

**METODOLOGÍA PARA EL BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES
EMPLEANDO EL ANALIZADOR DE VIBRACIONES OROS 35**

JHON ALEXANDER MADRIGAL MENESES

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

2018

**METODOLOGÍA PARA EL BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES
EMPLEANDO EL ANALIZADOR DE VIBRACIONES OROS 35**

JHON ALEXANDER MADRIGAL MENESES

Proyecto de grado para optar al título de ingeniero mecánico

DIRECTOR:

HELLER GUILLERMO SANCHEZ ACEVEDO

Phd en Ingeniería Mecánica, Aplicada y Computacional

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2018

DEDICATORIA

A Dios principalmente le doy las infinitas gracias por dirigir y guiar mis pasos en el transcurso de mi vida y concedernos amorosamente sabiduría para culminar este proyecto satisfactoriamente.

A mi mamá Melba Meneses por su amor incondicional, por estar constantemente apoyándome, por sus sabios consejos a logrado otorgarme una educación basada en principios y el amor a Dios.

A mi hermana Ivon Madrigal por su concientización a soñar más alto y por su estímulo para alcanzar metas que servirán para conseguir éxitos en beneficio laboral y personal.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres por su apoyo moral y económico durante toda formación.

Al profesor Heller Guillermo Sánchez Acevedo, por su orientación en el desarrollo de este proyecto de investigación.

A los profesores de la escuela de ingeniería mecánica por guiarnos en este proceso de aprendizaje.

JHON A. MADRIGAL M.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	15
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	16
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	16
1.2 OBJETIVOS	17
1.2.1 OBJETIVOS GENERALES	17
1.2.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	17
1.3 JUSTIFICACIÓN	18
2. MARCO TEÓRICO	20
2.1 BALANCEO DE ROTORES	20
2.1.1 Consideraciones básicas sobre rotores	20
2.1.2 Rotores rígidos y rotores flexibles.	20
2.2 DESBALANCEO	21
2.2.1. El desbalanceo dinámico	22
2.2.2 Cantidad de desbalanceo	22
2.3 TIPOS DE DESBALANCEO	23
2.4 BALANCEO	26
2.4.1 El balanceo dinámico	26
3 LAS MÁQUINAS DE BALANCEO	26
3.1 Funcionamiento de las máquinas de balanceo	27
3.2 TIPOS DE MÁQUINAS DE BALANCEO	27
4 CALIDAD DEL BALANCEO	28
4.1 INSTRUMENTOS PARA LA MEDIDA DE VIBRACIONES	29
4.1.1. Analizador de vibraciones mecánicas:	29
4.1.2 Acelerómetros:	30
4.1.3 Técnicas de montaje del acelerómetro	31
4.1.4 Sensor reflectivo	31
4.1.5 Software Balancing:	32
4.2 SELECCIONAR EL TIPO DE BALANCEO	32
4.3 METODOLOGÍA PARA BALANCEO DE ROTORES CON ANALIZADOR DE VIBRACIONES	33

5. CASO 1. Balanceo estático de un rotor en un plano.	34
5.4 DETERMINANDO LOS PESOS DE BALACEO	38
5.5 PRONÓSTICO DE BALANCEO	39
5.6 BALANCING	40
6.CASO 2: DOS PLANOS	41
6.1 CONFIGURACIÓN	43
6.2 INICIAL RUN	44
6.3 TEST RUN 1 Y TEST RUN 2	45
6.4 BALANCING	46
7. BALANCEO EN MULTIPLES PLANOS	47
7.1 SOFTWARE MULTIPLANO	48
7.2 PASOS PRINCIPALES	48
8. CASO 3: TRES PLANOS	48
8.1 CONFIGURACIÓN DE ROTORES	49
8.2 INICIAL RUN Y TEST RUN	50
8.3 BALANCEO	52
9. CASO 4: BALANCEO EN MÁQUINA INDUSTRIAL	55
10. CONCLUSIONES	62
11. RECOMENDACIONES	63
BIBLIOGRAFIA	64
ANEXOS	66

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Pieza desbalanceada.....	21
Figura 2. Disco rotor desbalanceado.	23
Figura 3. Desbalanceo estático.....	24
Figura 4. Desbalance par.....	24
Figura 5. Desbalance. Cuasi-estático.	25
Figura 6. Desbalance Dinámico.	25
Figura 7. Bastidor basculante para balanceo de rotores.	27
Figura 8. Acelerómetro.	30
Figura 9. Posición y sentido de los acelerómetros	31
Figura 10. Posición del tacómetro.	31
Figura 11. Criterio sugerido para la selección del número de planos de corrección para rotores rígido.	32
Figura 12. Metodología de trabajo para balanceo dinámico de rotores.	33
Figura 13. Prueba de balanceo en banco con un plano.	34
Figura 14. Espectro de frecuencia obtenida en los puntos de apoyo del caso 1, antes de la prueba.....	35
Figura 15. Pantalla de medición.	35
Figura 16. Posición de la masa de prueba en un plano.....	36
Figura 17. Resultados del Inicial Run y el Test run.	37
Figura 18. Cálculo de los pesos de balanceo.....	38
Figura 19. Pronóstico de balanceo.....	39
Figura 20. Resultados de balanceo.....	40
Figura 21. Espectro de frecuencia después del balanceo caso 1.....	41
Figura 22. Método para balanceo en dos planos.....	41
Figura 23. Banco de balanceo en dos planos.	42
Figura 24. Espectros de frecuencia antes del balanceo, caso 2.	42
Figura 25. Selección de disposición de planos balanceo, caso 2.	43

Figura 26. Geometría y calidad del rotor en dos planos.	43
Figura 27. Pantalla de medición- Inicial Run.....	44
Figura 28. Resultados del Inicial Run.	45
Figura 29. Posiciones de las masa de prueba para dos planos.	45
Figura 30. Resultados del balanceo en dos planos.	46
Figura 31. Espectros de frecuencia después de balancear, caso 2.	47
Figura 32. Banco de balanceo en múltiples planos.	49
Figura 33. Espectro de frecuencia antes de balancear, caso 3.....	49
Figura 34. Ventana de configuración de rotores.	50
Figura 35. Ventana de selección de datos 1X.	51
Figura 36. Grafica de magnitud vs RPM.	51
Figura 37. Ventana de balanceo con masas propuestas.	52
Figura 38. Masas para corregir el desbalanceo.	53
Figura 39. Magnitud vs RPM incluyendo la prueba de balanceo.	54
Figura 40. Espectro de frecuencia después del balanceo, caso 3.....	55
Figura 41. Banco máquina de tipo industrial.....	55
Figura 42. Medición de las RPM en la polea conducida.....	57
Figura 43 . Medición de desbalance en ventilador centrífugo.	57
Figura 44. Espectros de frecuencia antes de balanceo, caso 4.....	58
Figura 45. Ventana de pronóstico balanceo en ventilador centrífugo.	59
Figura 46. Masa para balancear ventilador centrífugo.	59
Figura 47. Resultados balanceo ventilador centrífugo.	60
Figura 48. Espectros de frecuencia después del balanceo.....	61
Figura 49. Fototacómetro óptico.	68
Figura 50. Acelerometro Uniaxial.	68
Figura 51. Equipo analizador de vibraciones OROS35.	69
Figura 52. Diagrama de pasos para abrir y crear un proyecto.	70
Figura 53. Selección de planos de balanceo.....	71

Figura 54. Configuración de los acelerómetros	71
Figura 55. Configuración del tacómetro.....	71
Figura 56. Configuración del rotor y calidad.	71
Figura 57. Ajustes angulares.	71
Figura 58. Opciones de ajustes en la ventana de trabajo.	71

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Masa y posición recomendada de los pesos de balanceo.....	38
Tabla 2. Cálculo de masas en dos planos.....	46
Tabla 3. Peso y posiciones de las masas de prueba.....	50
Tabla 4. Características del motor.	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 5. Masas recomendadas para balancear ventilador centrífugo.	¡Error! Marcador no definido.
Tabla 6. Modos de balanceo.....	70

RESUMEN

TITULO: METODOLOGÍA PARA EL BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES EMPLEANDO EL ANALIZADOR DE VIBRACIONES OROS35.*

AUTOR: JHON ALEXANDER MADRIGAL MENESES**

PALABRAS CLAVES: Balanceo, balanceo dinámico, analizador de vibraciones, vibraciones mecánicas, máquinas rotativas.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo del proyecto es la realización de una metodología que permita a los estudiantes de Ingeniería Mecánica de diferentes universidades del país, afianzar los conceptos asociados a los fenómenos de vibraciones estudiados en clase.

Para la realización de la metodología se utilizó el analizador de vibraciones mecánicas OROS35 un instrumento portátil, con el cual se pueden hacer un diagnóstico general de las condiciones de diversos equipos de una planta industrial. Se describe paso a paso como se desarrolla las pruebas para balancear en uno, dos y tres planos con el software Balancing y Balancing Multiplane. Se muestra la forma de configurar los equipos de medición como acelerómetros y tacómetro, la posición angular de la cinta reflectiva, los grados de calidad con los que funciona el equipo, según la norma ISO 1940. Se resuelve los problemas que habitualmente se presentan a la hora de balancear y como deben corregirse antes de proceder con las pruebas de balanceo, se hace un análisis de gráficas de espectros de frecuencia 1X. Posteriormente se presenta un análisis en un equipo industrial con lo cual se pretende poner a prueba la metodología y aplicar los conceptos ya estudiados en los bancos de prueba a una situación real.

* Trabajo de grado

** Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingeniería Físico Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: HELLER GUILLERMO SANCHEZ ACEVEDO. Ing. Mecánico.

ABSTRACT

TITLE: Methodology for the Dynamic balancing of rotors using the OROS35 vibrations analyzer.*

AUTHOR: JHON ALEXANDER MADRIGAL MENESES**

KEYWORDS: Balancing, Dynamic balancing, vibration analyzer, mechanical vibrations, rotating machines.

DESCRIPTION:

This Project aims to conduct a methodology that allows students of the school of mechanical engineering of different universities in the country, to strengthen the concepts associated to vibrations phenomena studied in class.

To conduct the methodology, the mechanical vibration analyzer OROS35 was used as a portable instrument, with which a general diagnosis of the conditions of diverse equipment of an industrial plant can be performed.

It is described step by step how the tests are developed to balance in one, two and three planes with the Balancing and Balancing Multiplane software. It shows the way of configuring the measuring devices such as accelerometers and tachometers, the angular position of the reflective tape, the quality degrees with which the equipment works, according to ISO 1940. It solves the problems that usually appear when balancing and how they should be corrected before proceeding with the balancing tests, a graph analysis of 1X spectrums. Afterwards, an analysis is presented in an industrial equipment with which the methodology is tested and apply the concepts already studied in the test benches to a real situation.

* Degree Project

** Universidad Industrial de Santander. Faculty of Physique Mechanics Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: HELLER GUILLERMO SANCHEZ ACEVEDO.
Mechanical Engineer

INTRODUCCIÓN

En el principio no existían las máquinas, el trabajo era duro y la vida simple, pero con el avanzar de los años y a medida que la humanidad aumentaba su población se dio la necesidad de tecnificar los procesos y desarrollar herramientas para hacer el trabajo más sencillo.

Los molinos de viento y las ruedas hidráulicas fueron las primeras máquinas en ser balanceadas estáticamente de manera que giraran a una velocidad constante cuando el flujo de agua o aire era bajo. De otro modo el desequilibrio en estas ruedas causaba que incluso después de estar mucho tiempo fuera de servicio esta no podía girar y se necesitaba de una gran masa de agua para vencer la fricción y el desequilibrio de la rueda.

El primer molinero que aprendió a equilibrar la rueda hidráulica logró mayor tiempo de operación en condiciones de menor flujo de agua y una molienda más consistente. Por lo tanto el balanceo no tiene que verse como una costosa operación adicional sino como un ahorro de costos y aumento de la eficiencia.

El siglo XXI trajo consigo el desarrollo de máquinas de alta tecnología con nuevos materiales que las hicieron mucho más eficiente, lo que no ha cambiado desde aquel entonces son los requisitos fundamentales de las tolerancias basados en la velocidad de rotación, cargas en los cojinetes y la necesidad de que las máquinas funcionen perfectamente.

Ninguno de estos sistemas que se ve hoy en día, sería práctico sin una tecnología de equilibrio dinámico. El equilibrio es una de las tecnologías que permiten el desarrollo y la producción de equipos más potentes y eficientes.

Por lo tanto, a continuación se propone una metodología para balanceo dinámico de rotores utilizando un analizador de vibraciones mecánicas en uno, dos y múltiples planos y su aplicación máquinas industriales.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Con el propósito de mejorar el aprendizaje de los estudiantes y ponerse a la vanguardia de la ciencia y la tecnología, la Escuela de Ingeniería Mecánica recientemente adquirió un analizador de vibraciones mecánicas. El análisis de las señales de vibraciones mecánicas para analizar y monitorear los equipos que componen las plantas industriales se ha incrementado, ya que gracias a estas, es posible observar y registrar el funcionamiento de los sistemas de máquinas antes que ocurra una falla que ocasione una parada imprevista.

No habría necesidad de equilibrar si los materiales tuvieran una densidad uniforme, si los orificios pudieran perforarse exactamente en el centro, si pudieran usarse formas perfectamente redondas o simétricas y si todas las piezas ensambladas tuvieran exactamente el mismo peso y fueran colocadas en el mismo radio, el equilibrio de masa compensa estos desperfectos de fabricación y ensamble.

Por lo tanto es indispensable crear un conjunto de procedimientos para el balanceo dinámico de rotores con el software “balancing” que se incluye en el analizador OROS 35, estas técnicas se desarrollaran mediante una serie de ensayos y pruebas en banco didáctico. El sistematizar estos procedimientos pretende disminuir el tiempo de reacción con el que se resuelven los problemas de la industria, y brindara a los estudiantes la oportunidad de incrementar sus conocimientos en el área del mantenimiento preventivo por análisis de vibraciones mecánicas.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 OBJETIVOS GENERALES

- Establecer una metodología para el balanceo dinámico de rotores empleando el analizador OROS 35

1.2.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Establecer las capacidades del OROS 35 y el software “balancing”.
- Diseñar una metodología para el balanceo dinámico de rotores en uno o dos planos y múltiples planos midiendo vibraciones en los apoyos y empleando el software balancing del OROS 35.
- Aplicar la metodología de balanceo desarrollada en una máquina tipo industrial.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Debido a los crecientes avances tecnológicos las industrias han hecho modificaciones a sus equipos para hacerlos altamente productivos. Debido a esto los equipos rotativos o trenes de máquinas giran a velocidades cada vez más altas y son diseñados con nuevos materiales que los hacen más flexibles y livianos.

Es por esto que se ha vuelto necesario mantener un registro continuo del funcionamiento de estos equipos controlando los incrementos en las fuerzas dinámicas y el ruido, ya que esto ocasiona que puedan fallar en cualquier momento.

Un análisis estadístico menciona que los problemas más comunes asociados a la maquinaria son:

- Un 40% a problemas de balanceo.
- Un 30% a problemas de desalineamiento.
- 20% a resonancia.
- 10% debido a otras causas.¹

El balanceo de masas debe hacerse de forma habitual en máquinas giratorias, algunas máquinas de movimiento alternativo y vehículos. El equilibrio de masas es necesario si una operación o producto requiere un funcionamiento silencioso, altas velocidades, vida útil de los rodamientos y comodidad para el operario.

Actualmente las máquinas para llevar a cabo el balanceo de los equipos rotativos consiste esencialmente de dos pedestales con suspensión y baleros en la parte superior y una consola asociada o unidad de monitoreo. La pieza que se va a probar se coloca sobre los rodamientos y se hace rotar mediante un sistema de transmisión de potencia, mientras la pieza está rotando la vibración en la suspensión es detectada mediante sensores y estas señales se transmiten a la unidad de la consola.

¹ Wowk, Victor. "Machinery Vibration", ed. McGraw-Hill, Inc, 1991

Para realizar el proceso de balanceo con este método es necesario desarmar el equipo y trasladar la pieza al sitio donde se llevara a cabo la operación de ajuste, esto aumenta el tiempo que el equipo de encuentra fuera de servicio, se aumenta la probabilidad de dañar la pieza al ser transportada y que ocurra un accidente.

Es importante desarrollar una alternativa metodológica para realizar el proceso de balanceo, la cual permita llevar a cabo el mantenimiento en lugares de difícil acceso y permita realizar el procedimiento de balanceo sin extraer el rotor, esto resulta conveniente para equipos de gran tamaño, ya que se evita desarmar la maquinaria para luego transportar sus partes rotativas al banco de balanceo.

Con esta metodología se busca que los estudiantes o personas que quieran hacer uso de este software encuentren un proceso detallado de todos los pasos a seguir cuando requieran hacer uso del software “Balancing” para el balanceo dinámico de rotores.

La Escuela de Ingeniería Mecánica será pionera en la implementación de estas técnicas de última tecnología reforzando así el prestigio de nuestra escuela e impulsando el desarrollo técnico en nuestra región.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 BALANCEO DE ROTORES

2.1.1 Consideraciones básicas sobre rotores.

Es un conjunto de elementos o piezas giratorias de una máquina rotativa. Las máquinas en las que principalmente se encuentran son los motores, las turbinas, bombas, compresores, sistemas de transmisión de potencia, sistemas de transportes y en general todos los sistemas mecánicos rotativos.

2.1.2 Rotores rígidos y rotores flexibles.

Se clasifican así según su comportamiento elástico.

Un rotor es considerado rígido cuando su eje no sufre deformación apreciable en condiciones normales, este puede ser balanceado en sus planos extremos, o como menciona en la guía de balanceo de Schenck² aquellos cuyo estado de desequilibrio es independiente de la velocidad de rotación hasta su velocidad de servicio, están en equilibrio a una velocidad suficientemente alta para que la máquina de equilibrio determine el desequilibrio residual con una tolerancia razonable.

Se dice que un rotor es flexible si este está operando entre el 70% al 75% de su velocidad crítica, en la cual se genera una frecuencia que en su magnitud es igual a la frecuencia natural del equipo. En esta condición se dice que el equipo está en régimen destructivo o en resonancia. Un rotor flexible requerirá balanceo en múltiples planos.³

² SCHENCK. Guía de balanceo. Vol. 4. Fuentes de error comunes durante el balanceo, p. 26.

³ Vibraciones mecánicas. Alfonso García Castro. Universidad Industrial de Santander, Facultad de físico mecánicas, Departamento de ingeniería mecánica. Bucaramanga, 1992.

2.2 DESBALANCEO

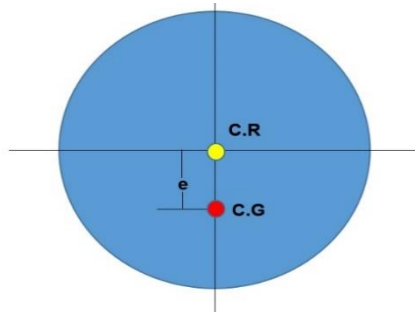
El desbalanceo es la causa principal de la vibración en las máquinas y se presenta en muchos grados en las máquinas rotativas.

Según la norma ISO define al desbalanceo como:

“Condición que existe en un rotor cuando un movimiento o fuerzas vibratorias son impartidas a sus cojinetes como resultado de las existencias de fuerzas centrifugas”⁴

El desbalanceo se presenta cuando el centro de gravedad (C.G) de una pieza no coincide con su eje de rotación (C.R), como se muestra en la figura 1 y esto genera fuerzas o momentos que producen vibraciones y reducen la vida útil de los elementos mecánicos.⁵

Figura 1. Pieza desbalanceada.



El desbalanceo se produce debido a:

- a) Falta de simetría en la distribución del material de los rotores, ya sea a causa de fundición, el forjado o el maquinado.
- b) Burbujas de aire en la fundición.
- c) Variaciones de la estructura cristalina del material debido a tratamientos térmicos.

² Norma ISO 1940. Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state. Part 1: Specification and verification of balance tolerances, segunda edición, 2003, p. 2.

⁵ NORFIELD DEREK, Practical balancing of rotating machinery, Elsevier 2006. p. 69. ISBN 1-85-617465-4.

- d) Flecha arqueada.
- e) Excentricidad del anillo interior de los rodamientos que soportan las piezas giratorias.

Los problemas más comunes de las vibraciones generados por las vibraciones debido al desbalanceo son:

- a) Desgaste temprano en los puntos de apoyo o chumaceras.
- b) Ruidos anormales en el sistema.
- c) Desajuste de tuercas, tornillos.
- d) Se puede ocasionar fallas por fatiga en los componentes del sistema.

2.2.1. El desbalanceo dinámico

Se presenta y se corrige solo cuando el rotor está girando, esto ocurre cuando una pieza cilíndrica alargada que está rotando tiene masas colocadas en distintos planos debido a errores de fabricación. Las fuerzas centrífugas que se generan debido a estas masas, crean un par o momento que producen vibración.⁶

2.2.2 Cantidad de desbalanceo

El desbalanceo se puede expresar numéricamente, para esto se puede considerar un disco homogéneo de masa M , de radio R , simétrico con respecto a su eje de rotación O , como se muestra en la figura 2. Si se agrega una masa m [g] separada a una distancia r [mm] del centro O , la masa crea una fuerza centrífuga cuando el disco gira a una velocidad angular ω [rad/s] y se expresa como.⁷

$$\vec{F} = m\omega^2\vec{r}$$

⁶ Teoría y práctica del balanceo de rotores industriales. Liberto Ercoli, Salvador La Malfa. Librería y editorial Alsina., p. 22, primera edición, Buenos Aires. ISBN 978-950-553-244-5

⁷ *Ibíd.*, p. 15.

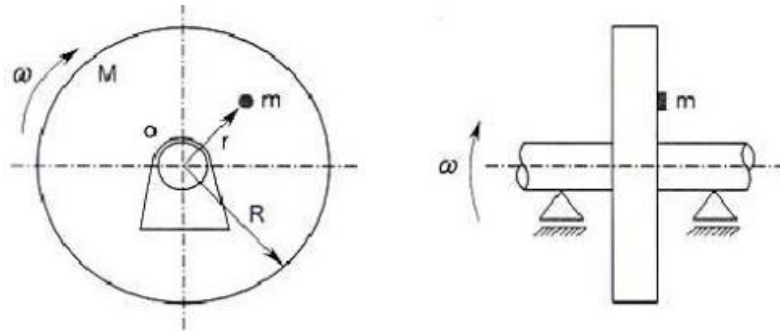
Se expresa la cantidad de desplazamiento como el peso agregado o removido en un radio de corrección:

$$\vec{U} = m\vec{r}$$

Cuyo modulo es independiente del tiempo

$$U = mr$$

Figura 2. Disco rotor desbalanceado.



Fuente. Teoría y práctica del balanceo de rotores industriales.

Para las unidades de desbalanceo se toman las unidades de masa más comunes como los kilogramos (Kg), la onza (Oz) o el gramo (g). Las unidades de longitud de radio corresponden a pulgadas (in), o a la unidad internacional como metros, centímetro o milímetros.

Las unidades más comunes para especificar el desbalanceo son onza-pulgada (oz-in), gramos-milímetros (g*mm), gramo-centímetro (g*cm) y kilogramo-metro (kg*m).⁸

2.3 TIPOS DE DESBALANCEO

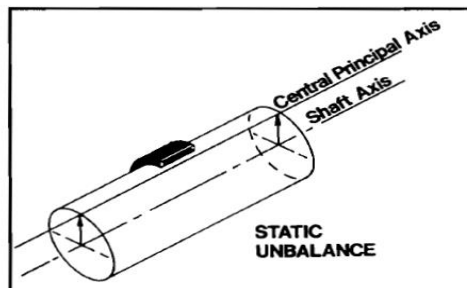
Existen cuatro tipos de desbalanceo y dependiendo del tipo de desequilibrio que tenga un rotor.

Desbalance Estático: Es la condición de desequilibrio en la que el eje principal de inercia es paralelo al eje de rotación, como se muestra en la figura 3. Dado que la

⁸ BALANCEO DE MÁQUINAS Y MECANISMOS, lección 10. Facultad de ingeniería mecánica. Universidad tecnológica de Pereira.

única fuerza que actúa es la gravedad el lado pesado buscara permanecer hacia abajo. Para equilibrar se puede agregar o extraer un peso de corrección, con lo que el rotor estará balanceado cuando deje de girar sobre las guías en cualquier posición que se coloque. Es que es el único tipo de desbalanceo que puede resolverse haciendo correcciones de peso en un solo plano de referencia

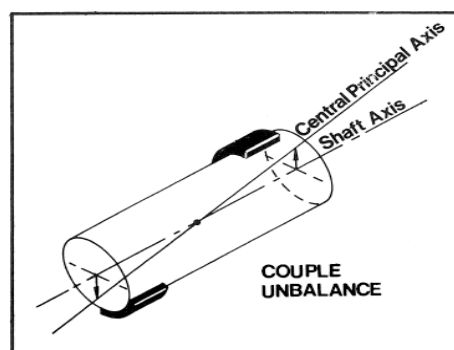
Figura 3. Desbalanceo estático.



Fuente. Dynamic Balancing. Randall L. Fox

Desbalance Par: Se produce cuando el eje principal de inercia intersecta al eje de rotación en el centro de gravedad, como se muestra en la figura 4. El desequilibrio de par es una condición creada por un punto pesado en cada extremo de un rotor, pero en lados opuestos de la línea central. No puede detectarse colocando el rotor sobre las guías, ya que solo se manifiesta con la rotación y debe ser eliminado efectuando correcciones en dos planos.

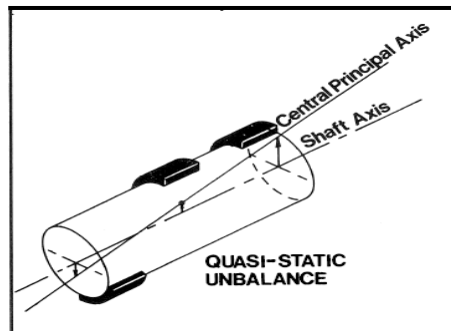
Figura 4. Desbalance par.



Fuente. Dynamic Balancing. Randall L. Fox

Desbalance Cuasi-estático: El eje principal de inercia intersecta al eje de giro en un punto que no es el centro de gravedad, como se muestra en la figura 5. Este tipo de desbalanceo es una combinación de los dos anteriores y en el cual el desequilibrio estático se encuentra en el mismo plano que el par, plano que contiene al eje de giro.

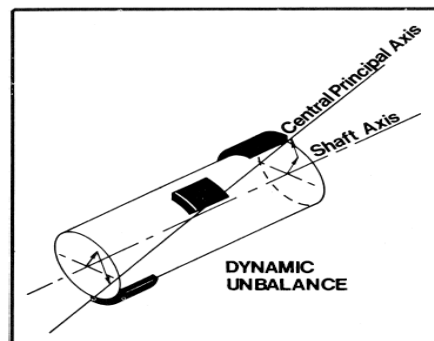
Figura 5. Desbalance. Cuasi-estático.



Fuente. Dynamic Balancing. Randall L. Fox

Desbalance Dinámico: El desequilibrio dinámico es quizás el tipo más común de desequilibrio y simplemente representa una combinación aleatoria de desequilibrios estáticos y de par en los que el componente estático no coincide con uno de los componentes del par. Dando como resultado, un desplazamiento en forma no paralela del eje principal de inercia respecto al eje de giro, como se observa en la figura 6.⁹

Figura 6. Desbalance Dinámico.



Fuente. Dynamic Balancing. Randall L.

⁹ FOX, Randall L. A practical guide to in-place balancing. District Manager. IRD Mechanalysis. Inc. Houston, Texas, p. 119-120.

2.4 BALANCEO

2.4.1 El balanceo dinámico

Se requiere que el rotor esté en funcionamiento para detectar el desequilibrio. El objetivo del balanceo es intentar mejorar la distribución de masa de un cuerpo de manera que gire en sus cojinetes sin fuerzas de centrífuga desequilibradas y así eliminar las vibraciones.¹⁰

Hay que tener en cuenta que cada vez que se corrige un desequilibrio del rotor se acorta la vida útil de este debido a las modificaciones en su estructura física.

3 LAS MÁQUINAS DE BALANCEO

Gracias al avance de la tecnología hoy en día se encuentran máquinas balanceadoras con mayor precisión.

Las máquinas de balanceo se clasifican en universales o de un solo propósito. En las del primer tipo el eje es horizontal, mientras que en las de segundo puede ser vertical u horizontal de acuerdo a la actividad a desarrollar.

Las máquinas de balanceadoras según su operación pueden ser:

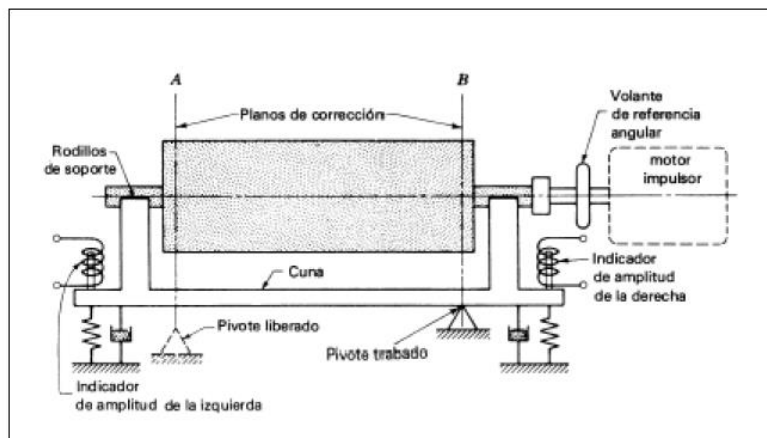
- Manuales: el operario ejecuta todas las tareas, registra los parámetros de desbalanceo y con esto ejecuta los cálculos correspondientes.
- Semiautomáticas indica los parámetros y los guarda para una nueva apertura. El operario se encarga de montar el rotor y realizar los pasos sugeridos por la máquina para realizar el balanceo.
- Automáticas. Máquinas con sistemas electrónicos de medición y computadoras para la adquisición y procesamiento de datos, consta de una unidad de medición la cual determina los parámetros de balanceo y un mecanismo efectúa dicha operación.

¹⁰ An Engineers guide to shaft alignment, vibration analysis, dynamic balancing and wear debris analysis. Pruftechnik Ltda, Burntwood, Staffordshire. Edition 8.011

3.1 Funcionamiento de las máquinas de balanceo

Las máquinas de balanceo consisten en una bancada sobre la cual se montan unos pedestales desplazables a lo largo de los cuales se sostiene el rotor, los soportes de los cojinetes se encuentran soportados sobre un sistema de suspensión en la parte superior de los pedestales, los pedestales se pueden desplazar en sentido horizontal. La altura se ajusta de acuerdo al diámetro del pivote del rotor y los sensores vibratorios se encuentran ubicados en los soportes la parte superior de los pedestales como se muestra en el bastidor basculante de la figura 7, estos utilizan los datos de la vibración para determinar la cantidad de desbalance. Con los datos de amplitud y fase, la máquina determina la cantidad y posición de la masa a agregar para corregir el desbalance.¹¹

Figura 7. Bastidor basculante para balanceo de rotores.



Fuente. Balanceo de ejes. Andrea Torroba. Universidad de Buenos Aires

3.2 TIPOS DE MÁQUINAS DE BALANCEO

Las dos principales máquinas de balanceo que existen son las de rodamientos duros y rodamientos suaves, la diferencia entre ambas es la rigidez de los soportes o suspensión, en la masa del rotor a balancear y la velocidad de balanceo.

¹¹ Teoría y práctica del balanceo de rotores industriales. Liberto Ercoli, Salvador La Malfa. Librería y editorial Alsina, primera edición, p. 55-58. Buenos Aires. ISBN 978-950-553-244-5

En las máquinas de balanceo blandas se utilizan sensores electrodinámicos que miden amplitud de desplazamiento por sus considerables oscilaciones. Las duras utilizan los piezoeléctricos o electrodinámicos con amplificación mecánica y miden fuerza.

3.2.1 Rodamientos duros: se denominan de esta manera cuando la velocidad del proceso de balanceo es mucho más baja que la frecuencia natural de los soportes cargados con el rotor, de dice que el sistema es subamortiguado.

Este tipo de máquinas manejan piezas más grandes y pesadas y miden fuerzas centrífugas.

3.2.2 Rodamientos suaves: se utilizan cuando la velocidad del rotor es más alta que la frecuencia de resonancia de la suspensión, se dice que el sistema se encuentra en estado sobreamortiguado.

No permite balancear rotores muy pesados, la preparación de los rotores individuales es más demorada, se utiliza cuando se requiere tareas de alta precisión.

3.2.3 Máquinas de balanceo portátil: muchas máquinas pueden llevar a cabo el balanceo sin la necesidad de desensamblar el rotor. Por lo general se utilizan para partes de equipos que están en funcionamiento como turbinas, ventiladores, molinos y bombas.

La fuerza centrífuga que se genera en el rotor a causa del desbalanceo aumenta la amplitud de vibración. Si se mide esta amplitud se puede medir la cantidad de desbalanceo

4 CALIDAD DEL BALANCEO

Con el incremento de la velocidad y disminución en el peso específico de las máquinas de última tecnología ha incrementado el uso del balanceo de rotores con mayor precisión. A mayor velocidad, mayor debe ser la precisión del balanceo ya que la fuerza centrífuga aumenta con el cuadrado de la velocidad.

El desequilibrio que puede estar presente en un rotor sin afectar sus condiciones de funcionamiento se conoce como “desequilibrio admisible” (U) y este será mayor a medida que la masas del rotor sea mayor para las mismas condiciones de velocidad.

El desplazamiento del centro de masa del rotor en el plano transversal que lo contiene corresponde al desequilibrio específico (e) y está dada en la ecuación 4.4.

$$e = \frac{U}{m} \quad (4.4)$$

Donde

U = desequilibrio admisible [g*mm]

m =masa del rotor [g]

La norma ISO 1940 presenta la clasificación de los rotores en varios grupos de acuerdo al peso, la velocidad de operación, las exigencias de uso, la relación entre la masa rotativa y los componentes oscilatorios, factores que influyen en la corrección requerida, esto es, en el desequilibrio residual admisible. Para cada grupo de rotores o para cada grado de calidad requerido, el valor máximo de la velocidad periférica del centro de masa expresa el grado de calidad y debe ser constante para cada grupo de rotores.

En el Anexo A, se puede ver cuál es el grado de calidad mínimo con el que debe ser balanceado diferentes tipos de rotores de acuerdo con lo establecido por la norma ISO 1940. Los grados de calidad están separados por un factor de amplificación de 2.5, no obstante cuando se requiere alta precisión se puede hacer una graduación más fina de la calidad de balanceo.

4.1 INSTRUMENTOS PARA LA MEDIDA DE VIBRACIONES

4.1.1. Analizador de vibraciones mecánicas: Es un equipo de medición electrónica portátil que capta espectros de frecuencia presentes en la entrada, pudiendo ser ésta cualquier tipo de ondas eléctricas, acústicas u ópticas y los

transforma en una señal de salida analógica (voltaje) o digital (pulsos de corriente). Los datos recogidos son almacenados y procesados mediante un software, que transforma la señal en el tiempo, al espectro de frecuencia mediante la FFT (Transformada Rápida de Fourier). El analizador procesa el espectro e identifica los picos de señal representativos, generando un listado de las posibles fallas.

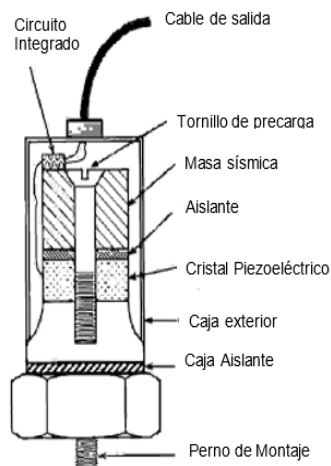
4.1.2 Acelerómetros: El sensor convierte las vibraciones mecánicas de una máquina (debidas a fuerzas rotacionales, dinámicas y de fricción dentro de la misma) en señales eléctricas que pueden ser medidas por el colector de datos. Los acelerómetros pueden estar basados en tecnologías diferentes.

- Piezoeléctricos
- Piezoresistivos
- Capacitivos

Los más utilizados son los acelerómetros piezoeléctricos que a partir de un cristal con propiedades piezoeléctricas convierten la energía mecánica del movimiento en señales eléctricas, como se observa en la figura 8.

Los acelerómetros son susceptibles a fallar si se exponen a altas temperaturas, el rango efectivo de los acelerómetros de uso general es de 1 a 10000 [Hz]. Las aceleraciones suelen venir expresadas en términos de aceleración de la gravedad $9.8 [m/s^2]$.

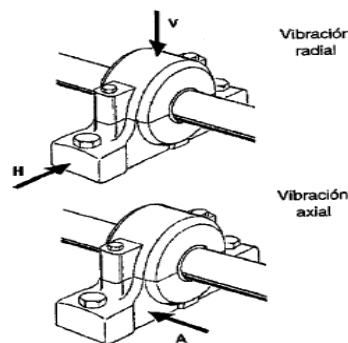
Figura 8. Acelerómetro.



Fuente. Vibraciones en máquinas. Mantenimiento predictivo.

4.1.3 Técnicas de montaje del acelerómetro: Es importante seleccionar la localización y los puntos de medición de manera adecuada, ya que esto afectara la exactitud de los datos tomados, durante toda la prueba se debe mantener los mismos puntos y orientación. Fijar muy bien los transductores al equipo ya que los malos ajustes puede inducir a errores en la amplitud de las vibraciones y crear componentes de falsas frecuencias que no tienen nada que ver con la máquina. Para este caso, se utilizó un transductor con base magnética, que puede colocarse en diferentes direcciones, como se muestra en la figura 9.¹²

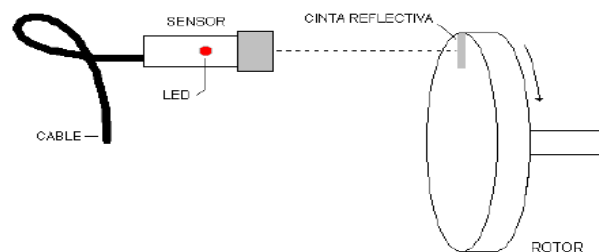
Figura 9. Posición y sentido de los acelerómetros.



Fuente. Estudio de vibraciones en máquinas reciprocantes.

4.1.4 Sensor reflectivo: Consta de un sensor infrarrojo, que al ser atravesado por una cinta reflectiva colocada en el rotor del equipo a ensayar, como se observa en la figura 10, emite una señal eléctrica pulsante que se traducirá en frecuencia de giro, medida en RPM.

Figura 10. Posición del tacómetro.



Fuente. Estudio de vibraciones en máquinas reciprocantes.

¹² PINTOR BOROBIA, Jesús María. Elementos de máquinas y vibraciones. Vibraciones en máquinas. Mantenimiento predictivo. Universidad Pública de Navarra, p. 46-47

En el anexo B se encuentra una descripción más detallada de los elementos utilizados para la prueba de balanceo.

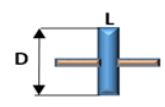
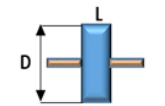
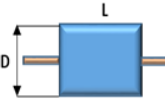
4.1.5 Software Balancing: Software del analizador OROS para el balanceo de ejes rígidos y flexibles. Se compone de dos módulos:

1. Módulo uno/dos planos: para balancear rotores que operan en su región de cuerpo rígido (muy por debajo de la velocidad crítica).
2. Módulo múltiple plano: diseñado para equilibrar rotores por encima de la primera velocidad crítica, en la región donde el rotor se deforma y llega a su primer modo de flexión.

4.2 SELECCIONAR EL TIPO DE BALANCEO

Se sugiere que el número de planos de balanceo debe determinarse basándose en la relación longitud a diámetro (L/D) del rotor. Esta relación solo se calcula utilizando las dimensiones del rotor, excluyendo las del eje de soporte. En la figura 11 se aprecia la selección del número de planos de corrección, se observa que para rotores con una relación menor a 0.5 y velocidades de trabajo de hasta 1000 RPM es suficiente el balanceo en un plano.

Figura 11. Criterio sugerido para la selección del número de planos de corrección para rotores rígido.

ROTOR	MODELO	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

Fuente. Dynamic Balancing.

Para rotores que tengas una relación mayor a 0.5 se requiere balanceo en un plano hasta las 150 RPM y en dos planos para más de 150 RPM.

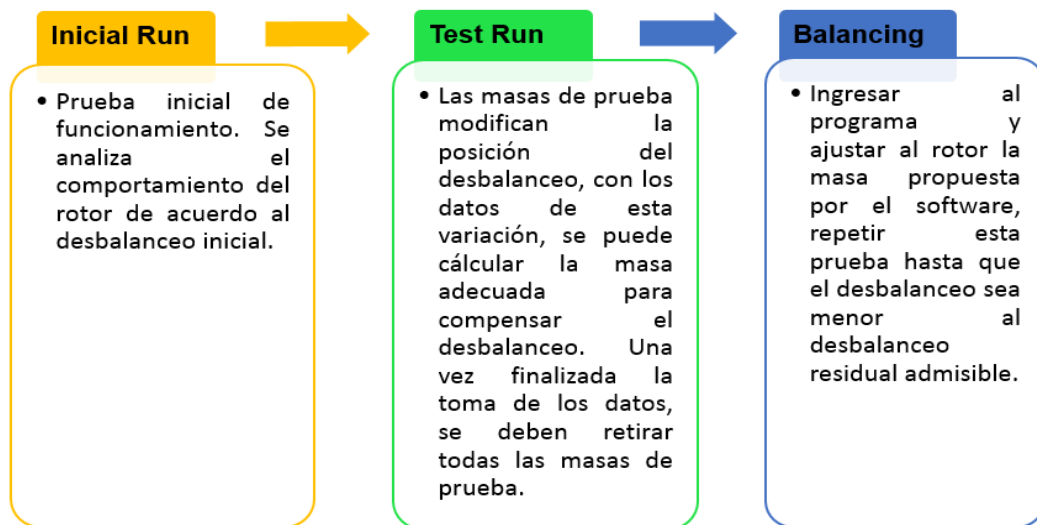
Es importante resaltar que este procedimiento de selección es solo una guía y no debe tomarse como regla, dado que si las fuerzas que actúan en los cojinetes debido al desbalanceo no pueden ser reducidas con un balanceo en un plano, necesariamente deberá procederse a balancear en dos planos, sea cual fuese la relación L/D y la velocidad de rotación.¹³

4.3 METODOLOGÍA PARA BALANCEO DE ROTORES CON ANALIZADOR DE VIBRACIONES

Para llevar a cabo la tarea de equilibrado con el analizador de vibraciones OROS 35 se debe proceder abriendo el software Balancing y ejecutando el software NVGate en segundo plano.

El objetivo principal que el software propone para reducir el desbalanceo, es aproximarse o estar por debajo del desbalanceo residual admisible que la norma ISO 1940 recomienda y que el programa asigna de forma automática según la calidad de los rotores con los que se trabaje.

Figura 12. Metodología de trabajo para balanceo dinámico de rotores.



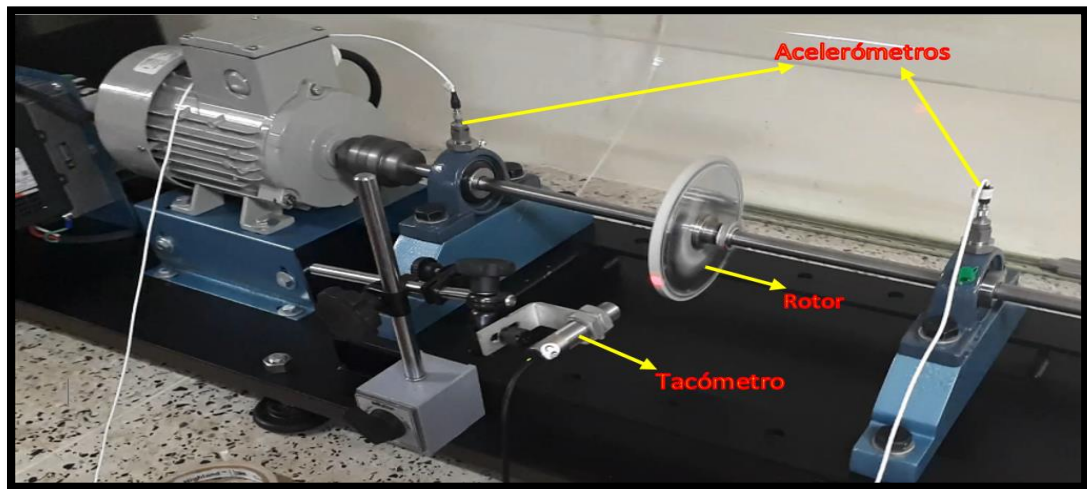
¹³ FOX, Randall L. Dynamic Balancing, District Manager, IRD Mechanalysis. Inc. Houston, Texas, p 162-163.

Para cada uno de los casos que se presentan a continuación se realiza un análisis de espectros antes y después de finalizar cada prueba para demostrar cómo se reduce la amplitud del pico 1X que representa el desbalanceo¹⁴.

5. CASO 1. Balanceo estático de un rotor en un plano.

Para la reproducción de este caso se utilizó un banco de ensayos que se muestra en la Figura 13. Puesto que el banco de ensayos está acondicionado para el estudio y análisis vibratorios, su condición operacional es óptima y dado esto, se le influyó un desbalanceo agregando una masa aleatoria al disco.

Figura 13. Prueba de balanceo en banco con un plano.



En el anexo C, se encuentra la configuración inicial de los acelerómetros, tacómetros y el plano con el que se realiza la prueba, de igual

Antes de iniciar la prueba se analizan los espectros de frecuencia del equipo y de ese modo se observa cómo se reduce el desbalanceo. En la figura 14 se observa que un pico con una amplitud de 2.5 mm/s y una frecuencia de 45 [Hz] que corresponde al armónico primario de vibración (1X), dada la frecuencia de giro del rotor.

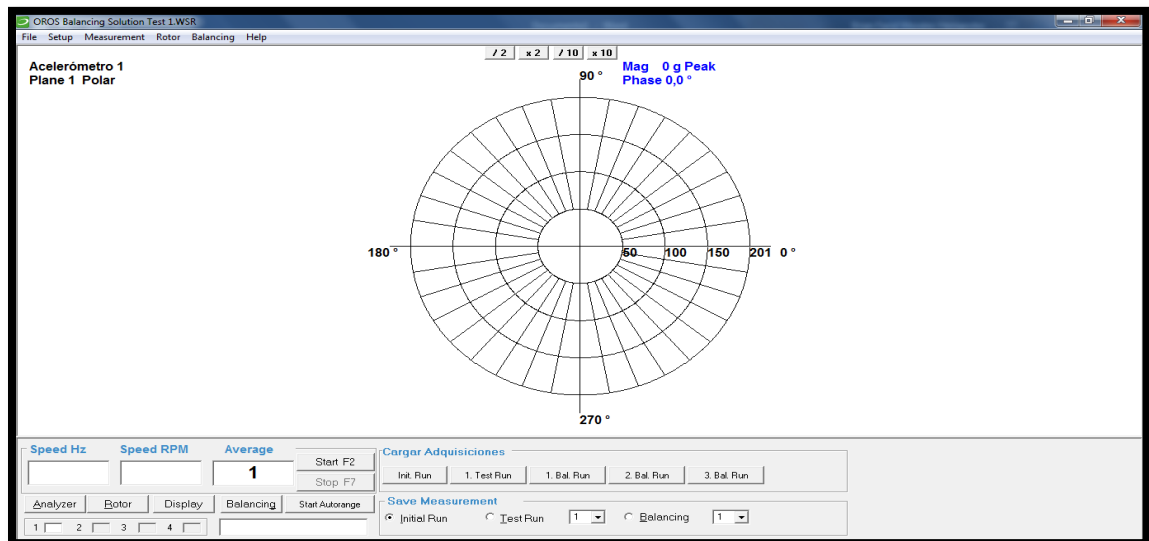
¹⁴ AN ENGINEERS GUIDE TO SHAFT ALIGNMENT, VIBRATION ANALYSIS, DYNAMIC BALANCING AND WEAR DEBRIS ANALYSIS, Pruftechnik, pag 110.

Figura 14. Espectro de frecuencia obtenida en los puntos de apoyo del caso 1, antes de la prueba.



INICIAL RUN: Luego de finalizada la configuración del rotor y los sensores, procede a desplegarse la ventana de medición como se muestra en la figura 15, con la gráfica polar del rotor. En el anexo D se encuentra las opciones de navegación de la pantalla de medición.

Figura 15. Pantalla de medición.



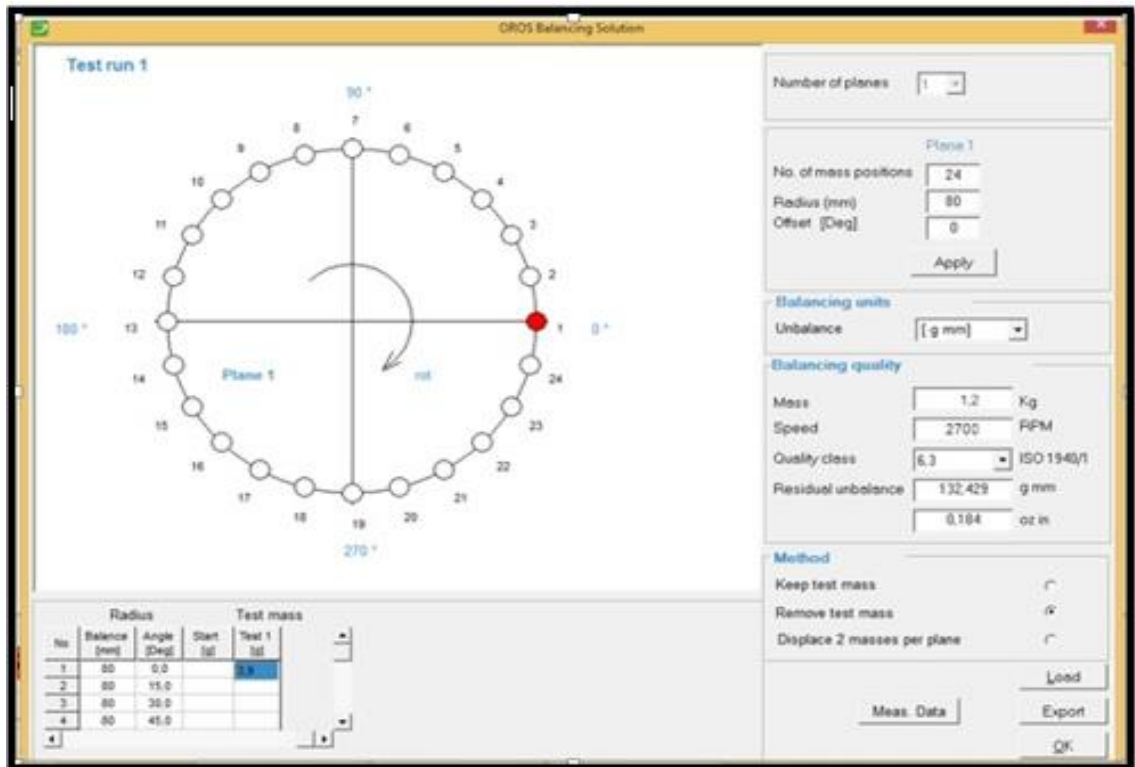
- 1) Para iniciar el analizado hacer click en el botón Start o presionar la tecla F2 de la ventana de medición.
- 2) Poner el motor en funcionamiento y esperar que alcance la velocidad propuesta (régimen estacionario).
- 3) Una vez alcance esta velocidad, se toman los promedios de las fuerzas que actúan en el rotor dando click en la casilla "Average"

4) Hacer click en la casilla inicial Run y en la casilla Save para guardar los resultados de la prueba.

Después de finalizar cada prueba se despliega la ventana de resultados en la cual se irán grabando los valores correspondientes a cada una de los ensayos. En este punto la tabla de resultados solo muestra la amplitud y la fase. El desbalanceo se puede calcular luego que la sensibilidad del rotor se mida en el test run. Click en OK para proceder con el test run.

TEST RUN: En la pantalla de medición, hacer click en la casilla Rotor. La masa, el valor y la posición del peso de prueba deben ponerse en la tabla geometría del rotor, la masa debe ser lo suficientemente grande como para producir un cambio en la amplitud de vibración, pero no tanto como para causar algún daño por vibración excesiva. Si no se genera un cambio en la magnitud respecto al valor del Inicial Run, el programa automáticamente genera un aviso indicando que se debe cambiar la masa prueba y repetir la prueba.

Figura 16. Posición de la masa de prueba en un plano.



Se agrega una masa de 3.9 [g] en la posición 1 en un ángulo de 0°, como se muestra en la figura 16. Una vez registrados los valores se marcará la posición con un punto rojo en la gráfica polar, y en esa misma posición se debe fijar la masa al rotor.

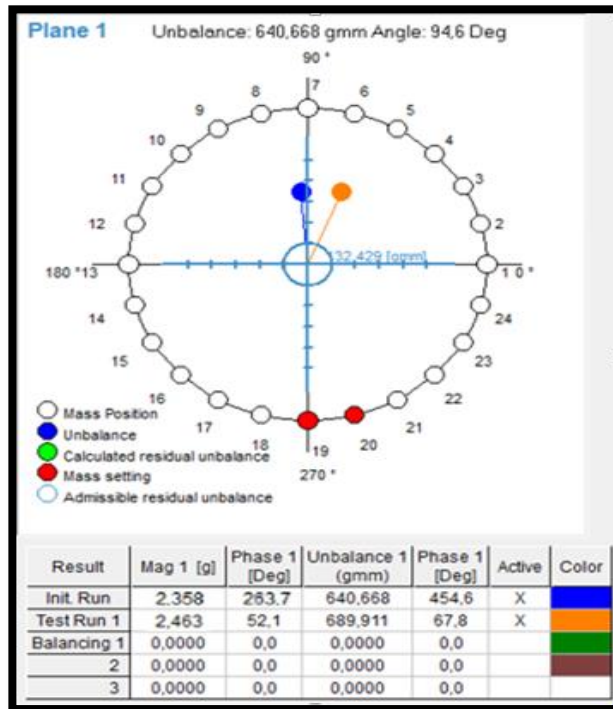
Click en OK y guardar. Presionar la tecla F2 para activar el analizador.

Poner en funcionamiento el rotor hasta alcanzar la velocidad antes propuesta. Hacer click en el botón Average.

- 1) Click en test run.
- 2) Guarda.
- 3) Después de realizar cada prueba, el software dará el aviso de retirar la masa de prueba.

Después de guardar los cálculos, la ventana de resultados muestra los valores determinados para la amplitud y la fase del inicial run y el test run. Los resultados de la prueba del inicial run y el test run se representan en la gráfica de la pantalla de resultados, como se observa en la figura 17.

Figura 17. Resultados del Inicial Run y el Test run.

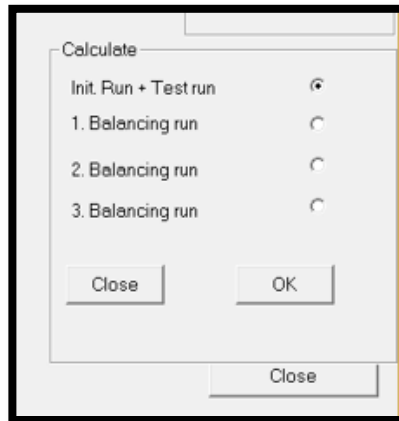


El círculo azul de la gráfica polar en la ventana de resultados indica el desbalanceo residual admisible si la máquina cumple la calidad de balanceo o no. La grafica muestra que el desbalanceo residual admisible es de 132.429 [g*mm] y el desbalanceo está en el entre 640 y 690 [g*mm].

5.4 DETERMINANDO LOS PESOS DE BALACEO

Después de guardar los datos del Test Run en la ventana de resultados, hacer click en calcular / Inicial run + Test run, como se observa en la figura 1, para determinar la posición y la masa de los pesos de balanceo.

Figura 18. Cálculo de los pesos de balanceo.



Click en Ok para iniciar el cálculo de los pesos de balanceo.

En la gráfica polar se marca en rojo la posición donde debe posicionarse la masa en el rotor. La tabla de cálculos de masas muestra la masa y la posición propuesta necesaria para corregir el desbalanceo en la columna Calc. Mass, para este caso se requiere dos masas una de 5.6 [g] en la posición 19 y una de 2.4 [g] en la posición 20, las masas que se tienen a disposición deben ser medidas y acercarse lo más posible a los valores exigidos por el analizador para corregir el desbalanceo.

Tabla 1. Masa y posición recomendada de los pesos de balanceo.

Position	T-Radius [mm]	B-Radius [mm]	Angle [Deg]	Calc. Mass [g]	Mounted Mass [g]
18	80	80	255,0		
19	80	80	270,0	5,604	0,000
20	80	80	285,0	2,463	0,000
21	80	80	300,0		
22	80	80	315,0		

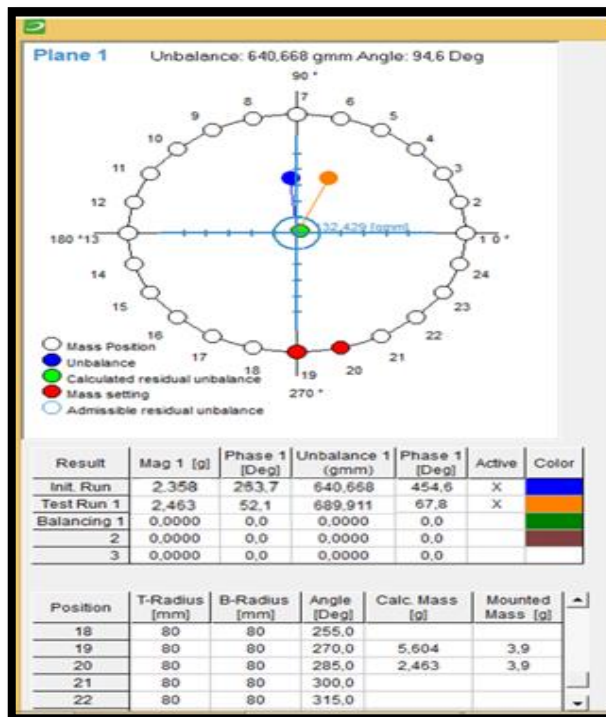
5.5 PRONÓSTICO DE BALANCEO

El software permite predecir matemáticamente los efectos del balanceo antes de realizar la prueba de Balancing. Esto con el fin de conocer el efecto que causara la masa que se va a agregar antes de realizar la prueba.

Se debe poner una masa lo más cercana posible al valor recomendado por el software, en la casilla “mounted mass”. Para este caso de agregaron dos masas de 3.9 [g] en la posición 19 y otra en la posición 20. Una vez hecho esto se mostrara un punto verde en la gráfica polar el cual indica, el desbalanceo residual esperado.

El pronóstico muestra que el desequilibrio residual (punto azul en el gráfico polar) se mueve al punto verde dentro del círculo azul, como se muestra en la figura 19, lo cual indica que está dentro del rango aceptable de desbalanceo con un valor menos a 132 [g*mm].

Figura 19. Pronóstico de balanceo.



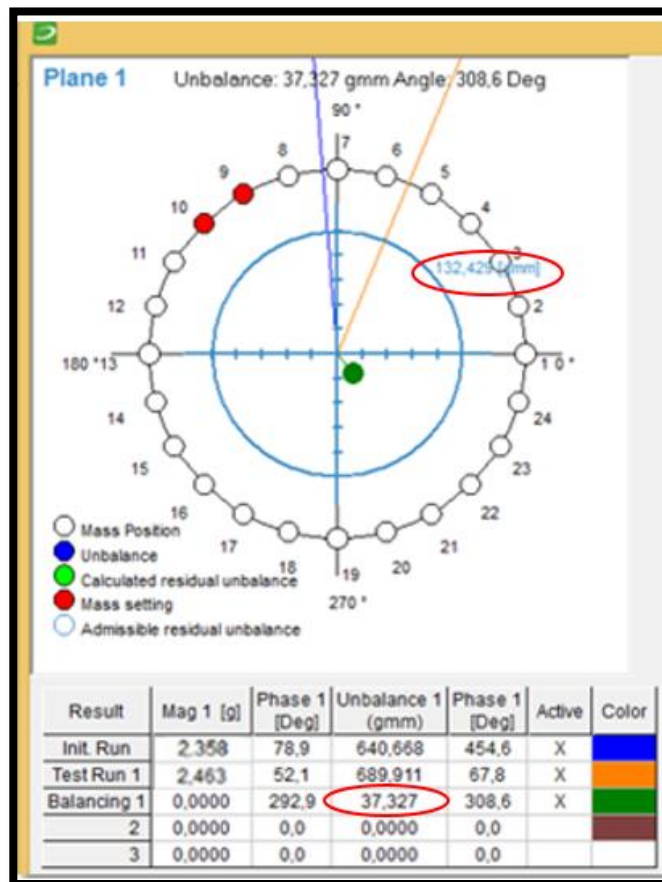
Una vez verificado los resultados que se van a lograr con las masas de balanceo se procede a iniciar con la prueba de Balancing para obtener los datos finales que demuestran que se corrigió el desbalanceo.

5.6 BALANCING

- 4) Click en la opción Balancing.
- 5) Click en “Start” o F2 para activar el analizador.
- 6) Cuando el rotor se encuentre a velocidad estable se capturan los promedios haciendo click en la tecla “Average”.
- 7) Click en “Save”, para guardar las medidas de la prueba.

Una vez guarda la prueba, en la ventana de resultados, muestra los valores del desbalanceo para la prueba de balanceo. El punto verde en la gráfica polar de la figura 20, indica el valor del desbalanceo que se tomó en la prueba balanceo, el punto verde se encuentra dentro del balanceo residual admisible (circulo azul en la gráfica polar).

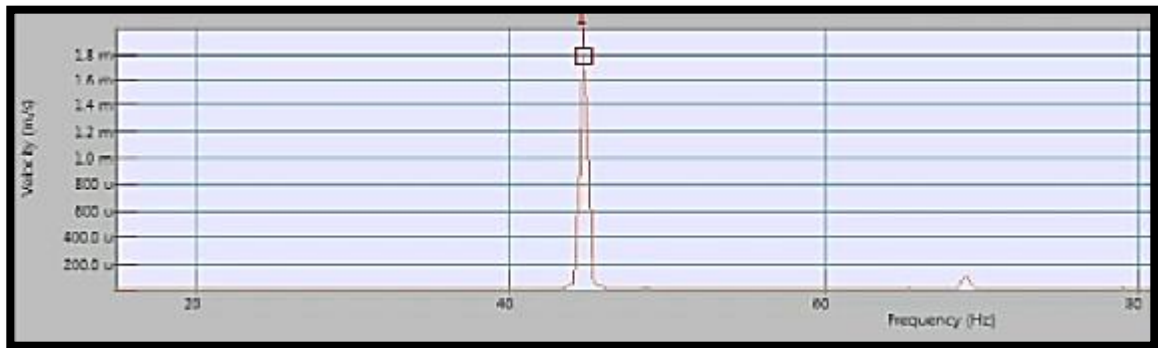
Figura 20. Resultados de balanceo.



El valor del desbalanceo de la prueba Balancing 1, es mucho menor que el valor del desbalanceo residual admisible, por lo tanto se considera que la masa fijada al rotor

corrigió el desbalanceo, de esta manera se cumple con el objetivo de balanceo del rotor. En la figura 21 se observa como el pico 1x del desbalanceo desciende hasta el valor de 1.8 [mm/s].

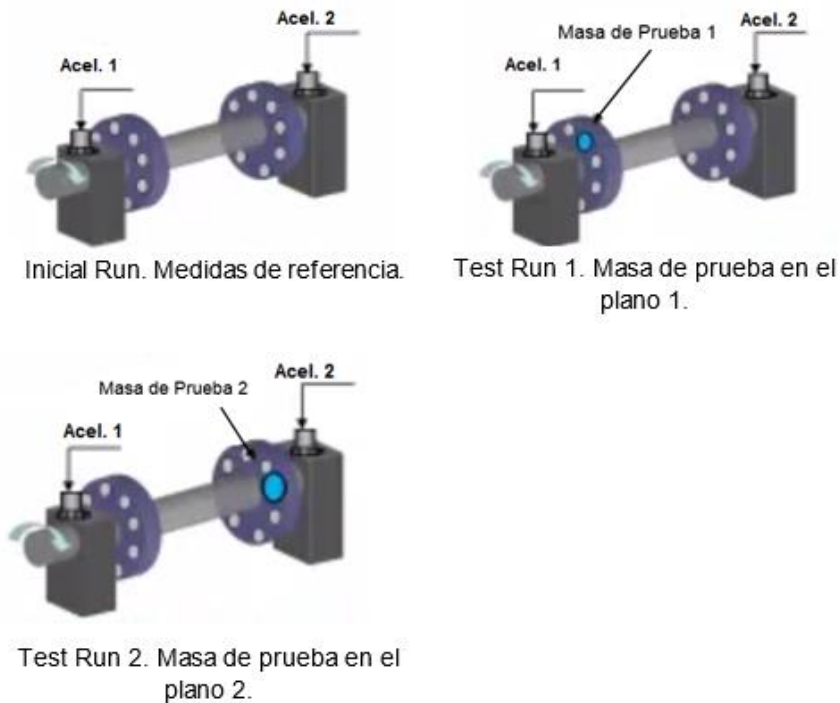
Figura 21. Espectro de frecuencia después del balanceo caso 1.



6. CASO 2: DOS PLANOS

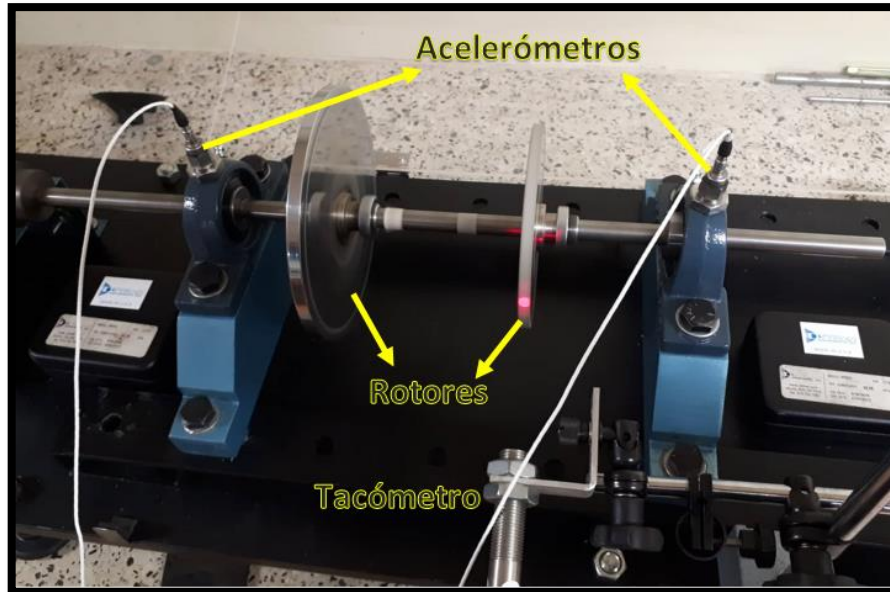
Para balancear en dos planos se realiza el mismo procedimiento que en un plano pero haciendo dos “Test Run” uno para cada plano de forma independiente, como se observa en la figura 22, es importante recordar que después de finalizada cada prueba se debe retirar la masa de prueba del rotor.

Figura 22. Método para balanceo en dos planos.



La metodología para balanceo en dos planos se desarrolló en un banco de balanceo a una velocidad de 1800 rpm, con la disposición observada en la figura 23, dos planos con dos acelerómetros en dirección radial vertical.

Figura 23. Banco de balanceo en dos planos.



Antes de iniciar la prueba en dos planos, se capturan los espectros de frecuencia para observar como desciende el pico 1X del desbalanceo, este se encuentra con una amplitud de 4.5 [mm/s] y una frecuencia de 30 [Hz] correspondientes a la velocidad de giro del rotor, como se muestra en la figura 24.

Figura 24. Espectros de frecuencia antes del balanceo, caso 2.

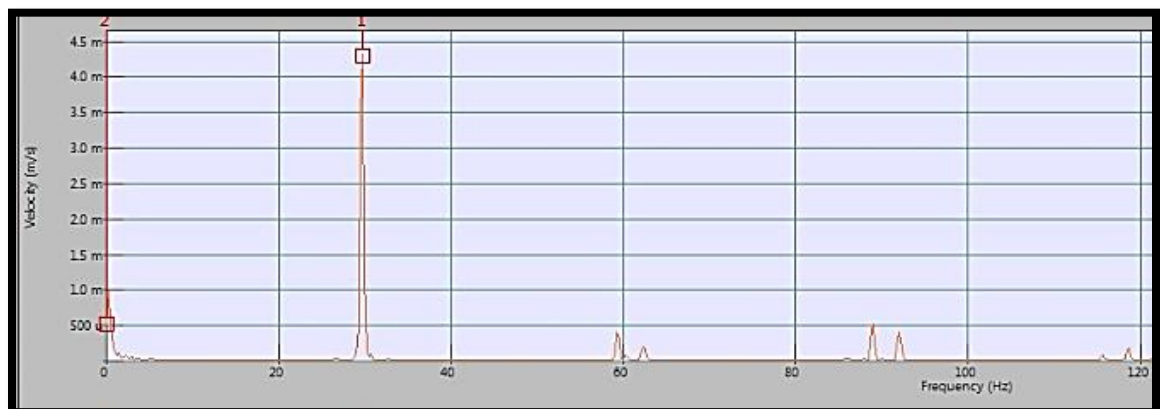
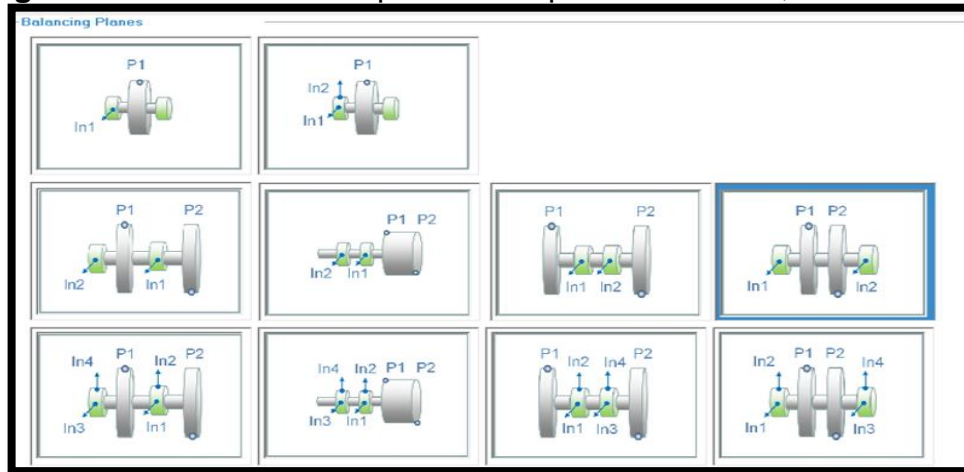


Figura 25. Selección de disposición de planos balanceo, caso 2.

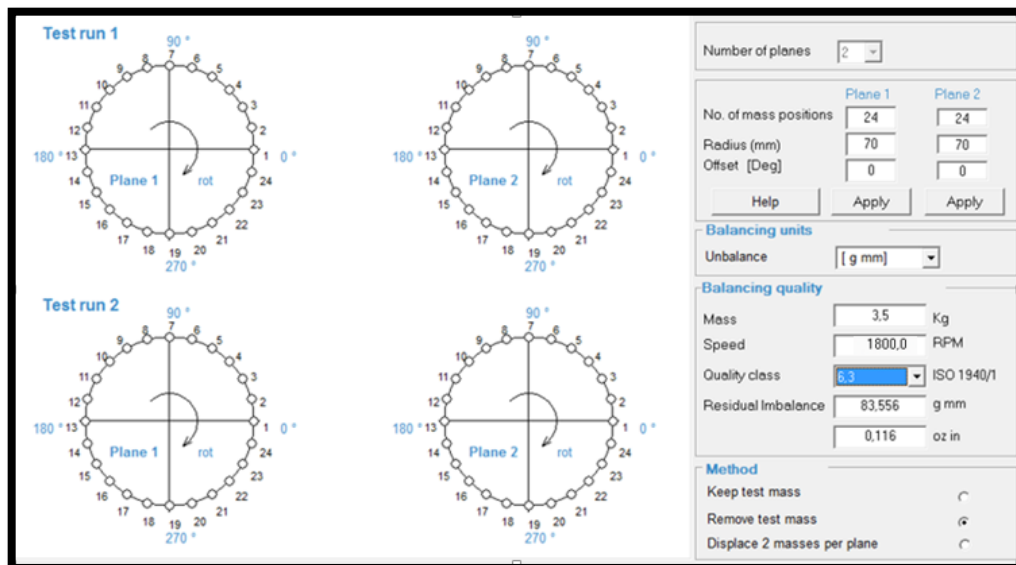


Seleccionar la disposición de balanceo que más se acerque al dispositivo, como lo muestra la figura 25.

6.1 CONFIGURACIÓN

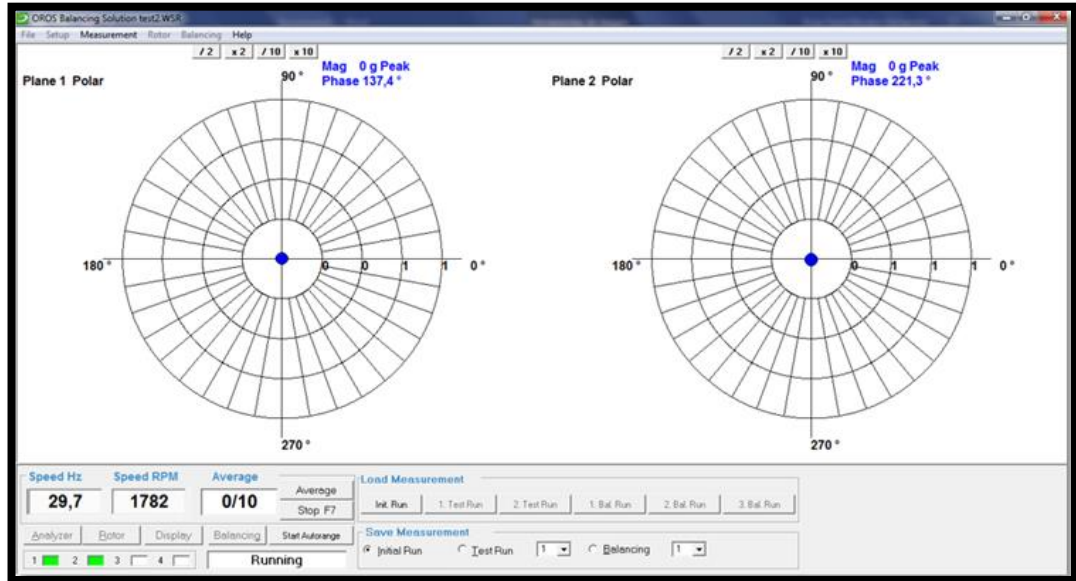
Se utiliza la misma configuración de los acelerómetros de balanceo en un plano, para la configuración del tacómetro se ajusta la velocidad a 1800 RPM, los otros datos permanecen iguales. En la ventana de configuración de rotor y calidad insertamos los valores de 70 [mm] para el radio de ambos rotores y se ajusta la velocidad a 1800 RPM. El peso de los rotores es de 3.5 [Kg] y una calidad de 6.3, como se muestra en la figura 26.

Figura 26. Geometría v calidad del rotor en dos planos.



El programa automáticamente calcula el desbalanceo residual admisible según la calidad de balaceo, la velocidad y el peso del rotor. Para este caso la software sugiere una balanceo residual admisible de 83.556 [g*mm]. La prueba tendrá éxito si se logra alcanza un valor menor o lo más aproximado posible al desbalanceo residual admisible.

Figura 27. Pantalla de medición- Inicial Run



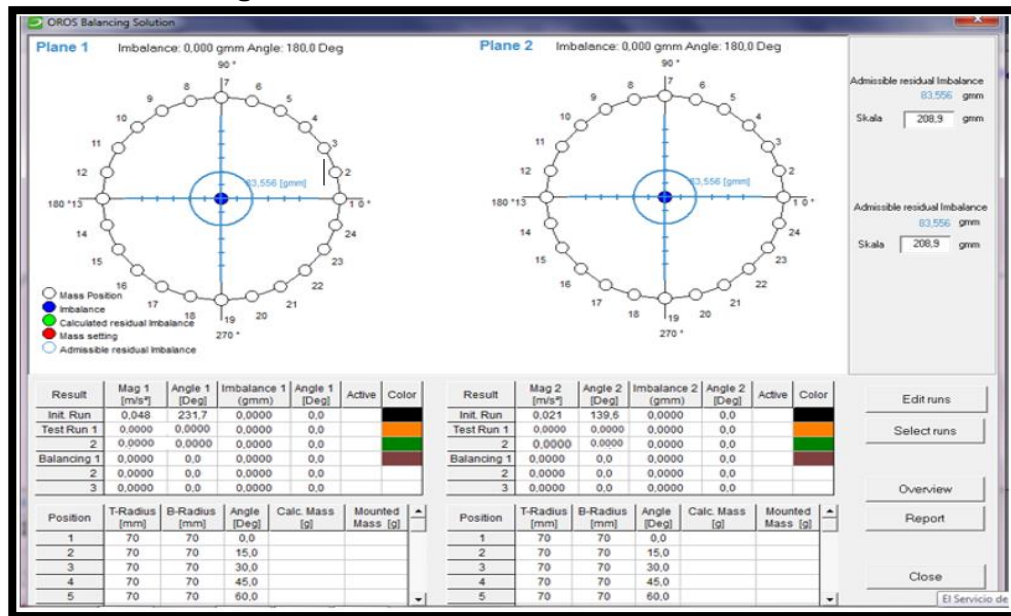
Una vez configurado el rotor se continúa en la pantalla de medición donde se administran cada una de las pruebas. En esta pantalla se muestra la gráfica polar para cada plano, en ellas se muestra la magnitud y la fase del desbalanceo para cada plano simultáneamente y en tiempo real a medida que transcurre la prueba, como se muestra en la figura 27.

6.2 INICIAL RUN

Se pone la máquina en funcionamiento y se presiona la tecla F2 o start para iniciar la prueba. Una vez alcanzada la velocidad de régimen, se presiona el botón Average para calcular los promedios de espectros de frecuencia. Click en la casilla inicial Run y en guardar.

Se despliega la venta de resultados mostrando la fase y la magnitud de la prueba inicial para cada uno de los planos y el desbalanceo residual admisible según la norma ISO 1940, como se muestra en la figura 28.

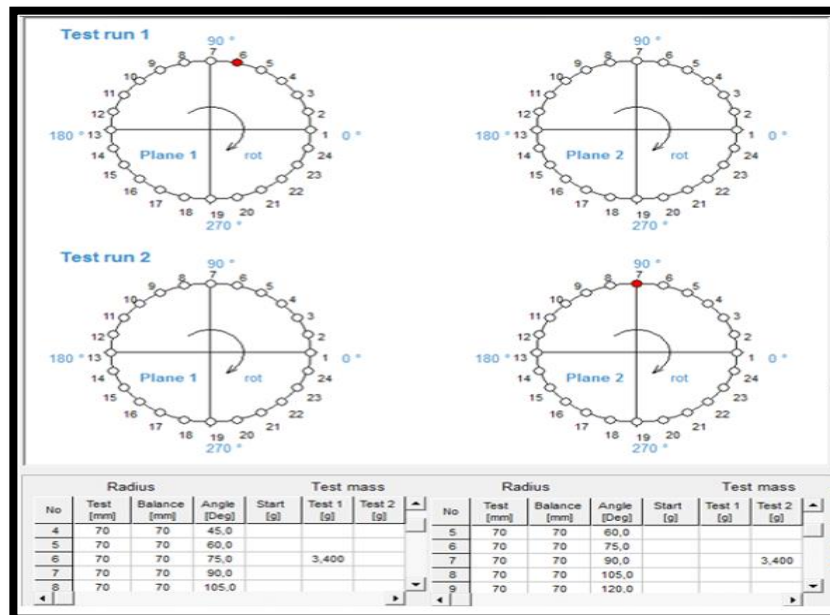
Figura 28. Resultados del Inicial Run.



6.3 TEST RUN 1 Y TEST RUN 2

La prueba se lleva a cabo primero para el plano 1 con una masa de prueba de 3.4 [g] en la posición 6 del rotor. Luego se ajusta una masa de prueba de 3.4 [g] en la posición 7 para el plano 2, como se muestra en la figura 29. Es preciso recordar retirar la masa del rotor después de terminada cada prueba.

Figura 29. Posiciones de las masa de prueba para dos planos.



6.4 BALANCING

Tabla 2. Cálculo de masas en dos planos.

Position	T-Radius [mm]	B-Radius [mm]	Angle [Deg]	Calc. Mass [g]	Mounted Mass [g]
10	70	70	135,0		
11	70	70	150,0		
12	70	70	165,0	15,832	15,9
13	70	70	180,0		
14	70	70	195,0		

Position	T-Radius [mm]	B-Radius [mm]	Angle [Deg]	Calc. Mass [g]	Mounted Mass [g]
1	70	70	0,0	12,513	12,4
2	70	70	15,0	4,076	4,2
3	70	70	30,0		
4	70	70	45,0		
5	70	70	60,0		

En la tabla 2, se observa las masas recomendados para realizar el balanceo. Para el plano 1 requiere de una masa de 15.832[g] en la posición 12 y para el plano 2 de una masa de 12.513[g] en la posición 1 y 4.076[g] en la posición 2. En la columna Mounten Mass se ingresa el valor más aproximada de las masas.

Se realiza la operación de Balancing tantas veces como sea necesario hasta lograr que el valor del desbalanceo sea menor al desbalanceo residual admisible, como se muestra en la figura 30. Cada vez que se realiza una prueba de balancing, el software mostrara la cantidad de masa y la posición en que debe ser agregada para corregir el desbalanceo.

Figura 30. Resultados del balanceo en dos planos.

Result	Mag 1 [m/s ²]	Angle 1 [Deg]	Imbalance 1 (gmm)	Angle 1 [Deg]	Active	Color
Init. Run	0,048	231,7	1105,768	343,9	X	Black
Test Run 1	0,046	255,3	1126,807	356,1	X	Orange
2	0,044	242,4	1105,768	343,9	X	Green
Balancing 1	0,044	242,4	1093,859	340,8		Brown
2	0,016	15,5	367,019	102,7		
3	0,001	287,6	59,900	324,8		

Result	Mag 2 [m/s ²]	Angle 2 [Deg]	Imbalance 2 (gmm)	Angle 2 [Deg]	Active	Color
Init. Run	0,021	139,6	1153,893	183,7	X	Black
Test Run 1	0,015	126,4	1153,893	183,7	X	Orange
2	0,016	113,3	1163,167	171,9	X	Green
Balancing 1	0,016	113,3	1138,041	169,7		Brown
2	0,004	181,1	358,889	275,6		
3	0,003	47,8	110,799	135,4		

Position	T-Radius [mm]	B-Radius [mm]	Angle [Deg]	Calc. Mass [g]	Mounted Mass [g]
9	70	70	120,0		
10	70	70	135,0	0,298	0,000
11	70	70	150,0	0,564	0,000
12	70	70	165,0		
13	70	70	180,0		

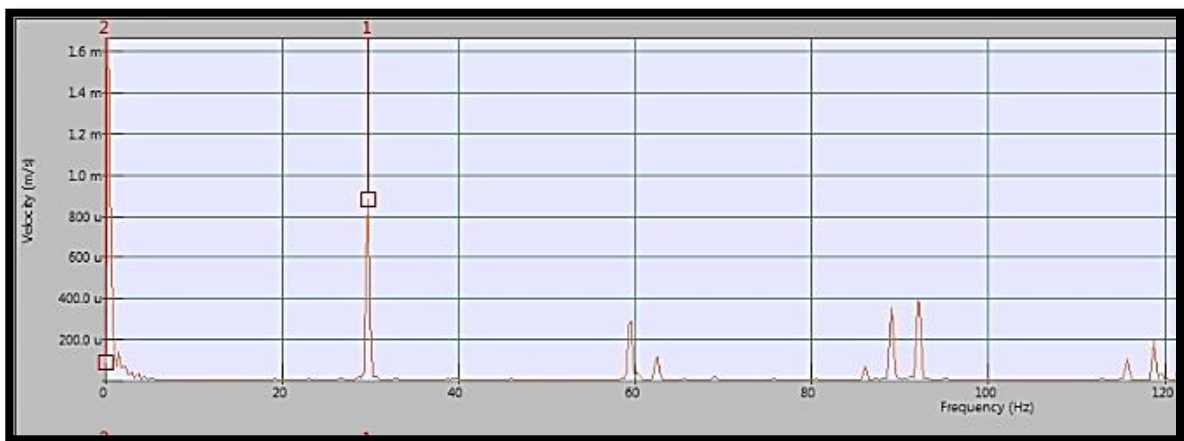
Position	T-Radius [mm]	B-Radius [mm]	Angle [Deg]	Calc. Mass [g]	Mounted Mass [g]
20	70	70	285,0		
21	70	70	300,0		
22	70	70	315,0	1,584	0,000
23	70	70	330,0		
24	70	70	345,0		

Para el plano 1 se logra un desbalanceo residual de 59.9 [g*mm] que está por debajo del balanceo residual admisible. Para el plano 2 se alcanza un desbalanceo residual de 110.8 [g*mm] (ver figura 30) aunque no está por debajo del balanceo admisible

está muy cerca de este valor este fenómeno de debe al efecto de interferencia de plano de corrección el cual al agregar una masa en un plano 1, genera un cambio de en la fase de vibración del otro plano 2.

El espectro de frecuencia después de realizada la prueba de balanceo, en la figura 31, muestra que la amplitud del pico 1X desciende hasta 0.5 [mm/s]. Lo cual es un excelente resultado para la prueba.

Figura 31. Espectros de frecuencia después de balancear, caso 2.



7. BALANCEO EN MULTIPLES PLANOS

Los rotores flexibles tienden a flexionarse bajo la acción de las fuerzas dinámicas producidas por el desbalance. Tal es el caso de los rotores de turbinas de vapor y de gas. Esto hace imprescindible balancear los rotores flexibles en múltiples planos, para lo cual es necesario que durante el balanceo el rotor sea operado en condiciones similares a las del servicio, es decir, como mínimo por encima de su primera velocidad crítica debido a que si los pesos de balanceo no se colocan exactamente en las posiciones de balanceo, entonces se generarán pares de fuerzas dinámicas que desbalancearan el rotor una vez alcance su velocidad de operación.

7.1 SOFTWARE MULTIPLANO

Existe una relación entre la velocidad crítica y el número de planos requeridos que se van a equilibrar. El número de carreras requeridas depende del número de planos de equilibrado sobre los cuales se debe equilibrar el rotor. Para cada balanceo se requiere un inicial run (sin masa de prueba). Debe haber tantas carreras de prueba como planos hay.

Las masas de prueba deber ser puestas en diferentes posiciones con el fin de obtener suficiente información para llevar a cabo el balanceo. Se debe ejecutar en estado estable.

Un punto de medición conectado a un canal de instrumento, no está necesariamente ligado a un plano de corrección. La vibración se mide en los cojinetes del banco.

No siempre hay el mismo número de canales que el número de planos, pero debe haber canales suficientes para resolver el problema.

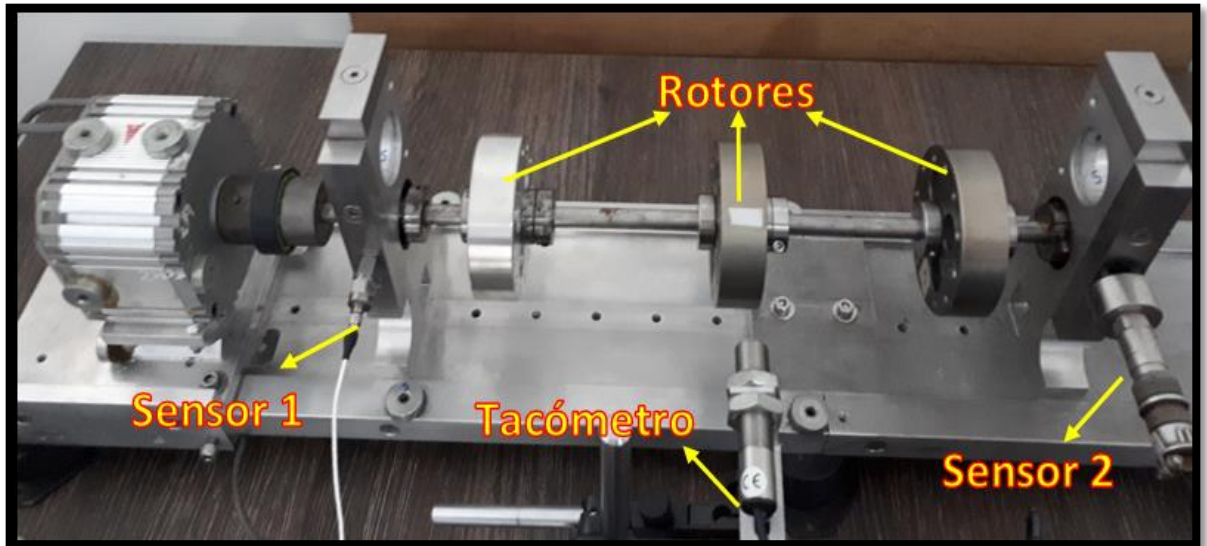
7.2 PASOS PRINCIPALES

- Configurar el rotor y las posiciones de las masas de prueba.
- Seleccionar el rango de RPM.
- Procesamiento de cálculos.
- Considerar los pesos de corrección y seleccionar las masas para montar.

8. CASO 3: TRES PLANOS

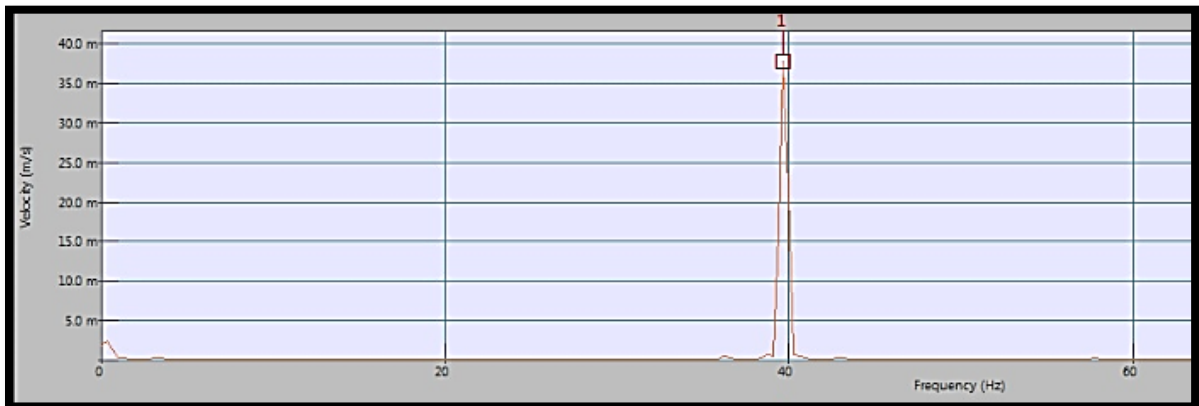
El ensayo se realizó en un banco de pruebas con 3 discos de igual tamaño y peso fabricados en duraluminio, montados sobre un eje de 51 [cm] de largo y ½ [in] de diámetro que va soportado sobre dos rodamientos en los cuales se colocan los sensores para analizar las vibraciones, como se observa en la figura 32. El banco es apoyado sobre cuatro aisladores de vibraciones en cada una de sus esquinas, estos tienen como funcionalidad reducir tanto las vibraciones ambientales que llegan a la máquina como las que ella misma genera. El banco se balancea a la máxima velocidad del motor ósea 2400 RPM.

Figura 32. Banco de balanceo en múltiples planos.



En la figura 33, se observa el espectro de frecuencia antes de realizar la prueba de balanceo, la amplitud del pico 1X tiene un valor de 37 [mm/s] y una frecuencia de 40 [Hz] correspondientes a la velocidad de giro de los rotores.

Figura 33. Espectro de frecuencia antes de balancear, caso 3.

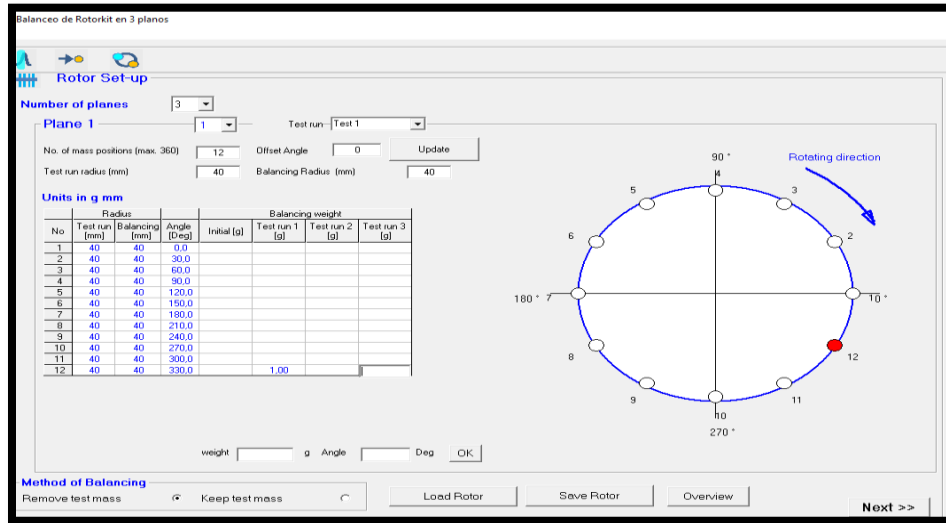


8.1 CONFIGURACIÓN DE ROTORES.

En la figura 34, se observa la ventana de configuración, en esta ventana se configura el número de planos y. El número de carreras se asigna automáticamente como: $\#carreras + 1$ (Inicial run). Ejemplo: sin son tres planos, son 4 carreras. Hay dos posibilidades con respecto al método que se utilizará. Uno puede elegir eliminar

la masa de prueba o conservarla. En este caso, la masa de la prueba se retira, cuando no es posible hacer esto la masa de prueba debe soldarse.

Figura 34. Ventana de configuración de rotores.



8.2 INICIAL RUN Y TEST RUN

Se lleva a cabo una corrida inicial sin pesos de balaceo para adquirir los datos iniciales, posteriormente se lleva a cabo tres corridas de prueba para cada uno de los rotores con masas de prueba de balanceo en diferentes posiciones, las masas y las posiciones se ajustan como se observan en la tabla 3.

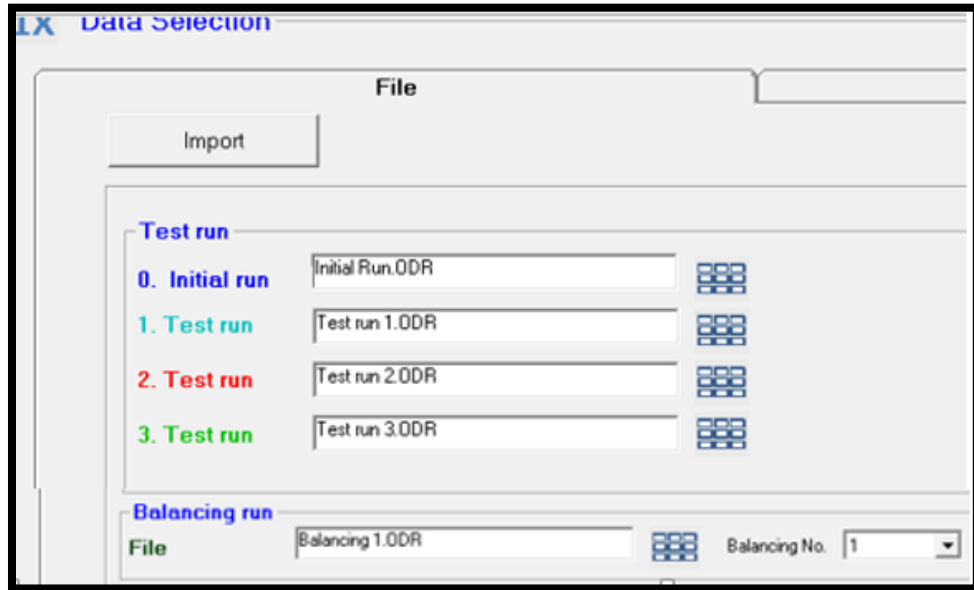
Tabla 3. Peso y posiciones de las masas de prueba

TEST RUN	PESO [g]	POSICION
1	1	12
2	1	2
3	1	10

Al hacer clic en el botón "Overview", el usuario puede mostrar para cada ejecución las masas que se colocarán en los planos de equilibrio. Hay que recordar que después de cada corrida se debe retirar la masa de prueba.

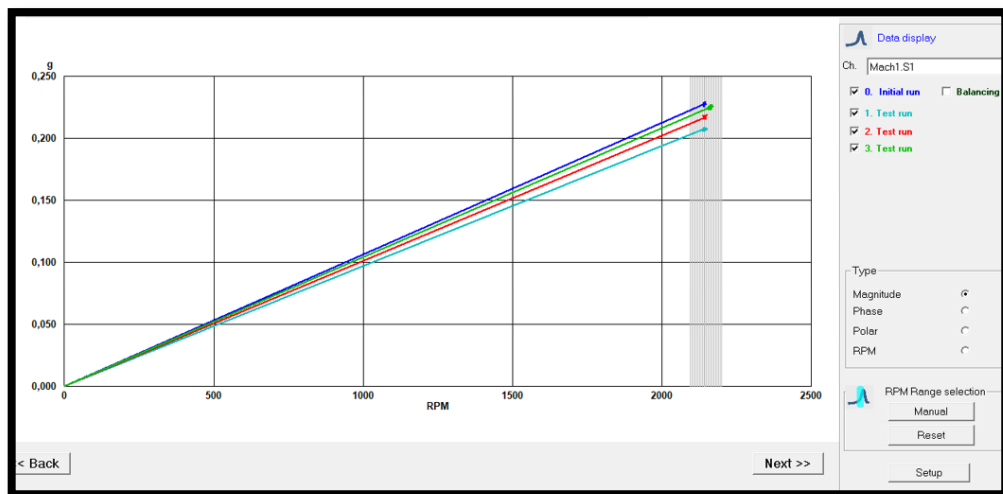
La ventana 1X permite importar y seleccionar los datos obtenidos previamente, se debe tener especial cuidado de insertar los datos correspondientes de cada prueba, como se observa en la figura 35.

Figura 35. Ventana de selección de datos 1X.



Después de ingresar los datos, hacer click en la casilla “next” para observar la gráfica de cada una de las pruebas, como se aprecia en la figura 36. Cada prueba es representada por una línea de un color característico. Hay diferentes tipos de grafico para observar los datos, magnitud, fase, polar y velocidad.

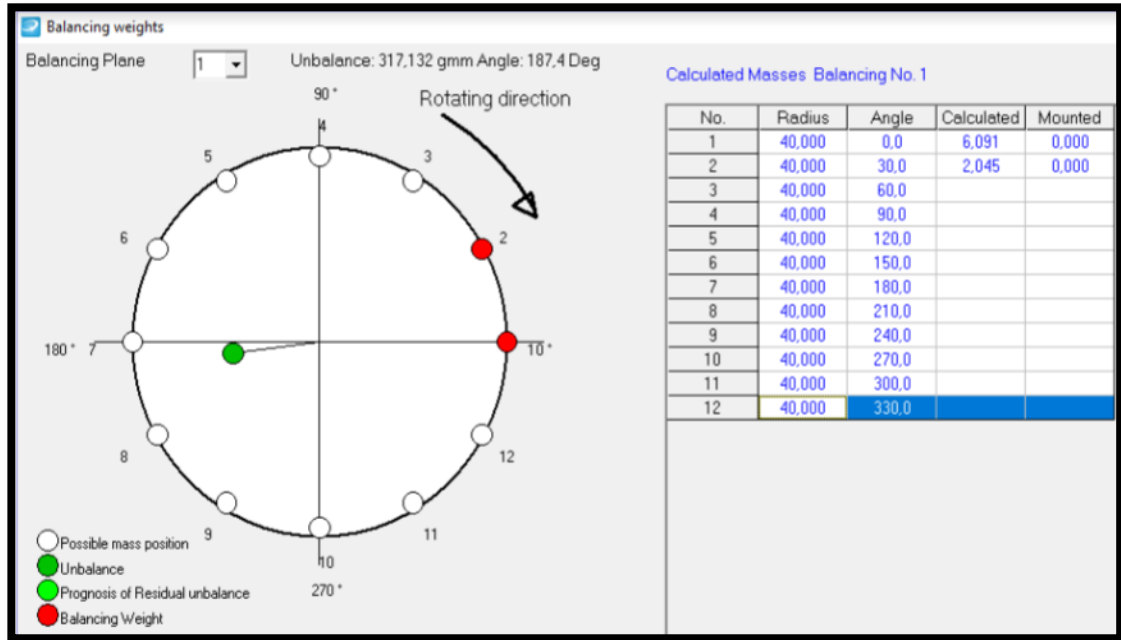
Figura 36. Grafica de magnitud vs RPM.



8.3 BALANCEO

Posteriormente, como se ve en la figura 37, el programa muestra las masas y las posiciones recomendadas de las masas de prueba para eliminar las fuerzas de balanceo.

Figura 37. Ventana de balanceo con masas propuestas.



VENTANA DE PESOS DE CORRECCION

En esta ventana el programa propone ciertas masas para corregir el desbalanceo. Estas se muestran en la columna "Calculated".

El usuario puede elegir montar masas que estén en un rango cercana a las calculadas. El valor de la masa que se va a poner se inserta en la columna "Mounted". El pronóstico mostrará cuáles son las vibraciones residuales definitivas con esa cantidad de peso. En la figura 41, se aprecia el valor correspondiente para cada masa de prueba que se agrega al rotor.

Figura 38. Masas para corregir el desbalanceo.



Tabla 4. Masas para corregir el desbalanceo.

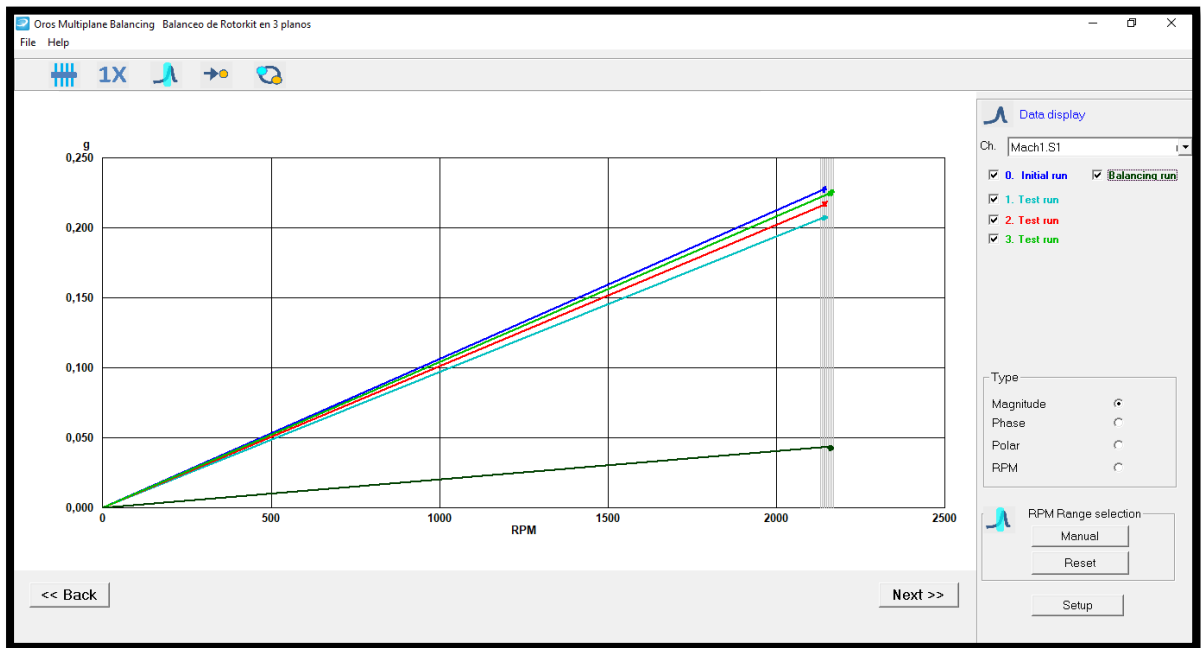
Plano	Posición	Masa calculada [g]	Masa Montada [g]
1	1	6,091	6
	2	2,045	1,9
2	10	3,093	3
	11	1,426	1
3	2	0,723	1
	3	0,468	1

En la tabla 4, se encuentran los valores de las masas y posiciones de los pesos de prueba para cada uno de los rotores.

Después de realizar el balanceo se vuelvan a graficar los valores de la corrida inicial y los test de prueba, esta vez incluyendo la del balanceo.

En la figura 39, observa los valores la masa con respecto a la velocidad de rotación, la línea negra representa el desbalanceo, en esta grafica se puede apreciar como disminuye la magnitud de la fuerza de desbalanceo significativamente con respecto a las pruebas iniciales.

Figura 39. Magnitud vs RPM incluyendo la prueba de balanceo.



En la gráfica polar de la figura 44, se observa con la magnitud del desbalanceo (línea negra) disminuye considerablemente con respecto a las tomas iniciales.

Figura 44. Gráfica polar después del balanceo.

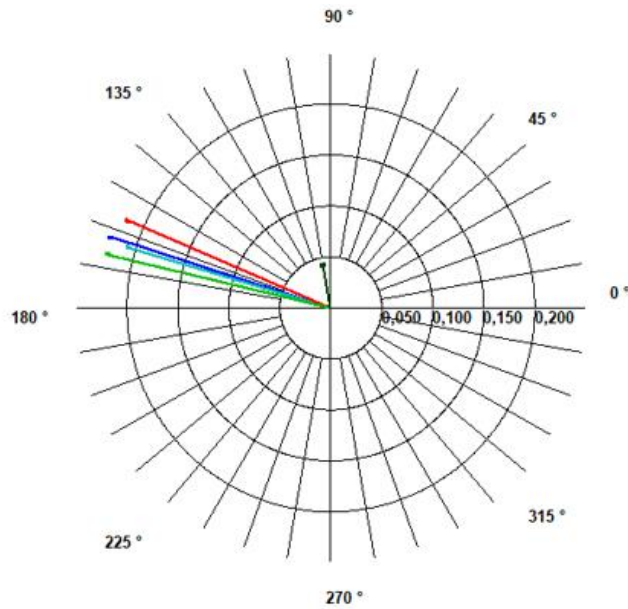
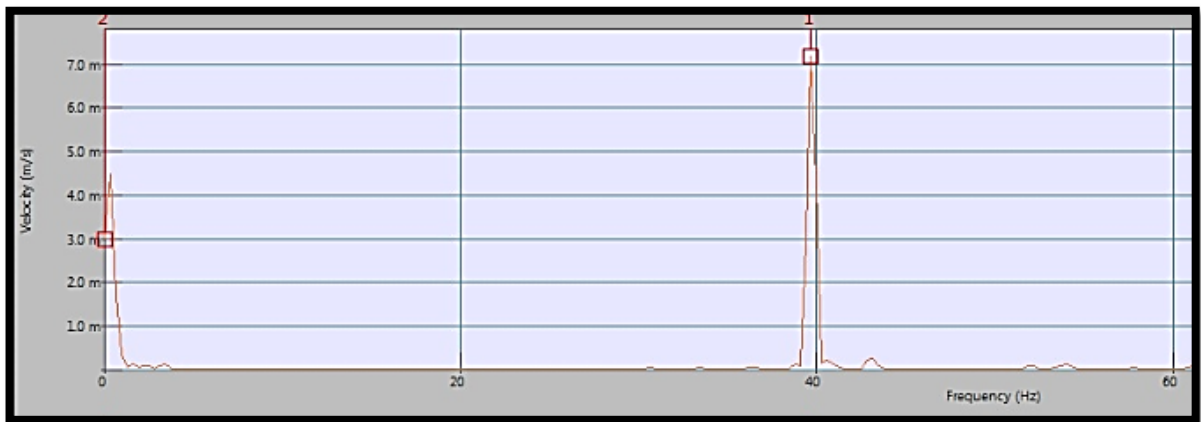


Figura 40. Espectro de frecuencia después del balanceo, caso 3.



En la figura 40, se observa el espectro de frecuencia después de realizar la prueba de balanceo para los 3 planos, se aprecia que la amplitud 1X que representa el desbalance disminuye a un valor de 7 [mm/s], lo cual representa una disminución significativa del desequilibrio.

9. CASO 4: BALANCEO EN MÁQUINA INDUSTRIAL

Se realizó un balanceo a una máquina industrial, específicamente a un ventilador centrífugo, el cual se encuentra acoplado a un motor eléctrico mediante un sistema de transmisión de potencia por banda (ver Figura 41). El rotor del ventilador fue tomado como un plano, un disco de rotación.

Figura 41. Banco máquina de tipo industrial.



Elementos utilizados

Analizador de vibraciones mecánicas OROS 35

Tacómetro

Computador portátil Lenovo

Acelerómetros

Banda reflectante

Gramera

Metodología del ensayo

El objetivo es balancear un equipo industrial con el analizador de vibraciones mecánicas OROS 35, para realizar dicho balanceo se deben eliminar la mayoría de los problemas que pudiese existir en el conjunto.

El sistema que se analiza consta de un sistema de transmisión por banda. Para mejorar la eficiencia del sistema se realizó el cambio de banda y cojinetes y se llevó a cabo la alineación de las poleas y el eje. Las características del motor se muestran en la tabla 4.

Características del Motor eléctrico

Tabla 4. Características del motor

Marca	SIEMENS
Modelo	091-2 YC99
Potencia	1 HP
Tensión	115/230V
RPM	3520
FS	1.4
Grado de protección	IP 44

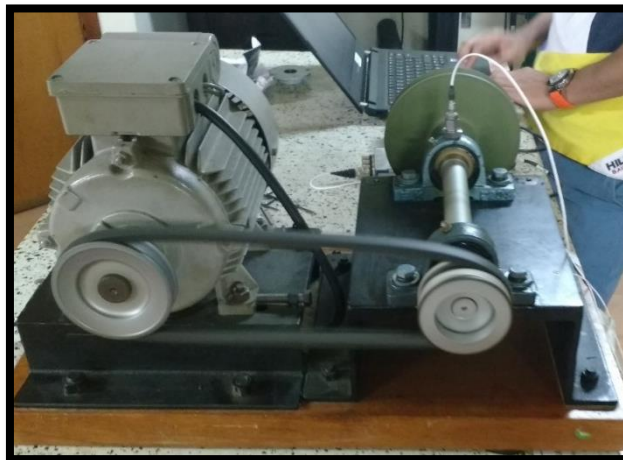
La velocidad de la polea conducida fue medida con un estroboscopio dando como resultado una velocidad de 4360 [RPM] como se aprecia en la figura 42.

Figura 42. Medición de las RPM en la polea conducida.



El acelerómetro es ubicado en el rodamiento donde se encuentra el rotor en voladizo, debido a que es el punto donde se transmitan las fuerzas vibratorias. Se dispone en posición radial vertical, como muestra la figura 43.

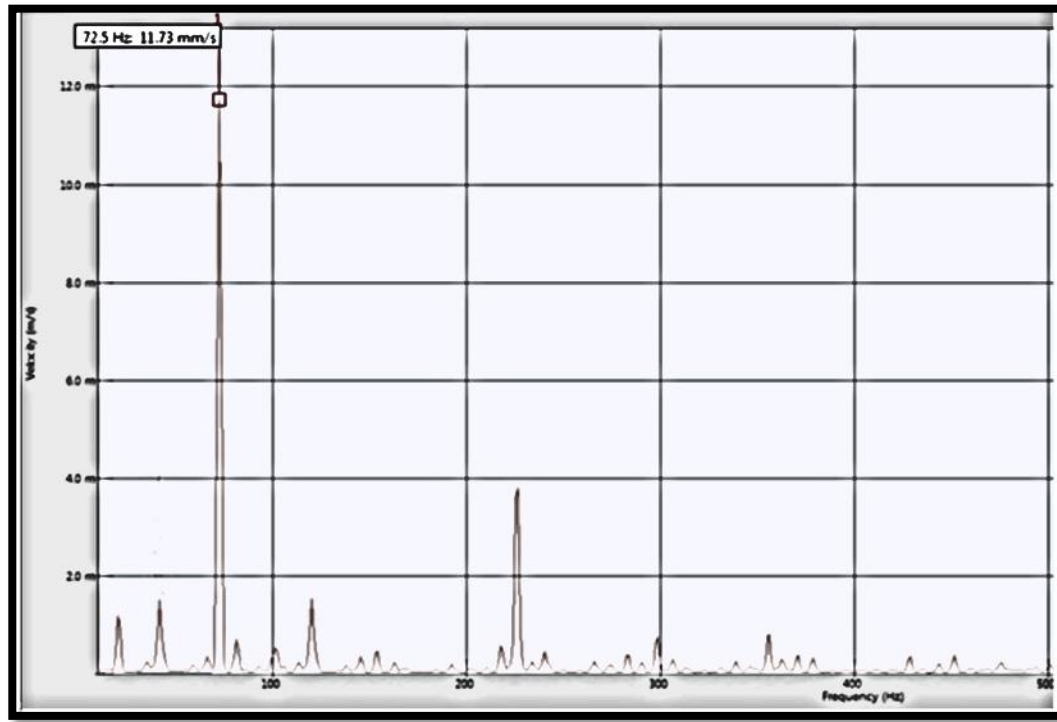
Figura 43 . Medición de desbalance en ventilador centrífugo.



ESPECTROS DE FRECUENCIA

Se analiza los espectros de vibraciones antes y después de realizar la prueba de balanceo y así comprobar el porcentaje de reducción del desbalanceo.

Figura 44. Espectros de frecuencia antes de balanceo, caso 4.

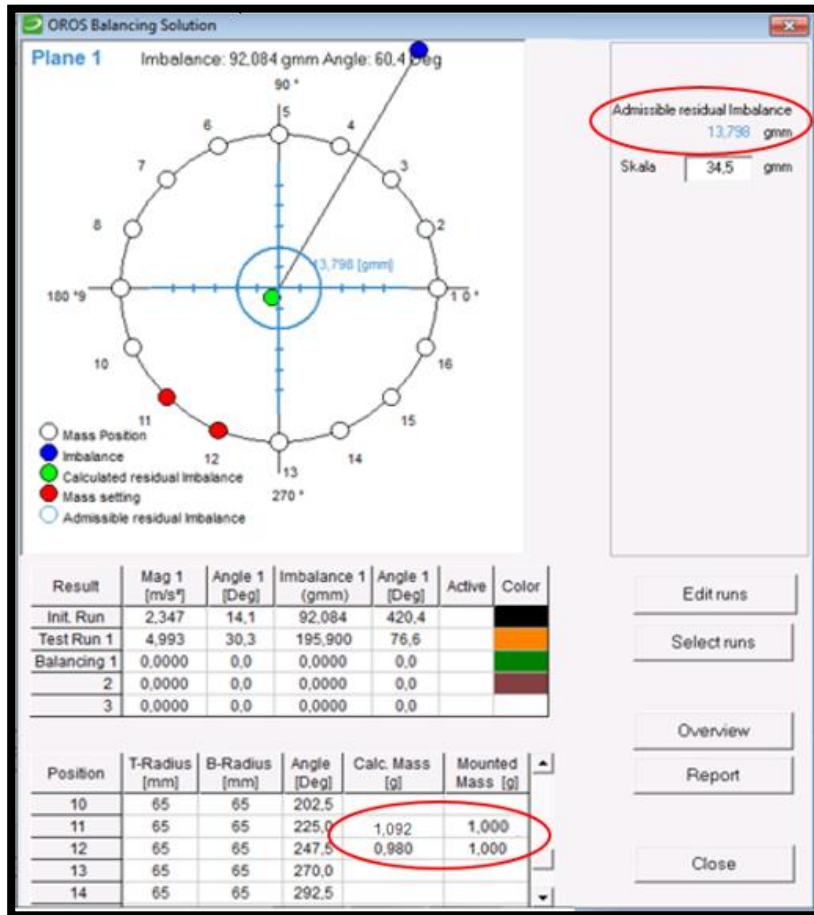


En la figura 44 se muestra el espectro de frecuencia se observa el pico 1X que representa el desbalanceo y que coincide con la velocidad de rotación del rotor a una frecuencia de 72.5 [Hz] y una amplitud proporcional a la cantidad de desbalanceo de 11.73 [mm/s].

SOFTWARE DE BALANCEO DINÁMICO

En este paso se procede a eliminar el problema de balanceo encontrado. Según la norma ISO 1940. El grado de calidad debe ser G6.3 por ser un ventilador. Se configura en software con las características del rotor y de los acelerómetros como se hizo anteriormente. Después de realizar las el inicial run y el test run, el programa arroja que el desbalanceo residual admisible para este tipo de máquina que corresponde a 13.798 [gmm] por tanto se debe reducir el desbalanceo residual que arrojó la prueba inicial que es de 92.084 [gmm], como lo muestra la figura 45.

Figura 45. Ventana de pronóstico balanceo en ventilador centrífugo.



En la Figura 46 se observa la gramera con la masa de 1[g] que se sujeta a presión en el perímetros del rotor del ventilador.

Figura 46. Masa para balancear ventilador centrífugo.



El software recomienda ingresar masas de 1.092 [g] en la posición 11 y en la posición 12 una masa de 0.980 [g].

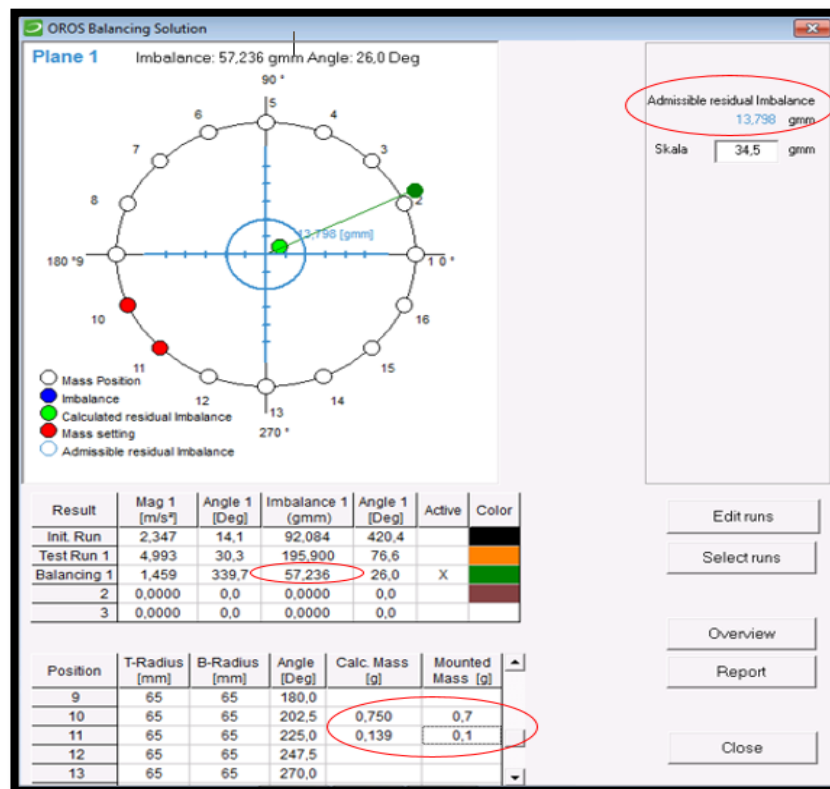
Debido a la dificultad de conseguir una masa con el peso exacto que recomienda el software, se consiguen masas de prueba con un peso aproximado, las masas montadas y las posiciones se aprecian en la tabla 5.

Tabla 5. Masas recomendadas para balancear ventilador centrífugo.

Posición	Masas montada
11	1.0 [g]
12	1.0 [g]

Una vez ingresados los valores en la tabla el software pronostica que el desbalanceo residual (punto verde) estará dentro de los valores admisibles de desbalanceo (circulo azul), como se observa en la figura 47.

Figura 47. Resultados balanceo ventilador centrífugo.



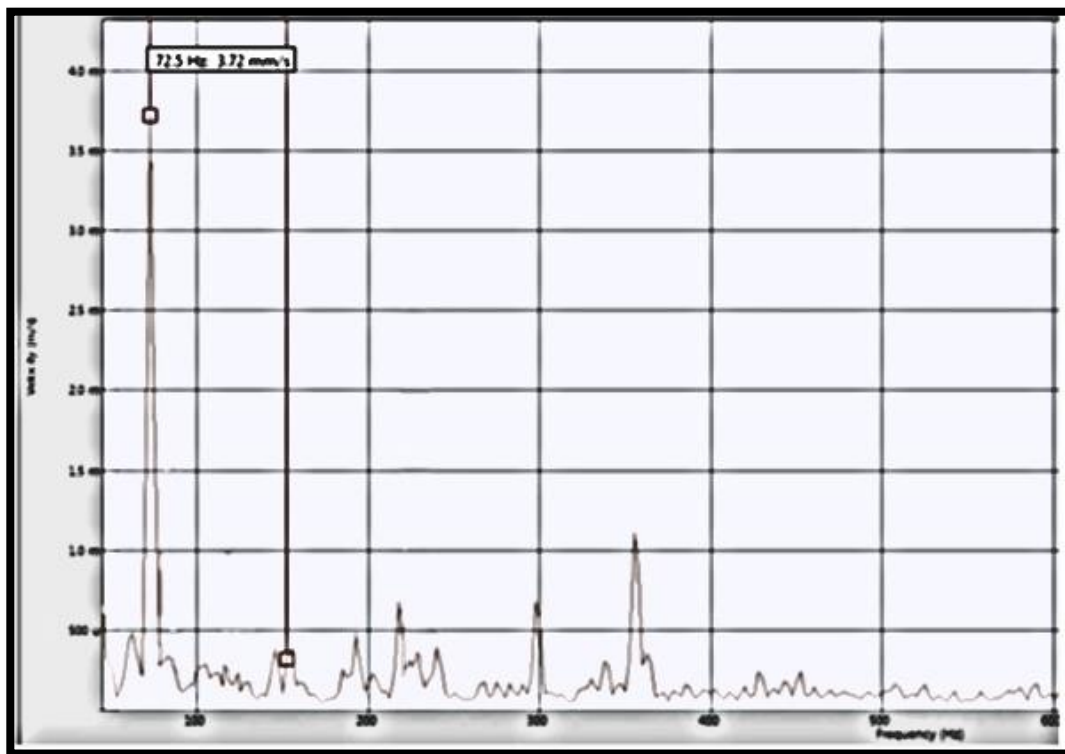
Después de llevar a cabo la corrida de balanceo se observa que el desbalanceo residual se disminuye a un valor de 57.236 [gmm].

El software calcula las nuevas masas para seguir con el procedimiento de balanceo, 0.75 [g] en la posición 10 y 0.139 [g] en la posición 11.

No se dispone de masas prueba de la medida solicitada por software, por lo tanto se da conclusión a la prueba.

El término de cero desbalanceo no es aplicable al desbalanceo, siempre se balancea por debajo de alguna tolerancia.

Figura 48. Espectros de frecuencia después del balanceo.



En la figura 48 se observan los espectros de frecuencia tomada después de realizar el balanceo y se aprecia que la amplitud disminuye a un valor de 3.72 [mm/s] con una frecuencia de 72.5 [Hz] equivalente a la velocidad de giro del rotor.

10. CONCLUSIONES

- Con el desarrollo de la metodología se busca dar a conocer la aplicación de una técnica de balanceo dinámico con equipo portátil, la cual permite tanto a estudiantes como a profesionales de las vibraciones mecánicas realizar diagnóstico de equipos rotativos.
- El uso de los diferentes programas que se contemplan en este estudio hace del analizador de vibraciones OROS 35 una herramienta de gran utilidad para la tarea de balanceo de rotores industriales en campo, así como para el uso de la docencia e investigación.
- Se presenta una metodología para el proceso de balanceo de rotores, tanto en bancos de laboratorios como en campo para máquinas industriales.
- Las pruebas fueron exitosas y se observó una reducción importante en las vibraciones, los espectros de frecuencia permitieron demostrar estos resultados.
- El avance de la tecnología está en constante crecimiento, por eso hay que implementar herramientas que faciliten el desarrollo de ciertas actividades para obtener un mejor resultado en el cumplimiento de los objetivos, en este caso para el balanceo dinámico de rotores.

11. RECOMENDACIONES

- El rotor debe funcionar a estado estable durante toda la prueba la prueba de balanceo.
- Se debe evitar alteraciones de señales provenientes de otros equipos de la planta debido a que afectan los resultados finales de los espectros de frecuencia.
- Se recomienda no golpear los acelerómetros al fijarlos a los soportes con las bases magnéticas.
- Se recomienda ubicar el tacómetro en una base donde no lo afecten las vibraciones, ya que estas pueden interferir con la medición.
- Si el peso de prueba no modifica lo suficiente la posición angular del desbalanceo, la sensibilidad del rotor no puede determinarse con precisión y el cálculo del desbalanceo no es significativo, se debe cambiar el peso de la masa de prueba y su posición angular. El programa envía un mensaje de alerta cuando esto sucede.
- Si no se consigue ninguna mejora durante un recorrido de equilibrio completo, se debe comprobar la posición angular del desequilibrio inicial y el desequilibrio obtenido después de posicionar la masa de prueba, si la diferencia es menor +/- 10°, el ensayo debe repetirse con una posición diferente de la masa de prueba. Después de realizar cada prueba de balanceo se debe retirar las masas de prueba.

BIBLIOGRAFIA

- CARELLA, Alfredo Raúl. *ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE BALANCEO PARA ROTORES DE ALTA VELOCIDAD*. [Trabajo de grado]. Bariloche, Argentina. (2008). Instituto Balserio. Universidad Nacional de Cuyo.
- CHEUQUELAF BARRIGA, Luis Cesar. *PROTOCOLO PARA EL BALANCEO DINAMICO DE UN VENTILADOR CON EL ANALIZADOR DE VIBRACIONES DETECTOR III*. [Trabajo de grado]. Valdivia, Chile. (2009). Universidad Austral de Chile.
- FOX. Randall. *A PRACTICAL GUIDE TO IN-PLACE BALANCING*. Houston, Texas. IRD Mechanalysis, Inc.
- GARCIA REYNOSO, Alfonso & LORANDI MEDINA, Alberto. *MEMORIAS DEL XIX CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM 25 AL 27 DE SEPTIEMBRE, 2013*. Método de balanceo dinámico, en dos planos, de rotores acoplados directamente a un motor de inducción empleando datos de corriente residual. Pachuca, Hidalgo, México. 2013.
- *MECHANICAL VIBRATION-BALANCE QUALITY REQUIREMENTS FOR ROTORS IN A CONSANT (RIGID) STATE*. ISO 1940 (International Estándar Organization, 2003)

- MORENO RODRÍGUEZ, Diana Xiomara & MARTINEZ MUÑOS, Juan Sebastián. *DISEÑO Y DESARROLLO DE UN SISTEMA DE CONTROL PARA UNA MÁQUINA DE BAALNCEO DINÁMICO ÚTILIZANDO ANÁLISIS DE VIBRACIONES*. [Trabajo de grado]. Pereira, Colombia. (2015). Universidad tecnológica de Pereira.
- ROSSAS SARMIENTO, Guillermo. *ESTUDIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN MÁQUINAS RECIPROCANES*. [Trabajo de grado]. Bucaramanga, Colombia. (2004). Universidad Industrial de Santander.
- SAAVEDRA, Pedro Nelson. *LA MEDICION Y ANALISIS DE LAS VIBRACIONES COMO TÉCNICA DE INSPECCION DE EQUIPOS Y COMPONENTES, APLICACIONES, NORMATIVAS Y CERTIFICACION*. Concepción, Chile. Universidad de Concepción.
- SOSA, Rubén Eduardo, *DESARROLLO DE UN SISTEMA DE BALANCEO PARA TURBINAS DE BAJA POTENCIA*. [Trabajo de grado]. Bariloche, Argentina. (2006). Instituto Balseiro. Universidad Nacional de Cuyo.
- TRAMPE BROCH, Jens. *MECHANICAL VIBRATION AND SHOCK MEASUREMENTS*. 1984. Brüel & Kjær. ISBN 87-87355-34-5.
- WOWK, Victor. *WHAT'S WRONG WITH MY BALANCING INSTRUMENT?* McGraw-Hill. 1997. Dallas

ANEXOS

Anexo A. Grados de calidad de balanceo para varios grupos de rotores rígidos según ISO 1940.

Grado de calidad de balanceo	Magnitud mm/s	Tipo de rotores Ejemplos Generales
G4000	4000	Sistema motriz de máquinas diésel de marina con número impar de cilindros, montadas rígidamente y con la velocidad del pistón menor a 9m/s.
G1600	1600	Sistema motriz de máquinas grandes de dos ciclos montadas rígidamente. (Comprende todos los sistemas de transmisión.)
G630	630	Sistema motriz de máquinas grandes de cuatro ciclos montados rígidamente. Sistema motriz de máquinas diésel de marina montadas elásticamente.
G250	250	Sistema motriz de máquinas diésel de cuatro cilindros montada rígidamente y con velocidad de pistón mayor a 9m/s
G100	100	Sistema motriz de máquinas diésel con seis o más cilindros y velocidad mayor a 9m/s. Sistema motriz total, para carros, camiones o locomotoras.
G40	40	Ruedas de automotores, rines, conjuntos de ruedas, ejes de transmisión. Sistema motriz de máquinas rápidas de cuatro ciclos (gasolina o diésel) con seis o más cilindros, montadas elásticamente. Sistema motriz de carros, camiones y locomotoras.
G16	16	Ejes de transmisión (propulsores, cardanes) con requerimientos especiales. Partes de maquinaria de trituración. Partes de maquinaria agrícola Partes individuales de máquinas para autos, camiones y locomotoras. Sistema motriz de motores con seis o más cilindros bajo requerimientos especiales.
G6.3	6.3	Turbinas a gas de aeronaves. Centrífugas (separadores, decantadores).

Grado de calidad de balanceo	Magnitud mm/s	Tipo de rotores Ejemplos Generales
		Motores y generadores eléctricos (de al menos 80 mm de altura de eje), de velocidades de hasta 950 rev/ min. Ventiladores, engranajes. Maquinaria, general. Herramientas de máquina, Máquinas de papel. Máquinas de la planta de proceso, bombas, turbo-cargadores, turbinas de agua.
G2.5	2.5	Compresores, Unidades de ordenador Motores y generadores eléctricos (de al menos 80 mm de altura de eje), de potencia máxima Velocidades superiores a 950 rev / min. Turbinas de gas y turbinas de vapor. Accionamientos de máquina herramienta. Máquinas textiles.
G1	1	Sistemas de accionamiento de toca discos, fonógrafos, gramófonos. Mecanismos de máquinas esmeriladoras. Armaduras eléctricas pequeñas.
G0.4	0.4	Rotores, discos, armaduras de máquinas rectificadoras. Giroscopios. Sistemas de alta precisión.

Fuente. ISO 1940. Balance quality requirements for rotors in a constant state.

Anexo B. Equipo de adquisición de datos para el balanceo dinámico.

Fototacómetro óptico: Equipo autónomo, recargable con batería, desarrolla un pulso (TTL) por revolución para la activación de equipos externos, como se muestra en la figura 49. El kit está compuesto por un módulo de interfaz que proporciona energía a un sensor y cuenta con salida BNC para la señal; además de un sensor de entrada con una fuente de luz LED, un cargador y base de montaje magnética.

El equipo tiene la opción de seleccionar mediante un interruptor los pulsos de salida TTL entre pulsos positivos que van de 0-5V o negativo de 5-0V. (Ver figura

Figura 49. Fototacómetro óptico.



Acelerómetros: Acelerómetro uniaxial de base magnética de 50 [g] de rango, con una sensibilidad de 100 mV/g, con cable BNC. (ver figura 50)

Figura 50. Acelerómetro Uniaxial.



Analizador OROS35: El analizador cuenta con 2 canales que permiten la medición de tacómetros de alta velocidad, más las 8 unidades estándar principales y 2 puestos de salida para señales analógicas, como lo muestra la figura 51.

Figura 51. Equipo analizador de vibraciones OROS35.



Anexo C. Configuración software Balancing.

INICIANDO

Una vez ejecutado el software de Balancing se muestra la ventana inicial en la cual se selecciona el idioma, posteriormente seleccionar el modo de trabajo Online, la cual requiere ejecutar el software NVGate y conectar el analizador al equipo de cómputo.

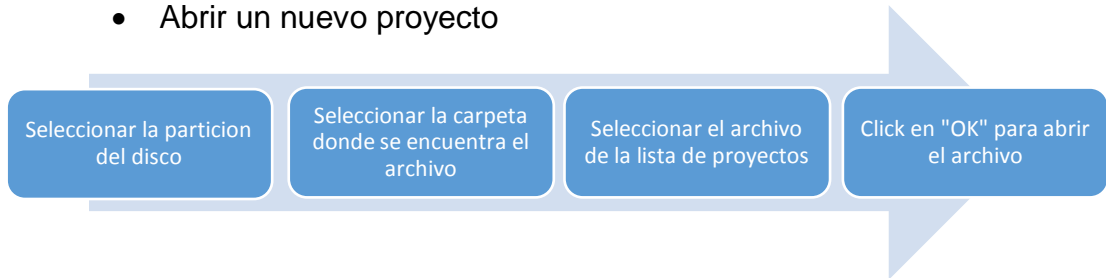
AJUSTES

Los ajustes siguen las mismas reglas para uno o dos planos, la descripción que se da a continuación es para un plano (ver figura 52). Para dos planos la descripción sería la misma pero seleccionando la opción de dos planos y realizando dos Test Run, uno para cada plano de forma independiente.

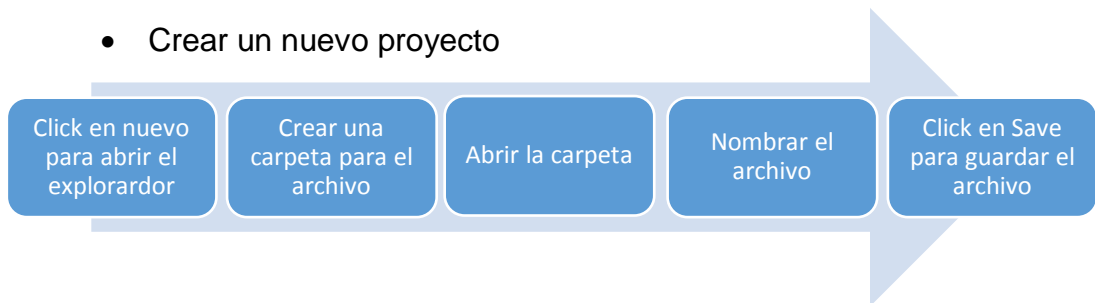
ADMINISTRAR PROYECTOS

Figura 52. Pasos para abrir y crear un proyecto.

- Abrir un nuevo proyecto



- Crear un nuevo proyecto



CONFIGURACIÓN DEL EQUIPO Y DISPOSICION DE LOS ROTORES.

El software permite seleccionar el tipo de balanceo que se requiere, dependiendo del número de transductores utilizados y del número de planos, se pueden considerar cuatro casos (Ver tabla 6).

Tabla 6. Modos de balanceo.

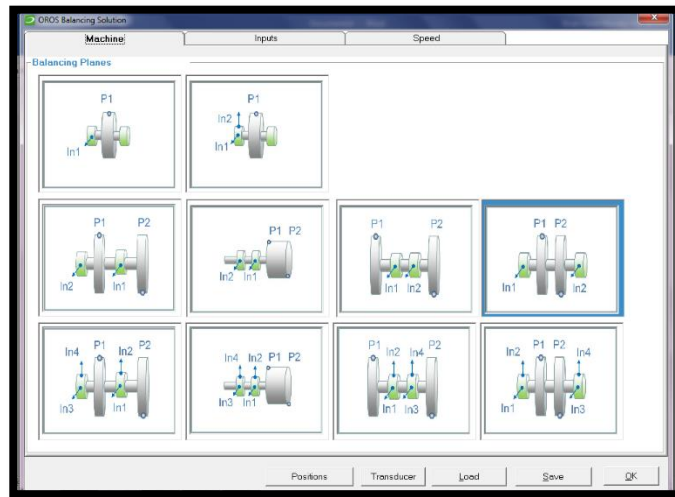
Caso	Número		
	Planos de balanceo	Transductores de vibración	Tacómetro
1	1	1	1
2	2	2	1
3	1	2	1
4	2	4	1

Dependiendo de los planos que se van a balancear y los sensores requeridos, se usa un determinado número de canales de medición.

En la parte posterior del analizador se ilumina una bombilla led que indica donde conectar los puertos del tacómetro y los acelerómetros.

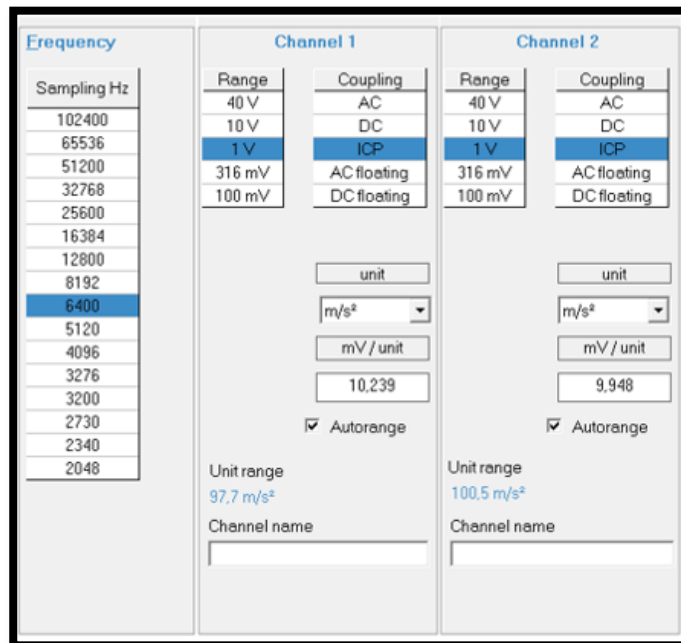
Configuración inicial. Se debe configurar el tipo de balanceo dado el número de planos a balancear (ver figura 53), la cantidad y ubicación de sensores a utilizar, con su respectiva configuración de sensibilidad y rango de frecuencias a trabajar, según convenga

Figura 53. Selección de planos de balanceo.



CONFIGURACIÓN DE LOS CANALES DE MEDICIÓN (ACELERÓMETROS)

Figura 54. Configuración de los acelerómetros



En esta ventana (ver figura 54) se hace el ajuste del rango de entrada y el acoplamiento para los acelerómetros, así como sus unidades y sensibilidad.

Frecuency (Sampling Hz): Seleccionar el rango de frecuencia adecuada. La mínima frecuencia de muestreo que debe utilizarse queda determinada por el criterio de Nyquist, según el cual para evitar el aliasing (Es el efecto que causa que señales continuas distintas se tornen indistinguibles cuando se muestran digitalmente) es necesario tomar muestras con una frecuencia superior a dos veces la máxima frecuencia de la señal de entrada.

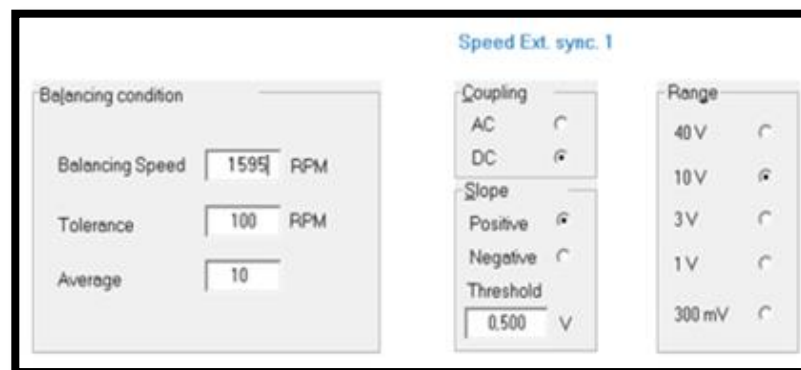
Coupling: De acuerdo a nuestro tipo de transductor es un ICP (Integral Circuit Piezoelectric).

Rango: Cuando el cristal piezoeléctrico del acelerómetro se deforma genera una carga eléctrica. Para asegurar la deformación del cristal piezoeléctrico se coloca una masa en él. La carga eléctrica se transfiere a la electrónica del sensor donde la carga eléctrica se transforma en voltaje. Este voltaje se transfiere al analizador de vibraciones el cual procesa la señal de voltaje y muestra valores de vibraciones tales como aceleración y velocidad.

Unidades: Cada acelerómetro tiene una sensibilidad específica que se encuentra gravada en el estuche de cada uno de ellos, se da en unidades de mV/g.

CONFIGURACIÓN DEL TACÓMETRO. Según la figura 55, seleccionar de acuerdo al caso que corresponda.

Figura 55. Configuración del tacómetro.



Balancing Speed: Se trata de la velocidad a la que gira el rotor, para las pruebas se requiere la velocidad y la masa del rotor en estado estacionario.

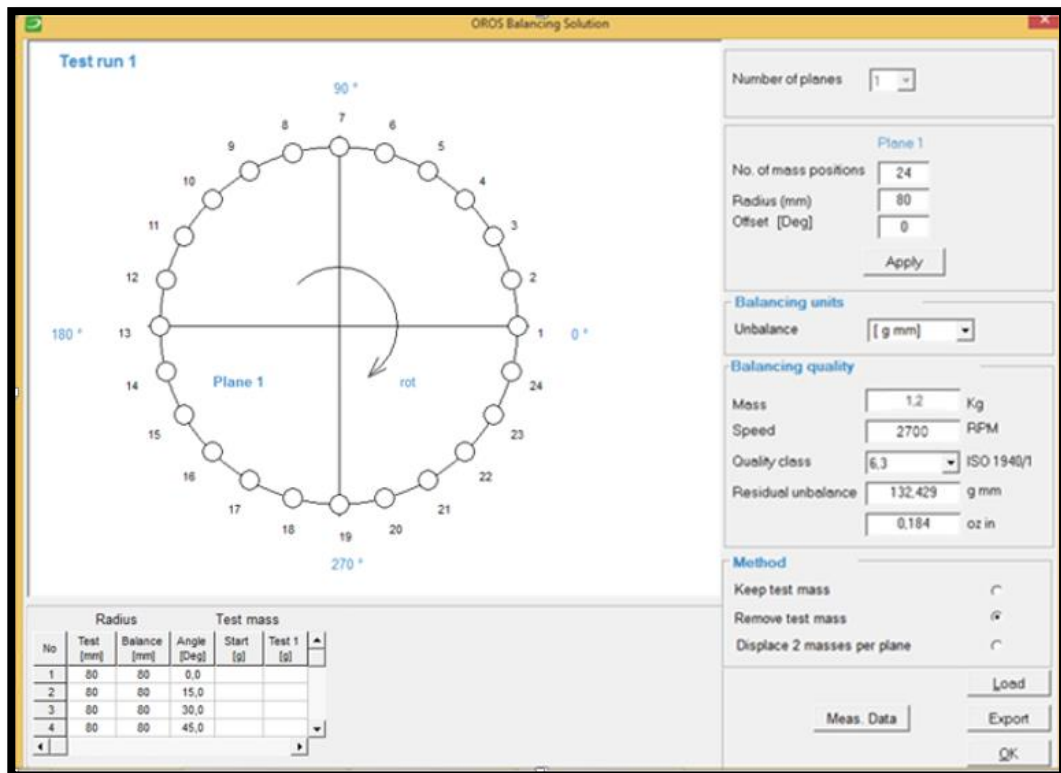
Tolerancia: Margen de valores en el que debe encontrarse la velocidad para que se acepte como válida.

Rango: La tensión de alimentación característica del tacómetro se encuentra comprendida de 0-5V positivo o negativo de 5-0V, por lo tanto el rango se encuentra en los 10V.

CONFIGURACIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL ROTOR Y CALIDAD DEL BALANCEO

Desde esta ventana (ver figura 56) se puede configurar las características del rotor y la posición de las masas de prueba. Inserta el número de posiciones disponibles para ajustar la masa del rotor.

Figura 56. Configuración del rotor y calidad.



La ventana nos indica el número de planos del rotor que se seleccionó anteriormente.

Métodos de balanceo: Existen 2 métodos de balanceo. El proceso puede realizarse mediante la eliminación o adición de material.

- Atornillando o soldando masas.
- Pegando remaches.
- Fijación de abrazaderas o material de auto-endurecimiento de plástico.
- Tapones roscados.
- Perforaciones, fresado o rectificación de material.

Después de realizar los ajustes del rotor, se pasa al módulo de ejecución de la prueba de balanceo.

ANEXO D. VENTANA DE MEDICIÓN

Desde la venta de medición se puede acceder a los diferentes módulos de configuración (ver figura 58):

- a) Configuración del analizador.
- b) Configuración del rotor.
- c) Configuración de pantalla de la gráfica polar.
- d) Acceder a los datos del balanceo.

Figura 58. Opciones de ajustes en la ventana de trabajo.

