

PRÁCTICA EMPRESARIAL PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DE  
PRUEBAS PARA EL BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES RÍGIDOS UTILIZANDO  
ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN LA CORPORACIÓN PARA LA  
INVESTIGACIÓN DE LA CORROSIÓN (CIC)

MARLON FABIÁN ARIAS MANRIQUE

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2024

PRÁCTICA EMPRESARIAL PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DE  
PRUEBAS PARA EL BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES RÍGIDOS UTILIZANDO  
ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN LA CORPORACIÓN PARA LA  
INVESTIGACIÓN DE LA CORROSIÓN (CIC)

MARLON FABIÁN ARIAS MANRIQUE

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

WILLIAM PINTO HERNÁNDEZ

Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2024

## DEDICATORIA

*Primero que todo a Dios, por darme el don de la sabiduría y el entendimiento.*

*A mi hija Angélica Marie Arias Güiza, por ser la luz de mis ojos y el motor de mi vida.*

*A mi madre, Elizabeth Manrique Jaimes, por su amor incondicional.*

*A mi esposa Tatiana Carolina Güiza Zambrano, por su infinito apoyo.*

*A mi padre, Pedro Arias Reyes, por todas sus enseñanzas de vida.*

*A mis hermanos, sobrinas y cuñado, por su apoyo moral y su alegría.*

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco enormemente a la Corporación para la Investigación de la Corrosión (CIC), por creer en mí y darme la oportunidad de desarrollar la práctica. Un agradecimiento especial al Ingeniero Electromecánico Gilberto Andrés Duarte Anaya, al Ingeniero Mecánico Brian Farid Morales Hernández y al Ingeniero Electrónico Jefferson Mora Meza, por su colaboración en el desarrollo del proyecto.

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN .....	17
1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA .....	19
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	19
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA .....	20
2 OBJETIVOS .....	22
2.1 GENERAL .....	22
2.2 ESPECÍFICOS .....	22
3 IDENTIFICACIÓN DE LA EMPRESA.....	23
3.1 DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA.....	23
3.1.1 Misión .....	22
3.1.2 Visión .....	23
3.1.3 Estructura Organizacional.....	24
4 MARCO TEÓRICO.....	25
4.1 VIBRACIONES MECÁNICAS .....	25
4.1.1 Fenómeno vibratorio en sistemas mecánicos .....	25
4.1.2 Características, parámetros y niveles de la vibración .....	26
4.1.3 Clasificación de las vibraciones .....	28
4.1.4 Dominios para la descripción y análisis de vibración .....	29
4.2 MEDICIÓN DE LA VIBRACIÓN .....	31
4.2.1 Cadena de medición .....	31
4.2.2 Sistema de adquisición de datos .....	32
4.3 MÁQUINAS ROTATIVAS .....	33
4.3.1 Niveles de vibraciones según la norma ISO 10816. ....	33

4.3.2	Rotores .....	35
4.4	CONSECUENCIAS DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS: DESBALANCE ..	37
4.4.1	Cantidad de desbalance .....	38
4.4.2	Tipos de desbalance .....	39
4.4.3	Corrección del desbalance .....	43
4.4.4	Calidad de balanceo .....	47
4.4.5	Tabla Ilustrada de diagnóstico de vibración -Tabla de Charlotte .....	50
5	IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS PARA EL BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES RÍGIDOS EN LA CIC .....	51
5.1	MONTAJE DEL BANCO.....	51
5.1.1	Inventario – disponibilidad .....	51
5.1.2	Especificaciones del banco - Selección de elementos y/o componentes .	52
5.1.3	Evaluación del sistema- rotor rígido- velocidad critica .....	71
5.1.4	Modelamiento SolidWorks- Planos .....	73
5.1.5	Montaje .....	75
5.2	CADENA DE MEDICIÓN .....	84
5.2.1	Selección .....	84
5.2.2	Implementación.....	89
5.3	CASOS DE DESBALANCEO.....	94
5.3.1	Funcionamiento normal del banco .....	95
5.3.2	Casos de desbalanceo inducidos .....	96
5.4	BALANCEO .....	101
5.4.1	Cálculo de $U_{perm}$ según la norma ISO1940 .....	101
5.4.2	Balanceo en un (1) Plano .....	102
5.4.3	Balanceo en dos (2) Planos.....	108
6	CONCLUSIONES .....	113
7	RECOMENDACIONES .....	114

BIBLIOGRAFÍA .....	115
ANEXOS .....	116

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Organigrama CIC-----	24
Figura 2. Elementos del fenómeno vibratorio-----	25
Figura 3. Niveles o valores de vibración -----	27
Figura 4. Relación entre valores o niveles de vibración -----	28
Figura 5. Clasificación temporal del Movimiento Vibratorio-----	28
Figura 6. Registro real de vibraciones obtenido en una máquina en el dominio del tiempo (a) y la frecuencia (b) -----	30
Figura 7. Componentes del espectro vibratorio. -----	30
Figura 8. Cadena de Medición -----	31
Figura 9. Proyección de la cadena de medición a implementar -----	32
Figura 10. Norma de vibración ISO 10816-3 -----	34
Figura 11. Pieza desbalanceada -----	37
Figura 12. Disco rotor desbalanceado-----	38
Figura 13. Disco descentrado-----	39
Figura 14. Desequilibrio estático de un rotor producido por una masa m sin compensar. -----	40
Figura 15. Desequilibrio par o de momento. -----	40
Figura 16. Desbalance cuasi-estático -----	41
Figura 17. Desbalance Dinámico -----	42
Figura 18. Diferentes combinaciones en las que se puede presentar el desequilibrio. -----	42
Figura 19. Planos de balanceo (a) un plano, (b) dos planos y (c) múltiples planos -----	43
Figura 20. Desarrollo método de coeficientes de influencia. Parte (a)-----	43
Figura 21. Desarrollo método de coeficientes de influencia. Parte (b) -----	44
Figura 22. Desarrollo método de coeficientes de influencia. Parte (c)-----	45
Figura 23. Desarrollo método de coeficientes de influencia. Parte (d) -----	46

Figura 24. Criterio sugerido para la selección del número de planos de corrección para rotores rígido -----	47
Figura 25. Grados de calidad relativos a la velocidad de servicio y desequilibrio específico -----	48
Figura 26. Relación entre desequilibrio permitido y la masa del rotor -----	49
Figura 27. Extracto de la carta ilustrada de diagnóstico de vibración-----	50
Figura 28. Realización de inventario -----	51
Figura 29. Proyección del montaje esperado del banco de balanceo -----	52
Figura 30. Placa del motor SIEMENS disponible para el banco -----	53
Figura 31. Característica de la fuente de alimentación -----	53
Figura 32. Cálculo de la inercia para el eje macizo del banco -----	59
Figura 33. Diagrama de estático, cortantes y momentos planos de análisis XY -----	60
Figura 34. Diagrama de estático, cortantes y momentos planos de análisis XZ -----	61
Figura 35. Lista de características operativas para diferentes acoples marca ELESA+GANter -----	64
Figura 36. Características geométricas del acople elegido -----	64
Figura 37. Lista de características operativas para diferentes chumaceras marca Timken -----	65
Figura 38. Lista de las características dimensionales de la chumacera elegida -----	66
Figura 39. Designación vida nominal básica en horas para distintas aplicaciones-----	68
Figura 40. Diagrama de rotación y deformación en el plano XY -----	72
Figura 41. Modelo del banco de pruebas. Vista Isométrica- Ensamblaje General -----	73
Figura 42. Planos del banco de pruebas. Explosionado Ensamble General-----	74
Figura 43. Conexión en estrella Motor SIEMENS -----	75
Figura 44. Borneras de potencia Variador -----	76
Figura 45. Conexiones tres fases y tierra-----	76
Figura 46. Puertos de conexión taco breaker -----	77
Figura 47. Conexión ventiladores auxiliares del banco -----	77
Figura 48. Borneros de control -----	78
Figura 49. Conexión de los borneros de control. -----	78

Figura 50. Potenciometro 50K +/- 5%-----	79
Figura 51. Conexión de los Pulsadores y Switches. Definición de su operación. -----	79
Figura 52. Reconocimiento del Display del variador-----	80
Figura 53. Secuencia para la configuración del variador-----	80
Figura 54. Montaje final-----	83
Figura 55. Secuencia para la selección del Hardware de la cadena de medición. -----	85
Figura 56. Acelerómetro IMI603C-----	86
Figura 57. Tarjeta de adquisición de datos NI9230- Conexión BNC -----	86
Figura 58. Lista de compatibilidades Tarjetas y Chasis Nationals Instruments-----	87
Figura 59. Chasis CompactDAQ 9174 USB 4 ranuras-----	87
Figura 60. Sensor óptico reflexivo TCRT5000 -----	88
Figura 61. Lista de compatibilidades DAQ y versiones de LabVIEW -----	89
Figura 62. Implementación cadena de medición- Hardware -----	90
Figura 63. Programación de bloques para la adquisición de las señales de vibración- 92	
Figura 64. Panel frontal para el análisis de la señal de vibración -----	94
Figura 65. Configuración para prueba de funcionamiento normal del banco de pruebas -----	95
Figura 66. Espectro de frecuencia para el Plano 1 -----	95
Figura 67. Espectro de frecuencia para el Plano 2 -----	96
Figura 69. Distribución del <i>U<sub>perm</sub></i> para cada plano según la ubicación de su centro de masa y los apoyos-----	101
Figura 70. Espectro de la vibración original-----	102
Figura 71. Ubicación de los puntos de medición en el rotor-----	103
Figura 72. Ejecución y resultado del método de las 4 corridas. -----	105
Figura 73. Espectro de la vibración final empleando una vez el método de las 4 corridas -----	106
Figura 75. Espectro de la vibración final empleando por segunda vez el método de las 4 corridas -----	107
Figura 76. Espectro de la vibración final para el Plano 1 empleando el método de los coeficientes de influencia -----	111

Figura 77. Espectro de la vibración final para el Plano 2 empleando el método de los coeficientes de influencia ----- 112

## LISTA DE TABLAS

pág.

Tabla 1. Características técnicas del variador de frecuencia ALTIVAR 31 -----	54
Tabla 2. Características del eje banco de pruebas -----	56
Tabla 3. Características de los discos del banco de pruebas -----	57
Tabla 4. Resultados de las reacciones en el plano XY -----	66
Tabla 5. Resultados de las reacciones en el plano XZ-----	67
Tabla 6. Caracterización de las masas de pruebas y de corrección utilizadas en el banco de pruebas -----	70
Tabla 7. Resultados de las fuerzas y deformaciones presentes en el plano XY -----	72
Tabla 8. Asignación de funciones a los borneras de control-----	79
Tabla 9- Configuración del variador de acuerdo con las características del motor SIEMENS y la operación-----	81
Tabla 10. Presentación de otras actividades realizadas para el montaje del banco -----	82
Tabla 11. Caso 1. Desbalanceo estático -----	97
Tabla 12. Caso 2. Desbalanceo de par de fuerzas -----	98
Tabla 13. Caso 3. Desbalanceo dinámico -----	100
Tabla 14. Cálculo de la masa de prueba sugerida ISO1940. Balanceo en un (1) Plano -----	103
Tabla 15. Seguimiento y registro de la amplitud de la vibración. Balanceo en un (1) Plano -----	104
Tabla 16. Cálculo de la masa de corrección -----	106
Tabla 17. Cálculo de la masa de prueba sugerida ISO1940. Balanceo en dos (2) Planos -----	108
Tabla 18. Seguimiento y registro de la amplitud y fase de la vibración. Balanceo en dos (2) Planos -----	109
Tabla 19. Desarrollo del método de coeficientes de influencia. Notación complejos ---	109

Tabla 20. Resumen de los resultados masa de corrección y posición angular para los  
planos 1 y 2----- 111

## ANEXOS

	pág.
Anexo A. Planos del banco de pruebas.....	116
Anexo B. Reporte identificación Caso 1. Desbalance Estático.....	116
Anexo C. Reporte identificación Caso 2. Desbalance Par de Fuerzas.....	116
Anexo D. Reporte identificación Caso 3. Desbalance Dinámico .....	116
Anexo E. Carta de cumplimiento de actividades emitida por la Corporación para la Investigación de la Corrosión (CIC).....	115

## RESUMEN

**TITULO:** PRÁCTICA EMPRESARIAL PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL BALANCEO DINÁMICO DE ROTORES RÍGIDOS UTILIZANDO ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN LA CORPORACIÓN PARA LA INVESTIGACIÓN DE LA CORROSIÓN (CIC)\*

**AUTOR:** MARLON FABIÁN ARIAS MANRIQUE\*\*

**PALABRAS CLAVES:** Análisis de vibración, Balanceo, Rotor.

### DESCRIPCIÓN:

El objetivo del proyecto es la puesta en marcha del banco de pruebas para el balanceo dinámico de rotores rígidos que permita a la Corporación para la Investigación de la Corrosión (CIC) tomar la experticia sobre los conceptos asociados a los fenómenos de vibraciones presentes en equipos rotativos.

Para representar el tipo de falla más común en máquinas rotativas, como es el desbalance, se realiza el montaje del banco experimental y se establece la cadena de medición para el monitoreo de las variables clave: amplitud de vibración y ángulo de fase. Para el sistema de adquisición de datos se utiliza tarjetas 9230 de la National Instruments y la versión 2013 de LabVIEW. Una vez establecida la programación de adquisición, se indujeron tres tipos de casos de desbalance en el banco: 1. Estático, 2. De par de fuerzas y 3. Dinámico. Se identificaron las características principales mediante la carta de diagnóstico de vibración y se corrigió su desbalance mediante el modelo uno y dos planos. Para el balanceo en un plano se utiliza el método de las cuatro corridas y para el balanceo en dos planos el método de los factores de influencia. Como resultado se obtuvo el desbalance residual admisible para los casos 1 y 3 conforme a las normas establecidas por la ISO 1940.

---

\* Trabajo de grado.

\*\* Facultad de Ingeniería Físicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: William Pinto Hernández. Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica.

## ABSTRACT

**TITLE:** BUSINESS PRACTICE FOR THE IMPLEMENTATION OF A TEST BENCH FOR THE DYNAMIC BALANCING OF RIGID ROTORS USING MECHANICAL VIBRATION ANALYSIS AT THE CORPORACIÓN PARA LA INVESTIGACIÓN DE LA CORROSIÓN (CIC)\*

**AUTHOR:** MARLON FABIÁN ARIAS MANRIQUE\*\*

**KEYWORDS:** Vibration Analysis, Balancing, Rotor.

### DESCRIPTION:

The objective of the project is the implementation of a test bench for the dynamic balancing of rigid rotors, allowing the Corrosion Investigation Corporation (CIC) to gain expertise in concepts related to vibration phenomena present in rotating equipment.

To represent the most common type of failure in rotating machines, such as imbalance, the experimental setup is assembled, and a measurement chain is established for monitoring key variables: vibration amplitude and phase angle. For the data acquisition system, National Instruments' 9230 cards and LabVIEW version 2013 are utilized. Once the acquisition programming is established, three types of imbalance cases were induced in the bench: 1. Static, 2. Force couple, and 3. Dynamic. The main characteristics were identified using the vibration diagnostic chart, and imbalance was corrected using the one and two-plane models. The four-run method is employed for single-plane balancing, while the method of influence factors is used for two-plane balancing. As a result, the permissible residual imbalance was obtained for cases 1 and 3 according to the standards established by ISO 1940.

---

\* Degree work.

\*\* Faculty of Physicomechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: William Pinto Hernandez. Doctor of Science in Mechanical Engineering.

## INTRODUCCIÓN

Los equipos rotativos desempeñan un papel fundamental en los procesos industriales, en estos se incluyen motores, turbinas, bombas, compresores, sistemas de transmisión de potencia, entre otros. Su funcionamiento representa el corazón de la operación de muchas empresas, pues suelen resultar críticos al influir directamente en la continuidad de los procesos y al fallar podrían generar una parada de planta. La condición de funcionamiento de las máquinas rotantes se deteriora progresivamente con el transcurso del tiempo. Este fenómeno está casi siempre acompañado por aparición de vibraciones, las cuales, a su vez, actúan realimentando el proceso de deterioro. Las mediciones de los niveles vibratorios reflejan estos cambios y han probado ser un indicador preciso y confiable del estado de las máquinas. Por tal motivo y con el desarrollo tecnológico se han facilitado nuevos métodos y medios para el tratamiento de las vibraciones, gracias a los cuales se controla los niveles de vibración, detecta y predice las causas generadoras del movimiento vibratorio. Cabe mencionar que el movimiento vibratorio no es el problema, pero el incremento en su nivel es la manifestación de que están apareciendo anomalías.

Según Carella<sup>1</sup>, refiere que el incremento de las vibraciones en las máquinas y estructuras de soporte es causado en el 40% de los casos por el desbalanceo del elemento o conjunto de elementos giratorios (rotor). Este fenómeno, se genera por una distribución asimétrica de la masa del rotor con respecto a su eje de rotación y suele deberse a la no homogeneidad en los materiales, a imperfecciones en los procesos de fabricación, desgaste o adherencia de materiales, desajustes y deformación del conjunto rotativo. No es posible obtener perfección total en los procesos de manufactura, por tanto, siempre

---

<sup>1</sup> Carella, A. R. Análisis de vibraciones y diseño de un sistema de balanceo para rotores de alta velocidad (Tesis de pregrado). Universidad Nacional de Cuyo, Bariloche, Argentina. 2008. p.17.

existe cierto grado de desequilibrio másico, que puede considerarse o no crítico, dependiendo de los efectos perjudiciales que se produzcan.

El análisis de vibraciones para dar solución a problemas de desbalanceo está enmarcada en una de las disciplinas que usa el mantenimiento predictivo. Las empresas lo implementan para determinar el estado de la máquina en operación, así como para preparar y establecer una tendencia más precisa sobre el tiempo de las fallas. Ante la necesidad de implementación de dichas tareas por parte de las empresas, se desarrolla la presente practica empresarial en la Corporación para la investigación de la corrosión (CIC), enfocada a retomar el estudio de análisis de vibraciones y consolidar los resultados del balanceo dinámico de rotores rígidos en el banco de pruebas para futuras aplicaciones de servicio en campo.

# 1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

## 1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En Colombia la política de mantenimiento de equipos rotativos está enfocada de manera correctiva y preventiva, política que es riesgosa y costosa. La mayor parte del costo está representada por la impredecibilidad del estado de la máquina y el uso ineficiente de los recursos.

Actualmente la industria con el mejoramiento de sus procesos está orientada hacia el mantenimiento predictivo, este suele lograrse con distintas rutinas de mantenimiento, la más importante, el análisis periódico de vibraciones. Para el autor White<sup>2</sup>, el 90% de las fallas presentes estudiadas con análisis de vibraciones son originadas por desbalanceo masico (por lejos el problema más común), desalineamiento y resonancia. La frecuencia de fallas por desbalanceo es alta, y causa desgaste, fisuras por fatiga, ruido y calentamiento, que conlleva pérdida de eficiencia en la operación.

La necesidad de servicio del análisis de vibraciones en aras de permitir a la industria una identificación predictiva de los fallos por desbalanceo en los equipos rotativos es evidente por lo que la línea de análisis dinámico de la CIC decide desarrollar proyectos a fin de satisfacer esta necesidad. Pero debido a la pandemia generada en el año 2020 se abandona y se retira esta línea tecnológica de la empresa. Actualmente se tiene en inventario equipos de medición de vibraciones para campo y laboratorio, junto con elementos de un banco para pruebas de balanceo que se requiere poner en marcha. A mediano plazo se desea unir este servicio a la Línea de Análisis de Falla (AFA) para ofrecer soluciones de balanceo a máquinas rotativas industriales.

---

<sup>2</sup> White, G. Introducción al Análisis de Vibraciones. Woburn, Massachusetts, Estados Unidos: Azima DLI. p.29.

## 1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Con el fin de cumplir los requerimientos de alta velocidad, mayor resistencia y flexibilidad en los cuales operan los equipos rotativos, estos suelen experimentar comúnmente desbalanceo, lo que conlleva a incrementos de vibraciones. Por tanto, es necesario implementar herramientas para el seguimiento de las magnitudes vibratorias como una opción para obtener información acerca del funcionamiento interno de la máquina en condición de desbalance. Una vez identificado el tipo de desbalance se intenta corregir de la mejor manera la distribución de masa del rotor, logrando que gire en sus cojinetes sin fuerzas centrífugas desequilibradas y así eliminar las vibraciones, impactos, fricción, calor, ruido, interferencias, entre otros, que proporcionará una confiabilidad más alta del equipo. Hacer análisis de vibraciones fortalece el área de mantenimiento de cualquier empresa, pues proporciona una herramienta para el diagnóstico de equipos y optimiza recursos económicos.

El panorama actual de la Corporación para la Investigación de la Corrosión (CIC) es una fuerte dependencia del sector de los hidrocarburos, “alrededor del 75% de sus actividades están enfocadas hacia este sector”<sup>3</sup>. El reto que se han propuesto como Centro de Desarrollo Tecnológico (CDT) es diversificar su operación y llegar a nuevos sectores de la economía nacional. Bajo dicho propósito se enfoca este proyecto al ofrecer eventualmente un servicio especializado de análisis de vibraciones para cualquier equipo rotativo en campo y solucionar problemas, por ejemplo, el desbalanceo. La puesta a punto del banco de pruebas es el primer paso ya que con este se simulará fallas comunes de los equipos, se realizará la adquisición de datos, el análisis de la información y los cálculos para solucionar los problemas de desbalanceo. Así mismo, con el desarrollo de

---

<sup>3</sup>. CIC. (2023). Presentación de Inducción Institucional 2023 CIC. Recuperado <http://corrosion.uis.edu.co/webcic/index.php/es/portafolio>.

la presente practica empresarial se cumple con la misión de la Universidad Industrial de Santander, al fortalecer las relaciones universidad- industria y contribuir con la formación del estudiante para cimentar lo conocimientos adquiridos y proponer soluciones a problemas reales de la industria.

## **2 OBJETIVOS**

### **2.1 GENERAL**

Implementar un banco de pruebas para el balanceo dinámico de rotores rígidos empleando análisis de vibraciones mecánicas en la Corporación para la investigación de la corrosión (CIC).

### **2.2 ESPECÍFICOS**

Realizar el montaje de un banco de pruebas para el balanceo dinámico de rotores rígidos, a partir de un motor eléctrico Siemens trifásico 220/440, con potencia 0.5 HP, frecuencia 60Hz y velocidad de rotación de 1590 RPM, con la disposición de tres apoyos tipo chumacera y tres discos ubicados en dos secciones para el balanceo en uno (1) y dos (2) planos.

Establecer la cadena de medición para la captación, acondicionamiento, medición y análisis de las señales de vibración que se obtiene del comportamiento dinámico del banco de prueba en el software LabVIEW.

Identificar las señales de vibración que se miden en los apoyos del banco de pruebas en el dominio de la frecuencia para asociarlas a patrones de desbalance en rotores mediante la carta ilustrada de diagnóstico de vibración.

Calcular el balanceo de los rotores rígidos, mediante los modelos uno y dos planos, enfocado a conseguir el desbalance residual admisible acorde a la norma ISO 1940.

### 3 IDENTIFICACIÓN DE LA EMPRESA

#### 3.1 DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA

La Corporación para la Investigación de la Corrosión – C.I.C. es un Centro de Desarrollo Tecnológico, con 28 años de experiencia dedicado a la prestación de servicios especializados, ejecución de proyectos y desarrollo de productos tecnológicos para la gestión de corrosión e integridad. Cuenta con áreas interdisciplinarias para el desarrollo de sus actividades, por ejemplo, Bio corrosión, Protección Catódica, Recubrimientos, Simulación, entre otras. Se encuentran ubicados en el Km. 2 Vía Refugio - Sede UIS Parque Tecnológico Guatiguará Piedecuesta (Santander, Colombia).

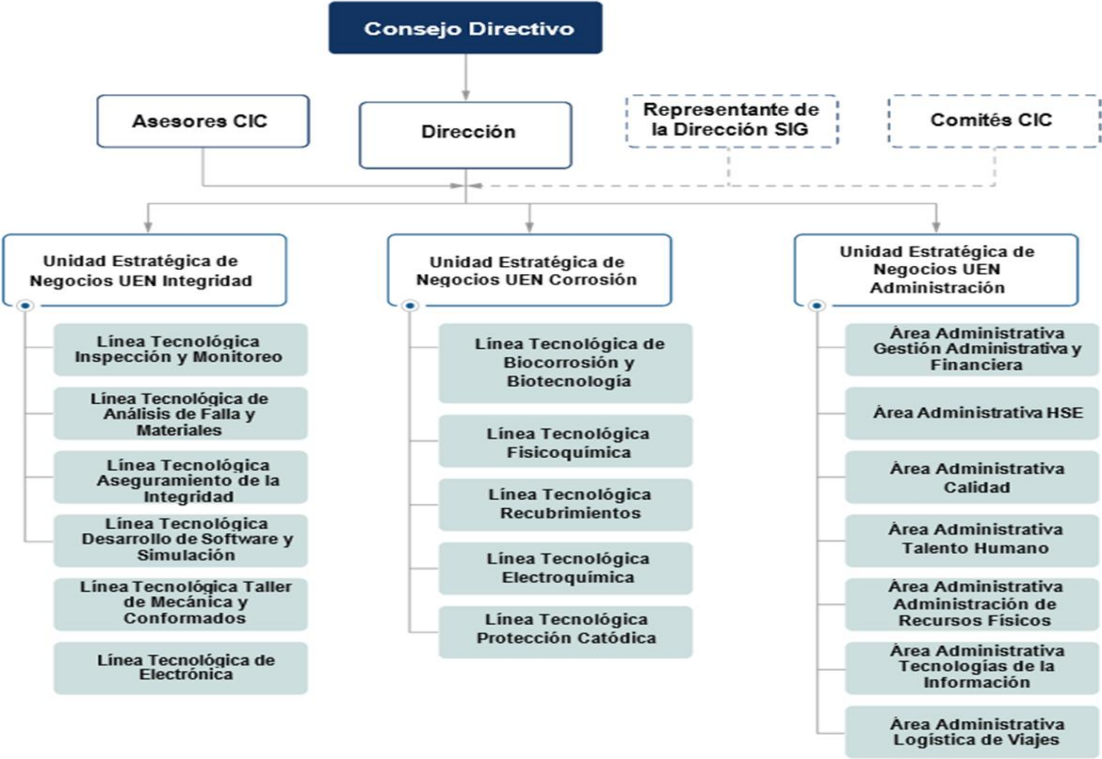
**3.1.1 Misión.** La Corporación para la Investigación de la Corrosión – C.I.C. es un Centro de Desarrollo Tecnológico, enmarcado en la Ley de Ciencia Tecnología e Innovación, dedicado a la prestación de servicios especializados, ejecución de proyectos y desarrollo de productos tecnológicos para la gestión de corrosión e integridad, que le aportan a la sociedad soluciones innovadoras para su desarrollo sostenible.

**3.1.2 Visión.** La Corporación para la Investigación de la Corrosión – CIC para el año 2024 tiene como objetivo ser un Centro de Desarrollo Tecnológico de Excelencia. Para alcanzar dicha meta se ha propuesto:

- Generar soluciones oportunas, confiables, innovadoras y sostenibles.
- Consolidar su equipo de trabajo como autoridad técnica.
- Promover el desarrollo integral del personal.
- Lograr su reconocimiento científico a nivel nacional e internacional.
- Generar autosostenibilidad.

**3.1.3 Estructura Organizacional.** En la CIC se encuentran organizados a partir de un Consejo Directivo del que hacen parte empresas del sector privado, entidades gubernamentales y la Universidad Industrial de Santander (UIS). Seguidamente lo conforman las Unidades Estratégicas de Negocio (UEN), a través de diferentes Líneas Tecnológicas (LT) constituyen el foco del desarrollo y gestión de conocimiento, al servicio sector productivo del país.

Figura 1. Organigrama CIC



Fuente: Presentación de Inducción Institucional 2023 CIC

## 4 MARCO TEÓRICO

### 4.1 VIBRACIONES MECÁNICAS

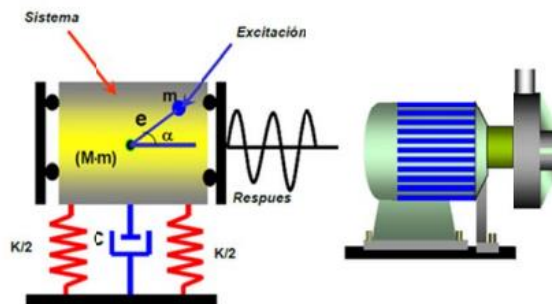
Las vibraciones mecánicas en su definición clásica son “una oscilación de un sistema mecánico (por ejemplo: una máquina, una estructura) alrededor de su posición de equilibrio”<sup>4</sup>

**4.1.1 Fenómeno vibratorio en sistemas mecánicos.** Un sistema mecánico vibra cuando sobre él actúan fuerzas variables y la movilidad (intensidad o amplitud) resulta apreciable. El fenómeno vibratorio (o problema de vibraciones) está constituido por tres elementos esenciales:

$$V = F \times Mov \quad (1)$$

Excitación del sistema, dado por la FUERZA (F) que sobre él actúa, las características del sistema, representadas por la MOVILIDAD (Mov.) y la respuesta del sistema que es la VIBRACION resultante (V).

Figura 2. Elementos del fenómeno vibratorio



Fuente: Vibraciones mecánicas de García Castro, 1995.

<sup>4</sup> García Castro, A. Vibraciones Mecánicas. Bucaramanga: Ediciones UIS. 1995. p.5.

La respuesta de la vibración (amplitud) varía cuando se divide el cociente de la fuerza dinámica, por ejemplo, el desbalance, entre la resistencia dinámica, relacionado con el bastidor de apoyo o cimentación. La relación entre respuesta y fuerza dinámica es directamente proporcional, pero inversamente proporcional con la rigidez. Este último parámetro es importante en el balanceo ya que, si bien la fuerza dinámica puede ser constante, una disminución en la rigidez del sistema por soldadura en la base u holgura excesiva dentro de la máquina esta se reflejará como respuesta- incremento en los valores de vibración. Por lo tanto, es importante de considerar para asegurar la veracidad de los análisis de vibración.

Según el momento en que actúa la excitación la respuesta se clasifica en vibración libre: Cuando la excitación actúa solamente en las condiciones iniciales del movimiento, vibración forzada: Cuando la excitación actúa durante el movimiento del sistema y vibración paramétrica: Cuando la vibración es causada por la variación de un parámetro del sistema, como inercia o rigidez

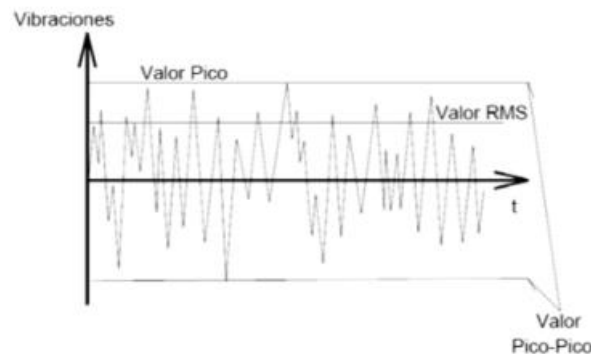
**4.1.2 Características, parámetros y niveles de la vibración.** Para una vibración simple, las características son las magnitudes mediante las cuales queda definida o determinada, estas son: La Amplitud que indica la intensidad de la vibración, la Frecuencia asociada al ritmo de la vibración y la Fase relacionada con la posición relativa a otra señal de referencia.

Los parámetros o funciones de una vibración son los parámetros cinemáticos (los que no consideran las causas ni las características del movimiento o sistema vibratorio) usados para denotar la amplitud de dicha vibración. Dichos parámetros cinemáticos usados normalmente son: Aceleración, velocidad y desplazamiento.

Los niveles o valores de vibración son las diferentes formas en que se puede valorar la intensidad o amplitud de una vibración.

- Valor Pico: Es la amplitud máxima de la vibración a partir de la posición de equilibrio
- Valor eficaz: RMS (Root Mean Square). Es el valor más significativo de la amplitud de vibración, tiene en cuenta la historia de la vibración en el tiempo, descarta picos debido a impactos temporales y da un valor de amplitud relacionado directamente con la energía.
- Valor Pico-Pico: Indica el recorrido o desplazamiento total de la pieza

Figura 3. Niveles o valores de vibración.



Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015.

La detección del valor PICO-PICO se emplea para las mediciones de desplazamiento. Los detectores de PICO y RMS se usan para las mediciones de velocidad y aceleración. El autor Gómez Carnicero<sup>5</sup> indica que un factor de relativa importancia para el diagnóstico de maquinarias y estructuras es el llamado FACTOR DE CRESTA (CF), expresado según el cociente entre el valor Pico y el valor RMS.

$$CF = \frac{Y_{PICO}}{Y_{RMS}} \quad (2)$$

---

<sup>5</sup> Gómez Carnicero, E. Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor (Tesis de pregrado). Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial, Universidad de Zaragoza. Zaragoza, España. 2015. p.48.

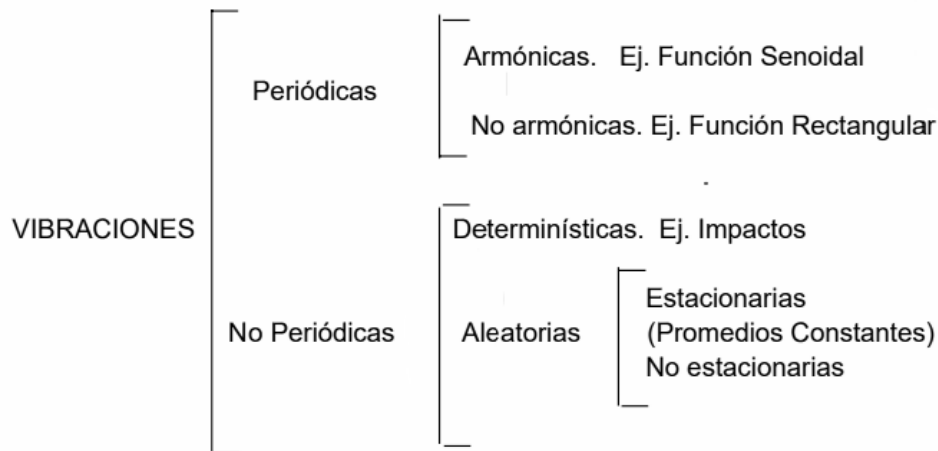
Figura 4. Relación entre valores o niveles de vibración

PARA OBTENER	MULTIPLICAR EL VALOR DE (POR)			
	PICO-PICO	PICO	RMS	VALOR MEDIO (RECTIFICADO)
PICO-PICO	1.000	2.000	2.828	3.142
PICO	0.500	1.000	1.414	1.571
RMS	0.354	0.707	1.000	1.111
VALOR MEDIO (RECTIFICADO)	0.318	0.637	0.900	1.000

Fuente: Vibraciones mecánicas de García Castro, 1995

**4.1.3 Clasificación de las vibraciones.** A continuación, se presenta una clasificación temporal de los diversos tipos de movimiento vibratorio.

Figura 5. Clasificación temporal del Movimiento Vibratorio



Fuente: Vibraciones mecánicas de García Castro, 1995

Una vibración periódica es un movimiento (vibratorio) que se repite a iguales intervalos de tiempo  $T$ . La vibración periódica más simple es la denominada “vibración armónica”, la cual puede ser presentada por funciones senos y cosenos. El desbalance de rotores suele estar representado de esta forma. La modelación matemática del desplazamiento de este fenómeno

$$y(t) = A \operatorname{sen}(\omega t + \varphi) \quad [m, mm, \mu m] \quad (3)$$

Donde:

$$\omega: \text{velocidad angular } \omega = \frac{2\pi}{T} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$f: \text{frecuencia } f = \frac{1}{T} [\text{Hz}]$$

La velocidad y la aceleración se determinan por diferenciación de (3)

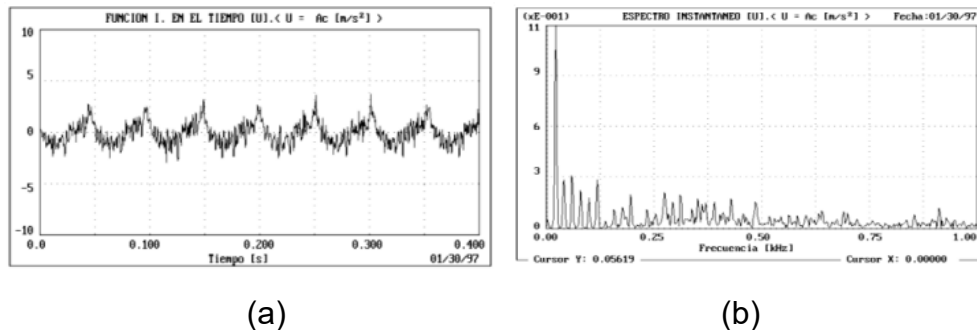
$$v(t) = A\omega \cos(\omega t) = A\omega \operatorname{sen}(\omega t + \pi/2) \quad [m/s, mm/s] \quad (4)$$

$$a(t) = -A\omega^2 \operatorname{sen}(\omega t) = A\omega^2 \operatorname{sen}(\omega t + \pi) \quad [m/s^2, G(9,809 m/s^2)] \quad (5)$$

Se observa que la velocidad y la aceleración son también armónicas, con la misma frecuencia de oscilación, pero están adelantadas en  $\pi/2$ , y  $\pi$  radianes respectivamente a la señal de desplazamiento. Aunque la mayoría de las vibraciones presentes en sistemas mecánicos no son del tipo armónicas sí pueden caracterizarse como periódicas a partir del teorema de Fourier (como citó García Castro, 1995) cualquier función periódica no importa su complejidad, puede ser expresada por una serie de funciones armónicas, es decir, por una suma de funciones senoidales y cosenoidales relacionadas armónicamente.

**4.1.4 Dominios para la descripción y análisis de vibración.** La vibración se registra a través de una señal eléctrica que guarda proporción con el fenómeno mecánico bajo medición. En su forma inicial, esta señal se obtiene en el dominio del tiempo. Sin embargo, para obtener el espectro de vibraciones, se requiere procesar la señal, mediante un proceso conocido como la transformada rápida de Fourier (FFT), en dicho proceso la onda en el dominio de tiempo es fragmentada en formas de onda sinusoidales independientes y desplegada en tres coordenadas dimensionales de amplitud, tiempo y frecuencia. Una vez que se separan las ondas sinusoidales de la forma de onda combinada, se determina la frecuencia de cada onda sinusoidal y luego se colocan estas en su posición correspondiente a lo largo del eje de frecuencia (Gómez Carnicero, 2015).

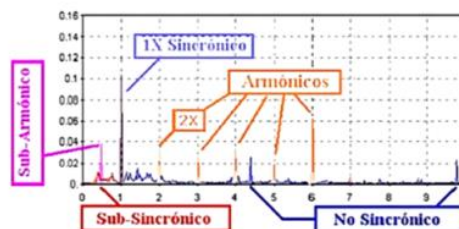
Figura 6. Registro real de vibraciones obtenido en una máquina en el dominio del tiempo (a) y la frecuencia (b)



Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

Para el análisis del dominio del tiempo se indican los valores PICO, PICO-PICO y RMS mencionados en el apartado anterior. Para el análisis del espectro vibratorio es necesario identificar sus componentes- frecuencias "X RPM", relacionadas con la velocidad de rotación. La frecuencia "1X RPM" se refiere a la frecuencia fundamental de vibración y es igual a la velocidad de rotación de la máquina o componente. La frecuencia "2X RPM" es el doble de la velocidad de rotación de la máquina. Representa la segunda armónica de la frecuencia fundamental. Así, sucesivamente. Estas frecuencias son importantes en el análisis de vibraciones porque proporcionan información sobre problemas específicos en maquinaria rotativa.

Figura 7. Componentes del espectro vibratorio.

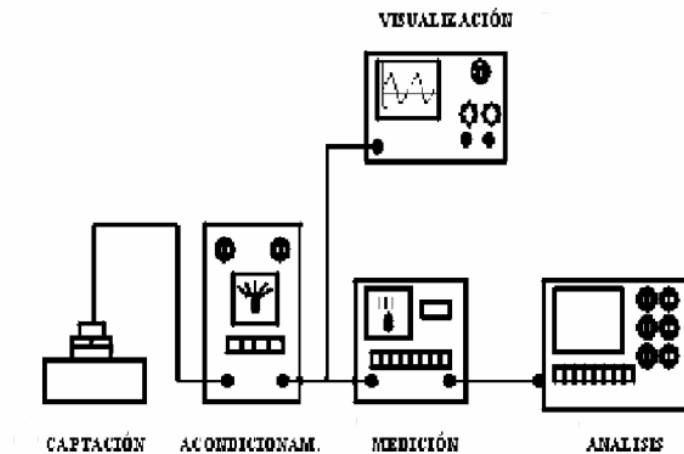


Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

## 4.2 MEDICIÓN DE LA VIBRACIÓN

**4.2.1 Cadena de medición.** La cadena de medición en un análisis de vibraciones se refiere a la serie de etapas involucradas en la recopilación y procesamiento de datos de vibración de una máquina o sistema mecánico.

Figura 8. Cadena de Medición



Fuente: Vibraciones mecánicas de García Castro, 1995

**4.2.1.1 Captación.** Implica la traducción de una magnitud mecánica (aceleración, velocidad o desplazamiento) en una magnitud eléctrica (voltaje o corriente) mediante un sensor. Es el eslabón crítico pues de este se basan todas las demás fases, por tanto, es necesario: La elección del punto y dirección de captación, la fijación del sensor, las perturbaciones y escoger adecuadamente las características del sensor.

**4.2.1.2 Acondicionamiento de la señal.** Relacionado con generar una señal útil a efectos de medición y análisis, interviene procesos de amplificación o filtrado.

**4.2.1.3 Visualización.** Permite la detección de errores en el funcionamiento del sensor y de su instrumentación auxiliar, defectos de puesta a tierra, introducción de señales parásitas, interrupción en la conducción de la señal, saturaciones, mala adherencia o fijación del sensor, etc. De manera directa suelen utilizarse osciloscopios.

**4.2.1.4 Medición (indicación y registro).** Consiste en la valoración de las características de la vibración: amplitud, intensidad, frecuencia y fase, las cuales se eligen de acuerdo con los objetos de la medición.

**4.2.1.5 Análisis.** Los datos registrados se analizan para identificar problemas en la maquinaria. Esto implica comparar las mediciones con valores de referencia y buscar patrones anómalos.

**4.2.2 Sistema de adquisición de datos.** Existen en el mercado diferentes opciones de componentes para adquirir datos e información de vibraciones. Se presenta como se vería el esquema de adquisición de datos disponible en la CIC.

Figura 9. Proyección de la cadena de medición a implementar



Fuente: CIC

- Sensor de aceleración (acelerómetros): Los acelerómetros se fijan a la superficie de medición y suelen estar hechos de materiales piezoeléctricos que responden con una carga eléctrica cuando son presionados por la masa sísmica. Dicha presión es producida por una fuerza proporcional a la aceleración del elemento

fijado. El tipo de material piezoeléctrico depende de las condiciones ambientales, temperatura y los rangos de frecuencia a medir.

- Tarjetas: Estas tarjetas se encargan de las conversiones de señales desde analógica a digital, ADC y la comunicación con el ordenador.
- Chasis: Se utiliza para alojar módulos de adquisición de datos.
- Software LabVIEW: Es un entorno de desarrollo y un sistema de diseño de software creado por National Instruments que se utiliza principalmente en aplicaciones de adquisición de datos, automatización, control y pruebas en una variedad de industrias.

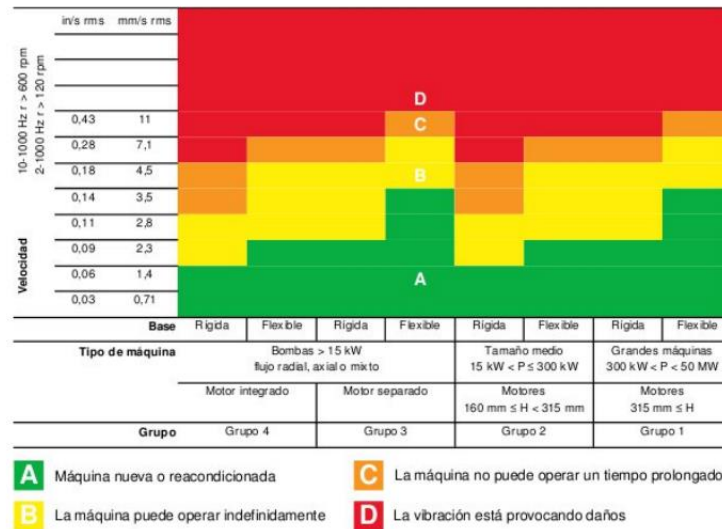
### **4.3 MÁQUINAS ROTATIVAS**

El funcionamiento interno de cada máquina rotativa es característico y proporciona la denominada la firma de vibraciones. La firma de vibración de una máquina depende en gran parte de sus parámetros de operación y de su estado físico. Una vez que un problema específico de máquina ha sido identificado por su firma de vibración, la pregunta siguiente debe ser: "El problema es lo suficientemente grave para requerir mantenimiento?"

**4.3.1 Niveles de vibraciones según la norma ISO 10816.** Una guía de referencia para distinguir entre lo que puede entenderse como un funcionamiento normal o admisible de la máquina y un nivel de alerta lo constituyen normas como la ISO 10816. Esta norma proporciona guías para aceptación de la amplitud de vibración para maquinaria rotativa operando desde 600 hasta 12000 rpm. Los criterios son sólo aplicables para vibraciones producidas por la propia máquina y no para vibraciones que son transmitidas a la máquina desde fuentes externas.

### 4.3.1.1 Clasificación de máquinas de acuerdo con ISO 10816-3.

Figura 10. Norma de vibración ISO 10816-3



Fuente: Análisis de vibración en maquinaria rotativa de Antezana Castro, J. (2013)

Clasificación por grupos:

- GRUPO 1: Máquinas rotatorias grandes con potencia nominal sobre 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje  $H \geq 315$  mm.
- GRUPO 2: Máquinas rotatorias medianas con potencia nominal entre 15 y 300 kW, inclusive. Máquinas eléctricas con altura de eje entre 160 y 315 mm
- GRUPO 3: Bombas con impulsor multipaletas y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) o con potencia sobre 15 kW.
- GRUPO 4: Bombas con impulsor multipaletas y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia sobre 15 kW.
- Clasificación por flexibilidad del sistema soporte:

Clasificación según el tipo de soporte

- SOPORTE RÍGIDO: Si la primera frecuencia natural del sistema máquina/soporte, en la dirección de la medición es más alta que su principal frecuencia de excitación

(generalmente, la frecuencia de rotación) por lo menos en 25%, entonces el soporte se puede considerar rígido en esa dirección.

- **SOPORTE FLEXIBLE:** Serán flexibles, todos los sistemas que no estén dentro de la definición anterior. **NOTA:** Según la definición de soporte rígido, es posible que un sistema sea rígido en una dirección y flexible en otra

**Clasificación de condición de máquinas:** Todas las normas de evaluación de la severidad vibratoria de máquinas rotatorias estudiadas definen cuatro zonas de evaluación. Éstas se establecen con el fin de permitir una evaluación cualitativa de la vibración de una máquina dada y, además, entregan guías sobre las posibles acciones a tomar:

- **Zona A: (Buena)** La vibración de las máquinas nuevas puestas en servicio normalmente está dentro de esta zona, condición óptima.
- **Zona B: (Satisfactoria)** Máquinas con vibración en esta zona se consideran aceptables para operación a largo plazo sin restricción.
- **Zona C: (Insatisfactoria)** Máquinas dentro de esta zona se consideran insatisfactorias para operación continua a largo plazo. Generalmente la máquina puede continuar operando hasta que llegue a la detención programada para reparación.
- **Zona D: (Inaceptable)** Los valores de vibración dentro de esta zona son considerados de suficiente severidad para causar daño a la máquina.

**4.3.2 Rotores.** García Castro<sup>6</sup>, define un rotor como el elemento o conjunto de elementos giratorios de una máquina rotativa.

**4.3.2.1 Tipos de rotores.** Los rotores según el comportamiento elástico se clasifican en dos grupos principales: rotores rígidos y rotores flexibles.

---

<sup>6</sup> García Castro, A. Vibraciones Mecánicas. Bucaramanga: Ediciones UIS. 1995. p.43.

- Rotor rígido: Son los rotores que normalmente giran a velocidades por debajo de la primera velocidad crítica. Por lo general este tipo de rotores gira en el orden del 80% de la velocidad crítica. Normalmente el 99% de los rotores industriales son rígidos, en especial los de motores eléctricos, bombas, entre otros que giren a 500, 1000, 1500 rpm. Por lo tanto, los rotores rígidos son más fáciles de equilibrar, ya que el punto pesado coincide con el sentido de la vibración más alta (\*).
- Rotor flexible: Son aquellos cuya velocidad de giro está por encima de la primera frecuencia resonante crítica, lo cual significa que: En partidas y paradas se pasa necesariamente por una de velocidad crítica, la que debe ser reconocida para evitar permanecer en este rango. Al pasar por la velocidad crítica se produce un cambio en la manera de vibrar y forma de la flecha del eje del rotor. Por ende, la fase de la frecuencia fundamental cambia en 180°. Por lo tanto, el punto de equilibrio ya no coincide con el sentido de mayor vibración.

**4.3.2.2 Velocidad crítica.** La resonancia en sistemas rotativos se conoce como velocidad crítica y se define como la condición en que la velocidad de giro del sistema se iguala a la frecuencia natural del mismo. Las consecuencias del fenómeno de la resonancia son la generación de severas vibraciones mecánicas, con la consecuente probabilidad de fallas en rodamientos, chumaceras, anclaje, ejes (fatiga), etc. Hay varios métodos para calcular la primera velocidad crítica en un sistema mecánico. Uno de los métodos sobresalientes es el método de Rayleigh el cual se basa en el continuo intercambio de energía cinética y potencial. Para un rotor con diversas masas concentradas, la ecuación (6) aproxima el valor de la primera velocidad crítica.

---

\* Para este estudio se considera que los rotores del banco de pruebas son rígidos ya que cumple el criterio de operar por debajo del 80% de su velocidad crítica. Adicionalmente sus soportes de masa no sufren deformación apreciable en condiciones normales de operación.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g \sum_j m_j \delta_j}{\sum_j m_j \delta_j^2}} \quad [rad/s] \quad (6)$$

Donde:

$\omega_n$  =velocidad angular de resonancia en rad/s

$m$  =masa de cada disco en kg

$\delta$  =deformación estática de la flecha en la posición de cada disco en m

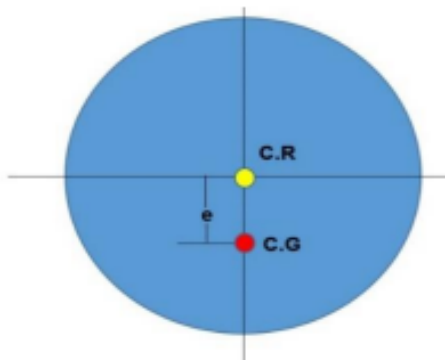
$g$  =aceleración de gravedad en m/s<sup>2</sup>

#### 4.4 CONSECUENCIAS DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS: DESBALANCE

El desbalanceo o desequilibrio es una de las causas más comunes de problemas en máquinas rotativas y relativamente es fácil de diagnosticar debido a la vibración que causa (firma).

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 11 y esto genera fuerzas o momentos que producen vibraciones y reducen la vida útil de los elementos mecánicos (Madrigal Meneses, 2018)

Figura 11. Pieza desbalanceada



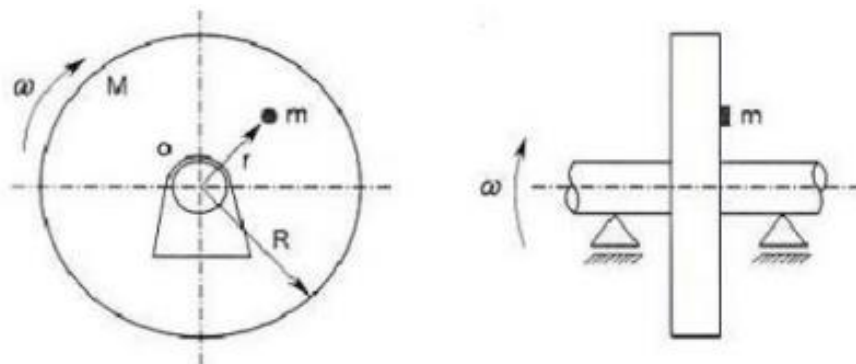
Fuente: Metodología para el balanceo dinámico de rotores empleando el analizador de vibraciones Oros 35 de Madrigal Meneses, 2018

Se debe recalcar que toda pieza rotatoria, aun cuando haya sido confeccionada guardando el mayor cuidado, siempre presenta desequilibrio. Las siguientes son las causas más comunes que ocasionan desequilibrio: - Porosidad en las piezas fundidas. - No-uniformidad en la densidad del material. - Tolerancia en la manufacturación. - Adhesión o pérdida de material durante operación - Acción de mantenimiento o limpieza. - Cambio de pernos. - Materiales torcidos girando alrededor del eje (poleas, rotores, el mismo eje, etc.)

**4.4.1 Cantidad de desbalance.** Es de interés la cuantificación del desbalance. Se considera un disco homogéneo de masa  $M$ , de radio  $R$ , simétrico con respecto a su eje de rotación  $O$ , como se muestra en la Figura 12. 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  $\omega$  [rad/s] y se expresa como:

$$\vec{F} = m \omega^2 \vec{r} \quad [N] \quad (7)$$

Figura 12. Disco rotor desbalanceado



Fuente: Teoría y práctica del balanceo de rotores industriales de Ercoli & La Malfa, 2002

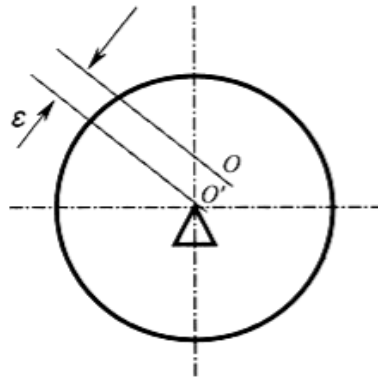
Se expresa la cantidad de desbalanceo

$$\vec{U} = m \vec{r} \quad [g \text{ mm}] \quad (8)$$

En la práctica suele utilizarse el desbalanceo específico para propósitos de referencia y comparación, ya que los efectos de desbalanceo dependen de la masa  $M$  del rotor.

$$\varepsilon = \frac{U}{M} \quad [mm] \quad (9)$$

Figura 13. Disco descentrado

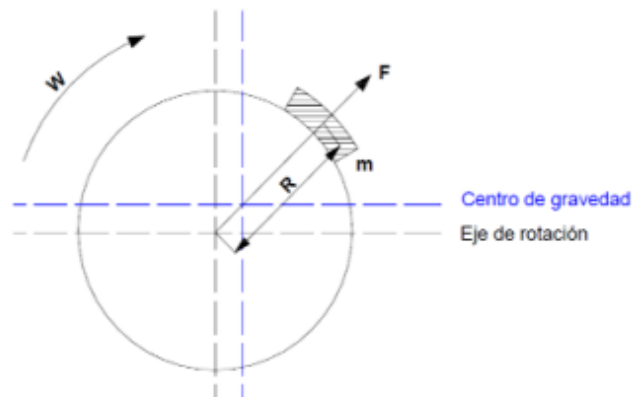


Fuente: Teoría y práctica del balanceo de rotores industriales de Ercoli & La Malfa, 2002

**4.4.2 Tipos de desbalance.** A continuación, se definen los cuatro tipos de desequilibrio considerados en la norma ISO 1925.

**4.4.2.1 Desequilibrio estático.** El eje principal de inercia está desplazado del eje axial de rotación en forma paralela. Esto hace que el centro de gravedad no coincida con el eje de rotación. En general, este tipo de desequilibrio es fácilmente reconocible y corregible, colocando pesos en el lado opuesto al cargado o sacando peso a este lado, ya que se busca restituir la coincidencia de ambos ejes.

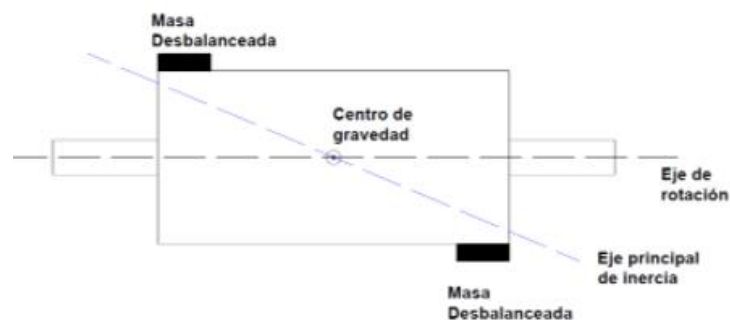
Figura 14. Desequilibrio estático de un rotor producido por una masa  $m$  sin compensar.



Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

**4.4.2.2 Desequilibrio par o de momento.** En este tipo de desequilibrio se produce cuando la línea de los centros de masa es oblicua respecto al eje de simetría axial, interceptándolo en el punto central y permaneciendo en un plano de simetría axial del rotor. Los desequilibrios son simétricos y opuestos  $180^\circ$ , además los momentos respecto al centro de gravedad son iguales y contrarios. Este tipo de desequilibrio una vez reconocido es fácilmente resuelto adicionando o eliminando pesos diametralmente, cada uno en el plano contrario.

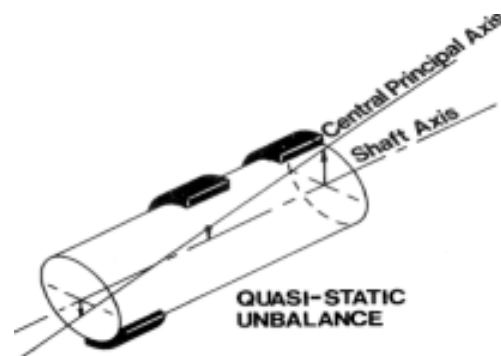
Figura 15. Desequilibrio par o de momento.



Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

**4.4.2.3 Desequilibrio cuasi-estático o cuasi-dinámico..** El eje principal de inercia intercepta al eje de giro en un punto que no es el centro de gravedad, como se muestra en la Figura 16. 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. Esta es una situación muy común en rotores en voladizo. Muchas técnicas de equilibrado de rotores en voladizo apuntan a corregir solamente el desequilibrio en un plano, dando en muchas ocasiones buenos resultados, pero los óptimos se obtendrán equilibrando en dos planos, pero separando las componentes estáticas del par.

Figura 16. Desbalance cuasi-estático



Fuente: Teoría y práctica del balanceo de rotores industriales de Ercoli & La Malfa, 2002

**4.4.2.4 Desequilibrio dinámico.** En este caso existe un eje principal de inercia que no corta al eje de rotación. Esta es la forma más general de desequilibrio, y consiste en una combinación de desequilibrio estático y par en cualquier posición angular. En el caso de rotores anchos (largos) con respecto a su diámetro, lo más común es equilibrarlos dinámicamente.

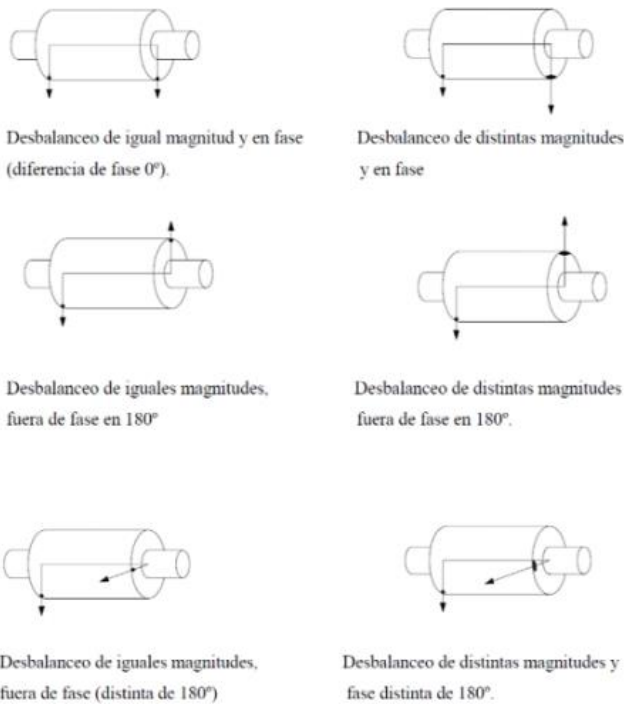
Figura 17. Desbalance Dinámico



Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

Combinaciones del desequilibrio dinámico: El desequilibrio es producto de diversas causas producidas en distintos e infinitos planos.

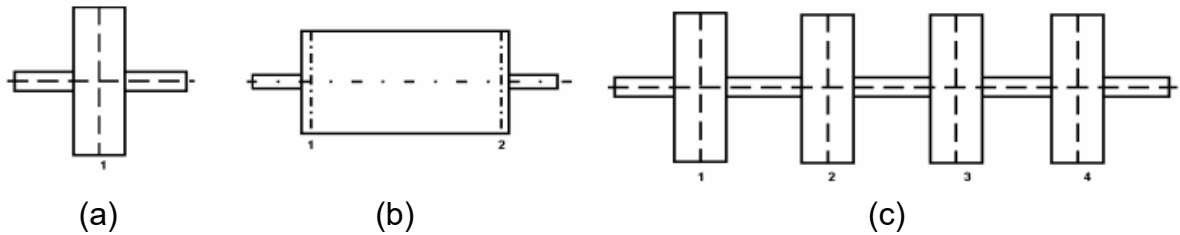
Figura 18. Diferentes combinaciones en las que se puede presentar el desequilibrio.



Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

**4.4.3 Corrección del desbalance.** Se denomina balanceo dinámico al procedimiento de corrección del desbalance que pone al rotor en funcionamiento (prueba dinámica). El balanceo dinámico puede hacerse en un plano, en dos planos o en múltiples planos. El balanceo en múltiples planos es una extensión del balanceo en dos planos.

Figura 19. Planos de balanceo (a) un plano, (b) dos planos y (c) múltiples planos



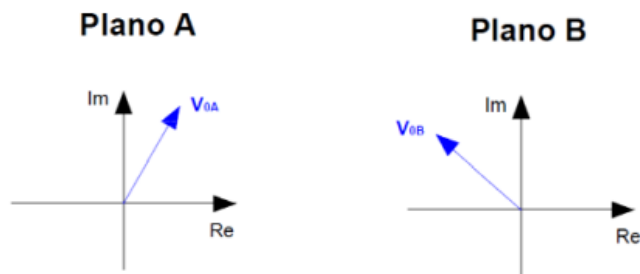
Fuente: Vibraciones mecánicas de García Castro, 1995

Se presenta uno del método de equilibrado más empleados para el balanceo en dos planos, el de coeficientes de influencia. De esta manera se realizará posteriormente el balanceo en el banco.

**6.4.3.1 Desarrollo del método:**

- Se mide la vibración original
  - $V_{0A}$  en el plano A
  - $V_{0B}$  en el plano B.

Figura 20. Desarrollo método de coeficientes de influencia. Parte (a)



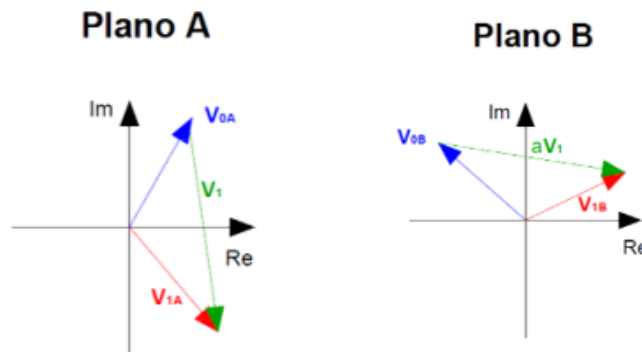
Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

- Se marcan las posiciones angulares en ambos planos del rotor. Se coloca una masa de prueba  $m_A$  en el plano A y se mide la vibración resultante

$V_{1A}$  en el plano A

$V_{1B}$  en el plano B

Figura 21. Desarrollo método de coeficientes de influencia. Parte (b)



Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

$$V_1 = V_{1A} - V_{0A} \quad \alpha V_1 = V_{1B} - V_{0B} \quad (10)$$

$$\alpha = \frac{V_{1B} - V_{0B}}{V_{1A} - V_{0A}}$$

- Se retira la masa de prueba  $m_A$  Se coloca una masa de prueba  $m_B$  en el plano B y se mide la vibración resultante

$V_{2A}$  en el plano A

$V_{2B}$  en el plano B

Siguiendo el análisis del proceso anterior

$$\beta V_2 = V_{2A} - V_{0A} \quad V_2 = V_{2B} - V_{0B}$$

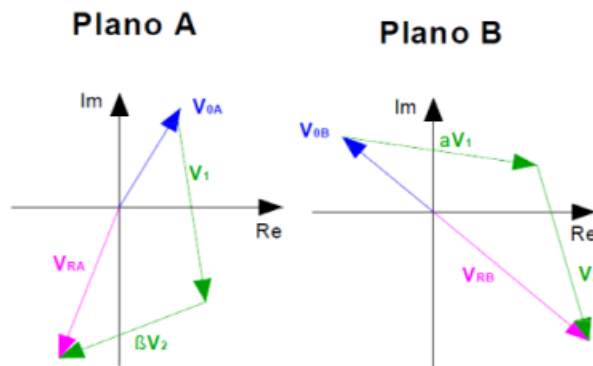
$$\beta = \frac{V_{2A} - V_{0A}}{V_{2B} - V_{0B}} \quad (11)$$

Se retira la masa de prueba  $m_B$ . Colocar ambas masas  $m_A$  y  $m_B$  en los planos A y B respectivamente, obteniéndose:

$V_{RA}$  en el plano A

$V_{RB}$  en el plano B

Figura 22. Desarrollo método de coeficientes de influencia. Parte (c)



Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

Los valores de  $V_{RA}$  y  $V_{RB}$  son distintos de cero, ya que  $m_A$  y  $m_B$ , corresponden a los valores obtenidos con las masas de prueba y no a las masas correctivas.

Se calculan las masas correctivas  $m'_A$  y  $m'_B$  a colocar en los planos A y B respectivamente:

$$m'_A = \sigma m_A \text{ en el plano A}$$

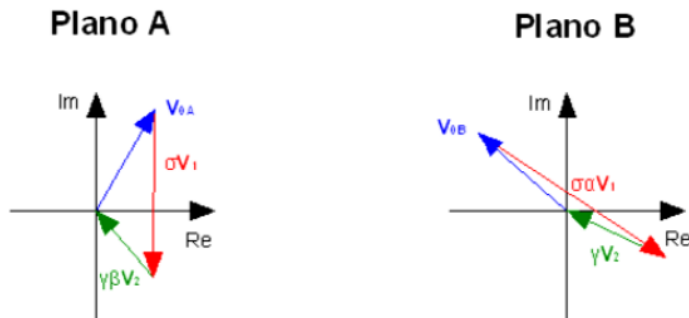
$$m'_B = \gamma m_B \text{ en el plano B}$$

Para obtener:

$$V_{RA} = 0 \text{ en el plano A}$$

$$V_{RB} = 0 \text{ en el plano B}$$

Figura 23. Desarrollo método de coeficientes de influencia. Parte (d)



Fuente: Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor de Gómez Carnicero, 2015

Desarrollando las siguientes igualdades, se obtienen los valores de  $\sigma$  y  $\gamma$  respectivamente

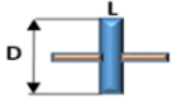
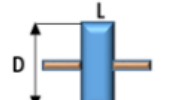
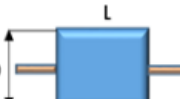
$$V_{RA} = V_{0A} + \sigma V_1 + \gamma \beta V_2 = 0 \quad V_{RB} = V_{0B} + \sigma \alpha V_1 + \gamma V_2 = 0$$

$$\sigma = \frac{\beta V_{0B} - V_{0A}}{(1 - \alpha \beta) V_1} \quad (12)$$

$$\gamma = \frac{\alpha V_{0A} - V_{0B}}{(1 - \alpha \beta) V_2} \quad (13)$$

**4.4.3.1 Selección tipo desbalanceo – tabla.** Se sugiere que el número de planos de balanceo debe determinarse basándose en la relación longitud a diámetro (L/D) del rotor, según la Figura 24.

Figura 24. 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: Metodología para el balanceo dinámico de rotores empleando el analizador de vibraciones Oros 35 de Madrigal Meneses, 2018

**4.4.4 Calidad de balanceo.** Cuando un rotor ha sido balanceado, aun en él sigue permaneciendo un desequilibrio residual que genera fuerzas centrífugas rotativas y momentos. Estos efectos se corrigen afinando el balanceo, es decir, efectuando procesos de equilibrado de mayor precisión, pero suelen requerir de mayor costo. Por tanto, es suficiente llegar a un “desequilibrio admisible” el cual pueda estar presente en el rotor, pero sin afectar significativamente las condiciones de funcionamiento suave.

La Organización Internacional de Normas Técnicas, en su norma ISO 1940, presenta los niveles máximos de desbalanceo permitidos para las diferentes aplicaciones industriales La figura 25 presenta la clasificación de los rotores y los correspondientes grados de calidad de balanceo (G).

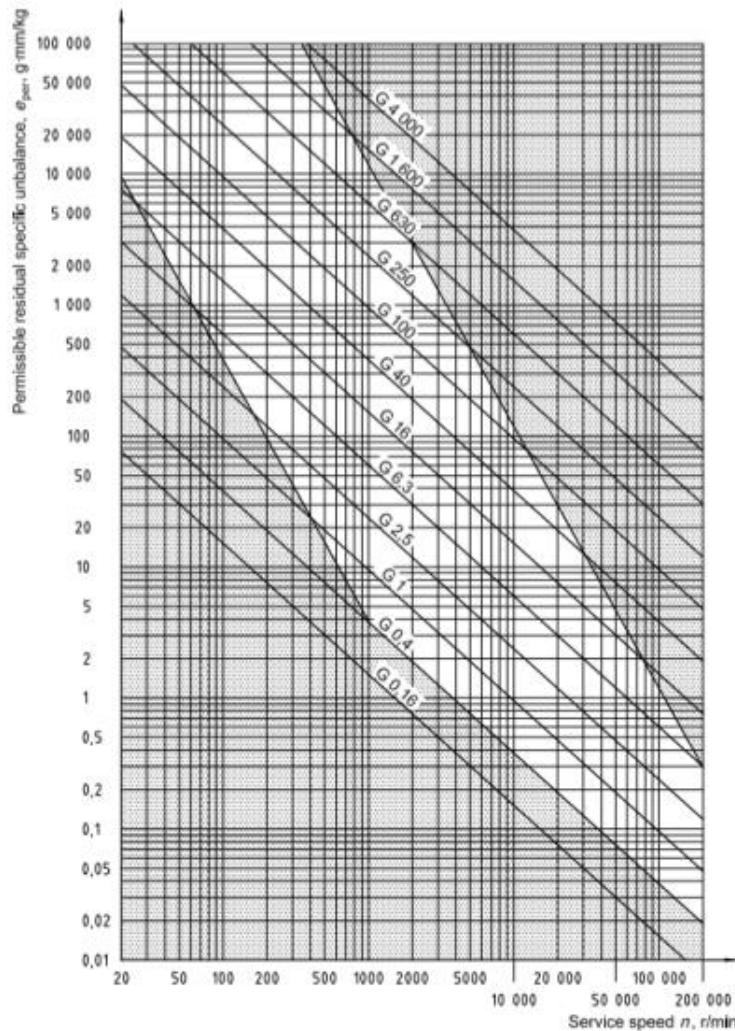
Figura 25. Grados de calidad relativos a la velocidad de servicio y desequilibrio específico

Calidad Balanceo Grados G	$e_{per} \omega$ mm/s	Tipos de Rotor Ejemplos Generales
G 4000	4 000	Juego de ejes montados en motores marinos diesel lentos con diferente número de cilindros.
G 1600	1 600	Juego de ejes rígidos montados a maquinaria de dos ciclos.
G 630	630	Juegos de ejes rígidos montados en maquinaria de cuatro ciclos y rotores flexibles en motores diesel marinos.
G 250	250	Rotores rígidos rápidos, motores diesel de cuatro cilindros.
G 100	100	Rotores rápidos diesel con seis o más cilindros, gasolina o diesel para camiones y locomotoras.
G 40	40	Ruedas y aros de automóviles compactos.
G 16	16	Ejes de transmisión automotrices, partes de máquinas agrícolas y trituradoras.
G 6.3	6,3	Ejes de transmisión de requisitos especiales, rotores de maquinaria de procesamiento, envasadoras centrifugas, abanicos, volantes, bombas centrifugas, armaduras estándar de motores eléctricos, máquinas en general.
G 2.5	2,5	Turbinas, sopladores, generadores, armaduras de tamaño mediano y grande para requisitos especiales, bombas con unidad motriz de turbina.
G 1	1	Rotores de motores de reacción y sobrecargados, unidades motrices de grabadoras y tocadiscos.
G 0.4	0,4	Armaduras, ejes y molduras de máquinas esmeriladoras de precisión.

Fuente: Metodología para el balanceo dinámico de rotores empleando el analizador de vibraciones Oros 35 de Madrigal Meneses, 2018

En la figura 26 se determina el valor del máximo desequilibrio específico,  $e$ , en función de la velocidad de operación y el grado de calidad requerido.

Figura 26. Relación entre desequilibrio permitido y la masa del rotor



Fuente: Metodología para el balanceo dinámico de rotores empleando el analizador de vibraciones Oros 35 de Madrigal Meneses, 2018

Cálculo de  $U_{perm}$  según la norma ISO1940

$$U_{per} = 1000 \frac{(e_{per} \cdot \Omega) \cdot M}{\Omega} \quad (11)$$

Donde:

$U_{per}$  = es el valor numérico del desequilibrio residual admisible, expresado en gramos milímetros (g mm)

$(e_{per} \cdot \Omega) =$  grado de calidad, expresado (mm/s)

$M =$  masa del rotor, expresado en kilogramos (kg)

$\Omega =$  velocidad angular de la velocidad máxima de servicio, expresada en radianes por segundo (rad/s)

**4.4.5 Tabla Ilustrada de diagnóstico de vibración -Tabla de Charlotte.** Existen diversas tablas de diagnóstico de averías en máquinas. Una de las más conocidas es la Tabla Ilustrada de diagnóstico de vibración que presenta el espectro característico correspondiente a 40 estados problemáticos (desbalance, desalineación, problemas de cojinetes con componentes giratorios, etc.), demuestra la respuesta de fase a los problemas que tienen un efecto en la fase, y proporciona comentarios de apoyo que resumen los síntomas más importantes que cada problema presenta normalmente.

Figura 27. Extracto de la carta ilustrada de diagnóstico de vibración

**TABLA I - CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACION**

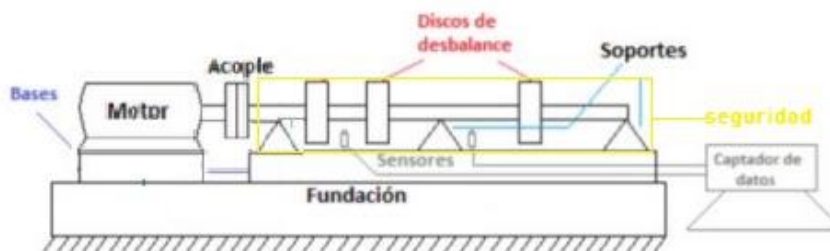
FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	RELACION DE FASE	OBSERVACIONES
<b>Desbalanceo</b> A. Desbalanceo Estático	1X RADIAL		El Desbalanceo Estático existe en fase y existe. La amplitud de la vibración aumenta por el cuadrado de la velocidad incrementada estando por debajo de la primera crítica del rotor. Un incremento de velocidad de 3X = una vibración a 9X. El rotor siempre estará presente y por lo general domina el espectro. Puede ser corregido colocando un solo peso de corrección de balance en un plano en el Centro de Gravedad del Rotor (CG). Una diferencia de fase aproximadamente de 90° debe existir entre las Horizontales ODBH, así como entre las Verticales ODBV. Usualmente también ocurre una diferencia de fase aproximadamente de 90° entre las lecturas de fase Horizontal y Vertical en cada rodamiento del rotor desbalanceado (a 30°).
B. Desbalanceo de Par de Fuerzas	1X RADIAL		Un Desbalanceo de Par de Fuerzas resulta en un desfase de 180° de movimiento en el mismo eje. Usualmente siempre está presente y normalmente domina el espectro. La amplitud varía por el cuadrado de la velocidad incrementada por debajo de la primera velocidad crítica del rotor. Puede causar una alta vibración axial así como radial. La corrección requiere la colocación de los pesos de balanceo en al menos 2 planos. Note que debe existir una diferencia aproximada de 180° entre las Horizontales ODBH así como entre las Verticales ODBV. También usualmente ocurre una diferencia aproximada de 90° entre las lecturas Horizontal y Vertical en cada rodamiento (a 30°).
C. Desbalanceo Dinámico	1X RADIAL		El Desbalanceo Dinámico es el tipo de desbalanceo que se consigue más comúnmente y es una combinación de Desbalanceo estático y de par de fuerzas. Usualmente domina el espectro y realmente necesita una corrección en 2 planos. Aquí la diferencia de fase Radial entre los rodamientos externos e internos puede estar en cualquier lugar del rango entre 0° y 180°. Sin embargo, la diferencia de fase Horizontal debe de coincidir usualmente con la diferencia de fase Vertical, cuando se comparan las mediciones de los rodamientos externos e internos (a 30°). Si el desbalanceo presenta una diferencia de fase de 90° resulta entre las lecturas Horizontal y Vertical de cada rodamiento (a 30°).
D. Desbalanceo de Rotor en Voladizo	1X AXIAL & RADIAL		El Desbalanceo de Rotor en Voladizo causa un alto VORPM en las direcciones Axial y Radial. Las lecturas Axiales también a estar en fase mientras que las lecturas de fase Radial pueden estar desfasadas. Sin embargo, las diferencias de fase Horizontal usualmente coinciden con las diferencias de fase Vertical en el rotor desbalanceado (a 30°). Los Rotores en Voladizo tienen desbalanceo Estático y de Par de Fuerzas, cada uno de los cuales requiere una corrección. Así, los pesos de corrección casi siempre tendrán que ser colocados en dos planos para corregirlos antes desbalanceo, el estático y el de par de fuerzas.
Rotor Excéntrico	1X FAN 1X MOTOR 1X RADIAL		La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación está fuera de la línea de centro gravitacional de una polea, engranaje, rodamiento, armadura del motor, etc. La vibración mayor ocurre a 1X RPM del componente excéntrico en una dirección a través de la línea que une el centro de ambos rotores. Comparativamente, las lecturas de fase Horizontal y Vertical usualmente difieren 90° a 180° (cada una de las cuales indica el movimiento en una línea recta). Si intentar balancear un rotor excéntrico resulta en reducir la vibración en una dirección radial pero incrementarla en la otra (dependiendo de la cantidad de excentricidad).
Eje Doblado	1X 2X AXIAL		Los problemas de Eje Doblado causan una alta vibración axial con una diferencia de fase axial tendiendo a 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante ocurre normalmente a 1X si está doblado cerca del centro del eje, pero ocurre a 2X si está doblado cerca del soporte. Para confirmar si forma en cuenta la orientación del transmisor para cada medición axial si usted voltea la dirección de la probeta. Use un indicador de dial para confirmar el doblado de eje.
Desalineación A. Desalineación Angular	1X 2X 3X AXIAL		La Desalineación Angular se caracteriza por una alta vibración axial. 180° fuera de fase a través del acople típicamente tendrá una vibración axial en 1X RPM y 2X RPM. Sin embargo no es usual que tanto 1X, 2X o 3X dominen. Estos últimos también pueden indicar problemas de acople. Una severa desalineación angular puede excitar modos armónicos de 1X RPM. A diferencia de la soltura mecánica de tipo C, estas múltiples armónicas no tienen típicamente un incremento de ruido en el piso del espectro.

Fuente: Análisis de vibración en maquinaria rotativa de Antezana Castro, J. (2013).



**5.1.2 Especificaciones del banco - Selección de elementos y/o componentes.** Se parte del planteamiento de que el banco puede reproducir distintos casos de desbalanceo. Los componentes del banco serán: 1 motor, soportes con rodamientos, 1 eje rotor, discos de desequilibrio, pernos y tuercas como masas de desequilibrio, 1 acople flexible, una bancada, el sistema de captación de datos, sistema de tratamiento de datos y el sistema de seguridad.

Figura 29. Proyección del montaje esperado del banco de balanceo



Fuente: CIC

La carga total máxima aproximada a mover por el motor sería la suma de las masas del acoplamiento, eje, discos, pernos y tuercas y sistemas de fijación de los discos, aproximadamente 3-4 kg.

**5.1.2.1 Motor.** Por tanto, el motor que llevará este banco no requiere de una gran potencia debido a que no existe una carga considerable, todos los elementos que el banco lleva montados y a los que el motor debe proveer de movimientos serán livianos y ejercerán muy poca carga por lo que el motor a montar debe tener una potencia baja y alcanzar altas velocidades (aproximadamente 2000 rpm)

El motor facilitado por la CIC será SIEMENS-trifásico, asíncrono, 4 polos que alcanza 1800 RPM- con una potencia de 0.37 kW -0.5 HP, grado de protección mecánico o de encerramiento IP-55. Diámetro eje 9/16 in.

Figura 30. Placa del motor SIEMENS disponible para el banco



Fuente: Autor

Según el modelo Motor SIEMENS 1LA7 070-4YA60- el catálogo de la marca establece el tipo y dimensiones de la chaveta - Paralela - Tipo A, extremos redondeados DIN6885, 5X5X 22 mm. Estas serán las medidas que determinarán el mecanizado del chavetero del acople.

Otro requerimiento son las características de tensión (voltaje) y frecuencia de la red eléctrica disponible, en este caso sería 220 V, 60 Hz. Por tanto, deberá realizarse la debida conexión del motor que según las características de la placa es la conexión estrella (Y) para que funcione a 220 V.

Figura 31. Característica de la fuente de alimentación



Fuente: Autor

**5.1.2.2 Variador.** El arranque es el periodo en el que el motor hace la transición desde su estado de reposo hasta su velocidad de régimen. Para la red, la mejor condición de arranque es aquella en que este tiempo de transición es el mínimo posible y la corriente consumida es la mínima posible. La alternativa de variador de velocidad (o variador de frecuencia) logra limitar la corriente de arranque a valores de hasta dos veces la corriente nominal, mientras se obtiene un par de arranque adecuado- suave. Además de que permite realizar control de velocidad preciso. La selección es un Variador de frecuencia Telemecanique Altivar 31 ATV1H037M2 (\*).

Tabla 1. Características técnicas del variador de frecuencia ALTIVAR 31

Variador de frecuencia Telemecanique Altivar 31 ATV1H037M2.		
Característica	Descripción	Imagen
Tensión de alimentación monofásica:	200...240 V, 50/60 Hz	
Motor trifásico:	200...240 V; 0.37 kW 0.5 HP	
Red (entrada)		
Corriente de línea máxima	en 200 V: 5,3	en 240 V: 4,4
Icc de línea estimada	1 kA	
Potencia aparente	1 kVA	

(\*) Para más información sobre las características técnica del variador remitirse a la guía de instalación ALTIVAR 31H.

Corriente de conexión máxima	10 A
Variador (salida)	
Corriente nominal In	3.3 A
Corriente transitoria máxima	5.0 A
Potencia disipada en carga nominal	41 W

Fuente: Autor

**5.1.2.3 Eje.** Basados en aspectos fundamentales como la velocidad de giro del eje= 1800 RPM, los elementos que debe soportar: Acople y discos y la potencia de 0,37 kW que debe transmitir el eje, la CIC mecanizo para el banco un eje de acero 1045 con las siguientes dimensiones: Diámetro exterior=5/8 in (16 mm) y L total eje=850 mm. Sin embargo, no se tiene información acerca de las condiciones a los cuales está sometido el eje y si es seguro operarlo. Por tanto, fue necesario desarrollar los cálculos de los esfuerzos y revisar el factor de seguridad. Adicionalmente esta información sirve de guía para determinar la velocidad crítica del banco y evaluar si el sistema es considerado como rígido o no.

#### 5.1.2.3.1 Cargas Eje

##### Cálculo peso eje

A continuación, se realizan los cálculos basados en las características del eje disponible.

Tabla 2. Características del eje banco de pruebas

Característica	Valor
Diámetro eje	$D_{eje} = 0,01587 [m]$
Longitud eje	$L_{eje} = 0,85 [m]$
Densidad acero eje	$\rho_{eje} = 7850 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$
Resistencia fluencia acero 1045	$Sy_{acero} = 413 [MPa]$
Módulo de elasticidad	$E_{acero} = 207 [GPa]$

Fuente: Autor

Área del eje

$$A_{eje} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{eje}^2$$

$$A_{eje} = 0,0001978 [m^2]$$

Para el cálculo de los pesos de los elementos, se toma como valor la gravedad  $g = 9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$ .

Peso del eje

$$W_{eje} = A_{eje} \cdot L_{eje} \cdot g \cdot \rho_{eje}$$

$$W_{eje} = 12,95 [N]$$

### Calculo peso acople

Considerando el tamaño eje se estima un acople de tamaño que según catálogos consultados tiene un promedio de masa igual a  $m_{acople} = 0,240 [kg]$ .

Peso del acople

$$W_{acople} = m_{acople} \cdot g$$

$$W_{acople} = 2,354 [N]$$

### Cálculo peso de los discos

Se tiene tres (3) discos de aluminio de igual dimensión.

Tabla 3. Características de los discos del banco de pruebas

Característica	Valor
Diámetro disco	$D_{disco} = 0,15 [m]$
Espesor disco	$e = 0,01 [m]$
Densidad aluminio disco	$\rho_{alum} = 2700 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$

Fuente: Autor

Área del disco

$$A_{disco} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{disco}^2 [m^2]$$

$$A_{disco} = 0,01767 [m^2]$$

Peso de cada disco

$$W_{disco} = A_{disco} \cdot e \cdot g \cdot \rho_{alum}$$

$$W_{disco1} = 4,681 [N]$$

$$W_{disco2} = 4,681 [N]$$

$$W_{disco3} = 4,681 [N]$$

### Cálculo cargas de desbalance- fuerzas centrifugas

Se coloca como valor pico de la masa experimental  $m_{desbalance} = 0,02 [kg]$ , de la relación de peso total del rotor (eje, sistemas fijación y discos) 4kg, entre el radio de corrección 6 cm, por un factor de 30 para equipos que trabajan entre 1200 y 3600 rpm. El valor máximo en frecuencia alcanzado por el banco (dado en el variador) es  $f = 30 [Hz]$ . Las distancias a las cuales se colocan las masas de prueba son:

$$rm_{d1} = 0,04993 [m]$$

$$rm_{d2} = 0,05993 [m]$$

$$rm_{d3} = 0,05993 [m]$$

Velocidad angular

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$$

$$\omega = 188,5 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

Fuerzas centrífugas para cada disco

$$F_{C_{disco1}} = m_{desbalance} \cdot \omega^2 \cdot r_{m_{d1}}$$

$$F_{C_{disco1}} = 35,48 [N]$$

$$F_{C_{disco2}} = m_{desbalance} \cdot \omega^2 \cdot r_{m_{d2}}$$

$$F_{C_{disco2}} = 42,59 [N]$$

$$F_{C_{disco3}} = m_{desbalance} \cdot \omega^2 \cdot r_{m_{d3}}$$

$$F_{C_{disco3}} = 42,59 [N]$$

Fuerza total que ejerce los discos

$$F_{D1} = W_{disco1} + F_{C_{disco1}}$$

$$F_{D1} = 40,16 [N]$$

$$F_{D2} = W_{disco2} + F_{C_{disco2}}$$

$$F_{D2} = 47,27 [N]$$

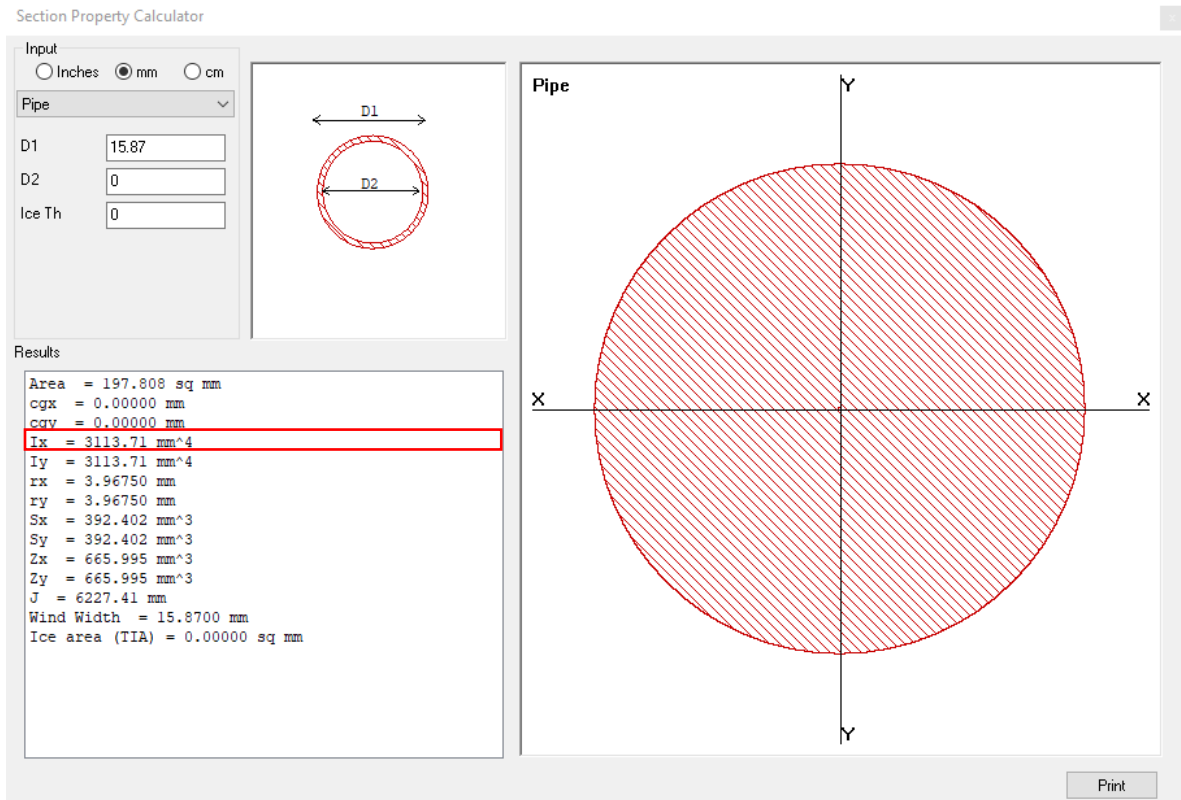
$$F_{D3} = W_{disco3} + F_{C_{disco3}}$$

$$F_{D3} = 47,27 [N]$$

#### 5.1.2.3.2 *Calculo Inercia*

Se hará uso del programa DSNWinbeam para el cálculo de la inercia, es necesario de definir el tipo de sección y el valor del diámetro tal como se visualiza en la Figura 32.

Figura 32. Cálculo de la inercia para el eje macizo del banco



Fuente: DSNWinbeam

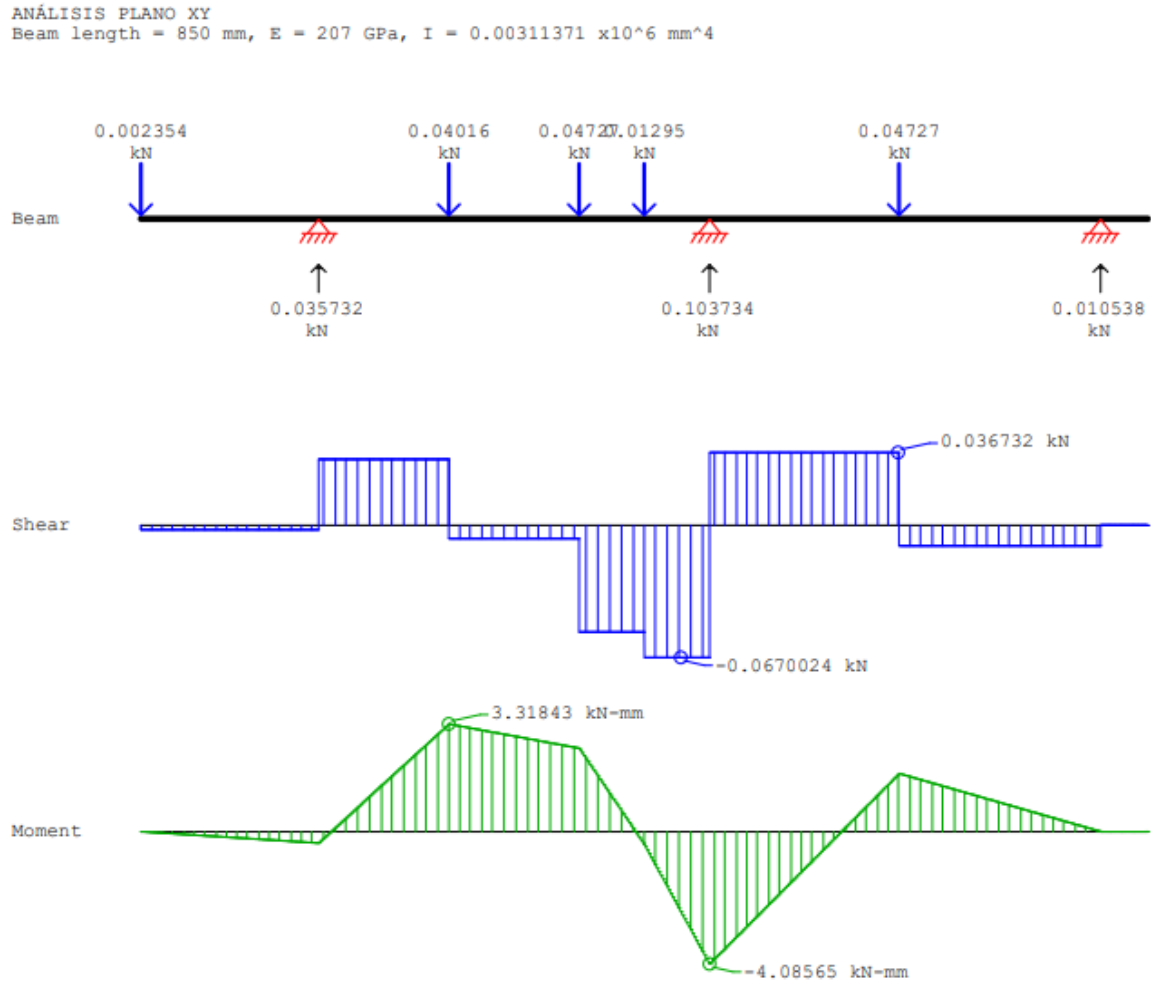
El valor obtenido es:

$$I = 3114 [mm^4]$$

### 5.1.2.3.3 Sección crítica

Los cálculos para encontrar los valores de cortante y momento para cada plano son desarrollados en programa DSNWinbeam considerando que cada carga actúa de manera puntual tal como se muestra en la Figura 33 y 34.

Figura 33. Diagrama de estático, cortantes y momentos planos de análisis XY



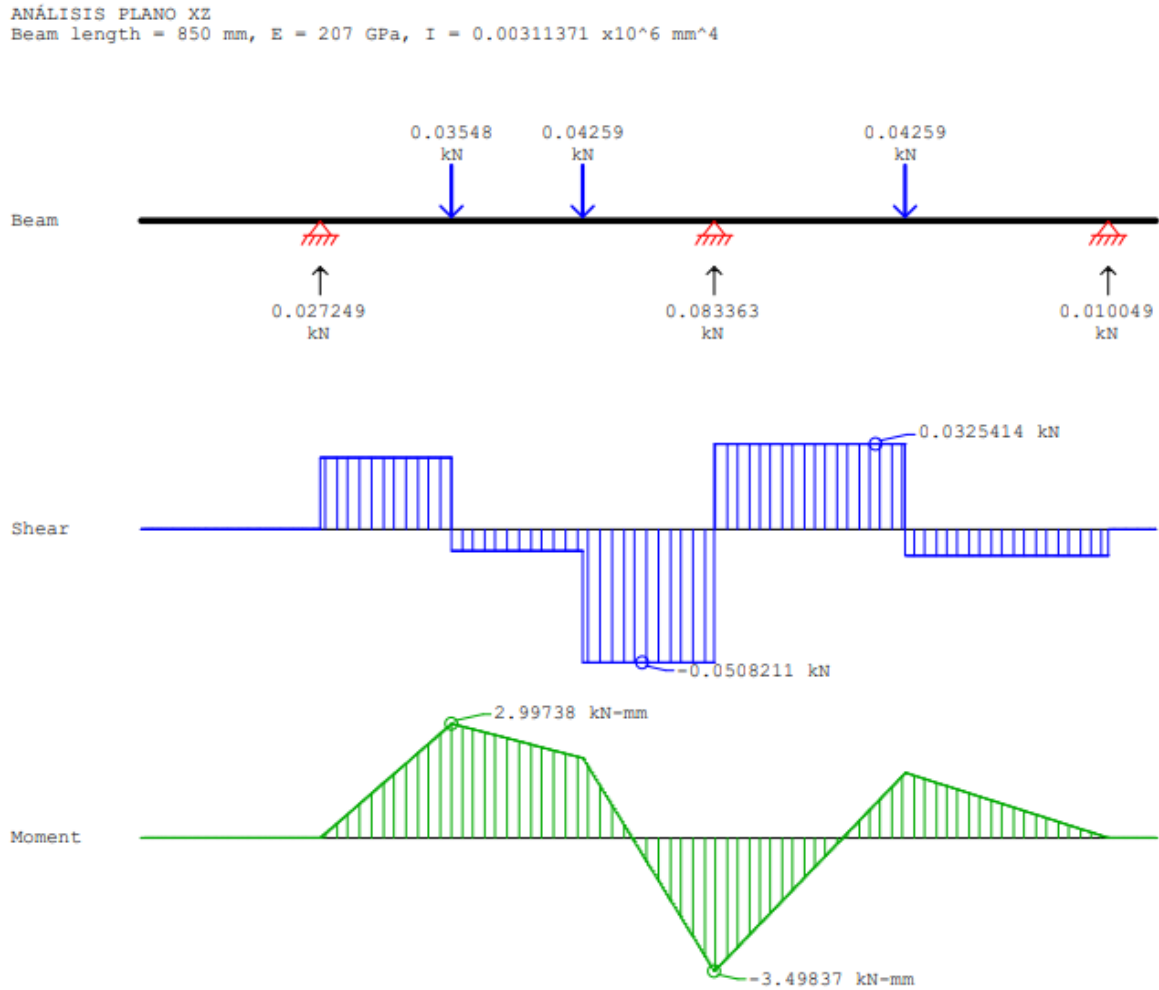
Fuente: DSNWinbeam

Se identifican los valores de cortante y momento máximo en el plano XY

$$V_{max_{xy}} = 36,73 [N]$$

$$M_{max_{xy}} = 3,318 [Nm]$$

Figura 34. Diagrama de estático, cortantes y momentos planos de análisis XZ



Fuente: DSNWinbeam

Se identifican los valores de cortante y momento máximo en el plano XZ

$$V_{max_{xz}} = 32,54 [N]$$

$$M_{max_{xz}} = 2,997 [Nm]$$

### Cortante Máximo total

$$V_{max} = \sqrt{V_{max_{xy}}^2 + V_{max_{xz}}^2}$$

$$V_{max} = 49,07 [N]$$

### Momento máximo total

$$M_{max} = \sqrt{M_{max_{xy}}^2 + M_{max_{xz}}^2}$$

$$M_{max} = 4,471 [Nm]$$

#### 5.1.2.3.4 *Torques del Sistema*

Despreciando cualquier condición de fricción, el torque máximo es producido cuando las RPM son mínimas. La rotación mínima esperada banco de pruebas es  $N_{min_{motor}} = 200 [RPM]$  a los cuales se empiezan a tomar las mediciones.

$$T_{max} = \frac{9550 \cdot Pot_{motor}}{N_{min_{motor}}}$$

$$T_{max} = 17,67 Nm$$

#### 5.1.2.3.5 *Esfuerzos Principales*

##### Esfuerzo normal

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_{max}}{\pi \cdot D_{eje}^3}$$

$$\sigma_x = 11,39 [MPa]$$

##### Esfuerzo cortante

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \cdot D_{eje}^3} + \frac{2 \cdot V_{max}}{A_{eje}}$$

$$\tau_{xy} = 23,01 [MPa]$$

$$\sigma_{12} = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left[\frac{\sigma_x}{2}\right]^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{12} = 294 [MPa]$$

#### 5.1.2.3.6 Factor de Seguridad

$$FDS = \frac{S_{y\text{acero}}}{\sigma_{12}}$$

$$FDS = 1.405$$

En este caso, la estructura puede soportar 1.405 veces mayor carga de la aplicada. Así se considera que el diseño es seguro y se trabaja con el eje disponible de la CIC.

**5.1.2.4 Acople.** El acoplamiento flexible, aunque no transmite tanto par nominal como en el caso del acoplamiento rígido, puede absorber golpes y vibraciones (de interés para el banco de balanceo).

La selección del acople debe basarse principalmente en las dimensiones de los ejes (motriz y conducido), la potencia motora, la velocidad eje, y el pico de par máximo. El eje motriz definido por el motor es igual 9/16 in, el eje conducido del banco tiene una dimensión de 5/8 in. La potencia motora tiene un valor de 0.37 KW y la velocidad mínima de los ejes acoplados será de 200 RPM (rotación mínima esperada banco). De cálculos previos el valor pico de par máximo es 17.67 Nm, la elección del acople está basado en estar por encima de T<sub>max</sub>. Adicionalmente de la operación del banco se espera desalineación (axial, angular, paralela y torsional) ligera.

La revisión está basada en los catálogos de la empresa ELESA+GANter, ya que en ocasiones previas ha sido proveedor de la CIC.

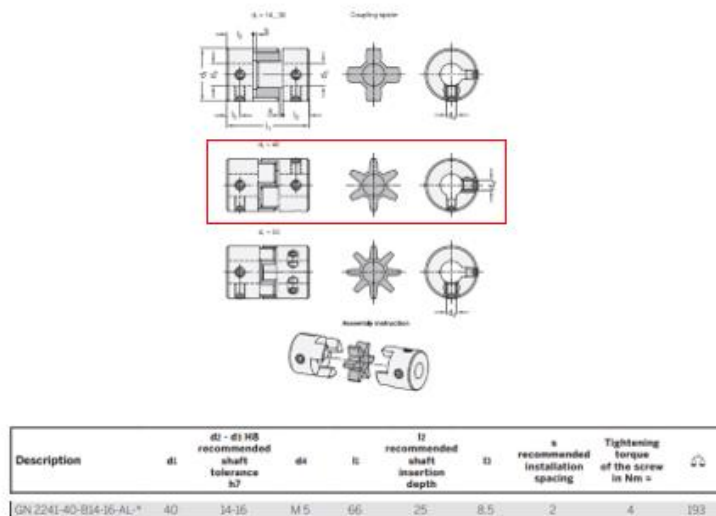
Figura 35. Lista de características operativas para diferentes acoples marca ELESA+GANTER

d1	Coupling spider	Shore hardness coupling spider	Rated torque in Nm	Max. torque in Nm	Max. speed (min <sup>-1</sup> )	Moment of inertia in kgm <sup>2</sup>	Static torsional stiffness in Nm/rad	Max. shaft misalignment		
								lateral in mm	axial in mm	angular in °
14	BS	80A	0.7	1.4	45.000	2.0 x 10 <sup>-7</sup>	8	0.15	0.6	1
14	WS	92A	1.2	2.4	45.000	2.0 x 10 <sup>-7</sup>	14	0.1	0.6	1
14	RS	98A	2	4	45.000	2.0 x 10 <sup>-7</sup>	22	0.1	0.6	1
20	BS	80A	1.8	3.6	31.000	1.1 x 10 <sup>-6</sup>	16	0.2	0.8	1
20	WS	92A	3	6	31.000	1.1 x 10 <sup>-6</sup>	29	0.15	0.8	1
20	RS	98A	5	10	31.000	1.1 x 10 <sup>-6</sup>	55	0.1	0.8	1
30	BS	80A	4	8	21.000	6.2 x 10 <sup>-6</sup>	46	0.2	1	1
30	WS	92A	7.5	15	21.000	6.2 x 10 <sup>-6</sup>	73	0.15	1	1
30	RS	98A	12.5	25	21.000	6.2 x 10 <sup>-6</sup>	130	0.1	1	1
40	BS	80A	4.9	9.8	15.000	3.7 x 10 <sup>-5</sup>	380	0.15	1.2	1
40	WS	92A	10	20	15.000	3.7 x 10 <sup>-5</sup>	570	0.1	1.2	1
40	RS	98A	17	34	15.000	3.7 x 10 <sup>-5</sup>	1200	0.1	1.2	1
55	BS	80A	17	34	11.000	1.6 x 10 <sup>-4</sup>	1400	0.2	1.4	1
55	WS	92A	35	70	11.000	1.6 x 10 <sup>-4</sup>	1600	0.15	1.4	1
55	RS	98A	60	120	11.000	1.6 x 10 <sup>-4</sup>	2600	0.1	1.4	1

Fuente: Data Sheet ELESA+GANTER

El acople seleccionado es acoplamiento de mordaza de elastómero Aluminio GN 2241-40-WS con Max Torque 20Nm. Con el tipo de acople se define las demás especificaciones de acuerdo con la aplicación.

Figura 36. Características geométricas del acople elegido



Fuente: ELESA+GANTER


Adicionalmente se debe mecanizar el chavetero en el lado de acople con el motor- 9/16 in con dimensiones definidas 5X2.5X25 mm.

**5.1.2.5** Chumaceras- cojinetes. La CIC cuenta con varios tipos de chumaceras que se ajustan a las dimensiones del eje. Sin embargo, es necesario confirmar si soportan la carga ejercida por el banco. Adicionalmente por ser el más común se selecciona el código UC: Mecanismo de bloqueo con tornillos y dado la proyección del banco la chumacera deberá ser de piso (P: Soportes tipo puente). A partir del catálogo de chumacera de Timken

- Selección de acuerdo con las características de la aplicación

Figura 37. Lista de características operativas para diferentes chumaceras marca Timken

**TABLA 1. LISTA DE MODELOS**

Modelo	Superficie del diámetro interior del rodamiento (Fijación del eje)	Modelo Código	Diámetro del eje				Número de página de la tabla de dimensiones
			>Min.		>Min.		
			in	Max.	mm	Max.	
	con bloqueo por tornillos prisioneros	UC	½	4	12	140	30, 76
	con collarín de bloqueo excéntrico	UEL	½	3	12	75	48
	con diámetro interior cónico (manguito de fijación <sup>(1)</sup> )	UK	¾	3	20	80	64
	con bloqueo por tornillos prisioneros	UCP	½	4	12	140	16, 68
	con collarín de bloqueo excéntrico	UELP	½	3	12	75	34
	con diámetro interior cónico (manguito de fijación <sup>(1)</sup> )	UKP	¾	3	20	80	52
	con bloqueo por tornillos prisioneros	UCF	½	4	12	140	22, 70
	con collarín de bloqueo excéntrico	UELF	½	3	12	75	40
	con diámetro interior cónico (manguito de fijación <sup>(1)</sup> )	UKF	¾	3	20	80	56
	con bloqueo por tornillos prisioneros	UCFL	½	4	12	130	24, 72
	con collarín de bloqueo excéntrico	UEFL	½	3	12	75	42
	con diámetro interior cónico (manguito de fijación <sup>(1)</sup> )	UKFL	¾	3	20	80	58
	con bloqueo por tornillos prisioneros	UCT	½	4	12	140	28, 74
	con collarín de bloqueo excéntrico	UELT	½	3	12	75	46
	con diámetro interior cónico (manguito de fijación <sup>(1)</sup> )	UKT	¾	3	20	75	72
	con bloqueo por tornillos prisioneros	UCFC	½	3 ½	12	90	26
	con collarín de bloqueo excéntrico	UEFC	½	3	12	75	44
	con diámetro interior cónico (manguito de fijación <sup>(1)</sup> )	UKFC	¾	3	20	80	60
	con bloqueo por tornillos prisioneros	UCPA	½	2	12	50	18
	con collarín de bloqueo excéntrico	UELPA	½	2	12	50	36
	con diámetro interior cónico (manguito de fijación <sup>(1)</sup> )	UKPA	½	1 ⅞	25	45	54
	Unidad con base roscada serie Y	UCPW			25	40	20
	con collarín de bloqueo excéntrico	UELPW			25	40	38

<sup>(1)</sup> Nota: Debe solicitar el manguito de fijación del tamaño deseado por separado.

Fuente: Timken

- Selección de acuerdo con las características de dimensionales del eje
- Figura 38. Lista de las características dimensionales de la chumacera elegida

Eje Diá. d	Designación del soporte	Referencia del rodamiento	Índices de carga básicos		Dimensiones											Tamaño del perno	Peso	
			Dinámico $C_r$	Estático $C_{0r}$	H	L	$L_1$	A	$H_1$	J	$H_2$	S	B	N	$N_1$			
mm	in		kN lb	kN lb	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	mm in	kg lbs
12	UCP201	UC201																
	½ UCP201-8	UC201-8																
15	UCP202	UC202	12,8 2878	6,7 1495	30,2 1 ¼	127 5	36 1 ½	38 1 ½	16 ¾	95 3 ¾	60 2 ¾	12,7 0,500	31,0 1,220	13 ½	18 ¾	M10	0,6 1,3	
	¾ UCP202-10	UC202-10																
17	UCP203	UC203																
	¾ UCP204-12	UC204-12	12,8 2878	6,7 1495	33,3 1 ¼	127 5	36 1 ½	38 1 ½	16 ¾	95 3 ¾	65 2 ¾	12,7 0,500	31,0 1,220	13 ½	18 ¾	M10	0,7 1,5	
20	UCP204	UC204																
	¾ UCP205-14	UC205-14																
	15/16 UCP205-15	UC205-15	14,0 3147	7,9 1765	36,5 1 ¼	140 5 ½	38 1 ½	38 1 ½	16 ¾	105 4 ¼	70 2 ¾	14,3 0,563	34,1 1,343	13 ½	18 ¾	M10	0,8 1,8	
25	UCP205	UC205																
	1 UCP205-16	UC205-16																

Fuente: Timken

Se obtiene unos índices de carga básicos Dinámico  $C_r = 12800 [N]$  y Estático  $C_{0r} = 6700 [N]$ .

A continuación, se realiza el cálculo de los índices de carga para el banco con el objetivo de compararlos con los obtenidos del catálogo. A partir de los cálculos en el eje de las Figura 33 y 34, se identifican los valores de las reacciones tanto en el plano XY como XZ

Tabla 4. Resultados de las reacciones en el plano XY

Plano XY	
Ubicación [mm]	Reacción [kN]
150	0.035732
480	0.103734
810	0.010538

Fuente: Autor

Tabla 5. Resultados de las reacciones en el plano XZ

Plano XZ	
Ubicación [mm]	Reacción [kN]
150	0.027249
480	0.083363
810	0.010049

Fuente: Autor

De las Tablas 4 y 5, se identifica que el apoyo B a 480 mm soporta las mayores fuerzas radiales  $B_y = 103.737 [N]$  y  $83.363 [N]$ , la F resultante es igual  $B = 133.082 [N]$ , por tanto, la chumacera a escoger debe soportar una carga mayor a la calculada y cumplir con el requerimiento de diámetro de eje 5/8 in. En relación carga estática el valor calculado es  $133.082 [N]$  que está muy por debajo  $C_{0r} = 6700 [N]$ , por tanto, no se presentarían fallas por carga estática.

Para la carga dinámica

$$C_r = Pr \cdot \frac{f_h}{f_n}$$

Carga dinámica equivalente

$$Pr = B \cdot \text{factor}$$

Donde factor según el catálogo para rodamiento de bolas es igual a 1

$$Pr = 133.082 [N]$$

Factor de vida

$$f_h = \left[ \frac{L_{10h}}{500} \right]^{(1/3)}$$

Donde:

$L_{10h}$  es la vida nominal básica en horas.

De la Figura 39, de acuerdo con la aplicación y considerando el valor máximo de vida, se selecciona  $L_{10h}=8000$  [horas]

Figura 39. Designación vida nominal básica en horas para distintas aplicaciones

Clasificación del servicio	Aplicación de la maquinaria	Duración $L_n$
Maquinaria utilizada ocasionalmente	Mecanismos de las puertas, Cierre de garaje	500
Equipos utilizados en períodos cortos o intermitentes con interrupciones permitidas	Electrodomésticos, Herramientas eléctricas manuales, Maquinaria agrícola, Teclados en tiendas	4 000 ~ 8 000
Intermitente pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo auxiliar de centrales eléctricas, Elevadores, Bandas transportadoras, Puentes grúa	8 000 ~ 14 000
Maquinaria utilizada 8 horas al día, pero no siempre a su máxima capacidad	Ejes de vagones minas, Unidades de la caja de engranaje importantes	14 000 ~ 20 000
Maquinaria utilizada 8 horas a máxima capacidad	Sopladores, Máquinas de uso general en talleres, Grúas de operación continua	20 000 ~ 30 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua	Compresores, Bombas	50 000 ~ 60 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua con máxima seguridad	Equipos de Centrales eléctricas, Suministro de agua en áreas urbanas, Ventiladores en minas	100 000 ~ 200 000

Fuente: Timken

$$f_h = 2.52$$

Factor de velocidad

$$f_n = \left[ \frac{33,3}{N_{\max}} \right]^{(1/3)}$$

$$f_n = 0.26$$

Por tanto,

$$C_r = 1289.88 [N]$$

Como  $1289.88 [N] < 12800 [N]$  tampoco se presentarían fallas producidas por cargas dinámicas.

Finalmente, la chumacera para montar será UCP202-10.

**5.1.2.6 Discos.** Los discos de desequilibrado deben ser livianos y de dimensiones que cumplan la condición definida para rotores rígidos, de relación L/D. La CIC cuenta con tres discos con las especificaciones definidas en la Tabla 3. Cuenta con un sistema de fijación eje-cubo) y con perforaciones roscadas de manera radial y simétrica, lo que permite acoplar de manera más seguras las masas de prueba: tornillos, tuercas, arandelas, etc. Para el disco 1, se tiene 12 perforaciones cada 30°, el disco 2, 6 perforaciones cada 60° y el disco 3, una perforación circunferencial 360°. La masa de cada disco es de 0.48 kg.

**5.1.2.7 Masas de prueba de corrección.** Como se mencionó antes el pico de la masa experimental  $m_{desbalance} = 0,02 [kg] = 20 [g]$ , es necesario seleccionar los pernos que se adapten dimensionalmente a las perforaciones de los discos y que permita alcanzar la masa límite de desbalance.

A continuación, se muestra el conjunto de elementos destinado a ser las masas de prueba y de corrección.

Tabla 6. Caracterización de las masas de pruebas y de corrección utilizadas en el banco de pruebas

Pieza	Característica		Masa (gr)	Cantidad
	Descripción	Foto		
Tornillo	Tornillo Hexagonal- Cincado 8.8 M6X30		7.53	5
Arandela pequeña	Arandela Plana, 1/4 in - estrecha		2.60	12
Arandela Mediana	Arandela Plana, 1/4 in- tipo A		3.94	4
Arandela grande	Arandela Plana, 5/16 in		7.05	5
Guasa	Arandela Grower		1.69	3
Tuerca común	Tuerca Hexagonal M6		4.61	4
Tuerca ajuste	Tuerca brida hexagonal M6		2.86	5

Fuente: Autor

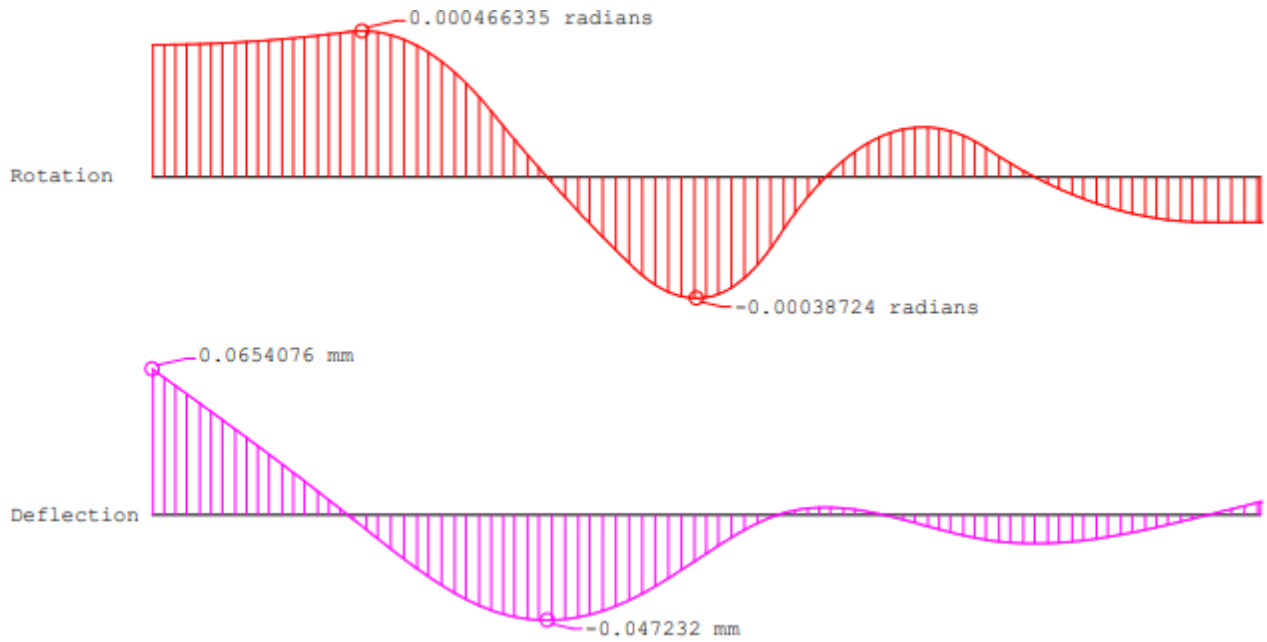
**5.1.2.8 Bancada.** La idea de la bancada fue prevista bajo los siguientes aspectos:

1. La capacidad de carga, debe soportar el peso de los rotores y cualquier accesorio o herramienta adicional que se utilice durante el proceso. La masa del sistema rotor y las protecciones no superaría los 30 Kg, sin tener en cuenta la dinámica. 2. Tipo de montaje de la instalación, relacionado con los tipos de sujeción- tipo perno, previene movimientos no deseados durante el balanceo. 3. Movilidad de los componentes, basado en un sistema modular – para simular distintos casos de desbalanceo- quitando y poniendo elementos, 4. Sistema de reducción o absorción de vibraciones. 5. Facilidad de implementación y precio, hay una experiencia previa con el manejo de perfiles estructurales. Así, la CIC cuenta con una bancada conformada por 12 perfiles estructurales I de 76 x 51 x 1500 mm, 3 canales C con dimensiones D 76.2 x B 38.1 x L 1000 mm, de ACERO ASTM36. Su unión es mediante soldadura. Adicionalmente cuenta con 4 Soportes Anti vibratorios Caucho-Metal del fabricante AMC MECANOCAUCHO que aísla el sistema de vibraciones externas y está acoplado por tornillo prisionero. El conjunto en general tiene una altura de 216 mm.

**5.1.2.9 Seguridad.** El banco cuenta con una rejilla de seguridad abatible que sirve como resguardo de protección ante los elementos móviles del banco. Está constituido por una rejilla metálica Calibre 18 (1.21mm)- lo suficientemente fina para no dejar pasar ningún elemento – masa de prueba/corrección. El material Hierro- Acero COLD ROLLED y está apoyada sobre una estructura en arco. La movilidad es generada con el sistema de bisagras.

**5.1.3 Evaluación del sistema- rotor rígido- velocidad critica.** Para el cálculo de la primera velocidad critica se utiliza "Método Rayleigh" el cual considera solo las deformaciones bajo carga gravitatoria. Los valores son tomados a partir de los resultados desarrollados en el programa DSNWinbeam en el PLANO XY

Figura 40. Diagrama de rotación y deformación en el plano XY



Fuente: DSNWinbeam

A continuación, se muestran los resultados de los pesos y deformación para cada elemento del banco a partir de las gráficas de la Figura 33 y 40.

Tabla 7. Resultados de las fuerzas y deformaciones presentes en el plano XY

Elemento	Ubicación (mm)	Plano XY	
		Fuerza (N)	Deformación (mm)
Acople	0	2.354	0.0654076
Disco 1	260	40.160	0.0428050
Disco 2	370	47.270	0.0371350
Peso Eje	425	12.950	0.0173490
Disco 3	640	47.270	0.0112680

Fuente: Autor

Con los valores de deformación [mm] de la Tabla 7, se calcula la velocidad crítica del banco en RPM modificando la ecuación (6)

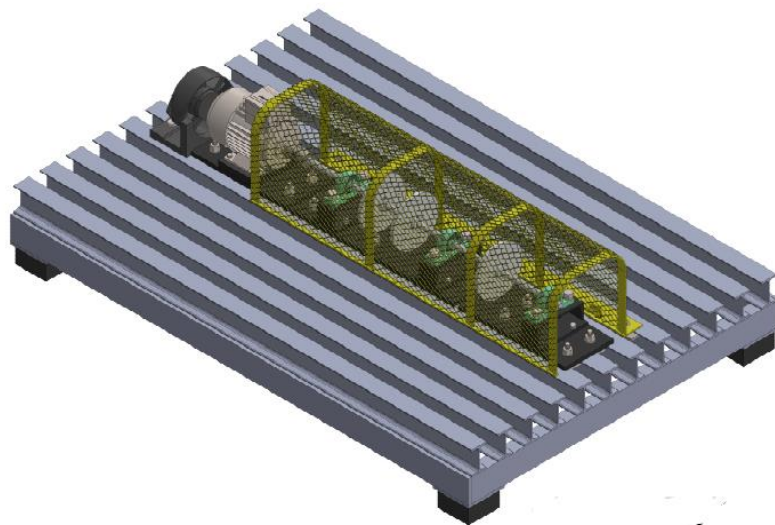
$$N_{críticaRayleigh} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g \sum_j m_j \delta_j}{\sum_j m_j \delta_j^2}} \quad [RPM] \quad (12)$$

$$N_{críticaRayleigh} = 4971 \quad [RPM]$$

El 80% de la velocidad crítica es 3976.8 RPM. En el banco los rotores giran a 1800 RPM, valor que está por debajo del 80% de la velocidad crítica, por tanto, el tipo de rotor en estudio es RÍGIDO.

**5.1.4 Modelamiento SolidWorks- Planos.** Una vez definido los principales elementos constitutivos del banco se procede a realizar un modelamiento en el programa de SOLIDWORKS- a fin de comprender mejor cómo se verá funcionará el banco de pruebas. Adicionalmente los planos sirven como documentación técnica para la CIC, a fin de conocer la información detallada sobre dimensiones, materiales y otros detalles necesarios para el montaje.

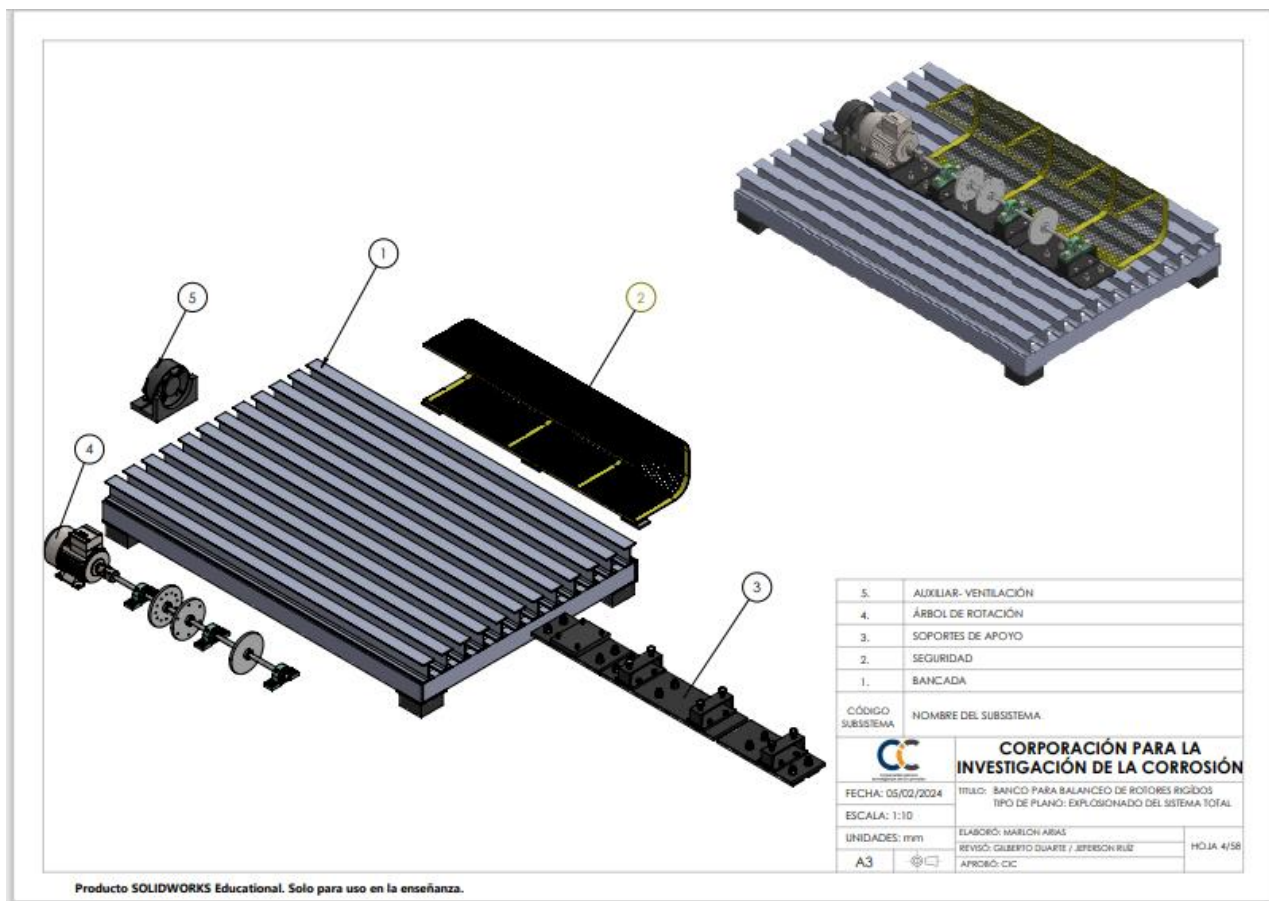
Figura 41. Modelo del banco de pruebas. Vista Isométrica- Ensamblaje General



Fuente: Autor

Los planos generados (\*) describen al banco en conjunto y por pieza. Fue necesario agrupar los elementos por subsistemas. Se establecen 5 subsistemas: 1. Bancada, 2. Seguridad, 3. Soportes de apoyo, 4. Árbol de rotación y 5. Auxiliar- ventilación.

Figura 42. Planos del banco de pruebas. Explosionado Ensamble General



Fuente: Autor

(\*) En el Anexo, se encuentran los planos del ensamble general, los subsistemas y las piezas

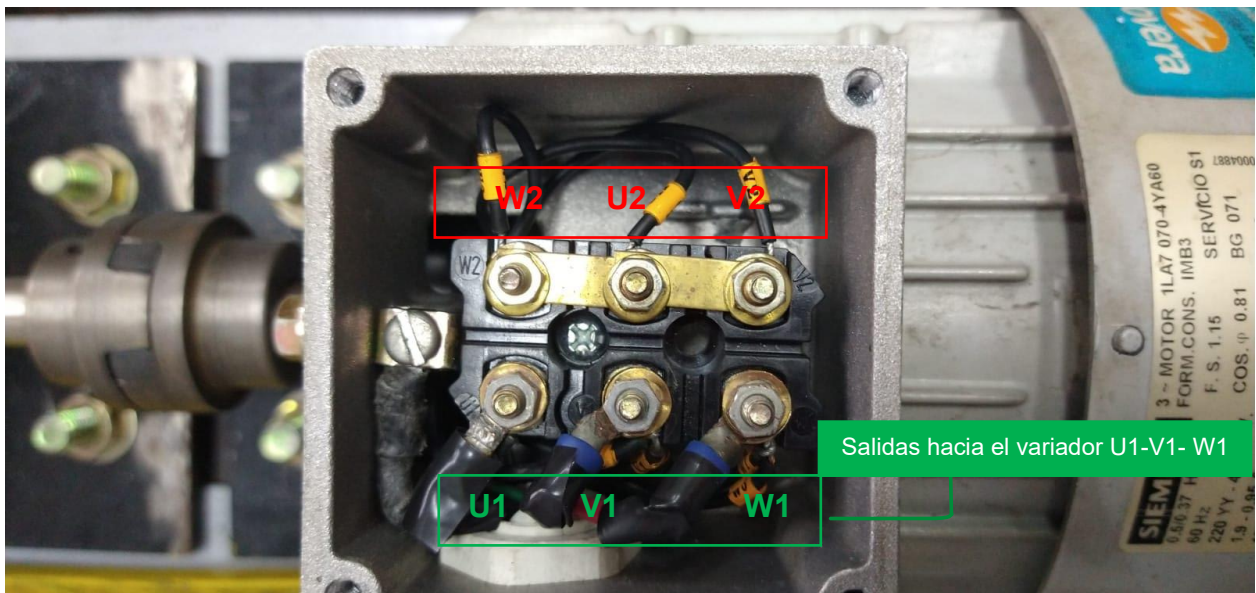
## 5.1.5 Montaje

**5.1.5.1 Conexión y configuración del motor- variador de frecuencia.** Una de las actividades esenciales para para la puesta en marcha es la conexión y configuración del motor- variador de frecuencia. A continuación, se presenta el proceso desarrollado y el resultado obtenido:

Para la conexión adecuada de los elementos es necesario tener a la mano la información técnica de la placa del motor -SIEMENS 1LA7 070-4YA60 – trifásico de la Figura 30 y la Tabla 1 del Variador de frecuencia Telemecanique Altivar 31 ATV1H037M2. Como se mencionó anteriormente la red de donde se tomará la alimentación es 220 VAC, por tanto, es necesario acoplar tanto variador como motor a este voltaje.

Para el motor la conexión desarrollada es en estrella (Y), tal y como lo especifica la placa para que funcione a 220 V

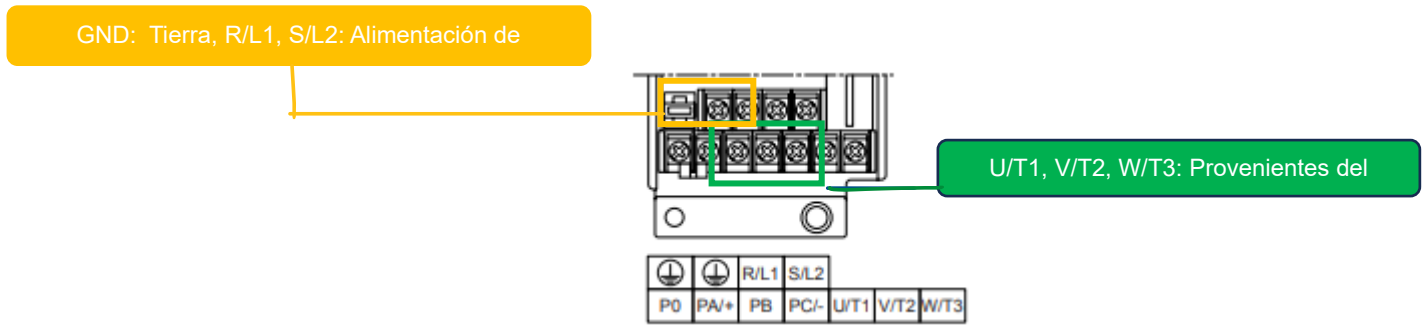
Figura 43. Conexión en estrella Motor SIEMENS



Fuente: Autor

Disposición de las bornas de potencia- para el modelo H037M2

Figura 44. Borneras de potencia Variador



Fuente: Manual de usuario Telemecanique Altivar 31

El puerto a tierra GND proveniente de la conexión al motor es enviado a la tierra física.

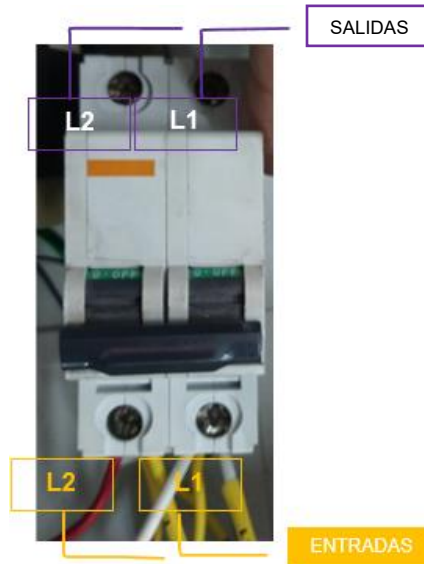
Figura 45. Conexiones tres fases y tierra



Fuente: Autor

Las conexiones L1 y L2 salidas del variador llegan al taco breaker (2 polos)

Figura 46. Puertos de conexión taco breaker

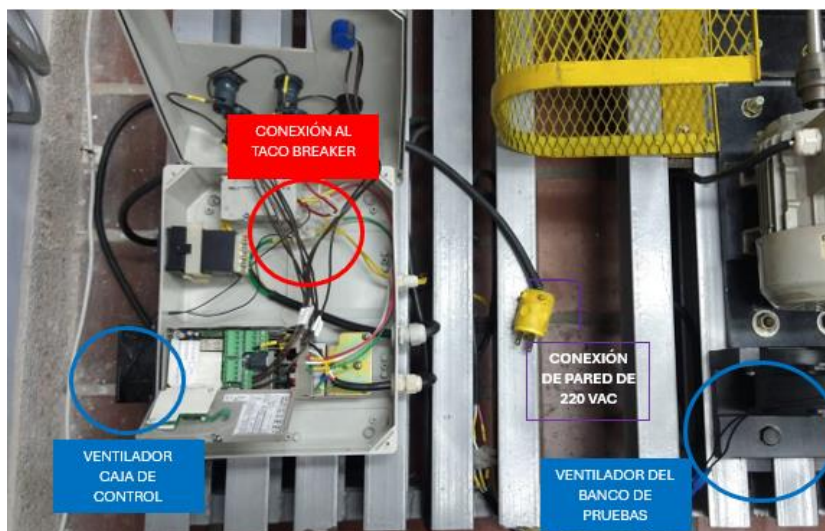


Fuente: Autor

Las salidas L1 y L2 finalmente van para a la conexión de pared de 220 VAC.

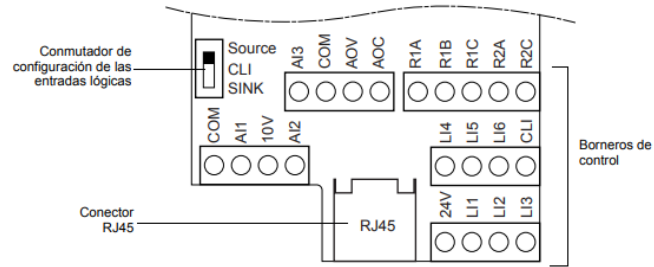
Adicionalmente se realiza la conexión de los dos ventiladores auxiliares (Coolers) de la caja de control y el banco de prueba, sus conexiones van en los pines L1 del taco breaker y el nodo común Tierra.

Figura 47. Conexión ventiladores auxiliares del banco



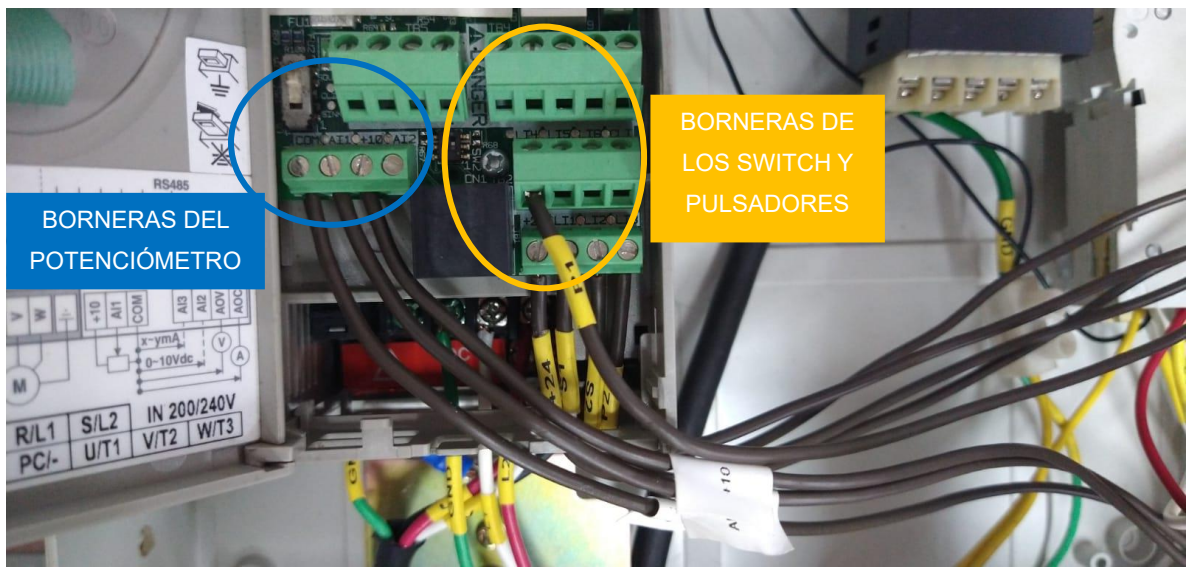
Fuente: Autor

Figura 48. Borneros de control



Fuente: Manual de usuario Telemecanique Altivar 31

Figura 49. Conexión de los borneros de control.



Fuente: Autor

Las Entradas lógicas COM, AI1 y 10V van al potenciómetro 50K +/- 5% que permite el control de la frecuencia de giro (mayor sensibilidad en el ajuste de RPM)

Figura 50. Potenciometro 50K +- 5%



Fuente: Autor

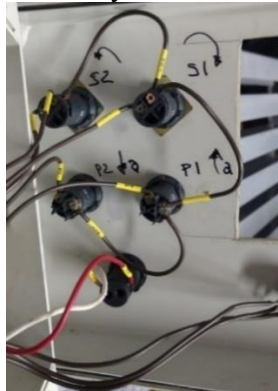
Los borneros de control están guiados hacia los switches de control de giro – HORARIO (S1) y ANTIHORARIO (S2) y los pulsadores para rampas de ACELERACIÓN (P1) y DESACELERACIÓN (P2)

Tabla 8. Asignación de funciones a los borneras de control

L14 P1			
+24	L11 S1	L12 S2	L13 P2

Fuente: Autor

Figura 51. Conexión de los Pulsadores y Switches. Definición de su operación.



Fuente: Autor

Para el botón indicativo encendido o apagado – los pines E1 y E2 son guiados al taco breaker en los puertos L1 y L2 respectivamente.

En relación con la configuración, primero se identifica el panel frontal del variador.

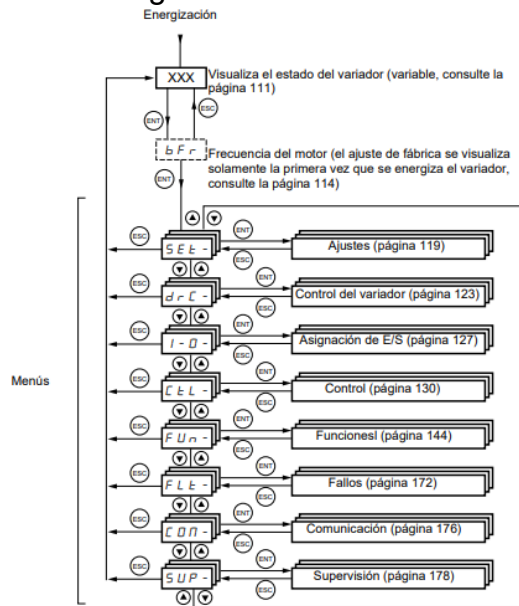
Figura 52. Reconocimiento del Display del variador.



Fuente: Autor

El manual-Guía ALTI31H ofrece la secuencia lógica a seguir para el acceso al menú

Figura 53. Secuencia para la configuración del variador



Fuente: Manual de usuario Telemecanique Altivar 31

Únicamente la primera vez que se pone en tensión el variador aparece de inmediato el parámetro bFr el cual se refiere a la frecuencia base del sistema eléctrico. Seleccionar 60 Hz, norma americana.

Tabla 9- Configuración del variador de acuerdo con las características del motor SIEMENS y la operación.

Menú	Submenú	Configuración para el motor SIEMENS
drC	UnS. Tensión nominal del motor en la placa [V]	220
	FrS. Frecuencia nominal del motor [Hz]	60
	nCr. Corriente nominal del motor [A]	1.9
	nSP. Velocidad nominal del motor [RPM]	1590
	COS. Factor de potencia:	0.81
SEt	ACC. Tiempo de la rampa de aceleración, para acelerar entre 0 y la frecuencia nominal FrS [s]	5
	dEC. Tiempo de la rampa de deceleración, para desacelerar desde la frecuencia nominal hasta 0 Hz [s]	5
	LSP. Mínima velocidad [Hz]	0
	HSP. Máxima velocidad, hasta un 20 % más de la nominal, dependiendo del parámetro tFr [Hz]	60


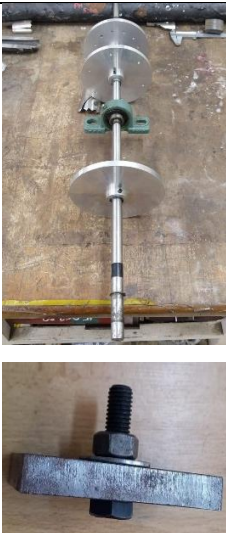


	ItH. Protección térmica del motor, por unidad de la corriente nominal:	1.1
entradas/salidas I-O	tCC. Control 2 hilos / 3 hilos:	3C
	tCt. Tipo de control 2 hilos	trn
	rrS. Marcha atrás por entrada lógica:	LI3
CtL	Fr1. Consigna de frecuencia 1- Entrada analógica, manejada por un potenciómetro.	A11
SUP	Frecuencia de salida aplicada al motor	rFr.

Fuente: elaboración propia

**5.1.5.2 Otras actividades.** Adicionalmente, se muestran otras de las tareas desarrolladas para el montaje del banco de pruebas.

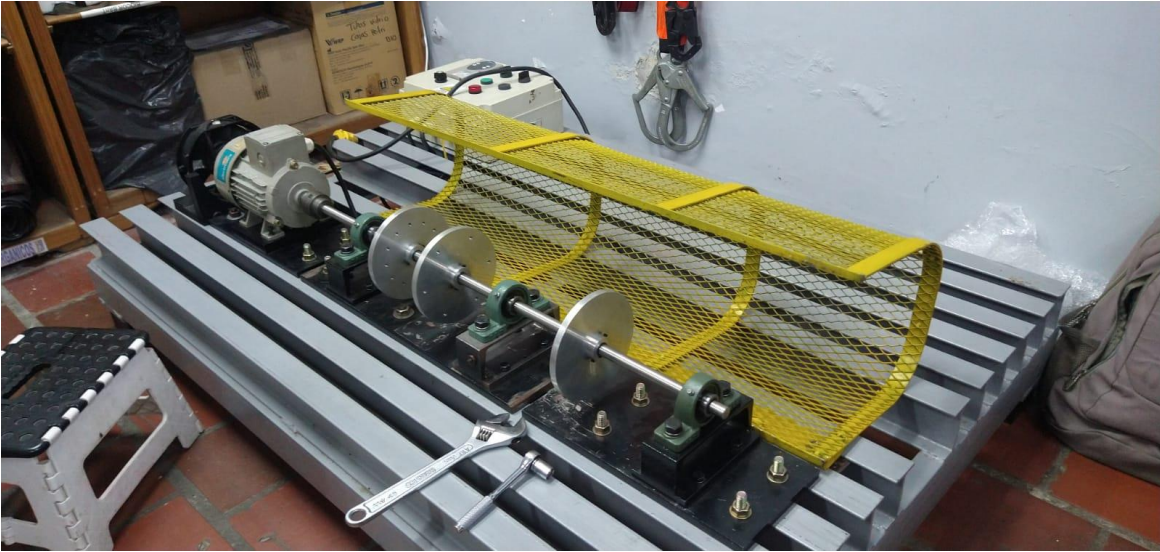
Tabla 10. Presentación de otras actividades realizadas para el montaje del banco

No.	Actividad	Evidencia
1.	Revisión del conjunto estator- rotor del motor.	
2.	Transporte y limpieza de la bancada	

3.	Caracterización de elementos	
4.	Sub- montajes	
5.	Compra/ Selección de elementos. Acople	
6.	Avance Montaje	

Fuente: Autor

Figura 54. Montaje final



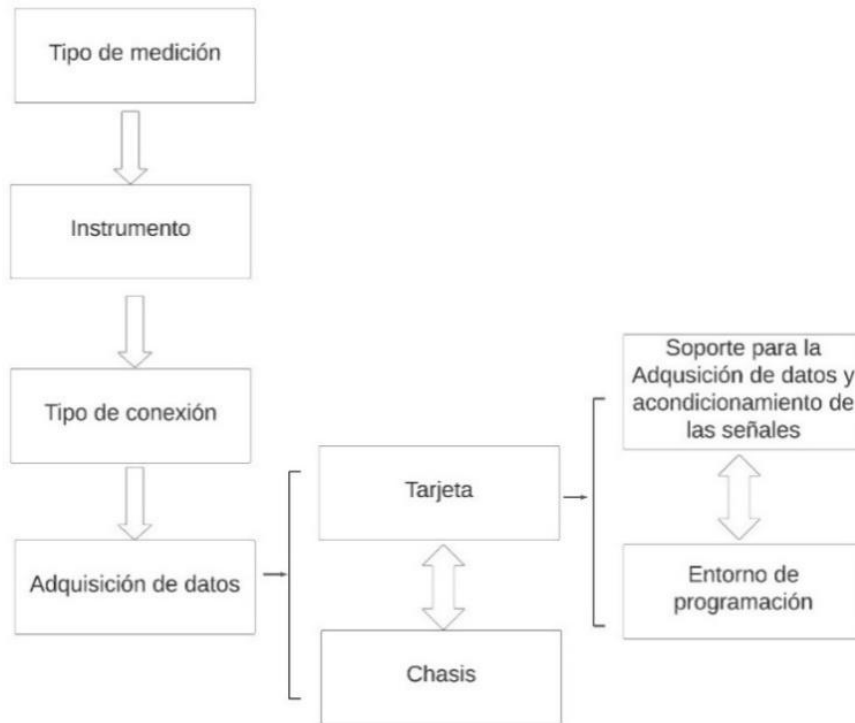
Fuente: Autor

## 5.2 CADENA DE MEDICIÓN

**5.2.1 Selección.** La corporación para la investigación de la corrosión – CIC, cuenta distintos modelos de tarjetas la National Instruments para la adquisición de datos, la instrumentación y el control. Uno de los procesos críticos para la puesta en marcha de la cadena de medición es la selección adecuada de los elementos, ya que la compatibilidad entre hardware y software se ve restringida a las versiones que cada año saca la empresa. A continuación, se plantea la secuencia lógica que se debe realizar para elegir correctamente los equipos, el software y herramientas como los módulos de adquisición de datos (DAQ).

### 5.2.1.1 Hardware:

Figura 55. Secuencia para la selección del Hardware de la cadena de medición.



Fuente: elaboración propia

Se define como tipo de medición la aceleración ya que proporciona una medida de las fuerzas dinámicas y las vibraciones. Estos datos suelen ser más constantes a través de diferentes frecuencias, lo que facilita la comparación y el análisis de datos en los equipos rotativos. Así mismo el instrumento con que se mide son los acelerómetros, que en comparación con otros sensores de vibración tienen mayor respuesta en frecuencia (por encima de los 1000 Hz), son compactos, lo que facilita su instalación y suelen ser más asequibles en el mercado. Para el proyecto se cuenta con dos acelerómetros IMI603C, de cizalla cerámica, ICP® accel, 100 mV/g, 0,5 a 10k Hz, salida superior y conexión de 2 pines. Este modelo es característico en aplicaciones industriales ya que tiene una estructura rígida de buena respuesta de frecuencia que proporciona mayor integridad mecánica.

Figura 56. Acelerómetro IMI603C



Fuente: Autor

El tipo de conexión esta dado por los dos pines de salida del acelerómetro y la entrada a la tarjeta. Se prefiere los conectores BNC por ofrecer características eléctricas más consistentes y mejor blindaje. Además de ofrecer Facilidad de Conexión y Desconexión. Por tanto, la tarjeta elegida de las disponibles es la NI9230 la cual puede medir señales desde sensores no IEPE como acelerómetros, tacómetros y sensores de proximidad. Adicionalmente cuenta con 3 canales de entrada analógica de medición simultánea, las cuales cumple con los requerimientos para la medición del banco, dos canales para la aceleración y uno para la generación pulso del sensor infrarrojo.

Figura 57. Tarjeta de adquisición de datos NI9230- Conexión BNC



Fuente: Autor

Como restricción la Tarjeta NI 9230 con salida BNC solo es compatible con las versiones CompactDAQ Chassis como se muestra a continuación

Figura 58. Lista de compatibilidades Tarjetas y Chasis Nationals Instruments

Device	CompactDAQ Chassis*	Legacy Chassis and Carriers		
		NI ENET/WLS-9163	NI USB-9162	NI cDAQ-9172
NI 9201	✓		✓	✓
NI 9203	✓			✓
NI 9205	✓	✓		✓
NI 9206	✓	✓		✓
NI 9207	✓			✓
NI 9208	✓			✓
NI 9209	✓			
NI 9211 <sup>†</sup>	✓	✓	✓	✓
NI 9212	✓			
NI 9213	✓	✓	✓	✓
NI 9214	✓			
NI 9215 <sup>†</sup>	✓	✓	✓	✓
NI 9216	✓			
NI 9217	✓			✓
NI 9218	✓			
NI 9219	✓	✓	✓	✓
NI 9220	✓			
NI 9221	✓		✓	✓
NI 9222	✓			
NI 9223	✓			
NI 9225	✓			✓
NI 9226	✓			
NI 9227	✓			✓
NI 9229	✓		✓	✓
NI 9230	✓			
NI 9232	✓			
NI 9233	✓		✓	✓
NI 9234	✓	✓	✓	✓

Fuente: Nationals Instruments

El chasis empleado es la versión CompactDAQ 9174 USB 4 ranuras. En general este chasis requiere de una alimentación externa entre 9-30 V y mandar a tierra su puerto de tornillo.

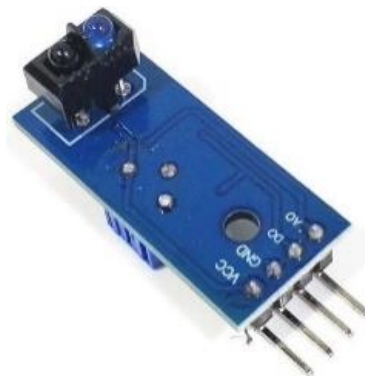
Figura 59. Chasis CompactDAQ 9174 USB 4 ranuras



Fuente: Autor

Adicionalmente se selecciona un sensor óptico reflexivo TCRT5000 constituido por un fototransistor detector de la luz reflejada cuando un objeto pasa enfrente del sensor. Este principio sirve de base para la medición de ángulo de fase absoluto. Cada que el sensor detecta la marcación de cinta reflectiva genera un pulso, que es repetitivo en el tiempo y que representa la referencia. Este es comparado con el valor pico de la onda de vibración en el tiempo para medir cuanto es el desfase.

Figura 60. Sensor óptico reflexivo TCRT5000



Fuente: Autor.

**5.2.1.2 Software.** Se ha empleado la versión de LabVIEW 2013, disponible en la Escuela de Ingeniería Mecánica- UIS. Según la Tabla de compatibilidad NI-DAQmx y LabVIEW publicada al 27 de noviembre de 2022, la Versión de LabVIEW 2013 es compatible con las versiones NI-DAQmx desde la 9.7.5 hasta la 16.1. Sin embargo, esta decisión está ligada al tipo de tarjeta elegida. NI 9230 BNC elegida previamente se lanzaron en 2016 y requieren una versión mínima de DAQmx 15.5. por tanto y cumpliendo con los requisitos de contabilidad se selecciona la NI-DAQmx Version 16.0.

Figura 61. Lista de compatibilidades DAQ y versiones de LabVIEW

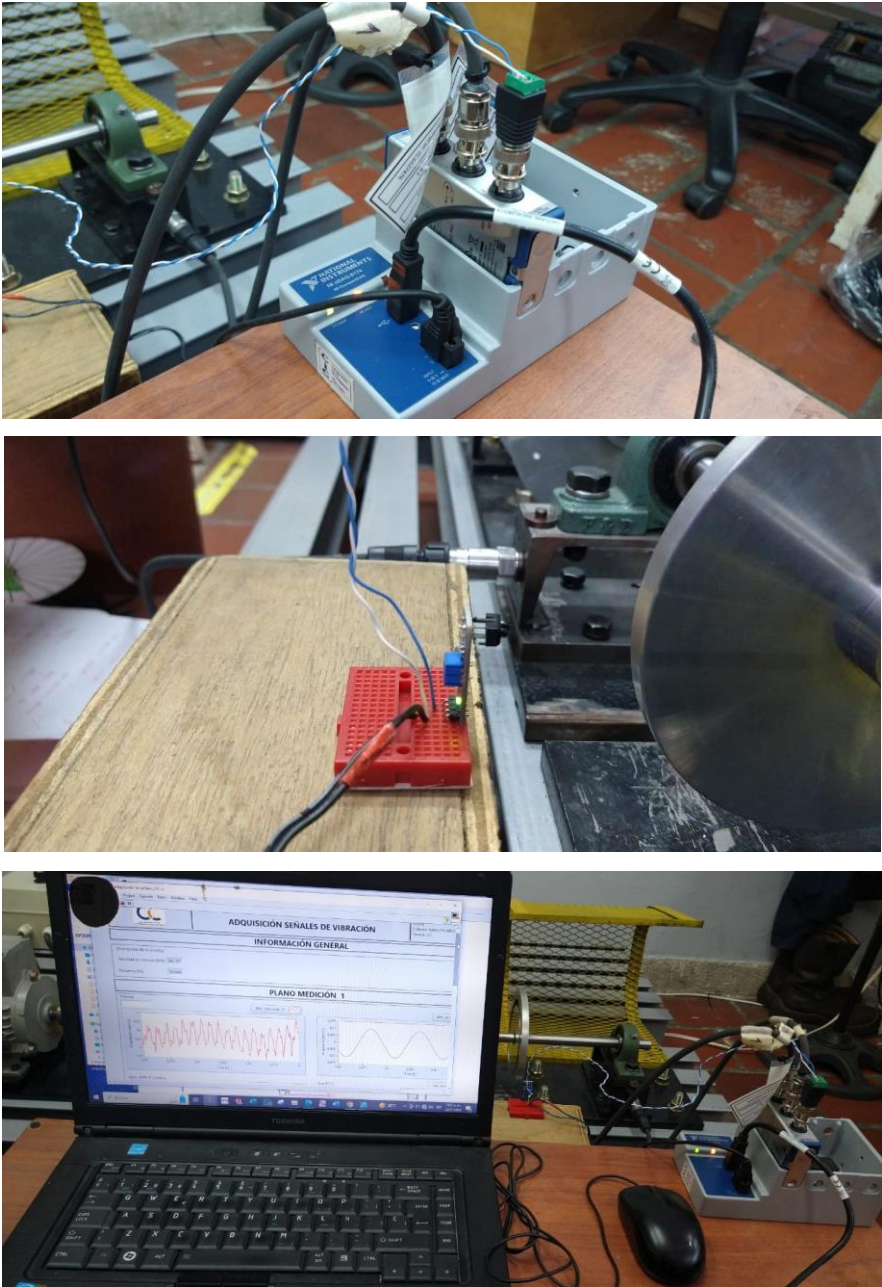
NI-DAQmx Version	2022 Q3	2021	2020	2019	2018	2017	2016	2015	2014	2013	2012	2011	2010	2009	8.6	8.5	8.2	8.0	7.1	7.0
17.0						■	■	■	■	■										
16.1							■	■	■	■										
16.0.1							■	■	■	■										
16.0							■	■	■	■										
15.5.1								■	■	■	■									
15.5								■	■	■	■									
15.1.1								■	■	■	■									
15.1								■	■	■	■									
15.0.1								■	■	■	■									
15.0								■	■	■	■									
14.5.1									■	■	■	■								
14.5									■	■	■	■								
14.2									■	■	■	■								
14.1									■	■	■	■								
14.0									■	■	■	■								
9.9										■	■	■	■							
9.8										■	■	■	■							
9.7.5										■	■	■	■							
9.7											■	■	■	■						

Fuente: Nationals Instruments

## 5.2.2 Implementación

**5.2.2.1 Hardware.** A continuación, se muestra Hardware implementado para la cadena de medición

Figura 62. Implementación cadena de medición- Hardware



Fuente: Autor

## 5.2.2.2 Software

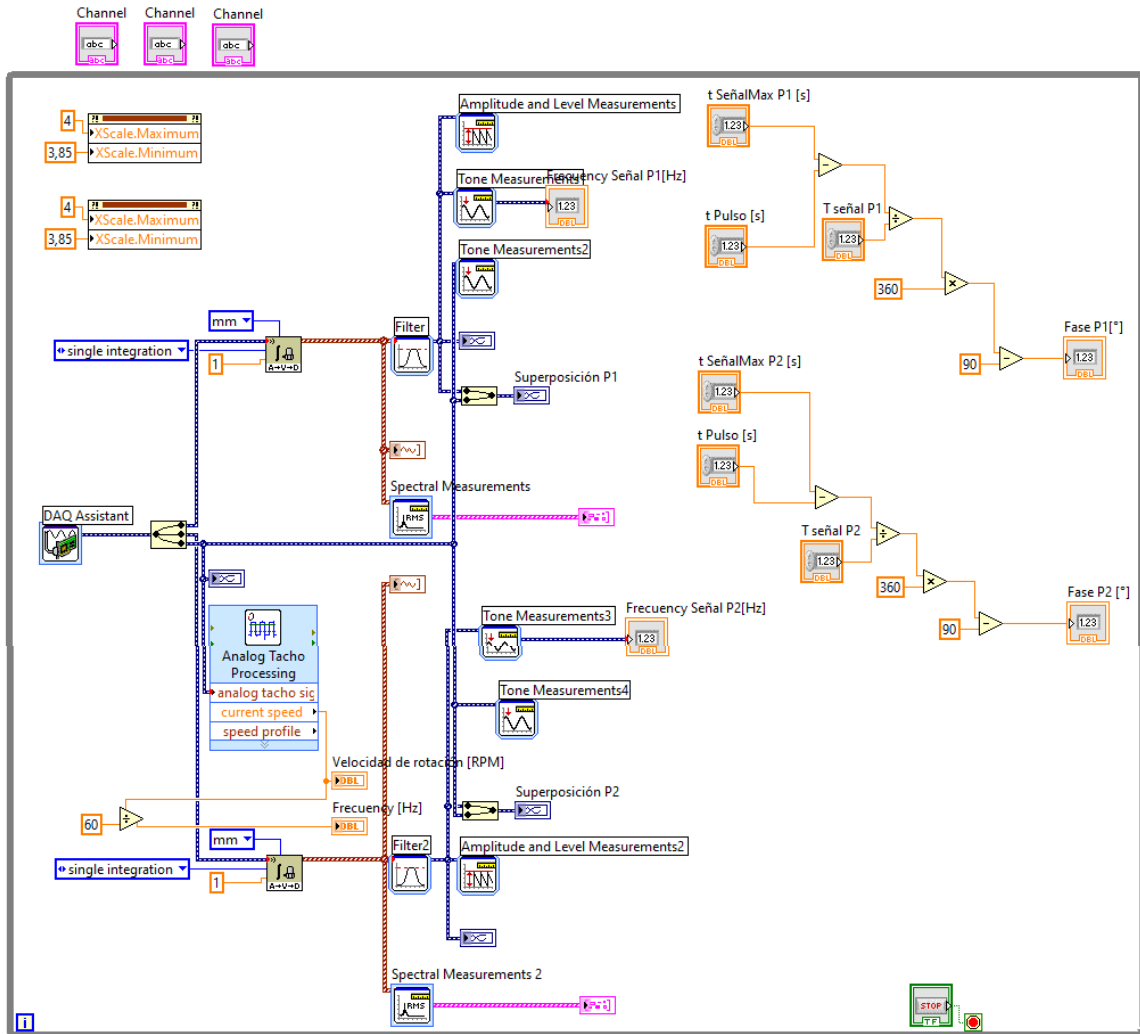
### 5.2.2.2.1 Diagrama de bloques

A continuación, se hace una descripción de la programación desarrollada en la Figura 63. Se inicia con el bloque DAQ Assistant el cual está configurado con tres canales, Canal 0: Aceleración, Canal 1: Aceleración y Canal 2: Voltaje. Para la aceleración se ajusta en unidades  $m/s^2$  y se coloca el valor de la sensibilidad del IMI603c, 100 mV/g. El número de muestras 8.192 K – para unas líneas de resolución de 3200 y una frecuencia de muestreo de 2.048 KHz para garantizar estar por encima 2.56 la frecuencia máxima esperada. En la NI9230 BNC cada canal también tiene filtros anti-aliasing integrados que ajustan automáticamente su velocidad de muestreo. El modo de adquisición será en continuo.

La señal recibida está en forma de aceleración, pero es interés para el balanceo llevarla a velocidad (orden frecuencias medias- entre 10 y 1000 Hz, en donde se esperaría ver el desbalance). La forma de hacerlo es mediante integración. El Toolkit Sound and Vibration ofrece este bloque. A la salida se obtiene la señal de velocidad en el tiempo. Pero es necesario aislar a un rango específico de frecuencias- a la primera frecuencia de sistema- la señal. Se utiliza un filtro pasa banda con límites 19.44 - 19.88 Hz. Para obtener el espectro de frecuencias se utiliza el bloque Spectral measurements.

Para la señal de voltaje del sensor óptico el bloque Analog Tacho Processing lo configura como un pulso/rev que transforma en valores de RPM y frecuencia [Hz]. El cálculo de fase absoluto se obtiene de la superposición de señal de vibración en velocidad y el tiempo entre pulsos mediante las relaciones desarrolladas en la parte superior izquierda. A la salida de cada bloque se toman los datos de interés y son marcados en un indicador numérico.

Figura 63. Programación de bloques para la adquisición de las señales de vibración



Fuente: Autor

#### 5.2.2.2.2 *Panel frontal*

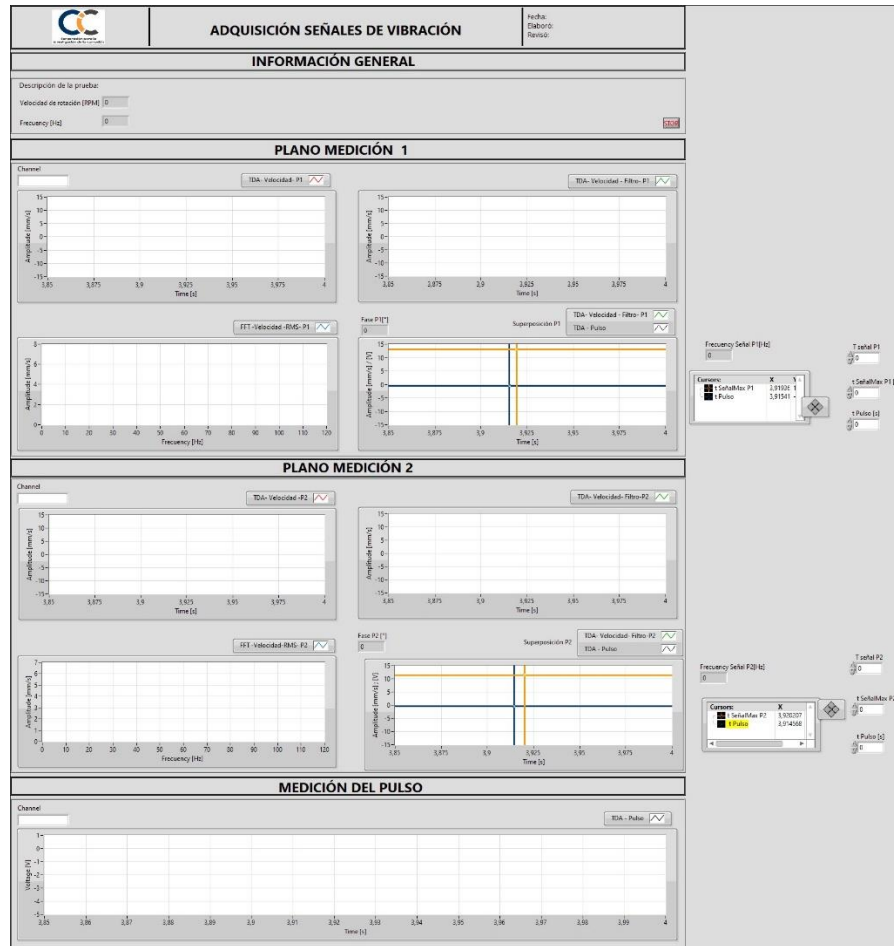
En la Figura 64. se presenta el diseño a manera de reporte de la adquisición de las señales de vibración del banco.

En la parte superior se organiza la presentación general que incluye logo de la CIC, fecha de realización de la prueba y seguimiento de quien elabora y revisa. Para la segunda fila se debe describir datos de la prueba, por ejemplo, que numero de prueba es (inicial, corrida 1, 2 o final), dirección de la medición, grado de calidad esperado, entre otros. En este mismo espacio el programa va mostrando la velocidad de rotación [RPM] y la frecuencia [HZ] derivada de la medición del Sensor Infrarrojo TCRT5000.

En las siguientes filas se presenta en forma gráfica las mediciones que registra el banco en tiempo real para los planos de medición 1 y 2. Además muestra los dos valores de interés para el cálculo de balanceo, Amplitud- RMS [mm/s] y Fase [°], junto con el número del canal de la tarjeta NI9230 empleado para adquirir los datos.

1. Se inicia con la gráfica de Amplitud [mm/s] Vs Tiempo [s] de la señal original tal como se adquiere.
2. La gráfica de Amplitud [mm/s] Vs Tiempo [s] filtrada permite ver la señal de interés.
3. La gráfica ahora en el dominio de la frecuencia permite ver Amplitud - RMS [mm/s] Vs Frecuencia [Hz]. Con el valor pico a su frecuencia, constituye el primer dato de entrada para definir y calcular el balanceo. Finalmente,
4. Presentan la forma en que se obtuvo la fase absoluta a través del uso de cursores para analizar la superposición de la gráfica de Amplitud [mm/s] Vs Tiempo [s] filtrada y la señal de pulso Voltaje [V] Vs Tiempo [s]. La fase absoluta es el insumo para el cálculo de la fase relativa que ayuda a terminar de definir el tipo de desbalance según la carta de diagnóstico de vibración. La fase absoluta en [°] es el segundo dato de entrada para balancear.

Figura 64. Panel frontal para el análisis de la señal de vibración



Fuente: Autor

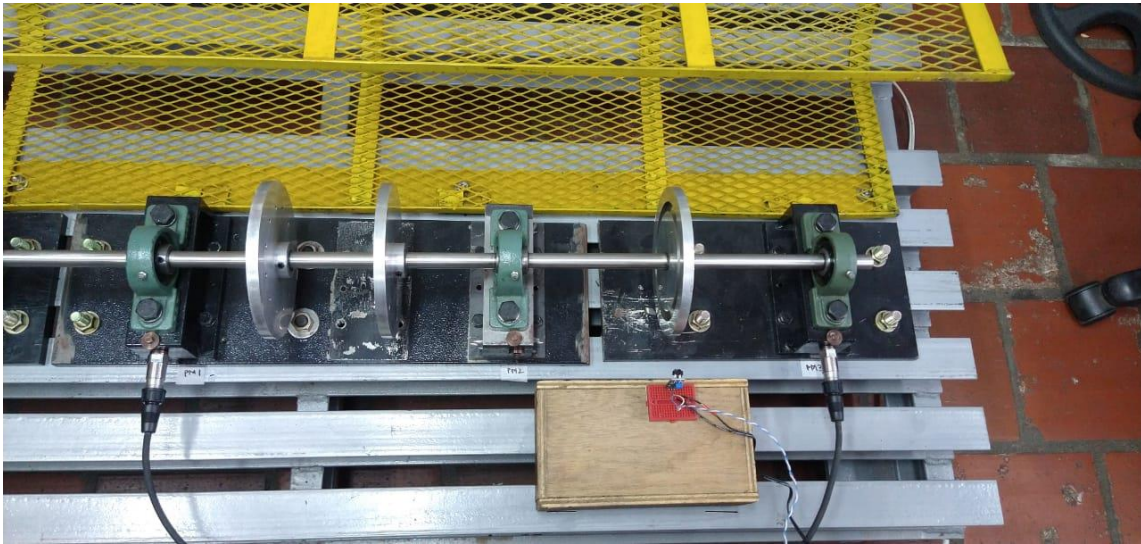
### 5.3 CASOS DE DESBALANCEO

Las condiciones de las pruebas son 1200 RPM – 20 Hz, dirección radial Z. Canal 0: Acelerómetro – Plano medición 1, Canal 1: Acelerómetro – Plano medición 2 y Canal 2: Sensor óptico – Referencia 0° (\*).

(\*) Como anexo se encuentra el reporte completo de la adquisición de datos realizada para cada caso.

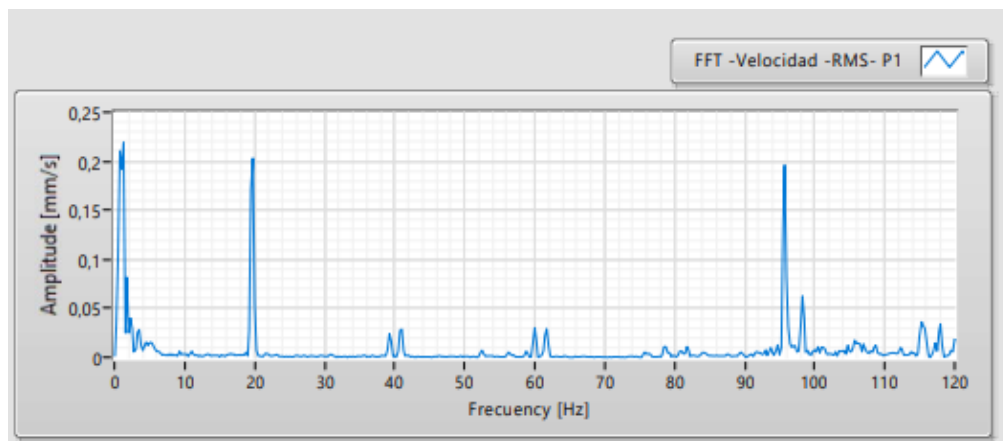
**5.3.1 Funcionamiento normal del banco.** Para el desarrollo de esta prueba se toma - PM1/ PM2 (En el cojinete 3), dirección Z y rotación horaria. El objetivo de este caso es evaluar las condiciones del banco, revisar su espectro y realizar un diagnóstico.

Figura 65. Configuración para prueba de funcionamiento normal del banco de pruebas



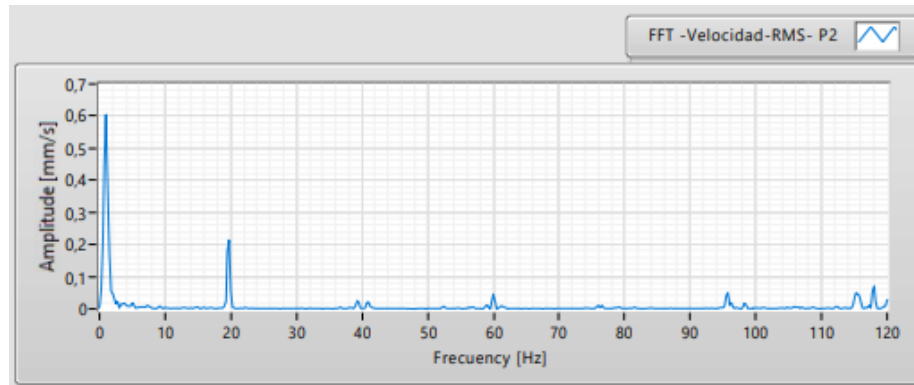
Fuente: Autor

Figura 66. Espectro de frecuencia para el Plano 1



Fuente: Autor

Figura 67. Espectro de frecuencia para el Plano 2



Fuente: Autor.

El banco opera a 1200 RPM registradas en el variador- no tiene adicionado ningún peso sobre los discos y gira libremente. Se toma mediciones en las dos direcciones radiales Z y Y, en varias combinaciones de los puntos de medición. En general se obtiene el mismo tipo de espectro de las Figuras 66 y 67. De la gráfica se examina que los valores de amplitud son bastantes bajos, que indican que se trata de un equipo de precisión. En relación con la forma del espectro se destaca el pico que ocurre alrededor de la frecuencia 2.5 [Hz] y amplitud 0.6 [mm/s], característico de la frecuencia de Paso de Polos. La frecuencia de línea de la corriente eléctrica que alimenta el motor es 60 [Hz], por tanto, a 2XF L se destaca el valor principal. También se visualiza armónicos relacionados con la velocidad de giro del rotor. Este comportamiento es típico de problemas con el motor de inducción AC, cuando el rotor no está perfectamente centrado, lo que produce una variación en el espacio entre el rotor y el estator a medida que el rotor gira, lo que se conoce como variación en el entrehierro. Finalmente, aunque el problema está presente sus valores en amplitud comparados con la Figura 10. Norma de vibración ISO 10816-3, son considerados aceptables y no requiere de uso de técnicas de balanceo para corregir la excentricidad del rotor.

**5.3.2 Casos de desbalanceo inducidos.** A continuación, se presenta los tres casos tipos de desbalance. Estos son inducidos en el banco para realizar la caracterización.

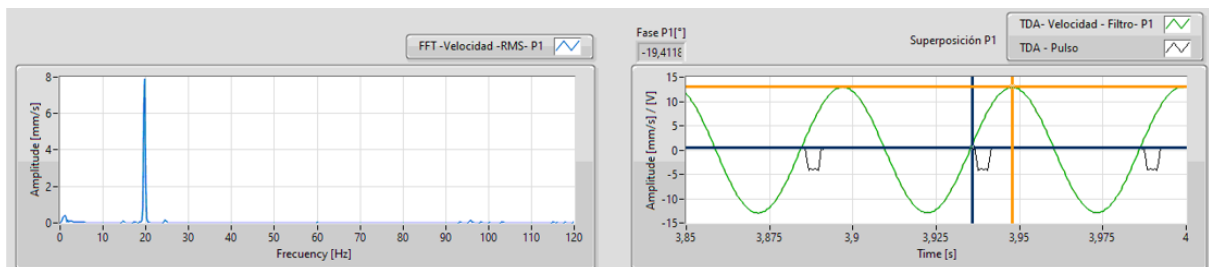
### 5.3.2.1 Desbalanceo estático.

Tabla 11. Caso 1. Desbalanceo estático

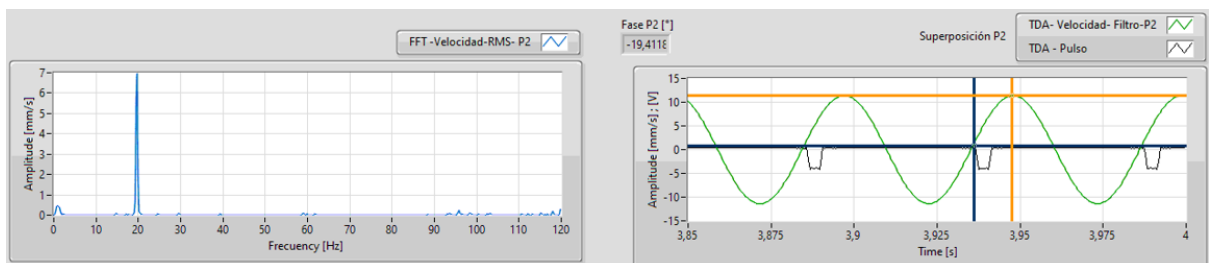
Caso 1. Desbalanceo de igual magnitud y en fase (diferencia de fase 0°)		
Plano de medición 1	<ul style="list-style-type: none"> <li>Masa [g]=36.98</li> <li>Ubicación [°]=0</li> </ul>	
Plano de medición 2	<ul style="list-style-type: none"> <li>Masa [g]=36.98</li> <li>Ubicación [°]=0</li> </ul>	

#### Resultados:

- Plano de medición 1



- Plano de medición 2






Fuente: Autor.

De los espectros obtenidos se visualiza la cresta en 1 x RPM [20 HZ] siempre presente y dominante del domina el espectro. Para el plano 1 la amplitud es 8 [mm/s] y para el plano 2 el valor de 7 [mm/s]. La fase absoluta de P1 es igual -19.41 [°], al igual que para P2. Por tanto, diferencia de fase (fase relativa) entre los horizontes es cero. Dado los resultados obtenidos y basados en la carta de diagnóstico de vibración se trata de un Desbalance Estático. Se sugiere para la corrección colocar una única pesa de corrección de equilibrio en un solo plano en línea con el centro de gravedad (CG) a lo largo del rotor. De los valores de amplitud inicial para cada plano se calcula el valor del desbalance inicial, para  $U_{inicialP1}=30.37 \text{ g.mm}$  y  $U_{inicialP2}=26.57 \text{ g.mm}$ .

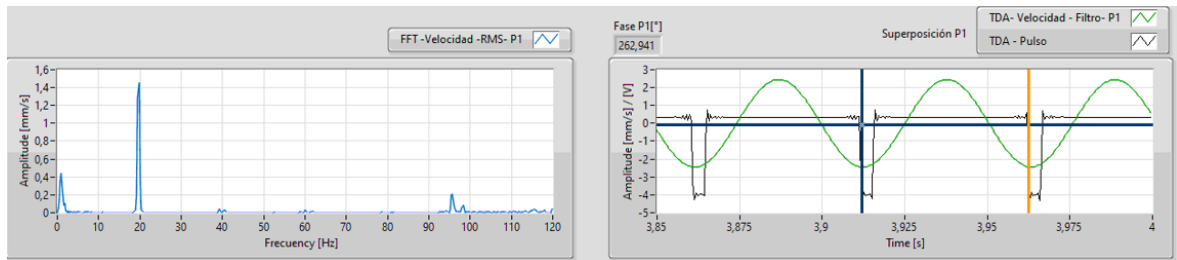
### 5.3.2.2 Desbalanceo de par de fuerzas.

Tabla 12. Caso 2. Desbalanceo de par de fuerzas

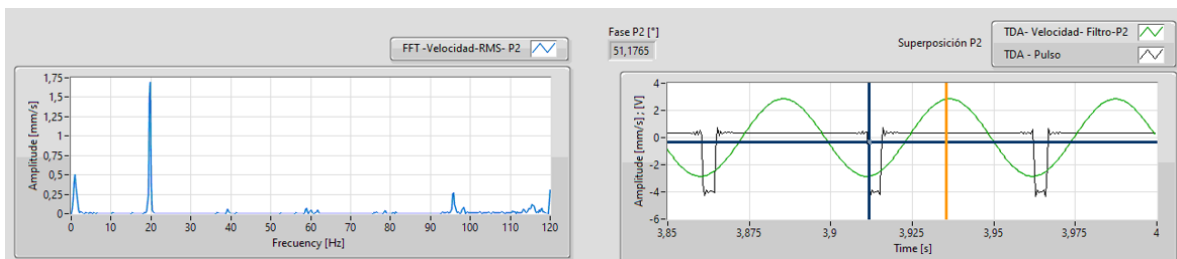
Caso 2. Desbalanceo de distintas magnitudes y fuera de fase en 180°		
Plano de medición 1	<ul style="list-style-type: none"> <li>Masa [g]=36.98</li> <li>Ubicación [°]=240</li> </ul>	
Plano de medición 2	<ul style="list-style-type: none"> <li>Masa [g]= 22.32</li> <li>Ubicación [°]=60</li> </ul>	
		

## Resultados:

- Plano de medición 1



- Plano de medición 2




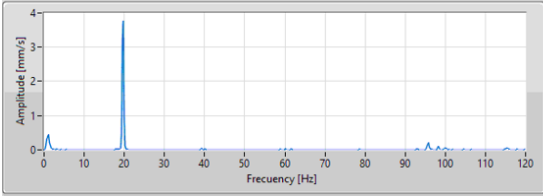
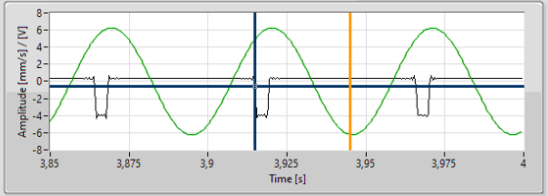
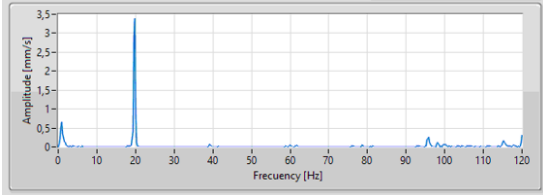
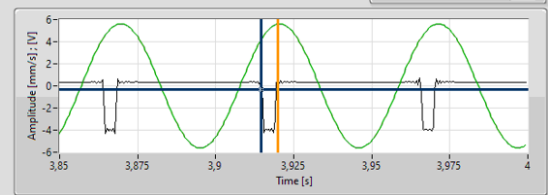


Fuente: Autor.

Al igual que el caso anterior 1X RPM siempre está presente y domina al espectro. Para P1 el valor está alrededor de 1.4 [mm/s] en 20 Hz. Para P2 en 1.75 [mm/s] la misma frecuencia. Los valores de fase absoluta en P1 esa igual a 262.91 [°] y en P2 de 51.18 [°]. Por tanto, la diferencia de fase es 211.73 [°]. Se debe recordar la tolerancia que existe en la medición fase  $\pm 30^\circ$ , por tanto, los resultados encajan en una diferencia de fase de  $180^\circ$  aproximadamente, típica de un desbalance de par o cupla. La recomendación para la corrección requiere colocar pesas de corrección en por lo menos 2 planos. Los valores del desbalance inicial, para  $U_{inicialP1}=5.31 \text{ g.mm}$  y  $U_{inicialP2}=6.53 \text{ g.mm}$ .

### 5.3.2.3 Desbalanceo dinámico.

Tabla 13. Caso 3. Desbalanceo dinámico

Caso 3. Desbalanceo de distintas magnitudes y fase distinta de 180°	
Plano de medición 1	<ul style="list-style-type: none"> <li>Masa [g]= 19.13</li> <li>Ubicación [°]=120</li> </ul> 
Plano de medición 2	<ul style="list-style-type: none"> <li>Masa [g]= 29.53</li> <li>Ubicación [°]=0</li> </ul> 
	
<p><b>Resultados:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Plano de medición 1</li> </ul> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div data-bbox="282 1184 821 1428">  </div> <div data-bbox="854 1184 1398 1428">  </div> </div> <ul style="list-style-type: none"> <li>Plano de medición 2</li> </ul> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div data-bbox="282 1503 821 1747">  </div> <div data-bbox="854 1503 1398 1747">  </div> </div>	

Fuente: Autor.

Para ambos planos de medición 1X RPM domina el espectro. En P1 la amplitud pico vale 3.7 [mm/s] y para P2 es igual a 3.4 [mm/s]. Aquí, la diferencia de fase radial entre los apoyos tiene un valor de 141.18 [°], como es diferente a los dos casos anteriores, se trata de un desbalance dinámico en el que domina el 1X RPM y el valor de la fase relativa puede abarcar un rango de 0° a 180°. Los valores del desbalance inicial, para  $U_{inicialP1}=14.04 \text{ g.mm}$  y  $U_{inicialP2}=12.91 \text{ g.mm}$ .

## 5.4 BALANCEO

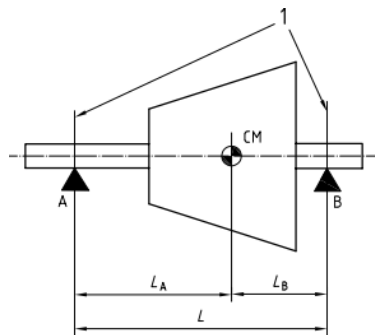
Según las condiciones operativas del banco- motor eléctrico de velocidad superior a 950 RPM y la Figura 25: Orientación para los grados de calidad del equilibrio para rotores en estado constante (rígido) de la norma ISO 1940-1 define un grado de calidad G2.5. Adicionalmente, la masa de cada rotor es de 0.477 kg y la velocidad de rotación para las pruebas es de 1200 RPM.

### 5.4.1 Cálculo de $U_{perm}$ según la norma ISO1940 de acuerdo con la ecuación (11)

$$U_{per} = 19.10 \text{ g mm}$$

#### 5.4.1.1.1 Localización de $U_{perm}$ para cada plano

Figura 68. Distribución del  $U_{perm}$  para cada plano según la ubicación de su centro de masa y los apoyos.



Fuente: Norma ISO1940

Los discos en el banco se encuentran centrados y equidistantes de los apoyos, por tanto

$$L_A = L_B = \frac{1}{2} L$$

$$U_{per A} = \frac{U_{per} L_B}{L} = \frac{19.10 \left(\frac{1}{2} L\right)}{L} = 9.55 \text{ g mm}$$

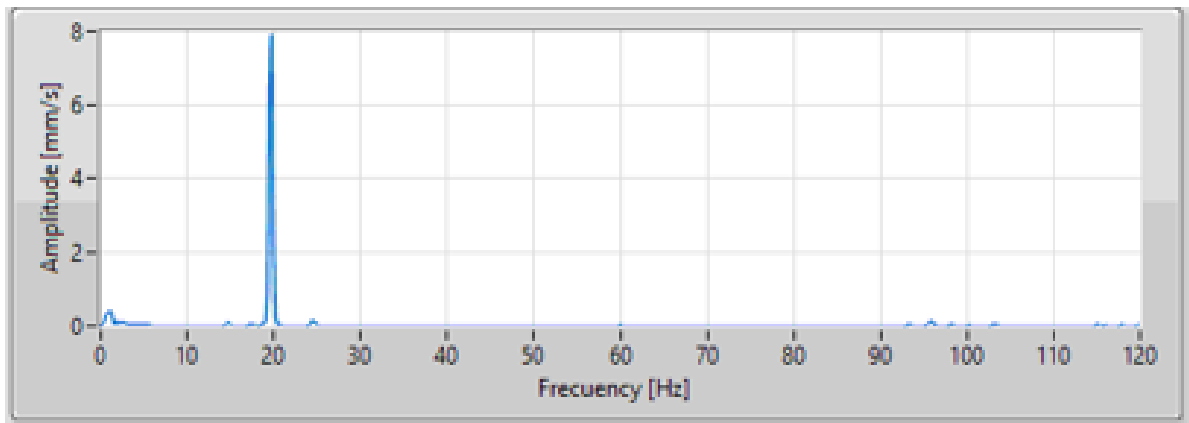
$$U_{per B} = \frac{U_{per} L_A}{L} = \frac{19.10 \left(\frac{1}{2} L\right)}{L} = 9.55 \text{ g mm}$$

Se realizará el balanceo para los casos dos casos que según la norma ISO1940 están por fuera del grado de calidad G2.5. Es decir, para los casos propuestos 1 y 3.

**5.4.2 Balanceo en un (1) Plano.** En el caso propuesto 1 se tiene un desbalance de tipo estático. Según la recomendación de la norma es suficiente con realizar la corrección en un solo plano. El método empleado a continuación es el de las cuatro corridas, en este solo se medirá el valor de amplitud [mm/s] de la vibración.

#### 5.4.2.1 Registro de la vibración original

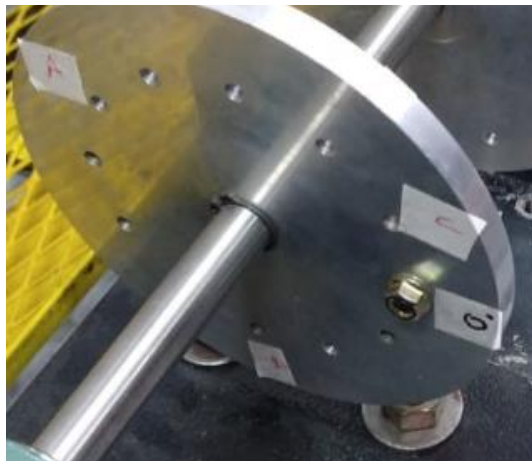
Figura 69. Espectro de la vibración original



Fuente. Autor.

**5.4.2.2 Preparación del rotor.** Se divide angularmente el disco del rotor en tres partes iguales, es decir, espaciado a 120°. La enumeración se realiza en base al sentido contrario de giro de la prueba (horario) por tanto, las divisiones quedaron marcadas como A150°, B270° Y C390°.

Figura 70. Ubicación de los puntos de medición en el rotor



Fuente: Autor

**5.4.2.3 Cálculo de la masa de prueba.** Recomendación ISO1940. Según la norma la masa de prueba debe estar basada en los ítems que muestra la Tabla 14:

Tabla 14. Cálculo de la masa de prueba sugerida ISO1940. Balanceo en un (1) Plano

<b>CÁLCULO MASA DE PRUEBA (ORIENTACIÓN ISO 1940)</b>	
Grado de calidad [G]	2.5
Masa rotor [kg]	0.48
Velocidad de rotación [RPM]	1200
Radio de corrección [mm]	60
Factor	8
Masa de prueba [g]	1.3

Fuente: Autor

El cálculo es realizado en base de la ecuación (11) de  $U_{per}$  mencionada en el componente teórico.

Real colocada: El valor encontrado da una idea de la masa de prueba a colocar. Sin embargo, se tiene limitaciones en cuanto a la cantidad de gramos especificada, ya que no siempre se obtiene exactamente el valor sugerido. Además, el tipo de sujeción roscado del disco obliga a que se deba poner el tornillo en todos los casos. Por tanto, la masa de prueba real disponible es de 7.53 g (la de un solo tornillo).

#### 5.4.2.4 Registro de vibraciones en las posiciones definidas

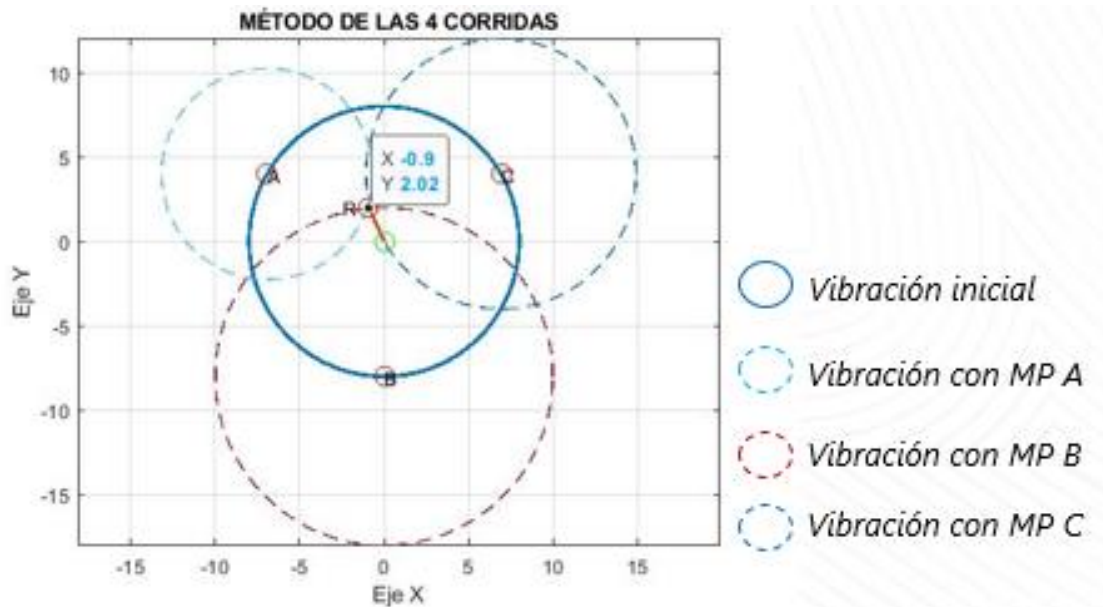
Tabla 15. Seguimiento y registro de la amplitud de la vibración. Balanceo en un (1) Plano

Posiciones	Valores de excitación		Plano de medición
			Plano 1
	Masa de prueba [g]	Posición Angular [°]	Amplitud [mm/s]
			8
Punto A	7.53	150	6.25
Punto B		270	10
Punto C		390	8

Fuente: Autor

**5.4.2.5 Solución método grafico de las 4 corridas.** En la Figura 71. se obtiene los resultados del método de las cuatro corridas, en estas se grafican círculos con radio igual al valor de las amplitudes de las vibraciones registradas.

Figura 71. Ejecución y resultado del método de las 4 corridas.



Fuente: Autor

El círculo central corresponde a la amplitud original. Se identifica el punto de intersección  $P = (-0.9, 2.02)$  de los 3 círculos de las corridas A, B y C, que indica que efectivamente se tiene un problema de desbalance. Se traza un vector  $R$  desde el centro del círculo correspondiente a la primera corrida hasta dicho punto de intersección, este corresponde al vector resultante.

**5.4.2.6 Masa de corrección.** Está relacionada la masa de prueba, la amplitud original y la magnitud del vector resultante.

Tabla 16. Cálculo de la masa de corrección

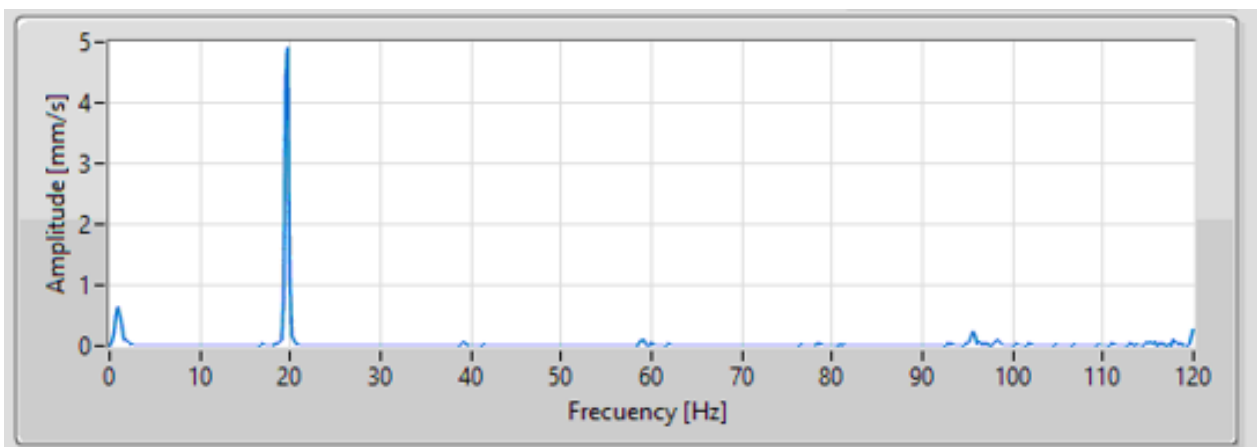
CÁLCULO MASA Y POSICIÓN DE BALANCEO PLANO 1		
$V_0$ [mm/s]	8	
Masa de prueba [g]	7.53	
$\vec{V}_R$ [mm/s]	X	Y
	-0.9	2.02
$ \vec{V}_R $ [mm/s]	2.211	
Masa de corrección [g]	27.2	
$\theta$ [°]	-240	

Fuente: Autor

La masa real de corrección disponible es 28.62 g. Se coloca a  $-240^\circ$  ( $120^\circ$ )

#### 5.4.2.7 Registro de la vibración final

Figura 72. Espectro de la vibración final empleando una vez el método de las 4 corridas



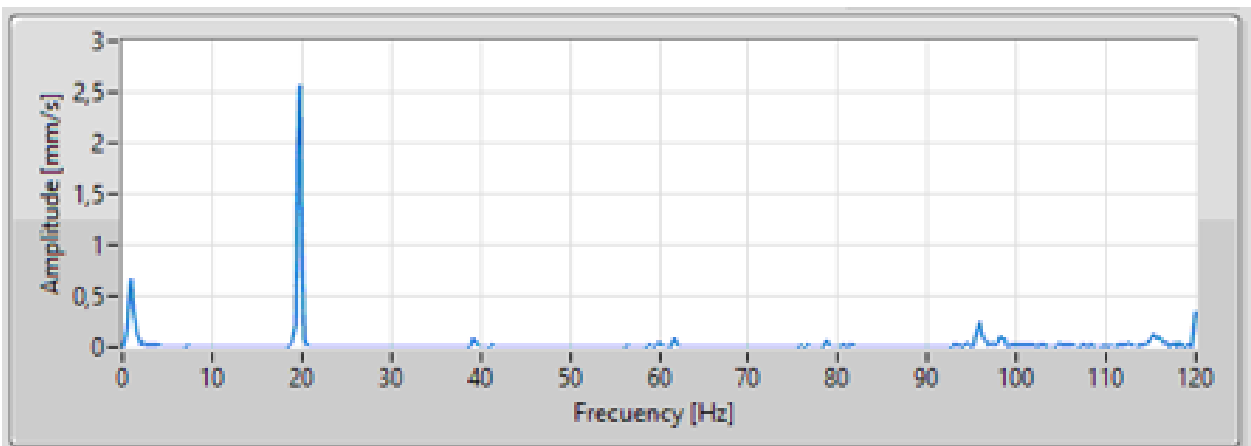
Fuente: Autor

El valor de la amplitud registrada es 5 [mm/s] en la Figura 72, equivalente a  $U_{res}=18.98$  g.mm. Aunque hubo reducción de la vibración, aún no se cumple con la condición

establecida de la norma ISO1940, de que el balance residual debe ser menor o igual al desbalance admisible,  $U_{res} \leq U_{perm}$ .

Nuevamente se aplica el método de las 4 corridas, dejando la masa de corrección del proceso anterior (esta forma ahora parte del rotor). Los resultados de la nueva aplicación del método dejan: masa de corrección 8.36 g a un ángulo de  $-200^\circ$ . Por tanto, la masa real de corrección disponible y empelada es 7.53 g a  $180^\circ$ .

Figura 73. Espectro de la vibración final empleando por segunda vez el método de las 4 corridas



Fuente: Autor

De la Figura 73 se identifica ahora que el valor es aproximadamente 2.6 [mm/s], equivalente a  $U_{res}=9.87 \text{ g.mm}$ . Comparado con  $U_{per} = 9.55 \text{ g mm}$ , los dos valores coinciden y se obtiene el desbalance residual admisible ISO1940.

**5.4.3 Balanceo en dos (2) Planos.** Para el caso propuesto 2 se tiene un desbalance dinámico. Los valores del desbalance inicial, para el plano 1 es  $U_{inicialP1}=14.04$  g.mm y para el plano 2  $U_{inicialP2}=12.91$  g.mm. Se requiere dos planos de corrección. El método desarrollado es el de coeficiente de influencia. Es necesario el registro de amplitud [mm/s] y la fase absoluta [°].

**5.4.3.1 Cálculo de la masa de prueba. Recomendación ISO1940**

Tabla 17. Cálculo de la masa de prueba sugerida ISO1940. Balanceo en dos (2) Planos

<b>CÁLCULO MASA DE PRUEBA (ORIENTACIÓN ISO 1940)</b>	
Grado de calidad [G]	2.5
Masa rotor [kg]	0.96
Velocidad de rotación [RPM]	1200
Radio de corrección [mm]	60
Factor	8
Masa de prueba [g]	25

Fuente: Autor

Real colocada: Basados en el cálculo de la masa de prueba de la Tabla 17, se asigna para el plano de medición 1: Masa de prueba 29.10 g y posición angular 30°. Para el plano de medición 2: Masa de prueba 17.44 g y posición angular 180°

### 5.4.3.2 Registro de vibraciones

Tabla 18. Seguimiento y registro de la amplitud y fase de la vibración. Balanceo en dos (2) Planos

Planos de corrección	Valores de excitación		Planos de medición			
	Masa de prueba [g]	Posición Angular [°]	Plano 1		Plano 2	
			Amplitud [mm/s]	Fase [°]	Amplitud [mm/s]	Fase [°]
			3.80	121	3.40	-19
Plano 1	29.10	30	6.00	-19	5.25	-90
Plano 2	17.44	180	2.50	121	2.10	51

Fuente: Autor

### 5.4.3.3 Solución método matemático coeficientes de influencia (\*)

Tabla 19. Desarrollo del método de coeficientes de influencia. Notación complejos

Tipo de ensayo	Amplitud de la vibración [mm/s] y Fase [°] Cojinete A	Amplitud de la vibración [mm/s] y Fase [°] Cojinete B
ENSAYO 1: Desequilibrio original	$Y_{10} = 3,8 < (121)$	$Y_{20} = 3,4 < (11)$
ENSAYO 2: Agrega Masa de Prueba $m_1 = 29,1 < (30)$ en el Plano 1	$Y_{11} = 6 < (341)$	$Y_{21} = 5,25 < (270)$

(\*) Se soluciona a través de una calculadora programable desarrolla en EES.

<p>ENSAYO 3: Agrega Masa de Prueba  <math>m_2 = 17,44 &lt; (180)</math>  en el Plano 2 (Nota: Quitar la Masa  de Prueba 1)</p>	$Y_{12} = 2,5 < (121)$	$Y_{22} = 2,1 < (51)$
--	------------------------	-----------------------

Fuente: Autor

Cálculo de los factores

$$\begin{aligned}
a &= \frac{Y_{11} - Y_{10}}{m_1} & a &= 0,3175 \angle -64,33^\circ \\
k_2 &= \frac{Y_{21} - Y_{20}}{m_1} & k_2 &= 0,2329 \angle -149,5^\circ \\
k_1 &= \frac{Y_{12} - Y_{10}}{m_2} & k_1 &= 0,07454 \angle 121^\circ \\
b &= \frac{Y_{22} - Y_{20}}{m_2} & b &= 0,1286 \angle -26^\circ
\end{aligned}$$

Cálculo de los desbalances

$$\begin{aligned}
U_1 &= \frac{k_1 \cdot Y_{20} - b \cdot Y_{10}}{k_1 \cdot k_2 - a \cdot b} & U_1 &= 8,999 \angle -177,6^\circ \\
U_2 &= \frac{k_2 \cdot Y_{10} - a \cdot Y_{20}}{k_1 \cdot k_2 - a \cdot b} & U_2 &= 12,85 \angle 8,754^\circ
\end{aligned}$$

Valores de las masas de corrección

$$\begin{aligned}
m_{\text{corrección}P_1} &= -U_1 \\
m_{\text{corrección}P_2} &= -U_2
\end{aligned}$$

$$m_{\text{corrección}P_1} = 8,999 \angle 2,405^\circ$$

$$m_{\text{corrección}P_2} = 12,85 \angle -171,2^\circ$$

#### 5.4.3.4 Masa de corrección

Tabla 20. Resumen de los resultados masa de corrección y posición angular para los planos 1 y 2

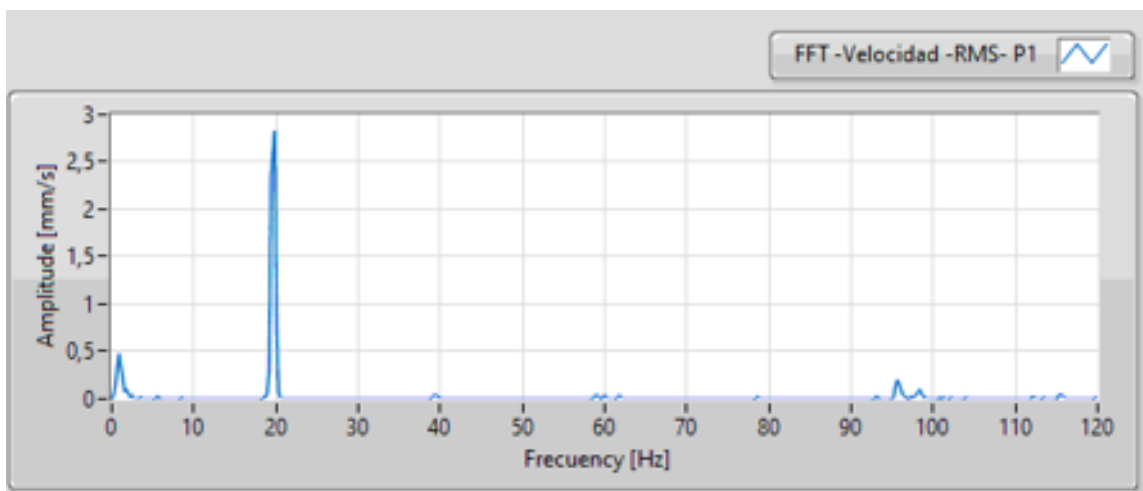
Planos de corrección	Valores de corrección calculados	
	Masa de corrección [g]	Posición Angular [°]
Plano 1	9	0
Plano 2	12.85	180

Fuente: Autor

Las masas reales de corrección disponible son: Plano de medición 1: Masa de prueba 10.13 g y posición angular 0°. Para el plano de medición 2: Masa de prueba 12.99 g y posición angular 180°

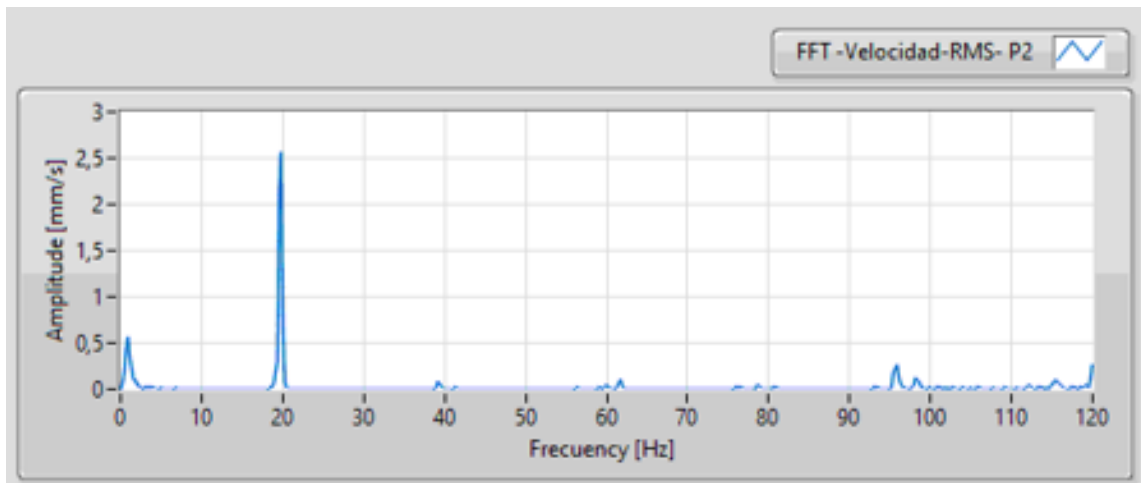
#### 5.4.3.5 Registro de la vibración final

Figura 74. Espectro de la vibración final para el Plano 1 empleando el método de los coeficientes de influencia



Fuente: Autor

Figura 75. Espectro de la vibración final para el Plano 2 empleando el método de los coeficientes de influencia



Fuente: Autor

El valor pico de la amplitud de la Figura 74 y 75, están alrededor de 2.5 [mm/s], equivalente  $U_{res} = 9.55 g mm$ . Por tanto, se cumple con  $U_{res} \leq U_{perm}$ .

## 6 CONCLUSIONES

El montaje del banco de pruebas para el balanceo dinámico de rotores rígidos destaca la aplicación integral de conocimientos específicos de ingeniería mecánica. Desde la selección adecuada del motor eléctrico Siemens trifásico 220/440 hasta la disposición de tres apoyos tipo chumacera y la distribución estratégica de los discos para el balanceo en uno y dos planos asegurar la estabilidad, precisión y confiabilidad de las pruebas.

La identificación exitosa de las señales de vibración en los apoyos del banco de pruebas en el dominio de la frecuencia representa un logro significativo. Este proceso ha permitido asociar las vibraciones medidas con patrones específicos de desbalance en rotores.

La aplicación de la carta ilustrada de diagnóstico de vibración ha demostrado ser una herramienta efectiva para visualizar y comprender la naturaleza de las vibraciones, facilitando la identificación de problemas en los rotores y permitiendo la toma de decisiones informadas para su corrección.

Se logra desarrollar el balanceo para los modelos uno y dos planos, con las metodologías de las 4 corridas y los coeficientes de influencia, que logra la obtención del desbalance residual admisible establecidos por la norma ISO 1940, referente que garantiza la integridad y eficiencia operativa de los sistemas rotativos.

## 7 RECOMENDACIONES

Proponer la inclusión de otros casos de en el banco de prueba, como desbalance múltiples planos, desalineación, resonancia, entre otros desafíos que pueden encontrarse en aplicaciones industriales reales, permitirá mejorar la versatilidad y robustez de las técnicas implementadas. Así mismo es necesario ir validando los resultados encontrados en equipos reales.

La combinación de National Instruments y LabVIEW representa una excelente opción para la adquisición de datos de vibración y el análisis de manera personalizada, ya que la programación se hace desde cero y a la medida de las necesidades del problema. Este enfoque favorece la parte investigativa. Pero si se requiere una aplicación industrial, por ejemplo, el balanceo de equipos rotativos existe en el mercado nuevas tecnologías que no solo adquieren datos de los sensores de vibración, sino que realizan los cálculos de interés para llevar a cabo las tareas de balanceo. Adicionalmente existen limitaciones en cuanto a la compatibilidad de equipos y programas de LabVIEW y al uso de las versiones académica e industrial.

Se hace necesario la formación y capacitación del personal de la línea análisis de falla de la CIC, para consolidar el conocimiento y que todos los miembros hagan parte del estudio de análisis de vibraciones y el balanceo de rotores.

Obtener certificaciones y cumplir con las normativas pertinentes en el área de análisis de vibraciones y balanceo de rotores brindará confianza a los clientes y abrirá nuevas oportunidades de negocio.

## BIBLIOGRAFÍA

Antezana Castro, J. (2013). *Análisis de vibración en maquinaria rotativa (Tesis de grado)* Universidad Nacional Autónoma de México, Ciudad de México, México

Carella, A. R. (2008). *Análisis de vibraciones y diseño de un sistema de balanceo para rotores de alta velocidad (Tesis de pregrado)*. Universidad Nacional de Cuyo, Bariloche, Argentina

CIC. (2023). Presentación de Inducción Institucional 2023 *CIC*. Recuperado <http://corrosion.uis.edu.co/webcic/index.php/es/portafolio>.

Ercoli, L., & La Malfa, S. (2002). *Teoría y práctica del balanceo de rotores industriales*. Buenos Aires, Argentina: Alsina.

Garcia Castro, A. (1995). *Vibraciones Mecánicas*. Bucaramanga: Ediciones UIS.

Gómez Carnicero, E. (2015). *Estudio del proceso de diseño de un banco de pruebas para análisis de fallos provocados por desequilibrio en eje rotor (Tesis de pregrado)*. Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial, Universidad de Zaragoza. Zaragoza, España

Madrigal Meneses, J. A. (2018). *Metodología para el balanceo dinámico de rotores empleando el analizador de vibraciones Oros 35 (Tesis de grado)*. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, Colombia.

White, G. (2010). *Introducción al Análisis de Vibraciones*. Woburn, Massachusetts, Estados Unidos: Azima DLI .

## **ANEXOS**

Anexo A. Planos del banco de pruebas

Anexo B. Reporte identificación Caso 1. Desbalance Estático

Anexo C. Reporte identificación Caso 2. Desbalance Par de Fuerzas

Anexo D. Reporte identificación Caso 3. Desbalance Dinámico

Anexo E. Carta de cumplimiento de actividades emitida por la Corporación para la Investigación de la Corrosión (CIC)

Se entregan de manera independiente a la biblioteca en archivos tipo PDF.