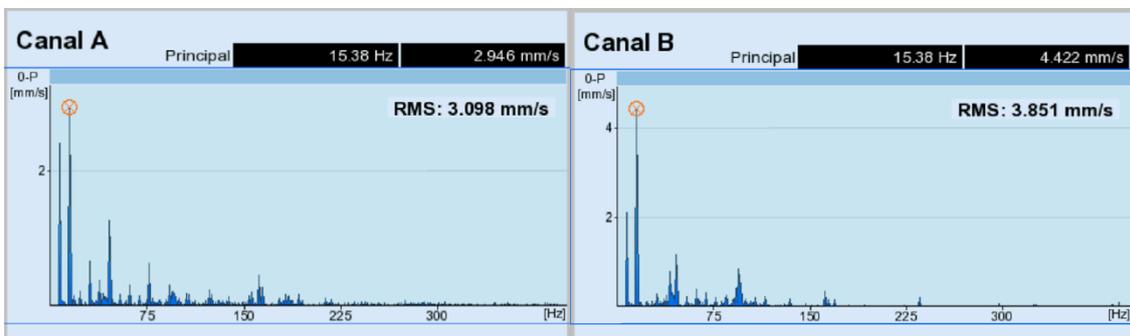


Ilustración 131. Mediciones con correa completamente destensada de cuatro discos entre apoyos [Elaboración propia]

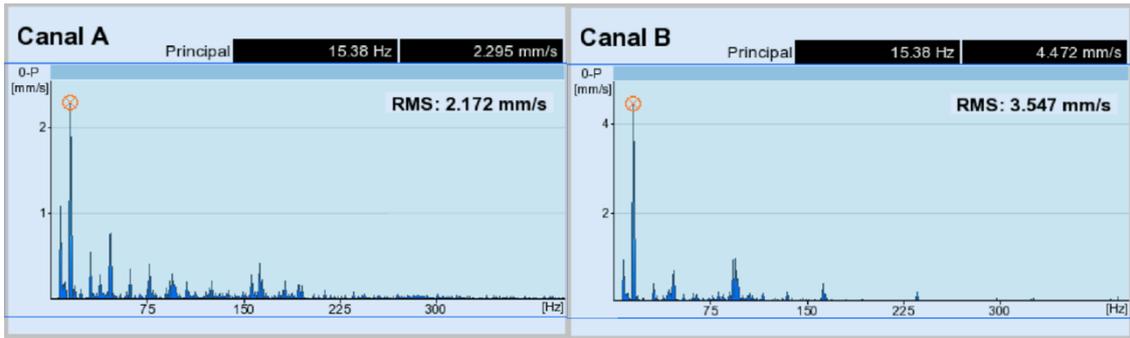


Ilustración 132. Mediciones con correa parcialmente destensada de cuatro discos entre apoyos [Elaboración propia]

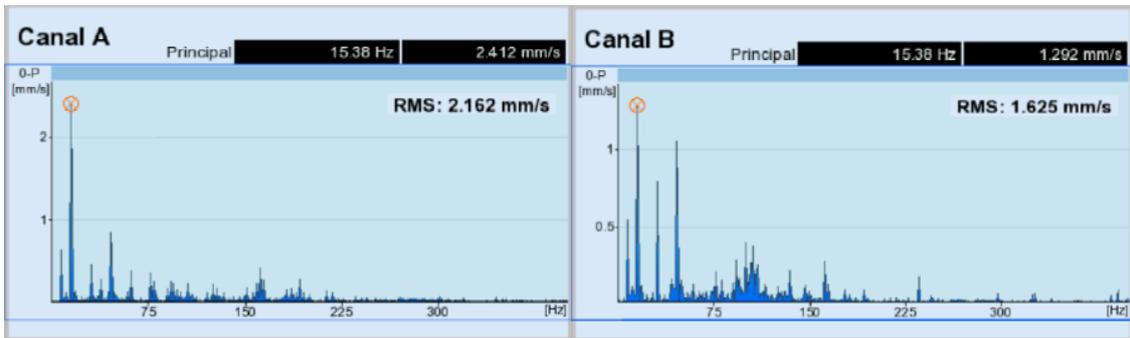


Ilustración 133. Mediciones con correa tensada de cuatro discos entre apoyos [Elaboración propia]

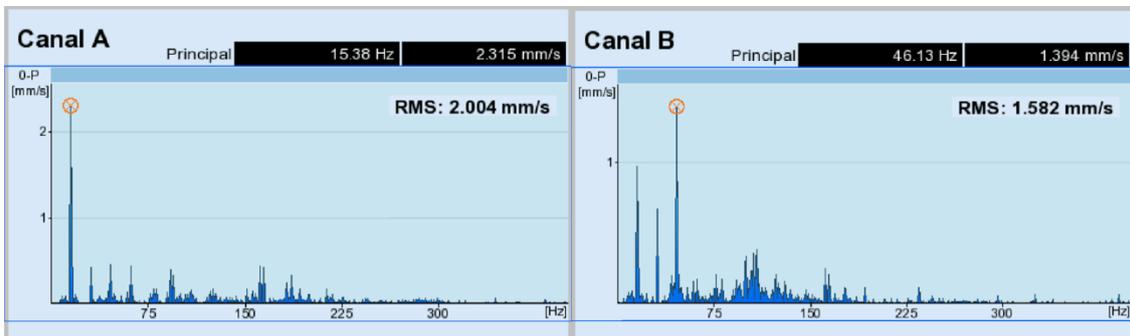


Ilustración 134. Mediciones con correa muy tensada de cuatro discos entre apoyos [Elaboración propia]

Para el caso de la **correa completamente destensada**, se aprecia un suceso relativamente similar en ambos canales, ya que los dos presentan un pico en el primer armónico (1X), de magnitud notablemente mayor al del espectro de referencia y, a su vez, ambos van acompañados de un pico ligeramente menor en el primer medio armónico (0,5X).

La diferencia entre los dos canales es que en el “B” las vibraciones son mayores siendo la amplitud del pico del primer armónico (1X) de 4,422 mm/s, mientras que en el “A” es de 2,946 mm/s.

En el caso de la **correa parcialmente destensada**, se muestra un espectro muy similar al anterior, con un primer armónico (1X) de 2,295 mm/s en “A” y de 4,472 mm/s en

“B”. Pero en este caso se ve reducido a la mitad el espectro del primer medio armónico (0,5X) en ambos canales, de un valor en torno a 2,3 a 1,1 mm/s en el canal “A” y de 2,1 a 0,9 en el canal “B”.

En el caso de **correa tensada**, una vez se aplica una tensión idónea para el normal funcionamiento del banco, las vibraciones se ven reducidas casi hasta los valores originales, con una magnitud de vibración en los primeros armónicos (1X) de 2,412 mm/s en “A” y de 1,292 mm/s en “B”.

Finalmente, en el caso de **correa muy tensada**, se alcanza una tensión excesiva, la cual en algunos casos no es soportada por el motor durante un tiempo prolongado. Sin embargo, el nivel de vibraciones es muy similar al caso anterior, salvo en alguna repetición de este último caso, donde las vibraciones aumentan ligeramente.

7.3.2. Cuatro discos en voladizo

Para este experimento se desplazan los cuatro discos que se encontraban entre apoyos y se colocan en voladizo, por lo que es necesario volver a realizar un equilibrado, para poder llevar a cabo el experimento con esta disposición.

Una vez realizado dicho equilibrado se obtiene el siguiente diagrama polar, con sus respectivas vibraciones debidas al desequilibrio en cada canal.

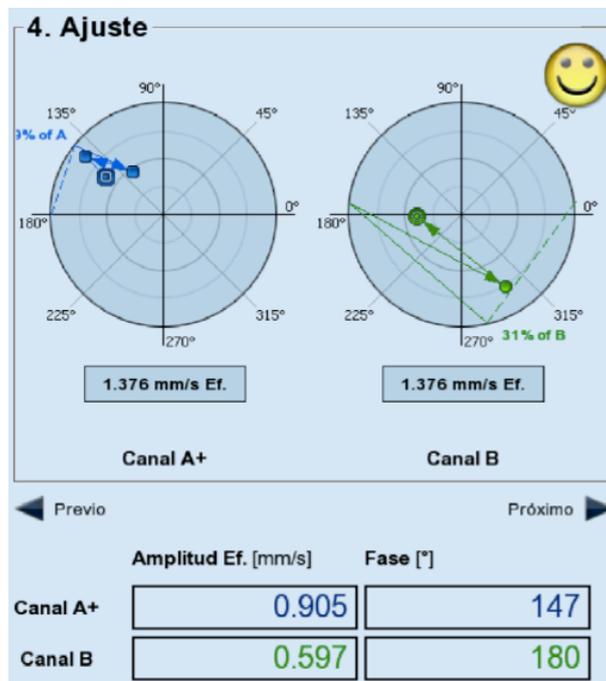


Ilustración 135. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio. Tensión de la correa [Elaboración propia]

En este caso el equilibrado se ha realizado con la máxima tensión admisible de la correa, ya que como se menciona en el experimento anterior, el motor no es capaz de funcionar de forma prolongada con una tensión excesiva.

Por este motivo, en este experimento se ha seguido el procedimiento inverso al anterior, en cuanto a su orden, partiendo de una tensión de la correa máxima, hasta acabar con la correa completamente destensada, llevando a cabo los cuatro siguientes modelos de experimento.

- Correa muy tensada
- Correa tensada
- Correa parcialmente destensada
- Correa completamente destensada

Por lo tanto, los resultados de dichas mediciones en el orden expuesto anteriormente son los siguientes.

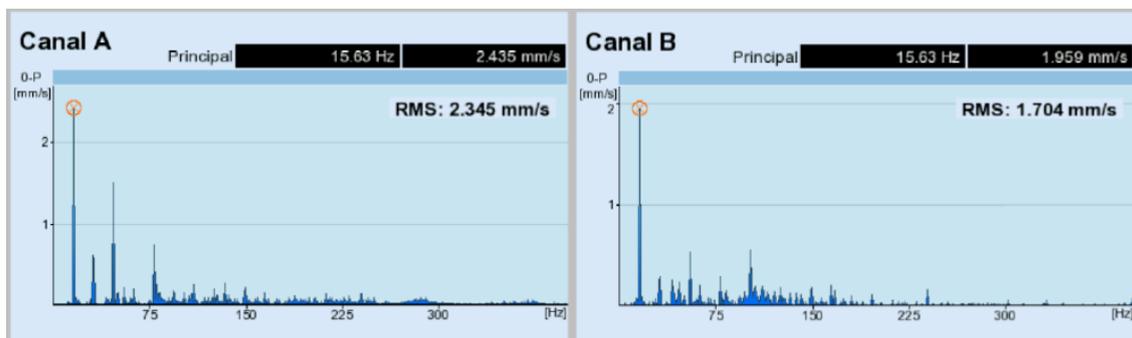


Ilustración 136. Mediciones con correa muy tensada de cuatro discos en voladizo [Elaboración propia]

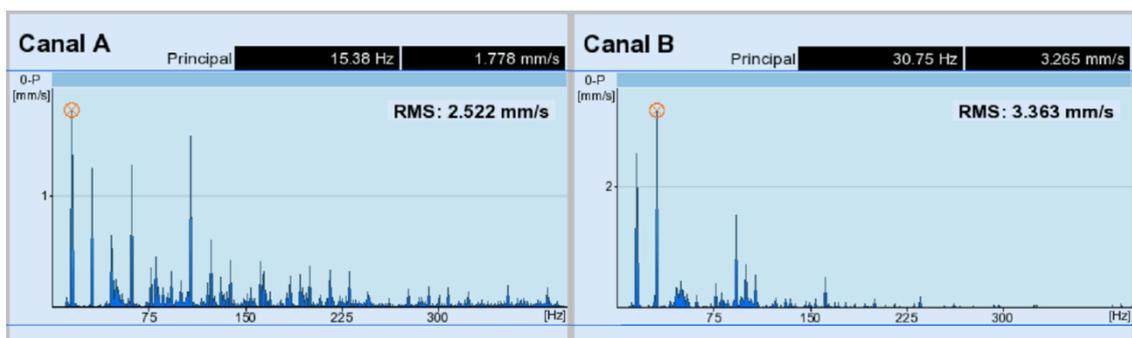


Ilustración 137. Mediciones con correa tensada de cuatro discos en voladizo [Elaboración propia]

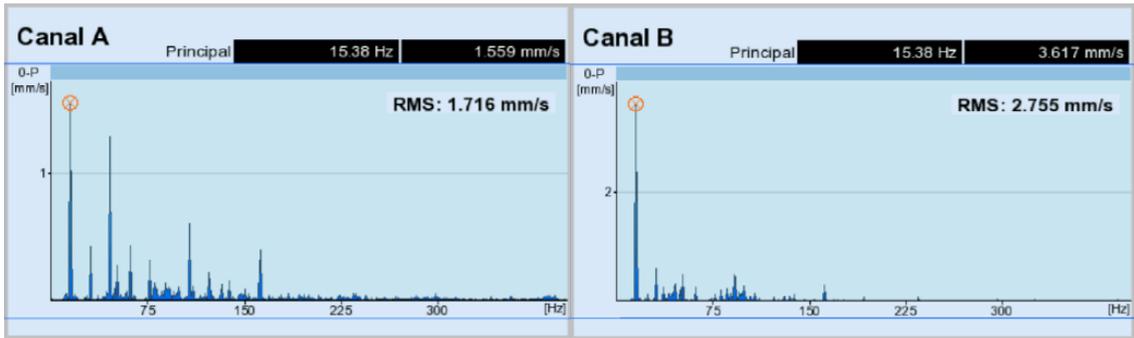


Ilustración 138. Mediciones con correa parcialmente destensada de cuatro discos en voladizo [Elaboración propia]

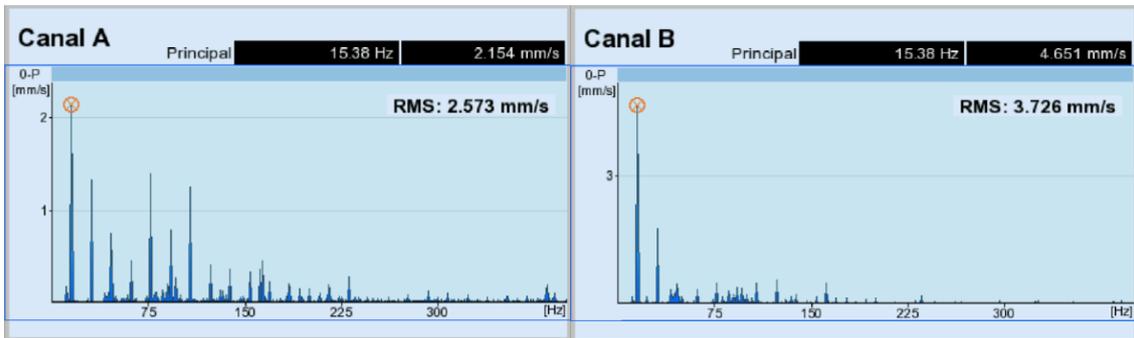


Ilustración 139. Mediciones con correa completamente destensada de cuatro discos en voladizo [Elaboración propia]

Para el caso de **correa muy tensada**, se observan dos espectros correspondientes al banco equilibrado funcionando en condiciones normales, salvo por el pico del primer armónico (1X) del canal “A”, que es ligeramente superior a lo habitual, con una magnitud de 2,435 mm/s.

En el caso de **correa tensada**, al rebajar notablemente la tensión, se aprecia como las vibraciones en el canal “A” se estabilizan. Por otro lado, en el canal “B” aumentan de manera notoria, hasta un valor de 3,255 mm/s en el segundo armónico, habiendo un ligero aumento también en las del primer armónico (1X).

En el caso de **correa parcialmente destensada**, al reducir aún más la tensión, aumentan ligeramente las vibraciones en el canal “B”, hasta un valor de 3,617 mm/s en el primer armónico (1X), mientras que las del segundo armónico (2X) se reducen hasta niveles mínimos. Por otro lado, en el canal “A” las vibraciones se mantienen prácticamente constantes, incluso reduciéndose ligeramente en los cinco o seis primeros armónicos.

En el caso de **correa completamente destensada**, al eliminar completamente la tensión, aumentan de manera más notable las vibraciones en el canal “B”, alcanzando un valor de 4,651 mm/s en el primer armónico (1X) y acentuándose el

segundo armónico (2X) hasta valores cercanos a 1,7 mm/s. Mientras, en el apoyo “A”, aumentan ligeramente las vibraciones en los primeros armónicos, pero se mantienen en un orden de magnitud bajo, acorde con los valores del banco equilibrado y en condiciones normales.

7.4. ESTADO DE LOS RODAMIENTOS

En este último experimento, igual que en los anteriores, el primer paso consiste en hallar la frecuencia del primer armónico a partir de la velocidad de giro del eje y los discos, la cual, en este caso, es la misma que en los anteriores, 920 rpm.

$$1X = \frac{RPM}{60} = \frac{920 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 15,33 \text{ s}^{-1} = 15,33 \text{ Hz}$$

Esta frecuencia calculada corresponde al primer armónico en todos los experimentos de rodamientos, ya que todos se realizan a una velocidad de 920 rpm.

7.4.1. Cuatro discos en voladizo

Aprovechando la disposición del experimento anterior se vuelve a tensar la correa, hasta una tensión que permite el correcto funcionamiento del banco, a la velocidad deseada y sin ningún tipo de vibración imprevista que pueda dañar la lectura.

Las vibraciones debidas a desequilibrio son exactamente las mismas que en el experimento anterior y el espectro de vibraciones antes de colocar ningún rodamiento defectuoso es el siguiente.

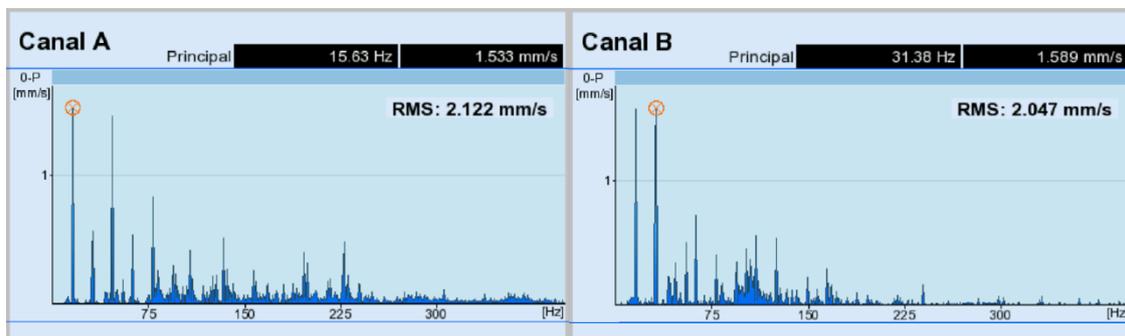


Ilustración 140. Espectro del banco equilibrado con cuatro discos en voladizo. Estado de los rodamientos [Elaboración propia]

Una vez se dispone del espectro del banco equilibrado con los rodamientos en perfecto estado, se comienza a colocar uno o dos rodamientos defectuosos, en uno o en los dos apoyos, para poder comparar las mediciones con el espectro original.

Apoyo A

Se comienza colocando el rodamiento defectuoso en el apoyo “A”, seguidamente, se realiza un equilibrado, con la intención de reducir al máximo las vibraciones debidas al desequilibrio, ya que durante todo el proceso de cambio de rodamiento se desequilibra el banco.

En este caso se realiza primero un equilibrado en dos planos, que posteriormente se ajusta con un equilibrado en un plano, obteniendo el siguiente diagrama polar con sus respectivas vibraciones finales debidas al desequilibrio.

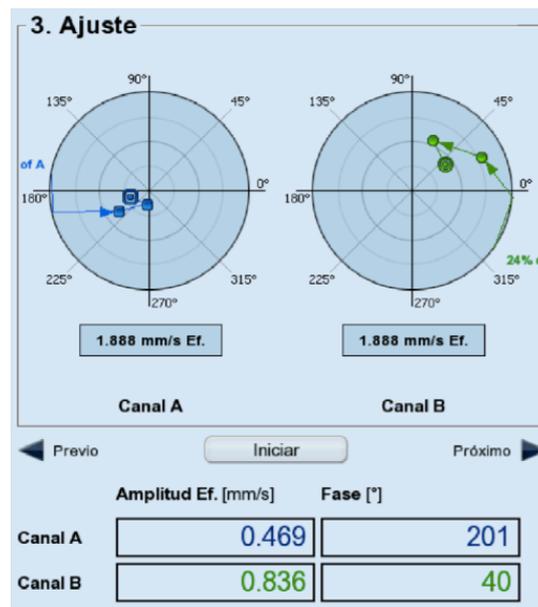


Ilustración 141. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos en voladizo. Apoyo “A”. Estado de los rodamientos [Elaboración propia]

Gracias al equilibrado, se consigue dejar las vibraciones debidas al desequilibrio en 0,469 mm/s en el canal “A” y en 0,836 mm/s en el canal “B”. Así, con estos valores, se puede afirmar que los posibles picos de magnitud excesiva, que puedan aparecer en el espectro de vibraciones, no son debidos al desequilibrio. De este modo, se puede realizar una comparación con mayor fiabilidad con el espectro inicial.

A continuación, se genera el espectro de vibraciones del banco equilibrado, con el rodamiento defectuoso en “A”.

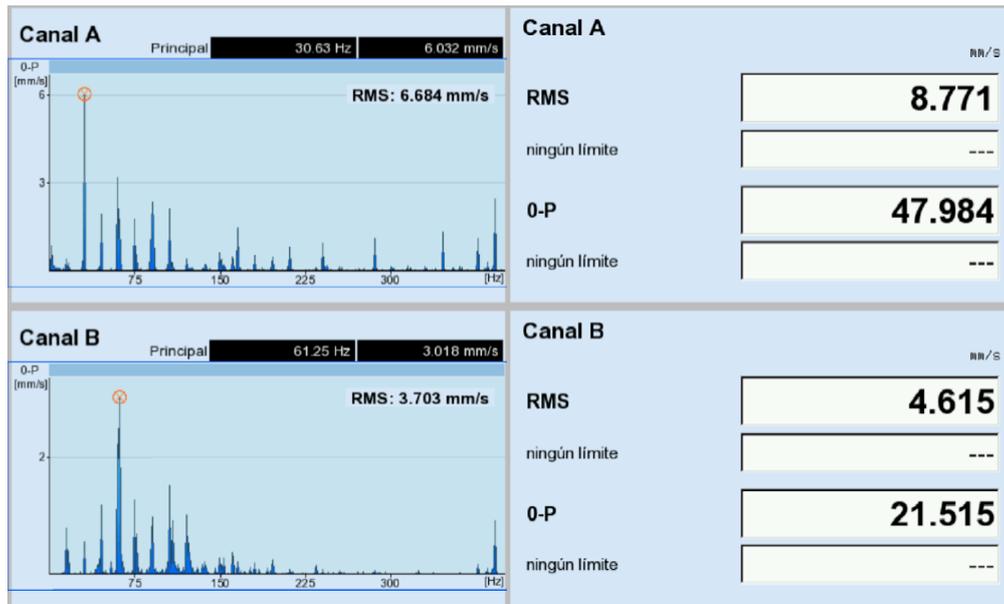


Ilustración 142. Mediciones de cuatro discos en voladizo con rodamiento defectuoso en "A" [Elaboración propia]

Observando el espectro de vibraciones, se aprecia un pico notable en cada canal. Por un lado, en el canal "A" que es donde se encuentra el rodamiento defectuoso, aparece un pico de 6,032 mm/s en el segundo armónico (2X). Por otro lado, en el canal "B" aparece un pico de 3,018 mm/s en el cuarto armónico (4X). Ambos picos se encuentran rodeados de unos picos de un orden de magnitud menor y descendente a medida que se alejan los sucesivos armónicos.

A diferencia de todos los experimentos anteriores, en este caso hay que prestar especial atención en los valores globales de RMS y 0-Pico, ya que, pese a que la magnitud de los picos que aparecen en el espectro de vibraciones no es muy elevada, dichos valores globales sí son notablemente altos.

En referencia a dichos valores globales de RMS y 0-Pico, en el canal "A", correspondiente al rodamiento defectuoso, aparece un valor de RMS de 8,771 mm/s y de 0-Pico de 47,984 mm/s. Por otro lado, en el canal "B", también aparecen unos valores notablemente altos, con un RMS de 4,615 mm/s y un 0-Pico de 21,515 mm/s. Estos valores muestran que existen unas vibraciones mucho mayores que las originales, multiplicando de dos a cinco veces los valores originales.

Apoyo B

Para este experimento se intercambian los rodamientos entre el apoyo “A” y “B”, de modo que el rodamiento defectuoso queda en el apoyo “B”, mientras que el que se encuentra en buen estado pasa al “A”. Por ello es necesario equilibrar el banco nuevamente.

En este caso es necesario un equilibrado en dos planos, gracias al cual se obtiene el siguiente diagrama polar con sus respectivas vibraciones debidas al desequilibrio.

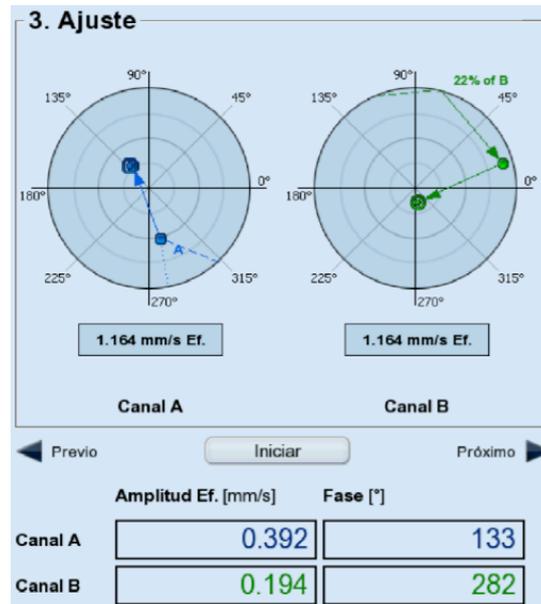


Ilustración 143. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos en voladizo. Apoyo “B”. Estado de los rodamientos [Elaboración propia]

En este caso se consigue disminuir las vibraciones debidas al desequilibrio hasta valores mínimos, de 0,392 mm/s en el canal “A” y de 0,194 en el canal “B”. De este modo, se garantiza que los picos de vibración que aparecen en el espectro son debidos a otros factores ajenos al desequilibrio.

A continuación, se procede a obtener el espectro de vibraciones junto con los valores globales de RMS y 0-Pico, para compararlos con las mediciones iniciales.

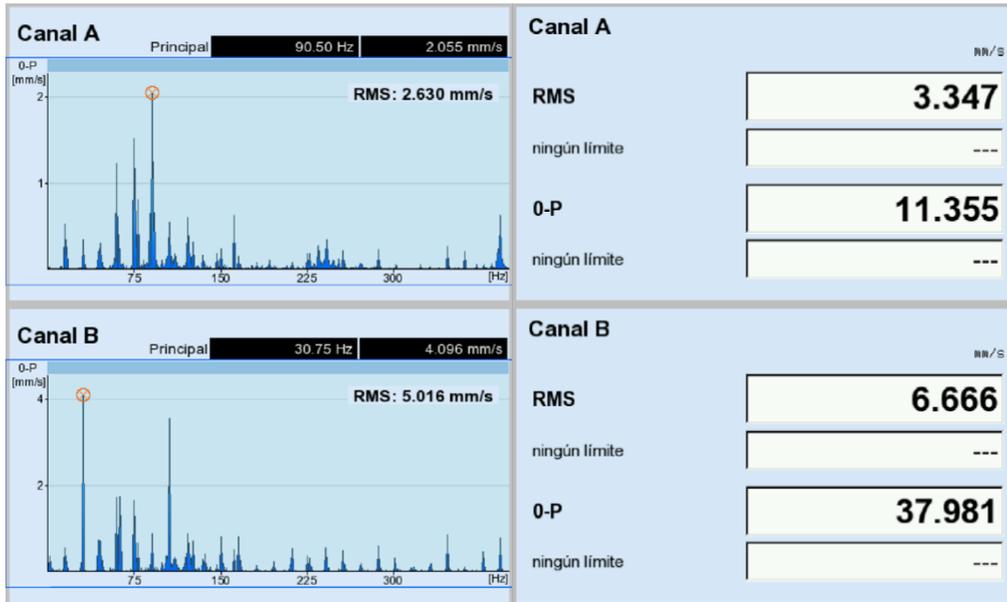


Ilustración 144. Mediciones de cuatro discos en voladizo con rodamiento defectuoso en "B" [Elaboración propia]

En cuanto al espectro de vibraciones, en el canal "B", que es en el que se encuentra el rodamiento defectuoso, aparece un pico en el segundo armónico (2X), igual que en el caso anterior, de 4,096 mm/s y otro de una magnitud un poco menor en el séptimo armónico (7X), ambos rodeados de unos picos de un orden de magnitud menor y descendente a medida que se alejan en los sucesivos armónicos. Por otro lado, en el canal "A" aparece un pico de 2,055 mm/s en el sexto armónico (6X), también rodeado de unos picos de un orden de magnitud menor y descendente a medida que se alejan los sucesivos armónicos.

Atendiendo a los valores globales de RMS y O-Pico, en este caso sí se aprecian unas vibraciones altas en el canal "B", correspondiente al rodamiento defectuoso, con un valor de RMS de 6,666 mm/s y de O-Pico de 37,981 mm/s. Sin embargo, en el canal "A", en este caso no se aprecian unos valores altos, siendo el RMS de 3,347 mm/s y el O-Pico de 11,355 mm/s, valores similares a los del banco equilibrado en condiciones normales.

Ambos apoyos

Para culminar los experimentos con esta disposición del banco, se introducen dos rodamientos en mal estado, el que se encuentra en peor estado en el apoyo “B” y uno no tan deteriorado en el apoyo “A”. Debido a este cambio, es necesario equilibrar el banco una vez más.

En este caso, por el hecho de tener dos rodamientos defectuosos, el equilibrado resulta más complicado, lo cual hace que sea necesario realizar primero un equilibrado en dos planos, seguido de un equilibrado en un plano, para tratar de reducir las vibraciones lo máximo posible. Finalmente, se consiguen unos resultados óptimos que garantizan una comparación válida entre las mediciones.

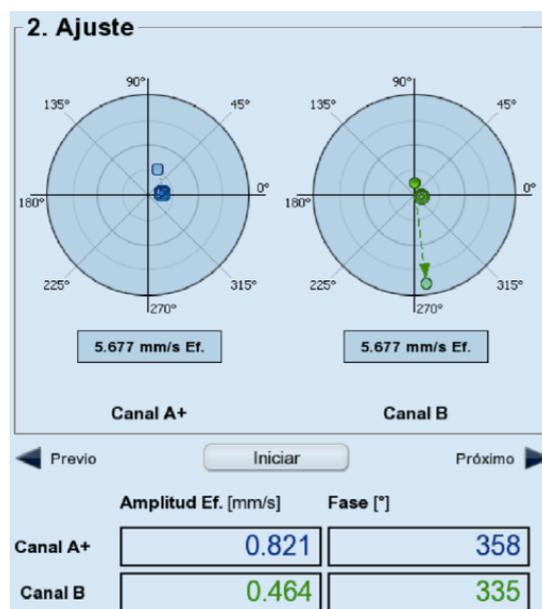


Ilustración 145. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos en voladizo. Ambos apoyos. Estado de los rodamientos [Elaboración propia]

En este caso se consigue disminuir las vibraciones debidas al desequilibrio hasta unos valores de 0,821 mm/s en el canal “A” y de 0,464 en el canal “B”.

A continuación, se procede a obtener el espectro de vibraciones junto con los valores globales de RMS y O-Pico, con los rodamientos defectuosos colocados en ambos apoyos, para compararlos con las mediciones iniciales.

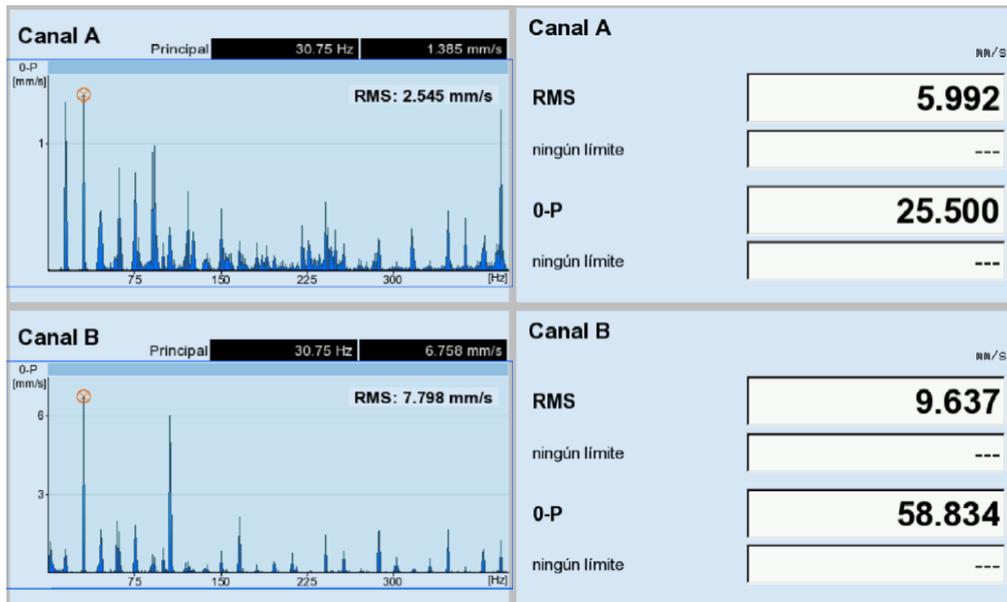


Ilustración 146. Mediciones de cuatro discos en voladizo con rodamientos defectuosos en "A" y "B"
[Elaboración propia]

Atendiendo al espectro de vibraciones, en este caso, en el canal "A" aparecen dos picos en el primer y segundo armónico (1X y 2X), pero el segundo armónico (2X) presenta una magnitud de 1,385 mm/s, mucho menor que cuando el rodamiento defectuoso se encontraba en dicho canal. Sin embargo, en el canal "B" sí se observa una respuesta acorde con el rodamiento defectuoso en dicho canal, presentando un pico en el segundo armónico (2X), de 6,758 mm/s, acompañado de otro pico algo menor en el séptimo armónico (7X). Dichos valores podrían indicar que únicamente se tiene un rodamiento defectuoso en "B", pero la respuesta del canal "A" no se corresponde con ese caso.

Para comprobar que efectivamente existen dos rodamientos defectuosos y, diferenciarlo del caso anterior, es necesario atender a los valores globales de RMS y 0-Pico, donde efectivamente aparecen unos valores notables en el canal "B", con un RMS de 9,637 mm/s y un 0-Pico de 58,834 mm/s. Por otro lado, en el canal "A", en este caso, sí existen unas vibraciones menores, pero también notables, con un RMS de 5,992 mm/s y 25,500 mm/s.

Ambos resultados de las mediciones, tanto el espectro como los valores globales, indican que existe diferencia con los dos casos anteriores. E incluso también señalan que, posiblemente, el rodamiento del apoyo "B" es notablemente más defectuoso que el del apoyo "A".

7.4.2. Cuatro discos entre apoyos

Para este experimento se retiran los rodamientos defectuosos y se desplazan los cuatro discos, para colocarlos entre apoyos y comprobar las diferencias entre las dos diferentes disposiciones de los discos.

Seguidamente se obtiene un espectro del banco equilibrado, para poder compararlo una vez se coloquen los rodamientos defectuosos.

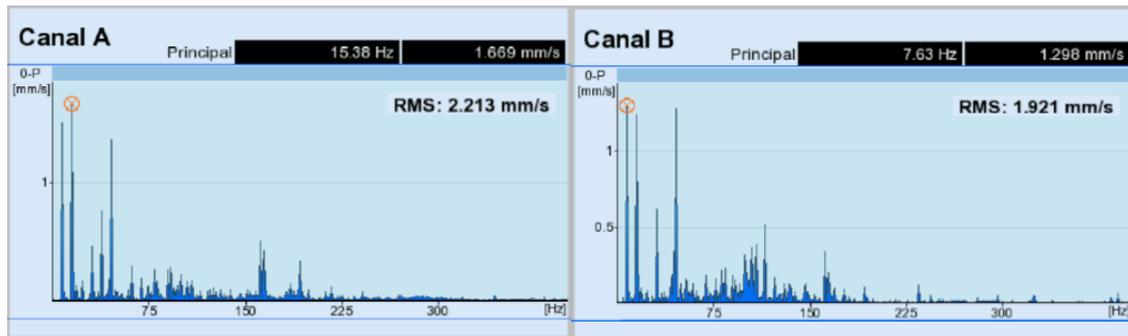


Ilustración 147. Espectro del banco equilibrado con cuatro discos entre apoyos. Estado de los rodamientos [Elaboración propia]

Una vez se dispone del espectro del banco equilibrado con los rodamientos en perfecto estado, se comienzan a colocar uno o dos rodamientos defectuosos, en uno o en los dos apoyos, para poder comparar las mediciones con el espectro original.

Apoyo A

En este caso, se coloca el rodamiento defectuoso en “A”, que es el mismo rodamiento defectuoso que se ha utilizado en los dos primeros experimentos de la disposición anterior. Seguidamente, se procede a equilibrar el banco para reducir al mínimo las vibraciones debidas al desequilibrio.

Para este experimento se realiza un equilibrado alternando entre uno y dos planos, finalizando con un equilibrado en un plano, que deja el siguiente diagrama polar con sus respectivas vibraciones debidas al desequilibrio.

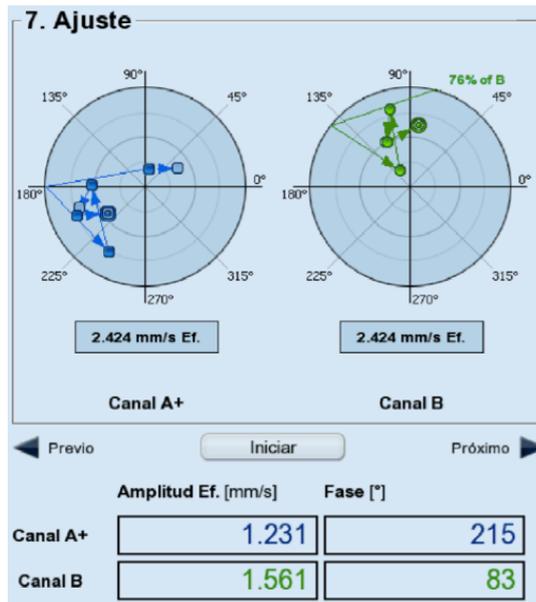


Ilustración 148. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos entre apoyos. Apoyo "A". Estado de los rodamientos [Elaboración propia]

Como se observa en la imagen anterior, se ha conseguido reducir las vibraciones debidas al desequilibrio hasta unos valores de 1.231 mm/s en el canal "A" y de 1,561 en el "B", valores ligeramente mayores que en los casos anteriores, pero suficientes para hacer una comparación fiable entre los espectros de vibraciones.

A continuación, se procede a realizar las mediciones del espectro de frecuencia y de los valores globales de RMS y O-Pico, con el rodamiento defectuoso en "A", para comprobar el efecto de dicho rodamiento.

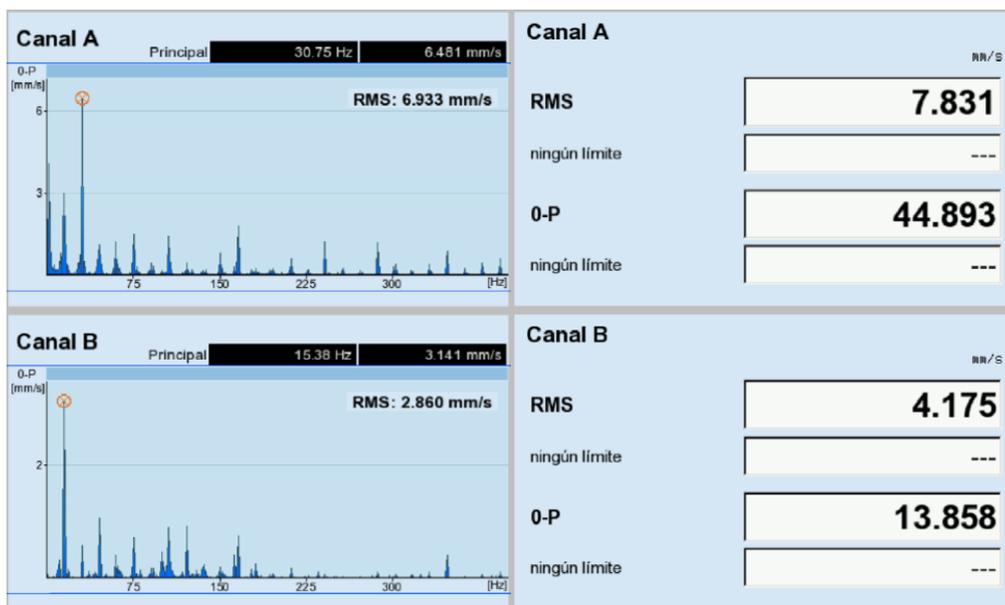


Ilustración 149. Mediciones de cuatro discos entre apoyos con rodamiento defectuoso en "A" [Elaboración propia]

Atendiendo al espectro de vibraciones, en el canal “A”, correspondiente al rodamiento defectuoso, aparece un pico en el segundo armónico (2X) de 6,481 mm/s, rodeado de una serie de picos de un orden de magnitud menor, en los sucesivos armónicos. Por otro lado, en el canal “B” aparece un pico de 3,141 mm/s en el primer armónico (1X), el cual, parte de su magnitud puede ser debida a que hay unas vibraciones debidas al desequilibrio de 1,561 mm/s.

Atendiendo a los valores globales de RMS y 0-Pico, en el canal “A” se aprecian claramente unos valores muy altos, con un RMS de 7,831 mm/s y un 0-Pico de 44,893 mm/s. Por otro lado, en el canal “B”, aparecen unos valores ligeramente altos, pero cercanos a unos valores normales, con un RMS de 4,175 mm/s y un 0-Pico de 13,858 mm/s.

Apoyo B

Para este segundo caso, se intercambian los rodamientos de los apoyos “A” y “B”, quedando el rodamiento defectuoso en el apoyo “B” y el que se encuentra en buen estado en el apoyo “A”.

Seguidamente se realiza un equilibrado del banco para tratar de minimizar las vibraciones debidas al desequilibrio. En este caso se realiza un equilibrado en dos planos, con el que se consigue reducir las vibraciones hasta niveles mínimos.

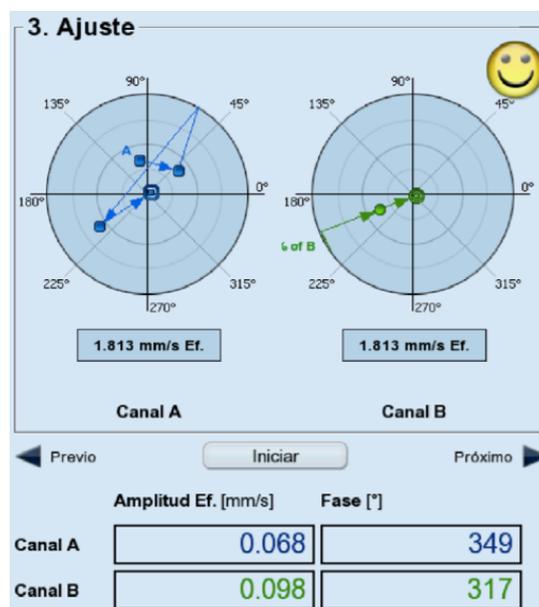


Ilustración 150. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos entre apoyos. Apoyo “B”. Estado de los rodamientos [Elaboración propia]

Como se puede observar en la imagen, se consigue reducir las vibraciones debidas al desequilibrio hasta niveles mínimos, con 0,068 mm/s en el canal “A” y 0,098 mm/s en el “B”.

Seguidamente se realizan las mediciones del espectro de vibraciones y de los valores globales de RMS y O-Pico, con el rodamiento defectuoso en “B”, para poder compararlas con los valores iniciales.

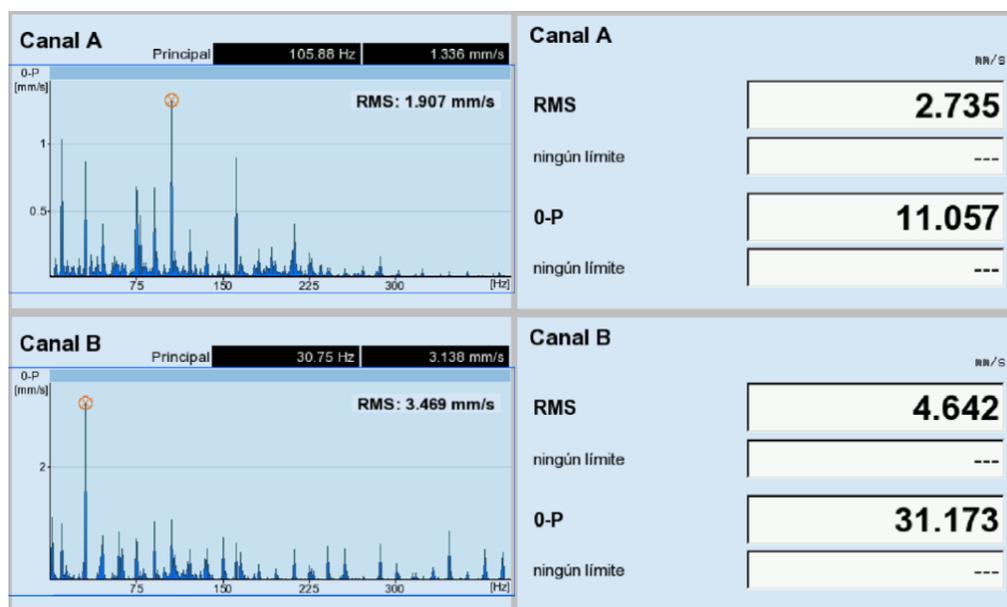


Ilustración 151. Mediciones de cuatro discos entre apoyos con rodamiento defectuoso en “B” [Elaboración propia]

Atendiendo al espectro de vibraciones, en el canal “B”, correspondiente al rodamiento defectuoso, aparece un pico en el segundo armónico (2X) de 3,138 mm/s, rodeado de una serie de picos de un orden de magnitud menor y decreciente a medida que se alejan los sucesivos armónicos. Mientras, en el canal “A” se aprecia un pico de pequeña magnitud en el séptimo armónico (7X), de 1.336 mm/s, el cual también se encuentra rodeado de una serie de picos de un orden de magnitud ligeramente menor en los sucesivos armónicos.

Atendiendo a los valores globales de RMS y O-Pico, en el canal “B”, correspondiente al rodamiento defectuoso, se aprecian unas vibraciones de magnitud notable, con un RMS de 4,642 y un O-Pico de 31,173. Por otro lado, el canal “A” presenta un comportamiento más similar al del banco equilibrado en condiciones normales, con unas vibraciones leves, con un RMS de 2,735 mm/s y un O-Pico de 11,057.

Ambos apoyos

Finalmente, para culminar los experimentos de este proyecto, se colocan los dos rodamientos defectuosos en ambos apoyos, dejando el rodamiento más defectuoso en el apoyo “B”, igual que en el experimento con cuatro discos en voladizo.

En este caso, debido a que los dos rodamientos se encontraban en mal estado, el equilibrado resultó bastante tedioso, siendo necesario reiniciarlo repetidas veces, ya

que las iteraciones del software no solucionaban el desequilibrio. Finalmente, se llega a unos valores aceptables para garantizar rigor y validez en los experimentos, y para la comparación de los espectros de vibraciones, que son los siguientes.

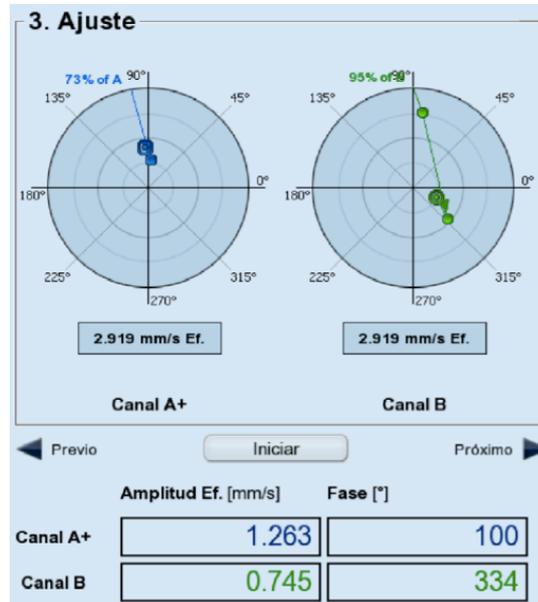


Ilustración 152. Diagrama polar y vibraciones por desequilibrio de cuatro discos entre apoyos. Ambos apoyos. Estado de los rodamientos [Elaboración propia]

En este caso se consigue disminuir las vibraciones debidas al desequilibrio hasta unos valores de 1,263 mm/s en el canal “A” y de 0,745 en el canal “B”.

A continuación, se procede a obtener el espectro de vibraciones junto con los valores globales de RMS y 0-Pico, para compararlos con las mediciones iniciales.

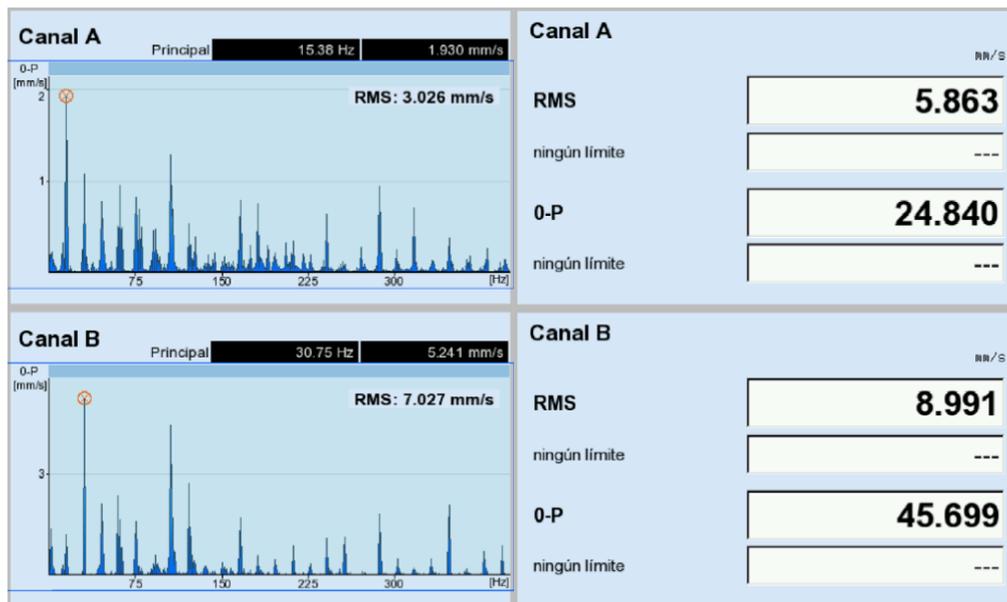


Ilustración 153. Mediciones de cuatro discos entre apoyos con rodamientos defectuosos en “A” y “B” [Elaboración propia]

Atendiendo al espectro de vibraciones, en este caso, en el canal "A" no aparece el pico en el segundo armónico (2X), como cuando se tenía el rodamiento defectuoso en "A", sino que aparece en el primer armónico, aunque con un valor de 1,930 mm/s, bastante leve. Sin embargo, en el canal "B" sí aparece una respuesta más similar a la que presentaba con el rodamiento defectuoso en dicho canal, con un pico en el segundo armónico (2X), de 5,241 mm/s. Estos resultados, igual que en el experimento con cuatro discos en voladizo, pueden interpretarse de la misma forma, entendiendo que únicamente es defectuoso el rodamiento del apoyo "B".

Del mismo modo que en el experimento de cuatro discos en voladizo, al comprobar los valores globales de RMS y O-Pico, se observa el mismo suceso, con unas vibraciones elevadas en el canal "A", con un RMS de 5,863 mm/s y 24,840 mm/s, acompañadas de unas vibraciones aún mayores en el canal "B", con un RMS de 8.991 mm/s y un O-Pico de 45,699 mm/s

Igual que en el experimento de los cuatro discos en voladizo, se ratifica que ambos rodamientos son defectuosos, pero que posiblemente el rodamiento que se encuentra en el apoyo "B", es notablemente más defectuoso que el otro.

7.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

Este capítulo es de gran extensión en la memoria, ya que es en el que se muestran todos los resultados de los experimentos realizados, acompañados del análisis donde, de cada resultado obtenido, se muestra además del correspondiente análisis, un comparativo entre resultados de los diferentes experimentos.

El capítulo está dividido en tres partes correspondientes a los tres tipos de experimentos realizados que son, apriete mecánico, tensión de la correa y estado de los rodamientos. Los cuales a su vez están divididos en las diferentes disposiciones que se utilizan dentro de cada experimento.

CAPÍTULO 8 - CASO DE ESTUDIO: ANÁLISIS Y CONCLUSIONES DE MEDICIONES Y COMPARATIVA CON CASO REAL

8.1. INTRODUCCIÓN

Tras haber expuesto los resultados de forma cronológica en el capítulo anterior, acompañados de una breve comparación y argumentación, en este capítulo se va a tratar de realizar un análisis más profundo a partir del ya realizado, con la intención de obtener unas conclusiones.

El objetivo de este capítulo comienza por analizar las pruebas preliminares, para averiguar si existe algún suceso repetitivo o de relevancia, que pueda ayudar a establecer conexiones entre los resultados, o que sirva de ayuda para el posterior análisis del resto de pruebas.

Seguidamente se tratará de analizar tanto las pruebas de apriete mecánico, como las de tensión de la correa y las de estado de los rodamientos, para averiguar y establecer si existe algún tipo de relación entre los fallos provocados en el banco y las vibraciones producidas.

Y finalmente, si existe algún tipo de relación entre los fallos producidos en el banco y las vibraciones producidas, se tratará de averiguar la manera específica de identificarlo, para establecer un patrón que pueda ser de utilidad a la hora de los equilibrados en ventiladores reales.

8.2. ANÁLISIS DE PRUEBAS PRELIMINARES

Estos primeros experimentos no están expresamente diseñados para obtener conclusiones, sino que tienen una finalidad más didáctica y de instrucción. Es decir, que estos experimentos tienen como fin la toma de contacto del alumno con el banco de pruebas, para aprender cómo funciona, qué capacidades tiene y qué limitaciones presenta.

De todos modos, a medida que se realizan estos experimentos también se observan detenidamente los resultados, pudiendo encontrar diferentes sucesos que pueden ayudar en los posteriores experimentos o que pueden aportar conclusiones previas a dichos experimentos, que luego se pueden comprobar oportunamente.

8.2.1. Equilibrado de dos discos entre apoyos y dos en voladizo

Este experimento permite observar qué condiciones se tienen en el banco de pruebas, con dicha disposición, antes y después del equilibrado. Lo cual aporta información relevante acerca de:

- La ubicación de las vibraciones debidas al desequilibrio en el espectro de vibraciones.
- La reducción de las vibraciones del espectro una vez se equilibra el banco
- El número de vibraciones residuales debidas a factores ajenos al desequilibrio, las cuales se aprecian una vez el banco está equilibrado.
- La ubicación de los desequilibrios de cada canal en el diagrama de fase.
- La dificultad que supone realizar un equilibrado en dos planos.
- La precisión que ofrece un equilibrado en dos planos.

Estos son los primeros aspectos a tener en consideración en este primer equilibrado, de los cuales se obtendrán conclusiones más concretas una vez se adquiera mayor experiencia y se realicen más equilibrados.

8.2.2. Equilibrado de un plato en voladizo

Este experimento tiene una finalidad muy similar al anterior, salvo que en este caso el equilibrado se realiza en un plano, lo cual resulta notablemente más sencillo. La finalidad principal en este caso es que el estudiante adquiera cierto manejo y cierta soltura a la hora de realizar el equilibrado, además de empezar a valorar qué datos pueden resultar relevantes a la hora del análisis de vibraciones y cuáles no.

Entre este experimento y el anterior se observan diferentes datos relevantes, algunos de los cuales se conocían previamente y en ese momento se corroboran, mientras que otros son totalmente nuevos para el estudiante. Dichos datos son:

- Las vibraciones debidas al desequilibrio se muestran siempre en el primer armónico (1X)
- El pico del primer armónico (1X) que aparece en el espectro después del equilibrado, suele ser entorno al doble del valor de la vibración debida al desequilibrio, obtenida en el proceso de equilibrado. Siendo en algunos casos incluso mucho mayor, llegando a ser hasta cinco veces el valor de la vibración debida al desequilibrio.
- Una vez el banco se encuentra equilibrado, se observa que existen una gran cantidad de vibraciones en los sucesivos armónicos, de un orden de magnitud muy similar, las cuales se deben tener en cuenta para valorar si en los posteriores experimentos aparecen vibraciones con una magnitud relevante.

8.2.3. Cambio de posición del plato y Tollok

En este experimento se trata de comprobar cómo afecta al desequilibrio, el hecho de aflojar el Tollok y girar el disco unos pocos grados. Esto se realiza para mostrar lo sensible que es el desequilibrio y cómo puede aumentar con pequeñas variaciones del banco.

Se comprueba que, efectivamente, al realizar esta modificación, las vibraciones debidas al desequilibrio aumentan en el canal “B”, desde un valor de 0,243 mm/s hasta 4,538 mm/s, mientras que en “A” se mantienen.

Este suceso se debe a que, con esta disposición del banco, es decir, con un disco en voladizo, el desequilibrio afecta en mucha mayor medida al apoyo “B” que al apoyo “A”. Lo cual es debido a la distancia a la que se encuentra el disco de ambos apoyos, ejerciendo un mayor par sobre el apoyo más lejano.

8.2.4. Búsqueda de puntos de resonancia

En este experimento se trata de hallar de manera aproximada si existe algún punto de resonancia en el banco, en el rango de velocidades en el que se puede trabajar, entre 0 y 1500 rpm. Es importante subrayar que se halla de manera aproximada, ya que dichos puntos de resonancia cambian en función de la disposición del banco, es decir, de la colocación y cantidad de los discos, del lugar de los apoyos, entre otros aspectos.

En este caso se va a tratar de encontrar en ausencia de discos, es decir, únicamente haciendo girar el eje sobre los dos apoyos. De este modo, se va a tratar de establecer una velocidad idónea para el resto de experimentos y que garantice la seguridad del banco y del usuario.

Tras la realización de las pruebas aumentando la velocidad de forma lenta y progresiva, se observa que existen dos puntos de resonancia, uno a 722,5 rpm y el otro a 1339 rpm. Resulta coherente, debido a las vibraciones que se observan a simple vista y al ruido producido, además de los picos que aparecen en los primeros armónicos (1X) de los espectros de vibraciones, los cuales son desmesurados en comparación con los que aparecen a otras velocidades.

8.3. ANÁLISIS DE APRIETE MECÁNICO

El objetivo principal de este experimento es averiguar si existe una relación directa entre el apriete de las uniones de los apoyos y los fenómenos mostrados en el espectro de vibraciones, además de apoyarse en los valores globales de RMS y 0-Pico, si fuera necesario para identificar dicha relación.

8.3.1. Dos discos en voladizo

En este experimento en todas sus modalidades, es decir, en los tres casos en los que se afloja el apoyo “A”, el “B” y ambos apoyos, se obtienen unos resultados bastante similares.

Al comparar las diferentes mediciones en función del apriete en cada uno de los apoyos, se observa que en el caso sin apriete, es decir, con 0 Nm, aparece siempre un pico de magnitud notable en el primer armónico (1X) del canal correspondiente al apoyo aflojado, incluido el último caso, donde aparece en ambos apoyos. Al mismo tiempo, en el canal correspondiente al apoyo afectado, se aprecia un ligero aumento de las vibraciones aparte del primer armónico (1X), pero no se observa ningún patrón significativo que pueda aportar información adicional.

Al aplicar el primer par de apriete de 30 Nm, se observa cómo el pico del primer armónico vuelve a su valor original y el resto del espectro se acerca considerablemente a los valores originales, aunque con orden de magnitud ligeramente mayor.

Una vez que se aplican los siguientes pares de apriete, no se observa apenas variación en el espectro de vibraciones, salvo en algún caso donde se reduce ligeramente el orden de magnitud de las vibraciones.

8.3.2. Cuatro discos en voladizo

Este experimento presenta unos resultados muy similares al de dos discos en voladizo, pese a aumentar el peso del rotor, la magnitud de las vibraciones no se ve afectada notablemente.

En este experimento en todas sus modalidades, es decir, en los tres casos en los que se afloja el apoyo “A”, el “B” y ambos apoyos, se obtienen unos resultados bastante similares.

Al comparar las diferentes mediciones en función del apriete en cada uno de los apoyos, se observa que en el caso sin apriete, es decir, con 0 Nm, aparece siempre un pico de magnitud notable en el primer armónico (1X) del canal correspondiente al apoyo aflojado, incluido el último caso, donde aparece en ambos apoyos. Al mismo tiempo, en el canal correspondiente al apoyo afectado, se aprecia un ligero aumento de las vibraciones aparte del primer armónico (1X), pero no se observa ningún patrón significativo que pueda aportar información adicional.

Al aplicar el primer par de apriete de 30 Nm, se observa cómo el pico del primer armónico vuelve a su valor original y el resto del espectro se acerca considerablemente a los valores originales, aunque con orden de magnitud ligeramente mayor.

Una vez que se aplican los siguientes pares de apriete, no se observa apenas variación en el espectro de vibraciones, salvo en algún caso donde se reduce ligeramente el orden de magnitud de las vibraciones.

A diferencia del caso de dos discos en voladizo, cuando se aplican los pares de apriete en el apoyo "B", se observa la aparición de dos picos notables, uno en el sexto armónico (6X) del canal "A" y otro en el segundo (2X) del canal "B".

También, al aflojar los dos apoyos se observa un suceso diferente al del caso de dos discos en voladizo, apareciendo dos picos de magnitud notable en los primeros medios armónicos (0,5X) de ambos canales.

Sin embargo, es difícil asociarles una causa a estos dos sucesos, ya que no se producen cuando se tienen dos discos en voladizo.

8.3.3. Cuatro discos entre apoyos

Para este último experimento de apriete mecánico, se observan unos resultados también muy similares a los de los casos anteriores, apareciendo los picos más notables siempre en el primer armónico (1X) del canal correspondiente al apoyo afectado.

Sin embargo, al aplicar los pares de apriete en el apoyo "B" se observa un suceso parecido al del caso anterior, ya que el pico más notable se presenta en el segundo armónico (2X) del canal "B", también en este caso acompañado de un primer armónico (1X) ligeramente menor.

Por otro lado, al aflojar ambos apoyos, en este caso no se observa ningún pico en el primer medio armónico (0,5X), sin embargo, al aplicar un par de 15 Nm, sí aparecen dos picos en los primeros medios armónicos (0,5X) de ambos canales.

8.4. ANÁLISIS DE TENSIÓN DE LA CORREA

El objetivo principal de este experimento es averiguar si existe una relación directa entre la tensión de la correa transmisora, que une el motor con el eje del banco, y las vibraciones que se muestran en el espectro de vibraciones.

8.4.1. Cuatro discos entre apoyos

En este experimento se observa como al tener la correa completamente destensada aparecen dos picos notables de vibraciones, en el primer armónico (1X) de cada canal, siendo el doble de elevado el del canal "B". Este suceso es debido probablemente a que el canal "B" es el que se encuentra más cercano a la transmisión, por lo que es posible que haya ciertas vibraciones debidas a la tensión de la correa que se transmitan directamente a dicho apoyo.

Al ir aplicando mayores tensiones a la correa de transmisión, se observa cómo los picos de vibración del primer armónico (1X) de ambos canales van disminuyendo, hasta el punto de que cuando la tensión es máxima, vuelven prácticamente a su estado original.

Sin duda la mayor variación se observa en el canal "B", donde el primer armónico se reduce notablemente al aumentar la tensión de la correa, mientras que en el canal "A" apenas se observa variación

8.4.2. Cuatro discos en voladizo

En este caso, se presenta un comportamiento prácticamente igual en ambos canales, ya que mientras en el canal "A" no se observan variaciones notables, el primer armónico (1X) del canal "B" aumenta su magnitud de manera notable a medida que va disminuyendo la tensión de la correa.

En ambos experimentos se observa cómo las vibraciones en el primer armónico (1X) del canal "A" aumentan cuando se llega a una tensión excesiva, es decir, por encima de la recomendada para un correcto funcionamiento.

En estos dos experimentos de tensión de la correa, tanto para cuatro discos en voladizo como para cuatro discos entre apoyos, se observa un suceso muy similar al que se produce en el experimento de apriete mecánico, manifestándose las vibraciones generalmente en el primer armónico.

A diferencia del experimento de apriete mecánico, en este experimento las vibraciones se producen mayoritariamente en el apoyo “B”, que es el más cercano a la transmisión, lo cual es un factor a tener en cuenta para diferenciar ambos experimentos.

8.5. ANÁLISIS ESTADO DE LOS RODAMIENTOS

El objetivo principal de este experimento consiste en averiguar si existe una relación directa entre el estado de los rodamientos y las vibraciones que se muestran en el espectro de vibraciones.

8.5.1. Cuatro discos en voladizo

En este experimento se observa que siempre aparece un pico en el segundo armónico (2X) del canal correspondiente al apoyo donde se encuentra el rodamiento defectuoso. Dicho pico va siempre acompañado de unos picos de menor magnitud, en los sucesivos armónicos, los cuales van disminuyendo a medida que se alejan de éste.

También se observa cómo aparecen una serie de picos de pequeña magnitud en prácticamente todos los armónicos que se muestran en el espectro, los cuales no aparecen en el espectro inicial equilibrado.

A este suceso le acompañan otra serie de sucesos independientes en función del lugar en el que se encuentre el rodamiento defectuoso. De ellos, hay uno que se repite para el caso de rodamiento defectuoso en “B” y en ambos apoyos. Esto puede ser debido a que, en el caso de ambos apoyos, el rodamiento defectuoso de “A” no está tan deteriorado como el de “B”.

Dicho suceso que se repite es que, en ambos casos aparece un pico en el sexto armónico (6X) del canal “A” y otro en el séptimo (7X) del canal “B”. Este suceso es un hecho señalado, el cual merece un estudio más exhaustivo, pero que a priori no se puede asegurar de forma absoluta, que sea debido al rodamiento defectuoso.

8.5.2. Cuatro discos entre apoyos

En este experimento se observan unos sucesos muy similares a los del experimento anterior, con picos en los segundos armónicos (2X) del canal correspondiente al apoyo afectado, también acompañados de picos de menor magnitud. Salvo por una excepción, ya que, en el experimento de ambos apoyos, no aparece un pico en el segundo armónico del canal "A", sino que aparece en el segundo (2X), lo cual es probablemente debido a que el rodamiento del canal "A" no está tan deteriorado.

También aparecen en este caso una serie de picos de pequeña magnitud en prácticamente todos los armónicos que se muestran en el espectro, los cuales no aparecen en el espectro inicial equilibrado.

Cabe destacar que, en el experimento de ambos apoyos, vuelve a aparecer un pico en el séptimo armónico del canal "B", lo cual hace que sea un suceso a tener en cuenta, debido a su repetición.

8.6. RELACIÓN FALLOS-VIBRACIÓN Y ESPECTRO DE FRECUENCIA

A continuación, se trata de identificar si existe alguna relación directa y exclusiva entre los fallos provocados en el banco de pruebas y las vibraciones producidas, para así poder establecer un patrón de diagnóstico para los ventiladores, si existen vibraciones excesivas una vez están equilibrados.

8.6.1. Apriete mecánico

Al tratar de establecer una relación directa y exclusiva entre el apriete mecánico y las vibraciones producidas, no se ha obtenido ningún resultado que pueda corroborar con una fiabilidad máxima dicha relación.

Esto es debido a que, como muchos otros fallos, se manifiesta mayoritariamente en el primer armónico (1X) del canal asociado al apoyo donde se produce el fallo. Además, aparecen otra serie de vibraciones, las cuales se van modificando o se van atenuando a medida que se aplica un par de apriete mayor.

Sí se observa un suceso remarcable cuando se aplica un par de 0 Nm en ambos apoyos, en la disposición de cuatro discos en voladizo y un par de 15 Nm con cuatro discos entre apoyos, apareciendo picos en los primeros medios armónicos de ambos canales (0,5X). De este resultado se podría deducir que cuando se tiene un par de

apriete muy bajo, por debajo de 30 Nm en ambos apoyos, puede aparecer dicho pico a dicha frecuencia. Sin embargo, este suceso no se observa con un par de 0 Nm con cuatro discos entre apoyos.

Por otro lado, al aplicar el par de 0 Nm en el apoyo "B", con las disposiciones de cuatro discos en voladizo y de cuatro entre apoyos, aparece un pico en el segundo armónico (2X) del canal "B", acompañado de uno ligeramente más leve en el primer armónico (1X). Suceso que no se aprecia con dos discos en voladizo, por lo que se obtiene la misma conclusión que en el caso anterior.

En definitiva, se observan determinados sucesos que se repiten con más de una disposición del banco de pruebas, pero no en todas. Además, todos ellos se producen para un par de 0 Nm, por lo que se puede afirmar con seguridad que entre los pares de apriete de 30 Nm y 110 Nm, no existe ninguna diferencia apreciable en el espectro de vibraciones.

8.6.2. Tensión de la correa

En este experimento sí se aprecia una relación entre la tensión de la correa y las vibraciones mostradas en el espectro de vibraciones, ya que la magnitud del primer armónico (1X) del canal más cercano a la transmisión, va aumentando a medida que disminuye la tensión de la correa.

Pese a poder establecer dicha relación con una alta fiabilidad, aparece el mismo problema que en el experimento anterior, y es que si una vez se equilibra el banco, aparece un pico de vibraciones en el primer armónico del canal más cercano a la transmisión, no es posible distinguir si se debe al apriete mecánico o a la tensión de la correa.

En definitiva, tanto en este experimento como en el de apriete mecánico, pese a tener ciertos factores que podrían ayudar a identificar ciertos fallos, se manifiestan mayoritariamente en los primeros armónicos (1X). Esto, añadido a que muchos fallos o problemas ajenos a estos dos experimentos se manifiestan en el primer armónico (1X), hace que no sea posible establecer una relación exclusiva y fiable entre los fallos y las vibraciones producidas.

8.6.3. Estado de los rodamientos

En este experimento sí se puede establecer una relación directa y fiable entre el fallo provocado y las vibraciones producidas, que se muestran en el espectro de vibraciones.

En este caso la relación entre dichos factores se puede considerar exclusiva, ya que hasta donde se conoce con todo lo estudiado, trabajado y aprendido con estos experimentos, el estado de los rodamientos es el único fallo que se presenta de manera tan notable en el segundo armónico (2X), acompañado del resto de vibraciones comentadas en el análisis, las cuales, a priori, aumentan dicha exclusividad.

Aparte, existen otros dos factores que identifican este suceso. Por un lado, aparecen una serie de picos alrededor del pico o picos más notables, de magnitud decreciente a medida que se alejan los sucesivos armónicos en frecuencia. Y también, aparecen unos picos de un orden de magnitud bajo a lo largo de todos los armónicos que se muestran en el espectro, los cuales no aparecen en el espectro original del banco equilibrado, con los rodamientos en buen estado.

Además, en el caso de que existiese alguna duda en cuanto a los resultados del espectro de vibraciones, se puede acudir a los valores globales de RMS y 0-Pico, donde se ha observado claramente que, en los canales correspondientes al rodamiento defectuoso, se presenta un 0-Pico exageradamente alto, acompañado de un RMS con una magnitud considerable.

De este modo se expone la siguiente relación entre el espectro de vibraciones y los fallos que puede presentar el banco, en cuanto al estado de los rodamientos, catalogando los sucesos que se pueden dar como seguro, altamente probable y probable.

Discos en voladizo

- Rodamiento defectuoso en “A”: Pico en **2X de “A” (seguro)** y pico en 4X de “B” (probable).
- Rodamiento defectuoso en “B”: Pico en 6X de “A” (probable), pico en **2X de “B” (seguro)** y en 7X (altamente probable).
- Rodamiento defectuoso en “A” y “B”: Pico en **2X de “A” (seguro)**, pico en 6X de “A” (probable), pico en **2X de “B” (seguro)** y en 7X de “B” (altamente probable).

Discos entre apoyos

- Rodamiento defectuoso en “A”: Pico en **2X de “A” (seguro)** y pico en 1X de “B” (probable).

- Rodamiento defectuoso en “B”: Pico en 2X de “B” (seguro)
- Rodamiento defectuoso en “A” y “B”: Pico en 2X de “B” (seguro) y en 7X de “B” (probable).

Concretamente, para diferenciar si hay rodamiento defectuoso en “A” y “B”, o solo en “B”, en el caso de discos entre apoyos, será necesario atender a los valores globales de RMS y O-Pico, siendo éstos mucho mayores para el canal “A”, si existe rodamiento defectuoso también en ese canal.

8.7. COMPARATIVA CON CASO REAL

Una vez obtenidas todas las conclusiones y deducidas las posibles relaciones entre los fallos del ventilador y las vibraciones producidas, se procede a aplicar dichos conocimientos a dos casos reales de dos equilibrados realizados por la empresa Fluince, en unos ventiladores que se encuentran en la fábrica Renault de Valladolid.

Concretamente se han seleccionado los informes correspondientes a los equilibrados de dos ventilador denominados “extractor 3 de lacas 1 del Flujo B” y “extractor 4 del Flujo C”, ya que son casos que presentan ciertas anomalías y donde se puede detectar algún tipo de fallo del ventilador.

8.7.1. Primer caso

El informe redactado por la empresa Fluince comienza enumerando los aspectos observados en una inspección visual.

Inspección visual:

- No se observan fallas en el rodete ni en los álabes del ventilador, así como en la unión entre ellos.
- Se observa falta de limpieza en el suelo de la voluta.
- Falta de limpieza en el rodete.
- Mal estado de la bancada.

A priori, mediante la inspección visual, no se observan fallos graves que puedan ocasionar un mal funcionamiento del ventilador, aunque es importante tener en cuenta la gran cantidad de suciedad en todo el ventilador y el mal estado de la bancada. Ya que dicha suciedad puede originar un desequilibrio, y el mal estado de la bancada puede dar lugar a vibraciones ajenas al desequilibrio.

A continuación, se realiza un diagnóstico del ventilador, previo al equilibrado, donde se calculan las frecuencias de los armónicos y se observan diferentes mediciones de vibraciones.

Diagnóstico del ventilador:

Teniendo en cuenta que la velocidad de giro del ventilador es de 839 rpm, se procede a calcular la frecuencia del primer armónico (1X).

$$1X = \frac{RPM}{60} = \frac{839 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 13,98 \text{ s}^{-1} = 13,98 \text{ Hz}$$

Seguidamente se obtienen tanto el espectro de vibraciones, como los valores globales de RMS y 0-Pico previos al equilibrado.

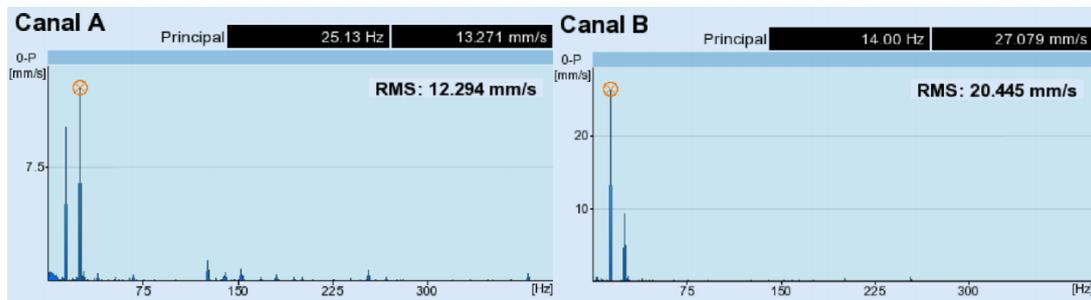


Ilustración 154. Espectro de frecuencia previo al equilibrado. Caso real 1 [Elaboración propia]

Canal A		mm/s
RMS		76.908
ningún límite		---
0-P		212.93
ningún límite		---
Canal B		mm/s
RMS		125.43
ningún límite		---
0-P		270.93
ningún límite		---

Ilustración 155. Valores globales de RMS y 0-Pico previos al equilibrado. Caso real 1 [Elaboración propia]

En ambas mediciones se puede observar un nivel muy alto de desequilibrio, el cual se refleja en el primer armónico (1X) de ambos canales. También se aprecia un pico de gran magnitud en el segundo armónico (2X) de ambos canales. Atendiendo a los valores globales de RMS y 0-Pico se observan valores alarmantemente elevados, llegando a niveles destructivos.

Tras este diagnóstico, se procede a equilibrar el banco y comprobar si dichos valores de vibraciones se reducen o desaparecen.

Equilibrado de maquina:

Tras un proceso de equilibrado del rodete añadiendo masas en las posiciones que indica el sistema, se obtiene el siguiente diagrama polar, donde aparece la variación del desequilibrio, junto con las vibraciones finales debidas a desequilibrio, que son de 0,440 mm/s en el canal "A" y de 0,939 mm/s en el "B".

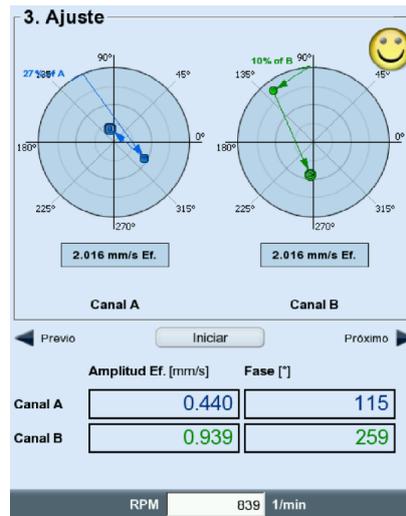


Ilustración 156. Diagrama polar de equilibrado. Caso real 1 [Elaboración propia]

Una vez se han alcanzado estos niveles tan bajos de vibraciones debidas al desequilibrio, se procede a volver a comprobar el espectro de frecuencia, para ver si efectivamente esas vibraciones han disminuido, y cuáles de ellas permanecen.

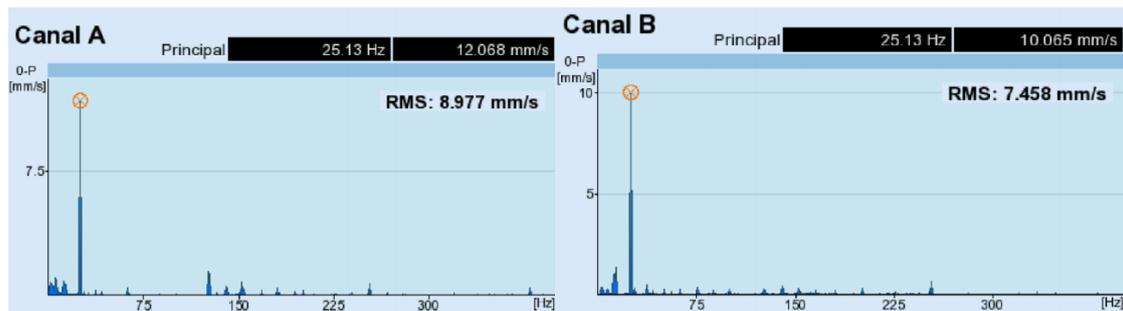


Ilustración 157. Espectro de frecuencia posterior al equilibrado. Caso real 1 [Elaboración propia]

Como se observa en ambos canales, las vibraciones debidas al desequilibrio, ubicadas en el primer armónico (1X), se han reducido hasta niveles mínimos, mientras que las que se ubican en el segundo armónico (2X) permanecen intactas.

Análisis comparativo:

Este caso comparte muchas similitudes con algunos de los experimentos realizados con los rodamientos defectuosos, con cuatro discos entre apoyos. Teniendo siempre en cuenta que los resultados arrojados por el caso real son de órdenes de magnitud mucho mayores, debido a la envergadura y al peso del ventilador real.

En comparación con el caso del rodamiento defectuoso en el apoyo "A" y con el caso del rodamiento defectuoso en el apoyo "B", existe un aspecto en común respectivamente con ambos casos, ya que en el canal correspondiente al rodamiento defectuoso aparece un pico en el segundo armónico (2X), de un orden de magnitud mucho mayor que el resto de picos.

También en dichos casos el pico mencionado del segundo armónico (2X) viene acompañado de una serie de picos de un orden de magnitud menor en los sucesivos armónicos. En el caso real, aparece un suceso similar, pese a que no se aprecia con claridad, debido a que la gran magnitud del pico del segundo armónico (2X) aumenta considerablemente la escala de la gráfica.

Otro aspecto en común con dichos experimentos es que después del equilibrado no se ve afectada en ningún momento la magnitud del segundo armónico, es decir que esta permanece constante y con un valor notablemente elevado.

También en las mediciones globales de RMS y O-Pico iniciales se aprecian unos valores muy elevados, lo cual coincide con las lecturas que se obtenían en los experimentos realizados.

Atendiendo a todo lo analizado comparativamente se podría deducir con alta fiabilidad que existen problemas en los rodamientos de ambos apoyos. Pero al compararlo con el experimento de rodamientos defectuosos en ambos apoyos se aprecian notables diferencias, sin embargo, esto es probablemente debido a que, en los experimentos realizados, el rodamiento del apoyo "A" no era tan defectuoso como el del apoyo "B".

De este modo, atendiendo a todos estos factores comunes observados entre los experimentos y el caso real, el operario encargado de realizar el equilibrado, tras llevar a cabo dicho equilibrado, debería recomendar una revisión urgente de los rodamientos del ventilador. Ya que, con alta probabilidad, dichos rodamientos están originando unas vibraciones de gran magnitud que pueden ser perjudiciales para el normal funcionamiento del ventilador.

8.7.2. Segundo caso

El informe redactado por la empresa Fluince comienza enumerando los aspectos observados en una inspección visual.

Inspección visual:

- No se observan fallas en el rodete ni en los álabes del ventilador, así como en la unión entre ellos.
- Se observa falta de limpieza en el suelo de la voluta.
- Limpieza del rodete correcta.

En este caso, al contrario que en el anterior, no se observa prácticamente ninguna deficiencia en la inspección visual, salvo por la falta de limpieza en el suelo de la voluta. Este factor puede condicionar en cierto modo el desequilibrio, pero en principio no debería de originar ninguna vibración ajena al desequilibrio.

Seguidamente, como en el caso anterior, se realiza un diagnóstico del ventilador, previo al equilibrado, donde se calculan las frecuencias de los armónicos y se observan diferentes mediciones de vibraciones.

Diagnóstico del ventilador:

Teniendo en cuenta que la velocidad de giro del ventilador es de 1319 rpm, se procede a calcular la frecuencia del primer armónico (1X).

$$1X = \frac{RPM}{60} = \frac{1319 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 21,98 \text{ s}^{-1} = 21,98 \text{ Hz}$$

A continuación, se obtiene el espectro de vibraciones inicial, previo al equilibrado.

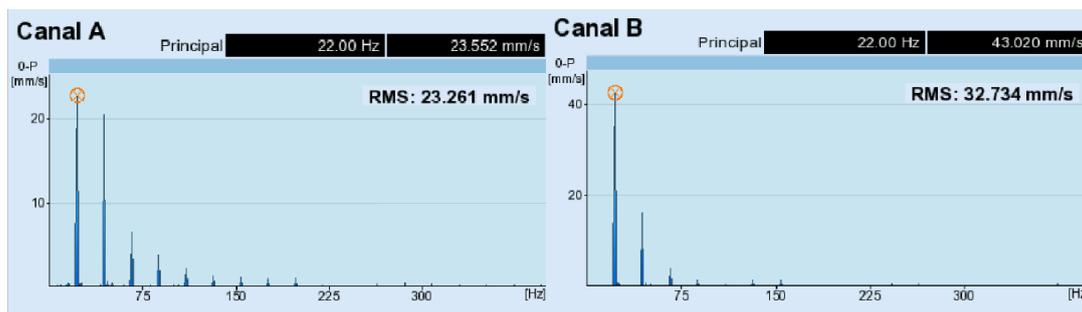


Ilustración 158. Espectro de frecuencia previo al equilibrado. Caso real 2 [Elaboración propia]

En este espectro se observan unos valores muy altos de desequilibrio en ambos canales, pero también se aprecian unas vibraciones de gran amplitud debidas a factores ajenos al desequilibrio. Tanto unas vibraciones como las otras son altamente perjudiciales, ya que se encuentran en valores destructivos. También se aprecia en ambos canales, pero de manera más notable en el “A”, cómo aparecen

una serie de picos en los sucesivos armónicos, de manera muy marcada y que van disminuyendo a medida que se alejan dichos armónicos.

Tras este diagnóstico, se procede a equilibrar el banco y comprobar si dichos valores de vibraciones se reducen o desaparecen.

Equilibrado de maquina:

Tras un proceso de equilibrado del rodete añadiendo masas en las posiciones que indica el sistema, se obtienen el siguiente diagrama polar, donde aparece la variación del desequilibrio, junto con las vibraciones finales debidas a desequilibrio, que son de 3,891 mm/s en el canal “A” y de 3,957 mm/s en el “B”.

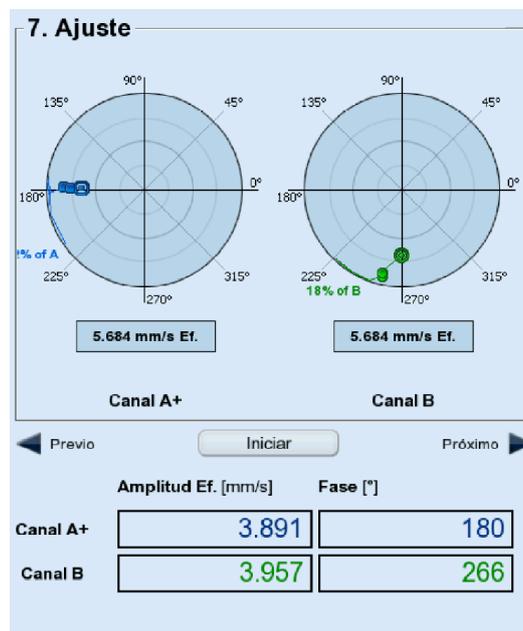


Ilustración 159. Diagrama polar de equilibrado. Caso real 2 [Elaboración propia]

Una vez obtenidos estos valores de vibraciones debidas al desequilibrio, los cuales, pese a no ser tan bajos como en el caso anterior, están dentro de norma, se procede a obtener el espectro de vibraciones final, para comprobar cómo se han modificado las vibraciones una vez el banco ha sido equilibrado.

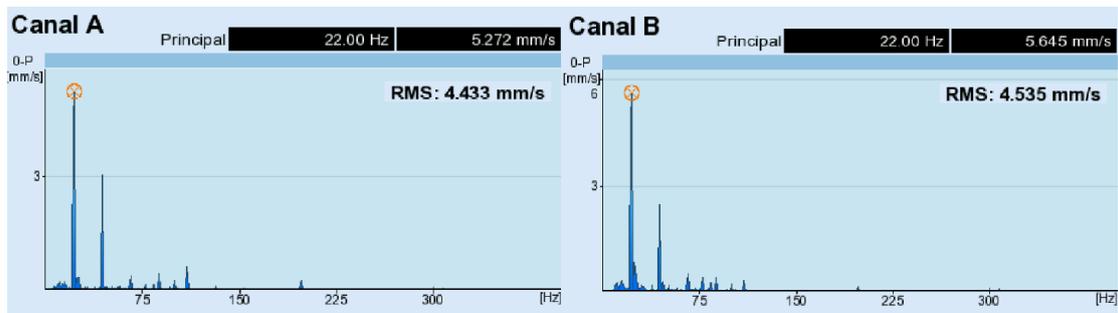


Ilustración 160. Espectro de frecuencia posterior al equilibrado. Caso real 2 [Elaboración propia]

En cuanto a la forma, se observa un espectro con cierta similitud al original, pero en este caso las vibraciones han reducido su magnitud de forma considerable. En ambos canales sigue siendo el pico más dominante el del primer armónico (1X), acompañado de un pico de menor magnitud en el segundo armónico (2X).

Análisis comparativo:

En este caso se mantienen en el primer y segundo armónico (1X y 2X) unas vibraciones ligeramente altas, lo cual por una parte puede ser debido a que en el equilibrado se han reducido las vibraciones debidas al desequilibrio a valores no muy bajos.

Sin embargo, añadido a la magnitud de las vibraciones posteriores al equilibrado, está el patrón observado en el espectro de vibraciones inicial, donde se podía apreciar una serie de picos de notable magnitud en los sucesivos armónicos, de orden decreciente a medida que se alejan dichos armónicos.

Este patrón que origina una forma de curva cóncava descendente en el espectro de vibraciones, con unos picos tan marcados y perfectamente diferenciables en los sucesivos armónicos, tiene cierta similitud con los experimentos de apriete mecánico y tensión de la correa con cuatro discos en voladizo. Concretamente dicha forma se puede observar con valores muy bajos de apriete mecánico y de tensión de la correa.

Pese a que en el espectro de vibraciones final los valores de la vibración se encuentran dentro de norma, se puede afirmar con cierta fiabilidad, que pueden existir problemas en cuanto al apriete de las uniones que mantienen fijo el ventilador, como por ejemplo en los apoyos, o bien, que puede haber problemas en cuanto a la tensión de la correa.

De este modo, el operario encargado de hacer el equilibrado, una vez este ha sido completado de manera satisfactoria, debería recomendar realizar una revisión de los aprietes mecánicos en las uniones del ventilador, además de una revisión del estado de las correas, con una comprobación de tensión. En este caso no es necesaria una revisión urgente e inmediata, pero sí recomendable a corto plazo, para evitar problemas de mayor gravedad que puedan ocasionar daños irreparables.

8.8. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

En este capítulo se realiza un análisis en profundidad de los resultados obtenidos y presentados en el capítulo anterior, y también de los resultados obtenidos en las pruebas preliminares. En todos los experimentos se han obtenido resultados concluyentes, con la diferencia de que en algunos experimentos dichos resultados pueden ser de mayor utilidad que en el resto de los casos.

Finalmente se ha establecido una relación entre los resultados obtenidos y el fallo provocado en cada experimento, con el objetivo de establecer patrones que sean de utilidad en un futuro a corto plazo para la empresa. Sin lugar a duda, identificar posibles fallos, con mayor o menor concreción, en la revisión de máquinas, complejas de revisar por sus características y naturaleza, ofrece una mejora en la realización de dichas tareas por el personal de la empresa, que es para quien se ha realizado este proyecto.

Por último, se ha realizado una comparación de los resultados obtenidos en el banco de pruebas con dos casos reales de dos ventilador industriales, ya que el objetivo principal de la empresa con este proyecto (TFG) es el de crear un manual de procedimiento que sirva de guía para el personal que hace el equilibrado in situ en sus empresas clientes.

9.1. INTRODUCCIÓN

Una vez expuesto el trabajo realizado, desde la investigación teórica, la fabricación y el montaje del banco, la realización de las pruebas y, finalmente, el análisis de los resultados; se puede percibir el esfuerzo y la dedicación que se ha llevado a cabo en este proyecto. Pero más allá del trabajo, es necesario este capítulo, para conocer los costes que ha tenido, es decir, la inversión económica necesaria para que este proyecto salga a delante y se culmine de la mejor manera posible.

Por ello a continuación, se expone un estudio económico del proyecto en el que se incluye los costes de diseño y fabricación del banco, de los medios utilizados, de la mano de obra, entre otros. Dichos costes se dividen en costes directos e indirectos, los cuales sumados dan lugar a los costes totales.

Es importante tener en cuenta que el coste económico de próximos proyectos que se realicen con el banco de pruebas será considerablemente menor, ya que no se incluirán los costes de diseño y fabricación, aunque se añadirán costes de mantenimiento. Es decir, que los costes experimentarán una mayor amortización con el paso de los años.

9.2. COSTES DIRECTOS

Estos costes son aquellos que están directamente relacionados con la ejecución del proyecto, incluyendo el material y la mano de obra que han sido necesarios a lo largo de todo el periodo de diseño, construcción y realización de experimentos.

9.2.1. Material

Dentro de este apartado se incluye todo el material necesario para la construcción del banco, realización de pruebas y análisis de resultados. Los costes de este material se dividen en dos grandes grupos, que son los costes amortizables y los no amortizables.

Costes de material amortizable

Estos son los costes referidos a todo el material amortizable, que ha sido comprado a empresas externas a Fluince.

Para el cálculo de estos costes se ha empleado una amortización lineal a cinco años con valor residual nulo.

Material adquirido			
Concepto	Inversión (€)	Amortización	Coste Anual (€)
Ordenador y monitor	1.300,00	5 Años	260,00
Microsoft Windows 10	135,00	5 Años	27,00
Microsoft Office 2020	705,00	5 Años	141,00
AutoCAD	2.342,00	5 Años	468,40
Photoshop	100,43	5 Años	20,08
VIBXPRT II	12.000,00	5 Años	2.400,00
Motor	350,00	5 Años	70,00
Variador de velocidad	250,00	5 Años	50,00
TOTAL			3.436,48 (€)

Tabla 6. Costes amortizables de material adquirido [Elaboración propia]

Costes de material no amortizable

A continuación, se muestran los costes de material no amortizables, tanto con el material adquirido a empresas externas, como con todos los procesos de conformado por los que ha pasado el material, los cuales han sido realizados en la empresa. Estos procesos son el plegado, corte, soldadura y pintado de dichos materiales.

Primero se muestran los costes referidos a todo el material no amortizable, que ha sido comprado a empresas externas a Fluince.

Material adquirido			
Concepto	Unidades	Precio (€)	SubTotal (€)
Herramienta	1	300,00	300,00
Rodamiento	3	50,00	150,00
Soporte de rodamiento	2	30,00	60,00
Ruedas dentadas	2	14,23	28,46
Correa trapezoidal	1	4,79	4,79
Tollok (Ud. de fijación)	3	45,00	135,00
TOTAL			678,25 (€)

Tabla 7. Costes no amortizables de material adquirido [Elaboración propia]

Seguidamente, aparecen los costes referidos al plegado de todas las piezas, divididos en las partes principales del banco, las cuales han sido obtenidas a partir del plegado de dichos materiales.

Costes plegado				
Piezas	Unidades	Espesor (mm)	Precio (€)	SubTotal (€)
Soporte banco	1	4	11,96	11,96
Mesa	1	4	31,89	31,89
Apoyos	2	4	15,94	15,94
Soporte motor	1	10	0,99	0,99
			TOTAL	60,78 (€)

Tabla 8. Costes no amortizables de plegado [Elaboración propia]

Los siguientes son los costes asociados a todo el proceso de soldadura de todos los materiales, los cuales están divididos de igual manera que en el proceso de plegado, a excepción de la soldadura de tuercas, que es adicional en este proceso.

Es necesario tener en cuenta que el coste de soldadura es de 26 €/h.

Costes soldadura				
Piezas	Unidades	Tiempo ud. (h)	Precio ud. (€)	SubTotal (€)
Soporte banco	1	2:00	52,00	52,00
Mesa	1	2:00	52,00	52,00
Apoyos	2	0:30	13,00	26,00
Soporte motor	1	0:20	8,67	8,67
Tuercas	16	0:03	1,30	20,80
			TOTAL	159,47 (€)

Tabla 9. Costes no amortizables de soldadura [Elaboración propia]

Seguidamente, están los costes de pintura de todas las partes del banco, los cuales se encuentran divididos de igual manera que los costes de plegado, ya se dichas operaciones se efectúan en las mismas piezas.

Es necesario tener en cuenta que el coste de pintura es de 26 €/h.

Costes pintura				
Piezas	Unidades	Tiempo ud. (h)	Precio ud. (€)	SubTotal (€)
Soporte banco	1	0:45	19,50	19,50
Mesa	1	0:45	19,50	19,50
Apoyos	2	0:10	4,33	8,66
Soporte motor	1	0:15	6,50	13,00
			TOTAL	60,66 (€)

Tabla 10. Costes no amortizables de pintura [Elaboración propia]

Finalmente, los costes generales de la máquina de corte laser, referidos a gastos de energía, mantenimiento, material y gas de aporte. Estos costes vienen calculados y desglosados por el software de la máquina de corte, y están divididos por cada pieza que se ha producido a base de corte.

Costes laser				
Piezas	Unidades	Espesor (mm)	Precio (€)	SubTotal (€)
015-Bancada	2	4	2,45	4,9
004-Bancada	2	4	4,19	8,38
005-Bancada	2	4	4,19	8,38
001-Bancada	4	4	4,19	16,76
002-Bancada	2	4	4,19	8,38
007-Bancada	2	4	4,19	8,38
003-Bancada	1	4	4,19	4,19
006-Bancada	2	4	4,19	8,38
008-Bancada	2	12	6,31	12,62
014-Bancada	1	12	26,00	26
012-Bancada	1	12	26,00	26
013-Bancada	1	12	26,00	26
011-Bancada	2	12	3,46	6,92
009-Bancada	1	10	14,50	14,5
017-Bancada	1	4	48,45	48,45
016-Bancada	1	4	48,45	48,45
			TOTAL	276,69 (€)

Tabla 11. Costes no amortizables de corte laser [Elaboración propia]

9.2.2. Personal

Estos son los costes generados por los salarios que deben de percibir todas las personas involucradas en el proyecto, que en algún momento han participado en cualquiera de sus partes.

Estos costes son calculados a partir del salario por hora que impone cada persona que ha trabajado en el proyecto, multiplicado por el número de horas que han dedicado a dicho proyecto.

Los diferentes tipos de personal que han intervenido son los siguientes:

Ingeniero superior

- Labores desempeñadas: Es el máximo responsable del proyecto, encargado del diseño y fabricación del banco de pruebas y, de la supervisión de los experimentos realizados con el banco de pruebas.
- Tiempo de trabajo: 224 horas.

Ingeniero junior

- Labores desempeñadas: Es el encargado del diseño y de la ejecución de los experimentos y de su posterior análisis.
- Tiempo de trabajo: 128 horas.

Soldador (oficial de primera)

- Labores desempeñadas: Es el encargado de realizar todas las soldaduras necesarias para la conformación de las piezas del banco y para la unión entre ellas.
- Tiempo de trabajo: 32 horas.

Electromecánico (jefe de taller)

- Labores desempeñadas: Es el encargado del montaje y ajuste del banco de pruebas y, de su posterior mantenimiento y puesta a punto.
- Tiempo de trabajo: 64 horas.

Costes Personal				
Concepto	In. Superior	In. Junior	Soldador	Electromecánico
Tiempo de trabajo (h)	224	128	32	64
Salario bruto (€)	28.885,92	18.718,42	19.218,50	24.221,96
Salario por hora (€/h)	16,79	10,88	11,17	14,08
Coste total (€)	3.760,96	1.392,64	357,44	901,28
COSTE TOTAL DE PERSONAL				6.412,32 (€)

Tabla 12. Costes de personal [Elaboración propia]

9.3. COSTES INDIRECTOS

Estos son lo contrario a los costes directos, es decir, son aquellos que no están directamente relacionados con la realización del proyecto, surgen de una manera menos previsible, pero a su vez son inevitables y también necesarios para llevar a cabo el proyecto.

Entre ellos se pueden encontrar gastos como los de transporte, alojamiento o cualquier imprevisto que pudiera surgir en el desarrollo normal del proyecto.

Costes indirectos			
Concepto	Unidades	Precio (€)	SubTotal (€)
Transporte	32 trayectos	19,44	622,33
Alojamiento	19 días	16,50	313,50
Manutención	19 días	25,00	475,00
Línea telefónica	1 año	360,00	360,00
TOTAL			1.770,83 (€)

Tabla 13. Costes indirectos [Elaboración propia]

9.4. COSTES TOTALES

Los costes totales constituyen la suma de los costes directos e indirectos, y suponen el coste total exacto del proyecto (TFG), desde su inicio hasta su fin.

Estos costes que se muestran a continuación suponen el coste total que ha sido necesario para la ejecución de este proyecto. Teniendo en cuenta que en el caso de el material amortizable solo se suma el coste correspondiente a la amortización del primer año.

Costes totales	
Concepto	Coste
Costes de material amortizable	3.436,48 (€)
Costes de material no amortizable	1.235,85 (€)
Costes de personal	6.412,32 (€)
Costes indirectos	1.770,83 (€)
COSTE TOTAL	12.855,48 (€)

Tabla 14. Costes totales [Elaboración propia]

9.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

En este capítulo han sido expuestos todos los costes necesarios para poder llevar a cabo el proyecto realizado para el desarrollo de este TFG, divididos de forma pertinente en diferentes conjuntos, donde se identifica la procedencia, la causa y la consecuencia de dichos costes.

Finalmente han sido sumados todos y cada uno de los costes, obteniendo un coste total final del proyecto, el cual corresponde al coste anual de dicho proyecto.

10.1. CONCLUSIONES

Este proyecto (TFG) ha sido un trabajo realmente enriquecedor por numerosos aspectos y, del mismo modo, ha resultado de notable utilidad para la empresa que lo ha propuesto (Fluince).

Los numerosos aspectos por los que este trabajo ha resultado enriquecedor se reparten desde el primer hasta el último día. El exhaustivo estudio de la onda, las vibraciones y los ventiladores industriales para la parte teórica, ha supuesto un aumento considerable de conocimiento en dichos temas; del mismo modo, se han podido aplicar y ampliar los conocimientos sobre desequilibrio y vibraciones aprendidos en la Universidad. Igualmente, se ha abordado a fondo el campo del mantenimiento, lo cual sumado al trabajo que realizaba como estudiante en prácticas de forma paralela para otra empresa, ha servido para dominar dicho campo, y los conocimientos adquiridos en un lugar servían para complementar los del otro, dotándome así de un mayor dominio de dicho campo.

Del mismo modo, la parte práctica también ha proporcionado ciertos conocimientos y aptitudes de gran utilidad. Una de las aptitudes más importantes que he obtenido como alumno, ha sido la de realizar equilibrados de máquinas rotatorias, no solo con el dispositivo VIBXPRT II, sino con cualquier sistema que pueda proporcionar un diagrama polar, donde aparezca el desequilibrio en los apoyos sobre los que se sostiene el eje de la máquina.

Seguidamente, tras la realización de los experimentos, he obtenido una capacidad crítica para analizar las vibraciones que aparecen en una máquina rotativa, siendo capaz de discernir diferentes sucesos que pueden estar ocurriendo en dicha máquina, en función de las vibraciones producidas.

Finalmente, una vez obtenidas todas esas aptitudes, capacidades y conocimientos, se deducen unas conclusiones sobre los resultados obtenidos a lo largo de todos los experimentos. De este modo, se consigue establecer, en algunos casos, una relación directa entre los fallos provocados en el banco y las vibraciones producidas por dicho banco.

Otro de los aspectos por los que este trabajo ha resultado, aparte de enriquecedor, una gran motivación, ha sido la oportunidad de realizar un proyecto para una empresa con una necesidad real, y con la seguridad de que el proyecto va a ser de utilidad para dicha empresa, y que siendo uno de los primeros proyectos realizados por mí, tiene una especial relevancia.

10.2. LÍNEAS FUTURAS

Ya sea por aspectos observados durante la realización de las pruebas, o bien observados a la hora del análisis de los resultados, han sido encontrados una serie de factores que pueden ser determinantes a la hora de realizar el análisis de vibraciones y de asociar los fallos provocados a las vibraciones producidas.

Se ha decidido poner especial atención en dichos factores, para un posterior estudio de ellos, y así averiguar si efectivamente son factores de relevancia o simplemente un suceso azaroso al que no se debe prestar importancia.

Las líneas futuras de este proyecto engloban una serie de experimentos que sería interesante llevar a cabo para seguir avanzando en el campo del análisis de vibraciones, y en el equilibrado de máquinas rotativas.

Rango de pares de apriete menor

En el experimento de apriete mecánico, se observa como en el último de los casos realizados, existe una variación mayor entre los espectros de vibraciones entre los pares de apriete de 15 Nm y 30 Nm, que entre los de 30 Nm, 60 Nm y 110 Nm.

Pese a que con ese último caso realizado no se observan picos de gran relevancia para el par de apriete de 15 Nm, sí se observa variación con los pares de apriete de 0 Nm y 30 Nm, por lo que es posible que, con las diferentes disposiciones del banco de pruebas, se pueda observar algún suceso repetitivo y relevante que arroje más luz sobre dicho experimento.

De este modo, sería recomendable realizar el mismo experimento de apriete mecánico, con la misma secuencia de casos, pero con un rango de pares de apriete menor.

Diferentes masas de rotor

En este proyecto la mayoría de los experimentos han sido realizados con un rotor formado por cuatro discos con masas de 7 Kg, por lo que formaban un rotor de 28 Kg. Esto se ha realizado así, debido a que un rotor de menor masa proporciona menores vibraciones y resultados con menor claridad.

Al disponer únicamente de cuatro discos, no ha sido posible realizar experimentos con mayor masa del rotor. Esto, añadido a que algunas partes del banco se encuentran sobredimensionadas, como por ejemplo el eje, sugiere que sería

recomendable realizar los mismos experimentos con rotores de mayor masa, para comparar cómo afecta dicha condición a las vibraciones producidas por el banco.

Rotor entre apoyos y en voladizo

Una vez realizados todos estos experimentos con las dos disposiciones propuestas, una con cuatro discos en voladizo y la otra con cuatro discos entre apoyos, sería recomendable probar a realizarlos de forma simultánea con discos entre apoyos y en voladizo.

De este modo se podría comparar este resultado con los otros dos por separado o con la combinación de ellos.

Diferentes sujeciones para el banco de pruebas

En estos experimentos el banco de pruebas se encontraba sobre una mesa, la cual permanece apoyada sobre un suelo de hormigón. El banco se encontraba inmóvil sobre la mesa debido a su gran peso en proporción con el resto de condiciones que podrían desplazarlo.

Sería interesante implementar unas uniones entre el banco y la mesa, y entre la mesa y el suelo, con diferentes condiciones de elasticidad, para comprobar cómo afectan en las vibraciones producidas.

También sería recomendable insertar unas uniones flexibles en los apoyos, donde ya existen uniones más rígidas, para comprobar la diferencia entre un apoyo rígido y uno flexible.

Acelerómetros en vertical

Pese a que el manual del dispositivo de análisis de vibraciones y equilibrado VIBXPERT II recomienda colocar los acelerómetros en posición horizontal, como se ha hecho en todos los experimentos, sería conveniente realizar los mismos experimentos colocándolo en vertical, justamente encima del soporte del rodamiento.

En el caso de disponer de un dispositivo con más canales de entrada para un mayor número de acelerómetros, sería ideal poder colocarlos tanto en vertical como en horizontal al mismo tiempo, para así poder comparar de forma fiable las mediciones.

Manual de equilibrado de ventiladores

Una de las líneas futuras más importantes es la futura realización de un manual para realizar el equilibrado de ventiladores industriales.

Dicho manual está pensado para contener una serie de relaciones directas entre los posibles fallos del ventilador y las vibraciones producidas por él, los pasos para la realización de un correcto equilibrado, los problemas que pueden surgir en la realización de equilibrados y cómo solventarlos, entre otros aspectos.

Buscar cómo diferenciar los resultados de apriete mecánico y tensión de la correa

Parte de las líneas futuras mencionadas anteriormente tienen como objetivo esta diferenciación, ya que a lo largo de los experimentos no se ha conseguido establecer unas características claras y exclusivas, capaces de diferenciar dichos resultados.

De este modo se trata de establecer unos patrones, a partir de los cuales se pueda deducir si existe un fallo de apriete mecánico o bien de tensión de la correa, observando los resultados obtenidos del sistema de análisis de vibraciones.

CAPÍTULO 11 - BIBLIOGRAFÍA

[A-MAQ, 2020] Sitio web de A-MAQ: Introducción al análisis de vibraciones <https://a-maq.com/intro-analisis-de-vibraciones-cap2/> Última visita realizada: 14 diciembre 2020.

[AREATECNOLOGÍA, 2020] Sitio web de Areatecnología: Ondas electromagnéticas. <https://www.areatecnologia.com/ondas-electromagneticas.htm> Última visita realizada: 23 diciembre 2020.

[Avello Iturriagagoitia, 2014] Alejo Avello Iturriagagoitia, Teoría de Máquinas. Tecnun- (Universidad de Navarra). Enero 2014.

[Balachandran y Magrab, 2005] Balakumar Balachandran y Edward B. Magrab, Vibraciones. Cengage Learning Editores S.A. 2005.

[Ballesteros Hernández, 2015] Rodolfo Ballesteros Hernández. Tesis: Ahorro de energía en un túnel de viento utilizando un variador de frecuencia. Ingeniería eléctrica. Instituto politécnico nacional, Mexico D.F., 2015.

[Cañamón Valera, 2019] Israel Cañamón Valera, Apuntes docentes equilibrado estático y dinámico. Universidad Politécnica de Madrid, Escuela de Minas y Energía. Octubre 2019.

[Chapman, 2001] David Chapman. Guía de Calidad de la Energía Eléctrica, Armónicos causas y efectos. Copper Development Association UK. Marzo 2001.

[EFL, 2020] Sitio web de El Físico Loco: Clasificación de las ondas. <http://elfisicoloco.blogspot.com/2013/02/clasificacion-de-las-ondas.html> Última visita realizada: 18 diciembre 2020.

[ETOOLS, 2020] Sitio web de Electrontools: Ondas sonoras – características. <https://www.electrontools.com/Home/WP/ondas-sonoras-caracteristicas/> Última visita realizada: 18 diciembre 2020.

[García Garrido, 2003] Santiago García Garrido. Ingeniería de mantenimiento, manual práctico para la gestión eficaz del mantenimiento industrial. Editorial Díaz de Santos. 2003.

[Gómez Carnicero, 2015] Eduardo Gómez Carnicero. PFC: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor. Ingeniería Técnica Industrial Mecánica. Universidad de Zaragoza. 2015.

[Grigioni et al, 2016] Liliana Grigioni. Física V, Fenómenos de Ondas. Universidad Nacional de Rosario, Instituto politécnico, Bogotá. 2016.

[Herramientas de Ingeniería, 2021] Sitio web de Herramientas de Ingeniería: ¿Qué son los armónicos y por qué los encontramos en campos tan diferentes como la electricidad o la música?. <https://www.herramientasingeneria.com/tech/armonicos/armonicos.html> Última visita realizada: 20 febrero 2021.

[H2O TEK, 2021] Sitio web de H2O TEK: Importancia del mantenimiento del ventilador industrial. <https://ventiladoresyextractores.com.mx/importancia-del-mantenimiento-del-ventilador-industrial/> Última visita realizada: 22 enero 2021.

[Michelin, 2020] Michelin: Cursos de formación sobre mantenimiento para trabajadores. Noviembre 2020.

[Mosquera, 2001] Genaro Mosquera. Las vibraciones mecánicas y su aplicación al mantenimiento predictivo. Centro de Altos Estudios Gerenciales ISID, Caracas, 2001.

[Power-MI, 2020] Sitio web de Power-MI: Manual Análisis de Vibraciones. <https://power-mi.com/es/content/fundamentos-del-analisis-de-vibraciones> Última visita realizada: 10 diciembre 2020.

[Prieto García, 2017] María del Rosario Prieto García. TFG: Vibraciones de Máquinas Rotativas; Análisis de Órdenes. Grado en Ingeniería Aeroespacial. Universidad de Sevilla. 2017.

[Serway y Jewett, 2008] Raymond A. Serway y John W. Jewett, Jr. FÍSICA para Ciencias e Ingeniería, volumen 1, séptima edición. CENGAGE Learning. 2008.

[Soler & Palau, 2021] Sitio web de Soler & Palau: Clasificación y aplicación de ventiladores industriales. <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/ventiladores-industriales/> Ultima visita realizada: 20 Enero 2021.

[UBA, 2020] Apuntes postgrado de Ingeniería Industrial, Ventiladores. Universidad de Buenos Aires. http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados_apuntes_CAPITULO_VENTILADORES.pdf Última visita realizada: 28 diciembre 2020.

[White, 2010] Glen White. Introducción al análisis de vibraciones. Editorial: Azima DLI. 2010.

CAPÍTULO 12 - ANEJOS

12.1. PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS

12.2. RESULTADOS DE LAS PRUEBAS