

Centros universitarios adscritos a la



Grado en Ingeniería Mecánica

**REPARACIÓN, PUESTA EN MARCHA Y DOCUMENTACIÓN DE UN
BANCO DE ENSAYOS ROTODYN**

Memoria final

**PABLO GÓMEZ NAVARRO
PONENTE: PABLO GENOVESE**

AÑO 2023-2024



Agradecimientos

Quiero agradecer a toda mi familia por su constante apoyo y amor incondicional durante todo este tiempo. Han sido mi pilar, sin ellos no habría podido llegar hasta aquí y completar mi trabajo de final de grado con éxito. Gracias por siempre estar ahí, animándome y brindándome su apoyo incondicional. Ha sido un año duro, pero gracias a vosotros he podido seguir adelante.

También dar las gracias a mi tutor, Pablo Genovese, muchas gracias por la paciencia y ayuda que me has brindado.

Resumen

En este trabajo de final de grado se lleva a cabo la reparación, mejora y puesta en marcha de un banco de equilibrado de rotores, específicamente el modelo 'Rotodyn' presente en el laboratorio de mecánica de la universidad. Este proyecto incluye la revisión técnica del equipo y su reparación. Esta reparación abordará tanto la solución de los diferentes componentes rotos del banco Rotodyn, como la actualización y reparación de los problemas de hardware y software que presentan los componentes externos al banco como pueden ser el ordenador o el motor. Una vez hecho esto, se pretende dotar al banco de diversas mejoras para que pueda ser usado con más frecuencia por los usuarios. Adicionalmente, se llevarán a cabo la creación y documentación de unas prácticas experimentales asociadas con este banco de equilibrado para la asignatura de '*Máquinas y Mecanismos*'. Con estas prácticas, se pretende dotar a los estudiantes de una comprensión tanto teórica como práctica sobre el equilibrado de rotores, resaltando la importancia de este campo en la industria. Estas prácticas están diseñadas para enseñar a los alumnos a identificar y solucionar los desequilibrios en los rotores, combinando los principios teóricos con aplicaciones prácticas usando el banco 'Rotodyn'. Esto permitirá a los estudiantes no solo comprender la teoría detrás del equilibrado, sino también experimentar en primera persona cómo es el proceso de detección y corrección de desequilibrios.

Resum

En aquest treball de final de grau es duu a terme la reparació, la millora i la posada en marxa d'un banc d'equilibrat de rotors, específicament el model 'Rotodyn' present al laboratori de mecànica de la universitat. Aquest projecte inclou la revisió tècnica de l'equip i la reparació. Aquesta reparació abordarà tant la solució dels diferents components trencats del banc Rotodyn, com de l'actualització i reparació dels problemes de hardware i software que presenten els components externs al banc com poden ser l'ordinador o el motor. Un cop fet això, es pretén afegir diverses millores al banc perquè pugui ser usat amb més freqüència pels usuaris. Adicionalment, es duran a terme la creació i la documentació d'unes pràctiques experimentals associades amb aquest banc d'equilibrat per a l'assignatura de '*Màquines i Mecanismes*'. Amb aquestes pràctiques, es pretén dotar els estudiants d'una comprensió tant teòrica com pràctica sobre l'equilibrat de rotors, ressaltant la importància d'aquest camp a la indústria. Aquestes pràctiques estan dissenyades per ensenyar els alumnes a identificar i solucionar els desequilibris en els rotors, combinant els principis teòrics amb aplicacions pràctiques usant el banc Rotodyn.

Això permetrà als estudiants no només comprendre la teoria darrere de l'equilibrat, sinó també experimentar de primera mà com és el procés de detecció i correcció de desequilibris.

Abstract

This final degree project involves the repair, improvement and commissioning of a rotor balancing bench, specifically the 'Rotodyn' model present in the university's mechanics laboratory. This project includes the technical overhaul of the equipment and its repair. This repair will address both the solution of the different broken components of the Rotodyn bench, as well as the upgrade and repair of the hardware and software problems presented by the external components of the bench, such as the computer or the motor. Once this is done, it is intended to add several improvements to the bench so that it can be used more frequently by users. Additionally, the creation and documentation of some experimental practices associated with this balancing bench will be carried out for the subject of '*Machines and Mechanisms*'. With these practices, it is intended to provide students with both a theoretical and practical understanding of rotor balancing, highlighting the importance of this field in industry. These practical documents are designed to teach students how to identify and troubleshoot unbalances in rotors, combining theoretical principles with practical applications using the 'Rotodyn' bench. This will allow students to not only understand the theory behind balancing, but also to experience first-hand what the process of unbalance detection and correction is like.

Índice

Índice.....	5
Índice de ilustraciones.....	7
Índice de tablas.....	9
Glosario de términos.....	10
1. Objetivos.....	11
1.1. Propósito.....	11
1.2. Finalidad.....	11
1.3. Objeto.....	11
1.4. Alcance.....	11
1.5. Perspectiva de Género.....	12
1.6. Legislación sobre el proyecto.....	12
2. Necesidades de información.....	17
2.1. Equilibrado de rotores.....	17
2.3. Rotores rígidos y flexibles.....	22
2.4. Maquinas duras y blandas.....	24
2.5. Benmarching.....	25
2.6. Análisis de vibraciones en los equilibradores.....	27
2.6. Banco de equilibrado.....	31
2.6.1. Banco de Equilibrado Body Dynamics en Rotación EX 170.....	32
2.6.2. Principio teórico detrás del banco.....	34
2.6.3. Componentes del banco.....	39
2.6.4. Metodología de uso del banco.....	44
3. Análisis de viabilidad.....	55
3.1. Viabilidad técnica.....	55
3.2. Viabilidad económica.....	57
3.3. Viabilidad medioambiental.....	58
3.3.1. Factores ambientales impactantes.....	59
4. Reparación y puesta en marcha.....	61
4.1. Reparación Varillas.....	61
4.1.1. Manufacturación de las piezas.....	64

4.2. Transmisión.....	65
4.3 Actualización Hardware y software del sistema.....	78
4.4 Modificación software balanceo en LabVIEW.....	81
5. Ensayos con el banco de trabajo.....	93
5.1. Ensayo desequilibrio estático.....	93
5.2. Ensayo desequilibrio estático y dinámico.....	97
6. Diseño practicas.....	109
Práctica 1: Equilibrado Estático.....	112
Práctica 2: Equilibrado Dinámico.....	114
7. Planificación.....	119
7.1. Actividades del proyecto.....	119
7.2. Análisis de riesgos y plan de contingencia.....	120
7.3. Diagramas de Gantt.....	121
8. Conclusiones.....	123
9. Referencias.....	125

Índice de ilustraciones

Ilustración 2.1. Ejemplo desequilibrado.....	17
Ilustración 2.2. Ejemplo comportamiento de un neumático equilibrado y sin equilibrar.	18
Ilustración 2.3. Demostración rotor completamente equilibrado. [2]	19
Ilustración 2.4. Rotor con un desbalanceo estático.[2]	20
Ilustración 2.5. Demostración de un desequilibrio estático.[3].....	20
Ilustración 2.6. Esquema rotor con desequilibrio par.[2].....	21
Ilustración 2.7. Esquema de un rotor con desequilibrio dinámico.[2]	21
Ilustración 2.8. Esquema representando un rotor rígido. [4].....	22
Ilustración 2.9. Esquema representando un rotor flexible. [4].....	22
Ilustración 2.10. Rango de medición de una máquina blanda.....	24
Ilustración 2.11. Rango de medición de una máquina dura.	24
Ilustración 2.12. Logo de la empresa Cimat.....	26
Ilustración 2.13. Logo de la empresa Schenck RoTec [7].	26
Ilustración 2.14. Ejemplo de transformación de una señal a dominio de la frecuencia.	28
Ilustración 2.15. Análisis de una señal en el dominio del tiempo y de la frecuencia.....	28
Ilustración 2.16. Espectro de vibraciones correspondiente a un rotor desequilibrado.	29
Ilustración 2.17. Espectro de vibraciones correspondiente a un eje deformado.	30
Ilustración 2.18. Espectro de vibraciones correspondiente a un entrehierro no uniforme.	30
Ilustración 2.19. Espectro de vibraciones correspondiente a holguras en el rotor.	31
Ilustración 2.20. Banco de equilibrado modelo Rotodyn.....	31
Ilustración 2.21. Esquema del banco de equilibrado modelo Rotodyn.....	32
Ilustración 2.21. Estado original del banco de equilibrado.	33
Ilustración 2.21. Esquema con las coordenadas del banco.	35
Ilustración 2.21. Componentes del banco.	40
Ilustración 2.21. Acelerómetro 603C01 dispuesto en los laterales del banco.....	41
Ilustración 2.22. Sistema de contrapesos de los platos para provocar desequilibrios.....	42
Ilustración 2.23. Motor externo accionador del banco.....	43
Ilustración 2.23. Variador de frecuencia conectado al motor.	44
Ilustración 2.24. Forma fasorial.	47
Ilustración 2.25. Logo del software LabVIEW.....	47
Ilustración 2.26. Representación vector de vibraciones rotor desequilibrado. [21].....	48

Ilustración 2.27. Representación vector de vibraciones rotor equilibrado.[21]	48
Ilustración 2.28. Grados de vibración admisibles según la norma ISO 2372. [22].....	52
Ilustración 2.29. Algoritmo en Excel calculo valores equilibrado.	53
Ilustración 3.1. Varilla de acero con rotura en la base.	55
Ilustración 4.1. Croquis con las medidas de las varillas de acero.	62
Ilustración 4.2. Croquis con las medidas de las varillas de acero.	64
Ilustración 4.3. Varillas de acero fabricadas.	64
Ilustración 4.4. Correa actual en el banco.	65
Ilustración 4.5. Correa trapezoidal.	66
Ilustración 4.6. Correa dentada.	66
Ilustración 4.7. Correa plana.	67
Ilustración 4.8. Correa Poly-V.	67
Ilustración 4.9. Medidas del motor según el tipo.	68
Ilustración 4.10. Medidas específicas correa Poly-V.	71
Ilustración 4.11. Medidas específicas para polea de correa Poly-V.....	72
Ilustración 4.12. Medidas de las ranuras de la polea según el tipo de perfil de la correa.	72
Ilustración 4.13. Plano con dimensiones de la polea del eje del banco.....	74
Ilustración 4.14. Plano con dimensiones de la polea del eje del motor.....	75
Ilustración 4.15. Imagen 3D de las poleas diseñadas.	76
Ilustración 4.16. Imagen de las dos poleas impresas en 3D con PETG.	77
Ilustración 4.17. Imagen de las dos poleas impresas en 3D con PETG.	78
Ilustración 4.18. Ejemplo de errores obtenidos al actualizar el hardware.....	80
Ilustración 4.20. Primera pestaña programa LabVIEW.	83
Ilustración 4.21. Segunda pestaña programa LabVIEW.	84
Ilustración 4.22. Tercera pestaña programa LabVIEW.....	85
Ilustración 4.23. Cuarta pestaña programa LabVIEW.	85
Ilustración 4.24. Quinta pestaña programa LabVIEW.	86
Ilustración 4.25. Sexta pestaña programa LabVIEW.	87
Ilustración 4.26. Código bloques para añadir porcentaje reducción.	88
Ilustración 4.27. Ejemplo porcentaje reducción.....	89
Ilustración 4.28. Error de lectura del Sensor de Efecto Hall.....	90
Ilustración 4.28. Lectura del tacómetro una vez solucionado el error de lectura.....	91
Ilustración 5.1. Rotor a equilibrar estáticamente.....	94

Ilustración 5.2. Posición de equilibrio una vez añadida la masa de prueba de 20g.	95
Ilustración 5.3. Rotor con la masa correctora, balanceado estáticamente.	96
Ilustración 5.4. Variador de frecuencia conectado al motor trifásico.	97
Ilustración 5.5. Masas des balanceadoras dispuestas en el banco.	98
Ilustración 5.6. Desbalanceo inicial provocado por las masas iniciales.	99
Figura 5.7: Desbalances después de añadir masa de prueba en el plano 1.	100
Figura 5.7: Desbalances después de añadir masa de prueba en el plano 2.	101
Figura 5.8: Masa correctora calculada por el programa y comparación de magnitud.	102
Ilustración 5.9. Desbalanceo inicial provocado por las masas iniciales segundo ejemplo. ...	103
Figura 5.10: Desbalances después de añadir masa de prueba en el plano 1 segundo ejemplo.	104
Figura 5.11: Desbalances después de añadir masa de prueba en el plano 2 segundo ejemplo.	105
Figura 5.12: Masa correctora calculada y comparación de magnitud segundo ejemplo.	106
Ilustración 6.1. Diagrama de Gantt del proyecto.	122

Índice de tablas

Tabla 2.1. Diferentes métodos de equilibrado según las dimensiones y velocidades del rotor.	23
Tabla 3.1. Presupuesto global.	58
Tabla 3.2 Tabla de acciones medioambientales impactantes.	59
Tabla 3.63 Tabla de factores ambientales impactados.	59
Tabla 7.1. Actividades del proyecto.	120
Tabla 7.2. Plan de contingencia del proyecto.	121

Glosario de términos

m	masa
r	distancia
K	rigidez
L	longitud
rpm	revoluciones por minuto
f	frecuencia
f_n	frecuencia natural
A	amplitud
F_{1X}	Primera Frecuencia fundamental
F_{2X}	Segunda Frecuencia fundamental
m_r	Masa de referencia
$\alpha \beta \Theta$	Angulo
ω	Velocidad de servicio
V_{YX}	Vectores de Vibración del plano Y
m_c	Massa correctora
$m_x \cdot l_x$	Magnitud de desbalanceo

1. Objetivos

1.1. Propósito

El propósito principal de este proyecto es el arreglo y optimización del equilibrador de rotores del laboratorio. Se busca restaurar la funcionalidad de todo el equipo, tanto banco como ordenador, y mejorar la comprensión estudiantil sobre el equilibrado de rotores, construyendo y diseñando las prácticas de laboratorio.

1.2. Finalidad

La finalidad del trabajo se centra en entender, reparar y operativizar la herramienta de equilibrado de rotores Rotodyn presente en el laboratorio de Mecánica. Se pretende garantizar un funcionamiento óptimo de la máquina y proporcionar a los estudiantes un conocimiento completo sobre el equilibrado, desde sus fundamentos teóricos hasta su aplicación práctica.

1.3. Objeto

El objeto del trabajo es reparar, optimizar y poner en funcionamiento un equilibrador de rotores existente en el laboratorio de la universidad. Luego, se planea rediseñar las prácticas experimentales asociadas para mejorar la formación de los estudiantes en técnicas de equilibrado y análisis de vibraciones.

1.4. Alcance

En este proyecto se desarrolla la reparación, optimización y puesta en marcha de un equilibrador de rotores presente en el laboratorio de la universidad, por lo que es necesario:

- La reparación y puesta en marcha del equilibrador de rotores.
- Análisis y posible mejora de componentes de medición y análisis para el equilibrador.
- Arreglo del programa para la captura y análisis de datos.
- Implementación de las mejoras y verificación de su funcionamiento.
- Creación de nuevas prácticas de laboratorio y material didáctico.
- Análisis de viabilidad medioambiental y técnica del proyecto.

1.5. Perspectiva de Género

Desde el inicio, se ha incorporado la perspectiva de género en el desarrollo y diseño del proyecto, garantizando que el equilibrador de rotores sea accesible y utilizable sin distinción de género. Se busca promover la igualdad en el ámbito de la ingeniería mecánica, tradicionalmente desigual en representación de género.

En el ámbito de la ingeniería es muy frecuente encontrar una amplia diferencia entre el número de hombres y mujeres los cuales llevan a cabo proyectos del estilo. Por lo que se ha querido garantizar que ninguna práctica resultante de implementar este proyecto tenga efectos diferenciados entre hombres y mujeres, dando especial importancia a la igualdad entre los dos géneros.

1.6. Legislación sobre el proyecto

Para la correcta realización del proyecto de reparación, optimización y puesta en marcha del banco de equilibrado de rotores, es fundamental tener en cuenta una serie de normativas y directivas vigentes. A continuación, se muestra un resumen de las normativas que más han afectado durante la realización del proyecto:

Directiva de máquinas 2006/42/CE

Esta directiva establece los requisitos esenciales de seguridad y salud en la fabricación y el uso de maquinaria. Es la principal normativa a seguir en el diseño, construcción y uso de máquinas en la Unión Europea. En el contexto del proyecto, asegurar el cumplimiento de esta directiva es crucial para garantizar que el banco de equilibrado y sus componentes no representen un riesgo para los usuarios. Esto implica una revisión exhaustiva de todos los elementos mecánicos y electrónicos, asegurando que cumplen con los estándares de seguridad establecidos.

ISO 12100:2010 - Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo

Esta norma proporciona un marco para la identificación de peligros y la evaluación y reducción de riesgos asociados con la maquinaria. En el proyecto, se aplicará esta norma para realizar una evaluación de riesgos del banco de equilibrado 'Rotodyn'. Esto incluye identificar posibles

peligros, evaluar el nivel de riesgo y aplicar medidas de mitigación para garantizar un entorno seguro para los estudiantes y el personal del laboratorio.

ISO 13857:2018 - Seguridad de las máquinas. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores e inferiores

La norma ISO 13857 establece las distancias mínimas de seguridad para evitar que los usuarios alcancen zonas peligrosas de la maquinaria. En el proyecto, se asegurará que el banco de equilibrado esté diseñado y configurado de manera que se respeten estas distancias, evitando el acceso no intencionado a partes móviles o zonas donde puedan ocurrir accidentes. Esto puede implicar la instalación de resguardos físicos y la implementación de dispositivos de seguridad adicionales.

ISO 3945:1985 - Medida y evaluación de la severidad de vibraciones en grandes máquinas rotativas; velocidades de operación de 10 a 200 revoluciones/segundo

Esta norma se centra en la medición y evaluación de vibraciones en grandes máquinas rotativas. Para el banco de equilibrado, se utilizarán las directrices de esta norma para medir y analizar las vibraciones producidas durante las pruebas. Esto permitirá identificar y corregir desequilibrios, asegurando que el equipo funcione dentro de los parámetros seguros y eficientes.

ISO 21940-11:2016 - Vibración mecánica. Equilibrado de rotor. Parte 11: Procedimientos y tolerancias para rotores con comportamiento rígido

La ISO 21940-11 proporciona procedimientos y tolerancias específicas para el equilibrado de rotores rígidos. En el proyecto, se seguirán estos procedimientos para garantizar que los rotores sean equilibrados de manera precisa y conforme a los estándares internacionales. Esto incluye la utilización de métodos de medición específicos y la aplicación de tolerancias adecuadas para asegurar un funcionamiento óptimo del banco.

UNE 14120:2015 - Resguardos, Requisitos generales para el diseño y construcción de resguardos fijos y móviles

Esta norma especifica los requisitos para el diseño y construcción de resguardos que protegen a las personas contra los peligros mecánicos. En el proyecto, se asegurará que todos los resguardos del banco de equilibrado cumplen con esta norma. Esto incluye la verificación de

que los resguardos son suficientemente robustos, están correctamente instalados y no interfieren con el funcionamiento del equipo. En el caso del banco, estos resguardos son unas barreras o láminas de plástico poliestireno situadas entre los platos del banco y el usuario que está realizando las pruebas.

ISO/ASTM 52900:2015 - Fabricación aditiva. Principios generales. Terminología

Esta norma internacional establece los principios generales y la terminología para la fabricación aditiva, es decir la impresión 3D. En el proyecto, se siguieron estos principios para la creación inicial de las poleas mediante impresión 3D. Esto asegura que las piezas usadas como prototipo cumplan con los estándares de calidad y precisión necesarios antes de proceder a su fabricación en metal.

ISO 2768-1:1989 - Tolerancias generales. Parte 1: Tolerancias para dimensiones lineales y angulares sin indicaciones individuales

Esta norma establece las tolerancias generales para dimensiones lineales y angulares que no se especifican individualmente en los planos de fabricación. En el proyecto, se aplicaron estas tolerancias durante la fabricación de las poleas en metal, garantizando que las piezas finales cumplan con los requisitos de precisión necesarios para su correcto funcionamiento en el sistema de transmisión del banco de equilibrado.

ISO 8062-3:2007 - Fundición. Tolerancias geométricas para piezas fundidas. Parte 3: Tolerancias dimensionales y geométricas generales

Para la fabricación de las poleas en metal, se siguieron las directrices de esta norma, que especifica las tolerancias dimensionales y geométricas para piezas fundidas. Esto asegura que las poleas metálicas fabricadas cumplan con los estándares necesarios para su integración en el banco de equilibrado, proporcionando durabilidad y precisión en el funcionamiento del sistema de transmisión. Las piezas metálicas fueron subcontratadas a una empresa externa especializada en fundición, la cual fue contactada por los encargados del laboratorio. Aunque no es posible asegurar al cien por cien que esta empresa cumpla con todas las normativas especificadas, se presupone que se han cumplido en su totalidad. Aun así, es responsabilidad de los encargados del laboratorio verificar que los proveedores cumplan con las normativas de calidad y seguridad requeridas.

bDurante la reparación y mejora del banco de equilibrado 'Rotodyn', se revisarán todos los componentes y sistemas para asegurar que cumplen con estas normativas. Se realizarán pruebas de funcionamiento y seguridad, y se documentarán todos los procedimientos y resultados para garantizar la conformidad. Además, se proporcionará formación específica al personal y a los estudiantes sobre el uso seguro del equipo, asegurando que todos están familiarizados con las normas y procedimientos de seguridad.

Todo este enfoque legislativo no solo garantiza el cumplimiento legal, sino que también mejora la seguridad y la eficacia del banco de equilibrado, proporcionando un entorno de aprendizaje seguro y eficiente para los estudiantes del grado.

2. Necesidades de información

2.1. Equilibrado de rotores

El equilibrado de máquinas es el proceso que se encarga de compensar los desequilibrios existentes en los rotores de máquinas. El objetivo de este proceso es el de lograr que el eje de rotación coincida con el eje de inercia, lo que permite una rotación más concentrada y uniforme.

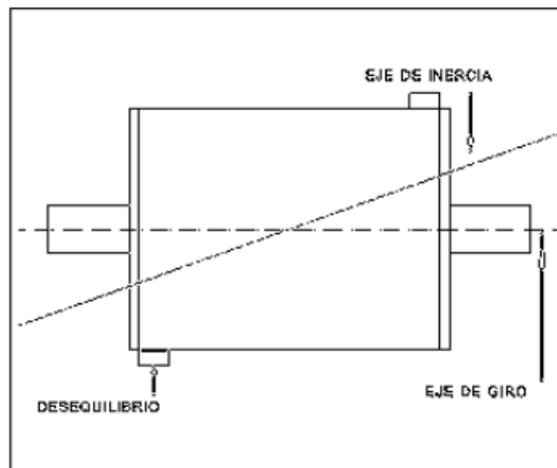


Ilustración 2.1. Ejemplo desequilibrado.

La importancia de este equilibrado radica en que las máquinas más rápidas y ligeras están sujetas a fuerzas y momentos centrífugos que, en caso de no estar equilibradas, pueden causar vibraciones peligrosas y ruidos molestos. Estas vibraciones pueden provocar problemas mecánicos de todo tipo, desde el aflojamiento de tornillos, presiones en los cojinetes o rodamientos, e incluso la rotura de miembros estructurales debido a los esfuerzos de fatiga del material.

Adicionalmente, las fuerzas centrífugas aumentan en proporción al cuadrado de la velocidad, por lo que a medida que las máquinas se hacen más rápidas, el equilibrado debe ser mucho más preciso. Especialmente, es importante equilibrar las máquinas antes de atravesar la zona de resonancia de las partes que las componen, incluida la zona de anclaje.



Ilustración 2.2. Ejemplo comportamiento de un neumático equilibrado y sin equilibrar.

Cabe destacar que cualquier pieza que tenga la capacidad de rotar, independientemente de la calidad que presente durante su confección, siempre presentara un grado de desequilibrio. Las principales causas de la aparición de estos desequilibrios son:

- Defectos de fabricación (Tolerancias)
- Defectos en el material (Porosidad, densidad)
- Errores durante la fase de montaje
- Fallos de uso (desgaste...)

Los métodos de equilibrado más comunes incluyen el equilibrado estático y dinámico, que se pueden realizar en uno o dos planos dependiendo del tipo de rotor y la naturaleza del desequilibrio. Para llevar a cabo el proceso de equilibrado, se utilizan diversas tecnologías y equipos, como sensores de vibración, analizadores de espectro y equilibradoras automáticas. Todo esto se explicará en más detalle en la siguiente sección.

Un equilibrado adecuado no solo mejora la seguridad y la fiabilidad de las máquinas, sino que también ofrece beneficios adicionales como la mejora de la eficiencia energética, la reducción del desgaste y el aumento de la vida útil de los componentes. Es fundamental que este proceso se realice conforme a las normativas y estándares internacionales, como las ISO mencionadas anteriormente, para garantizar la máxima precisión y seguridad en las operaciones industriales.

2.2. Desequilibrio estático y dinámico

Los diferentes tipos de desequilibrio existentes se definen, dependiendo de la cantidad de planos en los cuales se aplican las fuerzas no equilibradas. Según la norma ISO 1925 [1], norma que define el vocabulario relacionado con el balanceo en las vibraciones mecánicas, se suele clasificar los desequilibrios en estático y dinámico.

Como se ha comentado anteriormente, en caso de tener un equipo rotatorio con el eje balanceado perfectamente el eje geométrico de rotación, la línea central de rotación del eje, y el eje principal de inercia, la línea de rotación donde está girando realmente la masa, son perfectamente coincidentes. Esto se ilustra en la siguiente imagen.

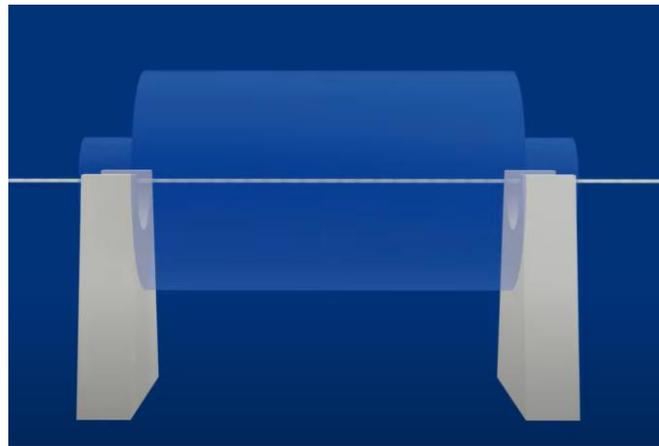


Ilustración 2.3. Demostración rotor completamente equilibrado. [2]

Pero en la práctica esto nunca es así ya que siempre existe un balanceo residual que provoca una variación entre estos dos ejes.

El primer desequilibrio que se puede encontrar en un rotor es el de tipo estático. Este ocurre cuando el eje principal de inercia este desplazado paralelamente al eje geométrico. En este caso el centro de gravedad del rotor no coincide con el centro de rotación.

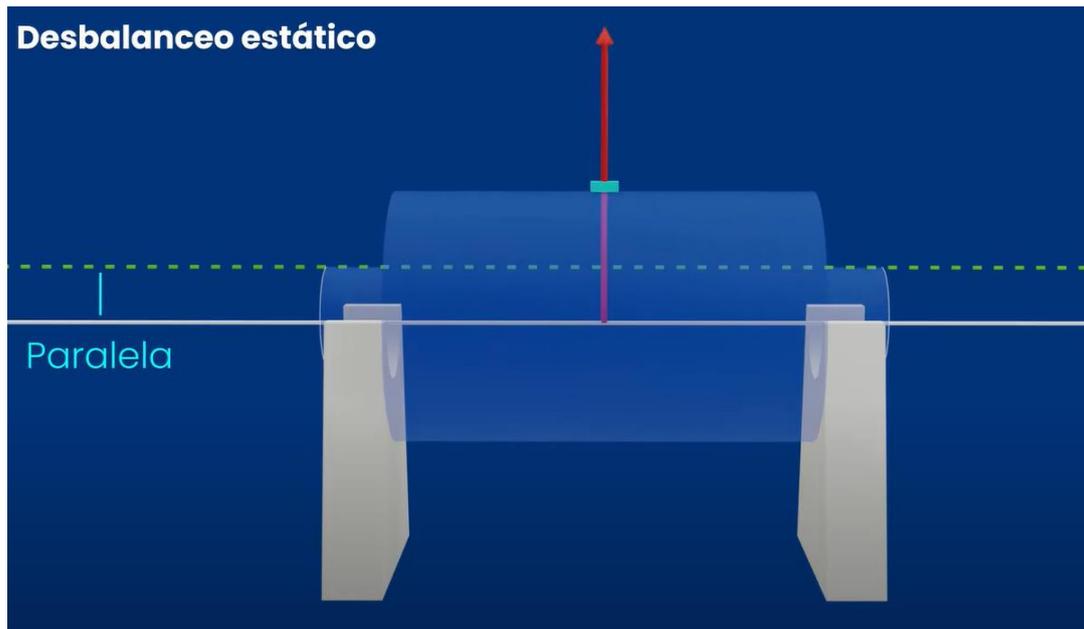


Ilustración 2.4. Rotor con un desbalanceo estático.[2]

Este desequilibrio es fácilmente observable, si colocamos el rotor entre dos cuñas paralelas y dejamos que gire hasta que quede quieto. Una vez quieto, la parte más pesada del rotor estará situada en la parte inferior, mientras que la más ligera estará en la superior. Con eso podremos observar el desequilibrio estático.

A continuación, se puede observar un esquema mostrando un desequilibrio estático. En este caso el desequilibrio está siendo provocado por una masa (m) situada a una distancia (r) del eje de rotación.

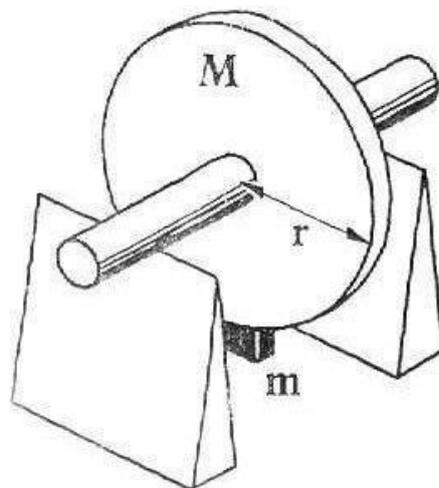


Ilustración 2.5. Demostración de un desequilibrio estático.[3]

El segundo tipo de balanceo que nos encontramos es el balanceo acoplado o de par. En este caso el eje principal de inercia y el eje geométrico se interceptan en el centro de gravedad del rotor, indicando que la masa está uniformemente distribuida, pero en extremos opuestos.

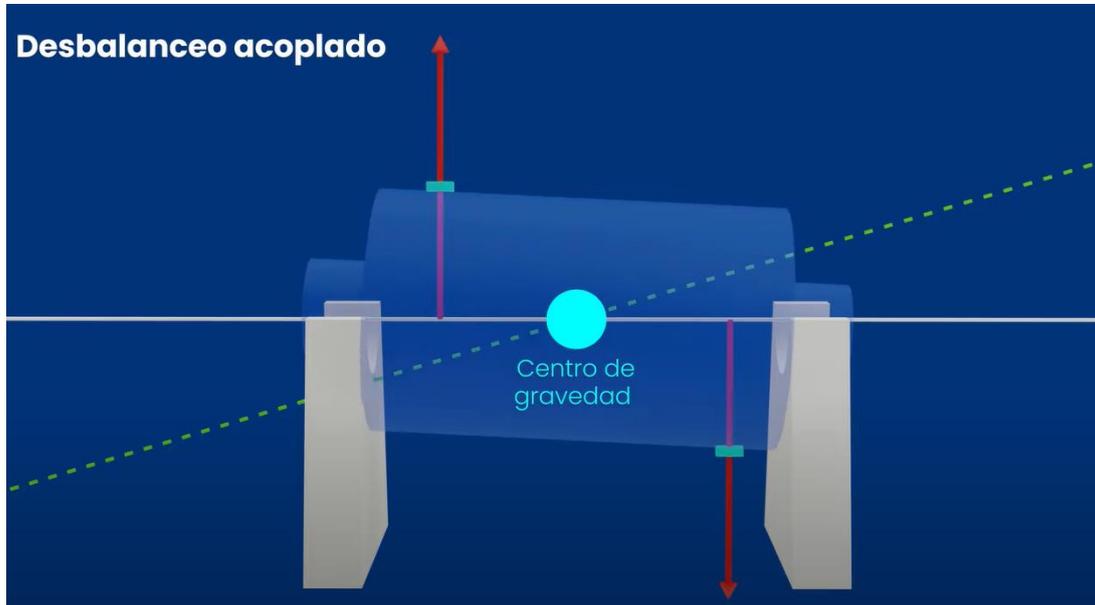


Ilustración 2.6. Esquema rotor con desequilibrio par.[2]

El último tipo de desbalanceo, y el más común en la práctica es el desequilibrio dinámico. Este sucede cuando el eje principal de inercia y el eje de rotación no se interceptan en ningún punto. Este tipo de desequilibrio es más difícil de detectar ya que, al contrario que el desequilibrio estático, el rotor ha de estar en movimiento para poder detectar el equilibrio.

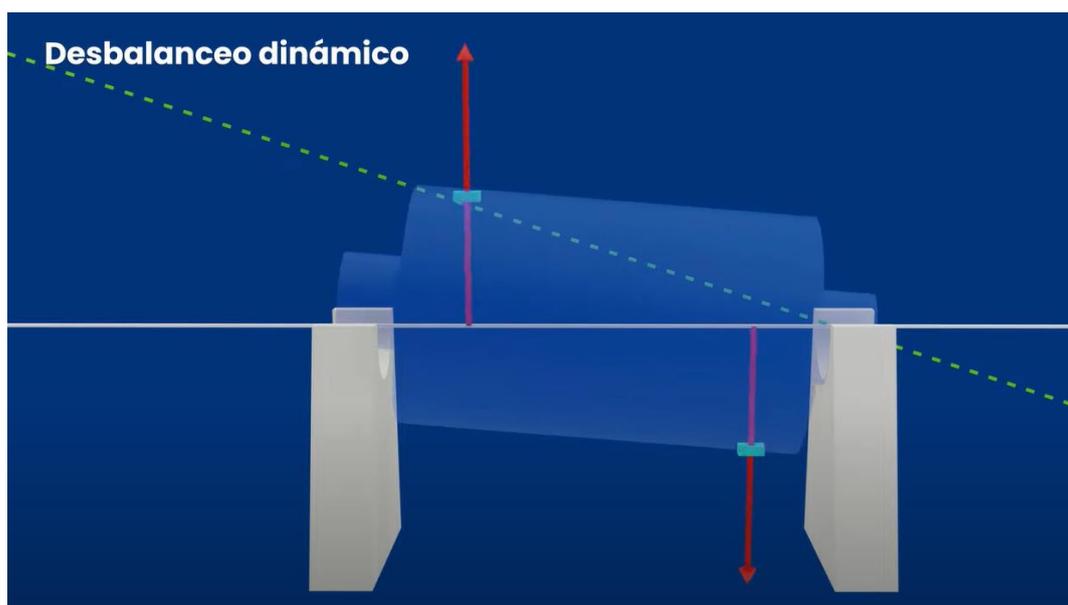


Ilustración 2.7. Esquema de un rotor con desequilibrio dinámico.[2]

2.3. Rotores rígidos y flexibles

La diferencia entre rotores flexibles y rígidos radica en su comportamiento dinámico a la velocidad de funcionamiento³. Los rotores rígidos son aquellos que normalmente giran a velocidades por debajo de su velocidad crítica y que, por ello, no se deforman significativamente durante la rotación. Normalmente la gran mayoría de rotores que nos encontramos en las industrias son rotores de este estilo. Que estos rotores operen a velocidades más bajas que la crítica hacen que el equilibrado sea más sencillo en comparación al otro tipo de rotores

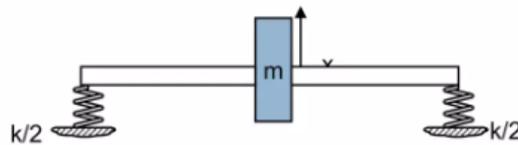


Ilustración 2.8. Esquema representando un rotor rígido. [4]

Por otro lado, tenemos los rotores flexibles los cuales, al contrario que los rígidos, su velocidad de giro está por encima de la velocidad crítica, produciendo deformaciones debido a las fuerzas centrífugas y a las cargas externas, y su eje de rotación puede tener variaciones con el tiempo³. Algunos ejemplos de rotores flexibles son los que se usan en las turbinas eólicas, ventiladores o en las hélices de los helicópteros.

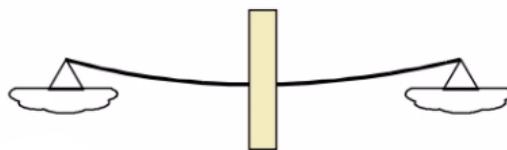


Ilustración 2.9. Esquema representando un rotor flexible. [4]

Por lo tanto, podemos considerar que un rotor se considera rígido si su velocidad de funcionamiento es menor que el 75% de su velocidad crítica, y se considera flexible si su velocidad de funcionamiento es mayor que el 75% de su velocidad crítica³. El equilibrado de los rotores rígidos se puede realizar en uno o dos planos, mientras que el equilibrado de los rotores flexibles requiere un análisis modal y un equilibrado en varios planos.

Los métodos de equilibrado difieren si el rotor es flexible o rígido. Los métodos de equilibrado de rotores flexibles son más complejos que los equilibrados en rotores rígidos, razón por la cual se ha decidido que en el presente proyecto nos centraremos en el equilibrado de rotores rígidos y solo estudiaremos métodos de este tipo. A parte de la mayor complejidad de los rotores flexibles, esta decisión se debe a que no se considera posible realizar un equilibrador de rotores flexibles con un bajo presupuesto.

Teniendo en cuenta que nos centraremos en rotores rígidos, a continuación, se muestra una tabla donde según las dimensiones del rotor y las velocidades a las que este opera, se especifica que tipo de modelo de balanceo ha de realizar.

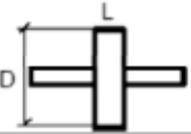
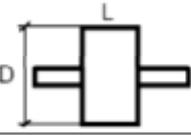
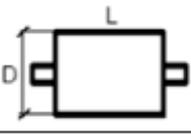
ROTOR	RELACIÓN L/D	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0,5	Hasta 1000 rpm	Superior a 1000 rpm	NO
	Mayor que 0,5 y menor que 2	Hasta 150 rpm	150-2000 rpm Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 rpm. Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 rpm	Superior a 100 rpm y hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

Tabla 2.1. Diferentes métodos de equilibrado según las dimensiones y velocidades del rotor.

El banco de equilibrado Rotodyn del laboratorio está diseñado para trabajar principalmente con rotores rígidos. Esto se debe a las características del equipo, que permiten realizar el equilibrado en uno o dos planos. La capacidad del Rotodyn para medir y corregir desequilibrios a velocidades por debajo de la crítica lo hace ideal para este tipo de rotores, que son los más comunes en aplicaciones industriales.

Este banco Rotodyn utiliza sensores de vibración y un sistema de análisis de datos para detectar desequilibrios y calcular las correcciones necesarias. Estos datos se analizan utilizando software especializado que puede identificar el tipo de desequilibrio (estático o dinámico) y determinar las acciones correctivas precisas. Esta capacidad de análisis es fundamental para asegurar que los rotores operen de manera eficiente y segura, minimizando el desgaste y los fallos mecánicos.

2.4. Maquinas duras y blandas

La estabilidad y eficacia del proceso de equilibrado de un rotor se ve afectada por varios factores mecánicos de la máquina, como la resistencia de los soportes y transductores, la masa del rotor y la velocidad del proceso. Dependiendo de la relación entre la velocidad del rotor y la frecuencia natural de los soportes, la máquina puede clasificarse como dura o blanda. Si la velocidad es significativamente menor que la frecuencia natural de los soportes, la máquina se considera dura. Por otro lado, si la velocidad del rotor es mucho mayor que la frecuencia natural de la estructura vibrante cargada con el rotor, la máquina se considera blanda.

A continuación, se muestran dos gráficas para describir estas dos situaciones

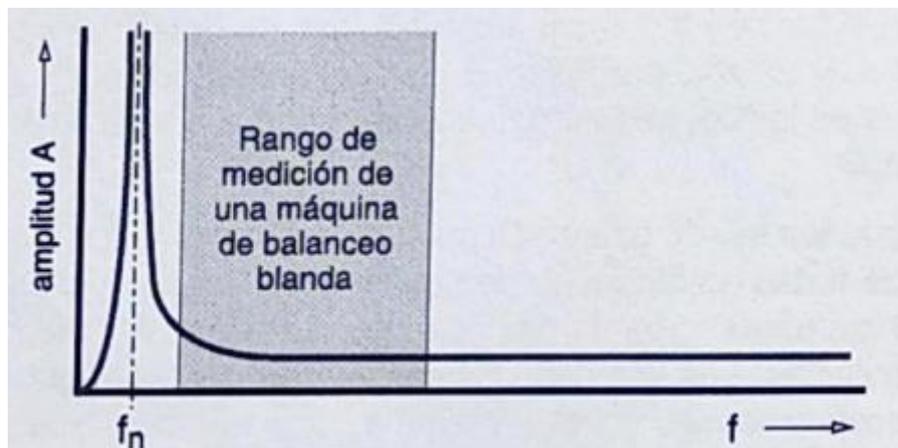


Ilustración 2.10. Rango de medición de una máquina blanda.

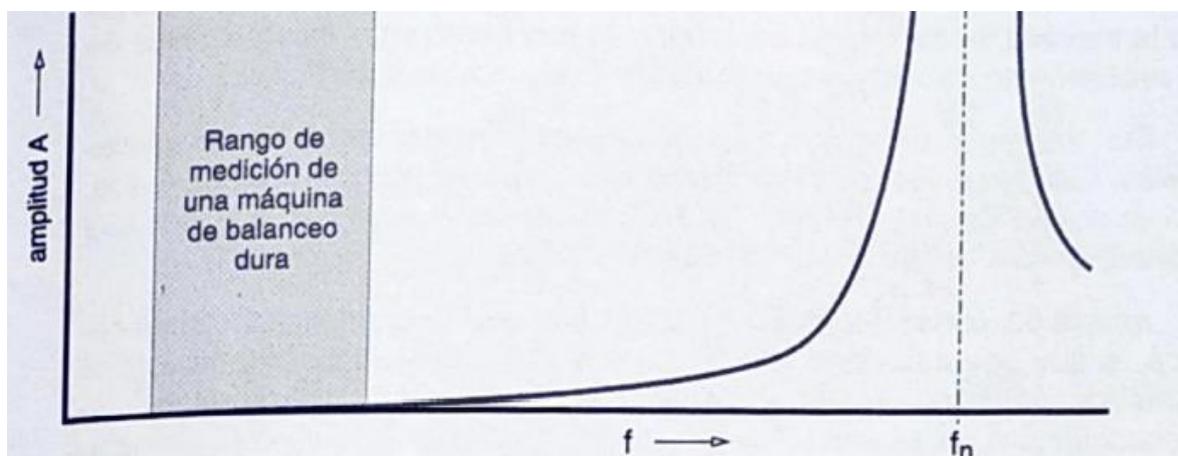


Ilustración 2.11. Rango de medición de una máquina dura.

Un aspecto muy importante sobre esta clasificación es que, una máquina dura no puede trabajar como blanda y viceversa. Esto hace que existan muchas limitaciones puesto que en el momento en que disponemos de un tipo de ellas, no es posible realizar equilibrios correspondientes a la otra tipología.

De la misma manera una máquina que pudiera ser tanto dura como blanda, presenta muchas ventajas respecto a la competencia. Por ello, en este proyecto se intentará desarrollar una solución que resuelva esta cuestión.

El banco de equilibrado Rotodyn del laboratorio está diseñado para adaptarse a diversas necesidades de equilibrado, aunque principalmente se clasifica como una máquina dura. Esto se debe a su capacidad para equilibrar rotores a velocidades significativamente menores que la frecuencia natural de sus soportes. Esta característica permite que el Rotodyn sea muy eficaz en el equilibrado de rotores rígidos.

2.5. Benmarching

La investigación de mercado es un paso crucial en cualquier trabajo del área de ingeniería. Aunque en nuestro caso al reparar, y mejora del banco de equilibrado Rotodyn no necesitamos de ninguna empresa externa para ver sus soluciones, se considera que un benchmarking efectivo puede proporcionar información valiosa sobre la competencia y el mercado en general, permitiéndonos obtener insights sobre las mejores prácticas, innovaciones tecnológicas y estándares de calidad. Esto es especialmente importante para un componente crítico como el equilibrador de rotores, que tiene aplicaciones en una amplia gama de industrias. Por lo que aun así se ha decidido hacer un pequeño análisis del sector de equilibradores.

Empresas en España

Tras realizar una amplia investigación, se han identificado varias empresas importantes que se dedican al diseño y la producción de equilibradores. En primer lugar, la búsqueda se ha centrado en España.

La primera empresa encontrada es Cimat [5]. Esta compañía tiene una amplia gama de productos que van desde equipos manuales hasta sistemas de equilibrado totalmente

automatizados. Son reconocidos por sus productos de alta calidad y su excelente servicio al cliente. Producen equilibradores para todo tipo de sectores industriales, desde la industria automotriz hasta turbocompresores.



Ilustración 2.12. Logo de la empresa Cimat.

La segunda empresa encontrada ha sido Equitec [6]. Esta empresa tiene una amplia experiencia en la industria de equilibrado de rotores, habiendo desarrollado una gran variedad de productos. Igual que la empresa anterior tiene la capacidad de producir rotores de todo tipo, desde rotores de 1g hasta 250.000 kg.

Empresas en Europa

Seguidamente la búsqueda de empresas se ha centrado en Europa, donde se encuentran las empresas más importantes de este sector. Una de las empresas más importantes sobre el equilibrado de rotores es Schenck RoTec [7]. Con sede en Alemania, Schenck RoTec es uno de los principales proveedores mundiales de tecnología de equilibrado para todo tipo de rotores. Sus equilibradoras de bajo coste están diseñadas para satisfacer las necesidades de las pequeñas y medianas empresas que requieren una solución fiable y rentable para el equilibrado de rotores. Por lo que durante el diseño de nuestro equilibrador usaremos esta empresa como referencia debido a su gran importancia.



Ilustración 2.13. Logo de la empresa Schenck RoTec [7].

Otra empresa digna de mención es Hofmann Balancing Technology [8]. Con sede también en Alemania, Hofmann Balancing Technology lleva más de 70 años en el sector del equilibrado.

Sus equilibradoras de rotor de bajo coste están diseñadas para satisfacer las necesidades de las pequeñas y medianas empresas que requieren una solución fiable y rentable para el equilibrado de rotores. Las equilibradoras de Hofmann son conocidas por su alta fiabilidad, fácil manejo y bajos costes de mantenimiento.

Empresas en China

China también está teniendo un impacto significativo en el sector de las equilibradoras de rotor de bajo coste. Uno de los principales actores en China es Guangzhou Xiangming Auto Parts Company [9]. Se especializan en el diseño y la producción de equilibradores de rotores para la industria del automóvil. Sus equilibradores son conocidos por su alta eficiencia, durabilidad y rentabilidad.

2.6. Análisis de vibraciones en los equilibradores

El principal método de detección de desbalanceo en un rotor es la medición de la vibración del rotor mediante estos acelerómetros. La vibración del rotor es proporcional a la magnitud y la posición del desbalanceo, y se puede expresar en términos de amplitud y fase, por lo que midiendo estas vibraciones se puede detectar y corregir este desbalanceo.

Para medir la vibración del rotor utilizando el banco de equilibrado Rotodyn, se colocan sensores de desplazamiento, velocidad o aceleración en los puntos de interés, en nuestro caso los cojinetes del rotor, y se registra la señal de salida del acelerómetro en función del tiempo. La señal de salida del acelerómetro se puede analizar mediante métodos de dominio de tiempo o de frecuencia, para determinar la distribución y el tipo de desbalanceo en el rotor.

En nuestro caso, nos centraremos en el análisis del espectro en el dominio de la frecuencia [20] ya que es más fácilmente interpretable y nos da un diagnóstico más acertado de los problemas del rotor. El análisis en el dominio tiempo también sería un método de análisis, pero al tratar con vibraciones estas son más difíciles de interpretar.

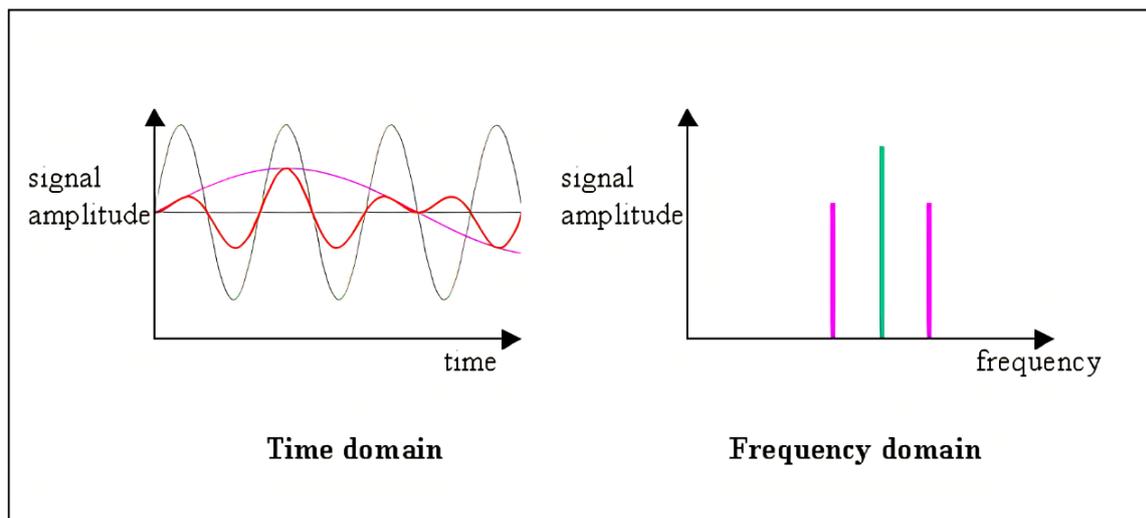


Ilustración 2.14. Ejemplo de transformación de una señal a dominio de la frecuencia.

Como acabamos de explicar, el método que usaremos para encontrar los diferentes fallos del rotor será el de analizar el espectro armónico de las vibraciones en el dominio de la frecuencia, con este obtendremos la descomposición de una señal de vibración en sus componentes de frecuencia, donde los armónicos son componentes de frecuencia que son múltiplos enteros de la frecuencia fundamental.

El análisis espectral es un proceso que se utiliza para transformar una señal del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia, y es comúnmente utilizado en el análisis de vibraciones. Por ejemplo, en la siguiente imagen podemos ver cómo, la primera figura se encuentra en el dominio del tiempo mientras la segunda se encuentra en el dominio de la frecuencia.

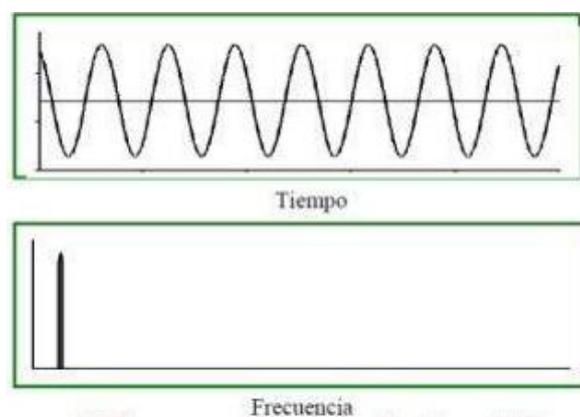


Ilustración 2.15. Análisis de una señal en el dominio del tiempo y de la frecuencia.

La ventaja de usar el análisis en el dominio de la frecuencia respecto al análisis en el dominio del tiempo es que la gran mayoría de defectos que provienen de las máquinas se corresponden a un periodo de vibración característicos que son fácilmente detectables.

Seguidamente se explicará cómo identificar los fallos más habituales que pueden afectar al rendimiento de una máquina, mediante el análisis de las mediciones vibratorias obtenidas.

Desequilibrio

Este caso es el más común dentro de los rotores. Cuando un rotor presenta un desequilibrio, este defecto se caracteriza en el análisis espectral por un pico de gran amplitud en la primera frecuencia fundamental(1X) y una baja amplitud en los siguientes armónicos de la frecuencia. La amplitud del pico dependerá del grado de desequilibrio del rotor.

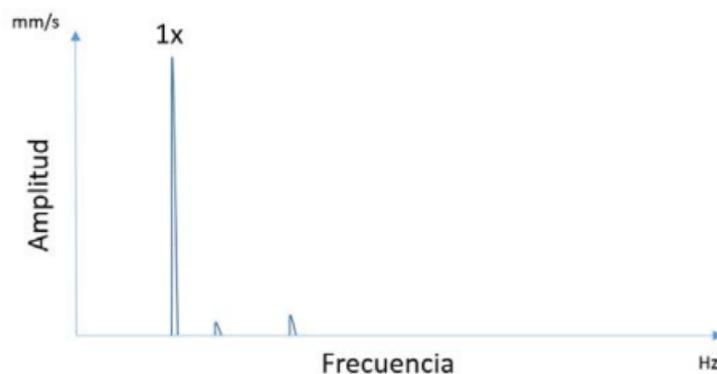


Ilustración 2.16. Espectro de vibraciones correspondiente a un rotor desequilibrado.

Deformación en el eje

El espectro de un eje deformado se caracteriza por la aparición de un pico en la componente fundamental y con otro pico de menor tamaño en el primer armónico. Conforme más deformado se encuentra el eje, la componente del primer armónico va aumentando su amplitud. Cuando el defecto tiene una importancia considerable, la componente del armónico supera la amplitud de la frecuencia fundamental.

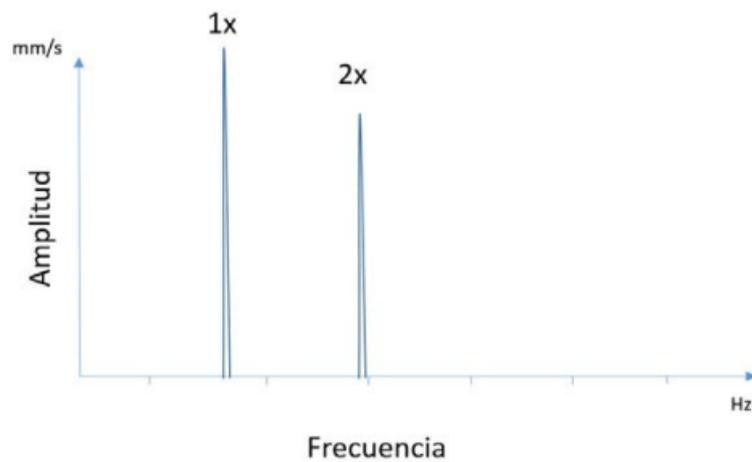


Ilustración 2.17. Espectro de vibraciones correspondiente a un eje deformado.

Entrehierro no uniforme

En los motores eléctricos puede existir una excentricidad entre el estator y el rotor. Esta excentricidad da lugar a un entrehierro no uniforme y por tanto a un desequilibrio en el campo magnético que forma el motor. Este defecto se puede detectar observando un pico a una frecuencia igual al doble de la red eléctrica (en España serían 100Hz). La amplitud del pico depende de la carga suministrada al motor.

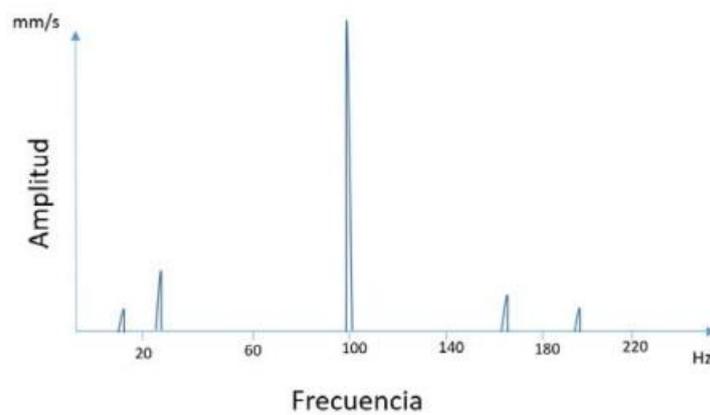


Ilustración 2.18. Espectro de vibraciones correspondiente a un entrehierro no uniforme.

Holguras

Las holguras se caracterizan por presentar mucha actividad espectral en una gran cantidad de los armónicos de la frecuencia de giro. No solo se encuentran frecuencias en los primeros

armónicos, sino que están en todo el espectro. Igualmente, los picos más predominantes se encuentran en los primeros armónicos, siendo el mayor la frecuencia fundamental.

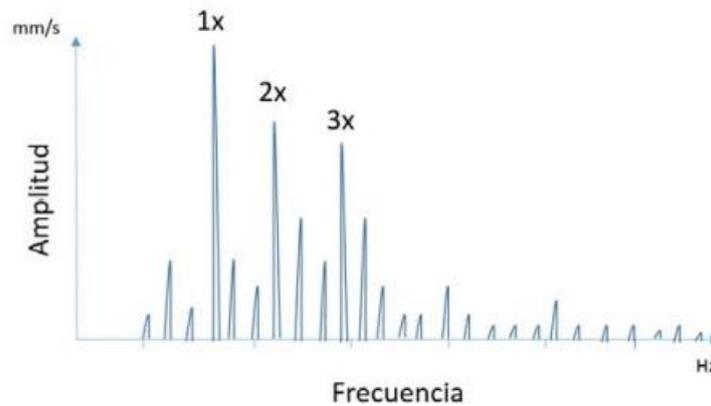


Ilustración 2.19. Espectro de vibraciones correspondiente a holguras en el rotor.

2.6. Banco de equilibrado

Una vez se ha abordado la teoría del desequilibrio, sus efectos y los diferentes tipos existentes, es el momento de centrarnos en el instrumento fundamental de nuestro estudio práctico: el banco de ensayos de equilibrio. Este elemento es crucial para entender cómo se aplican los conceptos teóricos estudiados en un entorno real y cómo se pueden mitigar o corregir los efectos del desequilibrio en sistemas rotativos realizando correcciones en casos prácticos.

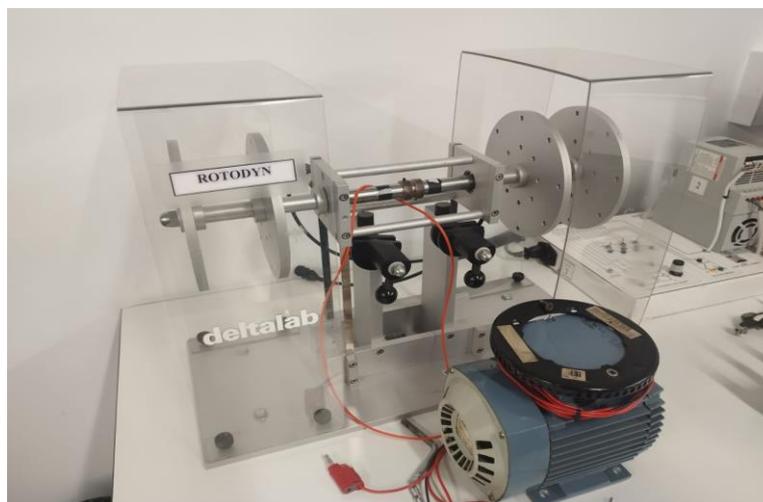


Ilustración 2.20. Banco de equilibrado modelo Rotodyn.

Este punto en la memoria sobre el banco de ensayos abordará varios aspectos esenciales. En primer lugar, describiremos qué es exactamente este banco de ensayos y para qué se utiliza. Seguidamente, profundizaremos en el principio teórico detrás del proceso de equilibrado utilizando este banco, como es capaz de detectar cualquier tipo de desequilibrio, y una vez detectado, que método es usado para contrarrestar este equilibrio. Esta sección nos permitirá conectar la teoría con la práctica, proporcionando una base sólida para entender cómo los conceptos teóricos se manifiestan en aplicaciones prácticas.

Una vez entendido el principio teórico detrás del banco, entraremos en detalle de los diferentes componentes que componen el banco de ensayos y cuál es su importancia dentro de este.

Finalmente, se presentará la metodología que utilizaremos para realizar las pruebas en el banco de ensayos. Esta sección incluirá los pasos específicos que seguiremos, los procedimientos de seguridad que se deben tener en cuenta, y cómo interpretaremos los datos obtenidos para llegar a conclusiones significativas.

2.6.1. Banco de Equilibrado Body Dynamics en Rotación EX 170

El Banco de Equilibrado *Body Dynamics en Rotación EX 170*, presente en el laboratorio de mecánica, representa una pieza clave en el estudio práctico del equilibrado de sistemas rotativos. Este banco, al estar conectado a un motor externo y a un ordenador con software especializado usado para la captación y análisis de datos, nos proporciona una plataforma para la experimentación y el análisis en profundidad de las dinámicas de rotación y vibración.

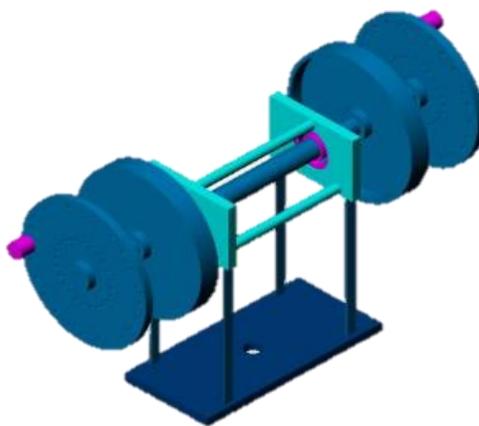


Ilustración 2.21. Esquema del banco de equilibrado modelo Rotodyn.

En el contexto de nuestro proyecto de reparación y puesta en marcha, este banco juega un papel fundamental. Una vez reparado, nos permitirá no solo observar de forma directa los efectos de la vibración en sistemas rotativos, sino también verificar teóricamente todos estos fenómenos observados. Como se puede observar en la imagen 2.21, el banco está compuesto por un eje soportado por dos rodamientos y equipado con cuatro placas, por lo que ofrece una amplia gama de posibilidades experimentales a través de la adición o remoción de pesos en dichas placas o discos, permitiendo así crear condiciones controladas de equilibrio o desequilibrio.

Una característica distintiva del banco es su conexión al soporte, efectuada mediante cuatro lamas de acero, que aporta una mayor versatilidad y realismo a los experimentos pudiendo variar de manera sencilla la rigidez del banco para realizar diversos tipos de ensayos.

Como se ha comentado previamente, nuestro objetivo, al trabajar en la reparación y puesta en marcha de este banco en el laboratorio, es no solo restaurar su funcionalidad sino también mejorar y profundizar las prácticas asociadas de la asignatura para los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica. Esto incluye la calibración del equipo, la integración efectiva con el sistema de adquisición de datos y el motor externo, y el desarrollo de procedimientos experimentales que amplíen la comprensión de los conceptos fundamentales de equilibrado en sistemas rotativos.

En la siguiente figura se muestra el banco de ensayos Rotodyn en su estado original:



Ilustración 2.21. Estado original del banco de equilibrado.

Durante el proceso de reparación y puesta en marcha del banco de equilibrado EX 170, hemos identificado varias áreas de mejora. Primero, realizaremos una calibración minuciosa del equipo para asegurarnos de que capte datos y analice vibraciones con precisión. También optimizaremos la conexión entre el banco de equilibrado y el sistema de adquisición de datos para garantizar una transmisión de datos fluida y precisa. Además, actualizaremos el software utilizado para el análisis de datos para que pueda procesar y presentar los datos de manera más intuitiva y detallada. Finalmente, desarrollaremos nuevas guías y procedimientos experimentales que permitirán a los nuevos estudiantes explorar diferentes escenarios de desequilibrio y sus correcciones, fomentando una comprensión práctica y teórica más profunda.

El banco de equilibrado EX 170 no solo es una herramienta valiosa para la práctica del equilibrado de rotores, sino que también enriquece nuestro entorno educativo. Nos ofrece la oportunidad de aplicar la teoría en la práctica, observar y corregir desequilibrios en tiempo real, manejar equipos avanzados y utilizar software especializado para el análisis de vibraciones. Además, nos permite realizar experimentos controlados que pueden conducir a nuevos descubrimientos y mejoras en el campo del equilibrado de rotores. En resumen, reparar y mejorar el banco de equilibrado EX 170 no solo devolverá su funcionalidad, sino que también mejorará significativamente la calidad de la educación práctica en nuestra carrera de ingeniería mecánica en lo que respecta al estudio de los rotores y los diferentes desequilibrios.

2.6.2. Principio teórico detrás del banco

El banco de equilibrado Rotodyn permite estudiar y corregir desequilibrios en rotores, lo cual es esencial para la precisión y durabilidad de las máquinas rotativas. A continuación, se explica el principio teórico que sustenta su funcionamiento, utilizando esquemas y fórmulas que describen las fuerzas y momentos involucrados en el equilibrio de rotores.

Descripción del Sistema y Variables Involucradas

El sistema consta de un rotor con una masa desnuda M , cuyo centro de masas se denomina G . Este sistema se analiza en dos sistemas de referencia: uno ligado al bastidor (XYZ) y otro ligado

al rotor (xyz). Los rotores tienen cuatro platos, identificados por sus posiciones $y1, y2, y3, y4$, en los cuales se colocan las cargas mI , en puntos específicos Gi .

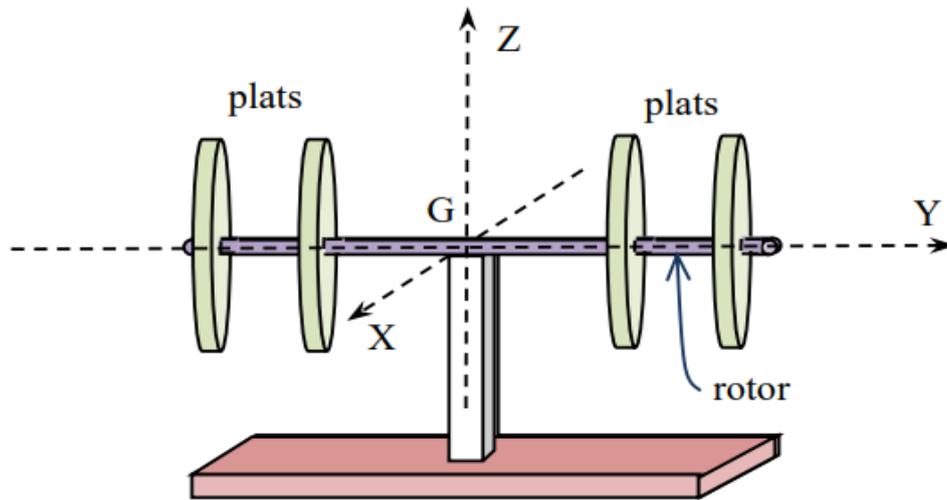


Ilustración 2.21. Esquema con las coordenadas del banco.

Dinámica del Sistema: Fuerzas y Momentos

La dinámica del sistema se centra en dos aspectos principales: la fuerza de la gravedad y los momentos resultantes. La fuerza de gravedad sobre el sistema se expresa como:

$$F_g = - \left(M + \sum m_i \right) \cdot g \cdot \hat{Z}$$

Donde:

- g representa la aceleración debida a la gravedad.
- \hat{Z} es la dirección vertical del sistema.

El momento respecto al centro de gravedad G se calcula mediante:

$$M_g(G) = \sum \left(GG_i \times (-m_i \cdot g \cdot \hat{Z}) \right) = \sum (y_i \cdot \hat{u}_i \times \hat{Z}) \cdot m_i \cdot g$$

Este momento es fundamental para entender cómo se distribuyen las fuerzas a lo largo del rotor.

Equilibrio Dinámico del Rotor

Para que un rotor esté equilibrado dinámicamente, la fuerza y el momento resultantes que el bastimento hace sobre el rotor deben ser cero. Las ecuaciones por lo tanto serán:

$$F_g = 0$$

$$M_g(G) + M_b(G) = 0$$

Esto implica que la suma de las fuerzas de gravedad y las fuerzas del bastimento, así como los momentos respectivos, deben anularse mutuamente.

Ecuaciones Específicas de Equilibrio

Bajo la suposición de una velocidad angular constante ω , las ecuaciones de equilibrio se expresan como:

$$M_g(G) + M_b(G) = 0$$

$$\sum m_i \cdot y_i \cdot r_i \cdot \hat{v}_i = 0$$

Estas ecuaciones se descomponen en componentes específicos, considerando las funciones trigonométricas del ángulo α_i :

$$\sum m_i \cdot r_i \cdot \cos(\alpha_i) = 0$$

$$\sum m_i \cdot r_i \cdot \sin(\alpha_i) = 0$$

$$\sum m_i \cdot r_i \cdot y_i \cdot \sin(\alpha_i) = 0$$

$$\sum m_i \cdot r_i \cdot y_i \cdot \cos(\alpha_i) = 0$$

Determinación de Masas y Posiciones Correctoras

El objetivo final del proceso de equilibrado es encontrar las masas y posiciones correctoras necesarias para satisfacer estas ecuaciones. Se requiere un análisis cuidadoso para determinar el tamaño y la ubicación de las masas adicionales que equilibrarán efectivamente el rotor.

$$m_c \cdot r_c \cdot \cos(\alpha_c) = -(m_1 \cdot r_1 \cdot \cos(\alpha_1) + m_2 \cdot r_2 \cdot \cos(\alpha_2) + m_3 \cdot r_3 \cdot \cos(\alpha_3) + m_4 \cdot r_4 \cdot \cos(\alpha_4))$$

Ejemplo Práctico: Equilibrado de un Rotor simple

Para ejemplificar todos los conceptos teóricos, haremos un pequeño ejemplo práctico que permita entender mejor el proceso de equilibrado de un rotor.

Supongamos que tenemos un rotor con las siguientes masas m_1, m_2, m_3, m_4 , colocadas en los platos a distancias radiales r_1, r_2, r_3, r_4 y ángulos $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ respectivamente. El objetivo es equilibrar el rotor añadiendo una masa correctora m_c en una posición r_c y ángulo α_c .

Datos Iniciales

- $m_1 = 2kg, r_1 = 0.2m, \alpha_1 = 0^\circ$
- $m_2 = 1.5kg, r_2 = 0.25m, \alpha_2 = 90^\circ$
- $m_3 = 2.5kg, r_3 = 0.15m, \alpha_3 = 180^\circ$
- $m_4 = 1kg, r_4 = 0.3m, \alpha_4 = 270^\circ$

Paso 1: Cálculo de las Componentes de las Fuerzas

Primero calculamos el componente X de la Fuerza:

$$\begin{aligned} \sum m_i \cdot r_i \cdot \cos(\alpha_i) &= m_1 \cdot r_1 \cdot \cos(\alpha_1) + m_2 \cdot r_2 \cdot \cos(\alpha_2) + m_3 \cdot r_3 \cdot \cos(\alpha_3) + m_4 \cdot r_4 \cdot \cos(\alpha_4) \\ &= 2 \cdot 0.2 \cdot \cos(0^\circ) + 1.5 \cdot 0.25 \cdot \cos(90^\circ) + 2.5 \cdot 0.15 \cdot \cos(180^\circ) + 1.0 \cdot 0.3 \cdot \cos(270^\circ) \\ &= 2 \cdot 0.2 \cdot 1 + 1.5 \cdot 0.25 \cdot 0 + 2.5 \cdot 0.15 \cdot (-1) + 1.0 \cdot 0.3 \cdot 0 \\ &= 0.4 + 0 - 0.375 + 0 = 0.025 \text{ m} \cdot \text{kg} \end{aligned}$$

Seguidamente calculamos el componente Y de la Fuerza:

$$\begin{aligned} \sum m_i \cdot r_i \cdot \sin(\alpha_i) &= m_1 \cdot r_1 \cdot \sin(\alpha_1) + m_2 \cdot r_2 \cdot \sin(\alpha_2) + m_3 \cdot r_3 \cdot \sin(\alpha_3) + m_4 \cdot r_4 \cdot \sin(\alpha_4) \\ &= 2 \cdot 0.2 \cdot \sin(0^\circ) + 1.5 \cdot 0.25 \cdot \sin(90^\circ) + 2.5 \cdot 0.15 \cdot \sin(180^\circ) + 1.0 \cdot 0.3 \cdot \sin(270^\circ) \\ &= 2 \cdot 0.2 \cdot 0 + 1.5 \cdot 0.25 \cdot 1 + 2.5 \cdot 0.15 \cdot 0 + 1.0 \cdot 0.3 \cdot (-1) \\ &= 0 + 0.375 + 0 - 0.3 = 0.075 \text{ m} \cdot \text{kg} \end{aligned}$$

Paso 2: Determinación de la Masa Correctora

Para equilibrar el rotor, necesitamos que las sumas de las componentes de las fuerzas sean cero. Por lo tanto, añadimos una masa correctora m_c en una posición r_c y ángulo α_c .

Primero realizamos los cálculos en el componente X:

$$m_c \cdot r_c \cdot \cos(\alpha_c) = - \sum m_i \cdot r_i \cdot \cos(\alpha_i) = -0.025 \text{ m} \cdot \text{kg}$$

Si queremos colocar la masa correctora a $r_c = 0.2$ y en $\alpha_c = 180^\circ$, tenemos que:

$$m_c \cdot 0.2 \cdot \cos(180^\circ) = -0.025$$

Como $\cos(180^\circ) = -1$, tenemos que:

$$m_c \cdot 0.2 \cdot (-1) = -0.025$$

$$m_c = \frac{0.025}{0.2} = 0.125 \text{ kg}$$

Para el componente Y tenemos que:

$$m_c \cdot r_c \cdot \sin(\alpha_c) = - \sum m_i \cdot r_i \cdot \sin(\alpha_i) = -0.075 \text{ m} \cdot \text{kg}$$

De nuevo, si queremos colocar la masa correctora a $r_c = 0.2$ y en $\alpha_c = 270^\circ$, tenemos que:

$$m_c \cdot 0.2 \cdot \sin(270^\circ) = -0.075$$

En este caso, como $\sin(270^\circ) = -1$, tenemos que:

$$m_c \cdot 0.2 \cdot (-1) = -0.075$$

$$m_c = \frac{0.075}{0.2} = 0.375 \text{ kg}$$

Por lo que, en este caso, necesitamos dos masas correctoras en dos diferentes posiciones angulares para equilibrar el rotor, por lo tanto, para equilibrar este rotor debemos de añadir las siguientes masas:

Componente X: Añadimos una masa correctora de 0.125kg $r_c = 0.2$ y en $\alpha_c = 180^\circ$.

Componente Y: Añadimos una masa correctora de 0.375kg $r_c = 0.2$ y en $\alpha_c = 270^\circ$.

Cabe destacar que, en este ejemplo práctico, se ha asumido que conocíamos las posiciones exactas y las magnitudes de las masas desbalanceadas, lo cual simplifica considerablemente el

proceso de cálculo y equilibrio. Sin embargo, en la práctica, equilibrar un rotor puede ser mucho más complicado. En la realidad, las posiciones y magnitudes de las masas desbalanceadas no suelen ser conocidas de antemano, lo que requiere el uso de equipos de medición y análisis para identificar el desbalance, por lo que es aquí donde está la verdadera dificultad. Como veremos más adelante, para intentar solucionar esto, se suelen utilizar sensores de vibración y análisis de frecuencia para detectar los puntos de desbalance, y herramientas de software especializadas que analizan los datos de vibración para sugerir las correcciones necesarias. El equilibrio en el mundo real es un proceso iterativo, donde se añade una masa de prueba, se mide la vibración, se ajusta la posición de la masa y se repite el ciclo hasta que el rotor esté equilibrado. Además, factores como la temperatura, velocidad de operación y desgaste pueden afectar el equilibrio, requiriendo ajustes bajo diferentes condiciones operacionales. Equipos como balancines, acelerómetros y software de análisis juegan un papel crucial en este proceso, asegurando que los rotores operen de manera eficiente y segura en diversas condiciones de trabajo. Por lo tanto, aunque el principio teórico proporciona una base sólida, la implementación real implica mediciones precisas, análisis de datos y ajustes iterativos.

2.6.3. Componentes del banco

El banco de pruebas está compuesto por una serie de componentes mecánicos y electrónicos diseñados para simular y analizar las dinámicas de equilibrio y desequilibrio en rotores. Cada componente desempeña una función específica y es esencial para el correcto funcionamiento del banco, permitiendo realizar las pruebas de manera correcta. A continuación, detallaremos cada uno de estos componentes y exploramos su papel dentro del sistema completo del banco de pruebas:

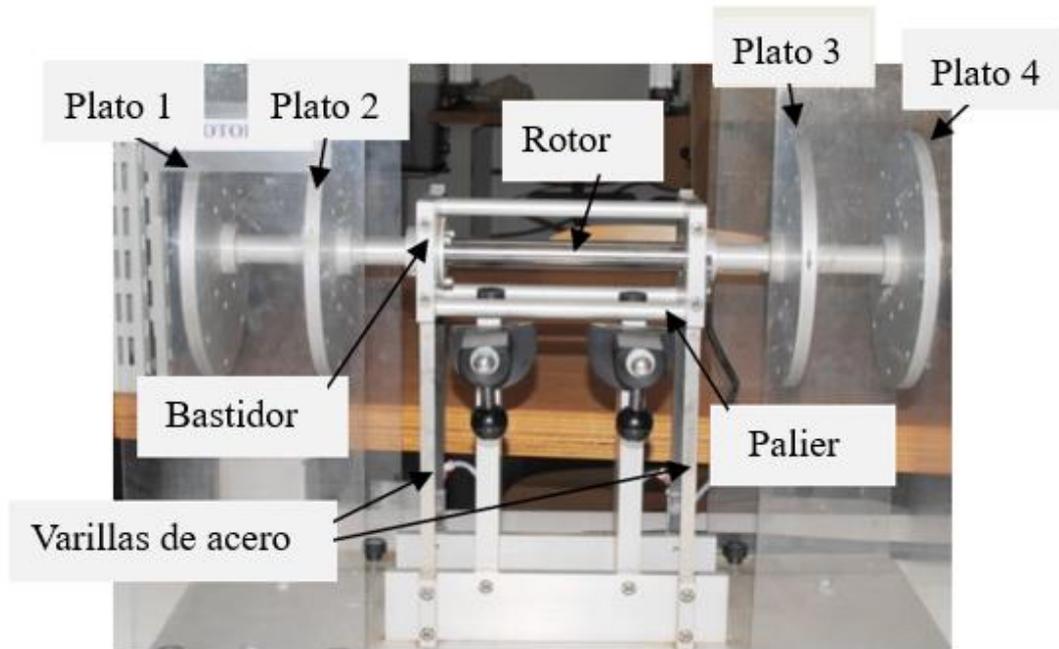


Ilustración 2.21. Componentes del banco.

- **Árbol/Eje:** Con una masa de 0.65 kg y una longitud entre soportes de 180 mm, el árbol es el componente central del banco de ensayos. Sirve como eje de rotación para los platos y es fundamental para simular el efecto del rotor en una situación real.
- **Platos:** Los cuatro platos son idénticos y representan partes del rotor donde se introducirán las masas. Con un diámetro de 180 mm, un espesor de 10 mm y una masa de 0.65 kg, los platos son esenciales para simular el desequilibrio y para probar la eficacia del equilibrado.
- **Soporte:** El soporte está anclado a la mesa de trabajo mediante unos tornillos. Esto proporciona estabilidad y sostiene el conjunto del banco de equilibrado para que no se produzcan errores de medición debido a factores externos.
- **Láminas Elásticas:** De igual longitud que la distancia entre soportes del árbol, las láminas tienen una anchura de 10 mm y un espesor de 2mm. Estas cuatro láminas son idénticas y actúan como elementos flexibles que permiten el movimiento entre el soporte. Estas láminas son esenciales debido a su elasticidad, que permite medir las vibraciones y desequilibrios. Una de estas láminas tiene una pequeña ruptura, por lo que esta es una de las piezas que deben ser cambiadas para poder reparar el banco.
- **Sensor de aceleración:** El banco de pruebas integra dos sensores acelerómetros de la marca Piezotronics, ubicados en los laterales de los platos. Estos dispositivos son

esenciales para la medición de las vibraciones: captan las aceleraciones generadas durante los ensayos y las convierten en fasores de vibración. Los sensores específicos utilizados en este banco son el modelo 603C01 [29] conocidos por su alta sensibilidad y fiabilidad, lo que asegura mediciones exactas y, en consecuencia, una correcta interpretación de las condiciones del balanceo.



Ilustración 2.21. Acelerómetro 603C01 dispuesto en los laterales del banco.

A continuación se muestra una tabla con las principales características del acelerómetro:

PERFORMANCE			
Sensitivity ($\pm 10\%$)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s ²)	[1]
Measurement Range	± 50 g	± 490 m/s ²	
Frequency Range (± 3 dB)	30 to 600000 cpm	0.5 to 10000 Hz	[3]
Resonant Frequency	1500 kcpm	25 kHz	[4]
Broadband Resolution (1)	350 μ g	3434 μ m/sec ²	[4]
Non-Linearity	$\pm 1\%$	$\pm 1\%$	[2]
Transverse Sensitivity	$\leq 7\%$	$\leq 7\%$	

Estas especificaciones técnicas del sensor acelerómetro demuestran que es adecuado para las necesidades del banco de pruebas. Con una sensibilidad de 100 mV/g y un rango de medición de hasta ± 50 g, el sensor puede registrar con precisión las fuerzas experimentadas durante los ensayos de equilibrio. Adicionalmente, con un rango de frecuencia de 0.5 a 10,000 Hz y una frecuencia resonante de 25 kHz, las mediciones serán fiables y no se verán afectadas por interferencias de las vibraciones del banco. La baja transversalidad de $\leq 7\%$ asegura la captación de las vibraciones en la dirección axial, que es la más importante para nuestros análisis de desbalance. Si durante las

pruebas se observara que las mediciones no son suficientemente precisas, se debería considerar sustituir este acelerómetro por uno con especificaciones mayores, como el modelo M352C65 de la misma marca [30].

- **Sensor efecto Hall:** Adicionalmente también hay instalado un sensor de efecto Hall colocado en uno de los laterales. Este sensor, en conjunto con un imán ubicado en el eje del motor, sirve para medir los pulsos magnéticos que se generan con el giro del eje y así determinar las revoluciones por minuto (RPM). Sin embargo, este sensor ha sido identificado como uno de los puntos donde se están presentando fallos en el banco. Por lo que será esencial realizar un análisis en profundidad de este sensor para ver si es un problema del sensor o del software implementado.

Adicionalmente el banco cuenta con diversos componentes externos:

- **Sistema de pesos:** El sistema de pesos consiste en una serie de masas calibradas que se pueden añadir o quitar de los platos del rotor. Estas masas permiten simular diferentes condiciones de desequilibrio que un rotor podría experimentar en operaciones reales en la industria. Al poder variar la cantidad y la posición de estos pesos situados en los platos, se pueden crear desequilibrios conocidos y controlados, lo cual es esencial para estudiar cómo el desequilibrio afecta la dinámica del rotor. Dentro del 'kit' hay diversos pesos de 5g, 10g, 20g, 30g, 40g y 60g.



Ilustración 2.22. Sistema de contrapesos de los platos para provocar desequilibrios.

- **Motor:** El banco de pruebas está equipado con un motor trifásico externo, el cual es el encargado de impulsar el mecanismo a través de una correa de plástico. Examinando más de cerca, este motor pertenece al tipo 71, una clasificación que indica ciertas especificaciones de tamaño y capacidad. En la fase de reparación y mejora del banco, se revisará este motor y se cambiará el sistema de transmisión que lo vincula con el banco.

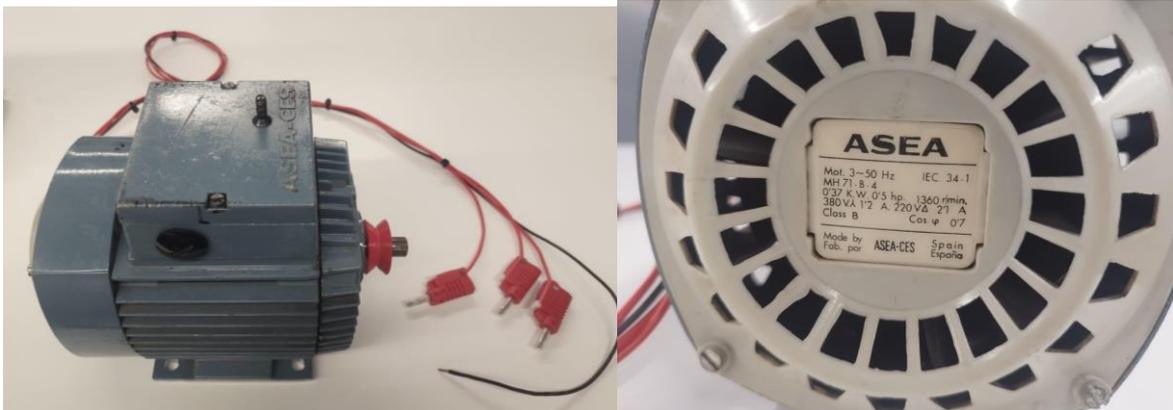


Ilustración 2.23. Motor externo accionador del banco.

- **Correa:** Esta correa es la encargada de transmitir el movimiento entre el eje del motor al eje del banco. La correa inicial era muy simple, con forma de cuerda, lo que provocaba que al girar el motor a altas velocidades hubiera muchos saltos y no se consiga transmitir bien el movimiento, por lo que el cambio de esta correa será otro de los puntos que se abordará más adelante.
- **Variador de frecuencia:** El variador de frecuencia controla el motor conectado a él, permitiendo modificar tanto el apagado y encendido del motor como su velocidad. Esta capacidad de regulación del motor es fundamental para realizar pruebas a distintas velocidades y replicar las condiciones bajo las cuales el rotor operaría en una aplicación real. Al poder aumentar o disminuir la velocidad de forma controlada, se pueden realizar diferentes experimentos y mediciones de cómo el desequilibrio afecta las características dinámicas del rotor, como la magnitud y la frecuencia de las vibraciones.

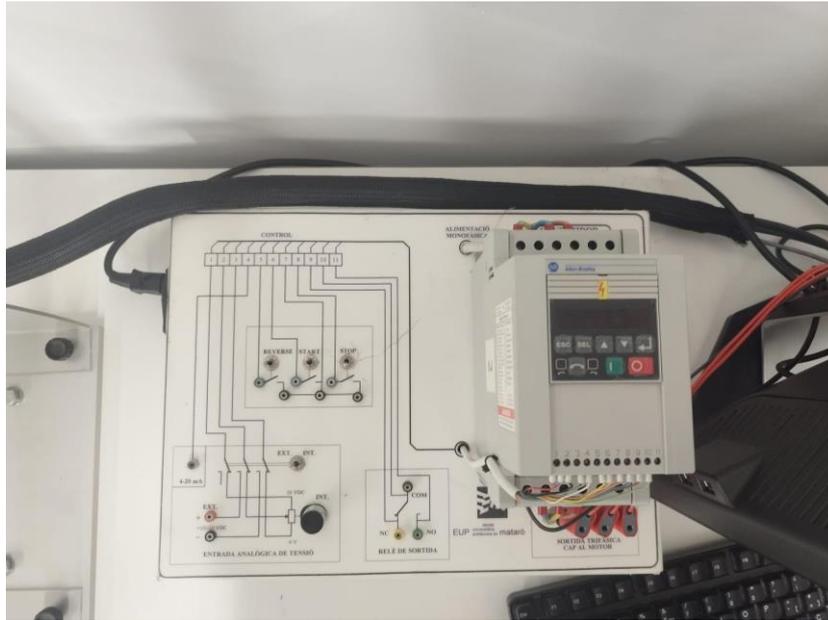


Ilustración 2.23. Variador de frecuencia conectado al motor.

2.6.4. Metodología de uso del banco

Habiendo explorado el procedimiento teórico y los componentes que forman el banco de pruebas, ahora nos enfocamos en su aplicación práctica: el equilibrado de rotores. Como se ha mencionado anteriormente, este banco está específicamente diseñado para realizar ensayos de equilibrado de rotores y demostrar el equilibrio tanto dinámico como estático en estos sistemas. Como se ha explicado, este equilibrado es esencial para garantizar el funcionamiento eficiente y seguro de los rotores, reduciendo las vibraciones y el desgaste.

A continuación, detallaremos cómo se lleva a cabo la metodología para realizar estos tipos de equilibrados en el banco de pruebas, proporcionando un enfoque paso a paso para una comprensión clara de este proceso. Más adelante se realizará una demostración práctica con el banco para poder ver más claramente estos procesos.

Equilibrado Estático

Como se ha comentado anteriormente, el equilibrado estático es un proceso utilizado para corregir el desequilibrio estático en rotores, garantizando así su funcionamiento suave y seguro.

Este método se basa específicamente en el equilibrio de fuerzas y momentos en un plano. Un rotor está equilibrado estáticamente cuando su centro de masa está alineado con su eje de rotación, de manera que no genera fuerzas de desequilibrio cuando gira. En términos teóricos, el desequilibrio se puede representar como una fuerza centrífuga que actúa sobre el rotor cuando este está en movimiento. Para corregir este desequilibrio, se pueden añadir masas en puntos específicos del rotor, de manera que las fuerzas de desequilibrio se compensen entre sí.

El método de equilibrio estático que usaremos se basa en usar una masa de prueba consiste en añadir una masa conocida al rotor y observar el cambio en su posición de equilibrio. Este método se basa en la medición de dos ángulos cruciales: el ángulo entre la posición inicial de equilibrio y la nueva posición de equilibrio tras añadir la masa de prueba, y el ángulo entre la posición inicial y la ubicación de la masa añadida. Estos ángulos permiten calcular la magnitud y la dirección del desequilibrio existente.

El procedimiento consta de los siguientes pasos:

1. **Identificación de la Posición de Equilibrio Inicial:** El rotor se deja girar libremente hasta que se detiene en una posición de equilibrio. En esta posición, cualquier masa desbalanceada se encontrará en el punto más bajo del disco.
2. **Adición de una Masa de Prueba:** Una masa conocida (m_r) se coloca a una distancia específica (l_r) del centro del rotor. Esta nueva masa colocada generara una nueva posición de equilibrio debido a la influencia de la masa de prueba.
3. **Medición de Ángulos:** Primero se mide el ángulo (Θ_x) entre la posición inicial de equilibrio y la nueva posición de equilibrio. También se mide el ángulo (Θ_r) entre la posición inicial y la posición de la masa de prueba.
4. **Cálculo de la Magnitud del Desequilibrio:** Utilizando la fórmula:

$$m_x \cdot l_x = m_r \cdot l_r \cdot \frac{\sin(\Theta_r - \Theta_x)}{\sin(\Theta_x)}$$

5. **Determinación de la Masa Correctora:** Una vez conocida la magnitud del desequilibrio, se calcula la masa correctora (m_c) necesaria para contrarrestar el desequilibrio. Esta masa se coloca en el ángulo opuesto al desequilibrio inicial.

$$m_c = \frac{m_c \cdot l_c}{l_r}$$

Ejemplo practico

Al igual que se ha realizado anteriormente, para ilustrar el procedimiento teórico, vamos a considerar un ejemplo práctico utilizando un rotor con un desequilibrio desconocido.

1. Como se ha comentado en la explicación, al iniciar el procedimiento, se debe dejar que el rotor gire libremente y se detenga en su posición de equilibrio inicial. La masa desconocida (m_x) está en la parte más baja del disco.
2. Supongamos que una vez parado el rotor, colocamos una masa de prueba conocida de 19.9 gramos a una distancia de 6.5 cm del centro del rotor.
3. Una vez añadida esta masa de prueba se vuelve a hacer girar el rotor hasta que este se detenga. Una vez detenido el giro, esta será la nueva posición de equilibrio con la adición de la nueva masa. En este punto, se mide el ángulo (θ_x) entre la posición inicial de equilibrio y posición de la masa de prueba. Este ángulo es de 130 grados. Adicionalmente, se mide el ángulo (θ_x) entre la posición inicial de equilibrio y la nueva posición de equilibrio del rotor. Este ángulo es de 55 grados.
4. Con todos estos datos, se calcula la magnitud de desequilibrio que tiene el rotor.

$$m_x \cdot l_x = 19.9g \cdot 6.5cm \cdot \frac{\sin(130^\circ - 55^\circ)}{\sin(55^\circ)} = 152g \cdot cm$$

Por lo que el rotor, tiene una magnitud de desequilibrio de 152 gramos·cm.

5. Con esta magnitud de desbalanceo, podemos calcular el valor de la masa correctora que se debe introducir para equilibrar estáticamente el rotor.

$$m_c = \frac{152g \cdot cm}{6.5cm} = 23.4g$$

Por lo que obtenemos que, la masa correctora necesaria es de 23.4 gramos. Esta masa se coloca en el ángulo opuesto al desequilibrio inicial.

6. Por último, una vez colocada la masa correctora en la posición correspondiente en el rotor y verifica el equilibrio dejándolo girar nuevamente. En este punto, el rotor debería estar completamente en equilibrio estático, por lo que se detendrá en cualquier posición en lugar de regresar a una posición específica de desequilibrio.

Equilibrado Estático y Dinámico

Existen muchos métodos de equilibrado estático y dinámicos de un rotor de dos planos, nosotros usaremos el método de masas de pruebas o coeficientes de influencia [21]. Este método usa las medidas de vibraciones del rotor desequilibrado original y las lecturas correspondientes a

medidas con pesos de prueba para calcular las masas de corrección con sus correspondientes ángulos de colocación.

En este método las vibraciones medidas son fasores, con su correspondiente magnitud y ángulo de fase, por lo que los diferentes cálculos realizados serán con números complejos.

$$\bar{B}_1 = a / \theta$$

Ilustración 2.24. Forma fasorial.

La razón principal para usar este método y no otro es que, con apoyo de una calculadora programable o algún programa externo, es posible realizar este procedimiento en un tiempo bastante reducido. En el caso de nuestro banco, se usa el programa LabVIEW para realizar los cálculos a tiempo real y solucionar el desbalanceo inicial.



Ilustración 2.25. Logo del software LabVIEW.

La finalidad principal de este método es encontrar el vector de misma magnitud y sentido opuesto al que determina la vibración original en el rotor desequilibrado. Este vector de vibración es el que encontramos en la siguiente figura.



Ilustración 2.26. Representación vector de vibraciones rotor desequilibrado. [21]

Realizando los diferentes cálculos del método, encontraremos los vectores V_{RA} y V_{RB} , que como hemos mencionado anteriormente son de igual magnitud y sentido opuesto a los vectores de vibración del rotor desequilibrado, de este modo se conseguirá compensar el desequilibrio en gran medida.

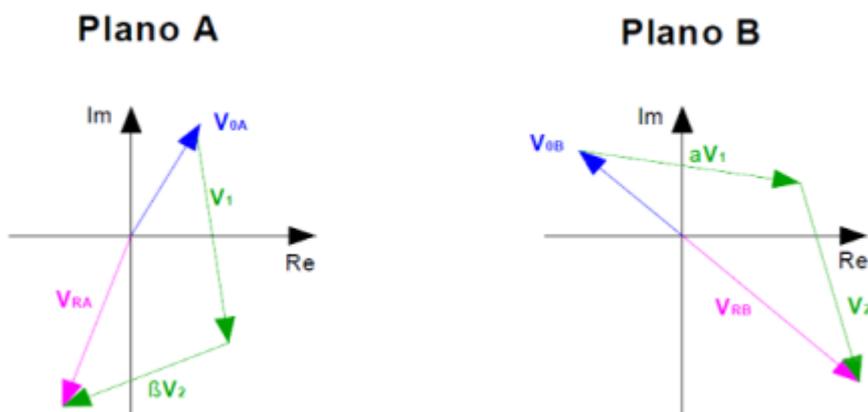


Ilustración 2.27. Representación vector de vibraciones rotor equilibrado. [21]

Para entender un poco más a fondo este método, a continuación, se muestra una lista con los pasos a realizar el equilibrado con este método:

1. Primero se colocan los distintos instrumentos de medida sobre la bancada donde se encuentra el rotor a equilibrar. Los transductores de vibraciones han de ser colocados sobre los cojinetes del rotor para evitar errores de medida. Adicionalmente se coloca la sonda tacométrica apuntando directamente al rotor.

2. Se pone a girar el rotor a la velocidad de servicio (ω), esta vendrá determinada por el tipo de rotor que estemos equilibrando.
3. Con los dos vibrómetros incorporados se mide la amplitud y la fase de la vibración a la primera frecuencia. Con esto obtendremos los dos vectores de vibración inicial de cada uno de los dos puntos, a los que llamaremos V_{0A} y V_{0B} .
4. Una vez medidos, parar el motor y colocar una masa de referencia(m_r), cuyo valor sea conocido, en el plano A en un ángulo (α) también conocido.
5. Volver a poner en marcha el rotor a la misma velocidad de servicio (ω).
6. Repetir el paso 3, donde volveremos a obtener unos nuevos valores de vibraciones, en este caso V_{A1} y V_{A2} . Estos valores serán las vibraciones provocadas por la incorporación de la masa de referencia.
7. Parar el motor y quitar la masa de referencia en el plano A. Seguidamente colocar la misma masa de referencia en el plano B. De la misma manera que antes la masa y el ángulo(β) han de ser conocidos.
8. Volver a poner en marcha el rotor a la misma velocidad de servicio (ω).
9. Repetir nuevamente el paso 3, donde volveremos a obtener unos nuevos valores de vibraciones, en este caso V_{B1} y V_{B2} , que en este caso se corresponderán a las vibraciones provocadas por la masa de referencia en el plano B.

10. Con los diferentes valores de vibraciones obtenidos ya se puede calcular las masas específicas de cada plano y su correspondiente ángulo de colocación. Este cálculo se realiza encontrando los dos vectores Q1 y Q2 que multiplicando a las diferentes medidas obtenidas nos dará como resultado el vector V_{RA} y V_{RB} mencionado anteriormente.

$$Q_1(V_{A1} - V_{A0}) + Q_2(V_{A2} - V_{A0}) = -V_{A0} = V_{RA}$$

$$Q_2(V_{B1} - V_{B0}) + Q_2(V_{B2} - V_{B0}) = -V_{B0} = V_{RB}$$

Escribimos Q1 en función de Q2 substituyendo, con lo que obtenemos

$$Q_1 = \frac{-V_{A0} - Q_2(V_{A2} - V_{A0})}{V_{A1} - V_{A0}}$$

Substituimos Q1 por Q2 en la primera ecuación y nos queda la siguiente expresión.

$$Q_2 = \frac{-V_{B0}(V_{A1} - V_{A0}) - V_{A0}(V_{B1} - V_{B0})}{(V_{B1} - V_{B0})(V_{A2} - V_{A0}) - (V_{B2} - V_{B0})(V_{A1} - V_{A0})}$$

Los valores de Q1 y Q2 serán de números complejos, si pasamos estos números a forma fasorial obtendremos la magnitud y el ángulo.

$$Q = c \angle \alpha_c$$

Finalmente, multiplicamos el valor del coeficiente c obtenido por la masa de referencia usada y obtendremos la masa rectificadora.

$$m_{\{rect\}} = c * m_r$$

Por lo que, al finalizar los cálculos, por cada una de los es vectores Q calculados, habremos obtenido una masa rectificadora que tendrá que ser colocada en el $\{\alpha_c\}$ encontrado.

11. Una vez realizado los cálculos, quitar la masa de referencia y colocar las masas rectificadoras que se han calculado en cada plano justamente en el ángulo de colocación.

12. Poner en marcha el rotor a la velocidad de servicio

13. Medir las vibraciones en los dos cojinetes con las masas rectificadoras incorporadas.

14. Finalmente comprobar que el desequilibrio residual se encuentra por debajo de la clase de calidad deseada. Para ello usaremos la norma ISO 2372 [22] la cual establece los grados de vibración permitidos para máquinas con velocidades de funcionamiento de 10 a 200 revoluciones por segundo.

Antes de consultar la vibración permitida hay que seleccionar el rotor específico según la clase a la que pertenezca. Las clases son las siguientes:

- CLASE I – Equipos pequeños de hasta 15 kW
- CLASE II – Máquinas de tamaño medio. Por ejemplo, motores eléctricos de 15 a 75 kW o hasta 300 kW en motores con cimentación especial.
- CLASE III – Motores principales grandes, con cimentación rígida y pesada superiores a los 72kW.
- CLASE IV - Motores principales grandes montados sobre cimentación blanda y ligera. Por ejemplo, Turbomaquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica).

Una vez clasificadas el tipo de máquinas, al interpretar la tabla se puede identificar el grado del estado de la máquina en función de la vibración a la que está sometida. El parámetro estándar de medida es la velocidad (mm/s o rms) con esta definimos la gravedad del estado de la máquina.

Velocidad (mm/s, rms)	Tipos de máquinas					
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV		
0,18 a 0,28	A					
0,28 a 0,45						
0,45 a 0,71						
0,71 a 1,12						
1,12 a 1,8	B		C			
1,8 a 2,8						
2,8 a 4,5	C				D	
4,5 a 7,1						
7,1 a 11,2	D		D			
11,2 a 18						
18 a 28	D					

A	Buena	C	Inatisfactoria
B	Satisfactoria	D	Inaceptable

Ilustración 2.28. Grados de vibración admisibles según la norma ISO 2372. [22]

15. Si no se cumple la calidad requerida volver al paso número 8 y repetir el proceso calculando nuevamente unas masas rectificadoras y su correspondiente ángulo de colocación.

Para la comprobación de los cálculos en un futuro, se ha realizado una hoja de Excel con todos los cálculos correspondientes al método de equilibrado dinámico de dos planos. Al igual que en el método explicado anteriormente, se introducen los diferentes valores de vibraciones medidos y la hoja devuelve los valores de las masas rectificadoras junto a sus correspondientes ángulos de colocación.

A continuación, se muestra un ejemplo introduciendo una masa rectificadora de 3,1 gramos a un rotor cualquiera.

		Mediciones				
		Plano 1		Plano 2		
		Vibr. [mm/s]	Φ [°]	Vibr. [mm/s]	Φ [°]	
Desequilibrio original	V_{A0}	3,52	92	V_{B0}	1,55	164
Plano A	V_{A1}	1,31	168	V_{A2}	6,39	-138
Plano B	V_{B1}	2,32	165	V_{B2}	5,97	-132
Massa referència [g]		3,1				

	V [mm/s]	alpha [°]	a	b*i
V10	3,52	92	-0,123	3,518
V11	1,31	168	-1,281	0,272
V12	2,32	165	-2,241	0,600
V20	1,55	164	-1,490	0,427
V21	6,39	-138	-4,749	-4,276
V22	5,97	-132	-3,995	-4,437

	a	b*i	forma compleja
v10	-0,120	3,520	-0,12+3,52i
v20	-1,490	0,430	-1,49+0,43i
v11-v10	-1,160	-3,250	-1,16-3,25i
v21-v20	-3,260	-4,700	-3,26-4,7i
v12-v10	-2,120	-2,920	-2,12-2,92i
v22-v20	-2,500	-4,860	-2,5-4,86i

Q2	0,046992694665323+2,46392318419282i
----	-------------------------------------

Q1	0,177076507865614-2,08296074954721i
----	-------------------------------------

Q2	2,464371273
alpha2	88,90736988

Q1	2,09047401
alpha1	-85,1408586

Resultado	
$m_{\text{rec.a}}$ [g]	$\alpha_{\text{rect.a}}$ [°]
6,480	-85,141
$m_{\text{rec.b}}$ [g]	$b_{\text{rect.b}}$ [°]
7,640	88,907

Ilustración 2.29. Algoritmo en Excel calculo valores equilibrado.

Como podemos observar, según los cálculos obtenidos tendríamos que introducir una masa en el plano A de 6,48 gramos a un ángulo de -85.141°, y en el plano B una masa de 7.640 gramos a un ángulo de 88.907°.

Para más información sobre esta metodología de cálculo, se puede consultar el libro ‘Shigley – 2001 – Teoría de Máquinas y mecanismos’ [23]. En el apartado ‘15.8. Balanceo de campo con la calculadora programable’.

3. Análisis de viabilidad

A continuación, se analizan los tres tipos de viabilidad para demostrar que no existen obstáculos para la realización del mismo.

3.1. Viabilidad técnica

El análisis de la viabilidad técnica del proyecto de equilibrado en el banco de pruebas se centra principalmente en el estado del equipo existente, en particular, las varillas de acero del banco que se encuentran dañadas.

Se ha identificado que varias varillas de acero del banco de pruebas están rotas. Estas varillas son componentes críticos que juegan un papel vital en la precisión y la efectividad de las pruebas de equilibrio. Su integridad es esencial para garantizar mediciones precisas y para la seguridad general del equipo. A continuación, se muestra una imagen correspondiente a una de la varilla del banco dañadas:



Ilustración 3.1. Varilla de acero con rotura en la base.

Por lo que el principal punto de mejora del proyecto será realizar la reparación de estas varillas y su posterior instalación en el banco para asegurar el funcionamiento.

Adicionalmente, al observar el banco de pruebas actual, se puede ver que la transmisión entre el eje del motor y el del banco se lleva a cabo mediante una correa de transmisión simple, la cual está tensionada por unos topes acoplados al eje motor. Esta configuración es demasiado simple, lo que conlleva varias desventajas, siendo las más importantes la generación de saltos mecánicos en la polea y una deficiente transmisión de velocidad que compromete la eficiencia del sistema. Por tanto, otra de las mejoras para el proyecto consistirá en reemplazar este sistema de transmisión por uno más avanzado y eficaz. Un diseño mejorado resolvería los problemas observados, proporcionando una transferencia de energía más fiable y suave, lo que resultaría en mediciones más precisas y un rendimiento global optimizado del banco de pruebas.

El último aspecto que requiere una mejora es el ordenador asociado al banco de pruebas. Durante su uso, se ha experimentado una serie de inconvenientes relacionados con la velocidad y el rendimiento del ordenador, cuyo hardware desactualizado y sistema operativo Windows 7 limitan significativamente el trabajo que se puede realizar. Este ordenador no solo actúa como soporte del banco de pruebas, sino que también es donde se ejecuta el programa utilizado para realizar todos los cálculos de equilibrio. Actualmente, este programa presenta múltiples problemas que impiden su funcionamiento correcto. Estos problemas incluyen incompatibilidades de software, errores en el código y conflictos con los controladores del hardware. Aún no se ha identificado la causa exacta de estos problemas, por lo que es esencial resolverlos para asegurar que el banco de pruebas funcione de manera óptima.

Por lo tanto, se retirará el ordenador actual y se sustituirá por uno más actualizado suministrado por los encargados de laboratorio. Este proceso, aunque pueda parecer fácil, conlleva diversos desafíos técnicos. No solo implica la instalación del software previamente instalado, sino también la necesidad de solucionar problemas de compatibilidades de controladores que son esenciales para la adquisición y procesamiento de las señales del banco y el cálculo del equilibrado. Además, se debe garantizar que el nuevo ordenador tenga suficiente capacidad de procesamiento y memoria para manejar el software de análisis y cualquier actualización futura, asegurando así un rendimiento fluido y eficiente del sistema de pruebas.

Por lo tanto, resumiendo los diferentes puntos que tenemos que abordar en las siguientes secciones del proyecto, tenemos esos tres diferentes puntos para asegurar la viabilidad técnica del proyecto:

1. Arreglar todos los desperfectos y roturas de la máquina: Esto incluye la reparación de las varillas de acero dañadas del banco de pruebas, que son esenciales para la precisión y seguridad del equipo.
2. Sustituir el sistema de transmisión actual: Este paso implica el estudio detallado del sistema de transmisión existente, el diseño de un nuevo sistema más avanzado y su posterior creación e instalación. Un sistema de transmisión mejorado resolverá los problemas de saltos mecánicos y transmisión de velocidad deficiente.

3. Solucionar todos los problemas de software: Esto abarca la actualización del ordenador asociado al banco de pruebas, resolviendo problemas de hardware y asegurando la compatibilidad del software. También implica que el programa funcione correctamente para la adquisición y procesamiento de señales del banco y el cálculo del equilibrado.

3.2. Viabilidad económica

Otro paso importante lo constituye la comprobación de la viabilidad económica del proyecto, la cual depende de tres elementos principales: elaboración (incluyendo trabajo del estudiante); materiales y amortización de las diferentes herramientas y equipos utilizados.

Cabe recordar que el coste principal de este proyecto tiene que ver con el trabajo llevado a cabo por parte del estudiante por lo que, para su determinación, multiplicaremos la tasa de salario de horas de ingeniero por las horas asignadas a cada tarea según la planificación establecida (ver apartado de planificación) que se estima en una duración total de 180 días, a razón de 2,5 horas diarias, lo que resulta en un total de 450 horas de proyecto.

El presupuesto parcial de los materiales depende de los diferentes componentes que se seleccionen para la reparación del banco de ensayos. Como se ha expuesto en el apartado correspondiente a la viabilidad técnica, estos componentes serán, inicialmente serán únicamente las varillas de acero para sustituir las previamente rotas. Es posible que en un futuro se añadan más componentes a esta lista de presupuesto.

La amortización de los recursos usados en el proyecto se llevará a cabo en 3 años.

A continuación, se muestra el cuadro de presupuesto global del anteproyecto. Para encontrar el desglose de cada uno de los capítulos se puede consultar el documento adjunto de 'Estudio económico'.

Presupuesto Global	
Total apartado 1	28.800 €
Total apartado 2	212,5 €
Total apartado 3	465,63€

Total	29.478,13€
IVA (21%)	6.190,41€
Total presupuesto (incl. IVA)	35.668,54€

Tabla 3.1. Presupuesto global.

El presupuesto global del anteproyecto es de 35.668,54 € con un IVA del 21%.

3.3. Viabilidad medioambiental

Para conseguir identificar el posible impacto medioambiental ocasionado por el desarrollo del proyecto, se han realizado unas listas de control las cuales incluyen todos los puntos relacionados con este impacto potencial y la gravedad del mismo. Por un lado, se evalúan las acciones impactantes y, por otro, los factores ambientales impactantes.

Es detalle de las listas de control se encuentran disponibles en el anexo de la memoria mientras que, a continuación, se presenta un resumen de las mismas.

En primer lugar, un resumen de las acciones impactantes:

	Acciones Impactantes	Conclusiones
Fase de Construcción o Ejecución	Acústicas	Impacto leve causadas por el uso de del banco
	Visuales	Impacto nulo
	Energéticas	Impacto leve causado por el consumo de la maquina
	Residuos	Componentes electrónicos o residuos metálicos
Fase de Funcionamiento o Explotación	Acústicas	Impacto leve debido al uso del equilibrador
	Visuales	Impacto leve
	Energéticas	Impacto leve
	Residuos	Impacto nulo
Fase de final de vida útil	Acústicas	Impacto nulo
	Visuales	Impacto nulo
	Energéticas	Impacto leve
	Residuos	Componentes electrónicos o residuos metálicos

Tabla 3.2 Tabla de acciones medioambientales impactantes.

3.3.1. Factores ambientales impactantes

Por otro lado, una tabla resumen de los factores ambientales impactantes:

	Factor Ambiental	Conclusiones
Medio Natural	Atmosfera	Emisiones leves durante el proceso de construcción.
	Tierra	Impacto nulo
	Agua	Impacto nulo
	Flora	Impacto nulo
	Fauna	Impacto nulo
	Medio perceptual	Impacto nulo
Medio Socioeconómico	Usos del territorio	Impacto nulo
	Cultural	Impacto nulo
	Infraestructura	Variación de la infraestructura de la sala donde se localice el equilibrador
	Humanas	Incremento del conocimiento sobre rotores.
	Economía y población	Incremento notable del valor de las instalaciones previstas a modificar.

Tabla 3.63 Tabla de factores ambientales impactados.

4. Reparación y puesta en marcha

En este punto, abordaremos todos los problemas presentes en el banco de pruebas para garantizar su pleno funcionamiento y precisión. Los problemas identificados incluyen la reparación de las varillas de acero rotas, la actualización del sistema de transmisión y la renovación del hardware y software del ordenador asociado al banco. A continuación, se describen en detalle cada uno de estos aspectos:

1. **Reparación de las varillas de acero:** Este proceso es crucial para restaurar la integridad estructural del banco y asegurar mediciones precisas.
2. **Actualización del sistema de transmisión:** Se reemplazará el mecanismo de transmisión actual por uno más eficiente que garantice una transferencia de energía uniforme y sin saltos mecánicos.
3. **Renovación del hardware y software del ordenador:** Esta tarea implica no solo la actualización física de los componentes del ordenador, sino también la instalación y configuración de programas y controladores esenciales para la adquisición y procesamiento de datos y la solución a los diversos problemas que presenta el software de equilibrado instalado en el ordenador.

4.1. Reparación Varillas

Las varillas de acero actuales en el banco de pruebas son uno de los elementos fundamentales en la estructura del equipo, están diseñadas para mantener la estabilidad y precisión durante los ensayos de equilibrio y permitir cierto grado de flexión en el momento en el que el motor sufre grandes vibraciones.

Estas laminas de acero o varillas en el banco de ensayo son todas idénticas y tienen las siguientes dimensiones: una longitud de 310 mm, una anchura de 10mm y un espesor de 2mm. Adicionalmente tienen 4 agujeros en los cuales van sujetos al banco de ensayo. Seguidamente se ilustra un croquis con todas estas medidas:

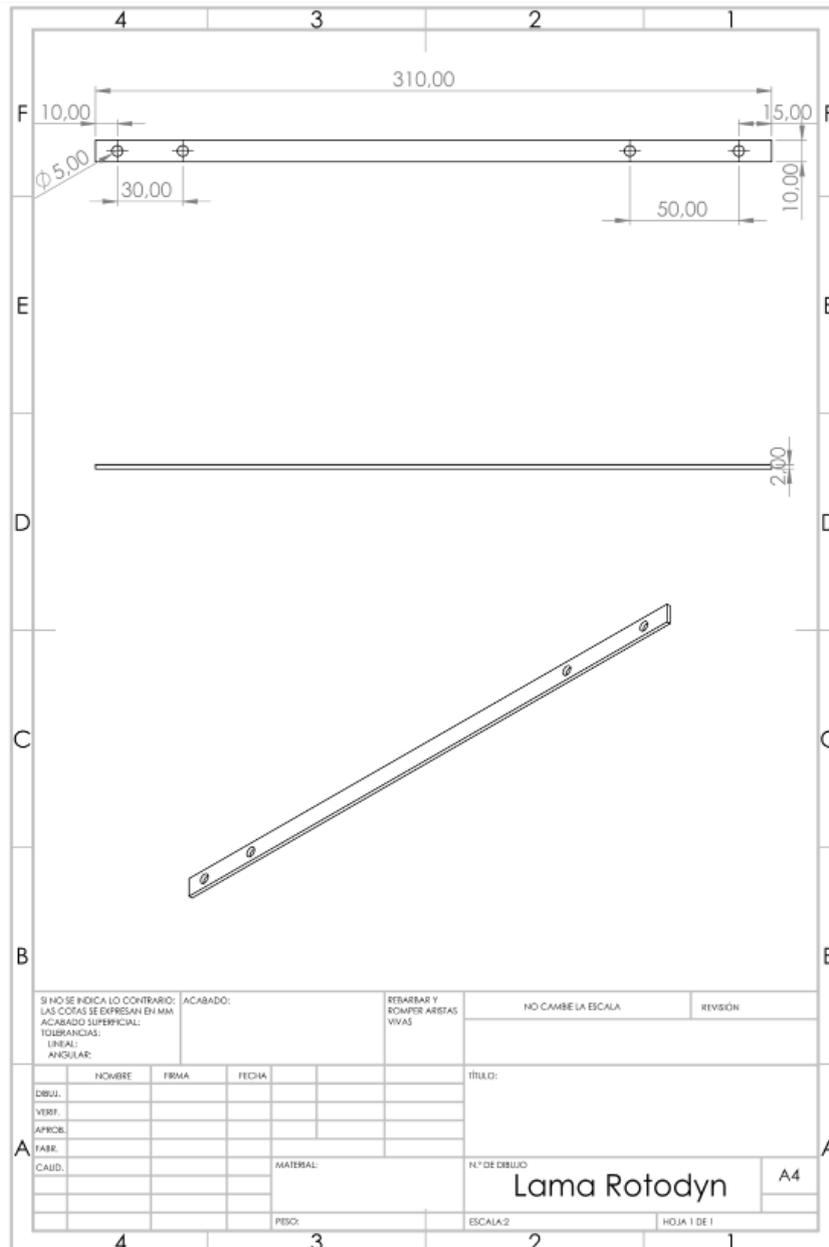


Ilustración 4.1. Croquis con las medidas de las varillas de acero.

Las varillas actuales han sido fabricadas en acero de muy alta resistencia, con dimensiones específicas que les permiten soportar las fuerzas generadas durante las pruebas. Su longitud, diámetro y grosor de pared son dimensiones críticas que aseguran la rigidez y la capacidad de resistir las vibraciones y torsiones a altas revoluciones, típicas de la operación del banco.

Por lo tanto, para el reemplazo de estas lamas de acero en el banco de ensayo, necesitaremos seguir las dimensiones originales, es decir, una longitud de 310 mm, una anchura de 10 mm y un espesor de 2mm.

Antes de comenzar con el reemplazo, se evaluaron diferentes materiales, considerando las siguientes opciones:

Acero: Mantener el mismo material es la opción más segura ya que garantiza un comportamiento consistente con el diseño original del banco de ensayo. El acero ofrece una buena combinación de resistencia y elasticidad, crucial para estas aplicaciones.

Aluminio: Más ligero y con buena resistencia a la corrosión, pero menos rígido que el acero, lo que podría alterar el comportamiento bajo carga y afectar los resultados experimentales. Además, el aluminio podría sufrir roturas a altas velocidades, por lo que se descartó esta opción.

Aleaciones de acero de alta resistencia: Aunque podrían ofrecer una mayor resistencia y durabilidad respecto a las varillas de acero, son más caras y más difíciles de encontrar y modificar.

Materiales compuestos (fibra de carbono o fibra de vidrio): También ofrecen una alta resistencia y son muy ligeros. Sin embargo, se consideró que su comportamiento bajo carga puede ser muy diferente al del acero convencional y podrían requerir variaciones en los cálculos teniendo en cuenta este cambio en la composición del banco.

Tras considerar todas las ventajas y desventajas de cada uno de estos materiales, la elección más segura es continuar utilizando acero para las varillas de reemplazo. Como se ha comentado, a pesar de ser más pesado que el aluminio y más costoso que algunos aceros comunes, el acero nos ofrece la combinación óptima de resistencia, durabilidad y costo. Además, con esta elección se garantiza que el banco de pruebas mantenga la misma integridad estructural y precisión, que tenía antes de la rotura de las varillas originales, por lo que podemos asegurar que los ensayos de equilibrado serán fiables y exactos.

La última razón, es que el acero es un material ampliamente disponible y es fácil de trabajar, por lo que, si en un futuro se volviera a producir una ruptura, no se requeriría de volver a entrar en debates sobre estas varillas, únicamente obteniendo unas varillas de acero y realizando las modificaciones necesarias el banco volvería a estar disponible.

4.1.1 Manufacturación de las piezas

Como se ha señalado previamente, se optó por el acero como material de fabricación, por lo que se realizó la compra de dos perfiles planos de acero estirado en frío para replicar las piezas dañadas, concretamente de dimensiones 30 x 2 mm (ancho x espesor), disponibles en tiendas de bricolaje especializada [31].

Siguiendo las especificaciones técnicas de las piezas originales, el objetivo era recrear dos piezas de 310 mm de longitud, cada una con cuatro perforaciones de 5 mm de diámetro. A continuación, se muestra un croquis de la pieza a recrear con todas las medidas necesarias:



Ilustración 4.2. Croquis con las medidas de las varillas de acero.

Para llevar a cabo esta tarea, se siguieron los siguientes pasos:

1. Corte de los perfiles: Utilizando las instalaciones y herramientas del taller de mecánica de la universidad, se cortaron los perfiles a la longitud de 310 mm empleando una sierra de corte para metal.
2. Perforación: Se empleó un taladro de columna para efectuar las perforaciones requeridas. El proceso de taladrado se inició con una broca de diámetro menor al finalmente necesario para tener una guía inicial, logrando así mayor precisión y evitando desviaciones o posibles daños al material. Posteriormente, se utilizó una broca de 5 mm para completar las perforaciones.

Una vez finalizado este proceso, conseguimos piezas idénticas a las mostradas en la imagen de referencia.



Ilustración 4.3. Varillas de acero fabricadas.

Adicionalmente, se fabricaron piezas de repuesto adicionales para anticipar cualquier posible fallo futuro en estas mismas varillas. De esta manera, en caso de que se produzca otra ruptura, el banco de ensayo podrá ser reparado rápidamente, reemplazando las varillas dañadas por las de repuesto ya preparadas, sin necesidad de demoras por fabricación o debates sobre el proceso de manufactura.

4.2. Transmisión

Como se ha mencionado anteriormente, el segundo punto a tratar en la reparación y puesta en marcha del banco es la de la mejora del método de transmisión del eje del motor al eje del rotor.

Partimos de una transmisión de movimiento con la correa naranja de transmisión que se observa en la fotografía, esta es demasiado básica para nuestras necesidades y, como se ha comentado anteriormente, presenta muchos fallos en el momento de poner en marcha el banco a altas velocidades, a estas altas velocidades la correa empieza a saltar lo que resulta en pérdidas significativas de movimiento y eficiencia. Para resolver estos problemas, exploramos diferentes tipos de correas y métodos de transmisión disponibles en el mercado, evaluando sus ventajas, desventajas y aplicaciones específicas.

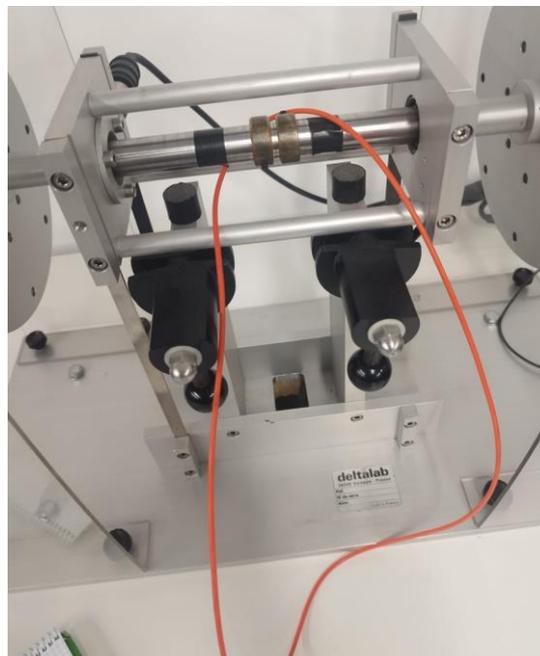


Ilustración 4.4. Correa actual en el banco.

Seguidamente explicaremos brevemente los posibles tipos de correas para implementar en nuestro sistema de transmisión del eje del banco hasta el motor. De cada tipo de correa, a parte

de una breve descripción, se explicarán las principales ventajas y desventajas para, finalmente seleccionar un tipo de correa que será de la cual crearemos una polea a medida para implementar en nuestro banco de pruebas.

Correas trapezoidales: Son las más comunes, adecuadas para grandes distancias entre ejes y altas cargas. Sin embargo, pueden ser ruidosas y tienen limitaciones en la transmisión de potencia a altas velocidades.



Ilustración 4.5. Correa trapezoidal.

Correas dentadas o sincrónicas: Son excelentes para aplicaciones que requieren una relación de transmisión exacta, ya que no se deslizan. La principal desventaja es que requieren tensiones más altas y, por lo tanto, soportes más robustos para los ejes.



Ilustración 4.6. Correa dentada.

Correas planas: Ofrecen una operación silenciosa y son capaces de transmitir altas potencias a grandes distancias entre ejes. No obstante, su eficiencia puede disminuir con el ensuciamiento y pueden requerir poleas de mayor tamaño.



Ilustración 4.7. Correa plana.

Correas Poly-V o de canales múltiples: Se caracterizan por tener múltiples canales longitudinales que se acoplan a las ranuras de la polea. Estas correas son eficientes en la transmisión de altas velocidades y cargas en espacios reducidos debido a su capacidad de flexión y adherencia.



Ilustración 4.8. Correa Poly-V.

Tras evaluar los diferentes tipos de correas, se decidió optar por la correa Poly-V. Esta elección se justifica por las siguientes tres razones:

- **Capacidad de carga:** Combina la capacidad de carga de las correas trapezoidales con la flexibilidad y el perfil compacto de las correas planas. En nuestro caso necesitamos una capacidad de carga moderada.
- **Adaptabilidad:** Se adapta perfectamente a las exigencias del banco de pruebas, soportando altas velocidades sin una distancia entre ejes muy elevada.
- **Eficiencia:** Las correas Poly-V son menos propensas a deslizarse y pueden manejar transiciones de velocidad más rápidas, manteniendo la precisión durante los ensayos, esencial en nuestro caso.

Selección de la relación de transmisión

Considerando el uso de una correa Poly-V, se decidió utilizar una correa con una relación de transmisión 1:1. Esto significa que la velocidad de rotación del eje del motor se transmitirá directamente al eje del rotor sin cambios en la velocidad angular. Esta elección de una relación 1:1 ofrece varias ventajas: primero la **simplicidad**, una relación 1:1 simplifica el diseño del

sistema de transmisión, eliminando la necesidad de ajustar velocidades y facilitando el cálculo de las fuerzas y tensiones involucradas. La segunda razón es la **consistencia**, se garantiza que la velocidad de rotación del motor se transmita de manera uniforme y sin alteraciones, lo que es crucial para mantener la precisión durante los ensayos de equilibrio. Y por último la **eficiencia**, esta relación minimiza las pérdidas de energía asociadas con la conversión de velocidades, mejorando la eficiencia general del sistema de transmisión.

Cálculo de la longitud máxima y mínima de la correa

Para determinar la longitud máxima y mínima de la correa Poly-V, se realizaron cálculos basados en las dimensiones del banco de pruebas. A continuación, se detalla el proceso y las fórmulas utilizadas.

Primero de todo, midiendo la distancia desde el eje de rotación al banco hasta la base donde se apoya el motor, obtuvimos una distancia de 625 cm.

Después, tuvimos que medir las dimensiones del motor. Como se comentó anteriormente, este motor es de tipo 71. Por lo que sigue los estándares de motores trifásicos, las medidas exactas se pueden encontrar en la figura 4.9. Se puede observar como la altura del motor desde la base al eje del motor en el motor tipo 71 es de 71 cm.

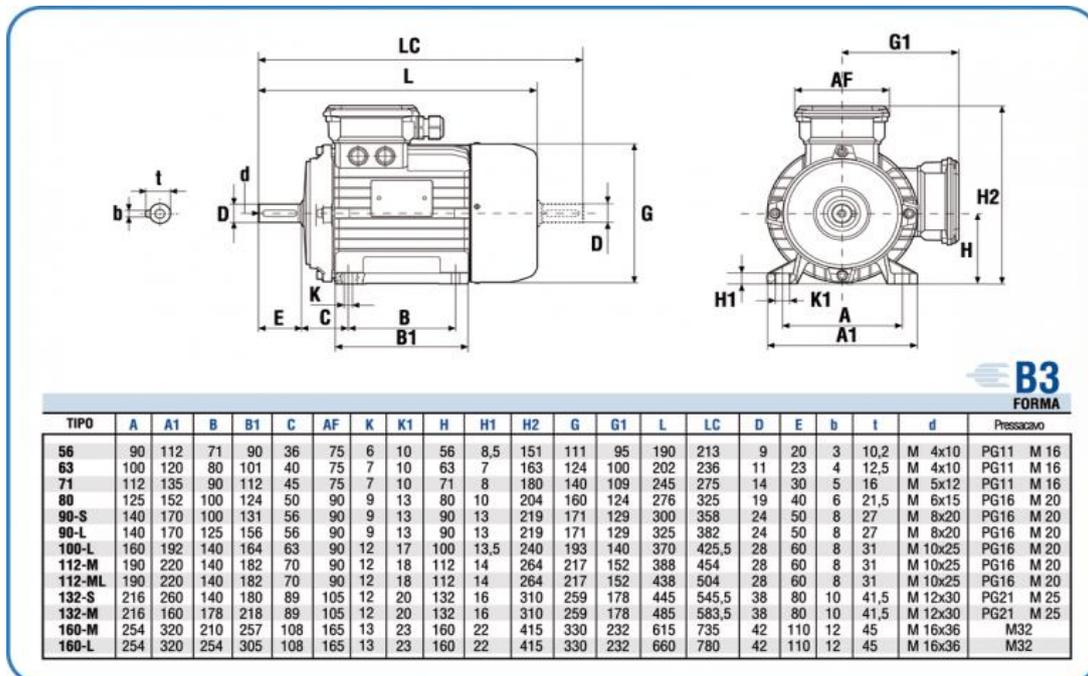


Ilustración 4.9. Medidas del motor según el tipo.

Por lo tanto, la distancia máxima entre los centros de los ejes se calcula restando la altura del motor de la distancia total:

$$\text{Distancia máxima entre centros} = 625\text{mm} - 71\text{mm} = 554\text{ mm}$$

Por lo tanto, la **distancia máxima** entre los centros de los ejes del motor y del banco es de **554mm**.

Seguidamente tenemos que calcular la distancia mínima entre centros. Para calcular esta distancia mínima entre centros, debemos considerar la configuración del soporte del motor, que permite ajustar la altura, y el diseño del banco de pruebas.

Tenemos que la longitud de este soporte ajustable es e 310mm, pudiendo ajustar una longitud adicional de 106mm, con una tolerancia de $\pm 14\text{mm}$. Considerando todos estos valores, podemos calcular la distancia mínima entre centros como:

$$\text{Distancia mínima entre centros} = 310\text{mm} - 106\text{mm} \pm 14\text{mm} = 430\text{ mm}$$

Por lo tanto, la **distancia mínima** entre los centros de los ejes del motor y del banco es de **430mm**.

Con esto hemos obtenido que la distancia entre centros óptima se encuentra dentro del rango:

$$\text{Distancia óptima entre centros} = [450\text{mm}, 550\text{mm}]$$

Una vez calculadas estas distancias, podemos proceder a calcular la longitud de la correa Poly-V necesaria. Para calcular la longitud de la correa Poly-V, utilizamos la fórmula estándar para la longitud de una correa en un sistema de poleas con dos centros de distancia conocida:

$$L = 2C + \pi(r_1 + r_2) + \frac{(r_1 - r_2)^2}{4C}$$

donde:

- L es la longitud de la correa.
- C es la distancia entre los centros de las poleas.
- r_1, r_2 son los radios de las poleas del motor y del eje del banco, respectivamente.

Con todos los valores obtenidos, podemos calcular la longitud máxima y mínima de la correa como:

$$L_{\min} = 2C_{\min} + \pi(r_1 + r_2) + \frac{(r_1 - r_2)^2}{4C_{\min}}$$

$$L_{\min} = 2 \times 450 \text{ mm} + \pi \times (7 \text{ mm} + 10 \text{ mm}) + \frac{(10 \text{ mm} - 7 \text{ mm})^2}{4 \times 450 \text{ mm}} = 953.41 \text{ mm}$$

Para calcular la longitud máxima, usamos el valor de distancia máxima entre ejes, tal que:

$$L_{\max} = 2C_{\max} + \pi(r_1 + r_2) + \frac{(r_1 - r_2)^2}{4C_{\max}}$$

$$L_{\max} = 2 \times 550 \text{ mm} + \pi \times (3.45 \text{ mm} + 10 \text{ mm}) + \frac{(10 \text{ mm} - 3.45 \text{ mm})^2}{4 \times 550 \text{ mm}} = 1152.41 \text{ mm}$$

Por lo tanto, la **longitud máxima y mínima admisible por la correa Poly-V que debemos instalar entre el motor y el eje del banco se encuentra dentro del rango:**

$$\text{Longitud correa Poly - V} = [942.43 \text{ mm}, 1142.43 \text{ m}]$$

Después de realizar estos cálculos y evaluar las opciones disponibles que se encontraban en el laboratorio de la universidad, se consideraron dos correas diferentes: la 1089J y la 1099J. La designación 1099J indica que la correa tiene una longitud de 1099mm y tiene un perfil del tipo J. Se decidió utilizar la correa 1099J ya que, esta se ajusta bien al rango de distancia entre centros calculado (450 mm a 550 mm), lo que nos proporcionara una tensión adecuada sin necesidad de ajustes excesivos en el soporte del motor. Adicionalmente, con esta longitud de 1099mm, nos permite un margen de ajuste con el soporte instalado al motor, que garantiza que la correa pueda ser tensada correctamente para evitar deslizamientos y mantener una transmisión eficiente de la potencia.

Dimensionado de las poleas del banco y del motor

Una vez escogida la correa Poly-V 1099J que se usara, para optimizar el sistema de transmisión, se deben diseñar dos poleas diferentes: una para el eje del banco y otra para el eje del motor. A continuación, se presentan los detalles y cálculos para ambas poleas.

Para la polea del eje del banco

- Diámetro del eje del banco: 20mm.
- Espacio disponible hasta el tope: 10 mm.
- Diámetro máximo exterior de la polea: 35 mm (sumando el diámetro del eje de 20 mm y el espacio adicional de 10 mm).
- Dimensiones de las ranuras: Según el perfil J, obtenidas del datasheet del fabricante.

Polea del eje del motor

- Diámetro del eje del motor: 14mm.
- Chaveta: 5mm.
- Diámetro interior de la polea: 15 mm (ajustado para encajar en el eje del motor con chaveta).
- Ranuras: 4 ranuras de perfil J.
- Diámetro exterior máximo: 35mm.
- Dimensiones de las ranuras: Según el perfil J, obtenidas del datasheet del fabricante.

Teniendo en cuenta el perfil J de la correa Poly-V escogidas, del datasheet del fabricante podemos obtener la tabla que se muestra en la figura 4.9:

- Paso p: 2.34mm.
- Altura s: 3.20/3.50mm.
- Velocidad lineal máxima: 60 m/s.
- Diámetro mínimo de envolvimiento: 18mm.
- Tensión de montaje: 35 a 50 N/nervio.

Sezioni	Passo p [mm]	s [mm]	Velocità lineare max. [m/s]	Diametro min. avvolgimento [mm]	Tensione montaggio racc. [N/nerv.]
H	1,60	2,30 / 2,50	80	9	da 25 a 35
J	2,34	3,20 / 3,50	60	18	da 35 a 50
K	3,56	4,60	55	45	da 90 a 110
L	4,70	7,00	50	70	da 135 a 200

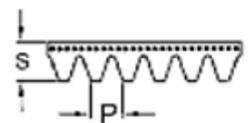


Ilustración 4.10. Medidas específicas correa Poly-V.

Con estas especificaciones nos aseguramos que las poleas diseñadas serán compatibles con la correa Poly-V 1099J seleccionada.

Para determinar las dimensiones finales de las poleas, se utilizaron las tablas proporcionadas en la página web del fabricante, ilustradas en la figura 4.10, 4.11 y 4.12

De [mm]	Number of grooves	Type	SER-SIT® Taper bushing	L [mm]	z [mm]	M [mm]	U [mm]	d [mm]	W [mm]
20	4	1	-	22,5	-	-	-	5,0	13,5
	8	1	-	32,0	-	-	-	5,0	23,0
	12	1	-	41,5	-	-	-	5,0	32,5
	16	1	-	51,0	-	-	-	5,0	42,0
	20	1	-	61,0	-	-	-	5,0	52,0
25	4	1	-	22,5	-	-	-	5,0	13,5
	8	1	-	32,0	-	-	-	5,0	23,0
	12	1	-	41,5	-	-	-	5,0	32,5
	16	1	-	51,0	-	-	-	5,0	42,0
	20	1	-	61,0	-	-	-	5,0	52,0
30	4	1	-	22,5	-	-	-	9,5	13,5
	8	1	-	32,0	-	-	-	9,5	23,0
	12	1	-	41,5	-	-	-	9,5	32,5
	16	1	-	51,0	-	-	-	9,5	42,0
	20	1	-	61,0	-	-	-	9,5	52,0
35	4	1	-	22,5	-	-	-	9,5	13,5
	8	1	-	32,0	-	-	-	9,5	23,0
	12	1	-	41,5	-	-	-	9,5	32,5
	16	1	-	51,0	-	-	-	9,5	42,0
	20	1	-	61,0	-	-	-	9,5	52,0

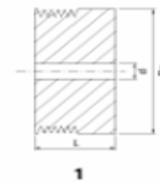


Ilustración 4.11. Medidas específicas para polea de correa Poly-V.

GROOVES DIMENSIONS AND TOLERANCES							
Complying with ISO 9982							
Section	α°	P [mm]	Tolerance of ΣP [mm]	r_t min. [mm]	r_b min. [mm]	S min. [mm]	h [mm]
J	40 ± 0,5	2,34 ± 0,03	± 0,03	0,20	0,40	1,8	1,1
K	40 ± 0,5	3,56 ± 0,05	± 0,03	0,25	0,50	2,5	1,6
L	40 ± 0,5	4,70 ± 0,05	± 0,03	0,40	0,40	3,3	2,3
M	40 ± 0,5	9,40 ± 0,08	± 0,03	0,75	3,30	6,4	2,6

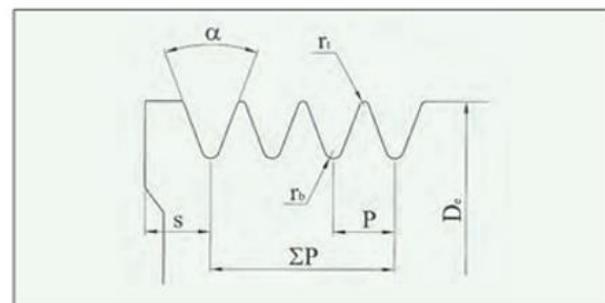


Ilustración 4.12. Medidas de las ranuras de la polea según el tipo de perfil de la correa.

Como se puede observar, con el tipo de polea 1, al seleccionar un diámetro exterior de 35mm junto a 4 ranuras, obtenemos una longitud de 22.5mm.

Por lo tanto, resumiendo las necesidades, tenemos que diseñar dos poleas diferentes de tipo 1:

- Una polea para el eje banco con un diámetro interior de 20 mm y con un lugar para el pasador. Un diámetro exterior de 35mm, con una longitud de 22.5mm. La polea tendrá 4 ranuras, con un ángulo de 40°, un paso de 2.34mm, una altura de 1.1mm y un radio de redondeo de 0.2mm.

- La segunda polea será para el eje motor. Esta tendrá un diámetro interior de 14 mm y adecuada para una chaveta de 5mm. De nuevo, tendremos un diámetro exterior de 35mm, con una longitud de 22.5mm. La polea tendrá 4 ranuras, con un ángulo de 40°, un paso de 2.34mm, una altura de 1.1mm y un radio de redondeo de 0.2mm.

Ambas poleas fueron diseñadas utilizando el software de modelado SolidWorks y posteriormente se producirán mediante impresión 3D. Este proceso no solo nos permitirá una adaptación precisa a nuestras necesidades, sino que también facilita futuras reproducciones o modificaciones en caso de ser necesario.

A continuación, se muestran los planos de las dos poleas diseñadas:

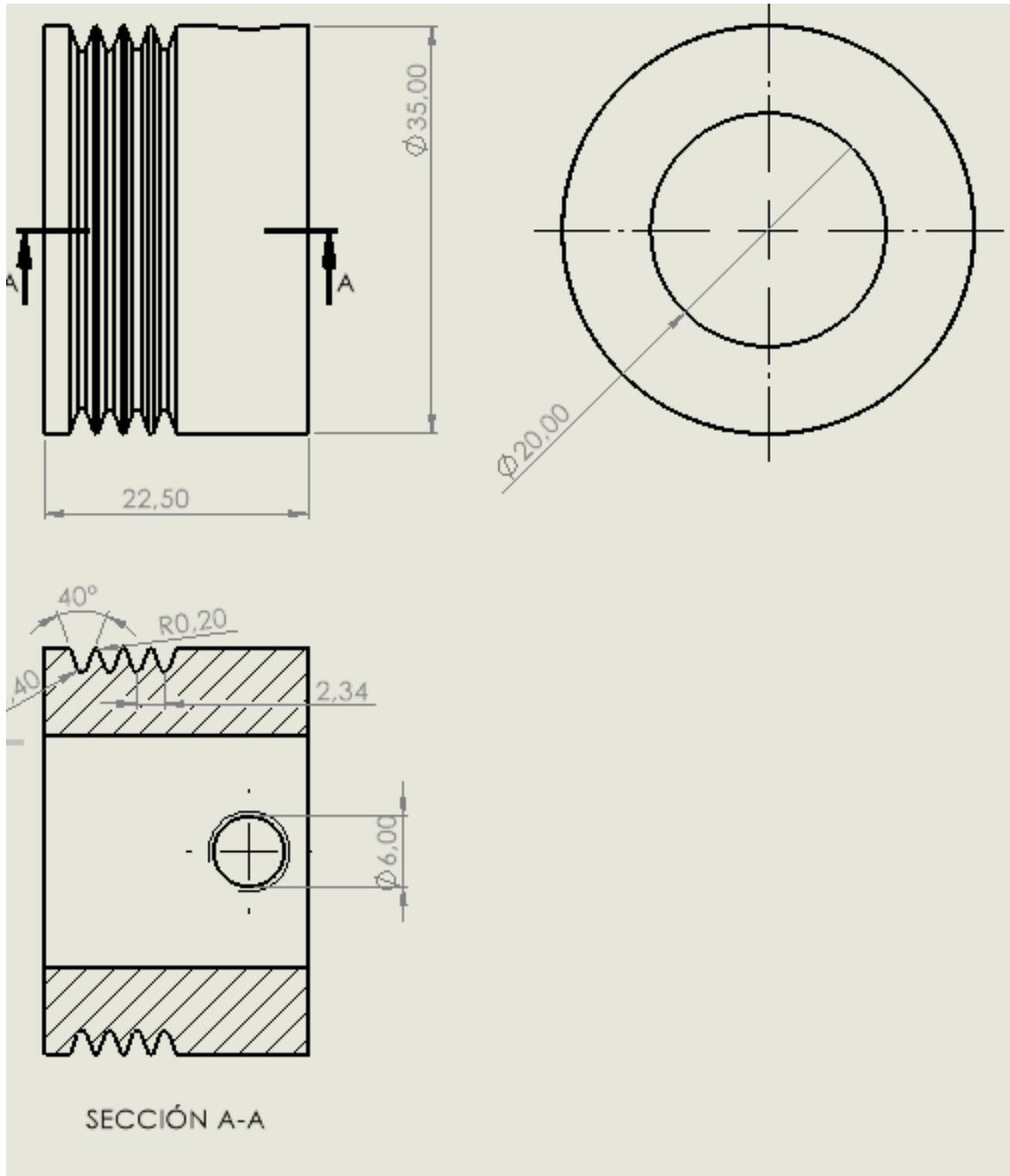


Ilustración 4.13. Plano con dimensiones de la polea del eje del banco.

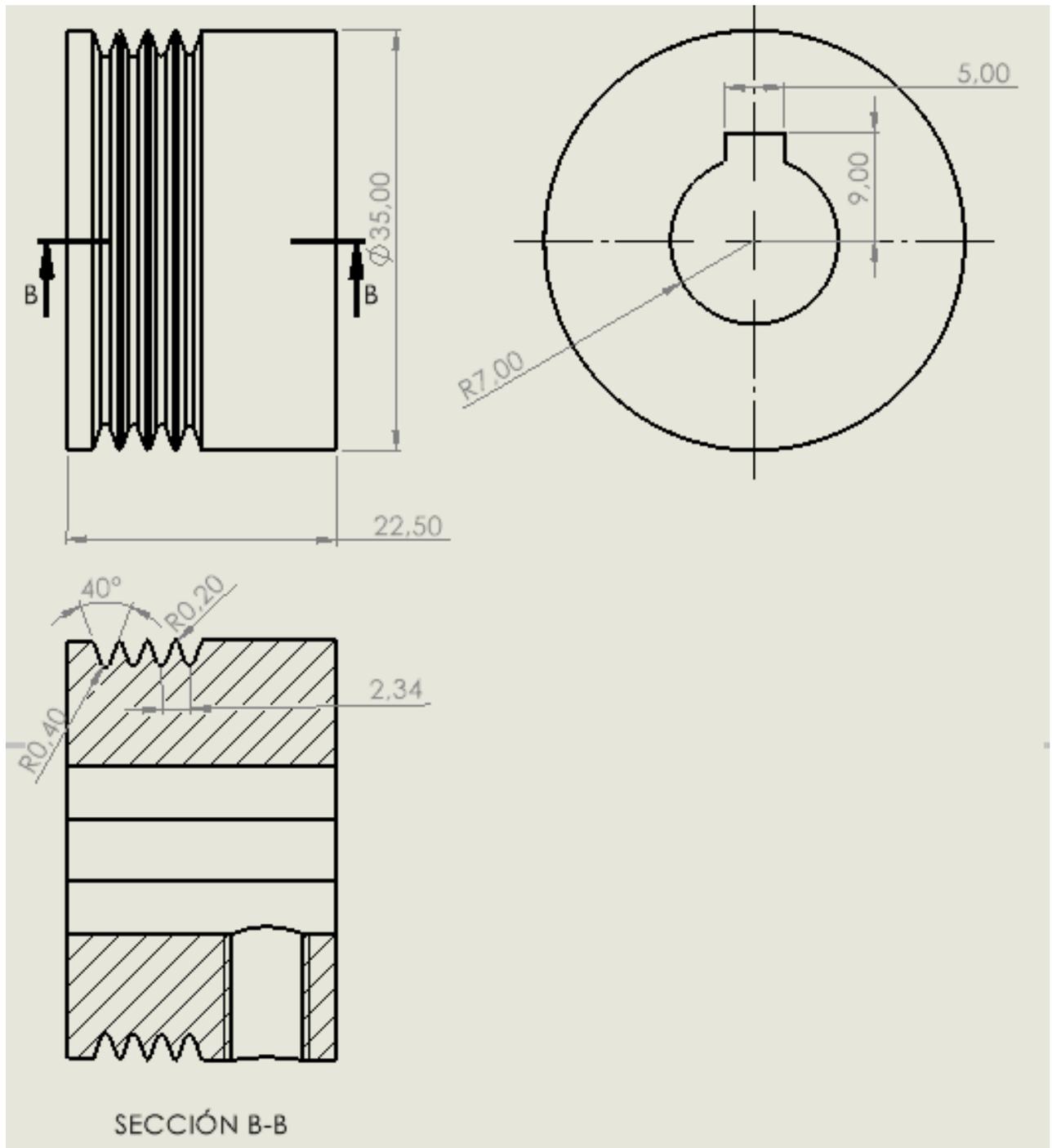


Ilustración 4.14. Plano con dimensiones de la polea del eje del motor.

Una vez diseñadas las poleas, se entregaron al tutor del proyecto. El tutor revisó las poleas, comprobó que estuvieran bien realizadas y realizó los ajustes pertinentes para asegurar su validez. A continuación, se muestra una imagen 3D de las poleas y los planos.

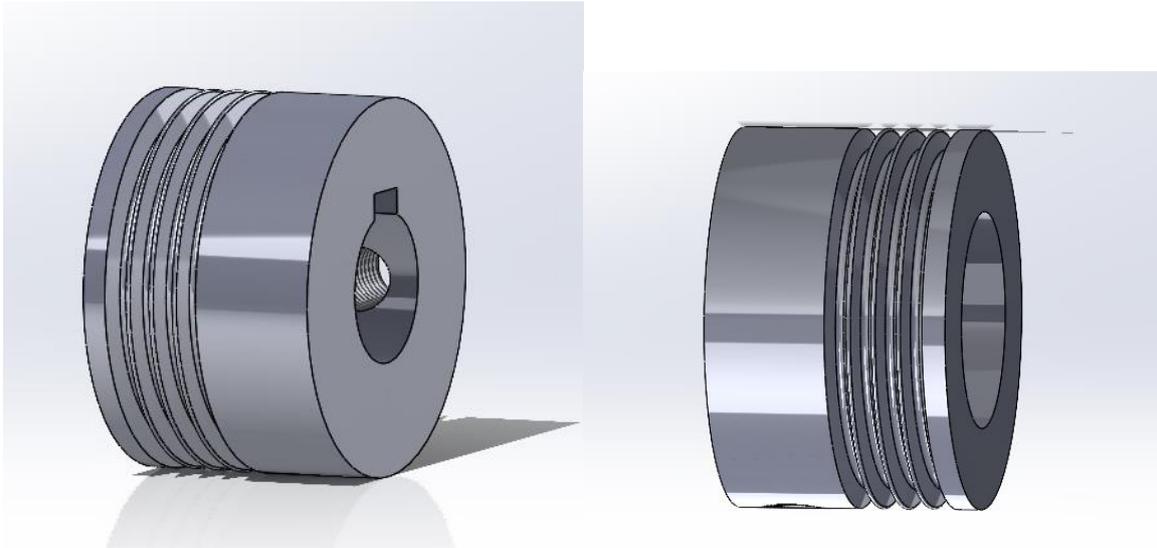


Ilustración 4.15. Imagen 3D de las poleas diseñadas.

Una vez validadas, las poleas fueron enviadas a los encargados de laboratorios, quienes se encargaron de realizar todo el proceso de impresión 3D. Antes de realizar la impresión, se tuvo que decidir el material con el cual se realizaban las piezas. Con la impresión 3D es posible utilizar una gran variedad de materiales, cada uno con sus propias propiedades mecánicas y ventajas. Entre los materiales disponibles en las impresoras de la universidad tenemos los siguientes:

- PLA (Ácido Poliláctico): Fácil de imprimir y biodegradable, pero menos resistente al calor y a la tensión mecánica.
- ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno): Más resistente que el PLA y adecuado para piezas funcionales, pero requiere una cama caliente y puede emitir humos nocivos.
- PETG (Polietileno Tereftalato Glicol): Combina la facilidad de impresión del PLA con la durabilidad del ABS, siendo resistente al impacto y al calor.
- Nylon: Muy fuerte y flexible, ideal para piezas que requieren alta resistencia mecánica, pero más difícil de imprimir.
- Composites: Materiales como PETG con fibra de carbono, que ofrecen mayor resistencia y rigidez.

Para este proyecto, las poleas fueron impresas en **PETG reforzado con fibra de carbono**. Este material nos ofrece una excelente combinación de resistencia, rigidez y durabilidad, adecuada para piezas sometidas a tensiones mecánicas.

Antes de instalar las poleas, se retocaron las piezas adecuando las ranuras, ya que al ser impresas en 3D, no quedaron del todo perfectas. Fue necesario agrandar un poco los diferentes diámetros para asegurar un ajuste adecuado. Adicionalmente, se tuvieron que perforar los agujeros para los pasadores, ya que estos no los hicimos con la impresión 3D. Se perforaron un agujero de 5mm para cada polea en el cual se instaló los pasadores, que sirven para apretar la polea contra el eje y asegurar que no se mueva.

Una vez terminadas las piezas, quedaron de la siguiente manera:



Ilustración 4.16. Imagen de las dos poleas impresas en 3D con PETG.

Las piezas se pudieron instalar correctamente y encajaron bien. Se realizaron algunas pruebas iniciales que resultaron satisfactorias. Sin embargo, después de pocas pruebas a alta velocidad, ambas piezas se rompieron. Esto era esperable, ya que se trataba de prototipos y las piezas impresas en 3D no pueden soportar las mismas cargas y tensiones que las piezas fabricadas en metal. En la figura 4.17 se puede ver la polea asociada al eje del motor con una rotura en la zona del pasador.

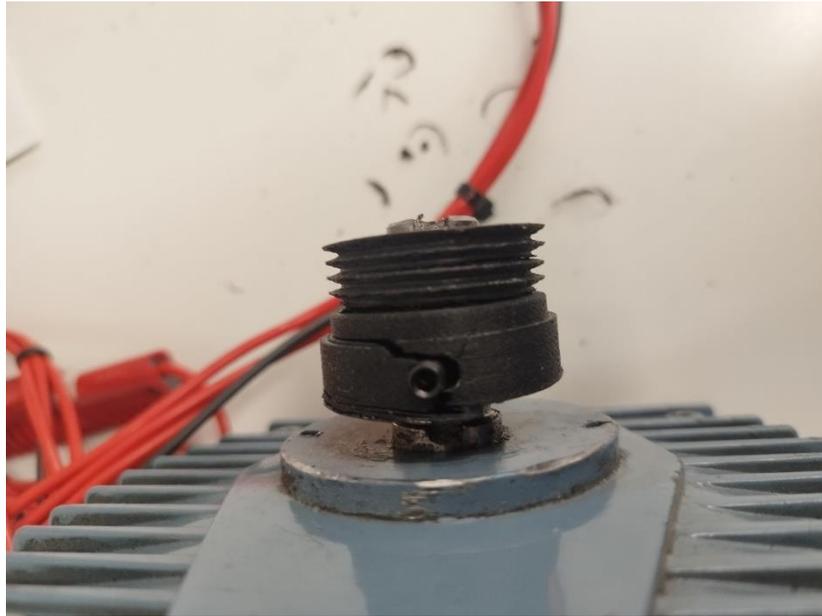


Ilustración 4.17. Imagen de las dos poleas impresas en 3D con PETG.

Dado que las piezas impresas en 3D se rompieron, se decidió no hacer otras en 3D, sino utilizar los mismos planos y enviarlos a una empresa subcontratada para que las realizara en metal. Esto garantizará tolerancias perfectas y que las poleas encajen y soporten cualquier tipo de ensayo.

Los planos y archivos fueron enviados a la empresa subcontratada, y nuevamente, los encargados de laboratorio se encargaron de supervisar todo el proceso. Todos estos planos, tanto los originales como los supervisados por el tutor se pueden consultar en el anexo del trabajo.

A la fecha de entrega de la memoria final, las piezas aún no han llegado, pero se espera que lleguen antes de la defensa del trabajo para realizar las pruebas pertinentes.

4.3 Actualización Hardware y software del sistema.

En este último punto, ya se ha dado por finalizado la reparación y mejora del banco Rotodyn, se han reparado las piezas diferentes piezas rotas en el banco y se ha realizado el diseño y cambio de la transmisión entre el banco y el motor externo. Por lo que ahora, para finalizar la completa reparación del sistema completo de balanceo, nos queda la fase de renovación del

hardware y software del ordenador asociado al banco de equilibrado de rotores 'Rotodyn' y la reparación de todos los problemas de software, tanto del ordenador como del propio programa de balanceo en LabVIEW.

Primero de todo, se realizó la actualización de todo el sistema informático, a continuación, se detallan los pasos y desafíos encontrados durante esta actualización.

Como se comentó inicialmente, el ordenador previo del banco de pruebas operaba con Windows 7 y su rendimiento dejaba mucho que desear, resultando en una operativa muy lenta. El software *LabVIEW 2015* que gestiona los cálculos y el procesamiento de datos tardaba mucho iniciarse y realizar cualquier operación, provocando muchos retrasos en la ejecución del código para obtener resultados. Estas limitaciones justificaron la decisión de reemplazarlo por un equipo más avanzado y actualizado, el cual fue suministrado por los encargados de los laboratorios. Este cambio no solo mejora la velocidad general del sistema, sino que también permite la utilización de versiones más recientes de software que son más eficientes, facilitando así una adquisición y análisis de datos mucho más ágiles y eficaces.

Una vez instalados los diversos programas necesarios para ejecutar los diferentes softwares, al iniciar por primera vez el programa de LabVIEW, nos encontramos que esta transición al ordenador nuevo provocó numerosos problemas y fallos en los diversos softwares usados. Nos encontramos con múltiples problemas de compatibilidad entre el sistema antiguo y el nuevo, principalmente causados por dos módulos específicos de *LabVIEW*: *NI-DAQmx* y *NI-VISA*. Estos módulos son esenciales para la interfaz con el hardware del banco de pruebas, y las diferencias en las versiones entre el antiguo Windows 7 y el nuevo sistema operativo provocaron conflictos los cuales no permitían ni ejecutar este software.

En la figura 4.18 se muestra uno de los diversos mensajes de errores que aparecían al intentar usar LabVIEW:

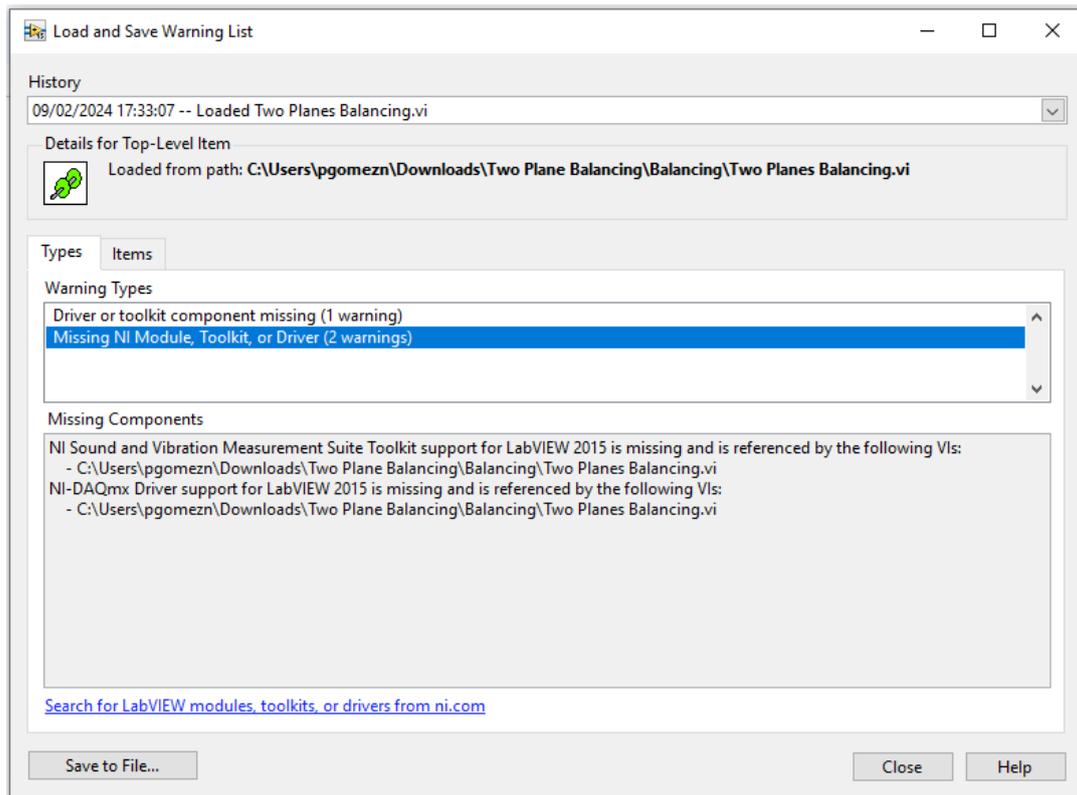


Ilustración 4.18. Ejemplo de errores obtenidos al actualizar el hardware.

Resolver las diferentes incompatibilidades de software en la actualización del banco de pruebas fue mucho más complejo de lo que pensábamos al principio, lo que nos hizo desajustar toda la planificación. Pasamos muchas horas identificando las versiones específicas de los controladores *NI-DAQmx* y *NI-VISA* que serían compatibles con el nuevo hardware y el sistema operativo avanzado de Windows 10. No fue simplemente cuestión de descargar e instalar; tuvimos que buscar y comparar listas de compatibilidad y probar varias iteraciones hasta encontrar la combinación perfecta que permitiera que el sistema funcionase sin fallos.

Entre los paquetes instalados, había problemas de compatibilidad entre ellos mismos y con el sistema operativo. Además, todo el sistema estaba basado en la versión 2015 de *LabVIEW*, que ya no está en uso. Esto añadió otra capa adicional de complejidad, ya que las versiones más recientes de los controladores no son retro compatibles con *LabVIEW* 2015. Por ejemplo, una versión de *NI-DAQmx* diseñada para *LabVIEW* 2017 no es compatible con la versión de 2015, lo que provocó dificultades significativas para encontrar los diferentes paquetes necesarios.

Para asegurarnos de que usábamos versiones realmente compatibles, encontramos esta página: *NI Sound and Vibration Software and LabVIEW Compatibility*, donde se especifican las versiones que son compatibles entre sí. Esta búsqueda fue crucial, ya que nos permitió

identificar las versiones específicas [32] de los controladores que debían ser instaladas. La falta de retrocompatibilidad entre versiones nos obligó a verificar meticulosamente cada componente antes de la instalación, lo que alargó el proceso considerablemente.

Una vez instalados todos los paquetes compatibles entre ellos, todo empezó a funcionar correctamente y se pudo operar perfectamente el software de balanceo. En las referencias se dejan los enlaces a los paquetes instalados por si en un futuro llegara a haber otro error y se tuvieran que reinstalar [33] [34].

4.4 Modificación software balanceo en LabVIEW

Después de haber solucionado todas las incompatibilidades y problemas de instalación, el sistema en general ya funciona correctamente. Sin embargo, el programa específico de balanceo sigue presentando errores y no se ejecuta en su totalidad. Este programa es crucial para el funcionamiento del banco de equilibrado 'Rotodyn', por lo que ahora nos toca centrarnos en identificar y corregir estos errores.

El primer paso será realizar un análisis detallado de los mensajes de error que se presentan al intentar ejecutar el programa. Esto nos permitirá entender mejor la naturaleza de los problemas y determinar las posibles soluciones. Además, será necesario revisar el código del programa y los módulos específicos que podrían estar causando estos fallos.

Primero de todo, tenemos que encontrar la definición de los diferentes sensores involucrados en la recogida de datos. Para ello, se utilizó el software '*LabVIEW SignalExpress*'. Como se puede ver en la imagen, el sensor de efecto Hall aparece en el software como '*Dev1_ai0*'. El acelerómetro del plano derecho aparece como '*Dev1_ai1*' y, por último, el acelerómetro del plano izquierdo como '*Dev1_ai2*'.

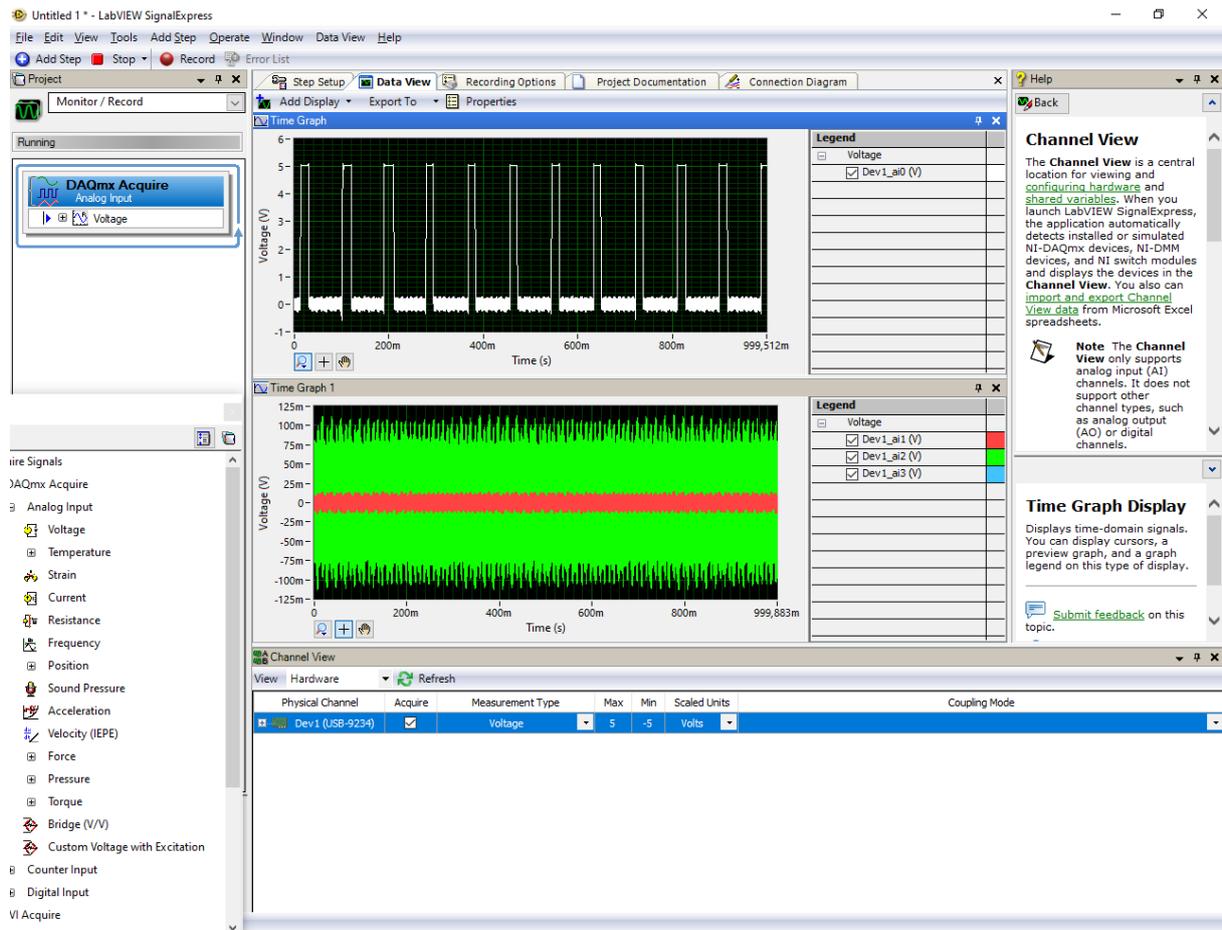


Ilustración 4.19. Definición de sensores dentro de LabVIEW.

Esto es esencial ya que dentro del software tenemos que seleccionar estos sensores para indicarles específicamente que recojan los datos.

Una vez identificadas las causas de los errores, procederemos a realizar las modificaciones necesarias en el código y a actualizar o reemplazar los módulos problemáticos. Esta fase requerirá una combinación de habilidades de programación y conocimiento técnico del sistema de balanceo.

Explicación del Programa de Balanceo en LabVIEW

Como se mencionó anteriormente, el proceso de balanceo se lleva a cabo utilizando el software LabVIEW 2015. El programa de balanceo dentro de LabVIEW consta de varias pestañas, cada una con funciones específicas para facilitar el proceso. Seguidamente mostraremos todas las pestañas justo a una explicación de cómo funciona.

1. **Configuración:** En esta pestaña se configuran los canales de adquisición de datos, el tipo de sensor y su ubicación. Aquí es donde se define cómo se recogerán los datos de los sensores. Por ejemplo, el sensor de efecto Hall (*Dev1_ai0*) y los acelerómetros de los planos derecho (*Dev1_ai1*) e izquierdo (*Dev1_ai2*). Adicionalmente se encuentran la definición de los diferentes parámetros de los sensores.

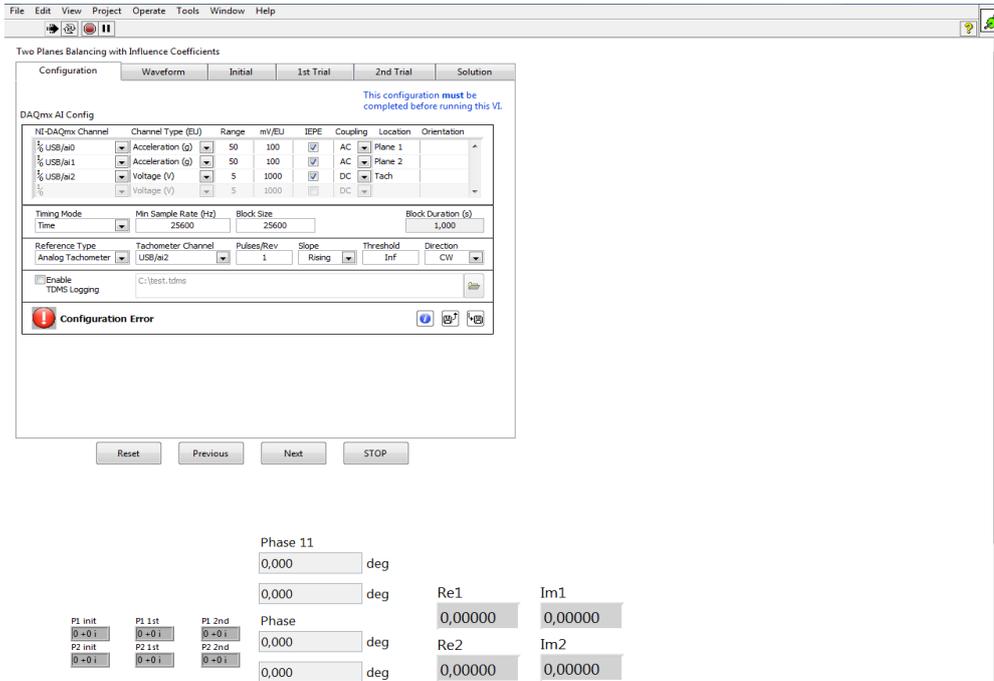


Ilustración 4.20. Primera pestaña programa LabVIEW.

2. **Forma de Onda:** La segunda pestaña permite realizar pruebas para visualizar las señales que se están recibiendo de los sensores. Esta función es útil para verificar la calidad de las señales antes de proceder con el proceso de balanceo.

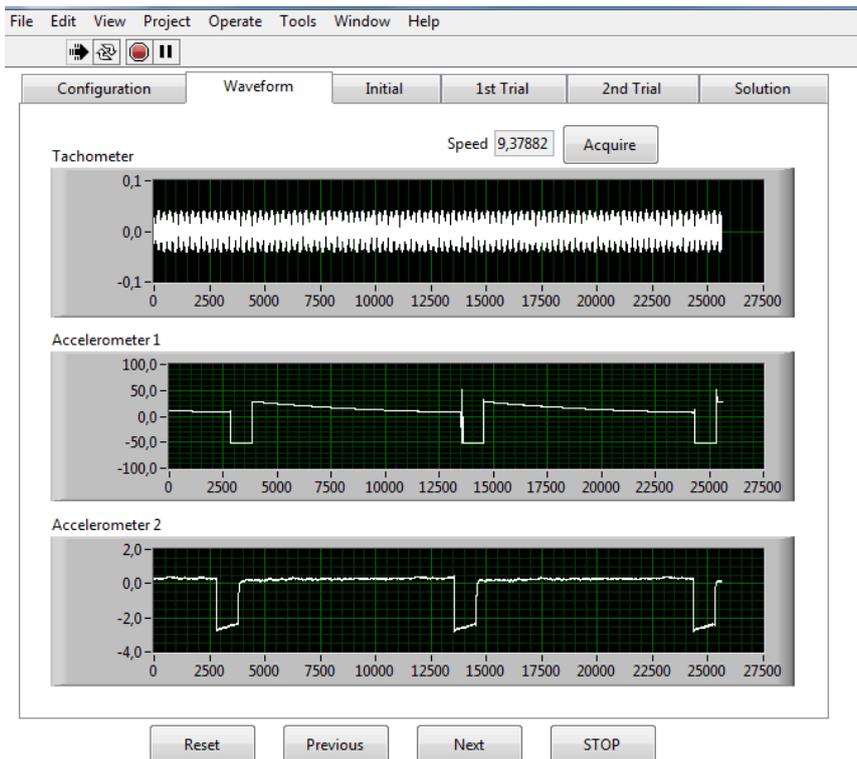


Ilustración 4.21. Segunda pestaña programa LabVIEW.

3. **Inicial:** La tercera pestaña, es crucial al inicio del proceso de balanceo, en el momento en el que se pone a girar el rotor, se mide el desbalanceo inicial de los dos planos. Esta medición proporciona la base sobre la cual se realizarán los cálculos posteriores para contrarrestar el desequilibrio.

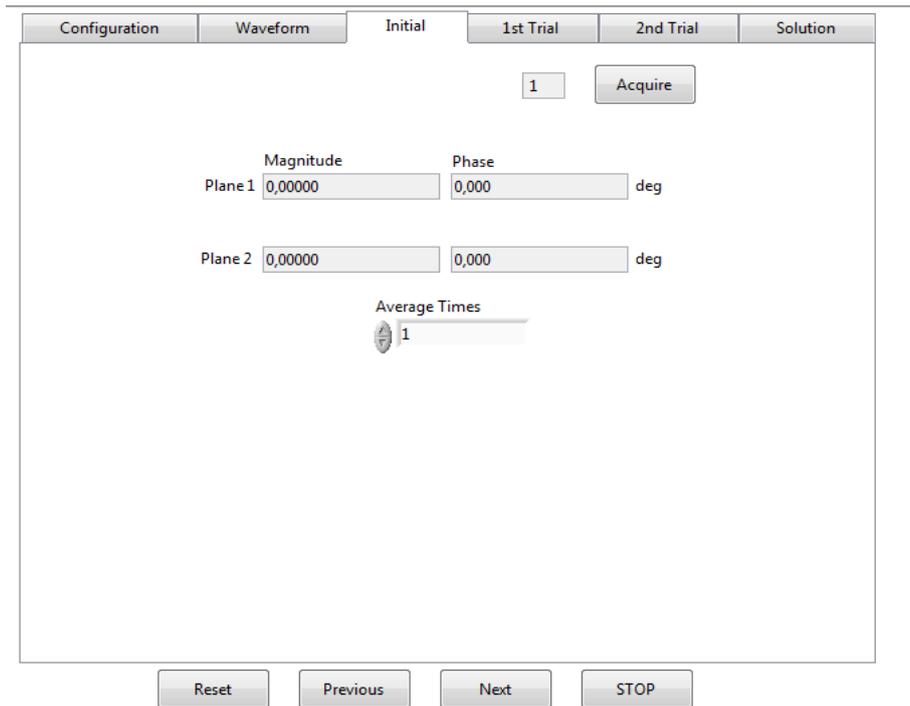


Ilustración 4.22. Tercera pestaña programa LabVIEW.

4. 1st Trial: En la cuarta pestaña, se añaden los pesos en el primer plano y se realiza una nueva medición del desbalanceo una vez que estos pesos han sido incorporados. Esta etapa permite evaluar el efecto de los pesos agregados en la reducción del desequilibrio.

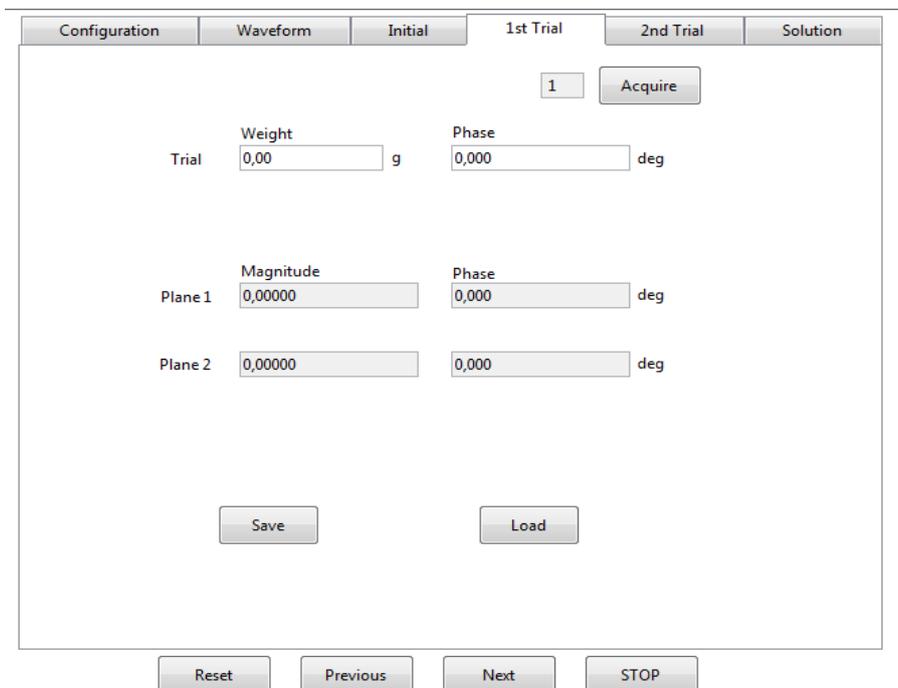


Ilustración 4.23. Cuarta pestaña programa LabVIEW.

5. 2nd Trial: La quinta pestaña, sigue un procedimiento similar al de la pestaña anterior, pero se quitan los pesos del primer plato, y se añaden los pesos en el segundo plano y se realiza una nueva medición del desbalanceo. Esto permite completar la evaluación del desequilibrio en ambos planos.

The screenshot shows the '2nd Trial' configuration window in LabVIEW. The window has a tabbed interface with tabs for 'Configuration', 'Waveform', 'Initial', '1st Trial', '2nd Trial', and 'Solution'. The '2nd Trial' tab is selected. Inside the window, there is a '1' button and an 'Acquire' button. Below these are three rows of input fields: 'Trial' (Weight: 0,00 g, Phase: 0,000 deg), 'Plane 1' (Magnitude: 0,00000, Phase: 0,000 deg), and 'Plane 2' (Magnitude: 0,00000, Phase: 0,000 deg). At the bottom of the window are 'Save' and 'Load' buttons. Below the window are 'Reset', 'Previous', 'Next', and 'STOP' buttons.

Ilustración 4.24. Quinta pestaña programa LabVIEW.

6. Solución: Finalmente, la sexta y última pestaña, es donde se lleva a cabo el cálculo final para determinar las masas necesarias para contrarrestar el desequilibrio. Aquí se obtienen las soluciones específicas que deben aplicarse para lograr un balanceo óptimo del sistema. Esta estructura organizada del programa facilita el proceso de balanceo, asegurando una ejecución eficiente y precisa.

The screenshot shows the 'Solution' tab of a LabVIEW program. It features a tabbed interface with 'Configuration', 'Waveform', 'Initial', '1st Trial', '2nd Trial', and 'Solution' tabs. The 'Solution' tab is active and contains the following elements:

- Solution Weights:** A section with a 'Solution' button. It contains input fields for 'Plane 1' and 'Plane 2' with 'Magnitude' (0,00) and 'Phase' (0,000) values.
- Before Balancing:** A section with input fields for 'Plane 1' and 'Plane 2' with 'Magnitude' (0,00000) values. To the right is a bar chart with two bars for 'Plane 1' and 'Plane 2'.
- After Balancing:** A section with input fields for 'Plane 1' and 'Plane 2' with 'Magnitude' (0,00000) values. To the right is a bar chart with two bars for 'Plane 1' and 'Plane 2', and a '1' in a box below it.
- Buttons:** 'Reset', 'Previous', 'Next', and 'STOP' buttons are located at the bottom of the interface.

Ilustración 4.25. Sexta pestaña programa LabVIEW.

Como se ha comentado antes, hay que hacer diferentes arreglos y modificaciones al código original para conseguir que funcione correctamente. La primera modificación del código que se hizo fue esta:

En esta última pestaña, tras haber introducido los pesos calculados en las posiciones indicadas para contrarrestar el desequilibrio, se ha implementado un cálculo para determinar la reducción del desequilibrio en porcentaje. Esta métrica es fundamental para evaluar cuán efectivas han sido las masas introducidas y asegurar que se haya logrado una mejora significativa en el balance del sistema. La fórmula que usaremos será la siguiente, una fórmula simple donde se introduce la magnitud de desbalanceo final e inicial y calcula en un % de reducción.

$$\text{Reducción del desequilibrio (\%)} = \left(\frac{M_{\text{inicial}} - M_{\text{final}}}{M_{\text{inicial}}} \right) \times 100$$

Para llevar a cabo este cálculo en el programa, se ha desarrollado un código en el entorno de programación de bloques de LabVIEW. Este código se encarga de comparar el desequilibrio inicial con el desequilibrio después de haber añadido los pesos correctivos. El objetivo es

visualizar de manera clara y precisa la magnitud de la mejora lograda, facilitando la toma de decisiones respecto a la necesidad de realizar ajustes adicionales.

En las siguientes imágenes, la figura 4.26 y 4.26, se puede observar el código implementado y el resultado en la interfaz de usuario del programa. Este código verifica si la introducción de los pesos ha contribuido significativamente a la reducción del desequilibrio. En caso de que la reducción no sea satisfactoria, se deberá considerar la revisión y ajuste del proceso para garantizar resultados óptimos.

En esta última pestaña, tras haber introducido los pesos calculados en las posiciones indicadas para contrarrestar el desequilibrio, se ha implementado un cálculo para determinar la reducción del desequilibrio en porcentaje. Esta métrica es fundamental para evaluar cuan efectivas han sido las masas introducidas y asegurar que se haya logrado una mejora significativa en el balance del sistema. En caso de que la reducción no sea satisfactoria, se deberá considerar la revisión y ajuste del proceso para garantizar resultados óptimos.

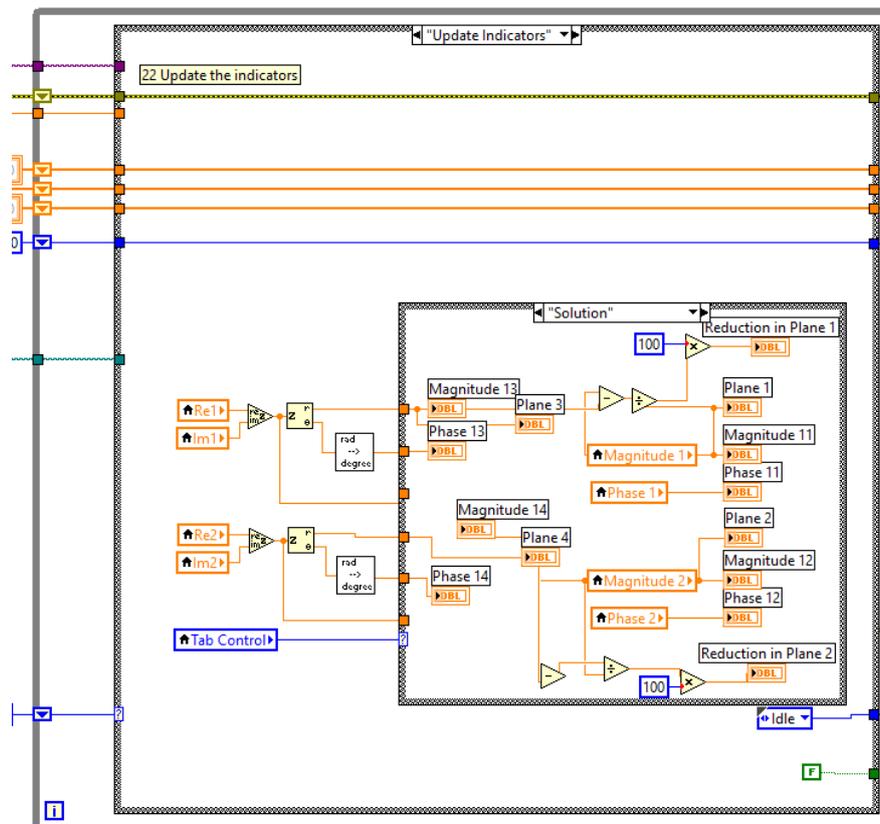


Ilustración 4.26. Código bloques para añadir porcentaje reducción.

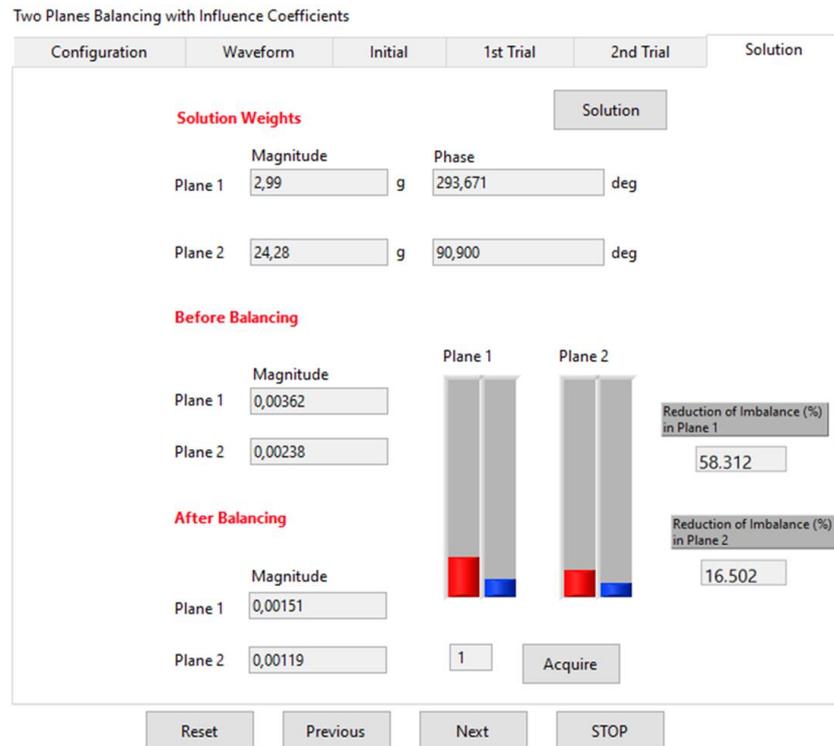


Ilustración 4.27. Ejemplo porcentaje reducción.

Además de esta mejora, se realizaron varias modificaciones adicionales al código original (En el anexo del trabajo se encuentra todo el código en formato de LabVIEW) para asegurar un correcto funcionamiento. Primero, se corrigieron problemas en la configuración de los canales de adquisición de datos que provocaban lecturas incorrectas o incompletas de los sensores. Muchas funciones de estos apartados no funcionaban debido al cambio de versión, por lo que se tuvieron que retirar las funciones antiguas y reemplazarlas con otras específicas de las librerías actuales. Por ejemplo, se sustituyó la función ‘*DAQmx Create Channel (AI Voltage)*’ de la versión antigua por ‘*DAQmx Create Virtual Channel*’ compatible con la versión específica de LabVIEW 2015.

Posteriormente, se optimizaron los parámetros del tacómetro para asegurar una detección precisa de la velocidad de rotación, crucial para el cálculo correcto del desequilibrio. Este ajuste mejora la sincronización de los datos con la rotación del rotor. También en este caso, muchas funciones relacionadas con el tacómetro no funcionaban correctamente con la nueva versión, por lo que se sustituyó la función ‘*DAQmx Read Counter*’ por ‘*DAQmx Read (Counter U32 IChan 1Samp)*’.

Finalmente, se añadió una mejora significativa a la interfaz de usuario. Se incorporaron mensajes de error más claros y descriptivos para ayudar a los usuarios a identificar y solucionar problemas más rápidamente. Además, se mejoró la disposición de los elementos en la interfaz para facilitar su uso. Debido a incompatibilidades con la versión anterior, fue necesario reemplazar los controles y los indicadores obsoletos con las nuevas versiones disponibles en LabVIEW 2015, mejorando así la claridad y funcionalidad de la interfaz.

Además, el sensor de efecto Hall estuvo dando problemas durante la ejecución de todo el proceso de balanceo. En algunas ocasiones, la señal que leía el tacómetro no correspondía con los pulsos que debería dar, en la figura 4.28 se puede observar este problema. Después de estudiar el suceso, se averiguó que el problema era que el cable que conectaba el sensor de efecto Hall al ordenador estaba pegado a una de las varillas del banco, lo que hacía que las vibraciones producidas afectaran las mediciones del sensor. Esto se solucionó simplemente moviendo los cables del sensor ligeramente para que no hubiera contacto. En la figura 4.29 se puede ver las lecturas del tacómetro una vez solucionado el problema

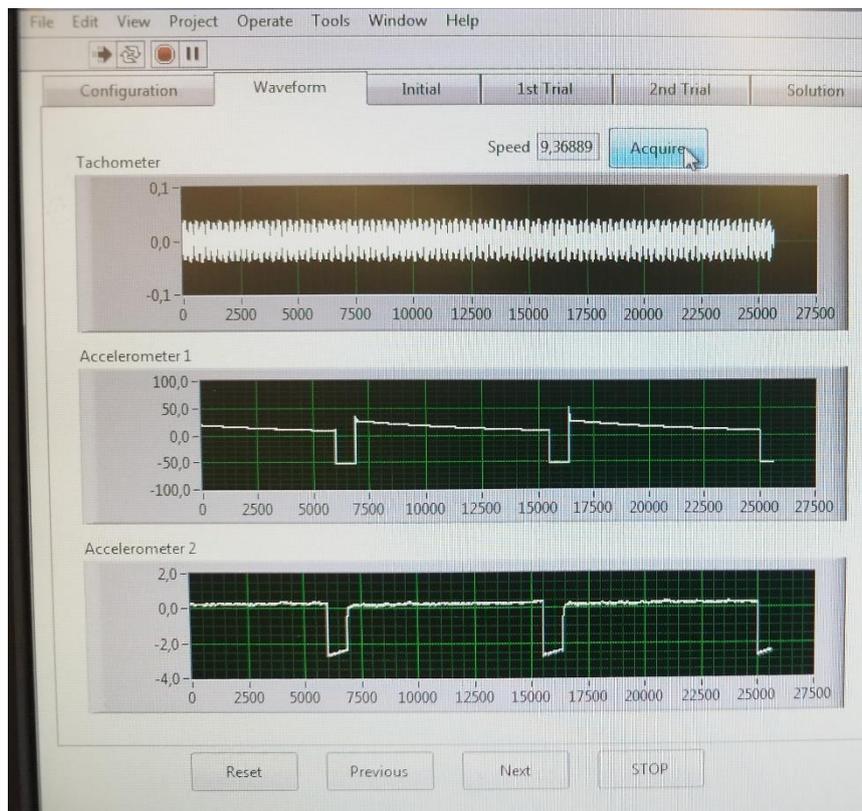


Ilustración 4.28. Error de lectura del Sensor de Efecto Hall.



Ilustración 4.28. Lectura del tacómetro una vez solucionado el error de lectura.

Una vez realizadas todas estas modificaciones y mejoras, finalmente hemos solucionado todos los problemas que presentaba el sistema Rotodyn. En este punto, el programa ya es perfectamente funcional, permitiendo un proceso de balanceo preciso y eficiente. Ahora, el banco de equilibrado 'Rotodyn' está completamente operativo y listo para ser utilizado en las prácticas experimentales de los estudiantes, pen el siguiente punto realizaremos un ensayo para comprobar todo el funcionamiento del sistema.

5. Ensayos con el banco de trabajo

Después de haber solucionado todos los problemas y realizado las mejoras necesarias, el banco de equilibrado 'Rotodyn' ya es completamente operativo. Como se ha visto en el apartado anterior, primero se ha llevado a cabo la reparación de las varillas de acero. También se actualizó el sistema de transmisión, reemplazando el mecanismo de transmisión antiguo por uno más eficiente usando dos poleas y una correa Poly-V que garantiza una mejor transferencia movimiento solucionando el problema de los saltos mecánicos. Por último, se realizó una renovación completa del hardware y software del ordenador, actualizando los componentes físicos y configurando los programas y controladores esenciales para la adquisición y procesamiento de datos, solucionando de esta manera los problemas que presentaba el software de equilibrado.

Con el banco en perfectas condiciones de funcionamiento, en esta sección del proyecto se realizarán diversas pruebas para verificar el correcto funcionamiento. Se llevarán a cabo tanto ensayos de balanceo estático como de dinámico. Primero se realizará un ensayo estático y luego un ensayo dinámico, documentando cada paso con fotos y explicaciones detalladas para que puedan ser replicados en futuras ocasiones.

5.1. Ensayo desequilibrio estático

Primero haremos el ensayo de desequilibrio estático. Como se ha comentado en el punto 2.6.4 del trabajo, este ensayo se debe realizar con el rotor parado, por lo que en este caso no usaremos el software de balanceo, sino que realizaremos los cálculos a mano, ya que son simples de hacer. La metodología a seguir es la siguiente:

1. **Identificación de la Posición de Equilibrio Inicial:** El rotor se deja girar libremente hasta que se detiene en una posición de equilibrio. En esta posición, cualquier masa desbalanceada se encontrará en el punto más bajo del disco.
2. **Adición de una Masa de Prueba:** Una masa conocida (m_r) se coloca a una distancia específica (l_r) del centro del rotor. Esta nueva masa colocada generara una nueva posición de equilibrio debido a la influencia de la masa de prueba.

3. **Medición de Ángulos:** Primero se mide el ángulo (Θ_x) entre la posición inicial de equilibrio y la nueva posición de equilibrio. También se mide el ángulo (Θ_r) entre la posición inicial y la posición de la masa de prueba.
4. **Cálculo de la Magnitud del Desequilibrio:** Utilizando la fórmula:

$$m_x \cdot l_x = m_r \cdot l_r \cdot \frac{\sin(\Theta_r - \Theta_x)}{\sin(\Theta_x)}$$

5. **Determinación de la Masa Correctora:** Una vez conocida la magnitud del desequilibrio, se calcula la masa correctora (m_c) necesaria para contrarrestar el desequilibrio. Esta masa se coloca en el ángulo opuesto al desequilibrio inicial.

$$m_c = \frac{m_x \cdot l_x}{l_r}$$

Una vez tenemos clara la metodología, en la figura 5.1 se muestra el rotor que debemos equilibrar estáticamente:



Ilustración 5.1. Rotor a equilibrar estáticamente.

En el ensayo realizado, primero se identificó la posición de equilibrio inicial con una masa desconocida, que se situó en la parte inferior del plato del rotor, como se muestra en la foto.

Una vez identificado este punto de equilibrio inicial, se añadió una masa de 20g al plato. Esta masa fue añadida en una posición de 0.8cm del centro del rotor. Esto se puede ver en la ilustración 5.2.

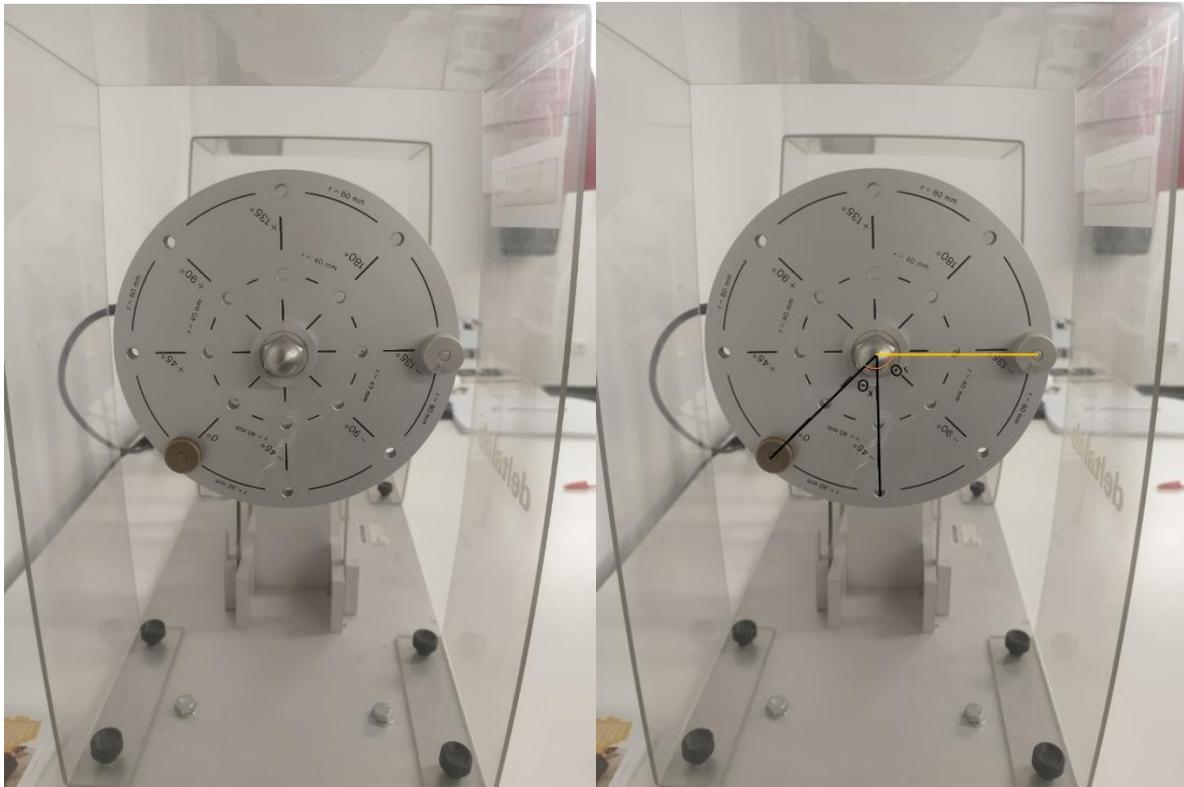


Ilustración 5.2. Posición de equilibrio una vez añadida la masa de prueba de 20g.

Observando la segunda figura, podemos obtener los dos ángulos que se han formado. Primero, podemos ver como el ángulo (θ_x) entre la posición inicial de equilibrio y la nueva posición de equilibrio es de 45° . También podemos medir el ángulo (θ_r) entre la posición inicial y la posición de la masa de prueba, podemos ver como este ángulo es de 135° .

Una vez tenemos los valores de los ángulos y masas de prueba, podemos usar la formula siguiente para calcular la magnitud de desequilibrio que presenta el rotor. Lo calculamos de la siguiente manera:

$$m_x \cdot l_x = 20g \cdot 8cm \cdot \frac{\sin(135^\circ - 45^\circ)}{\sin(45^\circ)} = 226.27g \cdot cm$$

Por último, una vez calculado la magnitud de desbalanceo, podemos calcular la masa correctora para corregir este desbalanceo. La calculamos de la siguiente manera:

$$m_c = \frac{226.27g \cdot cm}{8cm} = 28.28g$$

Por lo tanto, obtenemos una masa correctora de 28,28 gramos, que aproximaremos a 30g. Por lo que colocamos esta masa correctora de 30 gramos en el extremo opuesto a la posición de equilibrio original, como se muestra en la última foto.



Ilustración 5.3. Rotor con la masa correctora, balanceado estáticamente.

Una vez añadida esta masa correctora, podemos ver cómo el plato está equilibrado estáticamente. Si se le da un impulso y se deja girar, se quedará en cualquier posición a la que llegue, en lugar de seguir girando hasta una posición de equilibrio como pasaba al inicio del

ensayo. Esto indica que el rotor ya no tiene un desequilibrio significativo que lo haga girar hacia una posición específica, confirmando así que el equilibrio estático ha sido logrado con éxito.

5.2. Ensayo desequilibrio estático y dinámico

Una vez realizado el ensayo de desequilibrio estático, en esta sección, realizaremos un ensayo de desequilibrio tanto estático como dinámico para verificar el correcto funcionamiento del sistema bajo condiciones de operación más realistas. Estos ensayos nos permitirán evaluar la el banco de equilibrado 'Rotodyn' para detectar y corregir desequilibrios en condiciones estáticas (con el rotor parado) y dinámicas (con el rotor en movimiento).

Preparación del Motor y el Variador de Frecuencia

Antes de comenzar con el ensayo, es necesario preparar el motor y el variador de frecuencia correctamente. En la Figura 5.4, se muestra el variador de frecuencia y el motor trifásico utilizado.

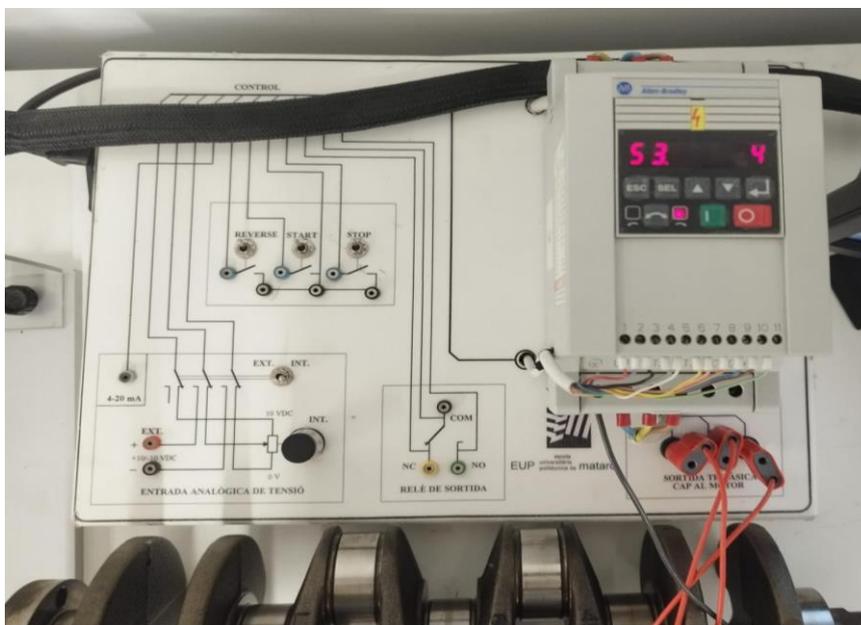


Ilustración 5.4. Variador de frecuencia conectado al motor trifásico.

Para operar el motor, siga los siguientes pasos:

1. Conexión de Cables: Primero de todo hay que realizar el conexionado, por lo que se deben coger los cuatro cables que salen del motor trifásico y se deben conectar al

variador de frecuencia en la sección inferior derecha, específicamente en las terminales U, V y W. El cable de color negro se corresponde a la conexión a tierra, también hay que conectarlo al variador. Estas terminales corresponden a las fases del motor.

2. Encendido del Variador de Frecuencia: Una vez conectados los cables, se debe encender el variador de frecuencia. Seguidamente, en la sección de 'Entrada Analógica de Tensión', se debe colocar el interruptor en 'EXT'. Esto permite que el variador controle el motor utilizando una señal de entrada externa.
3. Control del Motor: Para controlar el encendido y apagado del motor, se usan los interruptores marcados como 'START' y 'STOP'. Si se acciona el interruptor 'STOP', antes de volver a encender el motor, es necesario resetear el interruptor 'STOP' a su posición inicial, es decir se debe rearmar el interruptor.
4. Ajuste de Velocidad: Por último, la velocidad del motor se puede regular mediante el potenciómetro ubicado en el variador de frecuencia.

Una vez realizada la conexión del motor, se puede iniciar el ensayo. A continuación, se presenta un ejemplo del proceso de balanceo de los dos planos. Inicialmente, se asignan masas al rotor. En el plano 1, se coloca una masa de 30 gramos en la posición de 0 grados, mientras que en el plano 2 se coloca una masa de 20 gramos en la posición de -135 grados. Estas masas iniciales crearan un desequilibrio controlado que será corregido durante el proceso de balanceo. En la Figura 5.5, se muestra el rotor con las masas iniciales.

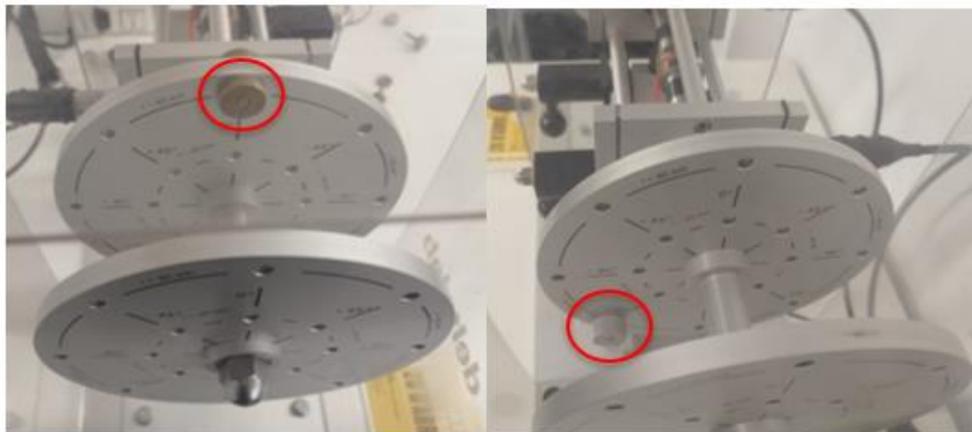


Ilustración 5.5. Masas desbalanceadoras dispuestas en el banco.

Paso 1: Adquisición de Desbalances Iniciales: Una vez que se han colocado las masas iniciales, se pone en marcha el motor del banco de pruebas y se adquieren los datos de desbalance inicial. Debemos anotar esta velocidad a la que hemos hecho las medidas, ya que debemos usar la

Two Planes Balancing with Influence Coefficients

Configuration	Waveform	Initial	1st Trial	2nd Trial	Solution
			1		
			Acquire		
Trial	Weight		Phase		
	20,00 g		180,000 deg		
Plane 1	Magnitude		Phase		
	0,00221		131,898 deg		
Plane 2	Magnitude		Phase		
	0,00064		-158,208 deg		
	Save		Load		
	Reset	Previous	Next	STOP	

Figura 5.7: Desbalances después de añadir masa de prueba en el plano 1.

Paso 3: Primera Corrección en el Plano 2: Después de registrar los nuevos valores del plano 1, se detiene el motor, se retiran las masas del plano 1 y, de nuevo, se añade una masa de 20 gramos en la posición de 180 grados, este caso en el plano 2. Al reiniciar el motor, se adquieren nuevamente los datos de desbalance, permitiendo así evaluar el impacto de la masa añadida en el plano 2. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 5.8. Nuevamente, las magnitudes de desbalanceo han cambiado, en este caso tenemos en el plano 1 **una magnitud de 0.00297g·cm a 111.725°** y en el plano 2 **una magnitud de 0.00204g·cm a -109.45°**.

Two Planes Balancing with Influence Coefficients

Configuration	Waveform	Initial	1st Trial	2nd Trial	Solution
			1	Acquire	
Trial	Weight		Phase		
	20,00 g		180,000 deg		
Plane 1	Magnitude		Phase		
	0,00297		111,725 deg		
Plane 2	Magnitude		Phase		
	0,00204		-109,456 deg		
	Save		Load		
	Reset	Previous	Next	STOP	

Figura 5.7: Desbalances después de añadir masa de prueba en el plano 2.

Paso 4: Cálculo y Aplicación de la Solución: Una vez completados los pasos de corrección, se procede al cálculo de la solución utilizando la última pestaña del programa de LabVIEW. Si apretamos el botón 'Solution', el software calcula las masas correctoras necesarias para ambos planos. Según los resultados obtenidos, se debe **añadir una masa de 27.12 gramos en la posición de 175 grados en el plano 1** y una **masa de 21.82 gramos en la posición de 38.9 grados en el plano 2**. Estos valores se muestran en la Figura 5.8.

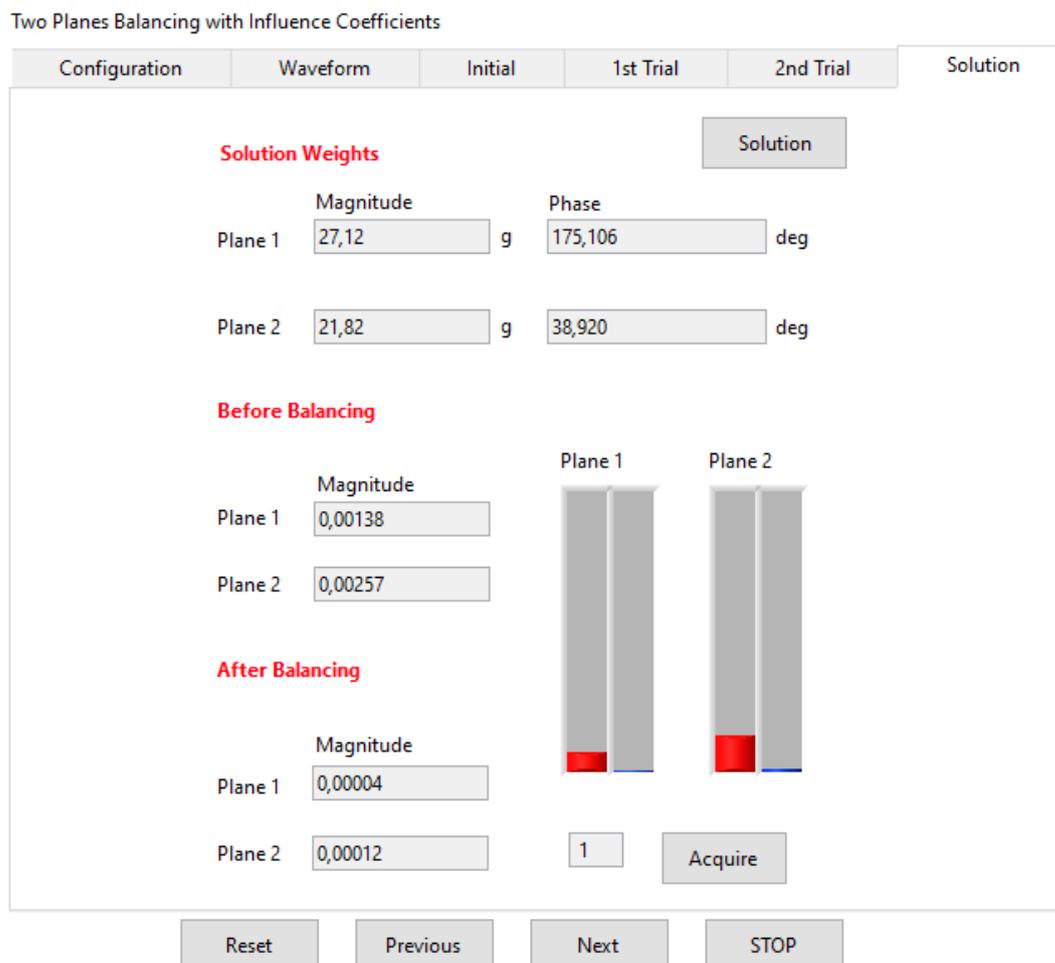


Figura 5.8: Masa correctora calculada por el programa y comparación de magnitud.

Paso 5: Verificación Final: Finalmente, con las masas correctoras añadidas, se pone en marcha el motor nuevamente y se observan los gráficos de vibración en el software. En estos gráficos, la barra de color rojo corresponde al desbalanceo inicial, y la barra de color azul al desbalanceo una vez introducidas las masas correctoras. Los resultados muestran una reducción significativa del desbalance, confirmando que el proceso de balanceo ha sido exitoso y que el banco de equilibrado funciona correctamente. En la Figura 5.8, se muestra el resultado final después de aplicar las correcciones. Si observamos los valores de magnitud una vez aplicadas estas masas correctoras, podemos ver cómo han sido reducido hasta **una magnitud de 0.00004g·cm en el plano 1 y una magnitud de 0.00012g·cm en el plano 2**. Por lo que podemos asegurar que el ensayo ha funcionado correctamente. Hemos conseguido reducir el desbalanceo hasta reducirlo por completo.

Paso 2: Primera Corrección en el Plano 1: Con el motor detenido, se añade una masa de prueba, en este caso de 30 gramos en la posición de 0 grados en el plano 1. Luego, se reinicia el motor y se registran nuevamente los valores de fase y magnitud del desbalance. Como se ha comentado antes, a la misma velocidad que en el paso 1. Estos nuevos valores permiten evaluar la influencia de la masa añadida en el desbalance del plano 1. Los resultados de esta corrección se muestran en la Figura 5.10. Se puede ver cómo, una vez añadida esta masa de prueba en el plano 1, el desbalanceo en el **plano 1 tiene una magnitud de 0.01058g·cm a 115.69°** y en el **plano 2 una magnitud de 0.01434g·cm a 112.20°**.

Two Planes Balancing with Influence Coefficients

Configuration	Waveform	Initial	1st Trial	2nd Trial	Solution
			1	Acquire	
Trial	Weight		Phase		
	30,00 g		0,000 deg		
Plane 1	Magnitude		Phase		
	0,01058		115,698 deg		
Plane 2	Magnitude		Phase		
	0,01434		112,207 deg		
	Save		Load		
	Reset	Previous	Next	STOP	

Figura 5.10: Desbalances después de añadir masa de prueba en el plano 1 segundo ejemplo.

Paso 3: Primera Corrección en el Plano 2: Después de registrar los nuevos valores del plano 1, se detiene el motor, se retiran las masas del plano 1 y, de nuevo, se añade una masa de 30 gramos en la posición de 45 grados en el plano 2. Se reinicia el motor y se adquieren nuevamente los datos de desbalance. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 5.11.

En este caso tenemos en el **plano 1** una magnitud de **0.00341g·cm** a **-123.593°** y en el **plano 2** una magnitud de **0.00254g·cm** a **-133.067°**.

Two Planes Balancing with Influence Coefficients

Configuration	Waveform	Initial	1st Trial	2nd Trial	Solution
			1	Acquire	
Trial	Weight		Phase		
	30,00 g		45,000 deg		
Plane 1	Magnitude		Phase		
	0,00341		-123,593 deg		
Plane 2	Magnitude		Phase		
	0,00254		-133,067 deg		
	Save		Load		
	Reset	Previous	Next	STOP	

Figura 5.11: Desbalances después de añadir masa de prueba en el plano 2 segundo ejemplo.

Paso 4: Cálculo y Aplicación de la Solución: Una vez completados los pasos de corrección, se procede al cálculo de la solución utilizando la última pestaña del programa de LabVIEW. Según los resultados obtenidos, se debe añadir una masa de **2.99 gramos en la posición de 293.67** grados en el plano 1 y **una masa de 24.28 gramos en la posición de 90.90** grados en el plano 2. Estos valores se muestran en la Figura 5.12.

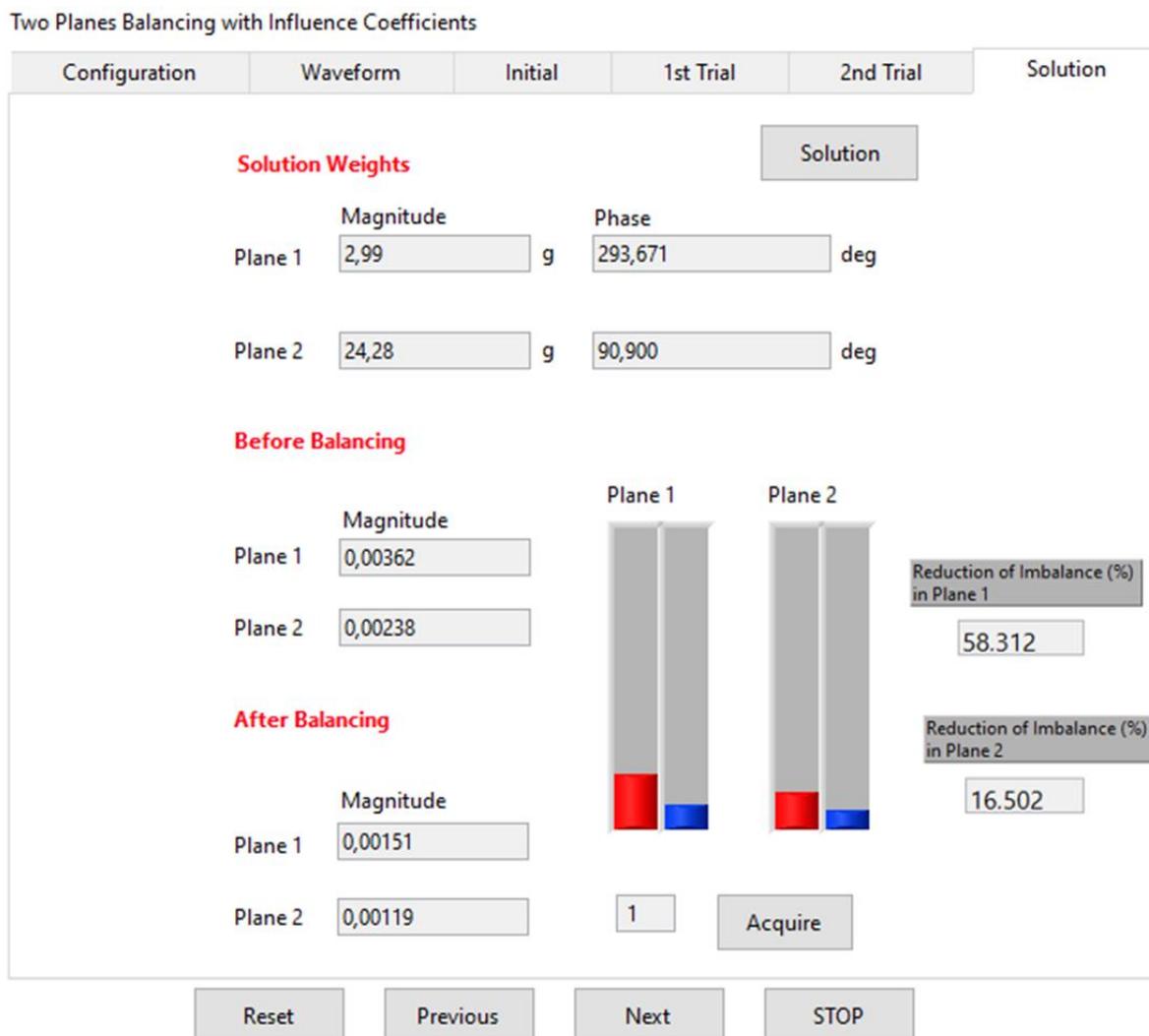


Figura 5.12: Masa correctora calculada y comparación de magnitud segundo ejemplo.

Paso 5: Verificación Final: Finalmente, con las masas correctoras añadidas, se pone en marcha el motor nuevamente y se observan los gráficos de vibración en el software. En este caso, los resultados muestran una reducción significativa del desbalance en el **plano 1 (58.312%)** y en el **plano 2 (16.502%)**. Aquí es donde se puede apreciar la utilidad del cálculo de reducción añadido, en este caso, los resultados, aunque han mejorado, no son suficientes, por lo que idealmente, tendríamos que volver a hacer el proceso entero, pero con las masas añadidas para bajar la magnitud del desbalanceo hasta un grado aceptable.

En conclusión, tras realizar los dos ensayos, tanto estáticos como dinámicos, hemos comprobado la efectividad del proceso de balanceo en el banco de pruebas Rotodyn. En el

ensayo estático, se ha logrado equilibrar el rotor manualmente mediante la colocación de masas correctoras en las posiciones adecuadas, observando una reducción del desbalance. En el ensayo dinámico, utilizando el software de LabVIEW, se ha podido arreglar el banco, y conseguir automatizar el proceso de corrección del desequilibrio en ambos planos. Los resultados obtenidos en ambos ensayos demuestran que el banco de equilibrado ahora funciona correctamente y está listo para su uso en futuras pruebas y prácticas de los estudiantes.

6. Diseño prácticas

Con el banco de equilibrado ya completamente operativo y habiendo realizado los diferentes tipos de ensayos posibles, el último paso es diseñar unas prácticas que permitirán a los estudiantes adquirir tanto conocimientos teóricos como prácticos sobre el equilibrado de rotores.

Durante gran parte de la carrera, los estudiantes del grado de Ingeniería Mecánica adquieren muchos conocimientos teóricos sobre diversos ámbitos de la ingeniería, pero a menudo falta complementarlos con aspectos prácticos para acabar de comprenderlos del todo. Aquí es donde radica la importancia de prácticas de este estilo, donde se puede complementar toda la teoría del equilibrado de rotores, tanto estático como dinámico, con la práctica de cómo es posible equilibrarlos en la vida real.

A través de la realización de estas prácticas con el banco de equilibrado de rotores, se espera que los estudiantes puedan alcanzar los siguientes objetivos de aprendizaje:

- **Comprensión Teórica y Práctica:** Comprender profundamente los principios teóricos del equilibrado de rotores, tanto estático como dinámico, y su importancia en la industria.
- **Familiarización con el nuevo equipo:** Familiarizarse con los componentes y el funcionamiento del banco de equilibrado de "Rotodyn".
- **Identificación de Desequilibrios:** Adquirir habilidades prácticas para identificar y cuantificar desequilibrios, ya sean estáticos o dinámicos.
- **Aplicación de Técnicas de Equilibrado:** Aprender y aplicar técnicas prácticas de equilibrado de masas para corregir los desequilibrios detectados en los rotores utilizando el banco.
- **Análisis e Interpretación de Datos:** Desarrollar la capacidad de analizar e interpretar adecuadamente los datos de vibración y desplazamiento del rotor obtenidos durante el proceso de equilibrado.
- **Relevancia dentro de la Industria:** Comprender la importancia del equilibrado de rotores para el mantenimiento adecuado y la mejora de la eficiencia de la maquinaria industrial.

Además, como es habitual en prácticas de este estilo, se espera que los alumnos fomenten objetivos interdisciplinarios como el pensamiento crítico, la resolución de problemas, la capacidad de análisis y la toma de decisiones.

- **Habilidades Interdisciplinarias:** Fomentar habilidades como el pensamiento crítico, la resolución de problemas, el análisis y la toma de decisiones.
- **Trabajo en Equipo y Comunicación:** Promover el trabajo en equipo y la comunicación efectiva entre los miembros del grupo durante la realización de las prácticas.
- **Documentación y Presentación de Resultados:** Adquirir experiencia en la correcta documentación y presentación de los resultados experimentales obtenidos en el proceso de equilibrado de los rotores.

Si bien parte del diseño de estas prácticas ha sido desarrollado por mi persona, debo destacar que algunas secciones y ejercicios han sido extraídos de dos documentos oficiales proporcionados por el tutor del proyecto. Estos documentos son 'ci4 - équilibrage (français).pdf' y 'BANC DYNAMIQUE DES CORPS EN ROTATION - EX 170 - EX 180 - bulletin technique – dotalab.pdf', y constituyen la documentación técnica y de operación del banco de equilibrado Rotodyn utilizado en este trabajo. Dada la naturaleza autorizada y detallada de estos manuales, se consideró buena idea incorporar algunos de sus ejemplos, explicaciones y conceptos clave en el diseño de las prácticas, con el fin de brindar a los estudiantes una experiencia de aprendizaje mucho más completa y alineada con las ideas del fabricante del equipo.

Por último, si se revisa la documentación de estas prácticas, se verá que se realizan con software diferente al que estamos usando nosotros. En los documentos originales se usan software llamados '*Vibraleq*' y '*Vibrotor*' para realizar los ensayos de equilibrado. Estos no corresponden con el software de LabVIEW que nosotros estamos usando, por lo que estas prácticas se han traducido y adaptado para que, en lugar de usar dichos programas, se realicen con el software LabVIEW que tenemos disponible.

Estas prácticas se dividirán en dos módulos principales. El primero será para experimentar con el equilibrado estático, cuyo objetivo será el de enseñar a los estudiantes los principios básicos del equilibrado estático y la metodología para identificar y corregir este tipo de desequilibrios.

En esta primera sección, los estudiantes comenzarán aprendiendo la teoría detrás del equilibrado estático respondiendo unas preguntas básicas sobre el tema. Luego, realizarán un ensayo en el banco de pruebas, similar al descrito en el apartado 5.1, donde identificarán la posición de equilibrio inicial del rotor, añadirán una masa de prueba y calcularán el desbalance utilizando la fórmula proporcionada.

El segundo módulo será el de la experimentación con el equilibrado dinámico, cuyo objetivo es introducir a los estudiantes en el equilibrado dinámico de rotores, utilizando el software de LabVIEW para realizar correcciones de desbalance en movimiento.

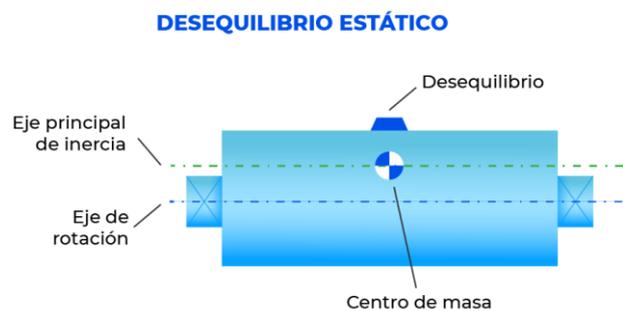
En esta práctica, los estudiantes aprenderán sobre el desequilibrio dinámico y cómo se mide. De nuevo, se deberán responder unas preguntas básicas sobre el tema, para acabar de reforzar los conocimientos sobre este tipo de desequilibrio. Después, se realizarán ensayos con el banco de pruebas, colocando masas iniciales en diferentes planos del rotor, y utilizarán el software de LabVIEW para adquirir los datos de desbalance inicial y realizar correcciones en múltiples etapas, siguiendo un procedimiento similar al descrito en el apartado 5.2.

El objetivo es que los estudiantes observen cómo las masas correctoras afectan el equilibrio dinámico y comprendan la importancia del mismo en aplicaciones reales. En esta sección se espera que los estudiantes sean capaces de utilizar el software de LabVIEW para medir y corregir desbalances dinámicos.

Práctica 1: Equilibrado Estático

Descripción del equilibrado estático

El equilibrado estático es el proceso de ajustar la distribución de masa de un rotor para que su centro de gravedad esté en su eje de rotación. Esto es importante porque un rotor desequilibrado puede causar vibraciones, desgaste prematuro de los componentes y fallos en la maquinaria. Se puede observar un desequilibrio estático cuando el rotor, al detenerse, siempre se queda en la misma posición con la parte más pesada hacia abajo.



Preguntas Teóricas

¿Qué es el equilibrado estático?

¿Por qué es importante equilibrar estáticamente un rotor?

En el banco de pruebas, ¿dónde añadirías una masa para provocar un desequilibrio estático?

¿Qué efectos podría tener un rotor desequilibrado en una máquina industrial?

¿Cómo inspeccionarías un rotor para analizar si este presenta un desequilibrio estático?

Experimentación

En esta parte de la práctica, añadiremos una masa desconocida al rotor en el banco de pruebas. Utilizando los cálculos de magnitud del desbalanceo, el objetivo es encontrar una masa correctora que solucione este desbalanceo inicial.

Pasos a Seguir:

1. Identificación de la Posición de Equilibrio Inicial:

- Coloca el rotor en el banco de pruebas y déjalo girar libremente hasta que se detenga. En esta posición, cualquier masa desbalanceada se encontrará en el punto más bajo del disco.
 - Anota la posición de equilibrio inicial del rotor.
2. Adición de una Masa de Prueba:
- Coloca una masa conocida (m_r) a una distancia específica (l_r) del centro del rotor. Esta masa generará una nueva posición de equilibrio debido a la influencia de la masa de prueba.
 - Anota la masa y la distancia de la masa de prueba.
3. Medición de Ángulos:
- Mide el ángulo (Θ_x) entre la posición inicial de equilibrio y la nueva posición de equilibrio.
 - Mide el ángulo (Θ_r) entre la posición inicial y la posición de la masa de prueba.
 - Anota los valores de Θ_x y Θ_r .
4. Cálculo de la Magnitud del Desequilibrio:
- Utiliza la fórmula:
- $$m_x \cdot l_x = m_r \cdot l_r \cdot \frac{\sin(\Theta_r - \Theta_x)}{\sin(\Theta_x)}$$
- Calcula la magnitud del desbalance ($m_x \cdot l_x$) y anota el resultado.
5. Determinación de la Masa Correctora:
- Calcula la masa correctora (m_c) necesaria para contrarrestar el desequilibrio. Esta masa se coloca en el ángulo opuesto al desequilibrio inicial.
 - Utiliza la fórmula:
- $$m_c = \frac{m_x \cdot l_x}{l_c}$$
- Anota la masa correctora calculada y su posición.
6. Aplicación de la Masa Correctora:
- Aplica la masa correctora en la posición calculada.
 - Verifica el equilibrio alcanzado y anota las observaciones finales.

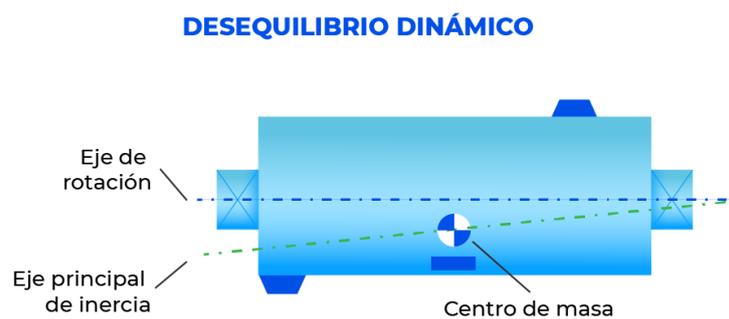
En este punto, coge una masa cualquiera del kit de pesos y colócala en cualquier parte del banco. Una vez introducida, realiza todos los pasos anteriores para lograr un equilibrio estático. Complementa todo el proceso con gráficos o imágenes del banco.

Práctica 2: Equilibrado Dinámico

Descripción del equilibrado dinámico

El equilibrado dinámico es el proceso de ajustar la distribución de masa de un rotor mientras está en movimiento para que las fuerzas centrífugas se cancelen mutuamente en cualquier plano del rotor. Esto es crucial porque un rotor desequilibrado puede causar vibraciones excesivas, desgaste acelerado de componentes y potenciales fallos en la maquinaria. El desequilibrio dinámico se observa generalmente en rotaciones a altas velocidades, donde las fuerzas desequilibradas se vuelven significativamente notorias.

Para simular este proceso de balanceo en condiciones controladas, utilizamos el banco de ensayos Rotodyn, que permite replicar y analizar el comportamiento de rotores bajo diferentes condiciones de desbalance, pudiendo añadir masas específicas en posiciones específicas para poder controlar el grado de desbalanceo.



Preguntas Teóricas

¿Qué es el equilibrado dinámico, en que se diferencia del equilibrado estático?

¿Por qué es importante equilibrar dinámicamente un rotor, que efectos puede producir en una máquina?

¿Es posible que un rotor este desequilibrando dinámicamente pero no estáticamente? ¿Y al revés?

¿Cómo inspeccionarías un rotor para analizar si este presenta un desequilibrio dinámico?

Experimentación

En esta parte de la práctica, utilizaremos el software de LabVIEW para medir y corregir desbalances dinámicos en un rotor en movimiento. Utilizando los cálculos de magnitud del desbalanceo, el objetivo es encontrar una masa correctora que solucione este desbalanceo inicial.

Pasos a Seguir:

1. Operar el motor y el variador de frecuencia:
 - Primero de todo hay que realizar el conexionado. Se deben coger los cuatro cables que salen del motor trifásico y conectarlos al variador de frecuencia en la sección inferior derecha, específicamente en las terminales U, V y W. El cable de color negro se corresponde a la conexión a tierra, también hay que conectarlo al variador. Estas terminales corresponden a las fases del motor.
 - Una vez conectados los cables, se debe encender el variador de frecuencia. Seguidamente, en la sección de 'Entrada Analógica de Tensión', se debe colocar el interruptor en 'EXT'. Esto permite que el variador controle el motor utilizando una señal de entrada externa.
 - Para controlar el encendido y apagado del motor, se usan los interruptores marcados como 'START' y 'STOP'. Si se acciona el interruptor 'STOP', antes de volver a encender el motor, es necesario resetear el interruptor 'STOP' a su posición inicial, es decir se debe rearmar el interruptor.
 - La velocidad del motor se puede regular mediante el potenciómetro ubicado en el variador de frecuencia.
2. Adquisición de Desbalances Iniciales:
 - Para comprobar que todos los sensores funcionan correctamente, en la pestaña 'Waveform', si se selecciona 'Acquire Signal' se pueden recoger los valores de los sensores, analiza las tres formas de onda y mira que correspondan a un tacómetro y dos acelerómetros.

- Una vez que se han colocado las masas iniciales, se pone en marcha el motor del banco de pruebas y se adquieren los datos de desbalance inicial, esto se hará en la pestaña '**Initial**' seleccionando el botón '**Acquire**'.
 - Debemos anotar esta velocidad a la que hemos hecho las medidas, ya que debemos usar la misma velocidad para los demás planos. Los valores de magnitud y fase del desbalance en ambos planos se registran utilizando el software de LabVIEW.
3. Primera Corrección en el Plano 1:
- Con el motor detenido, se añade una masa de prueba en el plano 1. Se puede seleccionar cualquier masa. Pero hay que tener en cuenta que cuanto mayor sea la masa, mayores vibraciones se producirán por el desequilibrio.
 - Se selecciona la pestaña '**1st trial**', en esta pestaña añadimos el peso que queremos poner en el plato y en los grados que lo hemos seleccionado.
 - Una vez puesta la masa, se reinicia el motor y se registran nuevamente los valores de fase y magnitud del desbalance. Estos nuevos valores permiten evaluar la influencia de la masa añadida en el desbalance del plano 1.
4. Primera Corrección en el Plano 2:
- Después de registrar los nuevos valores del plano 1, se detiene el motor, se retiran las masas del plano 1. Una vez retiradas, seleccionamos las masas en el plano 2.
 - Se selecciona la pestaña '**2nd trial**', en esta pestaña, de nuevo, añadimos el peso que queremos poner en el plato y en los grados que lo hemos puesto.
 - Una vez puesta la masa, se reinicia el motor y se registran nuevamente los valores de fase y magnitud del desbalance. Estos nuevos valores permiten evaluar la influencia de la masa añadida en el desbalance del plano 2.
 -
5. Cálculo y Aplicación de la Solución:
- Una vez completados los pasos de corrección, se procede al cálculo de la solución utilizando la última pestaña del programa de LabVIEW. En este caso tenemos que ir a la pestaña '**Solution**'. Aquí, al presionar el botón '**Solution**', el software calcula las masas correctoras necesarias para ambos planos.
 - Los valores de estas masas y los grados en los que hay que ponerlos aparecen bajo la sección de '**Solution Weights**'.

- Por lo que, en este punto, debemos añadir esta masa donde se nos indica. Al tener un set limitado de pesos, debemos aproximar la masa que nos aparece al valor mas cercano posible.
6. Verificación Final:
- Finalmente, con las masas correctoras añadidas, se pone en marcha el motor nuevamente, cuando este girando a la velocidad deseada se selecciona el botón ‘**Acquire**’.
 - En este momento ya se puede detener el motor. Mirando la pantalla podemos ver dos secciones ‘**Before Balancing**’ y ‘**After Balancing**’. Estos muestran la magnitud de desbalanceo inicial y la actual con las masas correctoras. Idealmente las actuales deben ser menores a las iniciales. Adicionalmente, en estos gráficos, la barra de color rojo corresponde al desbalanceo inicial, y la barra de color azul al desbalanceo una vez introducidas las masas correctoras.
 - Una vez tenemos estos datos, tenemos que analizar el porcentaje de reducción de desbalanceo obtenido. Si este valor no es muy elevado, significa que las masas calculadas no han sido suficientes o se ha cometido algún error durante el proceso, por lo que se debe volver a repetir todo.

En este punto, coge una masa cualquiera del kit de pesos y colócala en cualquier parte de los dos planos del banco Rotodyn. Una vez introducidas estas masas, realiza todos los pasos anteriores para lograr un equilibrio estático.

7. Planificación

Con objeto de garantizar la entrega de un proyecto de la mayor calidad posible, este se ha planificado en diferentes partes o subtareas que se han ido entregando a medida que hemos progresado.

En ese sentido, hemos dividido el ejercicio en tres partes principales,

- Anteproyecto con fecha de entrega el 17/02/2023.
- Memoria Intermedia con fecha de entrega el 21/04/2023.
- Memoria Final con fecha de entrega el 04/06/2023.

Con cada una de estas partes se realizará una entrega parcial a los facilitadores del trabajo, tras lo cual se recibirá la pertinente evaluación.

De acuerdo con las instrucciones recibidas, el tiempo total invertido en el proyecto deberá estar en torno a las 400 horas que corresponden a 16 créditos lectivos.

Con objeto de facilitar la visualización de la planificación realizada, se incluirán diversos diagramas de Gantt, así como las tablas de costes derivadas de todas las actividades.

7.1. Actividades del proyecto

Como se ha comentado, el proyecto se ha dividido en tres partes, cada una de las cuales consta de una serie en subtareas que se irán completando a lo largo del trabajo. Realizada la planificación se han obtenido un total de 25 actividades, que se desglosan en 11 puntos para el anteproyecto, 8 más en relación a la memoria intermedia y, finalmente, 6 para la memoria final.

Seguidamente se muestra una tabla donde se reflejan todas las actividades, sus predecesoras y la duración en horas de cada una de ellas.

Ejecución del Proyecto				
Numero	Tarea	Duración (Días)	Predecesor	Día Finalización
1	Elección temática proyecto	10	-	07/10/22
2	Elección tutor trabajo	10	-	07/10/22

3	Solicitud trabajo final de grado	15	2	28/10/22
4	Planificación proyecto	7	3	08/11/22
5	Búsqueda de antecedentes y necesidades de información	60	3;4	31/01/23
6	Búsqueda conceptos rotores	25	3	13/12/22
7	Estudio del equilibrado	9	6	26/12/22
8	Métodos de equilibrado	26	7	31/01/23
9	Equipos de medición	20	3	06/12/22
10	Estudio del banco	28	9	13/01/23
11	Redacción de anteproyecto	65	4	07/02/23
12	Implementación	48	4;5	14/04/23
13	Reparación del banco	20	11	07/03/23
14	Estudio previo al diseño	5	13	09/03/23
15	Repetición ensayos	24	14	12/04/23
16	Creación documentación	15	15	14/04/23
17	Redacción memoria intermedia	45	4;5	04/04/23
18	Corrección errores anteproyecto	2	16	18/04/23
19	Elaboración documentación implementación	2	18	20/04/23
20	Redacción memoria final	42		04/06/23
21	Redacción de la memoria	28	18	26/05/23
22	Cierre de proyecto	6	21	02/06/23
23	Corrección de la memoria	4	22	03/06/23
24	Entrega de la memoria de detalle	3	23	04/06/23
25	Defensa del proyecto	1	20	15/06/23

Tabla 7.1. Actividades del proyecto.

7.2. Análisis de riesgos y plan de contingencia

Para asegurar el éxito del proyecto, se elabora un plan de contingencia para poder resolver cualquier incidencia que aparezca durante la realización del mismo. El objetivo principal de este plan es tener unas pautas establecidas para posibles imprevistos relacionados con el trabajo, desde contingencias directas e internas relacionadas con fallos en la ejecución por falta de

recursos, ocurrencia de actividades no contempladas. Este plan se realizará analizando los posibles escenarios de riesgo que pueden aparecer durante el transcurso del trabajo y encontrando soluciones para estos.

A continuación, se detalla el proceso de gestión de riesgos del proyecto, incluyendo los posibles imprevistos que se puedan producir y el plan de acción.

Incidencias	Solución prevista
Retraso en la fecha prevista de una actividad	Replanificación del proyecto.
Aparición de actividades no planeadas	Análisis de la importancia de la actividad y replanificación.
Corrupción de los documentos.	Realizar copias de seguridad del proyecto al final de cada sesión de trabajo.
Inviabilidad técnica de un objetivo marcado	Reunión urgente con el tutor del trabajo y marcar objetivos diferentes, modificando si fuera necesario el alcance.
No llegan los componentes a tiempo	Reunión urgente con el tutor del trabajo y intentar elegir diferentes componentes.
Posibles Indicadores de las incidencias	
Detección de retrasos en el progreso por duración excesiva de las actividades. Desviación de la planificación desarrollada por el proyecto Exceso de recursos en tareas innecesarias No llegar a los objetivos planificados previamente Actividades no completadas al 100%	

Tabla 7.2. Plan de contingencia del proyecto.

7.3. Diagramas de Gantt

Para tener una percepción clara y visual de la planificación que hemos seguido, se adjunta un diagrama de Gantt de la totalidad del proyecto.

En este se puede observar como a todas las actividades previamente definidas se les asigna una duración determinada. Se puede apreciar unas actividades marcadas en color rojo, estas son las que determinan el camino crítico del proyecto. Este camino crítico es el que marca la duración final del trabajo, cualquier desviación en estas actividades afectara a la fecha final marcada, por

lo que es conveniente no alterar ninguna de éstas, aspecto que hemos completado con éxito y que nos ha permitido completar el proyecto en la forma y tiempo especificado.

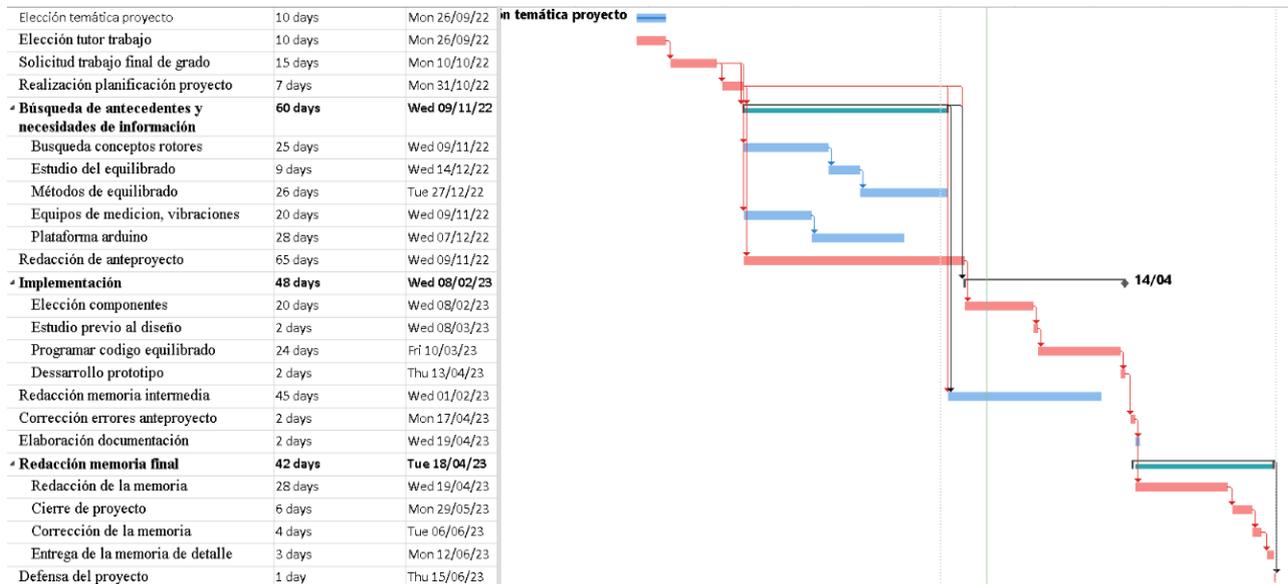


Ilustración 7.1. Diagrama de Gantt del proyecto.

8. Conclusiones

Al finalizar este proyecto, se puede afirmar que se ha completado con éxito nuestro objetivo principal: reparar, mejorar y poner en marcha el banco de equilibrado de rotores "Rotodyn" del laboratorio de mecánica. Además, se han desarrollado y documentado unas prácticas experimentales que serán muy útiles para la asignatura de Máquinas y Mecanismos en el grado de Ingeniería mecánica.

El proyecto comenzó con el banco "Rotodyn" totalmente inoperativo, con problemas en diferentes componentes tanto del propio banco como en el software y hardware del ordenador asociado. La primera fase consistió identificar los diferentes problemas que afectaban al sistema. A partir de aquí, se fueron solucionando todos estos problemas hasta acabar con el banco totalmente operativo.

La creación y documentación de estas prácticas experimentales ha sido otra parte fundamental del proyecto. Estas prácticas están diseñadas para que los estudiantes comprendan tanto la teoría como la práctica del equilibrado de rotores, algo esencial en muchas áreas de la industria. A través de estas prácticas, se intenta que los estudiantes pueden aprender a identificar y solucionar desequilibrios en rotores, aplicando la teoría en situaciones de la vida real. Después de años como estudiante, resolviendo prácticas diseñadas por otros, ha sido muy interesante estar del otro lado y ser quien diseña estas prácticas.

Durante el proyecto, nos enfrentamos a muchos desafíos, como la obsolescencia de componentes, la falta de documentación técnica detallada, errores cuya solución ocupó bastante más tiempo de lo planificado inicialmente... Superar todos estos obstáculos ha requerido de dedicación, esfuerzo, trabajo y adaptación.

En un tono más personal, y para concluir, puedo decir que, a lo largo del proyecto, he adquirido una gran cantidad de conocimientos y habilidades en múltiples áreas, como el diagnóstico y reparación de equipos mecánicos, la calibración de instrumentos, el equilibrado de rotores y la documentación técnica. Pero más allá de las habilidades técnicas, también he aprendido lecciones valiosas sobre lo que significa ser un ingeniero. Surgieron numerosos problemas y errores que me hicieron replantear los problemas y encontrar nuevas y mejores soluciones, por lo que considero que este proyecto me ha ayudado a ser un mejor ingeniero.

9. Referencias

- [1] 14:00-17:00, «ISO 1925:2001», *ISO*. <https://www.iso.org/standard/34107.html> (accedido 17 de febrero de 2023).
- [2] *Desbalanceo o Desequilibrio en ejes*, (3 de agosto de 2022). Accedido: 17 de febrero de 2023. [En línea Video]. Disponible en: https://www.youtube.com/watch?v=2GD85_kDtMs
- [3] C. Aroeira, «Equilibragem hay locales - DMC», 6 de febrero de 2023. <https://www.dmc.pt/es/equilibragem-no-local/>, <https://www.dmc.pt/es/equilibragem-no-local/> (accedido 17 de febrero de 2023).
- [4] Rodrigo Pascual, «ICM 3470 Intro 2011», 06:43:21 UTC. Accedido: 17 de febrero de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://es.slideshare.net/rpascual/icm-3470-intro-2011>
- [5] «Balanceo de turbinas - Balanceadoras para rotores de turbinas | CIMAT». <https://www.cimat-balanceadoras.es/product/equilibradoras-industriales/manual-horizontal/balanceadoras-para-rotores-de-turbinas/#> (accedido 21 de abril de 2023).
- [6] «Equilibradoras universales - Equitec Equilibrado y Diagnóstico, S.L.» <https://www.equitec-equilibrado.com/equilibradoras-universales.html> (accedido 21 de abril de 2023).
- [7] «Homepage - SCHENCK RoTec GmbH». <https://schenck-rotec.com/homepage.html> (accedido 21 de abril de 2023).
- [8] «Hofmann - when balancing matters». <https://www.hofmann-global.com/en/home.html> (accedido 21 de abril de 2023).
- [9] «China Auto Filter Manufacturer, Spark Plug, Ignition Coil Supplier - Guangzhou Xiangfeng Auto Parts Company». <https://xiangfengautoparts.en.made-in-china.com/> (accedido 21 de abril de 2023).
- [10] M. Rogalla, K. Ebert, y C. Muth, «Method and device for feeding and attaching corrective elements for unbalance correction, in particular in a balancing machine», US8522423B2, 3 de septiembre de 2013 Accedido: 21 de abril de 2023. [En línea]. Disponible en: [https://patents.google.com/patent/US8522423B2/en?q=\(balancing\)&assignee=Schenck&q=Schenck+balancing](https://patents.google.com/patent/US8522423B2/en?q=(balancing)&assignee=Schenck&q=Schenck+balancing)
- [11] «TESTING STATIC OR DYNAMIC BALANCE OF MACHINES OR STRUCTURES; TESTING OF STRUCTURES OR APPARATUS, NOT OTHERWISE PROVIDED FOR».
- [12] «Class Definition for Class 73 - MEASURING AND TESTING». <https://www.uspto.gov/web/patents/classification/uspc073/defs073.htm> (accedido 21 de abril de 2023).
- [13] G. POZZATO, G. DAMBACH, S. M. Savaresi, S. C. STRADA, y M. Tanelli, «Method for balancing a rotor», WO2021122393A1, 24 de junio de 2021 Accedido: 21 de abril de 2023. [En línea]. Disponible en: [https://patents.google.com/patent/WO2021122393A1/en?q=\(balancing\)&q=\(G01M1\)&oq=\(balancing\)+\(G01M1\)+](https://patents.google.com/patent/WO2021122393A1/en?q=(balancing)&q=(G01M1)&oq=(balancing)+(G01M1)+)
- [14] «Patent Center». <https://patentcenter.uspto.gov/applications/13917134> (accedido 21 de abril de 2023).
- [15] P. Stone, «Gas turbine engine rotor balancing», US11215055B2, 4 de enero de 2022 Accedido: 21 de abril de 2023. [En línea]. Disponible en: [https://patents.google.com/patent/US11215055B2/en?q=\(rotor+balancing\)&q=\(F16F\)&oq=F16F+rotor+balancing](https://patents.google.com/patent/US11215055B2/en?q=(rotor+balancing)&q=(F16F)&oq=F16F+rotor+balancing)

- [16] «Maquina Balanceadora Horizontal Para Todo Tipo De Rotores Industriales», AR247633 (A1), 31 de enero de 1995
- [17] «Maquina balanceadora horizontal para todo tipo de rotores industriales», AR247633A1, 31 de enero de 1995 Accedido: 21 de abril de 2023. [En línea]. Disponible en: [https://patents.google.com/patent/AR247633A1/es?q=\(~patent%2fAR247633A1\)](https://patents.google.com/patent/AR247633A1/es?q=(~patent%2fAR247633A1))
- [18] «CPC Scheme - F16F SPRINGS; SHOCK-ABSORBERS; MEANS FOR DAMPING VIBRATION». <https://www.uspto.gov/web/patents/classification/cpc/html/cpc-F16F.html> (accedido 21 de abril de 2023).
- [19] «Módulo Sensor Digital Accel para Arduino, acelerómetro de 3 ejes, ADXL362», *Grandado*. <https://esp.grandado.com/products/modulo-sensor-digital-accel-para-arduino-acelerometro-de-3-ejes-adxl362?variant=UHJvZHVjdFZhcmlhbnQ6MzYxMzA1NzUz> (accedido 17 de febrero de 2023).
- [20] «Estudio de las vibraciones», *Power-MI*, 1 de enero de 2017. <https://power-mi.com/es/content/estudio-de-las-vibraciones> (accedido 17 de febrero de 2023).
- [21] «Metodo de Balanceo Coeficientes de Influencia», *vsip.info*. <https://vsip.info/metodo-de-balanceo-coeficientes-de-influencia-pdf-free.html> (accedido 17 de febrero de 2023).
- [22] 14:00-17:00, «ISO 2372:1974», *ISO*. <https://www.iso.org/standard/7212.html> (accedido 17 de febrero de 2023).
- [23] «Teoria de Maquinas y Mecanismo - Shigley.pdf», *Google Docs*. https://drive.google.com/file/d/1tPbuvIAkteSzT9IK_MQO3MB5jD_a2j7r/preview?usp=mbed_facebook (accedido 21 de abril de 2023).
- [24] «ADXL345 Datasheet and Product Info | Analog Devices». <https://www.analog.com/en/products/adxl345.html#product-overview> (accedido 17 de febrero de 2023).
- [25] «Contador de Revoluciones por Minuto o Tacometro con Arduino y sensor de Efecto Hall», *El Taller De TD*, 31 de mayo de 2020. <https://eltallerdetd.wordpress.com/2020/05/31/contador-de-revoluciones-por-minuto-o-tacometro-con-arduino-y-sensor-de-efecto-hall/> (accedido 17 de febrero de 2023).
- [26] «Pide ahora tu recambio Motor universal 1200W 50Hz ø 130 x 110mm V1J-PH22 aspiradora fácilmente online en Fiyó. Más de 10.000.000 productos: todo para tu aparato.», *Fiyó ES*. <https://www.fiyó.es/motor-universal-1200w-50hz-130-x-110mm-v1j-ph22-aspiradora> (accedido 21 de abril de 2023).
- [27] «V1J-PH22 (2).pdf». Accedido: 21 de abril de 2023. [En línea]. Disponible en: [http://q.zvk9.com/1346/2018/04/29/V1J-PH22%20%20\(2\).pdf](http://q.zvk9.com/1346/2018/04/29/V1J-PH22%20%20(2).pdf)
- [28] «Diferentes tipos de vibraiones». Accedido: 5 de junio de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://motoresygeneradores.com/diferentes-tipos-de-vibraciones-mecanicas/>

Claro, aquí tienes las referencias en el estilo solicitado:

[29] «Modelo 603C01». Accedido: 2 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.pcb.com/products?m=603c01>

[30] «Modelo M352C65». Accedido: 2 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.pcb.com/products?m=M352C65>

[31] «Perfil plano en acero estirado gris 30 x 2 mm (ancho x espesor)». Accedido: 2 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.leroymerlin.es/productos/perfil-plano-en-acero-estirado-gris-30-x-2-mm-ancho-x-espesor-68103.html>

[32] «Sound and Vibration Software and LabVIEW Compatibility». Accedido: 2 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en:

<https://www.ni.com/en/support/documentation/compatibility/17/sound-and-vibration-software-and-labview-compatibility.html>

[33] «NI-DAQmx». Accedido: 2 de junio de 2024. [En línea]. Disponible en:

<https://www.ni.com/es/support/downloads/drivers/download/unpackaged.ni-daq-mx.291872.html>

[34] «LabVIEW Sound and Vibration Toolkit». Accedido: 2 de junio de 2024. [En línea].

Disponible en: <https://www.ni.com/es/support/downloads/software-products/download.labview-sound-and-vibration-toolkit.html#306874>